

CERCETARI TERMICE ȘI FLUIDODINAMICE ALE TUBURILOR DE TIP BAYONET

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

Ing. Tiberiu Stanciu

Conducător științific: prof. univ. dr. ing. Mihai Nagi
Referenți științifici: prof.univ.emerit dr.ing. Teodor Mădărășan
prof.univ.dr.ing. Marin Bică
conf.univ.dr.ing. Dorin Lelea

Ziua susținerii tezei: 15.03.2013

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 | |

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 "Cercetari termice și fluidodinamice ale tuburilor de tip Bayonet" are la bază activitatea de peste 10 ani de cercetare a autorului în cadrul Facultatii de Mecanică, Universitatea Politehnica 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. emerit dr. ing. Teodor MĂDĂRĂȘAN, d-lui prof. univ.dr. ing. Marin BICĂ și d-lui conf. dr. ing. Dorin LELEA pentru atenția deosebită cu care au lecturat manuscrisul, pentru observațiile și sugestiile făcute.

Mulțumesc pe această cale tuturor colaboratorilor de la catedra de Termotehnica, Masini Termice si Autovehicule rutiere, din Facultatea de Mecanică, Universitatea Politehnica din Timișoara, in special d-lui prof. dr. ing. Danilă IORGA, d-lui conf. dr. ing. Ioan Laza și d-lui conf. dr. ing. Liviu MIHON și pentru sugestiile făcute la susținerea referatelor.

Timișoara, martie, 2013

ing. Tiberiu STANCIU

Stanciu, Tiberiu

CERCETARI TERMICE ȘI FLUIDODINAMICE ALE TUBURILOR DE TIP BAYONET

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 133, Editura Politehnica, 2013, 130 pagini, 64 figuri, 48 tabele.

ISSN: 1842-4937

ISBN: 978-606-554-641-7

Cuvinte cheie: tuburi Bayonet, schimbătoare de căldură, coeficienți termici și fluidodinamici, efect de intrare, metode de simulare, softul Ansys Fluent.

Rezumat,

Lucrarea de față sintetizează activitatea autorului de peste zece ani în domeniul schimbătoarelor de căldură de tip Bayonet.

Autorul face un studiu original privind performanțele termice și fluidodinamice ale tuburilor Bayonet. Se studiază viteza aerului prin schimbătorul de căldură și coeficientul de transfer termic în spațiul inelar.

Se prezintă pe larg cercetările experimentale și rezultatele acestor cercetări. Se tratează problema optimizării schimbătoarelor de căldură de tip Bayonet folosind metodele de cercetare experimentale și metoda de simulare prin softul Ansys Fluent.

Multe din observațiile și recomandările practice pot ajuta pe viitor în construcția de schimbătoare de căldură de tip Bayonet.

CUPRINS

Introducere	9
1) Capitolul 1. Stadiul actual al cercetarilor in domeniul schimbatoarelor de caldura cu tuburi Bayonet.	12
2) 1.1 Noțiuni introductive. Clasificare	12
3) 1.2 Construcția schimbătoarelor tubulare de căldură	14
4) 1.2.1. Schimbătoare de căldură multitubulare	14
5) 1.2.2. Țevi speciale pentru îmbunătățirea transferului termic	15
6) 1.3 Schimbătoare de căldură tubulare	21
7) 1.4 Schimbătoare de căldură elastice schimbătoarele cu țevi "U"	22
8) 1.5 Schimbătoarele de tip Bayonet	22
9) 1.5.1 Cazane de abur cu circulație forțată tip Emmet	22
10) 1.5.2. Generatoare de abur cu tuburi Bayonet	24
11) 1.5.3. Recuperatoare metalice	28
12) Capitolul 2. Calculul și compararea schimbătoarelor de căldură de tip Bayonet	32
13) 2.1. Relații generale de calcul termic	32
14) 2.2. Calculul termic al schimbătoarelor de căldură de tip Bayonet	35
15) 2.3. Determinarea coeficientului de frecare c_f	37
16) 2.4 Calculul termic pentru schimbătorul de caldura incercat	38
17) 2.5 Generalizarea rezultatelor experimentale	41
18) Capitolul 3. Standul experimental și tuburile Bayonet utilizata la incercari	43
19) 3.1. Standul pentru încercarea schimbătoarelor de căldură tip Bayonet	43
20) 3.2. Tuburile de tip Bayonet utilizate la incercare	53
21) Capitolul 4. Cercetari experimentale privind performanțele tuburilor de tip Bayonet	55
22) 4.1. Prelucrarea datelor experimentale	55
23) 4.2. Erorile de măsurare și propagarea lor	67
24) 4.3 Studiul propagării erorilor la măsurători de mare precizie	68
25) Capitolul 5. Modelarea numerică a transferului de căldură și a curgerii prin schimbătoarele de căldură de tip Bayonet	71
26) 5.1 Modelarea în ansys fluent	71
27) 5.2 Rezultate obtinute prin simulare	75
28) Capitolul 6 .Concluzii si contribuții personale	79
29) 6.1 Concluzii	79
30) 6.2 Contributii originale	80
31) Anexa 1	81
32) Anexa 2	99
33) Anexa 3	104
34) Bibliografie	122

Principalele simboluri utilizate

A, S	$[m^2]$	- aria, suprafața
$c \Big _{t_1}^{t_2}$	$[J/kgK]$	- capacitatea termică masică medie
c_p	$[J/kgK]$	-capacitatea termică masică la presiune constantă
c_v	$[J/kgK]$	-capacitatea termică masică la volum constant
C_n	$[W/m^2K^4]$	- constanta de radiație a corpului negru
D	$[m]$	- diametrul
d_c	$[m]$	- diametrul echivalent
i	$[J/kg]$	- entalpia masică
I	$[J]$	- entalpia
k	$[W/m^2K]$	- coeficientul de transfer termic total
l	$[m]$	- lungimea, dimensiunea caracteristică
m	$[kg]$	- masa
\dot{m}	$[kg/s]$	- debitul masic
p, P	$[N/m^2]$	- presiunea
p_b	$[N/m^2]$	- presiunea barometrică
q_t	$[J/kg]$	- căldura latentă de topire
\dot{Q}	$[W]$	- fluxul termic
S	$[m^2]$	- secțiunea
t	$[^\circ C]$	- temperatura (în grade Celsius)
T	$[K]$	- temperatura absolută
T_n	$[K]$	- temperatura în starea fizică, normală
v	$[m^3/kg]$	- volumul masic
V	$[m^3]$	- volumul
w	$[m/s]$	- viteza
α_i	$[W/m^2 K]$	- 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. 1.1. Schema tub Bayonet imersat într-o carcasă	12
2- Fig. 1.2. Schema funcțională a unui schimbător de căldură multitubular	14
3- Fig. 1.3. Țevi cu nervuri spiralate	15
4- Fig. 1.4. Țeava cu nervuri joase, obținute prin extrudare	16
5- Fig. 1.5. Țevi cu nervuri ondulate	16
6- Fig.1.6. Țeava cu nervuri aciforme	17
7- Fig. 1.7. Țevi cu miez în formă de stea	18
8- Fig. 1.8. Țevi cu nervuri interioare	18
9- Fig. 1.9. Țevi cu suprafețe neregulate	19
10- Fig. 1.10. Teava realizată din materiale compozite	20
11- Fig. 1.11. Schimbător de căldură cu fascicul tubular cu țevi concentrice (teacă) ...	21
12- Fig. 1.12. – Tuburi Bayonete (cazanul Emmet)	23
13- Fig. 1.13. Generatorul de abur cu sodiu lichid din CNE Hallon.....	25
14- Fig.1.14. Element tip Bayonet	26
15- Fig. 1.15. Schema generatorului de abur de 820 MW încălzit cu sodiu	27
16- Fig. 1.16. Schema de circulație a agenților termici prin generatorul de abur.	28
17- Fig. 1.17. – Recuperator metalic.....	29
18- Fig. 1.18.Schimbătoare Bayonet pentru industria chimică.....	30
19- Fig. . 1.19 Schimbătoare Bayonet din tantal și niobiu.....	31
20-Fig. 2.1 Variația temperaturii celor două fluide pentru curgerea în contracurent	35
21- Fig. 2.2.Schimbătorul de căldură încercat	39
22-Fig. 2.3. Diagrama de temperatură pentru curgere în contracurent.....	41
23-Fig.3.1 Schemă stand de probă	43
24- Fig.3.2 Vedere generală stand de probă.....	44
25- Fig.3.3 Ventilator aer	45
26- Fig.3.4 Motor electric pentru vehicularea aerului	45
27- Fig.3.5. Diafragma pe partea aerului rece	46
28- Fig.3.6. Diafragma pe partea aerului cald.....	46
29- Fig.3.7. Panouri tuburi „U”	47
30- Fig.3.8. Ansamblu de rezistente electrice	48
31- Fig.3.9. Rezistența electrică reglabila	49
32- Fig.3.10. Carcasa schimbătorului de căldură.....	50
33- Fig.3.11. Panou tuburi „U”	50
34- Fig.3.12. Termocuplu de tip „j”	51
35- Fig.3.13. Placa de achiziție date	52
36- Fig.3.14. Calculator stand.....	52
37- Fig.3.15. Tuburile schimbătorului de căldură.....	53
38- Fig.3.16. Notațiile pentru tubul Bayonet	54
39- Fig. 4.1. Variația fluxurilor de căldură pentru $\Phi 19$	55
40- Fig. 4.2. Variația fluxurilor de căldură pentru $\Phi 35$	56
41- Fig. 4.3. Variația fluxurilor de căldură pentru $\Phi 30$ și $\Phi 40$	56
42- Fig.4.4. Variația căderilor de presiune în funcție de viteza aerului cald prin tubul $\Phi 19$	57
43- Fig.4.5.Variația căderilor de presiune în funcție de viteza aerului cald prin tubul $\Phi 35$	58
44- Fig.4.6. Variația căderilor de presiune pentru $\Phi 30$ și $\Phi 40$	58
45- Fig.4.7. Coeficienții globali de transfer termic pentru tuburile $\Phi 19$	59
46- Fig.4.8. Coeficienții globali de transfer termic pentru tuburile $\Phi 35$	60
47- Fig.4.10. Variația coeficienților de transfer termic α_1 pentru tuburile cu $\Phi 19$	61

8 Lista figurilor

48- Fig.4.11. Variația coeficienților de transfer termic α_1 pentru tubul $\Phi 35$	62
49- Fig.4.12. Variația coeficienților de transfer termic α_1 pentru schimbătoarele de căldură cu $\Phi 30$ si $\Phi 40$	62
50- Fig 4.13. Variația criteriului Colburn pentru tuburile cu $\Phi 19$	63
51- Fig 4.14. Variația criteriului Colburn pentru $\Phi 35$	64
52- Fig 4.15. Variația criteriului Colburn pentru tuburile cu $\Phi 30$ si $\Phi 40$	64
53- Fig.4.16. Variația coeficientului de rezistență la frecare, pentru tuburile cu $\Phi 19$	65
54- Fig.4.17. Variația coeficientului de rezistență la frecare, pentru tuburile cu $\Phi 35$	66
55- Fig.4.18. Variația coeficientului de rezistență la frecare, pentru tuburile cu $\Phi 30$ si $\Phi 40$	66
56- Fig. 5.1 Prezentarea schematic a domeniului de calcul	71
57- Fig. 5.2. Pagina de început	73
58- Fig. 5.3. Fereastra de dialog pentru parametrii de intrare	74
59- Fig. 5.4. Meniu de moedlare cu metodele de discretizare	75
60- Fig. 5.5 Grila de calcul	75
61- Fig. 5.6 a) Câmpul de viteză intrare/ieșire	76
62- Fig. 5.6 b) Câmpul de viteză la întoarcerea fluidului	76
63- Fig. 5.7 Câmpul termic din schimbătorul de căldură	77
64- Fig. 5.8 Variația locală a coeficientului de convecție	78

Lista tabelelor

1- Tabelul 3.1 Dimensiuni tuburilor Bayonet	54
2- Tabelul 5.1 Rezultatele experimentale ale schimbătorului de căldură	72
3- Tabelul 5.2 Caracteristicile geometrice ale schimbătorului de căldură modelat	72
4- Tabele cu masuratori si calcule privind performantele termice ale schimbatoarelor de caldura tip Bayonet (18 tabele).....	81
5- Tabele cu valori măsurate privind performanțele fluidodinamice ale schimbătoarelor de căldură de tip Bayonet (9 tabele)	99
6- Tabele cu calcule ale tuburilor Bayonet (18 tabele)	104

INTRODUCERE

Tuburile Bayonet se utilizeaza pentru constructia schimbătoarelor de căldură; care sunt utilaje termice în care energia termică se transmite între doua sau mai multe medii fluide, ce au temperaturi diferite. În aceste aparate se pot desfășura diverse procese termice: vaporizare, condensare, procese combinate, etc

Transferul de căldură și forma aparatului este influențată de un număr foarte mare de factori constructivi; de aici rezultă o mare diversitate a tipuri constructive de aparate. Astăzi schimbătoarelor de căldură sunt utilizate în toate ramurile industriale și apar noi tipuri constructive.

Pâna prin anii '50, schimbătoare de căldură se construiau numai din fascicule de țevi. După anul 1960 un aport deosebit are și industria instalațiilor de condiționat aerul, a instalațiilor de confort cât și schimbătoarelor de căldură în aviație cu dimensiuni mici și usoare și cercetările pentru mărirea performanțelor motoarelor cu ardere internă. Aceste aparate trebuie să aibă un gabarit redus la o suprafață de transfer termic mare și performanțe ridicate.

Din cauza numărului mare de factori care influențează transferul termic în schimbătoare de căldură, nu s-a reușit să se ajungă la o rezolvare teoretică a acestor aparate și rămâne ca cercetările experimentale să rezolve încă multe întrebări care se pun în legătură cu performanțele unor aparate de transfer termic.

Literatura de specialitate este foarte săracă, aproape absentă, privind performanțele schimbătoarelor de căldură cu tuburi Bayonet

Lucrarea de față "Cercetări termice și fluidodinamice ale tuburilor de tip Bayonet" sintetizează activitatea autorului de peste un 10 ani în acest domeniu al schimbătoarelor de căldură cu tuburi Bayonet. Lucrarea este împărțită în 6 capitole.

În capitolul 1, *Stadiul actual al cercetărilor în domeniul schimbătoarelor de căldură cu tuburi Bayonet* se prezintă încadrarea generală a tezei și se explică importanța temei alese. Se face un scurt istoric al schimbătoarelor de căldură și s-a realizat un studiu al schimbătoarelor de căldură cu tuburi de tip Bayonet, realizându-se o clasificare a acestora.

Capitolul 2 are ca obiectiv "Calculul și compararea schimbătoarelor de căldură de tip Bayonet". În acest capitol se pune accent pe calculul termic și fluidodinamic al aparatelor cu tuburi Bayonet și se stabilesc relații speciale de calcul. Se constată că într-un tub se pot distinge practic două schimbătoare de căldură; un schimbător de căldură în contracurent cu suprafața de transfer termic suprafața țevii centrale unde o parte din energia termică a fluidului cald este cedată tot aceluiași fluid în circuitul inelar și al doilea schimbător în curent încrucișat unde suprafața de transfer termic al acestui schimbător este suprafața țevii exterioare, unde întreaga energie termică a fluidului cald este cedată fluidului rece. Aceste calcule reprezintă o contribuție de seamă a autorului la o parte din studiul teoretic al tuburilor Bayonet.

În capitolul 3, "Standul experimental și tuburile Bayonet utilizate la încercări", se prezintă standul experimental, componentele acestuia și modul de funcționare. S-au utilizat pentru încercare pe standul de probă, 9 tuburi schimbătoare de căldură din alama, de tip aer-aer. Pe fiecare aparat s-au făcut în jur de 10 de regimuri de încercări.

S-a proiectat și realizat un stand de tip aer-aer, pentru încercarea schimbătoarelor de căldură proiectate și realizate în scop de cercetare, stand care simulează modul real de lucru al aparatelor încercate. Acesta este dotat cu aparatură performantă și reproduce fidel modul de exploatare al schimbătoarelor de căldură.

Schimbătoarele de caldura testate sunt montate într-o incinta confecționată din oțel, de forma paralelipipedică, foarte bine izolată termic. Prin schimbătorul de caldura testat, de tip Bayonet, circula aer cald, pe de o parte și aer rece pe de alta parte.

În capitolul 4, *Cercetari experimentale privind performanțele schimbătoarelor de căldură, aer-aer, de tip bayonet*, s-au prezentat cercetarile experimentale, s-au prelucrat datele și s-au obținut diagramele:

- Variația fluxurilor de căldură în funcție de debitul de aer, a căderii de presiune în funcție de viteza aerului prin aparate, variația coeficientului global de transfer termic, a coeficientului de transfer termic α_1
- S-au generalizat rezultatele experimentale prin reprezentarea variației criteriului Colburn și a coeficientului de rezistență la frecare în funcție de Reynolds.

Tot în acest capitol au fost prezentat și calculul erorilor.

În capitolul 5, *Modelarea numerică a transferului de căldură și a curgerii prin schimbătoarele de căldură de tip bayonet* s-a realizat un experiment numeric privind transferul termic în schimbătorul de caldura cu programul de modelare Ansys Fluent 13.0. S-a determinat valoarea coeficientului de convecție în zona complet dezvoltată și valoarea medie pe întregul perete. Pentru a determina coeficientul de convecție exterior s-au efectuat simulări până s-a obținut temperatura măsurată la ieșirea din schimbătorul de căldură și s-au interpretat rezultatele.

În capitolul 6 sunt trecute concluziile și contribuțiile originale ale autorului la rezolvarea temei propuse.

CAP. 1 STADIUL ACTUAL AL CERCETARILOR IN DOMENIUL SCHIMBATOARELOR DE CALDURA CU TUBURI BAYONET

1.1 NOȚIUNI INTRODUCTIVE. CLASIFICARE

Tubul Bayonet (fig.1.1.) este un tub tip "țeavă în țeavă" cunoscut și sub numele de "țevile lui Field". Fluidul care circulă în interiorul țevii descrie doua drumuri; un drum printr-o țeavă centrală și unul exterior acestei țevi, printr-un canal inelar, realizând un schimbător de căldură în contracurent. Astfel am mărit viteza de circulație a fluidului, din spațiul inelar, la același debit, față de o circulația printr-o țeavă dreaptă și mărim și suprafața de transfer termic, totul într-un gabarit bine precizat. Al doilea fluid circulă perpendicular pe țeava exterioară.

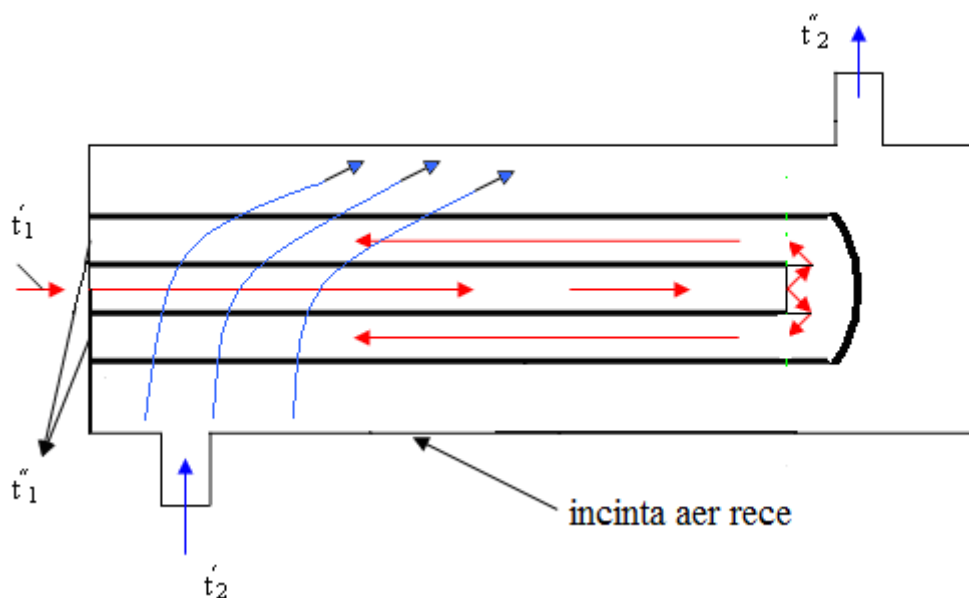


Fig. 1.1. Schema tub Bayonet imersat într-o carcasă

Schimbătorul de căldură cu tub Bayonet, face parte din familia schimbătoarelor tubulare, alături de schimbătoarele de căldură tubulare de tip „U” și tub în tub [1]. Tubul Bayonet [2,3], are avantajul că pierderile se efectuează într-o singură secțiune, permit lungimi foarte mari și nu se mai pune problema cu dilatărilor datorită temperaturii: are și avantajul unei construcții simple, a unor

performanțe de transfer îmbunătățite dar și facilități în exploatare, revizii și reparații unde se poate interveni ușor pe fiecare tub individual [4,5].

