

INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VUIA" TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ

ing. Mihai Jădăneanț

CONTRIBUȚII LA STUDIUL SCHIMBULUI DE CĂLDURĂ
ȘI DE SUBSTANȚĂ ÎN TURNURILE DE RĂCIRE

- Teză de doctorat -

Conducător științific:

Profesor dr. ing. CORNEL UNGUREANU

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

- 1980 -

INSTITUTUL POLITEHNIC TIMIȘOARA	
BIBLIOTECA CENTRALĂ	
Volumul Nr. 407/28	
Dulap 308	Li. F

Cuprins

	pag.
1. Introducere	3
2. Schimbul de căldură și de substanță	8
2.1. Definierea coeficientului de schimb de substanță și a cifrelor de transfer	8
2.2. Definierea funcției \emptyset pentru turnuri de răcire	12
2.3. Relațiile de calcul ale schimbului de căldură și de substanță pentru curgerea în contracurent, cazul aerului nesatu- rat	14
2.4. Relațiile de calcul pentru curgerea în contracurent, cazul aerului saturat	20
2.5. Relațiile de calcul ale schimbului de căldură și de substanță pentru curge- rea în curent încrucișat, cazul aerului nesaturat	24
2.6. Relațiile de calcul pentru curgerea în curent încrucișat, cazul aerului saturat	27
3. Calculul schimbului de căldură și de sub- stanță cu ajutorul funcției \emptyset	29
3.1. Cazul curgerii în contracurent	29
3.2. Cazul curgerii în curent încrucișat	34
3.3. Considerații asupra atingerii stării de saturație a aerului	40
4. Utilizarea teoriei funcției \emptyset în calculul practic al turnurilor de răcire în contra- curent	49
4.1. Determinarea cifrelor de transfer la turn dat	49
4.2. Determinarea parametrilor apei și aerului la ieșire, în cazul proiectării turnului	54
5. Utilizarea teoriei funcției \emptyset , în calculul practic al turnurilor de răcire în curent încrucișat	54
5.1. Determinarea cifrelor de transfer la turn dat	54

	pag.
5.2. Determinarea parametrilor apei și aerului la ieșire, în cazul proiectării turnului	60
6. Comparație cu alte metode	62
6.1. Metoda Merkel (rezolvare Spangemacher)	62
6.2. Metoda Berman	63
6.3. Metoda Helfand	66
6.4. Concluzii privind metodele de calcul	68
7. Cercetarea experimentală	71
7.1. Cercetarea experimentală pe standul pilot turn de răcire în contracurent	71
7.2. Cercetarea experimentală pe standul pilot turn de răcire în curent încrucișat	95
7.3. Cercetarea experimentală pe standul mono-placă în contracurent	102
8. Factorul Lewis σ_p/α	116
9. Concluzii	122
10. Bibliografie	127

1. Introducere

Transpunerea în viață a obiectivelor dezvoltării economico sociale a țării stabilite de cel de al XII-lea Congres. al Partidului Comunist Român este determinată în măsură hotărâtoare de corelarea nivelurilor creșterii economice a României cu resursele materiale ale țării, resurse în cadrul cărora locul central îl ocupă energia. Ca urmare, asigurarea unei baze energetice corespunzătoare necesităților țării, ca și gospodărirea cât mai rațională și economisirea în grad înalt a resurselor energetice și a combustibililor constituie probleme importante, de stringentă actualitate, primate cu înaltă responsabilitate patriotică de partidul și statul nostru.

Problematika complexă a dezvoltării și folosirii bazei energetice a țării își găsește reflectarea științifică în "Programul directivă de cercetare și dezvoltare în domeniul energiei pe perioada 1981-1990 și orientările principale până în anul 2000", program care are ca premisă "... necesitatea ca în viitorul deceniu România să devină independentă din punct de vedere al combustibilului și energiei" .

În tendința generală spre optimizarea și reducerea consumului specific de combustibil, "epuizarea" în sens relativ a perfecționărilor aduse extremității calde a ciclului centralelor termoelectrice a îndreptat atenția cercetătorilor spre extremitatea rece, respectiv spre turnul de răcire, neglijat în trecut atât din cauza potențialului relativ scăzut al nivelului energiilor vehiculate, cât și din cauza dificultăților întâmpinate în cuprinderea matematică a fenomenelor.

Cheltăielile legate de construcția și exploatarea turnurilor de răcire, chiar dacă nu reprezintă decît 4-5% din totalul investiției și al exploatării, au valori absolute tot mai mari. În același timp din cauza dezvoltării instalațiilor de climatizare și frig, vârful de sarcină se deplasează tot mai mult spre sezonul cald, adică tocmai spre anotimpul cînd mediul oferă ciclului parametrii săi cei mai dezavantajoși.

Îmbunătățirile de randament care ar putea fi obținute prin ameliorarea performanțelor extremității reci a ciclului, dacă acum două decenii erau cu mult inferioare creșterilor oferite

prin perfecționarea extremității calde, din cauza dezvoltării inegale a celor două sectoare, au acum același ordin de mărime, cu perspectiva unei creșteri mai mari a ponderii sectorului rece.

La atare dimensiuni și cu astfel de aspecte noi, etapa în care răcirea era tratată ca o anexă este depășită. A adânci cunoașterea funcționării turnurilor de răcire cere în primul rând cercetarea tuturor compartimentelor domeniului. Din această cauză, în ultimii ani autorul a desfășurat în paralel o activitate teoretică și experimentală susținută pentru stabilirea unor metode de calcul care să se apropie cât mai mult de desfășurarea reală a proceselor și pentru găsirea unor soluții constructive noi, mai eficiente și mai economice.

Atât cercetările teoretice, cât și cele experimentale au vizat întreaga gamă a turnurilor de răcire utilizate la noi în țară, în teză tratându-se astfel atât aspectele legate de teoria și funcționarea turnurilor de răcire în contracurent cât și a celor cu curgere în curent încrucișat. Determinările experimentale au fost efectuate pe standul monoplacă în contracurent și pe standurile pilot turn de răcire în contracurent și turn de răcire în curent încrucișat.

Pentru ambele tipuri de turnuri de răcire s-a constatat că metodică de calcul cea mai apropiată de fenomenul real este cea bazată pe teoria funcției θ , toate prelucrările experimentale efectuându-se cu această metodică de calcul. Experimental a fost studiată o gamă întreagă de tipuri de umpluturi, plecând de la clasicele plăci plane din azbociment și terminând cu rulouri din plase de masă plastică. Pe baza determinărilor experimentale efectuate pe standul monoplacă s-au tras concluzii asupra variației factorului Lewis în decursul procesului de schimb de căldură și substanță.

Autorul ține să aducă un pios omagiu regretatului prof.em. dr.docent ing. Ioan Vlădea sub a cărui înțeleaptă îndrumare s-a format ca cercetător și deosebite mulțumiri tovarășului prof.dr. ing.Cornel Ungureanu sub a cărui competentă conducere a fost elaborată teza de doctorat.

Totodată autorul aduce calde mulțumiri tovarășului conf. dr.ing.Nicolae Oancea pentru sprijinul acordat. Recunoștința sa se adresează de asemenea tuturor colegilor din catedră care prin discuții, sugestii și colaborări sub diferite forme l-au ajutat pe tot parcursul elaborării lucrării.

Notații utilizate

A	- m	- dimensiune liniară
a	- m ² /s	- difuzivitate termică
a	-	- coeficient; cifră de răcire (după Merkel)
B	- m	- dimensiune liniară
b	- s/m	- coeficient de evaporare
b	-	- coeficient
b _a	- m	- lățime
C	- kg/m ³	- concentrație
c	- J/kg.K	- capacitate calorică specifică
h, h _a	- m	- înălțime
i	- J/kg	- entalpie specifică
J _B	-	- factorul Colburn pentru schimb de substanță
J _w	-	- factorul Colburn pentru schimb de căldură
K _e	-	- cifra de evaporare
K _G	- kmol.s/kg.m	- coeficient de schimb de substanță
k	- m ² /s	- coeficient de difuziune
Le	-	- criteriul Lewis
l	- m	- lungime
M	- kg/kmol	- masa moleculară
\dot{M}	- kg/s	- debit de substanță
\dot{m}	- kg/m ² .s	- densitate de flux de substanță
Nu	-	- criteriul Nusselt
Nu'	-	- criteriul Nusselt de ordinul doi
Pr	-	- criteriul Prandtl
p	- N/m ²	- presiune
\dot{Q}	- W	- flux de căldură
\dot{q}	- W/m ²	- densitate de flux de căldură
R	- J/kg.K	- constanta gazului
Re	-	- criteriul Reynolds
r	- J/kg	- căldura de vaporizare
S	- m ²	- suprafața de contact apă/aer
S _c	-	- criteriul Schmidt
s	- m	- grosimea plăcilor
T	- K	- temperatură absolută
t	- °C	- temperatură uscată

l	- m	- pasul dintre plăci
V	- m ³	- volum
w	- m/s	- viteză
X, x	- kgw/kgL	- conținut de umiditate
x, y, z	-	- coordonate carteziene
α	- W/m ² K	- coeficient de convecție termică
β	- m/s	- coeficient de schimb de substanță
ρ_{xv}	- kg/m ³ .s	- coeficient volumic de schimb de substanță
δ	- m	- ecart dintre plăci; grosime
η	- N.s/m ²	- viscozitate dinamică
γ	-	- randamentul repartizării apei
η_A	-	- grad de răcire
λ	- KgL/kgw	- debit specific de aer
λ	- W/m.K	- coeficient de conductibilitate termică
ν	- m ² /s	- viscozitate cinematică
ρ	- kg/m ³	- densitate
σ	- kg/m ² .s	- coeficient de schimb de substanță
τ	- °C	- temperatură umedă
φ	- %	- umiditate relativă
ψ	- %	- grad de saturație

Indicii plasați jos

B	- după Berman
b	- barometric
F	- după Fuller
K	- după Koch
L	- aer
M	- molar
M_1, M_2	- după Merkel
m	- mediu
p	- la presiune constantă
S_n	- după Sherwood
S_p	- după Spangemacher
s	- saturație
u	- umed
v	- vapori; volumic
w	- apă
0	- limita de separare a fazelor
1	- intrare
2	- ieșire

Indicii plasați sus

- n - densitate de flux
- † - la temperatura apei
- c - relativ la căldură
- s - relativ la substanță
- t - turbulent

2. Schimbul de căldură și de substanță

2.1. Definirea coeficienților de schimb de substanță și a cifrelor de transfer

Pentru cel mai simplu mod de schimb de substanță - evaporarea-Dalton a fost primul care a scris o relație matematică, care stabilește cantitatea de vapori formată în unitatea de timp, funcție de diferența dintre presiunea p_{s0} a vaporilor formați imediat deasupra oglinzii lichidului și presiunea p_v a vaporilor aflați în gazul de deasupra lichidului la o distanță mai mare de oglindă [13] :

$$- d\dot{M}_w = b(p_{s0} - p_v) \cdot dS \quad [\text{kg/s}] \quad (1)$$

Deasupra oglinzii lichidului va exista totdeauna un strat limită laminar saturat cu vapori, în care căldura se transmite prin conductivitate pură, iar substanța trece numai prin difuziune. Densitatea curentului de difuziune este după Fick:

$$\dot{m}_w = -k \cdot \frac{dC}{dy} \quad [\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}] \quad (2)$$

Avînd în vedere analogia triplă dintre schimbul de impulsuri, de căldură și de substanță [19] , pentru schimbul de substanță se poate scrie:

$$(w \cdot \text{grad } w) = k \cdot \nabla^2 C \quad (3)$$

sau sub forma:

$$\beta \cdot (C_0 - C) = \dot{m}_w = -k \frac{dC}{dy} \quad [\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}] \quad (4)$$

Densitatea fluxului de substanță \dot{m}_w care trece prin suprafața de separație este proporțională cu căderea de concentrație la perete, la care concentrația C ne dă cantitatea substanței difuzate în unitatea de volum de amestec. Partea stîngă a ecuației (4) definește coeficientul de schimb de substanță β .

Dacă pornind de la ecuația schimbului de căldură:

$$\alpha \cdot (t_0 - t) = \dot{q} = -a \frac{d(t \cdot l)}{dy} \quad [\text{W/m}^2] \quad (5)$$

se poate scrie criteriul Nusselt:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad (6)$$

din ecuația (4) se poate scrie analog un alt raport adimensional,

$$Nu' = \frac{\beta \cdot l}{k} \quad (7)$$

numit și criteriul Nusselt de ordinul doi. Raportul celor două mărimi de transport ν și a dau criteriul Prandtl:

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (8)$$

care se folosește ca parametru pentru obținerea câmpului de temperatură din câmpul de viteze. Aceeași însemnătate o are criteriul Schmidt:

$$Sc = \frac{\nu}{D} \quad (9)$$

pentru câmpul de concentrații. Al treilea raport dintre cele trei mărimi de transport este a/k care se indică în literatură ca și criteriul Lewis :

$$Le = \frac{Sc}{Pr} = \frac{a}{k} \quad (10)$$

Această expresie este hotărâtoare când trebuie să se stabilească procesul de schimb de substanță dintr-un proces de schimb de căldură (sau invers), sau când amândouă procesele se obțin în același câmp.

În schimbul de căldură și de substanță, un rol important îl joacă și factorul Lewis, definit din ecuația dezvoltată a lui Merkel [36] :

$$\lambda \cdot di_L = c_w \cdot dt_w = \frac{\Gamma}{\dot{M}_w} \left[(i_s - i_L) + c_p \cdot (t_w - t_L) \left(\frac{\alpha}{\sigma \cdot c_p} - 1 \right) \right] \cdot dS \quad (11)$$

adică:

$$\text{fact. Lewis} = \frac{\Gamma \cdot c_p}{\alpha} \quad (12)$$

în care c_p reprezintă capacitatea calorică specifică la presiune constantă a aerului umed:

$$c_p = c_{pL} + x \cdot c_{pv} \quad [J/kg.K] \quad (13)$$

La schimbul de căldură și cel de substanță se poate folosi de asemenea criteriul Stanton:

$$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} = \frac{\alpha}{w \cdot \rho \cdot c_p} \quad (14)$$

și

$$St' = \frac{Nu'}{Re \cdot Sc} = \frac{\beta}{w} \quad (15)$$

Pentru reprezentarea procesului de schimb de substanță au fost întrebuințate și formule empirice de interpolare în forma $Nu = f(Re)Pr^n$. Pentru exponentul n s-a găsit valoarea $1/3$, fapt folosit de Colburn pentru definirea unui coeficient de schimb de căldură:

$$j_w = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} Pr^{2/3} = St \cdot Pr^{2/3} = \frac{\alpha}{w \cdot \rho \cdot c_p} Pr^{2/3} \quad (16)$$

și a unui coeficient de schimb de substanță:

$$j_s = \frac{Nu'}{Re \cdot Sc} Sc^{2/3} = St' \cdot Sc^{2/3} = \frac{\beta}{w} Sc^{2/3} \quad (17)$$

Densitatea fluxului de substanță se poate exprima și cu ajutorul conținutului de umiditate x :

$$\dot{m}_w = G \cdot (x_0 - x) \quad [kg/m^2 \cdot s] \quad (18)$$

Din egalitatea relațiilor (4) și (18) și ținând cont că $C = p/R \cdot T$ se poate scrie:

$$\frac{\beta}{R \cdot T} (p_0 - p) = \dot{m}_w = G \cdot (x_0 - x) \quad [kg/m^2 \cdot s] \quad (19)$$

și

$$G = \frac{\beta}{RT} \frac{p_0 - p}{x_0 - x} \approx \beta \cdot \rho \quad [kg/m^2 \cdot s] \quad (20)$$

relație care stabilește legătura dintre cei doi coeficienți de schimb de substanță β și G .

În locul coeficientului de transfer de substanță β definit prin relația (4) în literatura americană se folosește mărimea K_G definită prin relația:

$$\dot{m}_w = \frac{\beta}{RT} (p_0 - p) = K_G \cdot M (p_0 - p) \quad [kg/m^2 \cdot s] \quad (21)$$

și exprimată în funcție de β :

$$K_G = \frac{\beta}{R \cdot M \cdot T} \quad \left[\frac{kmol \cdot s}{kg \cdot m} \right] \quad (22)$$

Introducând în relația (11) simplificarea propusă de Lewis

$\frac{\sigma \cdot c_p}{\lambda} = 1$ și acceptată în foarte multe cazuri, aceasta se reduce la forma bine cunoscută ecuației fundamentale a lui Merkel:

$$\frac{\sigma \cdot dS}{\dot{M}_w} = \frac{c_w \cdot dt_w}{i_s - i_L} = \frac{\lambda \cdot di}{i_s - i_L} \quad (23)$$

care prin integrare definește cifra de evaporare Ke (criteriul Merkel):

$$Ke = \frac{\sigma \cdot S}{\dot{M}_w} \quad (24)$$

Cum adesea nu se poate aprecia corect suprafața de contact apă/aer din turnurile de răcire, s-a introdus un coeficient volumic de schimb de substanță, definit prin relația:

$$\beta_{xv} = \frac{\sigma \cdot S}{V} \quad [\text{kg/m}^3 \cdot \text{s}] \quad (25)$$

cu ajutorul căruia relația (24) devine:

$$Ke = \frac{\beta_{xv} \cdot V}{\dot{M}_w} \quad (26)$$

Utilizînd debitul de aer în locul debitului de apă în relația (24) se obține o altă "cifră de evaporare" :

$$Ke^+ = \frac{\sigma \cdot S}{\dot{M}_L} \quad (27)$$

Tot în literatura americană se folosește o expresie asemănătoare cifrei de evaporare [37] și anume:

$$N.T.U = \frac{K_G \cdot S \cdot Z}{\dot{M}_w} \quad (28)$$

notația reprezentînd inițialele expresiei: Number of Transfer Units. Legat de această expresie mai avem și:

$$H.T.U = \frac{\dot{M}_w \cdot c_p \cdot V}{K_G \cdot S} \quad (29)$$

care înseamnă Height of a Transfer Unit. Într-un turn de răcire, H.T.U reprezintă înălțimea unei umpluturi de același tip cu umplutura reală, necesară pentru a produce același efect ca și o suprafață teoretică la care cele două fluide la ieșire sînt în echilibru între ele.

Scrise pe partea aerului, aceste expresii devin:

$$N.A.T.U = \frac{K_G \cdot S \cdot Z}{\dot{M}_L} ; \quad H.A.T.U = \frac{\dot{M}_L \cdot c_p \cdot V}{K_G \cdot S} \quad (30)$$

2.2. Definirea funcției ϕ pentru turnuri de răcire

În tehnica schimbătoarelor de căldură este deja bine introdusă funcția ϕ , cât și pusă la punct utilizarea ei [43], [44]. La modul cel mai general, expresia matematică a funcției ϕ este:

$$\phi = \frac{t_1^{\text{cald}} - t_2^{\text{cald}}}{t_1^{\text{cald}} - t_1^{\text{rece}}} \quad (31)$$

Indiferent de tipul turnului de răcire - contracurent sau curent încrucișat - se poate defini pentru acest caz funcția ϕ prin relația:

$$\phi = \frac{i_{L2} - i_{L1}}{i_s(t_{w1}) - i_{L1}} = \frac{i_{L2} - i_{L1}}{i_{s1}^+ - i_{L1}} \quad (32)$$

care reprezintă raportul dintre preluarea reală de căldură de către aer și preluarea maxim posibilă pentru condițiile date. Prin entalpia $i_s(t_{w1})$ se înțelege entalpia la saturație a aerului la temperatura t_{w1} de intrare a apei în turn. Pentru simplificarea scrierii, se va utiliza pentru această mărime notația i_{s1}^+ .

Pentru a se putea integra relațiile matematice dificile care descriu funcționarea turnurilor de răcire, s-a presupus în primă ipoteză, liniaritatea curbei de saturație, sub forma:

$$i_s^+ = a + b \cdot t_w \quad (33)$$

Utilizînd relația (33) cât și ecuația de bilanț termic a turnului de răcire:

$$d\dot{Q} = \dot{M}_L \cdot di = \dot{M}_w \cdot c_w \cdot dt_w \quad (34)$$

se poate modifica relația (32) definind funcția ϕ cu relația:

$$\phi = \frac{i_{L2} - i_{L1}}{i_{s1}^+ - i_{L1}} = \frac{\dot{M}_w \cdot c_w \cdot \Delta t_w}{\dot{M}_L \cdot (i_{s1}^+ - i_{L1})} = \frac{c_w \cdot \Delta t_w}{(i_{s1}^+ - i_{L1})} \quad (35)$$

Dacă considerăm $i_s^+ = a + b \cdot t_w$, se poate scrie și $di_s^+ = b \cdot dt_w$, deci relația (34) devine:

$$d\dot{Q} = \dot{M}_w \cdot c_w \cdot dt_w = \dot{M}_w \frac{c_w}{b} di_s^+ \quad (36)$$

ceea ce conduce la modificarea expresiei (35) sub forma:

$$\frac{i_{s1}^+ - i_{s2}^+}{i_{s1}^+ - i_{L1}^+} = \frac{b \cdot \lambda}{c_w} \phi \quad (37)$$

Scăzînd cifra 1 în ambele părți ale relației (32) se obține:

$$\frac{i_{s1}^+ - i_{L2}^+}{i_{s1}^+ - i_{L1}^+} = 1 - \phi \quad (38)$$

Scăzînd cifra 1 în ambele părți ale relației (37) se obține:

$$\frac{i_{s2}^+ - i_{L1}^+}{i_{s1}^+ - i_{L1}^+} = 1 - \frac{b \cdot \lambda}{c_w} \phi \quad (39)$$

Scăzînd relația (37) din (38) se obține:

$$\frac{i_{s2}^+ - i_{L2}^+}{i_{s1}^+ - i_{L1}^+} = 1 - \left(1 + \frac{b \cdot \lambda}{c_w}\right) \cdot \phi \quad (40)$$

În tratarea schimbătoarelor de căldură cu ajutorul funcției ϕ s-a introdus și noțiunea de simetrie, putîndu-se considera după voie unul sau celălalt fluid care participă la schimbul energetic ca fluid principal, rezultatul fiind același. Noțiunea de simetrie este valabilă și în cazul turnurilor de răcire. Relațiile (31) ... (40) au fost scrise toate prin considerarea aerului ca fluid principal. Considerînd apa ca fluid principal se poate scrie o nouă expresie pentru funcția ϕ :

$$\phi_w = \frac{i_{s1}^+ - i_{s2}^+}{i_{s1}^+ - i_{L1}^+} \quad (41)$$

care reprezintă raportul dintre cedarea reală de căldură de către apă și cedarea maxim posibilă de căldură. Legătura dintre cele două expresii este dată de relația:

$$\phi = \frac{c_w}{b \cdot \lambda} \phi_w \quad (42)$$

2.3. Relațiile de calcul ale schimbului de căldură și de substanță pentru curgerea în contracurent, cazul aerului nesaturat

Pentru stabilirea relațiilor matematice, se va considera modelul simplificat al unui canal limitat de două plăci plane verticale, apa prelingîndu-se doar pe una din ele, iar aerul trecînd în contracurent prin acest canal (fig.1).

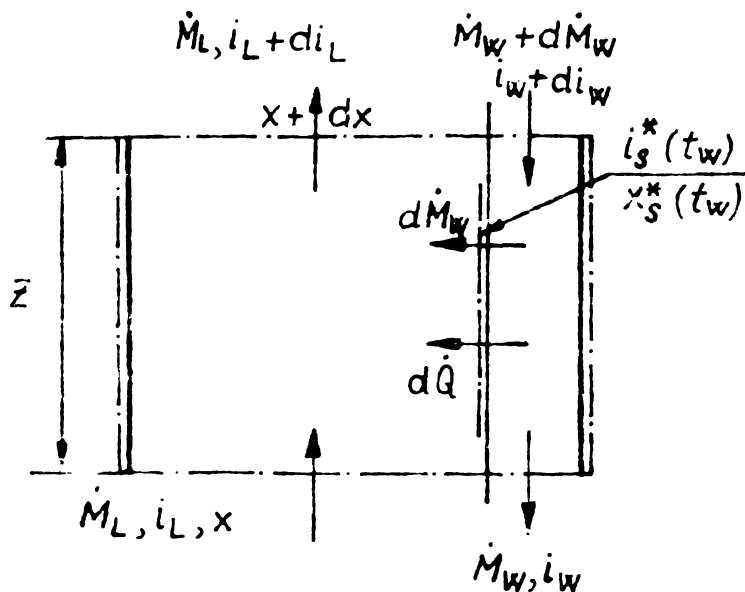


Fig.1. Modelul de calcul

Se vor pune următoarele ipoteze simplificatoare:

- sistemul este adiabatic, căldura transferîndu-se numai în interiorul limitelor sale;
- se neglijează rezistența la trecere pe partea apei, iar temperatura la suprafața apei se consideră ca fiind egală cu temperatura medie a filmului de apă.

În consecință, conținutul de umiditate al aerului la zona de separație va fi:

$$x_0 = x_s(t_w);$$

- se neglijează variația cu temperatura a capacităților calorice specifice;
- suprafețele de schimb de căldură și de substanță sînt egale ca mărime.

Entalpia aerului umed se va calcula cu relația cunoscută:

$$i_L(1+x) = c_{pL} \cdot t_L + x(c_{pv} \cdot t_L + r) \quad (43)$$

În cazul în care aerul este saturat cu vapori de apă, relația se va scrie sub forma:

$$i_{Ls}(t_L) = c_{pL} \cdot t_L + x_s(c_{pv} \cdot t_L + r) = i_{Ls} \quad (44)$$

Un caz particular îl reprezintă acela al saturării aerului la temperatura apei t_w :

$$i_{Ls}(t_w) = i_s^+ = c_{pL} \cdot t_w + x_s(c_{pv} \cdot t_w + r) \quad (45)$$

Entalpia apei va fi:

$$i_w = c_w \cdot t_w \quad (46)$$

Bilanțul energetic pentru o secțiune oarecare în modelul considerat va fi:

$$\dot{M}_L \cdot di_L - \dot{M}_w \cdot di_w - i_w \cdot d\dot{M}_w = 0 \quad (47)$$

iar bilanțul masic:

$$\dot{M}_L \cdot dx - d\dot{M}_w = 0 \quad (48)$$

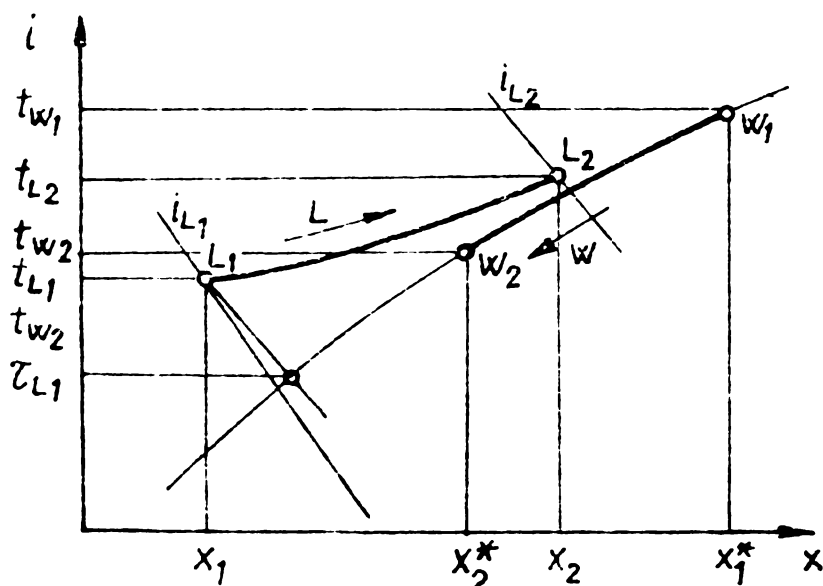
Normal, bilanțul se scrie chiar pentru zona de separație, astfel încît creșterea de entalpie a aerului va fi:

$$\dot{M}_L \cdot di_L = i_v \cdot d\dot{M}_w + d\dot{Q} \quad (49)$$

unde aportul convectiv de căldură este:

$$d\dot{Q} = \alpha \cdot (t_w - t_L) \cdot dS \quad (50)$$

În diagrama $i-x$, fig.2, este arătată desfășurarea schimbării stării aerului,



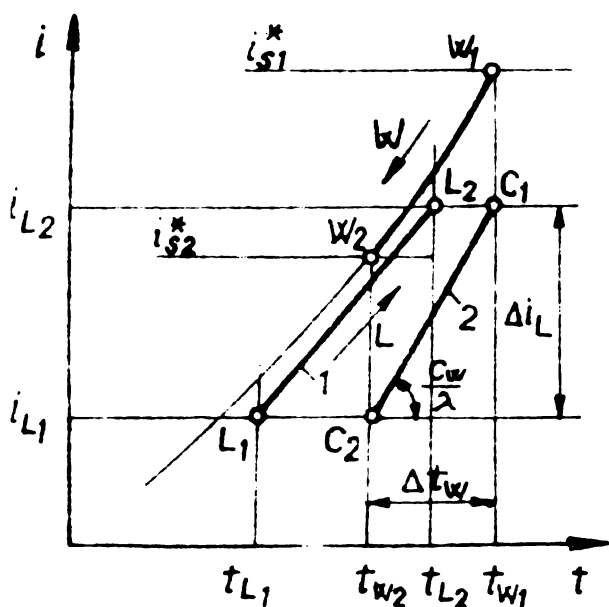
cît și a stratului limită al apei în procesul de răcire. Considerîndu-se cazul aerului nesaturat la ieșirea din turn, de stare t_{L2}, x_2 , el se mai găsește în schimb de căldură și de masă cu apa care are starea din stratul de separație t_{w1} .

Fig.2. Variația stării aerului și a stratului limită al apei în procesul de răcire.

Același proces se poate reprezenta și în diagrama $i-t$, fig.3.

Aici variația stării aerului este dată de dreapta $\overline{L_1L_2}$, a stratului limită al apei de curba $\overline{W_1W_2}$. În plus, este reprezentată și așa numita dreaptă de lucru a turnului de răcire ($\overline{C_1C_2}$), definită prin relația (58).

Utilizând și relația (18), se poate scrie creșterea de entalpie a aerului:



$$\dot{M}_L \cdot di_L = [\alpha \cdot (t_w - t_L) + \sigma \cdot (x_s - x)(c_{pv} \cdot t_w + r)] \cdot dS \quad (51)$$

Din această relație se pot elimina temperaturile apei și aerului, utilizând relațiile (13), (44) și (45), sub forma:

$$t_L = \frac{i_L - x \cdot r}{c_{pL} + x c_{pv}} ;$$

$$t_w = \frac{i_s^+ - x_s r}{c_{pL} + x_s \cdot c_{pv}} \quad (52)$$

Fig.3. Variația stării aerului și apei în procesul de răcire.

$$\dot{M}_L \cdot di_L = \left[\alpha \cdot \left(\frac{i_s^+ - x_s \cdot r}{c_{pL} + x_s \cdot c_{pv}} - \frac{i_L - x \cdot r}{c_{pL} + x \cdot c_{pv}} \right) + \sigma \cdot (x_s - x)(c_{pv} \cdot t_w + r) \right] \cdot dS \quad (53)$$

și după transformări obținind relația:

$$\dot{M}_L \cdot di_L = \sigma \cdot dS \left[(i_s^+ - i_L) + \left(\frac{\alpha}{\sigma \cdot c_p} - 1 \right) (i_s^+ - i_L - (x_s - x)(c_{pv} \cdot t_w + r)) - (x_s - x)(c_{pv} \cdot t_w + r) \right] \quad (54)$$

Imediat, cu ajutorul relației (47) se va obține și:

$$\dot{M}_w \cdot di_w = \sigma \cdot \left[(i_s^+ - i_L) + \left(\frac{\alpha}{\sigma \cdot c_p} - 1 \right) (i_s^+ - i_L - (x_s - x)(c_{pv} \cdot t_w + r)) - (x_s - x) \cdot c_w \cdot t_w \right] \quad (55)$$

Relațiile (13), (54) și (55) reprezintă un sistem de ecuații diferențiale obișnuite de ordinul întâi și descriu variația mărimilor i_L , x și t_w în dependență de suprafața de contact apă/aer, S . Acest sistem, datorită nelinearității, nu se poate rezolva imediat. Pentru integrarea numerică se alege de obicei drept variabilă independentă variația monotonă a temperaturii

apei. Astfel, din ecuațiile (48), (13) și (55) rezultă:

$$\frac{dx}{dt_w} = c_w \frac{\dot{M}_w}{M_L} \left[\frac{x_s - x}{i_s^+ - i_L + \left(\frac{\alpha}{\sigma \cdot c_p} - 1 \right) (i_s^+ - i_L - (c_{pv} t_w + r)) - (x_s - x) c_w t_w} \right] \quad (56)$$

iar din relațiile (54) și (55):

$$\frac{di_L}{dt_w} = c_w \frac{\dot{M}_w}{M_L} \left[1 + \frac{(x_s - x) c_w t_w}{i_s^+ - i_L + \left(\frac{\alpha}{\sigma \cdot c_p} - 1 \right) (i_s^+ - i_L - (x_s - x) (c_{pv} t_w + r)) - (x_s - x) c_w t_w} \right] \quad (57)$$

Dacă în relațiile (54)...(57) se introduce simplificarea admisă de Lewis și anume $\frac{\sigma \cdot c_p}{\alpha} = 1$, precum și aproximația $(x_s - x) c_w t_w \ll i_s^+ - i_L$, se obține de fapt ecuația fundamentală a lui Merkel:

$$\dot{M}_L \cdot di_L = \dot{M}_w \cdot di_w = \sigma \cdot (i_s^+ - i_L) \cdot dS \quad (58)$$

Exceptînd ipoteza lui Lewis, sînt de subliniat celelalte două simplificări, și anume:

- neglijarea aportului de căldură sensibilă al vaporilor la creșterea entalpiei aerului;

- neglijarea căldurii cedate aerului de vaporii care se condensează în partea superioară a turnului.

Toți cercetătorii, începînd cu Merkel însuși, sînt de acord că aceste simplificări duc la o denaturare a rezultatelor, care este cu atît mai mare, cu cît ne apropiem de echilibrul termodinamic. Denaturarea se face în sensul obținerii unor cifre de evaporare K_e mai mici, deci implicit necesarul unor suprafețe mai mici de contact apă/aer.

Cea mai importantă simplificare care trebuie revizuită este cea a ipotezei lui Lewis : $Le = 1$. Merkel [36], a propus următoarea relație:

$$\frac{\alpha}{\sigma \cdot c_p} = \frac{t_{L2} - t_{L1}}{t_{wm} - t_{Lm}} \cdot \frac{x_{sm}^+ - x_{Lm}}{x_2 - x_1} \quad (59)$$

iar Colburn relația:

$$\frac{\alpha}{\sigma \cdot c_p} = \left(\frac{Sc}{Pr} \right)^{2/3} = Le^{2/3} \quad (60)$$

40/12
300 F

London, Mason și Boelter [34], au propus relația de legătură:

$$\frac{\alpha}{\sigma \cdot c_p} = \frac{\frac{t_{L2} - t_{L1}}{(t_{w2} - t_{L1}) - (t_{w1} - t_{L2})}}{\frac{x_2 - x_1}{(x_{s2}^+ - x_1) - (x_{s1}^+ - x_2)}} \cdot \frac{\ln \frac{t_{w2} - t_{L1}}{t_{w1} - t_{L2}}}{\ln \frac{x_{s2}^+ - x_1}{x_{s1}^+ - x_2}} \quad (61)$$

În fine, Poppe [45], pe baza rezultatelor lui Schlünder propune ca și relație:

$$\frac{\alpha}{\sigma \cdot c_p} = Le^{2/3} \cdot \frac{\exp(\varphi_x^2)(1 + \operatorname{erf}(\varphi_x))}{\exp(\varphi_x^2/Le)(1 + \operatorname{erf}(\varphi_x/\sqrt{Le}))} \quad (62)$$

Dar nici una din relațiile amintite nu are pretenția de a fi exactă și de a descrie întocmai fenomenul real. Valorile exacte ale lui α și σ se pot determina doar la măsurători precise ale stării aerului la ieșire și apoi prin închiderea bilanțului energetic.

De asemenea, starea aerului trebuie să se afle și la ieșirea din turn în domeniul nesaturat, căci variația stării aerului și prin aceasta factorul Lewis nu mai poate fi definit univoc când starea aerului la ieșire se află pe linia de saturație.

Cu toate acestea, părerea unanimă pînă în prezent, este aceea a plasării valorii factorului Lewis între 0,95 ÷ 1,1. Această și pe baza cercetărilor fundamentale (citîndu-l pe Bosnjakovič [8]), cît și a celor experimentale, ca de exemplu a lui Thomas și Houston [51].

În figura 4 este trasată variația factorului Lewis în funcție de gradul de saturație ψ , cu x_0^+ ca parametru (aici gradul de saturație este definit ca $\psi = x/x_0^+$), pentru o evaporare izotermă; iar în figura 5 este trasată variația factorului Lewis pentru o evaporare adiabatică. Amîndouă diagramele au fost trasate după [19] pentru o valoare a cifrei Lewis: $Le = 0,865$.

În literatura sovietică, Helfand [22] propune următorul sistem de ecuații pentru cazul discutat:

$$\frac{\partial \dot{M}_w}{\partial z} = b \cdot (p_s^+ - p)$$

$$\frac{\partial t_w}{\partial z} = \frac{1}{m_w \cdot c_w} \left[\alpha (t_w - t_L) + b \cdot r \cdot (p_s^+ - p) \right] \quad (63)$$

$$\frac{\partial i_L}{\partial z} = \frac{c_w}{m_L} \left(\dot{m}_w \frac{\partial t_w}{\partial z} + t_w \frac{\partial \dot{M}_w}{\partial z} \right)$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{1}{m_L} b \frac{(p_b - p)^2}{0.622 \cdot p_b} (p_s^+ - p)$$

care, transcrise în funcție de conținutul de umiditate se prezintă sub forma:

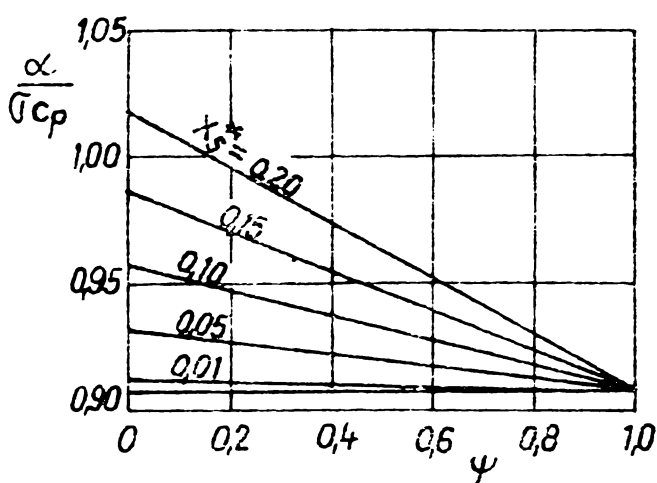


Fig. 4. Variația factorului Lewis pentru evaporare izotermă

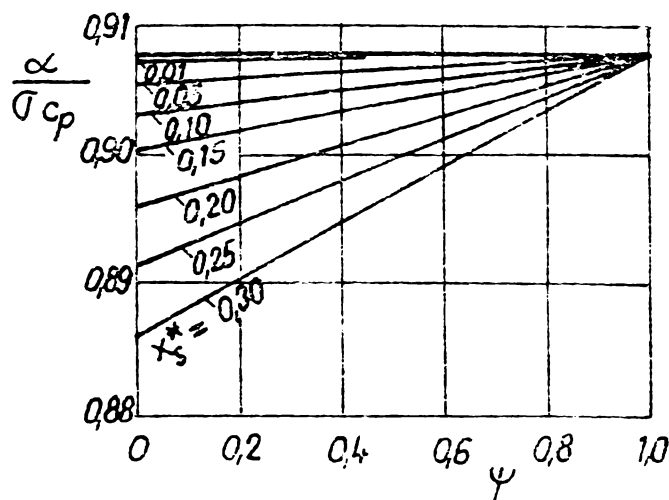


Fig. 5. Variația factorului Lewis pentru evaporare adiabatică

$$\frac{\partial \dot{M}_w}{\partial z} = \sigma \cdot (x_s^+ - x)$$

$$\frac{\partial t_w}{\partial z} = \frac{1}{\dot{m}_w \cdot c_w} \left[\alpha \cdot (t_w - t_L) + \sigma \cdot r \cdot (x_s^+ - x) \right] \quad (64)$$

$$\frac{\partial t_L}{\partial z} = \frac{c_w}{c_p \cdot \dot{m}_L} \left[\dot{m}_w \frac{\partial t_w}{\partial z} + \frac{1}{c_w} (t_w c_w - r - c_w \cdot t_L) \frac{\partial \dot{M}_w}{\partial z} \right]$$

$$\frac{\partial x}{\partial z} = \frac{1}{m_L} \frac{\partial \dot{M}_w}{\partial z}$$

Aceste relații, se observă că sînt similare celor scrise deja mai sus. Berman [6], pleacă de la aceleași ecuații de bază (47), (48) și (49), propunînd o formulă de calcul a diferenței medii logaritmice de entalpie (v. § 6.2). Avînd aceleași relații de pornire, Spangemacher [47], [48] calculează valoarea cifrei de evaporare K_e tot pe baza unei diferențe medii logaritmice de entalpii, introducînd și un factor de corecție pentru

micșorarea efectului simplificărilor acceptate în calcul.

2.4. Relațiile de calcul pentru curgerea în contracurent, cazul aerului saturat

În unele cazuri se observă o suprapunere a temperaturii aerului uscat și umed la ieșire, astfel că starea aerului se găsește în domeniul suprasaturat (fig.6). În aceste cazuri, trebuie

ca variația stării aerului să intersecteze într-un anumit punct, aflat în interiorul turnului de răcire, curba de saturație.

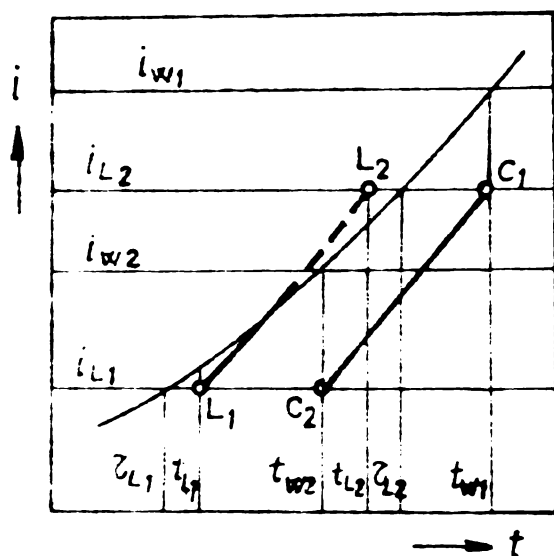


Fig.6. Variația stării aerului în turnul de răcire, în domeniul suprasaturat.

Koch [32] susținea că variația stării aerului după atingerea stării de saturație va urmări linia de saturație. Dacă temperatura aerului crește prin transfer convectiv de căldură în măsură mai mică decât presiunea parțială crescătoare a vaporilor de apă corespunzătoare temperaturii de saturație, atunci aerul va fi suprasaturat, iar vaporii formați prin evaporare vor ceda căldură aerului și se vor condensa, cu formare de ceață.

Thomas și Houston [51] sînt mai puțin categorici în afirmațiile lor, arătînd că din momentul în care starea aerului a atins curba de saturație, variația ulterioară a stării sale poate fie să urmărească curba de saturație, fie să se continue în zona suprasaturată. În general este greu de stabilit care caz se stabilește în turnul de răcire, datorită influențelor străine care pot conduce la concluzii eronate.

Mehlig [35] pe baza triplei analogii arată că variația stării aerului într-o diagramă x-t va reprezenta o linie dreaptă, avînd două variante (fig.7a și 7b): - aerul din centrul curentului este nesaturat, el atîngînd la un moment dat curba de saturație; - aerul din centrul curentului este saturat, în tot domeniul curgerii avînd suprasaturație.

În continuare, el consideră că dacă între stratul limită și axa curentului mai există o cădere de presiuni parțiale, aceste straturi apropiate de pereți la temperatură constantă nu vor

mai putea prelua vapori de apă. O preluare ulterioară de către

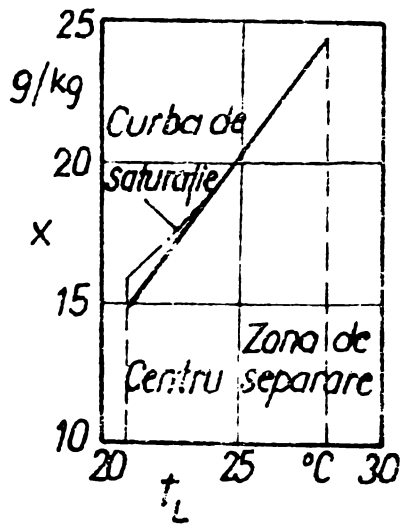


Fig. 7a. Variatiya stării aerului dacă centrul curentului este nesaturat.

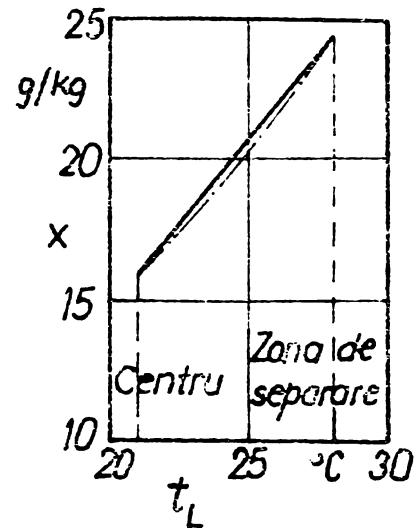


Fig. 7b. Variatiya stării aerului dacă centrul curentului este saturat.

aer a vaporilor de apă se poate realiza doar în condițiile când temperatura aerului crește printr-un transport convectiv de căldură. Inseamnă că linia de variație a stării aerului va urma în cursul ei următor curba de saturație, iar transferul ulterior de substanță este dependent doar de variația temperaturii aerului.

Urmărirea curbei de saturație după atingerea stării de saturație presupune o variație bruscă, deci după Poppe [45], trecerea la o stare fizică deosebită, pe care o exclude de la bun început. În continuare el ajunge la concluzia că factorul Lewis $\frac{\alpha}{\sigma \cdot c_p} = 1$ pentru variația stării aerului în domeniul saturat și la relația

$$x_{so} - x = \frac{\alpha}{\sigma c_p} (x_{so} - x_s) \quad (65)$$

Pe baza acestei relații arată că saturarea aerului este posibilă doar în cazul în care $\alpha / \sigma c_p < 1$, pentru că în cazul $\alpha / \sigma c_p > 1$, schimbul energetic este mai mare, deci și creșterea de temperatură, față de saturarea lui cu apă.

Mai simplu, Helfand [22] nu-și mai pune problema mecanismului stării de saturație sau chiar suprasaturație, admitând doar posibilitatea aceasta și apoi a condensării excesului de umiditate. Prin condensarea excesului de umiditate din aer presupune

că entalpia aerului va diminua cu conținutul de căldură al condensului la temperatura aerului t_L .

Aceste ipoteze sînt valabile atîta timp cît este vorba de un canal de dimensiuni relativ mari, la care se pot accepta noțiunile de centru al curgerii și strat limită în zona de separație. Pentru cazul concret al turnurilor de răcire în contracurent, cu prelingere, cu un ecart între plăci de $8 + 19$ mm și o grosime a peliculei de ~ 1 mm, la care scurgerea are un caracter turbulent, este dificil de acceptat ideea unei supra-saturări a aerului datorită unui gradient al conținutului de umiditate în aer.

În ceea ce privesc relațiile matematice, majoritatea cercetătorilor sînt de acord să negligeze condensul în bilanțul masic și deci să pornească de la relațiile scrise anterior (47)... (50), cu modificarea că entalpia aerului va fi acum:

$$i_L = [c_{pL} + c_{pv} \cdot x_s + c_w(x - x_s)] \cdot t_L + x_s \cdot r \quad [\text{J/kg}] \quad (66)$$

și

$$i_L^+ = [c_{pL} + c_{pv} \cdot x_s^+ + c_w(x - x_s^+)] \cdot t_w + x_s^+ \cdot r \quad [\text{J/kg}] \quad (67)$$

iar capacitatea calorică specifică a aerului umed:

$$c_{ps} = c_{pL} + c_{pv} \cdot x_s + c_w(x - x_s) \quad [\text{J/kg.K}] \quad (68)$$

În locul ecuațiilor (54) și (55) se obține acum:

$$\begin{aligned} \dot{M}_L \cdot di_L = \int & \left[i_{Ls}^+ - i_L + \left(\frac{\alpha}{\sigma_{op}} - 1 \right) (i_{Ls}^+ - i_L - (x_s^+ - x)(r + c_{pv} \cdot t_w)) - \right. \\ & \left. - \frac{\alpha}{\sigma_{op}} (x - x_s^+) (r - (c_w - c_{pv}) t_w) \right] \cdot dS \end{aligned} \quad (69)$$

și

$$\begin{aligned} \dot{M}_w \cdot di_w = \int & \left[i_{Ls}^+ - i_L + \left(\frac{\alpha}{\sigma_{op}} - 1 \right) (i_{Ls}^+ - i_L - (x_s^+ - x)(c_{pv} \cdot t_w + r)) - \right. \\ & \left. - (x_s^+ - x) c_w t_w - \frac{\alpha}{\sigma_{op}} (x - x_s^+) (r - (c_w - c_{pv}) t_w) \right] dS \end{aligned} \quad (70)$$

ultimul termen din aceste două relații reprezentînd influența formării ceții. Analog cu cazul nesaturat se poate obține în continuare:

$$\frac{dx}{dt_w} = c_w \frac{\dot{M}_w}{\dot{M}_L} \frac{x_s^+ - x}{h_1} \quad (71)$$

$$\text{și} \quad \frac{di_L}{dt_w} = c_w \frac{\dot{M}_w}{\dot{M}_L} \left(1 + \frac{(x_s^+ - x)c_w t_w}{B_1} \right) \quad (72)$$

cu prescurtarea:

$$B_1 = \left[i_{Ls}^+ - i_L^+ \left(\frac{\alpha}{G \cdot c_p} - 1 \right) \left(i_{Ls}^+ - i_L^+ - (x_s^+ - x)(r + c_{pv} t_w) \right) - \right. \\ \left. - (x_s^+ - x)c_w t_w - \frac{\alpha}{G \cdot c_p} (x - x_s)(r - (c_w - c_{pv}) t_w) \right] \quad (73)$$

și în final:

$$\frac{dx}{dt_w} = c_w \frac{\dot{M}_w}{\dot{M}_L} \frac{x_s^+ - x}{B_2} \quad (74)$$

$$\text{și} \quad \frac{dt_L}{dt_w} = c_w \frac{\dot{M}_w}{\dot{M}_L} \frac{t_w - t_L}{B_2} \frac{B_3}{B_4} \quad (75)$$

cu prescurtările :

$$B_2 = \frac{\alpha}{G \cdot c_p} (t_w - t_L)c_p + (r - (c_w - c_{pv}) t_w)(x_s^+ - x) \quad (76)$$

$$B_3 = \frac{\alpha}{G \cdot c_p} + \frac{r - (c_w - c_{pv}) t_L}{t_w - t_L} + c_{pv} \frac{x_s^+ - x}{c_p} \quad (77)$$

$$B_4 = 1 + \frac{r - (c_w - c_{pv}) t_L}{c_p} \frac{dx_s}{dt_L} \quad (78)$$

Helfand [22] obține pentru aceleași ipoteze relațiile:

$$\frac{\partial \dot{M}_w}{\partial z} = \frac{1}{\vartheta_w} b(p_s^+ - p_s) \quad (79)$$

$$\frac{\partial t_w}{\partial z} = \frac{1}{\dot{m}_w \cdot \vartheta_w \cdot c_w} \left[\alpha(t_w - t_L) + b \cdot r(p_s^+ - p_s) \right] \quad (80)$$

$$\frac{\partial i_L}{\partial z} = \frac{c_w \cdot \vartheta_w}{\vartheta_{Lw} \left[1 - c_w t_L \frac{0,622 \cdot p_b}{(p_b - p_s)^2} \frac{dp_s}{di_L} \right]} \cdot \left[\dot{m}_w \frac{\partial t_w}{\partial z} + (t_w - t_L) \frac{\partial \dot{M}_w}{\partial z} \right] \quad (81)$$

care transcrise pentru conținutul de umiditate x devin:

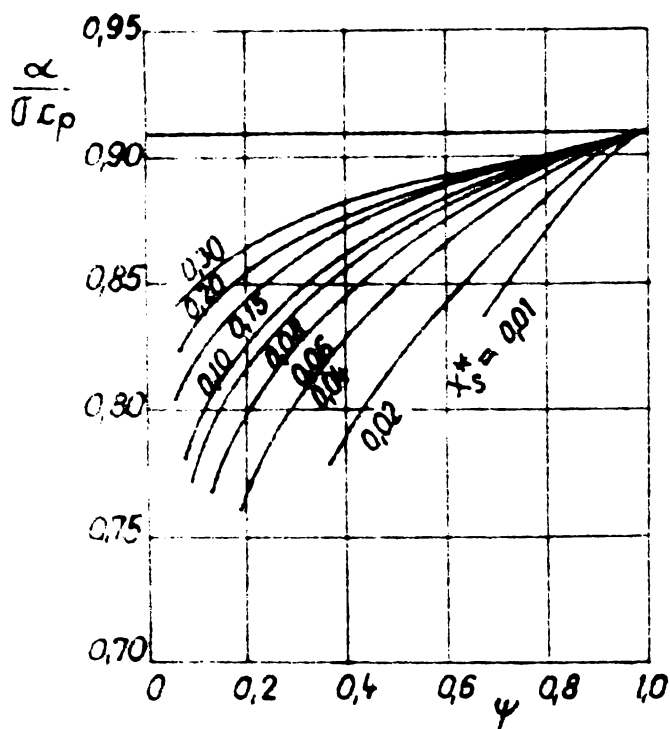
$$\frac{\partial \dot{M}_w}{\partial z} = \frac{\sigma}{\rho_w} (x_s^+ - x) \quad (82)$$

$$\frac{\partial t_w}{\partial z} = \frac{1}{\dot{m}_w \cdot \rho_w \cdot c_w} \left[\alpha \cdot (t_w - t_L) + \sigma \cdot r \cdot (x_s^+ - x) \right] \quad (83)$$

$$\frac{\partial t_L}{\partial z} = \frac{c_w \cdot \rho_w}{\rho_L \cdot c_L \left[c_{ps} + r \frac{\partial x_s}{\partial t_L} \right]} \cdot \left[\dot{m}_w \frac{\partial t_w}{\partial z} + (t_w - t_L) \frac{\partial \dot{M}_w}{\partial z} \right] \quad (84)$$

și în acest caz se fac supoziții asupra valorii factorului Lewis, amintind doar o relație scrisă de Poppe [45] :

$$\frac{\alpha}{\sigma \cdot c_p} = Le^{2/3} \frac{(x_0 - x)(r + c_p / f(T))_{\text{perete}}}{\zeta_0 - \zeta} \quad (85)$$



unde: $\zeta = c_p \cdot T + r \cdot x$.

În figura 8 este trasată variația factorului Lewis în funcție de gradul de saturație ψ , cu x_s^+ ca parametru.

Fig.8. Variația factorului Lewis pentru aer saturat.

2.5. Relațiile de calcul ale schimbului de căldură și de substanță, pentru curgerea în curent încrucișat, cazul aerului nesaturat.

Dacă pînă-n prezent s-au ocupat relativ mulți cercetători de problematica turnurilor de răcire în contracurent, turnurile de răcire în curent încrucișat sînt puțin abordate, literatura fiind foarte săracă ([31], [12], [15], [54], [22], [45] ...). Punerea problemei este asemănătoare cu cazul contracurentului, cu modi-

ficările ce intervin prin natura însăși a acestui tip constructiv de turn de răcire. Pentru scrierea ecuațiilor schimbului de căldură și de substanță, se pleacă de la un model simplificat, figura 9

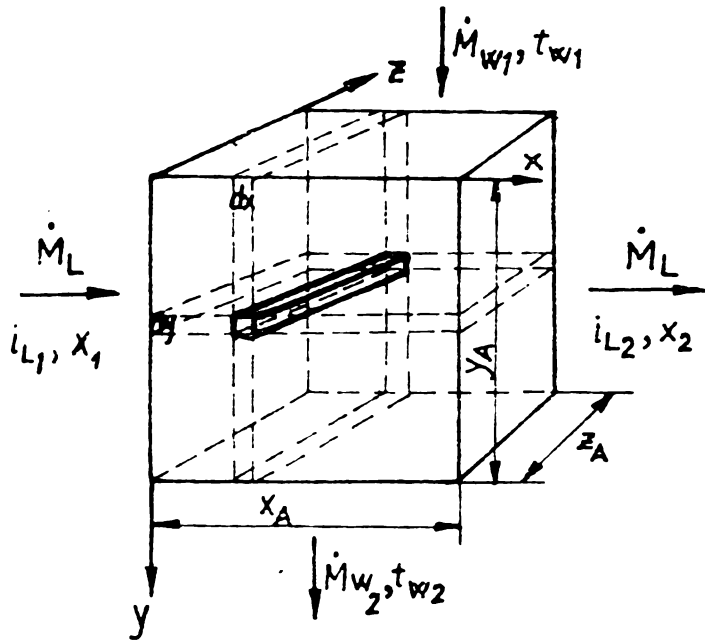


Fig.9. Modelul unui turn de răcire în curent încrucișat.

cat, figura 9

Se consideră că dimensiunea z a modelului nu influențează calculele, atîta timp cît densitățile fluxurilor de apă și de aer rămîn constante:

$$\dot{m}_L = \frac{\dot{M}_L}{y_A \cdot z_A} \quad (86)$$

$$\dot{m}_W = \frac{\dot{M}_W}{x_A \cdot z_A} \quad (87)$$

Bilanțul masic pentru volumul elementar $dV = dx \cdot dy \cdot dz$ va fi :

$$\dot{m}_L \cdot \frac{\partial x}{\partial x} dx \cdot dy \cdot z_A + \frac{\partial \dot{m}_W}{\partial y} dx \cdot dy \cdot dz_A = 0 \quad (88)$$

Cantitatea de apă evaporată este preluată de aer:

$$\frac{\partial \dot{m}_W}{\partial y} dx \cdot dy \cdot z_A - \beta_{xv} \cdot (x_s^+ - x) \cdot dx \cdot dy \cdot z_A = 0 \quad (89)$$

Pentru o creștere a entalpiei aerului :

$$\dot{m}_L \cdot \frac{\partial i_L}{\partial x} dx \cdot dy \cdot z_A = \frac{\alpha \cdot S}{V} \cdot [(t_w - t_L) + \beta_{xv} (x_s^+ - x) i_v] dx \cdot dy \cdot z_A \quad (90)$$

se poate scrie bilanțul energetic al volumului dV :

$$\dot{m}_L \frac{\partial i_L}{\partial x} dx \cdot dy \cdot z_A + \dot{m}_W \frac{\partial i_W}{\partial y} dx \cdot dy \cdot z_A + i_w \frac{\partial \dot{m}_W}{\partial y} dx \cdot dy \cdot z_A = 0 \quad (91)$$

iar cu ajutorul relației (13) se obține în final:

$$\frac{\partial i_L}{\partial x} = \frac{\beta_{xv}}{\dot{m}_L} \cdot \left[i_s^+ - i_L \left(\frac{\alpha}{\sigma \cdot c_p} - 1 \right) (i_s^+ - i_L - (x_s^+ - x) (c_{pv} t_w + r)) \right] \quad (92)$$

$$\frac{\partial t_w}{\partial y} = \frac{\dot{m}_L}{c_w \cdot \dot{m}_W} \left(c_w t_w \frac{\partial x}{\partial x} - \frac{\partial i_L}{\partial x} \right) \quad (93)$$

și

$$\frac{\partial x}{\partial x} = \frac{\beta_{xv}}{\dot{m}_L} (x_s^+ - x) \quad (94)$$

Pentru rezolvarea acestui sistem de ecuații, Poppe [45] recurge la integrarea cu diferențe finite, considerând umplutura turnului ca o rețea simetrică.

