

CONTRIBUȚII LA STUDIUL ȘI CERCETAREA SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ COMPACTE, DIN ALUMINIU, CU NERVURI ONDULATE

Teză destinată obținerii
titlului științific de doctor inginer
la
Universitatea "Politehnica" din Timișoara
în domeniul INGINERIE MECANICĂ
de către

Ing. Paul Ilieș

Conducător științific:

Referenți științifici:

prof.univ.dr.ing. Mihai NAGI

prof.univ.dr.ing. Teodor MĂDĂRĂȘAN

prof.univ.dr.ing. Marin BICĂ

conf.univ.dr.ing. Ioan LAZA

Ziua susținerii tezei: 10.12.2009

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- | | |
|------------------------|---|
| 1. Automatică | 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații |
| 2. Chimie | 8. Inginerie Industrială |
| 3. Energetică | 9. Inginerie Mecanică |
| 4. Ingineria Chimică | 10. Știința Calculatoarelor |
| 5. Inginerie Civilă | 11. Știința și Ingineria Materialelor |
| 6. Inginerie Electrică | |

Universitatea „Politehnica” din Timișoara a inițiat seriile de mai sus în scopul diseminării expertizei, cunoștințelor și rezultatelor cercetărilor întreprinse în cadrul școlii doctorale a universității. Seriile conțin, potrivit H.B.Ex.S Nr. 14 / 14.07.2006, tezele de doctorat susținute în universitate începând cu 1 octombrie 2006.

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2006

Această publicație este supusă prevederilor legii dreptului de autor. Multiplicarea acestei publicații, în mod integral sau în parte, traducerea, tipărirea, reutilizarea ilustrațiilor, expunerea, radiodifuzarea, reproducerea pe microfilme sau în orice altă formă este permisă numai cu respectarea prevederilor Legii române a dreptului de autor în vigoare și permisiunea pentru utilizare obținută în scris din partea Universității „Politehnica” din Timișoara. Toate încălcările acestor drepturi vor fi penalizate potrivit Legii române a drepturilor de autor.

România, 300159 Timișoara, Bd. Republicii 9,
tel. 0256 403823, fax. 0256 403221
e-mail: editura@edipol.upt.ro

Cuvânt înainte

Lucrarea "CONTRIBUȚII LA STUDIUL ȘI CERCETAREA SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ COMPACTE, DIN ALUMINIU, CU NERVURI ONDULATE " are la bază activitatea de cercetare de peste 25 de ani a autorului începută la firma IUT Bistrița și apoi la S.C. RAAL S.A. Bistrița. Ea a putut fi elaborată datorită climatului de cercetare științifică existent în Întreprinderea S.C. RAAL S.A. Bistrița și datorită colaborării de peste 20 de ani a autorului cu Catedra de Termotehnică, Mașini Termice și Autovehicule Rutiere, de la Facultatea de Mecanică, Universitatea Politehnică din Timișoara.

Îmi exprim mulțumirile și considerația față de D-l prof. dr. ing. Mihai NAGI, conducătorul științific al acestei lucrări pentru întreaga activitate de îndrumare științifică și profesională.

Mulțumesc referenților, d-lui prof. dr. ing. Marin BICĂ, d-lui prof. dr. ing. Teodor MĂDĂRĂȘAN și d-lui conf. dr. ing. Ioan LAZA pentru atenția deosebită cu care au lecturat manuscrisul, pentru observațiile și sugestiile făcute.

Mulțumesc pe această cale tuturor colaboratorilor de la S.C. RAAL S.A. Bistrița și de la Universitatea Politehnică din Timișoara, în special regretatului prof. dr. ing. Virgil NEGREA, domnilor prof. dr. ing. Daniel IORGA, prof. dr. ing. Mihai JĂDĂNEANȚ, prof. dr. ing. Mihai NICA și conf. dr. ing. Liviu MIHON pentru sugestiile făcute la susținerea referatelor.

Timișoara, octombrie, 2009

Paul ILIEȘ

ILIEȘ Paul

Contribuții la studiul și cercetarea schimbătoarelor de căldură compacte, din aluminiu, cu nervuri ondulate

Teze de doctorat ale UPT, Seria X, Nr. YY, Editura Politehnica, 200Z, 180 pagini, 104 figuri, 6 tabele.

ISSN:uuuu-vvvv

ISBN (10):; ISBN (13):

Cuvinte cheie: schimbătoare de căldură din aluminiu, suprafețe ondulate, efectul de intrare, optimizării, metode de simulare, softurile Kuli și modeFrontier.

Rezumat,

Lucrarea de față sintetizează activitatea autorului de peste două decenii în domeniul schimbătoarelor de căldură din aluminiu.

Autorul face un studiu original privind performanțele termice și fluidodinamice ale suprafețelor ondulate. Se studiază efectul de intrare, variația presiunii și a vitezei aerului prin canalele ondulate ale schimbătoarelor de căldură.

Se prezintă pe larg cercetările experimentale și rezultatele acestor cercetări. Se tratează problema optimizării schimbătoarelor de căldură folosind metodele de cercetare experimentale și metodele de simulare prin softurile Kuli și modeFrontier.

Multe din observațiile și recomandările practice au fost deja aplicate concret în construcția schimbătoarelor de căldură la Întreprinderea S.C. RAAL S.A. Bistrița.

CUPRINS

Principalele simboluri utilizate.....	7
Lista figurilor.....	9
Lista tabelelor	13
1. Introducere	15
2. Stadiul actual în construcția schimbătoarelor de căldură compacte	21
2.1. Îmbunătățirea transferului termic.....	21
2.2. Construcția suprafețelor de transfer termic cu nervuri.....	23
2.2.1. Principalele tipuri de suprafețe extinse	23
2.2.2. Tipuri de schimbătoare de căldură realizate la RAAL Bistr...	29
2.3. Tendința actuală în construcția grupurilor și a sistemelor de răcire	37
2.3.1. Tendințe pe plan mondial	37
2.3.2. Grupuri de răcire realizate la S.S. RAAL Bistrița	39
2.4. Performanțele schimbătoarelor de căldură cu suprafețe extinse	41
3. Calculul și compararea schimbătoarelor de căldură cu suprafețe extinse.....	45
3.1. Calculul termic	45
3.2. Calculul fluidodinamic al schimbătoarelor de căldură	54
3.3. Criterii de comparație pentru schimbătoare de căldură	57
4. Cercetări teoretice privind performanțele termice și fluidodinamice ale suprafețelor ondulate	61
4.1. Efectul de intrare la nervurile ondulate.....	62
4.2. Efectul ondulării nervurii asupra transferului termic	66
4.3. Concluzii privind cercetarea teoretică a nervurilor ondulate.....	71
5. Fabricarea schimbătoarelor de căldură compacte, din aluminiu	72
5.1. Fabricarea nervurilor ondulate.....	72
5.2. Generalități privind brazarea.....	75
5.3. Procedee de brazare	78
6. Contribuții la realizarea unor noi tipuri de schimbătoare de căldură compacte și sisteme de răcire.....	82
6.1. Răcitor cu curgerea fluidelor în contracurent	82
6.2. Sisteme cu circuite auxiliare de răcire	84
7. Cercetări experimentale privind performanțele schimbătoarelor de căldură cu nervuri ondulate	87
7.1. Standul pentru încercarea schimbătoarelor de căldură	87
7.2. Încercarea schimbătoarelor de căldură cu nervuri ondulate.....	101
7.2.1. Schimbătoarele de căldură utilizate la încercări	101
7.2.2. Condiții de încercare și prelucrare a datelor experimentale.....	103
7.2.3. Generalizarea rezultatelor experimentale	119
7.2.4. Calculul erorilor	129
8. Procedee pentru optimizarea schimbătoarelor de căldură	132
8.1. Probleme generale de optimizare.....	132
8.2. Optimizarea prin cercetări experimentale	132
8.3. ModeFrontier și Kuli în optimizarea schimbătoarelor de căldură	135
9. Concluzii și contribuții personale	142
9.1. Concluzii.	142
9.2. Contribuții originale	144
Anexe.....	147
Bibliografie	189

Principalele simboluri utilizate

A, S	$[m^2]$	- aria, suprafața
$c \Big _{t_1}^{t_2}$	$[J/kgK]$	- capacitatea termică masică medie
c_p	$[J/kgK]$	- capacitatea termică masică la presiune constantă
c_v	$[J/kgK]$	- capacitatea termică masică la volum constant
C_n	$[W/m^2K^4]$	- constanta de radiație a corpului negru
D	$[m]$	- diametrul
d_c	$[m]$	- diametrul echivalent
I	$[J/kg]$	- entalpia masică
I	$[J]$	- entalpia
k	$[W/m^2K]$	- coeficientul de transfer termic total
l	$[m]$	- lungimea, dimensiunea caracteristică
m	$[kg]$	- masa
\dot{m}	$[kg/s]$	- debitul masic
p, P	$[N/m^2]$	- presiunea
p_b	$[N/m^2]$	- presiunea barometrică
q_t	$[J/kg]$	- căldura latentă de topire
\dot{Q}	$[W]$	- fluxul termic
S	$[m^2]$	- secțiunea
T	$[^{\circ}C]$	- temperatura (în grade Celsius)
T	$[K]$	- temperatura absolută
T_n	$[K]$	- temperatura în starea fizică, normală
ν	$[m^3/kg]$	- volumul masic
V	$[m^3]$	- volumul
W	$[m/s]$	- viteza
α_t	$[W/m^2 K]$	- coeficientul de transfer termic
β	$[1/K]$	- coeficientul de dilatare liniară
δ	$[m]$	- grosimea
ζ	$[1/K]$	- coeficientul de dilatare volumică
ε	$[-]$	- coeficient de emisie
η	$[Ns/m^2]$	- vâscozitatea dinamică
λ	$[W/m K]$	- conductivitatea termică
ν	$[m^2/s]$	- vâscozitatea cinematică
ρ	$[kg/m^3]$	- masa specifică
τ	$[s]$	- timpul

LISTA FIGURILOR

1	Fig. 2.1. Matrice in sistemul Sandwich	24
2	Fig. 2.2. Nervuri decupate-sparte (Louvered fin)	25
3	Fig. 2.3. Nervuri ondulate (Wavy air fin)	25
4	Fig. 2.4. Nervuri drepte (Flat top fin)	26
5	Fig. 2.5. Nervuri discontinue dispusa alternant	26
6	Fig. 2.6. Posibilități de montare a nervurii discontinue dispusă alternant	27
7	Fig. 2.7. Tipuri de nervuri realizate la S.C. RAAL	28
8	Fig. 2.8. Matrice de schimbător de căldură tip "plăci și bare"	29
9	Fig. 2.9. Schimbătoare de căldură tip "plăci și bare" din fabricația RAAL	30
10	Fig. 2.10. Diferite tipuri de schimbătoare de căldură "plăci și bare"	30
11	Fig. 2.11. Răcitoare tip Shell din fabricația RAAL	31
12	Fig. 2.12. Diferite poziționari ale racorzilor la schimbătoarele de căldură	31
13	Fig. 2.13. Schimbătoare de căldură cu "plăci brazate"	32
14	Fig. 2.14. Schimbător de căldură cu tuburi plate	32
15	Fig. 2.15. Nervuri discontinue montate între plăci	33
16	Fig. 2.16. Diferite tipuri de schimbătoare de căldură cu tuburi plate, din fabricația RAAL	33
17	Fig. 2.17. Răcitor circular	34
18	Fig. 2.18. Răcitor cu curgerea fluidelor în contracurent	34
19	Fig. 2.19. Schimbătoare de căldură cu tuburi sudate sau extrudate	35
20	Fig. 2.20. Schimbătoare cu tuburi plate	35
21	Fig. 2.21. Tipuri de schimbătoare de căldură realizate la S.C RAAL	36
22	Fig. 2.22. Schimbătoare de căldură de dimensiuni mari	36
23	Fig. 2.23. Sisteme simple de răcire	38
24	Fig. 2.24. Sistem combinat de răcire	39
25	Fig. 2.25. Schimbătoare de căldură side by side and face to face realizate la RAAL	39
26	Fig. 2.26. Grup de racitoare, sistemul combinat, produs la RAAL	40
27	Fig. 2.27. $St \cdot Pr^{2/3} = f(Re)$ și $c_f = f(Re)$ pentru suprafețe cu nervuri ondulate	42
28	Fig. 2.28. Performanțelor termice și hidrodinamice ale nervurilor discontinue (P) și sinusoidale (N)	44
29	Fig. 3.1. Simbolizarea curgerilor încrucișate	47
30	Fig. 3.2. Dependența $\Phi = f(\mu, \chi)$	48
31	Fig. 3.3. Diagrama de temperatură pentru curgere în contracurent	49
32	Fig. 3.4. Perete nervurat	50
33	Fig. 3.5. Graficul dependenței $\eta = f(mh)$, pentru diferite tipuri de nervuri	53
34	Fig. 3.6. Variația $\varepsilon_v = f(\varepsilon_c)$ pentru răcitoare de ulei răcite cu apă	60
35	Fig. 4.1. Nervură ondulată din aluminiu	61
36	Fig. 4.2. Variația stratului limită la intrare pe o suprafață plană	63
37	Fig. 4.3. Variația vitezelor pe o suprafață ondulată	65
38	Fig. 4.4. Canal cu pereți ondulați	66
39	Fig. 4.5. Forma curgerii și distribuția vitezei pe o suprafață curbilinie neaerodinamică	69
40	Fig. 5.1. Mașina de format nervuri ondulate WFM-250 (cu came)	73
41	Fig. 5.2. Mașini de format nervuri cu mekansim bielă-manivelă MFB-250	75

42	Fig. 5.3	Situația înainte și după brazarea a celor două piese de lipit	77
43	Fig. 5.4.	Cuptoare orizontale continue, montate la RAAL Bistrita	79
44	Fig. 5.5.	Cuptoare verticale montate la RAAL Bistrita	80
45	Fig. 5.6.	Instalație de brazare în vid	80
46	Fig. 6.1.	Răcitor cu plăci brazate, cu curgerea fluidelor în contracurent	83
47	Fig. 6.2.	Sistem combinat de răcire	84
48	Fig. 6.3	Sisteme cu circuite auxiliare de răcire (varianta I)	85
49	Fig. 6.4	Sisteme cu circuite auxiliare de răcire (varianta II)	85
50	Fig. 7.1.	Schema standului experimental RAAL	88
51	Fig. 7.2.	Vedere generală stand de proba RAAL	89
52	Fig. 7.3.	Canalul izolat cu mantaua de protecție	90
53	Fig. 7.4.	Ventilatorul de aer cu motor electric de 55kW	90
54	Fig. 7.5.	Motor-reductor pentru reglarea debitului de aer	91
55	Fig. 7.6.	Bazin de ulei cu capacitate de 800 litri	91
56	Fig. 7.7	Pompele de ulei cu debitmetrele Vortex	92
57	Fig. 7.8.	Bazin de apă cu capacitate de 1000 litri	93
58	Fig. 7.9.	Montaj pompa de apă Grundfos	93
59	Fig. 7.10.	Panoul de comandă pentru pompele de apă și ulei	94
60	Fig. 7.11.	Dispunerea termometrelor și termorezistențelor pe canalul de	95
61	Fig. 7.12.	Montaj diafragma de aer	95
62	Fig. 7.13.	Montaj prize de presiune	96
63	Fig. 7.14.	Montaj debitmetre de apă	97
64	Fig. 7.15.	Senzori de presiune cu afișaj digital și semnal 4-20mA	97
65	Fig. 7.16.	Senzori de presiune cu afișaj digital și semnal 4-20mA	98
66	Fig. 7.17.	Modul de achiziție date tip I7000	98
67	Fig. 7.18.	Calculatorul standului RAAL	100
68	Fig. 7.19.	Interfața program achiziție de date	100
69	Fig. 7.20.	Radiator RAAL, 400x400xGxp, cu nervuri ondulate, pentru t	101
70	Fig. 7.21.	Dimensiunile radiatoarelor RAAL pentru testare	102
71	Fig. 7.22	Ner vura ondulată utilizată pentru radiatoarele testate	102
72	Fig. 7.23.	Variația fluxurilor de căldură pentru schimbătoarele cu pasul $p=3.5$ mm	107
73	Fig. 7.24.	Variația fluxurilor de căldură în funcție de debitul de aer pentru familia de schimbătoare de căldură cu pasul nervurii de aer $p=4.0$ mm	107
74	Fig. 7.25.	Variația fluxurilor de căldură în funcție de debitul de aer pentru familia de schimbătoare de căldură cu pasul nervurii de aer $p=5.0$ mm	108
75	Fig. 7.26.	Variația fluxurilor de căldură în funcție de debitul de aer pentru schimbătoarele de căldură $G=45$ mm și $G=65$ mm cu pasul nervurii de aer	108
76	Fig. 7.27.	Variația căderilor de presiune în funcție de viteza aerului prin aparate pentru familia de schimbătoare de căldură cu $p=3,5$ mm	109
77	Fig. 7.28.	Variația căderilor de presiune în funcție de viteza aerului prin aparate pentru familia de schimbătoare de căldură cu $p=4.0$ mm	110
78	Fig. 7.29.	Variația căderilor de presiune pentru aparatele cu $p=5.0$ mm	110
79	Fig. 7.30.	Variația căderilor de presiune pentru aparatele cu $p=6.5$ mm	111
80	Fig. 7.31.	Coeficienții globali de transfer termic pentru familia de schimbătoare de căldură cu $p=3.5$ mm	112
81	Fig. 7.32.	Coeficienții globali de transfer termic pentru familia de schimbătoare de căldură cu $p=4.0$ mm	112
82	Fig. 7.33.	Coeficienții globali de transfer termic pentru familia de schimbătoare de căldură cu $p=5.0$ mm	113
83	Fig. 7.34.	Coeficienții globali de transfer termic pentru familia de schimbătoare de căldură cu $p=6.5$ mm	113

84	Fig.7.35. Variațiile eficiențelor volumice, ε_v , în funcție de eficiența e	115
85	Fig. 7.36. Caracteristica de exploatare pentru familia de schimbătoare cu $p=3,5$	116
86	Fig.7.37. Caracteristica de exploatare pentru familia de schimbătoare de caldura cu $p=4,0$ mm	117
87	Fig. 7.38. Caracteristica de exploatare pentru familia de schimbătoare de caldura încercate	117
88	Fig. 7.39. Caracteristicile de exploatare determinate experimental și teoretic.....	118
89	Fig.7.40. Variația coeficienților de transfer termic α_a pentru suprafețele cu nervuri ondulate cu pasul de 3,5mm	122
90	Fig.7.41. Variația coeficienților de transfer termic α_a pentru suprafețele cu nervuri ondulate cu pasul de 4,0 mm	122
91	Fig.7.42. Variația coeficienților de transfer termic α_a pentru suprafețele cu nervuri ondulate cu pasul de 5,0 mm și 6,5 mm	123
92	Fig.7.43. Variația Colborn pentru suprafețele cu nervuri ondulate cu pasul de 3,5 mm	124
93	Fig.7.44. Variația Colborn pentru suprafețele cu nervuri ondulate cu pasul de 4,0 mm	124
94	Fig.7.45. Variația Colborn pentru suprafețele cu nervuri ondulate cu pasul de 5,0 mm	125
95	Fig.7.46. Variația Colborn pentru suprafețele cu nervuri ondulate cu pasul de 6,5 mm	125
96	Fig.7.47. Variația Colborn pentru suprafețele cu nervuri ondulate cu pasul de 3,5 mm și 4,0 mm în compartie cu nervurile ondulate tip Kays și London	126
97	Fig.7.48. Variația coeficientului de rezistență la frecare, de partea aerului, pentru suprafețele cu nervuri ondulate cu pasul de 3,mm	127
98	Fig.7.49. Variațiile coeficienților de rezistență la frecare, pentru suprafețele cu nervuri ondulate tip RAAL în compartie cu nervurile tip Kays și London	128
99	Fig. 8.1. Eficiența energetică în funcție de viteza apei w_w pentru diferite alori ale vitezei aerului	133
100	Fig. 8.2. Dependența dintre eficiența energetică și cea volumică, cu vitezele aerului și ale apei ca parametrii	134
101	Fig. 8.3. Circuitul de apă, reprezentat într-un sistem Kuli	138
102	Fig. 8.4. Schema funcțională în modeFrontier	139
103	Fig. 8.5. Identificarea soluției optime.....	140
104	Fig. 8.6. Procesul de selecție cu ajutorul filtrelor	141

LISTA TABELELOR

1	Tabelul 5.1. Aliaje de brazare	76
2	Tabelul 6.1. Performanțele unui sistem de răcire combina	84
3	Tabelul 6.2. Performanțele sistemului de răcire cu circuit auxiliar	86
4	Tabelul 7.1. Caracteristicile constructive ale schimbătoarelor de caldură încercate	104
5	Tabelul A1. Mărimi măsurate și calculate pentru schimbătoarele testate	148
6	Tabelul A2. Generalizarea rezultatelor experimentale.....	167

1. INTRODUCERE

Schimbătoarele de căldură sunt utilaje termice în care energia termică se transmite între două sau mai multe medii fluide, care au temperaturi diferite [1,2]. În aceste aparate se pot desfășura diverse procese termice: vaporizare, condensare, evaporare, topire, solidificare, procese combinate complexe, etc.[3,4].

Schimbătoarele de căldură pot funcționa în instalațiile industriale ca utilaje principale sau ca utilaje secundare; schimbătoarele de căldură trebuie să satisfacă o serie de condiții:

- schimb de energie termică intens între agenții termici ;
- respectarea regimului de temperaturi cerut de procesul tehnologic ;
- siguranță și securitate în exploatare;
- fiabilitate, construcție simplă și compactă, economică, etc.

Transferul de căldură și forma aparatului este influențată de un număr foarte mare de factori; de aici rezultă o mare diversitate a tipurilor constructive de aparate. Astăzi schimbătoarele de căldură sunt utilizate în toate ramurile industriale [5,6], și apar noi tipuri constructive astfel că nici nu se poate face o clasificare exhaustivă. Clasificările existente în literatura de specialitate [7,8] se fac în funcție de modul de transmitere a energiei, regimul de lucru, schema de curgere, materialul de construcție, etc.

În cazul instalațiilor fixe, mărimea aparatului nu este totdeauna un factor de prim ordin, dar la instalațiile mobile se pune problema unor aparate cu volum redus și cu suprafețe de transfer termic cât mai mari; aceasta fiind deja o condiție de bază în proiectarea lor [9,10].

Recuperatoarele (schimbătoarele de căldură cu transfer indirect continuu) sunt aparatele cele mai răspândite; cei doi agenți termici curg în același timp prin aparat, fiind despărțiți de un perete bun conducător de energie termică.

Pâna prin anii '50, schimbătoarele de căldură compacte se construiau numai din fascicule de țevi rotunde cu pereți netezi (eventual nervurate în exterior), deoarece datele cu privire la transferul termic și rezistențele hidraulice erau suficiente pentru a avea certitudinea realizării performanțelor impuse la proiectare și datorită tehnologiei relativ simple de realizare ale acestor aparate. Cele mai utilizate aparate cu fascicul de țevi erau cele de tip tubular cu circulația unui fluid prin interiorul țevilor și a celui alt fluid prin exteriorul lor.

În anul 1945 "U.S.N. BUREAU OF SHIPS" a introdus tema realizării aparatelor compacte în programul de cercetare [11] efectuat la "Naval Engineering Experiment, Station Annapolis, Maryland" pentru a obține date sub forma convenabilă necesară calculului transferului termic și a rezistenței hidraulice a suprafețelor compacte. Cercetările obținute au ajuns însă foarte târziu în literatura de specialitate.

După anul 1960 fasciculele de țevi rotunde nervurate în interior sau/și exterior se impun tot mai mult în construcția schimbătoarelor de căldură [12,13] fiind utilizate și studiate încă foarte mult timp [14-16] deși s-a demonstrat eficiența lor scăzută în comparație cu aparatele compacte din aliaje ușoare [17]. Un aport deosebit are și industria instalațiilor de condiționat aerul, care între anii 1960-1970, capătă o răspândire din ce în ce mai largă atât ca instalații de confort, cât și pentru asigurarea condițiilor pentru desfășurarea proceselor tehnologice moderne. Fenomenele complexe ce se produc în aceste aparate, mai ales schimbul de căldură

la nivelul suprafețelor nervurate de transfer termic, au fost domenii larg cercetate în literatura de specialitate [18].

Realizarea unor schimbătoare de căldură în aviație în lume dar și în țara noastră [19,20], cu dimensiuni mici și ușoare a deschis calea spre elaborarea unor tipuri de suprafețe de transfer termic, mult mai compacte, în comparație cu suprafețele care pot fi obținute cu ajutorul țevilor rotunde.

Cercetările pentru mărirea performanțelor motoarelor cu ardere internă, pe lângă alte metode, au în vedere răcirea aerului de supraalimentare necesar arderii; acest procedeu mărește performanțele motoarelor ceea ce a făcut necesar studiul, proiectarea și încercarea diferitelor tipuri de răcitoare de supraalimentare [21,22]. Aceste aparate trebuie să aibă un gabarit redus la o suprafață de transfer termic mare și performanțe ridicate.

La începutul anilor '80 se introduc pe piață aliajele tip "long-life" (cu durată lungă de exploatare) [70], aceste aliaje au devenit un standard pentru majoritatea aplicațiilor care implică tuburi pentru răcitoare și plăci pentru vaporizatoare. Aceste materiale sunt numite „long-life” prin modificarea elementelor principale de aliere (Cu↑, Si, Fe↓, Mg ↑, Ti↑ etc.). „ Long-life” înseamnă aliaje de cinci ori mai rezistente la coroziune decât aliajele standard, așa cum rezultă în urma testelor de coroziune de tip SWAT (Acidified Synthetic Sea Water Test) [43,44]

Pe la mijlocul anilor '80 se pune problema reducerii greutatei vehiculelor de pasageri ca un factor cheie în vederea diminuării emisiilor de noxe ca un mijloc de protecție a mediului ambiant. De atunci cantitatea de aluminiu per vehicul aproape s-a dublat. Se estima că începând din 2005, 100% din volumul total de schimbătoare de căldură de pe autovehicule să se producă din aluminiu. În America de Nord aluminiul a atins deja o marja de penetrare a pieții de 100%. S-au efectuat calcule iar rezultatele confirmă că pentru fiecare kilogram scăzut din greutatea totală a unui vehicul se reduc aprox. 20 kg de CO₂. În mod curent, dintr-o cantitate totală de aprox. 130 kg de aluminiu într-un autovehicul, componentele schimbătorului de căldură cântăresc în jur de 14 kg.

Se poate concluziona că a apărut necesitatea realizării unor schimbătoare de căldură cu volum cât mai mic și cu performanțe cât mai ridicate. În Europa apar firme puternice [23,24]. care ridică standardul de calitate în domeniul schimbătoarelor de căldură.

Din cauza numărului mare de factori care influențează transferul termic în schimbătoarele de căldură, nu s-a reușit să se ajungă la o rezolvare teoretică a acestor aparate. Diversitatea tipurilor constructive impun cercetări particulare cu posibilități destul de reduse pentru generalizarea datelor experimentale [25,26].

Până în anii 1980 în țara noastră se construiau schimbătoare de căldură compacte cu fascicul de țevi dispuse în manta, țevi cu aripioare exterioare sau/și interioare, cu țevi rotunde sau plate. Aceste aparate utilizate la răcitoare de ulei sau răcitor de aer de supraalimentare au constituit activitatea de cercetare științifică de bază și a colectivelor de cercetare de la Institutele Politehnice unele cu vechi tradiții în acest domeniu cum ar fi Institutul Politehnic "Traian Vuia" din Timișoara. Această activitate a creat grupuri puternice de cercetare, capabile să abordeze la un înalt nivel științific o diversitate de probleme cu caracter termic [27-30] și cu considerații critice privind performanțele diferitelor tipuri de răcitoare [31] sau posibilitatea compactizării acestora [32,33].

Prin anii 1981-1982, secția de radiatoare al I.U.T. Bistrița începe să producă schimbătoare de căldură în construcție brațată din aluminiu și începe o colaborare rodnică și de durată între Institutul Politehnic "Traian Vuia" din Timișoara și I.U.T. Bistrița. Între anii 1982-1996 în cadrul Catedrei de Termotehnică și Mașini termice

de la Institutul Politehnic "Traian Vuia" din Timișoara s-au studiat și s-au încercat un număr foarte mare de aparate de acest fel [34-37]. Încercările au fost efectuate pe standuri concepute și realizate în acest scop în atelierele catedrei TMT cu largul concurs al conducerii I.U.T. Bistrița.

În anul 1991 se fondează societatea pe acțiuni "RAAL" S.A BISTRITȚA, care se dezvoltă puternic după 1997 când intră în funcțiune prima linie de brazare în atmosferă controlată (tehnologie Nocolok). Activitatea generală și curentă a firmei este în conformitate cu standardele europene privind fabricația schimbătoarelor de căldură, respectiv: ISO 9001:2000, ISO/TS 16949:2002; etc. Datorită tendinței de creștere a cerințelor pieței pentru schimbătoare de căldură rezistente la coroziune și temperaturi mari în exploatare, S.C. RAAL și-a îndreptat atenția spre fabricarea și a schimbătoarelor de căldură din oțel inoxidabil și modernizarea tehnologiei de brazare.

Astăzi produsele RAAL, schimbătoare de căldură din aluminiu și oțel inoxidabil, sunt exportate în peste 20 de țări, printre care Italia, USA, Austria, Germania, Marea Britanie, Cehia, Turcia, Finlanda, Franța, Suedia, Norvegia, Elveția ș.a.

Mașinile și instalațiile industriale pot fi prevăzute cu motoare cu ardere internă, utilaje de forță etc., dotate la rândul lor cu schimbătoare de căldură cum ar fi: răcitoare de ulei (uleiul de motor, de transmisie, etc.), răcitoare de apă, răcitoare de aer de supraalimentare, condensatoare, climatizoare, vaporizatoare, etc. Aceste aparate construite separat ocupă un spațiu relativ mare cu multe circuite. Astăzi există tendința de grupare a acestor schimbătoare, în construcții compacte, utilizând pentru răcire unul sau două fluide, de obicei aerul atmosferic și/sau apa. Datorită creșterii puterilor instalate [38,39]. este necesară și creșterea puterilor grupurilor de răcire. Grupurile de răcire prevăzute cu ventilator tind să aibă grosimi considerabile ceea ce duce la creșterea căderii de presiune pe grup (implicat la necesitatea măririi puterii ventilatorului) și la creșterea zgomotului generat de către ventilator. Normele severe prevăzute de legislația europeană privind combaterea poluării mediului ambiant în transportul rutier, reducerea poluării sonore a centrelor urbane [40,41] și cele legate de reducerea zgomotului [42], au impus găsirea de noi soluții privind grupurile de răcire cu ventilatoare.

Pe plan mondial există preocupări pentru dezvoltarea unor aliaje din aluminiu cu rezistență mecanică mărită comparativ cu aliajele convenționale, respectiv performanțe la coroziune.

La RAAL Bistrița, cercetările se fac pe standuri complexe realizate la cel mai înalt nivel tehnic și au în vedere optimizarea sistemelor de răcire și reducerea zgomotului.

Lucrarea de față sintetizează activitatea autorului de peste două decenii în acest domeniu al schimbătoarelor de aluminiu.

Lucrarea este împărțită în 9 capitole; în capitolul de Introducere se face o scurtă istorie privind studiul și cercetarea schimbătoarelor de căldură compacte.

În capitolul 2 se tratează stadiul actual în construcția schimbătoarelor de căldură, punându-se accent pe tendințele actuale în construcția acestor aparate; se tratează posibilitatea îmbunătățirii schimbului de căldură prin mărirea suprafeței de transfer termic prin nervurare.

În capitolul 3 se prezintă posibilitățile teoretice de cercetare a performanțelor termice și fluidodinamice ale schimbătoarelor de căldură compacte. Calculul termic și calculul pierderilor de presiune cuprinde cea mai mare parte a acestui capitol.

În capitolul 4, autorul face un studiu original privind performanțele termice și fluidodinamice ale suprafețelor ondulate. Se studiază efectul de intrare, variația presiunii și a vitezei aerului prin canalele ondulate ale schimbătoarelor de căldură.

În capitolul 5 se prezintă, pe scurt, fabricarea prin brazare a schimbătoarelor de căldură compacte, din aluminiu.

În capitolul 6 se găsesc contribuțiile autorului la realizarea efectivă a unor noi tipuri de schimbătoare de căldură din aluminiu cu curgerea fluidelor în contracurent și alte cercetări efectuate de autor, care au condus la obținerea unor noi soluții de grupuri de răcire; noile soluții au în vedere utilizarea unui circuit auxiliar de răcire cu apă.

Capitolul 7, al cercetării experimentale a autorului, este capitolul cu extinderea cea mai mare. Se descriu instalațiile experimentale, aparatajul de măsurare folosit, metodică măsurărilor și rezultatele experimentale concretizate în tabele, diagrame, ecuații criteriale, etc.. Acest capitol prezintă contribuția autorului la studiul experimental al schimbătoarelor de căldură compacte. Multe din observațiile și recomandările practice au fost deja aplicate concret în construcția schimbătoarelor la Întreprinderea RAAL - S.A.Bistrița.

În capitolul 8 se tratează problema optimizării schimbătoarelor de căldură folosind metodele de cercetare experimentale și metodele de simulare prin softurile Kuli și modeFrontier.

În capitolul 9 sunt trecute concluziile și contribuțiile originale ale autorului la rezolvarea temei propuse.

Lucrarea se încheie cu un capitol de **Anexe** în care sunt trecute tabele cu măsurile măsurate și calculate pentru schimbătoarele de căldură testate și Programul original de Calcul (**PCSC**) pentru calculul schimbătoarelor de căldură și generalizarea rezultatelor experimentale .

2. STADIUL ACTUAL ÎN CONSTRUCȚIA SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ COMPACTE

În construcția schimbătoarelor de căldură, pe plan mondial, există tendința micșorării gabaritelor și reducerea zgomotelor, prin toate metodele tehnice posibile: mărirea convecției, construcția aparatelor cu suprafețe extinse, utilizarea unor fluide speciale, inclusiv a nanofluidelor, etc.

2.1. Îmbunătățirea transferului termic

Pentru un flux de căldură cerut la anumite debite și temperaturi de intrare ale agenților termici se poate micșora suprafața de transfer termic a unui schimbător de căldură prin mărirea coeficientului de transfer termic total k [W/m^2K]. Acest lucru se poate realiza cel mai ușor prin mărirea vitezei de circulație a fluidelor. Coeficienții de convecție cresc cu viteza de circulație a fluidelor, creșterea fiind exponențială cu exponent pozitiv subunitar, dar crește și energia consumată pentru vehicularea fluidelor tot exponențial, cu exponent supraunitar. Această creștere este limitată, iar un calcul economic evidențiază imediat valoarea optimă pentru viteza de circulație a fluidelor.

Alte metode pentru mărirea coeficienților de convecție sunt [45]:

- construcția suprafețelor de transfer termic cu configurație specială ;
- mărirea turbulenței fluidului prin construcția unor generatoare de turbulență în calea fluidului;
- adausuri de aditivi în curentul de fluid;
- utilizarea nanofluidelor, etc.

Dacă într-un curent de fluid se introduc particulele solide de dimensiuni micrometrice, dispersate în lichid, se obține o mărire a coeficientului de convecție; se pot utiliza particule de carbon de ordinul micronilor, suspensii de grafit până la 2 mm, particule ceramice, etc. În aceste situații coeficientul de convecție crește de 3-4 ori față de coeficientul de convecție al fluidului pur la aceeași viteză și temperatură. În țara noastră existau preocupări privind cercetarea fenomenelor curgerii bifazice, la Institutul Politehnic Iași [46,47].

Nanofluidele [48, 49] sunt o clasă nouă de fluide pentru transfer de căldură, create prin dispersarea particulelor solide mai mici de 40 de nanometri în diametru, denumite nano-particule, în lichidele tradiționale pentru transfer de căldură, deoarece ele conduc căldura mai bine decât lichidele. O altă particularitate a nano-particulelor, comparativ cu particulele de dimensiuni micrometrice, dispersate într-un lichid de bază, este aceea că primele nu formează aglomerate atât de ușor. Aria suprafeței lor active este de 1000 de ori mai mare decât cea a micro-particulelor, pentru aceeași cantitate de material solid. Deoarece transferul de căldură apare la interfața solid-lichid, această caracteristică amplifică conducția căldurii în lichid. Măsurătorile experimentale privind conductivitatea termică a nanofluidelor arată că pe măsură ce dimensiunile nanoparticulelor sunt mai reduse, pe atât capacitatea lor de a intensifica transferul termic este mai mare. Cu cât nanofluidele utilizate ca agenți de răcire în uleiuri de motor sunt mai eficiente din punct de vedere al transferului termic, cu atât mai mult echipamentele termice în care sunt utilizate vor putea avea dimensiuni mai reduse, vor fi mai compacte, mai ușoare și mai eficiente. Totodată se vor reduce și cheltuielile cu întreținerea și reparația, întrucât

nanoparticulele nu pot înfunda canalele de curgere ale echipamentului termic. S.U.S.Choi (Argonne National Laboratory, SUA) este inițiatorul realizării de nanofluid pentru aplicații de transfer de căldură, fiind și cel care a introdus termenul de *nanofluid* în literatura de specialitate în 1995. Cercetătorii de la Argonne National Laboratory au demonstrat că există posibilitatea realizării unei noi clase de schimbătoare de căldură având drept fluide de lucru nanofluid. În domeniul vehiculelor de transport se are în vedere utilizarea nanofluidelor la automobile, camioane sau avioane. Industria transporturilor are un stimulent puternic pentru îmbunătățirea lichidelor pentru transfer de căldură la vehicule, datorită amplificării importanței sistemelor de răcire. Deoarece agenții frigorifici, fluidele de răcire ale motoarelor, uleiurile de motoare, lichidele de transmisie automate și alte lichide sintetice pentru transferul de căldură, au capacități slabe de transfer al căldurii, acestea ar putea beneficia de conductivitatea termică ridicată oferită de nanoparticulele dispersate. Deasemenea, nanofluidelor ar permite proiectarea și realizarea de motoare, pompe, radiatoare și alte componente de dimensiuni mai reduse și mai ușoare. Nanofluidul ce conține nanoparticule de cupru se pare că va determina creșterea semnificativă a procesului de răcire, după cum arată rezultatele obținute în încercările de laborator.

Vehiculele cu un sistem de conversie al energiei mai eficient ar duce la arderea unei cantități mai reduse a carburanților, deci la micșoarea emisiilor de gaze poluante și la un mediu mai curat.

Metoda tradițională pentru mărirea schimbului de căldură între un perete și un curent de fluid, este însă utilizarea suprafețelor extinse prin nervurare.

2.2. Construcția suprafețelor de transfer termic cu nervuri

2.2.1. Principalele tipuri de suprafețe extinse

Schimbătoarele de căldură realizate din țevi nervurate în exterior, sunt cele mai vechi și cunoscute schimbătoare compacte, care s-au construit, fie ca radiatoare, fie ca răcitoare de ulei răcite cu apă sau cu aer. La aparate cu fascicul de țevi, reducerea diametrului țevilor este limitată și prin urmare este limitată și posibilitatea reducerii gabaritului acestora. Aceste aparate au eficiență foarte mică în comparație cu alte tipuri de schimbătoare compacte [50,51].

Tendința actuală, în domeniul schimbătoarelor de căldură, este de a se confecționa aparate compacte din metale ușoare. Aceste aparate prezintă o suprafață mare de transfer termic, într-un volum mic [52, 53].

Construcția schimbătoarelor de căldură din aluminiu este foarte diferită; schimbătoarele compacte din plăci tind tot mai mult să înlocuiască vechile tipuri de schimbătoare de căldură. Acestea se construiesc, în general, în sistem Sandwich (fig.2.1). Plăcile alternează cu rânduri de nervuri sau cu rânduri de canale întărite.

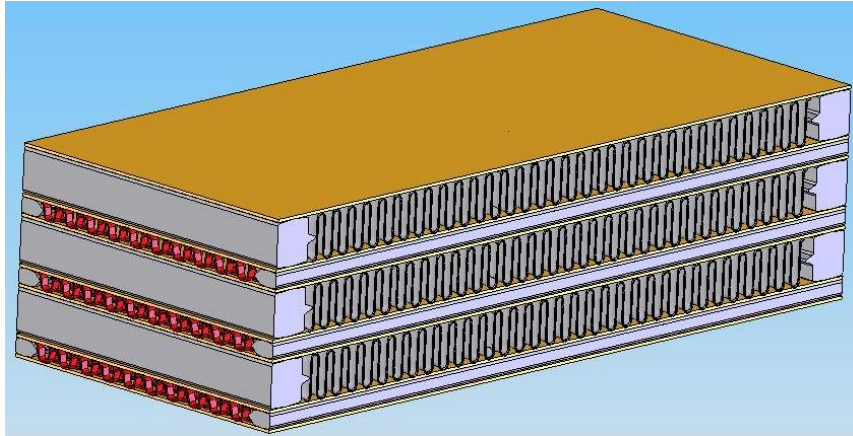


Fig.2. 1. Matrice în sistemul Sandwich

Spațiul interior al fiecărei perechi de plăci constituie un drum pentru câte un fluid. Drumurile alternante sunt legate în paralel în curent încrucișat la distribuitoare adecvate, determinând cele două fețe ale schimbătorului. Se obține astfel o structură foarte rigidă și ușoară. Spațiul dintre plăci poate să cuprindă diferite tipuri de nervuri [54-56]. Se pot utiliza materiale cu grosimi foarte mici (0,1...0,5) mm. Aceste schimbătoare de căldură realizează un grad de compactizare superior tuturor tipurilor de aparate. În marea lor majoritate se construiesc din metale ușoare în special din aluminiu și aliaje de aluminiu. Forma și tipul nervurii determină și performanțele termice și fluidodinamice ale acestor suprafețe.

Nervurile dintre plăci pot fi:

- plane continue dreptunghiulare, triunghiulare, cu colțuri rotunjite sau triunghiulare duble, plane discontinue, dispuse alternant, ondulate, spintecate, etc.

La RAAL S.A. Bistrița, se realizează din aluminiu, următoarele tipuri de nervuri [57]:

a) **decupate** (fig.2.2), cunoscute și sub denumirea de aripioare sparte (*sub figuri s-au trecut și numele cu care circulă în literatura de specialitate*)

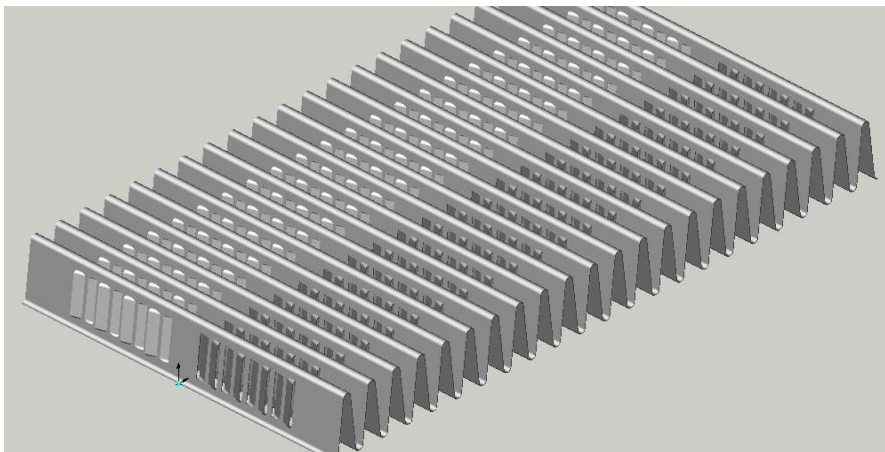


Fig.2.2. Nervuri decupate-sparte (Louvered fin)

b) **ondulate** (fig.2.3)

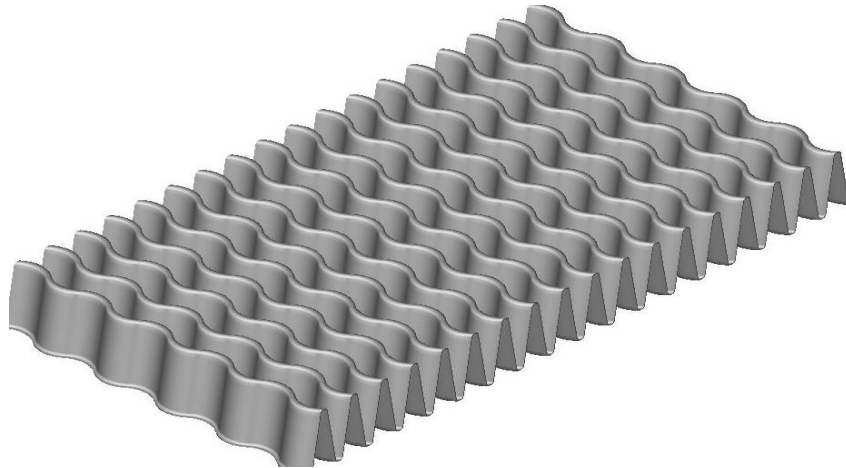


Fig.2.3. Nervuri ondulate (Wavy air fin)

c) **drepte** (fig. 2.4)

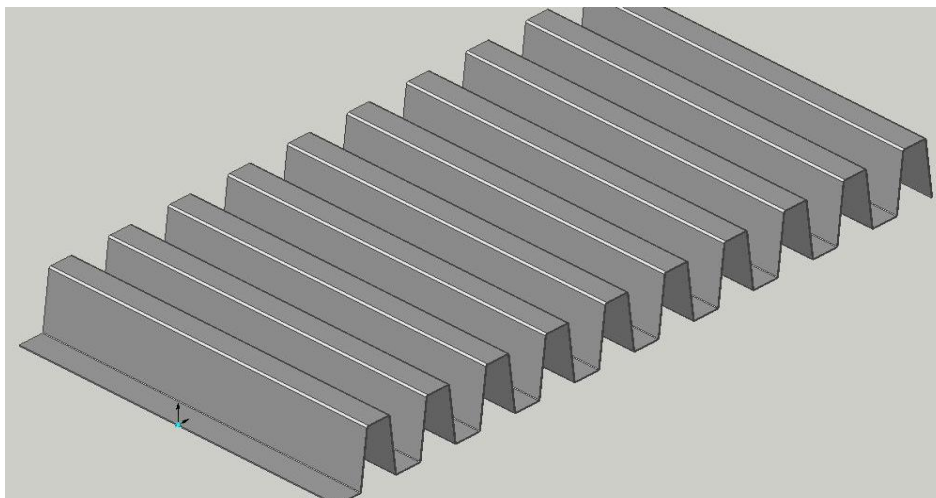


Fig.2.4. Nervuri drepte (Plat top fin)

d) **discontinue-dispuse alternant** denumite și turbulatori de ulei (offset) (fig.2.5),

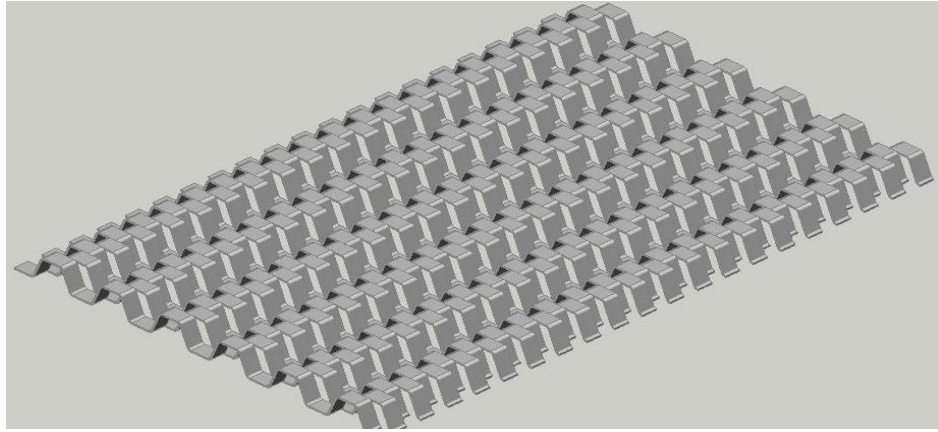


Fig.2.5. Nervuri discontinue dispuse alternant

Nervurile din figura 2.5, sunt deplasate una față de alta în direcția de curgere a fluidului. Ele se pot monta în canale (fig. 2.6) astfel ca fluidul să curgă fie după

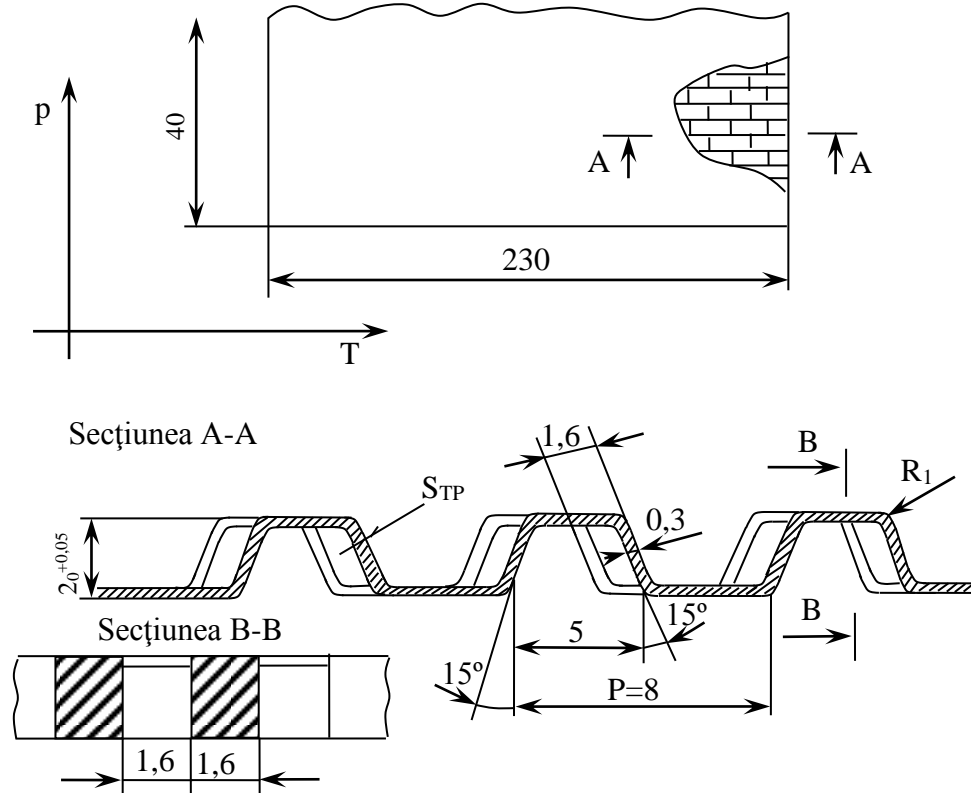


Fig.2.6. Posibilități de montare a nervurii discontinue dispusă alternant

direcția **P** și atunci secțiunea perpendiculară pe direcția fluidului este **Secțiunea A-A**, fie după direcția **T** și atunci secțiunea perpendiculară pe direcția fluidului este **Secțiunea B-B** [58].

Pe lângă suprafețele extinse descrise mai sus se pot realiza tot felul de nervuri; perforând sau decupând tabla; creând diferite striiațiuni, etc. Decupările pot fi continue sau intermitente cu orientări într-un sens sau altul. Toate aceste procedee au scopul de a reduce grosimea stratului limită.

2.2.2. Tipuri de schimbătoare de căldură realizate din aluminiu

Astăzi RAAL Bistrița se numără printre marii constructori de schimbătoare de căldură din lume, alături de Bher, Modine, AKG, Denso, Nissens [59-61] produsele sale fiind livrate deja la câteva firme de renume din Europa, și USA, printre care Caterpillar, Class, JCB, John Deere, Voith, Renault Trucs, etc..

Schimbătoarele de căldură realizate la RAAL se pot clasifica astfel :

I. Schimbătoare de căldură în sistemul "placi și bare" (plate&bar) .

Aceste schimbătoare de căldură poartă denumirea de "placi și bare" (plate&bar) datorită modului de realizare a matricelor [62]. Matricele sunt construite din plăci simple de aluminiu între care se pun nervuri de diferite forme (fig.2.7) iar la capete sau și în interior sunt montate bare de secțiune patrata sau dreptunghilare, care fie că limitează un canal fie că rigidizează canalele fără nervuri. Acest lucru conferă practic tehnologiei "plate&bar" o flexibilitate deosebită în alegerea structurilor.

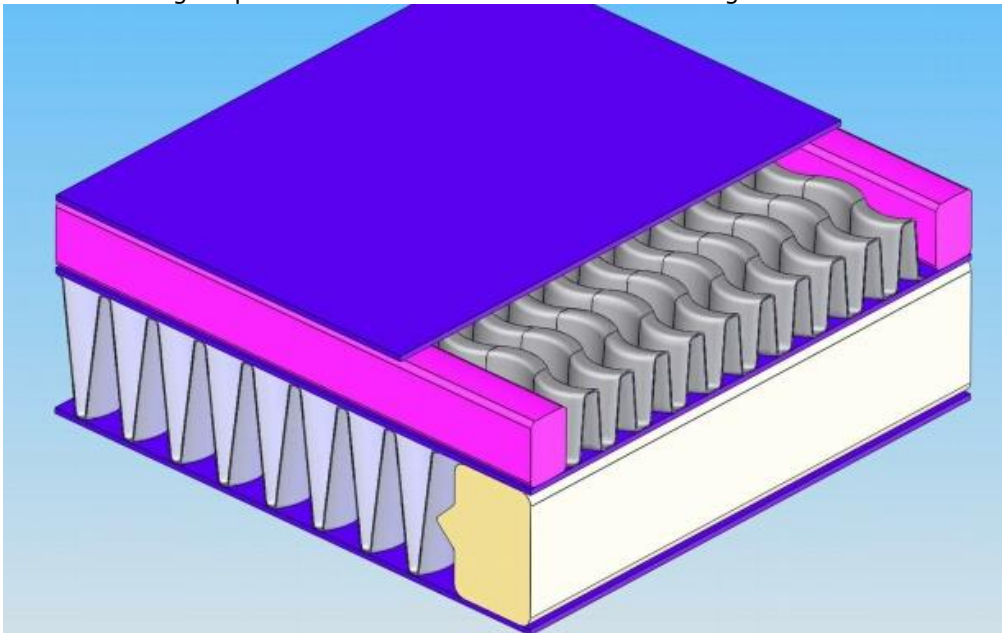


Fig.2.7. Matrice de schimbător de căldură tip "placi și bare"

Pe baza tehnologiei "plate&bar" se realizează o gamă foarte mare de produse. Dimensiunea maximă (fig.2.8) a acestor tipuri de răcitoare (în prezent) este de: 1500x3000x160 mm (HxWxT)



Fig.2.8. Schimbătoare de căldură tip "plăci și bare"

Soluția permite optimizarea performanțelor termice și fluido-dinamice prin utilizarea de nervuri cu diverse geometrii. Se pot utiliza colectori realizați prin turnare sau în construcție sudată din profile extrudate, de medie sau înaltă rezistență mecanică sau din laminate (fig.2.9).

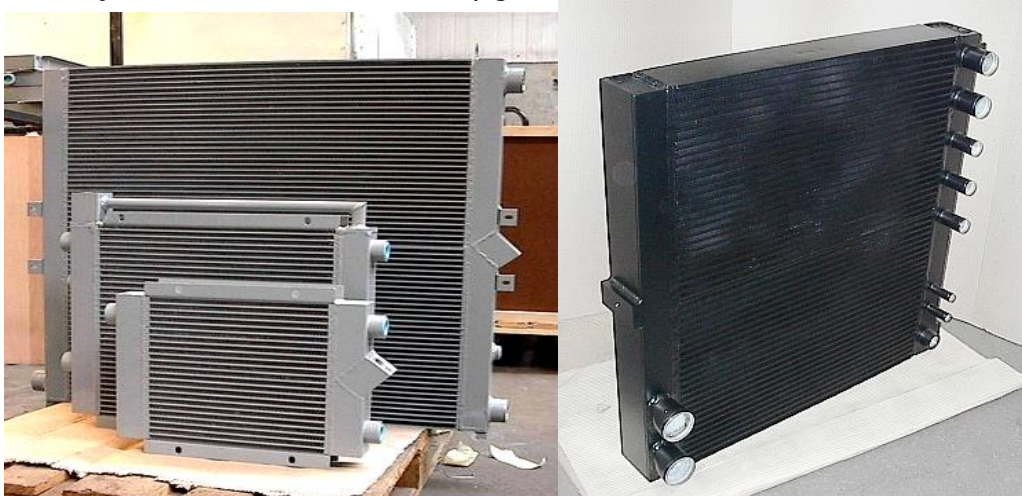


Fig.2.9. Diferite tipuri de schimbătoare de căldură "plăci și bare" din aluminiu

Se pot utiliza diverse fluide de lucru: apă, ulei, aer, etc.

II. Schimbătoare de căldură tip "Scoică"(Shell) fig.2.10.

Aceste aparate sunt realizate din semicasete ambutisate care în ansamblu duc la obținerea unor celule (tuburi) tip scoică (shell) [63]. Sunt modulare și sunt destinate în principal sistemelor de medie și joasă presiune, presiunea de lucru recomandată este 12 bar pentru seria standard. Celulele au o gamă largă de tipodimensiuni, distanța între conexiuni putând varia între 125 ...660 mm. Lățimea

răcitorului poate fi variabilă în funcție de numărul de tuburi și de înălțimea aripioarelor utilizate [62-64]. Prin modificarea structurii matricii, în aceeași gamă de tipo-dimensiuni se pot realiza răcitoare adecvate pentru presiune de lucru de până la 17 bar. Dimensiuni maxime de gabarit : 700mm x 700mm x 95mm



Fig.2.10. Răcitoare tip shell din aluminiu

Răcitoarele din figura 2.10. sunt realizate în întregime din aluminiu, prin intermediul unui procedeu modern de brazare prin tehnologia Nokolok. Construcția permite poziționarea racorzilor de intrare/ieșire a fluidelor deasupra, dedesubtul răcitorului, sau lateral sub orice unghi (fig.2.11). Se pot utiliza ca fluide de lucru: apa, amestecuri apa-glycol, uleiuri hidraulice și de transmisie, combustibili, etc. Sfera lor de aplicație cuprinde motoare, sisteme de transmisie, transformatoare, răcitoare de combustibil, sisteme hidraulice etc.