Aceste schimbătoare au fost concepute în general pentru a fi imersate în diferite soluții și trebuiau să permită intrarea fluidului principal (de răcire sau încălzire) pe aceeași parte ca și la schimbătoarele de căldură cu fascicul de țevii în forma de „U”.

Schimbătoarele de căldură de tip Bayonet se utilizează, în general la:

-cazanele de abur:

- cu mercur
- cu sodiu lichid

-recuperatoare metalice:

- cu aer
- cu gaze de ardere

-industria chimică

Clasificarea tuburilor Bayonet se poate face după mai multe criterii:

Cele mai importante criterii de clasificare a schimbătoarelor de căldură sunt

[6,7]:

a) *Natura agentului* cu care se realizează transferul termic:

- gaze (în general aer sau gaze de ardere);
- lichide (apa, sodiu lichid, mercur).

b) *Rolul funcțional și tipul schimbătorului*:

- vaporizatoare,
- economizoare-vaporizatoare,
- condensatoare, etc

c) *Condițiile de funcționare* [8,9].: cele mai importante ce caracterizează regimul de lucru al schimbătoarelor de căldură din instalațiile frigorifice sunt:

- temperaturile și presiunile agenților la intrarea și ieșirea din schimbător (în cazul răcirii aerului este importantă și umiditatea acestuia);
- diferența minimă de temperatură între cei doi agenți;
- modul de alimentare cu agent frigorific (în special pentru vaporizatoare);
- prezența acumulărilor termice (cazul vaporizatoarelor acumulator de gheață).

d) *Sarcinile termice* ale schimbătoarelor de căldură, care reprezintă mărimile fundamentale pentru proiectarea acestor aparate. Caracteristicile geometrice ale schimbătoarelor de căldură:

- modul de dispunere a țevilor;
- pasul dintre țevi;
- dimensiunile țevilor (diametru exterior și interior, sau diametrul exterior și grosimea);
- numărul de rânduri de țevi (țevi pe orizontală) și numărul de secții (țevi pe verticală).

e) *Caracteristicile funcționale*, sunt cele care definesc performanțele termice și fluidodinamice ale schimbătoarelor de căldură. Între acestea cele mai importante sunt:

- coeficientul global de transfer termic;
- pierderile de presiune pe circuitele celor doi agenți;
- modul de automatizare a funcționării (prin controlul presiunii agentului frigorific, al givrajului, sau al compoziției apei, etc.);

f) *Clasificarea* schimbătoarelor de căldură se poate face și după alte criterii constructiv-funcționale.

1.2 CONSTRUCȚIA SCHIMBĂTOARELOR TUBULARE DE CĂLDURĂ

Indiferent de modul în care sunt clasificate schimbătoarele de căldură de tip Bayonet, există patru modalități tehnice de realizare a acestora, dintre care cele mai răspândite sunt:

- Schimbătoare multitubulare;
- Baterii cu țevi nervurate;
- Schimbătoare coaxiale.

1.2.1. Schimbătoare de căldură multitubulare

Aceste aparate sunt construite in principiu dintr-un fascicul de țevi, montate in doua placi tubulare si închise într-o manta prevăzută cu capace, așa cum se observa în figura 1.2.

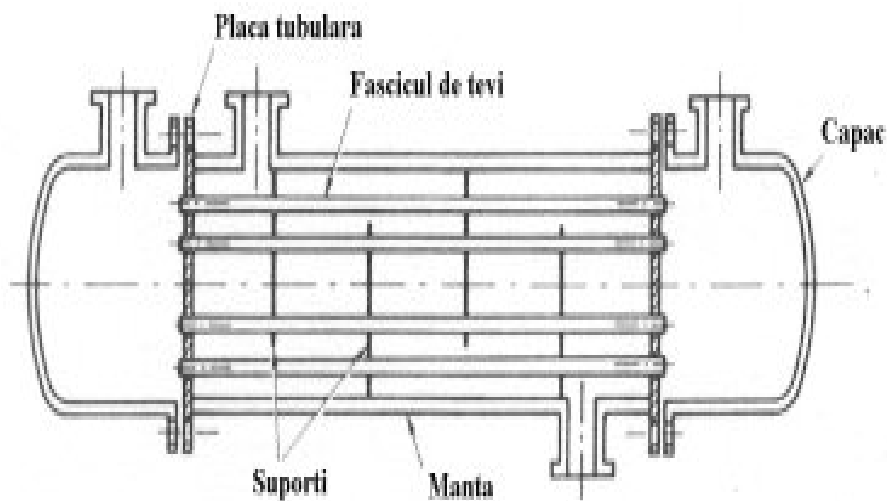


Fig. 1.2. Schema funcțională a unui schimbător de căldură multitubular

In general țevile sunt laminate si destinate special construcției schimbătoarelor de căldură. Cele mai utilizate materiale sunt [10]:

- oțeluri pentru temperaturi medii sau joase;
- cupru;
- aliaje cupru-nichel in diferite compoziții (de exemplu 70/30%, sau 90/10%);
- aliaje cupru-aluminiu in diferite compoziții (de exemplu 93/7%, sau 91/9%);
- diferite tipuri de aliaje cu zinc între 22 și 40%;
- oțeluri inoxidabile.

Exista o mare varietate de diametre pentru care sunt produse aceste țevi, dar în general, pentru schimbătoarele de căldură se preferă țevi cu diametre cât mai mici, care asigură un transfer termic mai intens și construcții mai compacte[11], dar se vor avea în vedere și aspectele legate de pierderile de presiune și de colmatare [12,13].

Utilizarea intensă în ultimii ani a freonilor, caracterizați prin coeficienți de transfer termic mai reduși, a dus între altele și la producerea de schimbătoare multitubulare, dar nu numai, în care se utilizează țevi speciale pentru îmbunătățirea condițiilor de transfer termic [14-16].

1.2.2. Țevi speciale pentru îmbunătățirea transferului termic [17,18]

În figura 1.3 sunt prezentate *țevi cu nervuri spiralate*, care se utilizează în special la construcția vaporizatoarelor:

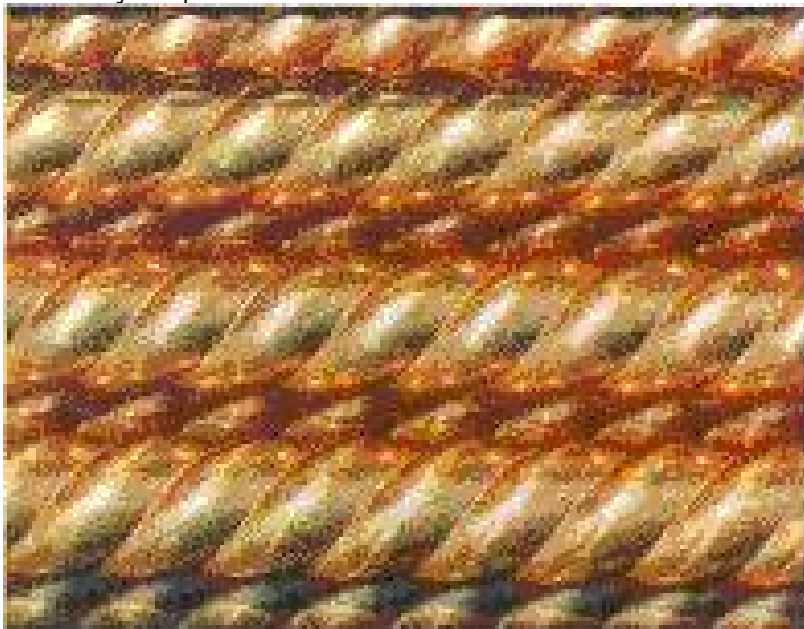


Fig. 1.3. Țevi cu nervuri spiralate

În figura 1.4. este prezentată o *țeva cu nervuri exterioare joase*, realizate prin extrudare, din materialul de bază al țevii. După extrudare, diametrul exterior al părților lise ale țevilor, este egal cu diametrul exterior al nervurilor, ceea ce permite o montare ușoară în plăcile tubulare. Pasul dintre nervuri este în mod uzual de (0,8...1,5) mm, iar înălțimea nervurilor este de aproximativ (1...1,5) mm. Aceste țevi pot să asigure un raport între suprafața exterioară a țevilor nervurate și suprafața interioară a acestora de 3...5, ceea ce reprezintă o creștere semnificativă a suprafeței exterioare de transfer termic.

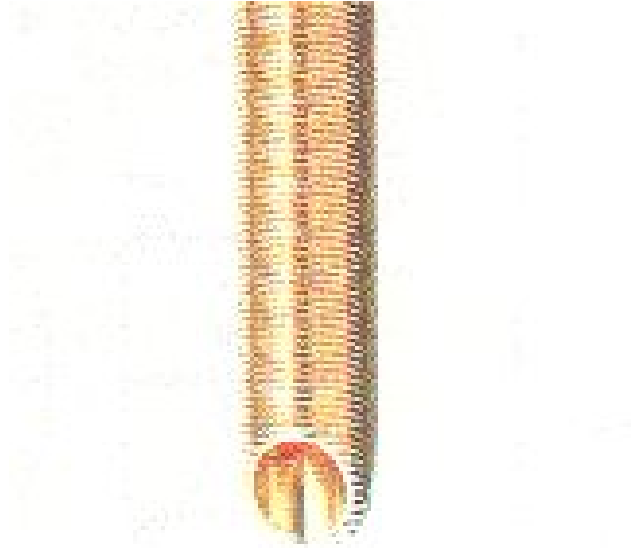


Fig. 1.4. Țeava cu nervuri joase, obținute prin extrudare

In figura 1.5. sunt prezentate câteva tipuri de țevi cu aripioare ondulate. Aceste țevi se utilizează în special la construcția vaporizatoarelor. Pe țeava de bază se montează prin sudare elicoidală, o banda ondulată. Asemenea construcții se pot realiza pentru țevi având diametre între (8...39) mm. Înălțimea nervurilor este de 9 mm, iar grosimea acestora variază între 0,2...0,3 mm. Raportul dintre suprafața exterioară și cea interioară este de 9...16.



Fig. 1.5. Țevi cu nervuri ondulate

În figura 1.6. este prezentată o țevă cu nervuri în formă de ace. Acestea se utilizează în special la construcția condensatoarelor. Exteriorul țevilor se aseamănă cu o perie metalică, ceea ce asigură o suprafață și o intensitate a transferului termic, foarte ridicate. Aceste tipuri de țevi sunt eficiente în primul rând pentru transferul căldurii în medii gazoase și în particular în aer.



Fig. 1.6. Țeava cu nervuri aciforme

În figura 1.7. sunt prezentate câteva țevi cu miez în formă de stea, care se utilizează la construcția vaporizatoarelor cu fierbere în interiorul țevilor. Suprafața interioară este mărită prin introducerea în țevi a miezurilor realizate din aluminiu și având uzual cinci sau zece raze. Problema tehnică a realizării acestor țevi o reprezintă asigurarea contactului termic dintre țeava de bază și miez, realizat prin introducerea forțată a miezului. Intensitatea transferului termic este mărită dacă se realizează și răsucirea miezului de 2...3 ori pe fiecare metru de țeava.

Țevile cu miez în formă de stea pot avea diametre de 16...19 mm și grosimea de 1 mm. Raportul dintre suprafața interioară și cea exterioară este de 2 în cazul miezurilor cu 5 raze și 2,7 în cazul miezurilor cu 10 raze.



Fig. 1.7. Țevi cu miez în formă de stea

În figura 1.8. sunt prezentate câteva modele de *țevi cu nervuri interioare*. Aceste țevi se pot utiliza și la vaporizatoare și la condensatoare. Nervurile sunt realizate din țevă de bază, ceea ce asigură un transfer termic foarte bun. Există numeroase forme ale nervurilor și grade de răsucire. Față de țevile lise, coeficientul global de transfer termic crește mult datorită următoarelor efecte:

- creșterea suprafeței de transfer termic;
- drenajul prin capilaritate a fazei lichide, care formează un film subțire pe suprafața interioară nervurată;
- rotirea filmului de lichid, datorită răsucirii (înclinării) nervurilor.

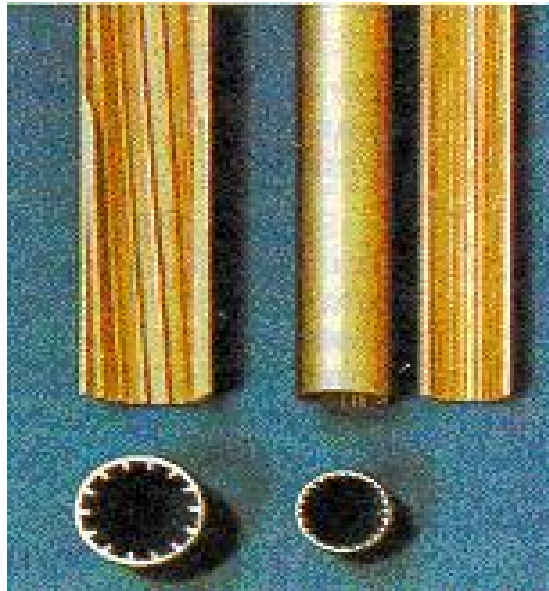


Fig.1.8. Țevi cu nervuri interioare

În figura 1.9. sunt prezentate două țevi cu suprafața neregulată, montate una în alta. Asemenea țevi se pot utiliza eficient în construcția condensatoarelor și a vaporizatoarelor, sunt foarte moderne și se produc în Japonia, SUA, Germania sau Franța. Suprafețele țevelor prezintă diferite tipuri de cavități, proeminente piramidale sau asperități, realizate prin diverse procedee tehnologice noi. Suprafețele neregulate ale acestor țevi pot intensifica transferul termic în cazul schimbării stării de agregare, pentru că favorizează amorsarea fierberii, respectiv a condensării. Din acest motiv aceste țevi mai sunt numite și țevi de nucleație.



Fig. 1.9. Țevi cu suprafețe neregulate

În figura 1.10. este prezentată o țevă din materiale compozite. Asemenea țevi se pot utiliza și în condensatoare și în vaporizatoare, atunci când condițiile de transfer termic sunt mediocre atât în interior cât și în exteriorul țevelor. Aceste țevi combină avantajele nervurilor exterioare cu cele ale generatoarelor interioare de turbulenta. Există mai multe variante de asemenea țevi între care se pot aminti țevi cu nervuri elicoidale la interior și structura piramidala la exterior, sau țevi cu nervuri elicoidale atât la interior cât și la exterior. Diametrele pentru care se produc asemenea țevi sunt de 10...19 mm, iar raportul dintre suprafața exterioară și cea interioară este de 1,5...2.

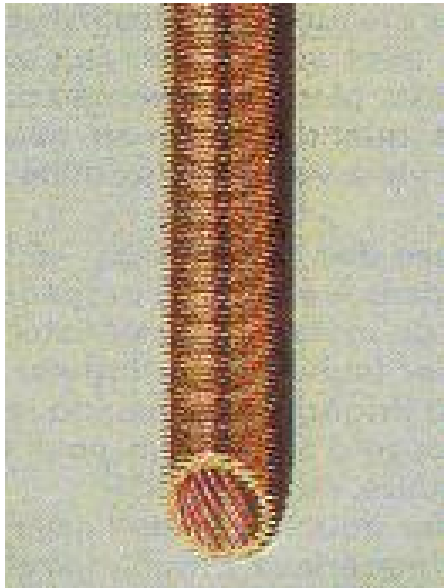


Fig. 1.10. Teava realizata din materiale composite

Studiile efectuate de Agenția Franceză pentru Protecția Mediului și Conservarea Energiei (ADEME) au evidențiat că circa 70-80 % din energia primară consumată într-o țară trece până la forma finală de energie printr-un lanț de transformări care presupun în medie 3 schimbătoare de căldură. Întrădevăr, dacă am urmări lanțul de schimbătoare de căldură prin care energia primară a combustibilului se transformă în energie finală termică prin încălzirea unui apartament în sistem de cogenerare cu turbine cu abur, acesta ar fi: cazanul (cu elementele sale de transfer termic: economizorul, sistemul vaporizator, supraîncălzitoarele, preîncălzitorul de aer), condensatorul turbinei, preîncălzitoarele regenerative, răcitoarele de ulei și ale generatorului electric, boilerile, CAF-ul, schimbătoarele de căldură din punctele termice, radiatoarele din încăperi. Rezultă un număr de circa 14 - 15 suprafețe de schimb de căldură care transmit căldura degajată prin arderea combustibilului.

În România energia primară consumată la nivelul anului 2011 se situa în jurul valorii de 44,25 M tep. Aproximativ 50% din această energie este folosită în sectorul industrial adică circa $6 \cdot 10^8$ Gcal se vehiculează prin schimbătoarele de căldură [19].

Durata medie de viață a unui schimbător de căldură este în general situată între 10 și 20 de ani. Se poate deci estima că, în fiecare an, între 5% și 10% din schimbătoarele de căldură se înlocuiesc, ceea ce reprezintă, pe lângă o piață importantă și resurse pentru reducerea consumurilor energetice prin îmbunătățirea eficienței noilor schimbătoare de căldură.

Amplora deosebită a pieței schimbătoarelor de căldură a condus la numeroase cercetări în direcția intensificării transferului de căldură și a ameliorării funcționării acestor aparate. Deja în perioada 2011 numărul de brevete înregistrate în lume în domeniul schimbătoarelor de căldură a fost de circa 30000, din care 1800 numai în domeniul schimbătoarelor de căldură cu plăci.

1.3 SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ TUBULARE

Schimbătorul de căldură cu tub Bayonet [20] este cunoscut în lume și ca tip bayonet. În S.T.A.S. 8566-86 este sub denumirea de schimbător de căldură cu fascicul tubular cu țevi concentrice (teacă) (fig. 1.11).

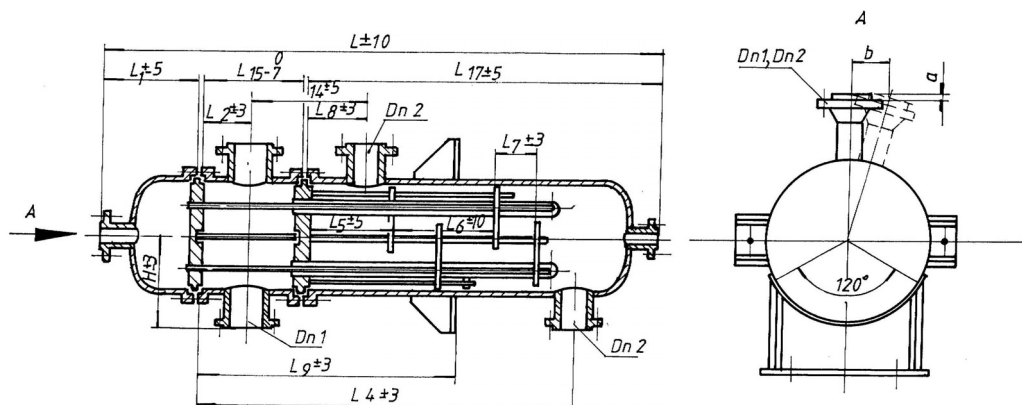


Fig. 1.11. Schimbător de căldură cu fascicul tubular cu țevi concentrice (teacă)

Schimbătoarele de căldură executate dintr-un fascicul de țevi netede, cunoscute sub denumirea de schimbătoare tubulare sau multitubulare, sunt cel mai des folosite, fiind ieftine și relativ simplu de realizat. Soluțiile constructive diferă între ele prin metodele folosite pentru reducerea eforturilor termice dintre țevi și manta, precum și prin numărul de treceri ale agenților termici prin aparat (longitudinale sau transversale). [21]

Un schimbător tubular poate avea o trecere prin țevi sau mai multe treceri printre țevi. Spațiul dintre două țevi este împărțit în mai multe treceri cu ajutorul unor pereți despărțitori transversali (șicane), având următoarele avantaje funcționale: uniformizarea distribuției curgerii și intensificarea transferului de căldură, prin asigurarea unei scaldări transversale a țevilor, obținerea unor diferențe medii de temperatură între cele două fluide cât mai mari, susținerea și rigidizarea sistemului tubular.

