

**STUDII ȘI CERCETĂRI
PRIVIND PERFORMANȚELE
TERMICE ȘI FLUIDODINAMICE
ALE SCHIMBĂTOARELOR
DE CĂLDURĂ CU NERVURI
DISCONTINUE DISPUSE
ALTERNANT**

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

Ing. Ioan-Daniel Cărăbaș

Conducător științific: prof. dr.ing. Mihai Nagi
Referenți științifici: prof. emerit.dr.ing. Teodor Mădărășan
prof. dr.ing. Marin Bică
conf. dr.ing. Ioan Laza

Ziua susținerii tezei: 15.03.2012

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- | | |
|---|--|
| 1. Automatică | 9. Inginerie Mecanică |
| 2. Chimie | 10. Știința Calculatoarelor |
| 3. Energetică | 11. Știința și Ingineria Materialelor |
| 4. Ingineria Chimică | 12. Ingineria sistemelor |
| 5. Inginerie Civilă | 13. Inginerie energetică |
| 6. Inginerie Electrică | 14. Calculatoare și tehnologia informației |
| 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații | 15. Ingineria materialelor |
| 8. Inginerie Industrială | 16. Inginerie și Management |

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, 2013

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 *"STUDII ȘI CERCETĂRI PRIVIND PERFORMANȚELE TERMICE ȘI FLUIDODINAMICE ALE SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ CU NERVURI DISCONTINUE DISPUSE ALTERNANT"* are la bază activitatea de cercetare a autorului la firma S.C. RAAL S.A. Bistrița. Ea a putut fi elaborată datorită climatului de cercetare științifică existent în S.C. RAAL S.A. Bistrița și datorită colaborării a acestei firme 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 în special D-lui dir. General dr.ing ILIES Paul și lui Drd. Fiz. MARTIAN Vlad care mi-au permis accesul al standul de incercari și mi-au pus la dispoziție schimbatoarele de căldură testate. Deasemenea multumesc d-lui prof. dr. ing. Danilă IORGA, d-lui conf. dr. ing. Liviu MIHON și d-lui conf. dr. ing. Dorin LELEA, pentru sugestiile făcute la susținerea referatelor.

Timișoara, martie , 2012

Ioan-Daniel CĂRĂBAS

Cărăbaș, Ioan Daniel

Studii și cercetări privind performanțele termice și fluidodinamice ale schimbătoarelor de căldură cu nervuri discontinue dispuse alternant

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 115, Editura Politehnica, 2012, 138 pagini, 101 figuri, 5 tabele.

ISSN: 1842-4937

ISBN: 978-606-554-471-0

Cuvinte cheie: schimbătoare de căldură, transfer termic, nervură discontinuă.

Rezumat

Lucrarea conține studiul schimbătoarelor de căldură ulei-aer, cu nervuri discontinue, dispuse alternant. Cercetările au fost realizate pe 9 schimbătoare de căldură, la diferite regimuri de funcționare și au fost expuse concluzii referitoare la răcitoarele de ulei studiate.

CUPRINS

1. Introducere	11
2. Stadiul actual în construcția răcitoarelor de ulei.....	15
2.1. Îmbunătățirea transferului termic.....	15
2.1.1. Utilizarea nanofluidelor	15
2.2. Utilizarea nervurilor în construcția suprafețelor de transfer termic	16
2.2.1. Principalele tipuri de suprafețe extinse utilizate de partea uleiului.....	16
2.2.2. Principalele modele de schimbătoare de căldură realizate din aluminu.....	19
2.3. Construcția grupurilor și a sistemelor de răcire.....	27
2.3.1. Tendințe pe plan mondial	27
3. Calculul și compararea schimbătoarelor de căldură cu suprafețe extinse	30
3.1. Calculul termic	30
3.2. Calculul fluidodinamic al schimbătoarelor de căldură	37
3.3. Criterii de comparație pentru schimbătoare de căldură	39
4. Cercetări teoretice privind performanțele termice și fluidodinamice ale suprafetelor extinse drepte	41
4.1. Efectul de intrare la nervurile discontinue	42
4.2. Concluzii privind cercetarea teoretică a nervurilor discontinue	46
5. Fabricarea racitoarelor de ulei	47
5.1. Fabricarea nervurilor discontinue dispuse alternant.....	47
5.2. Brazarea	49
5.3. Metode de brazare	51
6. Cercetari experimentale privind performanțele schimbătoarelor de căldură cu nervuri discontinue dispuse alterna.....	53
6.1. Standul pentru încercarea schimbătoarelor de căldură ulei-aer	53
6.2. Încercarea schimbătoarelor de căldură cu nervuri discontinue	64
6.2.1. Schimbătoarele de căldură utilizate la încercări	64
6.2.2. Calculul erorilor.....	83
7. Procedee pentru optimizarea schimbătoarelor de căldură	86
7.1. Calcularea schimbătoarelor de căldură în funcție de cerințe și spațiu .	86
7.2. Optimizarea schimbătoarelor de căldură.....	91
8. Concluzii și contribuții personale	100
8.1. Concluzii generale.....	100
8.2. Contribuții originale.....	101
Anexe.....	102
Bibliografie	129

Principalele simboluri utilizate

A, S	$[m^2]$	- aria, suprafața
c	$[J/kgK]$	- 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
v	$[m^3/kg]$	- 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	17
2	Fig. 2.2. Nervuri decupate-sparte (Louvered fin).....	17
3	Fig. 2.3. Nervuri ondulate (Wavy air fin)	18
4	Fig. 2.4. Nervuri drepte (Flat top fin).....	18
5	Fig. 2.5. Nervuri discontinue dispusa alternant	19
8	Fig. 2.6. Matrice de schimbător de căldură tip "plăci și bare"	19
9	Fig. 2.7. Schimbătoare de căldură tip "plăci și bare".....	20
11	Fig. 2.8. Răcitoare tip Shell din aluminiu	21
12	Fig. 2.9. Diferite poziționari ale racorzilor de intrare/iesire a fluidelor.....	21
13	Fig. 2.10. Schimbătoare de căldură cu "plăci brazate"	22
14	Fig. 2.11. Schimbător de căldură cu tuburi plate	22
15	Fig. 2.12. Nervuri discontinue montate între plăci	23
16	Fig. 2.13. Diferite tipuri de schimbatoare de căldură cu tuburi plate, din aluminiu	23
17	Fig. 2.14. Schimbator de caldura circular.....	24
18	Fig. 2.15. Răcitor cu curgerea fluidelor în contracurent.....	24
19	Fig. 2.16. Schimbătoare de căldură cu tuburi sudate sau extrudate	25
20	Fig. 2.17. Schimbătoare cu tuburi plate	25
21	Fig. 2.18. Tipuri de schimbatoare de căldură realizate la S.C RAAL	26
22	Fig. 2.19. Schimbătoare de căldură de dimensiuni mari	26
25	Fig. 2.20. Schimbatoare de căldură side by side	28
26	Fig. 2.21. Schimbatoare de căldură face to face	29
27	Fig. 2.22. Grup de racitoare, sistemul combinat,	29
28	Fig. 3.1. Simbolizarea curgerilor încrucișate	32
29	Fig. 3.2. Dependența $\Phi = f(\mu, \chi)$	33
30	Fig. 3.3. Diagrama de temperatură pentru curgere în contracurent	33
31	Fig. 3.4. Perete nervurat	34
32	Fig. 3.5. Graficul dependenței $\eta = f(mh)$, pentru diferite tipuri de nervuri.....	36
33	Fig. 4.1. Posibilități de montare a nervurii discontinue dispusă alternant.....	41
34	Fig. 4.2. Stratului limită laminar	43
35	Fig. 5.1. Nervura discontinuă dispusa alternant.....	47
36	Fig. 5.2. Mașina de format nervuri ondulate WFM-250 (cu came)	48
37	Fig. 5.3. Mașini de format nervuri cu mecansim bielă-manivelă MFB-250.....	49
38	Fig. 5.4. Situația înainte și după brazarea a celor doua piese	50
39	Fig. 5.5. Instalație de brazare în vid	51
40	Fig. 6.1. Schema standului experimental	53
41	Fig. 6.2. Vedere generala stand de proba	54
42	Fig. 6.3. Canalul izolat cu mantaua de protecție	55
43	Fig. 6.4. Ventilatorul de aer cu motor electric de 55kW	56
44	Fig. 6.5. Motor-reductor pentru reglarea debitului de aer	57
45	Fig. 6.6. Bazin de ulei cu capacitate de 800 litri	57
46	Fig. 6.7. Pompele de ulei cu debitmetrele Vortex	58
47	Fig. 6.8. Panoul de comanda pentru pompele de ulei	58
48	Fig. 6.9. Dispunerea termometrelor si termorezistențelor pe canal.....	59
49	Fig. 6.10. Montaj diafragma de aer	59
50	Fig. 6.11. Montaj prize de de presiunet	60

51	Fig. 6.12. Montaj debitmetre de ulei	61
52	Fig. 6.13. Senzori de presiune cu afisaj digital si semnal 4-20mA(matrice)..	61
53	Fig. 6.14. Senzori de presiune cu afisaj digital si semnal 4-20mA (diafragma).....	62
54	Fig. 6.15. Modul de achizitie date tip I7000	62
55	Fig. 6.16. Calculatorul standului	63
56	Fig. 6.17. Interfața program achiziție de date	64
57	Fig. 6.18. Schimbatoare utilizate la măsurători	64
58	Fig. 6.19. Variația fluxurilor de căldură pentru schimbătoarele cu pasul $p=6.2$ mm	67
59	Fig. 6.20. Variația fluxurilor de căldură în funcție de debitul de ulei pentru familia de schimbătoare de caldura cu pasul nervurii de aer $p=6.5$ mm	67
60	Fig. 6.21. Variația fluxurilor de căldură în funcție de debitul de ulei pentru familia de schimbătoare de caldura cu pasul nervurii de aer $p=6.0$ mm	68
61	Fig. 6.22. Variația fluxurilor de căldură în funcție de debitul de ulei pentru familia de schimbătoare de caldura cu pasul nervurii de aer $p=5.8$ mm	68
62	Fig.6.23. Variația căderilor de presiune în funcție de viteza uleiului prin aparate pentru familia de schimbătoare de caldura cu $p=6.2$ mm	69
63	Fig.6.24. Variația căderilor de presiune în funcție de viteza uleiului prin aparate pentru familia de schimbătoare de caldura cu $p=6.5$ mm.....	70
64	Fig.6.25. Variația căderilor de presiune pentru aparatele cu $p=6.0$ mm....	70
65	Fig.6.26. Variația căderilor de presiune pentru aparatele cu $p=5.8$ mm....	71
66	Fig.6.27. Coeficienții globali de transfer termic pentru familia de schimbătoare de caldura cu $p=6.2$ mm	72
67	Fig.6.28. Coeficienli globali de transfer termic pentru familia de schimbătoare de caldura cu $p=6.5$ mm	72
68	Fig.6.29. Coeficienli globali de transfer termic pentru familia de schimbătoare de caldura cu $p=6.0$ mm	73
69	Fig.6.30. Coeficienli globali de transfer termic pentru familia de schimbătoare de căldură cu $p=5.8$ mm	73
70	Fig.6.31. Variația coeficienților de transfer termic α_a pentru suprafețele cu nervuri cu pasul de 6.2mm.....	74
71	Fig.6.32. Variația coeficienților de transfer termic α_a pentru suprafețele cu nervuri cu pasul de 6.5mm.....	75
72	Fig.6.33. Variația coeficienților de transfer termic α_a pentru suprafețele cu nervuri cu pasul de 6mm.....	75
73	Fig.6.34. Variația coeficienților de transfer termic α_a pentru suprafețele cu nervuri cu pasul de 5.8mm.....	76
74	Fig.6.35. Variația Colborn pentru suprafețele cu nervuri discontinue cu pasul de 6,2 mm.....	77
75	Fig.6.36. Variația Colborn pentru suprafețele cu nervuri discontinue cu pasul de 6,5 mm.....	77
76	Fig.6.37. Variația Colborn pentru suprafețele cu nervuri discontinue cu pasul de 6 mm.....	78
77	Fig.6.38. Variația Colborn pentru suprafețele cu nervuri discontinue cu pasul de 5,8 mm.....	78
78	Fig.6.39. Variația coeficientului de rezistență la frecare, pentru suprafețele cu nervuri cu pasul de 6,2mm.....	79
79	Fig.6.40. Variația coeficientului de rezistență la frecare, pentru suprafețele cu nervuri cu pasul de 6,5mm.....	80

80	Fig.6.41. Variația coeficientului de rezistență la frecare, pentru suprafețele cu nervuri cu pasul de 6mm.....	80
81	Fig.6.42. Variația coeficientului de rezistență la frecare, pentru suprafețele cu nervuri cu pasul de 5,8 mm.....	81
82	Fig.6.43. Variațiile eficiențelor volumice, ε_v , în funcție de eficiența ε_e	82
83	Fig. 6.44. Caracteristicile de exploatare pentru $p=6,2\text{mm}$	83
84	Fig. 7.1. Interfata programului de calcul PCRU.....	86
85	Fig. 7.2. Prima zonă(dimensiunile).....	87
86	Fig. 7.3. A doua zonă.....	87
87	Fig. 7.4. A treia zona de lucru.....	88
88	Fig. 7.5. Structura de calcul a racitorului de ulei.....	89
89	Fig. 7.6. Captura din programul de calcul.....	90
90	Fig. 7.7. Schema procedurii de optimizare manuală.....	91
91	Fig. 7.8. Schema de optimizare automata.....	92
92	Fig. 7.9. Sistem de racire.....	93
93	Fig. 7.10. Elementul ParaVar.....	93
94	Fig. 7.11. Fereastra de post procesare.....	94
95	Fig. 7.12. Graficul optimizarii caderii de presiune.....	95
96	Fig. 7.13. Optimizarea caderii de presiune in functie de latimea racitorului.....	95
97	Fig. 7.14. Graficul punctelor de functionare.....	96
98	Fig. 7.15. Setarea circuitului termic.....	97
99	Fig. 7.16. Rezultatele obtinute.....	97
100	Fig. 7.15. Căderile de presiune pe schimbătorul de ulei.....	98
101	Fig.7.16. Variatia temperaturii uleiului.....	99

LISTA TABELELOR

1	Tabelul 5.1. Aliaje de brazare.....	50
2	Tabelul 7.1. Caracteristicile constructive ale schimbatoarelor de caldura încercate	74
T.1.	Masuratori si calcule privind performantele termice ale racitoarelor de ulei.....	102
T.2.	Tabele cu valori masurate privind performantele fluidodinamice ale schimbatoarelor de caldura.....	112
T.3.	Tabele cu valori calculate.....	117

1. INTRODUCERE

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

Schimbătorul de caldura poate constitui o unitate independentă sau un subansamblu într-o instalație complexă.

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 [4,5], și apar noi tipuri constructive. Clasificările existente [6,7] se fac în funcție de modul de transmitere a energiei, regimul de lucru, schema de curgere, materialul de construcție, etc.

Dimensiunea aparatului nu este totdeauna un factor primordial în cazul instalațiilor fixe, 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 [8,9].

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;
- să fie economice;
- un nivel scăzut de zgomot, etc.

Transmiterea căldurii între cele două medii se poate face printr-un perete solid, care le separă, bun conducător de energie termică sau se poate face prin amestecarea mediilor.

Dacă mediile sunt în contact cu pereții despărțitor pe fețe diferite, căldura trecând prin perete, schimbătorul este de tip recuperativ, iar dacă mediile sunt în contact succesiv cu aceeași față a peretelui, căldura acumulându-se în perete și fiind cedată celui alt mediu ulterior, schimbătorul este de tip regenerativ.

Transferul termic poate fi staționar în timp (continuu) sau nestaționar (periodic). Cele cu transfer continuu sunt realizate de obicei cu suprafață de separație și sunt numite recuperatoare, iar cele cu transfer nestaționar acumulează căldura într-o perioadă de timp și o restituie în alta, fiind numite regeneratoare. Un alt tip de schimbătoare de căldură nestaționare sunt acumulatele, în care căldura este acumulată și livrată apoi la cerere.

La începutul anilor '50, schimbătoarele de căldură erau destul de simple constructiv, asigurând un transfer de caldura relativ scăzut și de obicei aveau dimensiuni mari. Schimbatoarele compacte se construiau numai din fascicule de țevi cu pereți netezi (ulterior nervurate în exterior), deoarece datele cu privire la transferul termic și rezistențele hidraulice nu erau suficiente pentru a putea realiza schimbatoare de caldura compacte și cu un transfer termic bun. 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.

"U.S.N. BUREAU OF SHIPS" a avut inițiativa realizării aparatelor compacte, încă din anul 1945, în programul de cercetare [10] 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.

Deși s-a demonstrat eficiența lor scăzută în comparație cu aparatele compacte din aliaje ușoare [11], din 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], datorită simplității constructive.

O importanță deosebită 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.

Domeniul aeronautic a avut un efect pozitiv în industria schimbătoarelor de căldură [17,18], aceasta impunând dimensiuni mici și ușoare și 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 [19,20]. Aceste aparate trebuie să aibă un gabarit redus la o suprafață de transfer termic mare și performanțe ridicate.

În anul 1982 se introduc pe piață aliajele cu durată lungă de exploatare) [21], ("long-life"), aceste aliaje au devenit un standard pentru majoritatea aparatelor 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) [22,23]

Pe la mijlocul anilor '80 se pune problema reducerii greutateii 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 [24,25]. 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 [26,27].

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 tevi 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 [28-31] și cu considerații critice privind performanțele diferitelor tipuri de răcitoare [32] sau posibilitatea compactizării acestora [33,34].

Prin anii 1981-1982, secția de radiatoare al I.U.T. Bistrița începe să producă schimbătoare de căldură în construcție brazată din aluminiu și începe o colaborare rodnică și de durată între Institutul Politehnic "Traian Vuia" din Timișoara și I.U.T. Bistrita.

Utilajele, 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 [35,36]. 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 (implicit 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 [37,38] și cele legate de reducerea zgomotului [39], au impus găsierea 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.

Lucrarea este împărțită în 8 capitole; în capitolul de Introducere se face o scurtă istorie privind studiul și cercetarea schimbătoarelor de căldură compacte.

În capitolul 2 se pune accent pe tendințele actuale de pe piața în cea ce privește schimbătoarele compacte de ulei.; 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 racitoarelor de ulei racit cu aer. Calculul termic și calculul pierderilor de presiune cuprinde cea mai mare parte a acestui capitol. Se trec în revistă atât formulele de calcul specifice suprafețelor de transfer termic cu nervuri cât și relații de calcul mai puțin cunoscute cum ar fi funcția Φ , denumită și caracteristica de exploatare.

În capitolul 4 se face un studiu original privind performanțele termice și fluidodinamice ale acestor suprafețe. Se studiază variația presiunii și a vitezei uleiului prin canalele drepte discontinue ale schimbătoarelor de căldură.

În capitolul 5 se prezintă câteva elemente privind obținerea nervurilor, asamblarea schimbătoarelor de căldură din aluminiu 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.

În capitolul 6 se prezintă contribuția autorului la cercetarea experimentală a schimbătoarelor de căldură cu nervuri discontinue alternante. 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 racitoarelor de ulei cu nervuri discontinue dispuse alternant.

Capitolul 7, se tratează problema optimizării schimbătoarelor de căldură folosind metodele de cercetare experimentale și metodele de simulare prin softul Kuli.

În capitolul 8 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 de calcul (**PCRU**) pentru calculul racitoarelor de ulei și generalizarea rezultatelor experimentale

2. Stadiul actual în construcția racitoarelor de ulei

În construcția schimbătoarelor de căldură, există tendința micșorării gabaritelor și reducerea zgomotelor, prin toate metodele posibile: mărirea coeficientului de convecție, construcția aparatelor cu suprafețe extinse (nervuri), utilizarea unor fluide speciale, inclusiv a nanofluidelor, etc.

2.1. Îmbunătățirea transferului termic

Prin mărirea coeficientului de transfer termic total k la un flux de căldură cerut, la anumite debite și temperaturi de intrare ale agenților termici, se poate micșora suprafața de transfer de căldură a unui racitor de ulei. 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 totodată 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.

Metode pentru mărirea coeficienților de convecție sunt [40]:

- mărirea turbulenței fluidului prin construcția unor generatoare de turbulență;
- adăugarea de aditivi în fluidul de lucru;
- construcția suprafețelor de transfer termic cu nervuri;
- utilizarea nanofluidelor, etc.

2.1.1. Utilizarea nanofluidelor

Dacă într-un fluid sunt introduse 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 3-5 ori față de coeficientul de convecție al fluidului pur la aceeași temperatură și viteză. În țara noastră existau preocupări privind cercetarea fenomenelor curgerii bifazice, la Institutul Politehnic Iași [41,42].

Nanofluidele [43, 44] sunt o nouă clasă de fluide pentru transfer de căldură, obținute 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. Cercetătorii de la Argonne National Laboratory au demonstrat că există posibilitatea realizării unei noi clase de schimbătoare de căldură având drept fluide de lucru nanofluide. 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, nanofluidele 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.

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

2.2. Utilizarea nervurilor in construcția suprafețelor de transfer termic

2.2.1. Principalele tipuri de suprafețe extinse utilizate de partea uleiului

Cele mai vechi și cunoscute schimbătoarele de căldură realizate sunt din țevi nervurate în exterior, ele au fost realizate cu precădere 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 [45,46].

Tendința de moment, în domeniul schimbătoarelor de căldură, este de a se confecționa aparate compacte din materiale cat mai ușoare. Aceste aparate prezintă o suprafață mare de transfer termic, într-un volum mic [47, 48].

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.

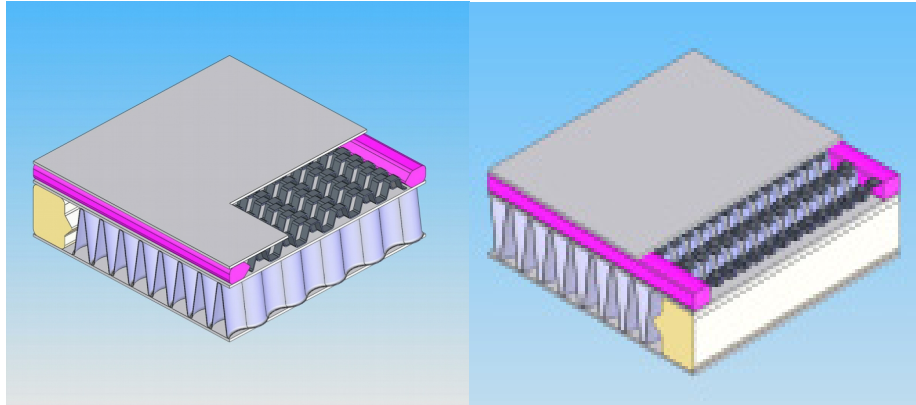


Fig.2. 1. Matrice în sistemul Sandwich

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 [49-50]. Se pot utiliza materiale cu grosimi foarte mici (0,1...0,5) mm. Sistemul Sandwich pentru schimbătoarele 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.

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

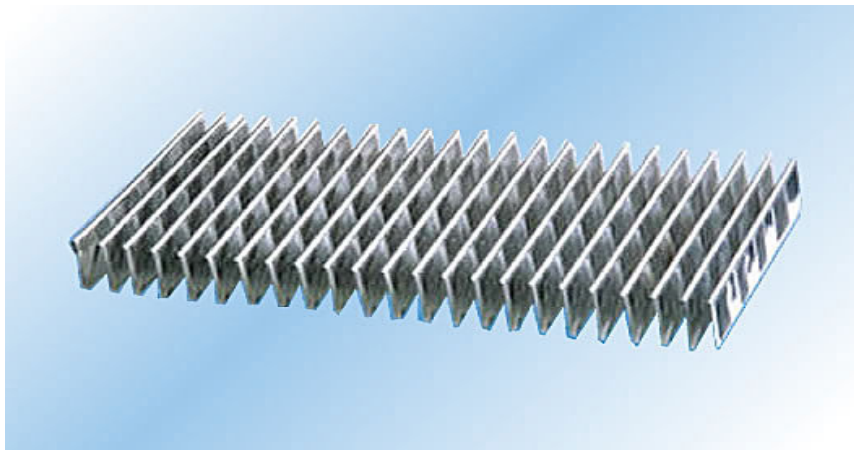


Fig.2.2. Nervuri decupate-sparte (Louvered fin)

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

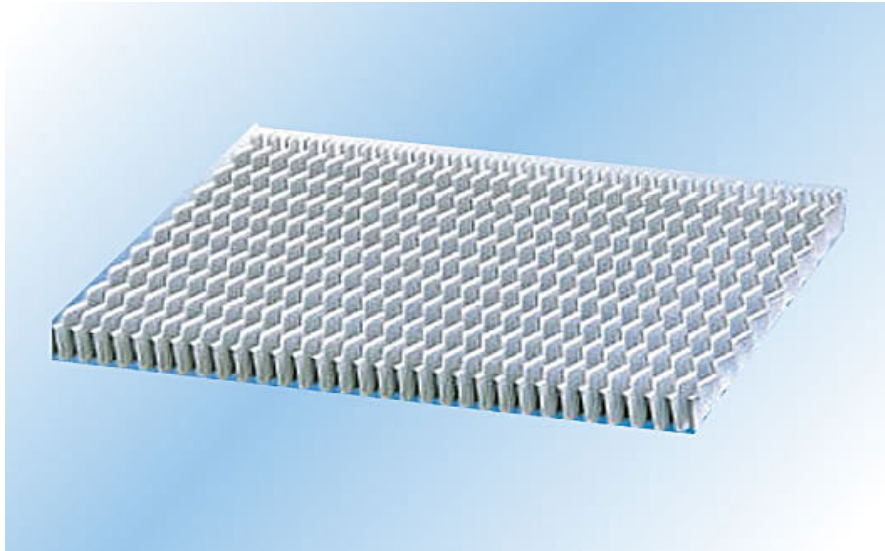


Fig.2.3. Nervuri ondulate (Wavy air fin)

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

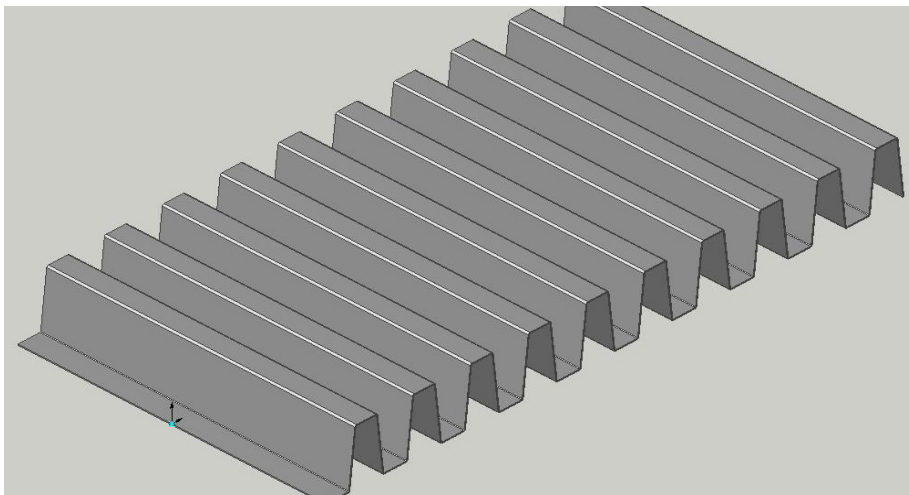


Fig.2.4. Nervuri drepte (Plat top fin)

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

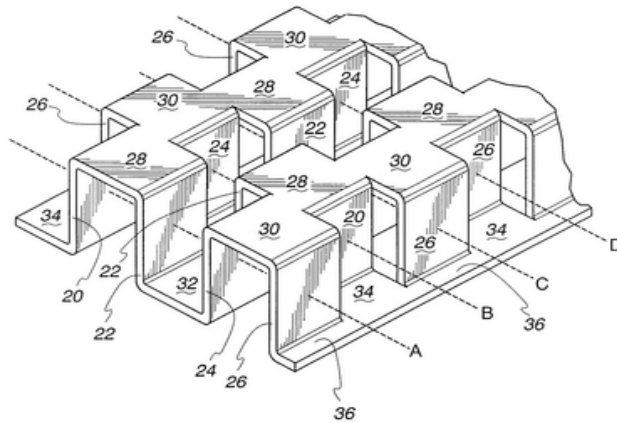


Fig.2.5. Nervuri discontinue dispuse alternant

2.2.2. Principalele modele de schimbătoare de căldură realizate din aluminiu

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 [51]. Matricile sunt construite din plăci simple de aluminiu între care se pun nervuri de diferite forme (fig.2.6) 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.

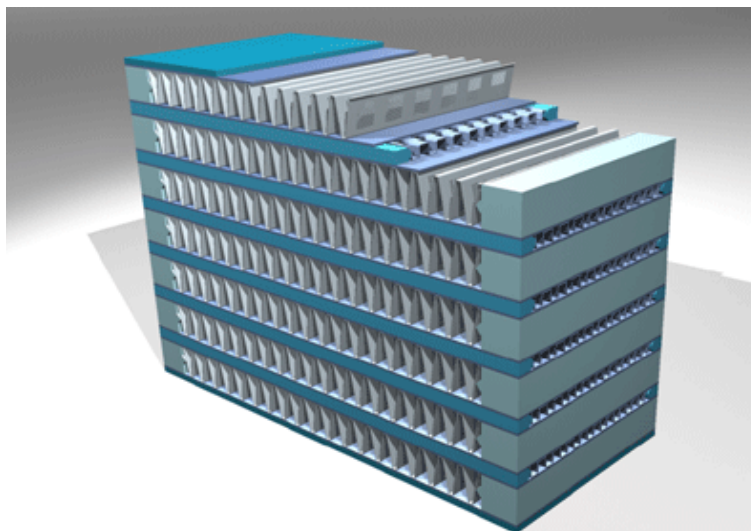


Fig.2.6. Matrice de schimbător de căldură tip "placi și bare"

Pe baza tehnologiei "plate&bar" se realizează o gamă foarte mare de produse. Dimensiunea maximă (fig.2.7) a acestor tipuri de răcitoare (în prezent) este de: 2000x3000x200 mm (HxWxT)



Fig.2.7. Schimbător de căldură tip "plăci și bare"

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

Schimbătoarele de căldură de tip Shell sunt realizate din semicasete ambutisate care în ansamblu duc la obținerea unor celule (tuburi) tip scoică (shell) [52]. Sunt modulare și se folosesc pentru sistemele de medie și joasă presiune, presiunea de lucru recomandată este 12 bar pentru seria standard. Celulele au o gamă largă de tipo-dimensiuni, 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 [53]. Prin modificarea structurii matricii, în aceeași gamă de tipo-dimensiuni se pot realiza răcitoare adecvate pentru presiune de lucru de până la 20 bar.



Fig.2.8. Răcitoare tip shell din aluminiu

Răcitoarele din figura (2.8.) 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.2.9). Se pot utiliza ca fluide de lucru: apa, amestecuri apa-glycol, uleiuri hidraulice și de transmisie, combustibili, etc.