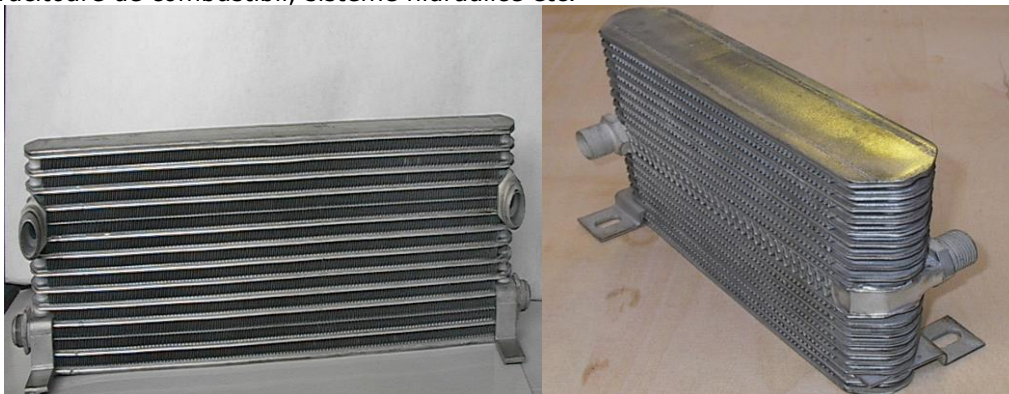


Fig.2.11. Diferite poziționari ale racorzilor de intrare/ieșire a fluidelor

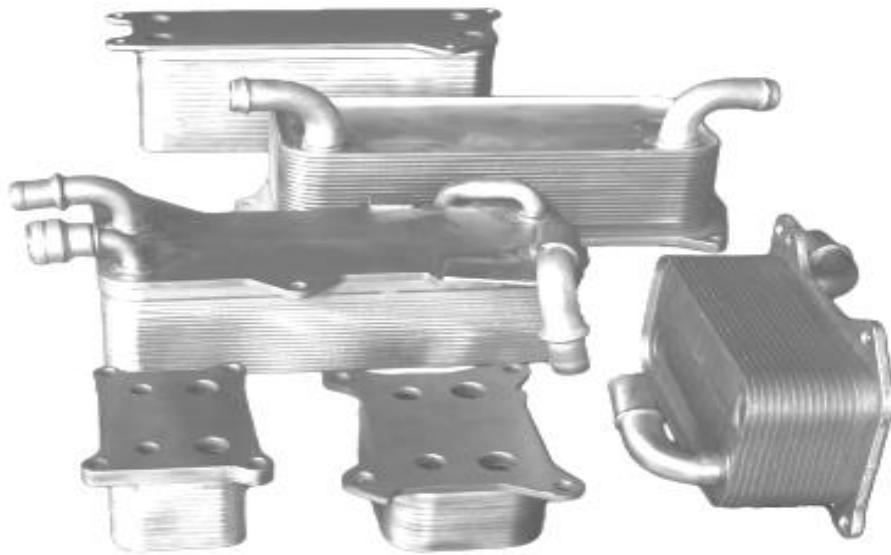


Fig.2.12. Schimbătoare de căldură cu "plăci brazate"

III. Schimbătoare de căldură cu "plăci brazate"

Acest sistem constructiv de schimbătoare de căldură (fig.2.12) se realizează prin asamblarea prin brazare a unor plăci ambutisate între care este o nervură de o geometrie corespunzătoare tipului de fluid utilizat. Această structură permite curgerea fluidelor în contracurent și rezistă la presiuni relativ mari chiar de peste 80 bar. Schimbătoarele de căldură cu plăci brazate au eficiențe termo-volumice foarte bune.

Schimbătoarele de căldură cu tuburi plate (Brazed Plates Heat Exchangers) [67], (fig.2.13) au la baza construcției plăci ambutisate având o gamă largă de dimensiuni, variind de la 190x75 mm până la 465x250mm. Înălțimea pachetului poate ajunge în cazuri speciale și la 500 mm.

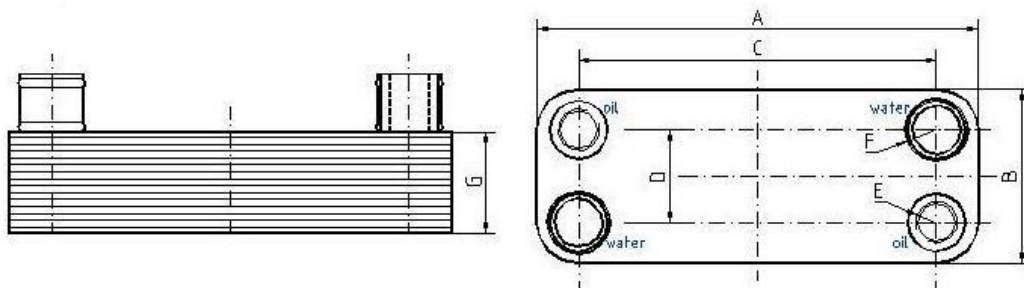


Fig.2.13. Schimbător de căldură cu tuburi plate

Între plăci se pot monta diferite tipuri de nervuri (fig.2.14), în funcție de fluidele vehiculate.

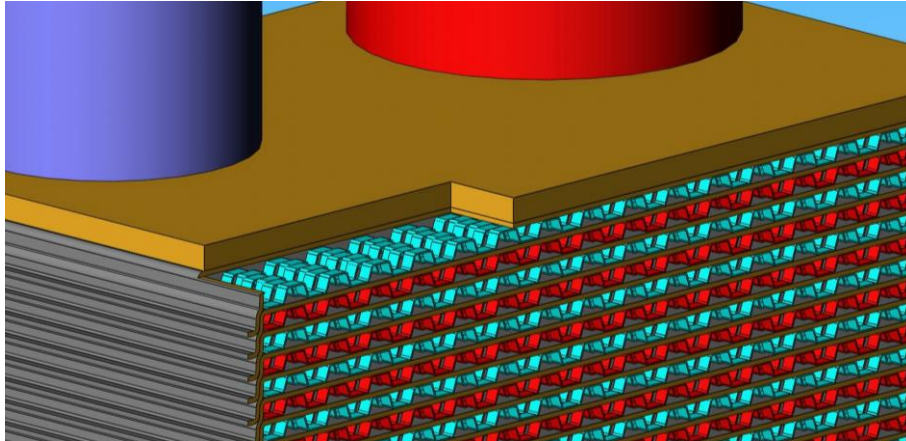


Fig.2.14. Nervuri discontinue montate între plăci

Aceste aparate pot lucra până la temperatura de 200 °C și presiuni mari, până la 80 bar. În figura 2.15 s-au reprezentat câteva tipuri de schimbătoare de căldură din plăci din aluminiu. Construcția răcitoarelor se realizează prin îmbinarea prin brazare a unor celulele ambutisate. Această structură oferă o curgere turbulentă la debite mici ale fluidelor și o rezistență mecanică crescută.



Fig.2.15. Diferite tipuri de schimbătoare de căldură cu tuburi plate, din aluminiu

La S.C. RAAL Bistrița au fost realizate schimbătoare de căldură circulare (fig.2.16). și (poate pentru prima dată în lume) răcitoare cu plăci brazate, cu curgerea fluidelor în contracurent (fig.2.17).



Fig.2.17. Schimbător de căldură circular

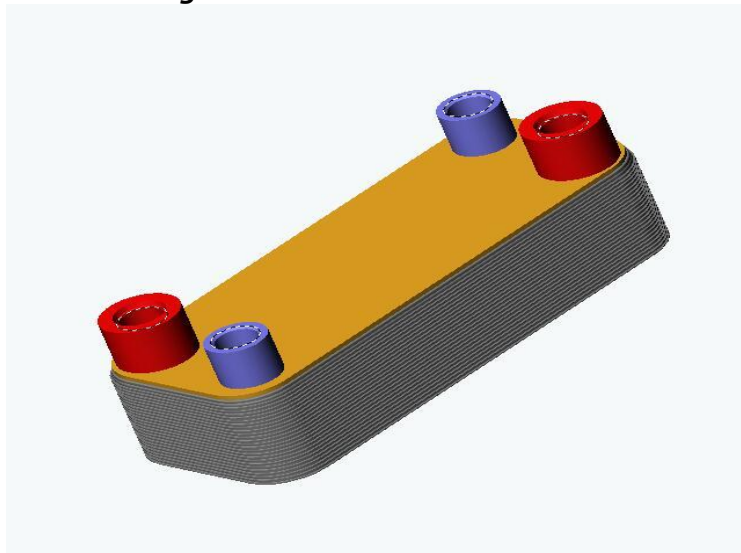


Fig.2.18. Răcitor cu curgerea fluidelor în contracurent

Aparatele de tip **brazed plates** au fost concepute pentru creșterea performanțelor termice în aplicațiile de răcire ale unui fluid cu un lichid. Datorită faptului că acestea folosesc tot materialul pentru schimbul termic oferă o reducere a

dimensiunilor de până la 75% în volum și masă față de alte tipuri de răcitoare. Se pot realiza diferite tipuri de răcitoare utilizând ca fluide de răcire apă sau aer.

IV. Schimbătoare de căldură "cu tuburi sudate sau extrudate"

Aceste aparate (fig.2.19) sunt de regulă utilizate ca radiatoare sau răcitoare de aer de supraalimentare, caz în care în tubul sudat se introduce o nervură ondulată [68].



Fig.2.19. Schimbătoare de căldură cu tuburi sudate sau extrudate

V. Schimbătoare de căldură cu tuburi plate

Tuburile (celula de bază) se realizează prin ambutisarea unor semiplăci între care se află nervura cu o geometrie optimizată fluidului care se vehiculează prin tub (fig.2.20)



Fig.2.20. Schimbătoare cu tuburi plate

Schimbătoarele de căldură prezentate sunt realizate în întregime din aliaje de Al de înaltă rezistență la solicitări fizico-mecanice și coroziune, aliajele de Al fiind de tip "long- life". Dacă aliajul 3003 are rezistența mecanică la curgere, după brazare, de ordinul 35– 40 MPa, aliajele „long - life” [69,70] ating valori de ordinul 50–65 MPa. Asamblarea este prin brazare și sudură WIG sau MIG. Domeniile de aplicație pentru schimbătoarele de căldură din aliaje de Al sunt în principal pentru motoarele termice, instalațiile hidraulice, instalațiile de climatizare, instalațiile de tratare a aerului (compresoare, uscătoare)

Cele mai reprezentative tipuri de schimbătoare de căldură realizate din aluminiu la S.C RAAL S.A Bistrița sunt prezentate în figura 2.21.



Fig.2.21. Tipuri de schimbătoare de căldură realizate la S.C. RAAL S.A. Bistrița

Gama de tipo-dimensiuni a răcitoarelor este foarte mare (fig.2.22) și se pot realiza orice tipuri de conexiuni (BSP (G), Metric (M), JIC (AN), SAE (O-Ring), SAE flanges, NPT, etc) și elemente de prindere

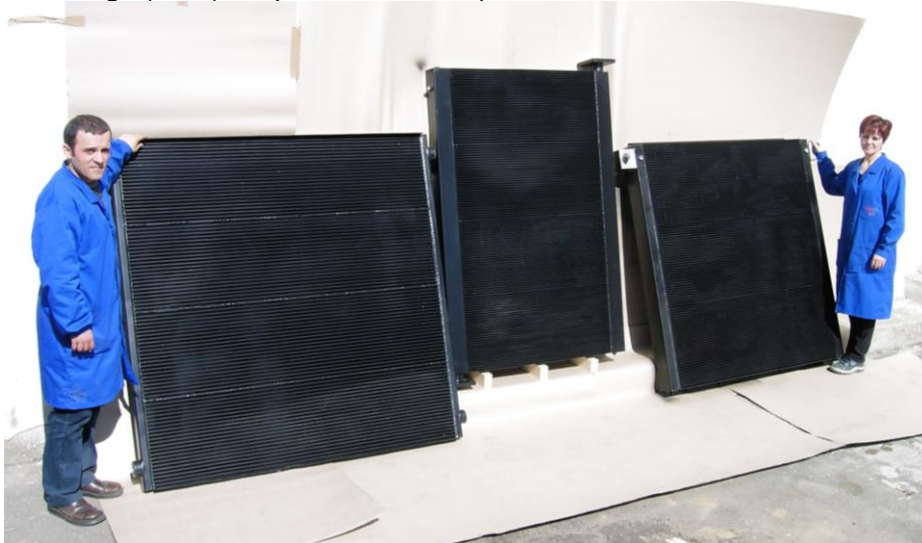


Fig.2.22. Schimbătoare de căldură de dimensiuni mari

Schimbătoarele pot fi vopsite cu pulberi epoxi-poliesterice în câmp electrostatic.

RAAL dispune de dotările necesare pentru verificarea și testarea tuturor tipurilor de răcitoare pe care le fabrică. Răcitoarele pot fi testate în privința performanțelor de schimb termic și caracteristicilor fluido-dinamice cu ajutorul unui tunel aerodinamic (wind tunnel) dotat cu echipamente performante de măsură și control.

2.3. Tendința actuală în construcția grupurilor și a sistemelor de răcire

Grupurile de răcire (formate din mai multe schimbătoare de căldură) se utilizează tot mai mult la: mașinile termice pentru autovehicule, generatoare de putere, domeniul naval și aviație, instalațiile de climatizare inclusiv pentru autovehicule, compresoare statice și mobile, energetica industrială, etc.

Schimbătoarele de căldură destinate domeniilor de mai sus, trebuie să satisfacă următoarele cerințe [45]:

- a) performanțe termice și fluido-dinamice ridicate;
- b) rezistență la solicitări fizico-mecanice, respectiv temperatură, presiune statică și pulsatorie, vibrații și șocuri;
- c) rezistență la coroziune;
- d) gabarite și mase tot mai reduse.

Având în vedere și criza financiară din ultimul timp, trebuie ca și costurile de fabricație să fie în continuă scădere, etc.

Toate acestea trebuie corelate cu cerințele de mediu, poluare, reciclare și zgomot cât mai redus în funcționarea sistemelor de răcire, inclusiv cerințele de mediu privind procesele de fabricare a schimbătoarelor de căldură.

2.3.1. Tendințe pe plan mondial

Pentru satisfacerea cerințelor de mai sus se pot identifica pe plan mondial următoarele tendințe:

I. Concepția și construcția schimbătoarelor de căldură compacte în general în sisteme Sandwich (ca tipul constructiv Plate & Bar, Shell, cu placi brazate, etc.)

Aceste schimbătoare de căldură realizează un grad de compactizare superior tuturor tipurilor de astfel de aparate [71-73].

II. Construcția schimbătoarelor de căldură din aliaje de Al, asamblate nedemontabil, în sistemul Sandwich prin "brazare" în cuptoare cu atmosferă controlată și sudură WIG sau MIG. Procedeele care asigură o structură rigidă și ușoară. Se pot utiliza materiale cu grosimi foarte mici (0,1-0,5mm) chiar dacă aparatul trebuie să reziste la presiuni relativ mari (>100 bar)

III. Realizarea de aparate din materiale rezistente la solicitări fizico-mecanice mari, respectiv temperatură, presiune, vibrații și șocuri, precum și rezistență la coroziune [72].

Aceste aparate se construiesc din oțeluri inoxidabile sau aliaje de nichel prin procedeul de asamblare nedemontabilă "brazare" [75,77] în cuptoare de vid înaintat de $10^{-3} \div 10^{-4}$ Torr.

Materialele de aport utilizate sunt Cu și aliaje de Cu, aliaje de Ag și aliaje de Ni.

Sistemul constructiv este de asemenea de tip Sandwich.

IV. Concepția și construcția de grupurilor de răcire complexe

Astăzi, pe plan mondial, există tendința de grupare a schimbătoarelor în construcții complexe, formate din grupuri de răcire, ventilatoare, motoare electrice, sau hidraulice, etc. Datorită creșterii puterilor instalate și a normelor severe privind protecția mediului ambiant, mai ales în legislația Europeană legate de reducerea zgomotului, se impune găsirea de noi soluții privind grupurile de răcire cu ventilatoare [77,78].

Sistemele de răcire realizate pe plan mondial se pot clasifica, după modalitățile de aranjare a răcitoarelor, în:

a) Sistemul Side by Side

În cazul acestui sistem aparatele se găsesc în același plan, așa cum s-a reprezentat schematic în figura 2.23.a. Acest sistem permite realizarea unei grosimi mici dar necesită o arie frontală mare.

b) Sistemul Face to Face

La acest sistem aparatele se găsesc în două sau trei plane, așa cum s-a reprezentat schematic în figura 2.23.b. Acest sistem realizează o grosime mare dar necesită o arie frontală mică, permițând aranjare într-un spațiu dat al mai multor răcitoare.

c) Sistemul combinat

Acest sistem combină sistemele 2.23 a. și b., așa cum s-a reprezentat schematic în figura 2.24. și permite realizarea unei grosimi optime și a unei suprafețe frontale impuse de dimensiunile de gabarit sau de dimensiunea ventilatorului. De la caz la caz sistemele de mai sus au fost utilizate în producție și la RAAL Bistrița.[79].

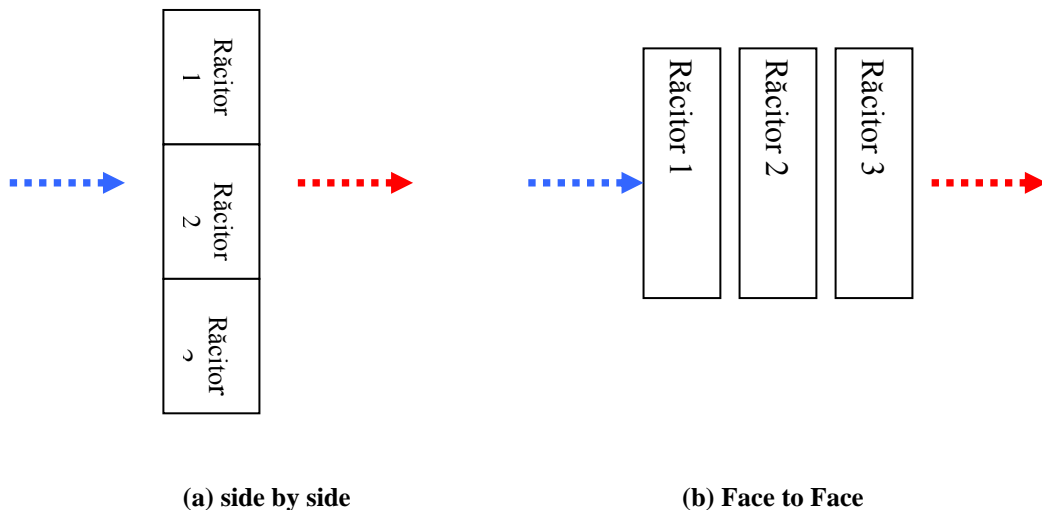


Fig.2.23. Sisteme simple de răcire

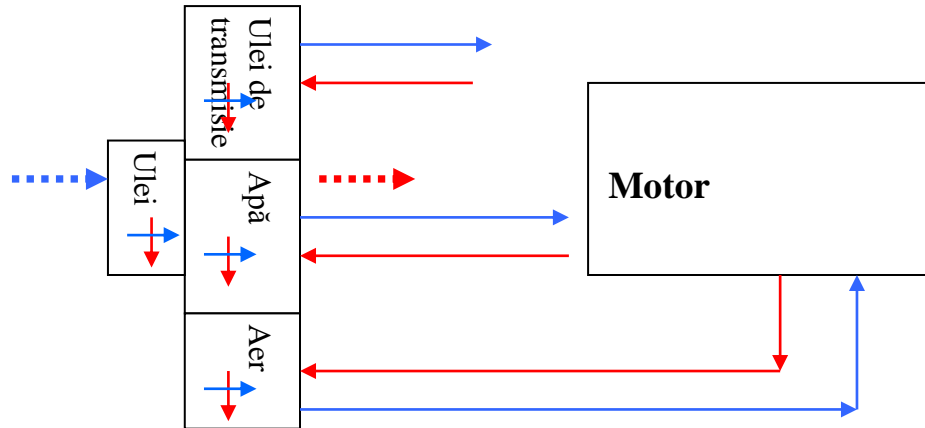


Fig.2.24. Sistem combinat de răcire

2.3.2. Grupuri de răcire realizate din aluminiu

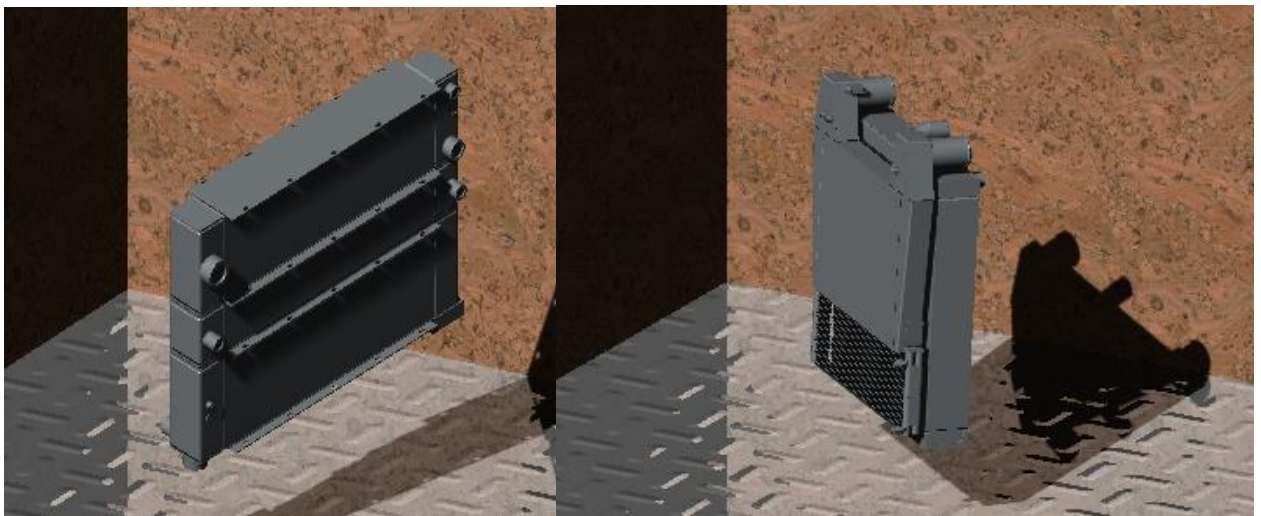


Fig.2.25. Schimbătoare de căldură side by side and face to face

În figura 2.25 s-au reprezentat doua grupuri de răcire, side by side și face to face realizate la RAAL Bistrița, iar în figura 2.26 un sistem combinat [79].

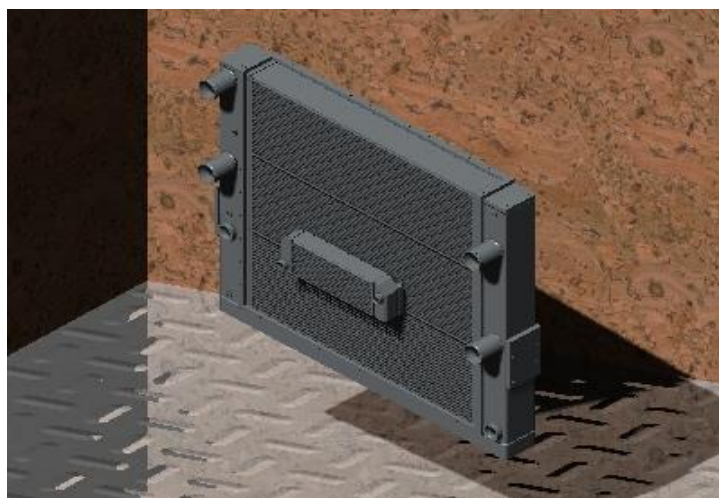


Fig.2.26. Grup de răcitoare, sistemul combinat

2.4. Performanțele schimbătoarelor de căldură cu nervuri ondulate

Mult timp, în literatura de specialitate, singurele cercetări experimentale în domeniul schimbătoarelor de căldură compacte au fost făcute de Kays și London, [11]; aceste cercetări sunt și astăzi, luate ca bază de studiu cu toate că geometriile nervurilor nu sunt identice (uneori numai asemănătoare) cu nervurile proiectate sau analizate de cercetători.

În literatura de specialitate, se obișnuiește să se prezinte simplificat forma suprafeței, dimensiunile principale ale nervurilor încercate, diametrul echivalent **de**, raportul dintre diametru și lungimea L a nervurii **L/de**, precum și mărimile:

ψ - gradul de nervurare;

λ - suprafața nervurii/suprafața totală.

Forma suprafețelor de transfer termic, dimensiunile și modul de obținere a ansamblului sunt, în general, probleme ale firmelor constructoare de astfel de aparate. Performanțele suprafețelor extinse sunt prezentate sub formă de diagrame. În figura 2.27. sunt redată funcții $St \cdot Pr^{2/3}$ și c_f pentru două tipuri de suprafețe cu nervuri ondulate [39]. Există însă prea puține date în literatura de specialitate pentru aceste tipuri de suprafețe, pentru a trage o concluzie privind performanțele termice și fluidodinamice ale tuturor formelor și geometriilor de nervuri.

Pentru nervurile ondulate și discontinue s-au făcut cercetări experimentale pe matrice [52]. Matricea este un schimbător de căldură compact, un aparat experimental, în care geometria canalelor și a nervurilor păstrează valorile reale, cu excepția numărului de canale și al lățimii canalului. Matricea (sau modelul experimental) este format din plăci plane. Între două plăci plane s-au montat nervurile. Două subansamble cu nervuri, au fost împreunate astfel încât între ele să se formeze un canal de circulație pentru cel de al doilea fluid. Modelul astfel format, de tip "Sandwich" a fost prevăzut cu flanșe pentru a se putea monta pe standul de probă [53]. Modelele au același gabarit de 100 x 100 x 100 și au fost încercate pe un stand special proiectat și realizat la Timișoara, Facultatea de Mecanică, în cadrul catedrei de Termotehnică și Mașini termice. Prin încercările efectuate s-a urmărit să se determine schimbul de căldură realizat între apă și aer și căderea de presiune de partea aerului.

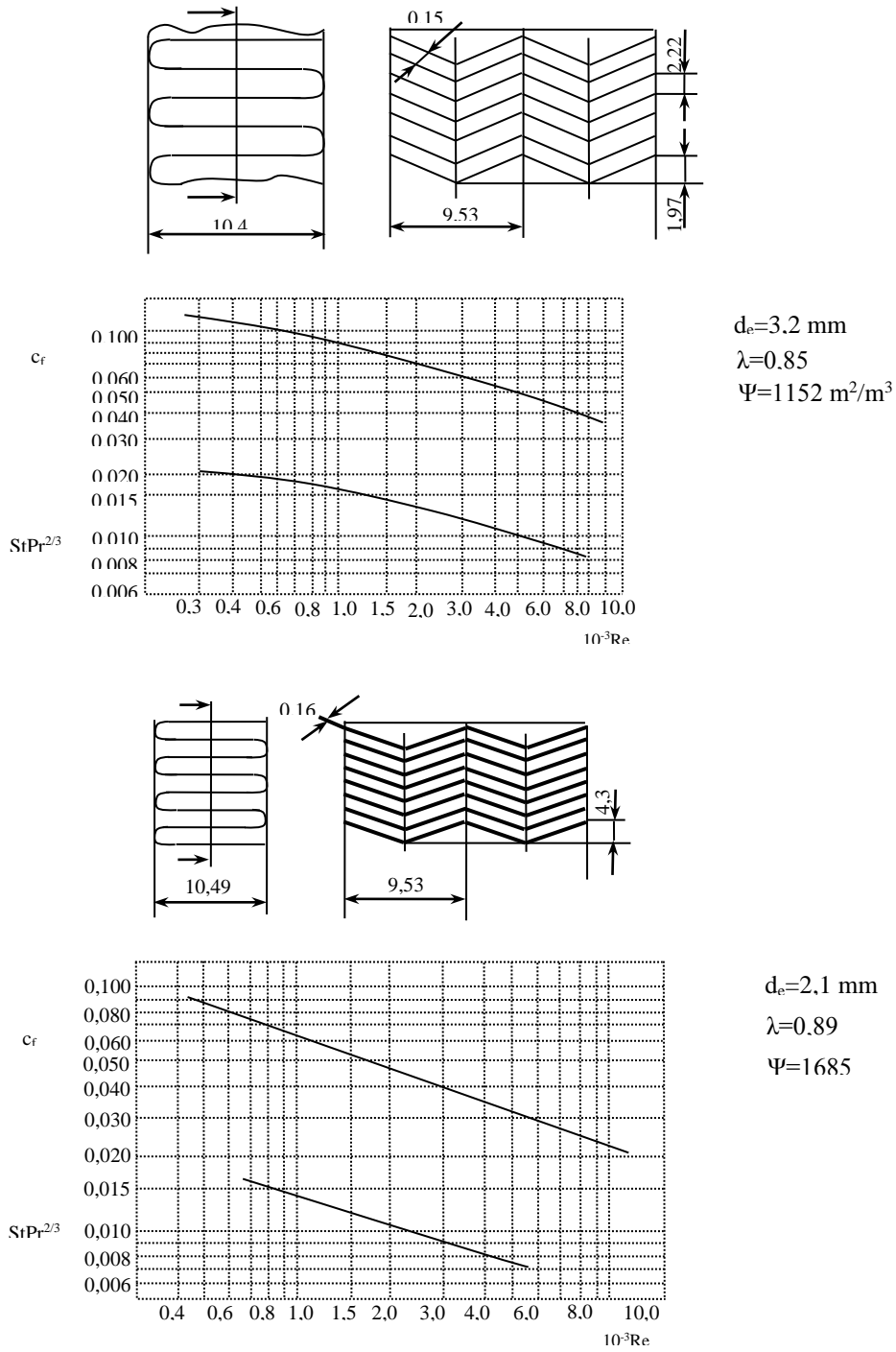


Fig. 2.27. $St \cdot Pr^{2/3} = f(Re)$ și $c_f = f(Re)$ pentru suprafețe cu nervuri ondulate

Din studiile efectuate s-au tras câteva concluzii cu care s-au realizat schimbătoare de căldură compacte cu performanțele termice apropiate de cele cunoscute din literatura de specialitate. Studiul comparativ ale acestor suprafețe, cu diametre diferite, a demonstrat că există valori optime, valori care se pot determina numai experimental. Modelări matematice existent sunt făcute pentru canale nervurate lungi, la care nu s-a ținut cont de efectul de intrare.

În urma acestui studiu, s-au ridicat diagramele din figura 2.28, care conțin funcțiile criteriale Colborn și coeficientul de frecare în funcție de numărul Reynolds, și s-au făcut recomandări [52,53] privind geometria optimă a nervurilor. Pentru acele timpuri, cercetările analizate mai sus, au fost de pionierat în țara noastră. Pentru că numărul de matrici și geometriile nervurilor realizate și încercate a fost relativ mic, precum și faptul că toate matricele aveau aceeași dimensiune de gabarit, aceste cercetări nu au fost suficiente pentru a proiecta tipuri complexe de răcitoare sau grupuri de răcitoare. În acest context trebuie utilizate matrici de schimbătoare de căldură cu dimensiuni apropiate sau identice cu cele reale, cu toate tipurile de nervuri, cu variația grosimii aparatului, variația pasului, înălțimii și grosimii nervurilor, etc. Acest lucru a determinat autorul prezentei lucrări să se ocupe de cercetarea comportării nervurilor ondulate, pentru a putea generaliza cercetările experimentale și a putea proiecta tipuri complexe de schimbătoare de căldură.

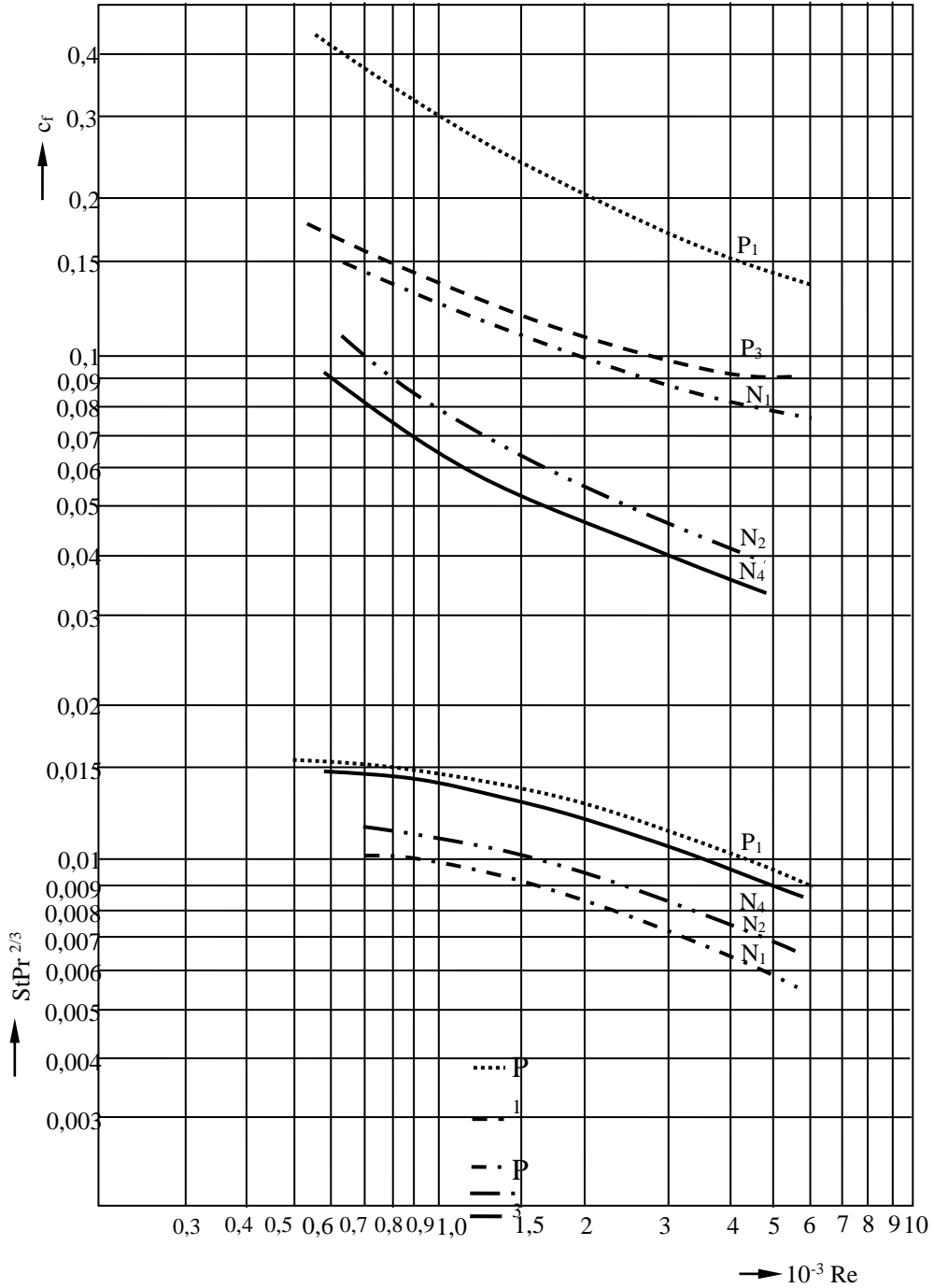


Fig.2.28. Performanțele termice și fuidodinamice ale nervurilor discontinue (P) și sinusoidale (N)

3. CALCULUL ȘI COMPARAREA SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ CU SUPRAFEȚE EXTINSE

În acest capitol se prezintă principiile și formulele de calcul care au stat la baza analizei performanțelor termice și fluidodinamice pentru aparatele analizate și încercate în cadrul prezentei lucrări și pentru compararea lor.

3.1. Calculul termic

Prin calculul termic se înțelege determinarea analitică a energiei termice transferată într-un schimbător de căldură între doi agenți termici. Având în vedere că aparatele existau, deci se puteau încerca pe standurile de probă, s-a urmărit determinarea performanțelor termice posibile de realizat (flux de căldură, coeficienți de transfer termic, temperaturi de ieșire ale agenților termici, etc.).

Calculul termic constă în rezolvarea simultană a două relații de bază [45,80]:

- ecuația bilanțului termic (rel.3.1-3.2) și
- ecuația transmiterii energiei termice.

În calculul termic al unui schimbător de căldură intervin două mărimi :

\dot{Q} [W] - fluxul de căldură transmis între cele două fluide

k [W/m²K] - coeficientul total de transfer termic

A [m²] - suprafața de transfer termic

\dot{C}_1, \dot{C}_2 [W/K], - fluxul capacității totale,

t'_1, t'_2 - temperaturile de intrare ale celor două fluide

t''_1, t''_2 - temperaturile de ieșire ale celor două fluide

Aceste **nouă mărimi** sunt legate între ele prin **trei relații de calcul** [81]:

- fluxul de căldură cedat de fluidul cald:

$$\dot{Q}_1 = \dot{C}_1 (t'_1 - t''_1) \quad (3.1)$$

- fluxul de căldură primit de fluidul rece :

$$\dot{Q}_2 = \dot{C}_2 (t''_2 - t'_2)$$

Dacă fluidul rece este aerul ambiant, fluxul termic Q_a preluat de aer va fi:

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a (i''_a - i'_a) = \dot{m}_a \cdot \Delta i_a \quad (3.2)$$

unde Δi_a [kJ/kg] este diferența de entalpie (între ieșirea și intrarea aerului umed)

- fluxul de căldură transmis între cele două fluide prin suprafața de schimb de căldură, exprimat cu ajutorul funcției Φ :

$$\dot{Q} = \dot{C}_1 \phi (t'_1 - t'_2) \quad (3.3)$$

sau cu ajutorul diferenței medii de temperatură Δt_m .

$$\dot{Q} = k A \Delta t_m \quad (3.4)$$

Utilizând relația (3.3) trebuie calculată funcția Φ , denumită și caracteristica de exploatare. Funcția Φ este definită prin relația [80]:

$$\phi = \frac{\dot{t}_1 - \dot{t}_1''}{\dot{t}_1 - \dot{t}_2} \quad (3.5)$$

și reprezintă raportul între fluxul de căldură transmis, \dot{Q} , și fluxul maxim ce s-ar transmite dacă temperatura fluidului \dot{t}_1'' la ieșire ar ajunge în mod ideal la temperatura de intrare a fluidului \dot{t}_2 (*acest lucru ar fi posibil dacă suprafața de transfer termic ar fi infinită*), depinde de mărimile adimensionale :

$$\mu = \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2} = \frac{\dot{t}_2 - \dot{t}_2''}{\dot{t}_1 - \dot{t}_1''} \quad (3.6)$$

$$\chi = \frac{kA}{\dot{C}_1} = \frac{\dot{t}_1 - \dot{t}_1''}{\Delta t_m} \quad (3.7)$$

Observație: Totdeauna se va alege drept fluid "unu" ($\dot{t}_1, \dot{t}_1'', \dot{C}_1$) fluidul care are fluxul capacității totale mai mic, astfel $\dot{C}_1 \leq \dot{C}_2$ și $0 < \mu < 1$.

Expresia analitică a ecuației :

$$\phi = f(\mu, \chi)$$

depinde de modul de curgere a celor două fluide prin aparat.

În cazul schimbătoarelor de căldură compacte cu suprafețe extinse curgerea celor două fluide este în curent încrucișat sau în contracurent:

- pentru curgerea celor două fluide în contracurent:

$$\phi_c = \frac{1 - e^{-\chi(1-\mu)}}{1 - \mu e^{-\chi(1-\mu)}} \quad (3.8)$$

În cazul curgerilor încrucișate (fig.3.1) se definesc fluidele amestecate, acele fluide la care se poate considera că într-o secțiune temperatura este constantă și fluidele neamestecate, acele fluide la care într-o secțiune temperatura diferă în fiecare punct. Simbolizarea este redată în fig.3.1.

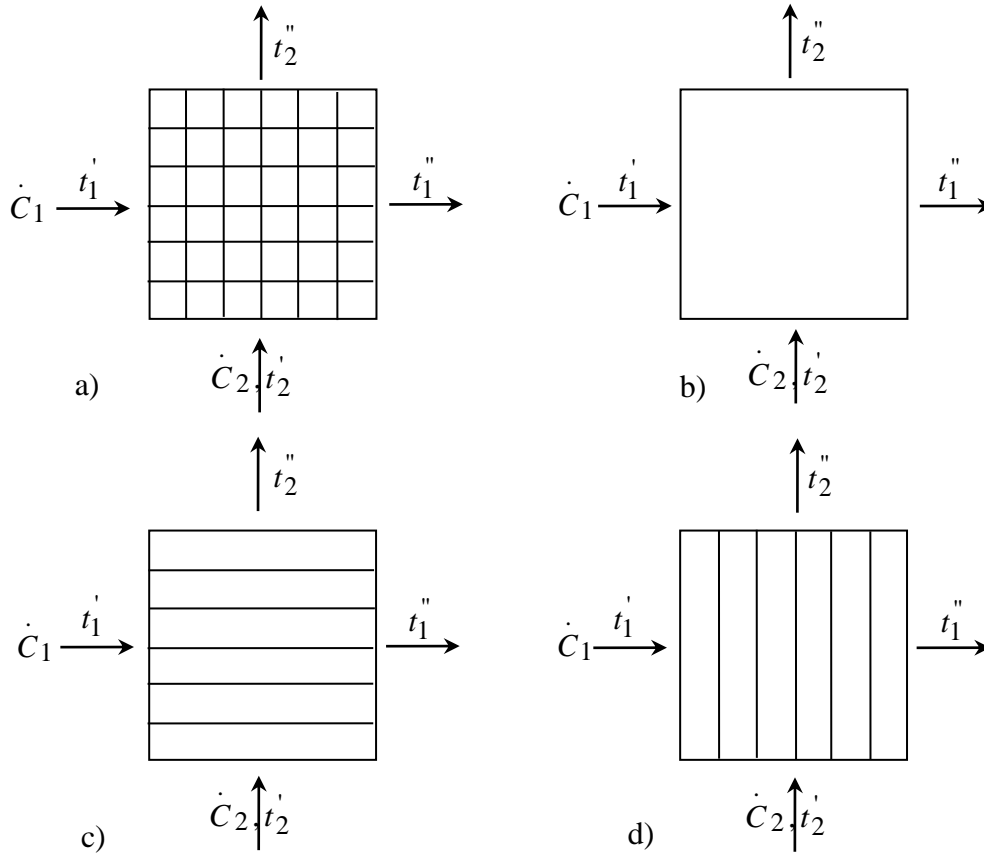


Fig.3.1. Simbolizarea curgerilor încrucișate

În cazul schimbătoarelor de căldură cercetate se poate admite că apa (uneori și uleiul) (\dot{C}_1) este fluid amestecat și aerul, fluidul doi \dot{C}_2 - neamestecat, (fig.3.1d), și se poate scrie:

$$\phi = 1 - e^{-\frac{1}{\mu}(1 - e^{-\mu\chi})} \quad (3.9)$$

- pentru curent încrucișat, ambele fluide neamestecate (schimbătoarele tip gaz-gaz sau aer-ulei), s-a putut găsi doar o relație de calcul aproximativă (fig.3.1.a)

$$\phi = \frac{1}{\mu\chi} \sum_{n=0}^{\infty} \left\{ [1 - e^{-\chi} \sum_{m=0}^n \frac{\chi^m}{m!}] [1 - e^{-\chi\mu} \sum_{m=0}^n \frac{(\chi\mu)^m}{m!}] \right\} \quad (3.10)$$

- pentru orice mod de curgere în care $\mu = 0$:

$$\phi = 1 - e^{-\chi} \quad (3.11)$$

Această ultimă situație ($\mu = 0$) are loc în schimbătoare de căldură în care unul din fluide se condensează sau se vaporizează și noțiunea de "capacitate termică masică" își pierde sensul, pentru că $\dot{C}_2 \rightarrow \infty$.

În general ecuațiile criteriale de mai sus se reprezintă grafic [83-85]. Aceste grafice permit găsirea rapidă a uneia din mărimile Φ , μ , χ dacă se cunosc celelalte două. În figura 3.2 s-a reprezentat acest grafic, comparativ, pentru $\mu=0$, $\mu=1$ echicurent și contracurent.

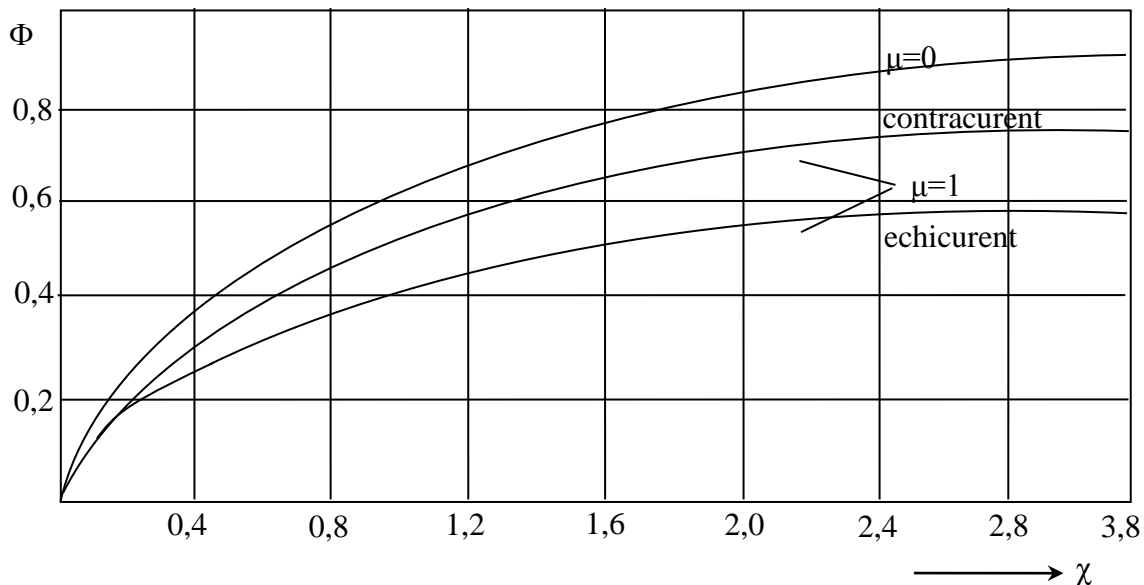


Fig.3.2. Dependenta $\Phi = f(\mu, \chi)$

Se observă din figura 3.2. că **cea mai bună soluție este curgerea fluidelor în contracurent**, cu atât mai mult cu cât fluxul capacităților sunt apropiate, adică μ tinde către unu.

Fluxul de căldură transmis este maxim dacă fluidele curg în contracurent prin aparat; curgerea în echicurent se evită pentru că eficiența aparatului este mică.

Pentru aparatele cu curgere în contracurent, având diagrama de temperatură din fig.3. 3, Δt_{med} se calculează cu relația:

$$\Delta t_{med} = \Delta t_{med(c,c)} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \left(\frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}} \right)} \quad (3.12)$$

în care Δt_{max} , Δt_{min} reprezintă diferența maximă de temperatură, respectiv minimă de temperatură între agenții termici la intrarea sau la ieșirea din aparat. Mărimea Δt_{med} se numește diferența de temperatură medie logaritmică.

În aparatele reale, fluidele curg, aproape în exclusivitate, în curent încrucișat.

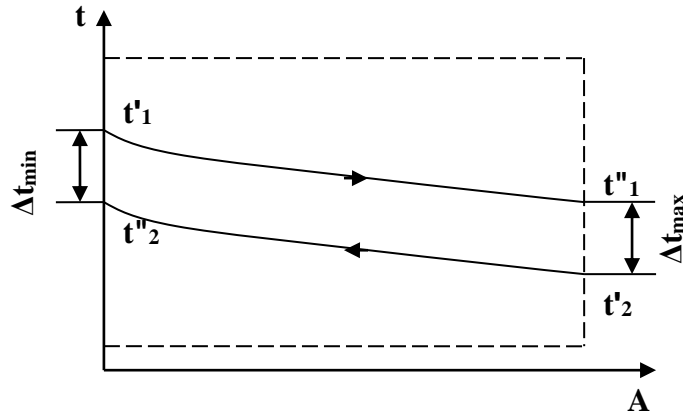


Fig 3.3. Diagrama de temperatură pentru curgere în contracurent

Pentru curgerea în curent încrucișat Δt_m se calculează ca și pentru contracurent dar care se înmulțește cu un coeficient de corecție "ε" subunitar:

$$\Delta t_m = \varepsilon \Delta t_{m_c} \quad (3.13)$$

Coeficientul "ε" indică înrăutățirea schimbului termic în schimbătorul dat, comparativ cu un schimbător în contracurent, (care reprezintă soluția cea mai avantajoasă). Valoarea coeficientului "ε" pentru diferite curgeri este dată în diagrame [83,84].

Utilizând această relație se obține:

$$\Delta t_m = \frac{\phi}{\chi} (t'_1 - t'_2) \quad (3.14)$$

Coeficientul total de transfer termic pentru suprafețe nervurate se determină în funcție de modul de nervurare a pereților [85-87]:

a) Perete nervurat de partea unui singur fluid, caracteristic schimbătoarelor de tip apă-aer sau apă-ulei, nervurarea nu este necesară de partea apei. Fie fluidele, cu temperaturile t_{f1} și t_{f2} ($t_{f1} > t_{f2}$), și peretele nervurat de partea fluidului (2) cu coeficient termic mai mic (fig.3.4). Coeficientul total (global) de transfer termic, raportat de partea fluidului (2) este:

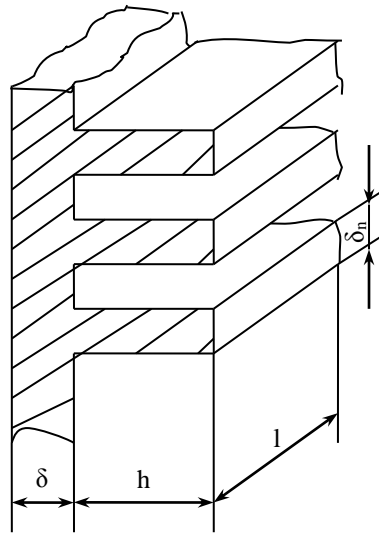


Fig.3. 4. Perete nervurat

$$k_2 = \frac{1}{\frac{A_2}{A_1} \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} \right) + \frac{1}{\alpha_2 \eta_2}} \quad (3.15)$$

în care:

α_1 [W/m²K] - coeficientul de transfer termic de la fluidul "1" la perete;

α_2 [W/m²K] - coeficientul de transfer termic de la perete la fluidul "2";

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

δ [m] - grosimea peretelui;

η_2 [-] randamentul suprafeței nervurate,

A_2 [m²], A_1 [m²] - suprafețele totale.

unde $\alpha_1 = (\alpha_r + \alpha_c)$ [W/m²K]

Coeficientul de convecție α_c se determină pe baza ecuațiilor criteriale, iar coeficientul de radiație α_r se determină [85] din relația:

$$\alpha_r = \frac{q_r}{t_f - t_p} \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (3.16)$$

în care: q_r - fluxul termic transmis prin radiație este:

$$q_r = \varepsilon_r C_n \left[\left(\frac{T_f}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_p}{100} \right)^4 \right] \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (3.17)$$

ε_r - factorul energetic de emisie redus al sistemului.

$$\varepsilon_r = \frac{\varepsilon_f \varepsilon_p}{\varepsilon_p + \varepsilon_f (1 - \varepsilon_p)} \quad (3.18)$$

ε_f - factorul energetic de emisie al fluidului. ε_p - factorul energetic de emisie al peretelui, valori trecute în tabelele din Anexe, $C_n=5,67W/m^2K^4$ - coeficientul energetic de emisii a corpului negru.

Randamentul suprafeței nervurate se definește prin relația:

$$\eta_2 = 1 - \frac{A_{n2}}{A_2} (1 - \eta_{n2})$$

(3.19)

unde $\eta_{n2}[-]$ este randamentul nervurii. Dacă notăm cu:

$$m = \frac{1}{\delta_n} \sqrt{2 \frac{\alpha_2 \delta_n}{\lambda_n}}$$

relația de calcul pentru randamentul nervurii este:

$$\eta = \frac{th(mh)}{mh}$$

(3.20)

unde: η - randamentul nervurii;
 l, h [m] - lungimea, respectiv înălțimea nervurii;
 δ_n [m] - grosimea nervurii;
 λ_n [W/mK] - conductivitatea termică a materialului nervurii.

b) Perete nervurat de partea ambelor fluide

Coeficientul total de transfer termic se poate raporta fie de partea fluidului "1" fie de partea fluidului "2"; de partea fluidului "2" fiind:

$$k_2 = \frac{1}{\frac{A_2}{A_1} \frac{1}{\alpha_1 \eta_1} + \frac{A_2 \delta}{A_p \lambda} + \frac{1}{\alpha_2 \eta_2}}$$

unde: η_1 [-] randamentul suprafeței nervurate A_1 ;
 A_p [m²] - suprafața peretelui despărțitor;
 Randamentul suprafeței nervurate se definește similar cu relația (3.20):

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

unde $\eta_{n1}[-]$ este randamentul nervurii de pe suprafața (1).

Din relația de echivalență:

$$A_1 k_1 = A_2 k_2$$

Se poate determina coeficientul total de transfer termic k_1 de partea fluidului "1".

Graficul dependenței $\eta = f(mh)$, pentru diferite tipuri uzuale de nervuri este prezentat în figura 3.5. În literatura de specialitate se pot găsi și alte diagrame pentru nervuri mai complexe sau formule practice pentru calculul randamentului. [1,2]

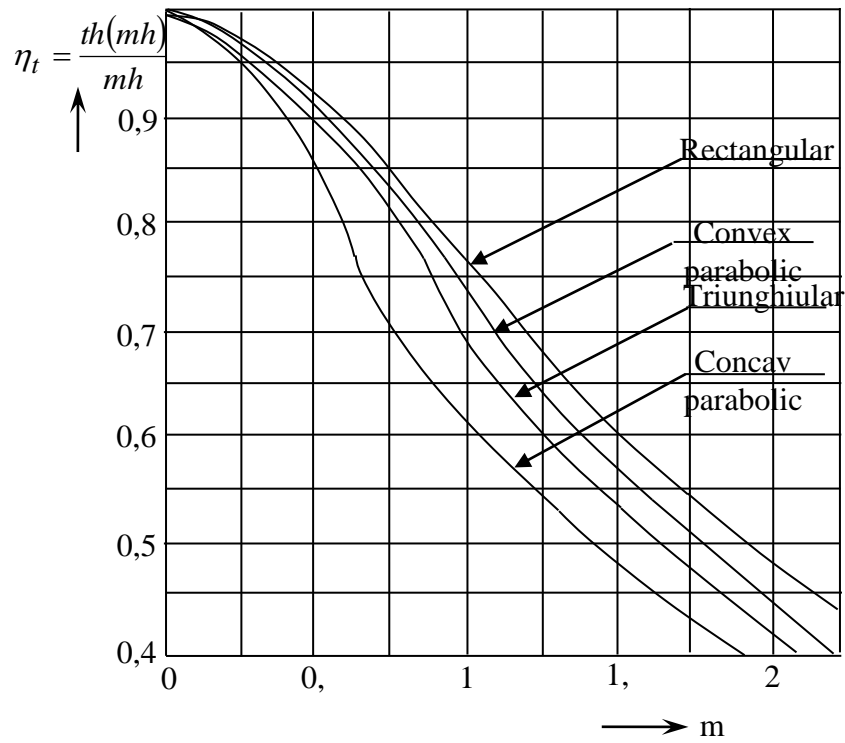


Fig.3.5. Graficul dependenței $\eta = f(mh)$, pentru diferite tipuri de nervuri

3.2. Calculul fluidodinamic al schimbătoarelor de căldură

Calculul fluidodinamic al schimbătoarelor de căldură are drept scop determinarea pierderilor de sarcină pe traseele interioare ale agenților termici între punctele de intrare și ieșire din aparat [89].

La proiectarea aparatelor cunoașterea pierderilor de presiune este importantă pentru dimensionarea corectă a instalației de vehiculare a fluidelor sau pentru cunoașterea puterii consumate de la agregatul de bază, cum ar fi motoarele termice prevăzute cu astfel de aparate.

Fluidele care străbat schimbătorul de căldură, prin canalele acestuia, pierd o parte din energia lor prin frecarea cu pereții, cu nervurile, etc. Această frecare cu pereții interioari se datorește interacțiunii suprafeței de perete cu vâna de fluid în curgere. Pe de altă parte straturile de fluid care se deplasează cu viteze diferite, creează frecări interioare în vâna de fluid. Totodată apar pierderi de energie datorate mișcării dezordonate a particulelor de fluid ale căror direcții nu se suprapun peste direcția de curgere principală, producând turbionarea. Turbionarea pe de altă parte este dorită datorită mării procesului de transfer termic prin micșorarea stratului limită hidraulic și termic.

Astfel se poate scrie pierderea totală de presiune [90] :

$$\Delta p = \sum_{i=1}^n \Delta p_{fi} + \sum_{i=1}^m \Delta p_{li} + \sum_{i=1}^r \Delta p_{ni} + \sum_{i=1}^s \Delta p_{ai} \quad (3.21)$$

unde s-a notat :

Δp_f - pierderea de presiune datorită frecărilor liniare

Δp_e - pierderea de presiune datorită rezistențelor locale interioare

Δp_n - pierderea de presiune datorită forțelor ascensionale

Δp_a - pierderea de presiune datorită accelerării fluidului

Pierderile se calculează pe porțiuni cu aceleași caracteristici hidraulice, existând "n", "m", "r" respectiv "s" porțiuni distincte. În cazul schimbătoarelor analizate în această lucrare Δp_n și Δp_a sunt neglijabile.

a) Calculul rezistențelor liniare datorită frecării.

Dacă canalul schimbătorului de căldură are lungimea "L" pe care diametrul hidraulic "d" are aceeași valoare și secțiunea este constantă, pierderea liniară de presiune se calculează cu formula lui Darcy [91]

$$\Delta p_f = \lambda \frac{\rho w^2 L}{2 d} \quad [N/m^2] \quad (3.22)$$

unde :

λ - coeficientul de rezistență la frecare

ρ [kg/m³] - masa specifică a fluidului pe porțiunea considerată

w [m/s] - viteza fluidului pe porțiunea considerată (viteza medie).

b) Calculul pierderilor locale de sarcină

Aceste pierderi locale sunt proporționale cu patratul vitezei și se pot exprima cu formula:

$$\Delta p_l = \xi \frac{\rho w^2}{2} \quad (3.23)$$

Coeficientul de pierdere locală "ξ" depinde de natura dispozitivelor care provoacă schimbarea bruscă a condițiilor de curgere a fluidului.