Helfand [22], plecând de la relațiile primare utilizate în cazul contracurentului, consideră un volum elementar dintr-un turn de răcire circular (fig.10) și obține următorul sistem de ecuații:

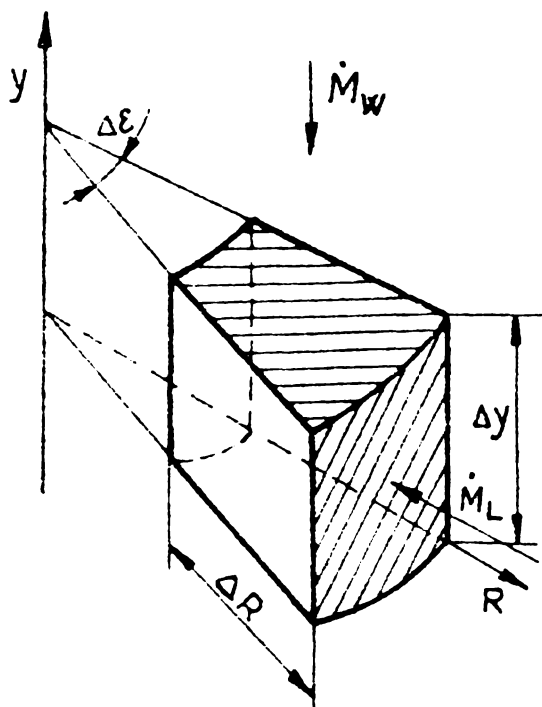


Fig.10. Volum elementar dintr-un turn de răcire circular.

$$\frac{\partial \dot{m}_w}{\partial y} = b_v (p_s^+ - p) \quad (95)$$

$$\frac{\partial t_w}{\partial y} = \frac{1}{\dot{m}_w \cdot c_w} \left[\alpha (t_w - t_L) + b_v \cdot r (p_s^+ - p) \right] \quad (96)$$

$$\frac{\partial t_L}{\partial R} = - \frac{c_w \cdot R}{\dot{m}_{L1} \cdot R_{max}} \left(\dot{m}_w \frac{\partial t_w}{\partial y} + t_w \frac{\partial \dot{m}_w}{\partial y} \right) \quad (97)$$

$$\frac{\partial p}{\partial R} = - \frac{R}{\dot{m}_{L1} \cdot R_{max}} b_v \cdot \frac{(p_b - p)^2}{0,622 \cdot p_b} (p_s^+ - p) \quad (98)$$

relații ce se pot transcrie și ele cu ajutorul conținutului de umiditate:

$$\frac{\partial \dot{m}_w}{\partial y} = \beta_{xv} (x_s^+ - x) \quad (99)$$

$$\frac{\partial t_w}{\partial y} = \frac{1}{\dot{m}_w \cdot c_w} \left(\alpha \cdot (t_w - t_L) + \beta_{xv} \cdot r (x_s^+ - x) \right) \quad (100)$$

$$\frac{\partial t_L}{\partial R} = - \frac{c_w \cdot R}{c_p \cdot \dot{m}_{L1} \cdot R_{max}} \cdot \left(\dot{m}_w \frac{\partial t_w}{\partial y} + \frac{1}{c_w} (c_w t_w + r + c_w t_L) \cdot \frac{\partial \dot{m}_w}{\partial y} \right) \quad (101)$$

$$\frac{\partial x}{\partial R} = \frac{1}{\dot{m}_{L1}} \frac{\partial \dot{m}_w}{\partial y} \quad (102)$$

Este de la sine înțeles că cele două sisteme de ecuații se deosebesc foarte puțin, funcție de particularizările și simplificările acceptate la punerea problemei.

Vorbind despre o lipsă acută de bibliografie în domeniul calculului turnului de răcire în curent încrucișat, este de-a dreptul iluzoriu să se caute interpretări și discuții asupra factorului Lewis, cum am întâlnit în cazul contracurentului.

2.6. Relațiile de calcul pentru curgerea în curent încrucișat, cazul aerului saturat.

Dacă Poppe [45] mai face câteva considerații legate de apariția fenomenului de saturație, cu precădere în aerul ce străbate partea superioară a umpluturii, Helfand [22] se mărginește la a scrie relațiile obținute mai sus, modificând conținutul de umiditate din curentul de aer din x în x_s . Amîndoi cercetătorii pleacă de fapt de la modelul fizic al curgerii în contracurent, cînd se mai putea vorbi de un curent principal și un strat limită la zona de separație. La curgerea în curent încrucișat, cînd avem o amestecare intimă a celor două fluide - lucru căutat prin însăși geometriile umpluturilor turnurilor de răcire - este dificil, chiar imposibil de a admite aceleași ipoteze schimbului de căldură și de substanță ca și în cazul curgerii în contracurent.

În relația (90) Poppe înlocuiește diferența de temperaturi din expresia:

$$c_p(t_w - t_L) = i_s^+ - i_L - r(x_s^+ - x) - (c_{pv}(x_s^+ - x_s) - c_w(x - x_s))t_w \quad (103)$$

obținînd cu ajutorul relației (68):

$$\frac{\partial i_L}{\partial x} = \frac{\beta_{xv}}{\dot{m}_L} \left[i_s^+ - i_L + \left(\frac{\alpha}{\sigma \cdot c_p} - 1 \right) (i_s^+ - i_L - (r + c_{pv}t_w)(x_s^+ - x)) - \frac{\alpha}{\sigma \cdot c_p} (r - (c_w - c_{pv})t_w)(x - x_s) \right] \quad (104)$$

celelalte două relații (93) și (94) rămînînd neschimbate.

Helfand scrie sistemul său de ecuații sub forma :

$$\frac{\partial \dot{m}_w}{\partial y} = b_v \cdot (p_s^+ - p_s) \quad (105)$$

$$\frac{\partial t_w}{\partial y} = \frac{1}{c_w \cdot \dot{m}_w} (\alpha_v(t_w - t_L) + b_v \cdot r(p_s^+ - p_s)) \quad (106)$$

$$\frac{\partial t_L}{\partial R} = - \frac{c_w \cdot R}{\dot{m}_{L1} \cdot R_{max}} \frac{1}{1 - c_w \cdot t_L} \frac{1}{\frac{0,622 \cdot p_b}{(p_b - p_s)^2} \frac{dp_s}{di_s}} \left(\dot{m}_w \frac{\partial t_w}{\partial y} + (t_w - t_L) \frac{\partial \dot{m}_w}{\partial y} \right) \quad (107)$$

care din nou, retranscrise cu conținutul de umiditate x se poate scrie sub forma:

$$\frac{\partial \dot{m}_w}{\partial y} = \beta_{xv} (x_s^+ - x_s) \quad (108)$$

$$\frac{\partial t_w}{\partial y} = \frac{1}{c_w \cdot \dot{m}_w} (\alpha_v (t_w - t_L) + \beta_{xv} \cdot r (x_s^+ - x_s)) \quad (109)$$

$$\frac{\partial t_L}{\partial R} = - \frac{c_w \cdot R}{\dot{m}_{L1} \cdot R_{max}} \frac{1}{c_{ps} + r \frac{\partial x_s}{\partial t_L}} \left(\dot{m}_w \frac{\partial t_w}{\partial y} + (t_w - t_L) \frac{\partial \dot{m}_w}{\partial y} \right) \quad (110)$$

Iar relația (102) rămâne neschimbată.

Se poate observa dintr-o rapidă comparare a celor două sisteme de ecuații că sînt asemănătoare, Helfand considerînd însă că nu se poate menține o stare de suprasaturație, umiditatea aerului fiind cea la saturație pentru temperatura sa. Mai departe, amîndoi cercetătorii consideră că și la atingerea stării de saturație aerul suferă o răcire în continuare a apei, determinată doar în măsura în care crește umiditatea curentului de aer. Poppe, considerînd că este posibilă suprasaturarea, admite deci, răcirii ale apei mai mici decît Helfand, care limitează diferența conținuturilor de umiditate la $(x_s^+ - x)$.

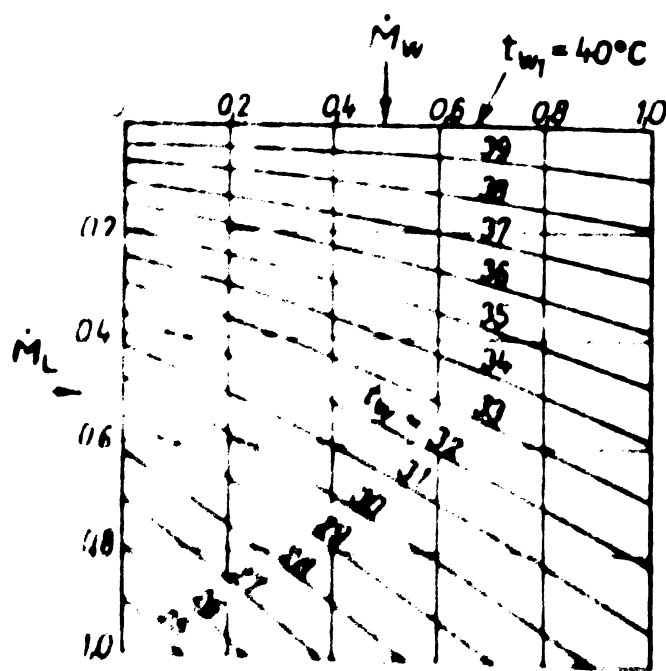


Fig. 11. Variația temperaturilor apei după Poppe.

In figura 11 este redată variația temperaturilor apei într-un turn de răcire, în cazul aerului suprasaturat, după Poppe. Din grafic rezultă că acest fenomen, al suprasaturației nu influențează hotărîtor răcirea, izotermele avînd o alură plăcut continuă.

3. Calculul schimbului de căldură și de substanță cu ajutorul funcției ϕ

3.1. Cazul curgerii în contracurent

Ca și în cazul calculului clasic, se va considera un volum elementar dintr-un turn de răcire în contracurent, figura 1, variația stării aerului și apei fiind cea din figura 2, respectiv figura 3. Deosebirea constă însă, în maniera de tratare a ansamblului turnului de răcire, care va fi privit ca un schimbător de căldură în contracurent, cu fluidele neamestecate, figura 12 [55].

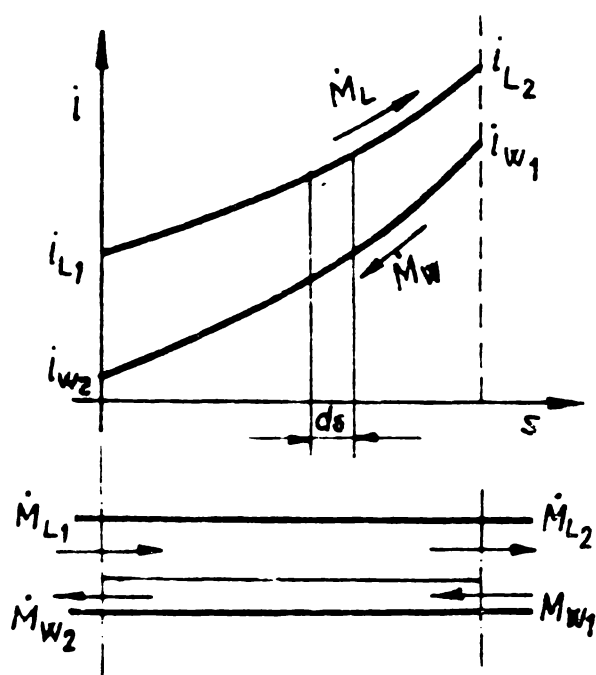


Fig.12. Modelul turnului de răcire în contracurent.

(O încercare similară o găsim și la Klenke [30]). Punctul de plecare al calculului îl constituie tot binecunoscuta ecuație fundamentală a lui Merkel (58), cu aceleași ipoteze simplificatoare, inclusiv pentru integrarea ei (admise de Merkel, Sherwood, Spangemacher, Berman).

Se consideră deci relația:

$$\begin{aligned} d\dot{Q} &= \dot{M}_L \cdot di_L = \dot{M}_w \cdot di_w = \\ &= G \cdot (i_s^+ - i_L) \cdot dS \end{aligned} \quad (58)$$

Alura curbei de saturație se va aproxima pentru zona de lucru cu o dreaptă, de ecuație:

$$i_s^+ = a + b \cdot t_w \quad (33)$$

De aici se poate scrie:

$$di_s^+ = b \cdot dt_w = \frac{b}{c_w} di_w \quad (111)$$

dacă se poate scrie pentru apă că :

$$di_w = c_w dt_w \quad (112)$$

Mărimea b reprezintă panta curbei de saturație, care ia valori diferite pentru diverse intervale de temperatură $t_{w1} \rightarrow t_{w2}$. Relația (58) se mai poate scrie :

$$di_w = \frac{d\dot{Q}}{\dot{M}_w} \quad \text{și} \quad di_L = \frac{d\dot{Q}}{\dot{M}_L} \quad (113)$$

cu ajutorul cărora, și prin considerarea apei ca fluid principal, se va obține:

$$di_w - di_L = \frac{d\dot{Q}}{\dot{M}_w} \left(1 - \frac{1}{\lambda}\right) = \frac{\sigma \cdot (i_s^+ - i_L)}{\dot{M}_w} \left(1 - \frac{1}{\lambda}\right) dS \quad (114)$$

Diferența de entalpii $di_w - di_L$ poate fi dezvoltată după cum urmează:

$$\begin{aligned} di_w - di_L &= c_w \cdot dt_w - di_L = \frac{c_w}{b} di_s^+ - di_L = di_s^+ - di_L - \left(1 - \frac{c_w}{b}\right) di_s^+ = \\ &= di_s^+ - di_L - \left(\frac{b}{c_w} - 1\right) \frac{d\dot{Q}}{\dot{M}_w} = di_s^+ - di_L - \sigma \cdot (i_s^+ - i_L) \left(\frac{b}{c_w} - 1\right) \frac{dS}{\dot{M}_w} \end{aligned} \quad (115)$$

Prin egalarea relațiilor (114) și (115) obținem:

$$\frac{di_s^+ - di_L}{i_s^+ - i_L} = \frac{\sigma \cdot dS}{\dot{M}_w} \left(\frac{b}{c_w} - \frac{1}{\lambda}\right) \quad (116)$$

Cum mărimile σ , \dot{M}_w , c_w și λ sînt constante pentru un punct de funcționare al turnului de răcire, relația (116) se poate integra și se va obține:

$$\ln(i_s^+ - i_L) = \frac{\sigma \cdot S}{\dot{M}_w} \left(\frac{b}{c_w} - \frac{1}{\lambda}\right) + C \quad (117)$$

Constanta de integrare C se determină pe baza condițiilor de margine și anume:

- pentru $S_x = 0$, $\dot{Q} = 0$ și $i_s^+ = i_{s2}^+$; $i_L = i_{L1}$
- pentru $S_x = S$, $\dot{Q} = \dot{Q}$ și $i_s^+ = i_{s1}^+$; $i_L = i_{L2}$

din care rezultă:

$$C = \ln(i_{s2}^+ - i_{L1}) \quad (118)$$

care introdusă în relația precedentă, determină forma:

$$\ln \frac{i_{s1}^+ - i_{L2}}{i_{s2}^+ - i_{L1}} = \frac{\sigma \cdot S}{\dot{M}_w} \left(\frac{b}{c_w} - \frac{1}{\lambda}\right) \quad (119)$$

Utilizînd relația (24), putem utiliza pentru simplificarea notației:

$$\frac{\sigma \cdot S}{\dot{M}_w} \left(\frac{b}{c_w} - \frac{1}{\lambda}\right) = Ke \left(\frac{b}{c_w} - \frac{1}{\lambda}\right) = Ke_1 \quad (120)$$

astfel că relația (119) devine:

$$\frac{i_{s1}^+ - i_{L2}}{i_{s2}^+ - i_{L1}} = e^{Ke_1} \quad (121)$$

Prin scăderea din 1 a ambilor termeni ai relației (121)

se ajunge la :

$$\frac{(i_{s2}^+ - i_{L1}) - (i_{s1}^+ - i_{L2})}{i_{s2}^+ - i_{L1}} = 1 - e^{-Ke_1} \quad (122)$$

Relația (116) mai poate fi scrisă și sub forma

$$di_s^+ - di_L = \frac{d\dot{Q}}{\dot{M}_w} \left(\frac{b}{c_w} - \frac{1}{\lambda} \right) \quad (123)$$

care prin integrare și respectarea condițiilor de margine de mai sus, devine:

$$(i_{s1}^+ - i_{L2}) - (i_{s2}^+ - i_{L1}) = \frac{\dot{Q}}{\dot{M}_w} \left(\frac{b}{c_w} - \frac{1}{\lambda} \right) \quad (124)$$

sau

$$(i_{s2}^+ - i_{L1}) - (i_{s1}^+ - i_{L2}) = - \frac{\dot{Q}}{\dot{M}_w} \left(\frac{b}{c_w} - \frac{1}{\lambda} \right) \quad (124')$$

obținând în continuare:

$$(1 - e^{-Ke_1})(i_{s2}^+ - i_{L1}) = - \frac{\dot{Q}}{\dot{M}_w} \cdot \left(\frac{b}{c_w} - \frac{1}{\lambda} \right) \quad (125)$$

Putem elimina entalpia apei i_{s2}^+ din relația (125), scriind bilanțul energetic pe partea apei:

$$\dot{Q} = \dot{M}_w \frac{c_w}{b} (i_{s1}^+ - i_{s2}^+) \quad (126)$$

sau

$$i_{s2}^+ = i_{s1}^+ - \frac{\dot{Q}}{\dot{M}_w} \cdot \frac{b}{c_w} \quad (126')$$

după care obținem:

$$\dot{Q} = \frac{1 - e^{-Ke_1}}{\frac{1}{\lambda} - \frac{b}{c_w} e^{-Ke_1}} \cdot (i_{s1}^+ - i_{L1}) \cdot \dot{M}_w \quad (127)$$

Tinând cont de faptul că $\lambda = \dot{M}_L / \dot{M}_w$, mai putem scrie relația (127) și sub forma:

$$\dot{Q} = \frac{1 - e^{-Ke_1}}{1 - \frac{b \cdot \lambda}{c_w} e^{-Ke_1}} (i_{s1}^+ - i_{L1}) \cdot \dot{M}_L \quad (128)$$

Comparând această relație cu relația bilanțului energetic pe partea aerului modificată și utilizând relația (32) avem:

$$\dot{Q} = \dot{M}_L (i_{L2} - i_{L1}) \frac{i_{s1}^+ - i_{L1}}{i_{s1}^+ - i_{L1}} = \phi \cdot \dot{M}_L (i_{s1}^+ - i_{L1}) \quad (129)$$

și se vede imediat identitatea funcției ϕ cu expresia:

$$\phi_L = \frac{\frac{\sqrt{S}}{\dot{M}_w} \left(\frac{b}{c_w} - \frac{1}{\lambda} \right) (1 - e^{-\frac{\sqrt{S}}{\dot{M}_w} \left(\frac{b}{c_w} - \frac{1}{\lambda} \right)}}}{1 - \frac{b \cdot \lambda}{c_w} e^{-\frac{\sqrt{S}}{\dot{M}_w} \left(\frac{b}{c_w} - \frac{1}{\lambda} \right)}} \quad (130)$$

Dacă modificăm relația (126) sub forma:

$$\dot{Q} = \dot{M}_w \frac{c_w}{b} (i_{s1}^+ - i_{s2}^+) \frac{i_{s1}^+ - i_{L1}}{i_{s1}^+ - i_{L1}} \quad (131)$$

și utilizăm relația de definiție (41), vom putea scrie prin identificarea termenilor între relațiile (127) și (131) expresia funcției ϕ_w pe partea apei

$$\phi_w = \frac{b}{c_w} \frac{1 - e^{-\frac{\sqrt{S}}{\dot{M}_w} \left(\frac{b}{c_w} - \frac{1}{\lambda} \right)}}{\frac{1}{\lambda} - \frac{b}{c_w} e^{-\frac{\sqrt{S}}{\dot{M}_w} \left(\frac{b}{c_w} - \frac{1}{\lambda} \right)}} \quad (132)$$

Dacă considerăm aerul ca fluid principal, plecând tot de la relațiile (58), (33), (111), (112) și (113) se poate scrie:

$$di_w - di_L = - \frac{d\dot{Q}}{\dot{M}_L} (\lambda - 1) = - \frac{\sqrt{S} (i_s^+ - i_L)}{\dot{M}_L} (\lambda - 1) dS \quad (133)$$

Similar se dezvoltă și diferența de entalpii $di_w - di_L$:

$$\begin{aligned} di_w - di_L = c_w dt_w - di_L = \frac{c_w}{b} di_s^+ - di_L = di_s^+ - di_L - \left(1 - \frac{c_w}{b}\right) di_s^+ = \\ = di_s^+ - di_L - \left(1 - \frac{c_w}{b}\right) \frac{b \cdot \lambda}{c_w} \frac{d\dot{Q}}{\dot{M}_L} = di_s^+ - di_L - \sqrt{S} (i_s^+ - i_L) \left(\frac{b \cdot \lambda}{c_w} - \lambda\right) \frac{dS}{\dot{M}_L} \end{aligned} \quad (134)$$

Egalînd relațiile (133) și (134) se obține:

$$\frac{di_s^+ - di_L}{i_s^+ - i_L} = \frac{\sqrt{S} \cdot dS}{\dot{M}_L} \left(\frac{b \cdot \lambda}{c_w} - 1 \right) \quad (135)$$

Această ultimă relație se poate integra, obținîndu-se:

$$\ln(i_s^+ - i_L) = \frac{\sqrt{S}}{\dot{M}_L} \left(\frac{b \cdot \lambda}{c_w} - 1 \right) S + C \quad (136)$$

în care înlocuind constanta de integrare din relația (118) rezultă:

$$\ln \frac{i_{s1}^+ - i_{L2}}{i_{s2}^+ - i_{L1}} = \frac{\sqrt{v} \cdot S}{\dot{M}_L} \left(\frac{b \cdot \lambda}{c_w} - 1 \right) \quad (137)$$

Cu ajutorul relației (27) se poate scrie mai simplificat:

$$\frac{\sqrt{v} \cdot S}{\dot{M}_L} \left(\frac{b \cdot \lambda}{c_w} - 1 \right) = Ke^+ \left(\frac{b \cdot \lambda}{c_w} - 1 \right) = Ke_2 \quad (138)$$

și relația (137) devine:

$$\frac{i_{s1}^+ - i_{L2}}{i_{s2}^+ - i_{L1}} = e^{Ke_2} \quad (139)$$

iar după transformări:

$$\frac{(i_{s2}^+ - i_{L1}) - (i_{s1}^+ - i_{L2})}{i_{s2}^+ - i_{L1}} = 1 - e^{-Ke_2} \quad (140)$$

Relația (135) se mai poate scrie și sub forma:

$$di_s^+ - di_L = \frac{d\dot{Q}}{\dot{M}_L} \left(\frac{b \cdot \lambda}{c_w} - 1 \right) \quad (141)$$

care prin integrare și respectarea condițiilor de margine discutate deja, devine:

$$(i_{s2}^+ - i_{L1}) - (i_{s1}^+ - i_{L2}) = - \frac{\dot{Q}}{\dot{M}_L} \left(\frac{b \cdot \lambda}{c_w} - 1 \right) \quad (142)$$

iar cu ajutorul relației (140) :

$$(1 - e^{-Ke_2})(i_{s2}^+ - i_{L1}) = - \frac{\dot{Q}}{\dot{M}_L} \left(\frac{b \cdot \lambda}{c_w} - 1 \right) \quad (143)$$

Pentru a elimina entalpia apei i_{s2}^+ se utilizează relația (129) obținând:

$$(1 - e^{-Ke_2})(i_{s1}^+ - i_{L1}) = \frac{\dot{Q}}{\dot{M}_w} \frac{b}{c_w} (1 - e^{-Ke_2}) = - \frac{\dot{Q}}{\dot{M}_L} \left(\frac{b \cdot \lambda}{c_w} - 1 \right) \quad (144)$$

și

$$\dot{Q} = \frac{1 - e^{-Ke_2}}{1 - \frac{b \cdot \lambda}{c_w} e^{-Ke_2}} (i_{s1}^+ - i_{L1}) \cdot \dot{M}_L \quad (145)$$

Comparînd relația (145) cu relația (129) se observă că am regăsit funcția ϕ_L sub forma:

$$\phi_L = \frac{1 - e^{-\frac{\dot{M}_L \sqrt{S} (b \cdot \lambda / c_w - 1)}{1}}}{1 - \frac{b \cdot \lambda}{c_w} e^{-\frac{\dot{M}_L \sqrt{S} (b \cdot \lambda / c_w - 1)}}} \quad (146)$$

Să comparăm cele două relații (130) și (146) care reprezintă expresiile funcției ϕ scrisă pentru același turn de răcire, însă cu considerarea unui sau altui fluid ca fiind principal. Se observă lesne că cele două expresii sînt identice, ceea ce ne permite să tragem concluzia importantă că turnul de răcire este simetric din punctul de vedere al funcției ϕ . Această proprietate este deosebit de utilă pentru calculul practic cu diagrame, cînd este suficient să avem la dispoziție reprezentarea grafică a lui ϕ pentru $0 \leq \frac{b \cdot \lambda}{c_w} \leq 1$; celelalte cazuri, cînd $\frac{b \cdot \lambda}{c_w} > 1$ vor putea fi rezolvate cu ajutorul relației:

$$\phi \left(\frac{b \cdot \lambda}{c_w}, Ke^+ \right) = \frac{c_w}{b \cdot \lambda} \cdot \phi \left(\frac{c_w}{b \cdot \lambda}, Ke \right) \quad (147)$$

Determinarea cifrelor caracteristice schimbului de căldură și de substanță se poate face în continuare fie direct prin calcularea valorii funcției ϕ pentru fiecare caz în parte, fie prin trasarea prealabilă a diagramei de variație $\phi = \phi(Ke^+, \frac{b \cdot \lambda}{c_w})$. Posedînd această diagramă trasată sau tabelată, se poate determina valoarea momentană a lui ϕ grafic sau prin interpolare.

3.2. Cazul curgerii în curent încrucișat

Determinarea relațiilor de calcul a schimbului de căldură și de substanță cu ajutorul funcției ϕ în cazul curentului încrucișat se va face tratînd turnul de răcire ca un schimbător de căldură cu ambele fluide neamestecate. Trebuie remarcat că această ipoteză simplificatoare este introdusă și în studiul schimbătoarelor de căldură clasice, datorită dificultăților de integrare a relațiilor matematice, entalpiile fluidelor fiind în acest caz funcție atât de x , cît și de y . Prin această ipoteză putem împărți turnul de răcire în fișii de lățime infinitezimală dx respectiv dy (figura 13), parcurse pe toată lungimea

lor de același debit de fluid. Implicit, potențialul energetic

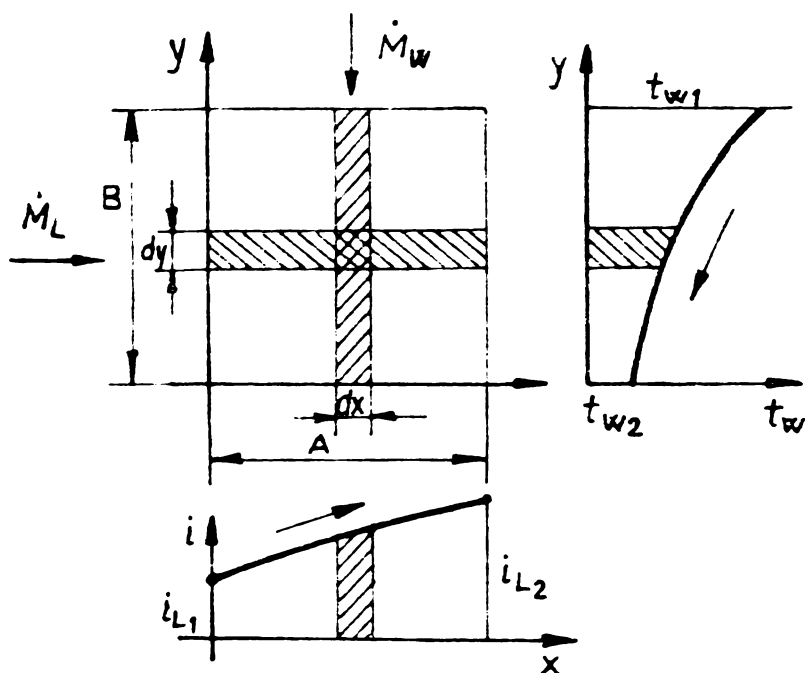


Fig.13. Modelul turnului de răcire în curent încrucișat

al fiecărui fluid variază doar după o singură direcție, cum se vede în figura 13. Pentru simplificare s-a considerat un element de volum de lățime unitară,

$$z_A = 1$$

Si acum se admit pentru ușurința calculului ipotezele de integrare ale ecuației fundamentale a lui Merkel discutate deja, adică:

$$\frac{\alpha}{\bar{v} \cdot c_p} = 1 \text{ și } i_s^+ = a + b t_w$$

Variația stării aerului și apei se poate urmări în figura 3.

Pentru acest volum elementar de dimensiuni $dx \cdot dy \cdot 1$, căldura transferată se poate scrie:

$$d^2 \dot{Q} = \bar{v} \cdot (i_s^+ - i_L) \cdot dx \cdot dy \quad (148)$$

Pe de altă parte, această căldură transferată poate fi scrisă ca fiind egală cu căldura cedată de fișia verticală de lățime dx și de capacitate calorică \dot{M}_w/A , după direcția dy , între y și $y + dy$:

$$d^2 \dot{Q} = - \frac{\dot{M}_w}{A} dx \cdot \frac{\partial i_s^+}{\partial y} dy \quad (149)$$

Cum entalpia aerului la saturație este doar funcție de y se poate scrie:

$$\frac{\partial i_s^+}{\partial y} dy = di_s^+ \quad (150)$$

deci:

$$d^2 \dot{Q} = - \frac{\dot{M}_w}{A} dx \cdot di_s^+ \quad (151)$$

Identic, pentru fișia orizontală de lățime dy se poate scrie:

$$d^2 \dot{Q} = \frac{\dot{M}_L}{B} dy \cdot di_L \quad (152)$$

Relația (148) se poate integra sub forma:

$$d\dot{Q} = \sigma \cdot dx \cdot \left(\int i_s^+ \cdot dy - i_L \cdot \int dy \right) = \sigma \cdot dx (I_y - i_L \cdot B) \quad (153)$$

și mai departe:

$$\dot{Q} = \sigma \cdot A \cdot I_y - \sigma \cdot B \cdot I_x = \sigma \cdot S \left(\frac{I_y}{B} - \frac{I_x}{A} \right) \quad (154)$$

unde s-a notat:

$$I_x = \int_0^A i_L \cdot dx \quad \text{și} \quad I_y = \int_0^B i_s^+ \cdot dy \quad (155)$$

Se poate scrie egalitatea relațiilor (148), (149) și (152):

$$\begin{aligned} \sigma \cdot (i_s^+ - i_L) dx \cdot dy &= - \frac{\dot{M}_w}{A} di_s^+ \cdot dx = \frac{\dot{M}_L}{B} \cdot di_L \cdot dy = \\ &= - \frac{\dot{M}_w}{A} \cdot b \cdot dt_w \cdot dx = \frac{\dot{M}_L}{B} \cdot di_L \cdot dy \end{aligned} \quad (156)$$

Prima egalitate se poate integra de la 0 la A și se obține:

$$- \frac{\dot{M}_w}{A} \cdot di_s^+ \cdot \int_0^A dx = \sigma \cdot dy \cdot i_s^+ \cdot \int_0^A dx - \sigma \cdot dy \cdot \int_0^A i_L \cdot dx \quad (157)$$

$$- \dot{M}_w \cdot di_s^+ = \sigma \cdot A \cdot i_s^+ \cdot dy - \sigma \cdot I_x \cdot dy \quad (158)$$

și:

$$\frac{di_s^+}{dy} + \frac{\sigma \cdot A}{\dot{M}_w} + i_s^+ - \frac{\sigma}{\dot{M}_w} \cdot I_x = 0 \quad (159)$$

Cu ajutorul relației (33) se poate transforma ultima relație:

$$\frac{dt_w}{dy} + \frac{\sigma \cdot A}{\dot{M}_w} \cdot t_w - \frac{\sigma}{b \cdot \dot{M}_w} \cdot (I_x - a \cdot A) = 0 \quad (160)$$

Soluția acestei ecuații diferențiale liniare este:

$$t_w = e^{-\frac{\sigma \cdot A}{\dot{M}_w} \cdot y} \cdot \left(C + \int_0^B \frac{\sigma}{b \cdot \dot{M}_w} \cdot (I_x - a \cdot A) \cdot e^{\frac{\sigma \cdot A}{\dot{M}_w} \cdot y} dy \right) \quad (161)$$

și rezolvind integrala din paranteză:

$$t_w = e^{-\frac{\sigma \cdot A}{\dot{M}_w} \cdot y} \cdot \left(C + \frac{(I_x - a \cdot A)}{b \cdot A} \cdot e^{\frac{\sigma \cdot A}{\dot{M}_w} \cdot y} \right) \quad (162)$$

Constanta C se determină din condițiile limită: $y = 0$,

$t_w = t_{w1}$:

$$t_{w1} = C + \frac{I_x}{b \cdot A} - \frac{a}{b}$$

sau în continuare:

$$C = t_{wL} - \frac{I_x}{b \cdot A} + \frac{a}{b} \quad (163)$$

care înlocuită în relația (162) determină expresia:

$$t_w = \frac{I_x}{b \cdot A} - \frac{a}{b} + \left[t_{w1} - \left(\frac{I_x}{b \cdot A} - \frac{a}{b} \right) \right] e^{-\frac{\sigma \cdot S}{\dot{M}_w} \frac{y}{B}} \quad (164)$$

Similar se poate porni de la a doua egalitate a relației (156) și anume prin integrare de la 0 la B se va obține:

$$\frac{\dot{M}_L}{B} di_L \int_0^B dy = \sigma \cdot dx \int_0^B i_s \cdot dy - \sigma \cdot dx \cdot i_L \int_0^B dy \quad (165)$$

și mai departe:

$$\dot{M}_L \cdot di_L = \sigma \cdot dx \cdot I_y - \sigma \cdot B \cdot i_L \cdot dx \quad (166)$$

$$\frac{di_L}{dx} + \frac{\sigma \cdot B}{\dot{M}_L} \cdot i_L - \frac{\sigma}{\dot{M}_L} \cdot I_y = 0 \quad (167)$$

Expresia (167) reprezintă tot o ecuație diferențială, liniară, pentru care soluția este:

$$i_L = e^{-\frac{\sigma \cdot B}{\dot{M}_L} \cdot x} \cdot \left(C + \int_0^A \frac{\sigma}{\dot{M}_L} I_y \cdot e^{\frac{\sigma \cdot B}{\dot{M}_L} \cdot x} \cdot dx \right) \quad (168)$$

ca după rezolvarea integralei din paranteză să se obțină:

$$i_L = e^{-\frac{\sigma \cdot B}{\dot{M}_L} \cdot x} \cdot \left(C + \frac{I_y}{B} e^{\frac{\sigma \cdot B}{\dot{M}_L} \cdot x} \right) \quad (169)$$

Si aici constanta de integrare C se determină din condițiile limită : $x=0$; $i_L = i_{L1}$.

$$C = i_{L1} - \frac{I_y}{B} \quad (170)$$

care înlocuită în expresia (169) determină expresia:

$$i_L = \frac{I_y}{B} + \left(i_{L1} - \frac{I_y}{B} \right) \cdot e^{-\frac{\sigma \cdot S}{\dot{M}_L} \cdot \frac{x}{A}} \quad (171)$$

Dacă în relațiile (164) și (171) punem condițiile limită: $y = B$; $t_w = t_{w2}$ și $x = A$; $i_L = i_{L2}$ obținem:

$$t_{w2} = \frac{I_x}{b \cdot A} - \frac{a}{b} + \left[t_{w1} - \left(\frac{I_x}{b \cdot A} - \frac{a}{b} \right) \right] \cdot e^{-Ke} \quad (172)$$

$$i_{L2} = \frac{I_y}{B} + \left(i_{L1} - \frac{I_y}{B} \right) \cdot e^{-Ke^+} \quad (173)$$

și mai departe valorile:

$$\frac{I_x}{A} = \frac{b \cdot (t_{w2} - t_{w1} \cdot e^{-Ke})}{1 - e^{-Ke}} + a \quad (174)$$

și

$$\frac{I_y}{B} = \frac{i_{L2} - i_{L1} \cdot e^{-Ke^+}}{1 - e^{-Ke^+}} \quad (175)$$

Înlocuind valorile lui I_x/A și I_y/B în relația (154) se obține succesiv:

$$\frac{\dot{Q}}{G \cdot S} = \frac{i_{L2} - i_{L1} \cdot e^{-Ke^+}}{1 - e^{-Ke^+}} - \frac{b \cdot (t_{w2} - t_{w1} \cdot e^{-Ke})}{1 - e^{-Ke}} - a \quad (176)$$

$$\frac{\dot{Q}}{G \cdot S} = \frac{(i_{s1}^+ - i_{L2}) \cdot e^{-Ke} + (i_{s2}^+ - i_{L1}) \cdot e^{-Ke^+} - (i_{s2}^+ - i_{L2}) - (i_{s1}^+ - i_{L1}) e^{-Ke} \cdot e^{-Ke^+}}{(1 - e^{-Ke}) \cdot (1 - e^{-Ke^+})} \quad (177)$$

$$\frac{\dot{Q}}{G \cdot S} = \frac{(i_{s1}^+ - i_{L1}) \left((1 - \varnothing) e^{-Ke} + \left(1 - \frac{b \cdot \lambda}{c_w} \varnothing\right) e^{-Ke^+} - \left(1 - \varnothing - \frac{b \cdot \lambda}{c_w} \varnothing\right) e^{-Ke} \cdot e^{-Ke^+} \right)}{(1 - e^{-Ke}) \cdot (1 - e^{-Ke^+})} \quad (178)$$

unde am utilizat relațiile (38)...(41) pentru a găsi relațiile:

$$\begin{aligned} (i_{s1}^+ - i_{L2}) &= (1 - \varnothing) \cdot (i_{s1}^+ - i_{L1}) \\ (i_{s2}^+ - i_{L1}) &= \left(1 - \frac{b \cdot \lambda}{c_w} \varnothing\right) \cdot (i_{s1}^+ - i_{L1}) \\ (i_{s2}^+ - i_{L2}) &= \left(1 - \varnothing - \frac{b \cdot \lambda}{c_w} \varnothing\right) \cdot (i_{s1}^+ - i_{L1}) \end{aligned} \quad (179)$$

Se mai poate scrie și

$$\frac{\dot{Q}}{G \cdot S \cdot (i_{s1}^+ - i_{L1})} = \frac{\dot{M}_L \cdot (i_{L2} - i_{L1})}{G \cdot S \cdot (i_{s1}^+ - i_{L1})} = \frac{\lambda \cdot \varnothing}{Ke} \quad (180)$$

care prin înlocuire în relația (178) permite scrierea expresiei:

$$\frac{\lambda \cdot \varnothing}{Ke} = \frac{\varnothing(1 - e^{-Ke}) + \frac{b \cdot \lambda}{c_w} \varnothing(1 - e^{-Ke^+}) - (1 - e^{-Ke}) + (1 - e^{-Ke}) \cdot e^{-Ke^+}}{(1 - e^{-Ke}) (1 - e^{-Ke^+})} \quad (181)$$

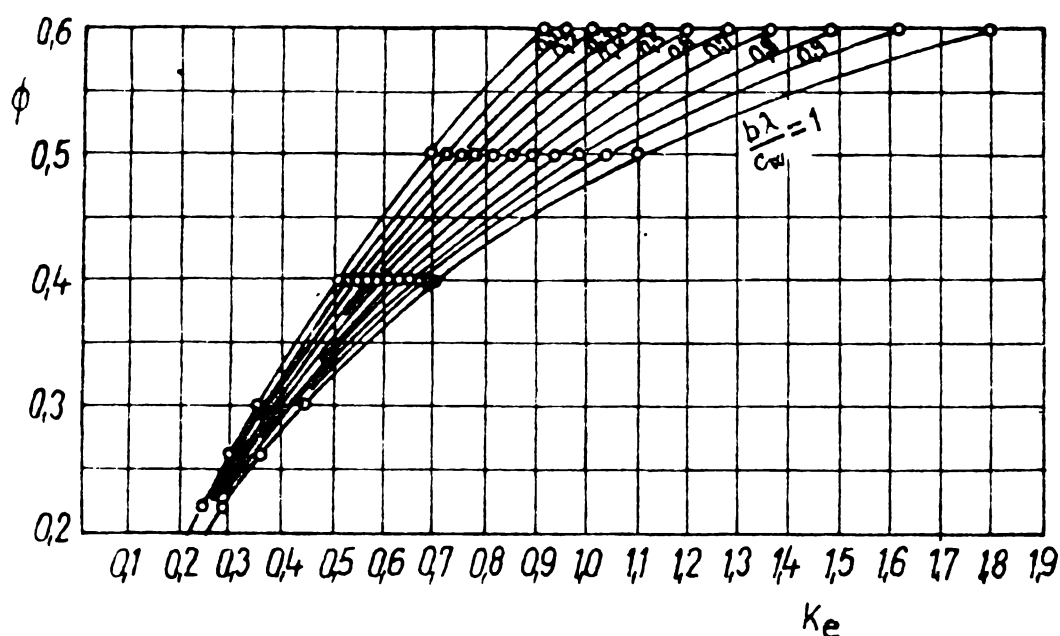
sau:

$$\frac{\lambda \cdot \varnothing}{Ke} - \frac{\varnothing}{1 - e^{-Ke^+}} - \frac{\frac{b \cdot \lambda}{c_w} \cdot \varnothing}{1 - e^{-Ke}} = -1 \quad (182)$$

expresie din care în final putem scrie valoarea funcției \varnothing :

$$\phi = \frac{-Ke}{\lambda - \frac{Ke}{1-e^{-Ke}} - \frac{b \cdot \lambda}{c_w} \frac{Ke}{1-e^{-Ke}}} \quad (183)$$

Expresia (183) permite determinarea directă a caracteristicii turnului de răcire în funcție de Ke, λ și b . De asemenea, cu ajutorul acestei expresii se poate trasa diagrama $\phi = \phi(Ke, \frac{b \cdot \lambda}{c_w})$ ca cea din figura 14, din care se poate determina grafic caracteristica turnului de răcire. Si în acest caz turnul de răcire fiind



sîmtric pentru valori ale lui $\frac{b \cdot \lambda}{c_w} > 1$ se va utiliza aceeași diagramă, însă ținînd cont de relațiile caracteristice acestui caz (v. § 3.1).

Relațiile deduse pînă în prezent pot fi utilizate și mai departe, pen-

Fig.14. Dependența $\phi = f(Ke, \frac{b \cdot \lambda}{c_w})$.

tru a descrie variația stării apei și aerului de-a lungul celor două fîșii considerate. Astfel introducînd relația (174) în (164) se obține:

$$t_w = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{1 - e^{-Ke}} \cdot e^{-Ke \cdot \frac{Y}{B}} + \frac{t_{w2} - t_{w1} \cdot e^{-Ke}}{1 - e^{-Ke}} \quad (184)$$

respectiv:

$$\frac{t_{w1} - t_w}{t_{w1} - t_{w2}} = \frac{1 - e^{-Ke \cdot \frac{Y}{B}}}{1 - e^{-Ke}} \quad (185)$$

Cu ipotezele făcute la începutul demonstrației, funcția ϕ se mai poate scrie și sub forma:

$$\phi_w = \frac{\Delta i_s}{i_{s1}^+ - i_{L1}} = \frac{b \cdot \Delta t_w}{i_{s1}^+ - i_{L1}} \quad (186)$$

de unde rezultă:

$$t_{w1} - t_{w2} = -\frac{1}{b} \cdot \varnothing_w \cdot (i_{s1}^+ - i_{L1}) \quad (187)$$

relație cu care se obține în final:

$$\frac{t_{w1} - t_w}{i_{s1}^+ - i_{L1}} = \frac{\varnothing_w}{b} \cdot \frac{1 - e^{-Ke \cdot \frac{y}{B}}}{1 - e^{-Ke}} \quad (188)$$

Similar, dacă introducem relația (175) în (171) se va obține:

$$i_L = \frac{i_{L2} - i_{L1} \cdot e^{-Ke^+}}{1 - e^{-Ke^+}} + (i_{L1} - \frac{i_{L2} - i_{L1} \cdot e^{-Ke^+}}{1 - e^{-Ke^+}}) \cdot e^{-Ke \cdot \frac{x}{A}} \quad (189)$$

respectiv:

$$\frac{i_L - i_{L1}}{i_{L2} - i_{L1}} = \frac{1 - e^{-Ke^+ \cdot \frac{x}{A}}}{1 - e^{-Ke^+}} \quad (190)$$

care, cu ajutorul relației (32) de definiție a funcției \varnothing se mai poate scrie:

$$\frac{i_L - i_{L1}}{i_{s1}^+ - i_{L1}} = \varnothing \cdot \frac{1 - e^{-Ke^+ \cdot \frac{x}{A}}}{1 - e^{-Ke^+}} \quad (191)$$

3.3. Considerații asupra atingerii stării de saturație a aerului

La metodele clasice de calcul a turnurilor de răcire trebuie să se facă o departajare netă între cazul stării aerului nesaturat și cazul stării aerului saturat, rezultatele fiind afectate de corecta sau incorecta apreciere și utilizare a calculului corespunzător situației existente. Atît în cazul calculului de determinare a cifrei de evaporare pentru o umplură dată, cît și în cazul proiectării unui turn de răcire plecînd de la o umplură cu caracteristici cunoscute, calculul nu se poate face în nici un caz global, ci va trebui condus pe pași, pentru a permite verificarea continuă a stării aerului și utilizarea relațiilor de calcul adecvate.

Metoda de calcul cu ajutorul funcției \varnothing prezintă marele avantaj că utilizează ca potențiale doar entalpiile, atît pe partea aerului, cît și pe partea apei. Prin această particulari-

tate a calculului, automat problema domeniului în care se află punctul momentan de stare al aerului nu mai devine primordială.

Este însă de la sine înțeles, că indiferent de metoda de calcul aplicată, aerul poate să ajungă la saturație și în multe cazuri ajunge să devină saturat cu vaporii de apă. În toate calculele efectuate asupra turnurilor de răcire, am plecat de la considerentul că starea de suprasaturație a aerului cu vaporii de apă este o stare instabilă, aerul după ce a atins starea de saturație continuându-și transformarea pe curba de saturație.

Din potențialul motor-entalpie - o parte este dată de schimbul de căldură uscat (convectiv), iar alta de schimbul de căldură umed (evaporarea și aportul de căldură al vaporilor). Din momentul în care se atinge saturația aerului cu vaporii de apă, capacitatea aerului de a prelua vaporii de apă este serios afectată, această preluare fiind acum direct dependentă de creșterea temperaturii aerului. Din cele amintite în § 2.4 ([45], [22]) și din rezultatele obținute (vezi figura 11) ar însemna că din acest moment începe o bruscă intensificare a schimbului de căldură uscat, pentru ca per total, răcirea apei să se continue în aceeași măsură. Din determinările experimentale proprii, cât și cele efectuate la ICEMENERG București, se observă o diminuare a răcirii apei din momentul atingerii stării de saturație. Răcirea apei, din momentul atingerii stării de saturație a aerului consider că se desfășoară pe baza schimbului de căldură uscat, care se continuă pe tot parcursul turnului de răcire, și doar în mică măsură pe baza schimbului de căldură umed, care diminuează serios.

Cum se desfășoară procesul din acest moment? El va urmări în continuare curba de saturație a aerului. Această afirmație este întărită de rezultatele calculelor teoretice asupra unui număr de date experimentale ridicate de către ICEMENERG - București în decursul anului 1974. În calcule s-au introdus valorile lui β_{xv} corespunzătoare tipurilor de umpluturi utilizate, valori determinate anterior în cadrul laboratorului Catedrei de Termotehnică și Mașini Termice, I.P. "Traian Vuia" Timișoara, și anume date de relațiile:

$$\begin{aligned}\beta_{xv1} &= 500 \cdot w_L + 325 \\ \beta_{xv2} &= 775 \cdot w_L + 325 \\ \beta_{xv3} &= 1050 \cdot w_L + 325\end{aligned}$$

Mărimile de intrare sînt date în tabelul 1.

Tabelul 1

Mărimile termice caracteristice diagramelor 15..35

Fig.	Nr. exp.	t_{L1}	t_{w1}	x_{L1}	i_{L1}	w_{L1}	\dot{q}_w	β_{xv}	$\frac{\sigma \cdot c_p}{\alpha}$
		°C	°C	g/kg	$\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$	m/s	$\frac{\text{m}^3}{\text{m}^2 \cdot \text{h}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3 \cdot \text{h}}$	-
15	44	26,2	35,5	14,75	15,25	1,71	7,11	1180,0	1,2
16	44	26,2	35,5	14,75	15,25	1,71	7,11	1650,2	1,2
17	44	26,2	35,5	14,75	15,25	1,71	7,11	2120,5	1,2
18	70	30,2	37,4	15,95	17,00	2,43	11,84	2876,5	1,05
19	70	30,2	37,4	15,95	17,00	2,43	11,84	2876,5	1,1
20	70	30,2	37,4	15,95	17,00	2,43	11,84	2876,5	1,15
21	49	27,0	35,2	15,50	15,90	3,28	11,84	2876,0	1,2
22	49	27,0	35,2	15,50	15,90	3,28	11,84	3769,0	1,2
23	49	27,0	35,2	15,50	15,90	3,28	11,84	3769,0	1,25
24	60	31,2	36,4	14,35	16,35	1,67	18,94	2078,5	1,2
25	60	31,2	36,4	14,35	16,35	1,67	18,94	2078,5	1,25
26	60	31,2	36,4	14,35	16,35	1,67	18,94	2078,5	1,3
27	48	27,6	35,1	15,40	15,95	1,66	11,83	1155,0	1,2
28	48	27,6	35,1	15,40	15,95	1,66	11,83	1611,5	1,2
29	48	27,6	35,1	15,40	15,95	1,66	11,83	2068,0	1,2
30	47	26,8	35,5	15,20	15,70	0,46	11,84	555,0	1,25
31	47	26,8	35,5	15,20	15,70	0,46	11,84	670,0	1,25
32	47	26,8	35,5	15,20	15,70	0,46	11,84	808,0	1,25
33	231	2,8	11,1	4,60	3,45	2,43	11,84	2876,5	1,15
34	231	2,8	11,1	4,60	3,45	2,43	11,84	2876,5	1,3
35	44	26,2	35,5	14,75	15,25	1,71	7,11	1650,2	1,2

In toate figurile (15 ... 35) cu linie întreruptă au fost trasate izotermele experimentale ridicate de către laboratorul ICEMENERG. In figurile 15...34 sînt comparate aceste izoterme, cu cele rezultate din calcul (vezi § 5.2). Au fost redade pentru fiecare experiență reprezentarea cea mai apropiată de situația reală și alte două reprezentări cu care s-a pus în evidență influența coeficientului volumic de schimb de substanță β_{xv} sau a factorului Lewis $\frac{\sigma \cdot c_p}{\alpha}$.

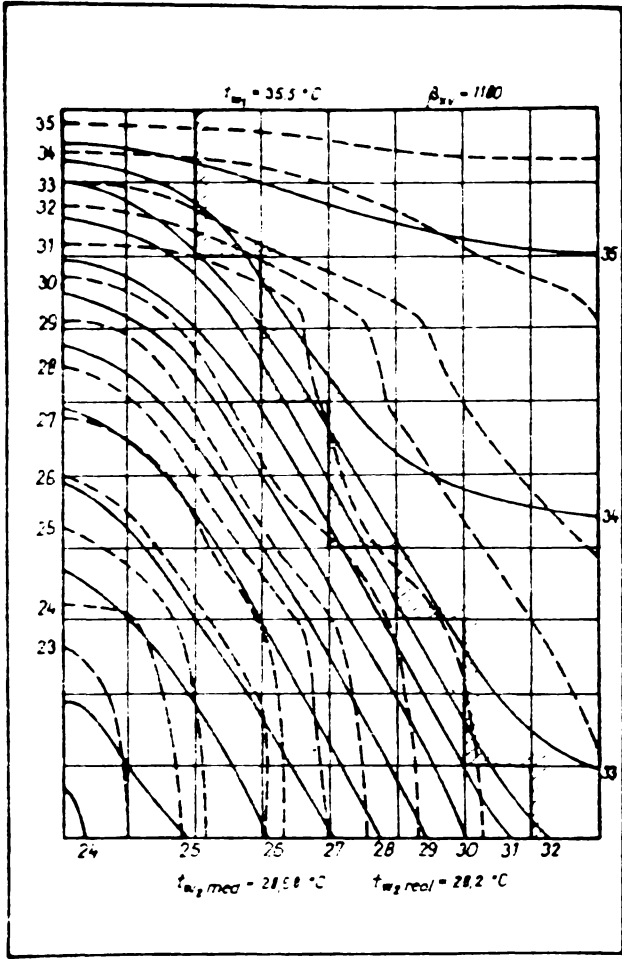


Fig.15.

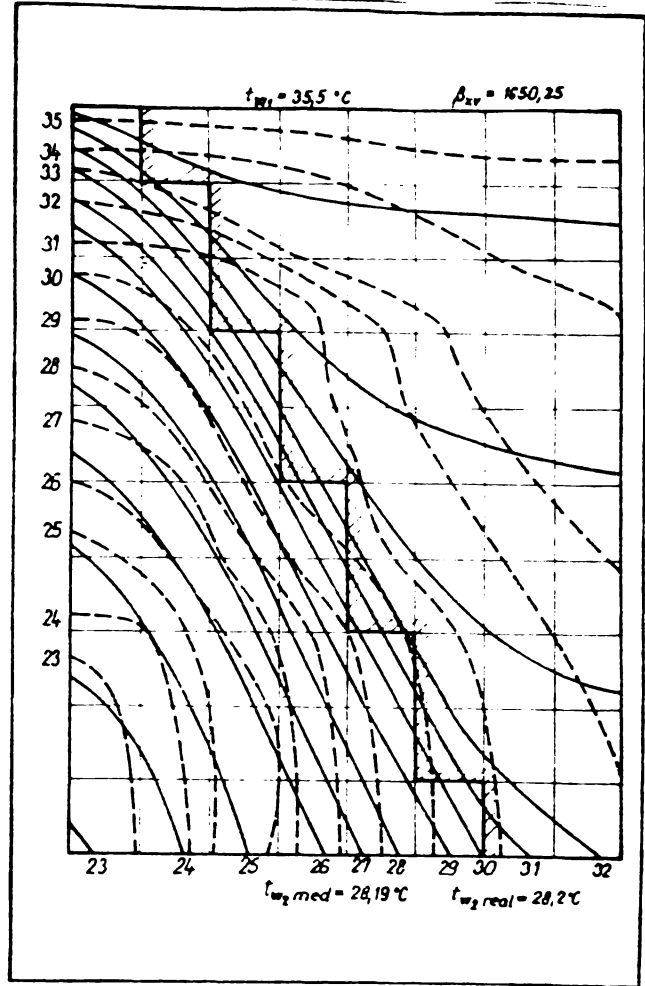


Fig.16.

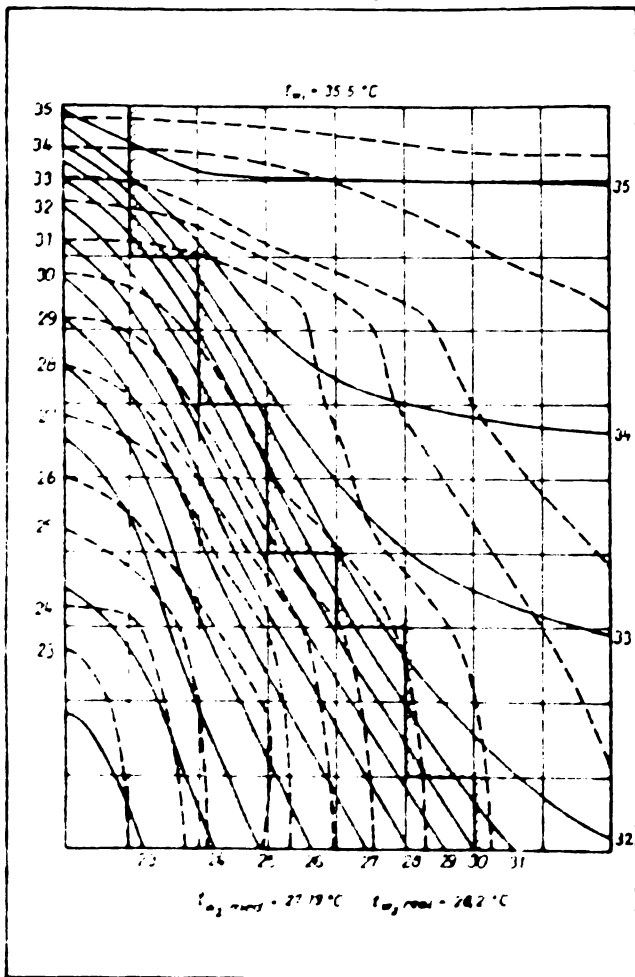


Fig.17.