Aceste aparate se folosesc în aplicații care cuprind motoare, sisteme de transmisie, transformatoare, răcitoare de combustibil, sisteme hidraulice etc.

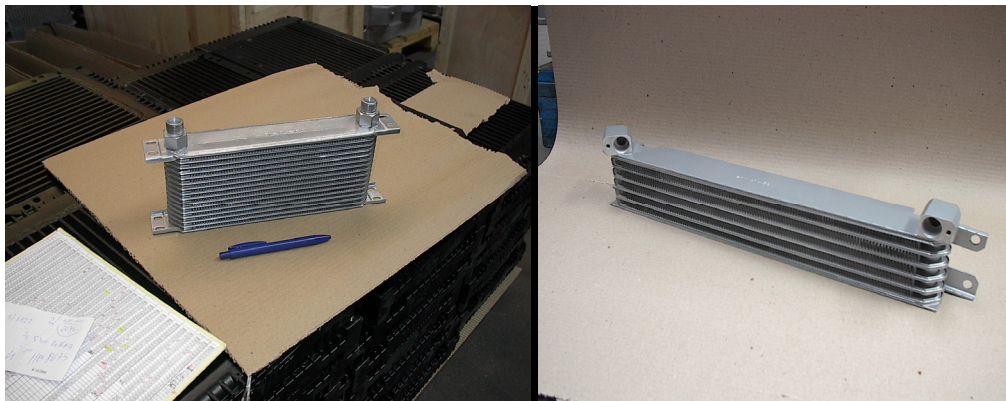


Fig.2.9. Diferite poziționari ale racorzilor de intrare/ieșire a fluidelor

III. Schimbătoare de căldură cu "placi brazate"

Acest sistem constructiv de schimbătoare de căldură (fig.2.10) 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.

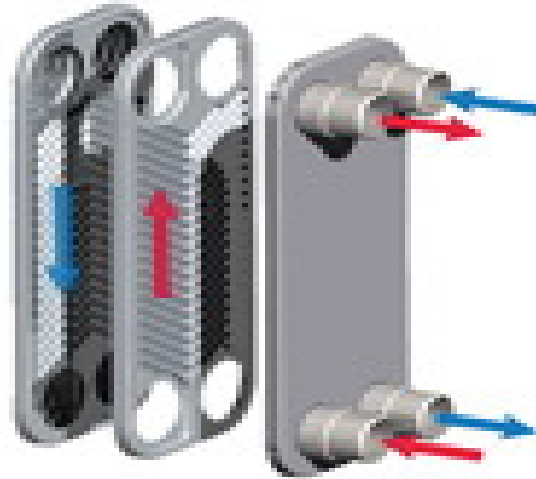


Fig.2.10. Schimbătoare de căldură cu "plăci brazate"

Schimbătoarele de căldură cu tuburi plate (Brazed Plates Heat Exchangers) [54], (fig.2.11) 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.

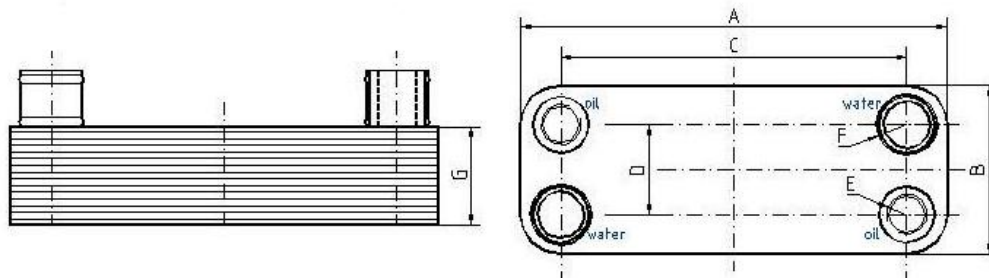


Fig.2.11. Schimbător de căldură cu tuburi plate

Între plăci se pot monta diferite tipuri de nervuri (fig.2.12), în funcție de fluidele vehiculate.

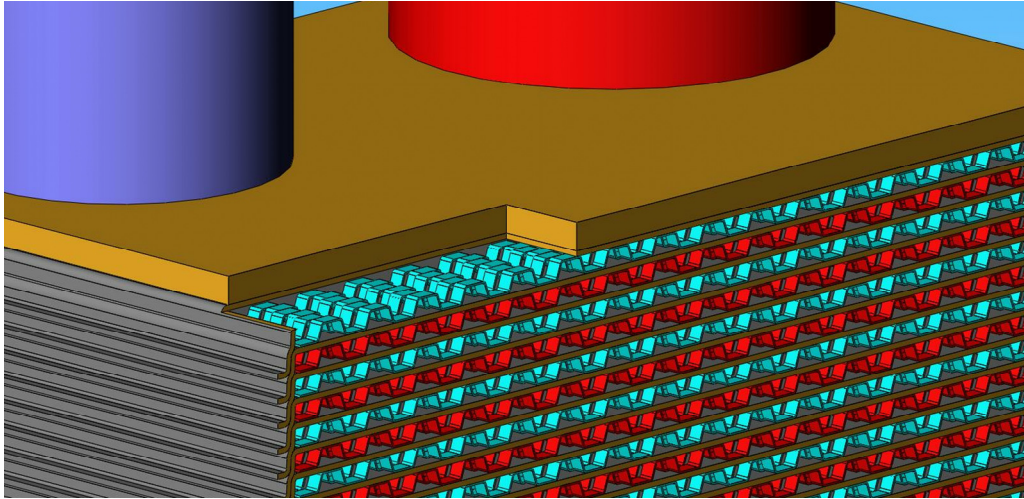


Fig.2.12. Nervuri discontinue montate între plăci

Aceste aparate pot lucra până la temperatura de 200 °C și presiuni mari, până la 80 bar. În figura (2.13) 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.2.13. Diferite tipuri de schimbătoare de căldură cu tuburi plate, din aluminiu

Schimbătoare de căldură circulare (fig.2.14).

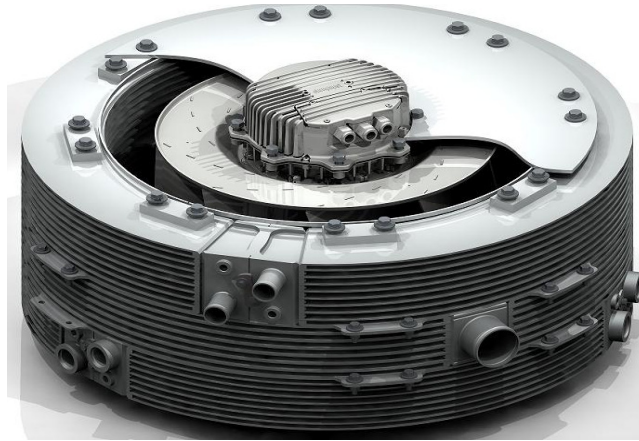


Fig.2.14. Schimbător de căldură circular

Si poate pentru prima dată în lume, la firma Raal Bistrita, s-au construit răcitoare cu plăci brazate, cu curgerea fluidelor în contracurent (fig.2.15).

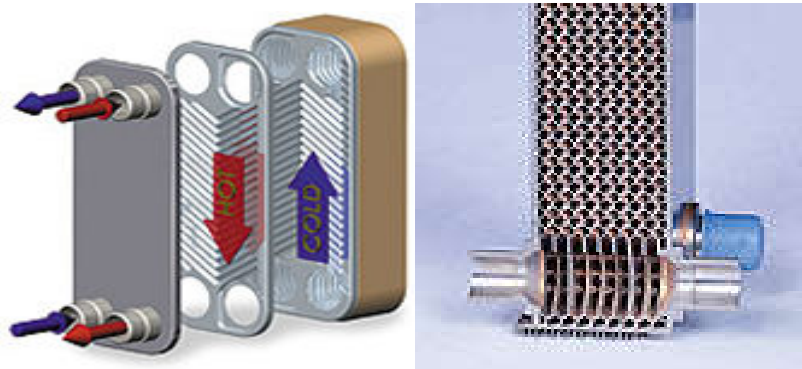


Fig.2.15. Răcitor cu curgerea fluidelor în contracurent

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.2.16) sunt de regulă utilizate ca radiatoare sau răcitoare de aer de supraalimentare, caz în care în tubul sudat se introduce o nervură ondulată [55].



Fig.2.16. 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.2.17).



Fig.2.17. 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” [21,56] 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 2.18.



Fig.2.18. Tipuri de schimbătoare de căldură realizate la S.C. RAAL S.A. Bistrița

Gama de tipo-dimensiuni a răcitoarelor este foarte mare (fig.2.19) 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.2.19. 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. 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 [40]:

- 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 [57-59].

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. Procedul 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 [60].

Aceste aparate se construiesc din oțeluri inoxidabile sau aliaje de nichel prin procedul de asamblare nedemontabilă "brazare" [61-63] 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 deasemenea 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 normele 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 [63,64].

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 în figura (2.20.) Acest sistem permite realizarea unei grosimi mici dar necesită o arie frontală mare.



Fig.2.20. Sistemul Side by Side

b) Sistemul Face to Face

La acest sistem aparatele se găsesc în două sau trei plane, așa cum s-a reprezentat în figura (2.21.) Acest sistem realizează o grosime mare dar necesită o arie frontală mică, permițând aranjare într-un spațiu dat al mai multor răcitoare.

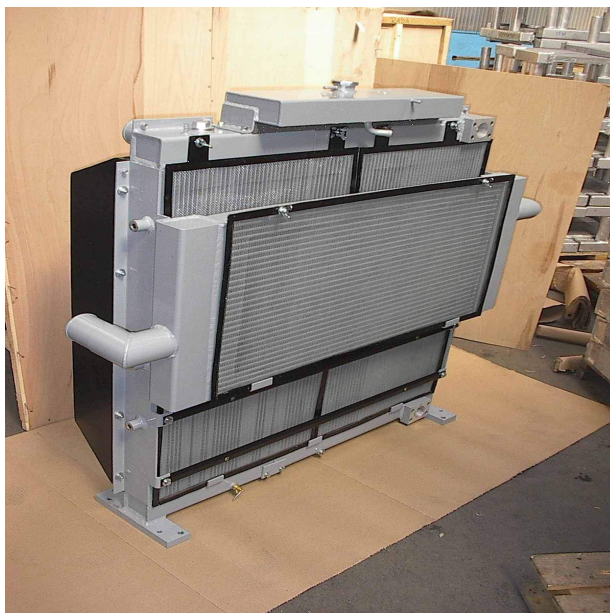


Fig.2.21. Sistemul Face to Face

c) Sistemul combinat

Acest sistem, așa cum s-a reprezentat în figura (2.22.) 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.[65].



Fig.2.22. Sistemul combinat

3. Calculul și compararea schimbătoarelor de căldură cu suprafețe extinse contine

Capitolul de fata prezintă principiile și formulele de calcul prin care se analizează performanțelor termice și fluidodinamice pentru schimbătoarele de căldură 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. La aparatele încercate 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 [40,66,67]:

- ecuația bilanțului termic (rel.3.1-3.2)
- 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

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

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

Aceste două 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 [66]:

$$\phi = \frac{t_1' - t_1''}{t_1' - t_2'} \quad (3.5)$$

și reprezintă raportul între fluxul de căldură transmis, \dot{Q} , și fluxul maxim ce s-ar transmite dacă temperatura fluidului t_1'' la ieșire ar ajunge în mod ideal la temperatura de intrare a fluidului t_2' (acest lucru ar fi posibil dacă suprafața de transfer termic ar fi infinită), depinde de mărimile adimensionale :

$$\mu = \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2} = \frac{t_2' - t_2''}{t_1' - t_1''} \quad (3.6)$$

$$\chi = \frac{kA}{\dot{C}_1} = \frac{t_1' - t_1''}{\Delta t_m} \quad (3.7)$$

Totdeauna se va alege drept fluid "unu" (t_1' , 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).

În cazul schimbătoarelor de căldură se poate admite că fluidul unu (\dot{C}_1) este fluid amestecat și 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 (schimbătoare tip gaz-gaz sau aer-ulei), s-a putut găsi doar o relație de calcul aproximativă (fig.3.1.a)

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

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

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

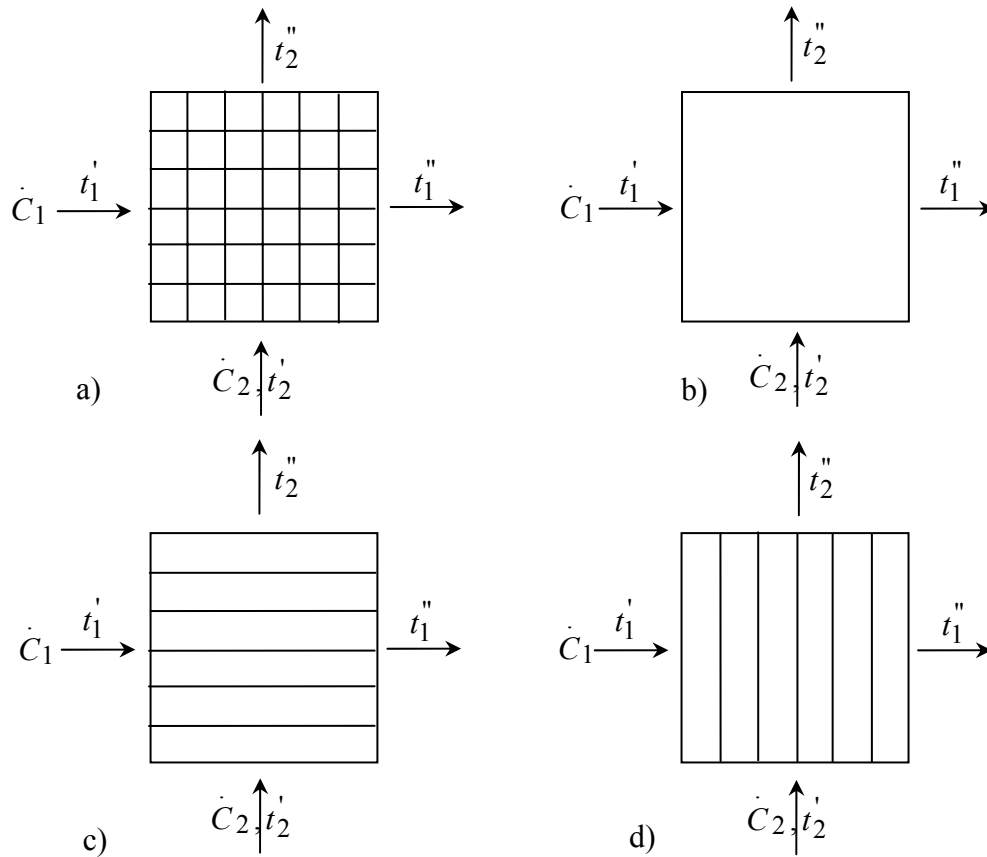


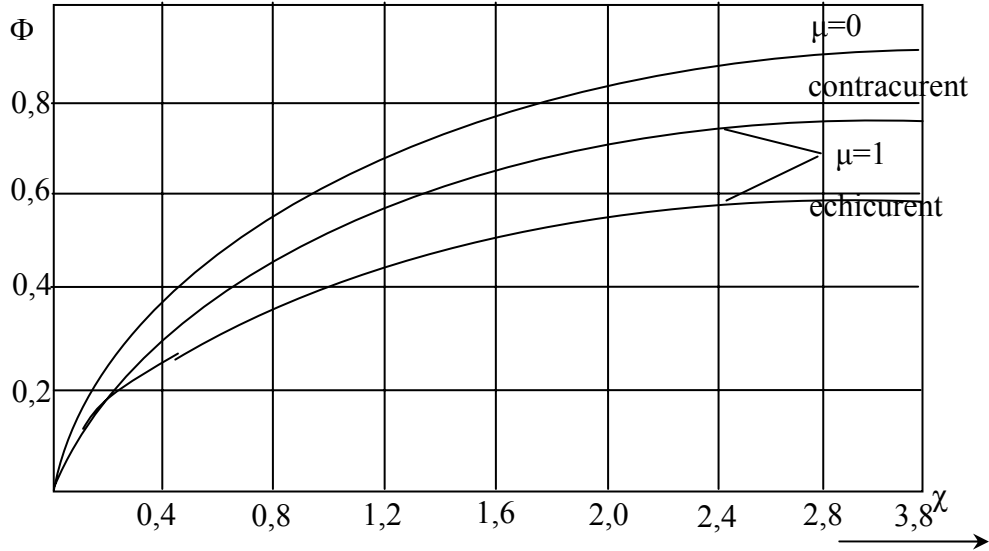
Fig.3.1. Simbolizarea curgerilor încrucișate

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 [68-70]. 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.

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.

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

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.

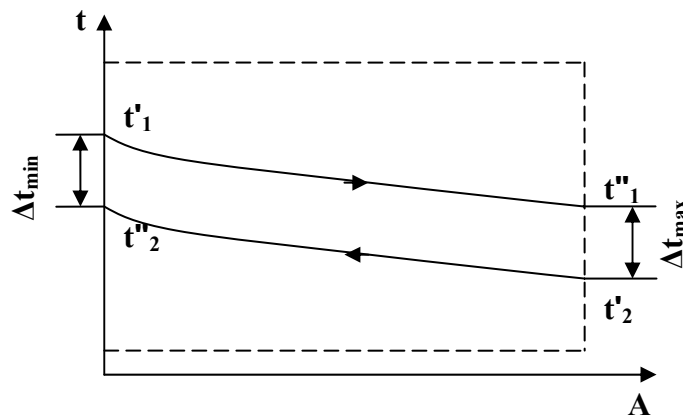


Fig 3.3. Diagrama de temperatură pentru curgere în contracurent

În aparatele reale, fluidele curg, aproape în exclusivitate, în curent încrucișat. 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 [71-72]:

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:

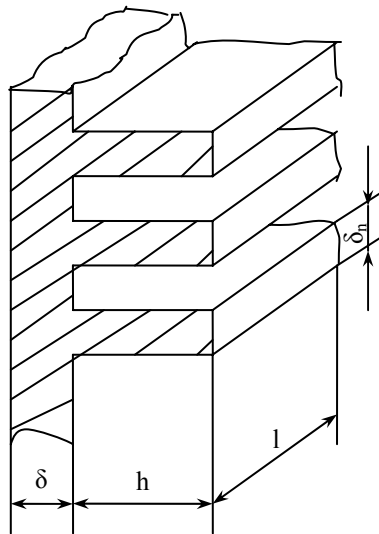


Fig.3.4. Perete nervurat

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

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 [70] 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, $C_n = 5,67 \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$ - coeficientul energetic de emisii a corpului negru.

Randamentul suprafeței nervurate se definește prin relația:

$$\eta_2 = 1 - \frac{A_{n2}}{A_2} (1 - \eta_{n2}) \quad (3.19)$$

unde η_{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:

$$\eta = \frac{th(mh)}{mh} \quad (3.20)$$

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 η_{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]

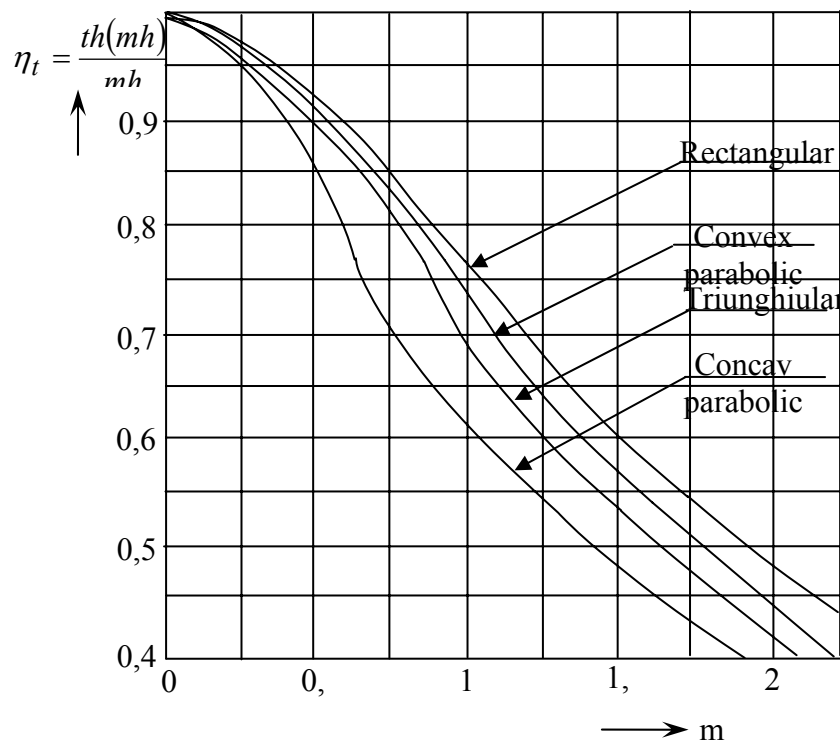


Fig.3.5. Graficul dependenței $\eta = f(mh)$, pentru diferite tipuri de nervuri

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 [73].

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 interiori 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 măririi procesului de transfer termic prin micșorarea stratului limită hidraulic și termic.

Astfel se poate scrie pierderea totală de presiune [74] :

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

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 [75]

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

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 contracția (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 [76], 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 [77,78] sau lucrări care analizează și pierderile exergetice din schimbătoarele de căldură [79,80].

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 [81]:

- 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 :

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

- **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 [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$];- 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 [78,79]

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

4. Cercetări teoretice privind performanțele termice și fluidodinamice ale suprafețelor extinse drepte

Prin nervură discontinuă se înțeleg toate nervurile discontinue în plan vertical. În cazul transferului termic prin convecție, fenomenul termic este legat de cel al curgerii fluidului în canale. Valoarea coeficientului de transfer termic "a" depinde de foarte mulți parametri: de viteza fluidului, de parametrii termodinamici ai fluidului, de regimul de curgere, de forma geometrică a corpului, etc.

Nervura discontinuă dispusă alternant este construită din aluminiu și/sau oțel inoxidabil și se utilizează la schimbatoarele de căldură compacte, din aluminiu, în canalele de ulei. În majoritatea cazurilor curgerea uleiului în aceste canale este o curgere laminară.

Nervura (fig. 4.1) se poate introduce în canal fie după direcția „P” și atunci fluidul circulă după direcția perpendiculară pe secțiunea „A-A”, fie după direcția „T” și atunci fluidul circulă după direcția transversală a secțiunii „A-A” (perpendiculară pe secțiunea „B-B”). După modul de așezare vom numi în continuare nervura P și nervura T.

Nervura tip „T”

În cazul nervurii tip „T” nervura prezentată mai sus se montează în canalele de ulei în plan orizontal, în acest caz uleiul circulă după direcția „T”, adică perpendicular pe secțiunea „B-B” (fig. 4.1).

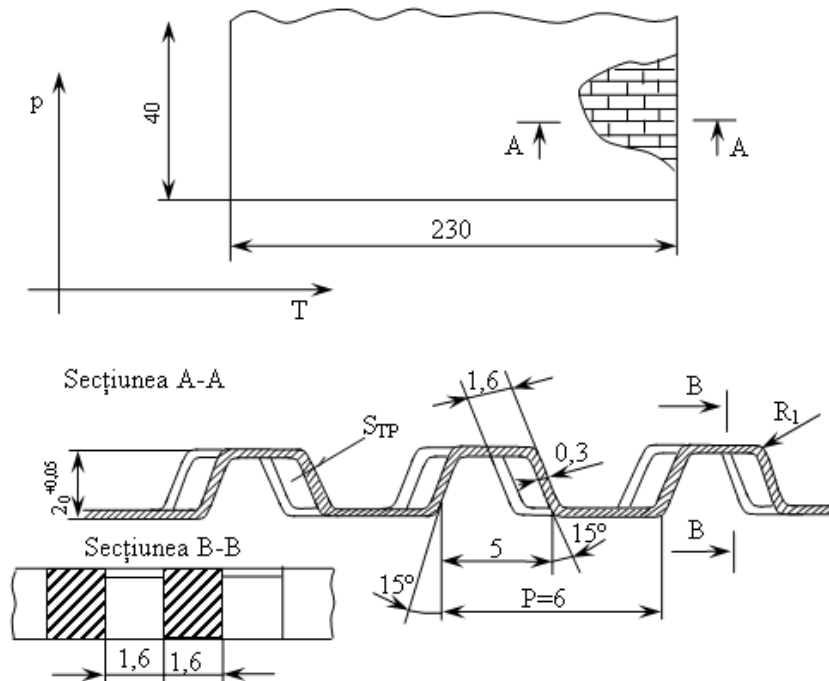


Fig.4.1. Posibilități de montare a nervurii discontinue dispusă alternant

Dacă ne imaginăm ca secțiunea "B-B" este dusă din aproape în aproape pe toată lungimea pasului "P" se vede clar ca secțiunea de curgere a fluidului variază de la o valoare maximă, echivalentă cu S_{\max} la S_{\min} . Astfel se poate scrie :

$$S_{\max} = n S_{abcd} \quad (4.1)$$

unde: "n" numărul de pași pe secțiunea "B-B" și S_{abcd} - secțiunea liberă pe un pas. (vezi fig.4.1).

$$S_{\min} = \frac{l}{2} n S_{abcd} \quad (4.2)$$

Trecerea de la S_{\min} la S_{\max} se face printr-o deviere a fluidului cu o curgere după direcția "P" prin secțiunea "S_{TP}".

Această mișcare produce, la același debit, o variație a vitezei de la w_{\max} la w_{\min} unde $w_{\max} = 2w_p$, unde am notat cu w_p viteza fluidului pentru aceeași nervură la același debit de fluid pentru așezarea nervurii de tip "P".

În această situație se produce o mișcare torsionată, pulsatorie, care duce la micșorarea stratului limită și la creșterea transferului termic dar și la o puternică creștere a pierderilor de presiune.

Teoretic nu s-a putut determina care este valoarea coeficientului de transfer termic față de așezarea nervurii după direcția "P".

Căderea de presiune însă poate fi la același debit de fluid de cel puțin de patru ori mai mare decât în cazul nervurilor de tip "P".

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

Afirmațiile de mai sus se bazează atât pe cercetările efectuate de autor cât și pe cercetări teoretice și experimentale ale unor autori [82, 83] din literatura de specialitate pentru efecte asemănătoare.

Nervura tip "P"

Nervura introdusă în canalul dreptunghiular se lipește prin brazare de acest canal, comportându-se ca o nervură plană, scurtă, decalată.

4.1. Efectul de intrare la nervurile discontinue

Având lungimea foarte mică, în direcția de curgere a fluidului $L = 1,6$ mm, se poate considera că este o placă cu temperatura constantă t_p .

Fluidul de lucru din schimbător (ulei), care intră în acest canal va curge cu o viteză constantă " w_0 " în jurul nervurii de lungimi L . Curgerea se considera laminară.

Pe fețele superioare și inferioare ale nervurii plane, se formează, datorită forțelor de frecare între ulei și nervura, un strat limită, care la începutul plăcii are grosimea $\delta = 0$ și care se mărește în funcție de distanța x - (fig.4.2).

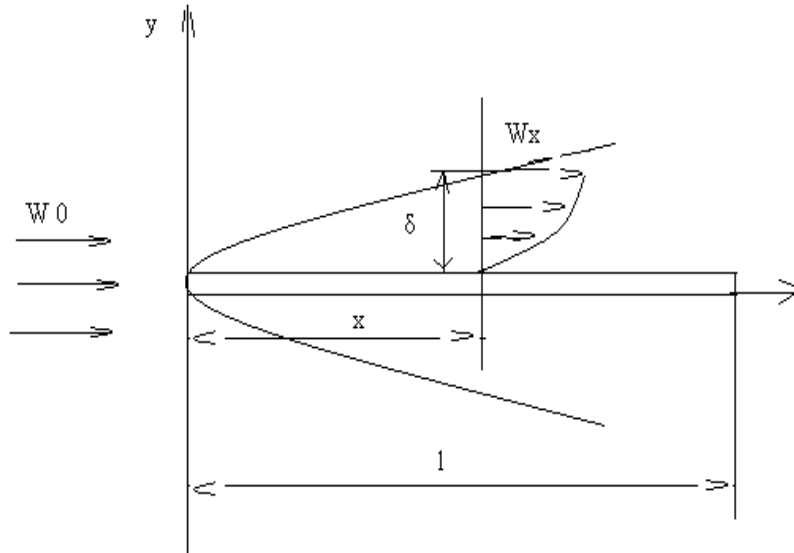


Fig. 4.2 Stratul limita laminar

Astfel problema se reduce la studiul curgerii unui fluid dealungul unei placi plane.

Prin rezolvarea ecuației integrale a stratului limita [84] relația (4.3) se obține expresia grosimii stratului limita.

$$\frac{d}{dx} \int_0^b \rho w_x^2 dy - w_0 \frac{d}{dx} \int_0^\delta \rho w_x dy = -\delta \frac{dp}{dx} - \tau_0 \quad (4.3)$$

unde pe lângă notațiile din figura 4.2. s-au mai notat :

- p [N/m^2] - presiunea din interiorul stratului

- τ_0 [N/m^2] - forța de frecare, raportată la unitatea de suprafață

Scriind legea lui Lagrange - Bernoulli pentru determinarea frontierei superioare a stratului limita [105]

$$p + \rho \frac{w^2}{2} = \text{const} \quad (4.4)$$

și derivând în raport cu "x" rezultă :

$$\frac{dp}{dx} + \rho w \frac{dw}{dx} = 0 \quad (4.5)$$

sau pentru $w = w_0$ din relația (4.5) rezulta :

$$\frac{dp}{dx} = 0$$

adică $p = \text{const}$

În aceste condiții rezolvarea ecuației (4.3) conduce la: [84]

$$\delta = c \sqrt{\frac{x \nu}{w_0}} = c x Re_x^{-1/2} \quad (4.6)$$

Valoarea lui c este [28] :

$c = 3,40$ - după Blasius

$c = 4,64$ - după Pohlhausen

$c = 5,83$ - după Miheev

iar pentru coeficientul de rezistență al nervurii plane se obține expresia [84]

$$c_{xf} = \frac{1,3}{\sqrt{Re}} \quad (4.7)$$

Pentru deducerea formulelor (4.6) și (4.7) s-a admis că w_x variază după norme la suprafața plană, după o funcție polinomială de gradul trei de forma :

$$w_x = ay^3 + by^2 + cy + d \quad (4.8)$$

Cunoscând următoarele condiții la limită [84]

$$\begin{aligned} (w_x)_{y=0} &= 0 \\ (w_x)_{y=\delta} &= w_0 \\ \left(\frac{\partial w_x}{\partial y}\right)_{y=\delta} &= 0 \\ \frac{dp}{dx} &= 0 \end{aligned} \quad (4.9)$$

s-a obtinut legea de repartitie a vitezei de forma :

$$w_x = \frac{w_0}{2\delta} \left(3y - \frac{y^3}{\delta^2} \right) \quad (4.10)$$

Relatia (4.6) demonstreaza ca δ este cu atât mai mic cu cât "x" este mai mic. Astfel pentru doua nervuri discontinue având pe directia curgerii lungimile "l" si "nl", unde $n \in \mathbb{R}$, în aceleasi conditii se obtine :

$$\delta_1 = c \sqrt{\frac{l\nu}{w_0}} \quad \text{si} \quad \delta_2 = c \sqrt{\frac{nl\nu}{w_0}}$$

Schimbul de caldur_ între fluid si nervura, în cazul stratului limita laminar, dupa relatia lui Pohlhausen , dedusa teoretic, este [29]

$$(Nu_x)_m = \frac{(\alpha_x)_m x}{\lambda} = 0,664 Re_x^{0,5} Pr^{1/3} \quad (4.11)$$

Pentru cele doua cazuri propuse, notam cu $(\alpha_x)_1$ si $(\alpha_x)_2$ - coeficientul de convectie mediu pe lungimea x.