La schimbătoarele de căldură rezistențele locale importante sunt provocate de modificările de secțiune, de schimbările de direcție, etc., depinzând de foarte mulți factori. Coeficienții de rezistență locali sunt dați în literatura de specialitate sub formă tabelară sau sub formă de diagrame.

La schimbătoarele de căldură compacte, destinate motoarelor cu ardere internă, rezistențele fluidodinamice întâlnite sunt în mod obișnuit cele datorate pierderilor liniare și locale, astfel că relația (3.21) se simplifică sub forma :

$$\Delta p = \frac{\rho w^2}{2} \left(\sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{L_i}{d_i} + \sum_{i=1}^m \xi_i \right) \quad (3.24)$$

Practic însă, pentru schimbătoare de căldură compacte, relația (3.24) nu se poate utiliza, întrucât calculul coeficienților λ_i și ξ_i devine foarte dificil din punct de vedere teoretic. Din aceste cauze, au apărut o serie de formule semiempirice sau diagrame determinate experimental.

Majoritatea schimbătoarelor de căldură compacte sunt aparate cu suprafețe de transfer termic extinse prin nervurare. Nervurile produc o cădere de presiune considerabilă pe schimbător. Pentru cele mai multe aparate de acest fel, la curgerea fluidului de o parte a suprafeței de schimb de căldură poate fi utilizată relația :

$$\Delta p = \frac{w_1^2 \rho_1}{2} \left[(c_c + 1 - \phi^2) + 2 \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1 \right) + c_f \frac{A}{S_e} \frac{2 \rho_1}{\rho_1 + \rho_2} - (1 - \phi^2 - c_e) \frac{\rho_1}{\rho_2} \right] \quad (3.25)$$

unde pe lângă mărimile cunoscute s-au notat :

C_e, C_c - coeficienții pentru contractia (C_c) respectiv pentru expansiunea (C_e) curentului la intrare, respectiv la ieșire din suprafața nervurată;

S_e [m²] - secțiunea liberă de curgere între nervuri,

A [m²] - suprafața totală de transfer termic,

$\phi = S_e/S$; unde S [m²] secțiunea liberă a canalului în fața sau în spatele suprafeței S_e

c_f [-] - coeficientul de rezistență la frecare

Indicii 1 și 2 se referă la secțiunea de intrare, respectiv secțiunea de ieșire a suprafeței de transfer termic.

Pentru multe tipuri de schimbătoare de căldură cu suprafețe nervurate efectele de intrare și de ieșire au o pondere foarte mică în valoarea totală a căderii de presiune și prin urmare nu se impune o precizie prea mare în determinarea lui C_c și C_e .

În literatura de specialitate sunt date orientativ, grafic, valorile lui C în funcție de ϕ , tipul curgerii și valoarea numărului Reynolds.

Întrucât variația masei specifice ρ_1/ρ_2 este neglijabilă, practic relația (3.25) se reduce la termenul rezistenței de frecare.

$$\Delta p = 4 c_f \frac{L}{d_e} \frac{w^2}{2} \rho = \lambda \frac{L}{d_e} \frac{w^2}{2} \rho \quad (3.26)$$

unde $\lambda = 4c_f$.

Studiind legile frecării [92], cu unele simplificări s-au putut găsi relații de legătură între coeficientul de frecare, c_f - și criteriul Reynolds, dar numai pentru cazuri particulare.

Pentru schimbătoare de căldură compacte cu nervuri, valorile reale ale lui c_f se pot determina numai prin încercări experimentale și reprezentarea diagramei:

$$c_f = f(Re) \quad (3.27)$$

În literatura de specialitate se pot găsi astfel de legături pentru multe tipuri de suprafețe, fie sub formă grafică, pentru un domeniu mai larg al lui Re , fie o legătură analitică pe domenii restrânse ale lui Re [93,94] sau lucrări care analizează și pierderile exergetice din schimbătoarele de căldură [95].

Puterea agregatului $P[W]$ necesară vehiculării fluidului cu debitul volumic $\dot{V} [m^3/s]$ va fi:

$$P = \frac{V \Delta p}{\eta} \quad (3.28)$$

unde: η este randamentul total al agregatului.

3.3. Criterii de comparație pentru schimbătoare de căldură

În alegerea unui schimbător de căldură, din mai multe soluții posibile se va prefera acel aparat care transmite fluxul termic impus, \dot{Q} , cu un consum de energie (putere, P) minim pentru circulația celor două fluide prin aparat și ocupă volumul cel mai mic. Un anumit aparat nu poate îndeplini toate aceste condiții în același timp. Micșorarea volumului schimbătorului de căldură se poate obține fie prin mărirea vitezei de circulație a celor două fluide (la un aparat existent), fie prin modificarea suprafețelor de transfer termic, alegând suprafețe cu generatori de turbionare. Ambele metode conduc însă la creșterea puterii consumate pentru vehicularea fluidelor.

Pentru compararea diferitelor construcții de schimbătoare de căldură se folosesc următoarele criterii [96]:

- Coeficientul global de transfer termic, k :

$$k = \frac{\dot{Q}}{\Delta t_m A} \quad [W/m^2K] \quad (3.29)$$

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

Dacă în relația (3.29) raportarea se face la volumul util al aparatului V (și nu la A) sau la puterea P necesară vehiculării fluidelor prin aparat se obțin criteriile:

- **Eficiența volumică, ε_v :**

$$\varepsilon_v = \frac{\dot{Q}}{\Delta t_m V} = \frac{kA}{V} \quad [\text{W/m}^3\text{K}] \quad (3.30)$$

- **Eficiența energetică, ε_e :**

$$\varepsilon_e = \frac{\dot{Q}}{\Delta t_m \cdot P} = \frac{k \cdot A}{\dot{V}_1 \Delta p_1 + \dot{V}_2 \Delta p_2} \quad [\text{W/WK}] \quad (3.31)$$

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

termică $\dot{Q}/\Delta t_m$, la debitele \dot{V}_1 și \dot{V}_2 impuse.

Dacă se analizează schimbul de căldură de o singură parte a suprafeței de transfer termic, în vederea comparării diferitelor soluții, eficiența volumică și energetică se determină cu relațiile:

$$\varepsilon_v = \frac{\dot{Q}}{\dot{V}(t_f - t_p)} = \frac{\alpha \cdot A}{V} \quad (3.32)$$

$$\varepsilon_e = \frac{\dot{Q}}{(t_f - t_p) \cdot P} = \frac{\alpha \cdot A}{\dot{V} \cdot \Delta p} \quad (3.33)$$

unde:

α [$\text{W/m}^2\text{K}$];- coeficientul de transfer termic de partea suprafeței studiate,

A [m^2]- suprafața de transfer termic,

t_f - temperatura fluidului, respectiv

t_p - temperatura peretelui [$^{\circ}\text{C}$].

Caracteristica de exploatare, Φ , definită prin relația (3.5) poate fi utilizată drept criteriu de comparație numai dacă se compară schimbătoare de căldură cu aceeași suprafață A , de transfer termic.

Pentru o comparație reală a performanțelor termice și fluidodinamice a schimbătoarelor de căldură, în literatura de specialitate, se utilizează tot mai mult reprezentarea variației eficienței volumice în funcție de eficiența energetică [94,95]

$$\varepsilon_v = f(\varepsilon_e) \quad (3.34)$$

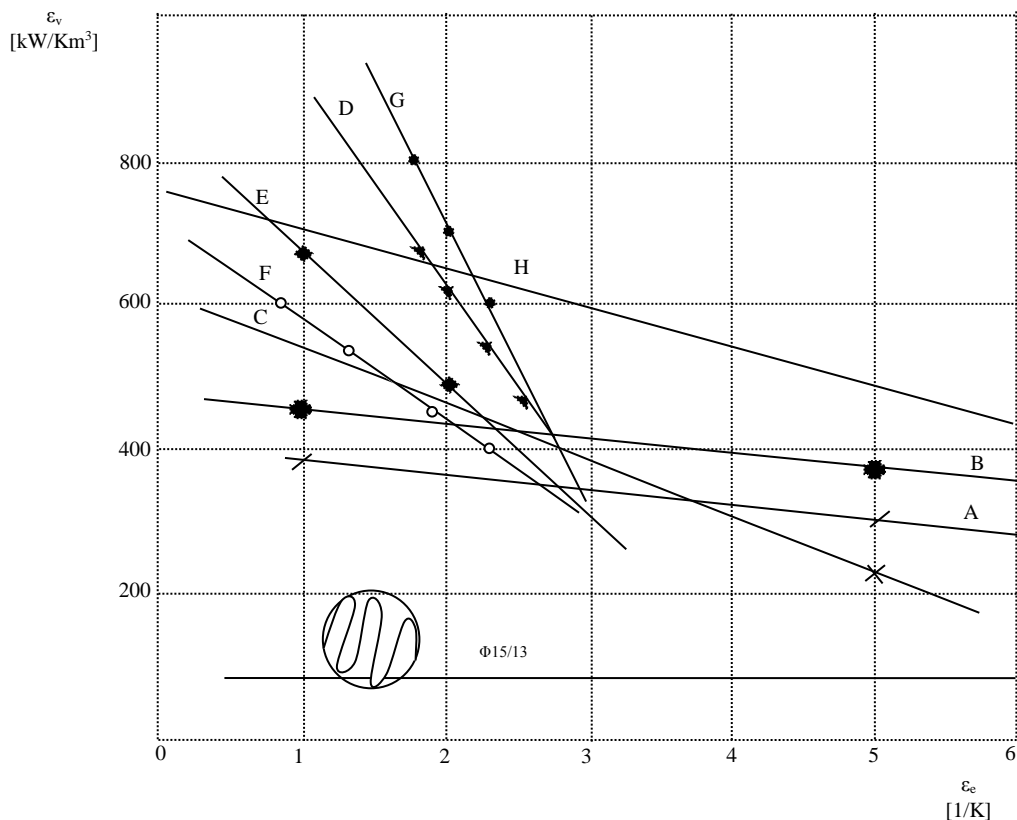


Fig. 3.6. Variația $\epsilon_v=f(\epsilon_c)$ pentru răcitoare de ulei răcite cu apă

În figura 3.6. este reprezentată variația eficienței volumice, ϵ_v , în funcție de eficiența energetică, ϵ_c , pentru 8 răcitoare cu teacă (tip ulei-apă) și nervuri interioare de partea uleiului și pentru un răcitor de ulei cu țevi cu nervuri interioare, cu $\Phi 15/13$ mm [24,45]. 7 răcitoare au fost construite în țară (tipurile A, B, C, D, E, F, G) și unul construit de firma Langerer-Reich (H).

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

Analizând diagrama de mai sus se constată că în anumite condiții de funcționare răcitoarele B și D, construite în țară, au performanțe termice comparabile cu răcitorul H; răcitoarele cu teacă sunt net superioare răcitoarelor cu țevi cu nervuri interioare, care reprezintă o soluție depășită.

4. CERCETĂRI TEORETICE PRIVIND PERFORMANȚELE TERMICE SI FLUIDODINAMICE ALE SUPRAFETELOR ONDULATE

În figura 4.1 s-a reprezentat o nervură ondulată din aluminiu, realizată la RAAL S.A.Bistrița; ea este o nervură ondulată sinusoidal și se realizează din benzi având grosime, de la caz la caz, de 0,14;0,16; 0,3;0,5 mm.

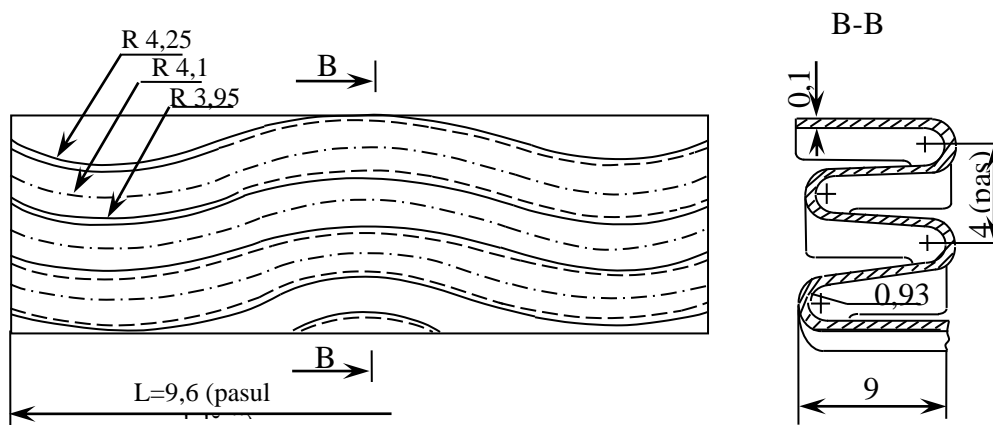


Fig.4.1. Nervură ondulată din aluminiu

Se observă că nervura este continuă și ondulată atât în plan vertical cât și orizontal (dublu ondulată). Astfel fluidul va circula după o direcție sinusoidală. În literatura de specialitate prin nervură ondulată se înțelege toate nervurile continue cu ondulații în plan vertical. Pentru nervura de mai jos, dublu ondulată nu există în literatura de specialitate date verificate, referitoare la performanțele termice și fluidodinamice. Din acest motiv s-a impus o cercetare amănunțită atât teoretică cât și experimentală.

În cazul transferului termic prin convecție, fenomenul termic este legat de cel al curgerii fluidului. Valoarea coeficientului de transfer termic "a" depinde de foarte mulți parametri: de regimul de curgere, de viteza fluidului, de parametri termodinamici ai fluidului, de forma geometrică a corpului, etc [98].

4.1. Efectul de intrare la nervurile ondulate

Dacă se consideră o porțiune x , mică, (sub 25% din pasul ondulații L -(fig.4.1) la intrarea fluidului pe un perete ondulat, această porțiune se poate **asimila cu un perete plan** cu viteza fluidului w_w paralelă cu peretele. Se observă (fig. 4.2) că se formează un strat de fluid în care curgerea este laminară, denumit strat limită hidraulic. Acest strat are la intrare pe perete o grosime δ_x foarte, foarte mică și crește cu coordonata x . Indiferent dacă curentul în ansamblu este laminar sau turbulent, stratul limită va avea totdeauna un caracter laminar, numai grosimea acestui strat

limită variază cu gradul de turbulență al miezului de curent. La suprafața peretelui se formează atât un strat limită hidraulic, în care viteza w_x variază de la zero la o valoare " w_∞ " cât și un strat limită termic în care temperatura fluidului T variază de la T_p (temperatura peretelui) la T_∞ (a fluidului neinfluențat de prezența peretelui)[96] .

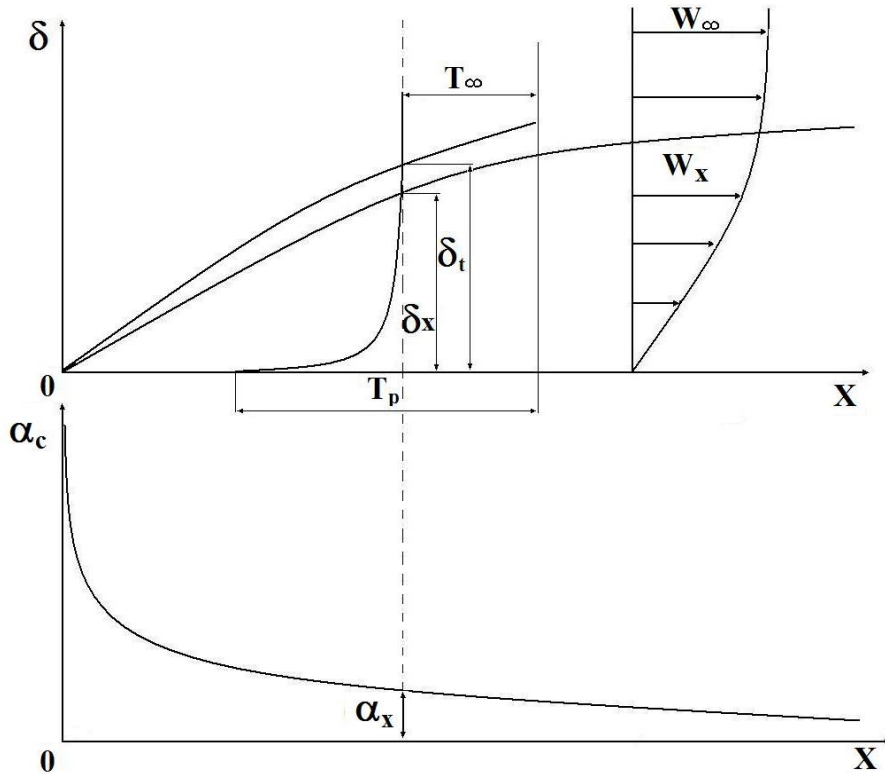


Fig.4.2. Variația stratului limită la intrare pe o suprafață plană

Grosimea celor două straturi limită, poate fi admisă ca având o variație parabolică [99], dar ea va fi în general diferită pentru cele două straturi, δ_x - grosimea stratului limită hidraulic, δ_t - grosimea stratului limită termic.

Conform relației lui Polhausen [98] legătura între cele două straturi este:

$$\delta_t = \frac{\delta_x}{\sqrt[3]{Pr}}$$

pentru aer cu $Pr=0,7$ se obține:

$$\delta_t = 1.124 * \delta_x$$

Mărimile lui δ_x și δ_t depind de coordonata " x " și cresc cu această coordonată, până la o valoare limită determinată de Re_{cr} . În stratul limită laminar schimbul de căldură prin conducție, este egal cu căldura transmisă fluidului prin convecție :

$$\dot{q} = -\lambda_f \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y \rightarrow 0} = \alpha (T_p - T_\infty) \quad (4.1)$$

unde axa y este perpendiculară pe perete și λ_f - este conductivitatea termică a stratului limită.

Se poate adopta în primă aproximație că:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{y \rightarrow 0} \cong \frac{T_p - T_\infty}{\delta_t} \quad (4.2)$$

și astfel se obține valoarea coeficientului de convecție α_x în regiunea în care grosimea stratului limită este δ_t :

$$\alpha_x \cong \frac{\lambda_f}{\delta_t} \quad (4.3)$$

Deci schimbul de căldură dintre fluid și perete este cel mai eficace la capătul de intrare a peretelui unde grosimea stratului limită este din ce în ce mai mică. Se constată că la început, când stratul limită tinde spre zero, coeficientul de transfer termic de convecție " α_x " are valoare maximă. Acest fenomen este cunoscut sub denumirea de "efect de capăt" [100-101]. Acest efect se poate realiza la intrare pe orice suprafață; pentru o lungime mică, cu puțină aproximație (se va arăta că în stratul limită din apropierea suprafeței ondulate, $\partial p / \partial x \neq 0$, față de placa plană unde $\partial p / \partial x = 0$), se poate aplica chiar și pentru suprafețele prevăzute cu nervuri plane ondulate. S-a considerat o porțiune x mică (sub 25% din pasul ondulării) la intrarea fluidului pe un perete ondulat pentru că la peretele ondulat, față de un perete plan viteza fluidului se descompune după direcțiile x și y (fig.4.4) și variază sinusoidal pe lungimea nervurii (se va demonstra ulterior), și creează efecte suplimentare de turbulență.

Prin rezolvarea ecuației integrale a stratului limită [99] se obține expresia grosimii stratului limită :

$$\frac{d}{dx} \int_0^{\delta} \rho w_x^2 dy - w_0 \frac{d}{dx} \int_0^{\delta} \rho w_x dy = -\tau_0 \quad (4.4)$$

unde pe lângă mărimile din figura 4.3. s-au mai notat :

- τ_0 [N/m²] - forța de frecare, raportată la unitatea de suprafață

Rezolvarea ecuației (4.4) conduce la:

$$\delta = c \sqrt{\frac{x V}{w_0}} = c x Re_x^{-1/2} \quad (4.5)$$

Valoarea lui c este [102] :

$c = 3,40$ - după Blasius; $c = 4,64$ - după Pohlhausen, $c = 5,83$ -

după Miheev

Relațiile (4.3) și (4.5) demonstrează că " α_x " este cu atât mai mare cu cât " x " este mai mic și cu cât viteza de intrare pe nervură w_x este mai mare.

Nervurile ondulate se realizează la o anumită dimensiune și apoi se debitează după grosimea cerută de aparat. Debitarea corectă este după secțiunea A-A (fig.4.3) și nu după secțiunea B-B. Dacă fluidul intră după secțiunea B-B, viteza fluidului " w " se descompune după cele două direcții perpendiculare, x și y , (în secțiunea A-A viteza fluidului " w " nu se descompune) astfel efectul transferului termic se diminuează (teorie verificată și prin cercetări experimentale).

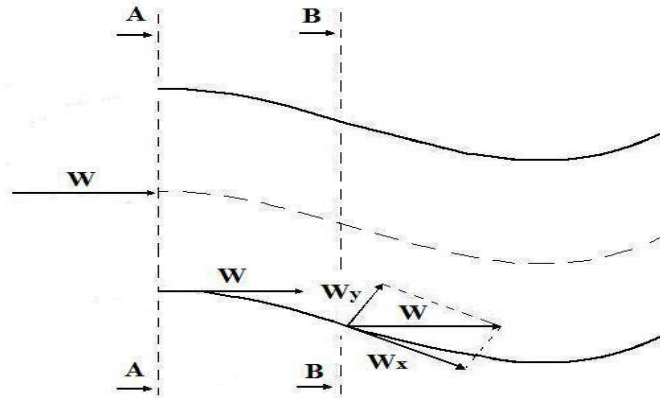


Fig.4.3. Variația vitezelor pe o suprafață ondulantă

Datorită fenomenelor complexe care apar în acest caz, numai cercetarea experimentală pe stand poate răspunde la întrebările puse în legătură cu performanțele termice și fluidodinamice ale acestor tipuri de suprafețe cu nervuri ondulate.

4.2. Efectul ondularii nervurii asupra parametrilor de curgere și transfer termic

Dacă în canalele cu nervuri ondulate circulă aer, viteza maximă a aerului este de 40 m/s, iar variația de temperatură este mică, sub 100°C [103] Astfel în mod practic variațiile de masă specifică sunt neglijabile [104] și gazul poate fi considerat fluid incompresibil [92].

Dacă analizăm un canal de fluid, (fig. 4.1), constatăm că el se poate aproxima fără mari abateri cu un canal de secțiune dreptunghiulară constantă cu laturile mari ondulate după direcția de curgere. Deci din punct de vedere al curgerii se poate considera ca o curgere bidimensională.

Dacă considerăm o secțiune oarecare prin peretele ondulat al nervurii, după direcția de curgere a fluidului și încadrăm sistemul în axele de coordonate $y-x$ (fig.4.5) putem scrie

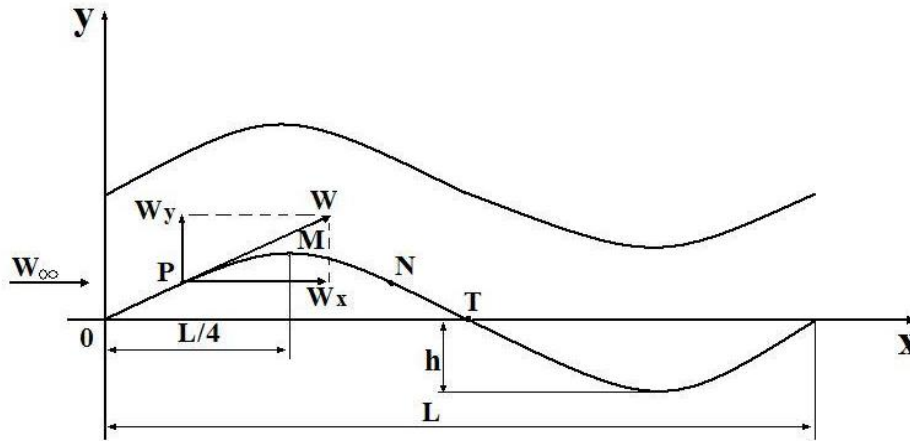


Fig. 4.4 Canal cu pereți ondulați

ecuația conturului:

$$y = h \sin \frac{2\pi}{L} x \quad (4.6)$$

unde h - este amplitudinea maximă și L - pasul ondularii.

Întrucât h este foarte mic față de lungimea L , care în acest caz este pasul de ondulare, sau lungimea de undă, vitezele de perturbație într-un punct P pe contur (w_x , w_y) sunt foarte mici. Admițând că viteza de la infinit w_∞ este dirijată după axa x se poate scrie, pentru punctul P (care poate fi confundat cu axa absciselor):

$$\left(\frac{dy}{dx}\right)_P = \frac{2\pi h}{L} \cos \frac{2\pi}{L} x \cong \left(\frac{w_y}{w_\infty}\right)_{y=0} \quad (4.7)$$

Din ecuația de mai sus se obține variația vitezelor:

$$\begin{aligned}
 w_y &= w_\infty \frac{2\pi h}{L} \cos \frac{2\pi}{L} x \\
 w_x &= w_\infty \frac{2\pi h}{L} \sin \frac{2\pi}{L} x
 \end{aligned}
 \tag{4.8}$$

Într-adevăr variația vitezelor în interiorul canalului este sinusoidală.

Pentru a găsi presiunea p într-un punct oarecare de pe contur "P" se aplică formula:

$$p - p_\infty = \frac{1}{2} c_p \rho w_\infty^2 \tag{4.9}$$

unde am notat cu c_p - coeficientul de presiune în punctul P.

$$c_p = -2 \frac{w_x}{w_\infty} = -4 \frac{\pi h}{L} \sin \frac{2\pi}{L} x \tag{4.10}$$

$$\text{Deci } p = p_\infty - 2 \rho w_\infty^2 \frac{\pi h}{L} \sin \frac{2\pi}{L} x \tag{4.11}$$

cu p_∞ s-a notat presiunea fluidului unde viteza acestuia este w_∞ , departe de zona de perturbație.

Viteza fluidului, de pe suprafața nervurii ondulate crește până în punctul M (fig.4.4) (de coordonată $L/2$) și apoi descrește. Presiunea se va micșora la început și apoi va crește. În punctul M presiunea va fi minimă. Se observă că $\partial p / \partial x$ poate fi atât pozitiv cât și negativ; valoarea lui depinde pe lângă caracteristicile fluidului (ρ , w) și de pasul de ondulare "L" și amplitudinea "h" adică de geometria canalului.

Presiunea din stratul limită va fi de asemenea în funcție de coordonata "x".

Variația presiunii pe direcția y , $\partial p / \partial y$, din stratul limită poate fi considerată egală cu zero. Prin urmare particulele de fluid din stratul limită din apropierea suprafeței ondulate (fig.4.5) se vor deplasa datorită gradientului de presiune $\partial p / \partial x$, atât în sens pozitiv cât și în sens negativ.

Deci stratul limită din apropierea suprafeței ondulate diferă apreciabil de stratul limită din apropierea plăcii plane unde $\partial p / \partial x = 0$.

Din această particularitate a stratului limită, în cazul suprafeței nervurii ondulate, se pot explica cauzele desprinderii curentului de pe suprafață și cauzele formării vârtejurilor care se desprind de pe aceste suprafețe ondulate.

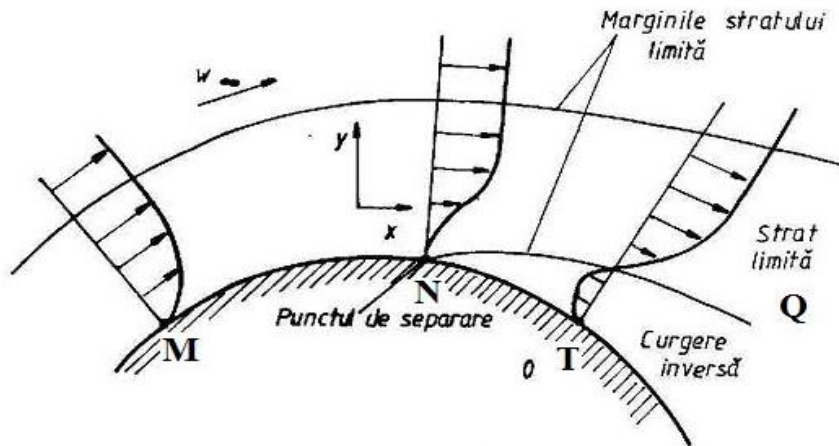


Fig.4.5 Forma curgerii și distribuția vitezei pe o suprafață curbilinie neaerodinamică

La curgerea unui fluid vâscos, proiecțiile pe tangentă și pe normală ale vitezei trebuie să devină egale cu zero în punctele situate pe suprafață. Pe de altă parte la o distanță oarecare, mică, de suprafața nervurii spectrul aerodinamic devine aproape identic cu o curgere fără vârtejuri a unui fluid ideal pentru care componenta normală a vitezei pe suprafața corpului devine egală cu zero dar componenta tangențială este diferită de zero.

Tinând seama de aceste condiții, rezultă că variația componentei tangențiale a vitezei trebuie să aibă forma reprezentată în figura 4.5, adică forma unei curbe pornind din punctul P. În punctele situate pe normala la suprafața curbă, componenta care se mărește treptat.

În cazul curgerii unui fluid vâscos peste aceste nervuri, particulele de fluid sunt încetinite în interiorul stratului, cu atât mai mult cu cât traiectoria particulelor trece mai aproape de suprafață. În cazul nostru $\partial p / \partial x$, diferă de zero conform relației

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -4 \rho w_{\infty}^2 \frac{\pi^2 h}{l^2} \cos \frac{2\pi}{l} x \quad (4.12)$$

Pentru $x \in (L/4, L/2)$, (MNT, fig.4.4) $\partial p / \partial x$ va fi pozitiv, deci presiunea crește în sensul curentului pe linia MNT. În această zonă particulele capătă o accelerație în sens invers mișcării principale. Această încetinire suplimentară influențează deosebit de puternic particulele care se mișcă în imediata apropiere a nervurii ondulate. Energia cinetică a acestor particule este micșorată în comparație cu celelalte particule. Din această cauză, viteza tangențială a unei particule devine egală cu zero pe o linie oarecare NQ (fig.4.4) iar în regiunea QNT, viteza tangențială își schimbă sensul. Deci se produce o mișcare în sens opus, în stratul limită, ceea ce atrage după sine posibilitatea desprinderii particulelor de fluid de pe suprafața nervurii și posibilitatea apariției vârtejurilor.

Două straturi de fluid ciocnindu-se și desprinzându-se de pe suprafața nervurii ondulate, se răsucesc și formează vârtejuri. Punctul de desprindere a stratului limită se produce în punctul N caracterizat prin faptul că derivata în acest punct a vitezei $(\partial w_x / \partial y)_{(y=0)}$ este egal cu zero. Desprinderea particulelor de fluid de pe suprafața nervurii și apariția vârtejurilor duce la îmbunătățirea transferului termic, pe toată suprafața nervurii, față de o nervură dreaptă. Dacă grosimea aparatelor ar fi foarte

4.2 – Efectul ondulării nervurii asupra parametrilor de curgere și transfer termic 55

mare acest efect descris mai sus se diminuează, conform cercetărilor făcute de Hassain A. [105]. În cazul schimbătoarelor de căldură cu nervuri ondulate, mai ales la radiatoare, grosimea aparatelor este mică și "efectul de intrare" aduce un aport substanțial la mărirea transferului termic, având în vedere faptul că la aceste aparate curgerea este laminară, eventual tranzitorie cu $Re < 4000$. De mărirea vitezelor nici nu poate fi vorba, mai ales că vehicularea aerului se face cu ventilatoare unde se cer căderi de presiuni tot mai mici și Legislația Europeană impune reducerea tot mai drastică a poluării fonice; toate acestea se realizează și prin micșorarea vitezelor de circulație a aerului.

4.3. Concluzii privind cercetarea teoretică a nervurii ondulate

Se constată că atât viteza cât și presiunile în interiorul canalului ondulat au variații sinusoidale și aceste mărimi depind de amplitudinea maximă și pasul ondulării [106,107]. Pe lângă aceste mărimi mai intervine și lungimea întregului canal, efectele la intrare, viteza de intrare a fluidului în canal, etc. [108,109] și există și între aceste mărimi valori optime care asigură transferul de căldură la o cădere de presiune minimă [110-111]. Cercetările experimentale au arătat și un efect considerabil al umidității aerului asupra performanțelor termice dar și asupra coeficientului de frecare [112].

Fenomenele sunt atât de complexe [113] încât numai cercetările experimentale pot să răspundă la toate întrebările legate de performanțele termice și fluidodinamice ale acestor suprafețe de transfer termic.

5. FABRICAREA SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ COMPACTE, DIN ALUMINIU

Se vor prezenta, foarte pe scurt, câteva elemente privind obținerea nervurilor ondulate, asamblarea și procedeul de brazare, (fără a se intra în detalii) pentru a se înțelege modul de fabricare a schimbătoarelor de căldură din aluminiu, compacte și rezistente la sarcini pulsatorii mari.

5.1. Fabricarea nervurilor ondulate

Toate schimbătoarele de căldură cu nervuri ondulate sunt formate din plăci plane. Acestea se construiesc, în general, în sistem Sandwich (fig.2.1). Plăcile alternează cu rânduri de nervuri sau cu rânduri de canale întărite. Între două plăci plane s-au montat nervurile.

În construcția schimbătoarelor de căldură nervurile reprezintă cel mai important reper. Rolul lor este de a mări eficiența schimbului termic și de a asigura rezistența structurală. Folosite ca suprafețe extinse de transfer termic, nervurile RAAL au geometrii variate (Cap.2), specifice fiecăruia dintre fluidele implicate în procesele de schimb termic.

Mașinile de format nervuri, au capacitatea de a realiza toți parametrii geometrici necesari (pas, înălțime, etc.) prin intermediul unor simple ajustări. În toate cazurile formarea nervurilor se face prin deformarea plastică a foliilor sub forma de benzi cu diferite lățimi și grosimi.

Nervurile ondulate sunt executate pe mașini de format pas cu pas, acționate pneumatic sau mecanic (cu came sau cu mecanism bielă-manivelă). Aceste mașini de profilat foi de tablă au o construcție simplă și robustă, cu exploatare și întreținere ușoară, care asigură îmbunătățirea calității profilelor. De exemplu, în vederea profilării sinusoidale a foilor de tablă subțire, o *mașină de formare cu acționare pneumatică* este prevăzută cu o masă fixă, coroborată cu o placă mobilă, legate între ele prin niște poansoane conjugate. Poansoanele sunt prevăzute cu proeminențe care se întrepătrund succesiv și decalat la fiecare deplasare rectilinie alternativă a plăcii mobile, astfel încât, prin formare succesivă, să asigure la fiecare ciclu realizarea unui profil pe foaia de tablă. Foaia de tablă este adusă între poansoane de mișcarea plăcii mobile, acționată la rândul ei de o pârghie de avans, a cărei manevrare este realizată cu un cilindru pneumatic. De asemenea, poansoanele sunt manevrate de câte un cilindru pneumatic prin intermediul unor pârghii.

Mașina de format nervuri ondulate cu acționare cu came WMF-250, figura 5.1, este concepută de autor și este realizată la S.C. RAAL. Ea prelucrează banda livrată sub forma de bobine în nervuri finite folosite la schimbătoarele de căldură. Mașina desface banda de pe bobină, realizează ungerea cu ulei volatil, formează onduleurile, calibrează înălțimea și taie nervura la lungimea programată. Procesul se face automatizat.



Fig. 5.1. Mașina de format nervuri ondulate WFM-250 (cu came)

Mașina de format nervuri cu mecanism bielă-manivelă MFB-250 este un utilaj de prelucrat bandă din aluminiu prin tehnologia presării la rece, în flux continuu, folosită la execuția aripioarelor de transfer termic din construcția schimbătoarelor de căldură.

Mașina de format aripioare MFB-250, figura 5.2, a fost concepută de autor și realizată la S.C. RAAL, compusă dintr-un batiu pe care este solidarizat derulătorul de folie, acumulatorul-antrenor, capul de formare, calibratorul și ghilotina independentă. Această metodă permite creșterea vitezei de lucru grație acționării cu un reductor antrenat de un motor de curent alternativ cu viteză variabilă. Flexibilitatea reglajului este dată de sistemul de antrenare al pachetului inferior de poansoane, antrenat prin intermediul unui mecanism tip bielă-manivelă. Reglajul cursei se realizează printr-un mecanism cu dublu excentric iar reglajul punctului de întoarcere al pachetului de poansoane, printr-un mecanism cu șurub stânga-dreapta. Modificarea pasului nervurii se face prin schimbarea unei "came cu diametru constant" dedicate unei singure dimensiuni, cu o alta, de altă dimensiune, din componența unui modul de avans amovibil care realizează avansul nervurii în interiorul capului de formare după ce folia a fost trecută printr-un bazin de ungere cu ulei volatil, antrenată de o pereche de role cauciucate ce derulează folia de pe tambur. Antrenarea roților este realizată de un motor-reductor comandat printr-un sistem feed-back pentru corelarea vitezei de alimentare cu viteza de formare. Nervura astfel formată este trecută printr-un calibrator care are în componență o

placă reglabilă pe înălțime prin intermediul unui plan înclinat acționat de un șurub micrometric și o placă mobilă antrenată de un ax cu excentrice. În final nervura calibrată este condusă spre o ghilotină ce realizează tăierea la lungimea impusă și care face antrenarea nervurii prin intermediul unui tambur dințat antrenat de un motor pas-cu-pas, comandat electronic conform unui program memorat în comanda mașinii, corelat cu viteza de formare: după ce numărul de pași setat a fost format iar nervura astfel formată se acumulează într-o buclă de compensare, un numărător comandă pornirea motorului pas-cu-pas care aduce nervura în dreptul cuțitului ghilotinei și apoi este acționat cuțitul prin intermediul unui cilindru pneumatic, realizând debitarea.

Față de celelalte variante, soluția prezentată are ca avantaje: productivitatea crescută cu 900%, flexibilitatea ce permite execuția oricărui tip de aripioară pe aceeași mașină și reducerea nivelului de zgomot prin antrenarea cu motor electric a capului de formare în loc de cilindru pneumatic alimentat cu aer comprimat.



Fig.5.2. Mașini de format nervuri cu mecanism bielă-manivelă MFB-250

5.2. Generalități privind brazarea

Schimbătoarele de căldură din aluminiu, cu nervuri ondulate, se realizează printr-un procedeu de lipire cunoscut sub numele de brazare [114-117]. Brazarea este un procedeu de asamblare nedemontabilă, la fel ca sudura și lipirea. Față de lipire, care este un procedeu de asamblare la temperatură mult sub *temperatura solidus* a metalului de bază, brazarea se face la o temperatura de maximum 40 °C sub temperatura solidus a metalului de bază. Față de sudură, care este un procedeu

de asamblare prin topirea materialului de bază, deci care se produce la temperaturi peste *temperatura lichidus* a materialului de bază, brazarea se face la temperaturi care nu duc la topirea materialului de bază. Brazarea se produce, deci, la temperatura între temperatura de lipire și cea de sudură și rezultă o asamblare rezistentă la solicitări fizico-mecanice și coroziune apropiate de cele ale metalului de baza. Brazarea aliajelor de Al a fost posibilă numai atunci când s-au dezvoltat tehnici de dizlocare, chiar dizolvare a oxidului de Al existent sub forma unui film continuu pe suprafețele metalului. Pe plan mondial se utilizează două procedee și anume:

- brazarea în prezența unor fluxuri care asigură la temperatura de brazare protecția suprafețelor și dizlocarea oxidului de Al;
- brazarea în vid de minimum 10^{-5} Torr, dar obligatoriu aliajele de Al să conțină Mg . Aliajele de Al utilizate sub forma de material de aport conțin siliciu ca element principal de aliere.

Tabelul 5.1. Aliaje de brazare

AWS	Compozitia %					Solid		Lichid	Brazare
	Clasificare								
(a)	Si	Cu	Mg	Zn	Mn	Fe	°C	°C °	°C
BAl Si-2	6.8-8.2	0.25	...	0.20	0.10	0.8	577	613	599-621
BalSi-3(b)	9,3-10.7	3.3-4.7	0.15	0.20	0.15	0.8	521	585	571-604
BalSi-4	11.-13.0	0.30	0.10	0.20	0.15	0.8	577	582	582-604
BalSi-5(c)	9.0-11.0	0.30	0.05	0.10	0.05	0.8	577	591	588-604
BalSi-6(d)	6.8-8.2	0.25	2.0-3.0	0.20	0.10	0.8	559	607	599-621
BalSi-7(d)	9.0-11.0	0.25	1.0-2.0	0.20	0.10	0.8	559	596	588-604
BalSi-8(d)	11.0-13.0	0.25	1.0-2.0	0.20	0.10	0.8	559	579	582-604
BalSi-9(d)	11.0-13.0	0.25	0.10-0.50	0.20	0.10	0.8	562	582	582-604
BalSi-10(d)	10.0-12.0	0.25	2.0-3.0	0.20	0.10	0.8	559	582	582-604
BalSi-11(d)(e)	9.0-11.0	0.25	1.0-2.0	0.20	0.10	0.8	559	596	582-604
(a) Element principal de aliere. (b) Conținut 0.15% Cr. (c) Conținut 0.20%.Ti. (d) Domeniile de temperatura pentru starea solida si lichida variază pentru brazarea in vid. (e) Conținut 0.02-0.20% Bi									

Aliajele din tabelul 5.1 pot fi modificate prin creșterea procentului de Cu și Zn obținându-se o mai buna rezistență la coroziune. Creșterea procentului de Mg se impune în cazul brazării în vid.

Aliajul de Al ca material de aport se folosește în formă de folie sau sârmă. Cel mai uzual în fabricația de schimbătoare de căldură se utilizează cuplul material de bază - material aport în formă de folie sau tablă placată. Pentru grosimi de până la $g=1,5\text{mm}$ aliajul de aport poate să reprezinte 10% din grosimea foliei sau tablei pe o față sau ambele fețe, pentru grosimi de peste $g=1,5\text{mm}$ stratul placat de aliaj de aport este pe o față sau ambele fețe de 5% din grosime

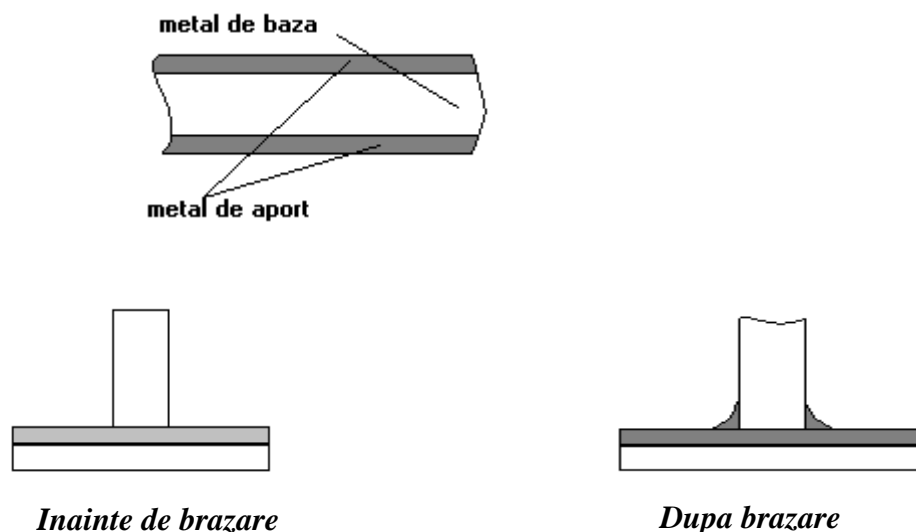


Fig.5.3. Situația înainte și după brazarea celor doua piese de lipit

În figura 5.3 s-a reprezentat situația înainte și după brazarea celor doua piese de lipit. Fluxurile utilizate în procesul de brazare sunt active la temperatura de brazare și au rolul de a penetra și dizolva filmul de oxid de Al de pe suprafețele pieselor ce se assemblează prin acest procedeu, deasemenea, fiind în stare lichidă umezescă suprafețele metalice și favorizează curgerea metalului de aport în stare topită înspre joncțiuni ca efect al forțelor tensioactive ce se manifestă pe suprafețe.

Fluxurile ce se utilizează sunt:

- corozive pe bază de cloruri care după brazare trebuie să fie îndepărtate în totalitate pentru a nu produce coroziune metalului.

- necorozive pe bază de fluoruri care nu necesită a fi îndepărtat.

Două subansamble cu nervuri, au fost împreunate astfel încât între ele să se formeze un canal de circulație pentru cel de al doilea fluid.

Elementele componente ale schimbătorului de căldură sunt montate în S.D.V-uri speciale, cu care se assemblează schimbătorul, luând forma finală. Astfel montate se preîncălzesc la 540°C, fiind foarte aproape de punctul de topire a fluxului utilizat.

Piesele preîncălzite se scufundă în baia de săruri timp de 2...3 minute. Fluxul topit are consistența apei, venind foarte ușor în contact și umezind perfect toată suprafața metalică. Accesul fluxului nu este blocat de aer sau de murdărie și astfel curăță suprafețele de urme de oxizi și permite umezirea și curgerea aliajului lichid spre îmbinări sub influența efectului de capilaritate și acțiune hidromecanică. Se elimină astfel posibilitatea apariției interstițiilor dintre nervuri și placa de bază, efecte care micșorează mult transferul termic.

5.3. Procedee de brazare

a) Brazarea în băi de săruri topite

Echipamentul pentru acest procedeu de brazare este relativ simplu fiind format dintr-o cuvă zidită din cărămidă rezistentă, având în compoziție un procent ridicat de alumină, într-o manta de oțel. Topirea sărurilor și menținerea temperaturii de brazare se fac electric prin intermediul unor electrozi din inconel 600 sau grafit imersați în baia de săruri. Curentul este de joasă tensiune (max. 70 V) și amperajul corespunzător cantității de săruri. Sărurile utilizate sunt: NaCl, KCl, LiCl și NaF în cantitățile corespunzătoare pentru obținerea unui flux eutectic care are temperatura de topire de aproximativ 540°C.

Ansamblul ce urmează a fi brazat se imersează în topitură, reperele ansamblului sunt ținute în contact cu ajutorul unui dispozitiv de brazare de preferință din inconel 600.

Brazarea se face la temperatura de aproximativ 600 °C funcție de aliajul de Al ca metal de aport. Timpul de menținere în imersie nu trebuie să depășească 5 minute, existând pericolul dizolvării metalului de baza. Fluxul antrenat de ansamblu brazat și solidificat este foarte coroziv el se poate îndepărta prin fierberea ansamblului în apă.

b). Brazarea în cuptor cu atmosferă controlată**Fig.5.4. Cuptoare orizontale continue**

Echipamentul pentru acest procedeu de brazare este un cuptor încălzit electric sau cu gaz metan și poate să fie:

- orizontal continuu (fig.5.4) cu zone de temperaturi pentru:
 - uscarea fluxurilor depuse pe suprafețele reperelor aferente ansamblului de brazat la o temperatură de aproximativ 200 °C;
 - preîncălzirea ansamblului la aproximativ 450 °C;
 - brazare la aproximativ 600 °C;
 - răcire.

Transferul ansamblului dintr-o zonă în următoarea se face de regulă cu o bandă metalică acționată mecanic (motor plus reductor). Atmosfera din interiorul cuptorului este de azot cu impurități de max. 200 ppm (oxigen și apă).

- orizontal pas cu pas la care ansamblul staționează în fiecare zonă conform unui program.
- vertical (fig.5.5), ansamblul de brazat așezat pe o platformă este ridicat cu un lift în zona de pre-încălzire și brazare, zona cu atmosferă de azot de puritatea menționată.



Fig.5.5. Cuptoar vertical

Fluxul utilizat este un amestec de floruri sub formă de pulbere cu temperatura de topire între 540-570 °C. Fluxul în apa demineralizată formează o pasta care se depune pe suprafețele reperelor ansamblului, prin imersie (de regulă). După uscarea ansamblului la aproximativ 200 °C, cantitatea de flux trebuie să fie între 2-4 g/m².

După brazarea ansamblului nu este necesară îndepărtarea fluxului rezidual, acesta fiind necoroziv.

c). Brazarea în vid

Brazarea în vid (fig.5.6) este posibilă numai la aliajele de Al ca metal de aport ce are în compoziție Mg de până la 1%. Pentru brazare vidul trebuie să fie de minimum 10⁻⁶ Torr.



Fig.5.6. Instalație de brazare în vid

d). Brazarea cu flacără

Prin acest procedeu se realizează brazarea unor ansamble simple cum ar fi colectoarele radiatoarelor de apă sau ale răcitoarelor de ulei. Aportul de căldură necesar atingerii temperaturii de brazare este asigurat de o flacără oxiacetilenică reducătoare. Fluxurile în amestec cu apa sau alcool sunt fie corozive formate din cloruri și în acest caz după brazare trebuie îndepărtate, fie necorozive formate din fluoruri. Metalul de aport este de regulă sub formă de baghete de sârmă și este pus în zona de brazare manual de către operator, sau sub forma de inele, sau alte forme din sârmă caz în care este posibilă o oarecare automatizare.

e). Brazarea prin inducție

În acest procedeu aportul de căldură este asigurat electric cu curenți de înaltă frecvență. Brazarea prin inducție este deasemenea posibilă la ansamble simple.

6. CONTRIBUȚII LA REALIZAREA UNOR NOI TIPURI DE SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ COMPACTE ȘI SISTEME DE RĂCIRE

6.1. Răcitor cu curgerea fluidelor în contracurent

Din relațiile de calcul al eficienței schimbătoarelor de căldură (3.8..3.10) se poate deduce că eficiența aparatelor cu curgerea celor două fluide în contracurent este cu până la 6..10% mai mare decât eficiența la curgerea celor două fluide în curent încrucișat. Acest lucru a condus la cercetări pentru realizarea de schimbătoare de căldură cu curgerea celor două fluide în contracurent. Din punct de vedere tehnologic costurile sunt ceva mai mari dar eficiența lor mai ridicată duce la micșorarea suprafeței de transfer termic, reducerea gabaritului și în final și la economii ceea ce în aceste timpuri de criză este esențial.

În figura 6.1. se prezintă un răcitor de ulei, răcit cu apă, cu plăci brazate, cu curgerea fluidelor în contracurent, conceput de autor, realizat și încercat la S.C. RAAL Bistrița. (Valorile temperaturilor din figură sunt determinate experimental pe standul de probă [118]). ***Este de menționat faptul că încă nu sunt cunoscute, pe plan mondial, nici în literatura de specialitate și nici pe piața de schimbătoare de căldură astfel de realizări.*** Conform relației (3.8) eficiența aparatului de mai sus este $\Phi=0.80$; în aceeași condiții un răcitor cu curgerea celor două fluide în curent încrucișat realizează o eficiență de maxim 0.72. .

Datorită faptului că aceste aparate folosesc tot materialul pentru schimbul termic, oferă o reducere semnificativă a dimensiunilor în volum și masă față de alte tipuri de răcitoare.

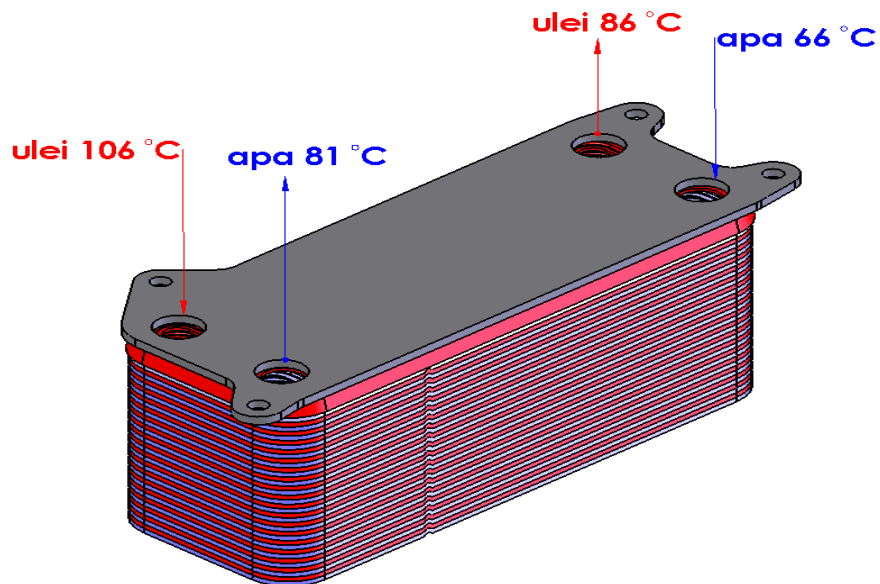


Fig. 6.1. Răcitor cu plăci brazate, cu curgerea fluidelor în contracurent

Aceste rezultate au condus la cercetări, în curs de definitivare, pentru realizarea altor schimbătoare de căldură (și cu nervuri ondulate), cu curgerea celor două fluide în contracurent.

6.2. Sisteme cu circuite auxiliare de răcire

Grupurile de răcire, frecvent întâlnite, sunt realizate printr-un sistem combinat, așa cum este redat exemplul din figura 6.2

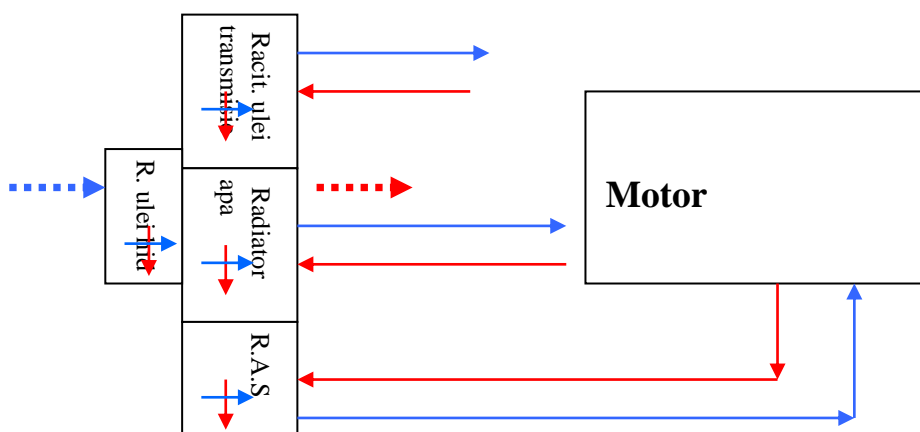


Fig.6.2. Sistem combinat de răcire

Sistemul de mai sus are în exclusivitate ca și fluid de răcire aerul atmosferic. Gabaritele componentelor și performanțele sunt trecute în tabelul 6.1

Tabelul.6.1. Performanțele unui sistem de răcire combinat

Tipul răcitoarelor	Radiator	Răcitor pt. Ulei Hidraulic	Răcitor pt. ulei de Transmisie	Răcitor Aer Supraalimentare
Gabarit	1060x517x140	413x227x45	1060x188x140	1000x345x150
Gabarit total	1200x1050x150 (200 cu răcitorul de ulei hidraulic)			
Tipul fl. cald	Apă - glycol	Ulei Hidraulic	Ulei de Transmisie	Aer
Debite fl. calde	7.13 l/s	1.08 l/s	2.02 l/s	0.447 Nm ³ /s
Temp.de intrare	98.89 C	65.56 C	90 C	179 C
Fluxul [KW]	121 KW	1.88 KW	37.28 KW	51.95 KW
Temperatură aer	50.0 C	50.0C	50.0 C	50.0 C
Eficiență- Φ -	0.443	0.14	0.51	0.125

Aerul atmosferic nu poate realiza totdeauna o răcier eficientă ($\Phi=0.14$ pentru răcitor ulei Hidraulic, $\Phi = 0.125$ pt. RAS, etc.) așa cum se observă din tabelul de mai sus.

Cercetările efectuate de autor la S.C. RAAL Bistrița au condus la obținerea unor noi soluții de grupuri de răcire [79]; studiile au fost făcute în vederea optimizării sistemelor de răcire și reducerea zgomotului [119]. Noile soluții au în vedere utilizarea unui circuit auxiliar de răcire cu apă, așa cum rezultă din schemele 6.3-6.4.