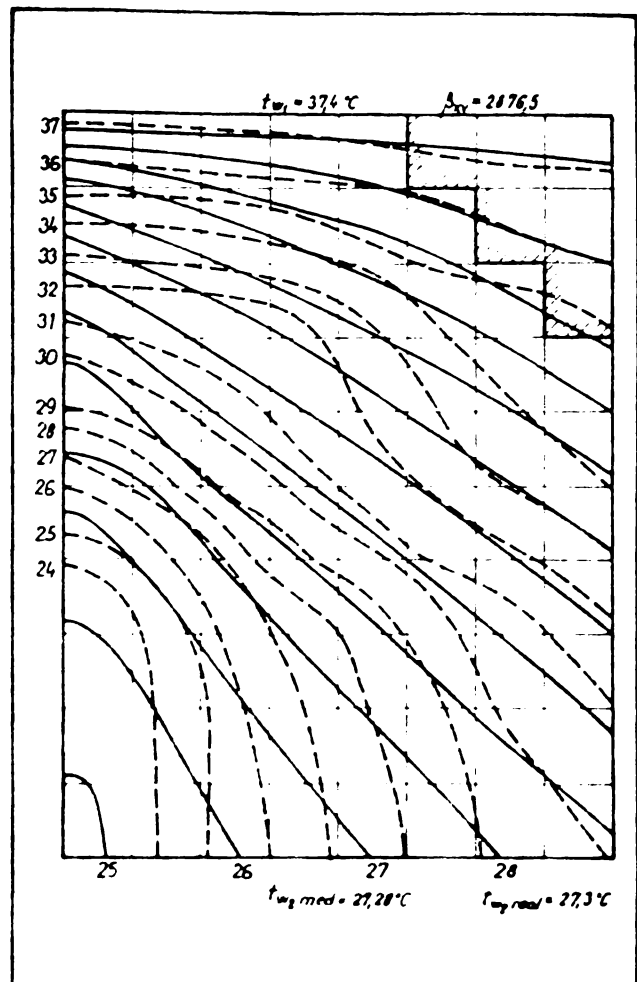


Fig.18.

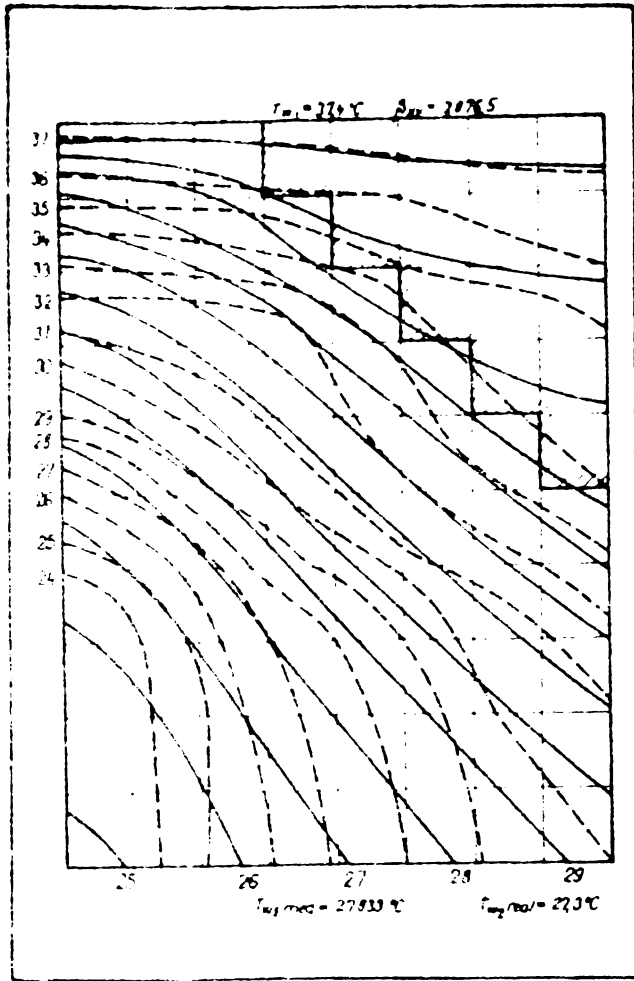


Fig.19.

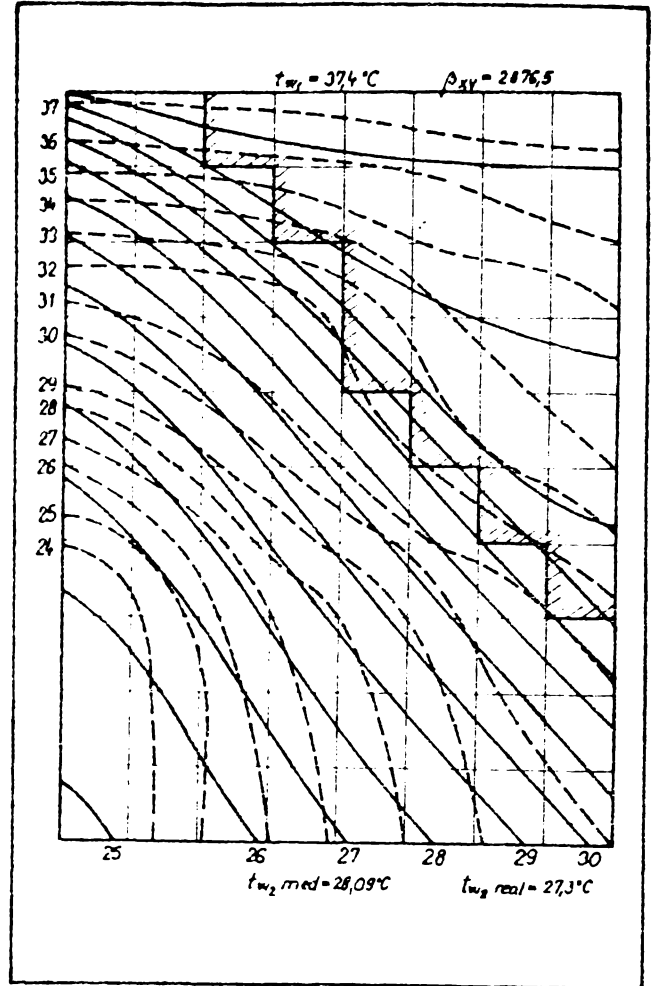


Fig.20.

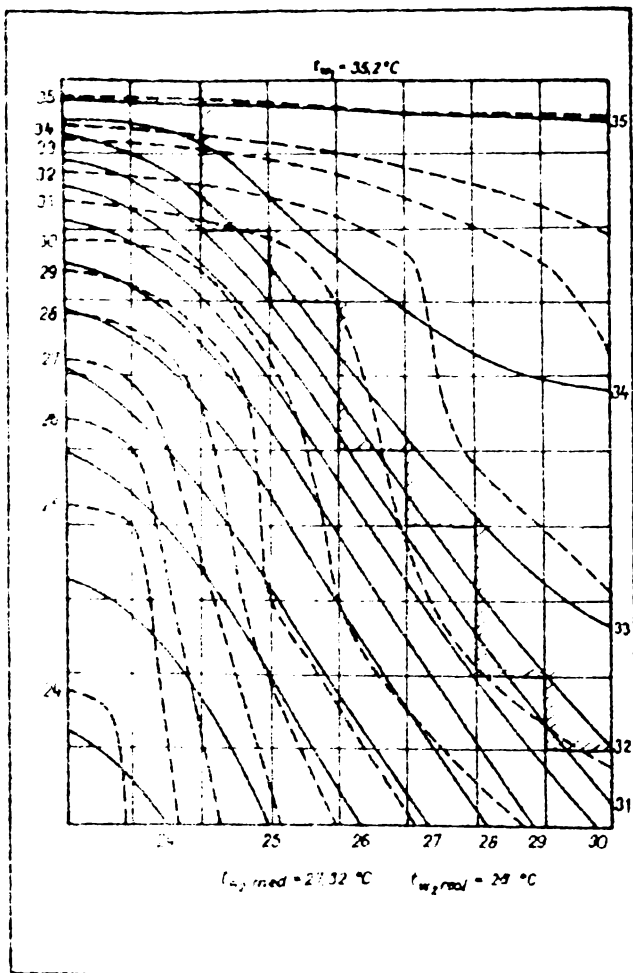


Fig.21.

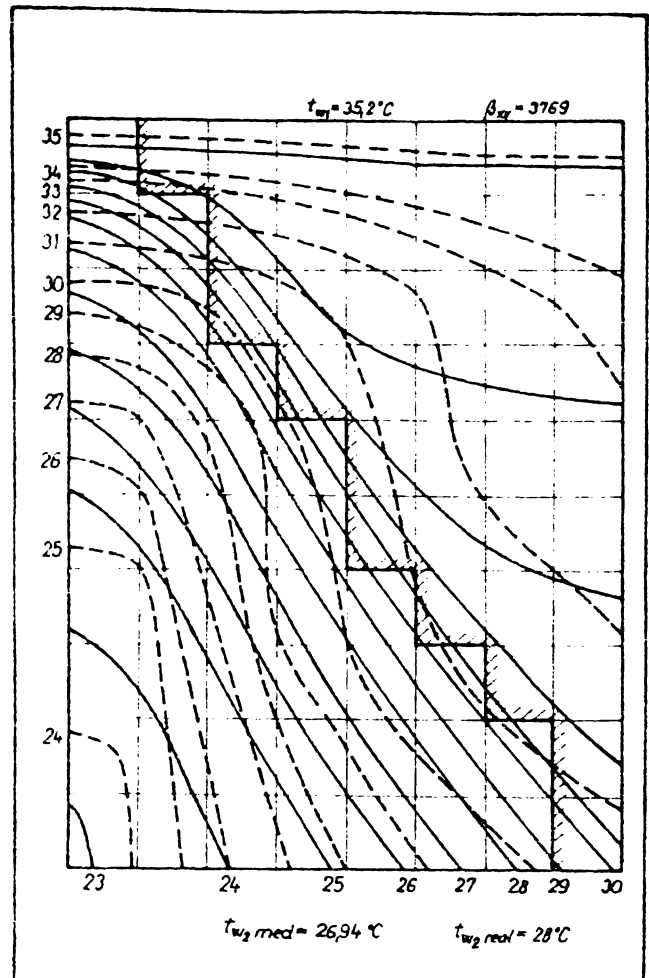


Fig.22.

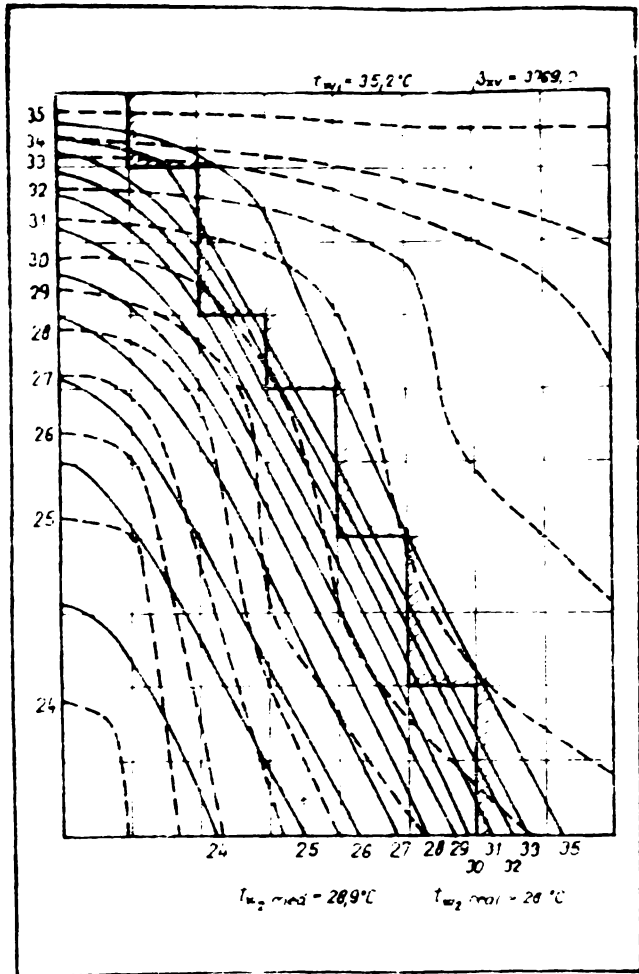


Fig. 23.

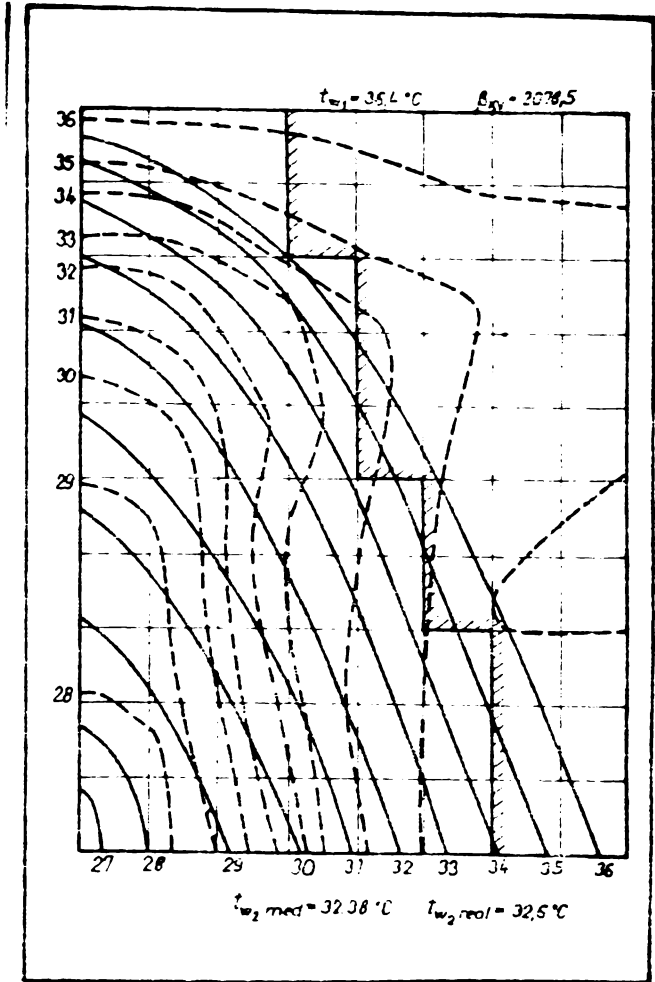


Fig. 24.

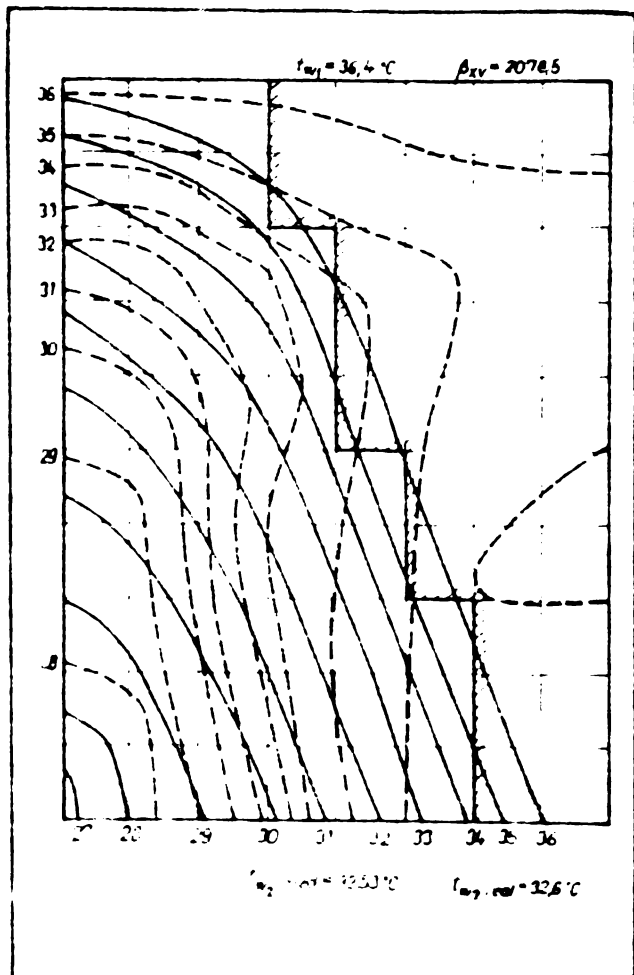


Fig. 25.

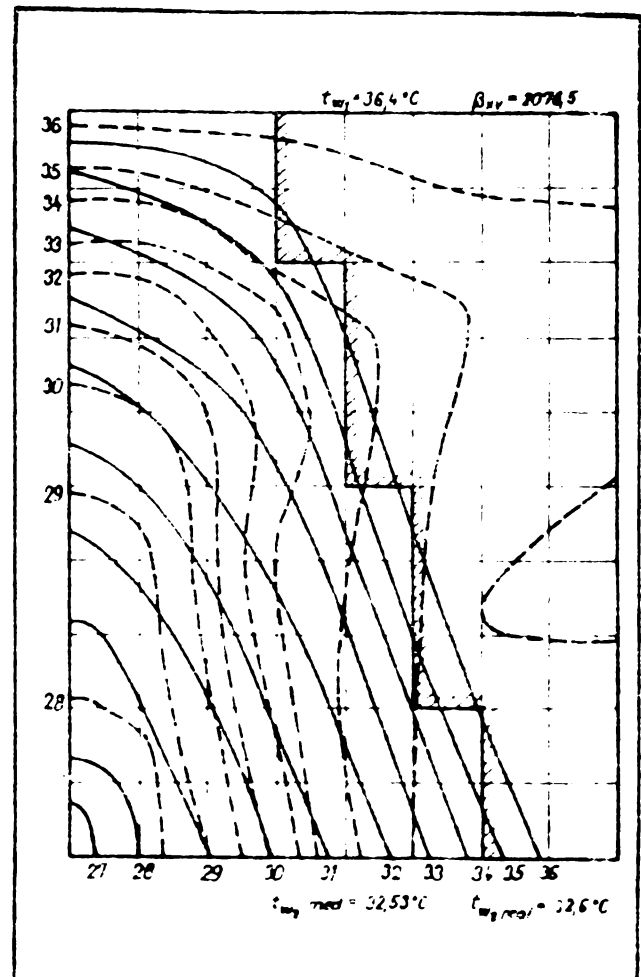


Fig. 26.

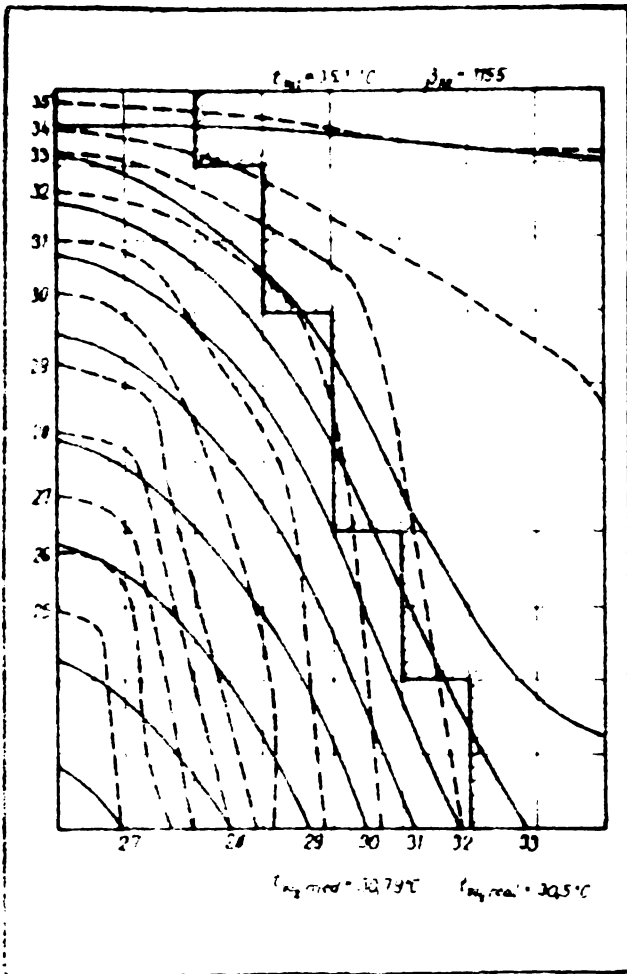


Fig. 27.

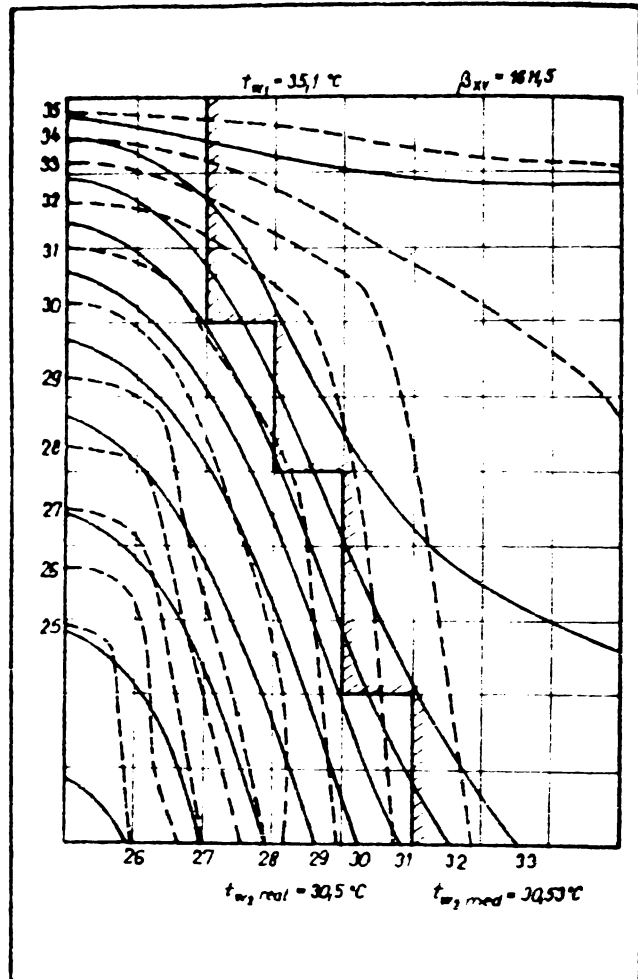


Fig. 28.

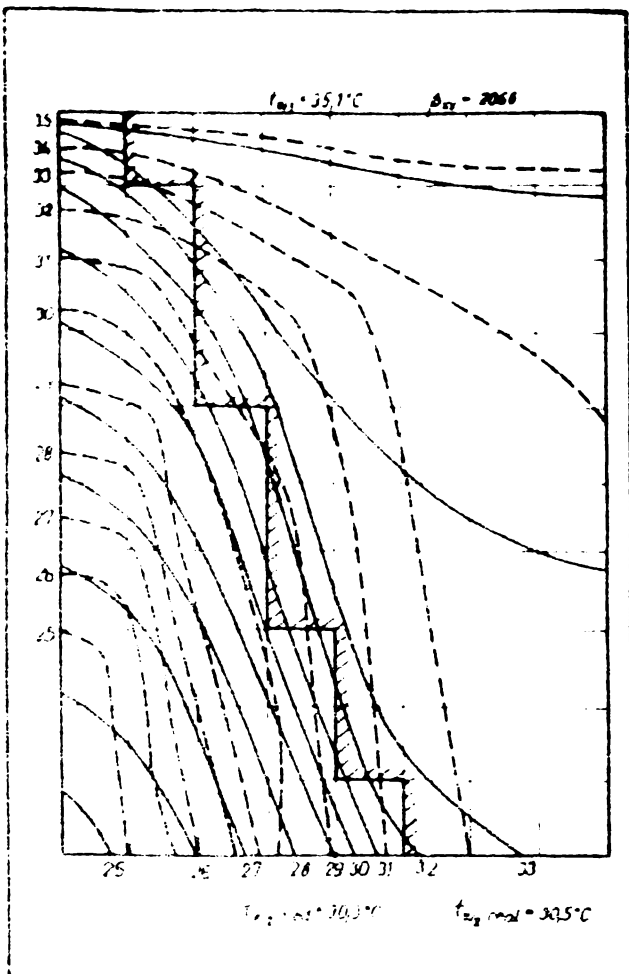


Fig. 29.

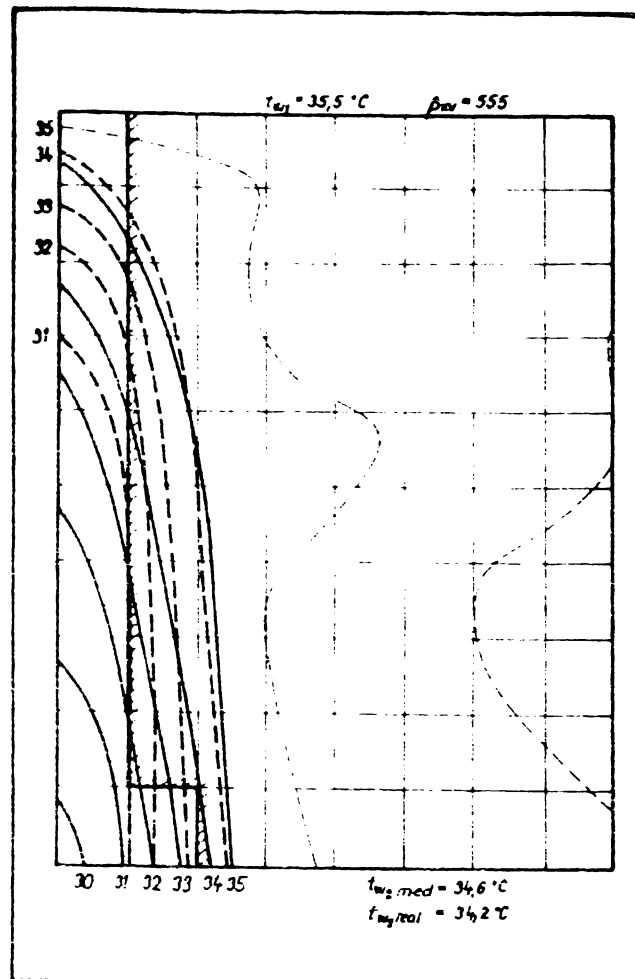


Fig. 30.

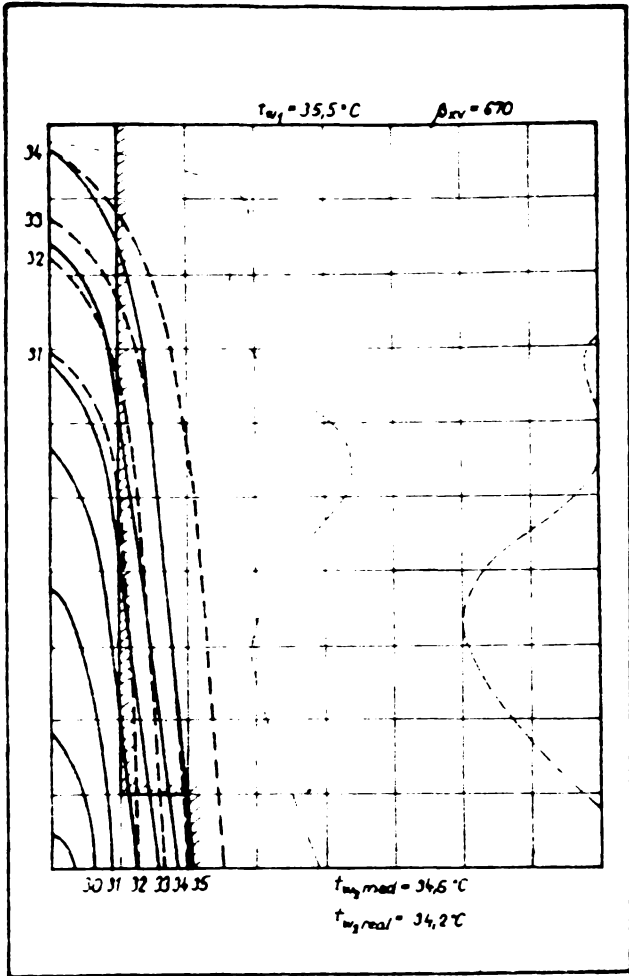


Fig. 31.

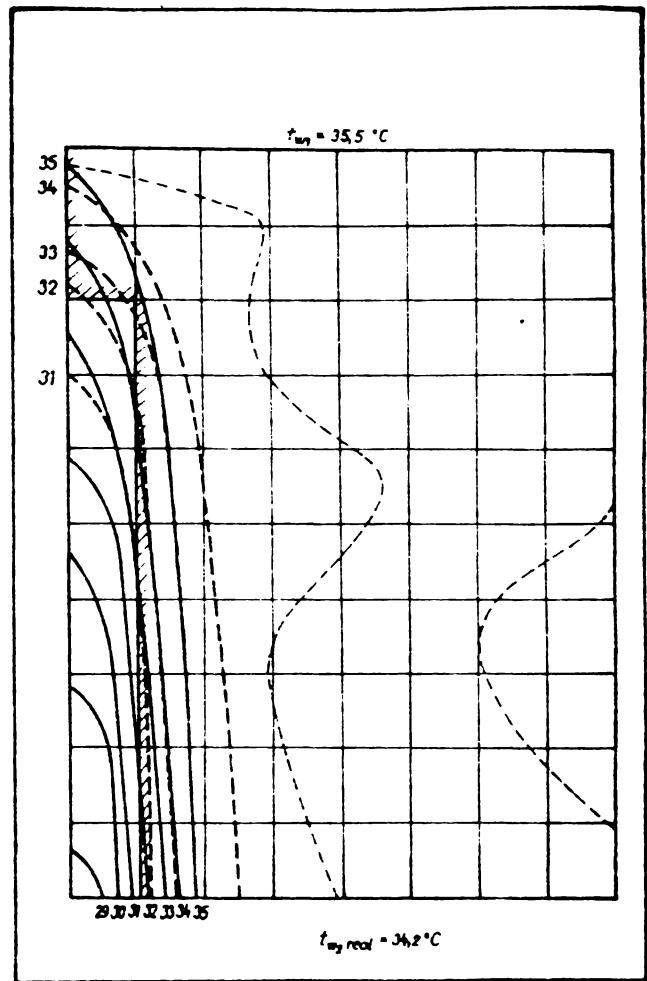


Fig. 32.

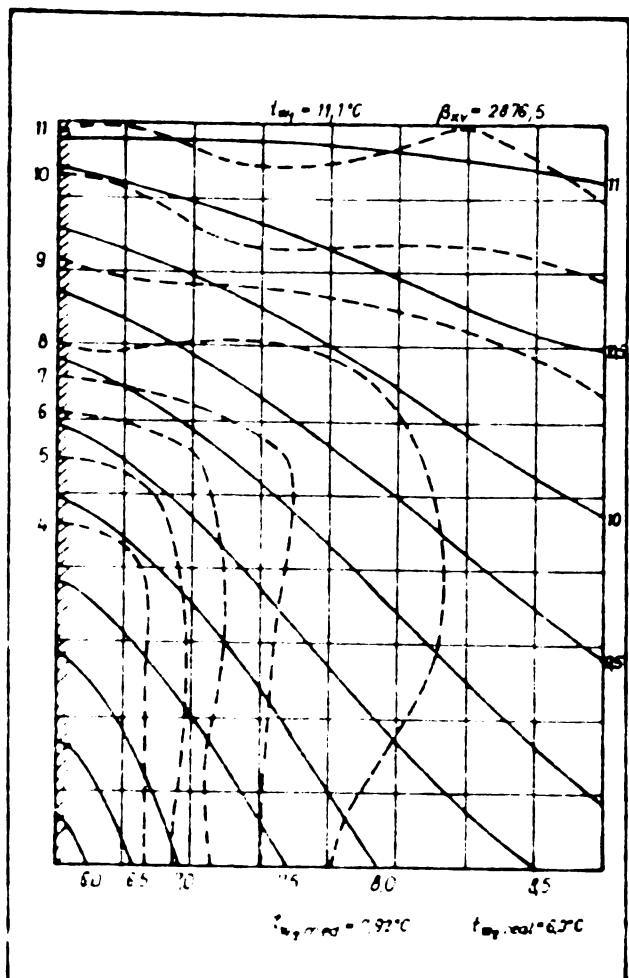


Fig. 33.

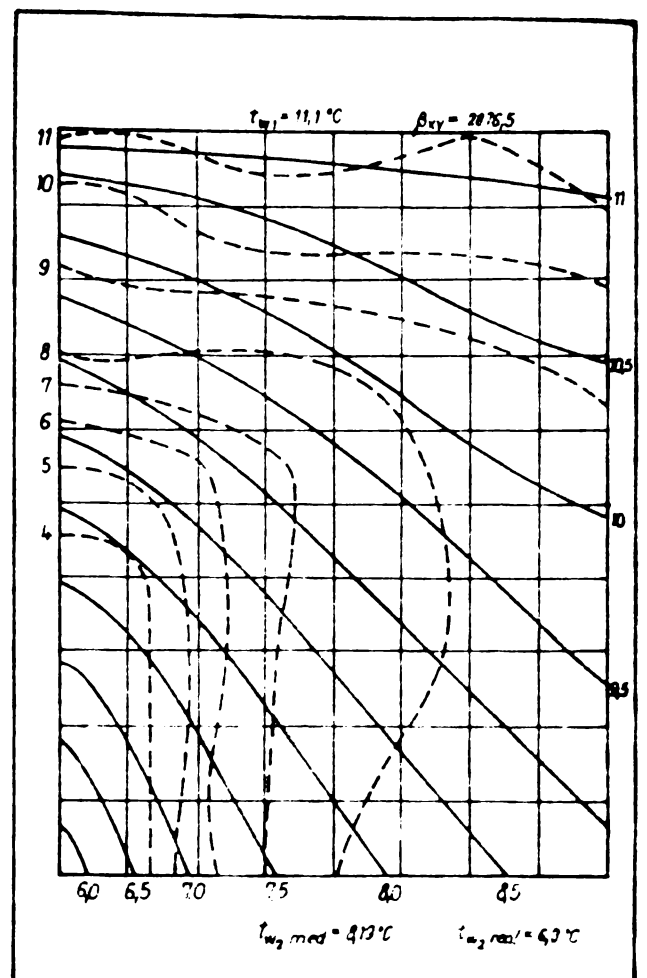


Fig. 34.

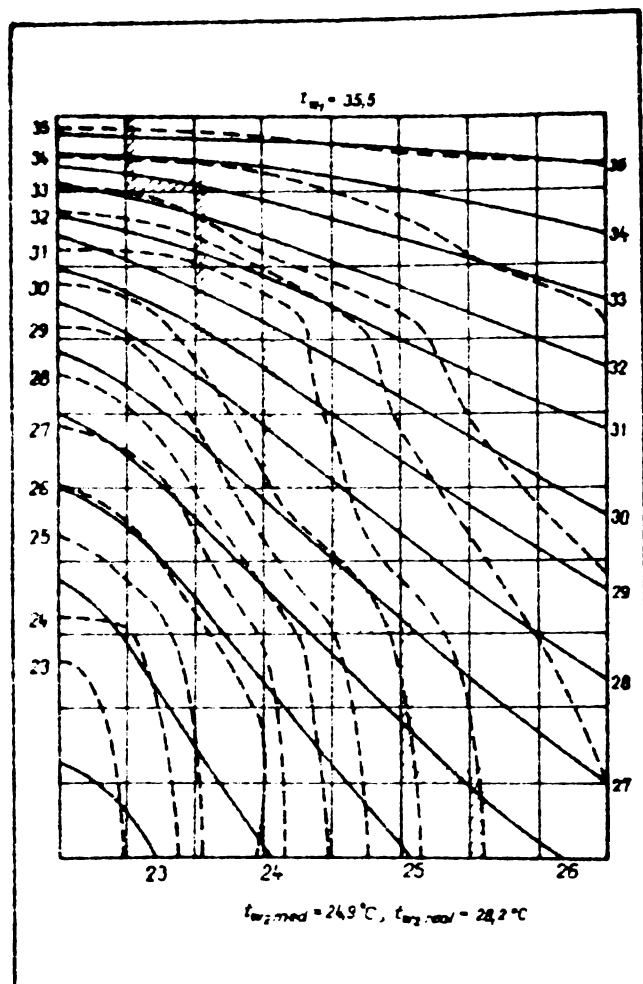


Fig.35.

aerului la intrare (fig.24, 25, 26), primele două-trei cuburi realizează o răcire puternică (izotermele sînt apropiate) și destul de verticale. După atingerea stării de saturație răcirea se înrăutățește considerabil; devenind aproape nulă.

In diagrame, s-a separat zona stării nesaturate a aerului, de zona saturată printr-o linie hașurată. Din acest moment, izotermele teoretice (obținute prin calcul) își modifică alura, răcirea înrăutățindu-se.

In figura 35 sînt trasate izotermele teoretice obținute prin calcul, prin considerarea aceluiași ipoteze în domeniul suprasaturat ca și Poppe și Helfand. Izotermele se aseamănă foarte mult ca alură cu cele obținute de Poppe (vezi figura 11) însă nu prezintă nici o asemănare cu câmpul termic real. Ele au o alură total diferită de cele reale, în special în zona de saturație, unde au aceeași alură ca și în zona nesaturată.

Considerarea urmării curbei de saturație de către aer după atingerea stării de saturație implică și acceptarea condensării umidității în exces. Este un proces nor-

Valorile calculate se suprapun destul de bine peste rezultatele experimentale ceea ce dovedește că ipotezele admise au fost corecte și anume raționamentul cu privire la influența factorului Lewis (vezi cap.8) și la modul de evoluție a stării aerului și apei în domeniul de suprasaturație.

Se remarcă în mod special faptul că la valori ale lui λ mari și la valori ridicate ale entalpiei

mal ce se poate remarca în turnurile de răcire. Condensul produs însă, în cea mai mare parte este antrenat de către aer și evacuat din turn și în mai mică parte reintră în masa apei și contribuie la răcirea ei. Calculele pur teoretice pot ține cont de aceste variații, însă calculele practice aplicate unui turn de răcire nu pot ține seama de aceste speculații teoretice, când se neglijează de la bun început și cantitatea de apă antrenată mecanic cu aerul ce trece prin turn.

4. Utilizarea teoriei funcției ϕ în calculul practic al turnurilor de răcire în contracurent

4.1. Determinarea cifrelor de transfer la turn dat

Pentru determinările experimentale necesare studierii factorului Lewis, am amenajat standul turn de răcire în contracurent de tip monoplacă (vezi § 7.3.). Pentru prelucrarea datelor experimentale obținute pe acest stand, am pus la punct un program de calcul baza pe teoria corespunzătoare a funcției ϕ aplicată schimbului de căldură și substanță în contracurent. Atât acest program, cât și celelalte elaborate în cadrul tezei au fost scrise în limbajul FORTRAN-IV și rulate pe ordinatorul FELIX C-256 de la Centrul de Calcul Electronic al Institutului Politehnic "Traian Vuia" Timișoara.

Se cunosc prin măsurători, următoarele mărimi (faza bilanțului general și a similarității cu turnurile de răcire mari):

- Δp_L - căderea de presiune pe diafragma de măsurare a debitului de aer [mm H₂O] ;
- \dot{M}_w - debitul de apă [kg/s] ;
- t_{L1}, τ_{L1} - temperatura uscată și umedă a aerului la intrarea în stand [°C] ;
- t_{L2}, τ_{L2} - temperatura uscată și umedă a aerului la ieșirea din stand [°C] ;
- t_{w1}, t_{w2} - temperatura apei la intrarea, respectiv ieșirea din stand [°C] .

Temperaturile apei le-am măsurat cu bună știință de la început doar în zona de intrare și în zona de ieșire, atât pentru a

putea pune la punct un program de calcul utilizabil pentru orice turn de răcire în contracurent, cât și pentru a putea determina numărul de puncte de măsurare intermediară a temperaturii apei.

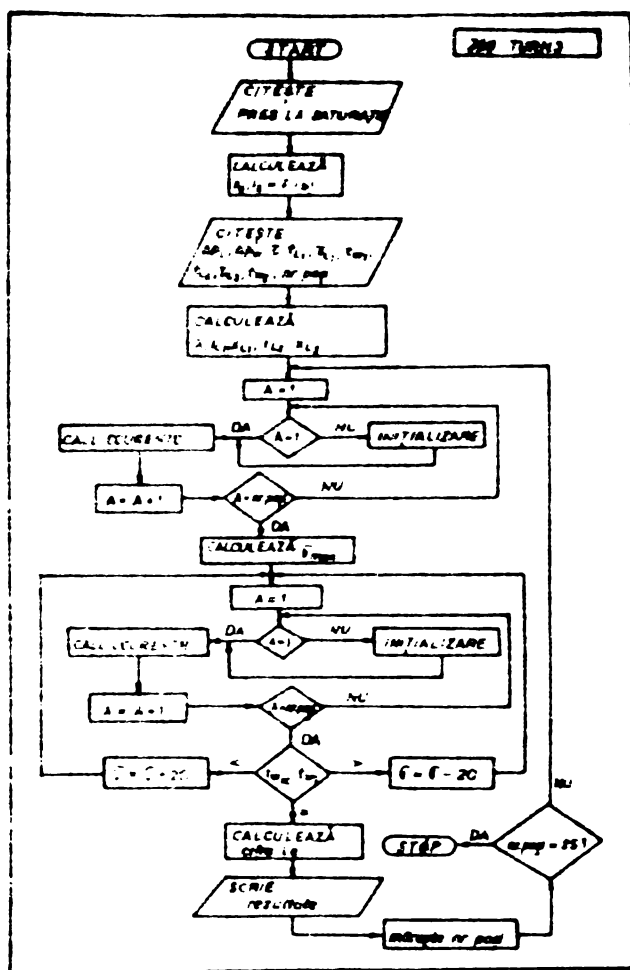


Fig.36.

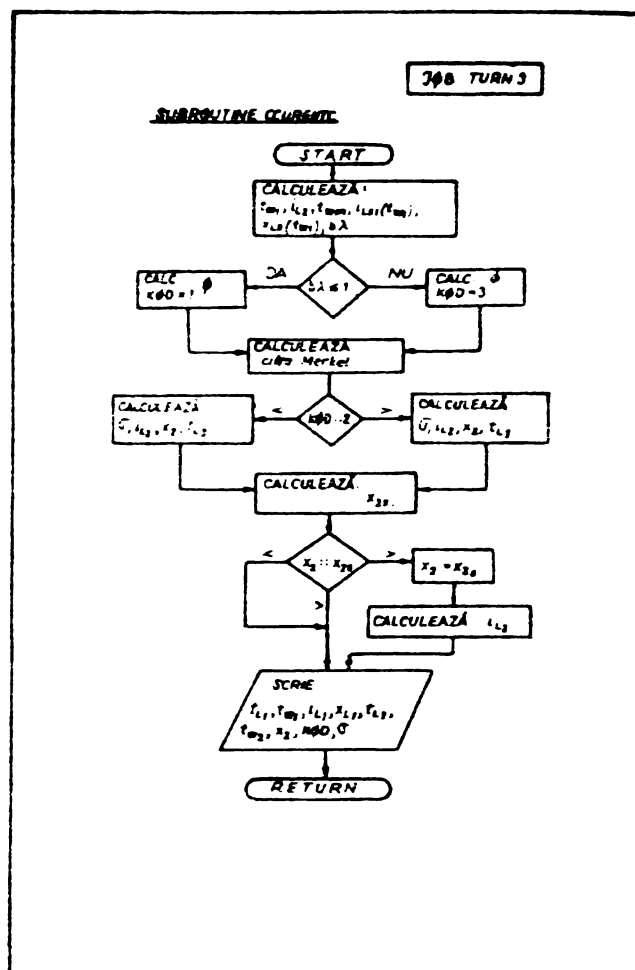


Fig.37.

Programul de calcul denumit TURN 3 se bazează pe organizările corespunzătoare din figurile 36, 37 și 38. Presiunile la saturație ale aerului se calculează cu formula:

$$\log p(t) = \log 1,03323 - 3142,305 \cdot \left(\frac{1}{273,16+t} - \frac{1}{373,16} \right) + 8,2 \log \frac{273,16}{273,16+t} - 0,0024804(100-t) \quad (192)$$

pentru intervalul de temperaturi 1 - 50°C, cu ajutorul cărora se tabelează valorile entalpiilor aerului la saturație (i_s) și ale umidităților aerului la saturație (x_s) pentru același interval de temperaturi, adică se tabelează curba de saturație din diagrama i-t.

Pentru demararea calculului se introduce numărul de pași de integrare (plecîndu-se de obicei cu un pas), și crescînd apoi

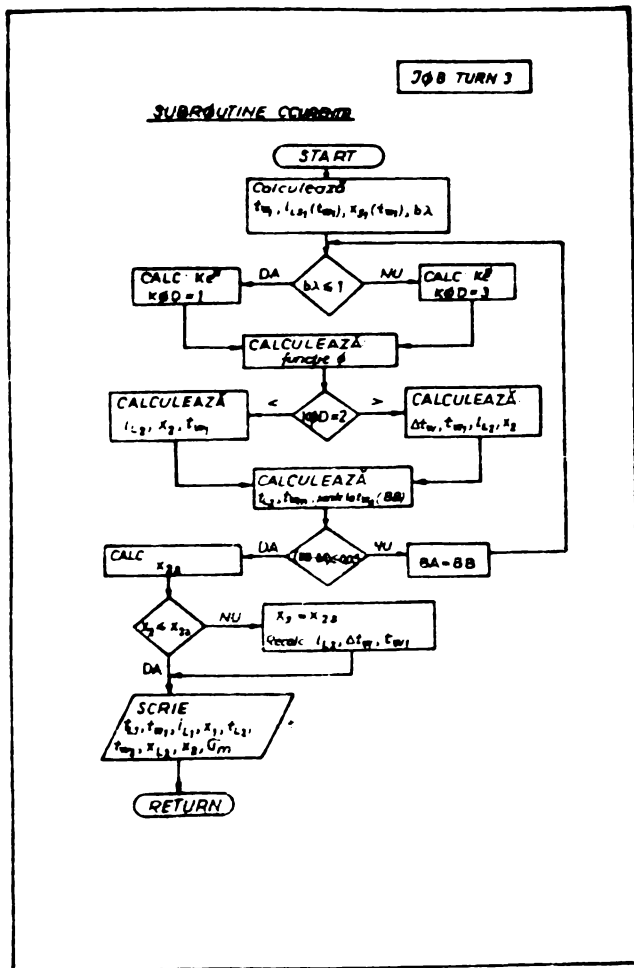


Fig.38.

la plecare ca valori cunoscute $(t_{L1})_1$, $(\tau_{L1})_1$ și $(t_{w2})_1$. Este și firească această alegere, deoarece temperatura apei la ieșire din turn poate fi măsurată cu mult mai mare precizie decât temperatura uscată și umedă a aerului la ieșirea din turn. În acest fel, prin calcul se execută și o verificare a corectitudinii citirilor acestor două temperaturi.

Calculul începe prin determinarea mărimilor caracteristice aerului : i_{L1} , x_1 , i_{L2} , x_2 , i_{s1}^+ și i_{s2}^+ . Panta curbei de saturație b se determină pentru valoarea temperaturii medii a apei t_{wm} .

Pentru un calcul cu un număr de pași de integrare diferit de 1 se impune pentru început că răcirea apei este uniformă pe fiecare zonă de integrare:

$$(\Delta t_w)_n = (t_{w1} - t_{w2})/n \quad (193)$$

După cum rezultă valoarea produsului $b \cdot \lambda / c_w$, calculul se desfășoară după două direcții (SUBROUTINE CURRENTC):

$$b \cdot \lambda / c_w < 1 \qquad b \cdot \lambda / c_w > 1$$

Se calculează valoarea funcției ϕ :

numărul de pași din 5 în 5, limitându-se în jurul la 25 de pași (figura 39).

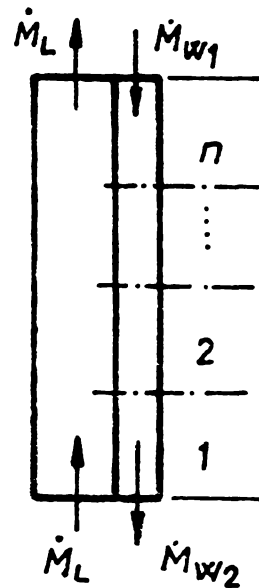


Fig.39. Impărțirea zonei de lucru în pași de integrare.

Tot calculul se efectuează de jos în sus, avînd

$$\phi = \frac{i_{L2} - i_{L1}}{i_{s1}^+ - i_{L1}} \qquad \phi = \frac{b \cdot \Delta t_w}{c_w (i_{s1}^+ - i_{L1})} \quad (194)$$

iar apoi cifra de evaporare Ke^+ :

$$Ke^+ = \frac{\ln(1-\phi) - \ln(1 - \frac{b \cdot \lambda}{c_w} \phi)}{\frac{b \cdot \lambda}{c_w} - 1} \quad (195)$$

după care calculul se reia pe cele două direcții:

$$\overline{v} = \frac{Ke^+ \cdot \dot{M}_L}{g} \qquad \overline{v} = \frac{Ke^+ \cdot c_w \cdot W}{b \cdot S} \quad (196)$$

$$i_{L2} = i_{L1} + \phi (i_{s1}^+ - i_{L1}) \qquad i_{L2} = i_{L1} + \Delta t_w / \lambda \quad (197)$$

$$x_2 = x_1 + \phi \cdot (x_{s1}^+ - x_1) \qquad x_2 = x_1 + \frac{c_w}{b \cdot \lambda} \phi (x_{s1}^+ - x_1) \quad (198)$$

revenind la determinarea comună a temperaturii aerului la ieșire:

$$t_{L2} = (i_{L2} - 0,597 \cdot x_2) / (0,24 + 0,00046 \cdot x_2) \quad (199)$$

Pentru această valoare a lui t_{L2} se determină conținutul de umiditate la saturație x_{s2} și se verifică dacă $x_2 \geq x_{s2}$? Conform accepțiunii anterioare a urmării de către aer a curbei de saturație după atingerea stării de saturație, dacă $x_2 > x_{s2}$ se admite $x_2 = x_{s2}$ și se recalculează entalpia aerului:

$$i_{L2} = 0,24 \cdot t_{L2} + x_{s2} \cdot (0,597 + 0,00046 \cdot t_{L2}) \quad (200)$$

Este și normal, dacă calculul s-a făcut pentru n pași, s-au determinat n valori ale coeficientului de schimb de substanță \overline{v} , din care valori se calculează o valoare medie \overline{v}_m .

Cu această valoare medie se reia calculul, impunând-o pentru fiecare pas de integrare și determinînd astfel răcirile reale ale apei pe fiecare pas de integrare. Acest calcul (SUBROUTINE CCURFENTR) se demarează prin acceptarea inițială a aceleiași răcirii $(\Delta t_w)_n$ date de relația (193), deci avînd temperatura de intrare a apei în zonă:

$$(t_{w1})_n = (t_{w2})_n + (\Delta t_w)_n \quad (201)$$

Calculul are loc tot după două direcții date de valoarea

lui $b \cdot \lambda / c_w$:

$$\frac{b \cdot \lambda}{c_w} < 1 \qquad \frac{b \cdot \lambda}{c_w} > 1$$

$$Ke^+ = \frac{\bar{\epsilon} \cdot S}{\dot{M}_L} \qquad Ke^+ = \frac{\bar{\epsilon} \cdot b \cdot S}{\dot{M}_w} \qquad (202)$$

revenind însă la:

$$\phi = \frac{1 - e^{-\frac{\bar{\epsilon} \cdot S}{\dot{M}_L} \left(\frac{b \cdot \lambda}{c_w} - 1 \right)}}{1 - \frac{b \cdot \lambda}{c_w} e^{-\frac{\bar{\epsilon} \cdot S}{\dot{M}_L} \left(\frac{b \cdot \lambda}{c_w} - 1 \right)}} \qquad (203)$$

și apoi:

$$i_{L2} = i_{L1} + \phi (i_{s1}^+ - i_{L1}) \qquad \Delta t_w = \frac{c_w}{b} \phi (i_{s1}^+ - i_{L1}) \qquad (204)$$

$$x_2 = x_1 + \phi (x_{s1}^+ - x_{L1}) \qquad t_{w1} = t_{w2} + \Delta t_w \qquad (205)$$

$$t_{w1} = t_{w2} + \lambda (i_{L2} - i_{L1}) \qquad i_{L2} = i_{L1} + \Delta t_w / \lambda \qquad (206)$$

$$x_2 = x_1 + \frac{c_w}{b \cdot \lambda} \phi (x_{s1}^+ - x_1) \qquad (207)$$

calculându-se apoi temperatura aerului la ieșire:

$$t_{L2} = (i_{L2} - 0,597 \cdot x_2) / (0,24 + 0,00046 \cdot x_2) \qquad (208)$$

$$t_{wm} = (t_{w1} + t_{w2}) / 2$$

Panta b calculată pentru temperatura medie t_{wm} se compară cu cea calculată la început pentru $(t_{w1})_n$ și se reia calculul pînă se atinge eroarea acceptată de 0,02. Cu considerențele stării de saturație se calculează în final răcirea apei:

$$(\Delta t_w)'_n = (i_{L2} - i_{L1})_n \cdot \lambda \qquad (209)$$

Se compară această valoare cu cea impusă arbitrar și se reia calculul pînă la intrarea în domeniul de eroare stabilit de 0,05 °C.

În final se verifică temperatura apei de intrare în turn t_{w1} măsurată cu cea obținută în calcule și se acționează asupra coeficientului $\bar{\epsilon}$ pînă cînd eroarea de calcul este sub 0,2 °C.

Bazat pe aceeași organigramă am generalizat programul descris mai sus pentru cazul unui turn real (TURC) (și deci cu prelucrare globală a mărimilor experimentale), care în acest caz este mai simplu, limitându-se la prima subrutină (vezi anexa).

4.2. Determinarea parametrilor apei și aerului la ieșirea din turn, în cazul calculului de proiectare.

Bazat pe determinările experimentale de laborator ale coeficientului volumic de schimb de substanță β_{XV} se poate trece facil la proiectarea unui turn de răcire în contracurent. Este vorba, de fapt, de determinarea parametrilor apei și aerului la ieșirea din turn, pentru niște condiții impuse (debite și temperaturi la intrare).

Calculul se bazează pe programul expus, programul sursă fiind cel de la programul TURC, în care se include și subrutina CCURRENTR, avându-se în vedere că nu mai este necesar un calcul prin pași de integrare.

5. Utilizarea teoriei funcției ϕ , în calculul practic al turnurilor de răcire în curent încrucișat.

Ca și în cazul contracurentului și la curentul încrucișat se evidențiază cele două cazuri de calcul:

- calculul de determinare a cifrelor de transfer pe baza rezultatelor experimentale și
- calculul de determinare a performanțelor unui turn pentru o umplură dată, deci un β_{XV} dat.

Aceste două cazuri se completează cu problema, uneori spinosă a traducerii unor cifre de transfer determinate pentru un tip de umplură pe un stand de laborator, la dimensiunea reală a umplurii turnului de răcire.

În paragrafele ce urmează sînt discutate atît metodicele de calcul pentru cele două cazuri, cît și transpunerea rezultatelor experimentale pe turn real.

5.1. Determinarea cifrelor de transfer la turn dat

Aceste programe - este vorba de două programe de calcul -

vizează tocmai determinarea cifrelor de transfer pe baza rezultatelor experimentale, obținute pe standul pilot existent la Catedra de Termotehnică și Mașini termice din Timișoara.

Primul program, denumit TINCR consideră întreg standul ca un element de volum dintr-un dispersor real, deci este cazul unui singur pas de integrare, după schița din fig.40. Organi-

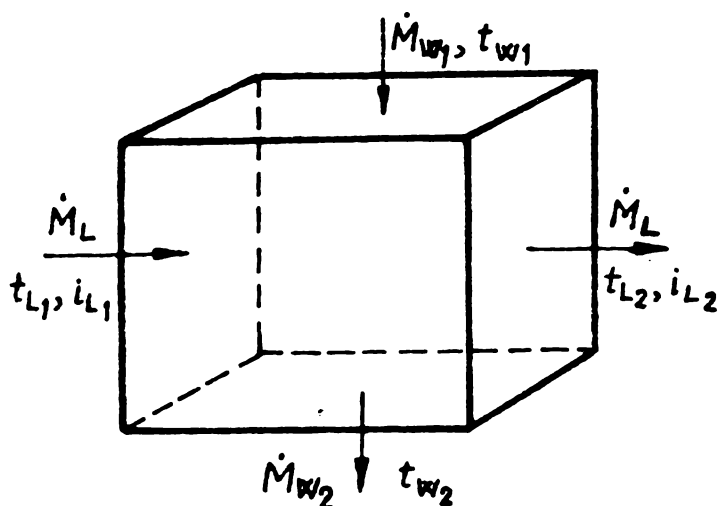


Fig.40. Schema de calcul a turnului de răcire pilot.

grama programului este redată în fig.41.

Se introduc ca și date primare: curba de saturație a aerului în diagrama i-t ($i_s, x_s = f(t_L)$), cât și diagrama de variație a funcției ϕ ($\phi = f(Ke, \frac{b \cdot \lambda}{c^w})$).

Apoi, pentru fiecare experimentare se introduc mărimile măsurate:

$\Delta p_L, \Delta p_w$ - căderea de presiune pe diafragma de măsurare a debitului de aer, respectiv de apă;

t_{L1}, τ_{L1} - temperatura uscată și umedă a aerului la intrare;

t_{w1}, t_{w2} - temperatura apei la intrare, respectiv ieșire;

Δp_{st} - căderea de presiune statică a aerului pe lungimea instalației.

Se calculează debitele de apă și de aer:

$$\dot{M}_L = 773,2 \cdot \sqrt{\Delta p_L} \quad (210)$$

$$\dot{M}_W = 1258,424 \sqrt{\Delta p_w} \quad (211)$$

apoi se determină parametrii aerului la intrare i_{L1} și x_1 .