La schimbătorul de căldură tubular cu două treceri pentru ambii agenți termici, spațiul dintre țevi este împărțit în două treceri cu ajutorul unui perete despărțitor [22].

Dispunerea țevilor în plăcile tubulare poate fi făcută după hexagoane regulate, după cercuri concentrice sau după triunghiuri isoscele. Dispunerea țevilor în hexagoane regulate este cel mai des utilizată. Așezarea perfect hexagonală duce la nefolosirea completă, în cazul plăcilor tubulare rotunde, a întregii suprafețe disponibile. În sectoarele libere ale plăcii tubulare se introduc țevi suplimentare, dispuse în linii paralele cu laturile celui mai mare dintre hexagoane.

1.4. SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ ELASTICE SCHIMBĂTOARELE CU ȚEVI "U"

Aceste aparate au o legătură elastică între corpul schimbătorului și plăcile tubulare sau între acestea și țevi. Este posibilă dilatarea independentă a țevilor și mantalei, în funcție de variația temperaturilor agenților termici [23].

Cele mai răspândite schimbătoare de căldură tubulare de construcție elastică sunt cele cu placă tubulară mobilă cu presetupa pe manta sau capac și cele în formă de U.

Legătura demontabilă dintre placa tubulară mobilă și capac se află în interiorul corpului aparatului și este inaccesibilă pentru observații.

Dacă se pierde etanșeitatea legăturii, poate apare pericolul amestecării agenților termici în aparat.

Legătura demontabilă permite însă curățirea mecanică a țevilor, atât în interior cât și la exterior. Din cauza capului mobil, diametrul corpului aparatului este mai mare decât diametrul flanșei capului mobil. În acest caz există, între țevi și manta, un spațiu mare, care reduce viteza agentului termic și micșorează transferul de căldură. Pe de altă parte, capul mobil complică construcția și mărește costul aparatului.

Presetupele montate pe manta sau capac se utilizează pentru diametre relativ mici ale mantalei (sub 500 mm) și pentru presiuni mici ale agenților termici (până la 2,5 bar) [24].

Schimbătoarele de căldură cu țevile în formă de U au un consum redus de metal și condiții favorabile pentru transmiterea căldurii, datorită existenței a cel puțin două treceri în spațiul din interiorul țevilor. Sistemul este demontabil și înlătură presetupele, care pot prezenta imperfecțiuni de etanșare, mai ales la presiuni mari.

Schimbătoarele de căldură cu țevile în formă de U au dezavantajul că suprafața interioară a țevilor este greu de curățat, iar la execuție este dificil de montat un mare număr de țevi în placa tubulară [25].

Schimbătoarele tip Field permit și ele o dilatare liberă, ceea ce constituie un mare avantaj.

1.5. SCHIMBĂTOARELE DE TIP BAYONET

Schimbătoarele tip Bayonet au o răspândire considerabilă în lume. Astfel, ele s-au folosit la cazanele cu mercur din centralele nucleare electrice din S.U.A., precum și la construcția recuperatoarelor [26].

Schimbătoarele de caldura cu fascicul tubular de țevi duble coaxiale se utilizează pentru supraîncălzitorul și pentru partea de economizor-vaporizator a cazanelor de abur cu sodiu lichid. Aici apa circulă în interiorul țevilor și se vaporizează și în exterior curge sodiul lichid cu temperatura de intrare de 500-550 °C.

1.5.1 CAZANE DE ABUR CU CIRCULAȚIE FORȚATĂ TIP EMMET

Primele cazane cu mercur au fost construite și realizate după ideea lui Emmet (S.U.A.), pentru centralele Dutch - Point, South Meadow, Schenectady și Kearny. Cazanul Emmet, pentru o instalație cu o putere de 23000 kW, are în partea de jos a cazanului focarul pentru arderea combustibilului. Deasupra

focarului, în partea de sus, sunt situați șapte tamburi, cu fascicole de țevi în formă de evantai. Deasupra tamburilor sunt așezați economizorii de mercur, conducta de vapori de mercur și supraîncălzitorul cu gaze, după care gazele trec în economizorul de apă și apoi în preîncălzitorul de aer. Deasupra cazanului este așezată turbina cu mercur și generatorul electric. Vaporii de mercur care au lucrat în turbină, ajung în condensatori, de unde prin cădere naturală se întorc în economizorul de mercur, învingând diferența de presiune dintre condensator și cazan, datorită greutateii coloanei de mercur lichid din conducta verticală de mercur. Este posibilă și așezarea turbinelor cu mercur la partea inferioară și aducerea mercurului în cazan cu ajutorul pompei. Elementul de bază al cazanului Emmet este tamburul cu diametrul de 862 mm, la care sunt legate elementele de vaporizare în formă de țevi (fig. 1.12.) [27].

Țeava Bayonet are un diametru de de circa 80 mm. În țeava Bayonet se află introdus un tub prevăzut cu o țeavă interioară, între tub și țeava interioară spațiul rămânând liber. De asemenea, între tub și peretele interior al țevii rămâne un spațiu de circa 3 mm. La capătul său de jos, țeava exterioară este sudată. În interiorul tubului sunt așezate o semibucșă de fontă și placa de distribuție în care sunt mandrinate țevile interioare ale elementelor Bayonet. Instalarea semibucșelor în tambur și în țevi este impusă de necesitatea de a obține o umplere minimă cu mercur a cazanului. Prin țeava interioară, mercurul lichid coboară în partea de jos a țevii Bayonet, de unde prin interstițiul dintre semibucșe și țeavă se ridică, datorită încălzirii din exterior a țevilor (prin radiația focarului și prin gazele fierbinți care circulă între țevile Bayonet), ca printr-un canal de gaze. În fiecare tambur sunt introduse 440 de țevi Bayonet cu o lungime de circa 1,7 m [28]. Din cauza diferenței mari dintre greutatea specifică a mercurului lichid din țeava interioară și amestecul vapori - lichid de mercur din spațiul exterior, în aceste țevi se creează un multiplu considerabil al circulației, de până la 50 și chiar mai mare.

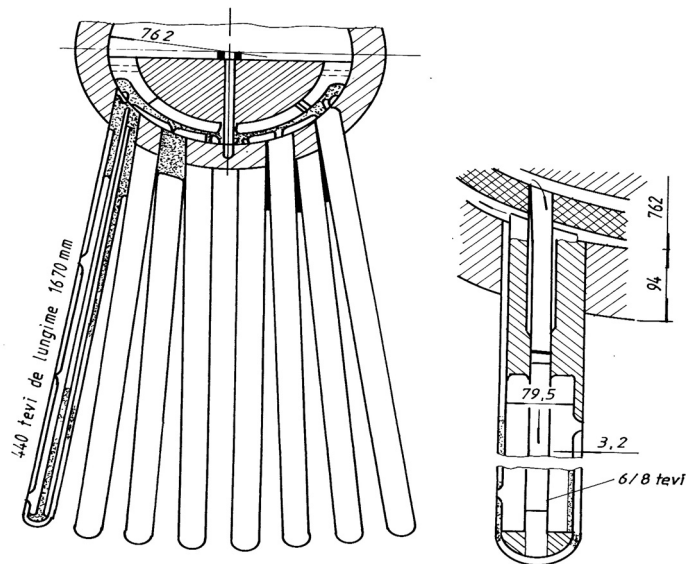


Fig. 1.12. – Tuburi Bayonete (cazanul Emmet)

Din cauza multiplului atât de mare de circulație, la cazanele cu mercur și mai ales la cazanul Emmet, se observă următorul fenomen: înălțimea coloanei de

mercur de circa 1,5 - 2 m creează o diferență de presiune de circa 1,5 atm, între suprafața de vaporizare a tamburului și partea inferioară a țevii Bayonet [29]. Mercurul, încălzit pe suprafața de vaporizare până la temperatura de fierbere, care corespunde presiunii existente, se apropie datorită circulației, de partea inferioară a țevii Bayonet, unde, în cazul unei presiuni mai înalte, temperatura nu mai este suficientă pentru fierbere. Căldura care se obține datorită radiației în partea inferioară a suprafeței de încălzire a țevii Bayonet, la un multiplu mare de circulație a mercurului, nu este suficientă pentru încălzirea cantităților mari de mercur în circulație până la punctul de fierbere și vaporizare; de aceea, partea inferioară a țevii Bayonet este întotdeauna umplută cu mercur lichid. Pe măsură ce mercurul lichid se mișcă în sus prin canalul inelar îngust, la o înălțime oarecare, presiunea mercurului începe să scadă și începe autovaporizarea mercurului, tocmai datorită scăderii presiunii. Vaporii obținuți prin radiația focarului și încălzirea țevilor de gaze se separă în întregime pe suprafața mercurului. Mercurul lichid se scurge înapoi pe canalul interior al țevii Bayonet [30]. Țevile Bayonet sunt astfel caracterizate printr-un multiplu mare de circulație a mercurului, prin prezența mercurului lichid în partea inferioară a țevilor și prin separarea vaporilor de mercur numai în acea parte a suprafeței de încălzire care este parțial apărută de radiația directă a focarului și funcționează cu solicitări termice relativ reduse ale suprafeței de încălzire. În momentul începerii separării vaporilor de mercur și chiar puțin înainte, când temperatura peretelui se apropie de punctul de fierbere al mercurului, care corespunde presiunii pe acest sector al țevii, coeficientul de cedare a căldurii scade considerabil, de la valoarea de 10000...4000 până la 300...400 k cal/m² h grad. Din cauza micșorării solicitărilor termice Q/H din acest sector, care la partea superioară a țevilor Bayonet ajunge până la 10000...30000 kcal/m² h, temperatura peretelui devine mai mare decât temperatura mercurului numai cu 70...100 °C. Astfel, la cazanul Emmet suprafața de încălzire de solicitare mare a vaporizatorului este acoperită întotdeauna cu mercur lichid, iar separarea vaporilor de mercur se face pe suprafețele care au solicitare termică relativ mică. În cazanele mai noi de acest tip, partea superioară a focarului, slab solicitată, este ecranată cu ecrane cu mercur iar partea inferioară a focarului este acoperită cu ecrane obișnuite cu apă, ceea ce înrăutățește întrucâtva randamentul termic al instalației.

Pentru obținerea unei transmisii mai regulate de căldură spre periferiile țevilor, țevile ecranelor cu mercur se acopereau cu mantale de cupru cu câte trei țevi într-o manta [31].

Cazanul Emmet este peste măsură de scump și complicat din punct de vedere constructiv. Canalele înguste ale țevilor Bayonet se astupă ușor. De aceea, dezvoltarea construcției cazanelor cu mercur s-a îndreptat în ultimii ani într-o altă direcție, apropiind construcția cazanului cu mercur de tipurile obișnuite ale construcțiilor cazanelor de abur.

1.5.2. GENERATOARE DE ABUR CU TUBURI BAYONET

O construcție interesantă a unui generator de abur încălzit cu sodiu lichid este cea a generatorului de abur al CNE Hallon, din S.U.A. Aceasta este prevăzută cu un reactor cu neutroni termici, moderat cu grafit și răcit cu sodiu. Centrala este concepută după principiul schemei cu trei circuite și cuprinde șase schimbătoare de căldură și trei generatoare de abur. Puterea termică a centralei este modestă, având doar 256 MW.

În principiu, generatorul de abur se compune din vaporizatorul 2, separatorul 6 și supraîncălzitorul 4. Suprafața de încălzire a vaporizatorului și

supraîncălzitorului este executată pe baza principiului schimbătoarelor de căldură de tip Bayonet (fig. 1.13).

Scopul urmărit a fost acela de a asigura deplasarea liberă a capetelor conductelor în timpul dilatării și, prin aceasta, reducerea la minim a solicitărilor în plăcile tubulare la punerea în funcțiune sau la variații de sarcină.[32]

După cum se observă în figura 13, peretele exterior al tubului Bayonet este dublu, format din țevile 5 și 6. Pe suprafața exterioară a țevii 6 sunt prevăzute 66 caneluri longitudinale, semicirculare, late de 0,4 mm, care comunică cu cavitățile de control umplute cu heliu. Orice pierdere de etanșitate dinspre partea apă - abur sau dinspre partea sodiului, atrage după sine creșterea sau scăderea presiunii în cavitatea de control, ceea ce permite declanșarea manevrelor impuse de tehnica securității.

Peretele conductei interioare este de asemenea dublu iar în spațiul dintre cele două conducte se formează un strat intermediar termoizolant, care reduce considerabil schimbul de căldură între curentul mai cald și mai rece de sodiu topit, contribuind în felul acesta la un schimb de căldură mai intens între sodiu și apă sau abur.

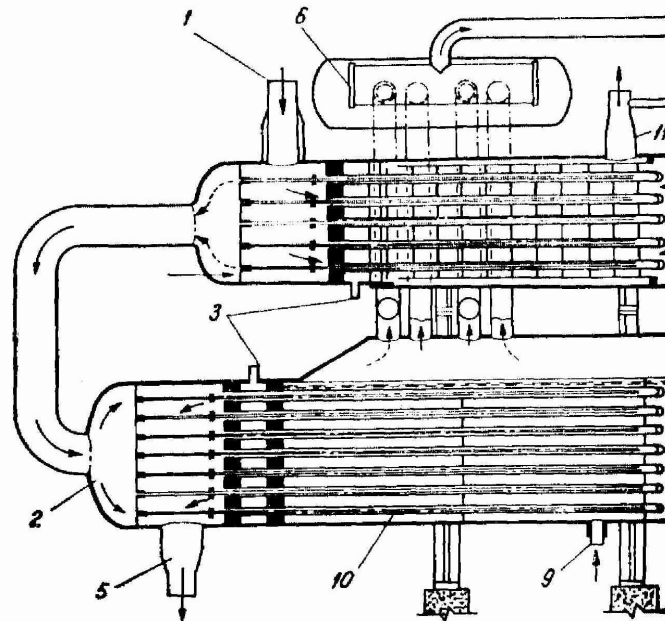


Fig. 1.13. Generatorul de abur cu sodiu lichid din CNE Hallon

- 1- intrarea sodiului;
- 2- vaporizatorul;
- 3- stuț;
- 4- supraîncălzitorul;
- 5- ieșirea sodiului
- 6- separatorul;
- 7- conducta de abur;
- 8- nivelul apei;
- 9- intrarea apei;
- 10- element Bayonet;
- 11- ieșirea aburului supraîncălzit.

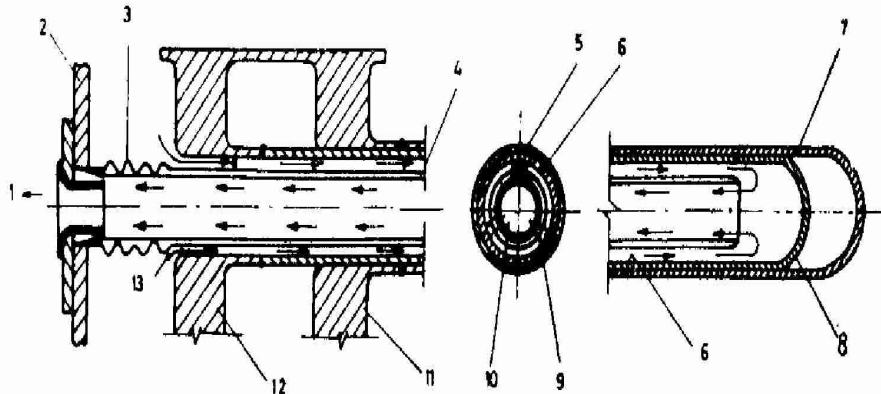


Fig.1.14. Element tip Bayonet

- 1- racord de evacuare a sodiului răcit;
- 2- placa tubulară pentru țevile centrale;
- 3- compensator;
- 4- țeava centrală;
- 5,6- țevi exterioare;
- 7,8- capete sferice de închidere a țevilor exterioare;
- 9,10- distanțiere;
- 11,12- pereții laterali ai cavității de control umplute cu heliu;
- 13- intrarea sodiului.

Circulația celor două medii – cald și rece – în generatorul de abur[34] este în linii generale în contracurent, în sensul că sodiul înaintază de sus în jos iar apa și aburul de jos în sus. Din schimbătorul de căldură intermediar, sodiul ajunge prin racordul 1 (fig. 1.14) în spațiul dintre plăcile tubulare ale supraîncălzitorului[35-37], curge prin canalul inelar format între țeava interioară și cea exterioară a celor 560 de elemente Bayonet și se întoarce prin interiorul țevii centrale. Debitul de sodiu este de $1,28 \times 10^6$ kg/h, temperatura la intrare 479°C și la ieșire 443°C . [33] În continuare, sodiul trece în vaporizator, circulă prin interiorul țevii centrale a elementului schimbător de căldură, se întoarce prin canalul inelar exterior și apoi este evacuat prin racordul 5, având temperatura de 290°C . Apa de alimentare intră în vaporizator prin racordul 9, având temperatura de 151°C , circulă prin spațiul liber dintre cele 560 elemente și se transformă în abur saturat la presiunea de circa 63 bar. Nivelul apei[38-40], 8, în vaporizator trebuie menținut în mod riguros constant, pentru a evita fie rămânerea descoperită a elementelor de încălzire, fie creșterea excesivă a umidității aburului. Înainte de intrarea în supraîncălzitor, aburul trece prin separatorul 6, de unde prin conducta 7 ajunge în spațiul intertubular al supraîncălzitorului, mărginit la exterior de o manta pentru dirijarea curentului. Supraîncălzit la 468°C , cu presiunea de 62 bar și debitul de $1,14 \times 10^5$ kg/h, aburul este trimis la turbină.

Construcția generatorului de abur permite o purjare nestingherită și evacuarea rezidurilor solide, ceea ce ușurează și reduce lucrările de epurare preliminară a apei de alimentare [41-44].

Elementele generatorului de abur care intră în contact cu sodiul la temperaturi sub 344°C , sunt confecționate din oțel carbon, cele ale vaporizatorului

care sunt încălzite la temperaturi mai înalte se confecționează din oțel aliat cu crom și molibden iar cele ale supraîncălzitorului tot din oțel cu crom și molibden dar cu altă compoziție.

Un alt generator de abur cu tuburi Bayonet îl reprezintă generatorul de 820 MW, încălzit cu sodiu, al unei CNE din S.U.A., pusă în funcțiune în anul 1980. Debitul de abur supraîncălzit al generatorului este de 1280 t/h, presiunea de 168 bar iar temperatura aburului supraîncălzit de 536°C (fig. 1.15).

Acest generator de abur este de fapt un schimbător de căldură cu fascicul tubular constituit din țevi duble coaxiale (fig 1.16) de $\phi 28,6 \times 3,7$ mm pentru supraîncălzitor și de $\phi 28,6 \times 2,4$ mm pentru economizor și vaporizator.

Sodiul, cu un debit de 11900 t/h și temperatura de 550°C, pătrunde prin racordul 1, circulă de jos în sus printre țevile supraîncălzitorului 4, își schimbă direcția cu 180° și coboară printre țevile vaporizatorului 3 spre racordul de ieșire 2, răcindu-se până la 370°C.

Apa, la presiunea de 180 bar și având temperatura de 254°C, intră prin racordul 5, circulă prin spațiul inelar al elementelor Bayonet[45-48] (fig. 1.16), se transformă în abur saturat, care prin racordul 6 este condus la un separator de umiditate exterior, de unde se întoarce prin racordul 7 și intră în supraîncălzitorul 4.

Corpul generatorului de abur este confecționat din oțel feritic cu 2,25 % Cr și 1% Mo iar plăcile tubulare, țevile și partea superioară a generatorului de abur sunt realizate din oțel feritic cu un conținut de crom de 9 – 12 %.