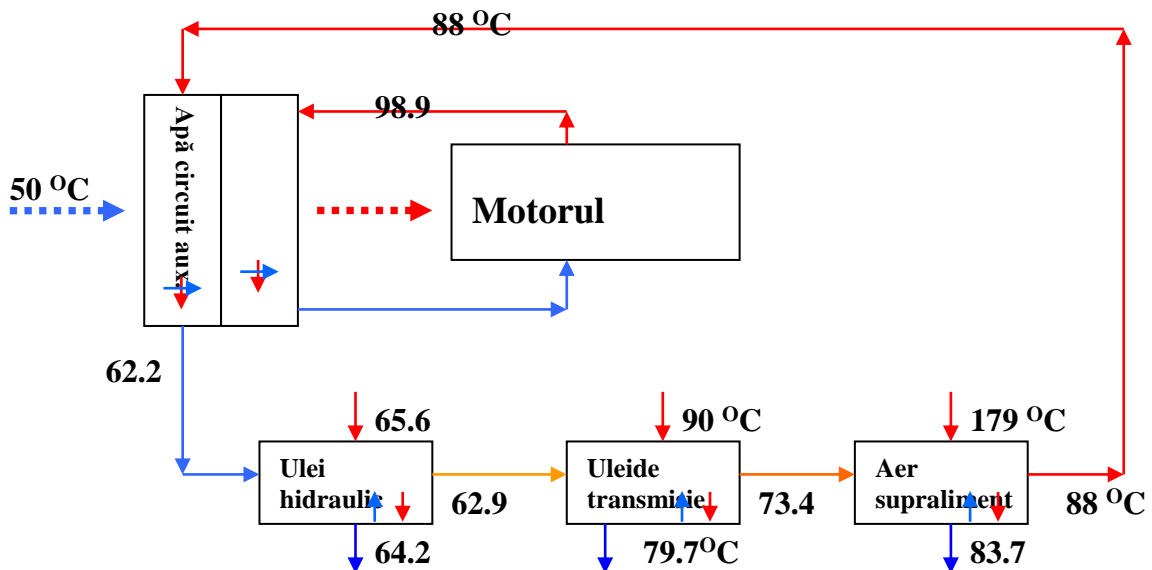


Fig.6.3 Sisteme cu circuite auxiliare de răcire (varianta I)

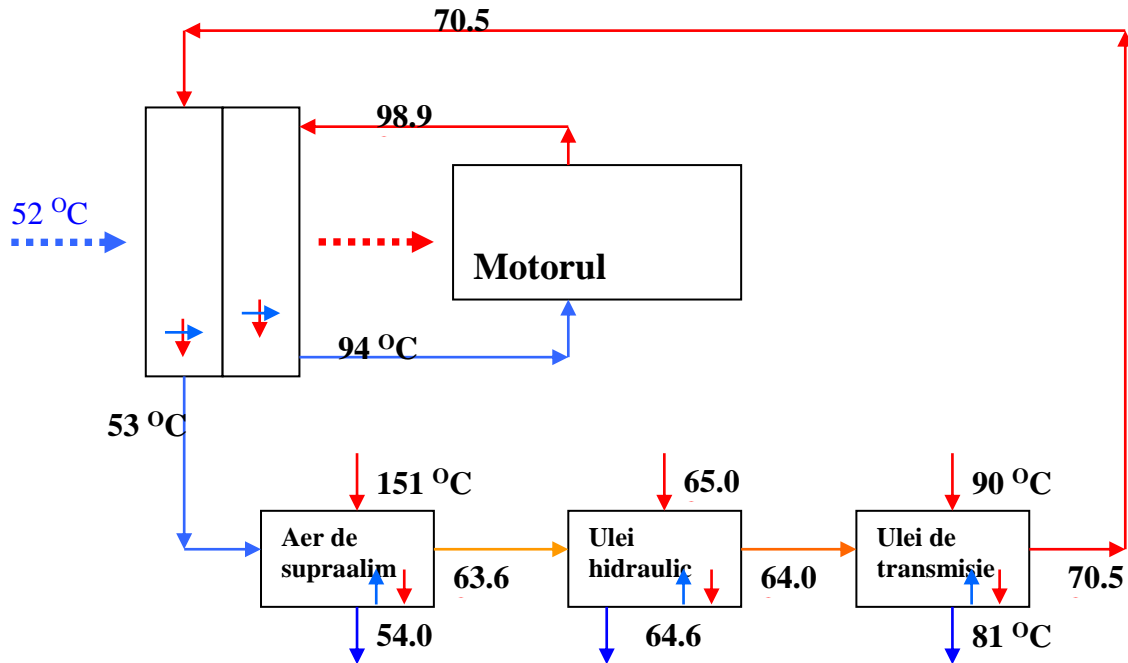


Fig.6.4. Sisteme cu circuite auxiliare de răcire (varianta II)

Funcție de temperatura de intrare a aerului de supraalimentare și temperaturile uleiului poziția celor trei răcitoare din figura 6.3. poate fi modificată astfel încât eficiența fiecărui aparat să fie cât mai mare (varianta II din figura 6.4). Sistemul de mai sus are ca fluid de răcire apa pentru răcitoarele de ulei și răcitorul de supraalimentare în circuitul auxiliar și aerul atmosferic pentru radiatorul principal și secundar [142]. Gabaritele componentelor și performanțele pentru varianta I sunt trecute în tabelul 6.2

Tabelul 6.2. Performanțele sistemului de răcire tip RAAL cu circuit auxiliar. Var.I

Tipul răcitoarelor	Ulei Hidraulic	Ulei de Transmisie	R.A.S.
Gabarit	310x125x51 mm	310x125x190 mm	310x125x230
Temperatură intrare ulei\ aer [C]	65.6 C	90	179
Temperatură intrare apă [C]	62.2 C	62.9	73.4
Temperatură ieșire ulei\ aer [C]	64.2 C	79.7	83.7
Temperatură ieșire apă [C]	62.9 C	73.4	88.0
Debit apă l/s	0.9	0.9	0.9
Debit ulei l/s	1.08	2.02	0.5364 kg/s
Fluxul schimbat [KW]	2.56	37.28	52
Eficiență- Φ -	0.36	0.38	0.9
Tipul răcitoarelor	Răcitorul de apă principal		Răcitorul de apă auxiliary
Gabarit	1080x1050x70 mm		1080x1050x65 mm
Temperatură intrare aer [C]	70		50
Temperatură intrare apă [C]	98.89		88
Temperatură ieșire aer [C]	83.37		70
Temperatură ieșire apă [C]	94.75		62
Debit apa l/s	7.13		0.9
Fluxul schimbat [KW]	125		92.6
Eficiență- Φ -	0.463		0.53

Soluția optimă se realizează numai după un calcul strict atât al performanțelor termice cât și fluidodinamice.

Concluzii

Soluția pentru un sistem de răcire depinde de condițiile impuse de beneficiar cu privire la fluxul de căldură cerut, dimensiuni de gabarit, căderi de presiune, nivel de zgomot, etc.

Utilizând noua soluție se pot obține eficiențe mult mai bune; acest soluții nu sunt universale, ele depind de toate mărimile de intrare (trecute în tabelele de mai sus) și numai un studiu referitor la un caz concret poate stabili soluția optimă.

7. CERCETARI EXPERIMENTALE PRIVIND PERFORMANȚELE SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ CU NERVURI ONDULATE

7.1. Standul pentru încercarea schimbătoarelor de căldură

Pentru încercarea schimbătoarelor de căldură s-a proiectat și realizat un stand special care simulează cât mai fidel modul real de lucru al aparatelor încercate. Standul este dotat cu aparatură de nivel european; fiind cel mai modern și complex stand de încercări din țară.

În figura 7.1 s-a reprezentat schema standului. Standul a fost astfel conceput și realizat încât să permită încercarea tuturor tipurilor de schimbătoare de căldură (răcitoare care folosesc ca fluid rece aerul, iar ca fluid cald apa, uleiul sau aerul cald) de tip apă-aer, ulei-aer sau aer-aer, fără să se facă modificări în schema instalației. Pentru a se obține un stand cât mai perfect s-a ținut cont de recomandările din literatura de specialitate privind montarea și citirea aparatelor, tehnicile experimentale, etalonarea aparatelor, etc.[120-132]

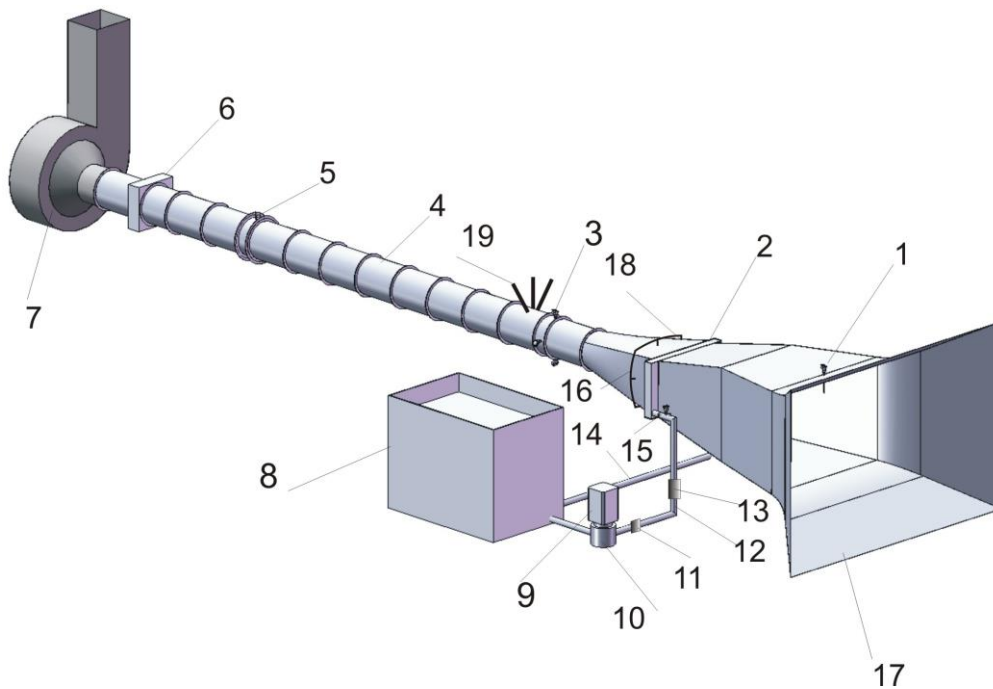


Fig.7.1. Schema standului experimental

Schimbătoarele de căldură ce urmează să fie încercate 2 se montează în tubulatura 4 după difuzorul 17, (care preia aerul din atmosferă, având o deschidere de 3000x2000mm prevăzut cu o plasă de sârmă cu ochiuri de 1.5 mm) prin care intră aerul aspirat de ventilatorul 7. Termorezistența 1 și grupul de termorezistențe 3 permit determinarea temperaturii aerului în fața și după schimbătorul de căldură. Tubulatura 4 are rolul de liniștire a aerului înainte de diafragma 5 care permite determinarea debitului aerului (dublat de tubul Pitot-Prandtl 18). Debitul de aer poate fi modificat cu ajutorul obturatorului 6. Căderea de presiune pe schimbător se măsoară cu un grup de manometre cuplate la inelul de captare 16.

Circuitul de fluid cald (apă, ulei) se compune din rezervorul 8 din care pompa 9 antrenată de motorul 10 pompează apa spre schimbătorul de căldură. Termorezistența 15 permite determinarea temperaturii de intrare a fluidului cald. Pe racordul de ieșire este montat grupul de termorezistențe 3 (dublat de termometrele cu mercur 19) care măsoară temperatura de ieșire a aerului. Determinarea debitului de fluid cald se face cu debitmetrul 13. Căderea de presiune de partea aerului, pe schimbătorul de căldură, se determină cu manometrul diferențial 14.

Pentru aerul cald se utilizează ca sursă de căldură aerul comprimat din circuitul industrial (care se încălzește electric). În figura 7.2 s-a reprezentat o vedere generală a standului experimental descris mai sus.



Fig.7.2 Vedere generală stand de probă

Canalul de aer în care se montează schimbătorul de încercat este confecționat din două canale cu secțiuni dreptunghiulare, variabile ca dimensiuni, la intrare și la ieșirea din schimbătorul încercat și un canal de secțiune circulară cu diametru interior de 400 mm, confecționat din tablă de aluminiu. Aparatele de măsură și control sunt montate în mare parte pe canalul circular fix. Tot canalul este izolat cu un strat din vată de sticlă având grosimea de 50 mm și protejat în exterior cu o manta din tablă de aluminiu. Mantaua de protecție este realizată din

tronsoane (fig.7.3) cu lungimea de 1m, prinse între ele cu flanșe.



Fig.7.3. Canalul izolat cu mantaua de protecție

Ventilatorul de aer este de tip centrifugal, cu un debit volumic de 25000 m³/h, acționat de un motor electric de 55kW (fig.7.4)



Fig.7.4. Ventilatorul de aer cu motor electric de 55kW

Obturatorul pentru reglarea debitului de aer este prevăzut cu un sertar acționat electric de un motor-reductor (fig.7.5).



Fig.7.5. Motor-reductor pentru reglarea debitului de aer

Uleiul pentru încercarea schimbătoarelor de căldură se încălzește cu abur într-un bazin (fig.7.6) ce are capacitate de 800 litri și este termostatat.



Fig.7.6. Bazin de ulei cu capacitate de 800 litri

Uleiul este vehiculat de două pompe (fig.7.7) de 10.8 l/min și 9.6 l/min, (de tip Vortex de la firma TRIMEC).



Fig.7.7 Pompele de ulei cu debitmetrele Vortex

Apa pentru încercarea schimbătoarelor de căldură se încălzește și ea cu abur într-un bazin (fig. 7.8) ce are capacitate de 1000 litri și este termostatat.



Fig.7.8. Bazin de apă cu capacitate de 1000 litri

Apa este vehiculată prin schimbătoarele de căldură cu o pompa Grundfos (fig.6.9) cu debit de 2900 l/min.



Fig.7.9. Montaj pompa de apă Grundfos

In figura 7.10 s-a reprezentat panoul de comandă pentru pompele de apă și ulei.



Fig.7.10. Panoul de comanda pentru pompele de apă și ulei

Determinarea temperaturilor se face cu termorezistențe de tip PT100. Domeniul de măsurare este 0-100 °C pentru aer rece și 0-200 °C pentru ulei și aer cald, cu precizie de măsurare de 0.01° (Precizia de măsurare Clasa B conform EN 1434 și IEC 7511.)

Transmiterea temperaturii se face sub forma de semnal unificat (4-20mA).

Termorezistențele sunt dublate de termometre cu mercur, cu diviziunea de 0,1 °C și etalonate împreună cu termorezistențele. Pentru determinarea temperaturii aerului după ieșirea din schimbător se folosesc 4 termorezistențe (și trei termometre) dispuse pe un inel cu diametrul de 400 mm și rotite la 90 °(fig.7.11).



Fig.7.11. Dispunerea termometrelor și termorezistențelor pe canalul de aer



Fig.7.12. Montaj diafragmă de aer

Determinarea debitului de aer se face cu o diafragmă simplă cu camere inelare (fig.7.12) montată la o distanță de 4 m de canalul de prindere a schimbătoarelor de încercat.



Fig.7.13. Montaj prize de presiune

Pentru determinarea căderii de presiune de partea aerului, pe schimbătorul de căldură încercat, se folosesc 4 prize de prelevare dispuse pe un inel și rotite la 90° (fig.7.13). Determinarea căderilor de presiune se face cu traductori de presiune cu afișaj digital și transmiterea lor prin semnal unificat (4-20mA), astfel:

- pentru căderea de presiune de partea aerului se folosește un senzor cu domeniul de 0-500 mmH₂O și o precizie de 0,1 mmH₂O;
- pentru căderea de presiune de partea lichidelor (apă, ulei), senzor cu domeniul de 0-2000 mbar iar pentru căderea de presiune pe diafragmă se folosește un senzor cu domeniul de 0-50 mbar.

Pentru determinarea debitului de apă s-au montat în paralel două rotametre de 6300 kg/h cu precizie 2% (fig.7.14) iar pentru determinarea debitului de ulei, s-au montat tot în paralel 2 debitmetre tip AMCO-Otopeni de 133 l/min cu precizie 2% (fig.7.7)



Fig.7.14. Montaj debitmetre de apă

Standul este prevăzut cu un sistem de achiziție de date care preia semnalul unificat (4 -20 mA) de la senzorii de temperatură (fig.7.11) și presiune (fig.7.15, 7.16) cu ajutorul modulelor de achiziție (fig.7.17) și le transferă pe calculator (fig.7.18).

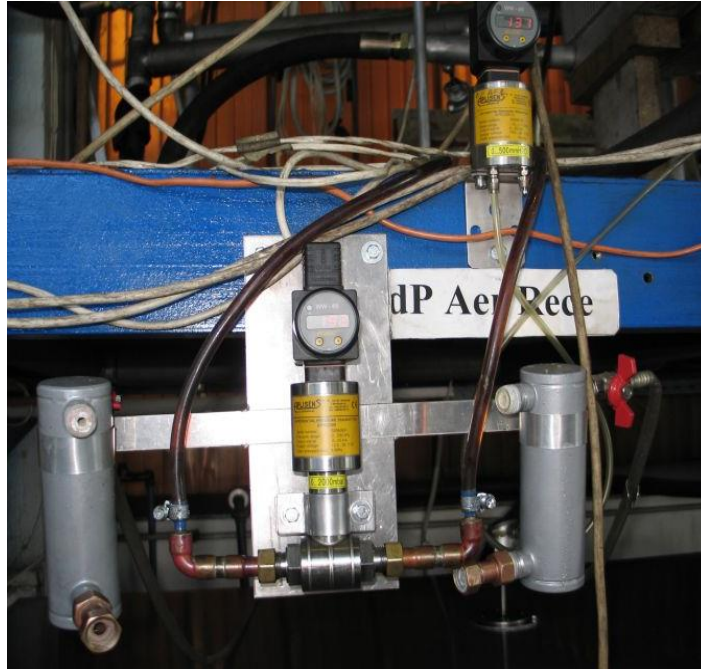


Fig.7.15. Senzori de presiune cu afișaj digital și semnal 4-20mA (căderea de presiune pe interiorul și exteriorul matricei)

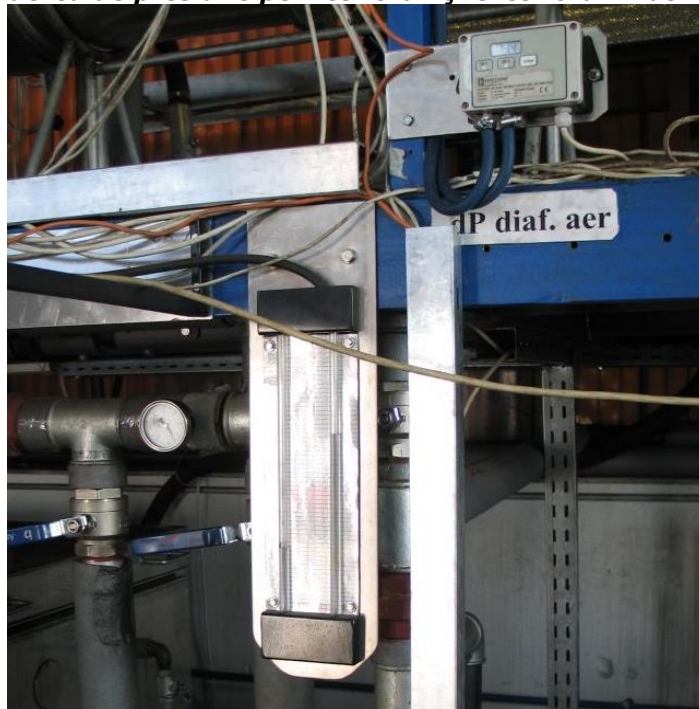


Fig.7.16. Senzori de presiune cu afișaj digital și semnal 4-20mA (căderea de presiune pe diafragmă)



Fig.7.17. Modul de achiziție date tip I7000

Partea hardware a sistemului de achiziție de date asigură preluarea semnalelor analogice și prelucrarea acestora pentru a fi transmise la calculator (Fig.7.18) unde sunt preluate de partea software a sistemului de achiziție de date.

Prelucrarea semnalelor analogice cuprinde operațiuni ca preamplificarea cu izolare a semnalelor de la traductoare, amplificarea cu un factor de amplificare convenabil, liniarizarea etc., cunoscute sub denumirea de adaptare a semnalului, apoi multiplexarea analogică și eșantionarea în vederea conversiei analog-numeric. Această preluare și prelucrare a semnalelor este realizată cu module de achiziție de date din familia I-7000 de la firma ICP-DAS. Comunicarea dintre modulul de achiziție de date și PC se face printr-o interfață serială RS-485 și un modul conversor RS-485 -> RS-232 de tip I7520. Partea software este realizată în LabView 7.0 și îndeplinește următoarele funcții:

- monitorizarea parametrilor de pe stand (temperaturi și căderi de presiune) și afișarea lor în interfața grafică (Fig.7.19);
- reprezentarea grafică a acestor parametri;
- introducerea manuală a datelor care nu sunt preluate în regim automat (umiditate aer, tipul diafragmei de aer, debit apă, debit ulei);
- acționarea de la distanță a obturatorului de aer rece;
- comunicarea cu un fișier în Excel în care se transmit acești parametri și în care se face calculul debitului masic al aerului rece, fluxului de căldură cedat de fluidul cald, flux de căldură preluat de fluidul rece, flux mediu și diferența între fluxurile de căldură, pentru calculul erorilor;
- preluarea rezultatelor de calcul din Excel și afișarea în interfața grafică;
- înregistrarea experimentelor valide (diferența între fluxurile de căldură cedat și primit de cele două fluide să fie <2%).



Fig.7.18. Calculatorul standului

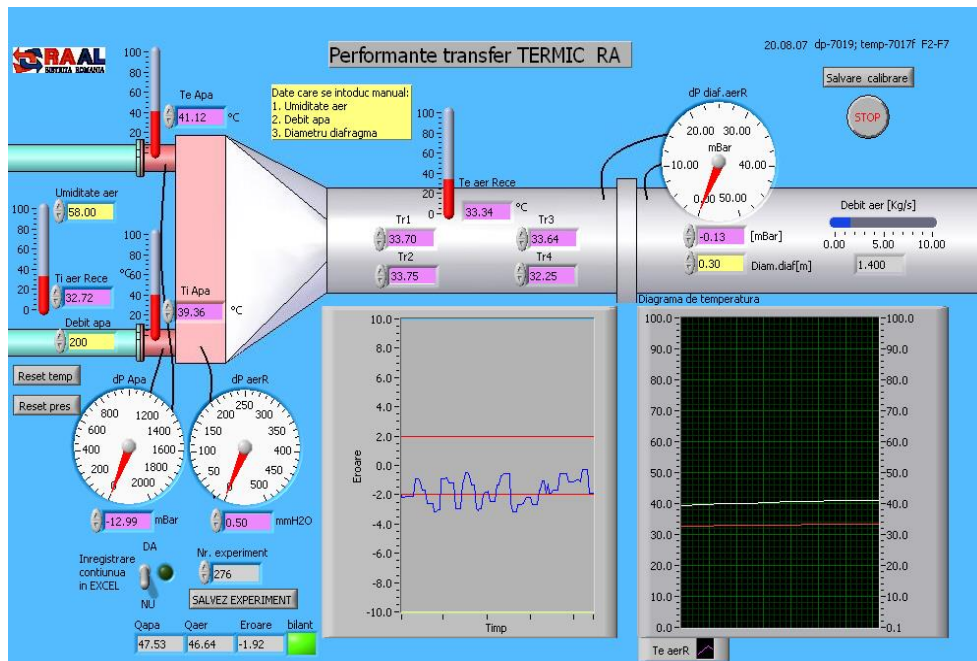


Fig.7.19. Interfața program achiziție de date

7.2. Încercarea schimbătoarelor de căldură cu nervuri ondulate

7.2.1. Schimbatoarele de căldură utilizate la încercări

Nervurile ondulate se utilizează mai ales la schimbătoare de căldură tip apă-aer, aer-aer sau ulei-aer, de partea aerului și uneori și la răcitoarele de ulei, răcite cu apă, de partea uleiului.

Pentru studiul performanțelor termice și fluidodinamice, autorul a proiectat o familie de aparate de **tip plăci și bare** (fig.7.20), având dimensiunile frontale (fig.7.21) identice, cu canale de apă de secțiune dreptunghiulară identice și canalele de aer prevăzute cu nervuri ondulate ce au înălțimea constantă de 8,8 mm (fig.7.22). La S.C. RAAL Bistrița s-au realizat 19 schimbătoare de căldură din aluminiu, din familia de aparate descrise mai sus.



Fig.7.20. Radiator RAAL, 400x400xGxp, cu nervuri ondulate, pentru testare

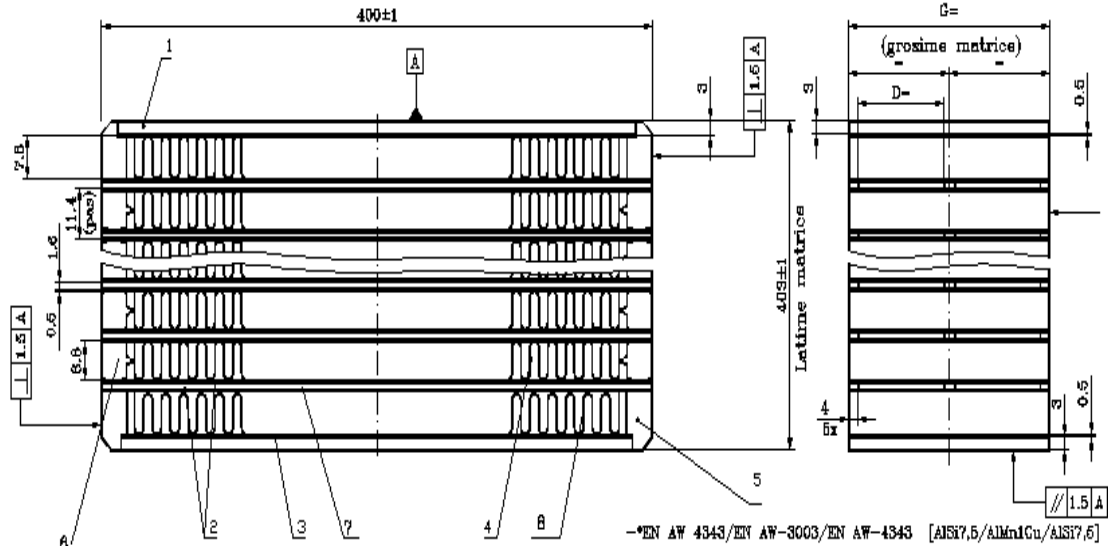


Fig.7.21. Dimensiunile radiatoarelor pentru testare

Legenda: 1-perete lateral, 2,3-pereti despărțitori, 4-nervură, 5-distanțier, 6-distanțier aer, 7-distanțier apă

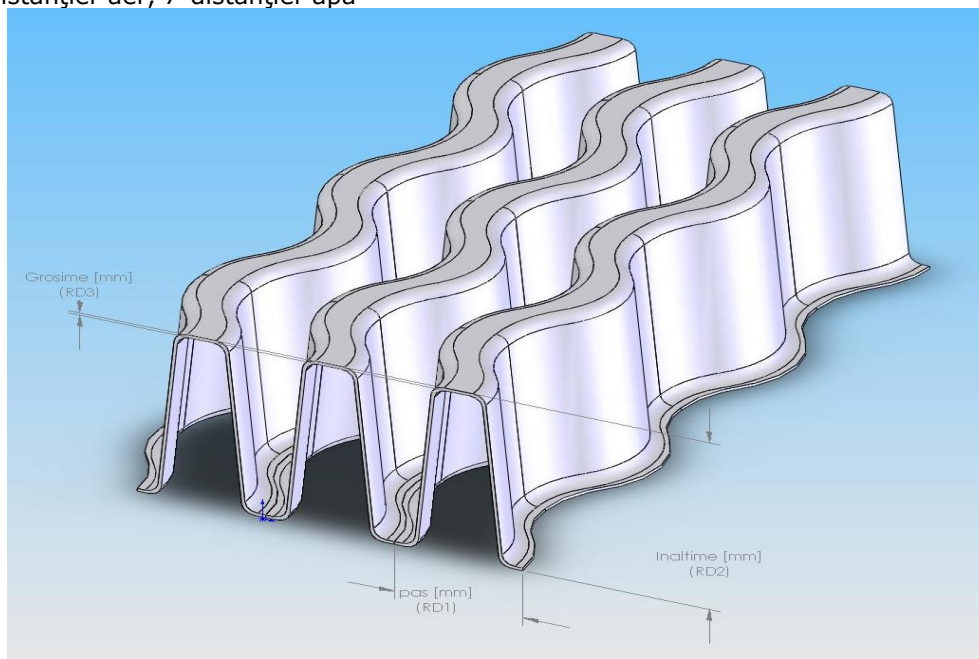


Fig.7.22. Nervura ondulată utilizată pentru radiatoarele testate

La radiatoarele pentru încercare s-au variat pe rând dimensiunile cum ar fi:

- grosimea matricii G (30; 45; 65; 95 și 115 mm) și,
- pasul nervurii de partea aerului, și anume: pasul p (3.5; 4; 5 și 6.5 mm).

Cu valorile de mai sus se poate acoperi studiul pentru aproape toată plaja din dimensiunile radiatoarelor fabricate în țară. Constatarea de mai sus rezultă din faptul că performanțele acestor aparate depind de geometria canalului (a diametrului hidraulic, care provine din combinații ale înălțimii și pasului nervurii) și lungimea canalului, așa cum reiese din formulele de calcul utilizate în subparagraful 7.2.3, unde rolul înălțimii nervurii este foarte mic și intervine doar în calculul randamentului nervurii. Dimensiunile radiatoarelor de încercate nu s-au luat la întâmplare; ele corespund cu un mare număr de tipuri de aparate fabricate de RAAL Bistrița.

Astfel s-au obținut patru "familii" de aparate (în primele 3 "familii" fiind cinci radiatoare iar în ultima patru radiatoare, cu un total de 19 (nouăsprezece) schimbătoare de căldură. S-a constatat, în timpul măsurătorilor și prelucrarea rezultatelor, că la ultima familie de aparate se putea reduce numărul de aparate chiar la două, concluziile fiind aceleași. Toată "familia" are de partea aerului aceeași geometrie în secțiune transversală, variind în cadrul "familiei" grosimea, de la aparat la aparat). S-a ales la o "familie" aceeași geometrie în secțiunea transversală de partea aerului ca să fie același viteze de circulație a aerului prin familia de aparate. Caracteristicile constructive ale schimbătoarelor de căldură încercate sunt trecute în Tabelul 7.1.

Încercările au urmărit în prima etapă determinarea fluxului de căldură cedat de apa caldă aerului de răcire (din mediul ambiant) și căderea de presiune de partea aerului, apoi în etapa a doua variația coeficienților de transfer termic și a coeficientului de frecare de partea suprafeței nervurate iar în final generalizarea rezultatelor obținute.

7.2.2. Condiții de încercare și prelucrare a datelor experimentale

Încercările răcitoarelor s-au efectuat în următoarele condiții:

- | | |
|--|------------------------------------|
| - temperatura de intrare a apei | $t'_w = 83 \dots 85^\circ\text{C}$ |
| - temperatura de intrare a aerului
(temperatura mediului ambiant) | $t'_a = 30 \dots 35^\circ\text{C}$ |
| - viteza apei prin canale | $w_w = 1..1,2\text{m/s}$ |
| astfel ca numărul Reynolds, sa fie | $Re = 9.000 \dots 10.000$ |

- debitul maxim de aer $m_a = 2,5 \text{ kg/s}$

S-au urmărit performanțele termice și fluidodinamice de partea suprafeței nervurate, suprafață spălată în acest caz de aer. Astfel s-a variat debitul de aer de la valori foarte mici la valori de până la 2,5 kg/s, s-a menținut debitul de apă constant astfel ca $Re=9.000...10.000$ și s-au obținut, la fiecare aparat încercat în jur de 30 de regimuri.

TABELUL.7.1. Caracteristicile constructive ale schimbătoarelor de căldură încercate

Nr. Crt.	Tipul schimbătorului	Caracteristici constructive de partea nervurii ondulate (aerului)					Caracteristici constr. de partea apei		
		p [mm]	de _a [mm]	Sc _a [m ²]	A _a [m ²]	V [m ³]	de _w [mm]	Sc _w [m ²]	A _w [m ²]
1	400x400x30x3,5	3,5	2.5688	0.10877	5.0811	0.0048	2.992	0.0013	0.6691
2	400x400x45x3,5	3,5	2.5688	0.10877	7.6217	0.0072	2.928	0.0019	1.0254
3	400x400x65x3,5	3,5	2.5688	0.10877	11.009	0.0104	2.925	0.0028	1.5178
4	400x400x95x3,5	3,5	2.5688	0.10877	16.09	0.0152	2.956	0.0042	2.2821
5	400x400x115x3,5	3,5	2.5688	0.10877	19.478	0.0184	2.949	0.0051	2.7741
6	400x400x30x4	4,0	2.8865	0.10991	4.5691	0.0048	2.992	0.0013	0.6691
7	400x400x45x4	4,0	2.8865	0.10991	6.85	0.0072	2.928	0.0019	1.8254
8	400x400x65x4	4,0	2.8865	0.10991	9.899	0.0104	2.925	0.0028	1.5178
9	400x400x95x4	4,0	2.8865	0.10991	14.496	0.0152	2.956	0.0042	2.2821
10	400x400x115x4	4,0	2.8865	0.10991	17.515	0.0184	2.949	0.0051	2.7741
11	400x400x30x5	5	3.4678	0.11149	3.8592	0.0048	2.992	0.0013	0.6691
12	400x400x45x5	5	3.4678	0.11149	5.7880	0.0072	2.928	0.0019	1.0254
13	400x400x65x5	5	3.4678	0.11149	8.3616	0.0104	2.925	0.0028	1.5178
14	400x400x95x5	5	3.4678	0.11149	12.221	0.0152	2.956	0.0042	2.2821
15	400x400x115x5	5	3.4678	0.11149	14.794	0.0184	2.949	0.0051	2.7741
16	400x400x30x6,5	6,5	4.2130	0.11292	3.2162	0.0048	2.992	0.0013	0.6691
17	400x400x45x6,5	6,5	4.2130	0.11292	4.8244	0.0072	2.928	0.0019	1.8254
18	400x400x65x6,5	6,5	4.2130	0.11292	6.9685	0.0104	2.925	0.0028	1.5178
19	400x400x95x6,5	6,5	4.2130	0.11292	10.185	0.0152	2.956	0.0042	2.2821

Notații: p_n= pasul nervurii, g_n= grosimea nervurii, h_n= înălțimea nervurii, de_a = diametrul hidraulic al

canalului de aer, Sc_a= secțiunea canalului de aer, A_a= suprafața totală de transfer termic de partea aerului,

V-Volumul util al schimbătorului, de_w = diametrul hidraulic al canalului de apă, Sc_w= secțiunea canalului

de apă, A_a= suprafața totală de transfer termic de partea apei.

Cu ajutorul datelor obținute prin măsurători s-au calculat :

- conținutul de umiditate al aerului umed, x [kg vapori/ kg aer uscat], pe baza temperaturilor termometrelor "uscat" (t_{us}) și "umed" (t_{um}) utilizând diagrama aerului umed;

- masa specifică a aerului umed

$$\rho_a = \frac{1+x}{R_a + xR_v} \cdot \frac{p}{T} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (7.1)$$

unde: R_a=287,2 J/kgK- constanta aerului uscat,

R_v=461,2 J/kgK- constanta vaporilor de apă,

p [N/m²]- presiunea totală a aerului umed,

T [K]- temperatura absolută a aerului umed,

-capacitatea termică masică medie a aerului umed c_a

$$c_a = c_{pu} + 1,863x \quad [\text{kJ/kgK}] \quad (7.2)$$

unde c_{pu} [kJ/kgK]- capacitatea termică masică medie, între temperaturile de intrare și ieșire a aerului uscat;
 - entalpia aerului umed, i_a [kJ/kg]

$$i_a = c_{pu} t_a + x(2500 + 1,86 t_a) \quad [kJ/kg] \quad (7.3)$$

$$\Delta i_a = c_{pu} \Delta t_a + 1,86x \Delta t_a \quad (7.4)$$

unde:

$$\Delta t_a = t_a'' - t_a'$$

este diferența temperaturilor aerului la ieșire și intrarea în schimbător,
 - fluxul termic Q_a preluat de aer

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a (i_a'' - i_a') = \dot{m}_a \Delta i_a \quad (7.5)$$

- fluxul termic Q_w transmis de apă din radiator, aerului

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w c_w (t_w' - t_w'') \quad [kW] \quad (7.6)$$

- fluxul mediu

$$Q = \frac{\dot{Q}_a + \dot{Q}_w}{2} \quad (7.7)$$

- raportul fluxurilor capacităților totale :

$$\mu = \frac{\dot{m}_a c_a}{\dot{m}_w c_w} \quad (7.8)$$

- caracteristica de exploatare (eficiența reală) a răcitorului

$$\phi = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_a c_a (t_w' - t_a')} \quad (7.9)$$

Pentru cazul acestor răcitoare s-a considerat ca fluid amestecat apa și neamestecat aerul, (presupunere care apoi a fost demonstrată de cercetările experimentale) utilizând pentru calcul relația criterială:

$$\chi = -\ln \left[1 + \frac{1}{\mu} \ln (1 - \mu \phi) \right]$$

(7.10)

- coeficientul de transfer termic total k_a , raportat la suprafața de partea aerului A_a

$$k_a = \frac{\chi \dot{m}_a c_a}{A_a} \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

(7.11)

Valorile determinate experimental și obținute prin calcule sunt trecute la Anexă, în Tabelul A.2. Cu acest valori s-au trasat diagramele de mai jos:

D1. Variația fluxurilor de căldură în funcție de debitul de aer

În figurile 7.23...7.26 s-au reprezentat grafic variația fluxurilor de căldură în funcție de debitul de aer, pentru fiecare familie, separat, prin cele cinci schimbătoare.

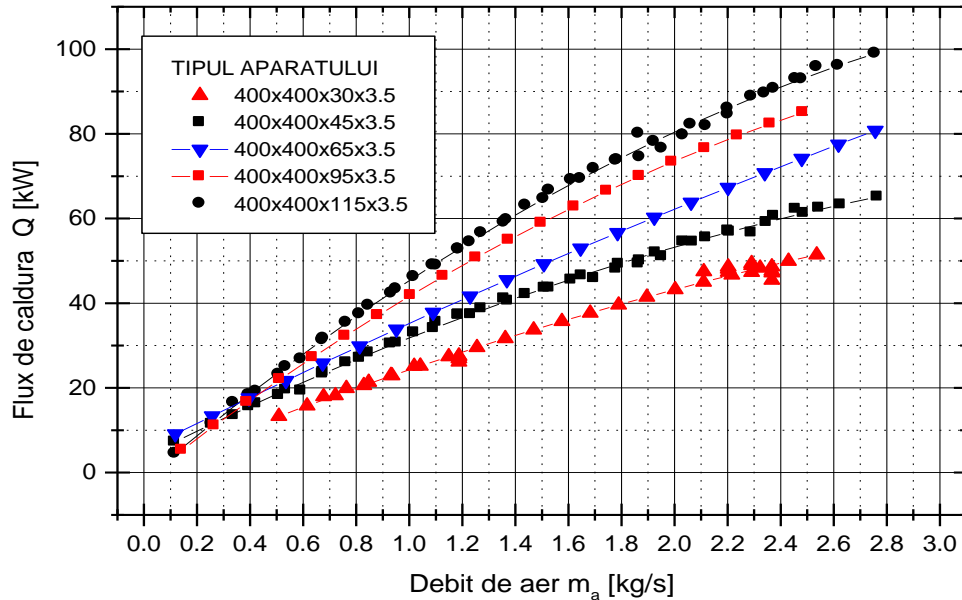


Fig. 7.23. Variația fluxurilor de căldură pentru schimbătoarele cu pasul $p=3.5$ mm

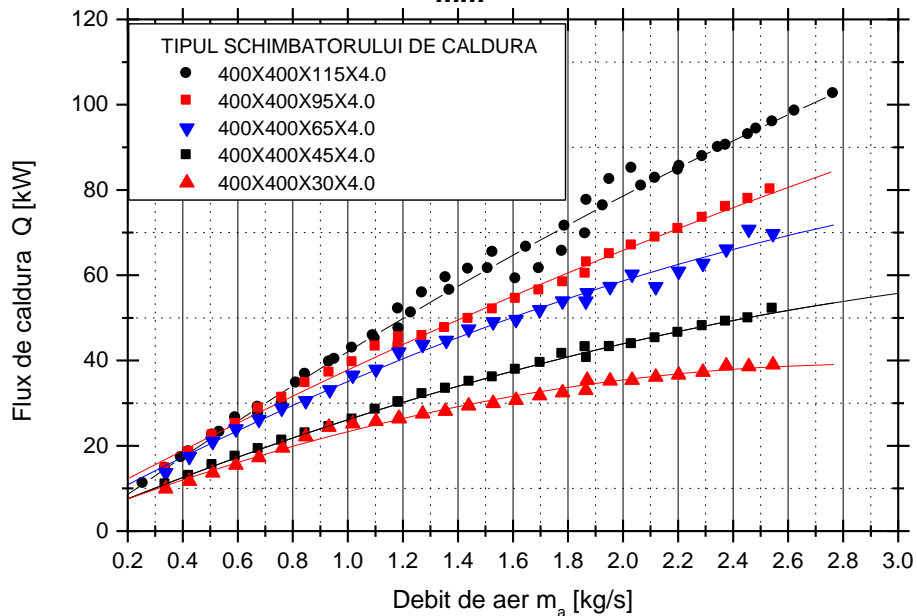


Fig. 7.24. Variația fluxurilor de căldură în funcție de debitul de aer pentru familia de schimbătoare de căldură cu pasul nervurii de aer $p=4.0$ mm

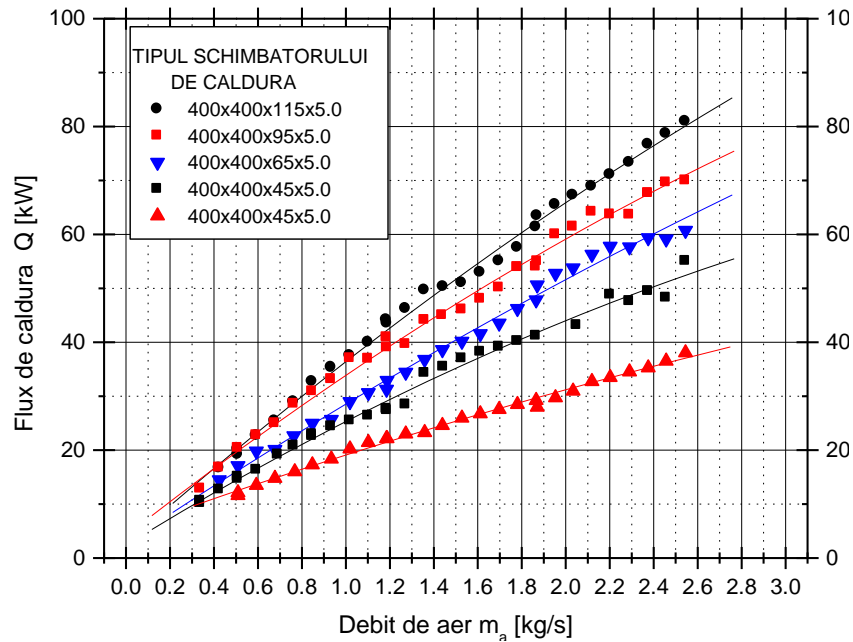


Fig. 7.25. Variația fluxurilor de căldură în funcție de debitul de aer pentru familia de schimbătoare de căldură cu pasul nervurii de aer $p=5.0$ mm

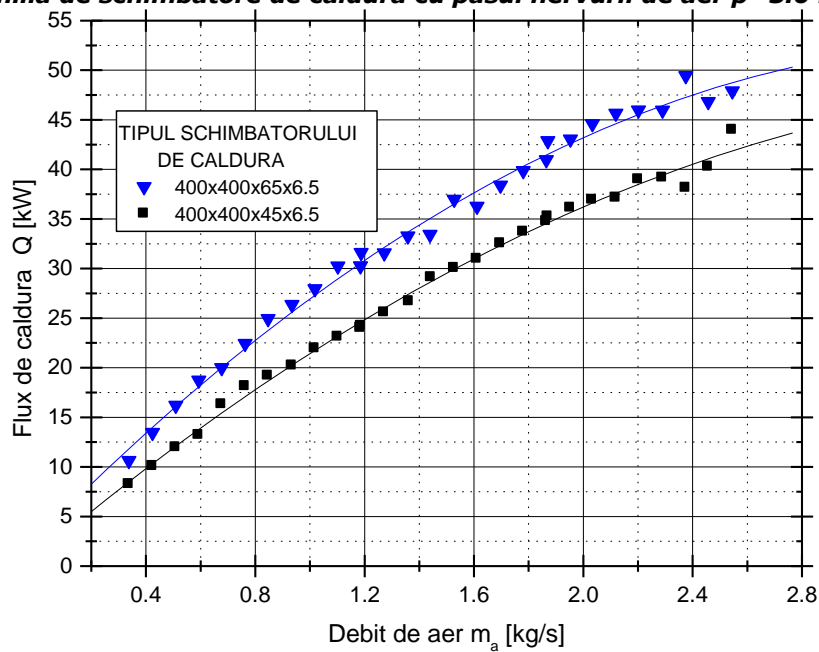


Fig. 7.26. Variația fluxurilor de căldură în funcție de debitul de aer pentru schimbătoarele de căldură $G=45$ mm și $G=65$ mm cu pasul nervurii de aer $p=6.5$ mm

Pentru analiza diagramelor de mai sus și cele care urmează trebuie avut în vedere următoarele:

- cercetările experimentale pe un singur aparat s-au realizat pe parcursul a 5, 6 zile, realizându-se cel puțin 25-30 regimuri staționare, temperatura aerului și umiditatea nu se puteau ține constante (Cercetările experimentale au demonstrat că umiditatea aerului poate influența destul de mult schimbul de căldură [112]);
- cercetările experimentale la toate cele 19 aparate s-au realizat în aproape doi ani, pentru că se încercau în condiții aproape identice.
Din analiza diagramelor rezultă următoarele:
- fluxul de căldură, în cadrul unei familii, este cu atât mai mare cu cât grosimea G a aparatului este mai mare; raportul între fluxuri este cu atât mai apropiat de raportul grosimii aparatului cu cât grosimile sunt mai mari. Acest lucru este corect pentru că suprafața de transfer termic crește cu mărirea grosimii aparatului.
- La același debit de aer fluxul de căldură scade, între două aparate cu aceeași grosime, cu atât mai mult cu cât pasul nervurii crește. Acest lucru se explică prin faptul că suprafața de transfer termic scade cu creșterea pasului nervurii [109].

Diagramele de mai sus dau informații despre ordinul de mărime a fluxului de căldură, modul de variație a acestei mărimi, etc. dar nu pot fi utilizate pentru proiectarea altor aparate decât dacă aparatele ce urmează a fi proiectate ar lucra exact în aceleași condiții (debit și temperaturi de apă, temperatură și umiditate aer, gabarit identic, etc.)

D2. Variația căderii de presiune de partea suprafeței nervurate în funcție de viteza aerului prin aparate

Figurile 7.27...7.30 conțin variația căderii de presiune de partea suprafeței nervurate în funcție de viteza aerului prin aparate

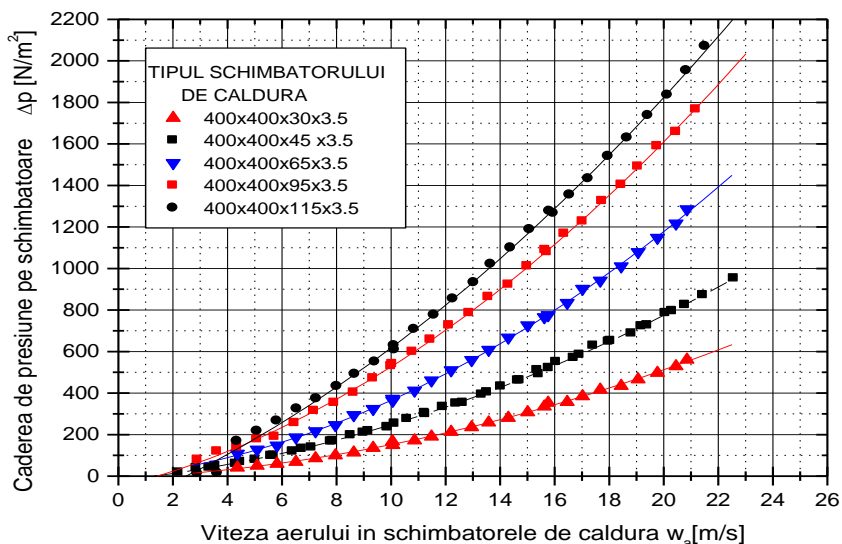


Fig.7.27. Variația căderilor de presiune în funcție de viteza aerului prin aparate pentru familia de schimbătoare de căldură cu $p=3,5$ mm

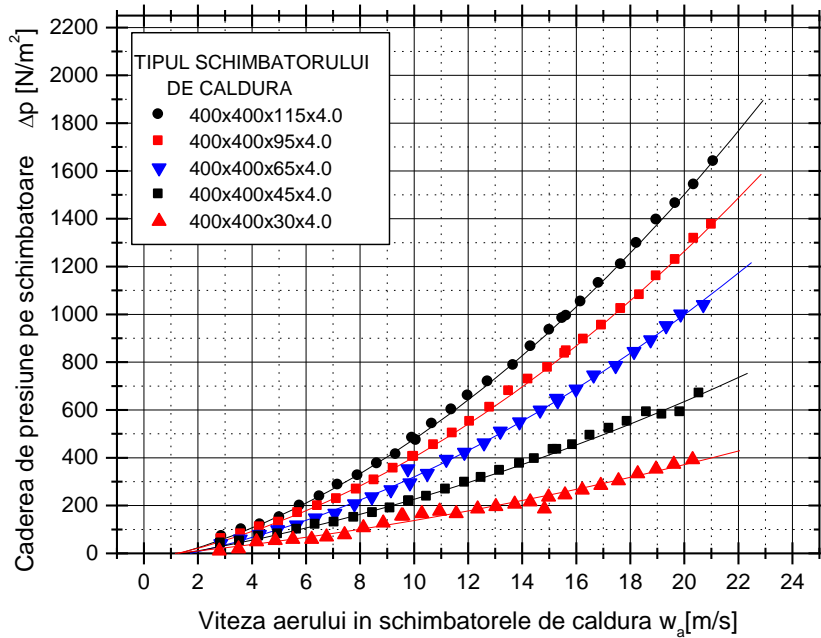


Fig.7.28. Variația căderilor de presiune în funcție de viteza aerului prin aparate pentru familia de schimbătoare de căldură cu $p=4.0$ mm

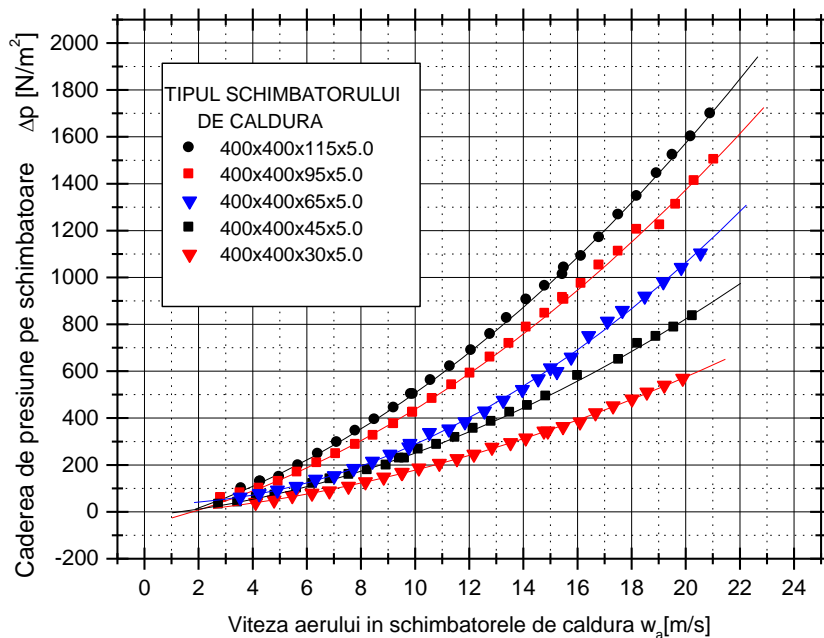
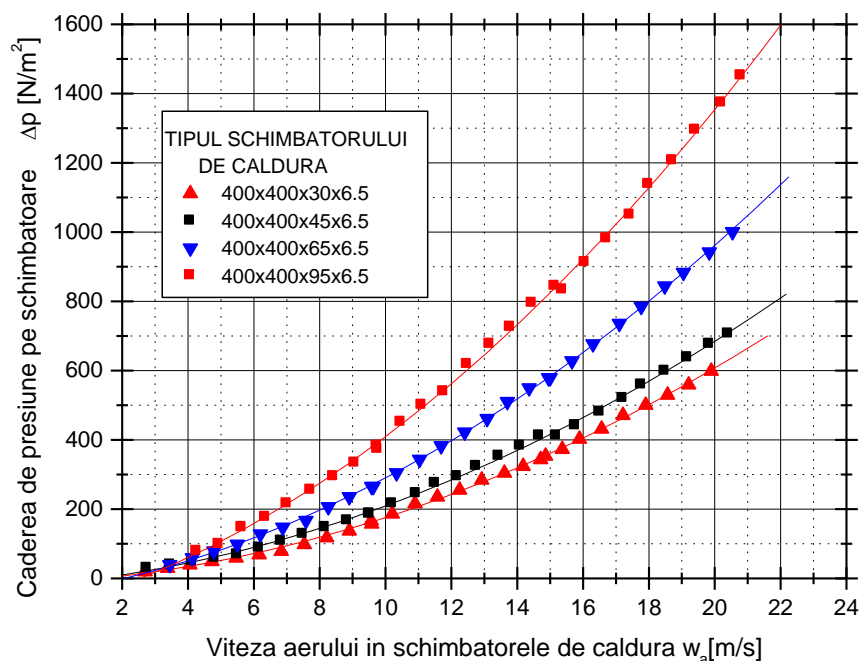


Fig.7.29. Variația căderilor de presiune pentru aparatele cu $p=5.0$ mm

Fig.7.30. Variația căderilor de presiune pentru aparatele cu $p=6.5$ mm

Căderile de presiune cresc direct proporțional cu grosimea aparatelor și invers proporțional cu creșterea pasului nervurii de aer. Aceste concluzii sunt logice, așa se întâmplă pentru orice fluid. Rezultatele se pot aprecia cantitativ, având în vedere faptul că beneficiarul comandă, de regulă, radiatoare la care impune gabaritul, fluxul de căldură la un anumit ventilator (adică o legătură între debitul volumic de aer și căderea de presiune). Din aceste diagrame se poate găsi repede tipul constructiv de aparat, care să satisfacă cerințele impuse. Aceste diagrame de variație a căderilor de presiune pe aer pot fi utilizate riguros (direct) în proiectarea unor radiatoare. Valorile căderilor de presiune pe aer nu sunt influențate de debitele de apă. Ele pot servi ca imagine pentru tipul de aparat dorit și servesc la generalizarea rezultatelor.

D3. Variația coeficientului global de transfer termic

În figurile 7.31...7.34 s-au reprezentat coeficienții globali de transfer termic în funcție de viteza aerului prin aparate.

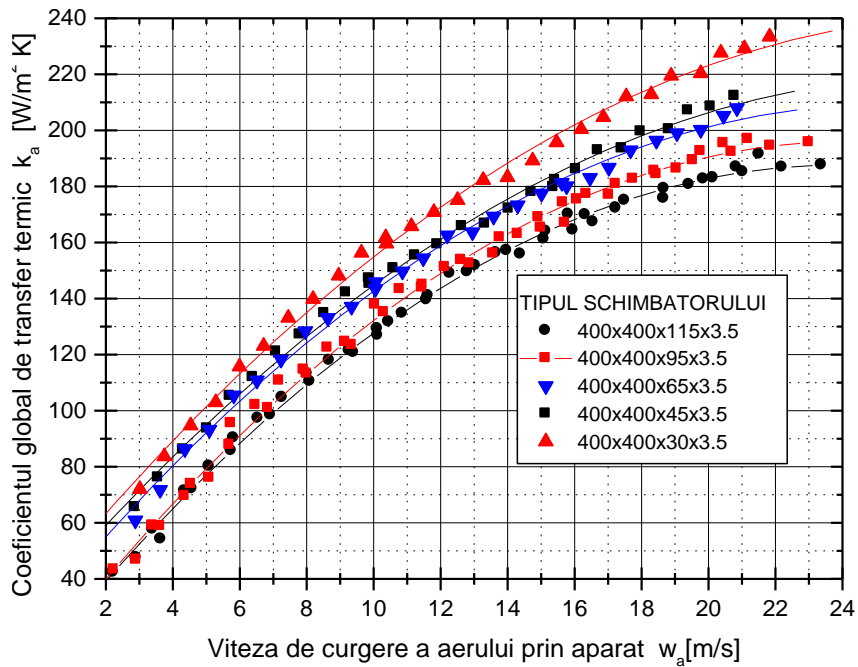


Fig.7.31. Coeficienții globali de transfer termic pentru familia de schimbătoare de căldură cu $p=3.5$ mm

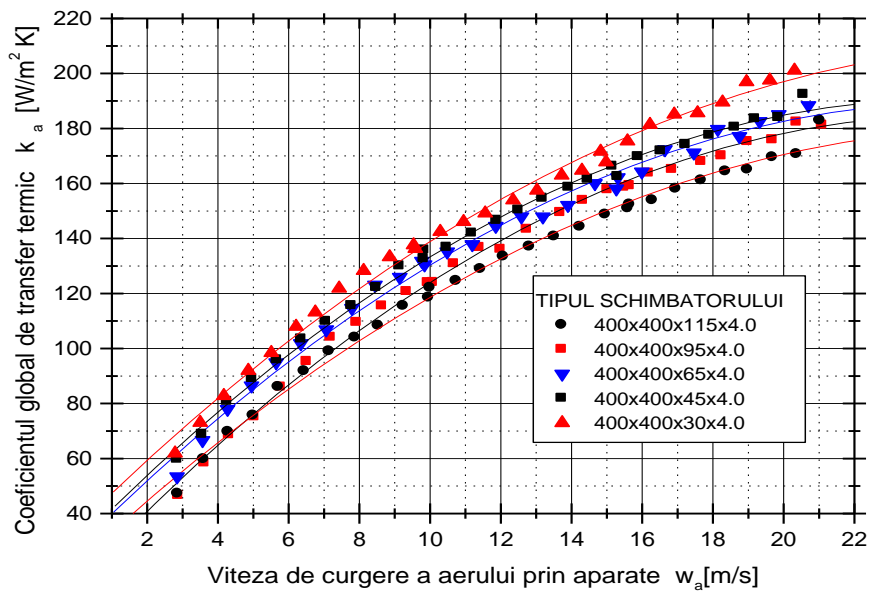


Fig.7.32. Coeficienții globali de transfer termic pentru familia de schimbătoare de căldură cu $p=4.0$ mm

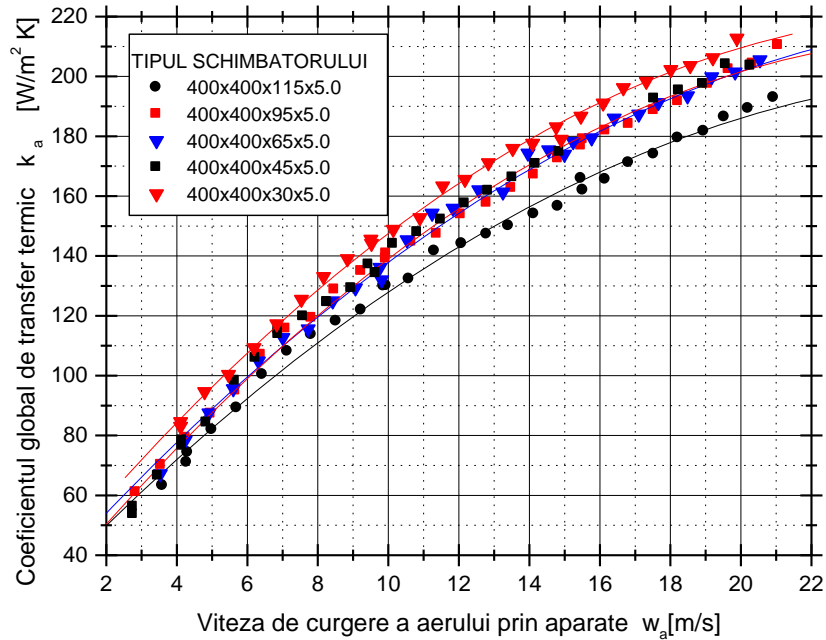


Fig.7.33. Coeficienții globali de transfer termic pentru familia de schimbătoare de căldură cu $p=5.0$ mm

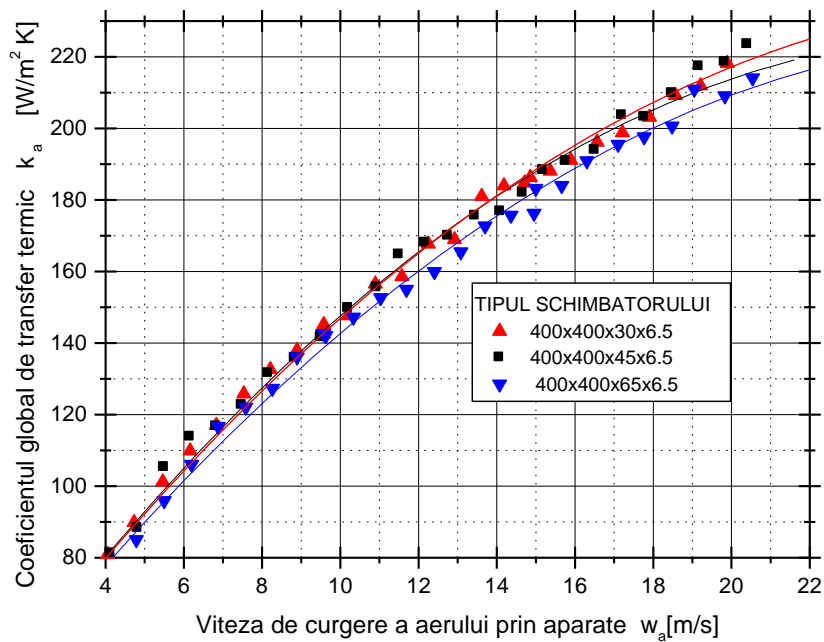


Fig.7.34. Coeficienții globali de transfer termic pentru familia de schimbătoare de căldură cu $p=6.5$ mm

Coeficienții globali de transfer termic pentru aceeași familie de schimbătoare de căldură încercate în condiții aproape identice, la prima analiză, ar fi trebuit să fie identici, adică curbele de variație aproape să se suprapună [133]. Această teorie este valabilă dacă nu avem în vedere grosimea canalului de aer care este mică la aceste radiatoare (de la 30 mm la 115 mm) și nu se ține cont de efectul de intrare, efect care este cu atât mai mare cu cât grosimea schimbătoarelor de căldură este mai mică.