Cunoscînd răcirea apei: $\Delta t_w = t_{w1} - t_{w2}$ se determină entalpia

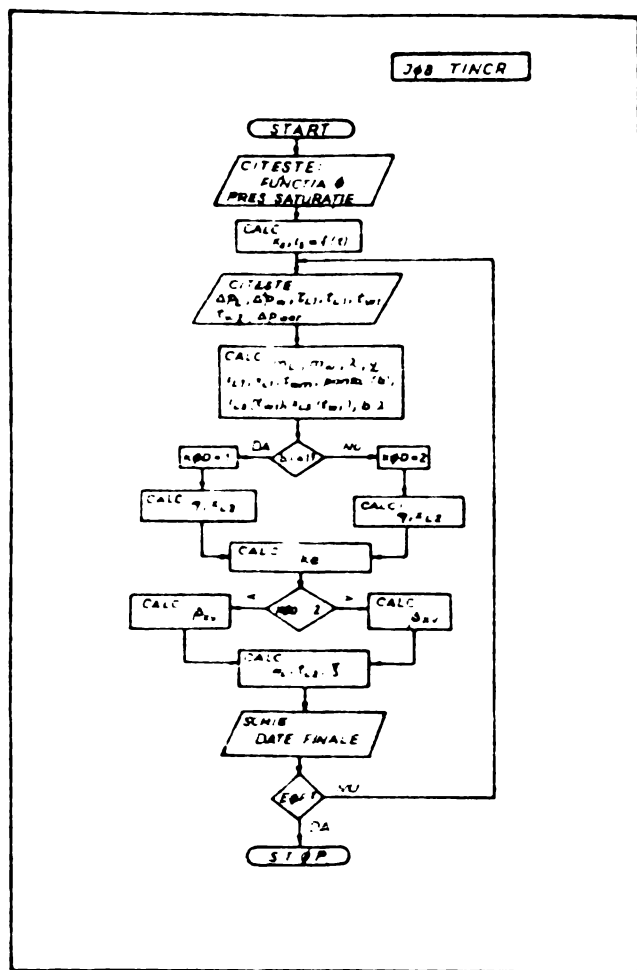


Fig.41.

aerului la ieșire:

$$i_{L2} = i_{L1} + \Delta t_w / \lambda \quad (206)$$

Pentru temperatura medie a apei t_{wm} se determină panta curbei de saturație b . Calculul se împarte funcție de valoarea produsului $b \cdot \lambda / c_w$

$$\frac{b \cdot \lambda}{c_w} \leq 1$$

$$\frac{b \cdot \lambda}{c_w} > 1$$

$$\phi = \frac{i_{L2} - i_{L1}}{i_{s1}^+ - i_{L1}}$$

$$\phi = \frac{b \cdot \Delta t_w}{c_w \cdot (i_{s1}^+ - i_{L1})} \quad (194)$$

$$x_2 = x_1 + \phi \cdot (x_{s1}^+ - x_1)$$

$$x_2 = x_1 + \frac{\phi}{b \cdot \lambda} (x_{s1}^+ - x_1) \quad (198)$$

determinându-se apoi cifra de evaporare Ke^+ din diagrama $\phi = \phi(Ke, \frac{b \cdot \lambda}{c_w})$.

Cunoscându-se cifra de evaporare se determină coeficientul volumic de schimb de masă β_{xv} :

$$\beta_{xv} = \frac{Ke^+ \cdot \dot{M}_L}{V}$$

$$\beta_{xv} = \frac{Ke^+ \cdot \dot{M}_W}{b \cdot V} \quad (212)$$

și temperatura aerului la ieșire:

$$t_{L2} = (i_{L2} - 0,597 \cdot x_2) / (0,24 + 0,00046 \cdot x_2) \quad (199)$$

Coeficientul de pierderi de presiune se determină cu formula:

$$\zeta = \frac{18,62 \cdot \Delta p_{st}}{1,16 \cdot w_L^2} \quad (213)$$

Pentru a îmbunătăți rezultatele obținute, s-a împărțit turnul de răcire pilot în trei fișii verticale și trei orizontale, care determină deci nouă volume elementare fig.42. S-au determinat experimental temperaturile la ieșire din fiecare zonă verticală, pentru a se putea verifica acuratețea rezultatelor.

Organigrama programului de calcul denumit EXPER este dată în fig. 43, fig.44 și fig.45. Asemănător cu programul TINCR, se introduce mai întâi curba de saturație a aerului și diagrama $\phi = \phi(Ke, \frac{b \cdot \lambda}{c_w})$ tabelată. Apoi mărimile determinate experimen-

și cu această valoare se reia calculul, presupunându-se cunoscută acum valoarea lui β_{xv} și necunoscute stările la ieșire ale apei și aerului (SUBROUTINE RESØC).

Se determină panta b a curbei de saturație pentru t_{wn} , cât și i_{s1}^+ și x_{s1}^+ . Funcție de valoarea produsului $b \cdot \lambda / c_w$ se calculează:

$$Ke^+ = \begin{cases} \frac{b \cdot \lambda}{c_w} \leq 1 & \frac{b \cdot \lambda}{c_w} > 1 \\ \frac{\beta_{xv} \cdot V}{\dot{M}_L} & \frac{\beta_{xv} \cdot b \cdot V}{\dot{M}_W} \end{cases} \quad (216)$$

și din tabela $\phi = \phi(Ke, b \cdot \lambda / c_w)$ se interpolează valoarea funcției ϕ . În continuare:

$$i_{L2} = i_{L1} + \phi(i_{s1}^+ - i_{L1}) \quad \Delta t_w = \frac{1}{b} \phi(i_{s1}^+ - i_{L1}) \quad (204)$$

$$x_2 = x_1 + \phi(x_{s1}^+ - x_1) \quad t_{w2} = t_{w1} - \Delta t_w \quad (217)$$

$$t_{w2} = t_{w1} - \lambda \cdot (i_{L2} - i_{L1}) \quad i_{L2} = i_{L1} + \Delta t_w / \lambda \quad (218)$$

$$\Delta t_w = t_{w1} - t_{w2} \quad x_2 = x_1 + \frac{\phi}{b \cdot \lambda} (i_{s1}^+ - i_{L1}) \quad (219)$$

precum și temperatura aerului t_{L2} (199), iar pentru t_{wm} panta b . La fel, calculul se reface pentru diferențe prea mari între valoarea lui b admisă și cea calculată, apoi se compară x_2 cu x_{s2} și se aplică aceleași corective.

Dacă valoarea temperaturii apei la baza fîșiei diferă de cea calculată sub $\pm 0,2^\circ C$, calculul se consideră corect. Dacă nu, în funcție de sensul abaterii, se mărește sau se micșorează β_{xv} și se reface al doilea calcul.

Cînd s-a intrat la toate cele trei fîșii în zona de eroare admisibilă, se fac mediile temperaturii, entalpiei și umidității aerului pentru afișare. În final, se calculează valoarea medie a lui β_{xv} pentru întregul turn.

Cu ajutorul programului de calcul denumit ANALITIC am atacat problema transpunerii cifrelor de transfer β_{xv} obținute pe model, la instalația reală. Și anume cifra β_{xv} obținută prin calcul anterior (JØB EXPER) a fost aplicată aceluiași stand însă împărțit acum în 196 cuburi elementare.

Organigrama programului de calcul este dată în fig.46.

Mersul calculului este similar cu cel parcurs la JØB-ul anterior (SUBRØUTINE RESØC) cu diferența că este parcurs succesiv de 14 ori. După ce s-au calculat toate cele 196 de volume se face media temperaturilor apei obținute la cele 14 fișii și se compară cu valoarea reală măsurată. Pentru abateri peste $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$ se reface calculul cu un β_{XV} modificat cu ± 25 .

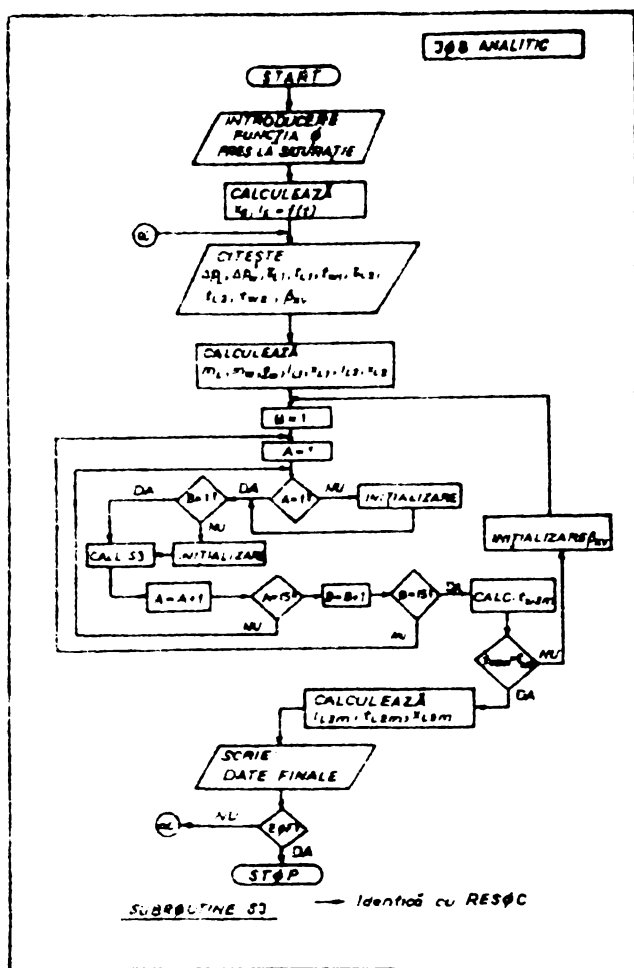


Fig.46.

Din rularea a multe exemple de calcul s-a văzut că transpunerea de pe model pe instalație nu necesită modificări substanțiale a cifrelor de transfer obținute, aceasta în ipoteza păstrării similitudinii geometrice și termice (vezi § 7.2).

5.2. Determinarea parametrilor apei și aerului la ieșire, în cazul proiectării turnului

Cunoscîndu-se tipul de umplură (β_{XV}) și impunîndu-se parametrii aerului la intrarea în turn (t_{L1}, τ_{L1}), viteza aerului la secțiunea de intrare (w_L) și densitatea de stropire (\dot{q}_w), se calculează parametrii la ieșire a apei și aerului. Se consideră doar un sector inelar din turnul considerat (Programul este denumit TURN 1). Acest sector se împarte în zece zone pe rază și de asemenea în zece zone pe înălțime, ca în fig.47.

Ca la programele anterioare se introduce tabelată curba de saturație a aerului și funcția ϕ . Pentru fiecare zonă de calcul se determină lățimea respectivă:

$$l(a,b) = l(a,b-1) - 0,08.g \quad (220)$$

și corespunzător viteza aerului:

$$w_L(a,b) = w_L(a,b-1) \cdot \frac{l(a,b-1)}{l(a,b)} \quad (221)$$

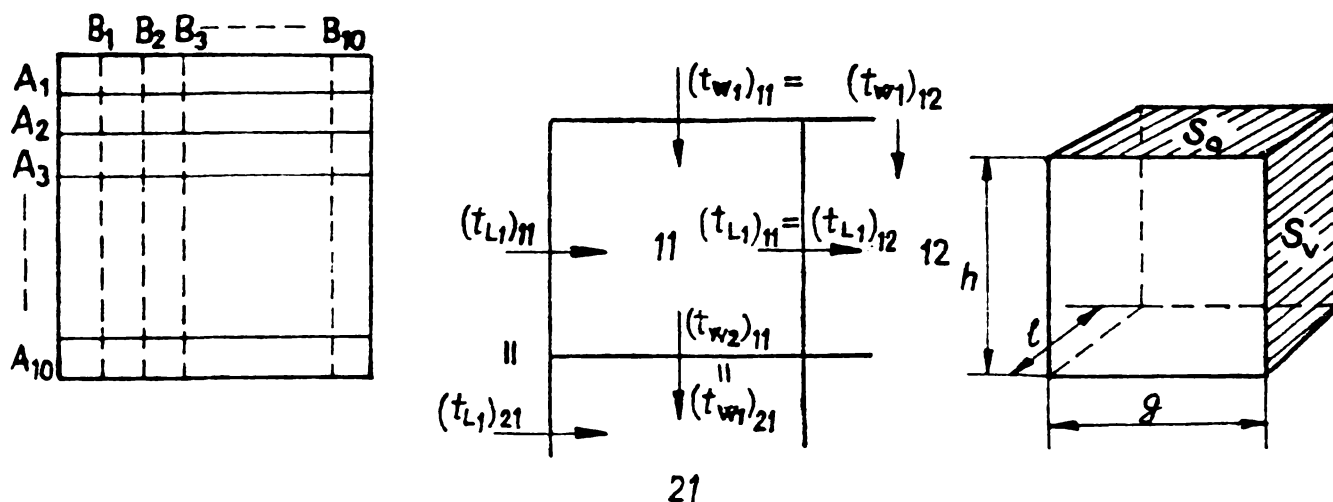


Fig.47. Modelul de calcul al turnului de răcire.

In acest program , fig.48, s-a prevăzut și urmărirea in -

fluentei factorului Lewis, efectuându-se toate calculele pentru $\frac{G \cdot c}{\alpha} p = 1 + 1,35$. In-
trucît și acest program a fă-
cut parte dintr-un contract
de colaborare cu ICENENERG -
București, verificarea progra-
mului făcîndu-se pe baza re-
zultatelor experimentale puse
la dispoziție de beneficiar,
s-a prevăzut o variație a co-
eficientului β_{xv} pentru a a-
coperi zona de valori obținu-
tă prin determinări pe stația
pilot. S-a considerat o varia-
ție:

$$\beta_{xv} = c \cdot w_L + d \quad (222)$$

unde: $c = 500; 775; 1050$
 $d = 325$

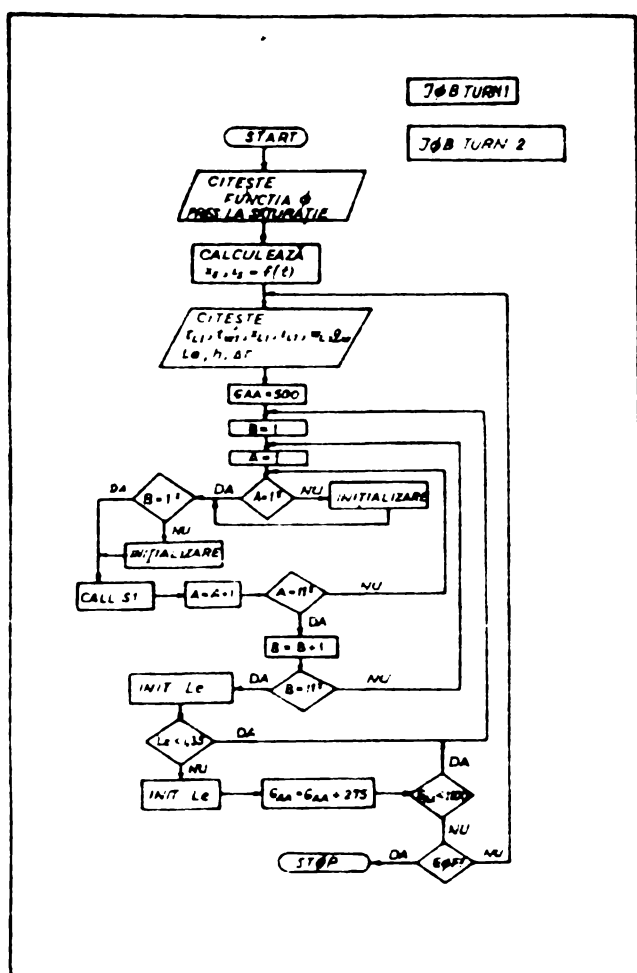


Fig.48.

(MACHINE S1, fig.48)

$$\dot{M}_L = \rho_L \cdot S_V \cdot w_L \cdot 3600 \quad [\text{kg/h}] \quad (223)$$

$$\text{debitul de apă: } \dot{M}_W = \rho_W \cdot S_U \cdot \dot{q}_W \quad [\text{kg/h}] \quad (224)$$

realează starea aerului la intrare i_{L1} și x_1 ; pentru demararea calculului se impune o zonă de răcire $\Delta t_w = 1^\circ\text{C}$. Pe baza acestei răcirii se determină i_{L2} și t_{w2} , calculându-se apoi:

$$\begin{aligned} & - \text{pentru } t_{w1} - i_{s1}^+ \text{ (fig.51)} \\ & - \text{pentru } t_{w2} - i_{s2}^+ \\ & - \text{pentru } t_{wm} - i_{sm}^+ \end{aligned} \quad (226)$$

și mărimile:

$$\delta i_s^+ = \frac{i_{s1}^+ + i_{s2}^+ - 2i_{sm}^+}{4} \quad (227)$$

$$(i_s^+ - i_L)_m = \frac{i_{s1}^+ - i_{s2}^+}{\ln \frac{i_{s1}^+ - i_{L1} - \delta i_s^+}{i_{s2}^+ - i_{L1} - \delta i_s^+}} - 0,5(i_{L2} - i_{L1}) \quad (228)$$

obținând valoarea coeficientului de transfer volumic calculat:

$$\beta_{xc} = \frac{\dot{M}_L \cdot \Delta i_L}{V(i_s^+ - i_L)_m} \quad (229)$$

Dacă această valoare β_{xc} diferă de valoarea lui β_{xv} introdus, se recalculează, modificându-se valoarea zonei de răcire Δt_w . Când s-a ajuns în domeniul de erori impus, se calculează: x_{s1}^+ , x_{s2}^+ și x_{sm}^+ apoi:

$$\begin{aligned} \Delta x_m &= x_{sm}^+ - x_1 \\ x_2 &= x_1 + \frac{\beta_{xv} \cdot \Delta x_m \cdot V}{\dot{M}_L} \end{aligned} \quad (230)$$

și cu relații similare lui (227) și (228) : δx_s^+ și $(x_s^+ - x)_m$. Pe baza acestor valori se recalculează x_2 :

$$x_2 = x_1 + \frac{\beta_{xv} (x_s^+ - x)_m \cdot V}{\dot{M}_L} \quad (230')$$

comparându-se x_2 cu x_2^+ și reluându-se calculul pînă ce intră în domeniul erorilor admisibile. În final se calculează temperatura aerului t_{L2} (199).

Berman [11] mai propune o modalitate de determinare a parametrilor la programul denumit BERMAN (organigrama în fig.52); și aici se împarte turnul în 100 volume elementare, calculându-se succesiv parametrii aerului și apoi la ieșire: se admite o zonă de răcire Δt_w și se reia secvența (226) ca să se determine (organigrama în figura 53) :

$$(i_s^+ - i_L)_m = z(i_{s1}^+ - i_{L1} - \delta i_s^+) \quad (234)$$

$$\beta_{xc} = \frac{\dot{M}_w \cdot c_w \cdot \Delta t_w}{V \cdot (i_s^+ - i_L)_m} \quad (235)$$

comparându-se apoi β_{xc} cu β_{xv} . Pentru o mai bună aproximare se calculează:

$$t_{w2} = t_{w1} - \Delta t_w \quad (236)$$

i_{L2} (206) și x_{s1}^+ , x_{s2}^+ , x_{sm}^+ . Admițînd $\Delta x_1 = x_{s1}^+ - x_1$ se calculează Δx_s^+ (227) și o secvență similară în x (233), (234) calculîndu-se în final valoarea:

$$\Delta x = \frac{\beta_{xc} \cdot V \cdot (x_s^+ - x)_m}{\dot{M}_L} \quad (237)$$

Se verifică $\Delta x \geq \Delta x_1$ și se reia calculul pînă la intrarea în domeniul de erori admisibile. După aceea se determină x_2 :

$$x_2 = x_1 + \Delta x \quad (238)$$

și temperatura aerului t_{L2} (199).

6.3. Metoda Helfand

În programul anterior (JØB BERMAN, figura 51) s-a mai introdus o subrutină cu care să se calculeze pe baza aceluiași date de intrare, valorile la ieșirea din turn, pe baza relațiilor propuse de Helfand [10] și transcrise cu conținutul de umiditate, (99)...(102) și (109)...(110) (organigrama în figura 54).

După ce s-a determinat starea aerului la temperatura t_{w1} (i_{s1}^+ , x_{s1}^+) se calculează: ($\Delta x_1 = x_{s1}^+ - x_1$; $\Delta t_1 = t_{w1} - t_{L1}$)

$$\Delta \dot{M}_w = \frac{\beta_{xv} \cdot h_a}{1000} \cdot (x_{s1}^+ - x_1) \quad (239)$$

$$\dot{M}_{w0} = \dot{M}_w - \Delta \dot{M}_w \quad (240)$$

$$\Delta t_w = \frac{\beta_{xv} \cdot h_a}{1000 \cdot \dot{M}_{w0}} \cdot (0,25 \cdot (t_{w1} - t_{L1}) + 585 \cdot (x_{s1}^+ - x_1)) \quad (241)$$

$$\Delta t_L = \frac{1000 \cdot b_a}{0,32 \cdot w_L \cdot h_a} \cdot (\dot{M}_{w0} \cdot \Delta t_w + (t_{w1} - t_{L1} - 585) \cdot \Delta \dot{M}_w) \quad (242)$$

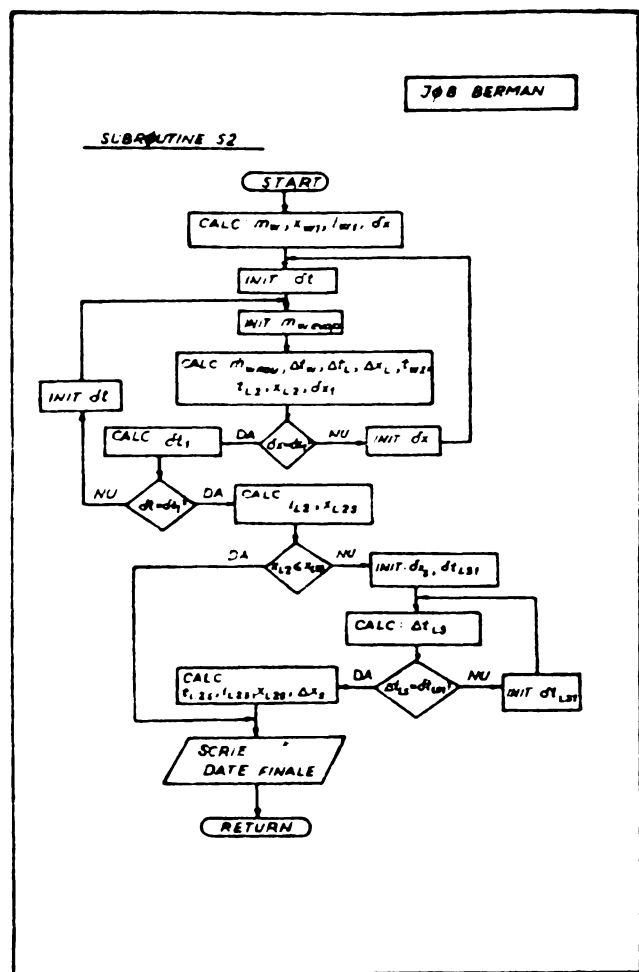


Fig.54.

$$\Delta x = \frac{1000 \cdot b_a \cdot \dot{M}_w}{1,2 \cdot w_L \cdot h_a} \quad (243)$$

și pe baza acestor valori : t_{w2} , t_{L2} și x_2 . Se reface aproximarea de pornire a secvenței:

$$\Delta x_{11} = \frac{x_{s1}^+ + x_{s2}^+}{2} - \frac{x_1 + x_2}{2} \quad (244)$$

și se compară această valoare cu Δx_1 . După atingerea nivelului de eroare dorit se calculează:

$$\Delta t_{11} = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} - \frac{t_{L1} + t_{L2}}{2} \quad (245)$$

și se compară cu Δt_1 . Când și pentru Δt eroarea a scăzut sub valoarea admisibilă se calculează i_{L2} și x_{s2} . Se compară apoi x_2 cu x_{s2} . Dacă $x_2 < x_{s2}$ calculul s-a terminat. Dacă $x_2 > x_{s2}$, ne aflăm în domeniul supra-saturat și calculul se reia cu formulele adecvate:

$$\Delta x_2 = x_{s2} - x_1 \quad (246)$$

iar aproximația de plecare este $\Delta t_{L1} = 1$.

Atunci:

$$\Delta t_{LS} = \frac{1000 \cdot b_a}{1,2 \cdot w_L \cdot h_a} \frac{1}{0,25 + 585 \cdot \frac{\Delta x_L}{\Delta t_{L1}}} (\dot{m}_{wo} \cdot \Delta t_w + (t_{w1} - t_{L1}) \cdot \dot{M}_w) \quad (247)$$

Calculul se repetă pînă cînd $\Delta t_{L1} = \Delta t_{LS} \pm 0,1^\circ C$, și putem scrie:

$$t_{Ls2} = t_{L1} + \Delta t_L \quad (248)$$

valoare pentru care se determină i_{Lss2} , x_{ss2} și

$$\Delta x_{ss} = x_{ss2} - x_{s1} \quad (249)$$

Prin indicii ss se înțelege starea de suprasaturație.

6.4. Concluzii privind metodele de calcul

Toate metodele prezentate pleacă de la ecuațiile fundamentale caracteristice schimbului conjugat de căldură și substanță scrise pentru un volum elementar, fără a se ține cont de natura procesului. Rezultă deci că din punct de vedere al procesului în sine, relațiile sînt echivalente.

Metodele propuse de Poppe și de Helfand nu cuprind procedeul prin care urmează să se determine diferențele medii de potențial. Aceste diferențe cuprind însăși caracteristica tipului de schimbător de căldură și de substanță. Excluderea din calcule a procedeului de determinare a lui $(t_w - t_L)_m$ și $(x_s^+ - x_L)_m$ face ca metodele să fie aplicabile doar în domeniul diferențelor foarte mici de potențial, la care tipul de schimbător nu mai are importanță.

Metoda Helfand și metoda Berman nu cuprind situația $Le \neq 1$. Ipoteza $Le = 1$ constituie o simplificare convenabilă în cazul contracurentului, unde drumul străbătut de aer și de apă este relativ scurt și unde nu are importanță majoră starea aerului la ieșire. În cazul curentului încrucișat, situația este cu totul alta, deoarece stările apei și ale aerului se influențează reciproc și în special în cazul tirajului natural, starea aerului la ieșire are o importanță deosebită.

Din acest punct de vedere metodele nu sînt comparabile, atîta timp cît metoda Helfand și metoda Berman exclud pur și simplu ipoteza $Le \neq 1$.

Metoda bazată pe funcția ϕ și metoda Berman nu cuprind eroarea generată de micșorarea debitului de apă ca urmare a evaporării unei părți din apă. Măsurări efectuate pe standul granulometric [24] au arătat că antrenările de picături de apă fine sînt destul de mari, depășind cu mult debitul de apă evaporat. În consecință, eroarea ce se introduce în calcule prin această simplificare este neglijabilă.

Fușă de toate metodele clasice, care țin cont de trecerea funcționării instalației dintr-un domeniu în altul după atingerea stării de saturație a aerului, metoda Berman nu pune în evidență comportarea turnului de răcire după saturarea aerului.

Atît metoda Poppe cît și metoda Helfand consideră că în domeniul suprasaturat răcirea apei este la fel de bună ca și în do-

meniul nesaturat și că are loc doar o modificare a raportului căldură uscată / căldură umedă în favoarea căldurii uscate.

Utilizarea funcției \emptyset a fost clar arătată atât pentru cazul contracurentului cât și pentru cazul curentului încrucișat, dependențele generate fiind specifice fiecărui tip de răcitor. În cazul turnurilor de răcire în contracurent, rezultatele obținute sînt apropiate de cele generate de celelalte metode. Niște rezultate mult diferite ar indica de fapt fie că metoda care le-a generat este o metodă eronată, fie că s-au strecurat greșeli grosolane de calcul.

Cu toate că în mod teoretic nu se pot face comparații între cele trei (respectiv patru) metode de calcul din cauza lipsei în unele cazuri a unor formulări sau a necuprinderii unor factori importanți care intervin în cadrul procesului, s-au încercat totuși comparații. Și anume toate cele patru programe (TURN 1, TURN 2, BERMAN și LEWIS) au fost elaborate pentru aceleași condiții (condițiile de lucru ale ICEMENERG din 1974, vezi tabelul 1). Pentru β_{xv} s-a considerat dependența stabilită în laborator (relația (222)). Pentru factorul Lewis s-a admis o variație liniară cu salt de 0,05 în domeniul $1 \div 1,3$. Viteza aerului a fost considerată variabilă pe rază. Calculele s-au efectuat pentru 7 regimuri de lucru: 44, 48, 60, 47, 70, 49 și 231 efectuate de ICEMENERG în 1974.

S-a constatat că JØB BERMAN și JØB LEWIS nu rulează economic. Astfel, JØB BERMAN a consumat un timp de 21'8" pentru a calcula 8 rînduri, iar JØB LEWIS a consumat un timp de 16'7" pentru a calcula 21 rînduri.

Din cauza acestui consum foarte mare de timp/calculator, a rezultat că este neeconomică continuarea efectuării comparațiilor, mai ales că metodele conțin ipoteze necorespunzătoare.

Programele TURN 1 și TURN 2 au rulat în bune condiții. Un exemplu de calcul este dat în anexă. În toate cazurile, turnul a fost împărțit în 10×10 volume elementare.

Ipoteza Helfand conduce la răcirii ale apei în tot lungul procesului aerului (figura 35, liniile continue). Se vede clar că această ipoteză de calcul contravine situației reale (liniile întrerupte). Aplicînd ipotezele de plecare ale lui Helfand se ajunge la aceea că trebuie să considerăm întreg volumul turnului de răcire în curent încrucișat ca un volum activ, apa acuzînd o lipsă de bună răcire chiar și de-a lungul ultimei fișii verti-

cale a turnului de răcire.

Exact pentru aceleași condiții s-au trasat izotermele apei în turnul de răcire și după metoda funcției \emptyset , cu ipoteza de lucru discutată deja a urmării curbei de saturație de către aer, după atingerea saturației (figura 16). Se observă foarte bine ecartul mic dintre izoterme în zona de intrare a aerului din turn, ca apoi acesta să se mărească rapid, indicînd clar inutilitatea existenței umpluturii în zona centrală superioară a turnului de răcire. Mai mult, se vede concordanța dintre izotermele teoretice și cele reale, confirmarea practică a rezultatelor metodei \emptyset și a ipotezei urmării curbei de saturație fiind cel mai bun argument în favoarea amîndurora.

Si pentru celelalte condiții de funcționare (figurile 15, 17 + 34) se vede buna concordanță dintre rezultatele obținute prin calcul și cele ridicate prin măsurători experimentale.

Pe toate diagramele sînt despărțite prin hașuri zonele aerului nesaturat și cele ale aerului saturat. Demn de evidențiat este faptul că saturația apare la valori ale factorului Lewis supraunitare și anume în jurul valorii 1,2. Acesta este unul dintre cele mai spectaculoase rezultate ce vine să infirme teoriile avansate pînă în prezent.

Din cele arătate mai sus se pot desprinde următoarele concluzii:

- Metoda Helfand și metoda Berman nu sînt elaborate la nivelul necesităților impuse de calculele numerice concrete pentru turnurile de răcire în curent încrucișat, cu ambele fluide nemestecate. Astfel, metoda Helfand nu dă indicații cu privire la calculul potențialelor și prin aceasta reduce aplicabilitatea relațiilor în domeniul volumelor elementare infinitezimale, caz în care toate metodele de calcul dau aceleași rezultate. Metoda Berman nu se referă la starea de saturație a aerului, destul de întîlnită în practică.

- Atît metoda Helfand cît și metoda Berman nu conțin nici un fel de aprecieri cu privire la valoarea factorului Lewis, pe care pur și simplu îl ignoră. Aprecierea că schimbul de căldură uscat și schimbul de căldură umed evoluează după aceleași legi constituie o simplificare ce nu corespunde datelor experimentale.

- Ipoteza Helfand cu privire la procesele care iau naștere în domeniul stării de suprasaturație, materializată prin relațiile $\Delta t_w = \text{cst}$, Δt_L crește, Δx scade este infirmată de rezulta-

tele experimentale.

De altfel și admisiunea din lucrarea lui Helfand că mărimea de bază în aprecierea procesului este temperatura t_{L2} și nu t_{w2} este eronată. Temperatura apei răcite se poate măsura mai exact; chiar și ulterior, după captare, se pot determina valori medii cu precizie corespunzătoare. În schimb, termometrul uscat se acoperă cu multă ușurință cu picături de apă și din această cauză, oricâte măsuri s-ar lua, nu se poate afirma că temperatura măsurată este temperatura uscată a aerului.

- Metoda de calcul cu funcția ϕ se bazează pe niște ipoteze corecte. Faptul că izotermele experimentale, cu o alură atât de diversă au putut fi cuprinse cu ajutorul acestei metode, constituie dovada valabilității acestor ipoteze.

- Din interpretarea diagramelor rezultă că valoarea factorului Lewis se situează între $1,15 \div 1,2$. O aprofundare a acestei probleme este dată în cap.8.

7. Cercetarea experimentală

7.1. Cercetarea experimentală pe standul pilot turn de răcire în contracurent

Chiar dacă în literatura de specialitate se găsesc relativ multe titluri legate de problematica turnurilor de răcire în contracurent, foarte rar se vor putea găsi date experimentale privind un tip particular de umplutură a turnului. De aceea, a fost și încă este necesar să se determine în laborator, experimental, comportarea diferitelor umpluturi utilizate, pentru a pune la dispoziție proiectantului date cât mai exacte asupra acestora. Având în vedere atât caracterul prioritar al cercetării în direcția turnurilor de răcire, cât și preocupările ce existau deja în cadrul Catedrei de Termotehnică privind problematica schimbului de căldură și de substanță în turnurile de răcire, încă din anul 1967 s-a trecut la o strânsă colaborare cu ISPE București și apoi cu ICLMENERG - București. Cercetarea experimentală aplicată, cât și cea fundamentală a necesitat realizarea unui turn de răcire pilot (în contracurent). Având la acea oră ca temă de doctorat doar pro-

blematica turnurilor de răcire în contracurent, a fost de la sine înțeles că m-am ocupat atât cu proiectarea, cât și cu realizarea acestui stand.

Concepția standului s-a bazat pe consultarea unei bibliografii vechi [36],[18],[59],[21],[7],[39],[51],[10],[29]. De fapt am enumerat doar câteva din lucrările parcurse, studiul complet făcând obiectul referatului nr. 2 din cadrul pregătirii doctoratului [25]. Standul a fost construit din tablă, realizând un sector de lucru cu secțiunea pătrată de $0,8 \times 0,8 \text{ m}^2$ și o înălțime activă de 2,5m (figura 55).

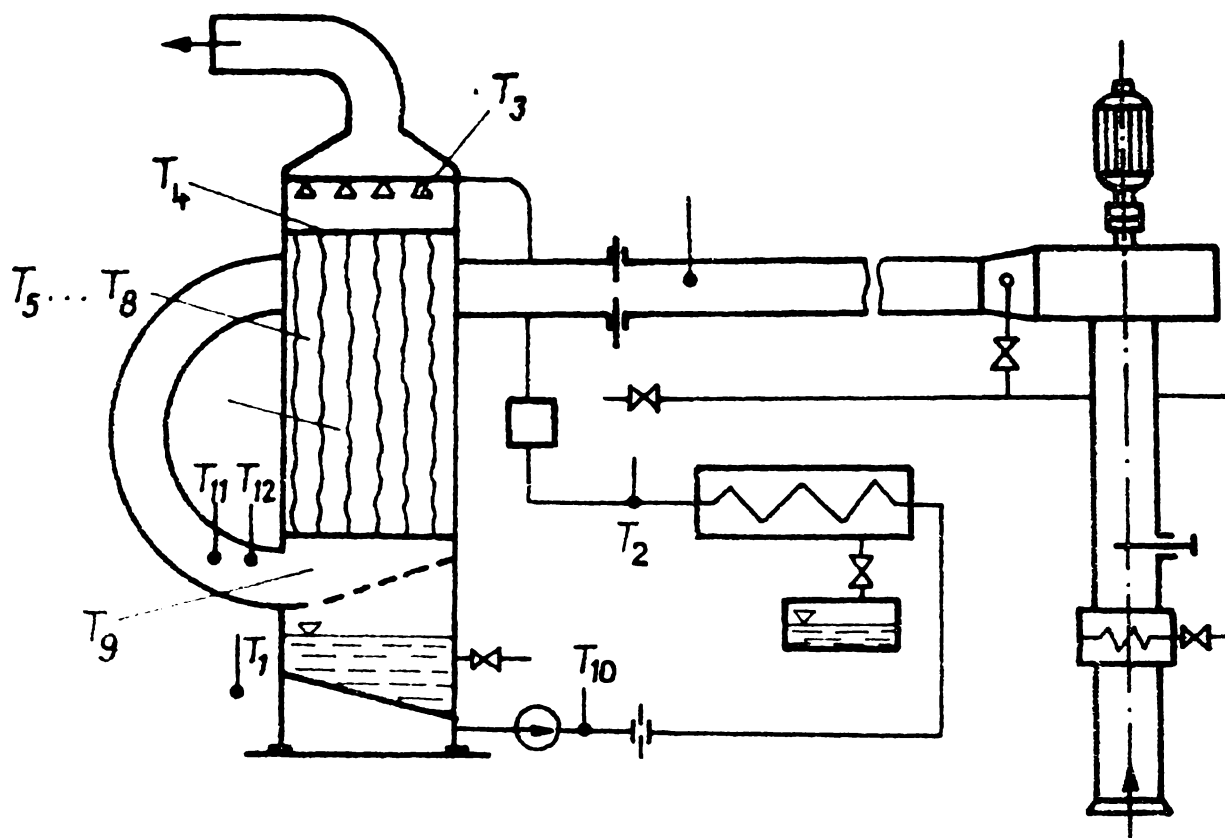


Fig.55. Schema standului experimental turn de răcire în contracurent.

Aerul este insuflat în turn de către un ventilator centrifugal, în realabil fiind încălzit și umidificat pentru a se obține starea dorită la intrarea în turn. Amîndouă operațiile erau comandate automat de o pereche de termometre cu contact aflate în zona de intrare a aerului în turnul de răcire. Pentru funcționarea în timpul verii, cînd temperatura aerului exterior depășește valoarea normal păstrată, s-a prevăzut posibilitatea utilizării schimbătorului de căldură cu răcitor de aer, funcționînd cu apă rece la rețea. Debitul de aer și cel de apă se măsoară cu ajutorul unor diafragme. Temperatura aerului se determină cu termometre cu mercur și termocuple la-const. Starea aerului la intrare se determină cu un psihometru Assmann.

Aer este vehiculată în circuit închis , la partea inferioa-

ră a sectorului de lucru fiind un rezervor de apă. Tot aici cu un robinet-flotor se introduce și apa de adaos; încălzirea apei se realizează într-un schimbător de căldură abur-apă, iar reglarea fină a temperaturii apei calde se face cu ajutorul unor termoplonjoare comandate tot de un termometru cu contact. Temperaturile apei se măsoară cu termometre cu mercur și cu termocuple Fe-Ct. Tot cu ajutorul unor termocuple se urmărește și răcirea apei în interiorul instalației.

Distribuirea apei se realizează cu ajutorul unui sistem de stropitori, montate de așa manieră pentru a asigura uniformitatea stropirii. Intreg ansamblul de stropitori poate fi coborât sau urcat, încît pentru ori și ce înălțime a umpluturii cercetate să se realizeze aceeași zonă de stropire superioară, permițînd astfel o comparație a datelor experimentale.

Uniformitatea curentului de aer la intrarea în instalație este asigurată de o serie de conducte de dirijare, ce nu sînt figurate pe desen.

Standul este izolat termic, pentru eliminarea erorilor datorate unor eventuale pierderi de căldură prin pereți.

Intre anii 1967-1973 s-au făcut determinări asupra umpluturilor clasice din plăci plane și ondulate din azbociment. În toată această perioadă, avînd în vedere tematica tezei de doctorat, mi-a revenit ca sarcină calculul aferent determinărilor experimentale, cît și o mare parte din concluziile ce se puteau trage pe baza lor. Am să insist totuși mai puțin asupra acestor experiențe, dînd o extindere mai mare determinărilor efectuate între anii 1977-1980 cînd întreaga muncă mi-a revenit, cu excepția măsurărilor experimentale, care au fost realizate cu întreg colectivul de cercetare.

La cercetarea **umpluturilor** formate din plăci plane s-au utilizat astfel de plăci cu lungimea 1940 mm, lățimea 770 mm și grosimea de 7 mm. S-au montat cu un ecart δ de 12, 18, 25 respectiv 32 mm.

În figura 56 au fost trasate valorile funcției $\Delta t_w = f(w_L, \delta)$ pentru cazul: $t_{w1} = 40^\circ\text{C}$, $t_{L1} = 27^\circ\text{C}$, $\tau_{L1} = 20,5^\circ\text{C}$ și $q_w = 5 \text{ m}^3/\text{m}^2\text{h}$. Se constată o scădere a lui Δt_w cu creșterea lui δ , deci cu micșorarea numărului de plăci din turn. Se observă, însă, că scăderea lui Δt_w pentru creșterea lui δ de la 18 la 25 mm, deci cu 7 mm, este mult mai mică decît scăderea lui Δt_w în cazul creșterii lui δ între 25 și 32 mm, deci tot

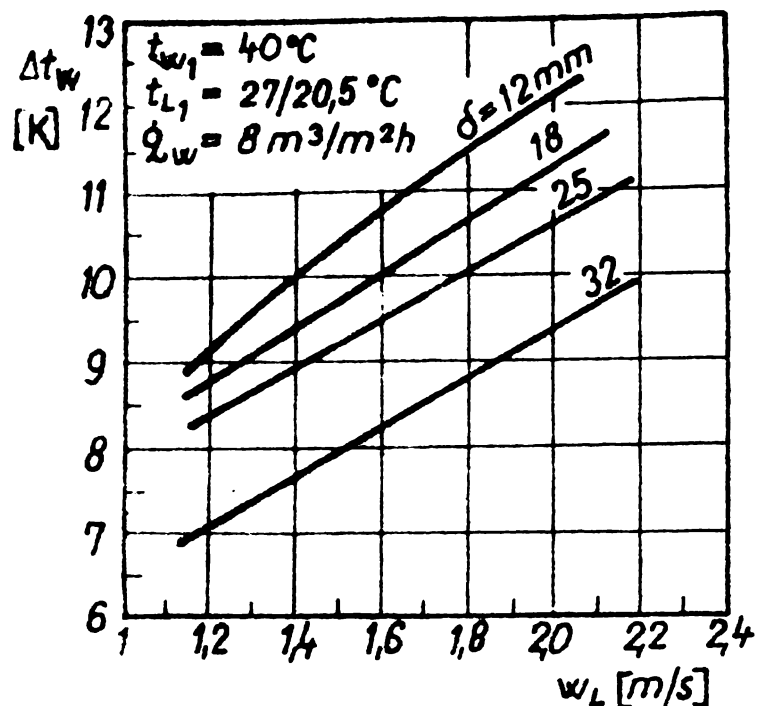


Fig. 56. Influența distanței dintre plăci δ asupra zonei de răcire Δt_w .

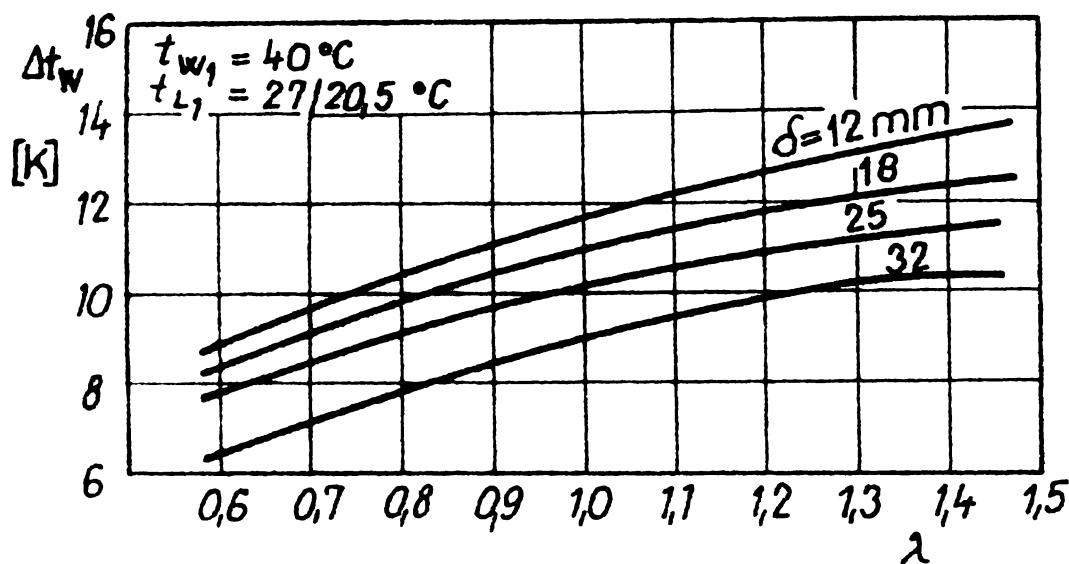


Fig. 57. Variația zonei de răcire Δt_w în funcție de debitul relativ de aer.

cu 7 mm. Dacă se utilizează debitul specific de aer λ ca parametru, se observă că debitul specific de apă \dot{q}_w nu mai influențează zona de răcire pentru un anumit ecart dintre plăci. Este motivul pentru care aceste reprezentări sînt preferate în literatura de specialitate pentru redarea caracteristicilor dimensionale și adimensionale ale turnurilor de răcire.

In figura 58 este trasată funcția $Ke=f(\lambda, \delta)$.

Importanța acestui criteriu adimensional constă în faptul că, reprezentat în funcție de λ el este invariabil față de densitatea ploii \dot{q}_w . Din diagramele experimentale a rezultat dependența matematică:

$$Ke = c \cdot \lambda^n \quad (250)$$

unde mărimile c și n au valori care depind de δ , variind astfel: $c = 1,140 \dots 0,671$ și $n = 0,632 \dots 0,500$. Ambele valori scad cu creșterea lui δ .

Determinările experimentale au scos în evidență existența unei distanțe optime ce se situează în jurul valorii de 25 mm.

Pentru această distanță optimă s-a determinat și influența temperaturilor de intrare ale apei și aerului asupra funcționării turnului de răcire. Si anume s-a verificat funcționarea tur-

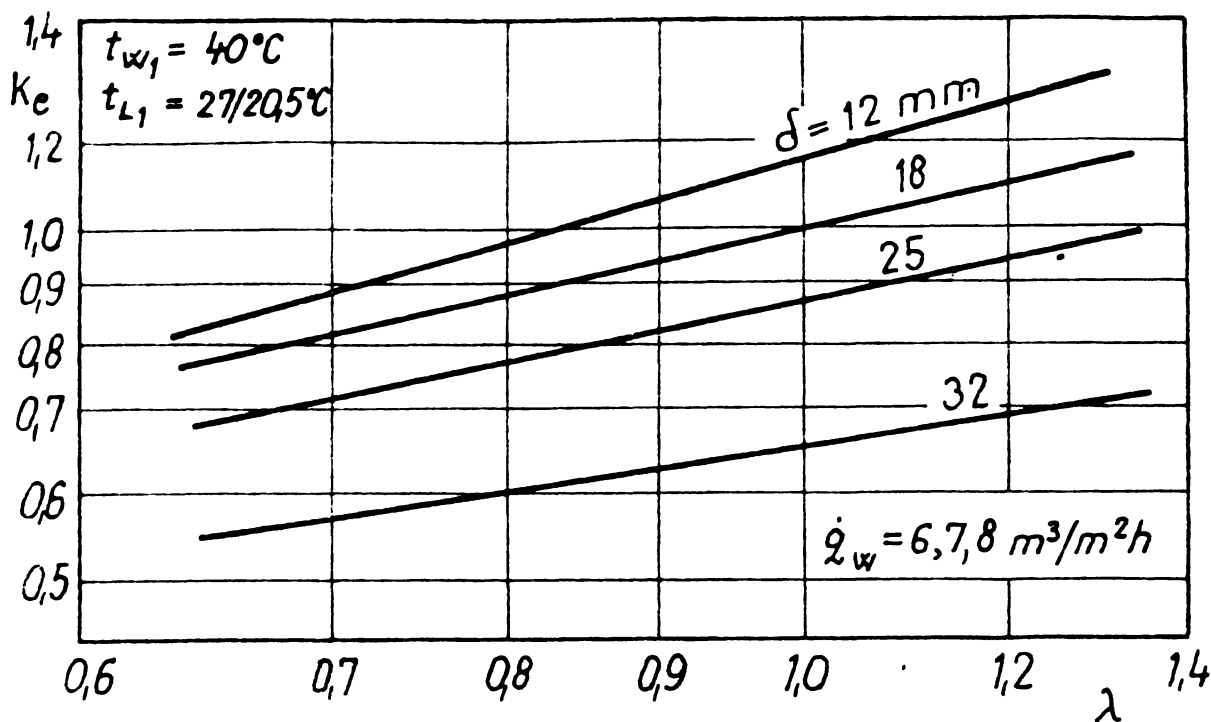


Fig. 58. Variația cifrei K_e în funcție de λ și δ .

răcire Δt_w pentru $\delta = 25$ mm și $\dot{q}_w = 8$ m³/m²h se poate urmări în

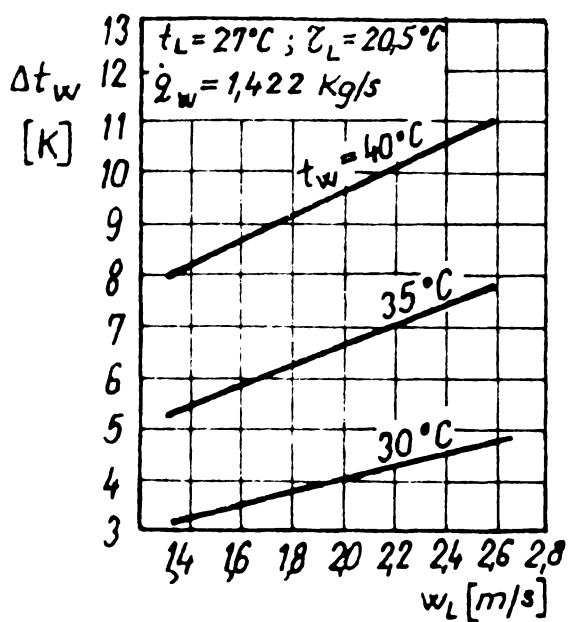


Fig. 59. Variația zonei de răcire Δt_w .

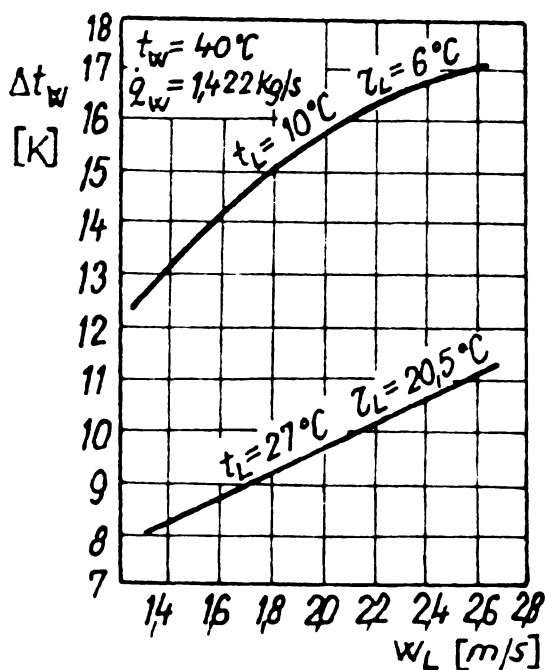


Fig. 60. Variația funcției $\Delta t_w = f(w_L, t_L)$.

de răcire de 10 K care este un fel de zonă standard, poate fi realizată numai pentru $t_{w1} = 40^\circ\text{C}$ începînd de la $w_L = 2,1$ m/s. Pentru $t_{w1} < 40^\circ\text{C}$, această zonă de răcire poate fi realizată numai cu viteze mai mari, care nu s-au putut fi realizate cu ventilatorul anului.

În figura 60 este trasă zona de răcire Δt_w doar pentru $t_{w1} = 40^\circ\text{C}$, de data aceasta pentru $t_{L1} = 10^\circ\text{C}/6^\circ\text{C}$ și $t_{L1} = 27/20,5^\circ\text{C}$. Se observă o creștere substanțială a valorii lui Δt_w pentru prima temperatură. Zona standard poate fi obținută

nului a-tît pen-tru tem-peratura "normală" a apei calde de 40°C , cît și pen-tru tem-peraturi mai joa-se: $t_{w1} = 35$ și 30°C . Variația zonei de

urmări în figura 59. Se observă o variație aproape liniară a zonei de răcire cu viteza aerului. În cazul în care lungimea plăcii este

acuma și pentru viteze ale aerului $w_L < 1,0$ m/s.

În ceea ce privește cifra de evaporare Ke , se vede că este puțin influențată de temperatura apei și chiar de temperatura

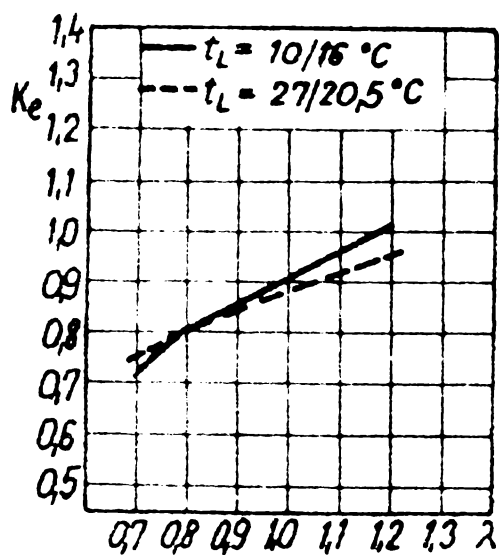


Fig. 61. Variația funcției $Ke=f(\lambda, t_L)$.

aerului, dar crește cu valoarea lui λ . Pentru aerul de temperatura $t_L = 10/16^\circ C$ avem $C=0,582$ $n=0,62$, iar pentru $t_L = 27/20,5^\circ C$ $C=0,426$ $n=0,575$ (relația 250). Este interesantă comportarea mai bună din punctul de vedere al cifrei de evaporare a turnului funcționând cu aer standard, decât cu aer rece, pînă la valoarea lui $\lambda = 0,8$. După această valoare, aerul rece este superior și prin prisma variației cifrei Ke .

a fost aceea al influenței lungimii plăcilor plane. Din figura 62 se vede în primul rînd influența favorabilă a prezenței plăcilor în turn (curbele pline), precum și cea a lungimii plăcilor și a creșterii debitului specific de aer λ .

Bineînțeles, etapa imediat următoare a fost cea a studiului plăcilor ondulate din azbociment și a comparației cu cele plane. Mă voi mărgini a reda doar o singură comparație și anume cea a valorilor cifrei Ke funcție

Un alt aspect legat de plăcile plane care a necesitat un studiu aparte

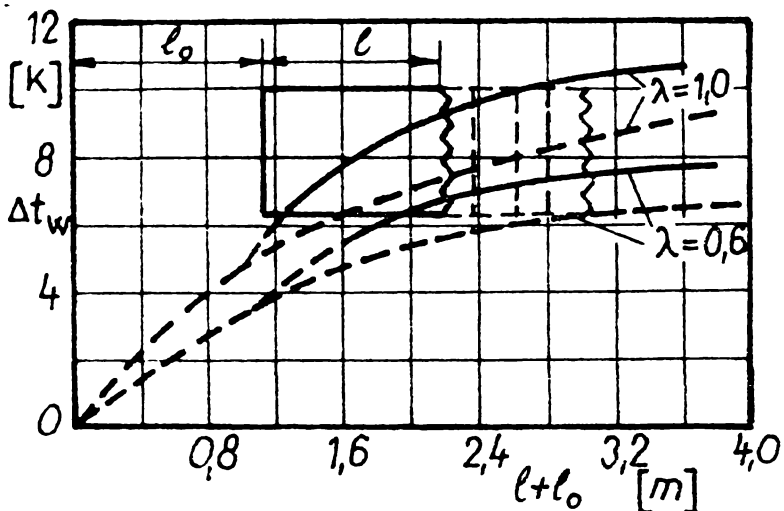


Fig. 62. Influența lungimii plăcilor plane asupra lui Δt_w .

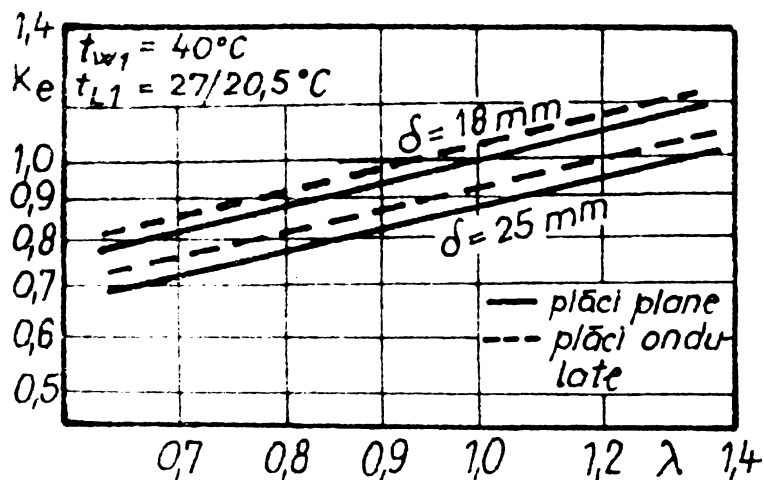


Fig. 63. Comparația comportării plăcilor plane și ondulate.

de λ (figura 63) din care se vede foarte bine superioritatea plăcilor ondulate față de cele plane.

Referindu-mă doar la plăcile ondulate, importanța reducerii distanței din-

tre plăci δ și a măririi debitului specific de aer λ se scoate în evidență în figura 64.

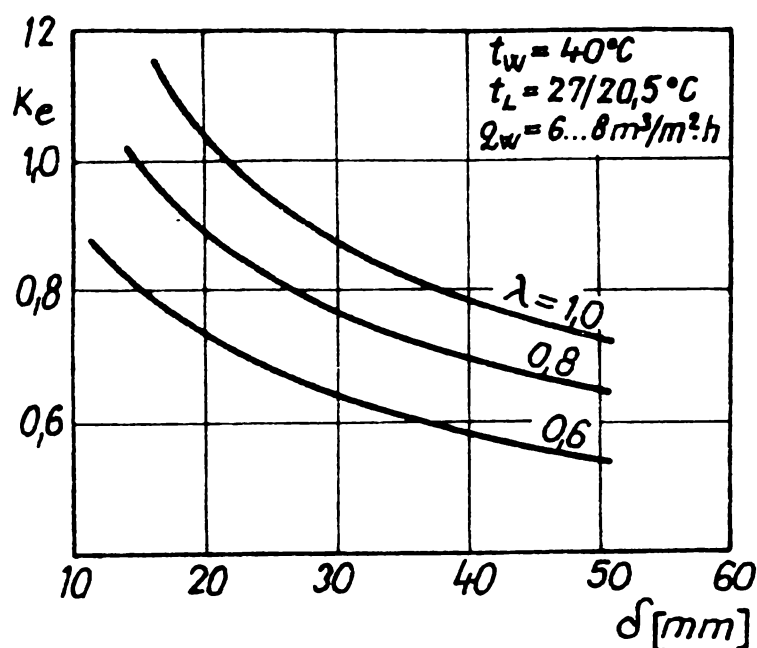


Fig. 64. Variația cifrei K_e cu distanța dintre plăcile ondulate.

raturi de experimentare, la aceeași umiditate relativă $\varphi_L = 55,5\%$ și anume $t_{L1} = 15, 20, 25, 30, 35$ și 40°C . Temperatura apei la intrare în turn și densitatea plăcii s-au menținut constante $t_{w1} = 40^\circ\text{C}$, respectiv $\dot{q}_w = 6 \text{ m}^3/\text{m}^2 \cdot \text{h}$, parametrul variabil fiind debitul de aer, obținînd viteze w_L între $0,78$ și $2,05 \text{ m/s}$.