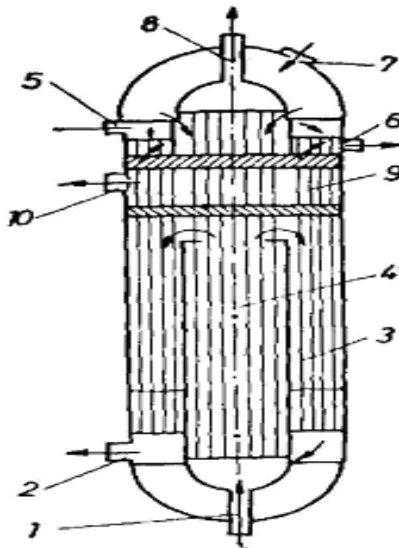


Fig. 1.15. Schema generatorului de abur de 820 MW încălzit cu sodiu

- 1,2- intrare, respectiv ieșire sodiu;
- 3- economizor- vaporizator;
- 4- supraîncălzitor;
- 5- intrare apa de alimentare;
- 6- ieșire abur saturat;
- 7- intrare abur saturat;
- 8- ieșire abur supraîncălzit;
- 9- spațiu de gaz;
- 10- evacuarea produselor de reacție Na-H₂O.

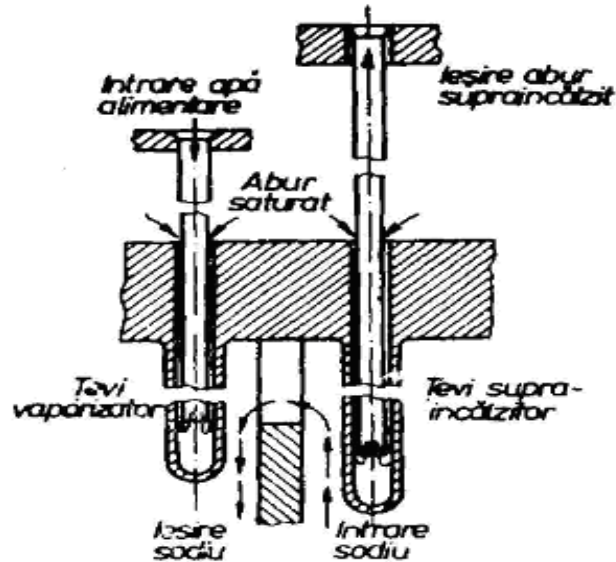


Fig. 1.16. Schema de circulație a agenților termici prin generatorul de abur

1.5.3. RECUPERATOARE METALICE

Fiecare element al unui recuperator tubular cu circulație dublă, constă din tuburi cu diametrul de 81/89 mm, introduse concentric în tuburi cu diametrul de 100/108 mm. Tuburile exterioare sunt legate la cutia de refulare a aerului iar tuburile interioare la cutia de admisie a aerului rece (fig. 1.17).

Fiecare tub al recuperatorului are în partea de sus un manșon special, care intră într-un închizător inelar cu nisip. Pentru curățire și examinare poate fi scoasă din recuperator nu numai fiecare cameră de aer, împreună cu elementele ei de încălzire, ci și fiecare element, putând fi astfel relativ ușor de înlocuit[49-51]. Deoarece numai capetele superioare ale tuburilor sunt fixate, dilatarea lor termică se produce liber. De asemenea, durata de utilizare a acestui recuperator este mai mare decât a recuperatoarelor tubulare obișnuite, deoarece la condiții inițiale de funcționare identice, temperatura peretelui este mai mică. Astfel, căldura primită de peretele tubului exterior este cedată prin convecție aerului și prin radiație tubului interior. În consecință, se produce o activare a schimbului de căldură.

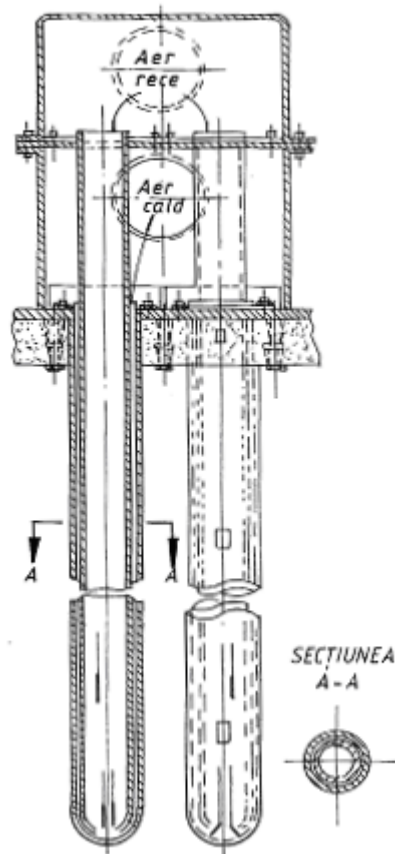


Fig. 1.17. – Recuperator metalic

Dezavantajele acestui recuperator, în comparație cu celelalte tipuri de recuperatoare tubulare, sunt:

- necesitatea unui montaj îngrijit;
- existența închizătoarelor cu nisip, care nu permit utilizarea unor presiuni ridicate de insuflare ale aerului.

Acest din urmă dezavantaj se înlătură dacă se folosește construcția la care atât tubul exterior, cât și tubul interior sunt asamblate etanș cu cutia de admisie și de refulare a aerului.[52-54]

Principalele avantaje ale recuperatoarelor de tipul tub în tub, sunt:

- simplitatea confecționării;
- nu necesită întreruperea funcționării cuptorului atunci când se montează;
- nu necesită loc liber pentru montaj;
- întreținerea ușoară în timpul exploatării și funcționarea sigură;
- încălzirea se face rapid; pereții tuburilor fiind relativ subțiri, căldura se transmite repede din zona mai caldă în zona mai rece a recuperatorului, fapt care înlătură depunerile de funingine în perioada de pornire a cuptorului;
- când coșul de fum al cuptorului este montat într-o hală încălzită, înlăturându-se în bună parte pierderile de căldură în mediul ambiant, se îmbunătățesc condițiile de muncă ale personalului;

30 Stadiul actual al cercetarilor in domeniul schimbatoarelor de caldura cu tuburi Bayonet-1

- nu se introduce o pierdere de presiune suplimentară pe traseul gazelor de ardere.

În SUA, un grup de cercetători comunică despre schimbătoare de căldură "ULTRA" care lucrează la temperaturi foarte înalte, de până la 1400 °C, elementele schimbătoare fiind de tip Bayonet, realizate din ceramică.

Firma Cometec din SUA produce o gamă variată de schimbătoare pentru industria chimică, schimbătoare din tantal și niobiu, printre care și schimbătoare tip Bayonet (fig. 1.18 și fig. 1.19).

De asemenea, aceste schimbătoare se folosesc și la răcirea instalațiilor aerospațiale și în medicină, unde lucrează la debite mici dar cu performanțe ridicate.[55-58]

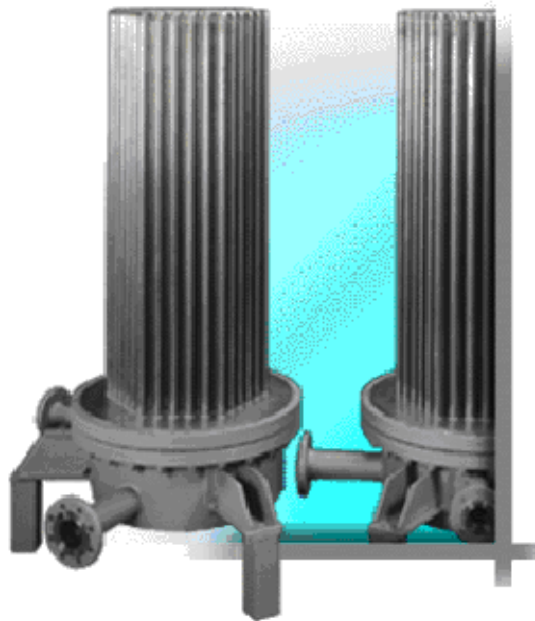


Fig. 1.18.Schimbătoare Bayonet pentru industria chimică



Fig. 1.19 Schimbătoare Bayonet din tantal și niobiu

Cu toate că tendința actuală, în domeniul schimbătoarelor de căldură, este de a se confecționa aparate compacte din metale ușoare, aparate cu țevi Bayonet se folosesc tot mai mult în instalațiile speciale prezentate mai sus.

Literatura de specialitate este foarte săracă, aproape inexistentă, privind performanțele termice și fluidodinamice ale acestor aparate speciale cu tuburi Bayonet.

CAP. 2 CALCULUL ȘI COMPARAREA SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ DE TIP BAYONET

2.1. RELATII GENERALE DE CALCUL TERMIC

În calculul termic al unui schimbător de căldură intervin două mărimi [59,60,61]:

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

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

A [m²] - suprafața de transfer termic

\dot{C}_1, \dot{C}_2 [W/K], $\dot{C} = \dot{m}c$ - fluxul capacității totale, unde:

\dot{m} [kg/s] - este debitul de fluid și

c [J/kgK] - capacitatea masică a fluidului

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

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

Aceste două mărimi sunt legate între ele prin trei relații de calcul

- fluxul de căldură cedat de fluidul cald [62]:

$$\dot{Q}_1 = \dot{C}_1 (t'_1 - t''_1) \quad (2.1)$$

- fluxul de căldură primit de fluidul rece:

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

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

$$\dot{Q}_1 = \dot{C}_1 \phi (t'_1 - t'_2) \quad (2.2)$$

sau cu ajutorul diferenței medii de temperatură Δt_m .

$$\dot{Q} = k A \Delta t_m \quad (2.3)$$

În vederea efectuării calcului termic a unui schimbător de căldură trebuie să fie cunoscute (sau calculabile) inițial șase din cele două mărimi

Funcția ϕ , denumită ψ caracteristica de exploatare, este definită prin relația

$$\phi = \frac{t_1' - t_1''}{t_1' - t_2'} < 1 \quad (2.4)$$

și depinde de mărimile adimensionale:

$$\mu = \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2} = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_1''} \leq 1 \quad (2.5)$$

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

Observație: Totdeauna se va alege drept fluid "unu" (t_1' , t_1'' , \dot{C}_1) fluidul care are fluxul capacității totale \dot{C}_1 mai mic, astfel $\dot{C}_1 < \dot{C}_2$ și $0 < \mu < 1$.

Expresia analitică a ecuației anterioare:

$$\phi = f(\mu, \chi) \quad (2.6)$$

depinde de modul de curgere a celor două fluide prin aparat[63]

- pentru curgerea celor două fluide în echicurent

$$\phi_e = \frac{1 - e^{-\chi(1+\mu)}}{1 + \mu} \quad (2.7)$$

- pentru curgerea celor două fluide în contracurent

$$\phi_c = \frac{1 - e^{-\chi(1-\mu)}}{1 - \mu e^{-\chi(1-\mu)}} \quad (2.8)$$

- pentru curent încrucișat cu ambele fluide neamestecate

$$\phi = \frac{\chi}{\frac{\chi}{1 - e^{-\chi}} + \frac{\mu\chi}{1 - e^{-\mu\chi}} - 1} \quad (2.9)$$

- pentru curent încrucișat; \dot{C}_1 - neamestecat, \dot{C}_2 - amestecat

$$\phi = \frac{1 - e^{-\mu(1 - e^{-\chi})}}{\mu} \quad (2.10)$$

- pentru curent încrucișat; \dot{C}_1 - amestecat, \dot{C}_2 - neamestecat

$$\phi = 1 - e^{-\frac{1}{\mu}(1 - e^{-\mu\chi})} \quad (2.11)$$

- pentru curent încrucișat, ambele fluide neamestecate, s-a putut găsi doar o relație de calcul aproximativă.

$$\phi = \frac{1}{\mu\chi} \sum_{n=0}^{\infty} \left\{ \left[1 - e^{-\chi} \sum_{m=0}^n \frac{\chi^m}{m!} \right] \left[1 - e^{-\chi\mu} \sum_{m=0}^n \frac{(\chi\mu)^m}{m!} \right] \right\} \quad (2.12)$$

- pentru schimbătoare de căldură cu fascicul de țevi în manta cu o singură trecere exterioară și două treceri interioare, cazul țevilor de tip Bayonet:

$$\phi = \frac{2}{1 + \mu + \frac{1 + e^{-\phi\chi}}{1 - e^{-\phi\chi}} \phi}; \quad \phi = \sqrt{1 + \mu^2} \quad (2.13)$$

În general ecuațiile criteriale de mai sus se reprezintă grafic. Aceste grafice permit găsirea rapidă a uneia din mărimile μ , χ , ϕ , dacă se cunosc celelalte două [64-66].

Diferența medie de temperatură Δt_m se poate calcula cu ajutorul diferenței medii de temperatură pentru cazul curgerii în echicurent și contracurent.

Pentru celelalte tipuri de curgeri se calculează Δt_m pentru contracurent care se înmulțește cu un coeficient de corecție " ε " subunitar [67,68].

$$\Delta t_m = \varepsilon \Delta t_{m_c}$$

Coeficientul " ε " indică înrăutățirea schimbului termic în schimbătorul dat, comparativ cu un schimbător în contracurent, care reprezintă soluția cea mai avantajoasă.

Acest coeficient poate fi calculat ca raportul între criteriul " χ_c " pentru curgerea fluidului în contracurent și criteriul " χ " pentru modul de curgere dat.

$$\varepsilon = \frac{\Delta t_m}{\Delta t_{m_c}} = \frac{\chi_c}{\chi} = f(\phi, \mu) \quad (2.14)$$

Utilizând această relație obținem

$$\Delta t_m = \frac{\phi}{\chi} (t_1' - t_2') \quad (2.15)$$

2.2. CALCULUL TERMIC AL SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ DE TIP BAYONET

Schimbătorul de căldură de tip Bayonet este un aparat în care temperaturile fluidelor nu sunt constante, ele variază dintr-un punct în altul pe măsură ce energia termică se transmite de la un fluid la altul [69-71].

Dacă se notează cu $m_1(m_2)$ [kg/s] debitele masice ale celor două fluide și cu $di_1(di_2)$ [J/kg] variația entalpiilor lor, pe un element de suprafață dA [m²], se poate scrie - ecuația bilanțului termic:

$$\delta Q = \dot{m}_1 di_1 = \dot{m}_2 di_2 \quad [W] \quad (2.16)$$

- ecuația transferului termic:

$$\delta \dot{Q} = k \Delta t dA \quad [W] \quad (2.17)$$

unde: - δQ [W] - fluxul elementar de energie termică;

- k [W/m²K] - coeficientul total de transfer termic, mediu, considerat constant;

- Δt [°C] - diferența de temperatură, variabilă între cele două fluide, de-a lungul suprafeței elementare dA .

Dacă se notează prin Δt_m - diferența medie de temperatură, între cele două fluide, pe suprafața de transfer termic A_o , dată prin relația [72]:

$$\Delta t_m = \frac{1}{A_o} \int_0^{A_o} \Delta t dA \quad (2.18)$$

Rezulta:

$$Q = k A_o \Delta t_m \quad [W] \quad (2.19)$$

Relația (2.19) permite determinarea experimentală a lui k .

În figura 2.1 s-a reprezentat variația temperaturii celor două fluide în schimbătorul de căldură [73,74], în funcție de suprafața de schimb de căldură, pentru curgerea fluidelor în contracurent (fig.2.1.).

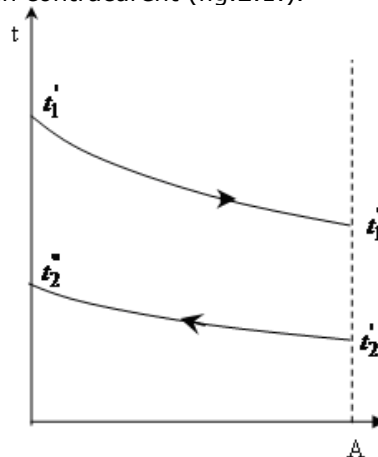


Fig. 2.1 Variația temperaturii celor două fluide pentru curgerea în contracurent

Δt_m - diferența medie de temperatură, între cele două fluide se calculează cu re; atia

$$\Delta t_m = \frac{(t''_1 - t'_2) - (t'_1 - t''_2)}{\ln \frac{t''_1 - t'_2}{t'_1 - t''_2}} \quad (2.20)$$

sau dacă se notează cu: $\Delta t = t''_1 - t''_2$ și $\delta t = t'_1 - t'_2$, diferențele de temperaturi ale celor două fluide, la cele două capete ale suprafeței de schimb de căldură, se obține diferența de temperatură medie logaritmică în cazul curgerii fluidelor în contracurent [75-77]:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t - \delta t}{\ln \frac{\Delta t}{\delta t}} \quad (2.21)$$

Pentru schimbătoarele de căldură tip aer-aer, cu ajutorul datelor obținute prin măsurători pe standul de proba se calculează :

- *conținutul de umiditate al aerului umed*, x [kg vapori/ kg aer uscat], utilizând diagrama aerului umed, pe baza temperaturilor termometrelor "uscat" [t_{us}] și "umed" [t_{um}] ale psihrometrului cu care este prevăzut standul de încercări.

- *densitatea aerului umed*

$$\rho_u = \frac{1+x}{R_a + xR_v} \cdot \frac{p}{T} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (2.22)$$

unde: $R_a=287,2$ J/kgK- constanta aerului uscat;
 $R_v=461,2$ J/kgK- constanta vaporilor de apă;
 p [N/m²]- presiunea barometrică a aerului umed,
 T [K]- temperatura absolută a aerului umed.
 - *capacitatea termică masică a aerului umed* c_a

$$c_a = c_{pu} + 1,863x \quad [\text{kJ/kgK}] \quad (2.23)$$

unde c_{pu} - capacitatea termică masică a aerului uscat

Dacă standul este echipat cu diafragmă (ce are secțiunea discului diafragmei A_0 și căderea de presiune activă Δp_{ac}), rezultă *debitul de aer umed* [78-80]

$$\dot{m}_a = \alpha \varepsilon k_t A_0 \sqrt{2\rho_u \Delta p_{ac}} \quad (2.24)$$

- *entalpia aerului umed*, i_a [kJ/kg]

$$i_a = 1,003 t_a + x (2500 + 1,86 t_a) \quad [\text{kJ/kg}] \quad (2.25)$$

sau:

$$\Delta i_a = 1,003 \Delta t_a + 1,86x \Delta t_a \quad (2.26)$$

unde $\Delta t_a = t_a'' - t_a'$ este diferența temperaturilor aerului la ieșire și intrarea în schimbător

Se poate scrie :

- fluxul termic Q_c cedat de aerul cald va fi:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c (i_c' - i_c'') = c \cdot \Delta i_c \quad [kW] \quad (2.27)$$

- fluxul termic Q_r preluat de aerul rece

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_r (i_r'' - i_r') = c \cdot \Delta i_r \quad [kW] \quad (2.28)$$

- fluxul mediu:

$$Q = \frac{\dot{Q}_a + \dot{Q}_w}{2} \quad (2.29)$$

2.3. DETERMINAREA COEFICIENTULUI DE FRECARÉ cf

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 [81,82].

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.

Determinarea coeficientului de frecare pornind de la termenul rezistenței de frecare.

$$\Delta p = C_f \frac{A}{S_1} \frac{w^2 \rho}{2} \quad (2.30)$$

Dacă notăm cu d_e [m] diametrul echivalent, U [m²] – perimetrul udat și cu l [m] lungimea canalului de curgere putem scrie:

$$d_e = \frac{4S_e}{U} \quad (2.31)$$

$$\frac{d_e}{l} = \frac{4S_e}{A} \quad (2.32)$$

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 [83,84]

$$\Delta p_f = \lambda \frac{\rho w^2}{2} \frac{l}{d} \quad [\text{N/m}^2] \quad (2.33)$$

unde:

λ - coeficientul de pierdere liniară

ρ [kg/m^3] - masa specifică a fluidului pe porțiunea considerată

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

Și atunci relația (2.34) devine, utilizând relația (2.37)

$$\Delta p = 4c_f \frac{l}{d_e} \frac{w^2}{2} \rho \quad (2.34)$$

rezultă că $\lambda = 4c_f$ - coeficientul de rezistență la frecare, de partea aerului cald:

$$c_f = \frac{d_{e_a}}{2L_a \rho_a} \frac{\Delta P_a}{w_a^2} \quad (2.35)$$

unde ΔP_a [N/m^2] - căderea de presiune determinată experimental

L_a [m] - lungimea canalului de aer.