Utilizând relatiile (4.3) si (4.11) obtinem :

$$\frac{(\alpha_x)_1}{(\alpha_x)_2} = \frac{(\alpha_e)_1}{(\alpha_e)_2} = \frac{\delta_1}{\delta_2} = \sqrt{\frac{l}{n}} \quad (4.12)$$

$$(\alpha_e)_1 = (\alpha_e)_2 \sqrt{\frac{l}{n}} \quad (4.13)$$

Relatia (4.13) dedusa teoretic, ne arata o crestere a coeficientului de transfer termic mediu, la distanta "l" cu 40 % la o micsorare la jumatate a lungimii nervurii. La capatul nervurii, stratul limita se frange, fluidul este forat sa intre pe o alta nervura, procesul reluându-se. Acest efect îl vom denumi "efect de intrare".

Datorita lipirii nervurilor în canalul de curgere al fluidului, suprafata libera a canalului devine discontinua pe aceeasi lungime "l" si liniile de curent se deformează [85, 86] distrugând stratul limita_. O teorie asemanatoare cu cea descrisa mai sus s-ar putea aplica si pentru aceasta suprafata de baza. Astfel baza nervurii lipite în canal, devine pentru liniile de fluid care spala peretele de baza a canalului, generatoare de turbulente [87, 88].

Pentru situații similare de generatoare de turbulente [41] experimental s-a demonstrat [86] ca transferul termic crește semnificativ.

Astfel am putea concluziona ca relația (4.13) caracterizează întreaga suprafață de transfer termic.

Este de menționat că nervura descrisă mai sus, nu prezintă surse suplimentare de turbulență.

Deci printr-o construcție adecvată a nervurilor, (măsurarea la minim a lățimii acestora, pe direcția de curgere a fluidului) se poate intensifica schimbul de căldură fără a mări exagerat coeficientul de frecare. Măsurarea lățimii nervurilor este însă legată de posibilitățile tehnologice momentane.

Astfel s-a reușit măsurarea acestei lățimi la $l = 1,6$ mm, valoare mult mai mică decât valorile cunoscute în literatura de specialitate [10, 62].

4.2. Concluzii privind cercetarea teoretică a nervurii discontinue

Viteza și presiunile în interiorul canalului depind de pasul nervurii. Pe lângă aceasta mărime mai intervine și lungimea întregului canal, efectele la intrare, viteza uleiului în canal, există între aceste mărimi valori optime care asigură transferul de căldură la o cădere de presiune minimă.

Fenomenele sunt foarte complexe încât numai cercetările experimentale pot să dea explicații la toate întrebările legate de performanțele termice și fluidodinamice ale acestor suprafețe de transfer termic.

5. Fabricarea răcitoarelor de ulei

În acest capitol se prezintă modul de obținere al nervurilor discontinue dispuse alternant, montarea acestora în canale și procedeul de brazare, pentru a putea înțelege etapele de fabricare a schimbătoarelor de căldură din aluminiu, ulei-aer.

5.1. Fabricarea nervurilor discontinue dispuse alternant

Majoritatea schimbătoarelor de căldură cu nervuri discontinue alternante sunt de tip plăci și bare, nervurile fiind lipite în canalele de ulei.

În eficientizarea schimbătoarelor de căldură nervurile reprezintă unul dintre cele mai importante repere. Rolul lor este de a măări eficiența schimbului termic și de a asigura rezistența structurală.

Aparatura de confecționat nervuri, are capacitatea de a realiza toți parametrii geometrici necesari (pas, înălțime, grosime) prin intermediul unor reglări. Nervurile se formează prin deformarea plastică a foliilor de aluminiu sub forma de benzi cu diferite lățimi și grosimi.

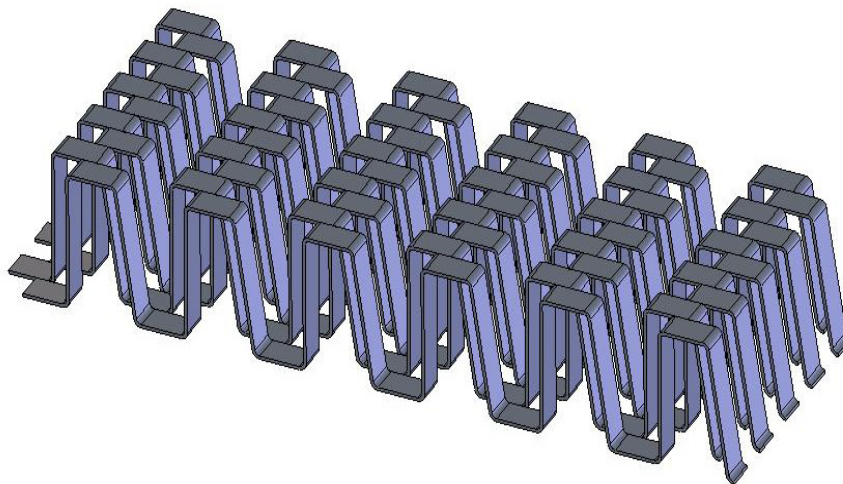


Fig. 5.1 Nervura discontinua dispusa alternant

Nervurile discontinue alternante (fig.5.1) sunt executate pe mașini de format pas cu pas, acționate mecanic sau pneumatic (cu came sau cu mecanism bielă-manivelă). Aceste mașini au o construcție simplă și robustă, cu utilizare și întreținere ușoară.

Pentru obținerea nervurilor discontinue dispuse alternant, din foi 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. Aceasta

este adusă între poansoane de mișcarea plăcii mobile, acționată la rândul ei de o pârghie, a cărei manevrare se efectuează cu un cilindru pneumatic. De asemenea, poansoanele sunt manevrate de câte un cilindru pneumatic prin intermediul unor pârghii.

Utilajul de format nervuri cu mecanism bielă-manivelă MFB-250 este o mașină de prelucrat tabla din aluminiu prin metoda presării la rece, folosită la confecționarea aripioarelor din construcția schimbătoarelor de căldură.



Fig. 5.2. Mașina de format nervuri discontinue WFM-250 (cu came)

Mașina de format aripioare MFB-250, figura (5.3), este un concept nou, compusă dintr-un batiu pe care se afla derulătorul de tabla, acumulatorul-antrenor, capul de formare, calibratorul și ghilotina. Această metodă permite creșterea vitezei de lucru grație acționării cu un reductor antrenat de un motor de curent alternativ cu viteză variabilă. Usurinta cu care se face reglajului este dată de sistemul de antrenare al pachetului inferior de poansoane, antrenat prin intermediul unui mecanism tip bielă-manivelă.

Pasului nervurii se face prin schimbarea unei "came cu diametru constant" dedicate unei singure dimensiuni, cu o alta, de altă dimensiune, 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 aluminiu de pe tambur. 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 și apoi este acționat cuțitul prin intermediul unui cilindru pneumatic, realizând debitarea.



Fig.5.3. Mașini de format nervuri MFB-250

5.2. Brazarea

Racitoarele de ulei din aluminiu, cu nervuri discontinue dispuse alternant, se realizează printr-un procedeu de lipire cunoscut sub numele de brazare [89-92]. Brazarea este un mod de imbinare nedemontabilă, la fel ca sudura și lipirea. Avantajul 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 iar față de sudură, care este un procedeu de asamblare prin topirea materialului de bază, 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 Clasificare	Compozitia %					Solid		Lichid °C °	Brazare °C
	Si	Cu	Mg	Zn	Mn	Fe	°C		
(a) 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	0.10-0.5	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 și lichida variază pentru brazarea în vid. (e) Conținut 0.02-0.20% Bi

În figura de mai jos (fig5.4) s-a reprezentat situația înainte și după brazarea celor două piese de lipit.

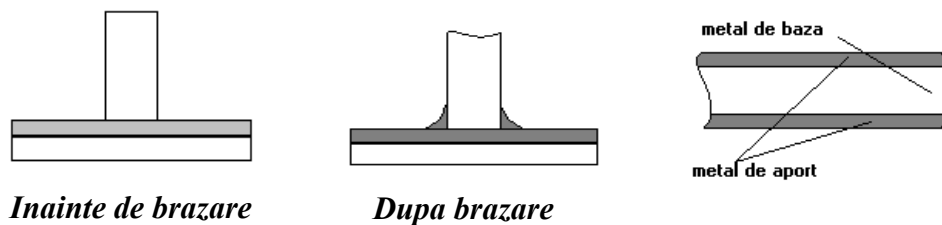


Fig.5.4. Schita înainte și după brazarea celor două piese

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.

Componentele preîncălzite la 540°C 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.

5.3. Metode de brazare

a). Brazarea în vid

Brazarea în vid (fig.5.5) este destinată numai la aliajele de Al ca material de aport ce are în compoziție Mg de până la 1%, iar vidul trebuie să fie de minimum 10^{-6} Torr.



Fig.5.5. Instalație de brazare în vid

b) Brazarea în băi de săruri topite

Utilajul de brazare este simplu fiind format dintr-o cuvă în care se topesc sărurilor și menținerea temperaturii de brazare se face 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 folosite la acest procedeu sunt: NaCl, KCl, LiCl și NaF în cantitățile corespunzătoare pentru obținerea unui flux eutectic care are temperatura de topire de aproximativ 540°C.

Obiectul care urmează a fi brazat se imersează în baia de săruri, reperele ansamblului sunt ținute în contact cu ajutorul unui dispozitiv de brazare de preferință din inconel 600.

Timul de menținere în imersie nu trebuie să depășească 5 minute, existând pericolul dizolvării metalului de bază, temperatura de brazare fiind de aproximativ 600 °C Fluxul antrenat de ansamblu brazat și solidificat este foarte coroziv el se poate îndepărta prin fierberea ansamblului în apă.

c). Brazarea prin inducție

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

d). Brazarea cu flacăra

Acest procedeu se folosește la brazarea unor ansamble simple cum ar fi colectoarele răcitoarelor de ulei. Aportul de căldură necesar atingerii temperaturii de brazare este asigurat de o flacăra 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 sârmă și este pus în zona de brazare manual de către operator, fiind un dezavantaj neputându-se realiza automat

e). Brazarea în cuptor cu atmosferă controlată

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

- orizontal continuu cu zone de temperaturi pentru:
- orizontal pas cu pas la care ansamblul staționează în fiecare zonă conform unui program.
- Vertical, ansamblul de braț așezat pe o platformă este ridicat cu un lift în zona de pre-încălzire și brazare, zona cu atmosferă de azot de puritatea menționată .

6. Cercetari experimentale privind performanțele schimbătoarelor de căldură cu nervuri discontinue dispuse alternant

6.1. Standul pentru încercarea schimbătoarelor de căldură ulei-aer.

Pentru încercarea schimbătoarelor de căldură s-a folosit un stand special care simulează foarte fidel modul real de lucru al aparatelor încercate. Standul este realizat la SC RAAL SA Bistrita[67], standul existent era folosit pentru încercarea schimbătoarelor de căldură de tip apa-aer, autorul adaptându-l pentru testarea schimbătoarelor de tip ulei-aer, acesta este dotat cu aparatură de ultima generație; fiind cel mai modern și complex stand de încercări din țară.

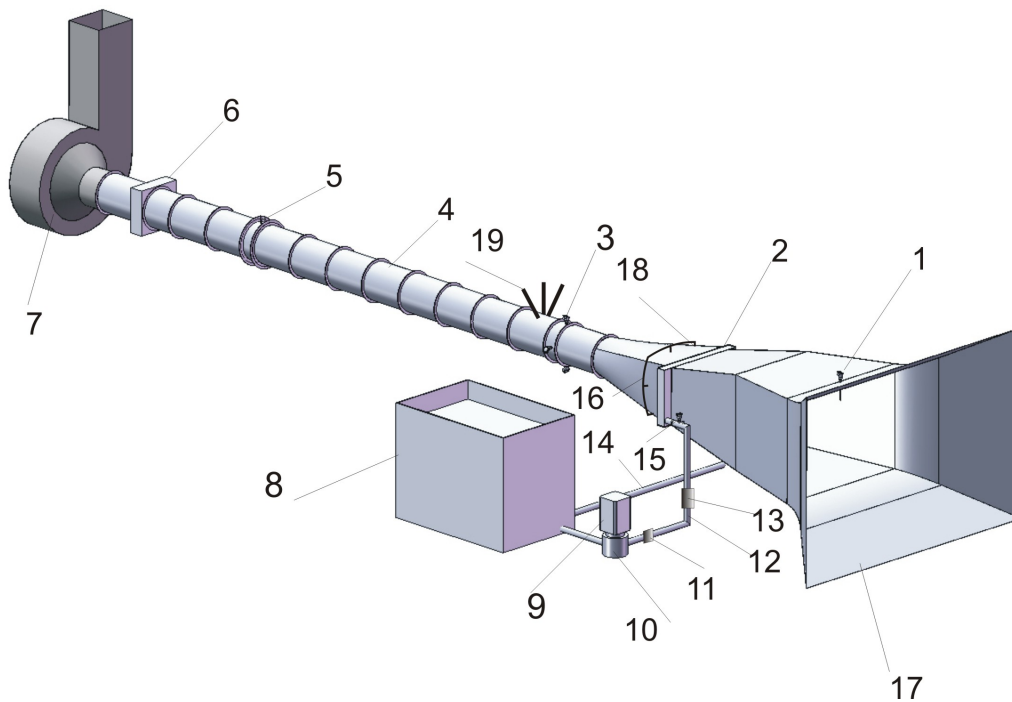


Fig.6.1. Schema standului experimental

54 Cercetari experimentale privind performanțele schimbătoarelor de căldură - 6

Racitorul de ulei ce urmează să fie încercate 2 se montează în tubulatura 4 după difuzorul 17, (care preia aerul din atmosferă,) 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 (ulei) se compune din rezervorul 8 din care pompa 9 antrenată de motorul 10 pompează ulei 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 ulei se face cu debitmetrul 13. Căderea de presiune de partea aerului, pe schimbătorul de căldură, se determină cu manometrul diferențial 14.

În figura 6.2 s-a reprezentat o vedere generală a standului experimental descris mai sus.

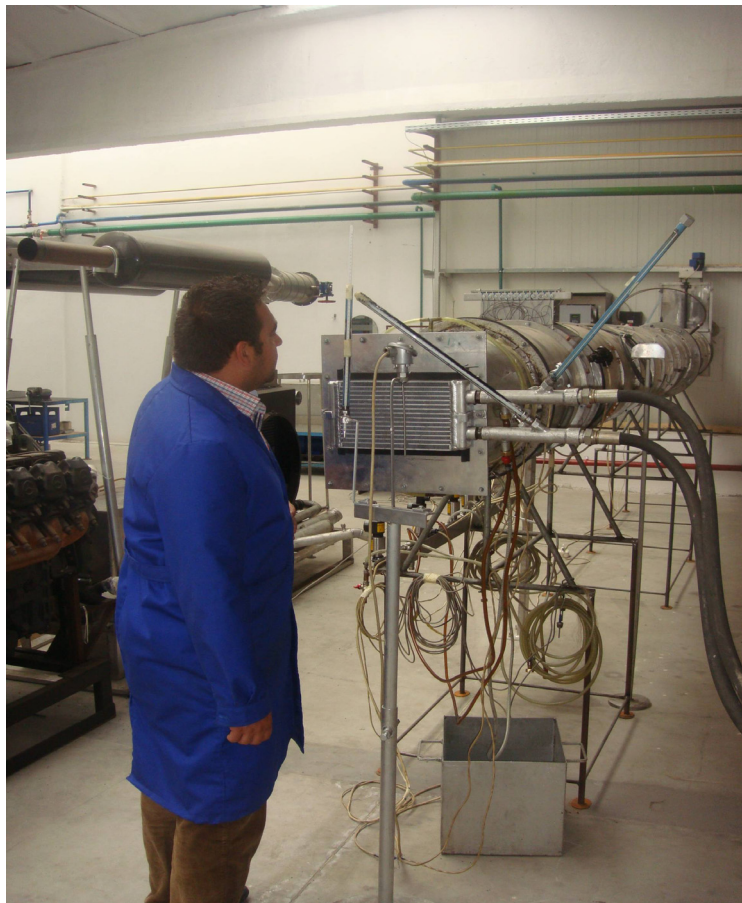


Fig.6.2 Vedere generală stand de probă

Schimbătorul de încercat este montat într-un canal de aer confecționat din două canale cu secțiuni dreptunghiulare, variabile ca dimensiuni, la intrare și la ieșirea din schimbătorul încercat și un canal de secțiune circulară confecționat din tablă de aluminiu. Aparatele de măsură și control sunt montate în mare parte pe canalul circular fix. Pe toată lungimea lui canalul este izolat cu un strat din vată de sticlă având grosimea de 50 mm și protejat în exterior cu un invelis din tablă de aluminiu. Mantaua de protecție este realizată din tronsoane (fig.6.3) cu lungimea de 1m, prinse între ele cu flanșe.



Fig.6.3. Canalul izolat cu mantaua de protecție

Aerul este aspirat de ventilatorul de tip centrifugal, cu un debit volumic de $25000 \text{ m}^3/\text{h}$, acționat de un motor electric de 55kW (fig.6.4)



Fig.6.4. Ventilatorul de aer cu motor electric de 55kW

Debitului de aer este reglat cu ajutorul unui obturator, prevăzut cu un sertar acționat electric de un motor-reductor (fig.6.5).



Fig.6.5. Motor-reductor pentru reglarea debitului de aer

Uleiul pentru încercarea schimbătoarelor de căldură este de tip H 68 EP se încălzește cu abur într-un bazin (fig.6.6) ce are capacitate de 800 litri și este termostatat.

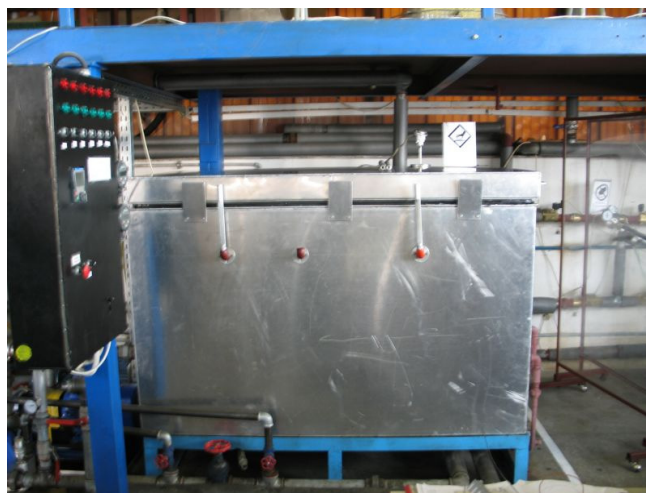


Fig.6.6. Bazin de ulei cu capacitate de 800 litri

Uleiul este vehiculat de două pompe (fig.6.7) de 10.8 l/min și 9.6 l/min, (de tip Vortex de la firma TRIMEC).



Fig.6.7 Pompele de ulei cu debitmetrele Vortex



Fig.6.8. Panoul de comanda pentru pompele de ulei

Măsurarea temperaturilor se face cu termorezistențe de tip PT100. Domeniul de măsurare este 0-100 °C pentru aer rece și 0-200 °C pentru ulei, 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.6.9).



Fig.6.9. Dispunerea termometrelor și termorezistențelor pe canalul de aer



Fig.6.10. Montaj diafragmă de aer

Debitului de aer se determina cu o diafragmă simplă cu camere inelare (fig.6.10) montată la o distanță de 4 m de canalul de prindere a schimbătoarelor de încercat.

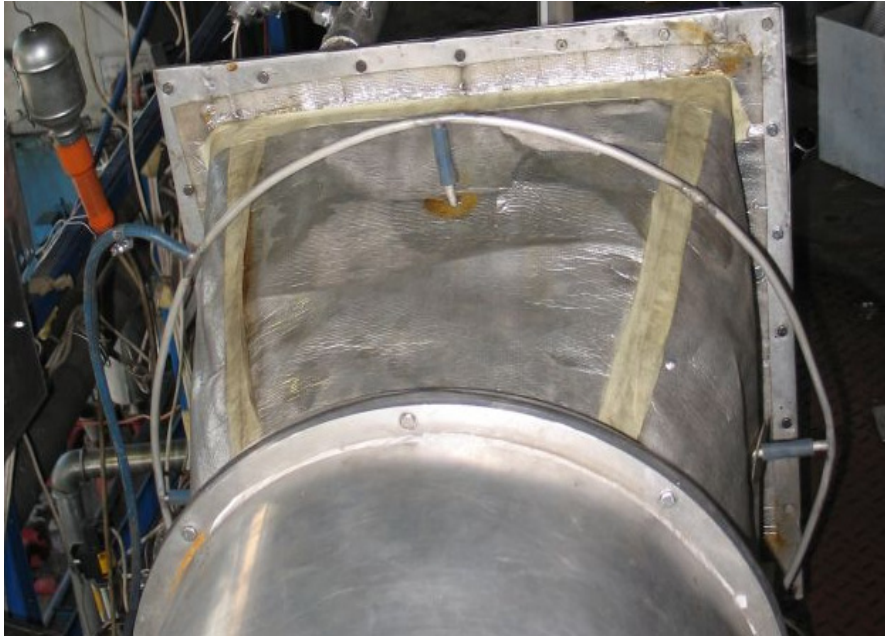


Fig.6.11. Montaj prize de presiune

Căderile de presiune de partea aerului, pe schimbătorul de căldură încercat, sunt masurate de 4 prize de prelevare dispuse pe un inel și rotite la 90° (fig.6.11). 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 (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.

Debitului de ulei se determina prin montarea în paralel două debitmetre tip AMCO-Otopeni de 133 l/min cu precizie 2% (fig.6.12)



Fig.6.12. Montaj debitmetre de ulei

Intreg standul este prevăzut cu un sistem de achiziție de date care preia semnalul unificat (4 -20 mA) de la senzorii de temperatură și presiune (fig.6.13, 6.14) cu ajutorul modulelor de achiziție (fig.6.15) și le transferă pe calculator (fig.6.16).



Fig.6.13. Senzori de presiune cu afișaj digital și semnal 4-20mA (căderea de presiune pe interiorul și exteriorul matricei)

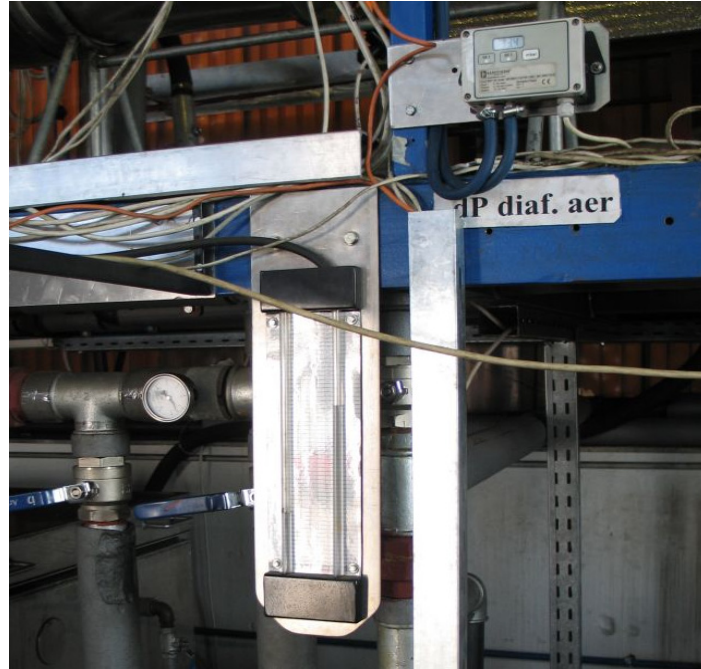


Fig.6.14. Senzori de presiune cu afișaj digital și semnal 4-20mA (căderea de presiune pe diafragmă)



Fig.6.15. Modul de achiziție date tip I7000

Sistemului de achiziție de date asigură preluarea semnalelor analogice și prelucrarea acestora pentru a fi transmise la calculator (Fig.6.16) unde sunt preluate de partea software a sistemului de achiziție de date.

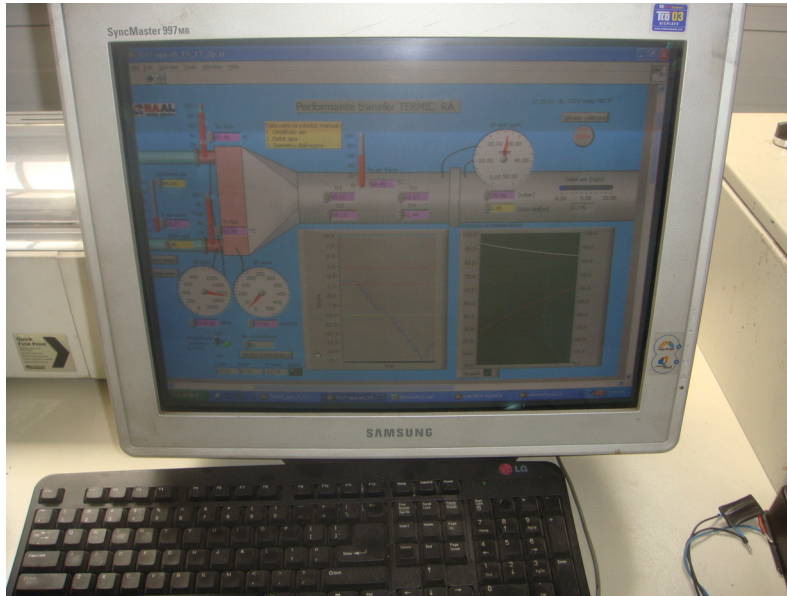


Fig.6.16. Calculatorul standului

Preluare și prelucrare semnalelor este realizată cu module de achiziție de date de tip 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:

- 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%).
- monitorizarea parametrilor de pe stand (temperaturi și căderi de presiune) și afișarea lor în interfața grafică (Fig.6.17);
- reprezentarea grafică a acestor parametri;
- introducerea manuală a datelor care nu sunt preluate în regim automat (umiditate aer, tipul diafragmei de aer, debit ulei);

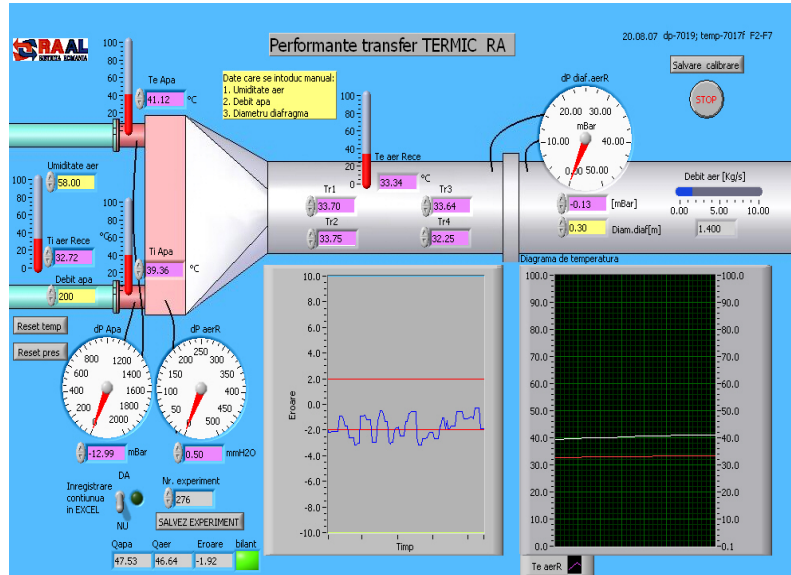


Fig.6.17. Interfața program achiziție de date

6.2. Încercarea schimbătoarelor de căldură cu nervuri discontinue

6.2.1. Schimbatoarele de căldură utilizate la încercări

Tipul de nervurile discontinue dispuse alternant se utilizează mai ales la schimbătoare de căldură tip ulei-aer, de partea uleiului (fig.6.18) și la răcitoarele de ulei, răcite cu apa.

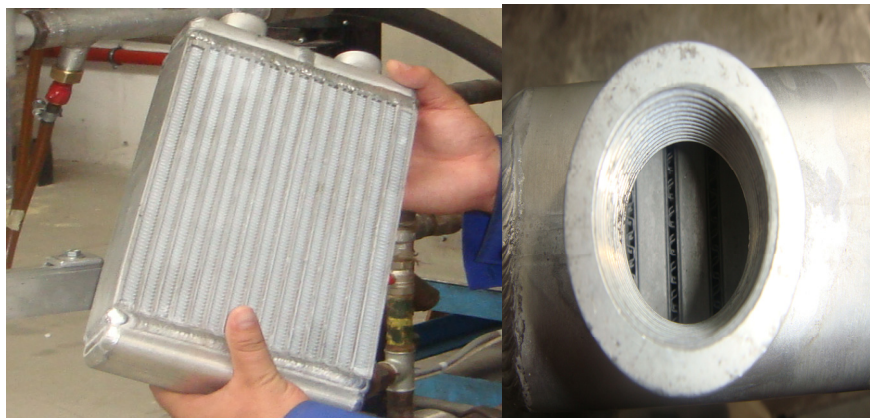


Fig.6.18. Schimbatoarele utilizate la masuratori

Tabel. 6.1 Caracteristicile racitoarelor de ulei utilizate la teste

Nr. Schimbator de caldura	Diametrul echivalent [mm]	Pas [mm]	Inaltime [mm]	Grosime [mm]
1	2.075	6.2	2.3	0.5
2	1.82	6.5	1.8	0.5
3	2.092	6	2	0.3
4	1.935	6.2	2.2	0.5
5	2.075	6.2	2.3	0.3
6	2.96	5.8	2.3	0.3
7	3.21	5.8	2.3	0.5
8	2.1	6	2.2	0.3
9	2.034	6.5	2.3	0.6
10	3.156	6.5	2	0.3

După efectuarea măsurătorilor, cu ajutorul datelor obținute s-au calculat :
 - conținutul de umiditate al aerului umed, x [kg vapor/ kg aer uscat], pe baza temperaturilor termometrelor "uscat" (t_{us}) și "umed" (t_{um}) utilizând diagrama aerului umed;

- masa specifică a aerului umed

$$\rho_a = \frac{1+x}{R_a + xR_v} \cdot \frac{p}{T} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (6.1)$$

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

$$c_a = c_{pu} + 1,863x \quad [\text{kJ/kgK}] \quad (6.2)$$

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]

$$i_a = c_{pu} t_a + x(2500 + 1,86 t_a) \quad [\text{kJ/kg}] \quad (6.3)$$

$$\Delta i_a = c_{pu} \Delta t_a + 1,86x \Delta t_a \quad (6.4)$$

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 [67]

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a (i_a'' - i_a') = \dot{m}_a \cdot \Delta i_a \quad (6.5)$$

- fluxul termic Q_w transmis de ulei din radiator, aerului

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_u c_u (t_u' - t_u'') \quad [kW] \quad (6.6)$$

- fluxul mediu

$$Q = \frac{\dot{Q}_a + \dot{Q}_w}{2} \quad (6.7)$$

- raportul fluxurilor capacităților totale :

$$\mu = \frac{\dot{m}_a c_a}{\dot{m}_u c_u} \quad (6.8)$$

- caracteristica de exploatare (eficiența reală) a răcitorului

$$\phi = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_a c_a (t_u' - t_a')} \quad (6.9)$$

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

$$\chi = -\ln \left[1 + \frac{1}{\mu} \ln (1 - \mu \phi) \right] \quad (6.10)$$

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

$$k_a = \frac{\chi \dot{m}_a c_a}{A_a} \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (6.11)$$

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

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

În figurile 6.19...6.23 s-au reprezentat grafic variația fluxurilor de căldură în funcție de debitul de ulei, pentru fiecare pas, separat, prin schimbătoarele testate.