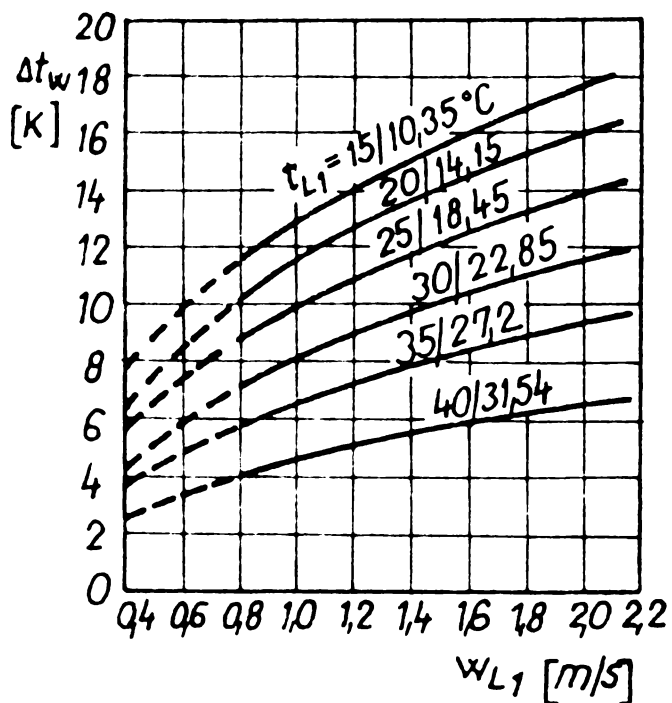


Fig. 65. Variația zonei de răcire $\Delta t_w = f(w_{L1}, t_L)$.

Temperatura aerului este egală cu cea a apei (40°C) se mai obține un efect de răcire, care merge pînă la $6,2 \text{ K}$ la viteza aerului de $0,9 \text{ m/s}$, însă umiditatea relativă a aerului la intrare

Un aspect deosebit de interesant studiat la umplutura din plăci ondulate a fost acela al influenței temperaturii și umidității aerului la intrare asupra funcționării acestora [23]. Pentru a cuprinde o gamă cât mai largă de temperaturi ale aerului, posibile în funcționarea turnurilor de răcire, atît cu tiraj natural, cît și cu tiraj forțat s-au ales șase tempe-

rați de experimentare, la aceeași umiditate relativă $\varphi_L = 55,5\%$ și anume $t_{L1} = 15, 20, 25, 30, 35$ și 40°C . Temperatura apei la intrare în turn și densitatea plăcii s-au menținut constante $t_{w1} = 40^\circ\text{C}$, respectiv $\dot{q}_w = 6 \text{ m}^3/\text{m}^2 \cdot \text{h}$, parametrul variabil fiind debitul de aer, obținînd viteze w_L între $0,78$ și $2,05 \text{ m/s}$.
In figura 65 este redată variația zonei de răcire $\Delta t_w = f(w_{L1})$, avînd ca parametru starea aerului. Cum era de așteptat, apar niște curbe crescătoare cu viteza, însă panta scade pe măsura creșterii temperaturii aerului, astfel că la temperatura $t_{L1} = 15/10,35^\circ\text{C}$ dublarea vitezei de la 1 la 2 m/s conduce la o îmbunătățire a efectului de răcire cu $4,3 \text{ K}$, în timp ce la temperatura $t_{L1} = 40/31,54^\circ\text{C}$, îmbunătățirea este de numai 2 K . Se mai observă că în cazul cînd temperatura aerului este egală cu cea a apei (40°C) se mai obține un efect de răcire, care merge pînă la $6,2 \text{ K}$ la viteza aerului de $0,9 \text{ m/s}$, însă umiditatea relativă a aerului la intrare

era de 55,5%.

In figura 66 au fost trasate curbele reprezentând variația cifrei de evaporare K_e pentru toate temperaturile cercetate. Re-

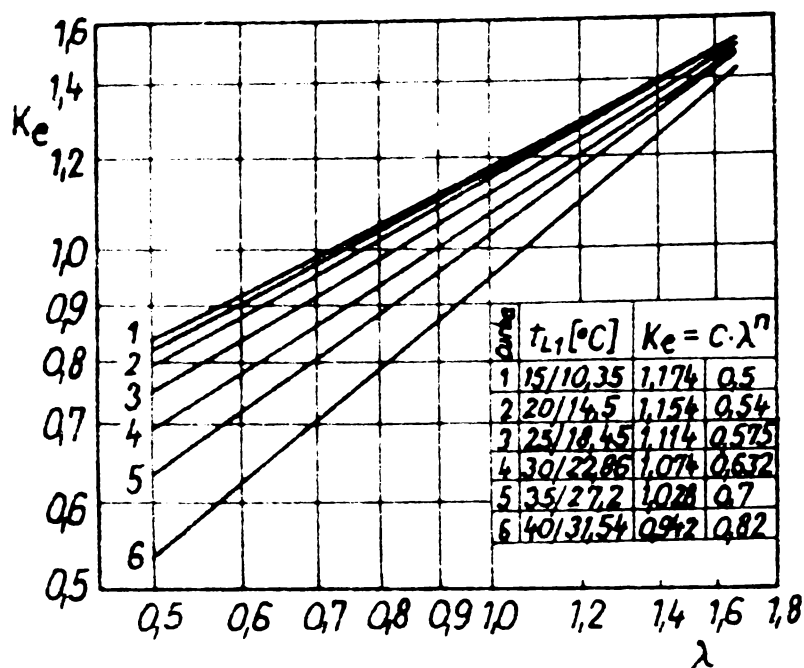


Fig.66. Variația cifrei de evaporare $K_e=f(\lambda)$.

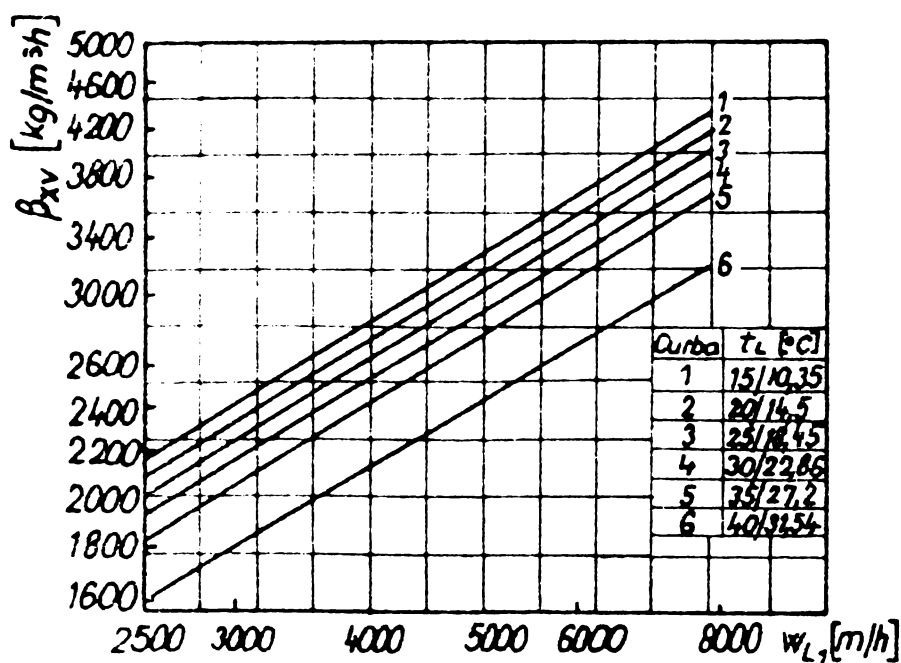


Fig.67. Variația coeficientului volumic de schimb de substanță β_{xv} .

prezentarea fiind în coordonate logaritmice, s-au scris ecuațiile dreptelor (250), valorile lui C și n fiind date în tabela de pe figură. Se remarcă convergența funcției $K_e=f(\lambda)$ la valori crescătoare ale lui λ ceea ce ne arată că la valori mari ale debitului specific de aer, cifra de evaporare este puțin influențată de temperatura aerului. Acest lucru este evidențiat și de panta dreptelor n .

In figura 67 s-a trasat variația coeficientului volumic de schimb de substanță β_{xv} . Era și de așteptat ca valorile lui β_{xv} să diminueze mult cu creșterea temperaturii aerului, funcționarea turnului de răcire înrăutățindu-se.

Creșterea temperaturii aerului ambiant în timpul verii

duce la scăderea zonei de răcire, deci la o înrăutățire a vidului în condensator, în consecință a puterii turbinei. Pentru turnurile de răcire cu plăci ondulate din azbociment, cu ajutorul datelor de mai sus se poate prevedea o posibilitate de majorare a debitului de aer (în special la turnurile cu tiraj forțat), care să deplaseze punctul de funcționare al turnului la o altă viteză

menținând astfel aceeași zonă de răcire (vezi figura 65).

Mai sus am evidențiat comportarea substanțial mai favorabilă, sub aspectul cifrelor de transfer realizate, a plăcilor din azbociment ondulate ca umplutură a turnurilor de răcire în contracurent cu curgere peliculară, în comparație cu comportarea plăcilor plane. Explicația rezidă, pe de o parte, într-o captare mai completă a apei în filmul de prelingere pe plăci, pe de alta, într-o turbionare mai intensă a stratului limită de difuziune. Într-adevăr, în cazul plăcilor plane nu poate fi vorba decât de o captare parțială a picăturilor de apă în cădere verticală, apoi distanța dintre plăci rămânând constantă, straturile limită caracteristice ajung la o stabilizare puțin favorabilă a schimbului de căldură și de substanță.

Dar nici plăcile ondulate nu conduc la o folosire integrală a capacității de prelucrare a căldurii de partea aerului, din experiențe rezultând că la viteze ale aerului $w_L = 2$ m/s ($t_w = 40^\circ\text{C}$, $t_L = 27/20,5^\circ\text{C}$) capacitatea de prelucrare a căldurii este utilizată numai în proporție de 30%. Există deci rezerve substanțiale de intensificare a schimbului de căldură și de substanță chiar și în cazul plăcilor ondulate din azbociment.

Uniformizarea repartiției apei și aerului, optimizarea geometriei plăcilor și a așezării acestora, intensificarea turbulenței straturilor-limită caracteristice, fiind câteva dintre căile care au fost luate în considerare în vederea valorificării acestor rezerve [4].

Referindu-mă exclusiv la măsura în care uniformizarea repartiției apei și aerului depinde de configurația pachetului de plăci, este un lucru evident că plăcile ondulate, fabricate pentru cu totul alte scopuri, pot fi deficitare la folosirea lor ca materiale de umplutură în turnurile de răcire.

Astfel, în privința repartiției aerului și a căderilor de presiune implicate, din examinarea figurii 68 rezultă că situația cea mai favorabilă corespunde unei terminări a plăcilor de partea intrării aerului după secțiunea C-C, adică în dreptul amplitudinii maxime a undulelor; se impune, așadar, fie o fabricație specială a plăcilor, fie o tăiere a lor după secțiunea C-C.

În privința repartiției apei, importanța optimizării geometriei plăcilor de partea dispozitivului de stropire este și mai evidentă. Cu notațiile din figura 68, debitele masice corespunzătoare peliculelor de apă formate pe cele două fețe ale

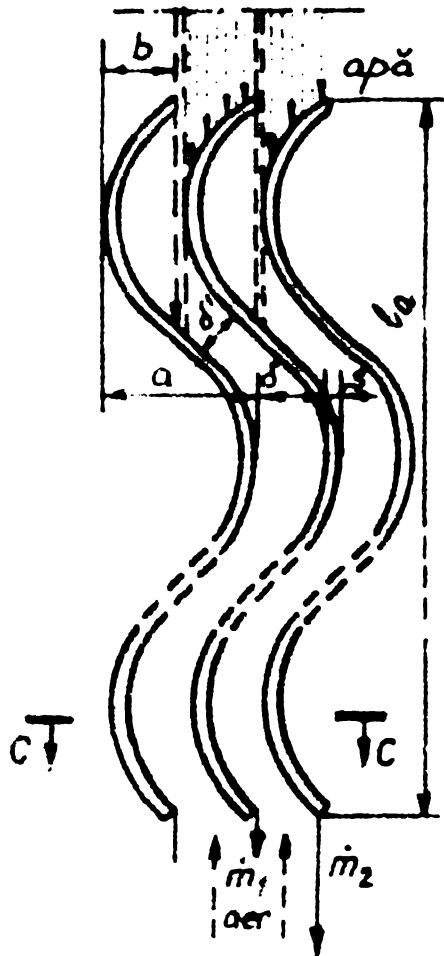


Fig. 68. Geometria și
așezarea plă-
cilor ondu-
late.

$$\dot{m}_1 = \frac{b}{\delta+s} \dot{m}_w \quad (251)$$

și respectiv:

$$\dot{m}_2 = \left(1 - \frac{b}{\delta+s}\right) \dot{m}_w \quad (252)$$

relații valabile, desigur, numai pentru
 $t = \delta + s < a$ (253)

cînd

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m} = \dot{m}_w \quad (254)$$

Pentru

$$t = \delta + s > a \quad (255)$$

\dot{m}_1 își păstrează expresia dată de ecuația
(251), dar \dot{m}_2 devine:

$$\dot{m}_2 = \frac{a-b}{\delta+s} \dot{m}_w \quad (256)$$

Desigur, în acest caz

$$\dot{m} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \frac{a}{\delta+s} \dot{m}_w < \dot{m}_w \quad (257)$$

ceea ce înseamnă că debitul însumat al
peliculelor formate reprezintă numai o
parte din debitul total al apei, cu atît mai redus cu cît pasul
de așezare a plăcilor $t = \delta + s$ este mai mare și amplitudinea
undulelor e mai mică. La limită, pentru $a=0$, rezultă $\dot{m}=0$; este
cazul plăcilor plane unde apa curge aproape în întregime sub for-
mă de picături printre plăci (evident este vorba de picături cu
traiectorii liniare verticale).

Turnuri cu curgere peliculară completă nu pot fi realiza-
te astfel decît cu pachete de plăci ondulate cu pasul de așezare
în concordanță cu relația (253), concluzie de importanță practi-
că de loc neglijabilă.

Pentru acest caz, din relațiile (251) și (252) se observă
că, pentru $b=0$, sau pentru $b=t-\delta+s$, una dintre cele două fețe
ale plăcilor devine inactivă, situația optimă, corespunzătoare
unei repartiții uniforme a debitului pe cele două fețe $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 =$
 $= \dot{m}_2/2$ este posibilă numai pentru

$$b = t/2 = (\delta + s)/2 \quad (258)$$

Respectarea acestei condiții impune fie un pas de așeza-
re t , determinat de geometria plăcilor de care se dispune, fie
tăierea plăcilor la dimensiunea b , corespunzătoare pasului ales

sau impus.

Scurtarea plăcilor în vederea optimizării condițiilor de intrare atât de partea apei cât și de partea aerului, în sensul celor prezentate mai sus, și compararea rezultatelor noi obținute cu cele înregistrate anterior (pentru plăcile ondulate în condițiile de livrare - STAS 8386-69) subliniază importanța practică deosebită a considerării aspectelor abordate; în aceleași condiții de lucru, plăcile scurtate s-au dovedit superioare celor originale, conducând la rezultate mai bune și nu numai în privința mărimilor caracteristice, ci chiar și în privința cifrelor globale.

Din figura 69 se observă că, deși plăcile scurtate prezintă o lungime a plăcilor cu

circa 8% mai mică decât lungimea plăcilor normale, schimbul global de căldură este sensibil îmbunătățit, ajungându-se - pentru valori uzuale ale debitului specific λ - pînă la circa 70% din Δt_{wmax} realizabil teoretic.

În figura 70 este redată

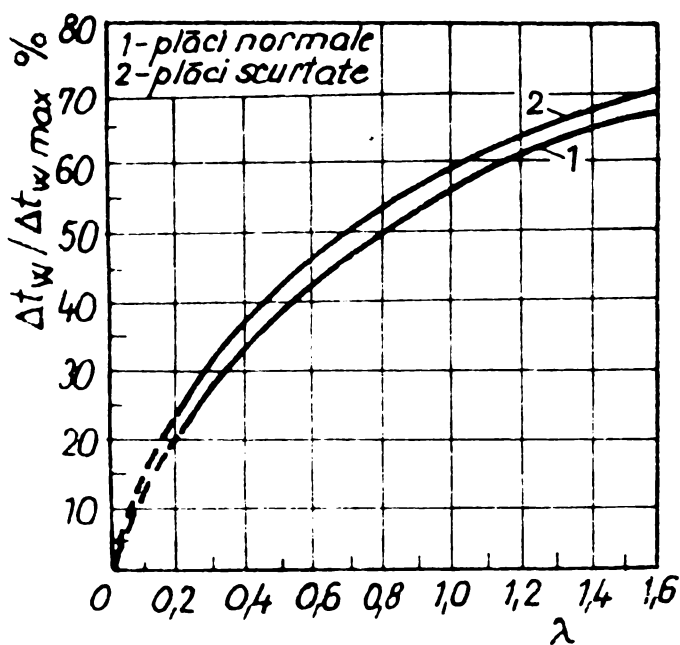


Fig. 69. Variația zonei de răcire $\Delta t_w / \Delta t_{wmax}$.

variația cifrei de evaporare Ke , în funcție de același parametru λ ; valorile corespunzătoare plăcilor scurtate sînt substanțial mai bune (cu mai mult de 10%, chiar pentru valorile maxime utilizate pentru λ).

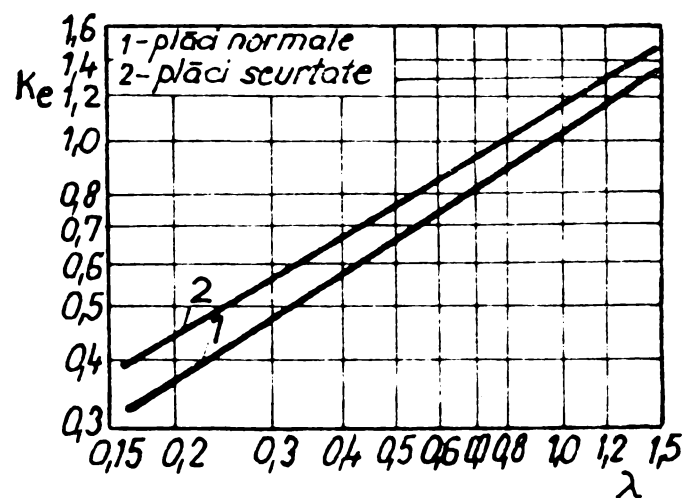


Fig. 70. Variația cifrei de evaporare Ke .

Creșteri comparabile sau chiar mai mari, ajungînd pînă la peste 15% se înregistrează și în privința coeficientului volumic de schimb de substanță β_{xv} (figura 71). În același timp, căderile de presiune de-a lungul pachetului de plăci se reduce cu peste 20% (figura 72); desigur este efectul nu numai al scurtării plăcilor, ci și al optimizării condițiilor de intrare

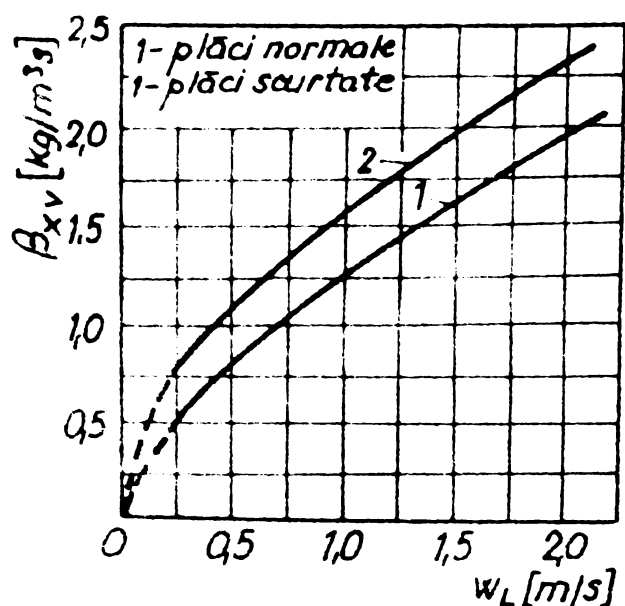


Fig. 71. Variația lui β_{xv} .

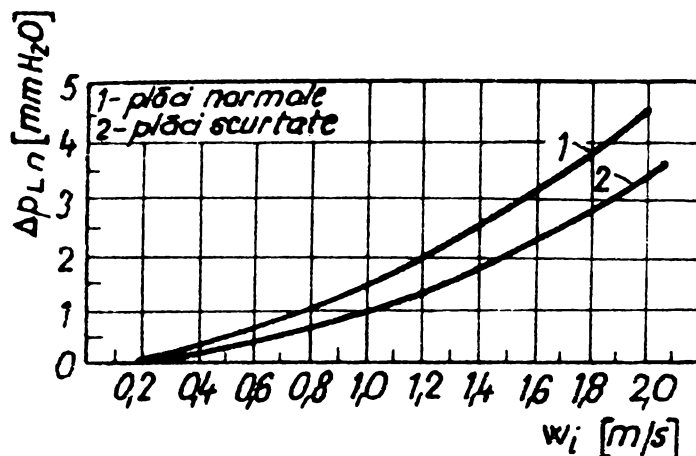


Fig. 72. Comparație între căderile de presiune implicite.

de partea aerului.

Rezultatele prezentate mai

sus subliniază importanța deosebită pe care o are, în cazul turnurilor de răcire peliculară cu plăci ondulate, optimizarea condițiilor de intrare în pachetul de plăci, atât de partea aerului cât și a apei. Se impune astfel ca plăcile ondulate folosite ca material de umplură a turnului de răcire să fie executate după o comandă specială sau să fie tăiate ulterior în mod corespunzător, în concordanță cu pasul de așezare.

Pentru a ușura calculele termice ale unui turn de răcire în contracurent cu curgere peliculară, rezultatele experimentale menționate pînă acuma au fost verificate prin stabilirea unor relații între principalii parametri care caracterizează funcționarea unui astfel de turn [36].

Pentru plăcile plane de lungime 1940 mm s-a putut stabili următoarea relație pentru coeficientul volumic de schimb de substanță β_{xv} :

$$\beta_{xv} = a \cdot \sqrt{\dot{q}_w \cdot w_L} + b \cdot \dot{q}_w \quad [\text{kg/m}^3 \cdot \text{s}] \quad (259)$$

unde \dot{q}_w este exprimat în $\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$, ducînd pentru valorile de lucru $\dot{q}_w = 6,7$ și $8 \text{ m}^3/\text{m}^2 \cdot \text{h}$ la valorile $\dot{q}_w = 1,667$; $1,967$ și $2,222 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$. Valorile coeficienților a și b sînt date în tabelul 2.

Tabelul 2

Dependența coeficienților a și b de \dot{q}_w

\dot{q}_w	2,222	1,967	1,667
a	981	981	987
b	194	190,8	191

Dacă se consideră și distanța liberă δ [mm] și grosimea s [mm] a plăcilor, se obține pentru β_{xv} o relație de forma:

$$\beta_{xv} = c \frac{\sqrt{\dot{q}_w}}{\delta + s} \cdot w_L + d \cdot \dot{q}_w \cdot \sqrt{\delta + s} \quad [\text{kg/m}^3\text{s}] \quad (260)$$

unde c și d sînt niște coeficienți dependenți de mărimea lui δ , cum se vede în tabelul 3.

Tabelul 3

Dependența coeficienților c și d de δ pentru $\dot{q}_w = 2,222 \text{ kg/m}^2\text{s}$

δ	12 mm	32 mm
c	24,8	24,8
d	33400	31200

Pentru plăcile ondulate s-a constatat că zona de răcire depinde atât de viteza aerului, cît și de densitatea ploii:

$$\Delta t_w = 5,3 \cdot w_L + \frac{420}{\dot{q}_w^{2,4}} \quad [\text{K}] \quad (261)$$

sau exprimată în funcție de λ :

$$\Delta t_w = 11,25 \cdot \lambda^{0,675} \quad [\text{K}] \quad \text{pentru } \lambda \leq 0,8 \quad (262)$$

$$\Delta t_w = 10,62 \cdot \lambda^{0,5} \quad [\text{K}] \quad \text{pentru } \lambda > 0,8 \quad (263)$$

Se vede că pentru $\lambda \approx 0,8$, se produce o schimbare aproape bruscă a alurei curbelor de dependență a funcției $\Delta t_w = f(\lambda)$, schimbare care se datorește modificării regimului de curgere a celor două fluide prin turn:

Cifra de evaporare are expresia:

$$Ke = 2,55 \cdot \left(\frac{w_L}{\dot{q}_w}\right)^{0,697} \quad (264)$$

iar coeficientul volumic de schimb de substanță:

$$\beta_{xv} = 1,165 \cdot w_L^{0,497} \cdot \dot{q}_w^{0,403} \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3\text{s}}\right] \quad (265)$$

Desigur, utilitatea plăcilor din azbociment ondulate, cu ondulele dispuse orizontal, prezintă mari avantaje sub aspectul cifrelor de schimb de căldură și de substanță realizate dar și unele dezavantaje ca: - rezistență hidraulică de cîteva ori mai mare; - udare neuniformă a suprafețelor sau necesitatea optimizării condițiilor de intrare; - solicitarea materialului plăcilor suspendate în turn nu numai la întindere ci și la încovoire, cu posibilitatea de rupere.

Dispunerea verticală a ondulelor [40] înlătură toate aceste dezavantaje, astfel că, în măsura în care cifrele termice realizate sînt superioare celor corespunzătoare plăcilor plane, plăcile ondulate, cu ondulele dispuse vertical, pot să le concureze și să fie chiar preferate.

Pentru verificarea afirmațiilor făcute s-au studiat trei lungimi de plăci: $l_p = 1016; 1235$ și 1450 mm la distanțele $\delta = 18$,

25 și 31 mm și densități ale plăcii $\dot{q}_w = 6; 8$ și $12 \text{ m}^3/\text{m}^2\text{h}$ (respectiv 1,667; 2,222 și 3,333 $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$), atât parametrii aerului menținându-se aceeași $t_L = 27/20,5^\circ\text{C}$ cât și cei ai apei $t_{w1} = 40^\circ\text{C}$.

În figurile 73 și 74 sînt redată căderile de temperatură

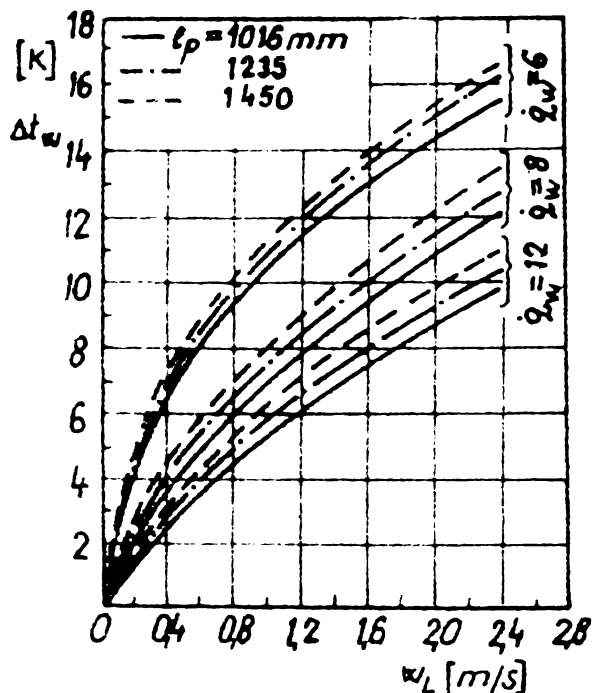


Fig. 73. $\Delta t_w = f(w_L, \dot{q}_w, l_p)$ pentru $\delta = \text{ct.}$

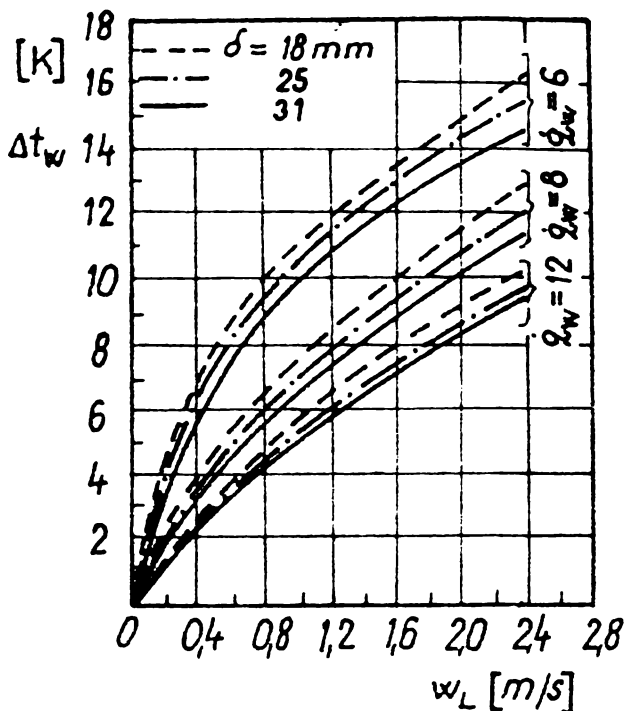


Fig. 74. $\Delta t_w = f(w_L, \dot{q}_w, \delta)$ pentru $l_p = 1016 \text{ mm}$.

Δt_w realizate sub influența parametrilor w_L , \dot{q}_w și l_p (figura 73), respectiv w_L , \dot{q}_w și δ (figura 74). Ambele diagrame scot în evidență influența favorabilă a valorilor reduse ale intensității de stropire \dot{q}_w și a valorilor mari ale vitezei w_L și ale suprafețelor irigate (prin micșorarea pasului dintre plăci). Obișnuit, pentru turnurile în contracurent cu tiraj natural $\Delta t_w \leq 8 \text{ K}$, valoare ușor realizabilă în condiții economice, fapt ce

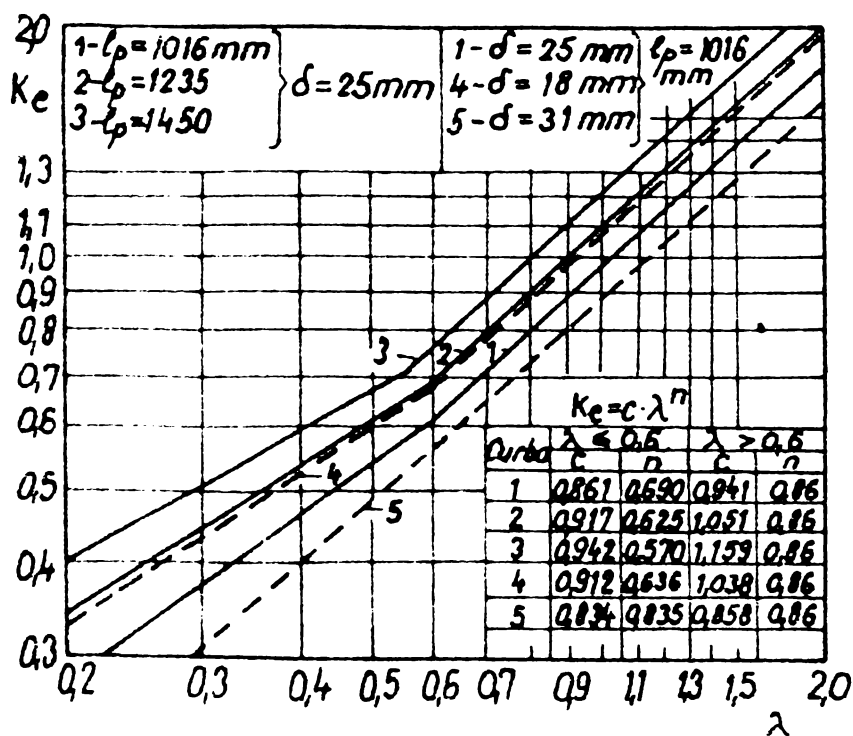


Fig. 75. Dependența $K_e = f(\lambda, l_p, \delta)$.

pledează dintru început pentru aplicabilitatea plăcilor ondulate vertical ca umplutură a turnurilor în contracurent.

Valorile numerice obținute pentru K_e

și variația acestuia în funcție de debitul specific de aer λ , de

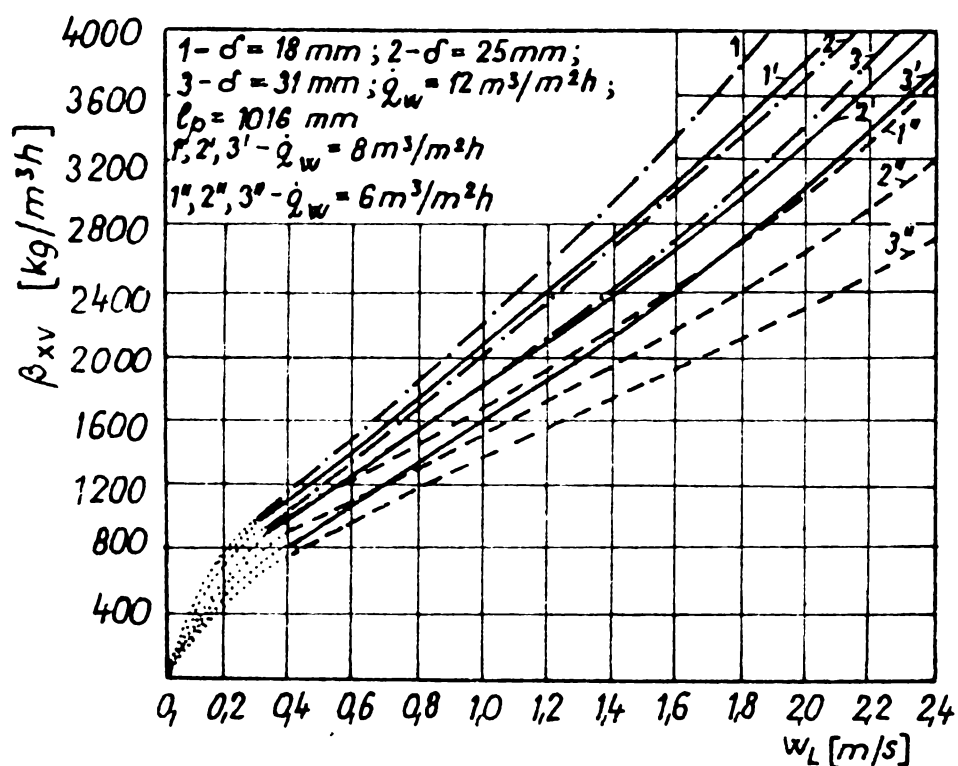


Fig.76. Dependența $\beta_{xv} = f(w_L, \dot{q}_w, \delta)$ pentru $l_p = 1016 \text{ mm}$.

ploi \dot{q}_w ; la $l_p = ct$, β_{xv} crește atât prin creșterea lui \dot{q}_w cât și a lui Δt_w (reducerea lui δ) și în consecință evantaiul curbelor $\beta_{xv} = f(w_L)$ este mult mai evazat și cu întrepătrunderi considerabile ale domeniilor corespunzătoare diferitelor intensități de stropire (figura 76).

În fine, în figura 77 sînt redată valorile coeficienților de rezistență ζ și ale celor unitari $\bar{\zeta} = \zeta/l$ rezultați din determinările experimentale ca valori medii considerate constante. Se poate observa de asemenea că influența intensității de stropire este cu atât mai puternic resimțită cu cât lungimea plăcilor l_p este mai mare (v.fig.77 dreapta; pentru \dot{q}_w mic și δ mare ζ_{pl} poate inițial chiar să descrească, față de cazul plăcilor uscate); deși pare surprinzător la prima vedere, este rațional să fie astfel dacă se are în vedere reducerea asperităților plăcilor și rotunjirea muchiilor prin prezența unui film redus de apă care afectează prea puțin diametrul hidraulic, atunci cînd δ este mare și l_p relativ mic.

Din compararea datelor obținute cu cele proprii plăcilor ^{plane} din azbociment reies următoarele avantaje de partea plăcilor ondulate verticale:

- cifre de schimb de căldură și de substanță, la aceleași valori ale parametrilor caracteristici, mai bune decît pentru

l_p (la $\delta = 25 \text{ mm}$) și de δ (la $l_p = 1016 \text{ mm}$) sînt redată în figura 75; de asemenea sînt date valorile lui C și n (relația 250).

Creșterea lui Δt_w și deci a lui Ke cu l_p (la $\delta = ct$) face ca β_{xv} să varieze relativ puțin în funcție de lungimea plăcilor, în schimb crește sensibil prin creșterea densității

plăcile plane ca urmare a creșterii suprafeței de prelingere și a unei captări mai complete a picăturilor de apă pe plăci;

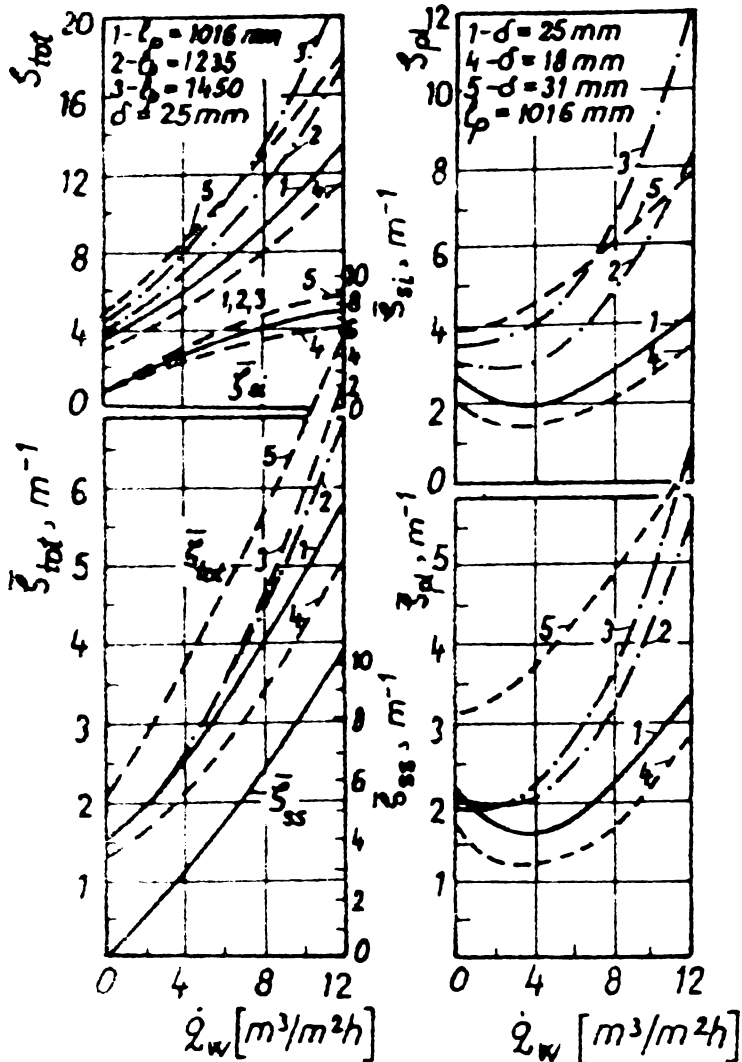


Fig. 77. Dependenta $\zeta, \bar{\zeta} = f(\dot{q}_w, l_p, \delta)$.

- rezistențe aerodinamice comparabile cu ale plăcilor plane și de câteva ori mai mari decât ale plăcilor ondulate orizontale.

O fază nouă a cercetării a fost aceea a găsi-rii de soluții mai ieftine și mai funcționale pentru umpluturile turnurilor de răcire. Una dintre soluțiile propuse și încercate o constituie masele plastice sub formă de plase care prezintă următoarele avantaje: greutate mult mai redusă a umpluturii, preț de cost mai mic, consumuri specifice de material reduse pe unitatea de volum, reducerea impor-

tului de materiale deficitare ca azbestul, etc, [26].

Plecînd de la materialele oferite de industria chimică s-au încercat mai multe modele redată în figura 78. O problemă îndelung

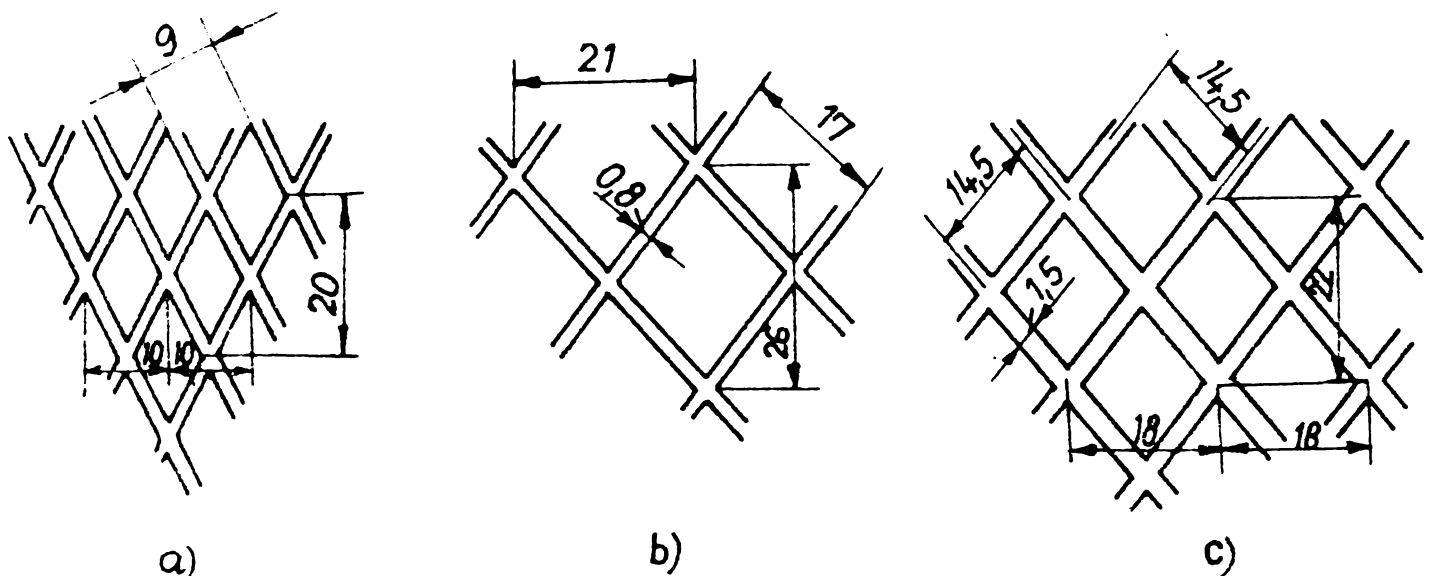


Fig. 78. Modelele de plase utilizate .

studiată se referă la modelul de așezare al plaselor în interiorul

turnului pentru a realiza cel mai ^{bun} coeficient de schimb de căldură și de substanță la o cădere de presiune cât mai mică pe partea aerului. La primele încercări plasele au fost întinse pe cadre din lemn dispuse orizontal, vertical sau înclinate cu cca. 15° față de verticală. Dificultățile tehnologice de realizare a pachetelor de plase a condus în final la ideea dispunerii plasei de polietilenă pe un schelet de susținere sub formă de spirală, constituit dintr-o sîrmă de oțel îmbrăcată în plastic.

Toate determinările experimentale s-au făcut pe aceeași instalație pilot (figura 55). În timpul determinărilor experimentale s-au menținut (ca și la majoritatea experiențelor anterioare) constanți parametrii aerului la intrarea în turn ($t_L = 27/20,5^\circ\text{C}$) cât și temperatura apei calde ($t_{w1} = 40^\circ\text{C}$). S-a lucrat cu densitățile de ploaie $q_w = 8,12$ și $16 \text{ m}^3/\text{m}^2\text{h}$, iar pe partea aerului cu viteze ce variau între $0,4$ și $2,2 \text{ m/s}$.

S-au cercetat rulouri de diferite diametre, (acestea variind între 150 și 250 mm . Mă voi mărgini la prezentarea rezultatelor cercetării personale și anume cu rulouri din plasă cu dimensiune $14,5 \times 14,5 \times 1,5 \text{ mm}$ (figura 78,c) și cu diametrul de 150 mm . Rulourile aveau lungime egală cu latura secțiunii turnului de răcire. Din diversele posibilități de așezare s-au selectat doar două, și anume paralel și încrucișat (figura 79). Pentru a se putea efectua comparații cu umpluturile din plăci de azbociment studiate anterior, s-au păstrat riguros constante și în cazul acestor experimentări zonele de ploaie superioară și inferioară. Înălțimea efectivă a umpluturii a variat între 1050 și 1500 mm , ceea ce înseamnă un număr de $7, 8, 9$ respectiv 10 rînduri de rulouri suprapuse. Din punct de vedere al comportării aerodinamice era de așteptat, ca prin mărirea numărului de rînduri să crească rezistența opusă aerului, însă această creștere este relativ mică și valabilă doar pentru vitezele mici ale aerului $w_L = 0 + 1 \text{ m/s}$ (figura 80). Dacă la prima vedere pare ciudată inversarea situației pentru viteze mai mari de curgere ale aerului, aceasta devine explicabilă prin deteriorarea peliculei ce se formează între ochiurile plasei și deci o ușoară creștere a secțiunii de trecere a aerului. Dacă ne referim la rezistența aerodinamică a ansamblului (umplutură + zone de stropire), situația se prezintă asemănător, doar că la viteze ale aerului peste 1 m/s practic

creșterea numărului de rînduri de rulouri nu mai influențează re-

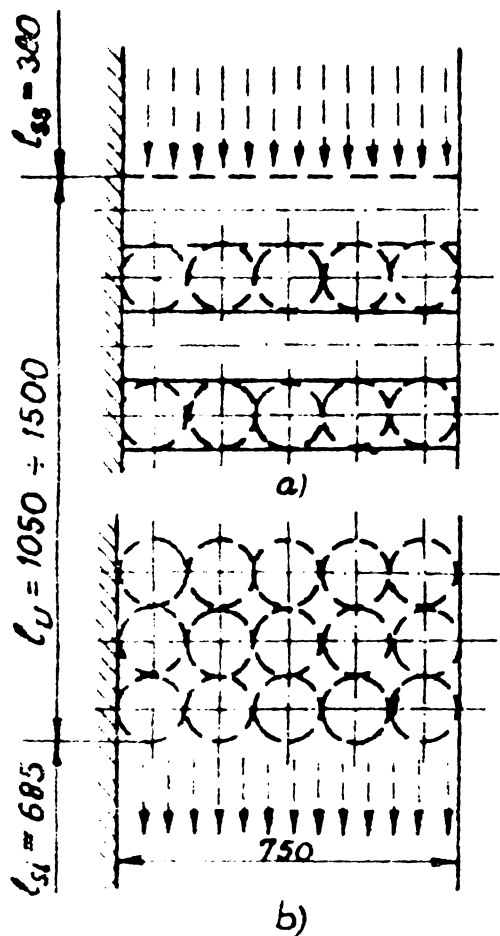


Fig. 79. Modul de așezare al rulourilor $\varnothing 150$ mm.

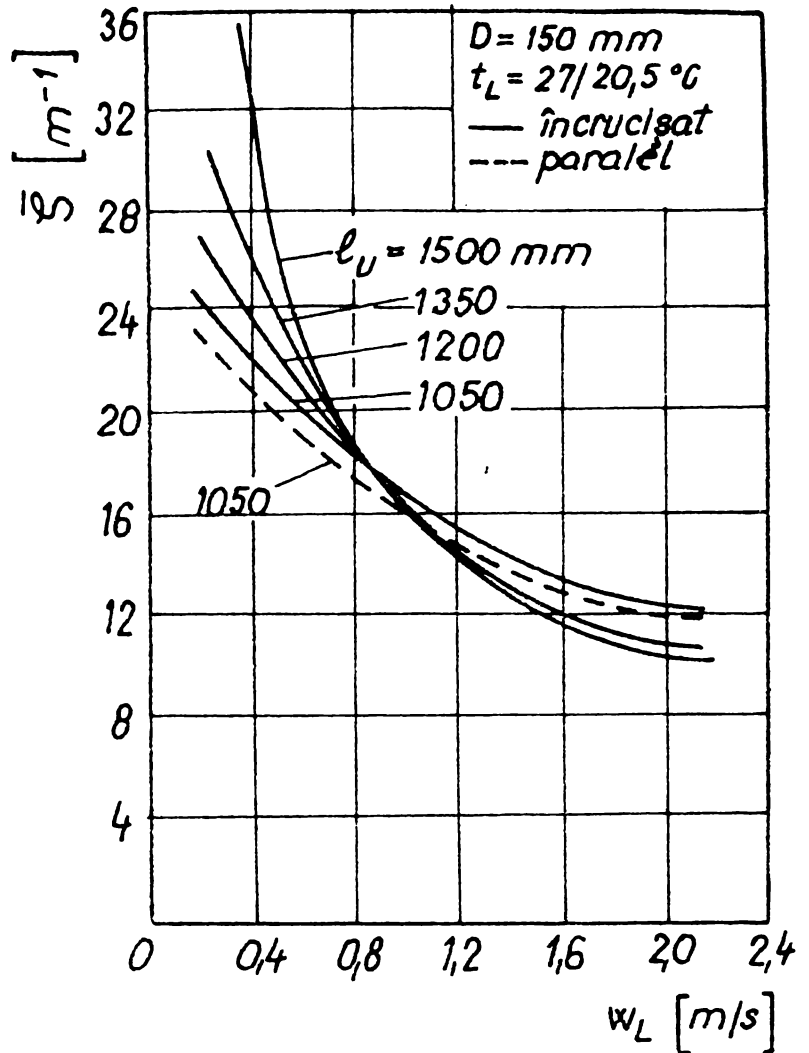


Fig. 80. Coeficientul $\bar{\zeta} = f(w_L, l)$ pentru umplutură.

zistența aerodinamică, curba de variație suprapunându-se (figura 81).

Dacă pe partea de rezistență aerodinamică era de așteptat o creștere cu mărirea numărului de rînduri, acest lucru este valabil și pentru zona de răcire realizată în turn Δt_w . În figura 82 sînt redată zonele de răcire Δt_w în funcție de λ , l_u și modul de așezare al rulourilor, pentru densitatea plăcii $\dot{q}_w = 12 \text{ m}^3/\text{m}^2\text{h}$ ($3,333 \text{ kg}/\text{m}^2\text{s}$). Pe lângă creșterea normală a zonei de răcire cu numărul de rînduri, se observă și îmbunătățirea acesteia pe măsura creșterii debitului specific de aer λ . Avem astfel o variație de 10 K a lui Δt_w , pentru variația lui λ între limitele 0,2 + 1,2. Demn de remarcat este faptul că umplutura din rulouri realizează fără dificultăți zona de răcire caracteristică turnurilor de răcire în contracurent cu tiraj natural de cca. 8 K. Revenind la numărul de rînduri, trebuie să relev totuși că acest parametru are o influență modestă asupra zonei de răcire realizate. În ceea ce privește modul de așezare, acesta nu influențează preg-

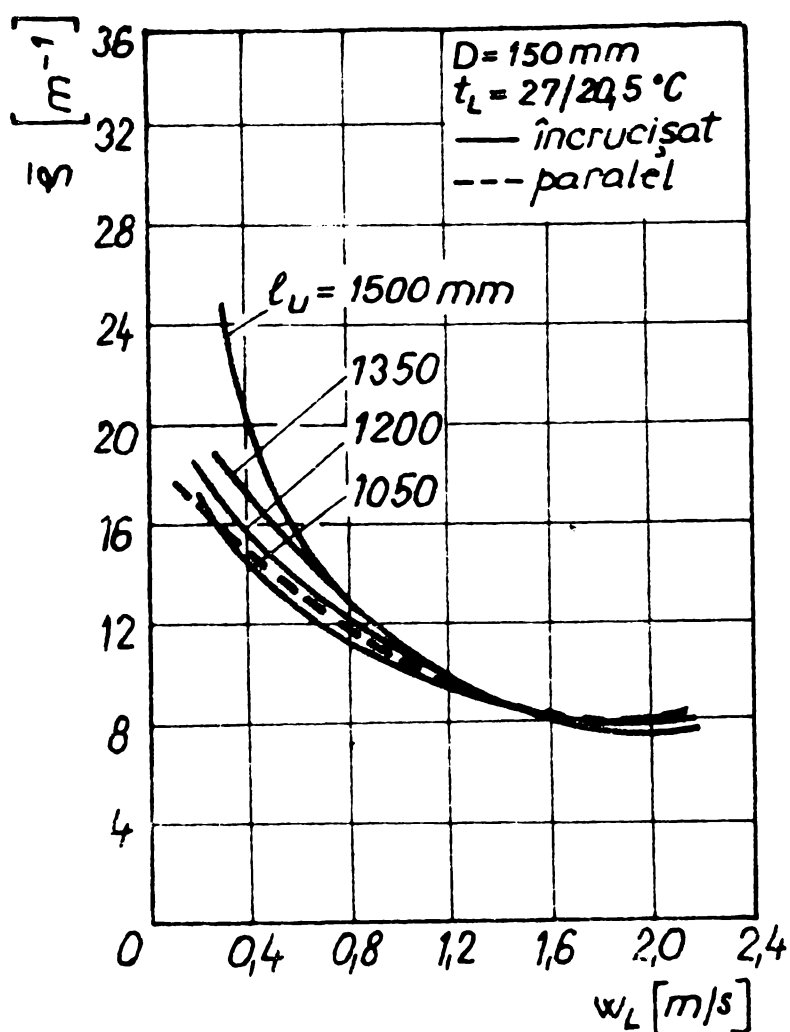


Fig. 81. Coeficientul $\bar{S} = f(w_L, l)$ pentru ansamblul turnului.

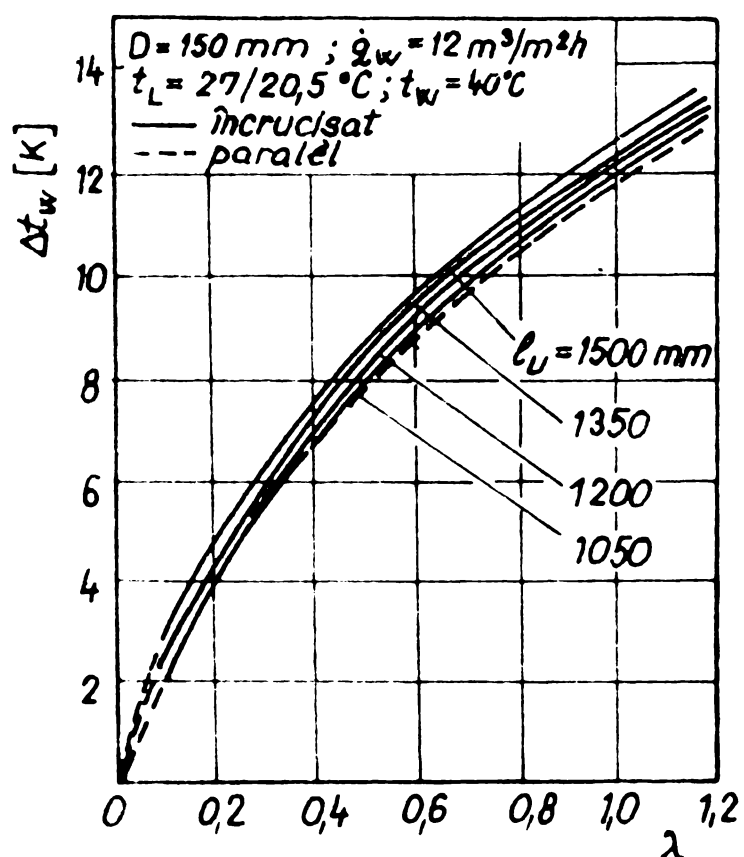


Fig. 82. Zona de răcire Δt_w funcție de λ .

nant, așezarea încrucisată a rulourilor ne-deosebindu-se esențial de așezarea paralelă.

Urmărind sarcina termică specifică volumică \dot{Q}_w/V_t (figura 83), se observă o scădere a acesteia cu creșterea numărului de rînduri de rulouri. Dacă variația zonei de răcire cu numărul de rulouri a indicat deja o creștere minoră, variația sarcinii termice specifice volumice atrage atenția și mai mult asupra inutilității măririi volumului umpluturii peste o anumită limită.

O variație similară cu cea a zonei de răcire o are și cifra de evaporare K_e , ceea ce de altfel era de așteptat, aceasta fiind proporțională cu Δt_w . În figura 84 este redată variația lui K_e funcție de debitul specific de aer λ , de l_n și de modul de așezare al rulourilor. De remarcat în această diagramă este doar faptul că modul de așezare influențează totuși comportarea termică a umpluturii, așezarea încrucisată caracterizîndu-se printr-o variație continuă a lui $K_e = f(\lambda)$, iar cea paralelă

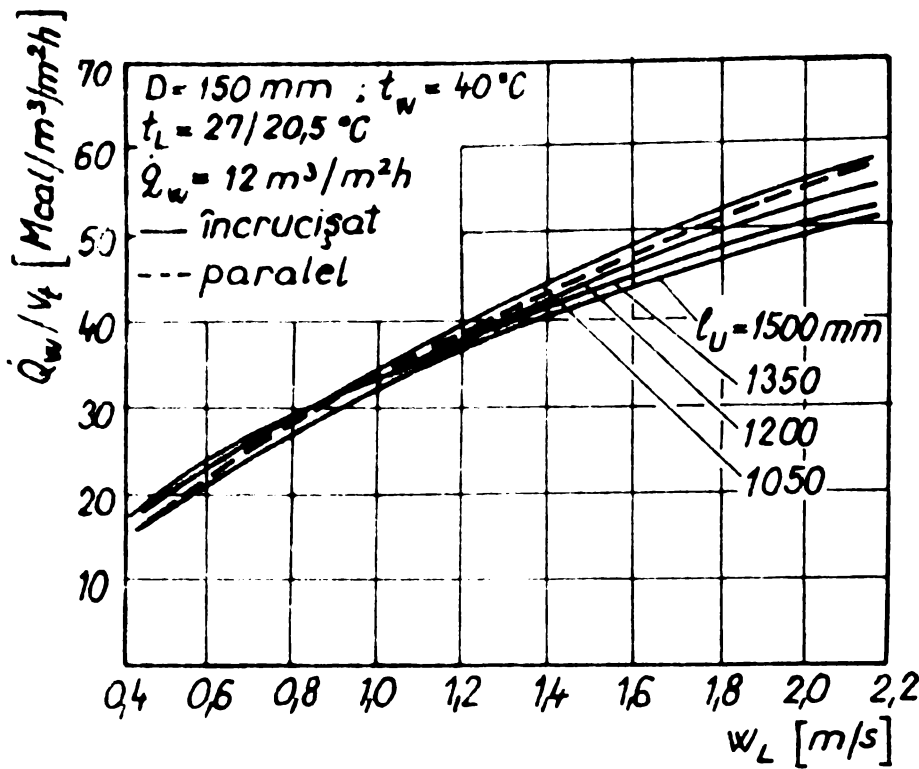


Fig.83. Variația parametrului $\dot{Q}_w/v_t = f(w_L, l_u)$.