2.4 CALCULUL TERMIC PENTRU SCHIMBATORUL DE CALDURA INCERCAT

În tubul Bayonet încercat (fig. 2.2) unul din fluide (în cazul nostru aerul cald) descrie două drumuri, realizând un schimbator de căldură în contracurent (pe care îl denumim "Schimbatorul I") Suprafața de transfer termic al acestui schimbator I este suprafața tevi centrale, cu diametrul Φ_1 , notăm această suprafață cu A_1 . Astfel am mărit viteza de circulație a fluidului, la același debit, față de o circulație printr-o teavă dreaptă și mărim și suprafața de transfer termic, totul într-un gabarit bine precizat. Acest "Schimbator I" transmite energia termică fluidului rece care circula perpendicular pe teava [85-87] de diametrul $\Phi_2 = 50\text{mm}$. Și astfel se formează practic al doilea schimbator, pe care îl denumim "Schimbatorul II" Suprafața de transfer termic al acestui schimbator II este suprafața tevi exterioare cu diametrul Φ_2 , notăm această suprafață cu A_2

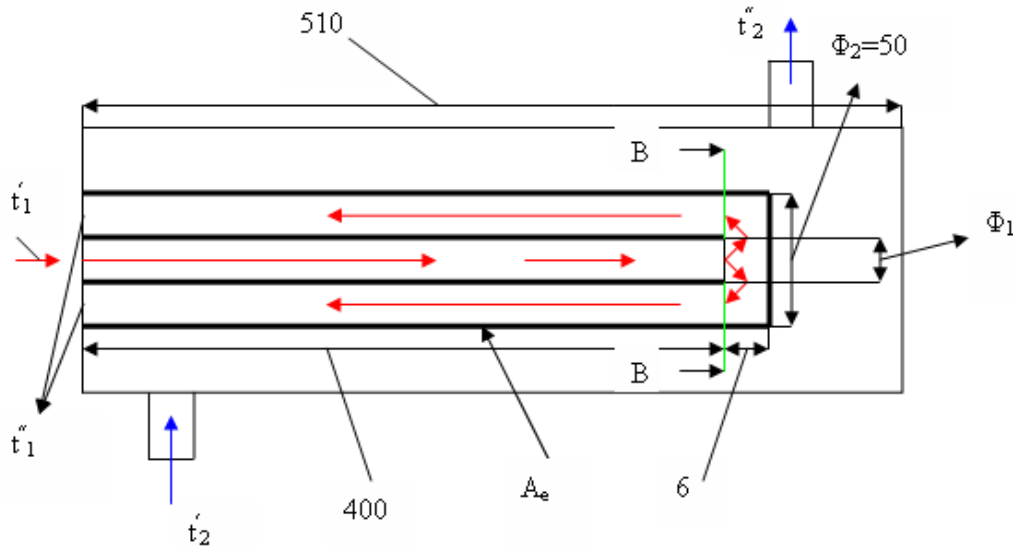


Fig. 2.2.Schimbatorul de caldura incercat

Schimbul de caldura dintre aerul cald inelar si aerul rece se face pe suprafata exteriora a tevii inelare ce are $\Phi_2=50$ mm si $L=410$ mm.

Practic ne intereseaza transferul de caldura in spatiu inelar. In conducta centrala calculele sunt cunoscute si sunt cele pentru curgerea in conducte si canale. La iesirea din conducta centrala aerul se intoarce brusc, se turbioneaza, creste α local dar si efectul de intrare in spatiul inelar este influentat. Modificand diametrul tevii centrale variem α inelar.

Cercetarea practica isi propune sa vada performantele acestor tipuri de schimbatoare de caldura si valoarea lui α inelar. Ca sa putem scrie sistemul de ecuatii cunoscute pentru schimbatoarele de caldura recuperatoare, in care sa luam in calcul coeficientul global de transfer termic, „k” de la spatiul inelar la spatiul aerului rece, facem urmatoarele notatii.:

Pentru „Schimbatorul I”, coeficientii de transfer termic nu prezinta importanta intrucat se pot determina usor si din literatura de specialitate pt curgerea unui fluid intr-o conducta .

Pentru „schimbatorul II” intre fluidul cald si fluidul rece (de fapt schimbatorul principal), notam:

α_1 – de la fluidul cald (1) la peretele interior cu diametrul Φ_2 , pe partea aerului cald , si suprafta A_{21} . Acesta este de fapt coeficientul de caldura inelar de la fluidul cald la peretele ce desparte de fluidul cald de cel rece, cercetat in lucrare.

α_2 – pe partea aerului rece (2) la peretele exterior cu diametrul Φ_2 , si suprafta A_{22}

Fluidul cald cu debitul m_1 intra in apart cu t_1^{\square} si iese cu t_1^{\square} . Avand in vedere faptul ca nu se schimba continutul de umiditate x in timpul incalzirii sau racirii aerului in schimbator, se poate scrie :

- fluxul de caldura cedat

$$\dot{Q}_1 = m_1 c_{p1} (t_{\square 1} - t_{\square 1}) \quad (2.36)$$

Fluidul rece primește fluxul de căldură

$$\dot{Q}_2 = m_2 c_{p2} (t_{\square 2} - t_{\square 2}) \quad (2.37)$$

unde: c_{p1} , c_{p2} – capacitatea termică masică a aerului umed (rel.2.3)

Acest bilanț a fost verificat practici; încălțarea în care se găsește tubul este foarte bine izolată termic, deci pierderile de căldură în exterior sunt nesemnificative.

Prin simulare pe calculator, utilizând ca bază temperaturile fluidelor, s-a găsit că în secțiunea B-B temperatura de ieșire din teava centrală este mai mică decât temperatura $t_{\square 1}$; notăm această temperatură cu t_B . Deci există un transfer termic prin "Schimbătorul I", de la fluidul cald la fluidul cald în al doilea drum al său: notăm fluxul de căldură ce se cedează de fluidul cald, prin teava centrală, aceluiași fluid cald ce circulă prin spațiul inelar cu \dot{Q}_3 . Dar $\dot{Q}_3 \ll \dot{Q}_2$ (aprox $\dot{Q}_3 = 15\% \dot{Q}_2$).

În contact cu fluidul rece, fluidul cald, din spațiul inelar, își modifică temperatura de la t_B la $t_{\square 1}$ cedând căldură Q_4 .

$$\dot{Q}_4 = m_1 c_{p1} (t_B - t_{\square 1}) < Q_2 \quad (2.38)$$

Această inegalitate se poate transforma într-o egalitate dacă se ține seama de faptul că la încălzirea fluidului rece contribuie și căldura transmisă prin schimbătorul de căldură I

Prin suprafața de transfer A_2 trece toată căldura de la aerul cald la aerul rece dar fenomenele sunt foarte complexe. Transferul căldurii de la aerul cald la aerul rece nu se face între $t_{\square 1}$ și $t_{\square 1}$ ci între t_B și $t_{\square 1}$ astfel se poate scrie relația

$$\dot{Q}_2 = \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4$$

Deci fluxul de căldură mediu :

$$Q = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2}{2} \quad (2.29)$$

se va transmite prin suprafața de transfer termic A între t_B și $t_{\square 1}$ și astfel se poate scrie relația

$$\dot{Q} = k A \Delta t_m \quad (2.30)$$

unde $\Delta t_m = \frac{\Delta T - \delta t}{\ln \frac{\Delta T}{\delta t}}$ (cu notațiile din fig 2.3)

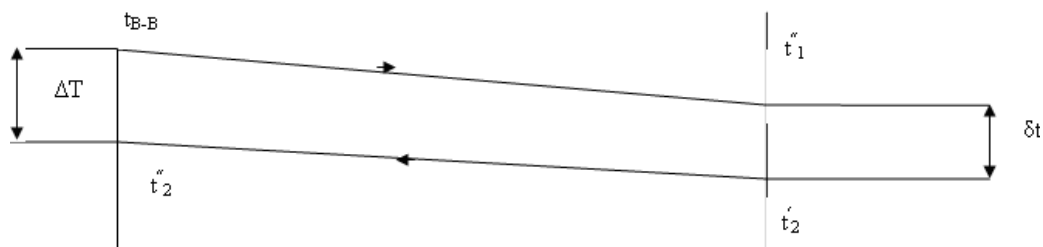


Fig. 2.3. Diagrama de temperatură pentru curgere în contracurent

2.5 GENERALIZAREA REZULTATELOR EXPERIMENTALE

Pentru a determina experimental coeficientul de căldură inelar α_1 de la fluidul cald la peretele raportam coeficientul total de transfer termic la suprafața interioară cu diametrul Φ_2 și notăm acest diametru d_1 este [88,89] :

$$k_1 = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_1}{\alpha_2 d_2}} \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (2.40)$$

Pentru a determina coeficientul de convecție α_2 pe peretele exterior a schimbătorului II s-au efectuat simulări (prez în Cap 5) până s-a obținut temperatura măsurată la ieșirea din schimbătorul de căldură. Deci coeficientul de transfer termic α_2 se poate determina din literatura de specialitate, atunci din relația de mai sus se determină și coeficienții de transfer termic α_1 inelar de partea aerului cald.

Apoi se calculează pentru aerul cald

- numărul Nusselt

$$Nu_1 = \frac{\alpha_1 d e_1}{\lambda_1} \quad (2.41)$$

- numărul Reynolds

$$Re_1 = \frac{w_1 d e_1}{\nu_1} \quad (2.42)$$

- numărul Stanton

$$St_1 = \frac{\alpha_1}{w_1 \rho_1 c_1} \quad (2.43)$$

- numărul Colborn

$$j = St Pr^{2/3} \quad (2.44)$$

- coeficientul de rezistență la frecare, de partea aerului cald

$$c_f = \frac{d e_1}{2 L_1 \rho_1} \frac{\Delta P_1}{w_1^2} \quad (2.45)$$

42 Calculul și compararea schimbătoarelor de căldură de tip Bayonet - 2

unde Δp_a [N/m²] - căderea de presiune de partea aerului cald, determinată experimental și L_a [m] - lungimea canalului de aer

Se reprezintă diagramele:

$$j = f(\text{Re}) \quad (2.46)$$

$$c_f = f(\text{Re}) \quad (2.45)$$

Se cunosc astfel funcțiile criteriale pentru suprafața încercată; valori care se pot utiliza fie la proiectare (se determină k) fie la determinarea altor ecuații criteriale pentru alte tipuri de suprafețe utilizând această suprafață ca și suprafață cunoscută.

CAP. 3. STANDUL EXPERIMENTAL ȘI TUBURILE BAYONET UTILIZATA LA INCERCARI

3.1. Standul pentru încercarea schimbătoarelor de căldură tip Bayonet

Pentru încercarea schimbătoarelor de căldură autorul a proiectat și realizat un stand special, acesta simulează fidel modul real de lucru al schimbătoarelor încercate. Standul se găsește în laboratorul de Utilaje termice, a facultății de Mecanică din cadrul Universității „Politehnica” din Timișoara. Acesta este dotat cu aparatură performantă.

În figura 3.1 este prezentată schema standului experimental.

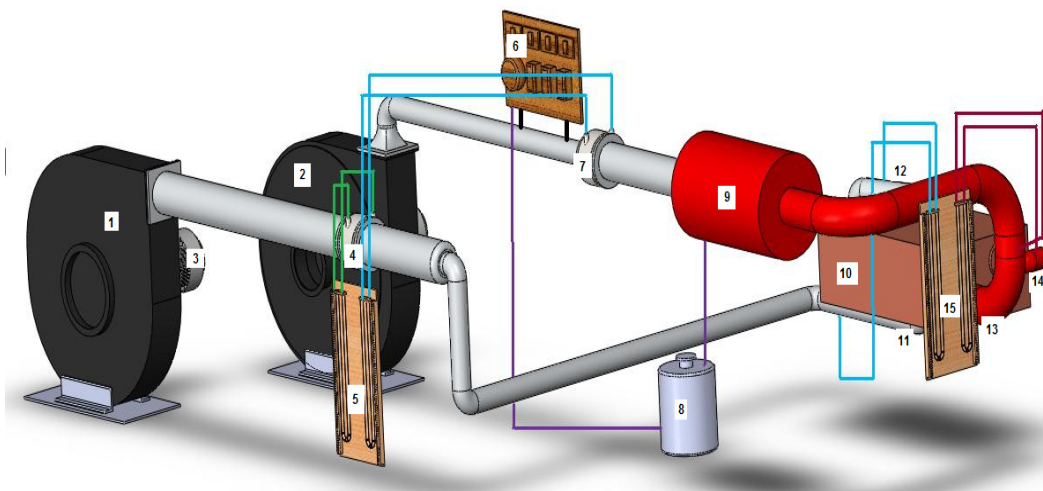


Fig.3.1 Schemă stand de probă

1. ventilator circuit aer rece, 2. ventilator circuit aer cald, 3. motor electric, 4, 7. diafragme, 5. panou masurare caderi de presiune pe diafragme, 6. panou comanda, 8. rezistenta reglabila, 9. ansamblu de rezistente, 10. incinta schimbatorului de caldura, 11. intrare aer rece, 12. iesire aer rece, 13. intrare aer cald, 14. iesire aer cald, 15. panou pentru masurarea caderilor de presiune pe schimbator.

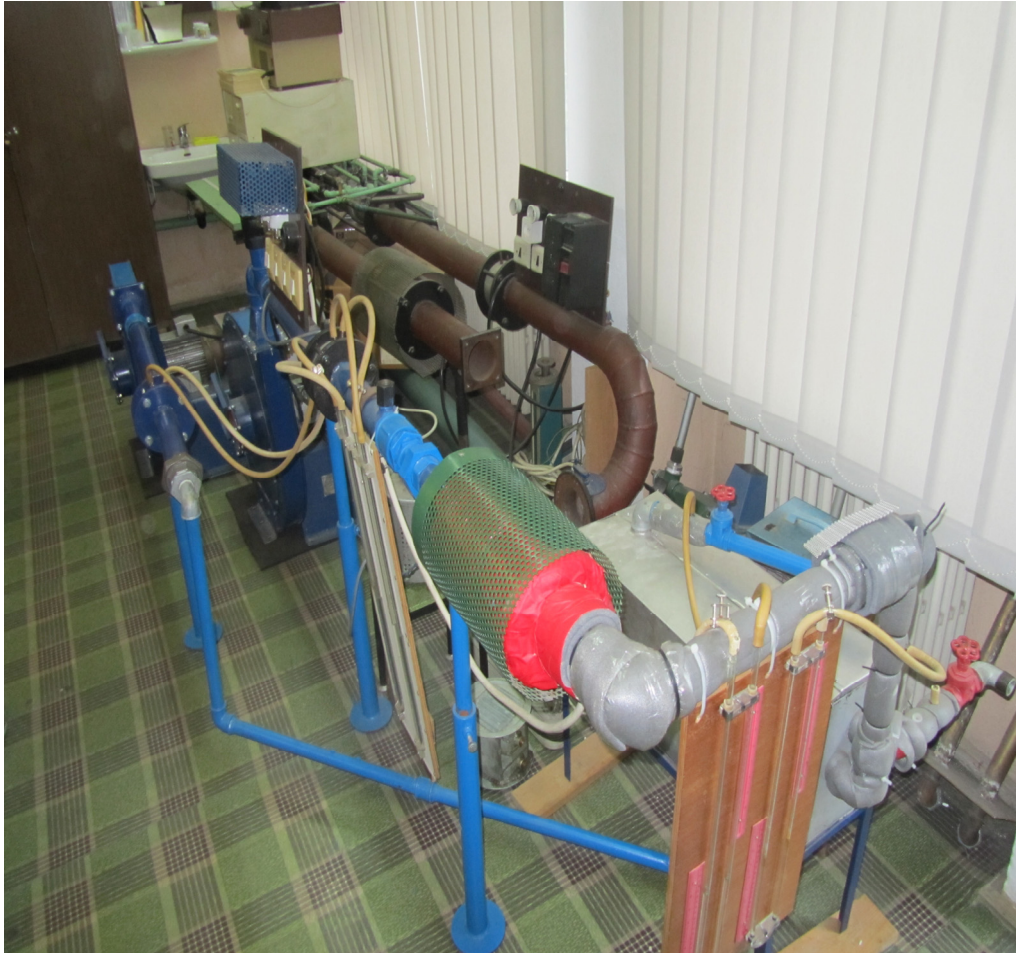


Fig.3.2 Vedere generală stand de probă

În figura 3.2. s-a reprezentat o vedere generala a standului experimental.

Schimbătorul de caldura testat este montat intr-o incinta confecționata din oțel, de forma paralelipipedică, foarte bine izolata termic, cu vata de sticla, avand grosimea de 30 mm.

Prin schimbatorul de caldură testat, de tip Bayonet, circula aer cald, pe interior si aer rece pe exterior, care preia fluxul de căldură transmis.

Vehicularea aerului rece se efectuează cu un ventilator de tip centrifugal (fig. 3.3), avand debitul volumic maxim de 500 m³/ora, actionat de un motor electric de 2,2 kW, 3000 rotații/minut (fig.3.4), aerul cald se vehiculează cu un ventilator de tip centrifugal, avand debitul volumic maxim de 400 m³/ora, actionat de un motor electric de 1,5 kW, 3000 rotații/minut .



Fig.3.3 Ventilator aer



Fig.3.4 Motor electric pentru vehicularea aerului

Pentru determinarea debitelor de aer, atat pentru aerului cald cat si pentru aerului rece, s-au folosit doua diafragme (fig.3.5. si fig. 3.6.), legate prin tuburi flexibile la panoul cu tuburi „U” (fig. 3.7.). Debitul de aer a fost verificat și cu un aparat de masura Fluke 922.

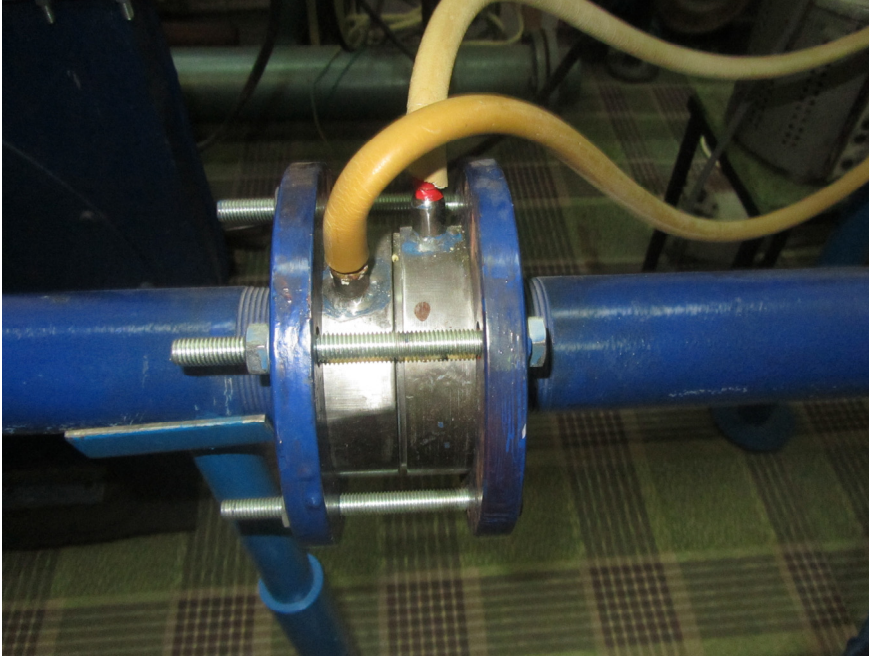


Fig.3.5. Diafragma pe partea aerului rece

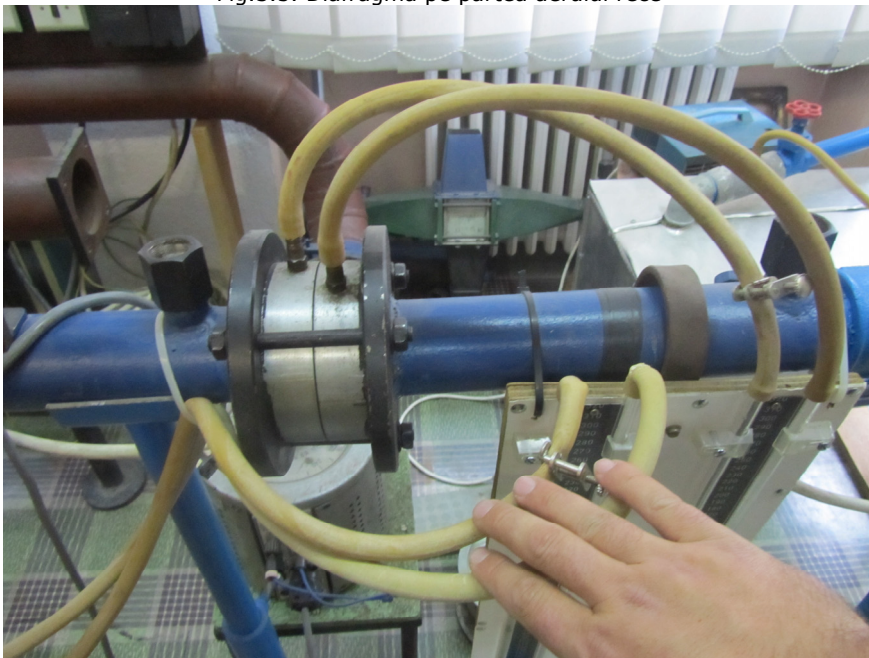


Fig.3.6. Diafragma pe partea aerului cald



Fig.3.7. Panouri tuburi „U”

Pe circuitul de aer rece, fluidul trece prin-o conducta de otel, intrand in incinta de racire a schimbatorului. Pe partea aerului cald este montat un ansamblu de rezistente electrice (fig.3.8), comandate de la panoul electric, avand posibilitatea de a cupla trei rezistente electrice, doua a 1000 de W si una a 500W, sau folosirea lor separata, functie de temperatura dorita a aerului cald.