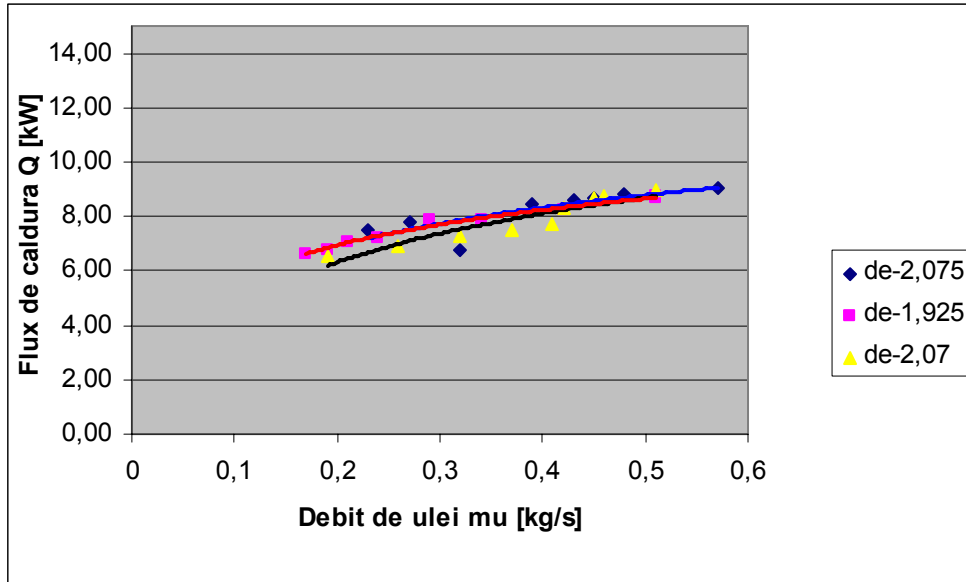


Fig. 7.19. Variația fluxurilor de căldură pentru racitoarele de ulei cu pasul $p=6.2$ mm

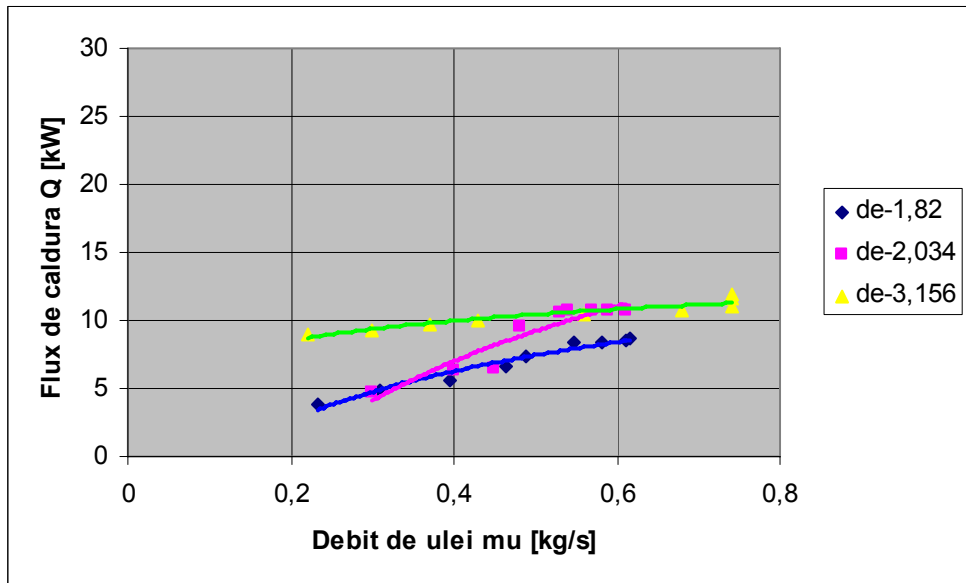


Fig. 6.20. Variația fluxurilor de căldură în funcție de debitul de ulei pentru racitoarele cu pasul nervurii $p=6.5$ mm

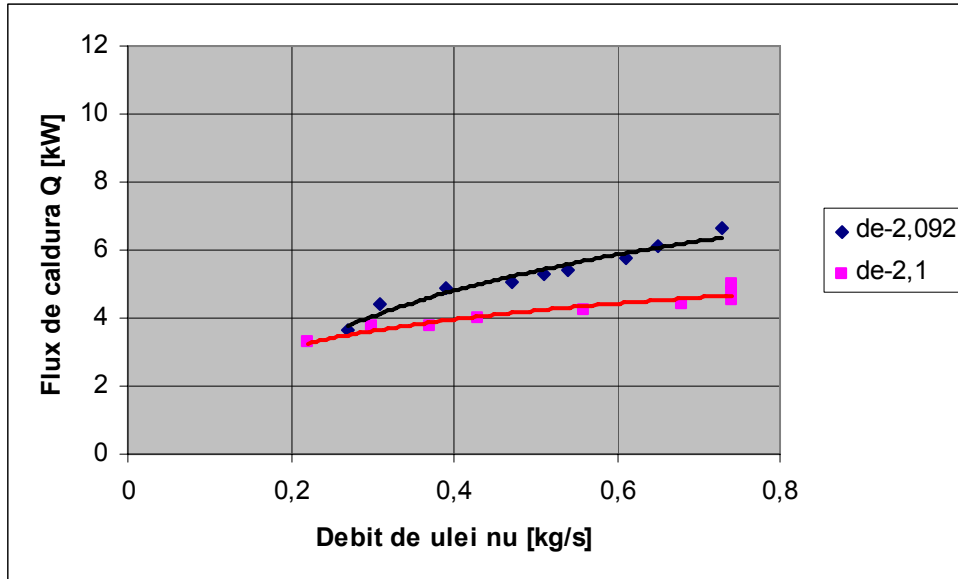


Fig. 6.21 Variația fluxurilor de căldură în funcție de debitul de ulei pentru racitoarele cu pasul nervurii $p=6$ mm

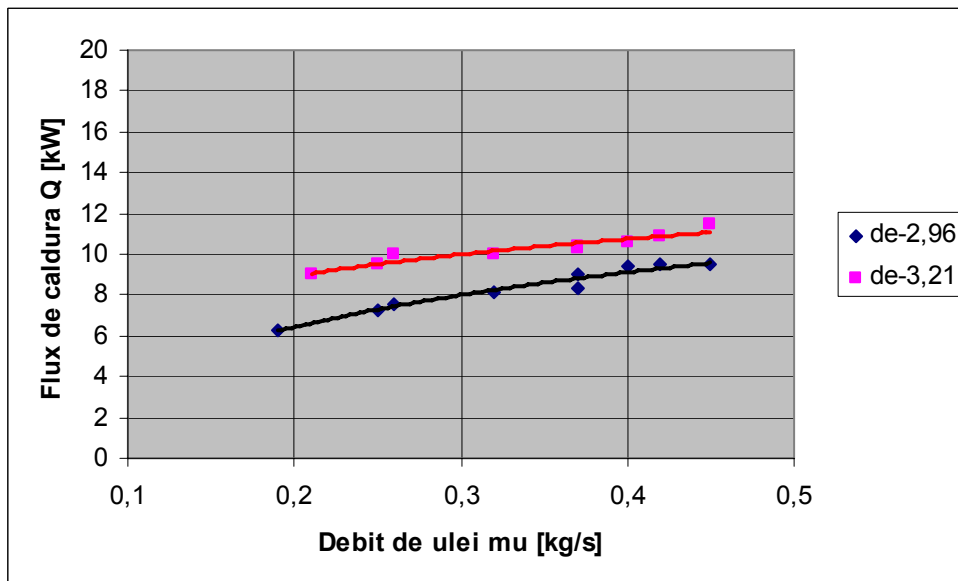


Fig. 6.22. Variația fluxurilor de căldură în funcție de debitul de ulei pentru racitoarele cu pasul nervurii $p=5.8$ mm

Încercările racitoarelor s-au realizat în următoarele condiții:

- durata testelor a fost de 1-2 zile, realizându-se cel puțin 9 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 [88]);
- cercetările experimentale la toate cele 10 aparate s-au realizat în aproape un an,
Din analiza diagramelor rezultă următoarele:
- Fluxurile de căldură sunt comparabile pentru ca marimile suprafețelor de transfer termic sunt apropiate

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 ulei, temperatură și umiditate aer, gabarit identic, etc.)

2. Variația căderii de presiune de partea suprafeței nervurate în funcție de viteza uleiului prin racitor

Figurile 6.23...6.26 conțin variația căderii de presiune de partea suprafeței nervurate în funcție de viteza uleiului prin aparate.

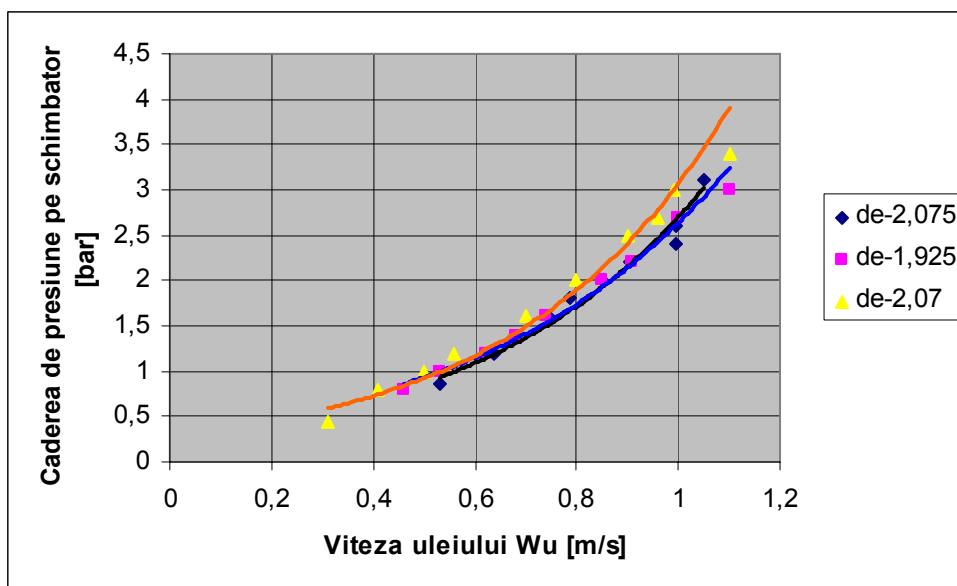


Fig.6.23. Variația căderilor de presiune în funcție de viteza uleiului prin aparate pentru racitoare cu $p=6.2$ mm

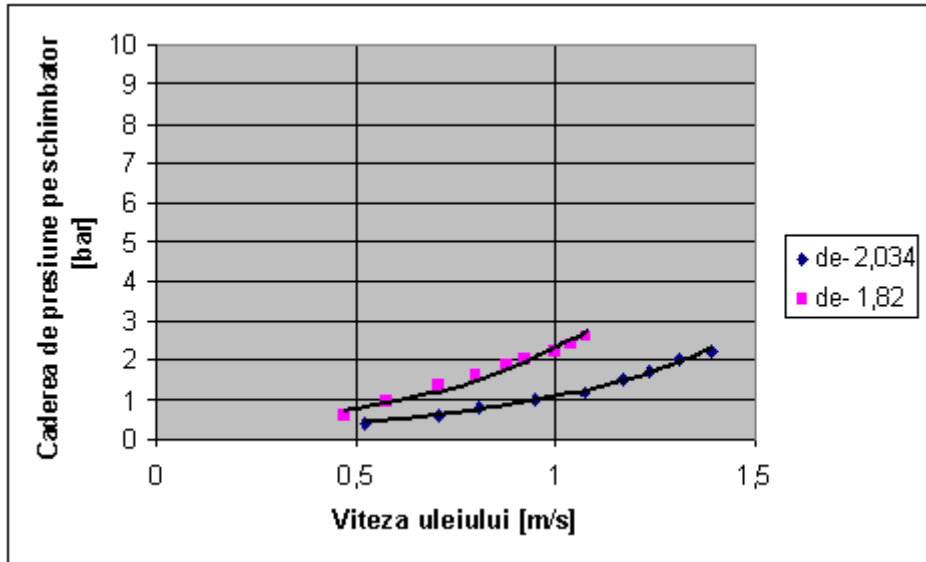


Fig.6.24. Variația căderilor de presiune în funcție de viteza uleiului prin aparate pentru racitoarele cu $p=6.5$ mm

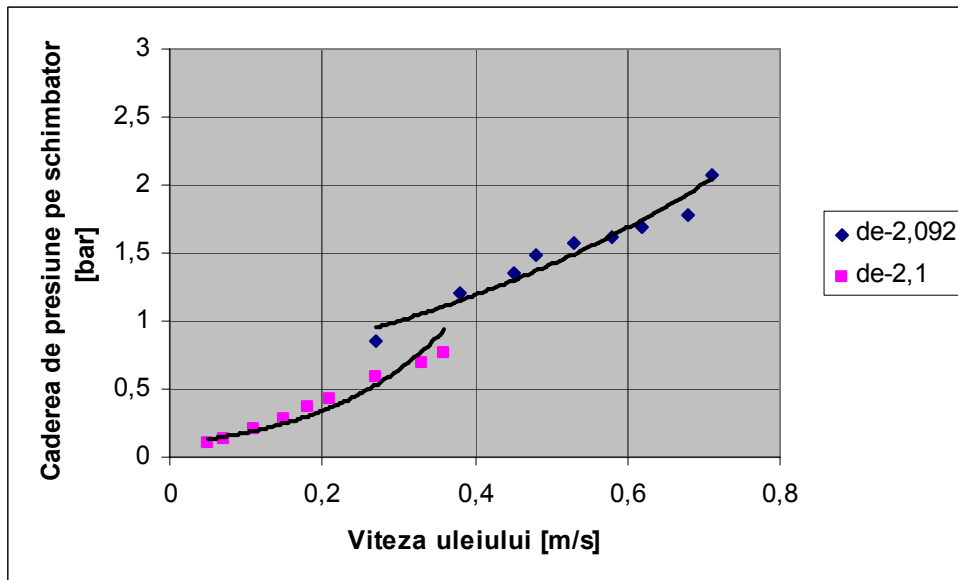


Fig.6.25. . Variația căderilor de presiune în funcție de viteza uleiului prin aparate pentru racitoarele cu $p=6$ mm

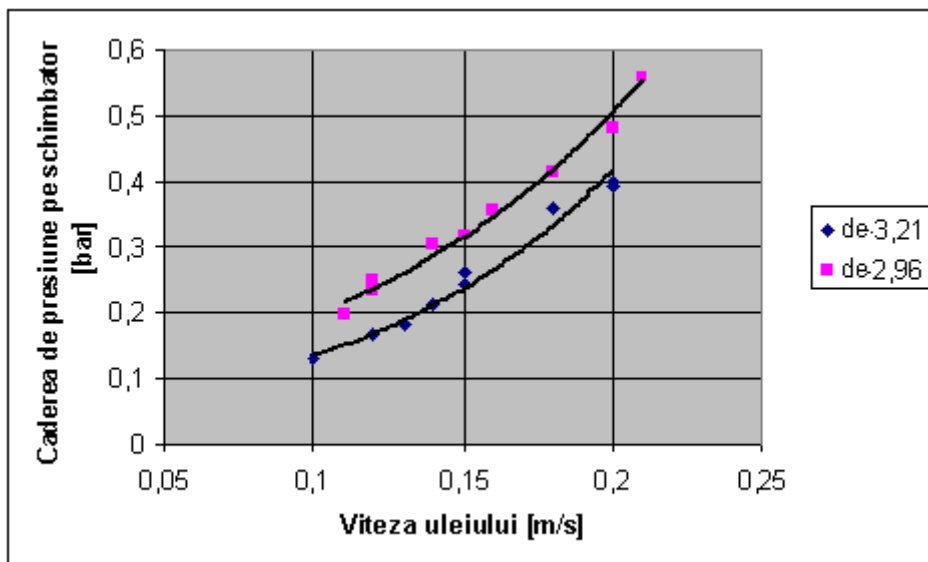


Fig.6.26. . Variația căderilor de presiune în funcție de viteza uleiului prin aparate pentru racitoarele cu $p=5.8$ mm

Se constată că la aceleași viteze de curgere a uleiului căderile de presiune cresc invers proporțional cu creșterea pasului nervurii de ulei. Aceste concluzii sunt logice, așa se întâmplă pentru orice fluid. Rezultatele se pot aprecia cantitativ, având în vedere faptul că beneficiarul comandă, de regulă, racitoare la care impune gabaritul, fluxul de căldură. 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 ulei pot fi utilizate riguros (direct) în proiectarea unor racitoare de ulei ce au geometria nervurii de partea uleiului identice cu aparatul încercat. Valorile căderilor de presiune pe ulei nu sunt influențate de debitele de aer. Ele pot servi ca imagine pentru tipul de aparat dorit și servesc la generalizarea rezultatelor.

3. Variația coeficientului global de transfer termic

În figurile 6.27...6.30 s-au reprezentat coeficienții globali de transfer termic în funcție de viteza uleiului prin aparate.

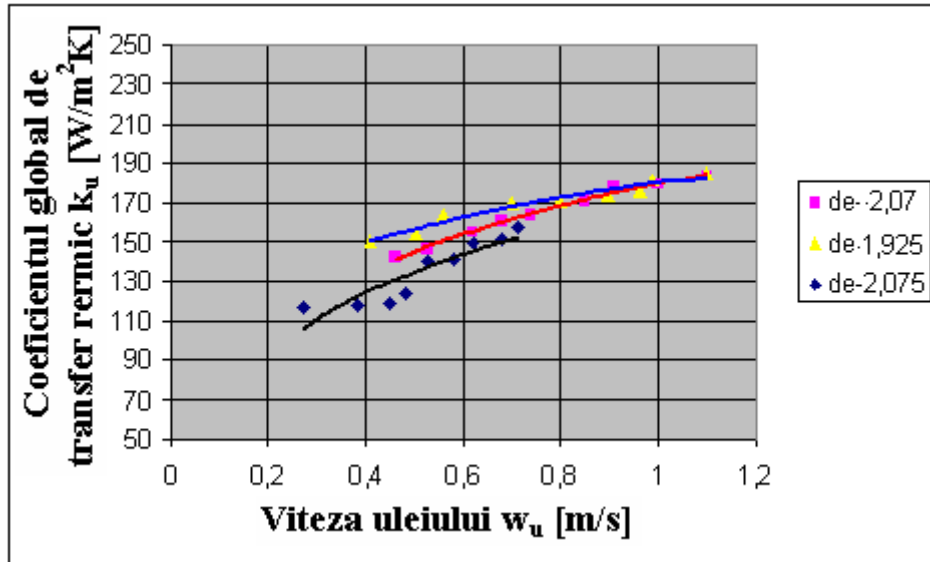


Fig.6.27. Coeficienții globali de transfer termic pentru schimbătoarele de căldură cu $p=6.2$ mm

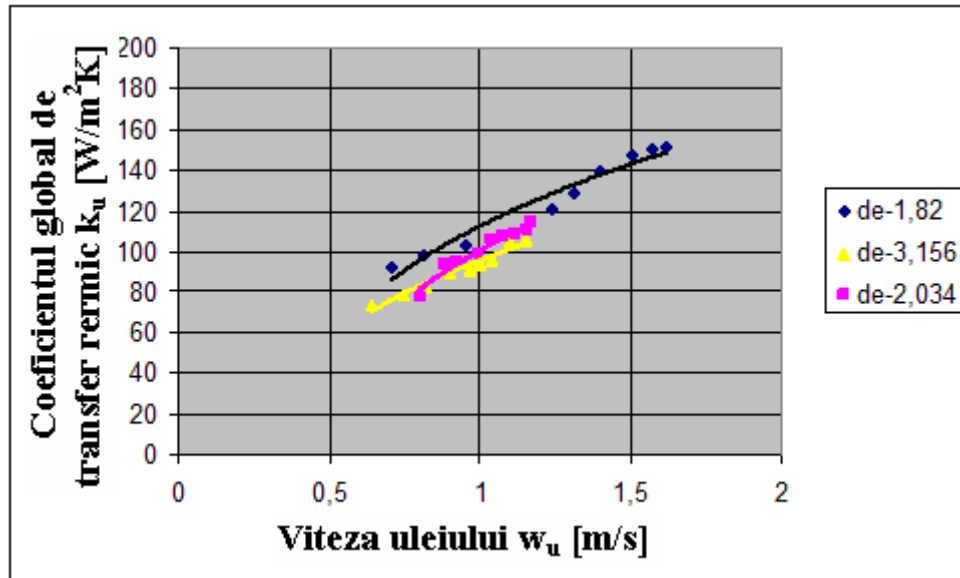


Fig.6.28. Coeficienții globali de transfer termic pentru schimbătoarele de căldură cu $p=6.5$ mm

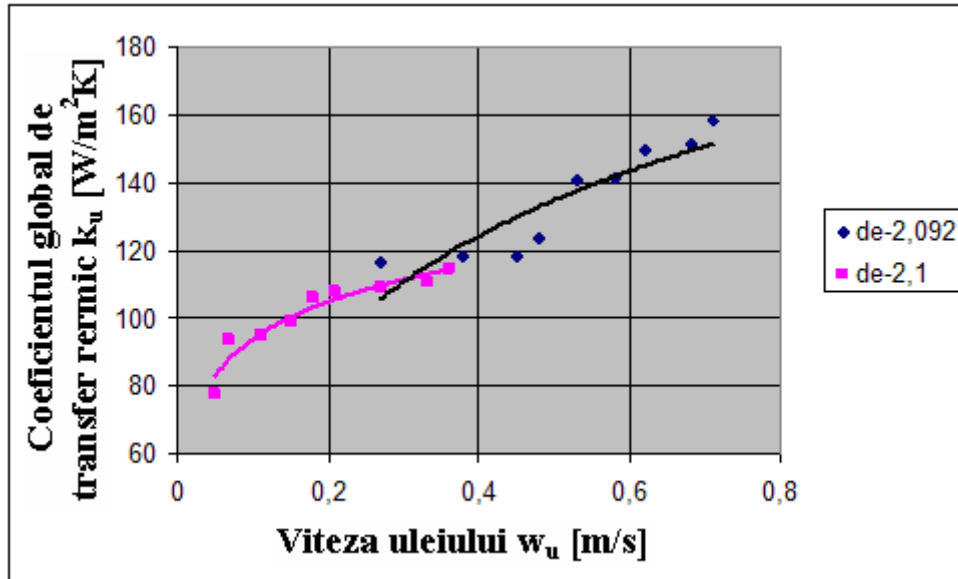


Fig.6.29. Coeficienții globali de transfer termic pentru schimbătoarele de căldură cu $p=6$ mm

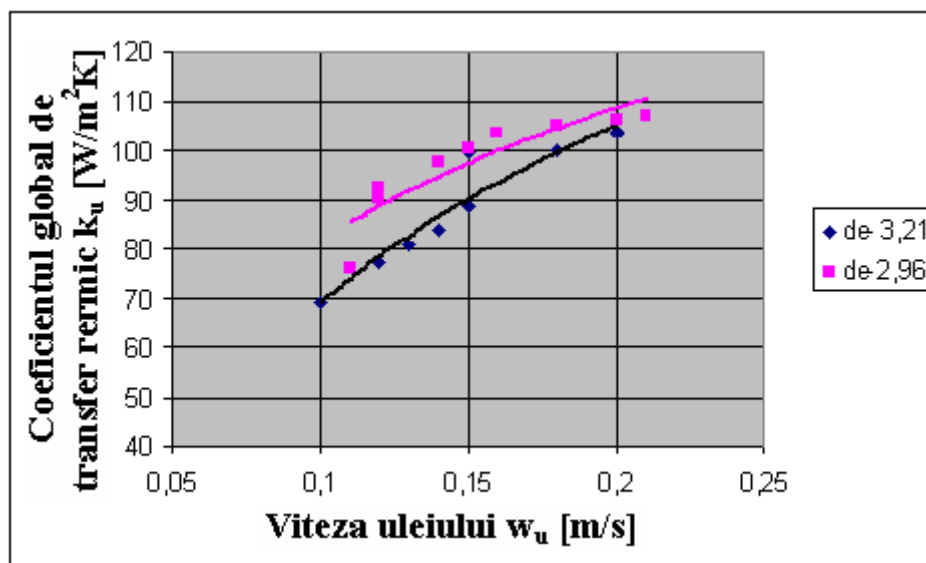


Fig.6.30. . Coeficienții globali de transfer termic pentru schimbătoarele de căldură cu $p=5.8$ mm

Coeficienții globali de transfer termic pentru aceeași familie de schimbătoare de căldură încercate în condiții aproape identice, difera foarte puțin. Se remarcă faptul că la diametrul hidraulic mai mic, coeficientul global de transfer termic k este

mai mare, cea ce se explica prin cresterea turbulentelor odata cu scaderea diametrului echivalent.

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 urmeză a fi proiectate ar lucra exact în același condiții.

4. Variația coeficientului de transfer termic α_u

Variațiile coeficienților de transfer termic α_u de la uleiului se pot urmări în figurile 6.31...6.34.

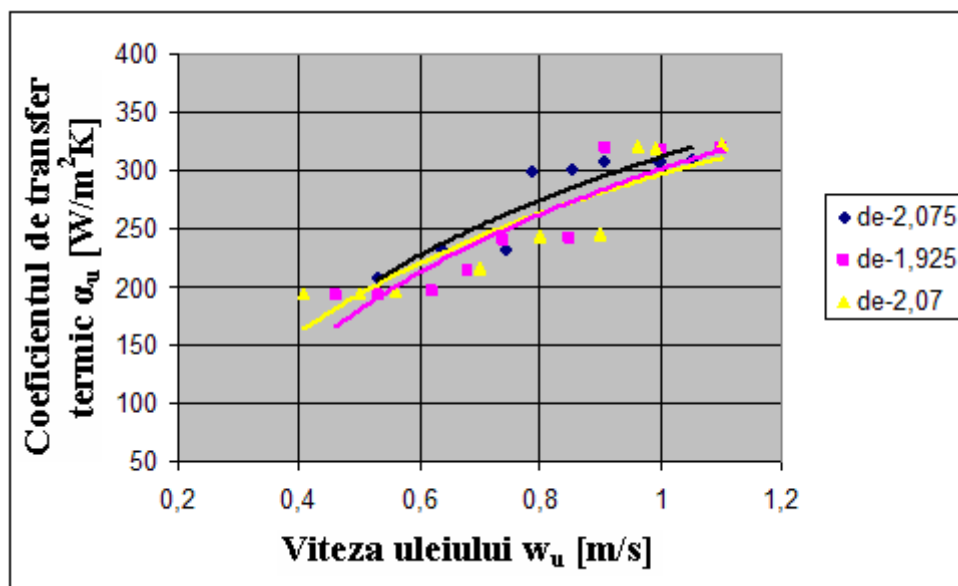


Fig.6.31. Variația coeficienților de transfer termic α_u pentru suprafețele cu nervuri discontinue cu pasul de 6.2 mm

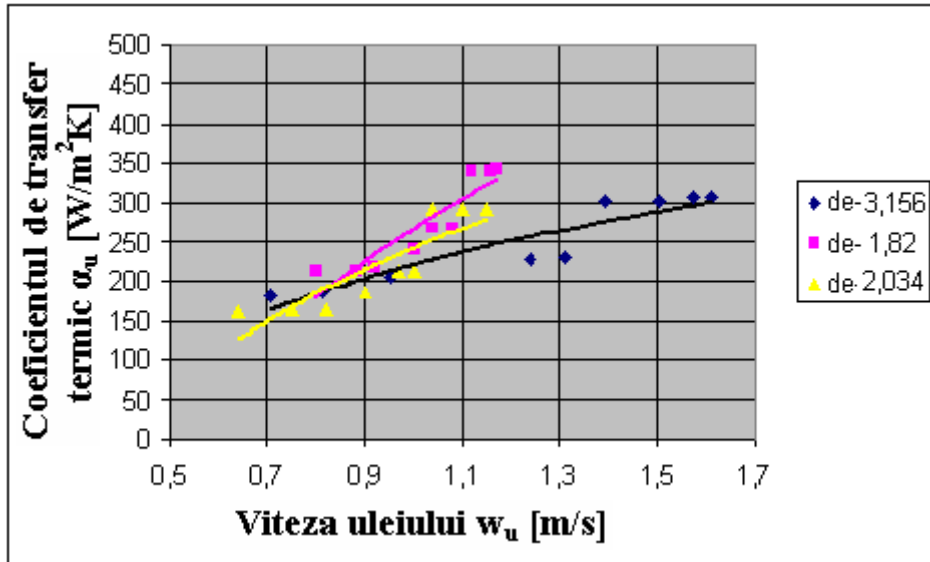


Fig.6.32. Variația coeficienților de transfer termic α_u pentru suprafețele cu nervuri discontinue cu pasul de 6.5 mm

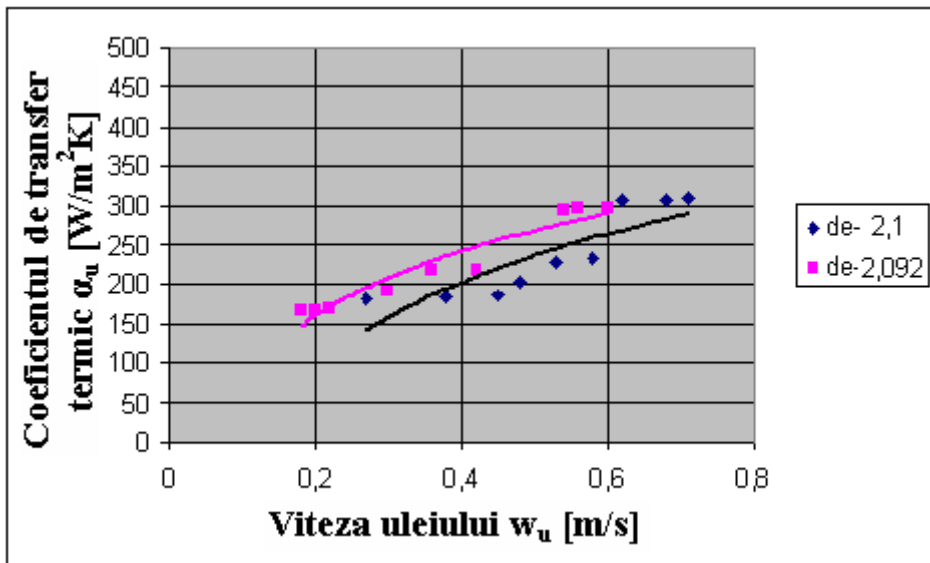


Fig.6.33. Variația coeficienților de transfer termic α_u pentru suprafețele cu nervuri discontinue cu pasul de 6 mm

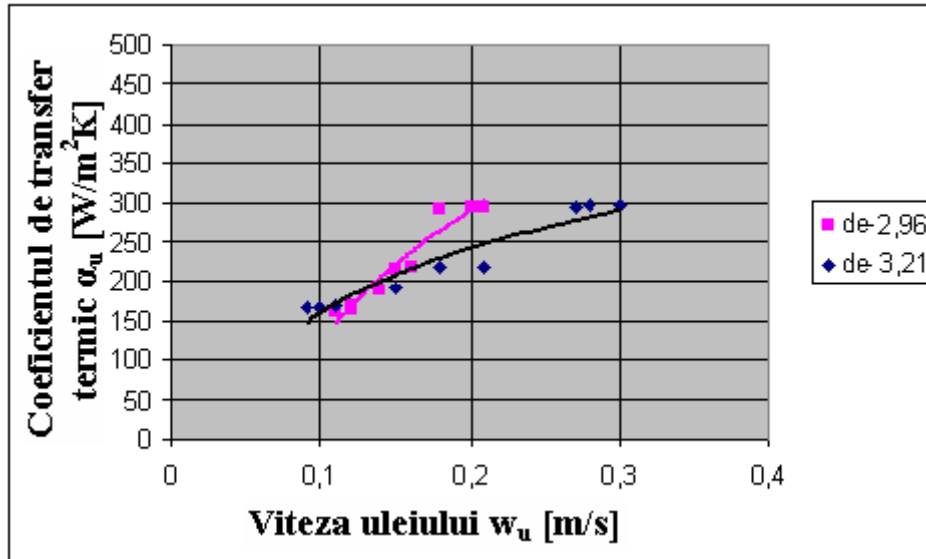


Fig.6.34. Variația coeficienților de transfer termic α_u pentru suprafețele cu nervuri discontinue cu pasul de 5.8 mm

Pentru determinarea coeficienților de transfer termic α_u sa studiat [67] literatura de specialitate cu privire la nervurile de partea aerului, cautand valorile identice sau cele mai apropiate de nervurile utilizate.