Diagramele de mai sus dau informații despre ordinul de mărime a coeficienților globali de transfer termic, modul de variație a acestei mărimi, etc. dar nu pot fi utilizate riguros pentru proiectarea altor aparate decât dacă aparatele ce urmează a fi proiectate ar lucra exact în același condiții (viteze, temperaturi și umiditate aer și grosimi de aparate)

D.4. Eficiențele schimbătoarelor de căldură încercate

Literatura de specialitate a impus un criteriu termo-fluidodinamic de comparare a schimbătoarelor de căldură și anume variația eficienței volumice, ε_v , în funcție de eficiența energetică, ε_c . Pentru diferite tipuri de schimbătoare de căldură, **care toate pot asigura fluxul termic impus la anumite debite ale celor două fluide**, pentru un caz concret dat, soluția cea mai economică va fi tipul de aparat care la aceeași eficiență volumică, are eficiența energetică mai mare. Acest criteriu de comparație își are rostul la aprecierea diferitelor tipuri de schimbătoare de căldură. Încercările din lucrarea de față s-au dorit a fi cu aplicații imediate și astfel s-au determinat și s-au trecut în tabele eficiențele volumice, ε_v , și eficiențele energetice, ε_c , care pot fi utilizate pentru comparare cu alte tipuri de aparate.

Pentru exemplificare, în figura 7.35 s-au reprezentat variațiile eficiențelor volumice, ε_v , în funcție de eficiența energetică, ε_c , pentru trei radiatoare din familia de radiatoare cu pasul $p=3.5$ mm.

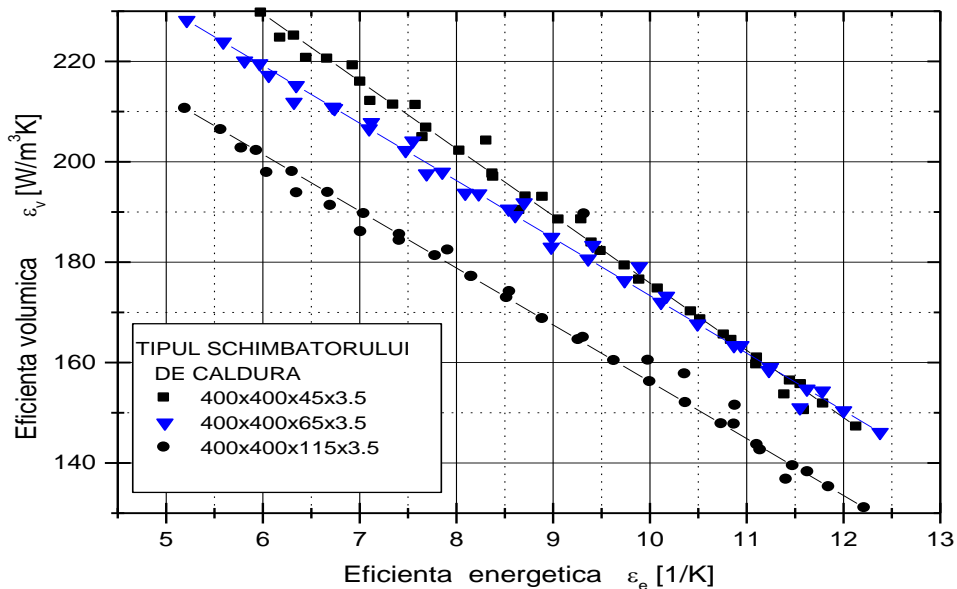


Fig.7.35. Variațiile eficiențelor volumice, ε_v , în funcție de eficiența energetică, ε_c

Conform diagramei din figura 7.35 soluția cea mai economică este aparatul cu lungimea cea mai mică, $L=45$ mm, pentru că la aceeași eficiență volumică, are eficiența energetică mai mare, ceea ce este normal având în vedere faptul că pierderile de presiune sunt mai mici, dar soluția este bună numai dacă **poate asigura fluxul termic impus la anumite debite ale celor două fluide** [25]. Diagrama poate fi utilizată pentru comparare cu alte tipuri de aparate.

D5. Variația caracteristicii de exploatare ϕ

Caracteristica de exploatare, ϕ (rel. 3.5) pentru radiatoare reprezintă raportul între fluxul de căldură transmis, \dot{Q} , și fluxul maxim ce s-ar transmite dacă temperatura apei la ieșire din radiator ar ajunge, în mod ideal, la temperatura de intrare a aerului. Analiza comportării radiatoarelor cu ajutorul caracteristicii de exploatare este avantajoasă pentru că expresia analitică a ecuației criteriale

$$\phi = f(\mu, \chi)$$

depinde numai de modul de curgere a celor două fluide prin aparat. Deci pentru o familie de schimbătoare de căldură, cu același fluid, lucrând în condiții identice, se obține o singură ecuație. În cazul tratat s-a admis că în schimbătoarele încercate, apă-aer, apa C_2 este fluid amestecat, și aerul C_1 – neamestecat, utilizându-se relația de calcul:

$$\phi = 1 - e^{-\frac{1}{\mu}(1 - e^{-\mu\chi})} \quad (7.12)$$

În figurile 7.36 și 7.37, s-au reprezentat caracteristicile de exploatare, determinate experimental, pentru familia de schimbătoare de căldură cu $p=3,5$ mm, respectiv pentru $p=4,0$ mm; iar în figura 7.38, cele două diagrame sunt suprapuse, la aceeași scară.

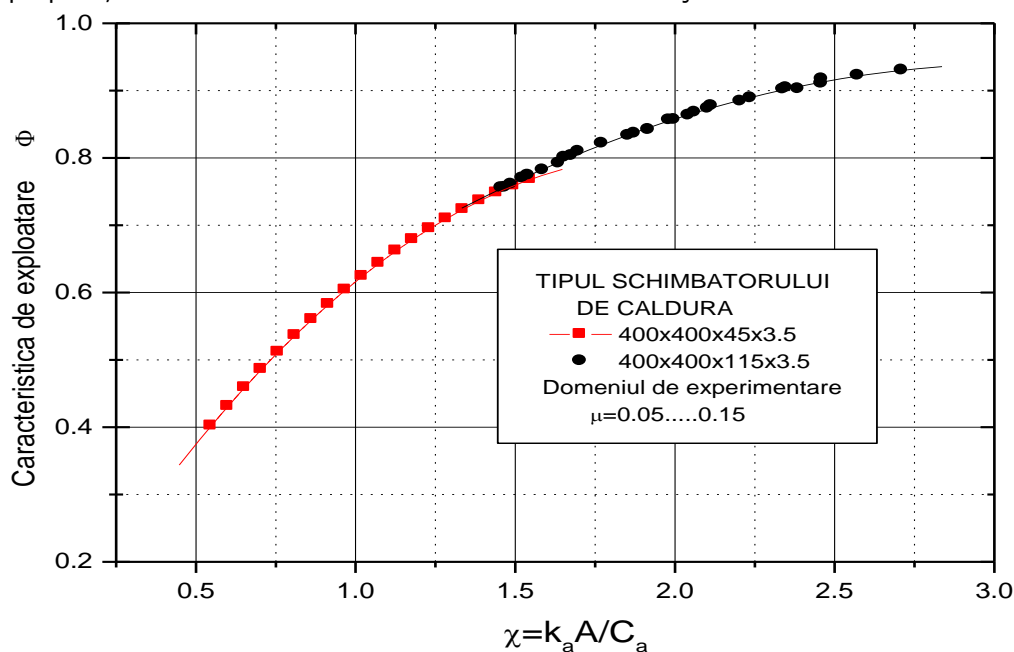


Fig.7.36. Caracteristica de exploatare pentru familia de schimbătoare de căldură cu $p=3,5$ mm.

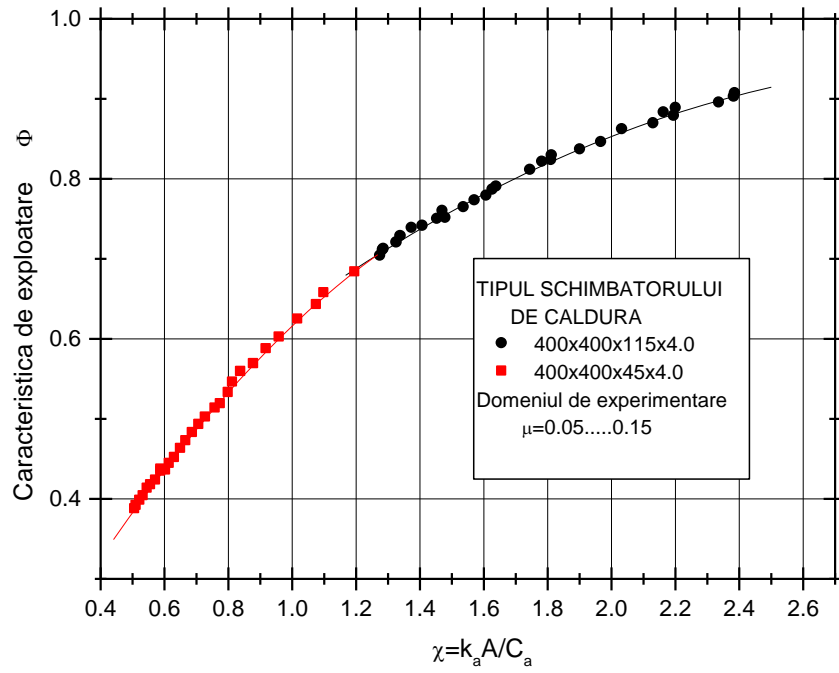


Fig.7.37. Caracteristica de exploatare pentru familia de schimbătoare de căldură cu $p=4,0$ mm.

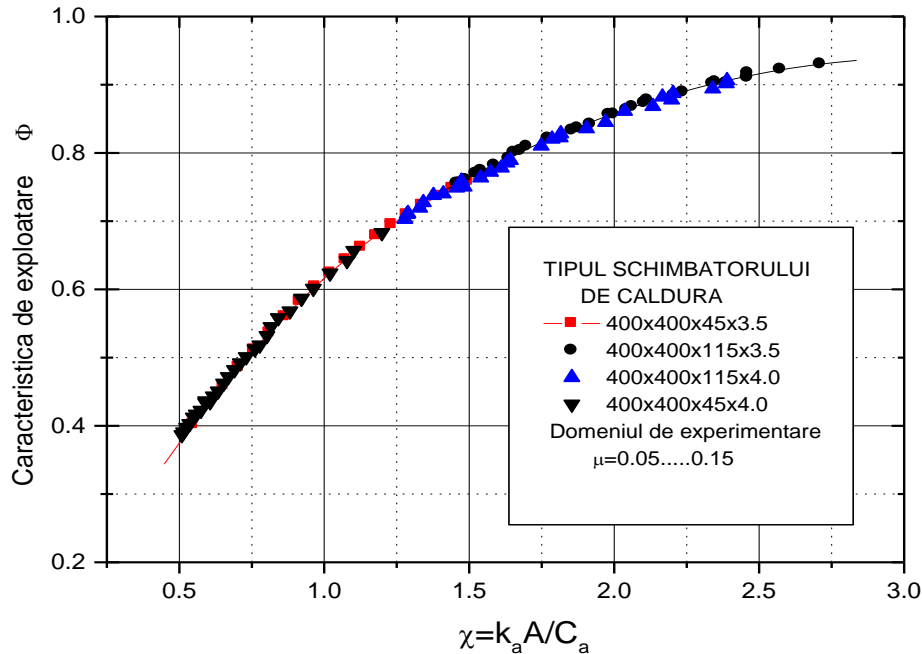


Fig.7.38. Caracteristica de exploatare pentru familia de schimbătoare de căldură încercate

În primele două diagrame s-au reprezentat caracteristicile de exploatare pentru câte două radiatoare, cu suprafață de transfer mai mic și cel mai mare. Se constată că cele două curbe sunt continue, ceea ce era de așteptat fiind aceeași familie de schimbătoare de căldură, cu același fluide, lucrând în condiții identice. Diferența dintre ele este doar la mărimea suprafeței de transfer termic, mărime care intervine la χ și apoi implicit la Φ . Afirmatia de mai sus se verifică și mai bine prin suprapunerea celor două diagrame; se constată atât o continuitate cât și o suprapunere aproape perfectă a curbelor. Trebuie ținut cont că în timpul cercetărilor experimentale este aproape imposibil să se mențină constant raportul capacității totale (μ). În aceste condiții în diagramele din figurile 7.36... 7.38 s-au trecut valorile pentru $0,05 \leq \mu \leq 0,15$.

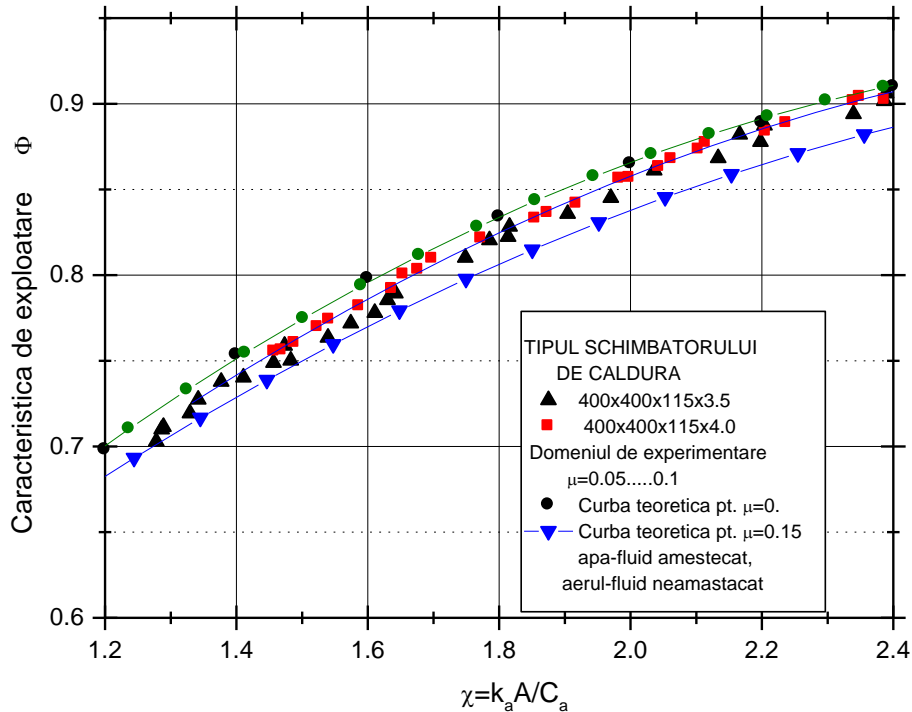


Fig.7.39. Caracteristicile de exploatare determinate experimental și teoretic

În figura 7.39, s-au reprezentat caracteristicile de exploatare, determinate experimental și curbele teoretice pentru $\mu=0.15$ conform ecuației 7.12 și $\mu=0$ pentru orice mod de curgere în care $\mu = 0$, conform relației (3.11)

$$\phi = 1 - e^{-\chi}$$

Această ultimă situație ($\mu = 0$) are loc în schimbătoare de căldură în care unul din fluide se condensează sau se vaporizează .

Se constată că schimbătoarele încercate au caracteristica de exploatare cuprinsă între cele două curbe, ele au fost încercate la debite variabile de aer, cu $\mu=0,05...0,147$. Deci aceste aparate, apă-aer, pot fi considerate, fără mari abateri, schimbătoare de căldură cu curgerea în curent încrucișat, cu apa ca fluid amestecat și aerul neamestecat și se poate utiliza foarte bine ecuația 7.12.

Suprapunerea aproape perfectă a curbelor de mai sus pe aceeași curbă demonstrează corectitudinea și precizia măsurătorilor experimentale.

7.2.3. Generalizarea rezultatelor experimentale

Generalizarea rezultatelor înseamnă, în acest caz, determinarea unor funcții criteriale de forma :

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

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

pentru canalul de aer cu nervuri ondulate.

unde: Re-numărul Reynolds, j-numărul Colborn și C_f -coeficientul de rezistență la frecare de partea aerului.

Aceste mărimi sunt apoi utilizate la proiectarea și realizarea grupurilor complexe de răcire cu aer.

Pentru generalizarea rezultatelor autorul a conceput un program de calcul original (Anexa A3), denumit **Program de Calcul pentru Schimbătoare de Căldură (PCSC)**. S-a calculat coeficientul de transfer termic " α_a " de partea suprafeței nervurate; s-a plecat de la ecuația coeficientului de transfer termic total scrisă sub forma:

$$\frac{1}{k_a} = \frac{1}{\alpha_a \eta_a} + \frac{A_a}{A_w} \left(\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_p}{\lambda_p} \right) \quad (7.13)$$

unde, pe lângă notațiile cunoscute, avem:

- α_w [W/m²K] - coeficientul de convecție de partea apei;
- λ_p [W/mK] - conductivitatea termică a materialului peretelui, pentru nervura din aluminiu $\lambda_p=205$ [W/mK]
- η_a [-] - randamentul suprafeței nervurate

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

(7.14)

unde :

- η_n - randamentul nervurii

$$\eta_n = \frac{th(mh)}{mh} \text{ cu } m = \sqrt{\frac{2\alpha_a}{\lambda_n \delta_n}} \text{ cu } h = \frac{h_a}{2}$$

(7.15)

și δ_n , λ_n - grosimea, respectiv conductivitatea termică a nervurilor

Observație: Pentru calculul relației (7.15) s-a considerat în primă aproximație, $\alpha_a = 1,15 k_a$, valoare care apoi se recalculază.

Pentru determinarea coeficientului de transfer termic α_w s-au calculat numerele Nusselt utilizând formulele lui:

- Krausold [134]

$$Nu_k = 0,032 Re^{0,8} Pr^{1/3} (n_f / n_p)^{0,14} \left(\frac{de}{e} \right)^{0,054}$$

(7.16)

- Hausen [98]

$$Nu_H = 0,116 (Re^{2/3} - 125) Pr^{2/3} \left[1 + \left(\frac{de}{l} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{nf}{np} \right)^{2/3}$$

(7.17)

- Miheev [135]

$$Nu_M = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr_f / Pr_p)^{0,15}$$

(7.18)

- Gnielinsky [136]

$$Nu_G = 0,012 (Re^{0,87} - 280) Pr^{0,4} \left[1 + \left(\frac{de}{e} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{Pr}{Pr_p} \right)^{0,11}$$

(7.19)

Intrucât cu cele patru relații s-au obținut patru valori pentru Nu, cu diferențe (uneori) peste 30%, între valorile extreme, s-a calculat o valoare medie a lui "Nu_w" pentru trei valori (din cele patru) apropiate.

Astfel coeficientul de convecție de partea apei α_w este dat de relația :

$$\alpha_w = \frac{Nu_w \lambda_w}{de_w} \quad (7.20)$$

și în final se obține :

$$\alpha_a = \frac{1}{\left[\frac{1}{k_a} - \frac{A_a}{A_w} \left(\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_p}{\lambda_p} \right) \right] \eta_n} \quad (7.21)$$

Apoi s-au calculat pentru aer :

- numărul Nusselt

$$Nu_a = \frac{\alpha_a de_a}{\lambda_a}$$

(7.22)

- numărul Reynolds

$$Re_a = \frac{w_a de_a}{\nu_a}$$

(7.23)

- numărul Stanton

$$St_a = \frac{\alpha_a}{w_a \rho_a c_a}$$

(7.24)

- numărul Colborn

$$j = St Pr^{2/3} \quad (7.25)$$

- coeficientul de rezistență la frecare c_f , de partea aerului, se determină plecând de la formula cunoscută a rezistenței de frecare:

$$\Delta p_a = 4c_f \frac{L_a}{de_a} \frac{w_a^2}{2} \rho_a$$

(7.26)

și se obține:

$$c_f = \frac{de_a}{2G} \frac{\Delta p_a}{\rho_a w_a^2}$$

(7.27)

unde Δp_a [N/m²] - căderea de presiune de partea suprafeței nervurate, determinată experimental, iar $L_a = G$ [m] - lungimea canalului de aer.

O parte din valorile determinate experimental și obținute prin programul **PCSC** sunt trecute la Anexă, în Tabelul A.2. Cu acest valori s-au trasat diagramele de mai jos:

D6. Variația coeficientului de transfer termic α_a

Variațiile coeficienților de transfer termic α_a de la aer la pereții despărțitori, se pot urmări în figurile 7.40...7.42.

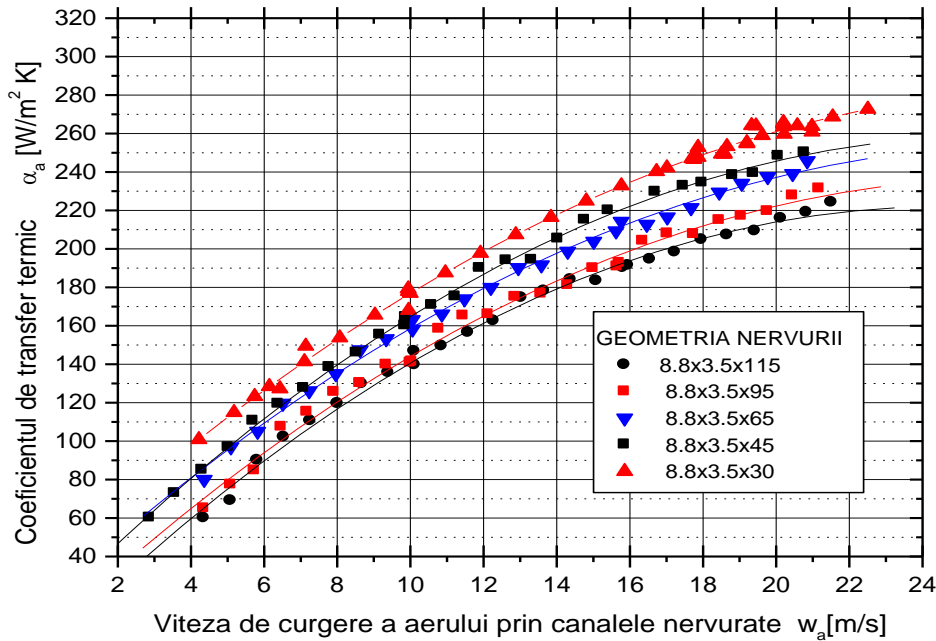


Fig.7.40. Variația coeficienților de transfer termic α_a pentru suprafețele cu nervuri ondulate cu pasul de 3,5 mm

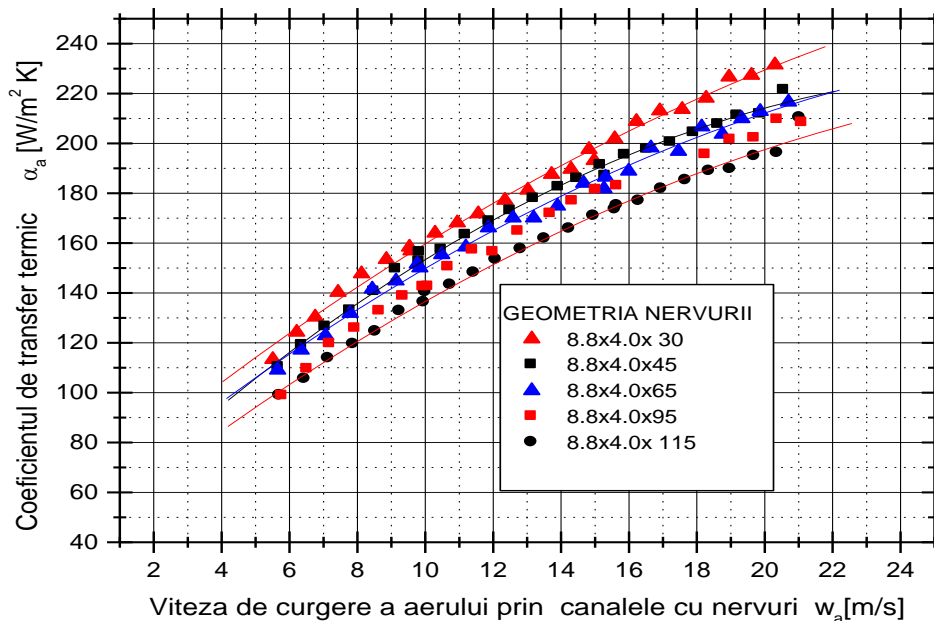


Fig.7.41. Variația coeficienților de transfer termic α_a pentru suprafețele cu nervuri ondulate cu pasul de 4,0 mm

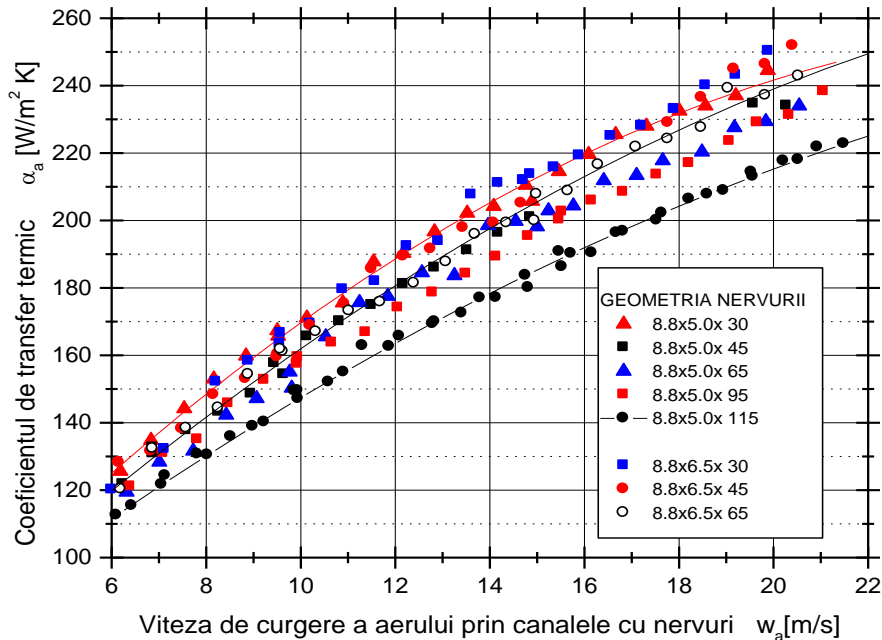


Fig.7.42. Variația coeficienților de transfer termic α_a pentru suprafețele cu nervuri ondulate cu pasul de 5,0 mm și 6,5 mm

Coeficienții de transfer termic α_a variază aproape similar cu coeficienții globali de transfer termic k_a ; și se pot face aceleași observații cu deosebirea că valoarea lui α_a nu mai depinde acum de viteza apei din radiator. Rezultatele se pot aprecia atât calitativ cât și cantitativ iar diagramele pot fi utilizate riguros (direct) în proiectarea unor suprafețe nervurate similare (geometria nervurii apropiate) dacă se înscriu în condițiile de temperatură și viteze ale aerului pentru care s-au făcut încercările. Coeficienții de transfer termic α_a redați în diagramele de mai sus sunt coeficienții de transfer termic medii pe lungimea canalului de aer; valorile lor sunt cu atât mai mari cu cât lungimea canalului este mai mică. Diferențele dintre coeficienții de transfer termic α_a pentru aceeași familie apar datorită efectului de intrare.

Dacă se analizează valorile din diagrama de mai sus se constată că α_a este practic aceeași pentru o variație mică a pasului nervurii (exemplu de la pasul de 5mm la pasul de 6,5mm diferențele sunt aproape neglijabile).

D7. Variația criteriului Colburn

În figurile 7.43..7.47. sunt trasate variațiile **Colburn** în funcție de numărul Reynolds.

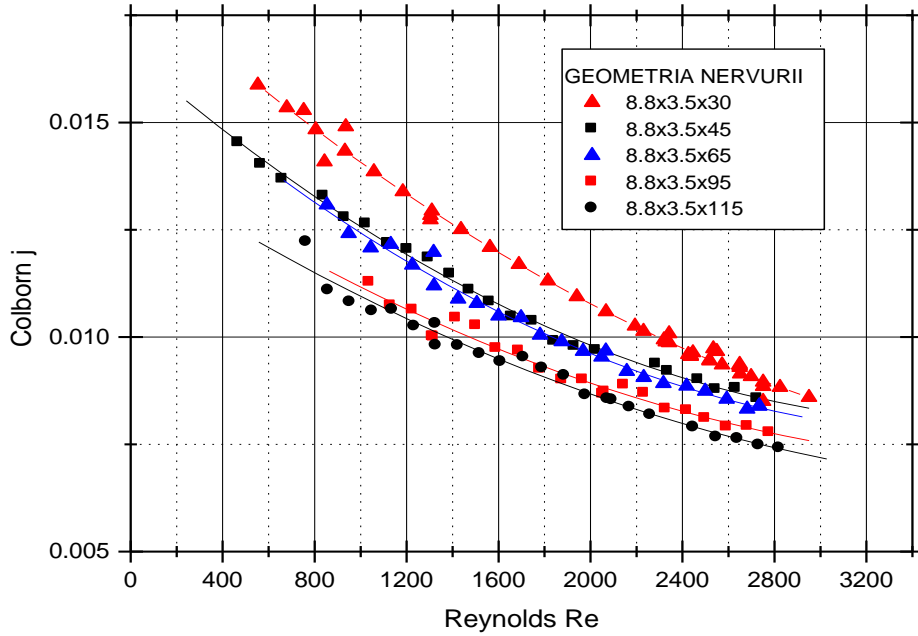


Fig.7.43. Variația criteriului Colborn pentru suprafețele cu nervuri ondulate cu pasul de 3,5 mm

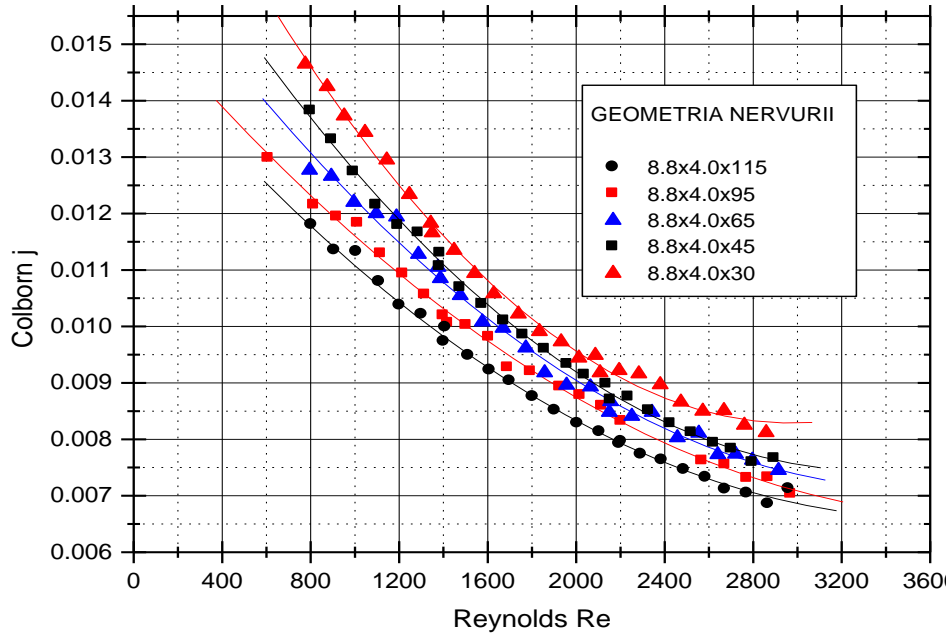


Fig.7.44. Variația criteriului Colborn pentru suprafețele cu nervuri ondulate cu pasul de 4,0 mm

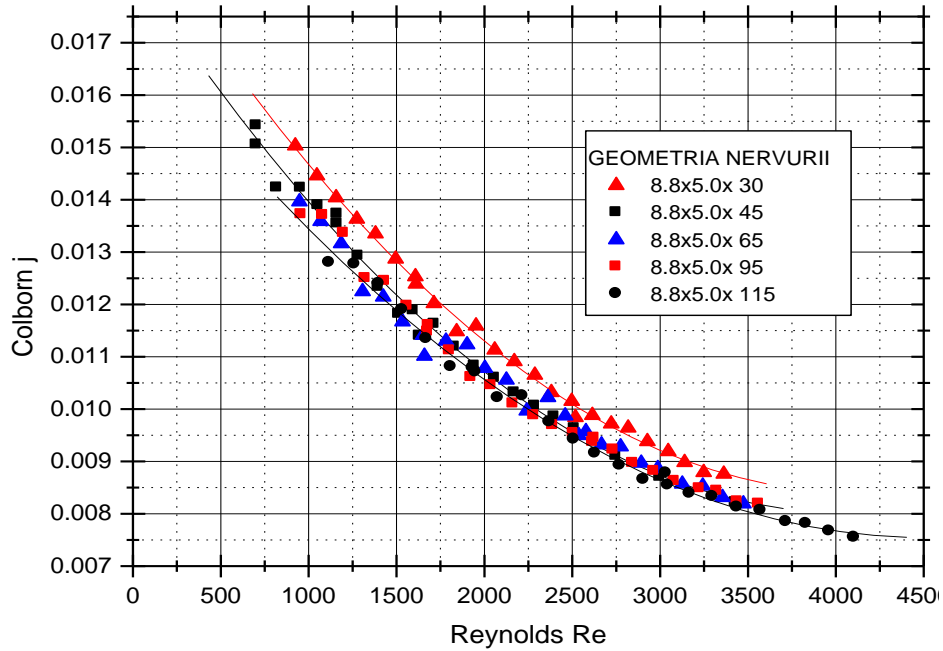


Fig.7.45. Variația criteriului Colborn pentru suprafețele cu nervuri ondulate cu pasul de 5,0 mm

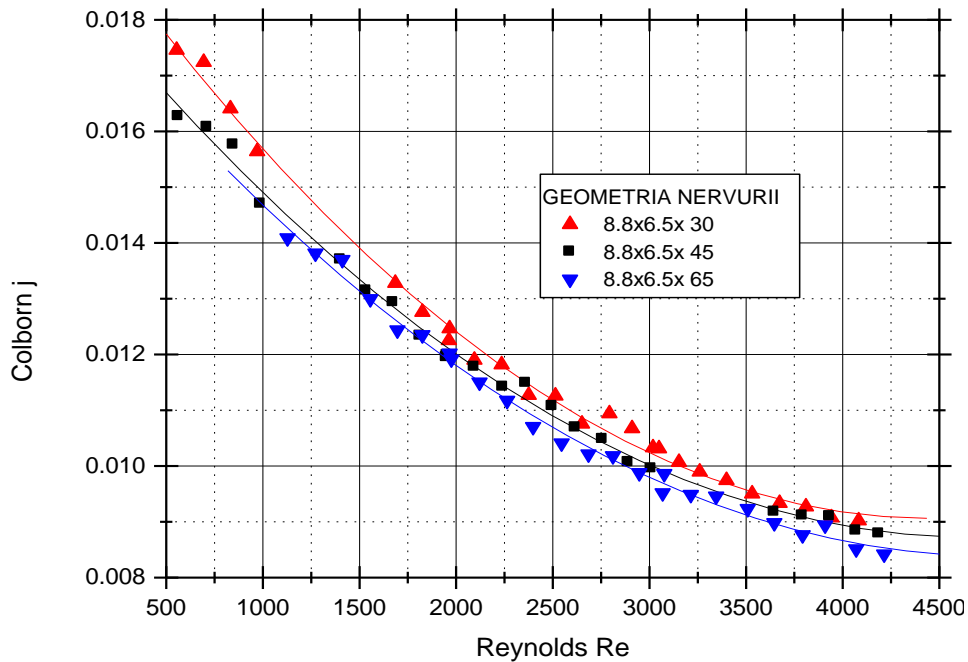


Fig.7.46. Variația criteriului Colborn pentru suprafețele cu nervuri ondulate cu pasul de 6,5 mm

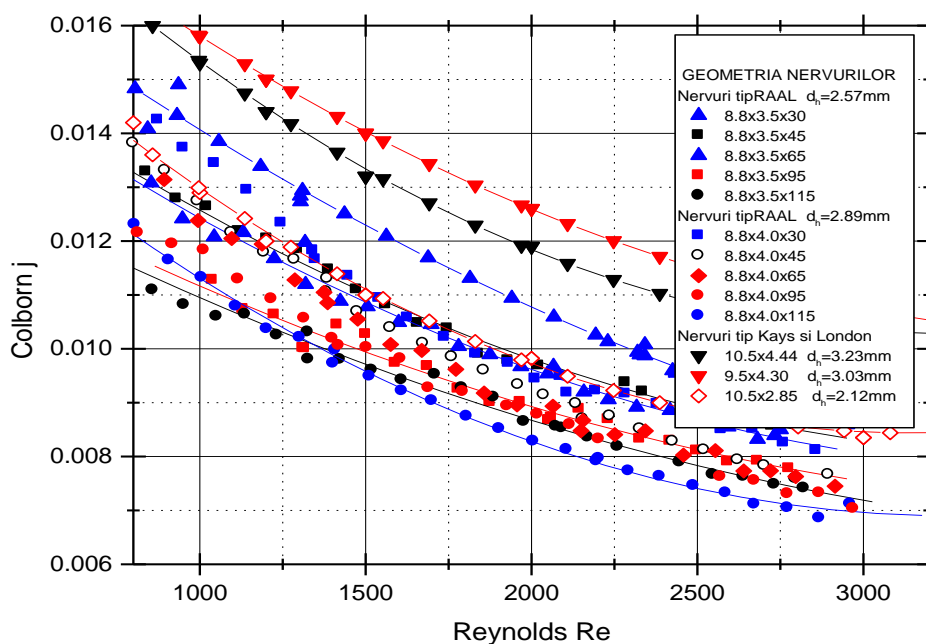


Fig.7.47. Variația Colburn pentru suprafețele cu nervuri ondulate cu pasul de 3,5 mm și 4,0 mm în comparație cu nervurile ondulate tip Kays și London

Trasarea variației criteriului Colburn în funcție de numărul Reynolds înseamnă generalizarea rezultatelor experimentale privind performanțele **termice** ale acestor suprafețe nervurate. Rezultatele de mai sus se pot aprecia atât calitativ cât și cantitativ iar diagramele pot fi utilizate riguros în proiectarea unor suprafețe nervurate similare (geometria nervurii apropiate) fără a se ține cont de condițiile de încercare. Valorile numărului Colburn sunt cu atât mai mari cu cât lungimea canalului este mai mică și pasul nervurii mai mic. Diferențele dintre valorile lui Colburn pentru aceeași familie și același Reynolds se explică prin efectul de intrare. Astfel se demonstrează experimental că teoria privind efectul de intrare este corectă.

Dacă se analizează valorile din diagrama de mai sus (fig.7.47) unde s-au trasat și câteva curbe din literatura de specialitate, pentru nervurile ondulate tip "Kays și London", se constată că performanțele termice ale nervurilor ondulate sinusoidal sunt puțin mai slabe decât așa numitele "nervuri ondulate" încercate de Kays și London (nervuri ondulate numai în plan transversal iar în plan longitudinal sunt nervuri frânte -vezi fig. 2.27). Este de menționat că aceste diagrame tip "Kays și London" au fost utilizate în proiectarea schimbătoarelor de căldură cu nervuri ondulate. Rezultă că cercetările teoretice și experimentale au atins scopul acela de a cunoaște valorile reale pentru aceste tipuri de suprafețe nervurate ondulate sinusoidal.

D8. Variația coeficientului de rezistență la frecare

În figura 7.48. s-au trasat variațiile coeficienților de rezistență la frecare de partea aerului în funcție de numărul Reynolds, pentru suprafețele cu nervuri ondulate cu pasul de 3,5 mm.

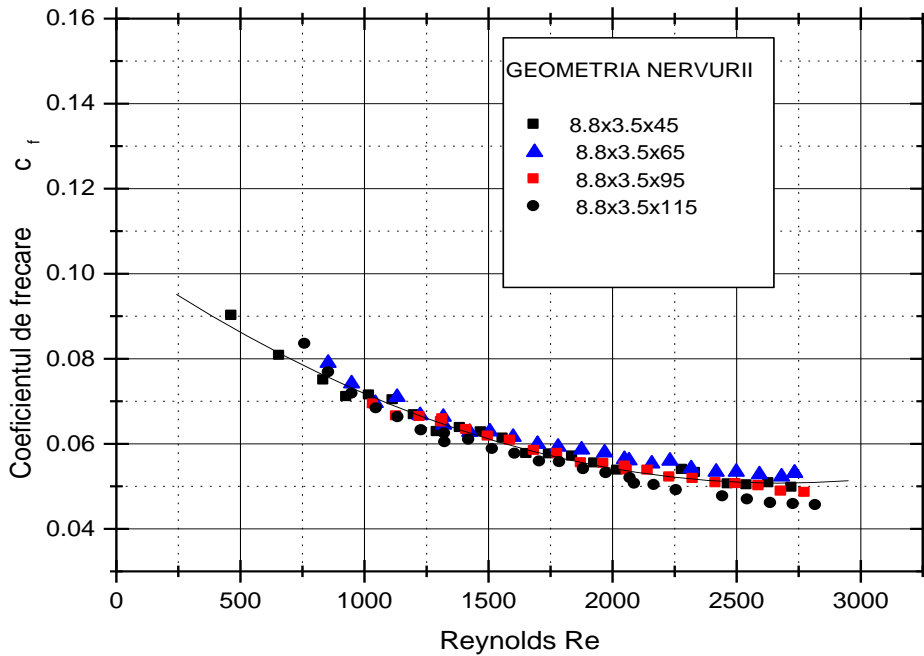


Fig.7.48. Variația coeficientului de rezistență la frecare, de partea aerului, pentru suprafețele cu nervuri ondulate cu pasul de 3,5 mm

Din diagrama 7.48 se constată că valorile coeficientului de rezistență la frecare, de partea aerului, pentru suprafețele cu nervuri ondulate, nu depind de lungimea canalului de aer.

În figura 7.49 s-au trasat variațiile coeficienților de rezistență la frecare de Partea aerului în funcție de numărul Reynolds, pentru celelalte suprafețe cu nervuri Ondulate încercate pe standul de probă precum și câteva curbe din literatura de specialitate, pentru nervurile ondulate tip "Kays și London".

Din diagrama 7.49 se constată că valorile coeficientului de rezistență la frecare, de partea aerului, pentru suprafețele cu nervuri ondulate depind doar de diametrul hidraulic al canalului de aer.

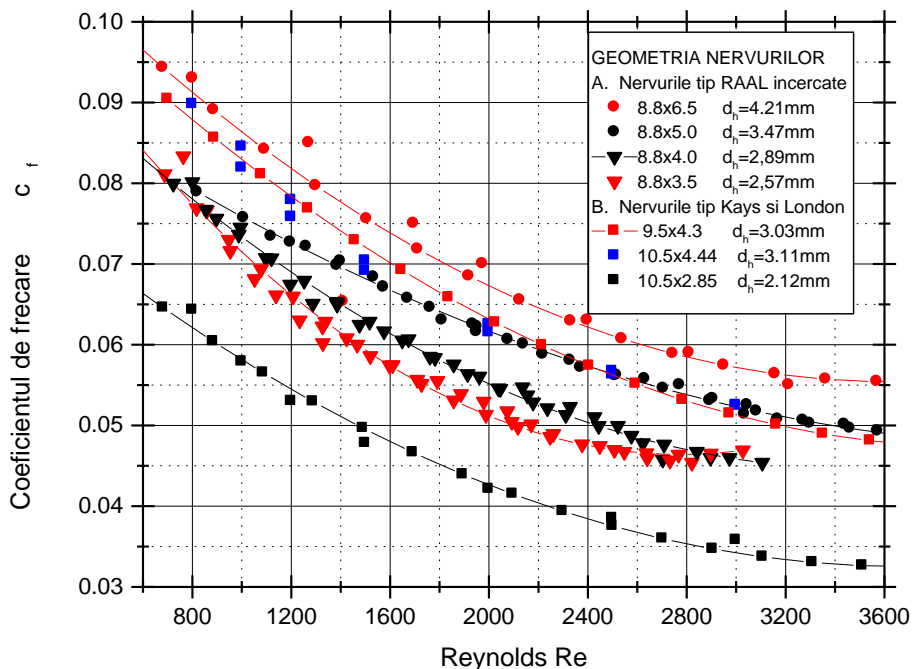


Fig.7.49. Variațiile coeficienților de rezistență la frecare, pentru suprafețele cu nervuri ondulate sinusoidal în comparație cu nervurile tip Kays și London

Performanțele fluidodinamice ale nervurilor ondulate sinusoidal sunt puțin mai bune, (la aceleași diametre hidraulice) decât performanțele "nervurilor ondulate" încercate de Kays și London. Acest lucru era de așteptat, atât timp cât performanțele termice ale nervurilor ondulate sinusoidal sunt puțin mai slabe.

Odată cu trasarea variației coeficienților de rezistență la frecare și a **criteriului Colburn** în funcție de numărul Reynolds, practic se termină studiul pentru generalizarea rezultatelor experimentale; diagramele de mai sus se pot utiliza pentru acest tip de canale cu nervuri ondulate, în domeniul diametrelor hidraulice cercetate și anume $d_h=2,50...4,25$ mm.

Generalizarea rezultatelor înseamnă obținerea de mărimi adimensionale (în acest caz criteriului Colburn și coeficientul de frecare) care apoi pot fi utilizate la proiectarea și realizarea grupurilor complexe de răcire cu aer.

7.2.4 Calculul erorilor

A). Erorile de măsurare și propagarea lor

În cazul efectuării unei măsurări, rezultatul acesteia poate fi considerat ca exact numai când coincide cu valoarea reală a mărimii măsurate.

Rezultatul unei măsurări, care este reprezentat de o valoare măsurată sau este calculat pe baza mai multor valori măsurate se abate întotdeauna, mai mult sau mai puțin, de valoarea reală a mărimii măsurate, pentru că erorile sunt inevitabile unei măsurări.

Se știe că erorile pot fi [137,140]:

- erori sistematice ale metodei de măsură și ale instalației de măsurat;
- erorile aparatului;

- influența mediului înconjurător;
- erori de citire, etc.

Erorile de citire sunt erori întâmplătoare. Ele sunt erori subiective și iau naștere în procesul citirii unei valori măsurate de către un observator.

Dacă mărimile afectate de erori se adună sau se scad atunci erorile sistematice " δ_m " se adună respectiv se scad, în timp ce erorile întâmplătoare " Δ_m " se adună după o relație patritică de forma : [137]

$$\Delta_x = \sqrt{\Delta m_1^2 + \Delta m_2^2 + \dots + \Delta m_n^2} \quad (7.30)$$

Dacă x rezultă ca un produs al unor mărimi afectate de erori, eroarea relativă va fi:

$$\frac{\Delta x}{x} = \sqrt{\left(\frac{\Delta m_1}{m_1}\right)^2 + \left(\frac{\Delta m_2}{m_2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\Delta m_n}{m_n}\right)^2} \quad (7.31)$$

iar eroarea sistematică relativă $\delta x/x$ va fi:

$$\frac{\delta x}{x} = \frac{\delta m_1}{m_1} + \frac{\delta m_2}{m_2} + \dots + \frac{\delta m_n}{m_n} \quad (7.32)$$

Dacă "x" se obține din raportul a două produse de forma:

$$x = \frac{m_1 \cdot m_2 \cdot \dots \cdot m_n}{n_1 \cdot n_2 \cdot \dots \cdot n_p} \quad (7.33)$$

Se obțin erorile finale relative de forma:

$$\frac{\delta x}{x} = \left(\frac{\delta m_1}{m_1} + \frac{\delta m_2}{m_2} + \dots + \frac{\delta m_n}{m_n}\right) - \left(\frac{\delta n_1}{n_1} + \frac{\delta n_2}{n_2} + \dots + \frac{\delta n_p}{n_p}\right)$$

respectiv

$$\frac{\Delta x}{x} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\Delta m_i}{m_i}\right)^2 + \sum_{j=1}^p \left(\frac{\Delta n_j}{n_j}\right)^2} \quad (7.34)$$

În cazul unei mărimi determinate prin calcul, pe baza altor mărimi măsurate direct, eroarea funcției depinde de erorile variabilelor respective.

Se poate demonstra [138] că eroarea probabilă a unei funcții de mai multe variabile

$$f = f(x, y, z, \dots)$$

(7.35)

are forma:

$$\Delta f = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)^2 \Delta x^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial y}\right)^2 \Delta y^2 + \dots} \quad (7.36)$$

unde Δf este eroarea probabilă a funcției, iar Δx și $\Delta y, \dots$ sunt erorile variabilelor.

B). Abaterile mărimilor măsurate direct și calculate

Mărimile măsurate direct în cursul încercărilor au putut fi stabilite cu următoarele abateri:

- temperaturile cu ajutorul termometrelor cu mercur, cu eroare de $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$;
- diferențe de temperaturi Δt cu ajutorul termocuplelor și termometrelor diferențiale, cu o eroare de $\pm 1,0\%$;
- presiunea manometrelor diferențiale de pe circuitele de aer cu o eroare de $\pm 1\text{ mmH}_2\text{O}$;
- presiuni diferențiale de pe circuitul de apă, la manometrele cu tub U cu o eroare de $\pm 1\text{ mmH}_2\text{O}$;

1) Abateri diferențiale de temperatură

Dacă notăm cu δ_t diferențele de temperaturi și ținând cont că toate temperaturile au fost determinate cu abateri de $0,1^{\circ}\text{C}$, abaterile diferențelor de temperaturi sunt :

$$\frac{\Delta\delta_t}{\delta_t} = \frac{\sqrt{0,1^2 + 0,1^2}}{\delta_t} 100 = \frac{14}{\delta_t} \% \quad (7.37)$$

2) Abaterile debitelor celor două fluide [139]

Tinând cont de abaterile cu care au fost măsurate presiunile diferențiale, precum și celelalte elemente care intervin, abaterile debitelor fluidelor

$$\frac{\Delta\dot{m}}{\dot{m}} \in (1,0 \dots 1,5,0\%)$$

3) Abaterile fluxurilor de căldură

$$\frac{\delta\dot{Q}}{\dot{Q}} = \sqrt{\left(\frac{\Delta\dot{m}}{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta\delta_t}{\delta_t}\right)^2} \quad (7.38)$$

Se obține:

$$\frac{\Delta\dot{Q}}{\dot{Q}} \in (1,0 \dots 1,5)\%$$

4) Abaterile caracteristicii de exploatare

$$\frac{\Delta\phi}{\phi} = \sqrt{\left(\frac{\Delta\dot{Q}}{\dot{Q}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta\dot{m}}{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta\delta_t}{\delta_t}\right)^2} \quad (7.39)$$

Se obține:

$$\frac{\Delta\phi}{\phi} \in (1,0 \dots 2,0)\%$$

5) Abaterile valorilor coeficientului total de transfer termic k

$$\frac{\Delta k}{k} = \sqrt{\left(\frac{\Delta\dot{Q}}{\dot{Q}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta\delta_t}{\delta_t}\right)^2} \quad (7.40)$$

Se obține:

$$\frac{\Delta k}{k} \in (1,0 \dots 2,0)\%$$

Se observă că valorile mai mari ale erorilor se obțin pentru diferențe mici de

112 Cercetări experimentale privind performanțele schimbătoarelor de căldură - 7

temperatură și debite mici ale fluidelor. Valori mici ale diferenței de temperatură se înregistrează de partea apei, unde debitul este mare, dar s-a demonstrat praptic că influența debitului apei asupra performanțelor termice ale aparatului este destul de mică.

8. PROCEDEE PENTRU OPTIMIZAREA SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ

8. 1. Probleme generale de optimizare

La proiectarea unui schimbător de căldură, din mai multe soluții posibile se va prefera acel aparat care transmite fluxul termic impus, cu un consum de energie minim pentru circulația celor două fluide prin aparat și ocupă volumul cel mai mic.

Fluxul termic transmis între cele două fluide depinde aproape în întregime de vitezele celor două fluide, dacă temperaturile de intrare ale lor sunt constante. Creșterea vitezelor de circulație ale fluidelor măresc însă și puterea necesară vehiculării fluidelor. În această situație se pune problema stabilirii vitezelor optime de circulație ale fluidelor astfel încât să obținem o soluție cât mai economică, în cazul unui aparat ales.

Prin viteze optime se înțelege perechea de valori (w_1, w_2) ale celor două fluide care conduc la valorile maxime ale eficienței energetice sau volumice. Aceste valori se obțin fie prin cercetări experimentale trasând diagrama de variație a eficienței energetice în funcție de o viteză când a doua viteză este constantă, fie prin programe de calcul care pot simula aceste procese de curgere și transfer termic.

8.2. Optimizarea prin cercetări experimentale

Prin testarea schimbătoarelor de căldură s-a reușit o generalizare a rezultatelor obținute, prin determinarea caracteristicilor de tip $j=f(Re)$ și $c_f=f(Re)$. Aceste diagrame permit apoi să se găsească valorile optime ale unor parametrii cu care să se realizeze mărimile impuse de beneficiar.

În figura 8.1. s-a reprezentat eficiența energetică în funcție de viteza apei w_w pentru diferite valori ale vitezei aerului w_a și în figura 8.2 este reprezentată dependența dintre eficiența energetică și cea volumică, cu vitezele aerului și ale apei ca parametrii, printr-un radiator de aluminiu cu nervuri ondulate [141].

Din diagramă rezultă vitezele optime de circulație ale apei și aerului. Vitezele de circulație ale apei și aerului într-un răcitor de apă răcit cu aer nu pot fi alese independent. Nerespectarea acestei corelații optime poate duce la scăderi însemnate a valorii eficienței energetice comparativ cu valoarea maximă.

Rezultatele experimentale obținute și prezentate mai sus pot fi utilizate de cercetători doar pentru aparate și condiții de funcționare similare. Extrapolarea rezultatelor la dimensiuni mărite sau micșorate ale fiecărui component dar și pentru condiții diferite de lucru (temperaturi, debite și presiuni diferite de cele de testare) se poate realiza folosind softurile Kuli și modeFrontier.