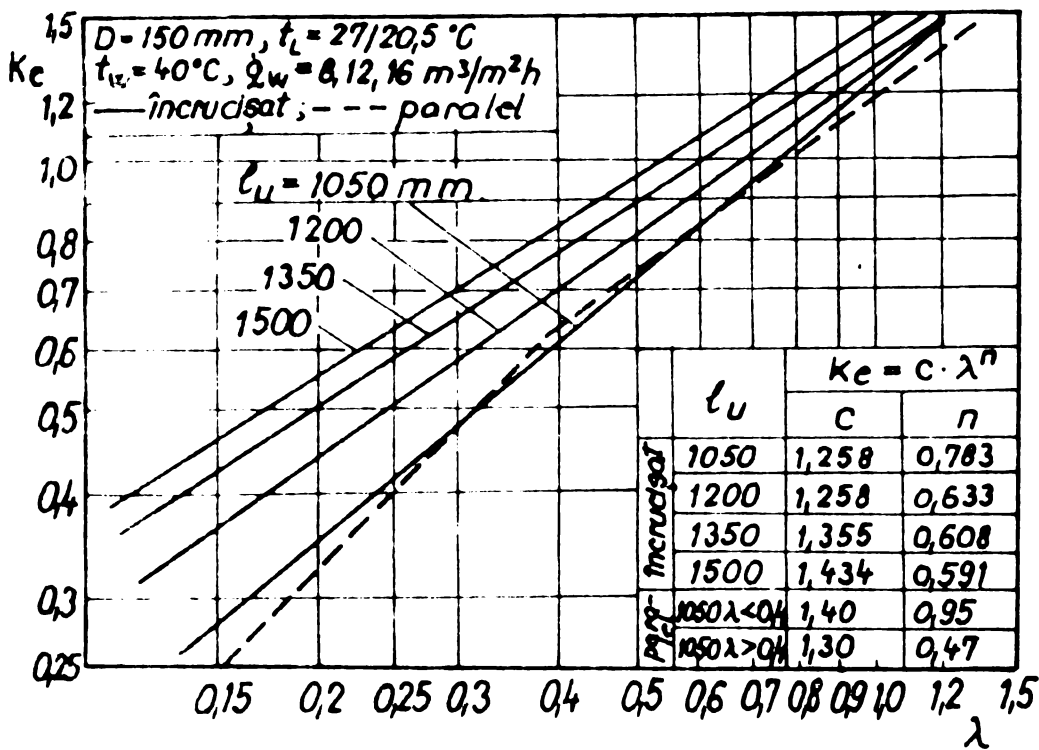


Fig.84. Cifra de evaporare Ke în funcție de λ .

printr-o variație discontinuă. Astfel, la valorile extreme ale lui λ așezarea încrucișată este superioară, pe cînd la valorile mijlocii ale lui λ așezarea paralelă devine mai bună. Referitor la expresia variației lui $Ke=f(\lambda)$ se observă că valoarea coeficientului C se mărește odată cu creșterea înălțimii umpluturii, respectiv odată cu creșterea înăl-

țimii active a turnului. Exponentul n al debitului specific de aer din contră scade odată cu creșterea înălțimii umpluturii. Aceasta explică evazarea mare a familiei de drepte în zona debitelor relativ de aer mici și apropierea lor la valorile mari ale lui λ .

Discutînd comportarea coeficientului volumic de schimb de substanță β_{xv} în funcție de w_L și l_u , acesta fiind o mărime sintetică, indică și mai bine inutilitatea măririi numărului de rînduri (figura 85). În plus, se vede că această mărime are influență sensibilă doar în domeniul valorilor medii ale vitezei aerului ($w_L = 0,4 - 1,7 \text{ m/s}$).

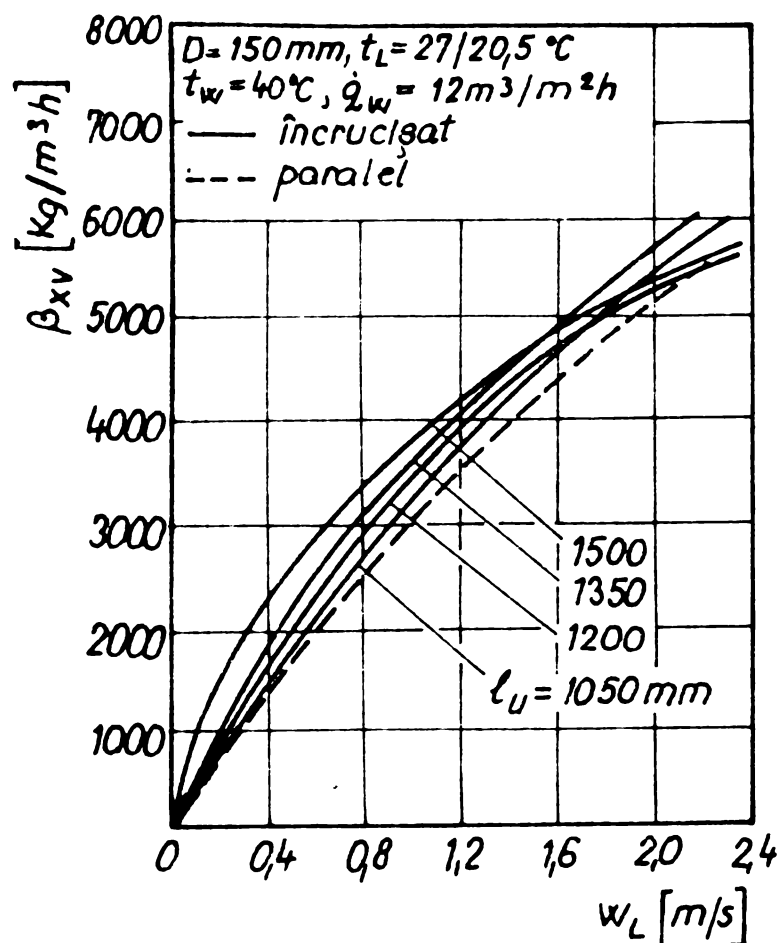


Fig.85. Variația coeficientului $\beta_{xv}=f(w_L, l_n)$.

Cercetările experimentale efectuate cu umplutura constituită din rulouri din plasă de polietilenă au scos în evidență următoarele concluzii mai importante:

- utilizarea maseilor plastice sub formă de plase conduce la consumuri specifice de material pe unitatea de volum de umplură foarte reduse, de numai 1,2 + 4,2 % volumic și 0,4 + 1,3 % masic;

- sistemul de susținere al umpluturii se simplifică considerabil, aceasta avînd o greutate de 100 + 300 ori mai redusă;

- se realizează umpluturi din materiale indigene la un preț de revenire ce reprezintă 9 + 33 % din cel al plăcilor din azbociment;

- utilizarea umpluturilor din plase de polietilenă este foarte avantajoasă, realizîndu-se cifre de transfer termic și substanță comparabile sau chiar mai mari decît cele ale umpluturilor din plăci de azbociment;

- rezistențele hidraulice în regim umed sînt și ele comparabile sau mai mici decît cele corespunzătoare plăcilor din azbociment;

- privitor la numărul de rînduri de rulouri, avîndu-se în vedere că prin creșterea lor crește și prețul turnului, nu este justificată creșterea înălțimii umpluturii, atîta timp cît zona de stropire din partea superioară și inferioară se mențin constante. Este chiar avantajoasă reducerea înălțimii sistemului de răcire la 7 rulouri (1050 mm), cu o diminuare corespunzătoare a întregului dispersor;

- operațiile de schimbare a umpluturii care se efectuează în timpul reparațiilor capitale se simplifică extrem de mult și

se pot realiza într-un interval de timp mult mai scurt decât în cazul plăcilor de azbociment.

Trebuie însă amintit și un dezavantaj major al rulourilor fabricate din plasă de polietilenă și anume inflamabilitatea lor. Acest impediment în folosirea acestor rulouri a determinat găsirea de noi soluții îmbunătățite. Astfel, s-au realizat la ICEMENERG rulouri rigide din mase plastice ignifugate armate cu fibre de sticlă. Acest tip de rulouri, pe lângă faptul că elimină pericolul de inflamabilitate, produce și o economie de metal, prin faptul că armarea cu fibră de sticlă face inutilă existența spiralei de sîrmă ca structură de rezistență a ruloului.

Si aceste rulouri au fost încercate tot pe standul amintit (figura 55), la diferite moduri de așezare, mărimile termice și hidrodinamice comparîndu-se cu cele rezultate din utilizarea rulourilor anterioare, așezate în paralel (figura 86) cu înălțimea uti-

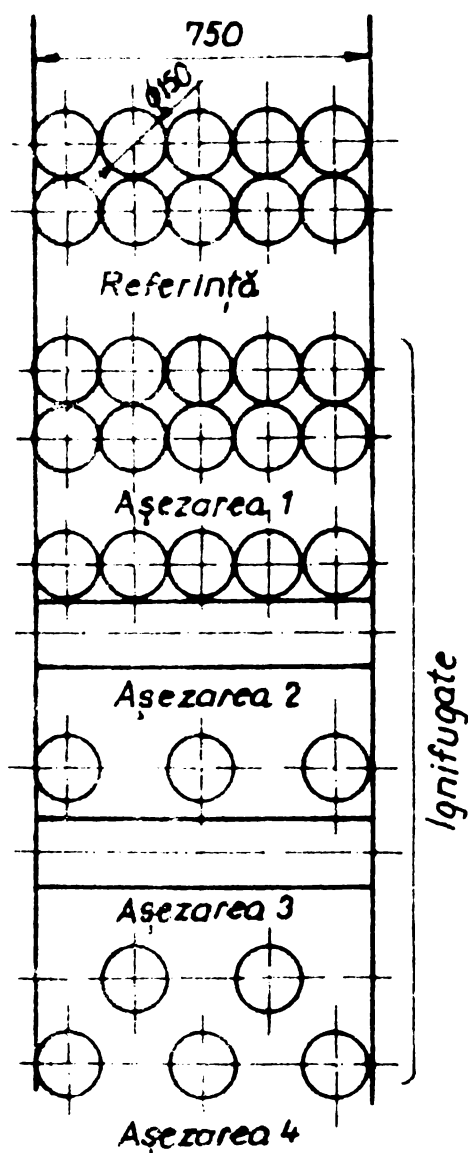


Fig. 86. Modul de așezare al rulourilor.

lă $l_n = 1200$ mm, avînd deci 8 rînduri de rulouri [27]. Si determinările efectuate asupra rulourilor ignifugate au păstrat aceeași înălțime utilă a umpluturii, pentru a asigura comparabilitatea rezultatelor. S-au menținut constanți parametrii aerului și ai apei ($t_{L1} = 27/20,5^\circ\text{C}$; $t_{w1} = 40^\circ\text{C}$), realizînd trei densități de stropire: $\dot{q}_w = 8, 12$ și $16 \text{ m}^3/\text{m}^2\text{h}$ și viteze ale aerului în gama $0,4 \div 2,2 \text{ m/s}$.

Toate mărimile reprezentate funcție de w_L (\dot{Q}_w/A_n , \dot{Q}_w/V_t și β_{xv}) se înscriu pe trei curbe, evidențiind o influență favorabilă a creșterii densității de stropire. De asemenea, se observă o creștere a valorii mărimilor reprezentate, odată cu mărirea vitezei aerului prin instalație. Influența favorabilă a vitezei aerului este mai accentuată în domeniul vitezelor mici. Mărimile reprezentate în funcție de λ (Δt_w și Ke) se înscriu pe o singură curbă, fără a se putea evidenția vre-o influență a densității de stropire a

apei q_w asupra procesului. Se observă influența favorabilă a debitului specific de aer λ , mai accentuată în domeniul valorilor mici.

În diagrama $\dot{Q}_w/V_t = f(w_L)$ (figura 87) se observă că așezarea 2 oferă performanțe

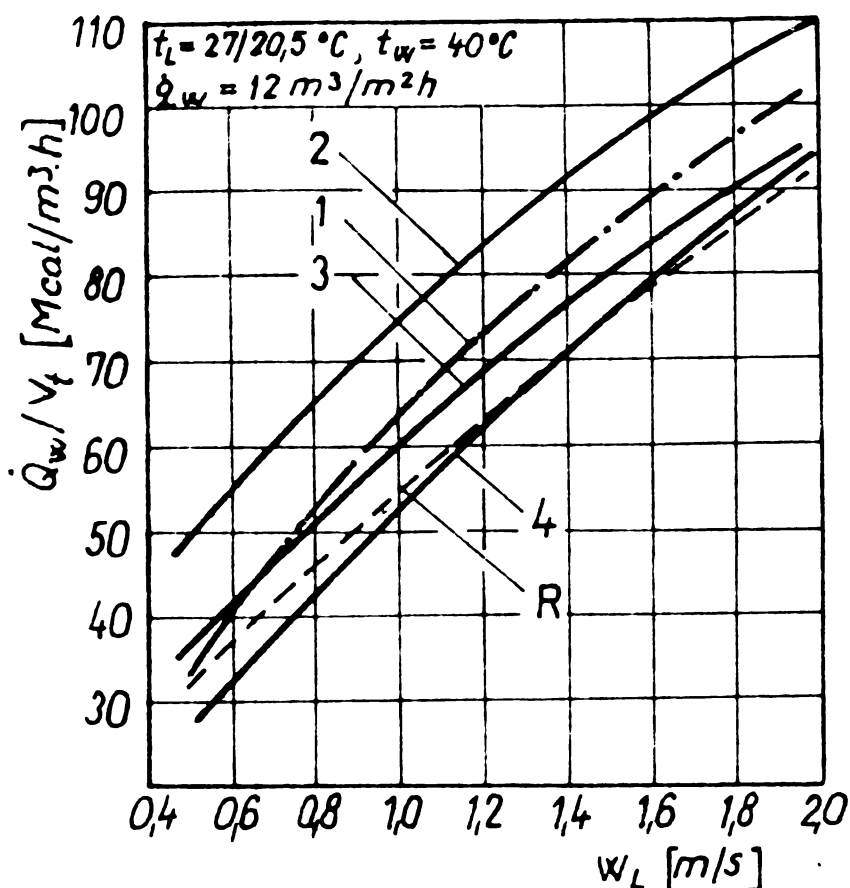


Fig.87. Dependenta $\dot{Q}_w/V_t = f(w_L)$.

termice mai bune decât așezarea 1 și evident superioare așezărilor 3 și 4. De remarcă că aproape toate umpluturile cercetate cu rulouri ignifugate au dat rezultate mai bune decât rulourile anterioare din polietilenă (cu excepția așezării 4 la viteze ale aerului $< 1,4 \text{ m/s}$), de unde concluzia că prin ignifugare rulourile devin mai rugoase și în consecință sînt mai bine udate de apă, timpul de contact al apei este mai mare și modul de formare al picăturilor este mai avanta-

jos. Apoi, rulourile ignifugate sînt mai rigide și geometria se păstrează uniform în interiorul umpluturii. Este posibil ca în exploatare calitățile umpluturii să diminueze datorită murdării rulourilor. În orice caz, se poate conta cel puțin pe o păstrare a performanțelor umpluturilor cu rulouri din plasă de polietilenă în cazul echipării turnurilor cu rulouri ignifugate, ceea ce determină concluzia că soluția constructivă aleasă este bună.

În privința modului de așezare al umpluturii (paralel sau încrucișat) și al conținutului de rulouri în unitatea de volum, cele 4 geometrii încercate au testat două posibilități de umplere: cu 100% și cu 50% din numărul total de rulouri și așezarea în șiruri succesive sau în șiruri încrucișate.

Toate diagramele prin care s-au făcut comparații în coordonatele $\beta_{xv} = f(w_L)$ (figura 88) și $Ke = f(\lambda)$ (figura 89) evidențiază că, mai ales la densități de stropire moderate ($q_w = 8 \text{ m}^3/\text{m}^2\text{h}$)

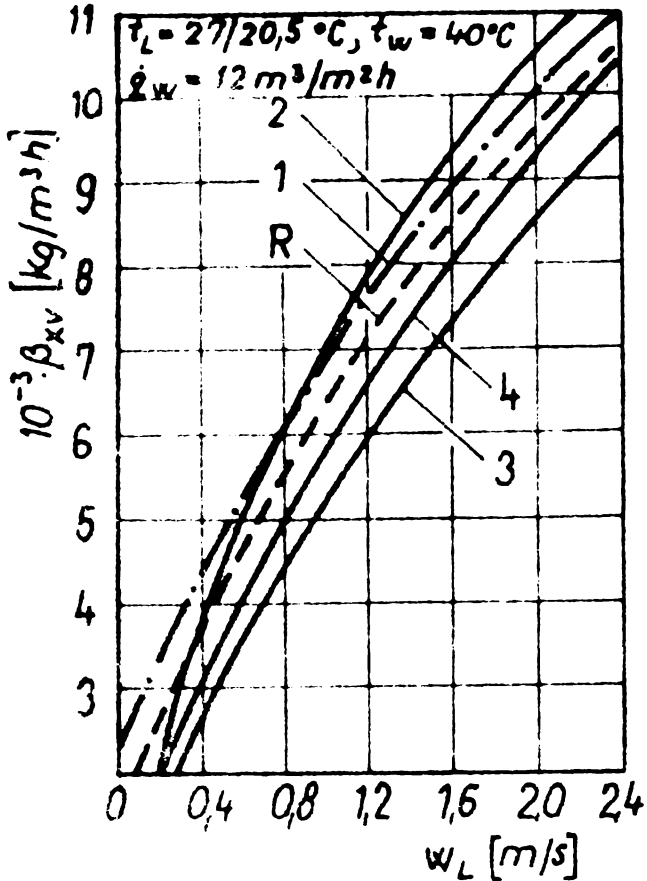


Fig. 88. Dependenta $\beta_{xv} = f(w_L)$

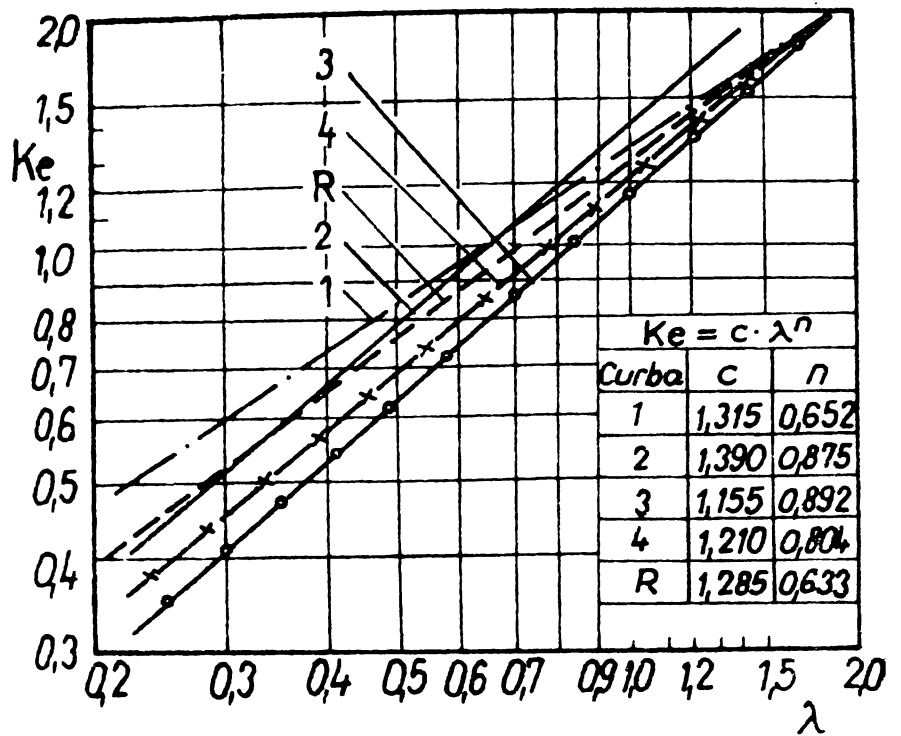


Fig. 89. Dependenta $Ke = f(\lambda)$.

și la viteze ale aerului de pînă la 1 m/s, respectiv la debite specifice de aer λ de pînă la 0,3 la așezarea încrucișată performanțele oferite de umplutura 4 sînt sensibil apropiate de acelea ale umpluturii 3. Concluzia este deosebit de importantă dacă se are în vedere și economia de umplutură (50%) ce se obține prin această geometrie. În domeniul vitezelor mari ale aerului și la densități de stropire ridicate, este mai avantajos din punct de vedere termic utilizarea umpluturii compacte.

În cazul umpluturii paralele, avantajul este în toate cazurile pentru umplutura compactă. Domeniul pe care se extind efectele influenței reducerii cu 50% a umpluturii îmbracă o zonă de cea. 15% din valoarea nominală a valorii coeficientului de transfer β_{xv} .

Dacă se ține cont de faptul că abateri de $\pm 25\%$ ale coeficientului de transfer în turn sînt curente și că se obțin din neuniformitățile frecvente de montaj și funcționare, rezultă că echiparea dispersorului cu 50% din umplutură este avantajoasă chiar și în cazul în care în laborator au rezultat performanțe ceva mai bune pentru umplutura compactă, costurile în lei și în special în energie sînt avantaje care justifică competitivitatea soluției.

În ceea ce privește modul de așezare al umpluturii: paralel sau încrucișat, la așezarea cu umplutură 50% este avantajoasă umplutura încrucișată pentru întreg domeniul cercetat.

În cazul umpluturii compacte, la densități de stropire mici

este avantajoasă așezarea paralelă, iar la densități de stropire mari este avantajoasă așezarea încrucișată. Explicația acestei influențe, diferită în cazul umpluturii compacte față de umplutura cu 50% rulouri este tot în legătură cu granulometria picăturilor și cu timpul de staționare al acestora în turn.

În concluzie se poate spune că prin rigidizarea și ignifugarea ruloului \varnothing 150 mm se obțin ameliorări ale performanțelor termice ale acestuia. Rezultă că soluția tehnologică adoptată este foarte bună întrucât se mărește coeficientul de transfer termic față de ruloul etalon construit manual în laborator.

7.2. Cercetarea experimentală pe standul pilot turn de răcire în curent încrucișat.

Pornind de la constatarea că există diferențe între alura izotermelor teoretice și alura izotermelor experimentale în turnurile de răcire în curent încrucișat, proiectantul a fost pus în situația de a nu putea proiecta în condiții sigure turnurile de răcire în curent încrucișat din cauză că în timp ce prelucrarea datelor experimentale obținute pe standul pilot turn de răcire în curent încrucișat din cadrul Catedrei de Termotehnică și Mașini Termice se făcea pe baza metodei randamentului, aceste date nu verificau cu metoda diferențelor finite [22] sau metoda Berman [6].

Pentru a se elucida problema transpunerii rezultatelor experimentale de pe standul pilot (vezi descrierea standului în [54]) pe instalația reală, în prima fază s-a divizat volumul standului experimental în 9 volume elementare (păstrând similitudinea geometrică) și s-a urmărit modul în care evoluau coeficienții volumici de schimb de substanță β_{xv} în interiorul instalației. Se credea la timpul respectiv că toate dificultățile provin de acolo că de fapt coeficienții β_{xv} nu sînt constanți în interiorul turnului și din această cauză provin diferențele.

Ulterior, cercetarea teoretică s-a extins și s-a divizat instalația experimentală în $14 \times 14 = 196$ cuburi elementare, de asemenea de aceeași formă în plan.

În final s-au făcut comparații între rezultatele obținute prin cele trei procedee: considerînd instalația ca un tot unitar, calculînd pe 9 volume și calculînd pe 196 volume.

Pentru calcul s-au utilizat trei programe și anume programele: TINCR, EXPER, ANALITIC (descrise în § 5.1). Pentru a se ob-

ține rezultate semnificative s-au utilizat atât valori experimentale obținute în anii precedenți, cât și valori măsurate în anul 1978 special pentru acest scop.

Dacă pentru considerarea instalației ca un tot unitar erau suficiente măsurătorile globale, pentru împărțirea în 9 cuburi a fost necesară măsurarea temperaturii apei răcite pe trei zone (figura 90) prin montarea corespunzătoare a trei termometre (t_2 ,

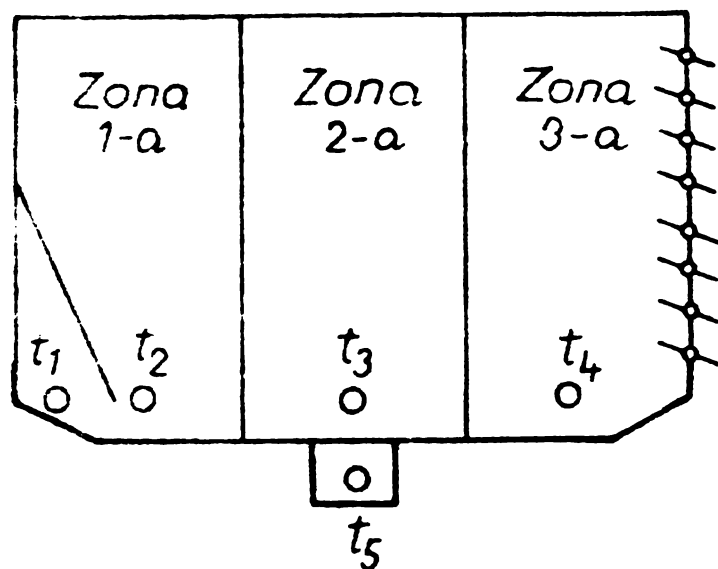


Fig.90. Modul de amplasare al termometrelor de măsurare a temperaturii apei răcite.

t_3 și t_4) în plus față de termometrul t_5 .

Cu toate acestea, s-au întâmpinat dificultăți în interpretarea rezultatelor din următoarele motive:

- din cauza componentei orizontale a vitezei generate de curentul de aer, traiectoria picăturii de apă în cădere sub acțiunea cîmpului gravitațional realizează un unghi de $15-25^\circ$ față de verticală. În consecință zona din imediata apropiere a secțiunii de intrare a aerului se găsește în "unghi mort" nefiind irigată de apă. Termometrul din această regiune t_1 , are tendința de a arăta temperatura termometrului umed al aerului

- termometrul montat în centrul zonei a 3-a (t_1) indică o temperatură destul de apropiată de temperatura medie a apei (t_5) din cauză că fenomenul de modificare a traiectoriei picăturilor se continuă și în această zonă. În realitate, apa colectată în zona a 3-a este mult mai mare decât $\dot{M}_w/3$. Reținătorul de stropi împiedică evacuarea apei ce are tendința de a părăsi cuva de colectare.

Pentru a se elimina aceste fenomene de margine s-a procedat în felul următor: s-a luat de bună pentru zona 2-a temperatura medie a apei (t_5). Diferențele (t_2-t_3) și (t_3-t_4), respectiv gradientii de temperatură pe orizontală s-au aplicat temperaturii de bază (t_5). S-a obținut:

$$(t_{w2})_{\text{zona 1}} = t_5 - (t_2 - t_3) \quad (^\circ\text{C}) \quad (266)$$

$$(t_{w2})_{\text{zona 2}} = t_5 \quad (^\circ\text{C}) \quad (267)$$

$$(t_{w2})_{\text{zona 3}} = t_5 - (t_3 - t_4) \quad (^\circ\text{C}) \quad (268)$$

Rezultatele propriu-zise sînt date în tabelul 4. Pentru a se trage concluzii semnificative au fost alese unele din rezultatele cuprinse în tabelul 4. Spre exemplu experiența 112, a fost evaluată în programul TINCR astfel:

Date măsurate: $\dot{M}_L = 6560,82 \text{ kg/h}$; $\dot{M}_W = 7119,39 \text{ kg/h}$

$i_{L1} = 14,37 \text{ kcal/kg}$; $x_{L1} = 12,90 \text{ g/kg}$

$t_{w1} = 39,98^\circ\text{C}$; $t_{w2} = 32,65^\circ\text{C}$

Date calculate: $\beta_{xv} = 3057,61 \text{ kg/m}^3\text{h}$; $x_{L2} = 24,2 \text{ g/kg}$
(program TINCR)

$t_{L2} = 31,3^\circ\text{C}$

Date introduse : $(t_{w2})_1 = 31,15^\circ\text{C}$; $(t_{w2})_2 = 32,65^\circ\text{C}$

prin programul
EXPER $(t_{w2})_3 = 34,15^\circ\text{C}$

Date calculate: zona 1 $(t_{w2})_1 = 31,097^\circ\text{C}$ ($\beta_{xv})_1 = 3612,4 \text{ kg/m}^3\text{h}$

zona 2 $(t_{w2})_2 = 32,66^\circ\text{C}$ ($\beta_{xv})_2 = 3278,8 \text{ kg/m}^3\text{h}$

zona 3 $(t_{w2})_3 = 34,165^\circ\text{C}$ ($\beta_{xv})_3 = 2731,5 \text{ kg/m}^3\text{h}$

Valori medii $(t_{w2})_m = 32,640^\circ\text{C}$ Abateri: + 0,03%

calculate: $(\beta_{xv})_m = 3227,58 \text{ kg/m}^3\text{h}$ + 5,55%

$(x_{L2})_m = 24,293 \text{ g/kg}$ + 0,384

$(t_{L2})_m = 31,132^\circ\text{C}$ - 0,536

Experiența 117:

Date măsurate : $\dot{M}_L = 9718,67 \text{ kg/h}$; $\dot{M}_W = 7079,73 \text{ kg/h}$

$i_{L1} = 14,12 \text{ kcal/kg}$; $x_{L1} = 12,5 \text{ g/kg}$

$t_{w1} = 39,90^\circ\text{C}$; $t_{w2} = 30,26^\circ\text{C}$

Date calculate: $\beta_{xv} = 4488,4 \text{ kg/m}^3\text{h}$; $x_{L2} = 22,5 \text{ g/kg}$
(programul TINCR) $t_{L2} = 30,7^\circ\text{C}$

Date introduse : $(t_{w2})_1 = 28,75^\circ\text{C}$; $(t_{w2})_2 = 30,25^\circ\text{C}$

prin programul
EXPER $(t_{w2})_3 = 31,75^\circ\text{C}$

Date calculate: zona 1 $(t_{w2})_1 = 28,66^\circ\text{C}$; $(\beta_{xv})_1 = 5572 \text{ kg/m}^3\text{h}$

zona 2 $(t_{w2})_2 = 30,28^\circ\text{C}$; $(\beta_{xv})_2 = 5095 \text{ kg/m}^3\text{h}$

Tabelul 4

REZULTATELE PRIVIND COMPARATIILE INTRU EXPERIMENTARILE EFECTUATE PE STANUL PILOT IN
 CURENT INCRUCISAT, PRELUCRATE CU METODA GLOBALA, METODA EXPERIMENTALA SI CU METODA
 ANALITICA

Cod exp	Mărimi măsurate		Metoda Globală				Metoda experimentală				Metoda analitică						
	t _{w1}	t _{w2}	l ₁₁	l ₁₂	β _{xv}	γ _{l2}	t _{l2}	l ₁₂	t _{l2}	l ₁₂	β _{xv}	t _{w2}	l ₁₂	t _{w2}	l ₁₂	β _{xv}	
101	40,05	35,01	14,12	34,4	35,78	5670	35,1	29,55	92,61	34,95	35,00	29,63	5152	34,73	35,11	29,23	4670
102	40,10	34,27	12,12	34,2	35,36	5605	34,9	29,14	91,22	34,49	34,44	28,74	5662	34,50	34,37	28,86	5605
103	40,02	33,69	13,95	32,7	32,37	5752	34,1	27,61	90,18	33,94	33,69	27,65	6333	33,70	33,85	27,25	5752
104	39,96	32,91	14,03	32,3	31,61	6884	34,0	27,46	92,15	33,81	32,90	27,50	7414	33,57	33,06	27,16	6884
105	40,01	32,75	14,03	31,9	30,86	6957	33,8	26,96	89,17	33,60	32,74	27,00	7437	33,36	32,90	26,68	6957
106	39,94	32,25	14,20	31,8	30,68	7816	33,7	26,95	89,17	33,50	32,24	27,00	8313	33,26	32,39	26,71	7816
107	40,04	31,70	14,20	31,7	30,51	8458	33,7	26,86	89,40	34,40	31,69	26,91	9312	33,12	31,89	26,56	8633
108	39,96	31,31	14,20	31,4	29,96	9203	33,6	26,75	89,33	33,32	30,68	26,79	10068	33,05	31,51	26,46	9378
109	40,06	30,96	14,03	31,2	29,60	9589	33,6	26,5	88,16	33,22	30,95	26,53	10491	32,95	31,15	26,22	9789
110	39,98	30,43	14,03	31,1	29,42	10825	33,5	26,52	88,68	33,16	30,42	26,54	11788	32,88	30,62	26,25	11001
201	40,00	35,31	14,12	33,7	34,34	5134	33,6	30,68	0,94	35,54	35,30	30,76	5484	33,29	35,40	30,34	5134
202	40,05	35,02	14,12	33,5	33,94	4844	34,3	28,11	0,91	34,23	33,02	28,15	5145	34,04	35,13	27,84	4845
203	39,96	34,73	14,12	33,4	33,74	5040	33,8	27,11	0,90	33,71	34,72	31,10	5336	33,52	34,82	26,86	5040
204	39,94	34,13	14,03	32,8	32,56	5802	33,9	27,22	0,90	33,76	34,12	27,26	6130	33,57	34,22	27,00	5802
205	39,98	33,75	14,08	32,6	32,18	6344	34	27,47	0,90	33,85	33,74	27,50	6835	33,61	33,91	27,11	6344
206	40,09	33,45	14,12	32,5	32,99	6817	34	27,47	0,90	33,84	33,44	27,52	7333	33,59	33,61	27,14	6817
207	40,08	33,19	14,20	32,1	31,23	7311	34	27,40	0,89	33,81	33,19	27,45	7884	33,57	33,35	27,08	7311
208	40,08	32,65	14,20	31,5	30,14	8399	34	2751	0,90	33,80	32,64	27,55	8918	33,54	32,80	27,22	8339
209	39,97	31,97	14,16	30,8	28,91	9197	33,9	2732	0,90	33,68	31,96	27,40	10218	33,39	32,16	27,00	9397
210	39,97	31,23	14,03	20,3	28,06	10484	33,7	2677	0,88	33,36	31,22	26,81	11509	33,08	31,42	26,48	10686

Tabelul 4 (continuare)

Cod exp	Metoda măsurate				Metoda globală				Metoda experimentală				Metoda analitică						
	t _{w1}	t _{w2}	i _{L1}	t _{L2}	β _{xv}	t _{L2}	i _{L2}	φ _{L2}	t _{w2}	t _{L2}	i _{L2}	β _{xv}	t _{w2}	t _{L2}	i _{L2}	β _{xv}	t _{w2}	t _{L2}	i _{L2}
301	39,98	36,73	14,16	33,5	33,94	33,8	27,08	0,90	33,74	36,73	27,09	3380	33,59	36,79	26,82	3193			
302	39,96	36,23	14,20	33,3	33,54	33,5	26,56	0,89	33,45	36,23	26,55	2877	33,32	36,29	26,34	3700			
303	40,03	35,66	14,03	32,6	32,18	33,9	27,17	0,89	33,77	35,66	27,20	4835	33,57	35,76	26,85	4561			
304	40,07	35,03	14,08	31,75	30,55	34	27,48	0,90	33,93	35,04	27,52	5882	33,72	35,15	27,18	5549			
305	50,10	34,60	14,16	31,6	30,32	34,2	27,88	0,91	34,11	34,59	27,92	6794	33,91	34,70	27,62	6430			
306	40,10	33,66	14,20	31,1	29,42	34,4	28,32	0,91	34,26	33,66	28,36	8752	33,99	33,82	27,95	8125			
307	39,93	33,33	14,20	30,6	28,75	33,9	27,21	0,89	33,68	33,33	27,23	8609	33,44	33,48	26,90	8059			
308	40,02	33,17	14,12	30,5	28,3	33,9	27,17	0,89	33,70	33,70	27,18	9171	33,47	33,52	26,87	8604			
309	40,02	32,70	14,12	30,1	27,40	33,8	27,06	0,89	33,61	32,70	27,11	10205	33,35	32,85	26,78	9549			
310	40,02	32,19	14,20	29,9	27,15	34	27,49	0,91	33,75	32,19	27,51	11649	-	-	-	-			

$$\text{sona 3 } (t_{w2})_3 = 31,82^{\circ}\text{C} ; (\beta_{xv})_3 = 4511 \text{ kg/m}^3\text{h}$$

Valori medii	$(t_{w2})_m = 30,254^{\circ}\text{C}$	Abateri: + 0,0132%
calculate	$(\beta_{xv})_m = 4745,88 \text{ kg/m}^3\text{h}$	+ 5,78%
	$(x_{L2})_m = 22,62 \text{ g/kg}$	+ 0,553%
	$(t_{L2})_m = 30,50^{\circ}\text{C}$	- 0,65%

Din exemplele arătate mai sus rezultă că prin utilizarea pentru măsurători a volumului întregului turn, se obțin prin măsurători globale valori la fel de precise ca și în cazul unui volum de 9 ori mai mic.

De subliniat că diferențele mai provin și din faptul că în final se fac medii aritmetice, ceea ce constituie o aproximare, având în vedere că evoluțiile mărimilor considerate nu sînt liniare. De altfel, dacă s-ar fi impus o apropiere mai mică de $0,2^{\circ}\text{C}$ între temperatura admisă și temperatura calculată pentru apa răcită s-ar fi obținut abateri și mai mici.

Faptul că valorile lui β_{xv} sînt mai mari în cazul calculului cu 9 volume se datorește procedurii utilizat în definirea programului EXPER: s-a admis că răcirea cubului de sus este 1/3 din răcirea întregii zone. Dacă s-ar fi admis că răcirea este 1/2 din răcirea întregii zone, apropierea s-ar fi realizat din sens invers și eroarea ar fi avut semn minus.

Am amintit de problema ridicată de proiectant și anume aceea a transpunerii mărimilor experimentale pe instalația reală la proiectare. O explicație a acestei probleme a fost dată la începutul paragrafului. Însă pentru o elucidare completă s-a apelat la programul ANALITIC (vezi § 5.1) prin care se determinau mărimile de ieșire din instalație ale aerului și apei, considerînd instalația formată din 196 volume elementare și aplicîndu-le la toate cifra β_{xv} determinată experimental pentru umplutura considerată (aceasta urmînd să fie ajustată pentru a intra în toleranțele admise temperaturii apei răcite).

Pentru a se interpreta rezultatele obținute prin această divizare a volumului instalației în 196 volume elementare se vor compara de asemenea două experiențe. Experiența 233:

Valori măsurate:	$t_{w1} = 39,99^{\circ}\text{C}$	$t_{w2} = 33,30^{\circ}\text{C}$	$i_{L2} = 14,12 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$
Valori calculate:	TINCR	ANALITIC	Diferență %
	$\beta_{xv} \text{ kg/m}^3\text{h}$	4018,73	4018,73
			-

t_{w2} °C	33,30	33,49	0,57
t_{L2} °C	32,00	31,70	0,93
x_{L2} g/kg	26,10	25,75	-1,34

Experiența 238:

Valori măsurate: $t_{w1}=39,98$ °C ; $t_{w2} = 31,78$ °C; $i_{L1}=14,12$ g/kg

Valori calculate:	TINCR	ANALITIC	Diferență %
β_{xv} kg/m ³ h	5275,05	5400,5	2,31
t_{w2} °C	31,78	31,968	0,951
t_{L2} °C	31,70	31,34	1,13
x_{L2} g/kg	25,20	25,06	0,549

Din comparație rezultă că rezultatele sînt sensibil identice, diferențele de cîteva procente nefiind semnificative și datorîndu-se în parte și curbei de saturație acceptată avînd o caracteristică liniară.

Concluzia care se desprinde din aceste comparații este aceea că structura logică a metodologiei de calcul utilizată este corectă și că atîta timp cît se respectă similitudinea geometrică și termică, calculele se pot face pentru un volum oricît de mare ar fi.

Din tabelul 4 se observă că bilanțul termic pe partea apei și pe partea aerului nu se închide corespunzător. In unele cazuri apare un surplus de energie pe partea aerului. Cum răcirea apei s-a măsurat cu instrumente corespunzătoare, explicația acestor diferențe ar putea fi:

- pierderi de aer după ajutorul în lemniscată (pe partea de suprapresiune); ipoteza este plauzibilă și prin aceea că diferențele sînt procentual mai mari la densități de stropire mari ale plăcii (cînd presiunea în camera de aer este mai mare) și la viteze mai mari ale aerului (cînd din nou presiunea statică este mai mare).

- diferența între valoarea medie reală a parametrilor aerului la ieșire și parametrii măsurați, generată de principiul de funcționare al psihometrului. Psihometrul nu este construit pentru a se afla valori medii prin modificarea continuă a poziției instrumentului în timpul măsurătorilor. Psihometrul poate condensa sau evapora apa din aerul vehiculat prin instrument și prin

aceasta poate modifica starea măsurată. Aparatul are inerție termică mare, de ordinul minutelor.

Interesant este că temperatura uscată măsurată a dat valori mai apropiate de acelea rezultate din bilanț și anume temperaturile uscate au ridicat valori mai apropiate tocmai la experiențele la care bilanțul termic a înregistrat diferențele maxime. Cel mai probabil este că o serie de picături fine de apă antrenate de curentul de aer cad pe embele termometre și majorează alegic ambele valori.

7.3. Cercetarea experimentală pe standul monoplacă în contracurent.

Atît pentru verificarea corectitudinii utilizării teoriei funcției ϕ în calculul schimbului de căldură și de substanță în cazul turnurilor de răcire cu curgere peliculară în contracurent, cît și pentru studierea influenței factorului Lewis asupra răci-

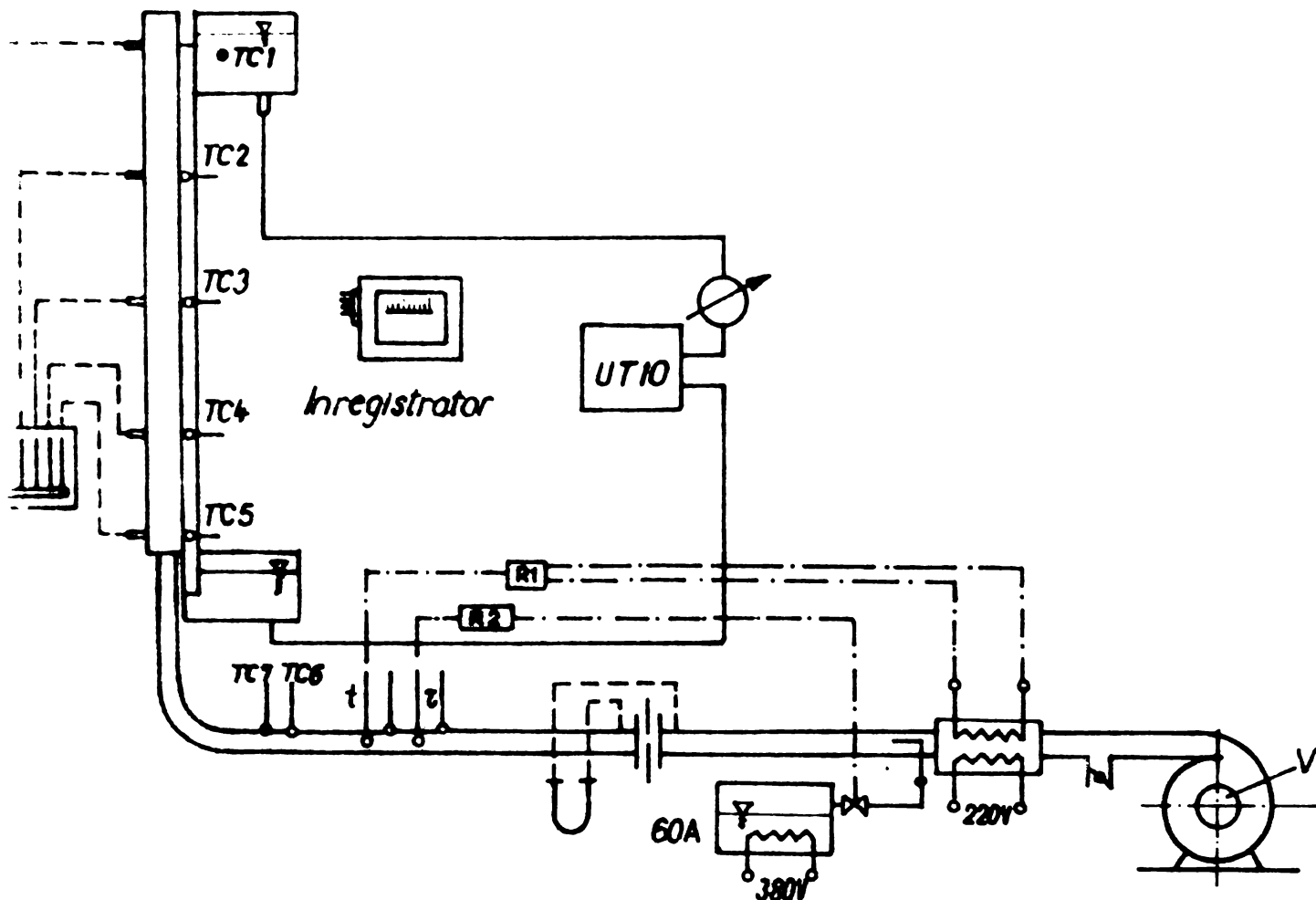


Fig.91. Schema standului turn de răcire monoplacă, în contracurent.

rii, am amenajat standul experimental reprezentat în figura 91.

Standul se compune dintr-un ventilator centrifugal, acționat de un motor electric la turația de 2880 rot/min, un canal ori-

zontal de aer ce face legătura dintre ventilator și sectorul de lucru din țevă cu diametrul de 0,107 m și lungimea 2,45 m și sectorul de lucru. Pe canalul orizontal este montată o diafragmă dublă \emptyset 102/82 mm, confecționată din plexiglas, pentru a nu suferi deformații în timp sub acțiunea aerului umed. Căderea de presiune pe diafragmă se măsoară cu un piezometru diferențial.

Pentru asigurarea unei temperaturi uscate constante a aerului la intrarea în sectorul de lucru, pe porțiunea orizontală este montat un încălzitor electric realizat din 5 rezistențe de 0,5 kW fiecare, din care una din cele cinci rezistențe lucrează în regim de termostatare, fiind comandată de un termometru cu contacte. Umiditatea relativă dorită a aerului se asigură prin injectare de abur după porțiunea de încălzire uscată a aerului, ventilul electromagnetic de pe conducta de abur fiind comandat tot de un termometru cu contacte, dispus la intrarea în sectorul de lucru și instalat de manieră asemănătoare termometrului umed dintr-un psihometru

Apa este vehiculată cu ajutorul unui ultratermostat U10, care asigură în același timp și constanța temperaturii apei la intrarea în sectorul de lucru. Debitul de apă vehiculat în instalație se măsoară cu ajutorul unui contor etalonat.

Pe lângă termometrele cu contacte care asigură constanța parametrilor aerului la intrare în sectorul de lucru, în aceeași zonă mai sînt montate două termometre de precizie, cît și două termocuple Fe-constantan, ambele perechi montate pe principiul psihometrului Assmann, pentru a se citi și înregistra parametrii aerului la intrarea în sector.

Starea aerului la ieșirea din sectorul de lucru se determină prin două metode: măsurarea directă cu ajutorul psihometrului Assmann și determinarea parametrilor finali ai aerului din bilanțul termic. Este necesar să se facă și bilanțul termic, căci în cazul în care aerul evacuat are un conținut ridicat de vapori de apă sau conține și picături de apă, citirile la psihometrul Assmann sînt serios prejudiciate.

Măsurarea temperaturii apei, atît în zona de intrare, cît și pe parcursul sectorului de lucru și la ieșire se realizează cu termocuple Fe-Const. legate la un aparat înregistrator. Pentru a se evita erori accidentale, din cînd în cînd temperatura apei la intrare și ieșire se măsoară și cu termometre de precizie. Toate termocuplele au fost legate la un aparat înregistra-

tor și etalonate înaintea experimentărilor.

Sectorul de lucru (canalul vertical) se compune din două plăci plane din azbociment cu lățimea de 300 mm și înălțimea de 1900 mm, închise lateral cu doi pereți din lemn. Una dintre plăcile din azbociment este fixă (placa de prelingere a apei), iar cealaltă este mobilă, realizând de altfel porțiunea de închidere a standului. Lățimea canalului de aer este variabilă, putând fi modificată continuu între 10 și 40 mm, placa mobilă cu suportul ei culisînd pe patru știfturi.

Pentru a se verifica uniformitatea peliculei de apă pe întreaga placă udată s-au practicat în ambii pereți din lemn cîte cinci ferestre din plexiglas, cele de pe o latură fiind prevăzute cu becuri de iluminare. Se putea face o verificare rapidă și continuă a stării peliculei de apă. Bineînțeles că la începerea fiecărei experimentări, peretele mobil trebuie înlăturat și formată pelicula de apă, căci în pofida orizontalizării perfecte a rezervorului superior, la începutul curgerii apei aceasta șiroia pe placă.

Temperaturile apei sînt măsurate la cinci nivele, pentru stabilirea bilanțului energetic pe etape. Alegerea a cinci nivele de măsurare s-a făcut pe baza rezultatelor obținute prin prelucrarea a mai multe determinări experimentale globale. Din valorile cedate în tabelul 5 se observă că există mici diferențe la valorile lui β_x doar între calculul cu un pas de integrare și cel cu cinci pași, în continuare intervenind diferențe doar la partea zecimală a valorilor numerice.

Instalația experimentală descrisă, este de fapt a treia variantă, și se găsește în laboratorul de Instalații (clădirea ASPC). În prima variantă a fost montată în laboratorul de Turbine cu abur și gaze, iar în varianta a doua tot în laboratorul de Instalații însă în clădirea facultății de Construcții. Fiecare montare a însemnat depunerea unei munci asidue de reasamblare și reetalonare a aparaturii. Fiecare etapă de cercetare a însemnat și învingerea a diferite obstacole și greutăți, inerente oricărei activității de cercetare și pe care nu le voi mai menționa.

O comparație interesantă, realizată pe baza unor măsurători realizate pe standul descris mai sus este aceea a valorilor cifrelor Ke și a diverselor moduri de exprimare a randamentului de funcționare a turnului de răcire.

Pe baza relațiilor scrise de Merkel [36] se pot determina două criterii adimensionale, și anume:

Tabelul 5

Valori comparative ale lui β_x , pentru stabilirea numărului de nivele de măsură pe stand

Nr. exp.	\dot{M}_w	t_{w1}	t_{w2}	\dot{M}_L	t_{L1}	τ_{L1}	t_{L2}	τ_{L2}	β_x			
									1 pas	5 pași	10	15
	kg/h	°C	°C	kg/h	°C	°C	°C	°C	$\frac{kg}{m^2h}$	$\frac{kg}{m^2h}$	$\frac{kg}{m^2h}$	$\frac{kg}{m^2h}$
11	160	45,5	38,4	57,5	26,5	15,4	35	35	87,1	88,8	88,8	88,8
12	160	46	38	71	26,5	15,4	34,5	33,7	93,4	95,7	95,7	95,7
13	160	45,5	36,7	93	26,8	15,5	33,5	31,3	106,4	107,7	107,7	107,6
14	160	45,5	35,8	108	26,5	15,4	33	31	117,5	121,0	121,1	121,1
15	160	45,5	35,1	134	26,5	15,4	32,5	29,4	125,6	129,1	128,9	128,9
16	160	46	35,1	141	26,7	15,5	33,7	29,5	127,9	132,5	132,5	132,5
21	65	36	31,8	40,3	24	16,2	27,6	24,6	33,7	33,9	33,9	33,9
22	65	36	31,2	51	24	16,2	27,3	23,9	38,8	39,0	39,0	39,0
23	65	36	30,7	61,2	24	16,2	27	23,1	43,3	43,5	43,4	43,4
24	65	36	30	76	24	16,2	26,8	22,6	49,4	50,1	50,2	50,1
25	65,1	36	29	99	24	16,2	26,3	22,0	59,9	60,6	60,6	60,6
26	65	36	28,7	109	24	16,2	26,2	21,9	63,1	63,8	63,7	63,7
31	178	38	33,3	80	17	13,5	26	26	97,8	98,1	98,0	97,9
32	178	38	32,5	105	17	13,5	25,5	25,5	113,1	113,4	113,3	113,3
33	178	38	31,8	134	17	13,5	24,3	24,3	124,9	116,5	116,5	116,4
34	178	38	31,5	158	17	13,5	23,5	23,5	119,2	120,7	120,7	120,7
35	178	38	31,1	180	17	13,5	23,5	23,5	127,2	128,7	128,7	128,6

- criteriul Merkel 1 bazat pe umidități absolute:

$$Ke'_{M1} = \frac{2 \cdot \lambda (x_2 - x_1)}{(x_{s1}^+ + x_{s2}^+) - (x_1 + x_2)} \quad (269)$$

$$Ke''_{M2} = \frac{2 \cdot \lambda (x_2 - x_1)}{2a + b(t_{w1} + t_{w2}) - (x_1 + x_2)} \quad (270)$$

- și criteriul Merkel 2, bazat pe entalpii:

$$Ke'_{Mq} = \frac{2c_w(t_{w2} - t_{w1})}{(i_{s1}^+ + i_{s2}^+) - (i_1 + i_2)} \quad (271)$$

$$Ke_{M2}^n = \frac{2 \cdot c_w (t_{w2} - t_{w1})}{2a + b(t_{w1} + t_{w2}) - (i_1 + i_2)} \quad (272)$$

Prin integrare grafică sau tabelară se poate scrie după Koch [32]:

$$Ke_K = \int_0^s \frac{c_w \cdot dt_w}{i_s - 1} \quad (273)$$

și după Sherwood [46]:

$$Ke_{Sh} = \int_0^s \frac{di}{i_s - 1} \quad (274)$$

După Spangemacher [48] criteriul Ke are expresia:

$$Ke = f \frac{2 \cdot \lambda \cdot c_w \cdot \Delta t_w}{2 \cdot \lambda \cdot i_{sm}^+ - 2 \cdot \lambda i_1 - c_w \cdot \Delta t_w} \quad (275)$$

iar după Fuller [16],[1], presupunînd curba limită ca fiind o funcție exponențială cu valoarea:

$$i_s^+ = e^{1,77 + 0,025 \cdot t_w} \quad (276)$$

obținem:

$$Ke_F = \frac{\Delta t_w}{3 \cdot n} \cdot \left[\frac{1}{e^{1,77 + 0,025 t_{w2}} - \beta \cdot t_{w2} + c} + \frac{1}{e^{1,77 + 0,025 (t_{w2} - y)} - \beta (t_{w2} - y) + c} + \frac{1}{e^{1,77 + 0,025 (t_{w2} - 2y)} - \beta (t_{w2} - 2y) + c} + \dots + \frac{1}{e^{1,77 + 0,025 t_{w1}} - \beta t_{w1} + c} \right] \quad (277)$$

în care:

$$y = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{n} \quad (n = 6 \div 8) \quad (278)$$

$$\beta = \frac{1}{\lambda} = \frac{\dot{M}_w}{\dot{M}_L} \quad (279)$$

$$c = \beta \cdot t_{w2} - e^{1,77 + 0,025 \cdot t_{L1}} \quad (280)$$

Utilizînd teoria propusă de Berman (vezi și § 6.2) se pot scrie două noi expresii ale cifrei de evaporare:

$$Ke'_B = \frac{2,3 \cdot \Delta t_w (1 + \epsilon) (1 + 0,8 \sum x) [\log(\Delta i_2 - \delta i_s^+) - \log(\Delta i_1 - \delta i_s^+)]}{k (\Delta i_s^+ - \Delta i_1) [1 + \epsilon (1 + 0,8 \cdot \sum x)]} \quad (281)$$

$$K_{e_B} = \frac{3,7 \cdot p_b \cdot \dot{M}_L (x_s - x) [\log(p_{s2} - \Delta p_s - p_{v2}) - \log(p_{s1} - \Delta p_s - p_{v1})]}{(p_{s2} - p_{v2}) - (p_{s1} - p_{v1})} \quad (282)$$

în care:

$$\varepsilon = \frac{1}{r} \frac{i_2 - i_1}{x_2 - x_1} - 1 \quad (283)$$

$$\sum x = x_1 + x_2 + x_{s1}^+ + x_{s2}^+ \quad (284)$$

$$\Delta i_1 = i_{s1}^+ - i_1 \quad ; \quad \Delta i_2 = i_{s2}^+ - i_2 \quad (285)$$

$$k = 1 - \frac{x_2 - x_1}{i_2 - i_1} \cdot t_{w1} \quad (286)$$

De asemenea, după autori, se găsesc diferite expresii ale "randamentului turnului", deosebiriile constînd atît în ceea ce priveşte definirea noţiunii în sine, cît şi a simplificărilor făcute pentru efectuarea calculelor numerice.

Merkel scrie diferenţa de entalpii:

$$i_{sm} - i_1 = \Delta t_w \left(\frac{\dot{M}_w \cdot c_w}{\sigma \cdot S} + \frac{1}{2\lambda} \right) \quad (287)$$

şi cu această relaţie defineşte o cifră de răcire a :

$$a = \frac{1}{\lambda} \left(\frac{\dot{M}_L \cdot c_w}{\sigma \cdot S} + \frac{1}{2} \right) \quad (288)$$

care depinde, pentru o anumită cantitate de aer şi apă, numai de caracteristica de vaporizare $\sigma \cdot S$. După Merkel, această cifră de răcire este o măsură a calităţii aparatului de răcire. Cu cît cifra a este mai mică, cu atît răcirea este mai bună. Cifra de răcire minimă se obţine pentru $\dot{M}_L \cdot c_w / \sigma \cdot S = 0$. În acest caz:

$$a_{min} = \frac{1}{2 \cdot \lambda} \quad (289)$$

Raportul:

$$\eta = \frac{a_{min}}{a} \quad (290)$$

este denumit de Merkel randamentul repartizării apei. Din relaţia (287) se vede că:

$$a = \frac{i_{sm} - i_1}{\Delta t_w} \quad (291)$$

şi cu care expresia Merkel a trasat o nomogramă pentru uşurarea cal-

culului turnului de răcire.

Klenke [30] introduce noțiunea de grad de răcire, definit prin relația:

$$\eta_A = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{t_{w2} - \tau} = \frac{\Delta t_w}{t_{w2} - \tau} \quad (292)$$

Acest raport este maxim (valoare 1) pentru un turn care răcește apa pînă la temperatura termometrului umed corespunzătoare stării aerului la intrarea în turn.