Coeficienții de transfer termic α_u variază aproape similar cu coeficienții globali de transfer termic k_u ; și se pot face aceleași observații cu deosebirea că valoarea lui α_u nu mai depinde acum de viteza aerului din aparat. 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 pentru care s-au făcut încercările. Coeficienții de transfer termic α_u redați în diagramele de mai sus sunt cu atât mai mari cu cât viteza prin canalului este mai mare. Diferențele dintre coeficienții de transfer termic α_u pentru aceeași familie apar datorită efectului de turbionare mai accentuata cu scaderea diametrului hidraulic.

5. Variația criteriului Colburn

În figurile 6.35....6.38. sunt trasate variațiile Colburn în funcție de numărul Reynolds.

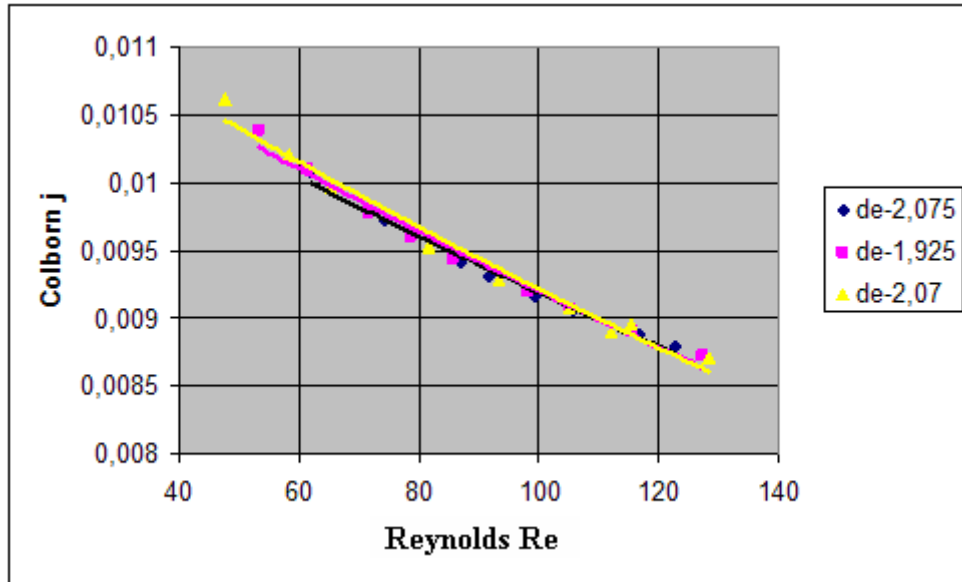


Fig.6.35. Variația criteriului Colburn pentru suprafețele cu nervuri discontinue alternante cu pasul de $p=6.2$ mm

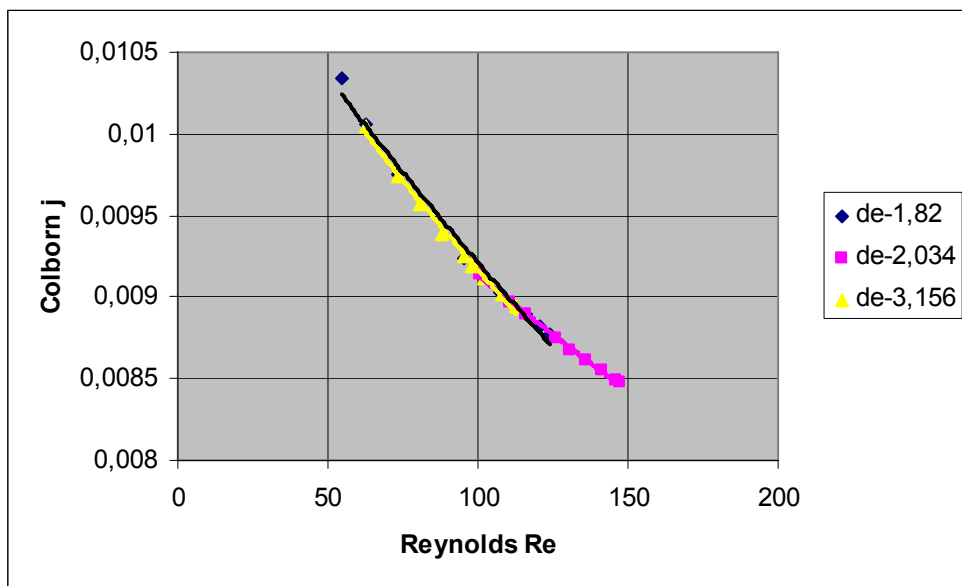


Fig.6.36. Variația criteriului Colburn pentru suprafețele cu nervuri discontinue alternante cu pasul de $p=6.5$ mm

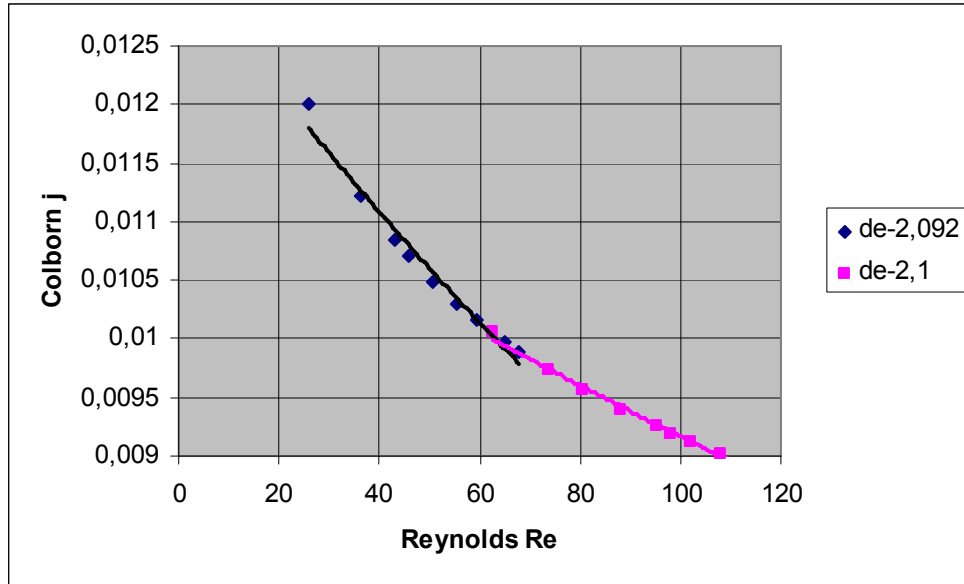


Fig.6.37. Variația criteriului Colburn pentru suprafețele cu nervuri discontinue alternante cu pasul de $p=6$ mm

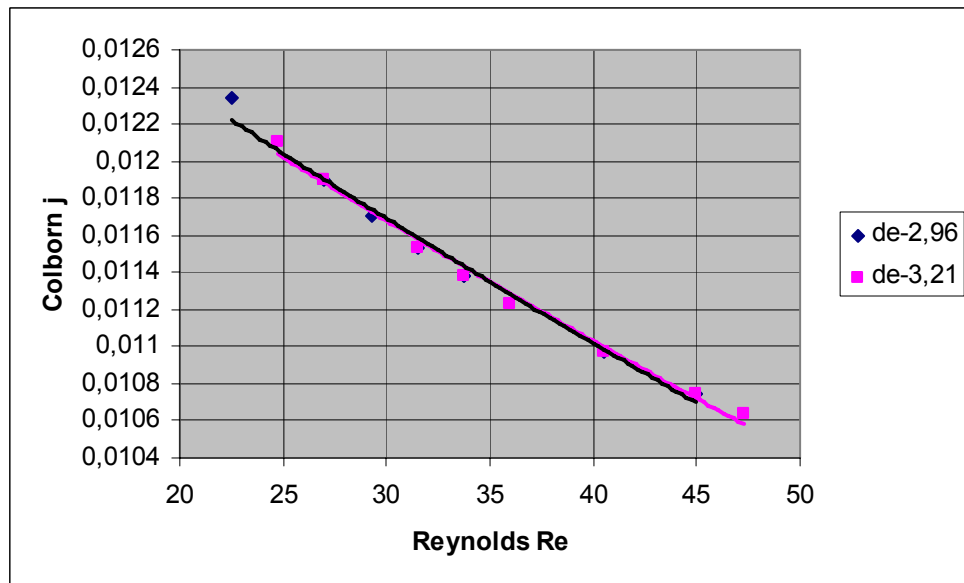


Fig.6.38. . Variația criteriului Colburn pentru suprafețele cu nervuri discontinue alternante cu pasul de $p=5.8$ mm

Prin trasarea variației criteriului Colburn în funcție de numărul Reynolds s-au generalizat rezultatele 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 diametrul hidraulic este mai mic la același Re. 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.

6. Variația coeficientului de rezistență la frecare

În figurile 6.39....6.42. s-au trasat variațiile coeficienților de rezistență la frecare de partea uleiului în funcție de numărul Reynolds, pentru suprafețele cu nervuri discontinue alternante.

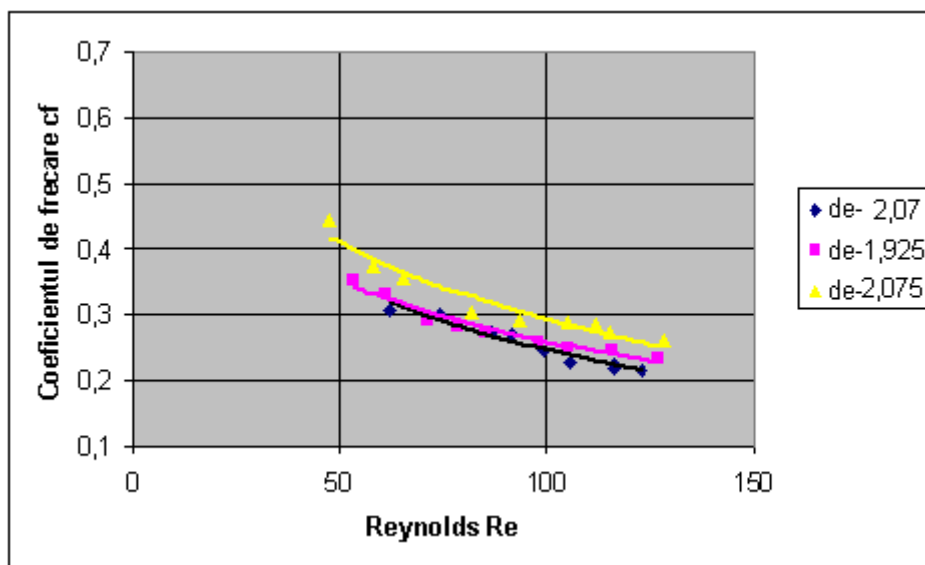


Fig.6.39. Variația coeficientului de rezistență la frecare, de partea uleiului, pentru suprafețele cu nervuri cu pasul de 6.2 mm

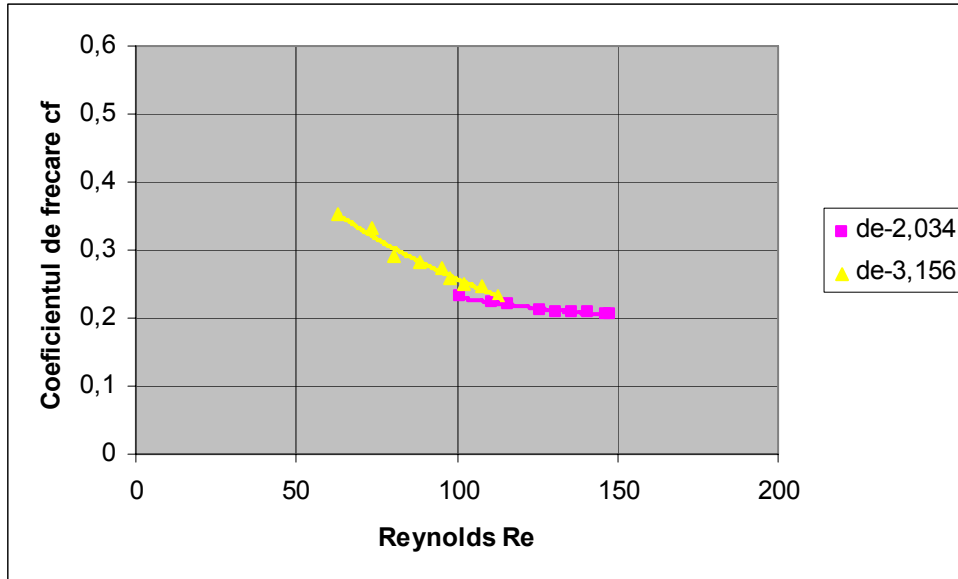


Fig.6.40. Variația coeficientului de rezistență la frecare, de partea uleiului, pentru suprafețele cu nervuri cu pasul de 6.5 mm

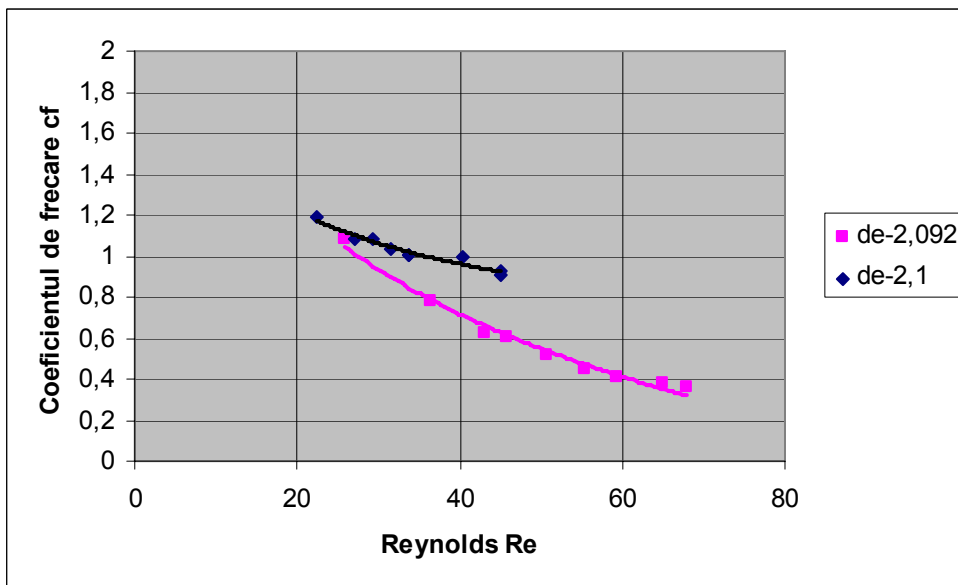


Fig.6.41. Variația coeficientului de rezistență la frecare, de partea uleiului, pentru suprafețele cu nervuri cu pasul de 6 mm

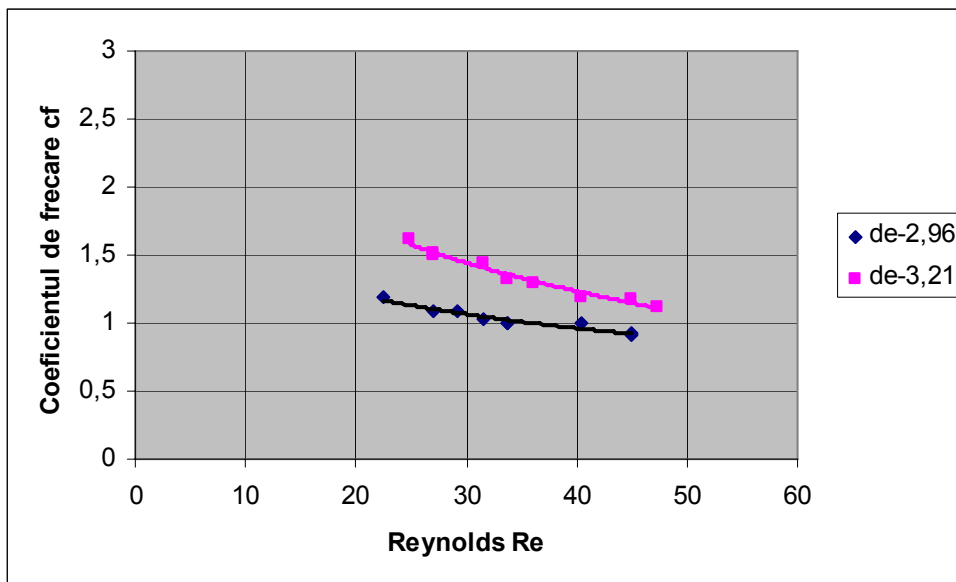


Fig.6.42. Variația coeficientului de rezistență la frecare, de partea uleiului, pentru suprafețele cu nervuri cu pasul de 5.8 mm

Din diagramele 6.39...6.42 se constată că valorile coeficientului de rezistență la frecare, pentru același pas de nervura sunt destul de apropiate, se constată o ușoară scădere cu creșterea diametrului hidraulic

Prin trasarea criteriului Colburn s-au generalizat rezultatele pentru performanțele fluidodinamice.

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 de ulei.

7. 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 (6.43) s-au reprezentat variațiile eficiențelor volumice, ε_V , în funcție de eficiența energetică, ε_c , pentru trei racitoare din familia de racitoare cu pasul $p=6.2$ mm.

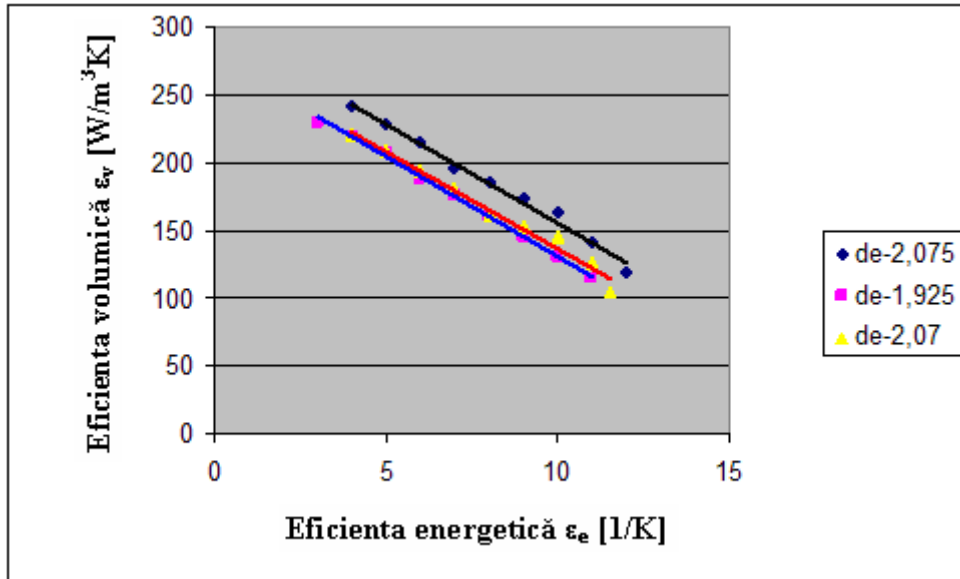


Fig.6.43. Variațiile eficiențelor volumice, ϵ_v , în funcție de eficiența energetică, ϵ_e

Din analiza diagramei din (fig. 6.43) rezulta ca eficiente apropiate, cea ce este explicabil prin faptul ca si diametrele hidraulice sunt apropiate. In aceasta situatie proiectantul va decide in functie de cazul concret ce aparat va proiecta (cu caderi de presiune mai mari la un schimb termic mai mare sau cu caderi de presiune mai mici la un schimb termic mai redus).

8. Variația caracteristicii de exploatare Φ

Caracteristica de exploatare, Φ 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 fluide, lucrând în condiții identice, se obține o singură ecuație. În cazul tratat s-a admis că în schimbătoarele încercate, ulei-aer, ambele fluide neamestecate, utilizându-se relația de calcul:

$$\phi = \frac{1}{\mu \chi} \sum_{n=0}^{\infty} \left\{ \left[1 - e^{-\chi} \sum_{m=0}^m \frac{\chi^m}{m!} \right] \left[1 - e^{-\chi \mu} \sum_{m=0}^n \frac{(\chi \mu)^m}{m!} \right] \right\} \quad (6.12)$$

În figurile 6.44 s-a reprezentat caracteristicile de exploatare, determinate experimental, pentru familia de schimbătoare de căldură cu $p=6.2$ mm.

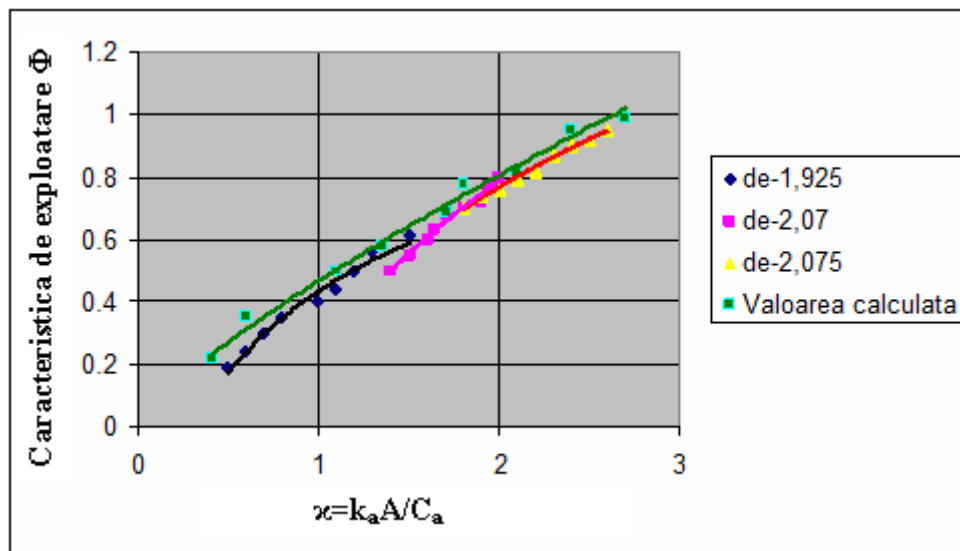


Fig.6.44. Caracteristica de exploatare pentru familia p=6.2

În diagram din (Fig. 6.44) s-au reprezentat caracteristicile de exploatare pentru treiracitoare de ulei. Se constată că cele trei curbe sunt aproape 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).

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 [93-96]:

- 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 : [93]

$$\Delta x = \sqrt{\Delta m_1^2 + \Delta m_2^2 + \dots + \Delta m_n^2} \quad (6.13)$$

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

$$\frac{\Delta x}{x} = \sqrt{\left(\frac{\Delta m_1}{m_1}\right)^2 + \left(\frac{\Delta m_2}{m_2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\Delta m_n}{m_n}\right)^2} \quad (6.14)$$

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

$$\frac{\delta x}{x} = \frac{\delta m_1}{m_1} + \frac{\delta m_2}{m_2} + \dots + \frac{\delta m_n}{m_n} \quad (6.15)$$

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

$$x = \frac{m_1 \cdot m_2 \cdot \dots \cdot m_n}{n_1 \cdot n_2 \cdot \dots \cdot n_p} \quad (6.16)$$

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

$$\frac{\Delta x}{x} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\Delta m_i}{m_i}\right)^2 + \sum_{j=1}^p \left(\frac{\Delta n_j}{n_j}\right)^2} \quad (6.17)$$

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

Se poate demonstra [101-105] că eroarea probabilă a unei funcții de mai multe variabile

$$f = f(x, y, z, \dots) \quad (6.18)$$

are forma:

$$\Delta f = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)^2 \Delta x^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial y}\right)^2 \Delta y^2 + \dots} \quad (6.19)$$

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 ulei, 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 :

$$\frac{\Delta \delta_t}{\delta_t} = \frac{\sqrt{0,1^2 + 0,1^2}}{\delta_t} 100 = \frac{14}{\delta_t} \% \quad (6.20)$$

2) Abaterile debitelor celor două fluide [109-112]

Ținând 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

$$\frac{\Delta \dot{Q}}{\dot{Q}} = \sqrt{\left(\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta \delta_t}{\delta_t}\right)^2} \quad (6.21)$$

Se obține:

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

5) Abaterile valorilor coeficientului total de transfer termic k

$$\frac{\Delta k}{k} = \sqrt{\left(\frac{\Delta \dot{Q}}{\dot{Q}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta \delta_t}{\delta_t}\right)^2} \quad (6.22)$$

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

7. Procedee pentru optimizarea schimbătoarelor de căldură

7.1. Calcularea schimbătoarelor de caldura in functie de cerinte si spatiu.

In industrie unul dintre factorii decisivi in castigarea unui client este gasirea unei solutii optime din punct de vedere al costurilor si al performantelor unui racitor intr-un timp cat mai scurt posibil. Calcularea unui schimbator, desi nu foarte complicata atunci cand se cunosc coeficientii de schimb convectiv, este totusi anevoioasa. Daca luam in considerare ca pentru gasirea unui optim acest calcul trebuie reluat cu alte dimensiuni, calcularea manuala nu este eficienta din punct de vedere al timpului necesar.

Din aceste cauze, rezultatele studiului sunt folosite in cadrul unor software-uri de calcul al racitoarelor. RAAL S.A., compania la care a fost efectuat studiul are un astfel de program de calcul pentru racitoarele de ulei, dar nu de tipul celor care folosesc nervura sparta (offset), acesta fiind conceput si realizat de autor. Denumirea sa fiind Program de Calcul pentru Racitoarele de Ulei (PCRU).

Programul foloseste ca si date de intrare dimensiunile si structura racitorului, performantele nervurilor sunt introduse in program sub forma de relatii criteriale[121-127] $J=f(Re,Pr)$.

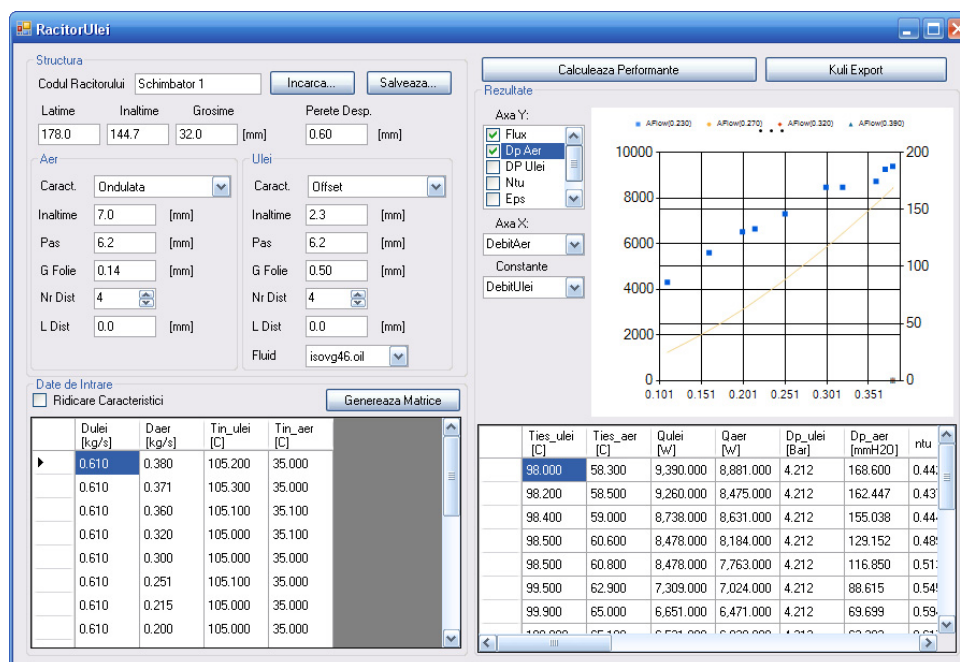


Fig. 7.1. Interfata programului de calcul PCRU

Programul de calcul contine o fereastra principala impartita in 3 zone:

Prima zona este zona in care se introduc identificatorul ,dimensiunile si structura interna a racitorului de ulei.