Fig.3.8. Ansamblu de rezistente electrice

Totodata la ansamblul de rezistente este legata si o rezistenta reglabila cu puterea maxima de 500W (fig.3.9.), aceasta utilizandu-se pentru reglajul fin al temperaturii aerului cald.



Fig.3.9. Rezistența electrică reglabilă

De la ieșirea din sistemul electric de încălzire a aerului cald, până la intrarea în schimbătorul de căldură tip Bayonette, conducta de aer este bine izolată cu un strat de 20 mm de burete.

Schimbătorul de căldură de tip Bayonette este introdus într-o carcasă din oțel (fig.3.10) cu dimensiunile 200/200 mm și lungimea de 510 mm.

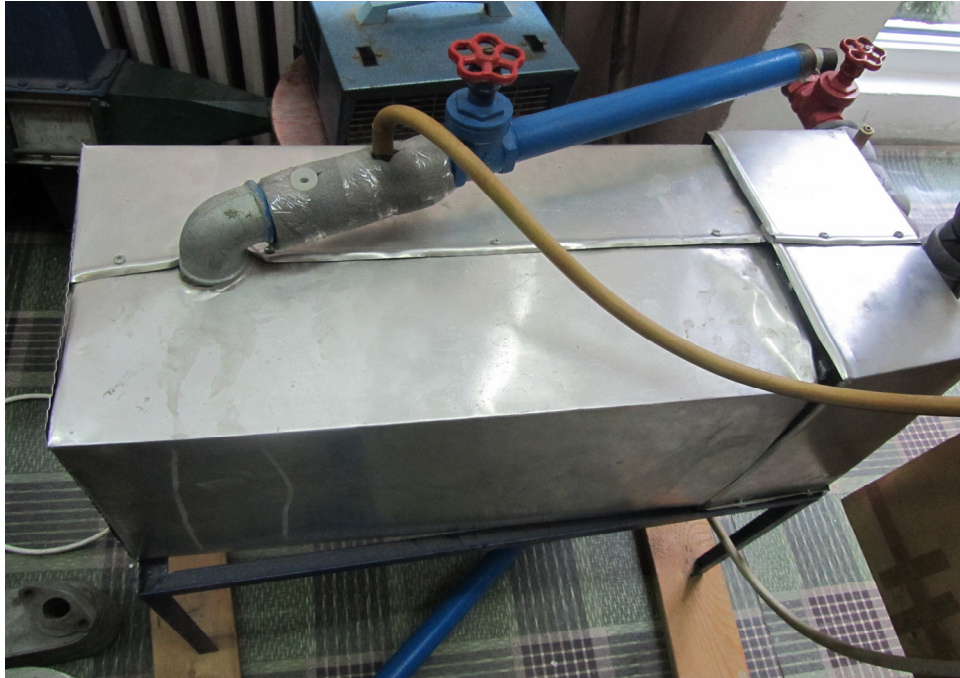


Fig.3.10. Carcasa schimbatorului de caldura

Caderile de presiune pe schimbatorul de caldura sunt masurate cu tuburi „U”, (fig.3.11)



Fig.3.11. Panou tuburi „U”



Fig.3.12. Termocuplu de tip „j”

Temperaturile de intrare si de iesire, atat pe partea aerului cald cat si pe partea aerului rece au fost masurate cu termocupluri de tip „j” (fig.3.12), verificata cu termometre etalonate de inalta precizie și centralizate la calculatorul standului cu o placa de achiziti ICP-CON 7188 EI (fig.3.13).

52 Standul experimental și tuburile Bayonet utilizata la incercari - 3



Fig.3.13. Placa de achiziti date

Achiziția de date sa realizat, prin placa de achiziții ICP-CON, fiind conectata la un calculator (fig.3.14), care prin programul lab view 6.1 a preluat parametri de pe standul de proba, transformând-ui în valori într-un tabel.



Fig.3.14. Calculator stand

3.2. Tuburile de tip Bayonet utilizate la incercare

Fiind schimbătoare imersate, în general lungimea țevilor este mare, dar se știe că cu cât este lungimea mai mare efectul de întoarcere și intrare a fluidului între spațiul inelar se pierde. Dimensiunea cea mai mică, găsită în literatura de specialitate pleacă de la 400-450 mm. Astfel sa ales ca model de cercetare lungimea de 410 mm.

În literatura de specialitate nu sunt date privind distanța de la bază, între teava centrala și tubul exterior. Prin cercetare experimentală sa constatat că dimensiuni sub 6 mm produc atât o scădere foarte mare de presiune pe aparat cât și un zgomot mare însoțit de suieraturi puternice. Pentru încercare s-au realizat 9 tuburi din cupru. S-a ales cuprul pentru ușurința realizării acestor tuburi, cu grosimea de 1mm. La această grosime transferul de căldură prin conducție practic nu influențează transferul termic între cele două fluide, deci concluziile trase în urma încercărilor este valabilă pentru orice material.

Tuburile schimbătoarelor de căldură (fig. 3.15.) de tip Bayonet sunt clasificate în patru categorii:

- lis -6 bucați
- rugos exterior - 2 bucați
- cu inele -1 bucată



Fig.3.15. Tuburile schimbătorului de căldură

Dimensiunile acestor tuburi se gasesc in tabelul 3.1

Pentru schimbătoarele testate s-au denumit prescurtat (fig.3.16) sub forma B x-y/z

Unde x -este tipul constructiv (lis, rugos sau inelat)

y -lungimea tubului

z -distanța pana în capatul tubului exterior

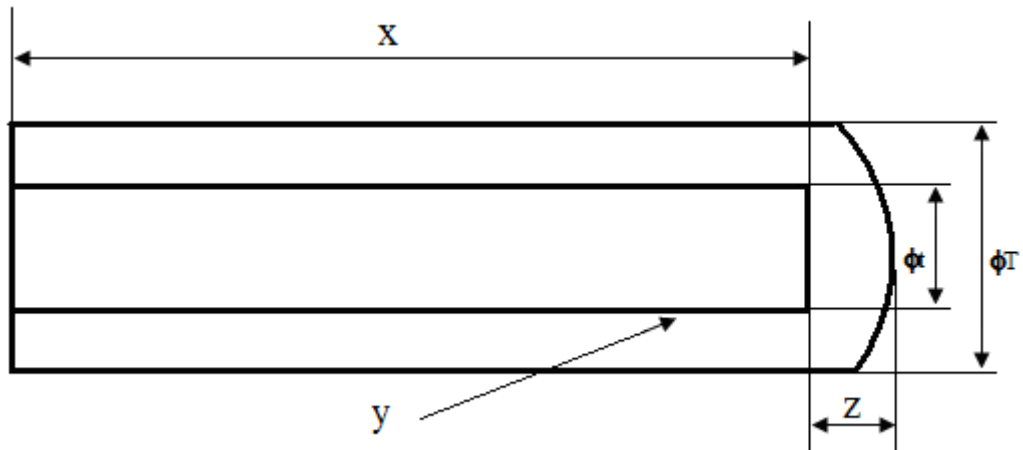


Fig.3.16. Notațiile pentru tubul Bayonet

Dimensiuni tuburilor Bayonet

Tabelul 3.1

Dimensiunea Nr. Curent	Denumire	S [mm ²]	z[mm]	x [mm]	φt [mm]	φT [mm]	Observații
1.	B I-410/6	24473	6	410	19	50	Lis
2.	B I- 410/6/40	51522	6	410	40	50	Lis
3.	B I-410/6	45081	6	410	35	50	Lis
4.	B I-410/13	45081	13	410	35	50	Lis
5.	B re-410/6	45081	6	410	35	50	Tubul re
6.	B re-410/6	24473	6	410	19	50	Tubul re
7.	Bne-410/6	24473	6	410	19	50	Cu inele
8.	B I- 410/6/30	38641	6	410	30	50	Lis
9.	B I-400/22	23876	22	400	19	50	Lis

Cap. 4. CERCETARI EXPERIMENTALE PRIVIND PERFORMANȚELE TUBURILOR DE TIP BAYONET

4.1. PRELUCRAREA DATELOR EXPERIMENTALE

Incarcarile tuburilor de tip Bayonet s-au realizat in urmatoarele conditii:

-durata testelor pentru fiecare tub a fost de 2-4 zile, realizându-se mai multe regimuri din care s-au retinut minim 8 regimuri staționare.

Aerul rece a fost vehiculat din incinta laboratorului iar, aerul cald s-a evacuat in atmosfera exterioara, astfel s-a putut tine temperatura de intrare aproape constanta [90-92]);

-cercetările experimentale la toate cele 9 aparate s-au realizat în aproape un an.

Valorile determinate experimental și obținute prin calcule sunt trecute la Anexă.

In urma prelucrării datelor experimentale s-au reprezentat o serie de diagrame prin care se urmareste influenta unor parametrii constructivi (cum ar fi: diametrul conductei centrale, distanta dintre conducta centrala si fundul conductei exterioare, rugozitati, etc,) asupra performantelor termo-fluidodinamice ale tuburilor. S-au intocmit urmatoarele diagrame:

1. Variația fluxurilor de căldură

În figurile 4.1-4.3 s-au reprezentat grafic variația fluxurilor de căldură în funcție de debitul \dot{m}_1 de aer cald, care circula prin spatiul inelar, pentru fiecare schimbător testat, s-a mentinut constant debitul aerului rece \dot{m}_2 .

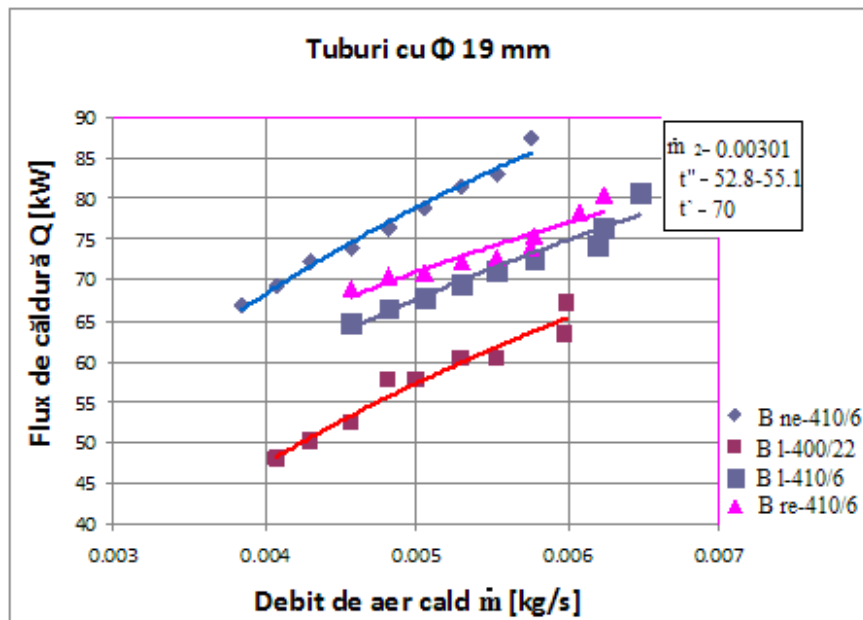


Fig. 4.1. Variația fluxurilor de căldură pentru Φ 19

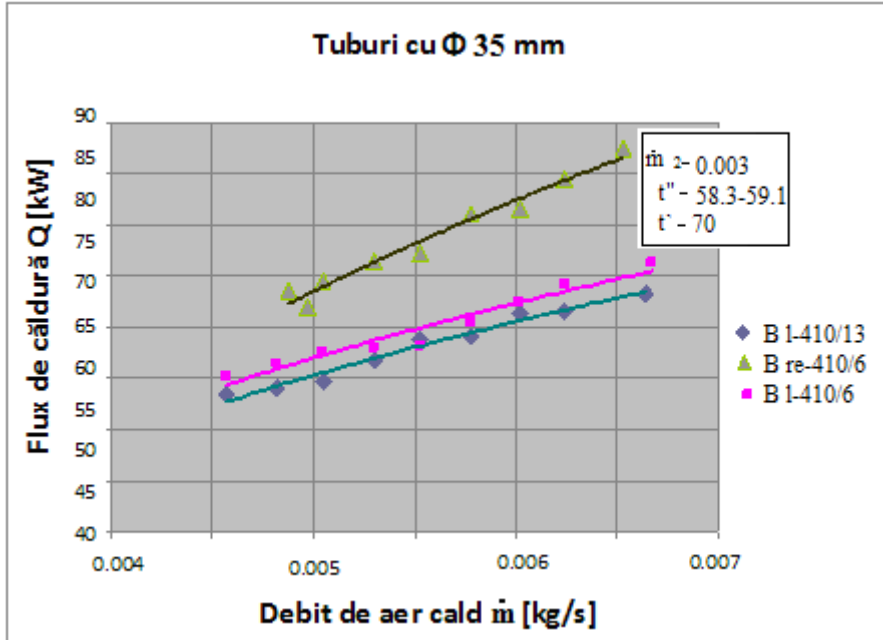


Fig. 4.2. Variația fluxurilor de căldură pentru $\Phi 35$

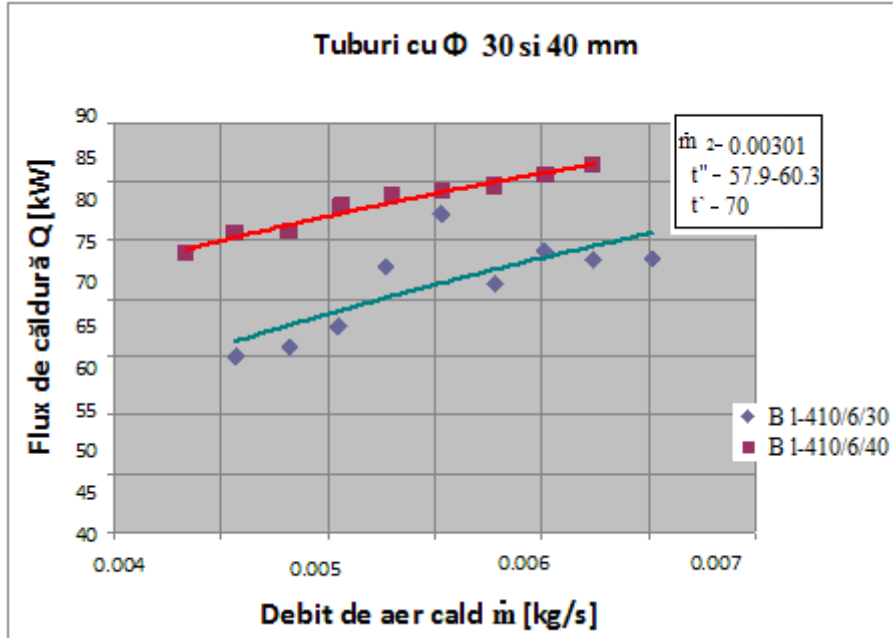


Fig. 4.3. Variația fluxurilor de căldură pentru $\Phi 30$ si $\Phi 40$

Din analiza diagramelor rezultă următoarele:

- fluxurile de caldura cresc atât cu creșterea debitului de aer cald cât și cu suprafețele de transfer termic[93];
- fluxul de caldura de partea tuburilor rugoase dar în special a celui inelat este mult mai mare decât de partea celor lise, aceasta se explică prin creșterea turbulențelor, lucru care duce la creșterea transferului termic;
- Tubul Bayonet $\Phi 19$ cu distanța $h=22\text{mm}$ are fluxul de caldura cel mai mic față de celelalte tuburi $\Phi 19$ și distanțe mai mici; acest lucru se explică printr-o turbulență mult mai redusă a aerului la ieșire din tubul central, ea datorându-se distanței mari și efectului mai estompat al vorturilor care ar putea mari convecția termică deci și fluxul de caldura transmis[94].
- Același fenomen se observă și la tuburile cu $\Phi 30$ și $\Phi 40$. Fluxul de caldura este mai mare la tubul $\Phi 40$, ceea ce se explică prin faptul că acest tub creează un spațiu inelar mai mic, astfel crește viteza, la același debit de aer, deci și coeficientul de transfer termic.

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

2. Variația căderilor de presiune

Figurile 4.4-4.6 conțin variația căderii de presiune în funcție de viteza aerului cald prin tot tubul Bayonet.