Funcția ϕ (introdusă deja cu relația (32)) reprezintă de fapt eficiența termică pentru aprecierea calitativă a funcționării unui turn de răcire. Expresia analitică este dată prin relația (130) și (146). Din relațiile (58) și (129) se obține

$$\phi \cdot \lambda = \frac{c_w \cdot \Delta t_w}{i_{s1}^+ - i_{L1}} \quad (293)$$

relație care în membrul drept este independent de turn și cuprinde zona de răcire Δt_w , entalpia aerului la saturație $i_s(t_{w1})$ și entalpia aerului la intrare i_{L1} . Toate aceste mărimi alcătuiesc "Caracteristica exterioară" a turnului, care sintetizează parametrii ce trebuie realizați de acesta și se poate reprezenta în coordonate $\phi - \lambda$ sub forma unei familii de hiperbole echilaterale.

Avem însă și o "caracteristică interioară" a turnului care poate fi determinată și teoretic cu relația (146), fie experimental și se poate reprezenta sub forma unei familii de curbe avînd drept parametru temperatura apei calde, respectiv panta medie a

curbei-limită. Intersecția celor două familii de curbe va determina punctele de funcționare ale turnului.

În figura 92 este reprezentată caracteristica exterioară pentru valorile $\phi \cdot \lambda = 0,4; 0,45$ și $0,5$ și caracteristica interioară a turnului, determinată experimental pentru temperaturi ale apei de $30, 35$ și 40°C la distanță dintre plăci de 25 mm.

Prin această metodă, pentru o suprafață de schimb dată se determină imediat debitul specific de aer necesar și eficiența instalației.

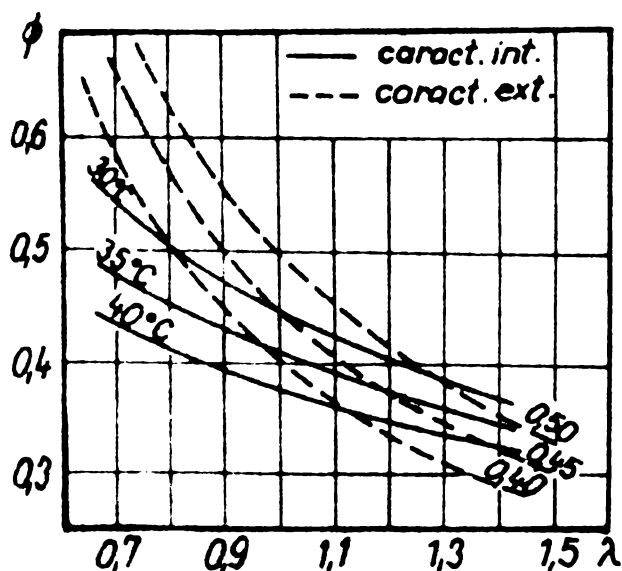


Fig. 92. Caracteristica interioară a instalației și caracteristica exterioară pentru $\delta = 25$ mm.

Pentru stabilirea dimensiunilor constructive, respectiv a suprafeței de schimb, se procedează astfel: după ce se stabilește λ din diagrama experimentală, se determină cifra de evaporare cu relația:

$$Ke = c \cdot \lambda^m \cdot \dot{M}_w^n \quad (294)$$

ζ se cunoaște din determinările experimentale, iar suprafața de schimb rezultă din relația:

$$S = \frac{Ke \cdot \dot{M}_w}{\zeta} \quad (295)$$

Pentru a se scoate în evidență în mod comparativ erorile generate de folosirea metodelor de calcul a turnurilor de răcire, câteva dintre determinările experimentale au fost analizate atât prin metoda cifrei de evaporare, cât și prin calcularea randamentului. Dintre acestea 19 experiențe au fost realizate cu temperaturi ale apei și aerului, cu debite de apă și de aer cât mai diferite, pentru a se pune în evidență întreg domeniul de funcționare a turnurilor de răcire, iar 17 au fost realizate pe grupe organizate astfel încât să se poată trasa caracteristica termodinamică a instalației.

În tabelul 6 sînt prezentate mărimile de calcul determinate experimental pentru primele 19 experiențe considerate. Se observă că temperatura apei calde a fost cuprinsă în domeniul 32-53 °C, iar pereții aerului proaspăt au cuprins atât regimuri de iarnă, cât și regimuri de vară și regimuri cu aer foarte uscat. Au fost evitate intenționat regimurile de funcționare cu aer saturat, deoarece în acest domeniu procesele se dezvoltă după legi calitativ deosebite de cele discutate, ceea ce exclude posibilitatea extrapolării domeniului aerului nesaturat.

În tabelul 7 sînt prezentate cifrele de evaporare Ke și valorile mărimilor η , η_A și ϕ , calculate pentru aceste regimuri, iar în tabelul 8 erorile relative ale cifrelor de evaporare după diverse metode, în comparație cu metoda Sherwood. S-a luat această metodă de comparație deoarece calculele s-au făcut tabelar din grad în grad, considerîndu-se, din acest motiv, mai exactă.

Se observă că rezultatele obținute cu metoda Fuller dau abateri însemnate în ambele sensuri. Urmează metoda Berman, care dă, de asemenea, abateri destul de mari, metodele Merkel 1 și Merkel 2. În sfîrșit, metoda funcției ϕ și metoda Spangemacher dau rezultatele cele mai apropiate de metoda luată ca etalon.

Tabelul 6

Mărimile de calcul pentru experiențele 1-19

Nr. crt.	t_{w1}	t_{w2}	t_{L1}	t_{L2}	x_1	x_2	λ
1	42,4	34,9	28,4	32,0	15,5	26,2	0,965
2	32,0	28,0	21,0	22,5	10,0	12,75	2,0
3	40,7	27,0	13,5	20,0	3,0	13,3	1,76
4	36,8	28,7	27,0	30,2	3,0	16,6	0,92
5	50,0	39,0	27,0	31,5	3,0	19,6	0,99
6	46,2	38,2	20,0	30,0	6,1	30,1	0,465
7	36,0	30,7	27,0	30,2	13,2	24,0	0,725
8	36,0	30,0	24,0	26,8	8,3	15,9	1,165
9	38,0	31,5	17,0	23,5	8,6	18,2	0,89
10	40,7	31,0	27,0	30,5	3,0	17,8	0,97
11	53,0	39,0	25,0	34,0	18,0	35,0	1,11
12	42,4	34,0	34,0	35,5	14,9	22,6	1,09
13	46,7	37,6	19,4	25,0	4,3	17,5	1,0
14	41,6	35,4	38,0	37,6	18,8	24,5	1,08
15	40,0	27,4	10,4	31,2	4,3	29,5	0,616
16	40,0	28,55	10,75	29,0	2,5	25,96	0,612
17	40,0	25,5	7,5	27,2	4,3	23,27	0,887
18	40,0	31,45	27,0	33,5	12,65	33,94	0,605
19	40,0	30,0	28,95	31,13	12,5	32,05	0,78

Tabelul 7

Cifrele de evaporare K_e pentru experiențele 1-19

Nr. crt.	K_{eSh}	K_{eM1}	K_{eM2}	K_{esp}	K_{eB}	K_{eF}	$K_{e\phi}$	a	η	η_A	ϕ
1	0,4059	0,414	0,392	0,414	0,454	0,455	0,393	2,96	0,17	0,250	0,245
2	0,3354	0,336	0,330	0,337	0,359	0,389	0,332	3,32	13,3	0,256	0,128
3	0,6754	0,617	0,609	0,670	0,717	0,503	0,611	1,80	6,36	0,398	0,209
4	0,5335	0,533	0,506	0,525	0,678	0,528	0,596	2,45	4,52	0,332	0,335
5	0,2992	0,264	0,276	0,305	0,374	0,330	0,285	3,90	7,72	0,292	0,187
6	0,2803	0,282	0,285	0,280	0,354	0,200	0,300	4,62	4,28	0,277	0,387
7	0,4982	0,510	0,471	0,483	0,538	0,375	0,470	2,77	4,02	0,353	0,386
8	0,4036	0,418	0,385	0,400	0,441	0,408	0,382	2,96	6,91	0,303	0,228
9	0,3620	0,360	0,354	0,360	0,394	0,265	0,405	3,37	6,00	0,268	0,272
10	0,4986	0,475	0,469	0,510	0,544	0,475	0,496	2,55	4,97	0,343	0,295
11	0,4501	0,386	0,422	0,455	0,533	0,375	0,541	2,75	6,12	0,479	0,260

Tabelul 7 (continuare)

Nr. crt.	K_{eSh}	K_{eM1}	K_{eM2}	K_{esp}	K_{eB}	K_{eF}	$K_{e\phi}$	a	η	η_A	ϕ
12	0,4683	0,498	0,438	0,465	0,527	0,594	0,448	2,64	5,75	0,402	0,249
13	0,2833	0,251	0,248	0,276	0,298	0,270	0,274	4,21	8,42	0,252	0,187
14	0,3973	0,408	0,373	0,390	0,451	0,758	0,377	3,04	6,57	0,466	0,226
15	0,8840	0,788	0,833	0,890	0,958	0,311	0,898	1,90	0,43	0,277	0,361
16	0,6741	0,620	0,643	0,674	0,498	0,294	0,752	2,26	0,36	0,319	0,317
17	0,9254	0,783	0,853	0,887	0,997	0,382	0,843	1,61	0,35	0,402	0,404
18	0,7470	0,803	0,733	0,753	0,873	0,363	0,802	2,13	0,38	0,447	0,327
19	0,9090	0,878	0,852	0,912	0,990	0,450	0,849	1,71	0,37	0,510	0,381

Tabelul 8

Erorile relative ale cifrelor de evaporare pentru experiențele 1-19 (%)

Nr. crt.	K_{eM1}	K_{eM2}	K_{esp}	K_{eB}	K_{eF}	$K_{e\phi}$
1	+1,99	-28,05	+1,99	+11,85	+12,08	-3,18
2	+0,18	-1,46	+0,48	+8,08	+16,00	-1,01
3	-3,58	-9,83	-0,80	+6,16	-25,52	-9,53
4	-0,09	-6,17	-1,58	+27,10	- 1,03	+11,71
5	-1,57	-7,58	+1,94	+25,05	+10,46	- 4,75
6	+0,78	+1,08	-0,11	+26,30	-28,65	+ 7,03
7	+2,36	-5,46	-3,04	+7,98	-24,68	- 5,66
8	+3,07	-4,61	-0,89	+9,27	+ 1,18	- 5,35
9	-0,41	-2,21	-0,55	+8,85	-26,64	+11,88
10	-4,83	-5,93	+2,28	+9,10	-4,83	- 0,52
11	-14,24	-6,24	+1,08	+18,42	-16,66	+20,19
12	+6,34	-6,47	-0,70	+12,53	+26,80	- 4,33
13	-11,40	-12,46	-2,58	+15,19	- 4,70	- 3,28
14	+2,69	-5,99	-1,83	+13,52	+90,70	- 5,11
15	-10,86	-5,77	+0,68	+8,37	-64,80	+ 1,58
16	-8,03	-4,61	-0,01	-26,10	-56,30	+11,55
17	-15,38	-7,83	-4,14	+5,57	-58,80	- 8,90
18	+7,40	-1,87	+0,80	+17,10	-52,80	+7,36
19	-3,41	-6,27	+0,33	+8,91	-50,50	-6,60

Tabelul 9

Erorile medii în valoare absolută și algebrică și valoarea erorilor maxime pentru experiențele 1-19.

	Eroarea absolută %	Eroarea algebrică %	Abaterrea maximă %
KE_{M1}	5,23	-2,61	-15,57
Ke_{M2}	6,63	-6,46	-28,05
Ke_{sp}	1,63	-0,15	+4,87
Ke_B	13,25	+10,85	+26,30
Ke_F	30,05	-13,52	+90,70
Ke_{\emptyset}	6,82	+0,73	+20,19

În tabelul 9 sînt prezentate erorile medii în valoare absolută, erorile medii algebrice și erorile maxime. Se observă că metoda Merkel 1, dar mai ales metoda funcției \emptyset dă rezultate destul de bune, dacă se ține seama de faptul că s-a considerat curba de saturație dreaptă și că nu s-a corectat abaterea rezultată din această ipoteză simplificatoare, în comparație cu metoda Berman, care corectează eroarea rezultată prin simplificarea amintită. Este cu atât mai mult de remarcant metoda funcției \emptyset , cu cît este mai rapidă și mai comodă decît metoda Spangemacher.

Pentru aceste experiențe, randamentul în formularea η, η_A și \emptyset nu este semnificativ, deoarece experiențele sînt dispersate.

Următoarele 17 experiențe au fost organizate în trei grupe. În cadrul fiecărei grupe, experiențele au diferit între ele prin debitul specific de aer, iar grupele s-au caracterizat prin temperatura apei calde, 36, 38 și 40,5°C. În toate cazurile, debitul de apă și parametrii aerului s-au menținut constanți (vezi anexa seriile 10, 11 și 12). Tabelul 10 redă mărimile de calcul pentru cele trei grupe de experiențe iar tabelul 11 cifrele de evaporare calculate după aceleași metode și valorile η, η_A și \emptyset .

În figura 93 s-au prezentat, în funcție de λ , cifra de răcire a , după Merkel și gradul de răcire η_A după Klenke. Se observă că cele două criterii au evoluții inverse, ceea ce se explică prin faptul că primul se referă la aer, iar al doilea la apă. Faptul că gradul de răcire η_A pentru Klenke are pante diferite în funcție de temperatura apei, face dificilă generalizarea metodei pentru aplicațiile numerice.

Tabelul 10

Mărimile de calcul pentru experiențele 20-36

Nr. crt.	t_{w1}	t_{w2}	t_{L1}	t_{L2}	x_1	x_2	λ
1	38,0	32,3	27,0	30,3	13,2	23,3	0,835
2	38,0	31,6	27,0	30,2	13,2	22,7	1,000
3	38,0	30,1	27,0	29,9	13,2	22,2	1,300
4	38,0	29,3	27,0	29,7	13,2	21,85	1,480
5	38,0	28,6	27,0	29,4	13,2	21,5	1,730
6	38,0	28,0	27,0	29,3	13,2	21,05	1,960
7	40,5	34,2	27,0	31,4	13,2	25,2	0,770
8	40,5	31,9	27,0	30,8	13,2	24,0	1,160
9	40,5	31,0	27,0	30,6	13,2	23,2	1,380
10	40,5	30,1	27,0	30,2	13,2	23,0	1,570
11	40,5	29,1	27,0	29,9	13,2	21,9	1,970
12	36,0	31,7	27,0	30,5	13,2	24,8	0,550
13	36,0	30,7	27,0	30,2	13,2	24,0	0,725
14	36,0	30,0	27,0	30,0	13,2	22,6	0,950
15	36,0	29,6	27,0	29,7	13,2	22,2	1,070
16	36,0	29,1	27,0	29,3	13,2	21,5	1,230
17	36,0	28,5	27,0	29,3	31,2	21,2	1,410

Tabelul 11

Cifrele de evaporare K_e pentru experiențele 20-36

Nr. crt.	K_{esh}	K_{eM1}	K_{eM2}	K_{esp}	K_{eB}	K_{eF}	$K_{e\phi}$	a	τ	τ_A	ϕ
1	0,4188	0,428	0,398	0,414	0,457	0,361	0,400	3,02	0,195	0,335	0,305
2	0,4821	0,492	0,453	0,480	0,522	0,424	0,453	2,62	0,190	0,376	0,285
3	0,6481	0,641	0,598	0,645	0,711	0,543	0,611	1,96	0,196	0,465	0,271
4	0,7501	0,722	0,677	0,730	0,803	0,623	0,687	1,74	0,196	0,512	0,264
5	0,7979	0,812	0,745	0,820	0,897	0,707	0,772	1,54	0,187	0,553	0,242
6	0,9266	0,867	0,806	0,900	0,988	0,785	0,827	1,41	0,179	0,588	0,228
7	0,3752	0,385	0,359	0,370	0,413	0,315	0,358	2,37	0,192	0,340	0,298
8	0,5735	0,562	0,529	0,560	0,620	0,470	0,539	2,24	0,192	0,465	0,271
9	0,6334	0,630	0,598	0,650	0,737	0,541	0,607	1,93	0,187	0,513	0,252
10	0,7574	0,723	0,673	0,745	0,818	0,613	0,650	1,70	0,187	0,562	0,240
11	0,8730	0,817	0,747	0,840	0,942	0,722	0,779	1,47	0,172	0,615	0,212
12	0,3875	0,401	0,367	0,375	0,413	0,291	0,361	3,58	0,254	0,287	0,410

Tabelul 11 (continuare)

Mr. crt	$K_{e_{sh}}$	$K_{e_{M1}}$	$K_{e_{M2}}$	$K_{e_{sp}}$	K_{e_B}	K_{e_P}	K_{e_ϕ}	a	η	η_A	ϕ
13	0,498	0,510	0,471	0,483	0,535	0,372	0,464	2,77	0,249	0,353	0,38
14	0,5057	0,576	0,531	0,545	0,606	0,458	0,554	2,35	0,224	0,400	0,33
15	0,6115	0,627	0,571	0,590	0,656	0,503	0,579	2,15	0,217	0,426	0,32
16	0,6731	0,667	0,622	0,655	0,722	0,570	0,623	1,97	0,206	0,460	0,29
17	0,7219	0,752	0,688	0,750	0,798	0,636	0,698	1,74	0,203	0,500	0,28

In figura 94 s-a reprezentat dependența experimentală $\phi - \lambda$.

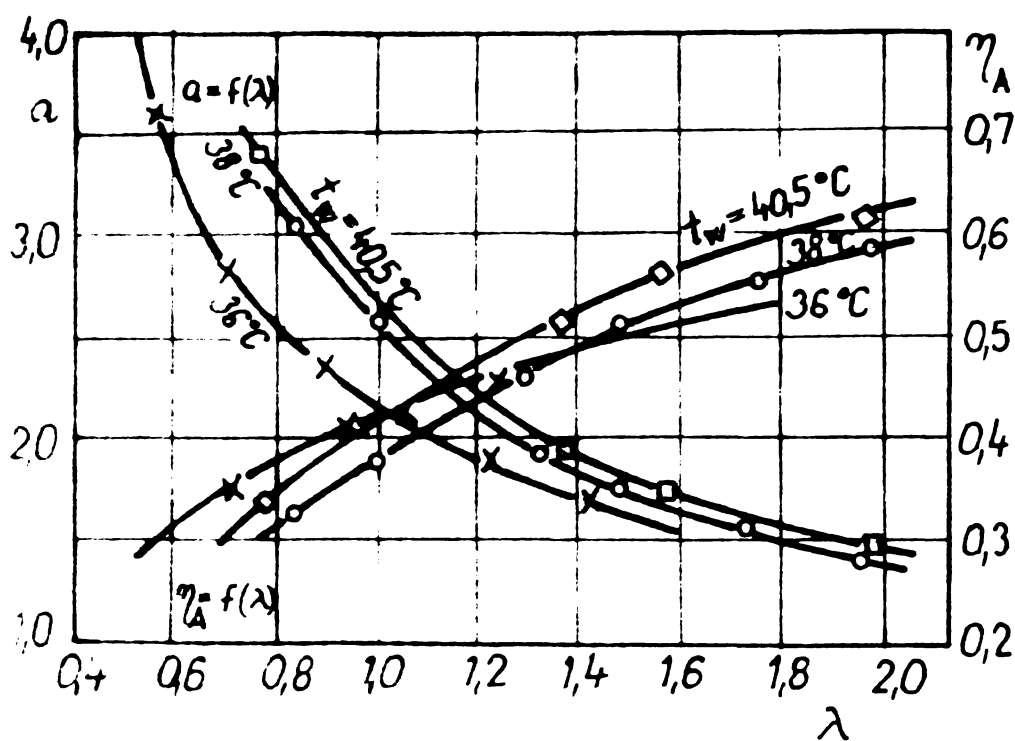


Fig.93. Dependența experimentală a cifrei de răcire a și a gradului de răcire η_A , în funcție de λ .

Se observă că în aceste coordonate caracteristica instalației este mai slabă pe măsură ce crește temperatura apei calde, după cum s-a arătat mai înainte.

În ceea ce privește cifra de răcire a este dificil de tras concluzii cu atât mai mult cu cât nu este folosită. Ran-

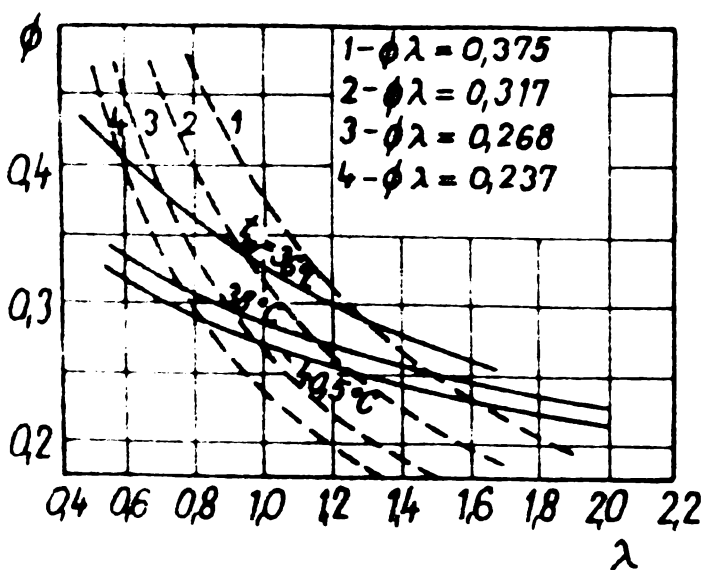


Fig.94. Dependența experimentală $\phi = f(\lambda)$ (caracteristica interioară și caracteristica exterioară).

damentul repartizării apei dă valori destul de mici, indicînd o foarte slabă funcționare a turnului de răcire. Valorile gradului de răcire η_A depășesc cu mult cele corespunzătoare randamentului repartizării apei η , ajungînd să fie pînă de 4 ori mai mari. Evoluția cea mai plauzibilă o are funcția ϕ care se pare că redă cel mai veridic funcționarea turnului de răcire

și rezervele pe care le prezintă privitor la răcirea apei calde.

Tabelul 12

Erorile relative ale cifrelor de evaporare pentru experiențele 20-36 (%)

Nr. crt.	K_{eM1}	K_{eM2}	K_{esp}	K_{eB}	K_{eF}	$K_{e\phi}$
1	+2,20	- 4,96	-1,14	+ 9,13	-13,80	- 4,30
2	+2,05	- 6,04	-0,43	+ 8,28	-12,05	- 6,03
3	-1,09	- 7,73	-0,47	+ 9,70	-16,20	- 5,72
4	-3,75	- 9,75	-2,68	+ 7,06	-16,93	- 7,08
5	+1,76	- 5,63	+2,77	+12,40	-11,38	- 3,24
6	-6,43	-13,02	-2,87	+ 6,63	-15,28	-10,75
7	+2,61	- 4,32	-1,38	+10,08	-16,05	- 4,58
8	-2,00	- 7,76	-2,35	+11,58	-18,05	- 6,02
9	-0,53	- 5,58	+2,62	+16,34	-14,60	- 4,17
10	-4,54	-11,15	-1,64	+ 8,00	-19,06	-14,18
11	-6,43	-14,42	- 3,78	+ 7,90	-17,28	-10,76
12	+3,48	- 5,29	- 3,23	+ 6,58	-24,88	- 6,84
13	+ 2,40	- 5,42	- 3,01	+17,45	-25,28	- 6,82
14	+ 1,82	- 6,14	- 3,68	+ 7,14	-19,03	- 2,07
15	+ 2,53	- 6,63	- 3,52	+ 7,28	-17,76	- 5,31
16	- 0,90	-7,59	- 2,69	+ 7,26	-15,32	- 7,44
17	+ 4,17	-4,70	+ 3,88	+10,55	-11,90	- 3,31

Tabelul 13

Erorile medii în valoare absolută și algebrică și valoarea erorilor maxime pentru experiențele 20-36

	Eroarea absolută %	Eroarea algebrică %	Abaterrea maximă %
K_{eM1}	2,865	- 0,156	- 6,43
K_{eM2}	7,43	- 7,430	-14,42
K_{esp}	2,475	- 1,388	- 3,88
K_{eB}	9,61	+ 9,610	+17,45
K_{eF}	16,72	-16,720	-25,28
$K_{e\phi}$	6,392	- 6,392	-14,18

În tabelul 12 sînt prezentate erorile relative ale cifrelor de evaporare în comparație cu metoda Sherwood, iar în tabelul 13 erorile medii caracteristice pentru metodele lucrînd pe

bază de entalpii, cifrele de evaporare sînt mai mari (Ke_{M2} , Ke_{sp} , Ke_p , Ke_{ϕ}), tocmai datorită aproximărilor făcute în ceea ce privește alura curbei de saturație. Si de data aceasta metoda funcției ϕ se situează după precizia metodei Spangemacher, însă datorită celorlalte avantaje pe care le prezintă, este de recomandat în calculele practice.

Din aceste comparații se pot trage următoarele concluzii:

- pentru domeniul de temperaturi ale apei calde, zonei de răcire și al parametrilor aerului la intrare cercetat, care corespunde destul de bine condițiilor de lucru ale turnurilor de răcire în energetică, atât cifra Ke după Spangemacher cît și cea după funcția ϕ oferă o precizie suficientă.

- calculul turnurilor de răcire pe bază de randament concretizat prin metodele η , η_A și ϕ sintetizează comportarea dinamică a turnului, iar cifrele caracteristice înseși reprezintă un factor de calitate al turnului. Dintre acestea, metoda eficienței termice (funcției ϕ) poate fi folosită mai ales în proiectare, eliminînd calculul de tatonare. Un album de diagrame $\phi - \lambda$ pentru diverse geometrii ale sistemului de răcire permite aflarea funcționării în orice regim dorit.

- în condițiile noi ale centralelor termoelectrice mari, la care valorile absolute obținute prin reduceri mici procentuale ale cheltuielilor de exploatare reprezintă sume importante, se recomandă calculul dinamic bazat pe funcția ϕ .

8. Factorul Lewis $\sqrt{c_p/\alpha}$.

După cum se știe [8], [44], la suprafața lichidului există întotdeauna un strat limită laminar de aer saturat a cărui temperatură se poate considera egală cu cea a apei. Acest strat trebuie să fie împropătat permanent cu vapori nou formați, o cantitate egală cu a acestora trecînd în masa aerului. Debitul de vapori ce trece în masa aerului va fi:

$$\frac{d\dot{M}_w}{dS} = \frac{M_v \cdot k}{R_M \cdot T} (p_{so} - p_v) \quad [\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}] \quad (296)$$

Avînd în vedere și legea lui Fick, se poate scrie mai departe:

$$\frac{d\dot{M}_w}{dS} = \frac{M_v \cdot k \cdot p_b}{\delta \cdot R_M \cdot T} \ln \frac{p_b - p_v}{p_b - p_{so}} \quad [\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}] \quad (297)$$

și împreună cu relația (18) obținem pentru \overline{G} expresia:

$$\overline{G} = \frac{M_v \cdot k \cdot p_b}{\delta \cdot R_M \cdot T} \frac{\ln \frac{0,622 + x_s^+}{0,622 + x}}{x_s^+ - x} \quad [\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}] \quad (298)$$

în care \overline{G} va fi influențat în afară de k și p_b și de valorile x și x_s^+ , adică de poziția procesului în diagrama $i-x$. La conținuturi x mici, influențele sînt neglijabile și se obține pentru coeficientul de schimb de substanță :

$$\overline{G}_0 = \frac{M_a \cdot k \cdot p_b}{\delta \cdot R_M \cdot T} \quad [\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}] \quad (299)$$

Utilizînd analogia triplă se poate scrie pentru schimbul de substanță :

$$\beta = \frac{k}{l} \cdot c' \cdot \left(\frac{w \cdot l}{\nu}\right)^{m'} \cdot \left(\frac{\nu_0}{\beta}\right)^{n'} \quad (300)$$

unde: ν_0 reprezintă vîscozitatea cinematică a aerului uscat. Pentru convecție vom avea:

$$\alpha = \frac{\lambda}{l} \cdot c \cdot \left(\frac{w \cdot l}{\nu}\right)^m \cdot \left(\frac{\nu}{a}\right)^n \quad (301)$$

Dacă scriem:

$$\frac{\overline{G}}{\overline{G}_0} = 0,622 \frac{\ln \frac{0,622 + x_s^+}{0,622 + x}}{x_s^+ - x} \quad (302)$$

va rezulta:

$$\frac{\overline{G} \cdot c_p}{\alpha} = \frac{\overline{G}}{\overline{G}_0} \frac{M_a}{R_M} \frac{p_b}{T} \left(\frac{a}{\beta}\right)^n \left(\frac{\nu_0}{\nu}\right)^{m-n} \cdot c_p \cdot \frac{k}{\lambda} \quad (303)$$

Pentru notarea expresiei:

$$\xi = \frac{0,622 + x_s^+}{0,622 + x} \quad (304)$$

și înlocuirea raportului $\overline{G}/\overline{G}_0$ din (303) se obține:

$$\frac{\overline{G} \cdot c_p}{\alpha} \left(\frac{a}{k}\right)^{1-n} \left(\frac{\nu_0}{\nu}\right)^{m-n} = \frac{\ln \xi}{\xi - 1} = \theta(\xi) \quad (305)$$

Cum ν_0 diferă de ν numai foarte puțin se poate scrie $(\nu_0/\nu)^{m-n} \cong 1$. Pentru valoarea exponentului n , se recomandă valori cuprinse între $1/3 \div 1/2$. Din calcul s-au putut trasa valorile corespunzătoare ale lui $\overline{G} \cdot c_p / \alpha$ (figura 95). Conform u (304) vom avea $0 \leq \xi \leq \alpha$ și respectiv:

$$0 \leq \frac{\overline{G} \cdot c_p}{\alpha} \left(\frac{a}{k} \right)^{1-n} \left(\frac{\sqrt{v_0}}{\sqrt{v}} \right)^{m-n} \leq \infty \quad (306)$$

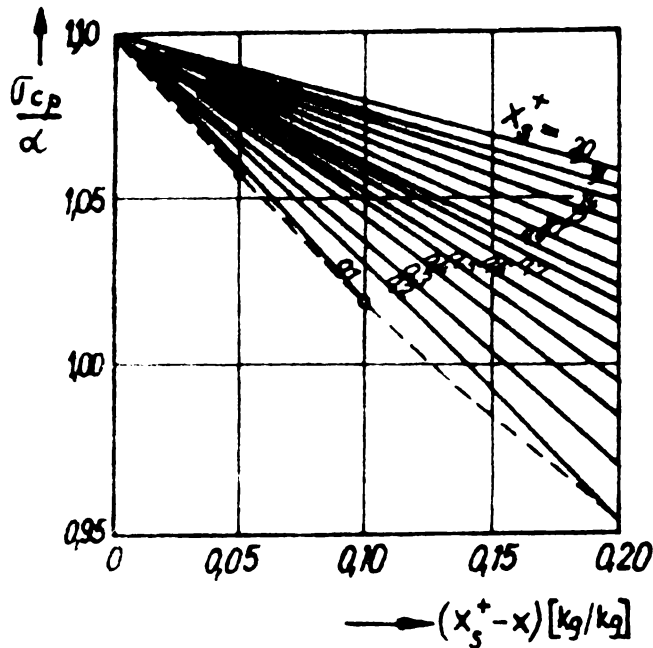


Fig. 95. Valoarea raportului $\overline{G}c_p/\alpha$ în funcție de $(x_s^+ - x)$, cu x_s^+ ca parametru.

Se observă că valoarea des folosită $\frac{\overline{G} \cdot c_p}{\alpha} = 1$, luată strict, nu este legată de condiția $Le=1$, ci ea corespunde fiecărei poziții a procesului din diagramă $i-x$ unde vom avea:

$$\frac{\ln \xi}{\xi - 1} = \left(\frac{a}{k} \right)^{1-n} \left(\frac{\sqrt{v_0}}{\sqrt{v}} \right)^{m-n} \quad (307)$$

Pentru $Le=1$, aceasta este întotdeauna îndeplinită. Diagrama din figura 95 este trasată teoretic, fapt evident și din valorile ridicate ale parametriilor $(x_s^+ - x)$ și x_s^+ utilizate. Așternînd valorile corespunzătoare ale factorului $\overline{G}c_p/\alpha$ rezultate din determinările exper-

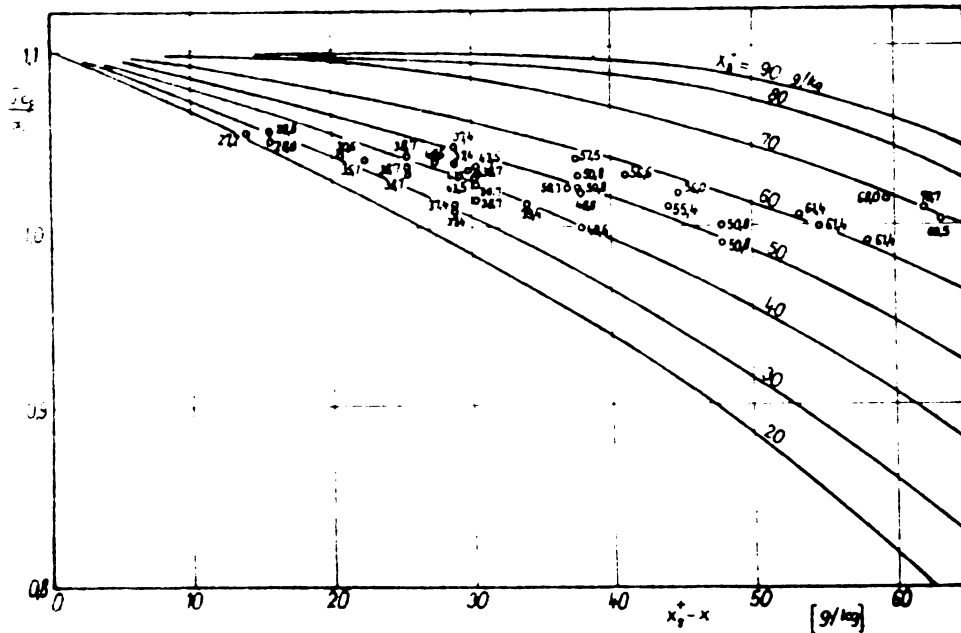


Fig. 96. Variația experimentală a factorului Lewis.

maxime de 70 g/kg. Este și normal, acestea fiind valorile uzuale întîlnite în practica turnurilor de răcire.

Chiar dacă curbele experimentale nu acoperă exact aceeași arie ca și curbele teoretice, este remarcabilă asemănarea alurilor celor două familii de curbe. Se remarcă că simplificarea $\overline{G}c_p/\alpha = 1$ este acceptabilă pentru majoritatea cazurilor de răcirii întîlnite

imentale efectuate pe standul monoplacă (vezi anexa) am obținut diagrama din figura 96. Se observă că valorile lui x_s^+ ajung doar pînă la 70 g/kg (curbele $x_s^+ = 80$ și 90 g/kg obținîndu-se prin extrapolare), iar parametrul $x_s^+ - x$ atîngînd valori

în practică. Totuși se observă o tendință generală de plasare supraunitară a valorilor factorului Lewis. Trebuie să subliniez că valoarea factorului Lewis σ_{cp}/α reprezentată este o valoare globală, calculată pe baza parametrilor mășurați ai apei și aerului la intrarea și ieșirea din zona de lucru.

Pentru cele patru zone de lucru obținute prin măsurătorile de temperatură a apei, parametrii aerului s-au determinat prin calcul. Eroarea la temperatura de ieșire a aerului a fost de 0,1 - 0,6°C iar la conținutul de umiditate de 0,1 - 0,5 g/kg. La aceste erori mici este interesant însă că valorile factorului Lewis σ_{cp}/α pentru fiecare zonă sînt diferite la valorile globale; iar în majoritatea cazurilor, unde valorile globale depășesc cu puțin valoarea 1, valorile parțiale ajung și la 1,2.

În tabelul 14 sînt redată pentru exemplificare, rezultatele experimentărilor din seria 14.

Tabelul 14

Compararea valorilor factorului Lewis global cu valorile zonale

Nr. crt.	t_{w1} °C	t_{w2} °C	t_{L1} °C	x_1 g/kg	t_{L2} °C	x_2 g/kg	ϵ_{tL2} %
1401	36,00	31,80	24,00	8,30	27,60	18,06	-1,4
1402	36,00	31,20	24,00	8,30	27,50	17,30	-1,8
1403	36,00	30,70	24,00	8,30	27,00	16,50	-0,4
1404	36,00	30,00	24,00	8,30	26,80	16,07	-0,7
1405	36,00	29,00	24,00	8,30	26,50	14,90	-4,3
1406	36,00	28,70	24,00	8,30	26,20	14,66	-0,6

Nr. crt.	ϵ_{x2} %	$\frac{\sigma_{cp}}{\alpha}$	$(\frac{\sigma_{cp}}{\alpha})_1$	$(\frac{\sigma_{cp}}{\alpha})_2$	$(\frac{\sigma_{cp}}{\alpha})_3$	$(\frac{\sigma_{cp}}{\alpha})_4$
1401	+0,4	1,03	1,215	1,208	1,203	1,200
1402	-0,9	1,024	1,149	1,145	1,143	1,143
1403	-0,7	1,015	1,054	1,056	1,058	1,060
1404	-2,4	1,015	1,053	1,054	1,057	1,060
1405	+0,6	1,026	1,154	1,145	1,142	1,143
1406	-0,2	1,024	1,137	1,130	1,129	1,130

Este adevărat că diferențele ce apar se pot pune și pe seama erorilor de calcul arătate (ϵ_{tL2} , ϵ_{x2}), însă și în cazul erorilor mici, valorile cifrelor Lewis zonale depășesc valorile cifrelor Lewis globale, ceea ce conduce la concluzia

că factorul Lewis σ_p/α depășește în mod curent valoarea unitară.

Revenind la diagramele din figurile 15...35 se observă că și aici concordanța dintre rezultatele experimentale și calculul teoretic s-a obținut la valori mai mari ale factorului Lewis, grupându-se în jurul valorii $\sigma_p/\alpha=1,2$. Dacă se analizează programul de calcul cu ajutorul căruia s-au obținut aceste diagrame (J&B TURN 1) se observă că aceste valori ale factorului Lewis

σ_p/α afectează fiecare dintre cuburile elementare luate în calcul, ceea ce ar duce (prin analogie cu cazul contracurentului prezentat mai înainte) la valori globale ceva mai mici ale factorului Lewis, înscriindu-se tot în plaja valorilor din diagrama trasată în figura 96.

Este însă foarte adevărat că această discuție este valabilă pentru zona aerului nesaturat, din momentul atingerii stării de saturație valoarea factorului Lewis introdusă în calcul neinfluențând procesul. Si global valoarea factorului Lewis ar depăși unitatea, însă aceasta datorită desfășurării procesului pînă în momentul atingerii saturației. Din nou se atrage atenția că în discutarea factorului Lewis trebuie să se procedeze cu prudență și să se specifice (în caz că este posibil) dacă s-a atins sau nu saturația în interiorul dispersorului turnului de răcire. Și la compararea valorilor factorului Lewis cu cele date în literatură, trebuie să avem grijă, căci nu puțini sînt autorii care definesc ca factor Lewis raportul α/σ_p ceea ce conduce la interpretări cu totul eronate a rezultatelor.

Mărimile α și σ ce intervin în factorul Lewis sînt definite prin relațiile (5) și (18). Coeficientul de schimb de substanță σ astfel definit se supune restricțiilor impuse de legea lui Fick, cea mai importantă dintre ele impunînd o curgere laminară sau cel mult un sub-strat laminar al unei curgeri turbulente. În cazul unui transfer de substanță în prezența unei curgeri oarecare, se poate presupune că fluxul de substanță se compune din două părți: una datorată mișcării de ansamblu a amestecului în direcția gradientului de substanță și o alta difuzională și care este proporțională cu gradientul concentrației substanței transferate care este de fapt motorului transferului de substanță.

În acest context, coeficientul de schimb de substanță σ^t va ține cont deci de contribuția diviziunii moleculare și de contribuția transferului turbulent. Acest coeficient σ^t nu va mai fi o proprietate intrinsecă a amestecului considerat ci va depinde în cea mai mare măsură de intensitatea fluxului transferat. Plecînd

de la forma generală a legii lui Fick:

$$\dot{m}_w = x(\dot{m}_w + \dot{m}_L) - k \frac{dc}{dy} \quad (308)$$

se va putea scrie în cazul unei curgeri oarecare:

$$\dot{m}_w = x_0(\dot{m}_{w0} + \dot{m}_{L0}) + \mathcal{G}^t(x_0 - x) \quad (309)$$

Coeficientul de schimb de substanță \mathcal{G} este deci:

$$\lim_{\substack{\dot{m}_{w0} \rightarrow 0 \\ \dot{m}_{L0} \rightarrow 0}} \frac{(\dot{m}_{w0} - x_0)(\dot{m}_{w0} + \dot{m}_{L0})}{x_0 - x} = \lim_{\substack{\dot{m}_{w0} \rightarrow 0 \\ \dot{m}_{L0} \rightarrow 0}} \mathcal{G}^t = \mathcal{G} \quad (310)$$

Pentru curgeri turbulente criteriul Nu va trebui deci să țină cont de influența fluxului transferat:

$$Nu' = \frac{\mathcal{G}^t \cdot l}{\rho \cdot k} \quad (311)$$

Considerații asemănătoare sînt valabile și pentru transferul de căldură. De asemenea, pe lângă fluxul termic prin conducție trebuie să se aibe în vedere și fluxul datorat entalpiei adusă de mișcarea de ansamblu, care nu mai este negliabilă. Trebuie să se scrie deci:

$$\dot{q} = \alpha^t(t_0 - t) + (\dot{m}_{w0} i_{w0} + \dot{m}_{L0} \cdot i_{L0}) \quad (312)$$

Aici, α^t reprezintă coeficientul de convecție termică ce ține cont de un transfer simultan de substanță.

Cum majoritatea datelor experimentale sînt date pentru transferuri de intensitate relativ mică, se pot introduce factorii de corecție ai coeficienților de schimb de substanță

\mathcal{G} și de căldură α , pentru a se ține cont de distorsiunea cîmpurilor de concentrație și de temperatură datorită transferului important de substanță prin zona de separație. Dacă se notează acești factori cu:

$$f^c = \frac{\alpha^t}{\alpha} \quad \text{și} \quad f^s = \frac{\mathcal{G}^t}{\mathcal{G}} \quad (313)$$

pe baza teoriei filmului se pot scrie sub forma:

$$f^c = \frac{\ln(1 + A^c)}{A^c} \quad (314)$$

$$f^S = \frac{\ln(1+A^S)}{A^S} \quad (315)$$

unde:

$$A_c = \frac{(\dot{m}_{wO} \cdot c_w + \dot{m}_{Lo} c_{pL})(t_o - t)}{\dot{q}} \quad (316)$$

$$A^S = \frac{x_o - x}{\frac{\dot{m}_{wO}}{\dot{m}_{wO} - \dot{m}_{Lo}} - x_o} \quad (317)$$

Bosnjaković a scris pentru cifra Lewis relația:

$$Le = \left(\frac{a}{k}\right)^{2/3} \frac{1}{\phi(\xi)} \quad (318)$$

în care funcția $\phi(\xi)$ definită prin relația (305) este identică cu factorul f^S . Dacă tripla analogie este valabilă, atunci nu numai schimbul de substanță trebuie să fie corectat, ci și schimbul de căldură, respectiv coeficientul de schimb de căldură α prin factorul f^C . Din aceasta rezultă că trebuie să se aplice cifrei Lewis o corecție mai mică decît cea dată în literatură, corecție care este în deplină concordanță cu rezultatele experimentale trasate în figura 96.

Demn de subliniat este faptul că folosirea entalpiei ca potențial motor în cadrul calculelor de schimb de căldură și de substanță cu ajutorul funcției ϕ este în deplină concordanță cu cele arătate mai sus privitor la fluxurile energetice care influențează transferul.

9. Concluzii

Prin obiectivele propuse și tratate, lucrarea de față se încadrează organic în tematica largă de reducere a consumurilor de energie deschisă de "Programul directivă de cercetare și dezvoltare în domeniul energiei pe perioada 1981-1990 și orientările principale pînă în anul 2000".

Chiar dacă la prima vedere economiile obținute prin îmbunătățirea extremității reci a ciclului nu sînt evidente, ele sînt totuși importante în faza actuală a construirii de centrale termoelectrice de mare putere, atît la faza de investiție, cît și la exploatarea acestora.

În cadrul lucrării s-a îmbinat armonios cercetarea teoretică cu cea aplicată și, mai ales, fiind în tot ansamblul ei strîns

legată de necesitățile actuale ale proiectanților și utilizatorilor de turnuri de răcire.

Este de relevat că în mare parte activitatea de cercetare desfășurată de autor a fost valorificată pe cale contractuală (I.C.E.M. E.N.E.R.G. București și I.S.P.E. București), fiind materializată prin 6 protocoale.

În partea teoretică a lucrării, după ce s-a făcut o analiză a metodelor clasice de rezolvare a ecuațiilor schimbului de căldură și de substanță atât în turnurile de răcire în contracurent, cât și în cele în curent încrucișat, s-a expus clar modul de calcul bazat pe teoria funcției θ . Pentru calculul clasic s-au făcut aprecieri critice asupra desfășurării procesului după atingerea curbei limită și s-a expus deja concluzia personală, dobândită după un număr foarte mare de prelucrări de date experimentale. Această concluzie, a urmării în continuare de către proces a curbei de saturație este foarte importantă pentru calculele practice și toate curbele trasate pe baza datelor experimentale puse la dispoziție de către ICEMENERG București vin să confirme în mod neîndoielnic rezultatele teoretice.

Autorul a folosit la prelucrarea tuturor datelor experimentale metoda de calcul bazată pe teoria funcției θ expusă în lucrare. Pentru toate variantele de calcul - contracurent, curent încrucișat, calcul de proiectare, prelucrarea datelor experimentale - s-au întocmit programe în limbajul FORTRAN care au fost rulete pe calculatorul Felix C 256 al Centrului de Calcul al I.P. "Traian Vuia" Timișoara. Din compararea acestor programe cu cele elaborate pe baza altor metodici de calcul (Merkel, Berman, Helfand) a rezultat că metoda de calcul prezentată nu numai că este corectă și îmbracă foarte bine fenomenul real, dar este și superioară celorlalte metode datorită unei programări mai facile și a unui timp de execuție mult mai scurt.

Pentru determinările experimentale în contracurent, autorul a proiectat și realizat un stand pilot, pe care s-au executat până în prezent toate încercările, plecând de la clasicele plăci plane din azbociment și continuând cu plăcile ondulate din azbociment și cu umpluturile din plase de mase plastice.

În toate etapele cercetării experimentale, rezultatele au fost imediat utilizate în proiectarea turnurilor de răcire de mare capacitate.

Ultimele variante de umpluturi încercate, rezultate dintr-o căutare paralelă de noi soluții mai bune și mai economice

au fost cele realizate din plase de masă plastică ignifugată, armate cu fibre de sticlă și prezentate sub forma unor rulouri. S-a constatat că aceste umpluturi prezintă avantajul unui consum specific de material pe unitate de volum de umplutură foarte redus, de numai $1,2 \div 4,2\%$ volumic și $0,4 \div 1,3$ masic, al unui sistem de susținere mult simplificat, al unui preț de revenire ce reprezintă $9 \div 33\%$ din cel al plăcilor din azbociment și al unor cifre de transfer termic și de substanță comparabile sau mai bune decât cele ale umpluturilor din plăci din azbociment.

Pe baza studiilor de optimizare a acestor umpluturi s-a ajuns la concluzia că în cazul utilizării rulourilor cu diametru de 150 mm, este absolut suficientă o umplutură realizată din 7 rînduri suprapuse, mărirea numărului de rînduri neîmbunătățind transferul termic și de substanță, dar majorînd în mod corespunzător rezistența hidraulică a umpluturii.

Autorul a atacat și problematica turnurilor de răcire în curent încrucișat și în special cea a spinoasei probleme a transpunerii rezultatelor obținute în laborator la calculele de proiectare. S-au elaborat și de această dată trei programe de calcul, cu ajutorul cărora s-a demonstrat că mărimile obținute în laborator se pot transpune fără nici o modificare în calculele de proiectare, prin menținerea aceleiași metodici de calcul și a respectării similitudinii geometrice și termice.

Mult discutata influență a factorului Lewis asupra procesului din turnurile de răcire a fost abordată și ea de către autor, pentru aceasta realizînd un stand monoplacă în contracurent. Rezultatele experimentale au fost folosite atît pentru acest scop, cît și pentru alte comparații ale metodei de calcul expuse cu metodele de calcul din literatură de specialitate. Din comparațiile făcute s-a putut vedea din nou corectitudinea metodei expuse. Cu ajutorul acestor determinări experimentale s-a trasat o diagramă a variației factorului Lewis \overline{St}_p/α care se apropie de cea corespunzătoare teoriei lui Bosnjakovič. Faptul că variația acestui factor are valori mai mici, a dus la concluzia importantă că în calculele schimbului conjugat de căldură și de substanță, trebuie să se corecteze ambele fenomene de transport, nu numai cel de substanță. Datorită acestei duble corecții apare o valoare corectivă mai redusă pe ansamblu, concluzie teoretică pe deplin verificată de determinările experimentale.

Tot din acest unghi de abordare a problemei s-a evidențiat

că în transferul de căldură trebuie să se considere neapărat entalpia ca potențial motor, doar în acest fel punându-se în evidență factorul de corecție amintit. Premiza utilizării entalpiei ca potențial motor în metodică de calcul este pe deplin confirmată de această din urmă concluzie.

10. Bibliografie

- 1 ALIČ, V.
A critical survey of the calculation of natural and mechanical draught water cooling towers, by means of criteria, mean enthalpies difference of moist air and efficiency coefficient
Mašinstvo-Tehnika (1965) 2
- 2 BAKER, D. & SHRYOCK, H.
A comprehensive approach to the analysis of cooling tower performance
Journal of Heat Transfer 9 (1961) Pp. 339
- 3 BAKER, D.
Use charts to evaluate cooling towers
Hydr.Process & Petr.Refiner 41 (1962) 11, Pp. 233/236
- 4 BARBU, V, IORGA, D. & JĂDĂNEANȚ, M.
Optimizarea condițiilor de intrare la plăcile ondulate ca umplutură a turnurilor de răcire în contracurent cu prelingere
Energetica 21 (1973) 9, P. 414/416
- 5 BERLINER, P.
Gegenwärtige Kühlturmtechnik
Wärme Band 80, H 3 u. H 4, S. 25/32 u. 69/79
- 6 BERMAN, L.
Determinarea valorii medii a entalpiei aerului la calculul turnurilor de răcire și a instalațiilor de condiționare umede (l.rusă)
Hol. Technika 1960 1, F. 25/29
- 7 BERMAN, L.
Untersuchung der Wasserkühlung im Kühlturmen
Luft-u. Kältetechnik 3 (1967) 5, S. 194/198
- 8 BOŠNJAKOVIĆ, F.
Technische Thermodynamik, II Teil
Th. Steinkopff Verlag, Dresden u. Leipzig 1960
- 9 BRAUN, D. & HIBY, J.
Der gasseitige Stoffübergangskoeffizient am Rieselfilm
Chem.Ing.Technik 42 (1970) 6, S. 345/349
- 10 CHAPELLE, M.
Refrigerants atmosphériques à tirage naturel, à film et à contrecourant
Rév.Gén.Thermique 46 (1965) 10, P. 1093/1117

- 11 CHIRIAC, F.
Tipizarea turnurilor de răcire cu tiraj forțat pentru debite de 500-3000 m³/h
Bul.Inst.Constr. București 13 (1970) 4, P.163/183
- 12 DOUBREK, O.
Neue Entwicklungen bei Querstrom-Verdunstungskühlern
Die Kälte 20 (1967) 5, S. 228/230
- 13 ECKERT, E.
Einführung in den Wärme- und Stoffaustausch
Berlin-Heidelberg-New York Springer Verlag, 1966
- 14 FEIND, K.
Strömungsuntersuchungen bei Gegenstrom von Rieselfilm und Gas in lotrechten Rohren
V.D.I. F.Heft 481, 1960
- 15 FRITZSCHE, P.
Der Kreuzstrom-Kühlturm
Brennstoff-Wärme-Kraft 20 (1968) 2, S. 61/64
- 16 FULLER, A.
Computer evaluates cooling towers
Petrol.Refiner (1965) 12, Pp. 211/214
- 17 GASPERSIĆ, B.
Zur Kühlung von Wasserstrahlen mit feuchter Luft am Versuchsmodell
Brennstoff-Wärme-Kraft 20 (1968) 3, S. 126/129
- 18 GEIBEL, C.
Über die Wasserrückkühlung mit selbstventilierendem Turmkühler
V.D.I.- F.Heft 242, 1921
- 19 GRÖBER/ERK/GRIGULL
Wärmeübertragung
Springer Verlag 1957
- 20 HAUPT, T.
Cycle control cuts cooling-tower costs
Chem.Engng. 11 (1978) 9, Pp. 161/163
- 21 HAÜSSLER, W.
Das Maschinenbaulaboratorium der Technischen Hochschule Karl-Marx-Stadt
Luft- u. Kältetechnik 3 (1967) 4, S. 187/191
- 22 HELFAND, R.
Ecuațiile diferențiale ale calculului termic al turnuri-

- lor de răcire în curent transversal (l. rusă)
Bul.VNIIG 86, 1968
- 23 IORGA, D. & JĂDĂNEANȚ, M.
Influența temperaturii și umidității relative a aerului asupra funcționării turnului de răcire în contracurent
Vol.Ses.Com.Tin.Ing. Timișoara 1971, P. 127/138
- 24 JĂDĂNEANȚ, M., BARBU, V. & IORGA, D.
Calculation of heat and mass transfer in counterflow cooling towers, with IRIS-50 computer
Vol."First heat trans.conf." Iași 1973, Pp. 719/731
- 25 JĂDĂNEANȚ, M.
Referat nr. 2 (pregătire teză doctorat) 1971
- 26 JĂDĂNEANȚ, M, UNGUREANU, C, OANCEA, N. & NEGRU, D.
Cercetări experimentale asupra comportării termice și aerodinamice a rulourilor din mase plastice ca umplutură a turnurilor de răcire în contracurent
Vol."Ses.jubil.com.șt" Cluj-Napoca 1978, P. 41/48
- 27 JĂDĂNEANȚ, M.
Studii și cercetări experimentale asupra unor noi tipuri de umpluturi pentru turnurile de răcire
Prezentat la a VIII-a Consf. Termoenerg. din România 1980
- 28 JĂDĂNEANȚ, M.
Considerații asupra aerodinamicii și a schimbului de căldură și de substanță în turnurile de răcire cu curgere peliculară
Vol."Ses.com.tin.Ing" Timișoara 1971, P. 171/178
- 29 KELLY, N. & SWENSON, L.
Comparative performance of Cooling Tower Packing Arrangement
Chem.Engng.Progress 52 (1956) 7, Pp. 263/268
- 30 KLENKE, W.
Die Kühlturmennlinie als Mittel für die Beurteilung von Kühltürmen
Brennstoff-Wärme-Kraft 18 (1966) 3, S. 97/105
- 31 KLENKE, W.
Zur einheitlichen Beurteilung und Berechnung von Gegenstrom und Kreuzstromkühltürmen
Kältetechnik-Klimatisierung 22 (1970) 10, S. 322/330
- 32 KOCH, J.
Untersuchung und Berechnung von Kühlwerken mit Hilfe des i-t Bildes
V.D.I- F.Heft 404, 1940

- 33 KUNZE, W.
Untersuchungen zum Wärme- und Stoffaustausch in Segmentel-
lertrockner
Luft-u. Kältetechnik 3 (1967) 4, S. 153/160
- 34 LONDON, A, MASON, W. & BOELTER, L.
Performance characteristics of a mechanical induced draft
counterflow packed cooling towers
Trans. ASME 62 (1940) 1, Pp. 41/50
- 35 MEHLIG, J.
Die Wärme- und Stoffübertragung bei der Verdunstungskühlung
Brennstoff-Wärme-Kraft 20 (1968) 2, S. 49/56
- 36 MERKEL, FR.
Verdunstungskühlung
V.D.I.-F.Heft 275, 1925
- 37 MCKELVEY, K. & BROOKE, M.
The Industrial Cooling Tower
Elsevier Publ.Comp. Princeton 1959
- 38 MIKYSKA, L. & REINISH, R.
Cooling curve computation of upstream induced-drop cooling
tower
ASHRAE Journal Nov. 1967, Pp. 78/82
- 39 HOLYNEUX, F.
Counter- and Cross-flow Cooling Towers
Chem.&Pr.Engng. 48 (1967) 5, Pp. 56/60
- 40 OANCEA, N. & JĂDĂNEANȚ, M.
Tendințe noi în construcția turnurilor de răcire mari
energetica 18 (1970) 4, P. 149/155
- 41 OANCEA, N. & JĂDĂNEANȚ, M.
Cercetări experimentale asupra proceselor de schimb termic
și de masă în turnurile de răcire în contracurent și în cu-
rent încrucișat
Std.și cerc. energetică 2 (1972) 3, P.59/71
- 42 OTIS, M.
System designs for dry cooling towers
Power Engng. (1977) 9, Pp. 42/50
- 43 PANĂ, P.
Teză de doctorat, I.P."Traian Vuia" Timișoara, 1971
- 44 PANĂ, P. & THEIL, H.
Die kriterielle Gleichung des Wärmeaustausches in Rekupe-
ratoren
Int.Journal.Heat and Mass Transfer 15 (1972) Pp. 1419/1422

- 45 POPPE, M.
Wärme- und Stoffübertragung bei der Verdunstungskühlung im
Gegen- und Kreuzstrom
V.D.I.-F.Heft 560, 1973
- 46 SHERWOOD, K.
Absorption and extraction
McGraw Hill, New York, 1937
- 47 SPANGEMACHER, K.
Lösungsmöglichkeiten der Merkel'schen Hauptgleichung zur Be-
rechnung von Kühltürmen und Einspritzkühlern
Brennstoff-Wärme-Kraft 13 (1961) 6, S. 273/275
- 48 SPANGEMACHER, K.
Berechnung von Kühltürmen und Einspritzkühlern mit Hilfe ei-
ner Verdunstungs-Kennzahl
Brennstoff-Wärme-Kraft 10 (1957) 5, S. 209/215
- 49 SPANGEMACHER, K.
Charakteristik von Kühltürmen mit natürlichem und künstli-
chen Zug
Brennstoff-Wärme-Kraft 16 (1964) 5, S. 241/246
- 50 SUHOV, E.
Cercetări termice de laborator ale dispozitivelor de stro-
pire în curent transversal (l. rusă)
V.N.I.I.G. 99 (1972)
- 51 THOMAS, W. & HOUSTON, P.
Simultaneous heat and mass transfer in cooling towers
Brit.Chem.Engng. 4 (1959) 3, Pp.160/163, 4 Pp.217/222
- 52 VLĂDEA, I.
Instalații și utilaje termice
Edit. Tehnică București, 1966
- 53 VLĂDEA, I.
Tratat de termodinamică tehnică și transmiterea căl-
durii
Edit.Did.Ped. București, 1974
- 54 VLĂDEA, I, UNGUREANU, C, OANCEA, N. & GUTMAYER, H.
Theoretisches und experimentelles Studium der thermischen
Vorgänge in Kreuzstromkühltürmen
Energietechnik 22 (1972) 8, S. 367/371
- 55 VLĂDEA, I. & OANCEA, N.
Der thermische Gütegrad von Kühltürmen
Brennstoff-Wärme-Kraft 22 (1970) 3, S. 123/127

- 56 VLĂDEA, I, UNGUREANU, C, OANCEA, N. & GUTMAYER, H.
Theoretisches und experimentelles Studium der Granulometrie
der Tropfchen in Kühlturmen
Energietechnik 22 (1972) 8, S. 372/376
- 57 VLĂDEA, I, BARBU, V, IORGA, D. & JĂDĂNEANȚ, M.
Dependența analitică a principalelor mărimi care caracteri-
zează funcționarea turnului de răcire în contracurent
Bul.șt.tehn. IPT Tom 17(31), Fasc.1/1972, P. 39/44
- 58 WOLFERSDORFF, W.
Gleichzeitiger Wärme- und Stoffübergang im Kühlturm
Chem.Ing.Technik 45 (1973) 6, S. 356/362
- 59 YOSHIDA, F. & TANAKA, T.
Air-Water Contact Operations in a Packed Column
Ind,Engng.Chem 43 (1951) 6, Pp. 1467/1473

A N E I A

BUPT

7
 8
 9
 10
 11
 12

PORTMAN 00.000

CONTRIBUT 05/00/89 09.07.22

9

MURILB	FXMURIA	TYPE	P	LUNGUUR	SEU (24564)
MURILB	S1	TYPE	P	LUNGUUR	428 (02600)
MURILB	S4	TYPE	P	LUNGUUR	178 (00376)
MURILB	FAUT	TYPE	P	LUNGUUR	0A0 (00160)

***** FIN DE COMPILATION (PLUS HAUT NIVEAU D'EFFEUR KENLUNTKR 0 0) 09.07.28

.....
.....
.....
.....