The 'RacitorUlei' window shows the following data in the 'Structura' tab:

Structura			
Codul Racitorului	Schimbator 1		
Latime	Inaltime	Grosime	Perete Desp.
178.0	144.7	32.0 [mm]	0.60 [mm]
Aer		Ulei	
Caract.	Ondulata	Caract.	Offset
Inaltime	7.0 [mm]	Inaltime	2.3 [mm]
Pas	6.2 [mm]	Pas	6.2 [mm]
G Folie	0.14 [mm]	G Folie	0.50 [mm]
Nr Dist	4	Nr Dist	4
L Dist	0.0 [mm]	L Dist	0.0 [mm]
		Fluid	isovg46.oil

Fig. 7.2 Prima Zona (Dimensiunile)

Se introduc Latimea, Lungimea, Grosimea schimbatorului

Iar structura interna este impartita in doua categorii:

Aer si Ulei, pentru care se introduc structurile nervurilor pentru fiecare fluid in parte, partea de ulei incorporeaza si posibilitatea de a alege tipul de ulei care va fi folosit in exploatarea racitorului.

Cea de a doua zona contine datele de intrare :

The 'Date de Intraire' window displays the following table:

	Dulei [kg/s]	Daer [kg/s]	Tin_ulei [C]	Tin_aer [C]
▶	0.610	0.380	105.200	35.000
	0.610	0.371	105.300	35.000
	0.610	0.360	105.100	35.100
	0.610	0.320	105.000	35.100
	0.610	0.300	105.000	35.000
	0.610	0.251	105.100	35.000
	0.610	0.215	105.000	35.000
	0.610	0.200	105.000	35.000

The 'Genereaza Matrice' dialog box is open, showing input fields for 'Aer' and 'Ulei' flow rates (Minim, Maxim) and 'Temperatura Intraire' (Aer) in degrees Celsius. A button 'Genereaza' is visible at the bottom.

Fig.7.3 A doua Zona

Se introduc in functie de cerinte datele de intrare ce contin debitele fluidelor si temperaturile de intrare, sau in cazul in care se selecteaza obtinerea de ridicare de

caracteristici se vor mai introduce Fluxul termic măsurat, temperaturile de ieșire și caderile de presiune pe schimbător [128-130].

În cazul în care se dorește crearea unei matrici de performanță, aceasta se poate realiza automat prin apăsarea butonului **Generează Matrice**.

Cea de-a treia zonă include rezultatele calculului, iar aceasta este la rândul ei împărțită în două subzone: o prezentare grafică a performanțelor și una tabelară.

Prezentarea grafică include mai multe obținiri, printre care afișarea schimbului termic în funcție de debitul de aer sau de ulei menținând constant celălalt parametru.

Prezentarea tabelară include listarea sub formă de tabel a performanțelor racitorului.

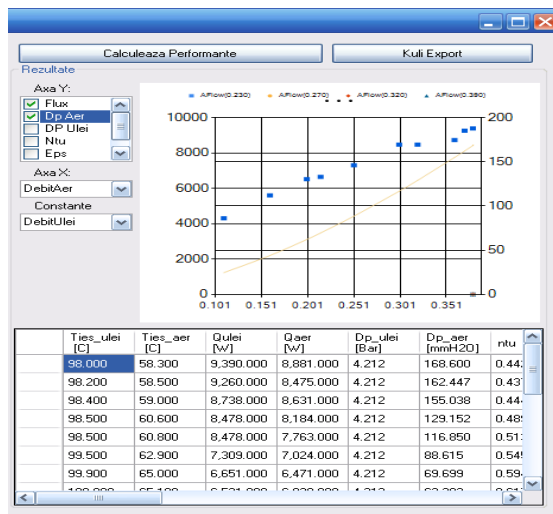


Fig.7.4 A treia zonă de lucru

După terminarea calculului de dimensionare, aceste rezultate pot fi exportate în mai multe formate. Un format este de tipul fișierelor Excel pentru prelucrarea mai departe a rezultatelor, și un format Kuli [131-132] pentru a putea importa aceste date în softul Kuli pentru simularea unor sisteme complexe ce conțin mai multe schimbătoare, cât și alte componente necesare unui sistem de răcire complet.

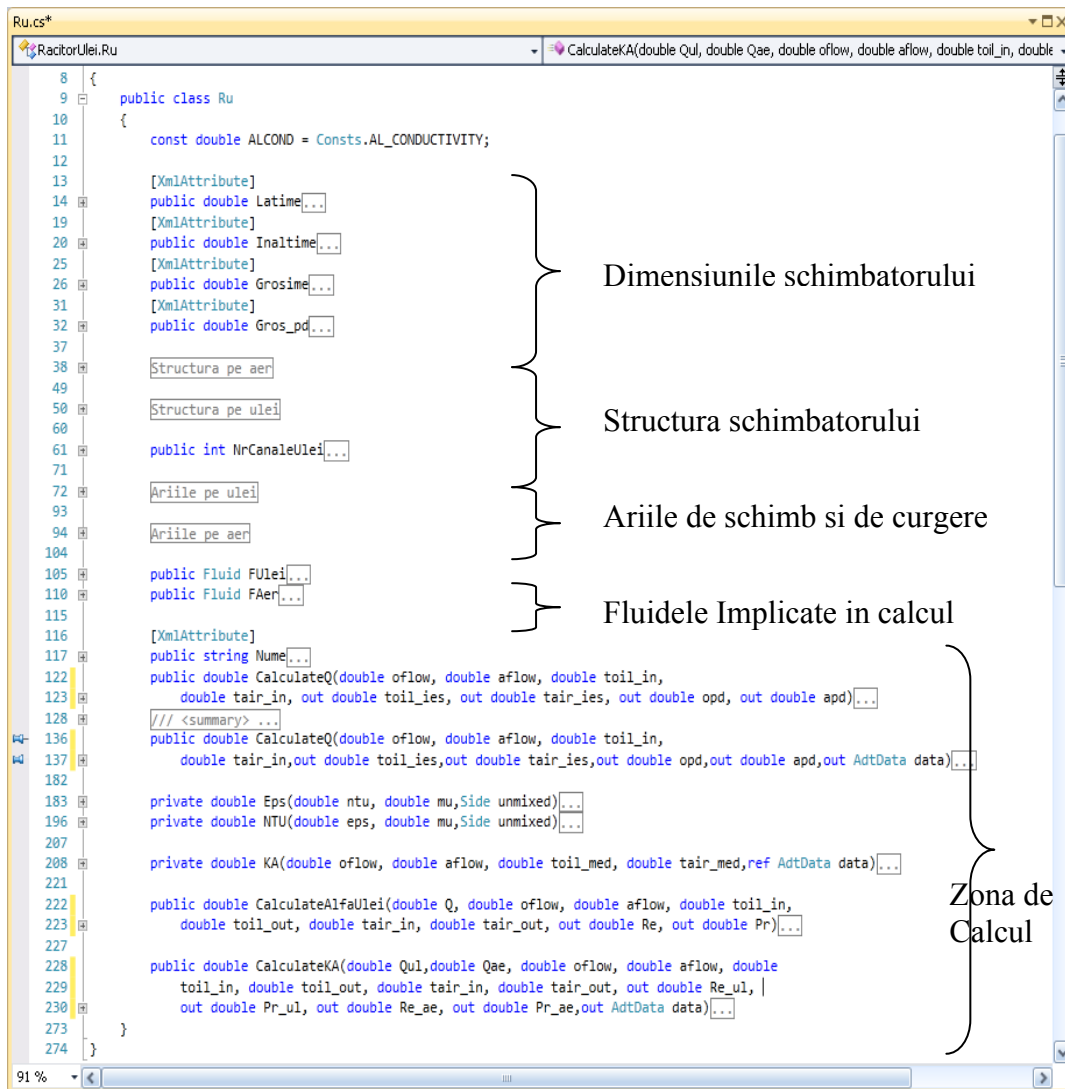


Fig. 7.5. Structura de calcul a racitorului de ulei

Captura de mai sus prezinta structura de calcul al racitorului de ulei, metoda de programare este una obiectuala in care racitorul fizic este incapsulat intr-un obiect abstract, care simuleaza proprietatile reale ale corespondentului fizic. In cele ce urmeaza va voi prezenta o captura a functiei CalculateQ functie in care se realizeaza calculul propriuzis al schimbatorului:

```

public double CalculateQ(double oflow, double aflow, double toil_in,
    double tair_in,out double toil_ies,out double tair_ies,out double opd,out double apd,oi
{
    data = new AdtData();
    double Q=0;
    toil_ies=toil_in;
    tair_ies=tair_in;
    do{
        double toil_med = (toil_in+toil_ies)/2.0;
        double tair_med = (tair_in+tair_ies)/2.0;
        double Coil = FUIei.Cp(toil_med) * oflow;
        double Cair = FAer.Cp(tair_med) * aflow;
        double Cmin = Math.Min(Coil, Cair);
        double Cmax = Math.Max(Coil, Cair);

        double kA = KA(oflow, aflow, toil_med, tair_med,ref data); data.kA = kA;
        double ntu = kA / Cmin; data.ntu = ntu;
        double mu = Cmin / Cmax; data.mu = mu;
        double eps = Eps(ntu, mu, Cmax == Coil ? Side.Cmin : Side.Cmax); data.eps = eps;
        double Qcalc = eps * Math.Min(Coil,Cair) * (toil_in - tair_in);

        toil_ies = toil_in - Qcalc / Coil;
        tair_ies = tair_in + Qcalc / Cair;
        if (Math.Abs((Q - Qcalc) / Qcalc) <= Consts.ERROR) break;
        Q = Qcalc;
    }while(true);

    double to_m = (toil_in+toil_ies)/2.0;
    double ta_m= (tair_in+tair_ies)/2.0;

    double Re_ul = (oflow / Ac_Ulei()) * CUlei.Dh() / FUIei.ViscositDin(to_m);
    double Re_ae = (aflow / Ac_Aer()) * CAer.Dh() / FAer.ViscositDin(ta_m);

    data.v_ul_in = oflow / CUlei.Ac() / FUIei.Densit(toil_in);
    data.v_ae_in = aflow / CAer.Ac() / FAer.Densit(tair_in);
    data.v_ul_ie = oflow / CUlei.Ac() / FUIei.Densit(toil_ies);
    data.v_ae_ie = aflow / CAer.Ac() / FAer.Densit(tair_ies);

    data.f_ul = CUlei.f(Re_ul);
    data.f_ae = CAer.f(Re_ae);

    opd = CUlei.f(Re_ul) * Math.Pow(oflow / CUlei.Ac(),2) / (2 * FUIei.Densit(to_m)) * CUl;
    apd = CAer.f(Re_ae) * Math.Pow(aflow / CAer.Ac(),2) / (2 * FAer.Densit(ta_m)) * CAer.Li

    return Q;
}

```

Fig. 7.6. Captura din programul de calcul

Denumirile variabilelor sunt destul de explicite, iar functiile KA, si Eps implementeaza ecuatiile din lucrare

Concluzie pentru programul de calcul:

Cu ajutorul acestui program de calcul se reduce timpul de calculare al unui racitor de ulei la cateva secunde, fata de un calcul manual care ar necesita un timp mult mai indelungat.

7.2. Optimizarea schimbatoarelor de caldura.

Folosind programul descris mai sus se pot realiza calcule pentru mai multe dimensiuni, si structuri de schimbatoare de ulei intr-un timp relativ scurt.

Pentru optimizare [143-146]avem doua obtiuni la dispozitie, prima obtiune fiind o obtiune manuala si o obtiune automata, ambele procedee de optimizare fiind schitate in diagramele de mai jos:

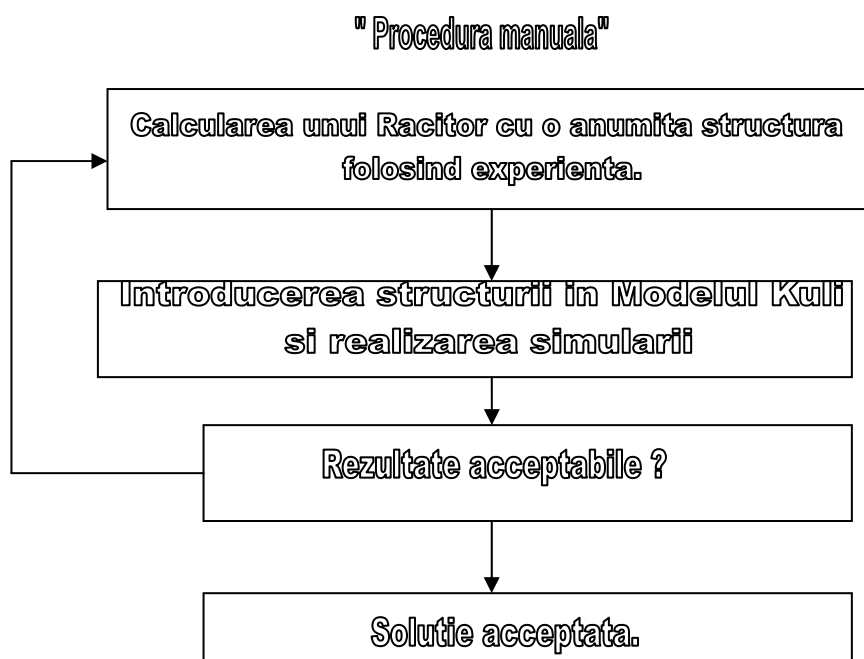


Fig. 7.7 Schema proceduri de optimizare manuala.

"Procedura automatizată"

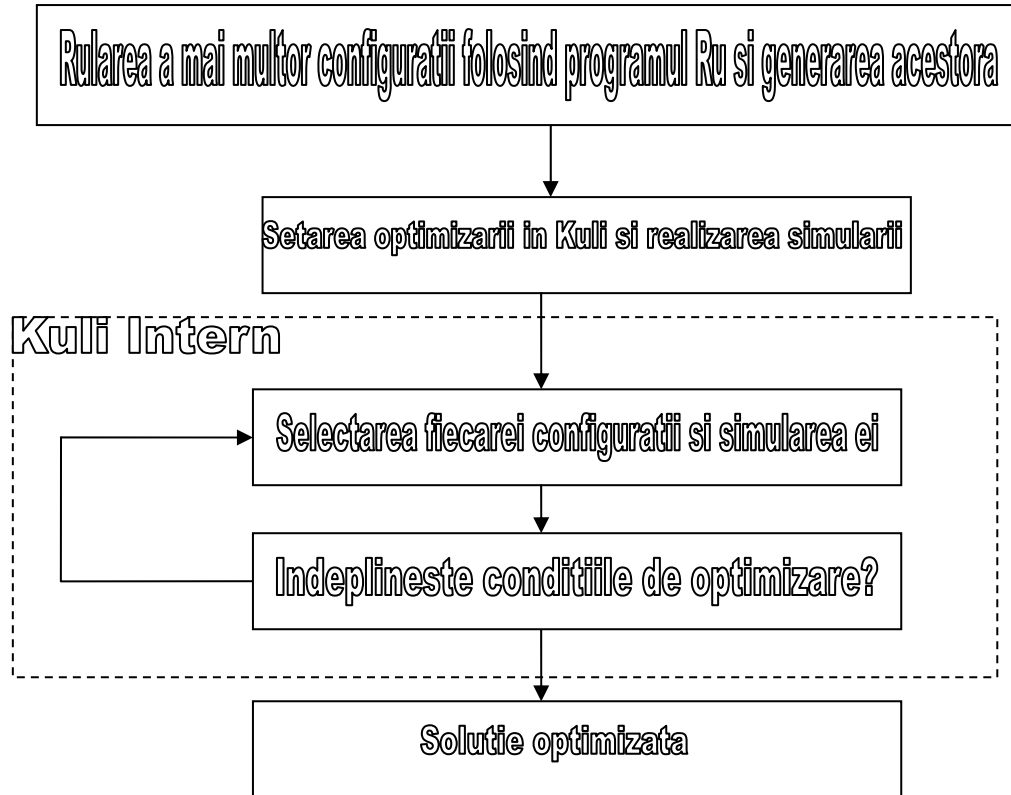


Fig. 7.8 Schema de optimizare automată

În imaginea de mai jos este prezentat un sistem compus dintr-un racitor de ulei OC[1] și un circuit de ulei Oil circuit.

Problema care se pune este de a afla racitorul cu suprafața frontală minimă care îndeplinește condițiile de schimb termic și de cadere de presiune impuse.

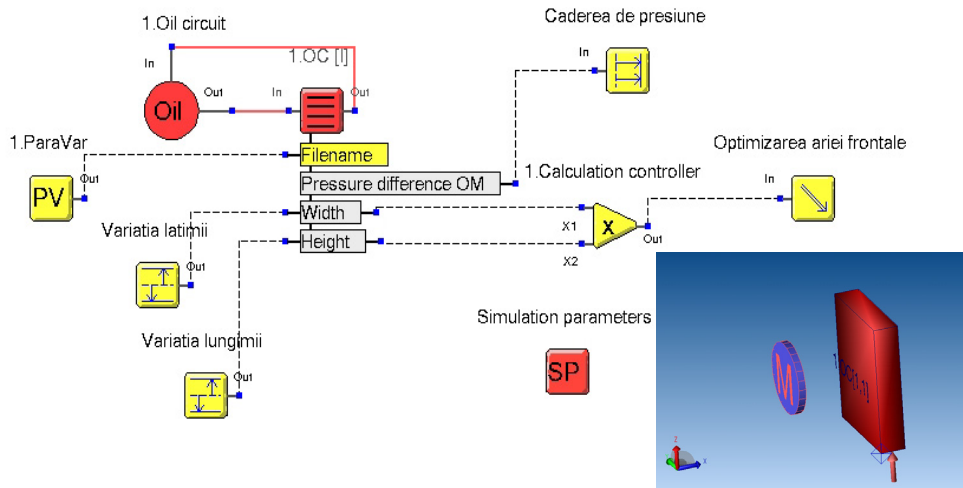


Fig. 7.9. Sistem de racire

Racitorul de ulei, OC[1], pentru care avem un numar de posibile structuri, este conectat la un circuit de ulei in care sunt definiti parametrii de functionare ai circuitului, parametrii cum ar fi debitul de ulei, fluxul termic necesar, etc.

Elementul Caderea de presiune seteaza tinta pentru caderea de presiune,

Elementul Optimizare ariei frontale cauta un minimum pentru aceasta arie frontala care este compusa din produsul lățimii(Width) și al lungimii de curgere a uleiului(Height)

Elementele Variatia lățimii și Variatia lungimii variaza acesti doi parametri intre limitele impuse, pentru a gasi un minimum

Elementul ParaVar selecteaza pe rand schimbatoarele din lista data (Fig 7.10)

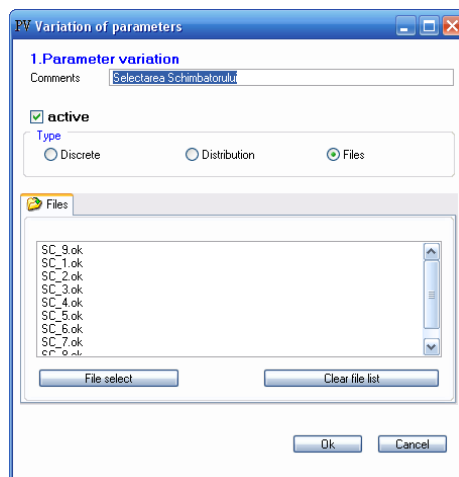


Fig.7.10. Elementul ParaVar

Rezultatele calculului de optimizare sunt afișate într-o fereastră de post procesare unde acestea pot fi analizate iar pe baza lor se poate selecta racitorul optim pentru condițiile de funcționare selectate.

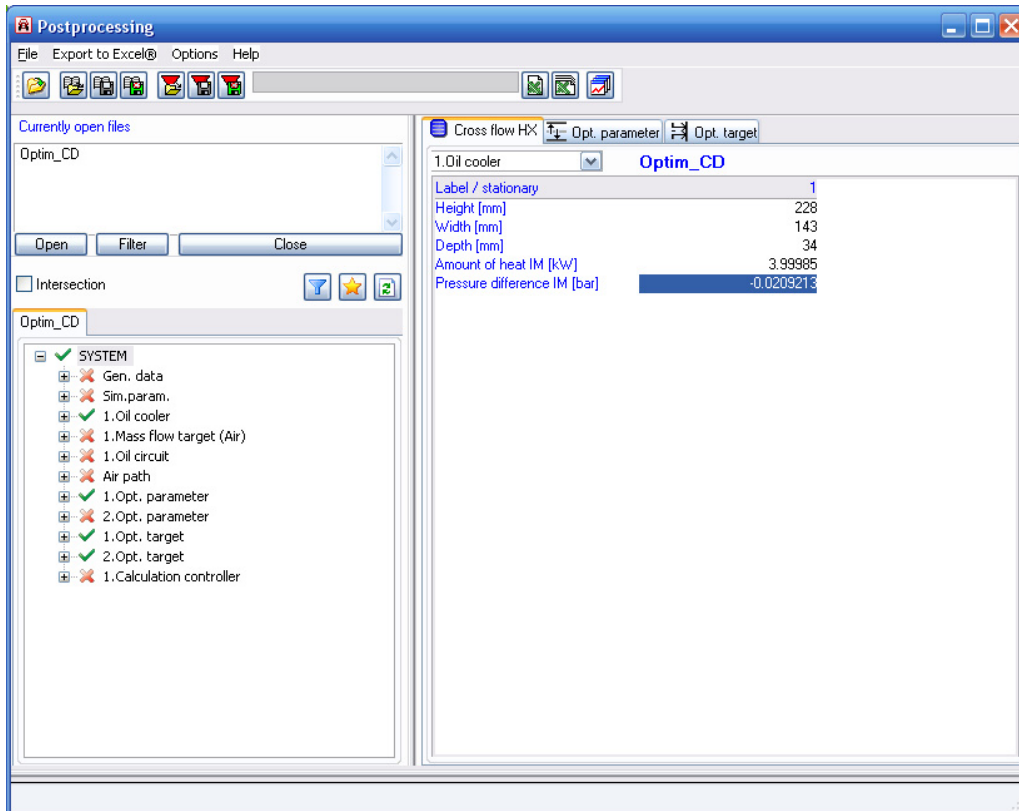


Fig 7.11. Fereastra de post procesare

Pentru o analiză mai bună a datelor, acestea se pot prezenta într-o formă grafică, mai jos se poate observa dependența caderii de presiune în funcție de schimbătorul ales:

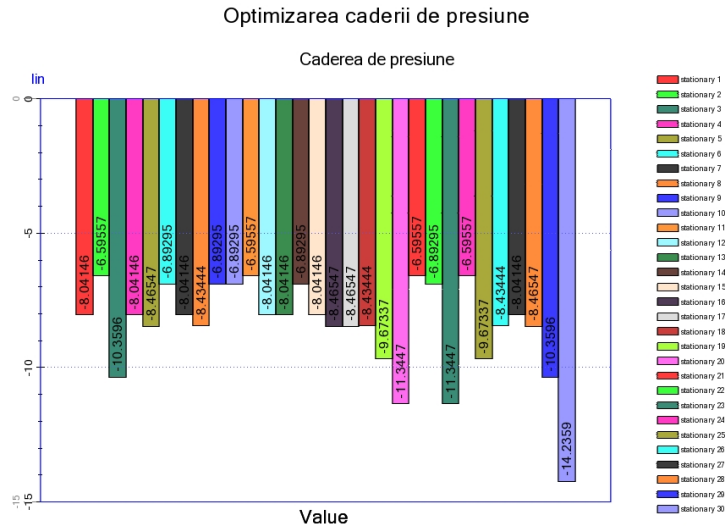


Fig.7.12 Graficul optimizarii caderii de presiune

Sau se mai poate realiza un grafic al caderii de presiune in functie de latimea fiecarui schimbator:

2.Parameter variation

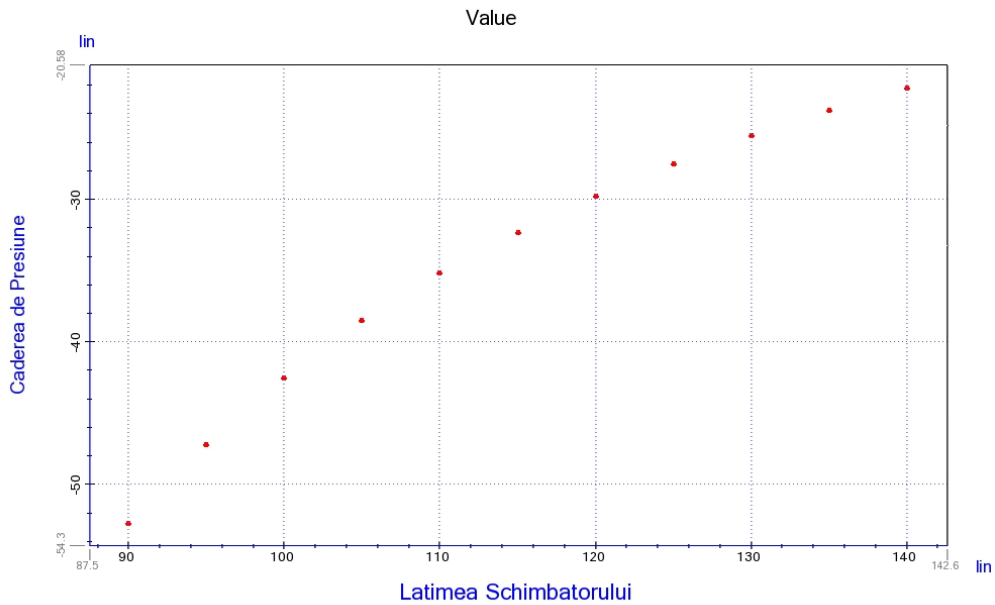


Fig.7.13 Optimizarii caderii de presiune in functie de Latimea racitorului

Tot folosind informația grafică putem vedea punctele de funcționare ale fiecărui schimbător în funcție de datele de intrare ale acestuia:

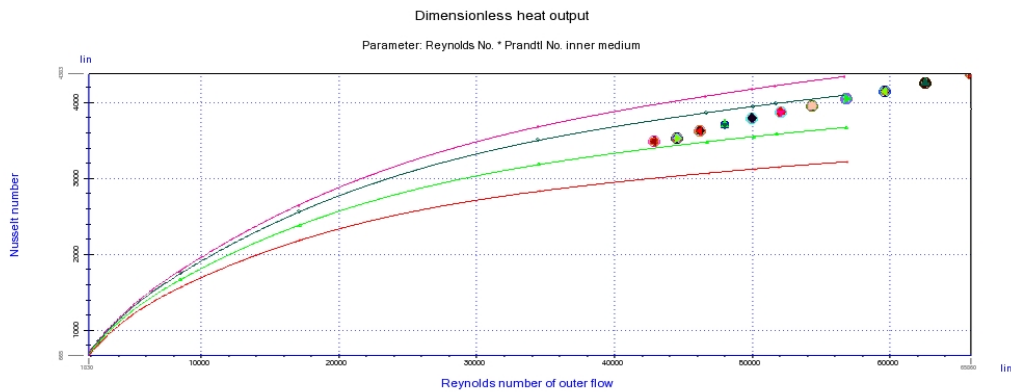


Fig.7.12 Graficul punctelor de funcționare

Utilitatea folosirii optimizării Kuli se poate vedea dintr-o situație reală când rezultatele cercetărilor experimentale au fost folosite la SC RAAL Bistrita pentru proiectarea unui racitor de ulei, pentru un beneficiar străin, care a impus următoarele condiții:

- Gabaritul în care se poate introduce racitorul este 300x400x 35 mm
- Fluxul de căldură de evacuat= 13 kW la un debit de ulei de = 0.3 kg/s.
- Caderea de presiune pe ulei, maxim 0.15 bar
- Debitul de aer disponibil= 0.5 kg/s
- Temperatura maximă a uleiului să fie 114 C

Pentru această optimizare au fost folosite cercetările experimentale realizate pe grupul de racitoare denumite în lucrare „Schimbatoarele 1,,2, 3, 9 și 10,” care au grosimi de 30 și respective 32 mm astfel încât acestea se încadrează în cerințele impuse.