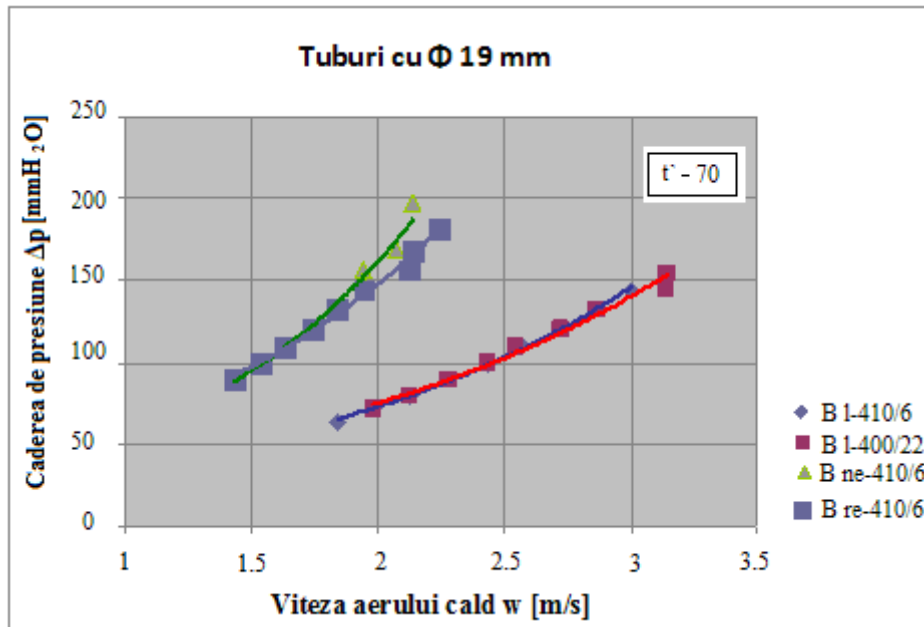


Fig.4.4. Variația căderilor de presiune în funcție de viteza aerului cald prin tubul $\Phi 19$

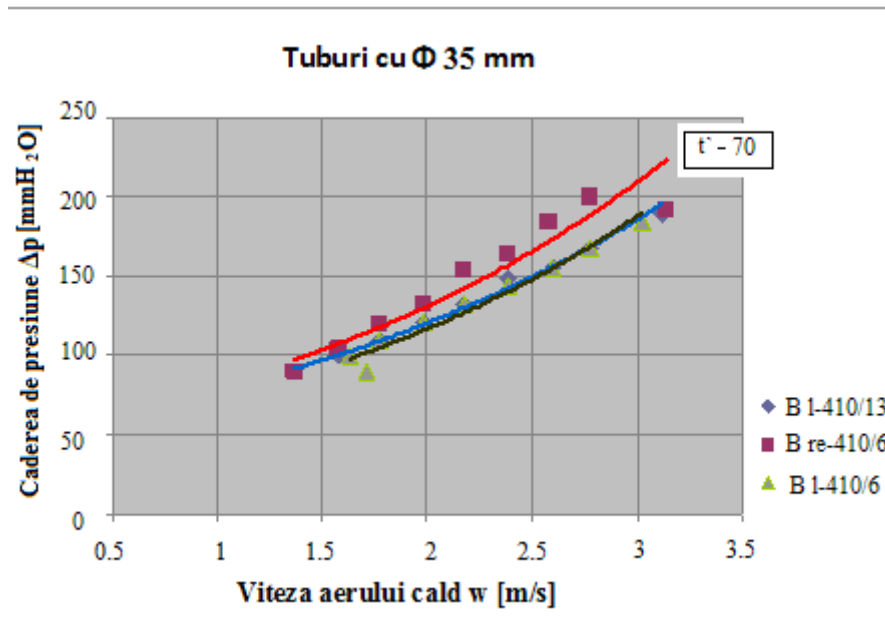


Fig.4.5. Variația căderilor de presiune în funcție de viteza aerului cald prin tubul Ø35

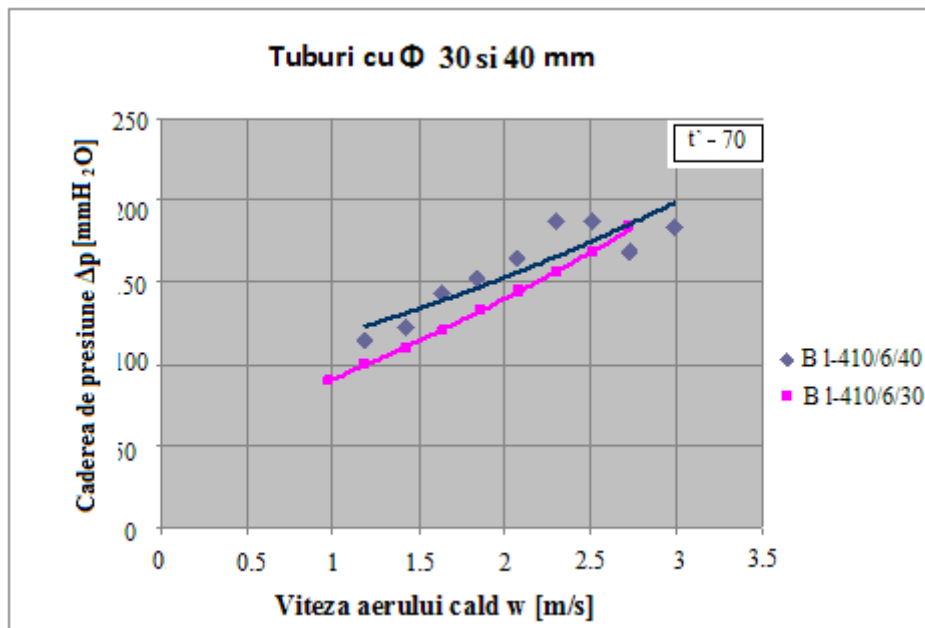


Fig.4.6. Variația căderilor de presiune pentru Ø30 si Ø40

-Se constata ca la tuburile rugoase introduc o cadere de presiune mult mai mare fata de cele lise, ceea ce era de asteptat, .

Caderea de presiune pe tubul Bayonet $\Phi 19$ cu distanta $h=22\text{mm}$ este cea mai mica fata de celelalte tuburi $\Phi 19$ si distante mai mici, acest lucru se explica printr-o turbionare mult mai redusa, ea datorandu-se distantei libere mai mari la iesire din tubul central.

-Caderea de presiune pentru $\Phi 40$ este mai mare decat la $\Phi 30$, ceea ce se explica prin faptul ca spatiul inelar este mai mic deci si caderile de presiune mai mari.

-Se constată că la aceeași viteze de curgere a aerului căderile de presiune cresc invers proporțional cu creșterea diametrului tuburilor[95,96], ceea ce este logic. Rezultatele se pot aprecia cantitativ, având în vedere faptul că beneficiarul comandă, de regulă, racitoare la care impune gabaritul, fluxul de căldură, etc[97,98]. Din aceste diagrame se poate găsi repede tipul constructiv de aparat, care să satisfacă cerințele impuse. Aceste diagrame de variație a căderilor de presiune pe aer pot fi utilizate riguros (direct) în proiectarea unor racitoare de aer, tip Bayonet ce au geometria identica cu aparatul incercat. Valorile căderilor de presiune pe aerul cald nu sunt influențate de debitele de aer rece. Aceste diagrame pot servi ca imagine pentru tipul de aparat dorit și servesc la generalizarea rezultatelor.

3. Variația coeficientului global de transfer termic

În figurile 4.7-4.9 s-au reprezentat coeficienții globali de transfer termic în funcție de viteza aerului cald prin aparate.

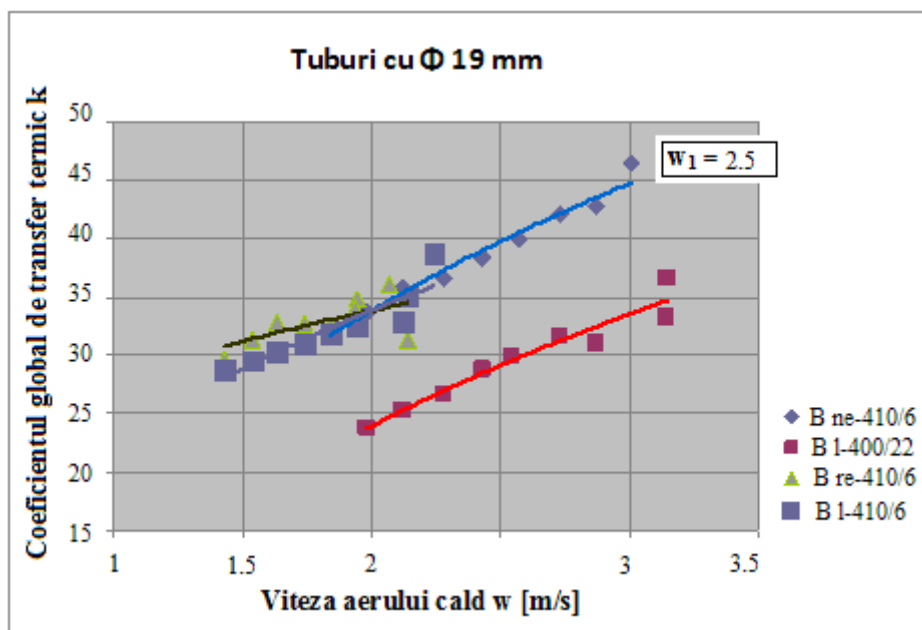


Fig.4.7. Coeficienții globali de transfer termic pentru tuburile $\Phi 19$

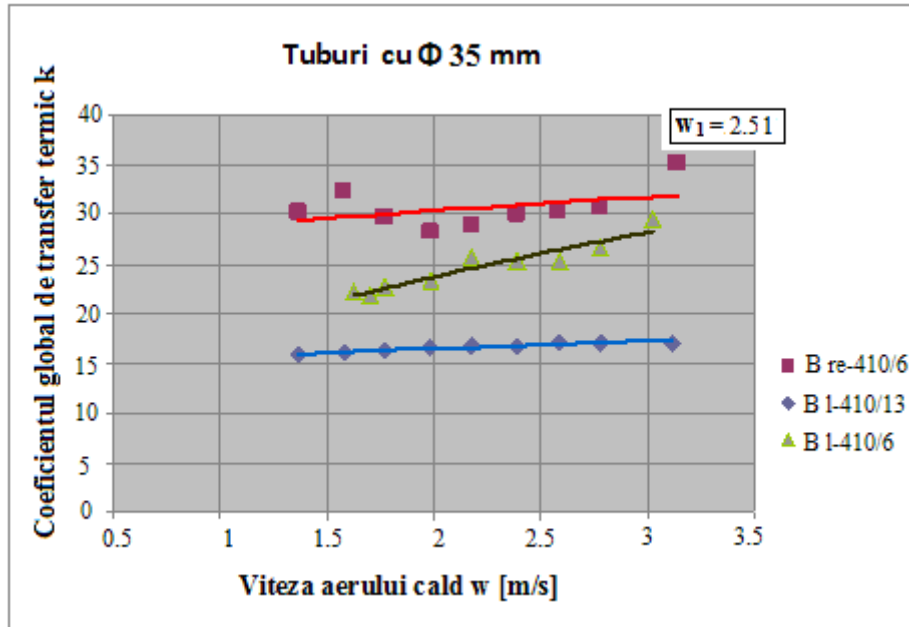


Fig.4.8. Coeficienții globali de transfer termic pentru tuburile Ø35

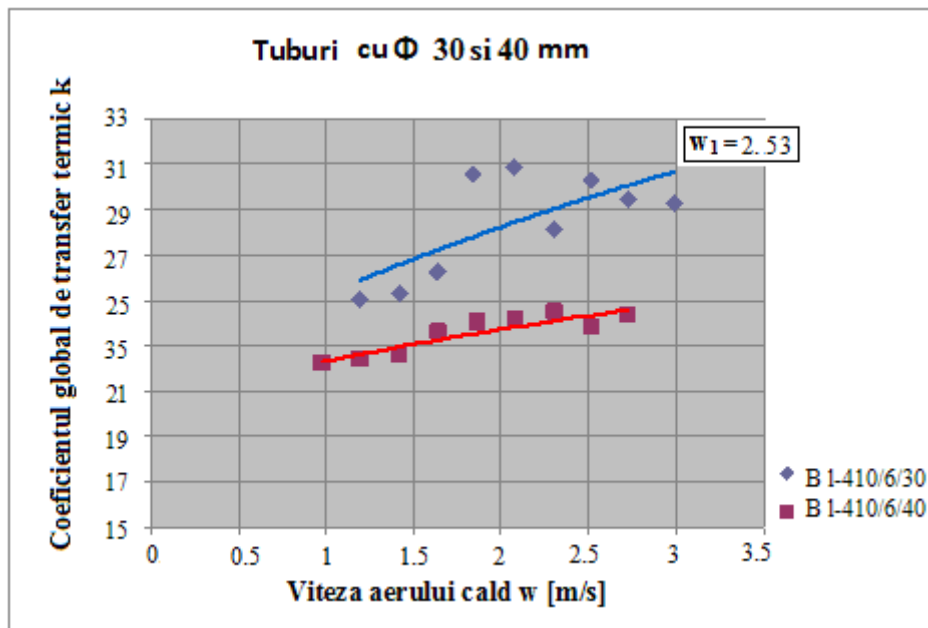


Fig.4.9. Coeficienții globali de transfer termic pentru tuburile Ø30 si Ø40

Coeficienții globali de transfer termic pentru aceeași familie de schimbătoare de căldură încercate în condiții aproape identice[99-101], difera 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 turbulentei odata cu scaderea diametrului echivalent. Interpretarile sunt similare cu cele facute la diagramele de flux de caldura. Coeficientii globali de transfer termic k la tubul Bayonet $\Phi 19$ si distanta $h=6\text{mm}$, sunt comparabil pe cand la tubul Bayonet $\Phi 19$ si distanta $h=22\text{mm}$, sunt mai mici, acest lucru se explica printr-o turbulență mult mai redusa, ea datorandu-se distantei libere mai mari la iesire din tubul central.

Diagramele de mai sus dau informații despre ordinul de mărime a coeficienților globali de transfer termic, modul de variație a acestei mărimi, etc., dar nu pot fi utilizate riguros pentru proiectarea altor aparate decât dacă aparatele ce urmează a fi proiectate ar lucra exact în aceleași condiții. Aceste valori ajuta la determinarea coeficientului de transfer termic α_1 interinelar si la generalizarea rezultatelor experimentale

4. Variația coeficientului de transfer termic α_1 interinelar.

Pentru a determina coeficientul de convecție α_1 interinelar este necesara determinarea coeficientul de convecție pe peretele exterior a schimbătorului de căldură. Pentru acesta s-a folosit programul de simulare prezentat in capitolul 5 si s-a gasit coeficientul de convecție exterior, aproape constant $\alpha_{\text{ext}} = 200 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, (valoarea exacta este trecuta in Anexa, la fiecare tip de tub incercat).

Variațiile coeficienților de transfer termic α_1 de se pot urmări în figurile 4.10-4.12.

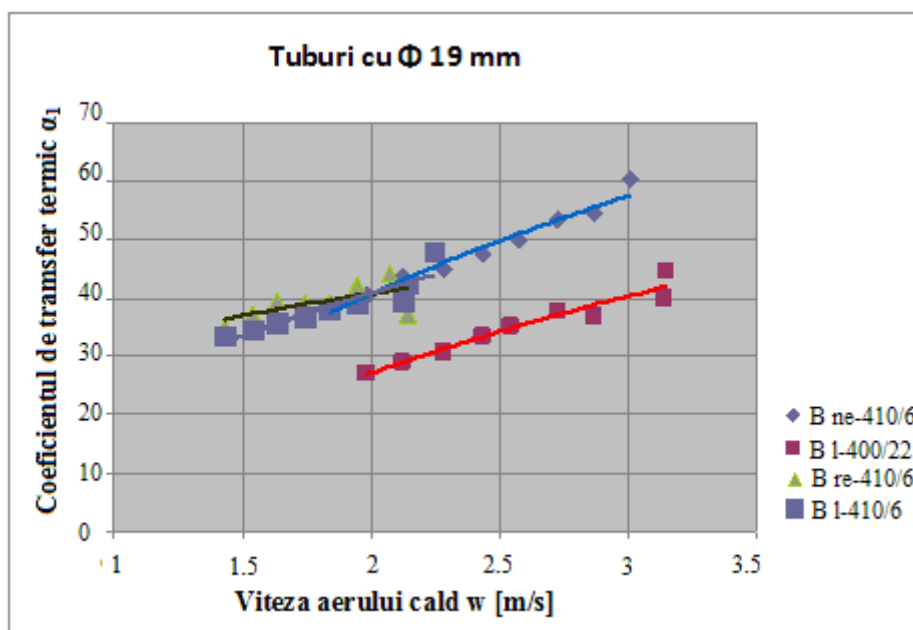


Fig.4.10. Variația coeficienților de transfer termic α_1 pentru tuburile cu $\Phi 19$

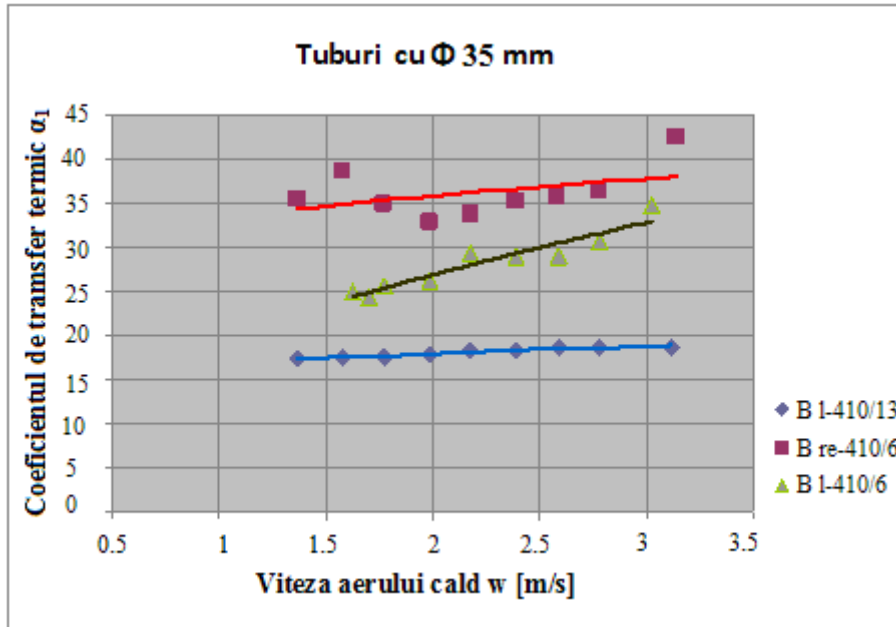


Fig.4.11. Variația coeficienților de transfer termic α_1 pentru tubul $\Phi 35$

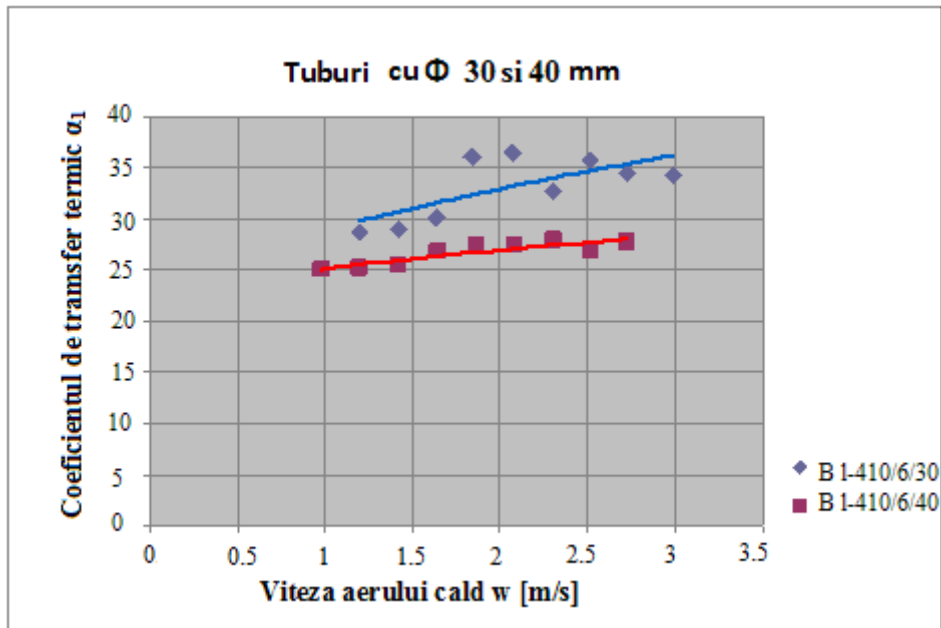


Fig.4.12. Variația coeficienților de transfer termic α_1 pentru schimbătoarele de căldură cu $\Phi 30$ și $\Phi 40$

Coeficienții de transfer termic α_1 variază aproape similar cu coeficienții globali de transfer termic k [102,103]; și se pot face aceleași observații cu deosebirea că valoarea coeficientului de transfer termic de partea fluidului cald nu

mai depinde acum de viteza aerului rece din aparat. Rezultatele se pot aprecia atât calitativ cât și cantitativ iar diagramele pot fi utilizate riguros (direct) în proiectarea unor suprafețe similare dacă se înscriu în condițiile de temperatură și viteze pentru care s-au făcut încercările. Coeficienții de transfer termic α_1 redați în diagramele de mai sus sunt cu atât mai mari cu cât viteza este mai mare.

5. Variația criteriului Colburn

În figurile 4.13-4.15. sunt trasate variațiile Colburn în funcție de numărul Reynolds.