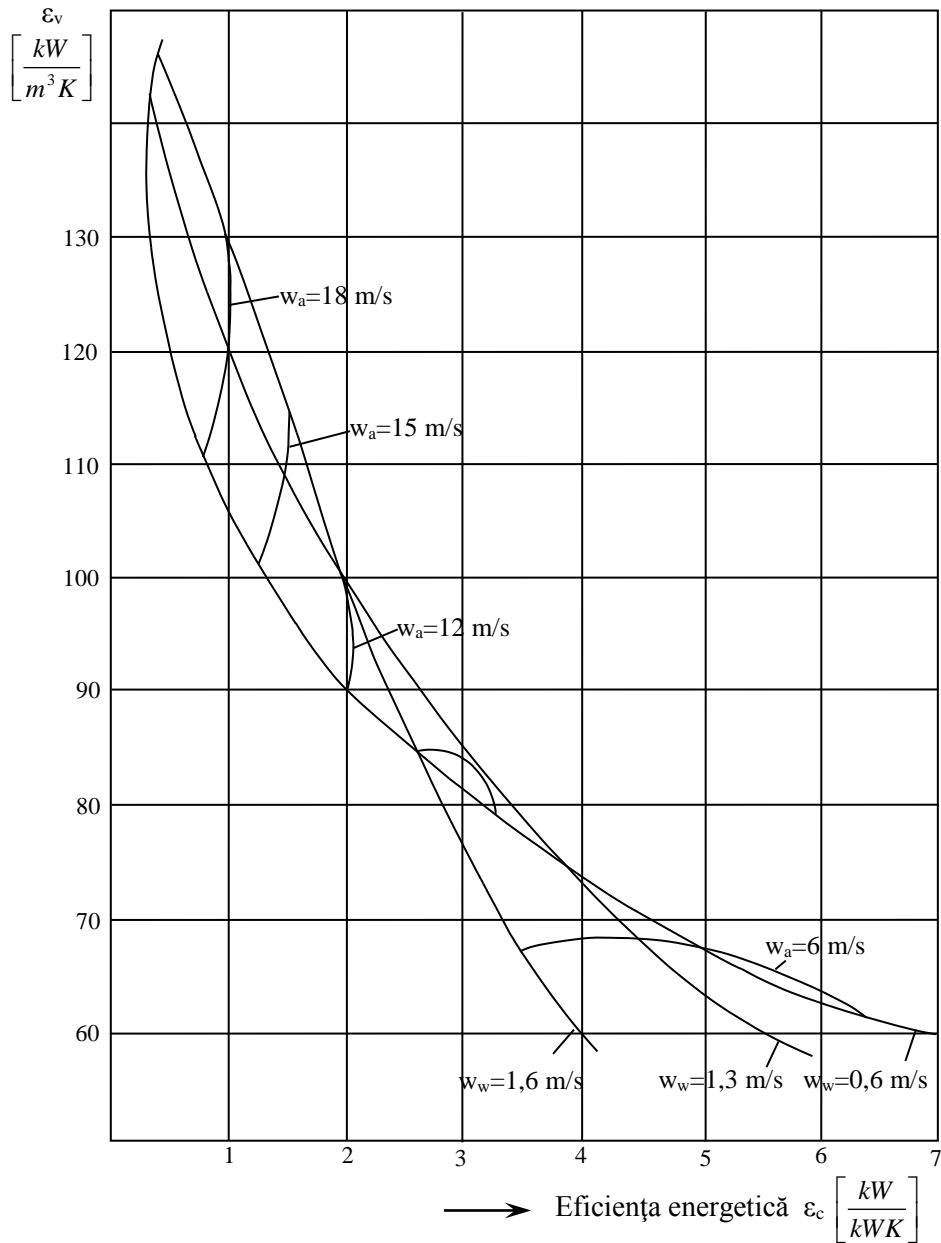


Fig. 8.2. Dependența dintre eficiența energetică și volumică, cu vitezele aerului și ale apei ca parametri

8.3. Softurile modeFrontier și Kuli în optimizarea schimbătoarelor de căldură

ModeFrontier este un soft de optimizare multifacțată, conceput pentru o bună compatibilitate cu oricare dintre aplicațiile ingineresti pe calculator (CAE). ModeFrontier permite o cuplare ușoară cu alte programe, precum aplicații CAD, CFD sau Analiza cu Elemente Finite, asigurând transmiterea parametrilor, obținerea și optimizarea soluțiilor. Pentru a vizualiza soluțiile, utilizatorul are la dispoziția sa o paletă diversă de instrumente grafice și tabelare. Cu ajutorul unor tehnici performante de optimizare, de la metode bazate pe gradienti și până la algoritmi genetici, procesul specific sau structura respectivă pot fi optimizate prin alegerea obiectivelor și definirea variabilelor care influențează factori precum dimensiunile geometrice și condițiile de operare. Astfel, modeFrontier devine un instrument complementar aplicației CAE, realizând procesul de optimizare prin modificarea valorilor atribuite variabilelor de intrare și monitorizând rezultatele.

Kuli-base este un soft de simulare a comportării grupurilor de racire și răcitoarelor. Kuli utilizează componente de diverse tipuri (tip radiator, racitor de ulei...) generate prin teste sau calcule și, pornind de la acestea, poate simula comportarea răcitoarelor și optimiza design-ul grupurilor de răcire în diferite condiții de exploatare în funcție de aplicația respectivă

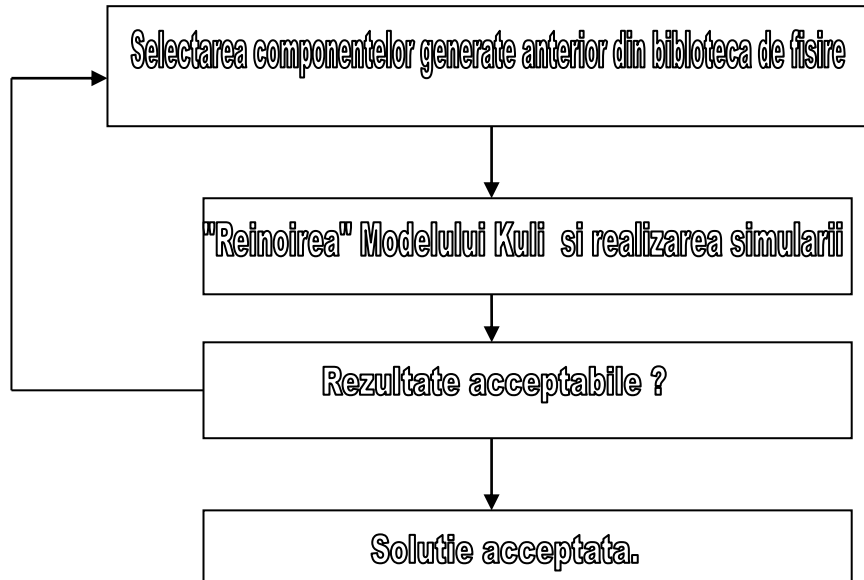
Utilizarea directă a datelor rezultate din testarea schimbătoarelor de căldură în optimizare, folosind Kuli și modeFrontier se face în mai multe etape [143-145]:

- rezultatele din testarea schimbătoarelor de căldură, stocate sub forma unor fișiere Excel suferă într-o primă etapă o prelucrare menită să transforme datele primare de testare în fișiere componente specifice soft-ului de simulare Kuli. Acest tip de fișiere trebuie să conțină minimum 4 puncte pentru „căderile de presiune în funcție de debitele de fluid” respectiv o matrice de cel puțin 16 puncte pentru caracteristica de „schimb termic”, adică 4 debite de fluid cald și 4 de fluid rece. Procedura de generare a componentelor este și ea la rândul ei parțial automatizată, folosind un soft adaptat.

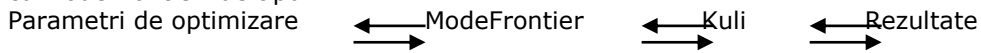
- utilizarea unei proceduri Kuli;

Kuli, poate fi utilizat în modul standard, denumit „Procedura manuală” care se desfășoară după schema de mai jos:

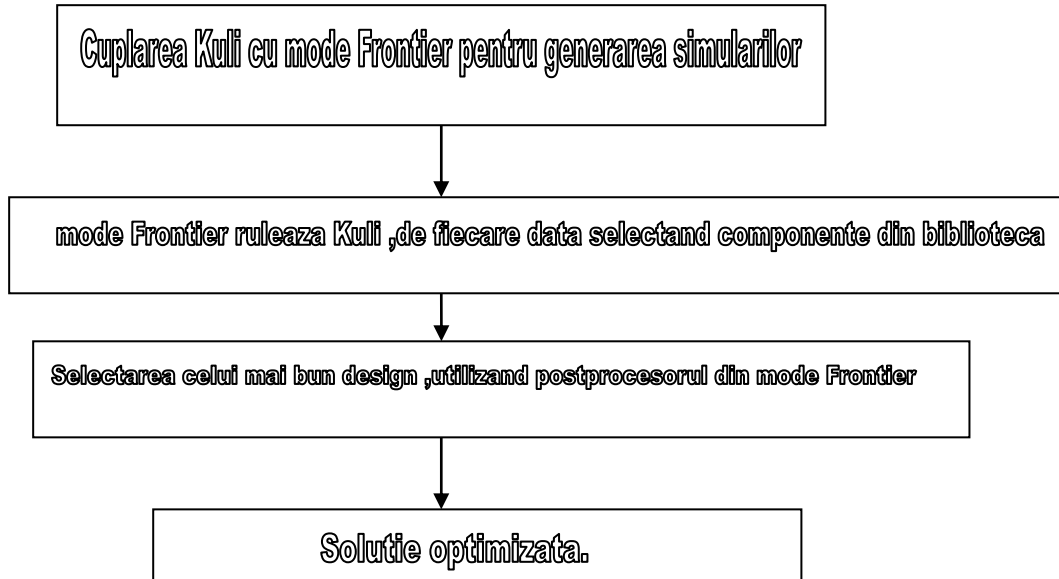
"Procedura manuala"



„Procedura automatizată” reprezintă o etapă superioară în abordarea optimizării schimbătoarelor de căldură pornind de la rezultatele de testare ale schimbătoarelor de căldură; ea constă în cuplarea celor doua soft-uri respectiv Kuli cu ModeFrontier de tipul:



"Procedura automatizată"



Pentru exemplificare s-a ales un sistem de răcire constând în radiator de apă, răcit cu aer prin intermediul unui ventilator (fig.8.3).

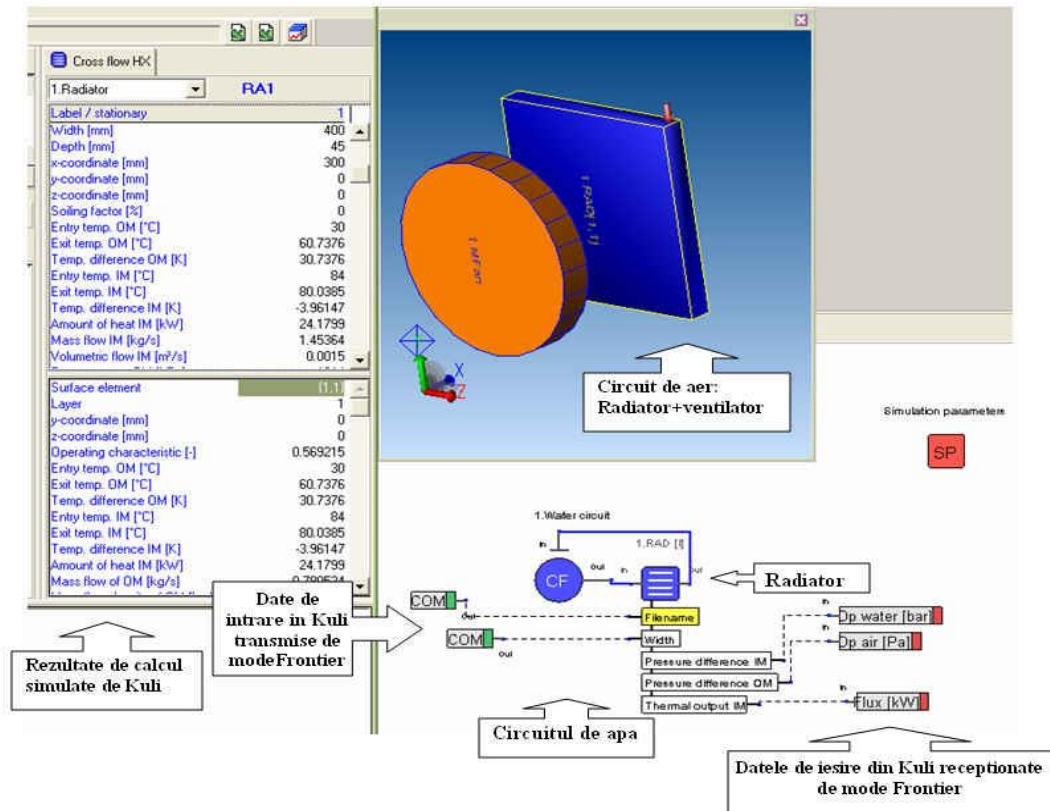


Fig.8.3 Circuitul de apă, reprezentat într-un sistem Kuli.

Practic se pornește de la o „bibliotecă” de teste realizate pe radiatoarele de apă prezentate în capitolul 7, (cu dimensiunile de 400x400, cu grosimi diferite, 30,45,65..... mm, pasul nervurii de aer diferit între 3.5 și 6.5 mm). Aceste fișiere sunt transformate într-o „bibliotecă” de componente Kuli. Kuli își va încărca acele componente din biblioteca pe care i le indică modeFrontier. Aplicația modeFrontier controlează procesul de optimizare pe baza criteriilor alese de utilizator și decide care componentă să fie analizată de softul Kuli. Odată primită componenta, softul Kuli realizează simularea și transmite rezultatele simulării înapoi la modeFrontier. ModeFrontier reanalizează rezultatele și în cadrul procesului de optimizare repetă această „buclă” de schimb de informații până se ajunge la o convergență a soluțiilor.

Marile avantaje ale acestui tip de folosire a datelor de testare sunt:

- se pot extrapola rezultatele testării la alte date (dimensiuni, condiții diferite de lucru, temperaturi, debite și presiuni diferite de cele de testare);
- parametrii de optimizare pot include atât dimensiuni ale răcitoarelor, condiții de lucru dar și caracteristici ale răcitoarelor sau ale celorlalte componente cum ar fi ventilatorului de exemplu;
- rezultatul indică atât tipul de răcitor care este optim pentru aplicație, dimensiunile optime cât și performanțele acestuia care se încadrează în limitările impuse.

În cazul de față (fig. 8.4...8.6) s-au impus ca și condiții realizarea unui flux termic care să se încadreze într-un interval îngust de valori și respectarea unor restricții legate de căderea de presiune pe apă, respectiv pe aer.

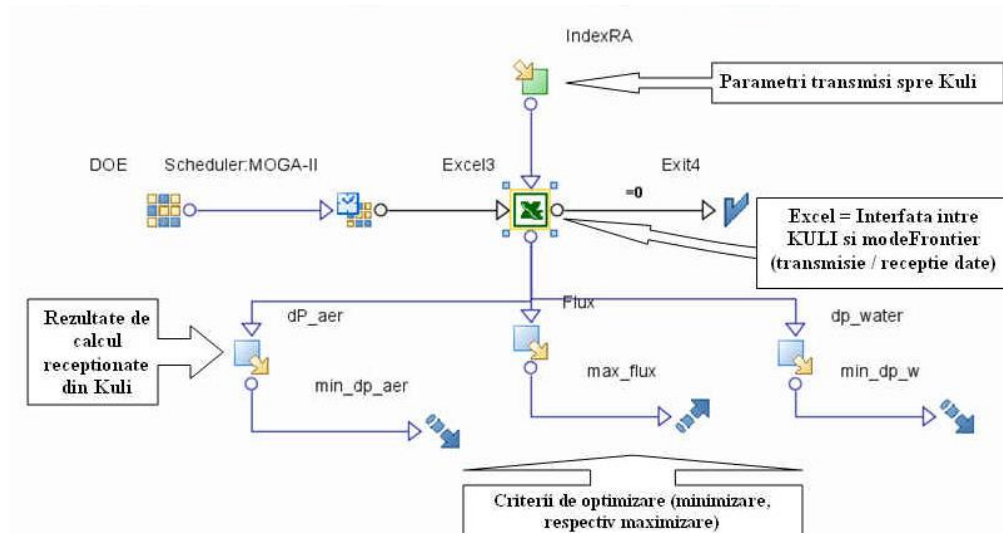


Fig.8.4. Schema funcțională în modeFrontier

Figura 8.5. conține un grafic tipic pentru modeFrontier. În această diagramă se pot vizualiza toate soluțiile rezultate din simulările Kuli. Cele patru axe verticale reprezintă:

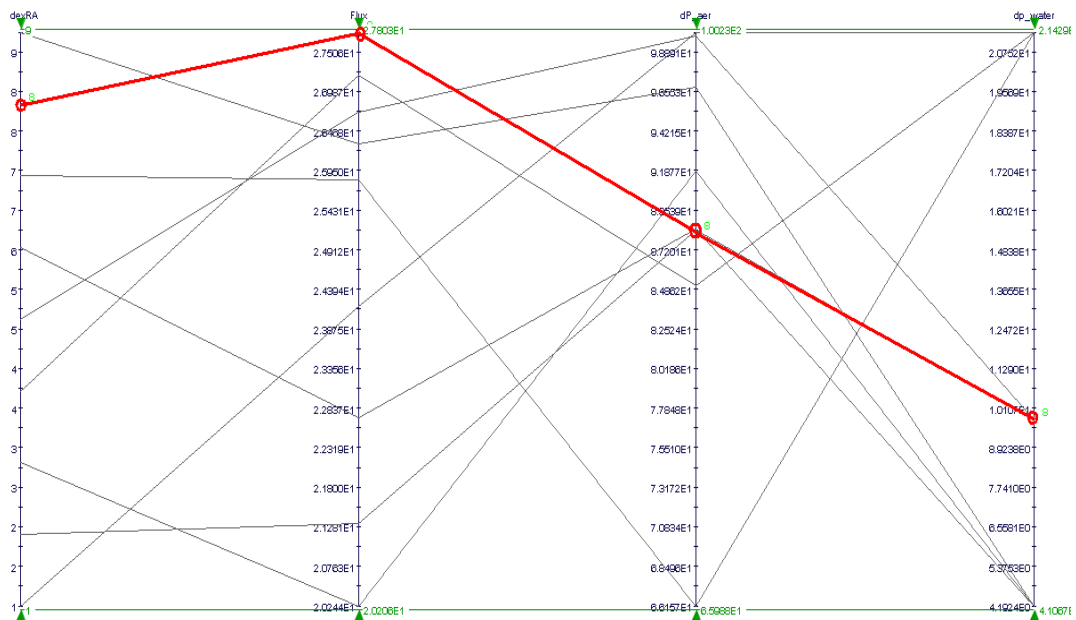


Fig. 8.5. Identificarea soluției optime

coloana 1: indicele componentelor / radiatoarelor;
 coloana 2: valorile fluxurilor de căldură;
 coloana 3: valorile căderilor de presiune de partea aerului;
 coloana 4: valorile căderilor de presiune pe apă rezultate din simulări.

Criteriul de optimizare a fost: **fluxul cel mai mare și căderile de presiune cât mai mici**. În diagrama de mai sus, care centralizează toate rezultatele simulărilor Kuli comandate de către modeFrontier, s-a identificat soluția optimă, reprezentată prin culoarea roșie, această soluție prezintă o valoare destul de ridicată a fluxului termic și valori acceptabil de mici pentru căderea de presiune pe aer și pe apă. În mod concret, soluția optimă este componentul cu indicele 8 pentru care s-au obținut următoarele valori: fluxul termic = 27.7 kW ($2.77E1=2.77*10^1$); căderea de presiune pe aer = 88 Pa; căderea de presiune pe apă = 10 kPa (Fig.8.5). În funcție de acest index al componentului, în biblioteca de componente Kuli, se poate identifica răcitorul respectiv și se pot extrage detalii privind structura lui (înălțimea canalului de apă, pasul nervurii de apă, înălțimea canalului de aer, pasul aripioarei de aer, precum și alte detalii constructive caracteristice matricei).

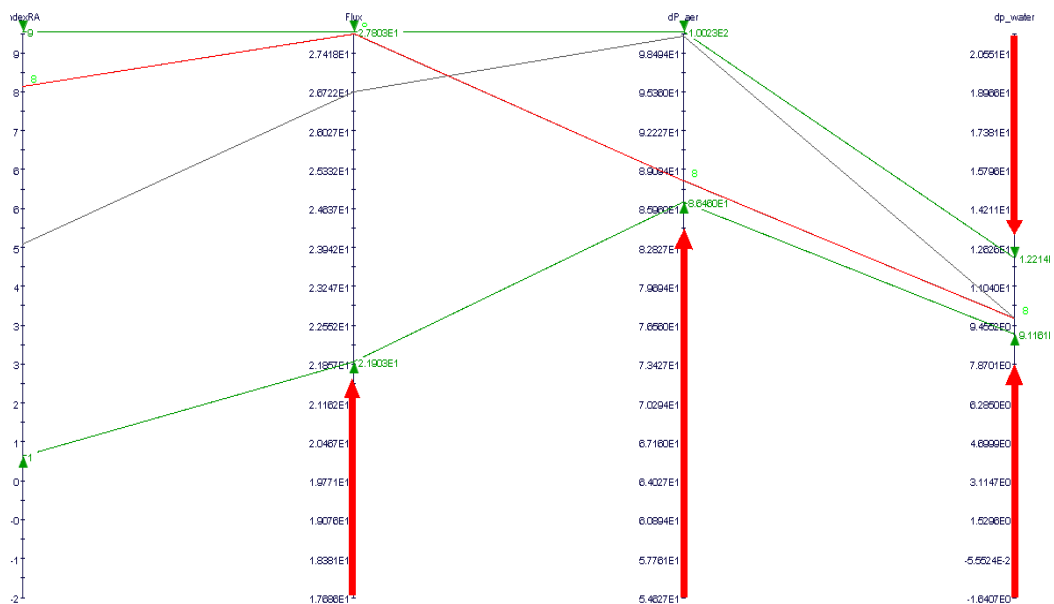


Fig.8.6. Procesul de selecție cu ajutorul filtrelor

Pentru o mai bună vizualizare a soluției optime se pot „rarefia” rezultatele prin aplicarea unor filtre pe coloanele respective, reducând limitele de maxim și minim; se elimină astfel celelalte soluții posibile. Efectul filtrării este reprezentat în figura 8.6.

După cum se poate observa în figura de mai jos, filtrarea soluțiilor s-a realizat prin impunerea unor limite pentru intervalele de valori astfel:

- coloana 1: indicele componentelor / radiatoarelor între valorile 1 - 9;
- coloana 2: valorile fluxurilor între 21.9 – 27.8 kW;
- coloana 3: valorile căderilor de presiune pe aer între 86 – 100 Pa;
- coloana 4: valorile căderilor de presiune pe apă între 9.1 – 12.2 kPa.

Rezultatul indică atât tipul de răcitor care este optim pentru aplicație, dimensiunile optime cât și performanțele acestuia care se încadrează în limitările impuse.

Această metodă de lucru îmbină avantajele softului Kuli în domeniul simulării și optimizării cu capacitatea programului modeFrontier de a efectua în timp foarte scurt selectarea, rularea și analizarea componentelor.

9. CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII ORIGINALE

9.1. Concluzii

Lucrarea "*CONTRIBUȚII LA STUDIUL ȘI CERCETAREA SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ COMPACTE, DIN ALUMINIU, CU NERVURI ONDULATE*" are ca scop analiza, studiul și îmbunătățirea performanțelor termice și fluidodinamice ale suprafețelor extinse prin nervuri plane continue sinusoidale, din aluminiu, realizate în țară.

Datorită fenomenelor foarte complexe de curgere a fluidelor și de transfer termic prin aceste suprafețe, studiul de față abordează teoretic și experimental aceste fenomene, atât în vederea indicării soluțiilor optime cât și pentru stabilirea relațiilor de calcul utilizate în studiul teoretic și proiectarea noilor aparate.

Având în vedere că la sfârșitul fiecărui capitol s-au tras concluzii despre fenomenele tratate, în acest capitol se vor prezenta câteva concluzii generale și finale.

Pentru suprafețele cu nervuri sinusoidale literatura de specialitate este săracă în date privind comportarea acestor suprafețe de transfer termic. Câteva date mai recente sunt obținute pe calculator și se abat substanțial de la datele obținute de autor prin cercetări experimentale.

Teoriile efectului de intrare și a desprinderii stratului limită de pe nervura sinusoidală, tratate de autor și demonstrate prin cercetări experimentale complexe, deschide posibilitatea realizării unor aparate superioare din punct de vedere termic, față de aparatele existente și realizate în țară. Aceste rezultate au condus la cercetări pentru realizarea de schimbătoare de căldură (și cu nervuri ondulate), cu curgerea celor două fluide în contracurent.

Cercetările efectuate de autor privind obținerea unor noi soluții de grupuri de răcire ce au în vedere utilizarea unui circuit auxiliar de răcire cu apă, dau posibilitatea obținerii unor eficiențe mult mai bune, soluții ce conduc la micșorarea masei totale a autovehiculelor și la reducerea consumurilor de carburant cu implicații directe în reducerea poluării mediului ambiant.

În urma acestor studii, pentru îmbunătățirea performanțelor termice, se recomandă proiectanților și întreprinderilor constructoare de schimbătoare de căldură compacte din aluminiu cu nervura sinusoidală următoarele:

- realizarea unor aparate de lățimi reduse;
- tabla utilizată la confecționarea nervurii să prezinte generatoare de turbulență.

Ca generatoare de turbulență se recomandă:

- mici denivelări semisferice pe suprafața tablelor;
- crestarea sau găurirea tablei;
- realizarea unor noi tipuri de nervuri, cum ar fi nervurile ondulate frânte;
- vehicularea aerului (la radiatoare și răcitoare de ulei, răcite cu aer) de la ventilator pe întreaga suprafață a schimbătorului de căldură, utilizând diferite canale directoare;
- realizarea unor soluții de grupuri de răcire cu eficiențe ridicate;
- utilizarea unui procedeu de umidificare a aerului de răcire, mai ales pentru aparatele care lucrează în medii cu temperatură ridicată;

- alegerea corectă a vitezelor de circulație pentru apă-ulei sau apă-aer, astfel ca energia necesară pentru vehiculare să fie minimă;
- utilizarea unor softuri pentru analiza soluțiilor optime în proiectare, etc.

9.2. Contribuții originale

Teza de doctorat "CONTRIBUȚII LA STUDIUL ȘI CERCETAREA SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ COMPACTE, DIN ALUMINIU, CU NERVURI ONDULATE" are la bază o cercetare amplă atât teoretică cât și experimentală, cu generalizarea rezultatelor experimentare și cu procedee pentru optimizarea performanțelor termice și fluidodinamice ale suprafețelor extinse prin nervuri plane sinusoidale, din aluminiu, cu scopul îmbunătățirii performanțelor, a tehnologiei de fabricare a acestor aparate și reducerea gabaritelor.

Contribuțiile originale ale autorului sunt atât teoretice cât și experimentale, cu implicații în industria constructoare de schimbătoare de căldură cu suprafețe extinse prin nervuri sinusoidale.

Se pot enumera următoarele contribuții personale:

- o foarte bună sistematizare a datelor din literatura de specialitate (încă săracă datorită concurenței între firmele mari din lume) și o analiză perfectă privind tendințele actuale în construcția și piața de schimbătoare de căldură în lume. Această analiză se bazează și pe informațiile culese de autor prin participările la târguri de renume (Paris, Hamburg, Hanovra, etc.) unde S.C. RAAL Bistrița este o prezență constantă cu produsele proprii;

- explicarea teoretică a efectului de intrare și comportării stratului limită pe nervura sinusoidală cu posibilitatea desprinderii acestui strat;

- stabilirea legii de variație a vitezei și a presiunii fluidului în canalele sinusoidale precum și variația vitezei la diferite forme ale secțiunii de intrare în canal;

- s-au conceput și realizat două mașini originale de format nervuri ondulate, o mașină cu acționare cu came WMF-250, (fig. 5.1) și una cu mecanism bielă-manivelă MFB-250 (fig. 5.2)

- s-au proiectat și s-au realizat, pentru încercare pe stand probă, **19** schimbătoare de căldură din aluminiu, de tip apă-aer, la scara 1:1. Aceste aparate sunt de tip plăci și bare (fig.7.20), având dimensiunile frontale identice, 400x400, și acoperă zona cea mai solicitată de radiatoare cu nervuri ondulate. Pe fiecare aparat s-au făcut în jur de 30 de regimuri de încercări;

- s-a proiectat și realizat un stand special pentru încercarea schimbătoarelor de căldură, stand care simulează modul real de lucru al aparatelor încercate. Standul fiind dotat cu aparatură de nivel european este cel mai modern și complex stand de încercări din țară;

- s-a realizat un sistem performant de achiziție și prelucrarea datelor experimentale, cu umărirea în timp, pe monitor, a variației unor parametrii importanți;

- s-a realizat un program de calcul original, denumit Program de Calcul pentru Schimbătoare de Căldură (**PCSC**) cu ajutorul căruia s-au generalizat rezultatele la cele peste 550 de regimuri încercate;

- cercetările experimentale au confirmat studiile teoretice privind efectul de capăt la nervurile ondulate și posibilitatea utilizării funcțiilor criteriale de tip *un fluid neamestecat și unul amestecat* la schimbătoarele de căldură tip apă-aer;

- pe baza cercetărilor experimentale s-au realizat un număr foarte mare de diagrame care se pot utiliza direct în cercetarea și proiectarea schimbătoarelor de căldură cu nervuri ondulate sinusoidal;

- s-a studiat, conceput, realizat și încercat un răcitor din aluminiu, cu curgerea fluidelor în contracurent. Este de menționat faptul că încă nu sunt cunoscute nici în literatura de specialitate și nici pe piața de schimbătoare de căldură astfel de realizări.

- cercetările efectuate de autor la S.C. RAAL Bistrița au condus la obținerea unor noi soluții de grupuri de răcire. Noile soluții au în vedere utilizarea unui circuit auxiliar de răcire cu apă. Această soluție duce la mărirea substanțială a eficienței aparatului și la reducerea gabaritelor.

- s-au studiat câteva procedee pentru optimizarea schimbătoarelor de căldură și s-au utilizat softurile ModeFrontier și Kuli în optimizarea acestor aparate;

- s-a îmbogățit literatura de specialitate cu informații noi; informații verificate prin studii și cercetări experimentale complexe. Aceste informații au apărut în literatura de specialitate din țară și străinătate prin cele 25 de lucrări științifice ale autorului.

De menționat sunt lucrările aparute în: revistele *MVM*, Kraguevat, 2004 și *JUMV* 2005, Beograd, Yugoslavia, conferința internațională COFRET, 08 Nantes-France și revista *DAAAM International*, Viena, Austria, 2008, această ultimă lucrare este cotate ISI. Monografia "**Proiectarea și încercarea radiatoarelor**", Editura Mirton, 2005 Timșoara, este un ghid complex destinat proiectanților și cercetătorilor privind soluțiile de proiectare și modul de cercetare a schimbătoarelor de căldură.

Cercetările efectuate de autor au condus la obținerea unor produse competente de S.C. RAAL Bistrița și vândute în întreaga lume (USA, Italia, Austria, Germania, Marea Britanie, Cehia, Turcia, Finlanda, Franța, Suedia, Norvegia, Elveția ș.a). Astfel că S.C. RAAL Bistrița se numără printre marii constructori de schimbătoare de căldură din lume, alături de Bher, Modine, AKG, Denso, Nissens, Caterpillar, Class, JCB, John Deere, Voith, Renault Trucs, etc.

ANEXE ȘI NOTAȚII

Anexa A1

Cuprinde 19 tabele cu mărimile măsurate pentru 19 schimbătoare de căldură testate și mărimi calculate cum ar fi:

Mărimile măsurate și calculate de partea aerului

- debitul de aer	m_a [Kg/s]
- temperatura de intrare a aerului	t'_a [°C]
- temperatura de ieșire a aerului	t''_a [°C]
- căderea de presiune pe aparat de partea aerului	Δp_a [N/m ²]
- viteza aerului prin canale	w_a [m/s]
- umiditatea relativă a aerului	ϕ [%]
- fluxul termic preluat de aer	Q_a [kW]

Mărimile măsurate și calculate de partea apei

- debitul de apă	m_w [Kg/s]
- temperatura de intrare apă	t'_w [°C]
- temperatura de ieșire apă	t''_w [°C]
- viteza apei prin canale	w_w [m/s]
- fluxul termic transmis de apă	Q_w [kW]
- fluxul mediu	Q [kW]

Anexa A2

Cuprinde tabele cu mărimi calculate cu Program de Calcul pentru Schimbătoare de Căldură (**PCSC**) cum ar fi:

- coeficientul de transfer termic total raportat la suprafața de partea aerului	k_a [W/m ² K]
- coeficientul de transfer termic de partea aerului	α_a [W/m ² K]
- numărul Reynolds	Re [-]
-- numărul Colburn	j [-]
- coeficientul de rezistență la frecare de partea aerului	c_f [-]

Anexa A3

Cuprinde Programul de Calcul pentru Schimbătoare de Căldură (**PCSC**)

TABELUL A.1

MĂRIMI MASURATE ȘI CALCULATE PENTRU SCHIMBATOARELE DE CĂLDURĂ TESTATE

1. SCHIMBATOR:400x400x30x3.5

Nr. crt	Marimile masurate si calculate de partea aerului				Marimile masurate si calculate de partea apei							
	m_a Kg/s	t_a °C	t''_a °C	Q_a W	w_a m/s	ΔP_a N/m ²	φ %	m_w kg/s	t'_w °C	t''_w °C	Q_w W	w_w M/s
-												
1	1.187	37.1	59.00	27.48	9.94	333.54	44	1.5	83.5	78.6	26.29	1.1990
2	1.187	37	59.30	25.97	9.945	333.54	44	1.5	84.4	79.3	26.29	1.1990
3	1.187	37.5	59.00	26.95	9.94	333.54	44	1.5	83.9	79.9	28.12	1.1990
4	1.187	37.5	59.30	27.44	9.94	333.54	43	1.5	84.2	80.1	27.50	1.1990
5	1.018	38.5	63.45	25.21	7.138	333.54	43	1.5	84.6	81.2	25.05	1.1990
6	0.931	38.9	64.45	23.35	6.43	294.3	43	1.5	84.6	81.4	22.61	1.1990
7	0.847	39.5	65.45	21.90	5.74	215.82	43	1.5	84.4	81.5	20.77	1.1990
8	0.763	35.3	52.80	20.22	20.98	186.39	43	1.5	84.4	77.7	19.54	1.1990
9	0.677	35.9	53.10	18.21	20.98	186.39	43	1.5	84.3	77.8	17.72	1.1990
10	2.537	35.8	52.90	46.02	20.98	186.39	43	1.5	83.9	77.2	45.25	1.1990
11	2.537	34.2	52.50	45.24	20.22	176.59	42	1.5	83.7	77.3	44.03	1.1990
12	2.537	34.6	52.60	44.97	20.20	1363.59	42	1.5	83.5	77.1	43.42	1.1990
13	2.457	34.6	52.70	46.26	20.20	1363.59	42	1.5	83.7	77.3	45.25	1.1990
14	2.457	34.5	52.80	45.50	20.20	1363.59	42	1.5	84.1	77.7	44.66	1.1990
15	2.457	34.3	52.80	45.75	19.45	1275.3	42	1.5	83.8	77.3	45.25	1.1990
16	2.457	30.7	49.85	46.26	19.33	1275.3	42	1.5	83.2	76.3	45.25	1.1990
17	2.367	29.6	49.70	45.04	19.20	1263.1	42	1.5	83.9	77	45.87	1.1990
18	2.367	29.5	48.80	46.62	19.20	1263.1	42	1.5	83.3	76.4	47.72	1.1990
19	2.367	29.2	49.40	48.87	18.5	451.26	42	1.5	83.1	76.3	48.33	1.1990
20	2.367	27.7	48.80	46.92	18.58	451.26	42	1.5	83.6	76.7	48.33	1.1990
21	2.290	27.6	48.85	47.52	18.58	451.26	42	1.5	83.5	76.5	47.11	1.1990
22	2.290	28.4	49.20	49.51	17.86	451.26	44	1.5	83	76.2	48.33	1.1990
23	2.290	27.2	48.85	49.86	17.86	431.64	44	1.5	83.5	76.6	48.94	1.1990
24	2.202	26.7	48.20	46.98	17.749	431.64	44	1.5	83.1	76.2	47.72	1.1990
25	2.202	26.9	48.75	48.84	17.01	431.64	44	1.5	83	76.2	48.33	1.1990
26	2.202	37.1	59.00	48.45	9.94	402.21	44	1.5	83.5	78.6	47.72	1.1990
27	2.110	37	59.30	47.17	9.949	402.21	44	1.5	84.4	79.3	47.72	1.1990

2. SCHIMBATOR:400x400x45x3.5

Nr. crt	Marimile măsurate și calculate de partea aerului					Marimile măsurate și calculate de partea apei						
	m_a Kg/s	t_a °C	t''_a °C	Q_a W	w_a m/s	ΔP_a N/m ²	φ %	m_w kg/s	t_w °C	t''_w °C	Q_w W	w_w m/s
-												
1	0.593	37,7	69,65	19,65	5,03183	78,48	62	2,22	84,5	82,4	19,00	1,1846
2	0.509	34,6	69,85	18,45	4,31564	58,86	62	2,22	84,3	82,3	18,10	1,1846
3	0.423	32,9	70,35	16,29	3,56609	49,05	62	2,22	84,3	82,5	16,29	1,1846
4	0.338	32,9	71,60	13,47	2,87045	39,24	60	2,22	84,2	82,7	13,57	1,1846
5	1.187	30,6	61,95	38,28	9,8828	235,44	60	2,22	83,8	79,8	36,22	1,1846
6	1.102	31,2	62,70	35,71	9,1766	215,82	60	2,22	83,6	79,7	35,32	1,1846
7	1.018	32	64,05	33,55	8,52629	196,2	60	2,22	84,1	80,5	32,59	1,1846
8	0.931	32,4	64,80	31,02	7,79836	166,77	60	2,22	83,9	80,6	29,87	1,1846
9	0.847	33,1	65,90	28,57	7,09431	137,34	60	2,22	84,1	81	28,06	1,1846
10	0.763	32,7	66,60	26,61	6,39472	117,72	60	2,22	84,1	81,3	25,35	1,1846
11	0.677	33,4	67,70	23,88	5,70603	98,1	58	2,22	84,2	81,6	23,54	1,1846
12	1.865	31,1	57,50	50,63	15,4255	490,5	58	2,22	83,5	78,2	48,02	1,1846
13	1.780	30,6	57,45	49,15	14,7227	461,07	58	2,22	83,2	78	47,11	1,1846
14	1.697	31,4	58,55	47,40	14,0428	431,64	58	2,22	83,6	78,7	44,37	1,1846
15	1.611	30,1	58,25	46,65	13,3283	392,4	58	2,22	83,7	78,8	44,37	1,1846
16	1.528	31	59,40	44,62	12,6379	353,16	58	2,22	83,4	78,7	42,56	1,1846
17	1.439	31	60,35	43,45	11,9075	333,54	58	2,22	84,1	79,6	40,75	1,1846
18	1.358	30,1	60,35	42,27	11,2386	304,11	58	2,22	83,7	79,3	39,85	1,1846
19	1.272	31,3	61,40	39,39	10,5935	274,68	58	2,22	83,8	79,6	38,04	1,1846
20	1.185	31,7	62,30	37,30	9,86761	235,44	56	2,22	84	79,9	37,13	1,1846
21	2.545	28,3	52,55	63,31	20,7846	824,04	56	2,22	83,1	76,3	61,63	1,1846
22	2.457	27,4	52,70	63,71	20,071	784,8	56	2,22	83,3	76,6	60,73	1,1846
23	2.375	28,2	53,35	61,28	19,3995	725,94	56	2,22	83,2	76,6	59,82	1,1846
24	2.290	30,1	55,10	58,89	18,8244	686,7	56	2,22	83,5	77,5	54,36	1,1846
25	2.202	29	54,65	58,01	17,9815	647,46	58	2,22	83,3	77,1	56,17	1,1846
26	2.119	29,1	55,10	56,59	17,417	627,84	58	2,22	83,6	77,6	54,36	1,1846
27	2.033	29	55,60	55,54	16,709	588,98	58	2,22	83,3	77,4	53,45	1,1846
28	1.953	30,7	56,70	52,23	16,0535	549,36	58	2,22	83,4	77,9	49,83	1,1846
29	1.870	29,8	56,90	52,05	15,37	510,12	62	2,22	83,6	78,3	48,02	1,1846

3. SCHIMBATOR:400x400x65x3.5

Nr. crt	Marimile măsurate și calculate de partea aerului					Marimile măsurate și calculate de partea apei						
	m_a	t_a	t'_a	Q_a	w_a	ΔP_a	ϕ	m_w	t_w	t'_w	Q_w	w_w
-	Kg/s	°C	°C	kW	m/s	N/m ²	%	kg/s	°C	°C	kW	m/s
1	2.537	27.5	58.65	80.98	20.85	1285.11	58	3.2	82.8	76.7	80.17	1.1616
2	2.457	31.7	61.15	74.44	20.45	1216.44	58	3.2	83.1	77.6	72.25	1.1616
3	2.375	32.8	62.45	72.44	19.77	1147.77	58	3.2	83.7	78.5	68.28	1.1616
4	2.290	33.1	62.75	69.84	19.06	1079.1	58	3.2	83.3	78.2	67.00	1.1616
5	2.202	33.7	63.55	67.59	18.44	1010.43	58	3.2	83.6	78.6	65.66	1.1616
6	2.110	34.7	64.25	64.11	17.67	941.76	58	3.2	83.5	78.7	63.03	1.1616
7	2.033	35.2	64.75	62.27	17.02	902.52	58	3.2	83.5	79	59.09	1.1616
8	1.953	35.9	65.45	59.83	16.46	833.85	58	3.2	83.5	79.2	56.46	1.1616
9	1.870	35.8	66.35	59.22	15.76	774.99	52	3.2	84	79.8	55.15	1.1616
10	1.865	31.5	64.65	63.57	15.62	765.18	52	3.2	83.6	79	60.40	1.1616
11	1.780	34.4	65.90	57.66	15.01	725.94	52	3.2	83.6	79.3	56.46	1.1616
12	1.697	35.3	66.85	55.52	14.30	667.08	52	3.2	83.6	79.6	52.52	1.1616
13	1.611	35.5	67.65	53.69	13.58	608.22	52	3.2	84	80.1	51.19	1.1616
14	1.528	36.1	68.50	51.31	12.95	559.17	52	3.2	84.3	80.6	48.57	1.1616
15	1.439	36.6	68.95	48.27	12.20	510.12	52	3.2	83.8	80.2	47.25	1.1616
16	1.354	36.9	69.85	46.25	11.48	461.07	52	3.2	84.1	80.8	43.31	1.1616
17	1.272	37.9	70.75	43.33	10.86	412.02	52	3.2	84.2	81.1	40.69	1.1616
18	1.185	36.6	70.65	41.84	10.05	372.78	52	3.2	83.9	80.9	39.38	1.1616
19	1.187	35.1	69.80	42.70	10.06	362.97	51	3.2	83.5	80.3	42.02	1.1616
20	1.102	35.7	70.75	40.05	9.34	323.73	51	3.2	83.8	80.9	38.06	1.1616
21	1.018	36.3	71.50	37.14	8.63	294.3	51	3.2	83.9	81.1	36.75	1.1616
22	0.934	36.4	72.40	34.84	7.96	245.25	51	3.2	83.8	81.2	34.13	1.1616
23	0.847	37	73.35	31.91	7.23	215.82	51	3.2	84.1	81.8	30.19	1.1616
24	0.763	37.4	74.25	29.16	6.51	186.39	51	3.2	84.3	82.2	27.55	1.1616
25	0.677	37.5	75.15	26.42	5.82	147.15	50	3.2	84.5	82.5	26.24	1.1616
26	0.593	38.3	75.65	22.97	5.09	127.53	50	3.2	84.5	82.8	22.30	1.1616
27	0.509	36.1	76.15	21.12	4.36	107.91	49	3.2	84.4	82.8	20.99	1.1616
28	0.424	34	76.20	18.42	3.62	88.29	50	3.2	84.1	82.8	17.06	1.1616
29	0.338	34.5	77.10	14.83	2.88	58.86	58	3.2	84.4	83.3	14.43	1.1616

4. SCHIMBATOR:400x400x95x3.5

Nr. crt	Marimile măsurate și calculate de partea aerului					Marimile măsurate și calculate de partea apei						
	m_a Kg/s	t_a °C	t''_a °C	Q_a W	W_a m/s	Δp_a N/m ²	ϕ %	m_w kg/s	t_w °C	t''_w °C	Q_w W	W_w m/s
-												
1	1.865	31.8	70.75	74.70	15.72	1079.1	56	5	83.6	80.2	69.28	1.1860
2	1.780	31.5	71.00	72.30	15.00	1010.43	56	5	83.9	80.4	71.29	1.1860
3	1.697	31.3	71.80	70.71	14.31	922.14	56	5	84.1	80.7	69.25	1.1860
4	1.611	30.9	72.30	68.60	13.58	863.28	58	5	83.9	80.8	63.14	1.1860
5	1.528	30.7	72.70	65.99	12.87	784.8	58	5	84.2	81.1	63.14	1.1860
6	1.439	30	72.50	62.92	12.13	725.94	60	5	83.9	80.7	65.18	1.1860
7	1.358	30.1	73.10	60.08	11.45	657.27	60	5	83.8	80.9	59.07	1.1860
8	1.272	30.7	74.10	56.80	10.79	598.41	60	5	84.2	81.3	59.07	1.1860
9	1.185	30.7	74.50	53.40	10.05	539.55	60	5	84.3	81.5	57.03	1.1860
10	2.545	27	65.70	100.91	21.18	1765.8	62	5	82.8	78.1	95.81	1.1860
11	2.457	28.3	67.25	98.19	20.46	1657.89	62	5	84.4	79.6	97.76	1.1860
12	2.375	28.2	67.55	95.88	19.77	1589.22	62	5	84	79.4	93.73	1.1860
13	2.290	28.2	67.55	92.45	19.06	1491.12	62	5	83.4	79.1	87.62	1.1860
14	2.202	28.3	67.90	89.44	18.45	1402.83	62	5	83.5	79.2	87.62	1.1860
15	2.119	28.5	68.30	86.51	17.75	1324.35	62	5	83.3	79.1	85.58	1.1860
16	2.033	28.4	68.60	83.83	17.03	1226.25	62	5	83.2	79.2	81.50	1.1860
17	1.953	28.5	68.80	80.74	16.36	1167.39	62	5	83.2	79.1	83.54	1.1860
18	1.870	28.4	69.65	79.13	15.66	1088.91	62	5	83.6	79.6	81.50	1.1860
19	1.187	29.4	72.95	53.10	10.01	529.74	62	5	83.8	81.2	52.96	1.1860
20	1.102	29.6	74.40	50.72	9.35	470.88	62	5	84	81.6	48.88	1.1860
21	1.018	29.9	75.45	47.62	8.63	402.21	62	5	84.4	82	48.86	1.1860
22	0.934	29.1	75.60	44.59	7.92	353.16	62	5	84.1	81.9	44.79	1.1860
23	0.847	29.5	76.30	40.71	7.18	313.92	62	5	84.1	82	42.75	1.1860
24	0.763	29.8	77.00	37.01	6.47	255.06	62	5	84.4	82.5	38.68	1.1860
25	0.677	30	77.55	33.10	5.74	189.33	60	5	84.6	82.8	36.65	1.1860
26	0.593	36	78.10	25.89	5.097	176.58	60	5	84.6	83.4	24.42	1.1860
27	0.509	35.6	78.40	22.57	4.36	137.34	60	5	84.4	83.3	22.40	1.1860
28	0.423	35.6	78.90	18.99	3.63	117.72	58	5	84.5	83.6	18.32	1.1860
29	0.338	35.6	79.15	15.28	2.91	78.48	56	5	84.6	83.9	14.25	1.1860

5. SCHIMBATOR:400x400x115x3.5

29	0.338	35.6	79.15	15.28	2.91	78.48	56	5	84.6	83.9	14.25	1.1860
Marimile masurate si calculate de partea aerului												
Nr. crt	m_a	t_a	t''_a	Q_a	W_a	Δp_a	φ	m_w	t_w	t''_w	Q_w	W_w
-	Kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W	m/s	N/m^2	%	kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W	m/s
1	2.537	33	71.30	99.94	21.52	2069.91	59	5	83.7	79.2	91.69	0.9779
2	2.457	33.4	71.50	96.30	20.84	1952.19	59	5	83.8	79.4	89.65	0.9779
3	2.375	33.3	71.70	93.81	20.14	1834.47	59	5	83.8	79.5	87.62	0.9779
4	2.290	32.9	72.00	92.10	19.43	1736.37	59	5	83.7	79.5	85.58	0.9779
5	2.202	33.5	72.20	87.64	18.67	1628.46	58	5	83.5	79.5	81.50	0.9779
6	2.119	33.9	72.60	84.34	17.97	1540.17	58	5	83.4	79.5	79.47	0.9779
7	2.033	34.1	73.30	81.96	17.24	1432.26	58	5	83.6	79.8	77.43	0.9779
8	1.953	34.1	73.80	79.75	16.56	1353.78	58	5	83.7	80.1	73.35	0.9779
9	1.870	34	74.40	77.70	15.96	1265.49	60	5	83.9	80.4	71.29	0.9779
10	1.865	32.3	75.45	82.75	15.82	1275.3	60	5	84.1	80.3	77.40	0.9779
11	1.780	32.4	74.00	76.14	15.09	1187.01	60	5	84.2	80.7	71.29	0.9779
12	1.697	32.2	74.75	74.29	14.39	1098.72	60	5	84	80.6	69.25	0.9779
13	1.611	32.5	75.40	71.09	13.66	1020.24	60	5	83.8	80.5	67.21	0.9779
14	1.528	32.6	75.95	68.11	13.04	931.95	60	5	84.1	80.9	65.18	0.9779
15	1.439	32.7	76.65	65.06	12.28	853.47	61	5	84	81	61.10	0.9779
16	1.358	32.9	76.65	61.13	11.59	774.99	61	5	84	81.2	57.03	0.9779
17	1.272	32.8	77.25	58.18	10.86	706.32	61	5	84.3	81.6	54.99	0.9779
18	1.185	33	77.80	54.62	10.12	627.84	59	5	84.3	81.8	50.90	0.9779
19	1.187	32.7	77.30	54.46	10.13	608.22	60	5	84.1	81.6	50.92	0.9779
20	1.102	33	78.00	51.02	9.41	549.36	60	5	84.3	82	46.83	0.9779
21	1.018	33.1	78.60	47.63	8.68	490.5	60	5	84.3	82.1	44.79	0.9779
22	0.934	33.2	79.00	43.97	8.02	431.64	60	5	84	82	40.72	0.9779
23	0.847	33.3	79.50	40.24	7.27	372.78	60	5	84.5	82.6	38.68	0.9779
24	0.763	33.4	79.65	36.31	6.55	323.73	60	5	84.2	82.5	34.61	0.9779
25	0.677	33.6	80.65	32.75	5.82	264.87	60	5	84.6	83.1	30.54	0.9779
26	0.593	33.9	78.35	27.12	5.093	215.82	60	5	84.2	82.9	26.47	0.9779
27	0.509	34.1	79.75	23.89	4.36	166.77	60	5	84.6	83.5	22.39	0.9779
28	0.424	34.5	80.35	20.01	3.644	14	60	5	84.5	83.6	18.32	0.9779

6. SCHIMBATOR:400x400x30x4.0

Nr. crt	Marimile măsurate și calculate de partea aerului					Marimile măsurate și calculate de partea apei						
	m_a	t_a	t''_a	Q_a	W_a	ΔP_a	φ	m_w	t_w	t''_w	Q_w	W_w
-	kg/s	°C	°C	W	m/s	N/m ²	%	kg/s	°C	°C	W	m/s
1	1.865	30.6	47.80	32.99	14.97	412.02	62	1.5	85.2	79.8	33.00	1.1990
2	1.780	30.9	48.70	32.58	14.29	392.4	60	1.5	85.9	80.6	32.37	1.1990
3	1.697	31	49.20	31.77	13.71	362.97	60	1.5	85.7	80.5	31.76	1.1990
4	1.611	30.8	49.40	30.82	13.02	333.54	60	1.5	85.6	80.6	30.54	1.1990
5	1.528	30.6	49.70	30.01	12.34	304.11	60	1.5	85.6	80.7	29.93	1.1990
6	1.439	30	49.90	29.46	11.559	274.68	60	1.5	85.9	81.1	29.32	1.1990
7	1.354	30.4	50.60	28.13	10.944	245.25	60	1.5	85.4	80.8	28.10	1.1990
8	1.272	30.3	51.30	27.48	10.285	225.63	60	1.5	85.8	81.3	27.48	1.1990
9	1.185	29.2	51.10	26.66	9.580	206.01	62	1.5	85.4	81.1	26.26	1.1990
10	2.545	29.8	44.90	39.47	20.30	392.4	62	1.5	83.1	76.8	38.54	1.1990
11	2.457	29.8	45.35	39.25	19.606	372.78	62	1.5	83.6	77.4	37.92	1.1990
12	2.375	28.7	44.95	39.60	18.95	353.16	62	1.5	83.2	77	37.92	1.1990
13	2.290	29	45.10	37.87	18.27	333.54	62	1.5	83.3	77.3	36.69	1.1990
14	2.202	29	45.45	37.20	17.56	304.11	62	1.5	83.6	77.7	36.08	1.1990
15	2.119	29.4	46.30	36.78	16.90	284.49	62	1.5	83.7	77.9	35.47	1.1990
16	2.033	29.1	46.30	35.91	16.218	264.87	62	1.5	83.5	77.8	34.86	1.1990
17	1.953	27.7	45.50	35.62	15.58	245.25	62	1.5	83.7	78	34.86	1.1990
18	1.870	25.5	44.30	35.94	14.82	235.44	62	1.5	83.2	77.5	34.86	1.1990
19	1.187	27.8	49.50	26.40	9.533	206.01	62	1.5	83.3	79	26.29	1.1990
20	1.102	27.5	50.30	25.75	8.852	186.39	62	1.5	83.9	79.7	25.67	1.1990
21	1.018	25.5	49.85	25.34	8.1198	166.77	62	1.5	83.5	79.4	25.06	1.1990
22	0.931	24.3	49.90	24.34	7.426	147.15	62	1.5	83.8	79.8	24.45	1.1990
23	0.847	24.7	50.50	22.31	6.756	127.53	62	1.5	83.2	79.6	22.01	1.1990
24	0.763	29.7	54.50	19.44	6.2092	107.91	62	1.5	84.2	81	19.55	1.1990
25	0.677	30.6	55.65	17.44	5.506	98.1	62	1.5	84	81.2	17.11	1.1990

7. SCHIMBATOR:400x400x45x4.0

Nr. crt	Marimile măsurate și calculate de partea aerului					Marimile măsurate și calculate de partea apei						
	m_a	t_a	t''_a	Q_a	W_a	Δp_a	φ	m_w	t_w	t''_w	Q_w	W_w
-	Kg/s	°C	°C	W	m/s	N/m ²	%	l/mins	°C	°C	W	m/s
1	2.545	30.7	51.45	54.31	20.569	667.08	65	133.33	83.8	78.3	49.81	1.1846
2	2.457	30.5	50.95	51.69	19.86	588.6	65	133.33	83.4	78.1	48.02	1.1846
3	2.375	31.2	52.10	51.06	19.198	578.79	66	133.33	83.8	78.6	47.09	1.1846
4	2.290	31.5	52.65	49.82	18.629	568.98	66	133.33	84	78.9	46.19	1.1846
5	2.202	32	53.40	48.46	17.909	549.36	66	133.33	83.9	79	44.37	1.1846
6	2.119	32.2	53.70	46.86	17.236	519.93	66	133.33	83.8	79	43.47	1.1846
7	2.033	33.1	54.60	44.95	16.5359	490.5	66	133.33	84	79.3	42.56	1.1846
8	1.953	32.9	55.05	44.49	15.88	451.26	64	133.33	84	79.4	41.66	1.1846
9	1.870	34	55.90	42.12	15.30	431.64	64	133.33	84.2	79.9	38.92	1.1846
10	1.865	31.3	54.00	43.53	15.167	431.64	64	133.33	83.5	78.8	42.56	1.1846
11	1.780	31.5	54.55	42.19	14.476721	392.4	64	133.33	83.5	79	40.75	1.1846
12	1.701	33.5	56.30	39.89	13.926092	372.78	64	133.33	84.1	79.8	38.94	1.1846
13	1.611	33.7	56.85	38.36	13.190297	343.35	62	133.33	83.8	79.7	37.13	1.1846
14	1.528	34.3	57.60	36.61	12.507035	313.92	62	133.33	83.7	79.8	35.32	1.1846
15	1.443	34.6	58.50	35.48	11.892413	294.3	62	133.33	84.2	80.4	34.40	1.1846
16	1.358	35	59.20	34.08	11.192235	264.87	62	133.33	84.2	80.6	32.59	1.1846
17	1.272	34.8	59.55	32.39	10.483841	235.44	62	133.33	84.2	80.7	31.68	1.1846
18	1.185	35.7	60.50	30.47	9.8272908	215.82	60	133.33	84.1	80.8	29.87	1.1846
19	1.187	36.8	61.30	30.15	9.8424167	215.82	60	133.33	84.1	80.8	29.87	1.1846
20	1.102	37.2	62.30	28.68	9.1391003	186.39	60	133.33	84.4	81.3	28.06	1.1846
21	1.018	37.6	63.00	26.80	8.4908595	166.77	60	133.33	84.2	81.4	25.35	1.1846
22	0.934	37.6	63.50	25.06	7.7882344	147.15	60	133.33	84	81.4	23.54	1.1846
23	0.847	38.1	64.40	23.09	7.0648222	127.53	60	133.33	84.4	81.9	22.62	1.1846
24	0.763	38.4	65.50	21.44	6.3681446	117.72	60	133.33	84.6	82.3	20.81	1.1846
25	0.677	38.5	66.10	19.37	5.6817522	98.1	58	133.33	84.4	82.3	19.00	1.1846
26	0.593	38.6	67.10	17.53	4.9797322	78.48	58	133.33	84.3	82.4	17.19	1.1846
27	0.509	38.7	67.90	15.40	4.2709535	68.67	58	133.33	84.2	82.5	15.38	1.1846
28	0.424	38.8	68.55	13.09	3.5627344	49.05	58	133.33	84.1	82.7	12.67	1.1846
29	0.338	38.8	69.80	10.88	2.8583770	39.24	65	133.33	84.2	83	10.86	1.1846