Setarea circuitului termic este redată în figura(7.13)

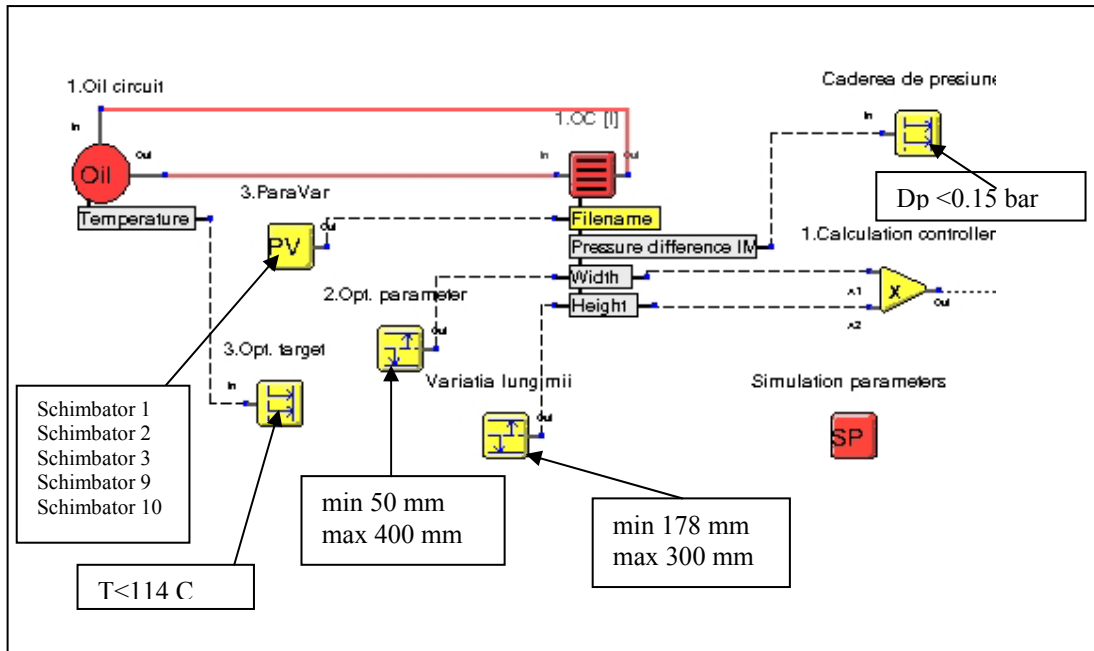


Fig.7.13. Setarea circuitului termic

Elementele "Oil circuit" si OC reprezinta circuitul de ulei (pompa si sursa de caldura) si respectiv racitorul de ulei. Restul elementelor din figura reprezinta controalele de optimizare, fiecare avand valorile fixate astfel incat sa se realizeze constrangerile cerute de catre beneficiar

Rezultatele optimizarii sunt trecute in tabelul din figura (7.14)

The screenshot shows the 'Postprocessing' window with the following data table:

Label / stationary	1	2	3	4	5
Filename	SC_3.ok	SC_1.ok	SC_2.ok	SC_9.ok	SC_10.ok
Height [mm]	401	401	401	401	401
Width [mm]	211	209	219	217	179
Depth [mm]	30	32	32	32	30
Entry temp. IM [°C]	96.1688	121.127	124.582	102.878	95.9223
Exit temp. IM [°C]	77.682	103.5	107.074	84.6379	77.4263
Pressure difference IM [bar]	-0.129817	-0.178029	-0.138491	-0.206452	-0.608204
Amount of heat OM [kW]	12.003	12.0061	12.0029	12.0003	12.0032

Fig.7.14. Rezultatele optimizarii

Pentru o vizualizare mai buna s-au reprezentat datele relevante intr-o forma grafica:

Caderea de presiune a racitoarelor

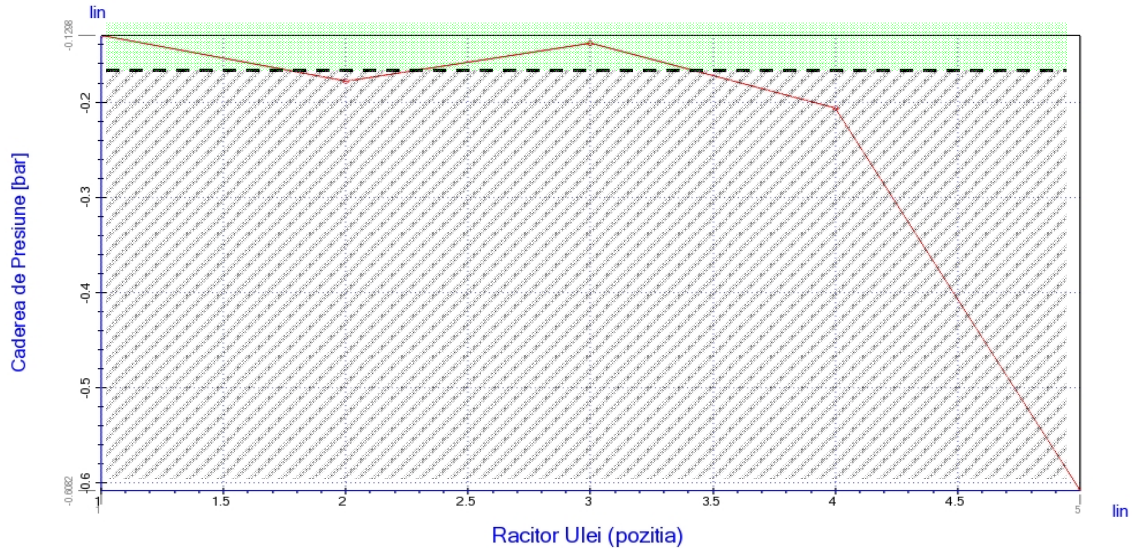


Fig.7.15. Caderile de presiune pe racitoarele de ulei

Din graficul caderilor de presiune se poate observa ca „Schimbatorul 2” si 3” se incadreaza in limita impusa de beneficiar, aceste doua schimbatoare avand caderile de presiune 0.13 bar si respectiv 0.14 bar. Un alt criteriu de optimizare a este temperatura de intrare a uleiului in racitor. Din analiza graficului urmator, care reprezinta temperatura de intrare in schimbator in functie de racitorul prezent in sistem, se poate observa ca „Schimbatorul 3” are o temperatura de intrare mai mica decat temperatura maxima admisa de 114 C, si anume 96.

Temperatura de intrare a uleiului in schimbator (fig.7.16) este un factor important, deoarece acesta este variabila care se modifica intr-un circuit inchis.

Variatia Temperaturii uleiului la intrarea in racitor

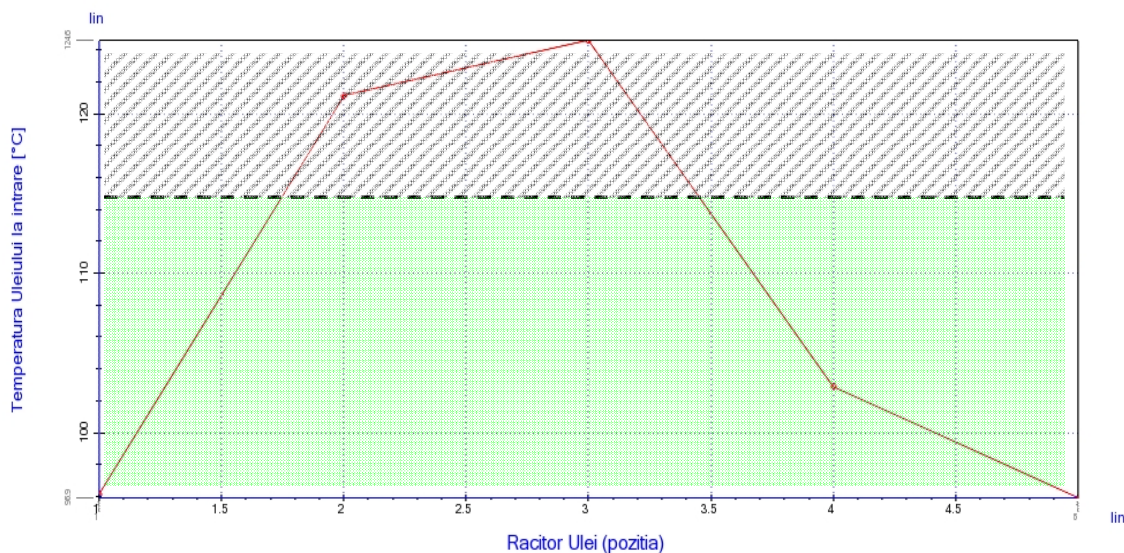


Fig.7.16. Variatia temperaturii uleiului

Concluzie:

Din analiza celor doua grafice, rezulta ca schimbatorul cautat este „Schimbatorul 3”.

Trebuie subliniat ca dimensiunea racitorului optimizat este diferit de dimensiunile racitoarelor testate, acestea fiind modificate de catre Kuli pentru a indeplini cerintele de optimizare, iar dimensiunile rezultate pentru fiecare schimbator in parte reprezinta un optim al aceluui schimbator in conditiile impuse. Din analiza tabelului reprezentat in fig.(7.14.) rezulta ca are aria frontala cea mai mica se obtine tot din „Schimbatorul 3” si anume 401x211 acesta avand totodata si volumul minim. Deci se obtine un racitor care indeplineste toate conditiile impuse de beneficiar

Cu ajutorul acestor programe se poate realiza o optimizare a structurii racitoarelor de ulei implicate intr-o anumita aplicatie. Iar timpul de realizarea a acestora este mult mai scurt si mai precis decat daca se face manual.

8. Concluzii și contribuții originale

8.1. CONCLUZII GENERALE

Lucrarea **„Studii și cercetări privind performanțele termice și fluidodinamice ale schimbatoarelor de căldură cu nervuri discontinue dispuse alternant”** are ca scop determinarea coeficienților de transfer termic și de rezistență la frecare, necesare în proiectarea racitoarelor de ulei și îmbunătățirea performanțelor termice și fluidodinamice ale suprafețelor extinse prin nervuri drepte, discontinue, dispuse alternant.

În acest subcapitol se prezintă doar câteva concluzii generale având în vedere faptul că la fiecare sfârșit s-au prezentat concluziile aferente.

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

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

Utilizând suprafața extinsă cu nervuri discontinue dispuse alternant se pot obține eficiențe mult mai bune; aceste soluții nu sunt universale, ele depind de toate mărimile de intrare și numai un studiu referitor la un caz concret poate stabili soluția optimă.

În cazul simulării marile avantaje 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 racitoarelor, condiții de lucru dar și caracteristici ale racitoarelor 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.

Pentru suprafețele cu nervuri discontinue alternante literatura de specialitate este săracă în date privind comportarea acestor suprafețe de transfer termic. Câteva date sunt obținute pe calculator (nu prin măsuratori) și se abat substanțial de la datele obținute de autor prin cercetări experimentale.

În urma acestor studii, pentru îmbunătățirea performanțelor termice, se fac recomandări proiectanților și construirea de schimbătoare de căldură compacte din aluminiu cu nervuri.

Se recomandă utilizarea unor softuri pentru analiza soluțiilor optime în proiectare.

Studiind fenomenele de intrate se poate recomanda construirea de schimbătoare de căldură cu nervuri discontinue alternante cu lățimi și mai mici și schimbătoare de căldură cât mai plate.

8.2. CONTRIBUTII ORIGINALE

Teza de doctorat **„Studii si cercetari privind performantele termice si fluidodinamice ale schimbatoarelor de caldura cu nervuri discontinue dispuse alternant”** se bazeaza pe o cercetare teoretica si experimentală ampla, analiza rezultatelor experimentale si solutii pentru optimizarea performantelor termice si fluidodinamice ale suprafetelor cu nervuri discontinue, dispuse alternant, avand in vedere imbunatatirea performantelor racitoarelor de ulei si al constructiei acestora.

Contributiile originale sunt atat experimentale cat si teoretice cu implicatii in industria de proiectare si constructie a schimbatoarelor de caldura ulei-aer, cu nervuri discontinue dispuse alternant.

Se pot sublinia urmatoarele contributii originale ale autorului:

- o bună sistematizare a datelor din literatura de specialitate (foarte săracă) și o analiză privind tendințele actuale în construcția și piața de schimbătoare de căldură cu nervuri discontinue alternante. Această analiză se bazează și pe informațiile dobândite de autor prin studiul unei bibliografii vaste si participările la conferințe interne si internationale.

- s-au determinat ecuatiile transferului termic si caderile de presiune, care descriu efectul de intrare pe nervura discontinua alternanta.

- s-au utilizat pentru încercare pe standul de probă, 10 schimbătoare de căldură din aluminiu, noi, de tip ulei-aer, din comenzile destinate unor beneficiari din Olanda, Italia, Suedia, SUA etc. Aceste aparate sunt de tip plăci și bare. Pe fiecare aparat s-au facut in jur de 10 de regimuri de încercări.

- s-a modificat standul existent de tip apa-aer, pentru încercarea schimbătoarelor de căldură de tip ulei aer, stand care simulează modul real de lucru al aparatelor încercate.

- s-a realizat un program de calcul original, denumit Program de Calcul pentru racitoarele de ulei (PCRU) cu ajutorul căruia s-au generalizat rezultatele la schimbatoarele încercate.

- s-a utilizat un sistem performant de achiziție și prelucrarea datelor experimentale, cu umărarea în timp real, pe monitor, a variației unor parametrii importanți.

- s-au realizat un număr foarte mare de diagrame care se pot utiliza direct în cercetarea și proiectarea schimbătoarelor de căldură cu nervuri discontinue alternante.

- schimbatoarele încercate fiind aparate realizate pentru diferiti beneficiari din Uniunea Europeana si din SUA, cu ajutorul datelor obtinute s-au intocmit fisele de incercari ale proprietatilor termofizice.

- s-au studiat optimizarea schimbătoarelor de căldură și s-a utilizat softul Kuli în optimizarea acestor aparate.

- este pentru prima data cand se face o cercetare termica si fluidodinamica pentru ulei a acestor nervuri in domeniul Reynolds cu valori mici.

- s-au determinat coeficientii de transfer termic si coeficientii de rezistenta la frecare, este de mentionat faptul ca nu se cunosc in literatura de specialitate valorile acestor coeficienti pentru nervuri discontinue dispuse alternant, la valori ale lui Reynolds mici, pentru ulei, singurele cercetari pe aceste nervuri s-au efectuat pe matrici la scara redusa.

- s-a îmbogățit literatura de specialitate cu informații noi, informații verificate prin studii și cercetări experimentale complexe. Aceste informații au apărut in literatura de specialitate din țară și strainătate prin cele 22 de lucrări stiințifice ale autorului.

T 1. Masuratori si calcule privind performantele termice ale racitoarelor de ulei

Schimbatorul 1 are pasul 6.2 mm, inaltimea nervurii 2.3 mm si grosimea 0.5mm

Nr.crt	\dot{m}_a	t'_a	t''_a	w_a	\dot{O}_a	\dot{m}_u	t'_u	t''_u	w_u	\dot{O}_u
-	Kg/s	°C	°C	m/s	kW	Kg/s	°C	°C	m/s	kW
1	0,38	35	58,1	24,93	8.809	0,57	105	97,6	1,21	9,01
2	0,38	35,1	57,9	24,93	8.691	0,51	105,1	97,1	1,1	8,86
3	0,38	35	57,5	24,93	8.576	0,48	105,2	96,6	1.020	8,84
4	0,38	35	57	24,93	8.385	0,45	105,1	96,1	0,957	8,67
5	0,38	35	56,8	24,93	8.309	0,43	105	95,7	0,917	8,59
6	0,38	35,1	56,6	24,93	8.195	0,39	105,1	95,1	0,838	8,44
7	0,38	35	54,7	24,93	7.508	0,32	105,1	93,9	0,694	6,79
8	0,38	35	53,9	24,93	7.204	0,27	105	92,2	0,579	7,83
9	0,38	35,1	54,5	24,93	6.251	0,23	105,2	91,5	0,492	7,47

Schimbatorul 2 are pasul 6.5 mm, inaltimea nervurii 1.8 mm si grosimea 0.5mm

Nr.crt	\dot{m}_a	t'_a	t''_a	w_a	\dot{O}_a	\dot{m}_u	t'_u	t''_u	w_u	\dot{O}_u
-	Kg/s	°C	°C	m/s	kW	Kg/s	°C	°C	m/s	kW
1	0,381	35,1	66,1	21,6	5,135	0,616	104,9	100,7	1,614	8,616
2	0,381	35,1	71,8	21,6	4,601	0,61	104,9	101,2	1,614	8,595
3	0,381	35,1	76,4	21,6	3,819	0,581	104,9	102	1,614	8,376
4	0,381	35,1	56,9	21,6	8,293	0,548	104,7	97,4	1,436	8,338
5	0,381	35,1	56,3	21,6	8,102	0,489	104,7	96,7	1,281	7,377
6	0,381	35,2	56,2	21,6	8,025	0,464	104,9	96,5	1,216	6,58
7	0,381	35,2	53,5	21,6	6,993	0,396	105,1	94,1	0,812	5,531
8	0,381	35,2	55,6	21,6	7,797	0,31	105,2	95,4	1,038	4,873
9	0,381	35,3	51,4	21,6	6,153	0,232	105,2	92	0,608	3,819

Schimbatorul 3 are pasul 6 mm, inaltimea nervurii 2 mm si grosimea 0.3mm

Nr.crt	\dot{m}_a	t'_a	t''_a	w_a	\dot{O}_a	\dot{m}_u	t'_u	t''_u	w_u	\dot{O}_u
-	Kg/s	°C	°C	m/s	kW	Kg/s	°C	°C	m/s	kW
1	1,68	37,8	89	40,4	66,04	0,73	112	89	0,71	6,623812
2	1,68	38	91	40,4	61,21	0,65	112	91	0,58	6,139363
3	1,68	38	94	40,4	57,55	0,61	112	94	0,53	5,772265
4	1,68	38,4	71	40,4	54,21	0,54	112	78	0,45	5,437263
5	1,68	38,2	68	40,4	52,98	0,51	112	74	0,39	5,313894
6	1,68	38,2	68	40,4	50,32	0,47	112	73	0,31	5,047096
7	1,68	38	68	40,4	48,54	0,39	112	71	0,27	4,868562
8	1,68	38	66	40,4	43,71	0,31	112	69	0,23	4,384113
9	1,68	38,3	68	40,4	36,55	0,27	112	69	0,2	3,665965

Schimbatorul 4 are pasul 6.2 mm, inaltimea nervurii 2.2 mm si grosimea 0.5mm

Nr.crt	\dot{m}_a	t'_a	t''_a	w_a	\dot{O}_a	\dot{m}_u	t'_u	t''_u	w_u	\dot{O}_u
-	Kg/s	°C	°C	m/s	kW	Kg/s	°C	°C	m/s	kW
1	0,37	36	60	24,4	8,72	0,51	105,5	98,1	1,2	8,74616
2	0,37	36,5	59	24,4	8,62	0,51	105	96,4	1,1	8,64586
3	0,37	36,5	58	24,4	8,22	0,42	105,5	95,5	0,9	8,24466
4	0,37	36,5	56	24,4	7,87	0,34	106	94,8	0,82	7,89361
5	0,37	36,6	55	24,4	7,81	0,29	105	91,1	0,74	7,83343
6	0,37	36	60	24,4	7,22	0,24	105,5	97,8	0,62	7,24166
7	0,37	36,8	61	24,4	7,06	0,21	104,8	97,1	0,52	7,08118
8	0,37	36	61	24,4	6,77	0,19	105	98,2	0,47	6,79031
9	0,37	36	58	24,4	6,61	0,17	104,5	98,1	0,46	6,62983

Schimbatorul 5 are pasul 6.2 mm, inaltimea nervurii 2.3 mm si grosimea 0.3mm

Nr.crt	\dot{m}_a	t'_a	t''_a	w_a	\dot{O}_a	\dot{m}_u	t'_u	t''_u	w_u	\dot{O}_u
-	Kg/s	°C	°C	m/s	kW	Kg/s	°C	°C	m/s	kW
1	0,37	36,4	65	24,4	8,98	0,51	105,8	99,3	1,1	9,00694
2	0,37	35	59,6	24,4	8,74	0,46	105,6	96,1	1,1	8,76622
3	0,37	35,2	62	24,4	8,64	0,45	105,2	95,3	1	8,66592
4	0,37	35,5	58,3	24,4	8,26	0,42	105	92,3	0,98	8,28478
5	0,37	35	58,1	24,4	7,67	0,41	105	92,1	0,89	7,69301
6	0,37	35,7	55,5	24,4	7,51	0,37	105	91,7	0,79	7,53253
7	0,37	35,2	53,3	24,4	7,28	0,32	105	90,8	0,63	7,30184
8	0,37	36,1	53,8	24,4	6,91	0,26	105	90	0,56	6,93073
9	0,37	39	53	24,4	6,49	0,19	105,6	91,9	0,97	6,50947

Schimbatorul 6 are pasul 5.8 mm, inaltimea nervurii 2.3 mm si grosimea 0.3mm

Nr.crt	\dot{m}_a	t'_a	t''_a	w_a	\dot{O}_a	\dot{m}_u	t'_u	t''_u	w_u	\dot{O}_u
-	Kg/s	°C	°C	m/s	kW	Kg/s	°C	°C	m/s	kW
1	0,37	35,5	61	20,67	9,59	0,45	100,1	87,9	0,16	9,48
2	0,37	35,5	60,8	20,67	9,51	0,42	100,1	87,6	0,15	9,47
3	0,37	35	59,1	20,67	8,98	0,4	100	85,2	0,13	9,37
4	0,37	35	58,9	20,67	8,98	0,37	100	85	0,12	9,04
5	0,37	35,1	56,7	20,67	8,12	0,37	100,1	83	0,1	8,34
6	0,37	35,1	56,4	20,67	8,01	0,32	100,1	83,2	0,09	8,11
7	0,37	35	54,1	20,67	7,18	0,26	100	80,6	0,08	7,54
8	0,37	35,5	54,2	20,67	7,07	0,25	100	79,3	0,07	7,24
9	0,37	35	51,4	20,67	6,16	0,19	100	79,2	0,06	6,29

Schimbatorul 7 are pasul 5.8 mm, inaltimea nervurii 2.3 mm si grosimea 0.5mm

Nr.crt	\dot{m}_a	t'_a	t''_a	w_a	\dot{O}_a	\dot{m}_u	t'_u	t''_u	w_u	\dot{O}_u
-	Kg/s	°C	°C	m/s	kW	Kg/s	°C	°C	m/s	kW
1	0,37	35,2	66,8	20,81	1179	0,45	99,8	89,1	0,22	11,5
2	0,37	35,1	64,6	20,81	10,97	0,42	100,2	88,2	0,18	10,92
3	0,37	35	63,5	20,81	10,6	0,4	100,1	86,1	0,16	10,54
4	0,37	35,1	63,1	20,81	10,44	0,37	100	86,1	0,15	10,39
5	0,37	35,3	63	20,81	10,33	0,37	100,2	85,5	0,14	10,29
6	0,37	35	62,7	20,81	10,3	0,32	100,3	84,7	0,13	10,01
7	0,37	35	61,3	20,81	10,81	0,26	100,1	83,6	0,12	9,97
8	0,37	35,1	60,3	20,81	9,4	0,25	99,7	83,7	0,1	9,5
9	0,37	35,1	58	20,81	8,76	0,21	100	85,2	0,09	9,01
	0,37	35	54,8	20,81	7,38	0,19	100	75,4	0,06	7,49

Schimbatorul 8 are pasul 6 mm, inaltimea nervurii 2.2 mm si grosimea 0.3mm

Nr.crt	\dot{m}_a	t'_a	t''_a	w_a	\dot{O}_a	\dot{m}_u	t'_u	t''_u	w_u	\dot{O}_u
-	Kg/s	°C	°C	m/s	kW	Kg/s	°C	°C	m/s	kW
1	1,63	38,5	81	38	49,92	0,74	114	91	0,36	5,006976
2	1,63	37,5	79,5	38	47,71	0,74	114	93,7	0,36	4,785313
3	1,63	37	81,4	38	45,12	0,74	114	99,8	0,36	4,525536
4	1,63	37,5	77	38	43,81	0,68	114	91,5	0,33	4,394143
5	1,63	37,5	75	38	42,33	0,56	114	96,2	0,27	4,245699
6	1,63	37	73	38	39,84	0,43	114	88,1	0,21	3,995952
7	1,63	36	72	38	37,48	0,37	114	87	0,18	3,759244
8	1,63	36,5	70,9	38	37,31	0,3	114,5	85,5	0,15	3,742193
9	1,63	36,5	69,6	38	32,85	0,22	114,5	84,3	0,11	3,294855

Schimbatorul 9 are pasul 6.5 mm, inaltimea nervurii 2.3 mm si grosimea 0.6mm

Nr.crt	\dot{m}_a	t'_a	t''_a	w_a	\dot{O}_a	\dot{m}_u	t'_u	t''_u	w_u	\dot{O}_u
-	Kg/s	°C	°C	m/s	kW	Kg/s	°C	°C	m/s	kW
1	0,38	35,1	76,5	24,99	14,19	0,61	104,5	100,9	1,17	10,77
2	0,38	35,2	63,3	24,99	10,76	0,59	105,3	96,7	1,12	10,76
3	0,38	35,2	62,8	24,99	10,76	0,57	104,5	95,8	1,09	10,7
4	0,38	35,2	62,4	24,99	10,41	0,54	104,6	95,4	1,04	10,69
5	0,38	35,1	62,2	24,99	10,37	0,53	104,6	95	1,01	10,56
6	0,38	35,1	62	24,99	10,27	0,48	104,8	94,5	0,93	9,52
7	0,38	35,3	61,6	24,99	10,05	0,45	104,8	93,8	0,87	6,45
8	0,38	35,1	60,1	24,99	9,57	0,4	105,8	92,8	0,77	6,39
9	0,38	35,1	59,4	24,99	9,31	0,3	105,5	90,8	0,58	4,7

Schimbatorul 10 are pasul 6.5 mm, inaltimea nervurii 2 mm si grosimea 0.3mm

Nr.crt	\dot{m}_a	t'_a	t''_a	w_a	\dot{O}_a	\dot{m}_u	t'_u	t''_u	w_u	\dot{O}_u
-	Kg/s	°C	°C	m/s	kW	Kg/s	°C	°C	m/s	kW
1	0,4	46	79	43,4	11,81	0,3	118	103,5	1	11,83953
2	0,4	46,2	81,9	43,4	11,64	0,25	118	106,6	1	11,6691
3	0,4	44,9	74	43,4	11,02	0,25	118	99,5	1,16	11,04755
4	0,4	46,8	73,8	43,4	10,7	0,24	118,3	97	0,95	10,72675
5	0,4	46,9	72,6	43,4	10,35	0,22	118,5	96,7	0,87	10,37588
6	0,4	47	71,8	43,4	9,94	0,19	118	97,3	0,76	9,96485
7	0,4	48	70,5	43,4	9,75	0,16	118,1	96,4	0,63	9,774375
8	0,4	47,6	68,8	43,4	9,23	0,12	118,5	98,9	0,49	9,253075
9	0,4	48	66,4	43,4	8,98	0,1	118,3	97,2	0,4	9,00245

T.2. Tabele cu valori masurate privind performantele fluidodinamice ale schimbatoarelor de caldura

Schimbatorul 1 are pasul 6.2 mm, inaltimea nervurii 2.3 mm si grosimea 0.5mm

Nr.crt	\dot{m}_a	w_a	Δp_u	\dot{m}_u	w_u	Δp_u
-	[Kg/s]	[m/s]	[mm H ₂ O]	[Kg/s]	[m/s]	[bar]
1	0,316	20,73	125	0,495	1,05	3,1
2	0,3	19,68	117	0,47	0,997	2,6
3	0,267	17,52	96	0,45	0,995	2,4
4	0,234	15,09	78	0,426	0,904	2,2
5	0,201	13,18	62	0,401	0,851	2
6	0,166	10,89	45	0,37	0,785	1,8
7	0,14	9,18	36	0,35	0,743	1,6
8	0,117	7,68	25	0,3	0,636	1,2
9	0,09	5,9	20	0,25	0,53	0,85

Schimbatorul 2 are pasul 6.5 mm, inaltimea nervurii 1.8 mm si grosimea 0.5mm

Nr.crt	\dot{m}_a	w_a	Δp_u	\dot{m}_u	w_u	Δp_u
-	[Kg/s]	[m/s]	[mm H ₂ O]	[Kg/s]	[m/s]	[bar]
1	0,316	20,73	125	0,532	1,395	2,2
2	0,3	19,68	117	0,501	1,311	2
3	0,267	17,52	96	0,473	1,24	1,7
4	0,234	15,09	78	0,447	1,171	1,5
5	0,201	13,18	62	0,41	1,074	1,2
6	0,166	10,89	45	0,363	0,951	1
7	0,14	9,18	36	0,31	0,812	0,8
8	0,117	7,68	25	0,27	0,707	0,6
9	0,09	5,9	20	0,21	0,524	0,4

Schimbatorul 3 are pasul 6 mm, inaltimea nervurii 2 mm si grosimea 0.3mm

Nr.crt	\dot{m}_a	w_a	Δp_u	\dot{m}_u	w_u	Δp_u
-	[Kg/s]	[m/s]	[mm H ₂ O]	[Kg/s]	[m/s]	[bar]
1	1,68	41,5	543	0,73	0,71	2,07
2	1,53	37,2	512	0,61	0,68	1,78
3	1,42	33,1	463	0,58	0,62	1,69
4	1,38	30,5	428	0,54	0,58	1,62
5	1,31	27,4	384	0,48	0,53	1,57
6	1,22	23,6	353	0,43	0,48	1,49
7	0,97	19,8	298	0,39	0,45	1,35
8	0,84	17,6	210	0,32	0,38	1,21
9	0,62	15,3	124	0,28	0,27	0,85

Schimbatorul 4 are pasul 6.2 mm, inaltimea nervurii 2.2 mm si grosimea 0.5mm

Nr.crt	\dot{m}_a	w_a	Δp_u	\dot{m}_u	w_u	Δp_u
-	[Kg/s]	[m/s]	[mm H ₂ O]	[Kg/s]	[m/s]	[bar]
1	0,37	25	157	0,51	1,1	3
2	0,37	24,4	153	0,47	1	2,7
3	0,35	23,1	143	0,42	0,91	2,2
4	0,33	22,2	131	0,41	0,85	2
5	0,31	19,8	108	0,34	0,74	1,6
6	0,28	18,5	98	0,32	0,68	1,4
7	0,26	17,1	87	0,29	0,62	1,2
8	0,21	13,2	69	0,25	0,53	1
9	0,14	9,4	38	0,21	0,46	0,8

Schimbatorul 5 are pasul 6.2 mm, inaltimea nervurii 2.3 mm si grosimea 0.3mm

Nr.crt	\dot{m}_a	w_a	Δp_u	\dot{m}_u	w_u	Δp_u
-	[Kg/s]	[m/s]	[mm H ₂ O]	[Kg/s]	[m/s]	[bar]
1	0,38	25	163	0,51	1,1	3,4
2	0,37	24,4	153	0,46	0,99	3
3	0,34	22,4	131	0,45	0,96	2,7
4	0,32	21,1	121	0,42	0,9	2,5
5	0,3	18,5	110	0,37	0,8	2
6	0,28	16,5	99	0,32	0,7	1,6
7	0,25	14,8	83	0,26	0,56	1,2
8	0,22	13,2	77	0,23	0,5	1
9	0,2	12,5	58	0,19	0,41	0,8

Schimbatorul 6 are pasul 5.8 mm, inaltimea nervurii 2.3 mm si grosimea 0.3mm

Nr.crt	\dot{m}_a	w_a	Δp_u	\dot{m}_u	w_u	Δp_u
-	[Kg/s]	[m/s]	[mm H ₂ O]	[Kg/s]	[m/s]	[bar]
1	0,42	23,15	130	0,55	0,2	0,398
2	0,41	22,93	127	0,53	0,2	0,390
3	0,39	21,88	118	0,5	0,18	0,36
4	0,38	21,11	114	0,41	0,15	0,261
5	0,36	19,9	102	0,40	0,15	0,242
6	0,34	18,9	97	0,37	0,14	0,210
7	0,3	16,53	81	0,35	0,13	0,181
8	0,27	15,38	69	0,33	0,12	0,168
9	0,23	12,68	57	0,29	0,1	0,128

Schimbatorul 7 are pasul 5.8 mm, inaltimea nervurii 2.3 mm si grosimea 0.5mm

Nr.crt	\dot{m}_a	w_a	Δp_u	\dot{m}_u	w_u	Δp_u
-	[Kg/s]	[m/s]	[mm H ₂ O]	[Kg/s]	[m/s]	[bar]
1	0,38	21,6	156	0,57	0,21	0,558
2	0,37	20,76	146	0,54	0,2	0,482
3	0,34	29,47	130	0,5	0,18	0,416
4	0,32	18,35	120	0,44	0,16	0,356
5	0,29	16,73	108	0,41	0,15	0,318
6	0,26	15	91	0,39	0,14	0,304
7	0,22	12,59	74	0,33	0,12	0,249
8	0,21	11,97	68	0,33	0,12	0,232
9	0,18	10,27	56	0,30	0,11	0,197

Schimbatorul 8 are pasul 6 mm, inaltimea nervurii 2.2 mm si grosimea 0.3mm

Nr.crt	\dot{m}_a	w_a	Δp_u	\dot{m}_u	w_u	Δp_u
-	[Kg/s]	[m/s]	[mm H ₂ O]	[Kg/s]	[m/s]	[bar]
1	1,63	38	538	0,74	0,36	0,766
2	1,53	35,6	468	0,68	0,33	0,694
3	1,42	35,1	448	0,56	0,27	0,586
4	1,21	30	353	0,43	0,21	0,432
5	1,15	26,7	270	0,37	0,18	0,366
6	0,95	23,6	245	0,3	0,15	0,28
7	0,9	20,9	180	0,22	0,11	0,212
8	0,62	15,3	124	0,15	0,07	0,133
9	0,5	11,63	65	0,1	0,05	0,098