.....

.....
.....
.....
.....

.....
.....
.....
.....

.....
.....
.....
.....

.....
.....
.....
.....

.....
.....
.....
.....

.....
.....
.....
.....

.....
.....
.....
.....

.....
.....
.....
.....


```

V50 WRITE (10, V50)
V51 WRITE (10, V51)
V52 WRITE (10, V52)
V53 WRITE (10, V53)
V54 WRITE (10, V54)
V55 WRITE (10, V55)
V56 WRITE (10, V56)
V57 WRITE (10, V57)
V58 WRITE (10, V58)
V59 WRITE (10, V59)
V60 WRITE (10, V60)
V61 WRITE (10, V61)
V62 WRITE (10, V62)
V63 WRITE (10, V63)
V64 WRITE (10, V64)
V65 WRITE (10, V65)
V66 WRITE (10, V66)
V67 WRITE (10, V67)
V68 WRITE (10, V68)
V69 WRITE (10, V69)
V70 WRITE (10, V70)
V71 WRITE (10, V71)
V72 WRITE (10, V72)
V73 WRITE (10, V73)
V74 WRITE (10, V74)
V75 WRITE (10, V75)
V76 WRITE (10, V76)
V77 WRITE (10, V77)
V78 WRITE (10, V78)
V79 WRITE (10, V79)
V80 WRITE (10, V80)
V81 WRITE (10, V81)
V82 WRITE (10, V82)
V83 WRITE (10, V83)
V84 WRITE (10, V84)
V85 WRITE (10, V85)
V86 WRITE (10, V86)
V87 WRITE (10, V87)
V88 WRITE (10, V88)
V89 WRITE (10, V89)
V90 WRITE (10, V90)
V91 WRITE (10, V91)
V92 WRITE (10, V92)
V93 WRITE (10, V93)
V94 WRITE (10, V94)
V95 WRITE (10, V95)
V96 WRITE (10, V96)
V97 WRITE (10, V97)
V98 WRITE (10, V98)
V99 WRITE (10, V99)

```

PUMTRAN 00.00

TURN2 05/01/79 15.24.24

```

V90 WRITE (10, V90)
V91 WRITE (10, V91)
V92 WRITE (10, V92)
V93 WRITE (10, V93)
V94 WRITE (10, V94)
V95 WRITE (10, V95)
V96 WRITE (10, V96)
V97 WRITE (10, V97)
V98 WRITE (10, V98)
V99 WRITE (10, V99)
V100 WRITE (10, V100)
V101 WRITE (10, V101)
V102 WRITE (10, V102)
V103 WRITE (10, V103)
V104 WRITE (10, V104)
V105 WRITE (10, V105)
V106 WRITE (10, V106)
V107 WRITE (10, V107)
V108 WRITE (10, V108)
V109 WRITE (10, V109)
V110 WRITE (10, V110)
V111 WRITE (10, V111)
V112 WRITE (10, V112)
V113 WRITE (10, V113)
V114 WRITE (10, V114)
V115 WRITE (10, V115)
V116 WRITE (10, V116)
V117 WRITE (10, V117)
V118 WRITE (10, V118)
V119 WRITE (10, V119)
V120 WRITE (10, V120)
V121 WRITE (10, V121)
V122 WRITE (10, V122)
V123 WRITE (10, V123)
V124 WRITE (10, V124)
V125 WRITE (10, V125)
V126 WRITE (10, V126)
V127 WRITE (10, V127)
V128 WRITE (10, V128)
V129 WRITE (10, V129)
V130 WRITE (10, V130)
V131 WRITE (10, V131)
V132 WRITE (10, V132)
V133 WRITE (10, V133)
V134 WRITE (10, V134)
V135 WRITE (10, V135)
V136 WRITE (10, V136)
V137 WRITE (10, V137)
V138 WRITE (10, V138)
V139 WRITE (10, V139)
V140 WRITE (10, V140)
V141 WRITE (10, V141)
V142 WRITE (10, V142)
V143 WRITE (10, V143)
V144 WRITE (10, V144)
V145 WRITE (10, V145)
V146 WRITE (10, V146)
V147 WRITE (10, V147)
V148 WRITE (10, V148)
V149 WRITE (10, V149)
V150 WRITE (10, V150)
V151 WRITE (10, V151)
V152 WRITE (10, V152)
V153 WRITE (10, V153)
V154 WRITE (10, V154)
V155 WRITE (10, V155)
V156 WRITE (10, V156)
V157 WRITE (10, V157)
V158 WRITE (10, V158)
V159 WRITE (10, V159)
V160 WRITE (10, V160)
V161 WRITE (10, V161)
V162 WRITE (10, V162)
V163 WRITE (10, V163)
V164 WRITE (10, V164)
V165 WRITE (10, V165)
V166 WRITE (10, V166)
V167 WRITE (10, V167)
V168 WRITE (10, V168)
V169 WRITE (10, V169)
V170 WRITE (10, V170)
V171 WRITE (10, V171)
V172 WRITE (10, V172)
V173 WRITE (10, V173)
V174 WRITE (10, V174)
V175 WRITE (10, V175)
V176 WRITE (10, V176)
V177 WRITE (10, V177)
V178 WRITE (10, V178)
V179 WRITE (10, V179)
V180 WRITE (10, V180)
V181 WRITE (10, V181)
V182 WRITE (10, V182)
V183 WRITE (10, V183)
V184 WRITE (10, V184)
V185 WRITE (10, V185)
V186 WRITE (10, V186)
V187 WRITE (10, V187)
V188 WRITE (10, V188)
V189 WRITE (10, V189)
V190 WRITE (10, V190)
V191 WRITE (10, V191)
V192 WRITE (10, V192)
V193 WRITE (10, V193)
V194 WRITE (10, V194)
V195 WRITE (10, V195)
V196 WRITE (10, V196)
V197 WRITE (10, V197)
V198 WRITE (10, V198)
V199 WRITE (10, V199)

```

PUMTRAN 00.00

TURN2 05/01/79 15.24.24

02
03
04
05
06
07
08
09
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53
54
55
56
57
58
59
60
61
62
63
64
65
66
67
68
69
70
71
72
73
74
75
76
77
78
79
80
81
82
83
84
85
86
87
88
89
90
91
92
93
94
95
96
97
98
99
00

```

01 AMTLYVYU
02 AA=VYVSS-1) + AA*(A(18-1) - X(18-1))
03 RA = VYVSS-1)
04 TURNZ 05/07/79 15.24.50
05
06 MR = X(1) + AA*(A(18) - X(18))
07 Z(1) = X(1) + AA*(A(18) - X(18))
08 Z(2) = X(2) + AA*(A(18) - X(18))
09 Z(3) = X(3) + AA*(A(18) - X(18))
10 Z(4) = X(4) + AA*(A(18) - X(18))
11 Z(5) = X(5) + AA*(A(18) - X(18))
12 Z(6) = X(6) + AA*(A(18) - X(18))
13 Z(7) = X(7) + AA*(A(18) - X(18))
14 Z(8) = X(8) + AA*(A(18) - X(18))
15 Z(9) = X(9) + AA*(A(18) - X(18))
16 Z(10) = X(10) + AA*(A(18) - X(18))
17 Z(11) = X(11) + AA*(A(18) - X(18))
18 Z(12) = X(12) + AA*(A(18) - X(18))
19 Z(13) = X(13) + AA*(A(18) - X(18))
20 Z(14) = X(14) + AA*(A(18) - X(18))
21 Z(15) = X(15) + AA*(A(18) - X(18))
22 Z(16) = X(16) + AA*(A(18) - X(18))
23 Z(17) = X(17) + AA*(A(18) - X(18))
24 Z(18) = X(18) + AA*(A(18) - X(18))
25 Z(19) = X(19) + AA*(A(18) - X(18))
26 Z(20) = X(20) + AA*(A(18) - X(18))
27 Z(21) = X(21) + AA*(A(18) - X(18))
28 Z(22) = X(22) + AA*(A(18) - X(18))
29 Z(23) = X(23) + AA*(A(18) - X(18))
30 Z(24) = X(24) + AA*(A(18) - X(18))
31 Z(25) = X(25) + AA*(A(18) - X(18))
32 Z(26) = X(26) + AA*(A(18) - X(18))
33 Z(27) = X(27) + AA*(A(18) - X(18))
34 Z(28) = X(28) + AA*(A(18) - X(18))
35 Z(29) = X(29) + AA*(A(18) - X(18))
36 Z(30) = X(30) + AA*(A(18) - X(18))
37 Z(31) = X(31) + AA*(A(18) - X(18))
38 Z(32) = X(32) + AA*(A(18) - X(18))
39 Z(33) = X(33) + AA*(A(18) - X(18))
40 Z(34) = X(34) + AA*(A(18) - X(18))
41 Z(35) = X(35) + AA*(A(18) - X(18))
42 Z(36) = X(36) + AA*(A(18) - X(18))
43 Z(37) = X(37) + AA*(A(18) - X(18))
44 Z(38) = X(38) + AA*(A(18) - X(18))
45 Z(39) = X(39) + AA*(A(18) - X(18))
46 Z(40) = X(40) + AA*(A(18) - X(18))
47 Z(41) = X(41) + AA*(A(18) - X(18))
48 Z(42) = X(42) + AA*(A(18) - X(18))
49 Z(43) = X(43) + AA*(A(18) - X(18))
50 Z(44) = X(44) + AA*(A(18) - X(18))
51 Z(45) = X(45) + AA*(A(18) - X(18))
52 Z(46) = X(46) + AA*(A(18) - X(18))
53 Z(47) = X(47) + AA*(A(18) - X(18))
54 Z(48) = X(48) + AA*(A(18) - X(18))
55 Z(49) = X(49) + AA*(A(18) - X(18))
56 Z(50) = X(50) + AA*(A(18) - X(18))
57 Z(51) = X(51) + AA*(A(18) - X(18))
58 Z(52) = X(52) + AA*(A(18) - X(18))
59 Z(53) = X(53) + AA*(A(18) - X(18))
60 Z(54) = X(54) + AA*(A(18) - X(18))
61 Z(55) = X(55) + AA*(A(18) - X(18))
62 Z(56) = X(56) + AA*(A(18) - X(18))
63 Z(57) = X(57) + AA*(A(18) - X(18))
64 Z(58) = X(58) + AA*(A(18) - X(18))
65 Z(59) = X(59) + AA*(A(18) - X(18))
66 Z(60) = X(60) + AA*(A(18) - X(18))
67 Z(61) = X(61) + AA*(A(18) - X(18))
68 Z(62) = X(62) + AA*(A(18) - X(18))
69 Z(63) = X(63) + AA*(A(18) - X(18))
70 Z(64) = X(64) + AA*(A(18) - X(18))
71 Z(65) = X(65) + AA*(A(18) - X(18))
72 Z(66) = X(66) + AA*(A(18) - X(18))
73 Z(67) = X(67) + AA*(A(18) - X(18))
74 Z(68) = X(68) + AA*(A(18) - X(18))
75 Z(69) = X(69) + AA*(A(18) - X(18))
76 Z(70) = X(70) + AA*(A(18) - X(18))
77 Z(71) = X(71) + AA*(A(18) - X(18))
78 Z(72) = X(72) + AA*(A(18) - X(18))
79 Z(73) = X(73) + AA*(A(18) - X(18))
80 Z(74) = X(74) + AA*(A(18) - X(18))
81 Z(75) = X(75) + AA*(A(18) - X(18))
82 Z(76) = X(76) + AA*(A(18) - X(18))
83 Z(77) = X(77) + AA*(A(18) - X(18))
84 Z(78) = X(78) + AA*(A(18) - X(18))
85 Z(79) = X(79) + AA*(A(18) - X(18))
86 Z(80) = X(80) + AA*(A(18) - X(18))
87 Z(81) = X(81) + AA*(A(18) - X(18))
88 Z(82) = X(82) + AA*(A(18) - X(18))
89 Z(83) = X(83) + AA*(A(18) - X(18))
90 Z(84) = X(84) + AA*(A(18) - X(18))
91 Z(85) = X(85) + AA*(A(18) - X(18))
92 Z(86) = X(86) + AA*(A(18) - X(18))
93 Z(87) = X(87) + AA*(A(18) - X(18))
94 Z(88) = X(88) + AA*(A(18) - X(18))
95 Z(89) = X(89) + AA*(A(18) - X(18))
96 Z(90) = X(90) + AA*(A(18) - X(18))
97 Z(91) = X(91) + AA*(A(18) - X(18))
98 Z(92) = X(92) + AA*(A(18) - X(18))
99 Z(93) = X(93) + AA*(A(18) - X(18))
00 Z(94) = X(94) + AA*(A(18) - X(18))

```

PURTRAN 00.00 TURNZ 05/07/79 15.24.50

```

01 FORMAT (3X, 'VALUAME MAI MAKE UECIT SE PUATE CALCULA',)
02 *****
03 *****
04 *****
05 *****
06 *****
07 *****
08 *****
09 *****
10 *****
11 *****
12 *****
13 *****
14 *****
15 *****
16 *****
17 *****
18 *****
19 *****
20 *****
21 *****
22 *****
23 *****
24 *****
25 *****
26 *****
27 *****
28 *****
29 *****
30 *****
31 *****
32 *****
33 *****
34 *****
35 *****
36 *****
37 *****
38 *****
39 *****
40 *****
41 *****
42 *****
43 *****
44 *****
45 *****
46 *****
47 *****
48 *****
49 *****
50 *****
51 *****
52 *****
53 *****
54 *****
55 *****
56 *****
57 *****
58 *****
59 *****
60 *****
61 *****
62 *****
63 *****
64 *****
65 *****
66 *****
67 *****
68 *****
69 *****
70 *****
71 *****
72 *****
73 *****
74 *****
75 *****
76 *****
77 *****
78 *****
79 *****
80 *****
81 *****
82 *****
83 *****
84 *****
85 *****
86 *****
87 *****
88 *****
89 *****
90 *****
91 *****
92 *****
93 *****
94 *****
95 *****
96 *****
97 *****
98 *****
99 *****
00 *****

```

PURTRAN 00.00 TURNZ 05/07/79 15.24.50

ERREURS DETECTEES AU COURS DE LA COMPILATION :

00 VARIABLES NON REFERENCEES :

PURTRAN 00.00 TURNZ 05/07/79 15.25.11

1 SUBROUTINE S4 (B,A,F4)

2 PHOU = U

3 UC YCU M=1.70

4 ARKOU = 0


```

100 WRITE (100, 100) TAPAK, TAPAK, TAPAK, TAPAK, TAPAK, TAPAK, TAPAK, TAPAK, TAPAK, TAPAK
101 CONTINUE
102 IF (TAPAK .GT. 100) TAPAK = 100
103 IF (TAPAK .LT. 0) TAPAK = 0
104 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
105 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
106 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
107 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
108 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
109 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
110 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
111 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
112 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
113 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
114 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
115 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
116 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
117 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
118 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
119 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
120 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
121 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
122 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
123 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
124 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
125 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
126 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
127 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
128 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
129 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
130 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
131 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
132 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
133 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
134 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
135 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
136 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
137 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
138 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
139 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
140 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
141 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
142 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
143 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
144 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
145 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
146 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
147 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
148 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
149 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
150 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
151 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
152 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
153 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
154 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
155 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
156 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
157 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
158 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
159 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
160 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
161 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
162 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
163 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
164 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
165 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
166 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
167 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
168 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
169 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
170 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
171 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
172 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
173 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
174 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
175 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
176 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
177 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
178 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
179 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
180 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
181 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
182 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
183 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
184 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
185 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
186 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
187 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
188 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
189 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
190 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
191 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
192 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
193 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
194 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
195 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
196 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
197 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
198 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0
199 IF (TAPAK .EQ. 0) TAPAK = 100
200 IF (TAPAK .EQ. 100) TAPAK = 0

```

PURTRAN 00.00

2

```

104 GOTO 101
105 STOP
106 END

```

PURTRAN 00.00

3

```

SUBROUTINE STIUEARA, DEARR, TARKI, TAERK, TAPR1, TAPR2, UAER1, UAER2,
DIMENSION T(50), U(50), V(50), W(50), X(50), Y(50), Z(50),
ALPHA(50), BETA(50), GAMMA(50), DELTA(50), EPSILON(50),
ZETA(50), ETA(50), THETA(50), IOTA(50), KAPPA(50),
LAMBDA(50), MU(50), NU(50), XI(50), PI(50), RHO(50),
SIGMA(50), TAU(50), Upsilon(50), PHI(50), CHI(50),
PSI(50), OMEGA(50), VOLUME(50), DEARR,
TAPR1, TAPR2, UAER1, UAER2,
DEARR = DEARR + 1.0
TAPR1 = TAPR1 + 1.0
TAPR2 = TAPR2 + 1.0
UAER1 = UAER1 + 1.0
UAER2 = UAER2 + 1.0
DO 10 I = 1, 50
  T(I) = T(I) + 1.0
  U(I) = U(I) + 1.0
  V(I) = V(I) + 1.0
  W(I) = W(I) + 1.0
  X(I) = X(I) + 1.0
  Y(I) = Y(I) + 1.0
  Z(I) = Z(I) + 1.0
  ALPHA(I) = ALPHA(I) + 1.0
  BETA(I) = BETA(I) + 1.0
  GAMMA(I) = GAMMA(I) + 1.0
  DELTA(I) = DELTA(I) + 1.0
  EPSILON(I) = EPSILON(I) + 1.0
  ZETA(I) = ZETA(I) + 1.0
  ETA(I) = ETA(I) + 1.0
  THETA(I) = THETA(I) + 1.0
  IOTA(I) = IOTA(I) + 1.0
  KAPPA(I) = KAPPA(I) + 1.0
  LAMBDA(I) = LAMBDA(I) + 1.0
  MU(I) = MU(I) + 1.0
  NU(I) = NU(I) + 1.0
  XI(I) = XI(I) + 1.0
  PI(I) = PI(I) + 1.0
  RHO(I) = RHO(I) + 1.0
  SIGMA(I) = SIGMA(I) + 1.0
  TAU(I) = TAU(I) + 1.0
  Upsilon(I) = Upsilon(I) + 1.0
  PHI(I) = PHI(I) + 1.0
  CHI(I) = CHI(I) + 1.0
  PSI(I) = PSI(I) + 1.0
  OMEGA(I) = OMEGA(I) + 1.0
  VOLUME(I) = VOLUME(I) + 1.0
  DEARR = DEARR + 1.0
  TAPR1 = TAPR1 + 1.0
  TAPR2 = TAPR2 + 1.0
  UAER1 = UAER1 + 1.0
  UAER2 = UAER2 + 1.0
10 CONTINUE

```

PURTRAN 00.00

4

```

54 GOTO 50
55 CONTINUE
56 TAPR1 = TAPR1 + 1.0
57 TAPR2 = TAPR2 + 1.0
58 UAER1 = UAER1 + 1.0
59 UAER2 = UAER2 + 1.0
60 DEARR = DEARR + 1.0
61 TAPR1 = TAPR1 + 1.0
62 TAPR2 = TAPR2 + 1.0
63 UAER1 = UAER1 + 1.0
64 UAER2 = UAER2 + 1.0
65 DEARR = DEARR + 1.0
66 TAPR1 = TAPR1 + 1.0
67 TAPR2 = TAPR2 + 1.0
68 UAER1 = UAER1 + 1.0
69 UAER2 = UAER2 + 1.0
70 DEARR = DEARR + 1.0
71 TAPR1 = TAPR1 + 1.0
72 TAPR2 = TAPR2 + 1.0
73 UAER1 = UAER1 + 1.0
74 UAER2 = UAER2 + 1.0
75 DEARR = DEARR + 1.0
76 TAPR1 = TAPR1 + 1.0
77 TAPR2 = TAPR2 + 1.0
78 UAER1 = UAER1 + 1.0
79 UAER2 = UAER2 + 1.0
80 DEARR = DEARR + 1.0
81 TAPR1 = TAPR1 + 1.0
82 TAPR2 = TAPR2 + 1.0
83 UAER1 = UAER1 + 1.0
84 UAER2 = UAER2 + 1.0
85 DEARR = DEARR + 1.0
86 TAPR1 = TAPR1 + 1.0
87 TAPR2 = TAPR2 + 1.0
88 UAER1 = UAER1 + 1.0
89 UAER2 = UAER2 + 1.0
90 DEARR = DEARR + 1.0
91 TAPR1 = TAPR1 + 1.0
92 TAPR2 = TAPR2 + 1.0
93 UAER1 = UAER1 + 1.0
94 UAER2 = UAER2 + 1.0
95 DEARR = DEARR + 1.0
96 TAPR1 = TAPR1 + 1.0
97 TAPR2 = TAPR2 + 1.0
98 UAER1 = UAER1 + 1.0
99 UAER2 = UAER2 + 1.0
100 DEARR = DEARR + 1.0

```

PURTRAN 00.00

5

PURTRAN 00.00
PURTRAN 00.00
PURTRAN 00.00

BERMAN 05/08/80 08.59.14

```

C      TMMNNOZ
      1  KMMUHAM STATE PILOT ICHENNERU METOFA BERMAN
      2  KALALATIME
      3  INTENSIF
      4  PLATINUM
      5  PUA
      6  1
      7  3
      8  4
      9  47
      10 2
      11 43
      12 44
      13 5
      14 1
      15 6
      16 7
      17 17
      18 10
      19 10
      20 10
      21 10
      22 10
      23 10
      24 10
      25 10
      26 10
      27 10
      28 10
      29 10
      30 10
      31 10
      32 10
      33 10
      34 10
      35 10
      36 10
      37 10
      38 10
      39 10
      40 10
      41 10
      42 10
      43 10
      44 10
      45 10
      46 10
      47 10
      48 10
      49 10
      50 10
      51 10
      52 10
      53 10
      54 10
      55 10
      56 10
      57 10
      58 10
      59 10
      60 10
      61 10
      62 10
      63 10
      64 10
      65 10
      66 10
      67 10
      68 10
      69 10
      70 10
      71 10
      72 10
      73 10
      74 10
      75 10
      76 10
      77 10
      78 10
      79 10
      80 10
      81 10
      82 10
      83 10
      84 10
      85 10
      86 10
      87 10
      88 10
      89 10
      90 10
      91 10
      92 10
      93 10
      94 10
      95 10
      96 10
      97 10
      98 10
      99 10
      100 10
    
```

```

PURTRAN 00.00
      1  KMMUHAM STATE PILOT ICHENNERU METOFA BERMAN
      2  KALALATIME
      3  INTENSIF
      4  PLATINUM
      5  PUA
      6  1
      7  3
      8  4
      9  47
      10 2
      11 43
      12 44
      13 5
      14 1
      15 6
      16 7
      17 17
      18 10
      19 10
      20 10
      21 10
      22 10
      23 10
      24 10
      25 10
      26 10
      27 10
      28 10
      29 10
      30 10
      31 10
      32 10
      33 10
      34 10
      35 10
      36 10
      37 10
      38 10
      39 10
      40 10
      41 10
      42 10
      43 10
      44 10
      45 10
      46 10
      47 10
      48 10
      49 10
      50 10
      51 10
      52 10
      53 10
      54 10
      55 10
      56 10
      57 10
      58 10
      59 10
      60 10
      61 10
      62 10
      63 10
      64 10
      65 10
      66 10
      67 10
      68 10
      69 10
      70 10
      71 10
      72 10
      73 10
      74 10
      75 10
      76 10
      77 10
      78 10
      79 10
      80 10
      81 10
      82 10
      83 10
      84 10
      85 10
      86 10
      87 10
      88 10
      89 10
      90 10
      91 10
      92 10
      93 10
      94 10
      95 10
      96 10
      97 10
      98 10
      99 10
      100 10
    
```


ERREURS DETECTEES AU COURS DE LA SIMULATION :

00
PUNTRAN 00.00

VARIABLES NON REFERENCEES :
TAULZ

EXPER 05/08/80 08.07.29

5

SUBROUTINE SOCUT(L1,TM1,EN1,UM1,TL1,TH1,UM2,DAER,DAPA,
P,X,Y,Z,T,U,F,BETA,DW,TAN,VOLUM)
DIMENSION X(3),Y(11),Z(11),I(50),U(50),F(50)
ALPHA=0.0001
BETA=0.0001
CALC=CAPACITAN/ALAN
TAN=UT-DELTA
TOME=(T1+T2)/2.

10 I=(THU-TSU)/T0*10
11 I=(LU-TU)/U0*10
12 I=(LU-TU)/U0*10
13 I=(LU-TU)/U0*10
14 I=(LU-TU)/U0*10
15 I=(LU-TU)/U0*10
16 I=(LU-TU)/U0*10
17 I=(LU-TU)/U0*10
18 I=(LU-TU)/U0*10
19 I=(LU-TU)/U0*10
20 I=(LU-TU)/U0*10
21 I=(LU-TU)/U0*10
22 I=(LU-TU)/U0*10
23 I=(LU-TU)/U0*10
24 I=(LU-TU)/U0*10
25 I=(LU-TU)/U0*10
26 I=(LU-TU)/U0*10
27 I=(LU-TU)/U0*10
28 I=(LU-TU)/U0*10
29 I=(LU-TU)/U0*10
30 I=(LU-TU)/U0*10
31 I=(LU-TU)/U0*10
32 I=(LU-TU)/U0*10
33 I=(LU-TU)/U0*10
34 I=(LU-TU)/U0*10
35 I=(LU-TU)/U0*10
36 I=(LU-TU)/U0*10
37 I=(LU-TU)/U0*10
38 I=(LU-TU)/U0*10
39 I=(LU-TU)/U0*10
40 I=(LU-TU)/U0*10

00
PUNTRAN 00.00

EXPER 05/08/80 08.07.29

6

SUBROUTINE SOCUT(L1,TM1,EN1,UM1,TL1,TH1,UM2,DAER,DAPA,
P,X,Y,Z,T,U,F,BETA,DW,TAN,VOLUM)
DIMENSION X(3),Y(11),Z(11),I(50),U(50),F(50)
ALPHA=0.0001
BETA=0.0001
CALC=CAPACITAN/ALAN
TAN=UT-DELTA
TOME=(T1+T2)/2.

10 I=(THU-TSU)/T0*10
11 I=(LU-TU)/U0*10
12 I=(LU-TU)/U0*10
13 I=(LU-TU)/U0*10
14 I=(LU-TU)/U0*10
15 I=(LU-TU)/U0*10
16 I=(LU-TU)/U0*10
17 I=(LU-TU)/U0*10
18 I=(LU-TU)/U0*10
19 I=(LU-TU)/U0*10
20 I=(LU-TU)/U0*10
21 I=(LU-TU)/U0*10
22 I=(LU-TU)/U0*10
23 I=(LU-TU)/U0*10
24 I=(LU-TU)/U0*10
25 I=(LU-TU)/U0*10
26 I=(LU-TU)/U0*10
27 I=(LU-TU)/U0*10
28 I=(LU-TU)/U0*10
29 I=(LU-TU)/U0*10
30 I=(LU-TU)/U0*10
31 I=(LU-TU)/U0*10
32 I=(LU-TU)/U0*10
33 I=(LU-TU)/U0*10
34 I=(LU-TU)/U0*10
35 I=(LU-TU)/U0*10
36 I=(LU-TU)/U0*10
37 I=(LU-TU)/U0*10
38 I=(LU-TU)/U0*10
39 I=(LU-TU)/U0*10
40 I=(LU-TU)/U0*10


```

06
07
08
09
100
101
102
103
104
105
106
107
108
109
110
111
112
113
114
115
116
117
118
119
120
121
122
PUNTRAN 00.00

```

```

03 KOMMATTUUA, TL1E, FR, 4, 5X, VALUARE MAI MARE DEBIT, PB, 4)
04 UCTO 14
05 KRATECTUUA, Y52E, 1, 2)
06 KOMMATTUUA, PEB, 1, 2)
07 UCITE 14
08 UCITECTUUA, Y72E, Y(1)
09 KOMMATTUUA, PFI, 1, 2)
10 UCITE 14
11 KRATECTUUA, Y72E, 2, 1)
12 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
13 UCITE 14
14 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
15 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
16 UCITE 14
17 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
18 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
19 UCITE 14
20 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
21 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
22 UCITE 14
23 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
24 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
25 UCITE 14
26 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
27 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
28 UCITE 14
29 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
30 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
31 UCITE 14
32 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
33 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
34 UCITE 14
35 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
36 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
37 UCITE 14
38 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
39 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
40 UCITE 14
41 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
42 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
43 UCITE 14
44 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
45 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
46 UCITE 14
47 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
48 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
49 UCITE 14
50 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
51 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
52 UCITE 14
53 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
54 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
55 UCITE 14
56 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
57 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
58 UCITE 14
59 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
60 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
61 UCITE 14
62 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
63 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
64 UCITE 14
65 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
66 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
67 UCITE 14
68 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
69 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
70 UCITE 14
71 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
72 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
73 UCITE 14
74 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
75 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
76 UCITE 14
77 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
78 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
79 UCITE 14
80 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
81 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
82 UCITE 14
83 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
84 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
85 UCITE 14
86 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
87 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
88 UCITE 14
89 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
90 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
91 UCITE 14
92 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
93 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
94 UCITE 14
95 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
96 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
97 UCITE 14
98 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
99 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
100 UCITE 14
101 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
102 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
103 UCITE 14
104 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
105 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
106 UCITE 14
107 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
108 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
109 UCITE 14
110 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
111 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
112 UCITE 14
113 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
114 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
115 UCITE 14
116 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
117 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
118 UCITE 14
119 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)
120 KOMMATTUUA, KE, 1, 2)
121 UCITE 14
122 UCITECTUUA, Y72E, 2, 1)

```

7

```

ANALJIC 05/08/80 09.05.36

```

ERREURS DETECTES AU COURS DE LA COMPILETTION :

```

**
** VARIABLES NON REFERENCEES :
**
PUNTRAN 00.00

```

PUNTRAN 00.00

```

ANALJIC 05/08/80 09.05.36

```

8

```

MODULE PAMUATA TYPE M LUNQUEUR 4370 (1726*)
MODULE S3 TYPE P LUNQUEUR 0828 (03016)

```

```

***** FIN DE COMPILATION (PLUS HAUT NIVEAU D'ERREUR RENCONTRE = 0) *****

```

09.05.36


```

13 IF (MAP=1) 10, 17, 10
14 IF (L=1) 40, 40, 19
15 LML=1
16 IF (L=5) 15, 15, 48
17 LSS=1
18 IF (L=1) 70, 70, 10
19 LML=1
20 IF (L=5) 75, 75, 48
21 LSS=1
22 AT=E(L=1) * (TI-T(L=1)) / (T(L=1)-T(L=1)) * E(L=1) - E(L=1)

```

PURTRAN 00.00
TINGR 05/01/79 15.51.41

PURTRAN 00.00

```

23 USATM(U(L=1) * (TI-T(L=1)) * (U(L=1) - U(L=1)))
24 U(BALAN
25 IF (L=1) 24, 24, 23
26 KODRBT
27 MEGIES-ENTIN) / (EBAT-ENTIN)
28 U(ES-UIINT) * (USAT-UIINT)
29 U(OTU) / 6
30 M(EB-DELTAT) / (EBAT-ENTIN)
31 U(ES-UIINT) * (USAT-UIINT) / (U(BALAN
32 KODRBT
33 IF (L=1) 25, 20, 47
34 IF (L=1) 44, 44, 26
35 IF (L=1) 32, 29, 40
36 KODRBT
37 IF (L=1) 31, 33, 36
38 IF (L=1) 48, 48, 33
39 IF (L=1) 30, 30, 50
40 KODRBT
41 USATM(U(L=1) * (TI-T(L=1)) * (U(L=1) - U(L=1))) / (Y(KS) - Y(KS-1))
42 IF (L=1) 24, 24, 23
43 IF (L=1) 32, 29, 40
44 KODRBT
45 IF (L=1) 31, 33, 36
46 IF (L=1) 48, 48, 33
47 IF (L=1) 30, 30, 50
48 KODRBT
49 USATM(U(L=1) * (TI-T(L=1)) * (U(L=1) - U(L=1))) / (Y(KS) - Y(KS-1))
50 IF (L=1) 24, 24, 23
51 IF (L=1) 32, 29, 40
52 KODRBT
53 IF (L=1) 31, 33, 36
54 IF (L=1) 48, 48, 33
55 IF (L=1) 30, 30, 50
56 KODRBT
57 USATM(U(L=1) * (TI-T(L=1)) * (U(L=1) - U(L=1))) / (Y(KS) - Y(KS-1))
58 IF (L=1) 24, 24, 23
59 IF (L=1) 32, 29, 40
60 KODRBT
61 IF (L=1) 31, 33, 36
62 IF (L=1) 48, 48, 33
63 IF (L=1) 30, 30, 50
64 KODRBT
65 USATM(U(L=1) * (TI-T(L=1)) * (U(L=1) - U(L=1))) / (Y(KS) - Y(KS-1))

```

PURTRAN 00.00
TINGR 07/01/79 15.51.41

PURTRAN 00.00

```

66 U(TU) * (U(BALAN) / (U(BALAN) - U(BALAN)))
67 IF (L=1) 24, 24, 23
68 KODRBT
69 MEGIES-ENTIN) / (EBAT-ENTIN)
70 U(ES-UIINT) * (USAT-UIINT)
71 U(OTU) / 6
72 M(EB-DELTAT) / (EBAT-ENTIN)
73 U(ES-UIINT) * (USAT-UIINT) / (U(BALAN
74 KODRBT
75 IF (L=1) 25, 20, 47
76 IF (L=1) 44, 44, 26
77 IF (L=1) 32, 29, 40
78 KODRBT
79 IF (L=1) 31, 33, 36
80 IF (L=1) 48, 48, 33
81 IF (L=1) 30, 30, 50
82 KODRBT
83 USATM(U(L=1) * (TI-T(L=1)) * (U(L=1) - U(L=1))) / (Y(KS) - Y(KS-1))
84 IF (L=1) 24, 24, 23
85 IF (L=1) 32, 29, 40
86 KODRBT
87 IF (L=1) 31, 33, 36
88 IF (L=1) 48, 48, 33
89 IF (L=1) 30, 30, 50
90 KODRBT
91 USATM(U(L=1) * (TI-T(L=1)) * (U(L=1) - U(L=1))) / (Y(KS) - Y(KS-1))
92 IF (L=1) 24, 24, 23
93 IF (L=1) 32, 29, 40
94 KODRBT
95 IF (L=1) 31, 33, 36
96 IF (L=1) 48, 48, 33
97 IF (L=1) 30, 30, 50
98 KODRBT
99 USATM(U(L=1) * (TI-T(L=1)) * (U(L=1) - U(L=1))) / (Y(KS) - Y(KS-1))
100 IF (L=1) 24, 24, 23
101 IF (L=1) 32, 29, 40
102 KODRBT
103 IF (L=1) 31, 33, 36
104 IF (L=1) 48, 48, 33
105 IF (L=1) 30, 30, 50
106 KODRBT
107 USATM(U(L=1) * (TI-T(L=1)) * (U(L=1) - U(L=1))) / (Y(KS) - Y(KS-1))
108 IF (L=1) 24, 24, 23
109 IF (L=1) 32, 29, 40
110 KODRBT
111 IF (L=1) 31, 33, 36
112 IF (L=1) 48, 48, 33
113 IF (L=1) 30, 30, 50
114 KODRBT
115 USATM(U(L=1) * (TI-T(L=1)) * (U(L=1) - U(L=1))) / (Y(KS) - Y(KS-1))

```



```

55 PCY, BERT780 TO 6
56 TO (1000)
57 (1000)
58 (1000)
59 (1000)
60 (1000)
61 (1000)
62 (1000)
63 (1000)
64 (1000)
65 (1000)
66 (1000)
67 (1000)
68 (1000)
69 (1000)
70 (1000)
71 (1000)
72 (1000)
73 (1000)
74 (1000)
75 (1000)
76 (1000)
77 (1000)
78 (1000)
79 (1000)
80 (1000)
81 (1000)
82 (1000)
83 (1000)
84 (1000)
85 (1000)
86 (1000)
87 (1000)
88 (1000)
89 (1000)
90 (1000)
91 (1000)
92 (1000)
93 (1000)
94 (1000)
95 (1000)
96 (1000)
97 (1000)
98 (1000)
99 (1000)
100 (1000)

```

1

PUTRAN 00.00 21/05/84 12.34.24

```

11 (1000)
12 (1000)
13 (1000)
14 (1000)
15 (1000)
16 (1000)
17 (1000)
18 (1000)
19 (1000)
20 (1000)
21 (1000)
22 (1000)
23 (1000)
24 (1000)
25 (1000)
26 (1000)
27 (1000)
28 (1000)
29 (1000)
30 (1000)
31 (1000)
32 (1000)
33 (1000)
34 (1000)
35 (1000)
36 (1000)
37 (1000)
38 (1000)
39 (1000)
40 (1000)
41 (1000)
42 (1000)
43 (1000)
44 (1000)
45 (1000)
46 (1000)
47 (1000)
48 (1000)
49 (1000)
50 (1000)
51 (1000)
52 (1000)
53 (1000)
54 (1000)
55 (1000)
56 (1000)
57 (1000)
58 (1000)
59 (1000)
60 (1000)
61 (1000)
62 (1000)
63 (1000)
64 (1000)
65 (1000)
66 (1000)
67 (1000)
68 (1000)
69 (1000)
70 (1000)
71 (1000)
72 (1000)
73 (1000)
74 (1000)
75 (1000)
76 (1000)
77 (1000)
78 (1000)
79 (1000)
80 (1000)
81 (1000)
82 (1000)
83 (1000)
84 (1000)
85 (1000)
86 (1000)
87 (1000)
88 (1000)
89 (1000)
90 (1000)
91 (1000)
92 (1000)
93 (1000)
94 (1000)
95 (1000)
96 (1000)
97 (1000)
98 (1000)
99 (1000)
100 (1000)

```

2

PUTRAN 00.00 21/05/84 12.34.43

```

101 (1000)
102 (1000)
103 (1000)
104 (1000)
105 (1000)
106 (1000)
107 (1000)
108 (1000)
109 (1000)
110 (1000)
111 (1000)
112 (1000)
113 (1000)
114 (1000)
115 (1000)
116 (1000)
117 (1000)
118 (1000)
119 (1000)
120 (1000)
121 (1000)
122 (1000)
123 (1000)
124 (1000)
125 (1000)
126 (1000)
127 (1000)
128 (1000)
129 (1000)
130 (1000)
131 (1000)
132 (1000)
133 (1000)
134 (1000)
135 (1000)
136 (1000)
137 (1000)
138 (1000)
139 (1000)
140 (1000)
141 (1000)
142 (1000)
143 (1000)
144 (1000)
145 (1000)
146 (1000)
147 (1000)
148 (1000)
149 (1000)
150 (1000)

```

PUTRAN 00.00

```

43 PI=(ENTR-ENTR)/(ENTR-ENTR)
44 UO TO 24
45 KOU 123
46 PI=BA*UBLIAM(AENTST-ENTR)
47 MUM=(ALUO(1-PI)-ALOB(1-PI))/U(1-PI)
48 IF(KO=2) 29, 34, 36
49 PCTA=ENTR-VEABR/SUP
50 ENT=ENTR-ENTR-ENTR
51 UMZ=UMT+1+1+EMIS+U(1-UMI)
52 UO TO 10
53 PCTA=ENTR-VEABR/BA/SUP
54 UMZ=UMT+1+1+EMIS+UMST-UMT+UMT/ALAN
55 ILZ=(ENTR-UO*UMZ)/(UO-UMZ)
56 IF(ILZ=1) 60, 69, 68
57 IF(ILZ=1) 60, 69
58 IF(L1=1) 62, 67, 66
59 IF(L1=1) 62, 67, 66, 65, 64, 63
60 IF(L1=1) 62, 67, 66, 65, 64, 63, 62, 61
61 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
62 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
63 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
64 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
65 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
66 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
67 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
68 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
69 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
70 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
71 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
72 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
73 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
74 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
75 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
76 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
77 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)

```

PUNTRAM 00.00

21/08/80 16.39.43

3

```

40 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
41 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
42 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
43 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
44 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
45 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
46 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
47 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
48 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
49 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
50 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
51 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
52 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
53 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
54 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
55 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
56 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
57 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
58 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
59 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
60 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
61 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
62 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
63 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
64 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
65 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
66 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
67 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
68 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
69 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
70 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
71 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
72 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
73 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
74 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
75 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
76 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)
77 UO=UO*(1-PI)+UMZ*(PI)

```

PUNTRAM 00.00

21/08/80 18.39.43

4

NOV LE	PROBATA	TYPE P	LUNDEUR	11AB (U4S2U)
	CALEUL	TYPE P	LUNDEUR	07FS (0204U)

***** FIN DE COMPILATION: PLUS HAUT NIVEAU DEERREUR RELEVANTE : 0) 12.39.58

UJET LUTTER AN = P4UT PM = U001 UNITE = 97/08/80

H.2EB = 134 57M 155 H.FIN = 13H 00M 01S T4: = 0000232Y

LCP = 00040 MEM = U0011 LB = 000492 IM = OUT = U0000

90 = 01 MR # 01

LINE
STARTED

AUCUNE ERREUR A L'EGALISATION DE LIGNE

YEAR	DRAPA	TMT6	IM13	IM12	IM11	YMT1	YMT2	YMT3	YMT4	YMT5	YMT6	YMT7	YMT8	YMT9	YMT10	YMT11	YMT12	YMT13	YMT14	YMT15	YMT16	YMT17	YMT18	YMT19	YMT20	YMT21	YMT22	YMT23	YMT24	YMT25	YMT26	YMT27	YMT28	YMT29	YMT30	YMT31	YMT32	YMT33	YMT34	YMT35	YMT36	YMT37	YMT38	YMT39	YMT40	YMT41	YMT42	YMT43	YMT44	YMT45	YMT46	YMT47	YMT48	YMT49	YMT50	YMT51	YMT52	YMT53	YMT54	YMT55	YMT56	YMT57	YMT58	YMT59	YMT60	YMT61	YMT62	YMT63	YMT64	YMT65	YMT66	YMT67	YMT68	YMT69	YMT70	YMT71	YMT72	YMT73	YMT74	YMT75	YMT76	YMT77	YMT78	YMT79	YMT80	YMT81	YMT82	YMT83	YMT84	YMT85	YMT86	YMT87	YMT88	YMT89	YMT90	YMT91	YMT92	YMT93	YMT94	YMT95	YMT96	YMT97	YMT98	YMT99	YMT100	YMT101	YMT102	YMT103	YMT104	YMT105	YMT106	YMT107	YMT108	YMT109	YMT110	YMT111	YMT112	YMT113	YMT114	YMT115	YMT116	YMT117	YMT118	YMT119	YMT120	YMT121	YMT122	YMT123	YMT124	YMT125	YMT126	YMT127	YMT128	YMT129	YMT130	YMT131	YMT132	YMT133	YMT134	YMT135	YMT136	YMT137	YMT138	YMT139	YMT140	YMT141	YMT142	YMT143	YMT144	YMT145	YMT146	YMT147	YMT148	YMT149	YMT150	YMT151	YMT152	YMT153	YMT154	YMT155	YMT156	YMT157	YMT158	YMT159	YMT160	YMT161	YMT162	YMT163	YMT164	YMT165	YMT166	YMT167	YMT168	YMT169	YMT170	YMT171	YMT172	YMT173	YMT174	YMT175	YMT176	YMT177	YMT178	YMT179	YMT180	YMT181	YMT182	YMT183	YMT184	YMT185	YMT186	YMT187	YMT188	YMT189	YMT190	YMT191	YMT192	YMT193	YMT194	YMT195	YMT196	YMT197	YMT198	YMT199	YMT200	YMT201	YMT202	YMT203	YMT204	YMT205	YMT206	YMT207	YMT208	YMT209	YMT210	YMT211	YMT212	YMT213	YMT214	YMT215	YMT216	YMT217	YMT218	YMT219	YMT220	YMT221	YMT222	YMT223	YMT224	YMT225	YMT226	YMT227	YMT228	YMT229	YMT230	YMT231	YMT232	YMT233	YMT234	YMT235	YMT236	YMT237	YMT238	YMT239	YMT240	YMT241	YMT242	YMT243	YMT244	YMT245	YMT246	YMT247	YMT248	YMT249	YMT250	YMT251	YMT252	YMT253	YMT254	YMT255	YMT256	YMT257	YMT258	YMT259	YMT260	YMT261	YMT262	YMT263	YMT264	YMT265	YMT266	YMT267	YMT268	YMT269	YMT270	YMT271	YMT272	YMT273	YMT274	YMT275	YMT276	YMT277	YMT278	YMT279	YMT280	YMT281	YMT282	YMT283	YMT284	YMT285	YMT286	YMT287	YMT288	YMT289	YMT290	YMT291	YMT292	YMT293	YMT294	YMT295	YMT296	YMT297	YMT298	YMT299	YMT300	YMT301	YMT302	YMT303	YMT304	YMT305	YMT306	YMT307	YMT308	YMT309	YMT310	YMT311	YMT312	YMT313	YMT314	YMT315	YMT316	YMT317	YMT318	YMT319	YMT320	YMT321	YMT322	YMT323	YMT324	YMT325	YMT326	YMT327	YMT328	YMT329	YMT330	YMT331	YMT332	YMT333	YMT334	YMT335	YMT336	YMT337	YMT338	YMT339	YMT340	YMT341	YMT342	YMT343	YMT344	YMT345	YMT346	YMT347	YMT348	YMT349	YMT350	YMT351	YMT352	YMT353	YMT354	YMT355	YMT356	YMT357	YMT358	YMT359	YMT360	YMT361	YMT362	YMT363	YMT364	YMT365	YMT366	YMT367	YMT368	YMT369	YMT370	YMT371	YMT372	YMT373	YMT374	YMT375	YMT376	YMT377	YMT378	YMT379	YMT380	YMT381	YMT382	YMT383	YMT384	YMT385	YMT386	YMT387	YMT388	YMT389	YMT390	YMT391	YMT392	YMT393	YMT394	YMT395	YMT396	YMT397	YMT398	YMT399	YMT400	YMT401	YMT402	YMT403	YMT404	YMT405	YMT406	YMT407	YMT408	YMT409	YMT410	YMT411	YMT412	YMT413	YMT414	YMT415	YMT416	YMT417	YMT418	YMT419	YMT420	YMT421	YMT422	YMT423	YMT424	YMT425	YMT426	YMT427	YMT428	YMT429	YMT430	YMT431	YMT432	YMT433	YMT434	YMT435	YMT436	YMT437	YMT438	YMT439	YMT440	YMT441	YMT442	YMT443	YMT444	YMT445	YMT446	YMT447	YMT448	YMT449	YMT450	YMT451	YMT452	YMT453	YMT454	YMT455	YMT456	YMT457	YMT458	YMT459	YMT460	YMT461	YMT462	YMT463	YMT464	YMT465	YMT466	YMT467	YMT468	YMT469	YMT470	YMT471	YMT472	YMT473	YMT474	YMT475	YMT476	YMT477	YMT478	YMT479	YMT480	YMT481	YMT482	YMT483	YMT484	YMT485	YMT486	YMT487	YMT488	YMT489	YMT490	YMT491	YMT492	YMT493	YMT494	YMT495	YMT496	YMT497	YMT498	YMT499	YMT500	YMT501	YMT502	YMT503	YMT504	YMT505	YMT506	YMT507	YMT508	YMT509	YMT510	YMT511	YMT512	YMT513	YMT514	YMT515	YMT516	YMT517	YMT518	YMT519	YMT520	YMT521	YMT522	YMT523	YMT524	YMT525	YMT526	YMT527	YMT528	YMT529	YMT530	YMT531	YMT532	YMT533	YMT534	YMT535	YMT536	YMT537	YMT538	YMT539	YMT540	YMT541	YMT542	YMT543	YMT544	YMT545	YMT546	YMT547	YMT548	YMT549	YMT550	YMT551	YMT552	YMT553	YMT554	YMT555	YMT556	YMT557	YMT558	YMT559	YMT560	YMT561	YMT562	YMT563	YMT564	YMT565	YMT566	YMT567	YMT568	YMT569	YMT570	YMT571	YMT572	YMT573	YMT574	YMT575	YMT576	YMT577	YMT578	YMT579	YMT580	YMT581	YMT582	YMT583	YMT584	YMT585	YMT586	YMT587	YMT588	YMT589	YMT590	YMT591	YMT592	YMT593	YMT594	YMT595	YMT596	YMT597	YMT598	YMT599	YMT600	YMT601	YMT602	YMT603	YMT604	YMT605	YMT606	YMT607	YMT608	YMT609	YMT610	YMT611	YMT612	YMT613	YMT614	YMT615	YMT616	YMT617	YMT618	YMT619	YMT620	YMT621	YMT622	YMT623	YMT624	YMT625	YMT626	YMT627	YMT628	YMT629	YMT630	YMT631	YMT632	YMT633	YMT634	YMT635	YMT636	YMT637	YMT638	YMT639	YMT640	YMT641	YMT642	YMT643	YMT644	YMT645	YMT646	YMT647	YMT648	YMT649	YMT650	YMT651	YMT652	YMT653	YMT654	YMT655	YMT656	YMT657	YMT658	YMT659	YMT660	YMT661	YMT662	YMT663	YMT664	YMT665	YMT666	YMT667	YMT668	YMT669	YMT670	YMT671	YMT672	YMT673	YMT674	YMT675	YMT676	YMT677	YMT678	YMT679	YMT680	YMT681	YMT682	YMT683	YMT684	YMT685	YMT686	YMT687	YMT688	YMT689	YMT690	YMT691	YMT692	YMT693	YMT694	YMT695	YMT696	YMT697	YMT698	YMT699	YMT700	YMT701	YMT702	YMT703	YMT704	YMT705	YMT706	YMT707	YMT708	YMT709	YMT710	YMT711	YMT712	YMT713	YMT714	YMT715	YMT716	YMT717	YMT718	YMT719	YMT720	YMT721	YMT722	YMT723	YMT724	YMT725	YMT726	YMT727	YMT728	YMT729	YMT730	YMT731	YMT732	YMT733	YMT734	YMT735	YMT736	YMT737	YMT738	YMT739	YMT740	YMT741	YMT742	YMT743	YMT744	YMT745	YMT746	YMT747	YMT748	YMT749	YMT750	YMT751	YMT752	YMT753	YMT754	YMT755	YMT756	YMT757	YMT758	YMT759	YMT760	YMT761	YMT762	YMT763	YMT764	YMT765	YMT766	YMT767	YMT768	YMT769	YMT770	YMT771	YMT772	YMT773	YMT774	YMT775	YMT776	YMT777	YMT778	YMT779	YMT780	YMT781	YMT782	YMT783	YMT784	YMT785	YMT786	YMT787	YMT788	YMT789	YMT790	YMT791	YMT792	YMT793	YMT794	YMT795	YMT796	YMT797	YMT798	YMT799	YMT800	YMT801	YMT802	YMT803	YMT804	YMT805	YMT806	YMT807	YMT808	YMT809	YMT810	YMT811	YMT812	YMT813	YMT814	YMT815	YMT816	YMT817	YMT818	YMT819	YMT820	YMT821	YMT822	YMT823	YMT824	YMT825	YMT826	YMT827	YMT828	YMT829	YMT830	YMT831	YMT832	YMT833	YMT834	YMT835	YMT836	YMT837	YMT838	YMT839	YMT840	YMT841	YMT842	YMT843	YMT844	YMT845	YMT846	YMT847	YMT848	YMT849	YMT850	YMT851	YMT852	YMT853	YMT854	YMT855	YMT856	YMT857	YMT858	YMT859	YMT860	YMT861	YMT862	YMT863	YMT864	YMT865	YMT866	YMT867	YMT868	YMT869	YMT870	YMT871	YMT872	YMT873	YMT874	YMT875	YMT876	YMT877	YMT878	YMT879	YMT880	YMT881	YMT882	YMT883	YMT884	YMT885	YMT886	YMT887	YMT888	YMT889	YMT890	YMT891	YMT892	YMT893	YMT894	YMT895	YMT896	YMT897	YMT898	YMT899	YMT900	YMT901	YMT902	YMT903	YMT904	YMT905	YMT906	YMT907	YMT908	YMT909	YMT910	YMT911	YMT912	YMT913	YMT914	YMT915	YMT916	YMT917	YMT918	YMT919	YMT920	YMT921	YMT922	YMT923	YMT924	YMT925	YMT926	YMT927	YMT928	YMT929	YMT930	YMT931	YMT932	YMT933	YMT934	YMT935	YMT936	YMT937	YMT938	YMT939	YMT940	YMT941	YMT942	YMT943	YMT944	YMT945	YMT946	YMT947	YMT948	YMT949	YMT950	YMT951	YMT952	YMT953	YMT954	YMT955	YMT956	YMT957	YMT958	YMT959	YMT960	YMT961	YMT962	YMT963	YMT964	YMT965	YMT966	YMT967	YMT968	YMT969	YMT970	YMT971	YMT972	YMT973	YMT974	YMT975	YMT976	YMT977	YMT978	YMT979	YMT980	YMT981	YMT982	YMT983	YMT984	YMT985	YMT986	YMT987	YMT988	YMT989	YMT990	YMT991	YMT992	YMT993	YMT994	YMT995	YMT996	YMT997	YMT998	YMT999	YMT1000
------	-------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	---------

YEAR	DELTA	TIM	INIC	TRM	TRM2	IL1	XL1	IL13	TL14	TL24	XL24	TL2M	DELTA	LE	NETAX
80	10.0	35.0	32.0	34.0	35.0	36.0	37.0	38.0	39.0	40.0	41.0	42.0	43.0	44.0	45.0
81	11.0	36.0	33.0	35.0	36.0	37.0	38.0	39.0	40.0	41.0	42.0	43.0	44.0	45.0	46.0
82	12.0	37.0	34.0	36.0	37.0	38.0	39.0	40.0	41.0	42.0	43.0	44.0	45.0	46.0	47.0
83	13.0	38.0	35.0	37.0	38.0	39.0	40.0	41.0	42.0	43.0	44.0	45.0	46.0	47.0	48.0
84	14.0	39.0	36.0	38.0	39.0	40.0	41.0	42.0	43.0	44.0	45.0	46.0	47.0	48.0	49.0
85	15.0	40.0	37.0	39.0	40.0	41.0	42.0	43.0	44.0	45.0	46.0	47.0	48.0	49.0	50.0
86	16.0	41.0	38.0	40.0	41.0	42.0	43.0	44.0	45.0	46.0	47.0	48.0	49.0	50.0	51.0
87	17.0	42.0	39.0	41.0	42.0	43.0	44.0	45.0	46.0	47.0	48.0	49.0	50.0	51.0	52.0
88	18.0	43.0	40.0	42.0	43.0	44.0	45.0	46.0	47.0	48.0	49.0	50.0	51.0	52.0	53.0
89	19.0	44.0	41.0	43.0	44.0	45.0	46.0	47.0	48.0	49.0	50.0	51.0	52.0	53.0	54.0
90	20.0	45.0	42.0	44.0	45.0	46.0	47.0	48.0	49.0	50.0	51.0	52.0	53.0	54.0	55.0
91	21.0	46.0	43.0	45.0	46.0	47.0	48.0	49.0	50.0	51.0	52.0	53.0	54.0	55.0	56.0
92	22.0	47.0	44.0	46.0	47.0	48.0	49.0	50.0	51.0	52.0	53.0	54.0	55.0	56.0	57.0
93	23.0	48.0	45.0	47.0	48.0	49.0	50.0	51.0	52.0	53.0	54.0	55.0	56.0	57.0	58.0
94	24.0	49.0	46.0	48.0	49.0	50.0	51.0	52.0	53.0	54.0	55.0	56.0	57.0	58.0	59.0
95	25.0	50.0	47.0	49.0	50.0	51.0	52.0	53.0	54.0	55.0	56.0	57.0	58.0	59.0	60.0
96	26.0	51.0	48.0	50.0	51.0	52.0	53.0	54.0	55.0	56.0	57.0	58.0	59.0	60.0	61.0
97	27.0	52.0	49.0	51.0	52.0	53.0	54.0	55.0	56.0	57.0	58.0	59.0	60.0	61.0	62.0
98	28.0	53.0	50.0	52.0	53.0	54.0	55.0	56.0	57.0	58.0	59.0	60.0	61.0	62.0	63.0
99	29.0	54.0	51.0	53.0	54.0	55.0	56.0	57.0	58.0	59.0	60.0	61.0	62.0	63.0	64.0
00	30.0	55.0	52.0	54.0	55.0	56.0	57.0	58.0	59.0	60.0	61.0	62.0	63.0	64.0	65.0