8. SCHIMBATOR:400x400x65x4.0

Nr. crt	Marimile măsurate și calculate de partea aerului					Marimile măsurate și calculate de partea apei						
	m_a Kg/s	t_a °C	t''_a °C	Q_a W	W_a m/s	ΔP_a N/m ²	ϕ %	m_w l/min	t_w °C	t''_w °C	Q_w W	W_w m/s
1	1.187	32.7	65.40	39.93	9.8424167	294.3	60	193.33	83.6	80.6	39.38	1.1616
2	1.102	32.7	66.00	37.75	9.1391003	264.87	60	193.33	83.7	80.8	38.06	1.1616
3	1.018	32.5	67.10	36.22	8.4380132	235.44	60	193.33	83.9	81.1	36.75	1.1616
4	0.934	33.2	67.95	33.37	7.7882344	206.01	60	193.33	83.9	81.4	32.81	1.1616
5	0.847	33	68.50	30.92	7.0648222	166.77	60	193.33	83.9	81.6	30.19	1.1616
6	0.760	32.6	69.30	28.69	6.3408719	147.15	60	193.33	84	81.8	28.88	1.1616
7	0.677	32.7	70.10	26.04	5.6469495	117.72	60	193.33	83.9	81.9	26.25	1.1616
8	2.545	29.2	55.90	69.79	20.701768	1039.86	67	193.33	83.6	78.3	69.62	1.1616
9	2.457	27.2	55.20	70.50	19.863175	1000.62	67	193.33	83.6	78.2	70.94	1.1616
10	2.375	29.7	56.95	66.48	19.322255	951.57	66	193.33	83.5	78.5	65.66	1.1616
11	2.290	30.6	57.65	63.71	18.749840	892.71	66	193.33	83.4	78.7	61.72	1.1616
12	2.202	32.8	59.90	61.37	18.139075	843.66	64	193.33	84.1	79.5	60.40	1.1616
13	2.119	33.2	59.85	58.08	17.457194	784.8	62	193.33	83.7	79.4	56.46	1.1616
14	2.033	30.6	59.30	60.00	16.642834	745.56	60	193.33	83.9	79.3	60.40	1.1616
15	1.953	30.4	59.35	58.15	15.989917	686.7	60	193.33	83.7	79.4	56.46	1.1616
16	1.870	30.4	59.80	56.54	15.309180	637.65	60	193.33	83.5	79.3	55.15	1.1616
17	1.865	31.1	59.90	55.23	15.265736	647.46	60	193.33	83.4	79.4	52.52	1.1616
18	1.780	31.3	60.80	54.00	14.661952	598.41	60	193.33	83.7	79.6	53.84	1.1616
19	1.697	30.6	60.70	52.55	13.897415	549.36	60	193.33	83.7	79.8	51.21	1.1616
20	1.611	30.7	61.20	50.54	13.190297	510.12	62	193.33	83.4	79.7	48.59	1.1616
21	1.528	30.8	62.30	49.49	12.585747	461.07	62	193.33	83.8	80.1	48.59	1.1616
22	1.439	30.8	62.80	47.37	11.858386	421.83	64	193.33	83.7	80.1	47.27	1.1616
23	1.358	31.2	63.20	44.71	11.192235	392.4	64	193.33	83.7	80.3	44.63	1.1616
24	1.272	30.2	63.90	44.11	10.483841	333.54	64	193.33	83.7	80.4	43.31	1.1616
25	1.185	30.6	64.95	41.88	9.7654436	353.16	64	193.33	84	80.8	42.00	1.1616
26	0.593	31.7	71.35	24.19	4.9492296	98.1	64	193.33	84.5	82.7	23.62	1.1616
27	0.509	32.1	72.15	20.96	4.2709535	78.48	64	193.33	84.5	82.9	20.99	1.1616
28	0.424	32.2	73.05	17.83	3.5627344	58.86	64	193.33	84.5	83.2	17.06	1.1616
29	0.338	32.6	73.25	14.15	2.8407341	39.24	64	193.33	84.1	83.1	13.12	1.1616

9. SCHIMBATOR:400x400x95x4.0

Nr. crt	Marimile măsurate și calculate de partea aerului					Marimile măsurate și calculate de partea apei						
	m_a	t_a	t'_a	Q_a	w_a	Δp_a	ϕ	m_w	t_w	t'_w	Q_w	w_w
-	Kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W	m/s	N/m^2	%	l/min	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W	m/s
1	2.537	32.5	64.20	82.72	21.0346	1373.4	68	300	80.1	83.9	77.40	1.1860
2	2.457	32.5	64.25	80.25	20.3750	1314.54	68	300	83.8	80.1	75.39	1.1860
3	2.375	32.9	65.05	78.54	19.693424	1226.25	68	300	83.9	80.3	73.32	1.1860
4	2.290	33.1	65.15	75.49	18.987335	1157.58	68	300	83.8	80.3	71.29	1.1860
5	2.202	34.1	66.05	72.35	18.368278	1079.1	68	300	83.8	80.4	69.25	1.1860
6	2.119	34.1	66.35	70.28	17.677781	1020.24	64	300	83.7	80.4	67.21	1.1860
7	2.033	34	66.80	68.58	16.959193	951.57	64	300	83.7	80.5	65.18	1.1860
8	1.953	33.9	67.05	66.59	16.293866	892.71	64	300	83.7	80.6	63.14	1.1860
9	1.870	33.8	67.45	64.72	15.600189	833.85	64	300	83.6	80.6	61.10	1.1860
10	1.865	37.1	68.90	61.47	15.651792	843.66	62	300	84.3	81.4	59.07	1.1860
11	1.783	36.6	68.80	59.51	14.966776	774.99	62	300	83.8	81	57.03	1.1860
12	1.697	36.5	69.30	57.72	14.248867	725.94	62	300	84	81.3	54.99	1.1860
13	1.611	36.7	70.10	55.78	13.523867	676.89	62	300	84.3	81.7	52.93	1.1860
14	1.528	37.1	70.60	53.05	12.823326	608.22	62	300	84.3	81.8	50.90	1.1860
15	1.439	37	70.85	50.51	12.082234	549.36	62	300	84	81.6	48.88	1.1860
16	1.354	37	71.35	48.22	11.437258	500.31	62	300	84.1	81.8	46.85	1.1860
17	1.272	36.5	71.80	46.56	10.748083	451.26	62	300	84.1	81.9	44.79	1.1860
18	1.185	37	72.55	43.68	10.011578	402.21	62	300	84	81.9	42.77	1.1860
19	1.187	33.8	71.40	45.91	9.9650984	402.21	60	300	84	81.8	44.81	1.1860
20	1.102	34.2	72.70	43.65	9.2530155	353.16	60	300	84.5	82.4	42.75	1.1860
21	1.018	34.2	72.70	40.30	8.5431896	304.11	60	300	83.9	82	38.70	1.1860
22	0.934	34.6	73.65	37.49	7.8849023	264.87	60	300	84.2	82.4	36.65	1.1860
23	0.847	34.4	74.25	34.71	7.1525110	225.63	60	300	84.2	82.5	34.61	1.1860
24	0.763	34.7	75.25	31.83	6.4471863	196.2	60	300	84.4	82.9	30.54	1.1860
25	0.677	34.6	76.15	28.93	5.7170396	166.77	60	300	84.7	83.3	28.49	1.1860
26	0.593	34.3	76.35	25.66	5.0106596	127.53	60	300	84.6	83.4	24.42	1.1860
27	0.509	34.2	76.85	22.32	4.297479	107.91	62	300	84.4	83.3	22.40	1.1860
28	0.424	34.7	77.30	18.60	3.6065910	78.48	62	300	84.2	83.3	18.32	1.1860
29	0.338	34.8	77.90	15.00	2.8757031	58.86	62	300	84.7	84	14.25	1.1860

10. SCHIMBATOR:400x400x115x4.0

Nr. crt	Marimile măsurate și calculate de partea aerului					Marimile măsurate și calculate de partea apei						
	m_a	t_a	t'_a	Q_a	W_a	Δp_a	φ	m_w	t_w	t'_w	Q_w	W_w
-	Kg/s	°C	°C	W	m/s	N/m ²	%	l/min	°C	°C	W	m/s
1	0.593	35.1	78.20	26.50	5.0410318	147.15	65	300	84.2	82.9	26.47	0.9779
2	0.509	36.5	79.15	22.49	4.3235282	117.72	65	300	84.2	83.1	22.40	0.9779
3	0.424	37.4	80.05	18.76	3.6284153	98.1	65	300	84.7	83.8	18.32	0.9779
4	0.338	37.5	80.45	15.07	2.8931046	68.67	65	300	84.9	84.2	14.25	0.9779
5	1.187	36.9	75.80	47.87	10.087767	470.88	60	300	84.2	81.9	46.83	0.9779
6	1.100	36.8	76.50	45.27	9.3477042	412.02	60	300	84.3	82.1	44.79	0.9779
7	1.018	36.1	76.75	42.89	8.6483547	372.78	60	300	84.2	82.1	42.75	0.9779
8	0.934	35.8	77.65	40.50	7.9326967	323.73	60	300	84.4	82.5	38.68	0.9779
9	0.847	36	77.85	36.74	7.1958660	284.49	60	300	84.2	82.4	36.65	0.9779
10	0.763	40.2	79.37	31.31	6.5255158	235.44	58	300	84.6	83.2	28.50	0.9779
11	0.677	38.3	79.03	28.58	5.7864982	196.2	58	300	84.2	82.9	26.47	0.9779
12	1.865	35.5	71.73	70.03	15.651792	990.81	56	300	83.8	80.4	69.25	0.9779
13	1.780	37.4	73.13	65.92	15.031502	931.95	56	300	84.2	81	65.18	0.9779
14	1.697	38.2	73.40	61.94	14.337361	863.28	56	300	83.8	80.8	61.10	0.9779
15	1.611	38.3	73.70	59.12	13.690343	784.8	56	300	83.8	80.9	59.07	0.9779
16	1.528	30.8	72.43	65.41	12.744778	716.13	62	300	83.8	80.6	65.18	0.9779
17	1.439	30.8	72.40	61.58	12.008227	657.27	62	300	83.5	80.5	61.10	0.9779
18	1.358	31.5	74.20	59.66	11.403508	598.41	62	300	84.2	81.3	59.07	0.9779
19	1.272	31.3	74.53	56.58	10.681742	539.55	62	300	84	81.3	54.99	0.9779
20	1.185	31.2	74.77	53.11	9.9497840	480.69	62	300	83.8	81.3	50.92	0.9779
21	2.545	30.4	67.87	98.07	21.099437	1638.27	64	300	83.7	79.1	93.73	0.9779
22	2.457	29.8	67.87	96.09	20.375058	1540.17	64	300	83.3	78.9	89.65	0.9779
23	2.375	29.7	67.90	93.20	19.693424	1461.69	64	300	83.5	79.2	87.62	0.9779
24	2.290	30.6	68.80	89.98	18.987335	1393.02	64	300	83.7	79.5	85.58	0.9779
25	2.202	30.6	69.30	87.64	18.253955	1294.92	64	300	83.8	79.8	81.50	0.9779
26	2.119	30.4	69.80	85.87	17.677781	1206.63	64	300	83.8	79.9	79.47	0.9779
27	2.033	27.6	69.13	86.51	16.853641	1128.15	66	300	83.7	79.6	83.54	0.9779
28	1.953	28	69.57	83.28	16.192454	1049.67	66	300	83.5	79.5	81.50	0.9779
29	1.870	29.2	70.63	79.58	15.503094	981	68	300	83.8	80.1	75.39	0.9779

11. SCHIMBATOR:400x400x30x5.0

Nr. crt	Marimile măsurate și calculate de partea aerului					Marimile măsurate și calculate de partea apei						
	m_a	t_a	t'_a	Q_a	w_a	Δp_a	ϕ	m_w	t_w	t'_w	Q_w	w_w
-	Kg/s	°C	°C	W	m/s	N/m ²	%	l/min	°C	°C	W	m/s
1	2.545	26.7	41.60	38.81	19.886	568.98	76	90	83.7	77.6	37.30	1.1990
2	2.457	27.4	42.07	36.93	19.203	539.55	74	90	83.7	77.8	36.08	1.1990
3	2.375	28.1	42.73	35.66	18.561	510.12	72	90	83.3	77.6	34.86	1.1990
4	2.290	29.4	44.20	34.81	18.012	480.69	70	90	84	78.4	34.23	1.1990
5	2.202	29.7	44.70	33.92	17.31	451.26	68	90	83.8	78.4	33.01	1.1990
6	2.119	29.9	45.10	33.08	16.66	421.83	68	90	83.6	78.3	32.41	1.1990
7	2.033	31.6	46.60	31.36	16.093	382.59	66	90	83.8	78.8	30.56	1.1990
8	1.953	32.4	47.40	30.13	15.46	362.97	64	90	83.8	79	29.34	1.1990
9	1.870	33.2	48.00	28.46	14.89	343.35	64	90	83.6	79.1	27.51	1.1990
10	1.865	31.7	47.20	29.73	14.76	343.35	52	90	83.4	78.7	28.73	1.1990
11	1.780	31.4	47.17	28.86	14.08	313.92	52	90	83.4	78.8	28.12	1.1990
12	1.697	32.6	48.40	27.58	13.52	294.3	52	90	83.6	79.1	27.51	1.1990
13	1.611	32.5	48.93	27.23	12.83	274.68	52	90	83.7	79.4	26.29	1.1990
14	1.528	32.7	49.40	26.24	12.172	245.25	52	90	84.1	79.9	25.66	1.1990
15	1.439	34.1	50.80	24.72	11.542	225.63	50	90	83.8	79.8	24.45	1.1990
16	1.358	33.7	50.40	23.33	10.89	206.01	50	90	83.8	80	23.23	1.1990
17	1.272	32.8	50.70	23.43	10.139	186.39	50	90	84.1	80.4	22.61	1.1990
18	1.185	33.2	51.53	22.35	9.5056	166.77	50	90	84.1	80.5	22.00	1.1990
19	1.187	33.3	51.57	22.30	9.520	166.77	48	90	84.5	80.9	22.00	1.1990
20	1.102	32.7	51.67	21.50	8.84	147.15	48	90	84.4	80.9	21.39	1.1990
21	1.018	33	52.40	20.31	8.161	127.53	48	90	84.3	81	20.16	1.1990
22	0.934	34.8	53.97	18.40	7.534	107.91	48	90	84.4	81.4	18.33	1.1990
23	0.847	34	54.07	17.48	6.834	88.29	48	90	84.3	81.5	17.11	1.1990
24	0.767	34	54.47	16.14	6.187	78.48	48	90	84.2	81.6	15.89	1.1990
25	0.677	33.4	54.83	14.92	5.463	68.67	48	90	84.3	81.9	14.66	1.1990
26	0.593	34.2	56.37	13.52	4.788	49.05	48	90	84.2	82	13.44	1.1990
27	0.509	33.6	56.50	11.98	4.106	39.24	48	90	84.1	82.1	12.22	1.1990
28	0.509	34.6	56.77	11.60	4.1066	39.24	48	90	83.8	81.9	11.61	1.1990
29	0.424	34.4	57.60	10.13	3.447	29.43	48	90	84.3	82.7	9.77	1.1990

12. SCHIMBATOR:400x400x45x5.0

Nr. crt	Marimile măsurate și calculate de partea aerului					Marimile măsurate și calculate de partea apei						
	m_a	t_a	t''_a	Q_a	w_a	ΔP_a	ϕ	m_w	t_w	t''_w	Q_w	w_w
-	Kg/s	°C	°C	W	m/s	N/m ²	%	l/min	°C	°C	W	m/s
1	1,187	34,8	57,37	27,55	9,642	225,63	52	133,3	83,7	80,7	27,16	1,1846
2	1,102	34,5	57,80	26,42	8,953	196,2	52	133,33	83,8	80,9	26,25	1,1846
3	1,018	34,4	58,80	25,54	8,266	176,58	52	133,33	84,4	81,6	25,34	1,1846
4	0,934	34	59,33	24,32	7,582	156,96	52	133,33	84,4	81,7	24,43	1,1846
5	0,847	34,7	60,30	22,30	6,877	137,34	52	133,33	84,4	81,8	23,53	1,1846
6	0,847	34,7	60,50	22,47	6,877	137,34	52	133,33	84,4	81,9	22,62	1,1846
7	0,763	34,8	61,23	20,75	6,2389	117,72	52	133,33	84,5	82,2	20,81	1,1846
8	0,691	34,8	61,90	19,27	5,651	98,1	52	133,33	84,6	82,5	19,00	1,1846
9	0,593	34,8	61,60	16,35	4,848	68,67	52	133,33	84,1	82,3	16,29	1,1846
10	0,509	34,8	62,80	14,65	4,158	58,86	52	133,33	84,5	82,8	15,38	1,1846
11	0,509	34,5	62,70	14,76	4,158	58,86	52	133,33	84,2	82,6	14,48	1,1846
12	0,424	34,5	63,40	12,62	3,469	39,24	52	133,33	84,4	83	12,67	1,1846
13	0,338	34,5	64,00	10,27	2,7660	29,43	52	133,33	84,4	83,2	10,86	1,1846
14	0,338	34,4	64,00	10,30	2,7660	29,43	52	133,33	84,4	83,3	9,95	1,1846
15	1,865	29,7	51,40	41,56	14,85	490,5	54	133,33	84,1	79,6	40,75	1,1846
16	1,780	29,5	51,67	40,52	14,18	451,26	54	133,33	84,1	79,7	39,85	1,1846
17	1,697	29,4	51,97	39,35	13,52	421,83	54	133,33	84,2	79,9	38,92	1,1846
18	1,611	29	52,17	38,34	12,83	382,59	54	133,33	84,2	80	38,02	1,1846
19	1,528	29,1	52,57	36,82	12,17	353,16	56	133,33	84,2	80,1	37,11	1,1846
20	1,443	29	52,97	35,53	11,50	313,92	56	133,33	84	80,1	35,30	1,1846
21	1,358	29	53,43	34,09	10,82	284,49	56	133,33	84	80,2	34,40	1,1846
22	1,272	28,5	54,03	33,33	10,139	264,87	56	133,33	84,2	80,5	33,49	1,1846
23	1,185	28,5	54,43	31,53	9,444	225,63	56	133,33	84,1	80,6	31,68	1,1846
24	2,545	31,6	48,60	44,50	20,278	833,85	56	133,33	80,2	75,4	43,54	1,1846
25	2,457	31,7	48,87	43,39	19,582	784,8	56	133,33	80	75,5	40,82	1,1846
26	2,375	31,5	49,07	42,92	18,927	745,56	56	133,33	80,1	75,7	39,91	1,1846
27	2,290	31,5	49,40	42,16	18,248	716,13	56	133,33	80,1	75,8	39,01	1,1846
28	2,202	31,6	49,70	40,99	17,543	647,46	56	133,33	80	75,8	38,10	1,1846
29	2,119	31,4	50,00	40,54	16,884	608,22	56	133,33	80,3	76,2	37,18	1,1846

13. SCHIMBATOR:400x400x65x5.0

Nr. crt	Marimile măsurate și calculate de partea aerului					Marimile măsurate și calculate de partea apei						
	m_a Kg/s	t_a °C	t'_a °C	Q_a W	w_a m/s	ΔP_a N/m ²	ϕ %	m_w l/min	t_w °C	t'_w °C	Q_w W	w_w m/s
1	2,545	33,6	56,90	60,99	20,540	706,32	58	193,33	83,7	79,1	60,40	1,1616
2	2,457	33,8	57,20	59,15	19,83	667,08	58	193,33	83,7	79,2	59,09	1,1616
3	2,375	32,7	57,10	59,61	19,172	627,84	58	193,33	83,6	79,1	59,09	1,1616
4	2,290	32,5	56,93	57,55	18,48	588,6	58	193,33	83,5	79,1	57,78	1,1616
5	2,202	31,2	56,70	57,74	17,656	549,36	58	193,33	83,3	78,9	57,78	1,1616
6	2,119	31,5	57,23	56,08	17,1026	519,93	58	193,33	83,5	79,2	56,46	1,1616
7	2,033	31,4	57,70	54,99	16,407	480,69	58	193,33	83,2	79	55,15	1,1616
8	1,953	31	57,70	53,63	15,7637	421,83	58	193,33	83,4	79,3	53,84	1,1616
9	1,870	30,1	57,13	51,99	14,9957	392,4	58	193,33	82,3	78,4	51,23	1,1616
10	1,865	36,3	61,33	48,39	15,2404	382,59	58	193,33	83,9	80,3	47,25	1,1616
11	1,780	36,7	61,90	46,49	14,5461	362,97	58	193,33	83,8	80,3	45,94	1,1616
12	1,697	38,6	63,43	43,70	13,961	333,54	58	193,33	83,8	80,5	43,31	1,1616
13	1,611	37,9	63,30	42,42	13,250	304,11	58	193,33	84,3	81,2	40,69	1,1616
14	1,528	38,5	64,33	40,91	12,564	274,68	58	193,33	84	81	39,38	1,1616
15	1,439	38,5	64,73	39,14	11,838	245,25	58	193,33	84,2	81,3	38,06	1,1616
16	1,358	39,5	65,67	36,85	11,242	225,63	58	193,33	84,1	81,3	36,75	1,1616
17	1,272	39,8	66,10	34,69	10,530	215,82	58	193,33	84,2	81,6	34,13	1,1616
18	1,185	39,8	66,10	32,32	9,8090	186,39	58	193,33	84,1	81,8	30,19	1,1616
19	1,187	38,3	65,07	32,94	9,7639	176,58	54	193,33	83,5	81	32,81	1,1616
20	1,102	38,3	65,50	31,08	9,066	156,96	54	193,33	83,2	80,9	30,19	1,1616
21	1,018	38,4	65,93	29,05	8,422	137,34	54	193,33	82,9	80,7	28,89	1,1616
22	0,934	39,3	66,53	26,35	7,725	117,72	54	193,33	82,4	80,5	24,95	1,1616
23	0,847	38,4	66,80	24,93	7,0078	98,1	54	193,33	82,2	80,3	24,95	1,1616
24	0,763	38	66,97	22,92	6,316	88,29	54	193,33	81,5	79,8	22,33	1,1616
25	0,677	38	67,20	20,49	5,601	68,67	54	193,33	81	79,5	19,71	1,1616
26	0,593	37,1	69,50	19,92	4,909	58,86	54	193,33	84	82,5	19,68	1,1616
27	0,509	37,9	70,37	17,12	4,2366	49,05	54	193,33	83,9	82,6	17,06	1,1616
28	0,424	38,1	70,97	14,46	3,53415	39,24	54	193,33	84	82,9	14,43	1,1616

14. SCHIMBATOR:400x400x95x5.0

Nr. crt	Marimile măsurate și calculate de partea aerului					Marimile măsurate și calculate de partea apei						
	m_a Kg/s	t_a °C	t''_a °C	Q_a W	W_a m/s	Δp_a N/m ²	ϕ %	m_w l/min	t_w °C	t''_w °C	Q_w W	W_w m/s
1	2,545	40,3	66,83	70,72	21,0602	1648,08	54	300	84,1	80,7	69,25	0,005
2	2,457	38,8	66,23	69,89	20,337	1559,79	54	300	83,8	80,4	69,25	0,005
3	2,375	39,5	67,13	68,04	19,656	1471,5	54	300	84,1	80,8	67,21	0,005
4	2,290	41,2	67,90	64,04	19,069	1383,21	54	300	84,2	81,1	63,14	0,005
5	2,202	39	67,13	64,21	18,220	1304,73	54	300	83,7	80,6	63,14	0,005
6	2,119	37,4	67,07	65,16	17,535	1236,06	54	300	83,7	80,6	63,14	0,005
7	2,033	38,1	67,37	61,67	16,822	1049,67	54	300	83,6	80,6	61,10	0,005
8	1,953	37,1	67,93	62,42	16,1623	971,19	54	300	84,1	81,1	61,10	0,005
9	1,870	36,8	68,20	60,86	15,4743	912,33	54	300	84,1	81,2	59,07	0,005
10	1,865	41,8	69,93	54,94	15,5262	902,52	54	300	84	81,4	52,96	0,005
11	1,780	41,6	70,27	53,43	14,818	843,66	54	300	84,2	81,7	50,92	0,005
12	1,697	41,4	70,27	51,32	14,134	784,8	52	300	83,9	81,5	48,88	0,005
13	1,611	41,7	70,83	49,15	13,496	716,13	52	300	84	81,7	46,85	0,005
14	1,528	41,7	71,23	47,25	12,797	657,27	52	300	84	81,8	44,81	0,005
15	1,439	42	72,03	45,27	12,057	588,6	52	300	84,2	82,1	42,75	0,005
16	1,358	41,8	72,07	43,06	11,380	539,55	52	300	84	82	40,72	0,005
17	1,272	42,6	73,00	40,51	10,660	480,69	52	300	84,1	82,2	38,68	0,005
18	1,185	41,4	72,90	39,10	9,9297	421,83	52	300	84,1	82,2	38,68	0,005
19	1,187	41,6	73,23	39,33	9,9450	421,83	52	300	84,2	82,3	38,68	0,005
20	1,102	41,3	73,47	37,13	9,23442	372,78	52	300	84	82,2	36,65	0,005
21	1,018	38,2	73,60	37,35	8,4746	323,73	56	300	84,2	82,4	36,65	0,005
22	0,934	39,6	74,37	33,64	7,8204	284,49	56	300	84,4	82,8	32,57	0,005
23	0,847	40	75,13	31,16	7,0940	245,25	56	300	84,3	82,8	30,54	0,005
24	0,763	39,3	75,40	28,56	6,3945	206,01	56	300	84,3	82,9	28,50	0,005
25	0,677	39,8	76,07	25,45	5,670	166,77	58	300	84,6	83,4	24,42	0,005
26	0,593	38,8	76,23	23,02	4,969	127,53	58	300	84,3	83,2	22,40	0,005
27	0,509	37,9	76,53	20,38	4,262	98,1	58	300	84,1	83,1	20,36	0,005
28	0,424	38,1	77,20	17,20	3,5555	78,48	58	300	84,6	83,8	16,28	0,005
29	0,338	37,8	76,07	13,42	2,8350	58,86	58	300	84,2	83,6	12,22	0,005

15. SCHIMBATOR:400x400x115x5.0

Nr. crt	Marimile măsurate și calculate de partea aerului					Marimile măsurate și calculate de partea apei						
	m _a Kg/s	t' _a °C	t'' _a °C	Q _a W	W _a m/s	ΔP _a N/m ²	φ	m _w l/min	t' _w °C	t'' _w °C	Q _w W	W _w m/s
1	2,545	35,8	67,03	82,40	20,931	1697,13	62	300	83,9	80	79,47	0,9779
2	2,457	36,2	67,57	79,91	20,21	1599,03	62	300	84,1	80,3	77,40	0,9779
3	2,375	36,1	67,77	77,97	19,536	1520,55	62	300	83,9	80,2	75,36	0,9779
4	2,290	36,5	68,23	75,34	18,9520	1442,07	62	300	83,8	80,3	71,29	0,9779
5	2,202	37	68,90	72,81	18,220	1343,97	62	300	83,9	80,5	69,25	0,9779
6	2,119	37,1	69,20	70,51	17,535	1265,49	62	300	84,1	80,8	67,21	0,9779
7	2,033	36,8	69,67	69,26	16,822	1167,39	62	300	84,1	80,9	65,18	0,9779
8	1,953	36,2	69,73	67,89	16,162	1088,91	62	300	84,1	81	63,14	0,9779
9	1,870	36,6	70,50	65,71	15,4743	1010,43	62	300	83,9	80,9	61,10	0,9779
10	1,865	39,2	71,00	61,47	15,526	1039,86	60	300	84	81,2	57,03	0,9779
11	1,780	38,5	71,07	60,08	14,818	961,38	58	300	83,9	81,2	54,99	0,9779
12	1,697	39,2	71,67	57,13	14,1345	902,52	58	300	83,9	81,3	52,96	0,9779
13	1,611	39,2	72,10	54,95	13,4153	824,04	58	300	83,9	81,4	50,92	0,9779
14	1,528	39,4	72,90	53,05	12,79	755,37	58	300	84,1	81,7	48,88	0,9779
15	1,443	38,8	73,33	51,67	12,09	686,7	58	300	84,4	82	48,86	0,9779
16	1,358	37,7	73,50	50,42	11,312	618,03	58	300	84,3	81,9	48,86	0,9779
17	1,272	37,5	73,60	47,62	10,596	559,17	60	300	84,2	82	44,79	0,9779
18	1,185	37,2	74,23	45,50	9,8699	500,31	60	300	84	81,9	42,77	0,9779
19	1,187	38,7	74,63	44,22	9,9450	500,31	62	300	84,4	82,3	42,75	0,9779
20	1,102	38,7	74,80	41,25	9,234	441,45	62	300	84,1	82,2	38,68	0,9779
21	1,018	39,1	75,47	38,37	8,5260	392,4	62	300	84,1	82,3	36,65	0,9779
22	0,934	39,2	76,37	35,97	7,8204	343,35	62	300	84,4	82,7	34,61	0,9779
23	0,847	39,4	76,77	32,80	7,137	294,3	62	300	84,3	82,7	32,57	0,9779
24	0,763	40,8	77,50	29,34	6,4332	245,25	62	300	84,4	83	28,50	0,9779
25	0,677	40,5	77,63	26,32	5,704	196,2	62	300	84,2	83	24,43	0,9779
26	0,593	41,3	78,20	22,92	4,9997	147,15	60	300	84,4	83,3	22,40	0,9779
27	0,509	41,3	78,70	19,93	4,314	127,53	60	300	84,5	83,5	20,35	0,9779
28	0,509	40,9	78,50	20,03	4,288	127,53	60	300	84,2	83,3	18,32	0,9779
29	0,424	41,2	79,40	16,98	3,5987663	98,1	60	300	84,6	83,8	16,28	0,9779

16. SCHIMBATOR:400x400x30x6,5

Nr. crt	Marimile măsurate și calculate de partea aerului						Marimile măsurate și calculate de partea apei					
	m_a	t_a	t'_a	Q_a	w_a	Δp_a	ϕ	m_w	t_w	t'_w	Q_w	w_w
	Kg/s	°C	°C	W	m/s	N/m ²	%	l/min	°C	°C	W	m/s
1	0,593	35,3	53,47	11,17	4,7276	49,05	62	90	84,2	82,4	10,99	1,1990
2	0,509	35,3	54,17	9,95	4,054	39,24	62	90	84,1	82,5	9,77	1,1990
3	0,424	35	54,73	8,68	3,3823	29,43	62	90	84,1	82,7	8,55	1,1990
4	0,338	35,1	55,20	7,05	2,6969	19,62	62	90	83,9	82,8	6,72	1,1990
5	2,545	32,8	44,27	30,01	19,893	598,41	68	90	83,8	78,9	29,95	1,1990
6	2,457	32,7	44,33	29,40	19,210	559,17	68	90	84,1	79,3	29,34	1,1990
7	2,375	33,2	44,87	28,50	18,567	529,74	68	90	83,5	78,9	28,12	1,1990
8	2,290	33,7	45,47	27,72	17,90	500,31	68	90	84,2	79,7	27,51	1,1990
9	2,202	33,1	45,37	27,78	17,210	470,88	68	90	84,3	79,9	26,89	1,1990
10	2,119	33,3	45,60	26,81	16,56	431,64	68	90	83,8	79,5	26,29	1,1990
11	2,033	33,1	45,63	26,20	15,89	402,21	68	90	83,8	79,6	25,67	1,1990
12	1,953	34	46,63	25,38	15,365	372,78	68	90	84,2	80,1	25,05	1,1990
13	1,870	33,5	46,70	25,39	14,711	343,35	68	90	84,2	80,2	24,44	1,1990
14	1,865	39,3	50,80	22,23	14,859	353,16	62	90	83,9	80,3	22,00	1,1990
15	1,780	39,9	51,67	21,71	14,1823	323,73	62	90	84,1	80,6	21,39	1,1990
16	1,697	40,3	52,33	21,39	13,612	304,11	62	90	84,4	81	20,77	1,1990
17	1,611	40	52,00	20,25	12,9199	284,49	60	90	84,4	81,2	19,55	1,1990
18	1,528	40,5	52,70	19,52	12,2506	255,06	58	90	84	80,9	18,94	1,1990
19	1,443	41,2	53,20	18,14	11,5758	235,44	56	90	84	81,1	17,72	1,1990
20	1,358	40,5	53,27	18,16	10,894	215,82	56	90	84,2	81,3	17,72	1,1990
21	1,272	41,1	53,73	16,84	10,2047	186,39	56	90	84,1	81,4	16,50	1,1990
22	1,185	42,2	54,83	15,68	9,5656	166,77	54	90	83,8	81,3	15,28	1,1990
23	1,187	41,8	54,87	16,25	9,58039	156,96	54	90	84,3	81,7	15,88	1,1990
24	1,102	41,8	55,07	15,32	8,8958	137,34	54	90	83,7	81,3	14,66	1,1990
25	1,018	42,2	55,83	14,53	8,21338	117,72	56	90	84	81,7	14,05	1,1990
26	0,934	42,5	56,63	13,82	7,5337	98,1	56	90	84,7	82,5	13,44	1,1990
27	0,847	42,5	56,73	12,62	6,8339	78,48	56	90	84	82	12,22	1,1990
28	0,763	42,3	57,20	11,91	6,1600	68,67	56	90	84,4	82,5	11,60	1,1990
29	0,677	41,7	57,37	11,11	5,4624842	58,86	56	90	83,9	82,2	10,38	1,1990

17. SCHIMBATOR:400x400x45x6.5

Nr. crt	Marimile măsurate și calculate de partea aerului					Marimile măsurate și calculate de partea apei						
	m_a Kg/s	t_a °C	t'_a °C	Q_a W	w_a m/s	ΔP_a N/m ²	φ %	m_w l/min	t_w °C	t'_w °C	Q_w W	w_w m/s
-												
1	0,593	40,3	62,40	13,73	4,817	58,86	60	133,33	84,2	82,8	12,67	1,1846
2	0,509	40,5	63,27	12,13	4,131	49,05	60	133,33	84,3	83	11,76	1,1846
3	0,424	40,8	63,67	10,16	3,467	39,24	60	133,33	84,1	83	9,95	1,1846
4	0,338	39,9	63,67	8,34	2,7481	29,43	60	133,33	84,3	83,4	8,14	1,1846
5	1,187	36,8	57,00	24,86	9,520	186,39	60	133,33	84,2	81,6	23,54	1,1846
6	1,102	36,5	57,13	23,58	8,839	166,77	60	133,33	84,1	81,6	22,63	1,1846
7	1,018	37,1	58,10	22,16	8,1616	147,15	60	133,33	84,2	81,8	21,72	1,1846
8	0,934	37,3	58,47	20,48	7,486	127,53	60	133,33	84	81,8	19,91	1,1846
9	0,847	37,4	59,43	19,34	6,833	107,91	60	133,33	84,5	82,4	19,00	1,1846
10	0,763	37,4	60,33	18,15	6,160	88,29	60	133,33	84	82	18,10	1,1846
11	0,677	38,7	61,93	16,30	5,496	68,67	60	133,33	84,5	82,7	16,29	1,1846
12	1,865	32,5	51,27	35,99	14,66	412,02	64	133,33	83,8	80,1	33,51	1,1846
13	1,780	32,6	51,60	34,78	14,09	382,59	64	133,33	83,9	80,3	32,59	1,1846
14	1,697	34,1	52,70	32,47	13,44	353,16	62	133,33	84,1	80,5	32,59	1,1846
15	1,611	34,5	53,30	31,15	12,756	323,73	62	133,33	83,9	80,5	30,78	1,1846
16	1,528	35,6	54,67	30,19	12,174	294,3	62	133,33	84,4	81,1	29,87	1,1846
17	1,443	35,8	55,33	29,23	11,503	274,68	62	133,33	84,4	81,2	28,97	1,1846
18	1,363	36,7	55,87	27,08	10,929	245,25	62	133,33	83,9	81	26,25	1,1846
19	1,272	36,7	56,23	25,77	10,204	215,82	62	133,33	83,9	81,1	25,35	1,1846
20	1,185	36,9	56,80	24,45	9,505	186,39	60	133,33	84	81,4	23,54	1,1846
21	2,545	40,5	54,70	37,85	20,408	706,32	56	133,33	84,2	80,2	36,21	1,1846
22	2,457	41,2	55,33	36,37	19,83	676,89	56	133,33	84	80,2	34,40	1,1846
23	2,375	42,2	56,37	35,24	19,169	637,65	56	133,33	84,2	80,5	33,49	1,1846
24	2,290	42,1	56,47	34,46	18,4818	598,41	56	133,33	84,5	80,9	32,59	1,1846
25	2,202	42,9	56,87	32,20	17,768	559,17	56	133,33	84	80,6	30,78	1,1846
26	2,119	44,1	58,23	31,36	17,207	519,93	56	133,33	84,3	81	29,87	1,1846
27	2,033	43	57,40	30,66	16,507	480,69	54	133,33	84	80,8	28,97	1,1846
28	1,953	42,2	57,17	30,61	15,7613	441,45	54	133,33	84	80,8	28,97	1,1846
29	1,870	42,7	57,73	29,44	15,184	412,02	54	133,33	83,8	80,7	28,06	1,1846

18. SCHIMBATOR:400x400x65x6.5

Nr. crt.	Marimile măsurate și calculate de partea aerului					Marimile măsurate și calculate de partea apei						
	m_a Kg/s	t_a °C	t'_a °C	Q_a W	w_a m/s	ΔP_a N/m ²	φ %	m_w l/min	t_w °C	t''_w °C	Q_w W	w_w m/s
-												
1	2,545	40	58,70	49,84	20,537	1000.62	54	193,33	83,8	80,3	45,94	1,1616
2	2,457	39,7	58,93	49,00	19,832	941.76	54	193,33	83,8	80,4	44,63	1,1616
3	2,375	37,6	58,03	50,31	19,048	882.9	54	193,33	84	80,3	48,57	1,1616
4	2,290	38,5	58,40	47,24	18,481	843.66	58	193,33	83,7	80,3	44,63	1,1616
5	2,202	37,7	58,43	47,32	17,768	784.8	58	193,33	83,9	80,5	44,63	1,1616
6	2,119	37,4	58,63	46,64	17,10	735.75	58	193,33	84	80,6	44,63	1,1616
7	2,033	37,1	58,87	45,87	16,301	676.89	60	193,33	84	80,7	43,31	1,1616
8	1,953	37,1	58,87	44,07	15,662	627.84	60	193,33	84	80,8	42,00	1,1616
9	1,870	36,7	59,27	43,74	14,995	578.79	60	193,33	84,1	80,9	42,00	1,1616
10	1,865	37,3	58,63	41,23	14,95	578.79	62	193,33	83,7	80,6	40,69	1,1616
11	1,780	38,1	59,97	40,34	14,364	549.36	62	193,33	84	81	39,38	1,1616
12	1,697	38,8	60,80	38,71	13,69	510.12	62	193,33	84,1	81,2	38,06	1,1616
13	1,611	39,2	61,40	37,08	13,08	461.07	62	193,33	84,1	81,4	35,44	1,1616
14	1,528	39,4	61,67	35,26	12,405	421.83	62	193,33	84	81,4	34,13	1,1616
15	1,439	39,2	62,00	34,02	11,688	382.59	62	193,33	83,9	81,4	32,81	1,1616
16	1,358	38,4	62,33	33,70	11,031	343.35	62	193,33	84,1	81,6	32,81	1,1616
17	1,272	38,7	62,67	31,61	10,333	304.11	62	193,33	83,9	81,5	31,50	1,1616
18	1,185	38,5	63,17	30,31	9,6255	264.87	62	193,33	83,9	81,6	30,19	1,1616
19	1,187	37	62,77	31,71	9,580	264.87	60	193,33	84,3	81,9	31,49	1,1616
20	1,102	36,5	63,00	30,28	8,8958	235.44	60	193,33	84,3	82	30,18	1,1616
21	1,018	36,6	63,47	28,34	8,2648	206.01	60	193,33	84,2	82,1	27,55	1,1616
22	0,934	36,8	64,17	26,48	7,5808	166.77	60	193,33	84,2	82,2	26,24	1,1616
23	0,847	36,5	64,90	24,93	6,8767	147.15	60	193,33	84,2	82,3	24,93	1,1616
24	0,763	36,8	65,30	22,55	6,1986	127.53	60	193,33	84,2	82,5	22,30	1,1616
25	0,677	37	65,93	20,30	5,4966	98.1	60	193,33	84,2	82,7	19,68	1,1616
26	0,593	33,9	65,20	19,10	4,7874	78.48	66	193,33	84,2	82,8	18,37	1,1616
27	0,509	34,7	66,50	16,64	4,1317	58.86	66	193,33	84,3	83,1	15,74	1,1616
28	0,424	36,2	67,53	13,79	3,4466	39.24	66	193,33	84	83	13,12	1,1616
29	2,545	40	58,70	49,84	20,5377	1000.62	64	193,33	83,8	80,3	45,94	1,1616

19. SCHIMBATOR:400x400x95x6.5

Nr. crt	Marimile măsurate și calculate de partea aerului					Marimile măsurate și calculate de partea apei						
	m_a Kg/s	t_a °C	t'_a °C	Q_a W	w_a m/s	Δp_a N/m ²	ϕ %	m_w l/min	t_w °C	t'_w °C	Q_w W	w_w m/s
-												
1	2,545	42,4	65,30	61,03	20,793	1451.88	52	300	84,2	81,3	59,07	1,1860
2	2,457	42,9	65,53	58,25	20,204	1373.4	52	300	84,1	81,3	57,03	1,1860
3	2,375	42	65,27	57,88	19,408	1294.92	52	300	84	81,3	54,99	1,1860
4	2,290	42	65,83	57,16	18,712	1206.63	52	300	84,2	81,6	52,96	1,1860
5	2,202	42	65,97	55,26	17,989	1137.96	52	300	84	81,5	50,92	1,1860
6	2,119	42	66,30	53,92	17,420	1049.67	52	300	84,1	81,7	48,88	1,1860
7	2,033	42,4	66,50	51,31	16,7126	981	52	300	83,9	81,6	46,85	1,1860
8	1,953	42	66,93	51,00	16,0569	912.33	52	300	84,1	81,8	46,85	1,1860
9	1,870	42,2	67,30	49,15	15,3733	833.85	52	300	84,1	81,8	46,85	1,1860
10	1,865	36,6	64,77	54,44	15,1417	843.66	70	300	84	81,4	52,96	1,1860
11	1,780	36,8	65,60	53,13	14,451	794.61	70	300	84,1	81,5	52,96	1,1860
12	1,697	37,2	66,17	50,97	13,784	725.94	68	300	83,8	81,3	50,92	1,1860
13	1,611	37,5	66,97	49,21	13,16	676.89	68	300	84,2	81,8	48,86	1,1860
14	1,528	38,8	67,63	45,66	12,48	618.03	66	300	84,2	82	44,79	1,1860
15	1,439	39,1	68,27	43,52	11,760	539.55	66	300	84	81,9	42,77	1,1860
16	1,358	39	68,50	41,54	11,0999	500.31	66	300	84,1	82,1	40,72	1,1860
17	1,272	40,5	69,10	38,11	10,4619	451.26	66	300	84	82,2	36,65	1,1860
18	1,185	40,1	69,97	37,07	9,7450	382.59	64	300	84,1	82,3	36,65	1,1860
19	1,187	41,2	69,50	35,18	9,7600	372.78	60	300	84	82,3	34,61	1,1860
20	1,102	41	70,17	33,67	9,0626	333.54	60	300	84,2	82,6	32,57	1,1860
21	1,018	41,6	70,77	31,09	8,4181	294.3	60	300	84,1	82,6	30,54	1,1860
22	0,934	42,2	71,67	28,81	7,7215	255.06	60	300	84,2	82,8	28,50	1,1860
23	0,847	42,2	72,03	26,46	7,004	215.82	58	300	84,2	82,9	26,47	1,1860
24	0,847	43,2	72,53	26,01	7,0043	215.82	58	300	84,5	83,3	24,43	1,1860
25	0,763	44,5	73,53	23,21	6,3517	176.58	58	300	84,6	83,4	24,42	1,1860
26	0,763	44,5	73,20	22,94	6,3519639	176.58	57	300	84,4	83,3	22,40	1,1860
27	0,677	43,8	73,83	21,29	5,6324	147.15	57	300	84,4	83,4	20,36	1,1860
28	0,593	45,1	73,87	18,11	4,9365	98.1	57	300	84,4	83,6	16,28	1,1860
29	0,509	45,6	75,17	15,96	4,2595	1451.88	57	300	84,6	83,9	14,25	1,1860

GENERALIZAREA REZULTATELOR

1. NERVURA ONDULATĂ 8,8x3.5X30

Nr.crt	w	k	α	Re	J	C _f
0	[m/s]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]
1	9.94	155.84	179.22	1303.13	0.0128	0.1313
2	9.94	154.67	177.88	1303.78	0.0127	0.1312
5	7.13	129.95	149.44	935.79	0.0149	0.2547
6	6.43	110.62	127.22	842.97	0.0140	0.2770
7	5.74	107.14	123.22	752.51	0.0152	0.2549
8	20.98	105.94	121.83	2750.47	0.0085	0.0164
9	20.98	229.37	263.77	2750.47	0.0089	0.0164
10	20.98	226.82	260.85	2750.47	0.0088	0.0164
11	20.22	225.76	259.63	2650.84	0.0091	0.0168
12	20.20	230.33	264.88	2648.22	0.0093	0.1300
13	20.20	229.26	263.65	2648.22	0.0092	0.1300
14	20.20	231.07	265.73	2648.22	0.0093	0.1300
15	19.45	229.58	264.02	2549.89	0.0096	0.1312
16	19.33	229.69	264.14	2534.16	0.0097	0.1321
17	19.20	221.96	255.25	2517.12	0.0094	0.1332
18	19.20	221.54	254.77	2517.12	0.0094	0.1331
19	18.50	216.81	249.33	2425.35	0.0095	0.0513
20	18.58	217.12	249.69	2435.83	0.0095	0.0508
21	18.58	216.70	249.21	2435.83	0.0095	0.0508
22	17.86	219.85	252.83	2341.44	0.0100	0.0550
23	17.86	215.34	247.64	2341.44	0.0098	0.0526
24	17.74	214.40	246.56	2326.89	0.0098	0.0533
25	17.01	210.54	242.12	2230.01	0.0101	0.0580

2. NERVURA ONDULATĂ 8,8x3.5X45

Nr.crt	w	k	α	Re	j	C_f
0	[m/s]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]
1	5.03	93.60	96.72	659.67	0.0136	0.0805
2	4.31	86.10	85.04	565.78	0.0140	0.0821
3	3.56	76.10	72.79	467.51	0.0145	0.1002
4	9.88	145.10	164.44	1295.63	0.0118	0.0626
5	9.17	142.10	155.26	1203.05	0.0120	0.0666
6	8.52	134.70	145.90	1117.79	0.0121	0.0701
7	7.79	127.10	138.45	1022.36	0.0126	0.0712
8	7.09	121.00	127.42	930.06	0.0127	0.0709
9	6.39	111.90	119.36	838.34	0.0132	0.0748
10	15.42	182.20	209.91	2022.28	0.0096	0.0535
11	14.72	177.90	202.29	1930.14	0.0097	0.0553
12	14.04	172.00	195.37	1841.01	0.0099	0.0569
13	13.32	166.60	194.22	1747.34	0.0103	0.0574
14	12.63	165.70	185.94	1656.82	0.0104	0.0574
15	11.90	159.20	181.00	1561.07	0.0108	0.0611
16	11.23	155.30	175.20	1473.38	0.0111	0.0626
17	10.59	150.70	170.68	1388.80	0.0114	0.0636
18	20.78	212.20	250.09	2724.86	0.0085	0.0495
19	20.07	208.40	248.21	2631.30	0.0088	0.0506
20	19.39	207.00	239.29	2543.27	0.0087	0.0501
21	18.82	200.30	238.22	2467.87	0.0090	0.0503
22	17.81	199.50	230.29	2335.54	0.0092	0.0530
23	17.41	193.50	229.37	2283.36	0.0093	0.0538
24	5.03	192.80	220.58	659.67	0.0136	0.5842
25	4.31	93.60	96.72	565.78	0.0140	0.7669

3. NERVURA ONDULATĂ 8,8x3.5X65

Nr.crt	w	k	α	Re	j	C_f
0	[m/s]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]
1	20.85	207.90	245.79	2733.43	0.0083	0.0531
2	20.45	205.20	239.07	2680.99	0.0083	0.0522
3	19.77	200.15	237.50	2591.84	0.0085	0.0527
4	19.06	198.97	234.01	2498.76	0.0087	0.0533
5	18.44	196.33	229.44	2417.48	0.0088	0.0533
6	17.67	192.87	221.32	2316.53	0.0089	0.0541
7	17.02	186.68	216.54	2231.32	0.0090	0.0559
8	16.46	183.02	212.70	2157.90	0.0091	0.0552
9	15.76	180.06	214.22	2066.13	0.0096	0.0560
10	15.62	181.23	209.22	2047.78	0.0095	0.0563
11	15.01	177.38	203.85	1967.81	0.0096	0.0578
12	14.30	173.22	198.70	1874.73	0.0098	0.0585
13	13.58	169.21	191.59	1780.33	0.0100	0.0592
14	12.95	163.65	190.15	1697.74	0.0104	0.0598
15	12.20	162.52	179.80	1599.42	0.0104	0.0615
16	11.48	154.36	173.90	1505.02	0.0107	0.0628
17	10.86	149.67	166.03	1423.74	0.0108	0.0627
18	10.05	143.38	169.06	1317.55	0.0119	0.0662
19	10.06	145.81	158.20	1318.86	0.0111	0.0644
20	9.34	137.08	153.20	1224.47	0.0116	0.0666
21	8.63	133.04	147.42	1131.39	0.0121	0.0709
22	7.96	128.34	135.06	1043.55	0.0120	0.0695
23	7.23	118.22	126.06	947.85	0.0124	0.0741
24	6.51	110.78	119.61	853.46	0.0130	0.0790
25	20.85	207.90	245.79	2733.43	0.0083	0.0531

4. NERVURA ONDULATĂ 8,8x3.5X95

Nr.crt	w	k	α	Re	j	C_f
0	[m/s]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]
1	15.72	166.89	192.55	2060.89	0.0087	0.0536
2	15.00	165.15	189.80	1966.50	0.0090	0.0551
3	14.31	162.98	180.96	1876.04	0.0090	0.0553
4	13.58	155.95	176.50	1780.34	0.0092	0.0575
5	12.87	152.42	174.90	1687.26	0.0096	0.0582
6	12.13	151.14	165.86	1590.24	0.0097	0.0606
7	11.45	143.81	165.16	1501.10	0.0102	0.0616
8	10.79	143.25	158.33	1414.57	0.0104	0.0631
9	10.05	137.72	141.23	1317.56	0.0100	0.0656
10	21.18	196.82	231.35	2776.70	0.0077	0.0483
11	20.46	195.37	227.62	2682.31	0.0079	0.0486
12	19.77	192.52	219.51	2591.85	0.0079	0.0499
13	19.06	186.25	217.02	2498.77	0.0081	0.0504
14	18.45	184.32	214.80	2418.80	0.0082	0.0506
15	17.75	182.64	207.56	2327.03	0.0083	0.0516
16	17.03	176.96	207.90	2232.63	0.0086	0.0519
17	16.36	177.22	204.08	2144.80	0.0088	0.0536
18	15.66	174.23	190.78	2053.03	0.0086	0.0545
19	10.01	136.27	140.77	1312.31	0.0100	0.0649
20	9.35	123.33	139.63	1225.79	0.0106	0.0662
21	8.63	122.38	130.12	1131.39	0.0107	0.0663
22	7.92	114.50	125.47	1038.31	0.0112	0.0691
23	15.72	166.89	192.55	2060.89	0.0087	0.0536
24	15.00	165.15	189.80	1966.50	0.0090	0.0551
25	14.31	162.98	180.96	1876.04	0.0090	0.0553

5. NERVURA ONDULATĂ 8,8x3.5X115

Nr.crt	w	k	α	Re	j	C _f
0	[m/s]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]
1	21.52	191.42	224.05	2821.27	0.0074	0.0453
2	20.84	186.84	218.91	2732.12	0.0074	0.0456
3	20.14	182.98	215.75	2640.35	0.0076	0.0459
4	19.43	180.61	209.19	2547.27	0.0076	0.0467
5	18.67	175.65	207.07	2447.63	0.0079	0.0474
6	18.01	170.32	204.65	2399.12	0.0080	0.0479
7	17.24	172.20	198.14	2260.16	0.0081	0.0489
8	16.56	167.23	194.42	2171.01	0.0083	0.0501
9	15.96	164.38	191.23	2092.35	0.0085	0.0504
10	15.82	170.00	190.12	2074.00	0.0085	0.0517
11	15.09	161.11	183.24	1978.29	0.0086	0.0529
12	14.39	155.74	183.90	1886.52	0.0091	0.0538
13	13.66	156.25	177.96	1790.82	0.0092	0.0555
14	13.04	151.63	174.47	1709.54	0.0095	0.0556
15	12.28	148.90	162.46	1609.90	0.0094	0.0574
16	11.59	139.45	156.38	1519.44	0.0096	0.0585
17	10.86	134.62	149.45	1423.74	0.0098	0.0608
18	10.12	129.08	146.56	1326.73	0.0103	0.0622
19	10.13	126.75	139.50	1328.04	0.0098	0.0601
20	9.41	120.65	135.50	1233.65	0.0102	0.0629
21	8.68	117.87	129.69	1137.94	0.0106	0.0661
22	8.02	113.08	119.43	1051.42	0.0106	0.0681
23	7.27	104.65	110.44	953.09	0.0108	0.0716
24	6.55	97.207	102.04	858.70	0.0110	0.0766
25	5.82	90.182	99.88	763.00	0.0122	0.0833

6. NERVURA ONDULATĂ 8,8x4.0X30

Nr.crt	w	k	α	Re	j	C _f
0	[m/s]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]
1	14.97	167.79	193.12	2108.04	0.0091	0.0803
2	14.29	164.72	189.59	2012.00	0.0094	0.0840
3	13.71	162.93	187.53	1931.48	0.0097	0.0843
4	13.02	157.47	181.25	1833.20	0.0099	0.0860
5	12.34	153.94	177.18	1738.24	0.0102	0.0872
6	11.55	149.19	171.72	1627.28	0.0105	0.0899
7	10.94	146.08	168.14	1540.79	0.0109	0.0895
8	10.28	142.49	164.01	1447.94	0.0113	0.0932
9	9.58	136.29	156.87	1348.72	0.0116	0.0981
10	20.30	201.11	231.48	2858.37	0.0081	0.0416
11	19.60	197.50	227.32	2760.24	0.0082	0.0424
12	18.95	196.88	226.62	2667.90	0.0085	0.0430
13	18.27	189.52	218.13	2572.24	0.0085	0.0436
14	17.56	185.58	213.60	2472.89	0.0086	0.0431
15	16.90	185.11	213.06	2379.93	0.0089	0.0435
16	16.21	181.39	208.78	2283.19	0.0091	0.0440
17	15.58	175.38	201.86	2193.61	0.0092	0.0441
18	14.82	171.65	197.57	2086.59	0.0094	0.0468
19	9.533	137.58	158.35	1342.13	0.0118	0.0991
20	8.852	133.28	153.41	1246.23	0.0123	0.1040
21	8.119	128.30	147.68	1143.11	0.0129	0.1106
22	7.426	121.84	140.24	1045.51	0.0134	0.1166
23	6.756	113.19	130.28	951.126	0.0137	0.1221
24	6.209	107.97	124.28	874.135	0.0142	0.1224
25	5.506	98.43	113.29	775.140	0.0146	0.1415

7. NERVURA ONDULATĂ 8,8x4.0X45

Nr.crt	w	k	α	Re	j	C_f
0	[m/s]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]
1	20.56	192.37	221.41	2895.75	0.0076	0.0459
2	19.86	183.94	211.72	2796.33	0.0075	0.0434
3	19.19	183.48	211.18	2702.78	0.0078	0.0457
4	18.62	180.39	207.63	2622.65	0.0079	0.0477
5	17.90	177.48	204.28	2521.35	0.0081	0.0499
6	17.23	174.14	200.44	2426.57	0.0082	0.0510
7	16.53	171.76	197.70	2327.93	0.0085	0.0522
8	15.88	169.70	195.32	2236.60	0.0087	0.0521
9	15.30	162.45	186.98	2155.22	0.0086	0.0536
10	15.16	166.21	191.31	2135.31	0.0089	0.0547
11	14.47	161.51	185.90	2038.03	0.0091	0.0545
12	13.92	158.56	182.50	1960.51	0.0093	0.0560
13	13.19	154.56	177.90	1856.93	0.0096	0.0575
14	12.50	150.32	173.02	1760.74	0.0098	0.0585
15	11.89	146.54	168.67	1674.21	0.0100	0.0606
16	11.19	141.90	163.32	1575.64	0.0103	0.0616
17	10.48	136.75	157.40	1475.91	0.0106	0.0624
18	9.82	132.60	152.63	1383.48	0.0110	0.0651
19	9.84	135.78	156.29	1385.61	0.0113	0.0649
20	9.13	129.99	149.62	1286.60	0.0116	0.0650
21	8.49	122.13	140.58	1195.34	0.0117	0.0674
22	7.78	115.52	132.96	1096.42	0.0121	0.0707
23	7.06	109.82	126.41	994.58	0.0127	0.0744
24	6.36	103.44	119.06	896.50	0.0133	0.0846
25	5.68	95.79	110.25	799.87	0.0138	0.0885

8. NERVURA ONDULATĂ 8,8x4.0X65

Nr.crt	w	k	α	Re	j	C_f
0	[m/s]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]
1	9.84	130.50	150.07	1385.62	0.0108	0.0711
2	9.13	125.92	144.80	1286.61	0.0112	0.0750
3	8.43	123.10	141.56	1187.91	0.0119	0.0783
4	7.78	114.61	131.80	1096.43	0.0120	0.0833
5	7.06	106.83	122.85	994.59	0.0123	0.0837
6	6.34	101.80	117.07	892.67	0.0131	0.0931
7	5.64	94.83	109.05	794.98	0.0137	0.0912
8	20.70	188.34	216.59	2914.41	0.0074	0.0532
9	19.86	185.05	212.80	2796.35	0.0076	0.0541
10	19.32	182.57	209.95	2720.20	0.0077	0.0546
11	18.74	177.10	203.66	2639.62	0.0077	0.0547
12	18.13	179.68	206.63	2553.63	0.0081	0.0558
13	17.45	171.14	196.80	2457.64	0.0080	0.0571
14	16.64	172.32	198.16	2342.99	0.0084	0.0588
15	15.98	164.22	188.84	2251.07	0.0084	0.0591
16	15.30	162.13	186.45	2155.24	0.0086	0.0552
17	15.26	158.09	181.80	2149.12	0.0084	0.0607
18	14.66	160.01	184.01	2064.12	0.0089	0.0625
19	13.89	152.09	174.90	1956.49	0.0089	0.0637
20	13.19	147.89	170.07	1856.94	0.0091	0.0650
21	12.58	147.86	170.04	1771.83	0.0096	0.0661
22	11.85	144.44	166.10	1669.43	0.0099	0.0679
23	11.19	137.79	158.46	1575.65	0.0100	0.0720
24	10.48	135.12	155.38	1475.92	0.0105	0.0706
25	9.76	131.77	151.53	1374.78	0.0110	0.0710