Schimbatorul 9 are pasul 6.5 mm, inaltimea nervurii 2.3 mm si grosimea 0.6mm

Nr.crt	\dot{m}_a	w_a	Δp_u	\dot{m}_u	w_u	Δp_u
-	[Kg/s]	[m/s]	[mm H ₂ O]	[Kg/s]	[m/s]	[bar]
1	0,34	22,56	136	0,56	1,08	2,6
2	0,32	21,25	123	0,54	1,04	2,4
3	0,29	19,54	107	0,52	1	2,2
4	0,27	17,71	97	0,48	0,92	2
5	0,24	16,33	86	0,46	0,88	1,85
6	0,19	12,53	58	0,42	0,8	1,6
7	0,15	9,9	41	0,37	0,71	1,35
8	0,1	7,09	26	0,3	0,58	0,95
9	0,09	6,03	21	0,25	0,47	0,6

Schimbatorul 10 are pasul 6.5 mm, inaltimea nervurii 2 mm si grosimea 0.3mm

Nr.crt	\dot{m}_a	w_a	Δp_u	\dot{m}_u	w_u	Δp_u
-	[Kg/s]	[m/s]	[mm H ₂ O]	[Kg/s]	[m/s]	[bar]
1	0,31	34,5	485	0,23	0,9	5,45
2	0,3	33	450	0,21	0,82	4,75
3	0,28	30,8	410	0,19	0,75	4,1
4	0,27	28,5	340	0,16	0,64	3
5	0,25	27,6	310	0,14	0,55	2,1
6	0,21	23,3	230	0,12	0,48	1,5
7	0,2	21,7	175	0,09	0,35	0,85
8	0,16	17,3	120	0,05	0,21	0,3
9	0,1	10,8	75	0,04	0,16	0,15

T.3 Tabele cu valori calculate

Schimbatorul 1 are pasul 6.2 mm, inaltimea nervurii 2.3 mm si grosimea 0.5mm

Nr.crt	wu	k	α	Re	J	Nu	cj
-	[m/s]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	1,05	165,9	308,4141	122,7614	0,008789	423,0393	0,21355
2	0,997	163,4	307,3047	116,5649	0,00888	470,0507	0,218876
3	0,995	154,8	306,6953	116,3311	0,008884	471,2581	0,224639
4	0,904	151,1	306,6719	105,6918	0,009056	607,542	0,226648
5	0,851	138,6	299,7969	99,49523	0,009166	609,671	0,242871
6	0,785	135	298,75	91,7788	0,009315	623,652	0,271023
7	0,743	126,5	231,7344	86,86834	0,009418	623,6997	0,27496
8	0,636	121,1	231,1406	74,35836	0,009715	624,9389	0,301201
9	0,53	111,8	208,0234	61,9653	0,010076	627,195	0,305588

Schimbatorul 2 are pasul 6.5 mm, inaltimea nervurii 1.8 mm si grosimea 0.5mm

Nr.crt	wu	k	α	Re	J	Nu	cj
-	[m/s]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	1,614	150,7	305,9922	124,1538	0,008769	0,008769	0,102968
2	1,572	149,6	305,2461	120,9231	0,008815	0,008815	0,105286
3	1,504	146,6	301,4375	115,6923	0,008893	0,008893	0,107047
4	1,395	139,7	300,3516	107,3077	0,009028	0,009028	0,108373
5	1,311	128,3	231,5703	100,8462	0,009141	0,009141	0,109292
6	1,24	120,3	229,1172	95,38462	0,009243	0,009243	0,110829
7	0,951	103,3	206,2656	73,15385	0,009747	0,009747	0,154464
8	0,812	98,4	185,4375	62,46154	0,01006	0,01006	0,169499
9	0,707	91,8	181,8672	54,38462	0,010343	0,010343	0,186319

Schimbatorul 3 are pasul 6 mm, inaltimea nervurii 2 mm si grosimea 0.3mm

Nr.crt	wu	k	α	Re	J	Nu	cj
-	[m/s]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	0,71	158,2	291,8672	67,87763	0,008938	170,3715	0,626626
2	0,68	151	291,0703	65,00956	0,009018	172,8608	0,633481
3	0,62	149,2	290,7813	59,27342	0,00912	177,008	0,637951
4	0,58	140,9	213,9219	55,44933	0,009192	205,506	0,657904
5	0,53	140,4	212,625	50,66922	0,009248	241,638	0,663011
6	0,48	123,7	185,875	45,8891	0,009387	244,0323	0,668998
7	0,45	118,4	164,5	43,02103	0,009564	347,4854	0,67732
8	0,38	118	164,0156	36,32887	0,009736	348,3975	0,678826
9	0,27	116,2	162,4063	25,81262	0,01005	351,7276	0,682116

Schimbatorul 4 are pasul 6.2 mm, inaltimea nervurii 2.2 mm si grosimea 0.5mm

Nr.crt	wu	k	α	Re	J	Nu	cj
-	[m/s]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	1,1	183,8	319,5469	127,2289	0,008726	388,834	0,230905
2	1	179,1	318,7031	115,6627	0,008894	389,1649	0,247421
3	0,91	177,7	317,0313	105,253	0,009063	396,1292	0,251455
4	0,85	170,2	241,6953	98,31325	0,009188	434,5903	0,257804
5	0,74	164	241,0625	85,59036	0,009446	486,1765	0,272116
6	0,68	160,5	215,4844	78,6506	0,009607	487,4527	0,281973
7	0,62	155	196,4141	71,71084	0,009786	639,3908	0,290733
8	0,53	146	192,9609	61,3012	0,010098	642,7626	0,331547
9	0,46	142,6	192,7969	53,20482	0,010388	644,4643	0,352104

Schimbatorul 5 are pasul 6.2 mm, inaltimea nervurii 2.3 mm si grosimea 0.3mm

Nr.crt	wu	k	α	Re	J	Nu	cj
-	[m/s]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	1,1	185,1	323,0625	128,2892	0,008711	389,8582	0,261692
2	0,99	181,7	321,5938	115,4602	0,008897	391,2132	0,272846
3	0,96	175,4	320,1563	111,9614	0,008952	394,3172	0,285067
4	0,9	173,2	245,4063	104,9639	0,009068	436,9538	0,287443
5	0,8	171	243,7969	93,3012	0,009284	491,6912	0,291036
6	0,7	170	216,6563	81,63855	0,009536	494,937	0,304103
7	0,56	164	195,5156	65,31084	0,009971	651,5546	0,356371
8	0,5	154	193,9766	58,31325	0,010199	645,6933	0,372526
9	0,41	150	193,3047	47,81687	0,010612	648,5924	0,44322

Schimbatorul 6 are pasul 5.8 mm, inaltimea nervurii 2.3 mm si grosimea 0.3mm

Nr.crt	wu	k	α	Re	J	Nu	cj
-	[m/s]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	0,2	103,9	290,6016	44,99065	0,010742	237,665	0,909585
2	0,2	103,7	290,1172	44,99065	0,010742	241,0526	0,928211
3	0,18	99,9	289,9922	40,49159	0,010971	246,8689	0,999281
4	0,15	99,7	211,8516	33,74299	0,011379	284,6965	1,001006
5	0,15	88,5	211,5703	33,74299	0,011379	329,7538	1,004441
6	0,14	84,1	187,9453	31,49346	0,011537	331,9568	1,034795
7	0,13	80,9	166,0234	29,24393	0,011709	468,8143	1,081706
8	0,12	77,1	163,5078	26,99439	0,011898	469,4646	1,086535
9	0,1	69,1	161,5859	22,49533	0,01234	472,3744	1,192084

Schimbatorul 7 are pasul 5.8 mm, inaltimea nervurii 2.3 mm si grosimea 0.5mm

Nr.crt	wu	k	α	Re	J	Nu	cj
-	[m/s]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	0,21	107,2	295,1953	47,24673	0,010638	238,612	1,123787
2	0,2	106,1	295,1328	44,99688	0,010742	241,746	1,179807
3	0,18	105	292,7266	40,4972	0,010971	248,3241	1,195763
4	0,16	103,7	217,2031	35,99751	0,011232	285,8436	1,295111
5	0,15	100,2	216,1406	33,74766	0,011378	333,0751	1,319019
6	0,14	97,8	189,5078	31,49782	0,011536	335,8424	1,444489
7	0,12	92,5	168,0156	26,99813	0,011898	472,1154	1,500453
8	0,12	90,1	164,4453	26,99813	0,011898	473,1605	1,51884
9	0,11	76,1	162,875	24,74829	0,012107	474,3779	1,612556

Schimbatorul 8 are pasul 6 mm, inaltimea nervurii 2.2 mm si grosimea 0.3mm

Nr.crt	wu	k	α	Re	J	Nu	cj
-	[m/s]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	0,6	114,5	296,6406	48,34286	0,010589	167,7349	0,550933
2	0,56	110,4	296,1094	44,31429	0,010775	169,8473	0,594081
3	0,54	108,7	293,2734	36,25714	0,011216	174,788	0,749481
4	0,42	107,4	218,4453	34,2	0,011794	202,8488	0,912309
5	0,36	106,1	217,5938	32,17143	0,012164	238,6016	1,053958
6	0,3	98,8	190,9531	31,14286	0,012615	240,3614	1,15897
7	0,22	95	169,4609	29,77143	0,013423	342,5028	1,631726
8	0,2	93,8	166,125	29,4	0,014693	343,6527	1,634192
9	0,18	77,5	165,7266	26,714286	0,015715	345,7031	1,675592

Schimbatorul 9 are pasul 6.5 mm, inaltimea nervurii 2.3 mm si grosimea 0.6mm

Nr.crt	wu	k	α	Re	J	Nu	cj
-	[m/s]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	1,614	150,7	305,9922	124,1538	0,008769	0,008769	0,102968
2	1,572	149,6	305,2461	120,9231	0,008815	0,008815	0,105286
3	1,504	146,6	301,4375	115,6923	0,008893	0,008893	0,107047
4	1,395	139,7	300,3516	107,3077	0,009028	0,009028	0,108373
5	1,311	128,3	231,5703	100,8462	0,009141	0,009141	0,109292
6	1,24	120,3	229,1172	95,38462	0,009243	0,009243	0,110829
7	0,951	103,3	206,2656	73,15385	0,009747	0,009747	0,154464
8	0,812	98,4	185,4375	62,46154	0,01006	0,01006	0,169499
9	0,707	91,8	181,8672	54,38462	0,010343	0,010343	0,186319

Schimbatorul 10 are pasul 6.5 mm, inaltimea nervurii 2 mm si grosimea 0.3mm

Nr.crt	wu	k	α	Re	J	Nu	cj
-	[m/s]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	1,15	106	291,8672	112,8113	0,008938	170,3715	0,626626
2	1,1	105	291,0703	107,9065	0,009018	172,8608	0,633481
3	1,04	96	290,7813	102,0206	0,00912	177,008	0,637951
4	1	94,4	213,9219	98,09677	0,009192	205,506	0,657904
5	0,97	91,2	212,625	95,15387	0,009248	241,638	0,663011
6	0,9	89,4	185,875	88,2871	0,009387	244,0323	0,668998
7	0,82	82,1	164,5	80,43935	0,009564	347,4854	0,67732
8	0,75	78,8	164,0156	73,57258	0,009736	348,3975	0,678826
9	0,64	73,9	162,4063	62,78194	0,01005	351,7276	0,682116

	RU 1	RU 2	RU 3	RU 4	RU 5	RU 6	RU 7	RU 8	RU 9	RU 10
Dimensiunile interioare ale tubului de ulei	178*32* 2.3 mm	155*32* 1.8 mm	238*30* 2 mm	178*32* 2.3 mm	178*32* 2.3 mm	140*72* 2.9 mm	140*72* 2.9 mm	238*61* 2 mm	178*32* 2.3 mm	115*30* 2 mm
Nr canale ulei	13	13	24	13	13	18	18	25	13	7
Pasul tuburilor	10.5 mm	9.4 mm	10 mm	10.5 mm	10.5 mm	10.6 mm	10.7 mm	9 mm	10.5 mm	15.3 mm
Grosimea nervurii de partea uleiului	0.5 mm	0.5 mm	0.3 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.3 mm	0.3 mm	0.3 mm	0.6 mm	0.3 mm
Pasul	6.2mm	6.5mm	6 mm	6.2 mm	6.2 mm	5.8 mm	5.8 mm	6 mm	6.5 mm	2
Inaltimea	2.3mm	2.8 mm	2 mm	2.3 mm	2.3 mm	2.3 mm	2.3 mm	2 mm	2.9 mm	
Grosimea nervurii de partea aerului	0.14 mm	0.16 mm	0.14 mm	0.14 mm	0.14 mm	0.13 mm	0.16 mm	0.14 mm	0.16 mm	0.14 mm
Pasul nervurilor de partea aerului	2.8mm	3.9 mm	3 mm	3.2 mm	3.2 mm	5 mm	3.7 mm	3 mm	2.9 mm	3.1 mm
Inaltimea	7mm	6.6 mm	7 mm	7 mm	7 mm	6.6 mm	6.6 mm	7 mm	7 mm	6.5
Suprafata nervurilor de partea uleiului	0.0945 m ²	0.0752 m ²	0.1214 m ²	0.0945 m ²	0.0945 m ²	0.359 m ²	0.359 m ²	0.1214 m ²	0.1018 m ²	0.0752 m ²
Suprafata nervurilor de partea aerului	0.8335 m ²	0.4312 m ²	0.9485 m ²	0.75 m ²	0.75 m ²	1.543 m ²	1.885 m ²	0.9485 m ²	1.738 m ²	0.4312 m ²
Suprafata de schimb de caldura de partea uleiului	0.2426 m ²	0.14 m ²	2.282 m ²	0.242 m ²	0.242 m ²	1.543 m ²	0.722 m ²	2.82 m ²	0.256 m ²	0.304 m ²
Suprafata de schimb de caldura de partea aerului	1.0099 m ²	1.065 m ²	10.131 m ²	0.926 m ²	0.926 m ²	2.052 m ²	2.383 m ²	10.132 m ²	0.904 m ²	2.337 m ²
Sectiunea de curgere de partea uleiului	0.00055 m ²	0.00045 m ²	0.0012 m ²	0.00055 m ²	0.00055 m ²	0.00267 m ²	0.00267 m ²	0.00242 m ²	0.00061 m ²	0.000306 m ²

Sectiunea de curgere de partea aerului	0.0136 m ²	0.0159 m ²	0.0376 m ²	0.138 m ²	0.138 m ²	0.0162 m ²	0.0157 m ²	0.0376 m ²	0.0133 m ²	0.0084 m ²
Diametrul echivalent al canalului de ulei	2.075mm	1.82mm	2.092mm	2.075mm	2.075mm	3.21mm	3.21mm	2.1mm	2.034mm	3.156mm
Diametrul echivalent al canalului de aer	1.94mm	2.52mm	: 2.53mm	2.2mm	2.2mm	3.887mm	2.24mm	2.53mm	2.27mm	: 2.6mm

BIBLIOGRAFIE

- [1] Nagi, M. - *Utilaje termice* Lito U.T.T., Timișoara, 1995
- [2] Cirpeanu, N. - Unele observații cu privire la STAS 8435-69. *Clasificarea schimbătoarelor de căldură*. "STANDARDIZAREA ROMANA" 1971/9.
- [3] 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.
- [4] Nagi, M., Lelea, D. - *Experimental investigation on heat exchangers for automobiles*. MVM- 1997, Vol.23 , Mo.1. Kraguyevac, Yugoslavia, pag.45-47
- [5] STAS 8435-75 - *Schimbătoare de căldură*. Clasificare, București, 1975.
- [6] Nagi, M., Lelea, D., Negoșescu, A. - *Considerații privind îmbunătățirea schimbului de căldură prin convecție la țevi*, Analele Univ." E. Murgu", Reșița Anul IV NR.1. 1997, pag. 126-129.
- [7] Lelea, D., Nagi, M. - *Influența 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.
- [8] Lelea, D., Nagi, M., Jacimovici, S. - *Intensificarea schimbului de căldură la curgerea laminară prin tuburi cu generatoare de turbulență*. Analele Univ. "E. Murgu", Reșița Nr.3 Fas.2/1996, pag.103- 108.
- [9] Nagi, M., Jacimovici S. - *Considerații privind îmbunătățirea constructivă a schimbătoarelor de căldură compacte*. Analele Univ. "E. Murgu". Resita Nr.3 Fas.2/1996, pag.91.
- [10] Nagi, M., Negoșescu, A. - *Calculul și construcția instalațiilor termice Vol.I*, E. Murgu/1998.
- [11] Iliș P. Contribuții la studiul și cercetarea schimbătoarelor de căldură compacte, din aluminiu cu nervuri ondulate, Teza de doctorat Timișoara 2010.
- [12] Popa, B. - *Recuperarea căldurii în industrie*, Ed.Tehnică București, 1977.
- [13] **D. Carabas**, M. Nagi, A. Irimescu, C. Moldoveanu, „*FLUID DYNAMICS PERFORMANCE OF HEAT EXCHANGERS AS A FUNCTION OF FINS PITCH VARIATION*”, Analele Universității "Constantin Brancuși" din Tîrgu Jiu, editura "Academica Brancuși", seria inginerie, nr. 3/2010, 5-6 Noiembrie 2010, pag 25-30.
- [14] Popa, B., Theil, H., Mădărășan, T. - *Schimbătoare de căldură industriale*. Ed.Tehnică București, 1977.
- [15] Kays, W.M., London, A.L. - *Hochleistungswärmeübertrager*.(trad.din engleză) Akademie Verlag, Berlin, 1973.
- [16] 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.
- [17] 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.
- [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., Negoșescu, 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., Negoșescu, A. - *Considerații privind răcitoarele de ulei tip "HARISON"*

- [21] **D. Carabas**, M. Nagi, A. Irimescu, C. Caia, „*THE INFLUENCE OF FINS PITCH VARIATION ON PERFORMANCE LEVELS OF ALUMINIUM HEAT EXCHANGERS*”, Analele Universitatii “Constantin Brancusi” din Tirgu Jiu, editura “Academica Brancusi”, seria inginerie, nr. 3/2010, 5-6 Noiembrie 2010, pag 31-36
- [22] Iorga, D. - *Motoare cu ardere internă*, LITO I.P.Timișoara, 1989.
- [23] M. Nagi, **D. Carabas**, P. Ilies, E. Ghita, “*Research regarding thermal and hydrodynamic performance levels of surfaces with sinuous fins for automotive heat exchangers*”, Annals of DAAAM for 2010 & PROCEEDINGS, Published by DAAAM International, vol 21, Vienna, Austria, 20-23 octombrie 2010, ISSN 1726-9679, ISBN 978-3-901509-73-5, pag. 459-460.
- [24] * * * Flachrohr-Kuhler. LANGERER REICH-Prospect-STUTT GART.
- [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., Ilieș, 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., Ilieș, 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] Nagi, M., Negru, L.D., Laza, I., Lelea, D. - *Eksperimentalna istrazivanja Kompaktnih ismenjivaca toplote sa kratkim isprebianim rebrima*, Industrijsua Energetika Beograd, 1994.
- [29] E. Ghita, M. Nagi, **D. Carabas**, P. Ilies, “*The residual state of stress in old railroads for public transport by tram vehicles*”, Annals of DAAAM for 2010 & PROCEEDINGS, Published by DAAAM International, vol 21, Vienna, Austria, 20-23 octombrie 2010, ISSN 1726-9679, ISBN 978-3-901509-73-5, pag. 1109-1110
- [30] 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.
- [31] Theil, H., Bejan, I., Neacșu, El. - *Studiul comparativ a unor răcitoare de ulei*. Comunicările Sesiunii știintifice, I.P.Cluj Napoca, 1978, pag.8-13.
- [32] Nagi, M., Negoitescu, A. - *Cercetari privind performantele suprafetelor de transfer termic cu nervuri discontinue*. A.IV-a Conf. Nat. Tehn. Craiova 1998
- [33] 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.
- [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] **D. Cărăbaș**, M. Nagi, C. Ander -*EXPERIMENTAL RESEARCH OF „ENTRANCE EFFECT” IN CASE OF HEAT EXCHANGERS WITH WAVY FINS*- The 35th Annual Congress of the American Romanian Academy of Arts and Sciences (ARA) Universitatea “Politehnica” Timișoara, Romania July 6-11, 2011 École Polytechnique de Montréal Montréal, Québec ISBN 978-2-553-01596-0
- [36] O. Saftoiu, M. Nagi, **D. Carabas**, „*Influenta depunerilor din interiorul tevelor asupra functionarii condensatorului turbinei cu abur de 330 MW*”, Conferinta nationala de termotehnica, editia a XVII-a, ISBN 978-973-598-522-6, editura Univresitati Transilvania din Brasov Romania, 21-22 mai 2009 pag 109-114.
- [37] O. Saftoiu, M. Nagi, **D. Carabas**, „*Functionarea condensatorului turbinei cu abur de 330 MW la variatia debitului apei de racire*”, Conferinta nationala de

- termotehnica, editia a XVII-a, ISBN 978-973-598-522-6, editura Univresitati Transilvania din Brasov Romania, 21-22 mai 2009 pag 115-118.
- [38] M. Nagi, T. Stanciu, **D. Carabas**, I.I. Laza, „Experimental researches upon tube in tube heat exchangers performances type”, International conference of mechanical engineering, 978-606-510-878-3, Editura Universitatea Craiova, Romania, Tom 2, Aprilie 2010, pag. 631-634.
- [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*, UPTimișoara, 2005.
- [42] M. Nagi, P. Ilies, **D. Carabas**, „The influence of radiators width over thermal and fluid-dynamics performances”, International conference of mechanical engineering, 978-606-510-878-3, Editura Universitatea Craiova, Romania, Tom 2, Aprilie 2010, pag. 697-702.
- [43] *****Hoogovens Aluminium Walzprodukte.gmbH-Koblenz. Technical Data 1997.
- [44] *****International Congress Aluminium Brazing Technologies. 10-20, May, 2000
- [45] Nagi, M., Laza, I., Mihon, L. - *Schimbătoare de căldură*, Vol II, Mirton, Timisoara 2007, pag. 290.
- [46] M. Nagi, **D. Carabas**, P. Ilies, „Wavy fins pitch influence on water-air heat exchanger performance”, Buletinul Institutului Politehnic din Iasi, publicat de Universitatea tehnica »Gheorghe Asachi « din Iasi, Tomul LVI(LX) FASC. 3b, Mai 2010, pag 161-166.
- [47] Nagi M., **Carabas D.**, Laza I.I., Ilies P. -Researches considering "entrance effect" in case of heat exchangers wavy fins- Scientific bulletin of the "Politehnica" University of Timisoara, Romania, Transactions on Mechanical, Tom 54(68) Fasc. 4, 2009, ISSN 1224-6077, pag. 17-22
- [48] Lelea, D., Nagi, M., Laza, I. - *Influenta criteriului Pr asupra transmiterii căldurii la curgerea prin tuburi cu generatoare de turbulenta*. Termo. Românească, 1996, Ed. "Gh. Asachi" Iasi, Vol.II. pag.84-89.
- [49] Nagi, M. - *Contribuții privind studiul schimbătoarelor de căldură compacte în construcție brazată din aluminiu*, Rezumat teză de doctorat, UPTimisoara, 1995.
- [50] Nagi, M. - *Schimbătoare de căldură din aluminiu*. Ed. Mirton, Timișoara, 1997.
- [51] 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.
- [52] Y. Xuan, Q. Li, - *Heat transfer enhancement of nanofluids*, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol.21, p.58-64, 2000.
- [53] M. NAGI, P. ILIES, **D. CARABAS** -CRITICAL CONSIDERATIONS ON THE FLUID FLOW WITHIN RECOVERY HEAT EXCHANGERS- Termotehnica, ISSN-L 1222-4057, editura Agir, Craiova, Romania, Anul XV, nr. 1/2011
- [54] Nagi, M. - *Research studies about the utilization of aluminum compact coolers with corrugated and short plan fins*. International symmp.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] **D. CARABAS**, C. ANDER, N. URICANU, M. NAGI, I. HITICAS - Experimental research regarding the influence of ambient temperature on emissions levels for spark ignition engines powered vehicles- Termotehnica, ISSN-L 1222-4057, editura Agir, Craiova, Romania, Anul XV, nr. 1/2011
- [59] *** Herstelle von Kuhlern und Warmaustauschern weltweit, AKG, catalog.
- [60] **D. CARABAS**, N. URICANU, C. ANDER, M. NAGI, L. HENTIU -RESEARCH REGARDING EMISSIONS LEVELS VARIATION BETWEEN PERIODICAL TECHNICAL INSPECTIONS OF PASSENGER CARS POWERED BY COMPRESSION IGNITION ENGINES- Termotehnica, ISSN-L 1222-4057, editura Agir, Craiova, Romania, Anul XV, nr. 1/2011
- [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] D. IORGA, R. HENTIU, L. MIHON, I. HITICAS, **D. CARABAS**, W. SWOBODA - Experimental research on the effect of changing the permeability of the filter on the performance of a fuel injection engine- Termotehnica, ISSN-L 1222-4057, editura Agir, Craiova, Romania, Anul XV, nr. 1/2011
- [65] Branisav, J., Srbislav, G., Nagi, M. - *Performance evaluation of shell and tube heat exchangers 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] M. NAGI, D. IORGA, **D. CARABAS**, A. IRIMESCU, I. I. LAZA -*SIMULATION OF A PASSENGER CAR PERFORMANCE AND EMISSIONS USING THE AVL-CRUISE SOFTWARE*- Termotehnica, ISSN-L 1222-4057, editura Agir, Craiova, Romania, Anul XV, nr. 1/2011
- [68]*** *Schimbatoare din Tuburi*. Catalog RAAL, Bistrița, Romania, 2005.
- [69] M. NAGI, O. SAFTOIU, **D. CARABAS**, A. IRIMESCU -OPERATION OF A 330 MW STEAM TURBINE CONDENSER WITH REDUCED NUMBER OF PIPES- Termotehnica, ISSN-L 1222-4057, editura Agir, Craiova, Romania, Anul XV, nr. 1/2011
- [70] Nagi M, **Carabas D**, Ilies P, Ghita E. -*THE EXPLOITATION FEATURE AND THE EFFICIENCY OF THE RADIATORS WITH SINUSOIDAL FINS*- Balkan environmental association B.EN.A, Global and regional environmental protection, editura Politehnica, volumul 2, 26-28 noiembrie 2010, pag. 17-20.
- [71] Nagi, M., Ilieș, 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] Ilieș, 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., Ilieș, P., Marțian, V. - *Consideratii asupra unor solutii constructive de radiatoare din aluminiu*,Conf. Termo, Ed XIV cu participare internațională, 2004, Bucuresti, A-32.
- [75] Ghita E, Nagi M, **Carabas D**. -*ASPECTS REGARDING THE STATE OF THERMAL STRESSES AT WHEEL-RAIL CONTACT IN THE RAILWAY TRANSPORT*- Balkan environmental association B.EN.A, Global and regional environmental protection, editura Politehnica, volumul 1, 26-28 noiembrie 2010, pag. 281-284.

- [76] ***Therd Internat. Congres Aluminium Brazing. Alumin. Verlag Dusseldorf, 2004.
- [77] Ilieș, 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] Ilieș, 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 York, 1998.
- [81] Nagi, M., Ilieș, P., Marțian, V - *Proiectarea și încercarea radiatoarelor*, Ed. Mirton, Timisoara 2005-12-05.
- [82] Nagi, M. - *Calculul și construcția utilajelor și rețelelor termice*, Vol.II Lito U.T.T. 1998.
- [83] Nagi, M., Negoiteșcu, A. - *Cercetări experimentale privind variația caracteristicii de exploatare pentru un racitor de aer*. ANALELE UNIV. E. M. RESITA 2001, ISSN 1453-7394, Nr.1, pag.167-172.
- [84] Nagi, M., Alexandru, M., Negoiteșcu, A. - *Caracteristica de exploatare a radiatoarelor pentru motoare mari*, Cluj, Luc. Conf. AMMA 2002, Vol 2, pag.195-200.
- [85] Neacșu, E., Nagi, M. - *Tabele, Diagrame și 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 și 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 și dinamica gazelor*. Vol Lito U.T.T. 1996.
- [90] Nagi, M., Negrea, V.D., Negoiteșcu, 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., Negoiteșcu, 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., Negoiteșcu, 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 teaca*. "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., Negoșescu, 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*,
Cogres 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 stroemungsgerschwindigkeitkei ten der fluida fuer ein scheidenoeelkuehler*. 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, Measurement 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] *** STAS R12091-82, *Măsurarea debitelor fluidelor. Calculul erorii limită de măsurare a debitelor*.
- [135] Bartford, N.C. - *Experimental Measurements: Precision, Error and Truth*, Ed. John Wiley and Sons, 2nd Editions, Chicester, 1985.
- [136] Nagi, M., Ilieș, P., Negoitescu, A. - *The detrmiation 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.
- [137] 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.
- [138] 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.
- [139] Enea, M., - *Ring type cooling systems - opportunity in the cooling systems management*. International Kuli User Meeting, Steyer, Austria, 2009.
- [140] 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
- [141]. 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.

- [142] 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.
- [143] Nagi, M., Caia, C., Moldovan, C., Ilieș, P. -*Theoretical researchs regarding biodiesel usage on an engine equipped with commonrail ijection system* Buletin IP Iași, Tom LIV (LVIII) Fasc.2 , 2008, pag.303-308.
- [144]. 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.
- [145]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.
- [146] 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.
- [147]*** - Heat Exchangers. Shell an Tube. <http://www.ergil-rhino.com/>.
- [148] *** - Heat Exchangers for compresors.
- <http://www.wxjl.cn/newEbiz1/EbizPortalFG/portal/html/CategoryList>.
- [149] *** - Heat Eexchanger, <http://www.supcool.net/Products.asp>.
- [150] *** - <http://aluminium.matter.org.uk/content/html/eng/default>.
- [151]*** Chiana aluminium heat exchangers http://www.alibaba.com/countrysearch/CN-suppliers/Aluminum_Heat_Exchanger.html.
- irreversibility analysis for 1-2 TEAM G heat exchangers, Journal of Heat Transfer, Vol. 127, pag. 1296-1304, December 2005.
- [152]***<http://www.lytron.com/heat-exchangers/heat-exchangers-overview.aspx>.
- [154]***http://www.heatexchangersindia.com/aluminum_heat_exchangers.html.
- [155]**<http://forthpneumatic.manufacturer.globalsources.com/si/6008831676492/pdtl/Heat-exchanger/1014539141/Heat-Exchanger.htm>.
- [156]*** <http://news.directindustry.com/press/api-schmidt-bretten/airtech-pcr-aluminum-heat-exchangers-16083-332291.html>.
- [157] *** http://www.himfr.com/buy-aluminium_fin_heat_exchanger/.
- [158]***<http://www.indiamart.com/laxmiautomobiles/condensers.html#aluminu>.