9. NERVURA ONDULATĂ 8,8x4.0X115

Nr.crt	w	k	α	Re	j	C_f
	[m/s]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]
0						
1	21.03	182.87	210.23	2961.25	0.0071	0.0428
2	20.37	170.62	196.15	2868.40	0.0068	0.0437
3	19.69	169.49	194.85	2772.43	0.0070	0.0436
4	18.98	164.96	189.64	2673.03	0.0071	0.0443
5	18.36	164.32	188.90	2585.88	0.0073	0.0441
6	17.67	161.09	185.19	2488.67	0.0074	0.0450
7	16.95	158.04	181.68	2387.51	0.0076	0.0456
8	16.29	153.85	176.87	2293.85	0.0077	0.0464
9	15.60	150.92	173.50	2196.19	0.0079	0.0473
10	15.65	152.28	175.06	2203.45	0.0079	0.0475
11	14.96	148.65	170.89	2107.02	0.0081	0.0477
12	14.24	144.19	165.76	2005.95	0.0082	0.0493
13	13.52	140.68	161.73	1903.89	0.0085	0.0511
14	12.82	137.02	157.52	1805.26	0.0087	0.0510
15	12.08	133.37	153.32	1700.93	0.0090	0.0519
16	11.43	128.80	148.07	1610.13	0.0092	0.0528
17	10.74	124.55	143.18	1513.11	0.0094	0.0539
18	10.01	122.04	140.29	1409.43	0.0099	0.0554
19	9.96	118.44	136.16	1402.88	0.0097	0.0559
20	9.25	115.43	132.70	1302.64	0.0102	0.0569
21	8.54	108.23	124.42	1202.71	0.0103	0.0575
22	7.88	103.91	119.46	1110.03	0.0107	0.0588
23	7.15	98.93	113.73	1006.93	0.0113	0.0609
24	6.44	91.71	105.43	907.63	0.0116	0.0651
25	5.71	85.97	98.83	804.84	0.0123	0.0704

10. NERVURA ONDULATĂ 8,8x4.0X95

Nr.crt	w	k	α	Re	j	C_f
0	[m/s]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]
1	5.04	75.07	86.32	709.67	0.0121	0.0660
2	4.32	68.53	78.80	608.66	0.0129	0.0718
3	3.62	58.32	67.06	510.80	0.0131	0.0850
4	2.89	46.55	53.53	407.29	0.0131	0.0936
5	10.08	123.96	142.53	1420.15	0.0100	0.0527
6	9.34	120.60	138.67	1315.96	0.0105	0.0537
7	8.64	115.44	132.74	1217.51	0.0109	0.0568
8	7.93	109.43	125.82	1116.76	0.0112	0.0586
9	7.19	104.02	119.61	1013.03	0.0118	0.0626
10	6.52	95.21	109.48	918.66	0.0119	0.0630
11	5.78	85.89	98.76	814.62	0.0121	0.0668
12	15.65	159.12	182.95	2203.45	0.0083	0.0461
13	15.03	157.72	181.34	2116.13	0.0085	0.0470
14	14.33	153.80	176.84	2018.41	0.0087	0.0479
15	13.69	149.41	171.79	1927.32	0.0089	0.0477
16	12.74	143.29	164.76	1794.21	0.0092	0.0502
17	12.00	136.01	156.38	1690.51	0.0092	0.0520
18	11.40	136.71	157.19	1605.38	0.0098	0.0524
19	10.68	130.77	150.36	1503.77	0.0100	0.0539
20	9.94	123.88	142.44	1400.73	0.0101	0.0553
21	21.09	181.17	208.30	2970.37	0.0070	0.0419
22	20.37	182.27	209.57	2868.40	0.0073	0.0423
23	19.69	175.81	202.15	2772.43	0.0073	0.0429
24	18.98	175.17	201.41	2673.03	0.0075	0.0440
25	18.25	169.99	195.46	2569.79	0.0076	0.0443

11. NERVURA ONDULATĂ 8,8x5.0X30

Nr.crt	w	k	α	Re	j	C _f
0	[m/s]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]
1	19.88	212.70	244.54	3362.30	0.0087	0.0671
2	19.20	206.18	237.04	3247.80	0.0087	0.0682
3	18.56	203.53	233.99	3139.05	0.0089	0.0691
4	18.01	202.20	232.46	3046.03	0.0091	0.0691
5	17.31	198.32	228.00	2927.64	0.0093	0.0702
6	16.66	196.14	225.50	2817.70	0.0096	0.0709
7	16.09	191.01	219.60	2721.30	0.0097	0.0689
8	15.46	186.61	214.54	2614.74	0.0098	0.0708
9	14.89	178.91	205.69	2518.34	0.0098	0.0722
10	14.76	183.08	210.48	2496.35	0.0101	0.0735
11	14.08	177.59	204.17	2381.35	0.0103	0.0739
12	13.52	175.85	202.17	2286.63	0.0106	0.0751
13	12.83	171.06	196.66	2169.93	0.0109	0.0778
14	12.17	165.50	190.27	2058.31	0.0111	0.0772
15	11.54	163.33	187.78	1951.76	0.0115	0.0790
16	10.89	152.72	175.58	1841.82	0.0114	0.0810
17	10.13	148.80	171.07	1713.28	0.0120	0.0847
18	9.50	145.54	167.32	1607.58	0.0125	0.0861
19	9.52	144.14	165.71	1610.11	0.0123	0.0858
20	8.84	139.02	159.83	1495.10	0.0128	0.0878
21	8.16	133.07	152.99	1380.26	0.0133	0.0893
22	7.53	125.42	144.19	1274.22	0.0136	0.0887
23	6.83	117.24	134.79	1155.83	0.0140	0.0882
24	6.18	109.27	125.62	1046.40	0.0144	0.0956
25	5.46	100.33	115.34	923.95	0.0150	0.1073

12 **NERVURA ONDULATĂ 8,8x5.0X45**

Nr.crt	w	k	α	Re	j	C_f
0	[m/s]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]
1	9.64	134.19	154.30	1630.76	0.0113	0.0755
2	8.95	129.15	148.51	1514.23	0.0118	0.0761
3	8.26	124.46	143.12	1398.07	0.0123	0.0803
4	7.58	119.70	137.65	1282.38	0.0129	0.0849
5	6.87	115.30	132.58	1163.26	0.0137	0.0903
6	6.87	113.75	130.80	1163.26	0.0135	0.0903
7	6.23	105.85	121.72	1055.19	0.0138	0.0940
8	5.65	98.19	112.91	955.81	0.0142	0.0955
9	4.84	84.26	96.89	820.08	0.0142	0.0908
10	4.15	78.30	90.04	703.35	0.0154	0.1058
11	4.15	76.43	87.89	703.35	0.0150	0.1058
12	3.46	66.47	76.43	586.72	0.0156	0.1014
13	2.76	56.10	64.51	467.82	0.0166	0.1196
14	2.76	53.66	61.71	467.82	0.0158	0.1196
15	14.85	174.69	200.88	2512.84	0.0096	0.0691
16	14.18	170.67	196.25	2398.36	0.0098	0.0698
17	13.52	166.16	191.07	2287.60	0.0100	0.0717
18	12.83	161.70	185.94	2171.21	0.0103	0.0722
19	12.17	157.49	181.09	2058.74	0.0105	0.0741
20	11.50	152.06	174.86	1945.32	0.0108	0.0738
21	10.82	147.89	170.06	1830.79	0.0111	0.0755
22	10.13	143.94	165.52	1714.91	0.0116	0.0801
23	9.44	137.06	157.61	1597.40	0.0118	0.0786
24	20.27	203.49	233.99	3429.66	0.0082	0.0630
25	19.58	203.98	234.55	3311.91	0.0085	0.0636

13 **NERVURA ONDULATĂ 8,8x5.0X65**

Nr.crt	w	k	α	Re	j	C_f
0	[m/s]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]
1	20.54	205.46	236.26	3474.06	0.0081	0.0360
2	19.83	201.39	231.58	3354.79	0.0083	0.0365
3	19.17	199.79	229.74	3242.56	0.0085	0.0367
4	18.48	193.44	222.44	3126.30	0.0085	0.0371
5	17.65	191.20	219.86	2986.25	0.0088	0.0379
6	17.10	187.33	215.41	2892.56	0.0089	0.0382
7	16.40	186.00	213.88	2774.98	0.0092	0.0384
8	15.76	179.41	206.30	2666.12	0.0093	0.0365
9	14.99	173.94	200.01	2536.22	0.0094	0.0375
10	15.24	178.16	204.86	2577.61	0.0095	0.0354
11	14.54	175.37	201.66	2460.18	0.0098	0.0369
12	13.96	174.30	200.43	2361.26	0.0102	0.0368
13	13.25	161.26	185.44	2241.12	0.0099	0.0373
14	12.56	162.02	186.30	2125.03	0.0105	0.0374
15	11.83	155.88	179.24	2002.22	0.0107	0.0376
16	11.24	154.20	177.32	1901.39	0.0112	0.0384
17	10.53	145.33	167.11	1781.04	0.0112	0.0419
18	9.80	131.95	151.73	1659.00	0.0110	0.0417
19	9.76	136.11	156.51	1651.37	0.0114	0.0398
20	9.06	129.23	148.60	1533.37	0.0116	0.0411
21	8.42	124.93	143.65	1424.47	0.0121	0.0417
22	7.72	115.55	132.87	1306.59	0.0122	0.0424
23	7.00	112.65	129.54	1185.23	0.0131	0.0430
24	6.31	104.84	120.55	1068.35	0.0135	0.0476
25	5.60	95.53	109.85	947.36	0.0139	0.0471

14 **NERVURA ONDULATĂ 8,8x5.0X95**

Nr.crt	w	k	α	Re	j	C_f
0	[m/s]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]
1	21.06	210.42	242.19	3561.92	0.0081	0.0547
2	20.33	204.19	235.03	3439.63	0.0082	0.0555
3	19.65	202.31	232.85	3324.56	0.0084	0.0561
4	19.06	197.37	227.17	3225.27	0.0084	0.0560
5	18.22	191.63	220.56	3081.55	0.0086	0.0579
6	17.53	188.58	217.06	2965.71	0.0088	0.0592
7	16.82	184.05	211.84	2845.16	0.0089	0.0546
8	16.16	181.80	209.25	2733.54	0.0092	0.0547
9	15.47	176.80	203.50	2617.17	0.0093	0.0561
10	15.52	178.93	205.95	2625.95	0.0094	0.0551
11	14.81	172.46	198.51	2506.31	0.0095	0.0566
12	14.13	167.10	192.33	2390.57	0.0096	0.0578
13	13.49	162.65	187.21	2282.69	0.0098	0.0579
14	12.79	157.71	181.52	2164.45	0.0100	0.0591
15	12.05	153.77	176.99	2039.36	0.0104	0.0596
16	11.38	147.27	169.51	1924.79	0.0106	0.0613
17	10.66	144.60	166.43	1802.97	0.0111	0.0623
18	9.92	138.99	159.98	1679.42	0.0114	0.0630
19	9.94	140.76	162.02	1682.00	0.0115	0.0628
20	9.23	134.85	155.21	1561.81	0.0119	0.0644
21	8.47	128.65	148.07	1433.31	0.0124	0.0664
22	7.82	119.25	137.26	1322.67	0.0124	0.0685
23	7.09	115.65	133.11	1199.82	0.0133	0.0718
24	6.39	106.91	123.06	1081.50	0.0137	0.0742
25	5.67	94.90	109.23	959.02	0.0137	0.0764

15 **NERVURA ONDULATĂ 8,8x5.0X115**

Nr.crt	w	k	α	Re	j	C_f
0	[m/s]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]
1	20.93	192.81	221.74	4105.22	0.0075	0.0471
2	20.21	189.21	217.59	3964.28	0.0076	0.0476
3	19.53	186.33	214.28	3831.66	0.0078	0.0484
4	18.95	181.57	208.81	3717.05	0.0078	0.0488
5	18.22	179.36	206.27	3573.48	0.0080	0.0492
6	17.53	173.90	199.99	3439.14	0.0081	0.0501
7	16.82	171.06	196.72	3299.35	0.0083	0.0502
8	16.16	165.49	190.32	3169.91	0.0083	0.0507
9	15.47	165.85	190.73	3034.96	0.0087	0.0513
10	15.52	161.95	186.24	3045.14	0.0085	0.0525
11	14.81	156.54	180.02	2906.41	0.0086	0.0532
12	14.13	153.96	177.05	2772.19	0.0089	0.0549
13	13.41	149.98	172.48	2631.14	0.0091	0.0557
14	12.79	147.20	169.28	2509.97	0.0094	0.0561
15	12.09	144.01	165.61	2371.70	0.0097	0.0571
16	11.31	141.56	162.80	2218.61	0.0102	0.0587
17	10.59	132.17	152.00	2078.19	0.0102	0.0606
18	9.86	129.90	149.39	1935.78	0.0107	0.0625
19	9.94	129.98	149.48	1950.51	0.0107	0.0615
20	9.23	121.86	140.14	1811.13	0.0108	0.0630
21	8.52	118.10	135.81	1672.19	0.0113	0.0657
22	7.82	113.60	130.64	1533.82	0.0118	0.0683
23	7.13	108.03	124.24	1399.77	0.0123	0.0703
24	6.43	100.28	115.33	1261.73	0.0127	0.0721
25	5.70	89.14	102.52	1118.84	0.0127	0.0733

16 **NERVURA ONDULATĂ 8,8x6.5X30**

Nr.crt	w	k	α	Re	j	C_f
0	[m/s]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]
1	4.72	89.88	103.09	970.10	0.0156	0.1397
2	4.05	80.87	92.76	832.02	0.0164	0.1519
3	3.38	70.88	81.30	694.05	0.0172	0.1637
4	2.69	57.23	65.65	553.40	0.0174	0.1717
5	19.89	218.15	250.22	4082.13	0.0090	0.0962
6	19.21	211.93	243.08	3941.95	0.0090	0.0964
7	18.56	209.24	240.00	3810.08	0.0092	0.0978
8	17.90	203.13	232.99	3673.47	0.0093	0.0993
9	17.21	198.80	228.02	3531.58	0.0095	0.1012
10	16.56	196.17	225.00	3398.82	0.0097	0.1001
11	15.89	191.13	219.22	3260.66	0.0098	0.1014
12	15.36	188.05	215.70	3152.98	0.0100	0.1005
13	14.71	184.73	211.88	3018.75	0.0103	0.1010
14	14.85	186.27	213.65	3049.13	0.0103	0.1018
15	14.18	183.99	211.04	2910.22	0.0106	0.1024
16	13.61	181.02	207.63	2793.30	0.0109	0.1044
17	12.92	168.94	193.77	2651.17	0.0107	0.1085
18	12.25	167.68	192.33	2513.84	0.0112	0.1082
19	11.57	158.58	181.89	2375.35	0.0112	0.1118
20	10.89	156.52	179.53	2235.50	0.0118	0.1157
21	10.20	147.64	169.34	2094.01	0.0119	0.1139
22	9.56	142.47	163.41	1962.87	0.0122	0.1160
23	9.58	145.17	166.51	1965.89	0.0124	0.1088
24	8.89	137.98	158.27	1825.41	0.0127	0.1104
25	8.21	132.59	152.08	1685.38	0.0132	0.1111

17 **NERVURA ONDULATĂ 8,8x6.5X45**

Nr.crt	w	k	α	Re	j	C _f
0	[m/s]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]
1	4.81	88.23	101.20	988.54	0.0149	0.1076
2	4.13	81.14	93.07	847.84	0.0160	0.1219
3	3.46	69.47	79.68	711.61	0.0163	0.1384
4	2.74	55.71	63.90	563.92	0.0165	0.1653
5	9.52	142.20	163.10	1953.52	0.0121	0.0872
6	8.83	135.82	155.78	1813.93	0.0125	0.0905
7	8.16	131.52	150.86	1674.77	0.0131	0.0937
8	7.48	122.62	140.65	1536.18	0.0133	0.0965
9	6.83	116.65	133.79	1402.32	0.0139	0.0980
10	6.16	113.70	130.42	1264.04	0.0150	0.0987
11	5.49	105.22	120.68	1127.90	0.0156	0.0964
12	14.66	181.93	208.67	3010.18	0.0101	0.0812
13	14.09	176.75	202.73	2891.54	0.0102	0.0817
14	13.44	175.53	201.34	2758.01	0.0106	0.0829
15	12.75	169.89	194.87	2617.68	0.0108	0.0844
16	12.17	167.98	192.67	2498.12	0.0112	0.0842
17	11.50	164.66	188.87	2360.50	0.0116	0.0881
18	10.92	155.48	178.33	2242.70	0.0116	0.0871
19	10.20	149.74	171.75	2094.01	0.0119	0.0879
20	9.50	141.52	162.32	1950.52	0.0121	0.0875
21	20.40	223.45	256.29	4187.82	0.0089	0.0719
22	19.83	218.50	250.62	4069.65	0.0089	0.0730
23	19.16	217.25	249.19	3933.50	0.0092	0.0736
24	18.48	209.76	240.60	3792.47	0.0092	0.0743
25	17.76	203.17	233.03	3645.99	0.0093	0.0751

18 NERVURA ONDULATĂ 8,8x6.5X65

Nr.crt	w	k	α	Re	j	C_f
0	[m/s]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]
1	20.53	214.07	245.54	4214.28	0.0085	0.0697
2	19.83	209.04	239.77	4069.59	0.0086	0.0703
3	19.04	210.88	241.88	3908.69	0.0090	0.0715
4	18.48	200.58	230.07	3792.42	0.0088	0.0725
5	17.76	197.60	226.65	3645.94	0.0090	0.0730
6	17.10	195.50	224.24	3508.88	0.0093	0.0739
7	16.30	190.88	218.94	3345.06	0.0095	0.0748
8	15.66	183.99	211.03	3213.83	0.0095	0.0752
9	14.99	183.15	210.07	3077.01	0.0099	0.0756
10	14.95	176.22	202.12	3068.28	0.0096	0.0760
11	14.36	175.66	201.48	2947.04	0.0099	0.0782
12	13.69	172.67	198.05	2810.95	0.0102	0.0798
13	13.08	165.44	189.76	2684.63	0.0103	0.0791
14	12.40	159.88	183.39	2545.56	0.0105	0.0805
15	11.68	154.94	177.72	2398.45	0.0108	0.0822
16	11.03	152.63	175.07	2263.72	0.0112	0.0828
17	10.33	147.19	168.83	2120.44	0.0116	0.0836
18	9.62	142.02	162.89	1975.14	0.0120	0.0840
19	9.58	142.60	163.56	1965.86	0.0121	0.0847
20	8.89	136.05	156.05	1825.39	0.0124	0.0874
21	8.26	127.28	145.99	1695.91	0.0125	0.0886
22	7.58	122.00	139.94	1555.57	0.0131	0.0852
23	6.87	116.66	133.81	1411.08	0.0138	0.0914
24	6.19	106.03	121.61	1271.93	0.0139	0.0975
25	5.49	95.89	109.99	1127.88	0.0142	0.0954

A3. Programul de Calcul pentru Schimbătoare de Căldură (PCSC)

Interpretare teste RA-geometrie

Deschide EXCEL Preluare date EXCEL Introduceti codul produsului:

Date intrare

Debit apa[m ³ /s]	3.32	Tiesire apa[C] calc	Text25	Flux mediu test [KW]	42.404
Debit aer[kg/s]	1.4	Tiesire aer[C] calc	Text26	cadere presiune aer[mmw]	48.446
Tintrare apa[C]	80.8			cadere de presiune fluid[mba]	107.34
Tintrare aer[C]	36.9			p. abs intrare aer (max.10)	1.013
Tiesire apa[C] masurat	77.67				
Tiesire aer[C] masurat	66.82				
		precizie test-aer	Text31		
		precizie test-apa	Text32		

calculul geometriei

arie ougero aer	Text5	β	Text21
arie transf.aer	Text6		
arie ougero apa	Text7		
arie transfer apa	Text8		
arie frontala aer	Text9		
arie frontala apa	Text10		

calculeaza geo

date matrice

h aripoara rece	8.8	Lungime MR	400	latime calculata	
pas arip.rece	8	Latime MR	400	Text11	
perete despartitor	0.5	Grosime MR	65	Numar treceri	1
latime distanier aer	8	pas/h aripoara	Text12	Text14	
latimea dist. apa	3.5	Lungime pas	Text13		
numar dist. apa	4	Numar canale apa	Text4		
h canal apa	1.6	Nr. aripoare aer	Text20		
grosime aripoara	0.14				

canal apa bele sau aripoara wavy

scrie EXCEL auto

interpreteaza

fluid interior	Text39	Confort	Text37
Viteza frontala aer[m/s]	Text35	randament nervuri	Text38
Viteza medie aer[m/s]	Text36	randament suprafata	Text40
incluziune aer	Text46		
incluziune apa	Text47		
Co aer calculat	Text48		
Nu apa calculat	Text43		
		K	Text49
alfa apa	Text52	$\frac{h}{m \cdot 2K} \cdot calc$	Text50
alfa aer	Text51	ϕ	Text53
Re aer	Text33	max	Text54
Re apa	Text34	hi	

aluminiu 16.2 scriu date EXCEL

Varianta 2.04.2009-prg_Enea

date matrice

h aripoara rece	8.8	Lungime MR	400	latime calculata	
pas arip.rece	8	Latime MR	400	Text11	
perete despartitor	0.5	Grosime MR	65	Numar treceri	1
latime distanier aer	8	pas/h aripoara	Text12	Text14	
latimea dist. apa	3.5	Lungime pas	Text13		
numar dist. apa	4	Numar canale apa	Text4		
h canal apa	1.6	Nr. aripoare aer	Text20		
grosime aripoara	0.14				

Varianta 2.04.2009-prg_Enea

```
'calcularea arie de curgere pe aer'  
Aca = (n + 1) * ha * (h - 2 * Da)  
lpsa = 2 * ((ha - g) ^ 2 + (pa / 2) ^ 2) ^ 0.5  
'Aca = Aca - g * (n + 1) * (h - 2 * Da) * lpsa * 1.05 / pa luand in considerare ondulatiile transversale  
Aca = Aca - g * (n + 1) * (h - 2 * Da) * lpsa / pa  
Aca = Aca / 1000000  
  
'calcularea arie de transfer pe apa'  
Aapa = n * 2 * (h * (T - napa * Dapa) + h * (napa - 1) * hw) / 1000000  
Text8.Text = Aapa  
'calcularea arie de transfer pe aer'  
Aa1 = (n + 1) * 2 * (h - 2 * Da) * T  
aa = (Aa1 + 2 * (n + 1) * ((h - 2 * Da) * lpsa * 1.05 / pa) * T) / 1000000  
Text6.Text = aa  
Aa1 = Aa1 / 1000000  
beta = (1 - Aa1 / aa)  
Text21 = beta  
'calcularea ariilor frontale pe aer si apa'  
Afa = h * w / 1000000  
Afapa = T * w / 1000000  
'Afisare  
Text9.Text = Afa  
Text10.Text = Afapa  
Text7 = Acapa  
Text5.Text = Aca  
Text12.Text = ha  
Text13.Text = lpsa  
Text14.Text = pa  
End Sub
```

166 Generalizarea rezultatelor

```
Dim vfa, Va, Va1, Va2, Vapa, K As Double 'viteze
'Va1 (viteza aer intrare)
'Va2 (viteza aer iesire)
'Va (viteza aer medie)
Dim fi, fil, hi, miu, DPaf As Double
Dim roa, roa1, roa2, roapa, roapa1, roapa2 As Double 'densitati
Dim csa, csapa As Double 'calduri specifice
Dim vsa, vsapa As Double 'vascozitati
Dim vsapap, capap, csap, vsap, condap As Double 'temperatura medie a peretelui, vasc apa si cond
Dim condair, condapa, condal As Double 'conductivitate
Dim Rea, Reapa As Double 'Re
Dim Pra, Prapa As Double 'Prandtl
Dim Prap, Prapap As Double 'Prandtl la perete pe apa si aer
Dim Nua, Nuapa, NuapaK, NuapaK1, NuapaM, NuapaH As Double 'Nusselt
Dim tip As String 'Nusselt
Dim Sta, Stapa As Double 'Stanton
Dim Coa, Coa1, Coa2, Coapa As Double 'Colburn aer si apa
Dim dha, dhapa As Double 'diametru hidraulic
Dim alfaa, alfaapa As Double 'coeficient partial
Dim randn, rand, rand1, alfaa1 As Double 'randamentul nervurii si randamentul supratei nervurate
Dim frica, fricapa As Double 'frictiuni
Dim frical, frica2 As Double 'frictiuni
Dim pora, porapa As Double 'porozitati
Dim m, DF, u, contor As Double
Dim mesaj, s, fluid As String
Dim Kc, Ke As Double 'coeficienti de contractie expansiune aer
Dim Kcapa, Keapa As Double 'coeficienti de contractie expansiune aer
Dim r, n As Integer
Dim Toai, Toapai As Double 'mod 2.04.2009
Dim suma1, suma2, sumatot As Double
Dim FACTR As Integer
Dim term1, term2 As Double
Dim a1 As Double
Dim b1 As Double
```

```
Case "apa"  
    'calculul densitatilor apa  
    roapa = dens(Tmapa)  
    roapa1 = dens(Tiapa)  
    roapa2 = dens(Tiapa)  
    'calculul caldurii specifice apa  
    'csapa = 4.1983  
    csapa = csapa1(Tmapa) / 1000  
    'calculul vascozitatilor apa  
    Select Case Tmapa  
        Case 0 To 60  
            vsapa = vsw(Tmapa)  
        Case 60.0001 To 110  
            vsapa = vsw1(Tmapa)  
        Case Else  
            'mesaj = "temperatura medie apa pana la 110 C"  
            'MsgBox mesaj, vbCritical, mesaj  
            vsapa = vsw1(Tmapa)  
    End Select  
    'calculul vascozitatilor apa la perete  
    Select Case Tmp  
        Case 0 To 60  
            vsapap = vsw(Tmp)  
        Case 60.0001 To 110  
            vsapap = vsw1(Tmp)  
        Case Else  
            'mesaj = "temperatura medie apa pana la 110 C"  
            vsapa = vsw1(Tmapa)  
            'MsgBox mesaj, vbCritical, mesaj  
    End Select  
    'calcularea conductivitatiei apei'  
    condapa = c(Tmapa)  
    capap = c(Tmp)  
    Label42.Caption = "fluid interior folosit apa"  
  
Case "apa-glicol 50%"
```

168 Generalizarea rezultatelor

```

Select Case Reapa
Case Is < 2300 Or 2300
    Nuapa = (3.66 ^ 3 + 1.61 ^ 3 * (Reapa * Prapa * dhapa * 1000 / h) ^ (1 / 3)
    Text39.Text = "laminar"
Case Is > 2300
'    NuapaH = 0.116 * (Reapa ^ (2 / 3) - 125) * Prapa ^ (2 / 3) * (1 + (1000 * dhapa / h) ^ (2 / 3)) * (1000 / h) ^ (1 / 3)
'    NuapaM = 0.021 * Reapa ^ 0.8 * Prapa ^ 0.43 * (Prapa / Prapap) ^ 0.15
'    NuapaK = ((0.032 * Reapa) ^ 0.8) * (Prapa ^ (1 / 3)) * ((vsapa / vsapap) ^ 0.14) * ((1000 * dhapa / h) ^ 0.054)
'    NuapaK1 = ((0.032 * Reapa) ^ 0.8) * (Prapa ^ (1 / 3)) * ((1000 * dhapa / h) ^ 0.054)
    Text39.Text = "turbulent"
    Select Case tip
        Case "Krausold1"
            NuapaK1 = ((0.032 * Reapa) ^ 0.8) * (Prapa ^ (1 / 3)) * ((vsapa / vsapa) ^ 0.14) * ((1000 * dhapa / h) ^ 0.054)
            ww = (vsapa / vsapa) ^ 0.14
            Nuapa = NuapaK1
            'Print "Krausold1", ww
        Case "Krausold"
            NuapaK = ((0.032 * Reapa) ^ 0.8) * (Prapa ^ (1 / 3)) * ((vsapa / vsapap) ^ 0.14) * ((1000 * dhapa / h) ^ 0.054)
            Nuapa = NuapaK
            ww = (vsapa / vsapap) ^ 0.14
            'Print "Krausold", ww
        Case "Miheev"
            NuapaM = 0.021 * Reapa ^ 0.8 * Prapa ^ 0.43 * (Prapa / Prapap) ^ 0.15
            Nuapa = NuapaM
        Case "Miheev1"
            'NuapaM = 0.021 * Reapa ^ 0.8 * Prapa ^ 0.43 * 1 'aiurea
            'Nuapa = NuapaM
        Case "Hausen"
            NuapaH = 0.116 * (Reapa ^ (2 / 3) - 125) * Prapa ^ (2 / 3) * (1 + (1000 * dhapa / h) ^ (2 / 3)) * (1000 / h) ^ (1 / 3)
            Nuapa = NuapaH
            NuapaH = 0.116 * (Reapa ^ (2 / 3) - 125) * Prapa ^ (2 / 3) * (1 + (1000 * dhapa / h) ^ (2 / 3)) * (1000 / h) ^ (1 / 3)
            NuapaM = 0.021 * Reapa ^ 0.8 * Prapa ^ 0.43 * (Prapa / Prapap) ^ 0.15
            'Print "Dpaert", Dpaert / 9.8
            fricaer_c = fricaer_c / 9.81 - (Kc + 1 - pora ^ 2) - 2 * (roal / roa2 - 1) + (1 - pora ^ 2 - Ke) * (roal / roa2)
            fricaer_c = fricaer_c / aa / roal * roa * lca
    End Select
Text46.Text = fricaer_c
'
    fricama_c = DPapat / (Dbapa * roapa / Acapa / 1000) ^ 2 * roapal * 2 * 9.8
    fricama_c = fricama_c / Aapa / roapal * Acapa * roapa
    Text47.Text = fricama_c

```


BIBLIOGRAFIE

- [1] Popa, B., Theil, H., Mădărășan, T. - *Schimbătoare de căldură industriale*. Ed.Tehnică București, 1977.
- [2] Nagi, M. - *Utilaje termice* Lito U.T.T., Timișoara, 1995
- [3] Nagi, M., Negoitescu, A. - *Calculul și construcția instalațiilor termice Vol.I*, E. Murgu/1998.
- [4] Carabogdan, G.,s.a. - *Instalații termice industriale*, Ed. Tehnică București 1978.
- [5] Popa, B. - *Recuperarea căldurii în industrie*, Ed.Tehnică București, 1977.
- [6] Stăncescu, I. - *Termoenergetica industrială*, Seria Termo-Frig, Ed.Tehnică Buc. 1979.
- [7] Cirpeanu, N. - Unele observații cu privire la STAS 8435-69. *Clasificarea schimbătoarelor de căldură*. "STANDARDIZAREA ROMANA" 1971/9.
- [8] STAS 8435-75 - *Schimbătoare de căldură*. Clasificare, București, 1975.
- [9] Nagi, M., Theil, H. - *Studii și cercetări în vederea proiectării unor noi schimbătoare de căldură*. Protocol I.P.T. pentru I.U.T. Bistrița 1988.
- [10] Nagi, M., Lelea, D. - *Experimental investigation on heat exchangers for automobiles*. MVM- 1997, Vol.23 , Mo.1. Kraguyevac, Yugoslavia, pag.45-47
- [11] Kays, W.M., London, A.L. - *Hochleistungswärmeübertrager*.(trad.din engleză) Akademie Verlag, Berlin, 1973.
- [12] Vlădea, I., Nowy, O. - *Studiul răcitoarelor de ulei de tip Behr*, Academia R.P.R. - Studii și cercetări științe tehnice Tom 10, Nr.2/1963.
- [13] Bejan, I., Theil, H., Neacșu El., Neiss, Fr. - *Contribuții la studiul coeficientului de trecere a căldurii pentru răcitoare de ulei tubulare cu manta*. Bul. I.P.T Tom 30 (16)-1971.
- [14] Nagi, M., Lelea, D., Negoitescu, A. - *Consideratii privind imbunătățirea schimbului de căldură prin convecție la țevi*, Analele Univ." E. Murgu", Reșița Anul IV NR.1. 1997, pag. 126-129.
- [15] Lelea, D., Nagi, M. - *Influenta pasului asupra performanțelor termice și fluidodinamice la curgerea fluidelor prin tuburi cu generatori de turbulență*, Analele Univ." E. Murgu", Reșița Anul IV NR.1. 1997, pag. 116-121.
- [16] Lelea, D., Nagi, M., Jacimovici,S. - *Intensificarea schimbului de căldura la curgerea laminară prin tuburi cu generatoare de turbulență*. Analele Univ. "E. Murgu", Reșița Nr.3 Fas.2/1996, pag.103- 108.
- [17] Nagi, M., Jacimovici S. - *Considerații privind imbunătățirea constructiva a schimbătoarelor de căldură compacte*. Analele Univ. "E. Murgu". Resita Nr.3 Fas.2/1996, pag.91.
- [18] Pană, P. - *Schimbul de căldură la răcitoare cu aripioare ale instalațiilor de climatizare, în condițiile condensării umidității din aer pe suprafețele de schimb de căldură*. Teză doctorat 1971.
- [19] Nagi, M., Negoitescu, A. - *Schimbătoare de căldură din aluminiu realizate în țara, utilizate la aparate aeronautice*, Analele Univ." E. Murgu", Reșița Anul 2000. ISSN, pag. 278-283.
- [20] Nagi, M., Negoitescu, A. - *Considerații privind racitoarele de ulei tip "HARISON"*
- [21] Tudora, S., s.a. - *Aspecte privind proiectarea și fabricarea răcitoarelor pentru aerul de supraalimentare al motoarelor Diesel navale construite la I.C.M.Reșița*. Lucrările simpozionului de termotehnică și mașini termice, Timișoara, 1988.
- [22] Iorga, D. - *Motoare cu ardere internă*, LITO I.P.Timișoara, 1989.

- [23] * * * - *Refroidisseurs d'huile Societe anonime des usines CHAUSSON*. Documents Techniques, Chausson, 1974.
- [24] * * * Flachrohr-Kuhler. LANGERER REICH-Prospect-STUTTGART.
- [25] Theil, H., Bejan, I., Nagi, M. - *Considerații critice privind construcția răcitoarelor de ulei utilizate la motoare cu combustie internă*. Construcția de mașini. INMT 11-12/1986.
- [26] Nagi, M., **Ilies, P.**, Marțian, V. - *Critical considerations regarding the generalization of the results that were obtained at the oil-air coolers testing*, Bul. IPIași, Tomul L(LIV), Fasc.6C, S. Const. De . Mas. 2004. pag 133-138.
- [27] Nagi, M., Theil, H., Laza, I., **Ilies, P.**, Runcan, A. - *Preocupări privind realizarea în țara a unor schimbătoare de căldură de eficiență ridicată, din aluminiu*. Lucrare simpozion de Termotehnică și mașini termice. Vol.I.Timisoara, 1988, pag.109 - 116.
- [28] Theil, H., Bejan, I., Neacșu, El. - *Studiul comparativ a unor răcitoare de ulei*. Comunicările Sesiunii științifice, I.P.Cluj Napoca, 1978, pag.8-13.
- [29] Nagi, M., Negoitescu, A. - *Cercetari privind performantele suprafetelor de transfer termic cu nervuri discontinue*. A.IV-a Conf. Nat. Tehn. Craiova 1998
- [30] Nagi, M., Rădulescu, L., Laza, I.- *Performanțele termice și fluidodinamice ale răcitoarelor de ulei realizate în țara în construcție brazată din aluminiu, destinate răcirii motoarelor cu ardere internă*. Univ.tehnică, Vol.II.1986, pag.253.
- [31] Nagi, M., Negru, L.D., Laza, I., Lelea, D. - *Eksperimentalna istrazivanja Kompaktnih ismenjivaca toplote sa kratkim isprebianim rebrima*, Industrijsua Energetika Beograd, 1994.
- [32] Nagi, M., Mihon, L. - *Compactizarea utilajelor termice*, Conf., Jubiliara Sibiu 1996
- [33] Negrea, V., Nagi, M., Lelea, D. - *Istrazivanja u pogledu odredivaja konstrutivih i funkcionalnih karaktarestika kompaktnih uljnih hladnjaka*. International conf. Yugoslavia, 1997 Zbornik radova, pag. 129- 133.
- [34] Theil, H., Nagi, M. - *Protocol privind încercarea schimbatoarelor de caldura pe standul de proba*. Contract IPT 160/83. Beneficiar I.U.T.Bistrita 1983.
- [35] Theil, H., Nagi, M. - *Cercetări privind performanțele termice și fluidodinamice ale unor suprafețe de schimb de căldură extinse prin aripioare*. Universitatea Tehnică Timișoara, Vol.II 1988, pag.574 - 577.
- [36] Nagi, M., Negru, L.D. - *Cercetări privind perfecționarea sub aspect funcțional al schimbătoarelor de căldură compacte din aluminiu, cu nervuri ondulate, destinate motoarelor cu ardere internă*. Conf.nat. term. Timișoara 1994, Vol.II, pag.74.
- [37] Nagi, M., Laza, I., Lelea, D. - *Performanțele suprafețelor nervurate utilizate la schimbătoare de căldură compacte din aluminiu realizate în țara*. Termo. Românească, 1996, Ed. "Gh. Asachi" Iasi, Vol.II. pag.168-172.
- [38] Thermal Management for Heavy Vehicles (Class 7 -8 Trucks) – Workshop Report and Multiyear Program Plan (Draft) – U.S. Department of Energy, Office of Heavy Vehicles Technologies, 2000
- [39] ***. Future Truck Committee Information Report : 2001-2, Innovation in Future Truck Cab Designs, The Maintainance Council (SUA)
- [40] Negrea, V.D. - *Combaterea poluării mediului în transportul rutier*. Editura Tehnică, București, 2000.
- [41] Stavrate, L. - *Studiul poluării sonore a centrelor urbane*, UPTimisoara, 2005.
- [42]***. *European Parliament and Council Directive 2000/1/14/EC*
- [43]*****Hoogovens Aluminium Walzprodukte.gmbH-Koblenz. Technical Data 1997.
- [44]*****International CongressAluminim Brazing Technologies. 10-20,May, 2000

- [45] Nagi, M., Laza, I., Mihon, L. - *Schimbătoare de căldură*, Vol II, Mirton, Timisoara 2007, pag. 290.
- [46] Curievici, I., Peretz, D., Dinculescu, H. - *Cercetări experimentale asupra transferului de căldură local al suspensiilor gaz solid în curegere turbulentă*. Bul.I.P.T.Iasi, Tom XVI - 1970.
- [47] Gociu, GH. - *Studiul amestecurilor bifazice gaz - particule solide ca agent de transfer de căldură în canalele circulare orizontale la temperaturi negative*. Teză dr. I.P.Iasi, 1974.
- [48] Eastman, J.A., Choi, S., Li, L.J. Thompson, S. - *Enhanced thermal conductivity through the development of nanofluids*, invited paper at Materials Research Society 1996 Fall Meeting, Boston (SUA), 2-6 Dec. 1996.
- [49] Y. Xuan, Q. Li, - *Heat transfer enhancement of nanofluids*, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol.21, p.58-64, 2000.
- [50] Laza, I., Nagi, M., Lelea, D. - *Influența numărului de rânduri de tuburi și a pasului dintre aripioare asupra performanțelor termice și fluidodinamice ale bateriei de țevi aripate*.Termo. Româneasaca, 1996, Ed. "Gh. Asachi" Iasi, Vol.I. pag.335-340.
- [51] Lelea, D., Nagi, M., Laza, I. - *Influenta criteriului Pr asupra transmiterii căldurii la curgerea prin tuburi cu generatoare de turbulentă*.Termo. Româneasacă, 1996, Ed. "Gh. Asachi" Iasi, Vol.II. pag.84-89.
- [52] Nagi, M. - *Contribuții privind studiul schimbătoarelor de căldură compacte în construcție brazată din aluminiu*, Rezumat teză de doctorat, UPTimisoara, 1995.
- [53] Nagi, M. - *Schimbătoare de căldură din aluminiu* .Ed. Mirton, Timișoara, 1997.
- [54] Nagi, M. - *Research stuidies about the utilization of aluminum compact coolers with corrugated and short plan fins*. International synmp.of "Termo." Timisoara, 26-27 apr.1996 pag.78-81.
- [55] Nagi, M., Mihon, L., Lelea, D. - *Posibilități de îmbunătățirea transferului termic la racitoare de ulei, prin utilizarea unor nervuri speciale*. Analele Univ. "E. Murgu" Reșița Nr.3 Fas.2/1996, pag.97.
- [56] **Ilieș, P.**, Marțian, V., Nagi, M. - *Soluții constructive moderne de schimbătoare de căldură compacte din aluminiu*. Conf. Termo, Ed. XV cu part.internationala, Craiova, 2005,
- [57] *** Heat Exchangers . Catalog RAAL 2003
- [58] Nagi, M. - *The improveente of the thermic transfer through designing surface with special configuration*.Bul.Stiint. Tehnic U.T.T. Tom 41(55) Mec.1996, pag.116-121.
- [59] *** Herstelle von Kuhlern und Warmeaustauschern weltweit, AKG, catalog.
- [60] *** *Oilcoolers*, HP& HPC -3x4 V, Prospect catalog, Nissens 2004.
- [61]*** *Oil Coolers*, Industria Bustese Scambiatori, IBS, Catalog, 2004.
- [62]*** Placi și Bare. Catalog RAAL, Bistrița, Romania, 2005.
- [63]*** *Shell Oil Coolers*. Catalog RAAL, Bistrița, Romania, 2005.
- [64] Nagi, M., **Ilieș, P.**, Marțian, V. - *Ccercetări experimentale privind performanțele răcitoarelor combinate tip Shell*, Constanta 2005.
- [65] Branisav, J., Srbislav, G., Nagi, M. - *Performance evalluation of shell and tube heat exchagers with multiple counter flow*. A.IV-a Conf. Nat. Tehn. Craiova 1998.
- [66] **Ilieș, P.**, Marțian, V., Nagi, M. - MVT 20061042 *Experimental research on shell construction oil coolers*, Ses. Com. St. Cu part. Internat M.VT. 2006, 15-17 Nov., [67]*** *Brazed Plates Heat Exchangers*. Catalog RAAL, Bistrița, Romania, 2005.
- [68]*** *Schimbatoare din Tuburi*. Catalog RAAL, Bistrița, Romania, 2005.

- [69] Tepper , E, H,: Moore, E.K. *Development of a lightweight long life heat exchanger*
ASME, SAE, AIAA, ASMA, and AIChE, Intersociety Conference on Environmental Systems, 7th, San Francisco, Calif., July 11-14, 1977, ASME 10 p.
- [70] Alan Gray *The Growth of Aluminium in Automotive Heat Exchangers*, Innoval Technology Limited, Banbury, OX16 1TQ, UK.2005
- [71] Nagi, M., **Ilies, P.**, Marțian, V. - *Researches for more compact cooling systems, for vehicles, done in Romania at RAAL Bistrita*. Beograd, JUMV 2005 European automotiv Congres, EAEC05YU-AQ04, ISBN 86-80941-30-1.
- [72] **Ilies, P.**, Nagi, M., Marțian, V. - *Trends of more compact cooling systems for vehicles and self driven cars equipped with diesel engines*. The 10 th Intrn.Congres Conat2004, Brasov,20041003.
- [73] Nagi, M., Mihon L. - *Consideratii critice privind performantele diferitelor tipuri de schimbatoare de caldura destinate autoturismelor*. CONAT 1996, Vol.III. pag.47-54.
- [74] Nagi, M., **Ilies, P.**, Marțian, V. - *Consideratii asupra unor solutii constructive de radiatoare din aluminiu*,Conf. Termo, Ed XIV cu participare internațională, 2004, Bucuresti, A-32.
- [75]*** Welding, Brazing and Soldering. ASM Handbook. Vol. 6
- [76] ***Therd Internat. Congres Aluminium Brazing.Alumin. Verlag Dusseldorf, 2004.
- [77] **Ilies, P.**, Nagi, M., Marțian, V - *New compact systems for optimising the cooling groups used in industrial machines* Bul. IPIasi, Tomul L(LIV), Fasc.6C, S. Const. De . Mas. 2004. pag 3-12.
- [78] **Ilies, P.**, Nagi, M., Marțian, V - *New constructive solutions for noise attenuation on cooling systems for industrial machines*, Conf. STABILITY PACT participare internațională, 2005 Timisoara, Vol 2. pag.121-124.
- [79]*** *Grupuri de răcire*. Catalog RAAL, Bistrița, Romania, 2005.
- [80] C.F. Hewitt, Heat Exchanger Design Handbook, Begell House Inc,New Zork,1998.
- [81] Nagi, M., **Ilies, P.**, Marțian, V - *Proiectarea și încercarea radiatoarelor*, Ed. Mirton, Timisoara 2005-12-05.
- [82] Nagi, M. - *Calculul si constructia utilajelor si rețelelor termice*, Vol.II Lito U.T.T. 1998.
- [83] Nagi, M., Negoitescu, A. - *Cercetări experimentale privind variația caracteristicii de exploatare pentru un racito de aer*.ANALELE UNIV. E. M. RESITA 2001, ISSN 1453-7394, Nr.1, pag.167-172.
- [84] Nagi, M., Alexandru, M., Negoitescu, A. - *Caracteristica de exploatare a radiatoarelor pentru motore mari*,Cluj, Luc. Conf. AMMA 2002, Vol 2, pag.195-200.
- [85] Neacșu, E., Nagi, M.-*Tabele, Diagrame si Formule Termotehnice* Lito U.T.T. 1997.
- [86] Raznjevic, Kuzman, - *Tabele și diagrame termodinamice*, Ed. Tehnică, Buc., 1978.
- [87] Bică, M., Nagi, M. - *Transfer de masa si caldură*, ISBN 973-9271-52-9, Universitaria, Craiova, 1999.
- [88] Frank, P., Incropera, P. - DeWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Wiley & Sons, 2002.
- [89] Nagi, M., - *Transmiterea căldurii si dinamica gazelor*. Vol Lito U.T.T. 1996.
- [90] Nagi, M., Negrea, V.D., Negoitescu, A. - *Gazodinamica echipamentelor termice*. Ed. E. Murgu, 1999.

- [91] Idelcik, I.E. - *Îndrumător pentru calculul rezistențelor hidraulice*. Edit. Tehnica, Buc. 1984.
- [92] Reynolds, A.I. - *Curgeri turbulente în tehnică*. Seria Termo -Frig. Buc.1982.
- [93] Nagi, M., Negoțescu, A. - *Cercetări teoretice și experimentale privind transferul termic și fluidodinamic al suprafețelor cu nervuri ondulate*, A.IV-a Conf. Nat. Tehn., Craiova, 1998.
- [94] Nagi, M., Negoțescu, A. - *Variația presiunii și vitezei la curgerea fluidelor prin canale sinusoidale*. Analele Univ." E. Murgu" Reșița, Anul IV NR.1, 1997, pag. 120-134.
- [95] Nagi M., Bică M., Alexandru, DAN. - *Cercetări experimentale privind pierderile de exergie datorită frecărilor în racitoare de ulei cu teacă*. "Termotehnica" anul V. nr.1/2001, BUC. ISSN 1222- 4057, pag 73-75.
- [96] Nagi, M., Negru, L.D., Laza, I., Lelea, D. - *Studii teoretice și experimentale privind posibilitățile de comparare a răcitoarelor de ulei utilizate la motoare cu ardere internă* (în lb. sârbă) OSMI Strucni skup o opremi u procesnoj industriji Beograd, 26-27 oct. 1994. Procesna tehnika Nr.3 - 4, 1994 pag.30 - 32.
- [97] Nagi, M., Bojan, C., Săftoiu, O. - *Critical considerations regarding the comparison criterions of heat exchangers*, Buletinul Științific, Tehnic U.T.T. Tom 46(60) pag.29-32 Mecanică, 2001, ISSN 1224-6077.
- [98] Leca, I. - *Transfer de căldură și masă*. Teorie și aplicații. Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1983.
- [99] Arjanikov, N.S., Maltev, V.N. - *Aerodinamica*, Ed.Tehnică, 1954.
- [100] Bejan, I. - *Contribuții la studiul transferului de căldură la țevi cu aripioare interioare*, Teză de doctorat I.P.Timisoara, 1973.
- [101] Nagi, M., Negoțescu, A. - *Studies concerning "the entrance efec" on the discontinue fins of the heat exchangers*, Termiche prozesse., Rumanisch-Deutches symp. pag.171-176.
- [102] Negru, D.L. - *Transmiterea căldurii și dinamica gazelor*. Vol.I, Lito UTT-1990.
- [103] Nagi, M., **Ilies, P.**, Martian, V.. *An experimental approach for air flow inside the heat exchanger's wavy channel*. Conf.nat. termo, part intern, 31-mai-01 iunie,2007, Ploiesti, Ed Un. Petrol și gaze, issn 1843-1992, SRT, Vol I, pag 140-143
- [104] Carafoli, E., Constantinescu, V.N. - *Dinamica fluidelor incompresibile*, Ed. Academiei R.S.R. 1981
- [105] HASSAINE, A.s.a - *Etude du champ des vitesses et du transfert thermique dans un canal a parois sinusoidales soumises a un flux de chaleur de densite constant*. Int.Journal Heat Mass Transfer, 94, Vol.37 No 5 pg 717-725.
- [106] Nagi, M. - *L' etude de l'influence de la longuers des ailletes sur les performances thermiques des exchangeurs de chaleur compacts*. Buletin U.T.Timisoara. Tom 38(52), 1993, pag. 49.
- [107] Nagi, M., **Ilies, P.**, Marțian V. - *Influence of the wavy amplitude in ai an air fin*, Congres intern, AMMA 2007, 11-13, octombrie, 2007, Cluj, Acta Tehnica Napocensis 50T, Vol IV, pag 95-98, ISSN 1221-5872.
- [108] Nagi, M., Negrea, V., Lelea, D. - *Cercetări privind curgerea aerului prin canalele sinusoidale ale radiatoarelor de autovehicule*. A VII-a Conferința Autovehicule Rutiere, Pitesti, 1997, CCM6.
- [109] **Ilies, P.**, Marțian, V., Nagi, M., *Influența dimensiunii nervurilor asupra performanțelor radiatoarelor din aluminiu*. A X-a Conf. St. part. Int. Tg Jiu ,2005.
- [110] NAGI, M. - *Bestimmen der optimalen stroemungsgeschwindikei ten der fluida fuer ein scheidenoelkuehler*. Buletin U.T.Timișoara. Tom 39(53) 1995.

- [111] NAGI, M. - *Die thermischen leistungen der oberflaechen wo der thermische uebergang stattfindet, durch sinusoidale rippen erweittert, im zetlich. Veraenderlichem stroemungszustand.* Buletin U.T.T. Tom 39(53) 1995.
- [112] Nagi, M. - *L'influence de l'humidite de l'air sur le performances thermiques des surfaces a ailettes ondule d'aluminium.* Buletinul Științific și Tehnic al U.T.Timisoara, Tom 38(52), Mecanică, 1993, pag. 57-61.
- [113] Nagi, M., Bojan, C., Săftoiu, O. - *Recherches concernant les phenomenes thermohydrauliques des canaux ondulés des radiateurs d' aluminium,* Buletinul Științific și Tehnic U.T.T. Tom 47(61), pag. 75-78, Mec.2002, ISSN 1224-6077.
- [114] Howard E. Boyer -*Metals Handbook*, American Society for Metals,1997, Cap 30 pag. 61-73.
- [115] Schwartz, Mel M., - *Modern Metal Joining Techniques*, John Wiley & sons,1967.
- [116] Davis, J.R. - *Aluminium and Aluminium Aloys*, American Society for Metals (ASM), 1994, pag. 420-423.
- [117] ****Welding, Brazing and Soldering.* ASM Handbook. Vol. 6.
- [118] Nagi, M., **Ilies, P.**, Marțian, V.- *Plates oil coolers with counterflow pattern*, MVM04-B13, Kraguevat, 2004, Yugoslavia, pag 488-492.
- [119] Nagi, M., **Ilies, P.**, Marțian, V.- *Compact Heat Exchangers manufactured At RAAL Bistrita Romania.* Vol. 46,book 1, pg.67-70, 2007 Russe, **Bulgaria**, ISSN 1311-3321.
- [120] Apostolescu, N., ș.a.- *Bazele cercetării experimentale a mașinilor*, București, 2002.
- [121] Manea, A. - *Cercetarea experimentală a mașinilor termice*, Ed. Matrix Rom, București, 2002.
- [122] Dolga, V. - *Senzori și traductoare*, Ed. Eurobit, Timișoara, 1997.
- [123] Cioară, T. - *Tehnici experimentale în ingineria mecanică. Traductori și senzori*, Ed. Politehnica, Timișoara, 1999.
- [124] *** *National Instruments, Mesurement and Automation Catalog*, 2006.
- [125] *** STAS 7347/1-83, *Metoda micșorării locale a secțiunii de curgere. Măsurare cu diafragme și ajutaje.*
- [126] *** STAS 9280-87, *Măsurarea debitelor de gaze. Metode și mijloace de măsurare.*
- [127]*** SR ISO 3966, *Măsurarea debitului de fluid în conducte închise. Metoda de explorare a câmpului de viteze cu ajutorul tubului Pitot duble.*
- [128] *** SR EN ISO 8316, *Măsurarea debitului lichidelor în conducte închise. Metoda de colectare a lichidului într-un rezervor.*
- [129] *** SR EN 29104, *Măsurarea debitului lichidelor în conducte închise. Metode de evaluare a performanței debitmetrelor electromagnetice utilizate pentru lichide.*
- [130] *** STAS 11298-80, *Debitmetre electromagnetice pentru lichide.*
- [131] *** SR ISO 10790, *Măsurarea debitului fluidelor în conducte închise.*
- [132] *** *Omega Temperature Measurement Catalog*, 1985.
- [133] Nagi, M. - *Determination of the prediction equation for the fluid laminar flowing through sinusoidal fins.* Buletin Științific Tehnic, U.T.T. Tom 41(55) Mecanică, 1996, pag. 110-115.
- [134] Kraussold, H. - *Warmeaustauscher Verfahrenstechnick*, Nr. 5, 1968/2.
- [135] Milheev, A.M. - *Bazele transiterii căldurii.* Ed.energetica, Bucuresti 1953.
- [136] Gnielinski, V. - *Neue Gleichungen fur de Warme und den Stoff uebergang in turbulent durck stromten Rohren und Kanalen.* Forchung . Nr.1, 1975.

- [137] Tole, H. - *Măsurări în instalații termice*. Editura Tehnica, București, 1972.
- [138] Worthing, A. Geffner - *Prelucrarea datelor experimentale*. Ed.Tehnica București 1959.
- [139] *** STAS R12091-82, *Măsurarea debitelor fluidelor. Calculul erorii limită de măsurare a debitelor*.
- [140] Bartford, N.C. - *Experimental Measurements: Precision, Error and Truth*, Ed. John Wiley and Sons, 2nd Editions, Chicester, 1985.
- [141] Nagi, M., **Ilieș, P.**, Negoțescu, A. -*The detrmination of the optimal circulation fluids speeds through the heat Exchangers*. DAAAM International,VIENA, AUSTRIA.2008, pag.943-944, ISSN 1726-9679, ISBN 978-3-901509-68-1, ISI PROCEEDINGS.
- [142] Nagi, M., **Ilieș, P.**, Iorga, D., Uzuneanu, K. -*Compact systems for cooling groups designed and manufactured At RAAL Bistrita* COFRET,2008 Nantes-France, 11-13 jun 2008, Ecole des mines Nantes, ISBN 2.6905267.61.5.
- [143] Kussmann Ch. -*The Use of KULI for the optimization of thecooling system of a turbocharged aircraft*. International Kuli User Meeting, Steyer,17.06.2009.Austria.
- [144] Enea, M., -*Ring type cooling systems - opportunity in the cooling systems management*. International Kuli User Meeting, Steyer, Austria, 2009.
- [145] **Ilieș, P.**, Nagi, M., Mare, C., Sucilă, M. - *An attempt to optimize the heat-transfer performance of an air-cooled heat-exchanger module by means of virtual simulation instruments*. Alba Iulia, 2009
- [146]. **Ilieș, P.**, Marțian, V., Nagi, M. -*Influence of extended water heat surface on water coolers*,Conf.nat. termo, part intern, 31-mai-01 iunie, 2007, Ploiești, Ed Un. Petrol și gaze, issn 1843-1992, SRT, Vol II, pag 149-155.
- [147] Nagi, M., **Ilieș, P.**, Sucilă, M. - *Research regarding the utilisation of aluminum heat exchangers in exhaust gas recirculation systems*, Buletin IP IAȘI, Tom LIV (LVIII) Fasc.2 , 2008, pag.297-302.
- [148] Nagi, M., Caia, C., Moldovan, C., **Ilieș, P.** -*Theroretical researchs regarding biodiesel usage on an engine equipped with commonrail ijection system* Buletin IP Iași, Tom LIV (LVIII) Fasc.2 , 2008, pag.303-308.
- [149]. Nagi, M., **Ilieș, P.**, Sucilă, M., Enera, M. -*The effect of the separation zone on the performance of a compressed air dryer*.Intern Congres SMAT 2008,Edit. Universitaria Craiova,Tome II, M07, pag.184-188.
- [150]Marțian, V., **Ilieș, P.**, NAGI, M.,- *Experimental researches regarding transient heat rejection of aluminum heat exchangers*, Ses. Com. St. Cu part. Internat M.VT. 2006, 15-17 Nov, BOLDOR MVT20061030.
- [151] Nagi, M., **Ilieș, P.**, Rusu, R., Stanciu, T. - *The influence of the air-side fin pitch on the overall performance of radiators for the automotive industry*. Buletin of the Transilvania Univ. Brasov. Conf.nat. termo, part intern, CNT 17, 21-22, mai, 2009, Brașov, Vol 2, Pag.221-226.
- [152]*** - Heat Exchangers. Shell an Tube. <http://www.ergil-rhino.com/>.
- [153] *** - Heat Exchangers for compresors.
- <http://www.wxjl.cn/newEbiz1/EbizPortalFG/portal/html/CategoryList>.
- [154] *** - Heat Eexchanger, <http://www.supcool.net/Products.asp>.
- [155] *** - <http://aluminium.matter.org.uk/content/html/eng/default>.
- [156]*** Chiana aluminium heat exchangers [http://www.alibaba.com/countrysearch/CN-suppliers/Aluminum Heat Exchanger.html](http://www.alibaba.com/countrysearch/CN-suppliers/Aluminum%20Heat%20Exchanger.html). irreversibility analysis for 1-2 TEAM G

heat exchangers, Journal of Heat Transfer, Vol. 127, pag. 1296-1304, December 2005.

[157]***<http://www.lytron.com/heat-exchangers/heat-exchangers-overview.aspx>.

[158]

**<http://aluminium.matter.org.uk/content/html/eng/default.asp?catid=166&pageid>.

[159] ***http://www.heatexchangersindia.com/aluminum_heat_exchangers.html.

[160]**<http://forthpneumatic.manufacturer.globalsources.com/si/6008831676492/pdtl/Heat-exchanger/1014539141/Heat-Exchanger.htm>.

[161]***<http://news.directindustry.com/press/api-schmidt-bretten/airtech-pcr-aluminum-heat-exchangers-16083-332291.html>.

[162] *** http://www.himfr.com/buy-aluminium_fin_heat_exchanger/.

[163] ***<http://www.indiamart.com/laxmiautomobiles/condensers.html#aluminium>.