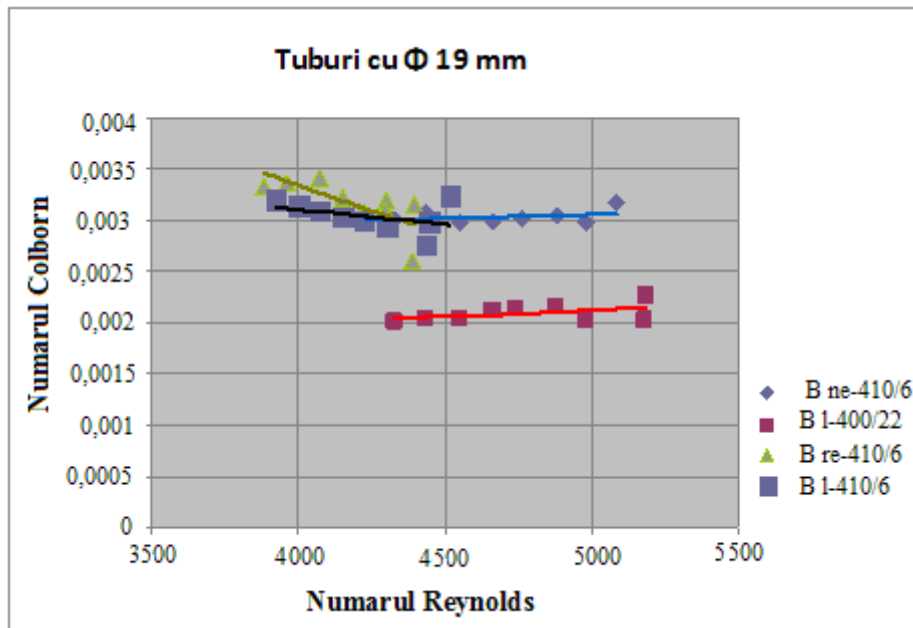


Fig 4.13. Variația criteriului Colburn pentru tuburile cu Φ 19

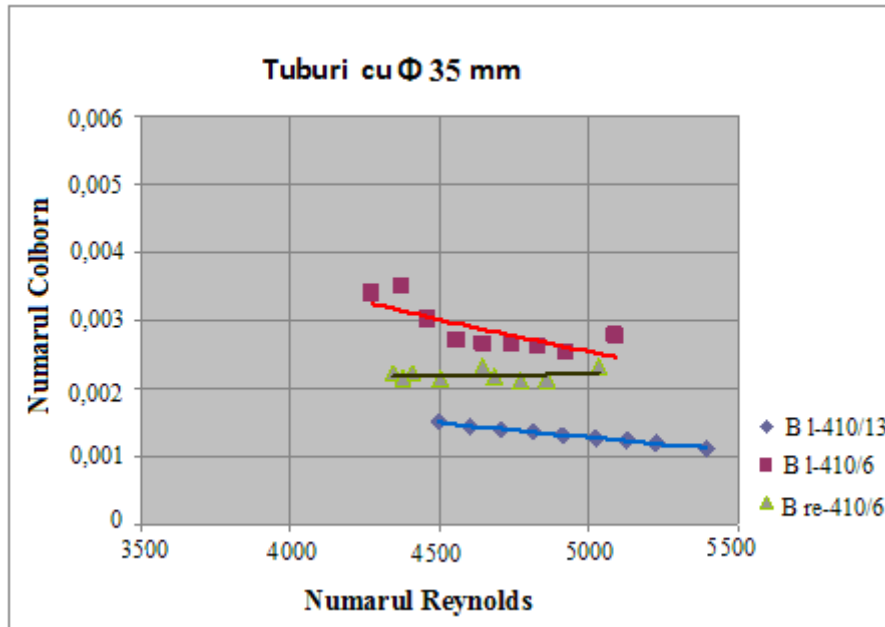


Fig 4.14. Variația criteriului Colburn pentru $\Phi 35$

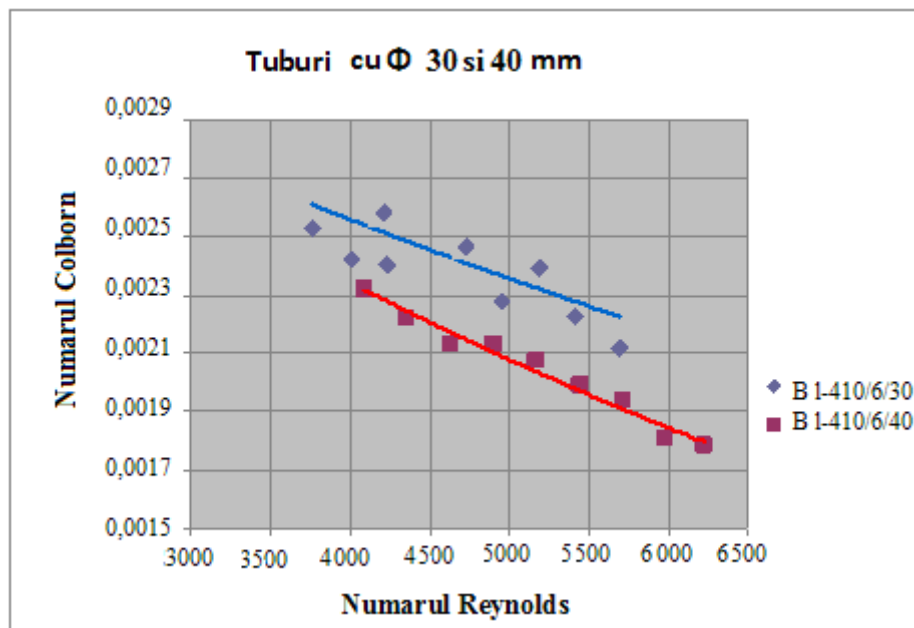


Fig 4.15. Variația criteriului Colburn pentru tuburile cu $\Phi 30$ si $\Phi 40$

Se constata ca performantele termice sunt influntate puternic atat de rugozitate[104] cat si de geometria de fabricatie a tubului Bayonet. Tubul cu distanta la iesire h mai mare are Colburn cel mai mic, cea ce se explica prin faptul

ca turburența la ieșire în acest caz este mai mică. La celelalte tuburi ordinul de mărime este asemănător pentru că toate au aceeași distanță de ieșire de $h = 6\text{ mm}$. Diametrul tevi interioare determină diametrul hidraulic inter-inelar care modifică regimul termic al tevi. De aici se deduce că se pot găsi soluții optime pentru atingerea unor performanțe termice cerute.

Prin trasarea variației criteriului Colburn în funcție de numărul Reynolds s-au generalizat rezultatele experimentale privind performanțele termice ale acestor aparate.

Rezultatele de mai sus se pot aprecia atât calitativ cât și cantitativ iar diagramele pot fi utilizate riguros în proiectarea unor suprafețe similare fără a se ține cont de condițiile de încercare. Diferențele dintre valorile lui Colburn pentru aceeași familie și același Reynolds se explică prin variația efectului de intrare și a turbulențelor. Astfel se demonstrează experimental că teoria privind efectul de intrare în spațiul inelar este corectă.

6. Variația coeficientului de rezistență la frecare

În figurile 4.16-4.18. s-au trasat variațiile coeficienților de rezistență la frecare de partea aerului cald în funcție de numărul Reynolds.

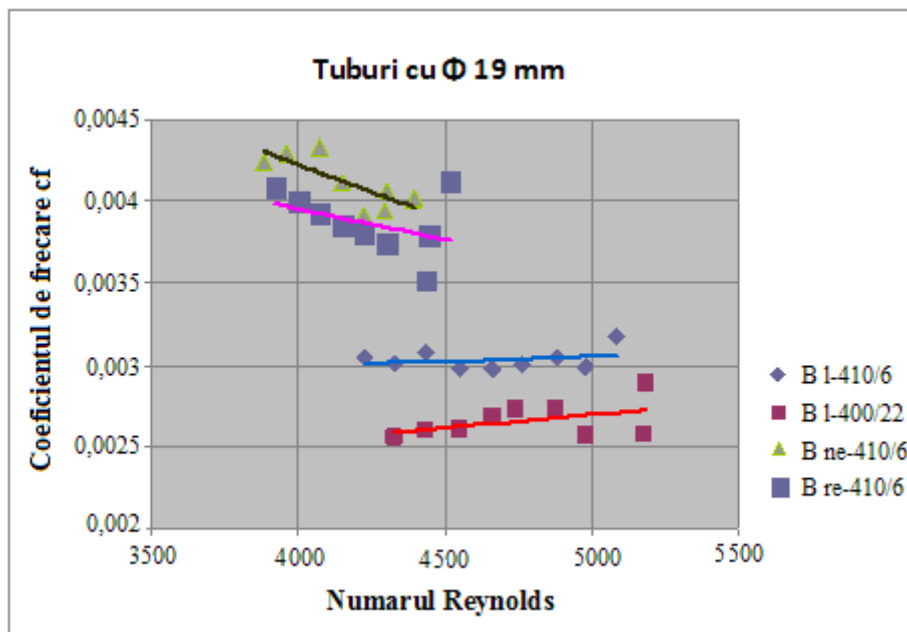


Fig.4.16. Variația coeficientului de rezistență la frecare, pentru tuburile cu $\Phi 19$

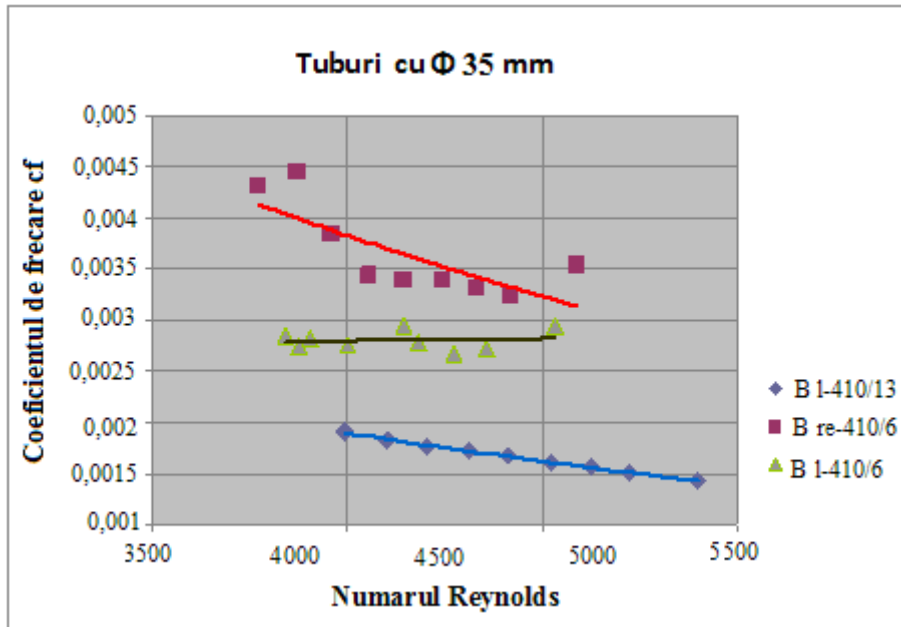


Fig.4.17. Variația coeficientului de rezistență la frecare, pentru tuburile cu Φ35

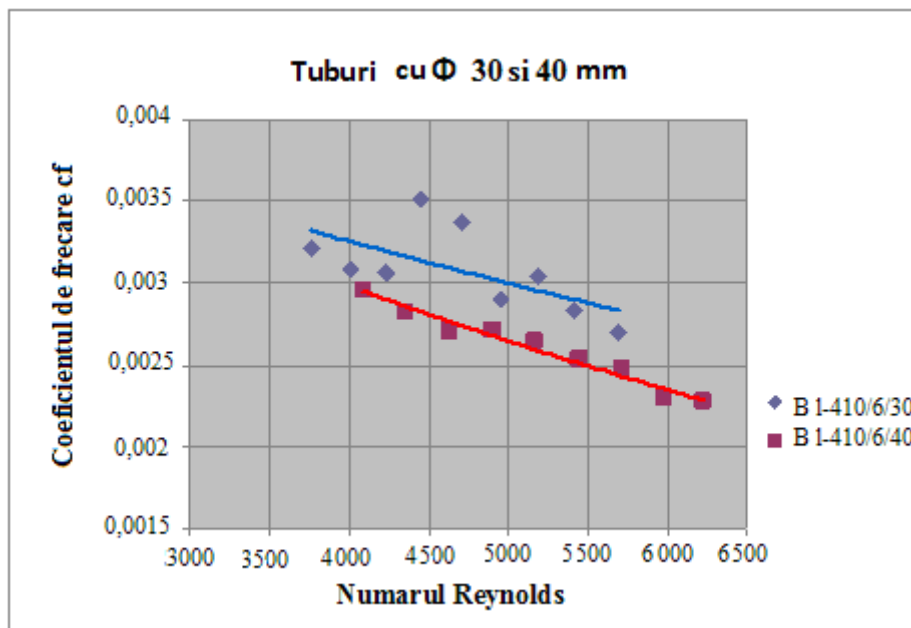


Fig.4.18. Variația coeficientului de rezistență la frecare, pentru tuburile cu Φ30 si Φ40

Se constata si in aceasta situatie ca performantele fluidodinamice ale tuburilor Bayonet sunt influntate atat de rugozitate cat si de geometria de fabricatie a tubului.. Tubul cu distanta la iesire h mai mare are coeficientul de frecare mai

mic, cea ce se explica prin faptul ca spatiul la iesire in acest caz este mai mare, deci si frecarile mai mici. La celelalte tuburi ordinul de marime este asemanator pentru ca toate au aceiasi distanta de iesire de $h = 6\text{mm}$. Diametrul tevii interioare determina diametrul hidraulic inter-inelar care modifica regimul de curgere in acest spatiu. De aici se pot gasi solutii optime pentru atingerea unor performante fluidodinamice impuse de beneficiari.

Prin trasarea diagramei de variatie a coeficientului de frecare functie de Reynolds s-au generalizat rezultatele pentru performantele fluidodinamice.

Generalizarea rezultatelor înseamnă obținerea de mărimi adimensionale[105] (în acest caz criteriului Colburn și coeficientul de frecare) care apoi pot fi utilizate la proiectarea și realizarea de noi tipuri de schimbatoare de caldura.

4.2. 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[106-109].

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:

- erori sistematice ale metodei de măsurare și ale instalației de măsurat;
- erorile aparatului;
- influența mediului înconjurător;
- erori de citire, etc.

Erorile de citire sunt erori întâmplătoare[110]. 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 pătratică de forma:

$$\Delta_x = \sqrt{\Delta m_1^2 + \Delta m_2^2 + \dots + \Delta m_n^2} \quad (4.1)$$

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

$$\frac{\Delta x}{x} = \sqrt{\left(\frac{\Delta m_1}{m_1}\right)^2 + \left(\frac{\Delta m_2}{m_2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\Delta m_n}{m_n}\right)^2} \quad (4.2)$$

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

$$\frac{\delta x}{x} = \frac{\delta m_1}{m_1} + \frac{\delta m_2}{m_2} + \dots + \frac{\delta m_n}{m_n} \quad (4.3)$$

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

$$x = \frac{m_1 \cdot m_2 \cdot \dots \cdot m_n}{n_1 \cdot n_2 \cdot \dots \cdot n_p} \quad (4.4)$$

Se obțin erorile finale relative de forma:

$$\frac{\delta x}{x} = \left(\frac{\delta m_1}{m_1} + \frac{\delta m_2}{m_2} + \dots + \frac{\delta m_n}{m_n} \right) - \left(\frac{\delta n_1}{n_1} + \frac{\delta n_2}{n_2} + \dots + \frac{\delta n_p}{n_p} \right) \quad (4.5)$$

respectiv

$$\frac{\Delta x}{x} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\Delta m_i}{m_i} \right)^2 + \sum_{j=1}^p \left(\frac{\Delta n_j}{n_j} \right)^2} \quad (4.6)$$

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

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

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

are forma:

$$\Delta f = \sqrt{\left(\frac{\delta f}{\delta x} \right)^2 \Delta x^2 + \left(\frac{\delta f}{\delta y} \right)^2 \Delta y^2 + \dots} \quad (4.7)$$

unde Δf este eroarea probabilă a funcției, iar Δx , Δy , ... sunt erorile variabilelor.

4.3 STUDIUL PROPAGĂRII ERORILOR LA MĂSURĂTORI DE MARE PRECIZIE

Pentru a exemplifica modul de propagare a erorilor, luăm spre analiză debitul m_2 .

Pentru un tub $\Phi 30$ cu $h = 6$ m:

$$m = \alpha \cdot \varepsilon \cdot k_t \cdot A \cdot \sqrt{2 \rho \Delta p} \quad (4.8)$$

sau

$$m^I = 1,828 \cdot \sqrt{\Delta p} \quad (4.9)$$

unde: $\Delta p = p_{II}^I - p_{II}^I$ este căderea de presiune activă pe diafragmă.

Logaritmăm ecuația (1) și obținem:

$$\ln m = \ln \alpha + \ln \varepsilon + \ln k_t + \ln A + \frac{1}{2} \ln 2 + \frac{1}{2} \ln \rho + \frac{1}{2} \ln(\Delta p) \quad (4.10)$$

α , ε , k_t , 2 - sunt constante, deci:

$$\frac{dm}{m} = \frac{d\alpha}{\alpha} + \frac{d\varepsilon}{\varepsilon} + \frac{dk_t}{k_t} + \frac{dA}{A} + \frac{1}{2} \frac{d\rho}{\rho} + \frac{1}{2} \frac{d\Delta p}{\Delta p} \quad (4.11)$$

Cu cantități finite mici relația (4) devine:

$$\frac{\Delta m}{m} = \frac{\Delta A}{A} + \frac{1}{2} \frac{\Delta \rho}{\rho} + \frac{1}{2} \frac{\Delta(\Delta p)}{\Delta p} \quad (4.12)$$

Având în vedere că $A = \frac{\pi d^2}{4}$ și Δp rezultă din p_{II}^I și p_{II}^{II} măsurate separat, relația 5 devine:

$$\frac{\Delta m}{m} = 2 \frac{\Delta d}{d} + \frac{1}{2} \frac{\Delta \rho}{\rho} + 2 \frac{1}{2} \frac{\Delta p}{p} \quad (4.13)$$

Întrucât la măsurătorile practice s-a folosit relația (2), rezultată dintr-un calcul de proiectare al diafragmei, rezultă că:

$$\frac{\Delta m}{m} = 2 \frac{\Delta d}{d} + \frac{1}{2} \frac{\Delta \rho}{\rho} + \frac{\Delta p}{p} \quad (4.14)$$

sau eroarea întâmplătoare relativă devine:

$$\frac{\Delta m}{m} = \pm \sqrt{4 \left(\frac{\Delta d}{d} \right)^2 + \left(\frac{\Delta p}{p} \right)^2} \quad (4.15)$$

unde d s-a măsurat cu un șubler cu clasa de precizie 0,1. Atunci:

$$\frac{\Delta d}{d} = \sqrt{\left(\frac{\Delta d_1}{d} \right)^2 + \left(\frac{\Delta d_2}{d} \right)^2} \quad (4.16)$$

$$\frac{\Delta d}{d} = \sqrt{\left(\frac{0,1 \cdot 16}{100 \cdot 16} \right)^2 + \left(\frac{1 \cdot 0,1}{2 \cdot 16} \right)^2} \cdot 100 = 0,003 \cdot 100 = 0,3\% \quad (4.17)$$

Eroarea absolută Δd va fi:

$$\Delta d = \frac{0,3}{100} \cdot 16 = 0,048 \quad (4.18)$$

deci $d = 16 \pm 0,048$

Eroarea relativă procentuală va fi:

$$\frac{\Delta d}{d} = 0,3\% \quad (4.19)$$

$$\frac{\Delta(\Delta p)}{\Delta p} = \frac{0,03\%}{100} \cdot 12,4 = \pm 0,0037 \quad (4.20)$$

$$\Delta p = 12,4 \pm 0,0037 \quad (4.21)$$

$$\frac{\Delta m}{m} = \pm \sqrt{4\left(\frac{0,048}{16}\right)^2 + \left(\frac{0,0037}{12,4}\right)^2} \cdot 100 = 0,6\% \quad (4.22)$$

$$\text{Eroarea absolută } \Delta m \text{ va fi } \Delta m = \frac{0,6}{100} \cdot 0,00205 = \pm 0,0000123 \quad (4.23)$$

$$m \text{ va fi } 0,00205 \pm 0,0000123 \quad (4.24)$$

CAPITOLUL 5

MODELAREA NUMERICĂ A TRANSFERULUI DE CĂLDURĂ ȘI A CURGERII PRIN SCHIMBĂTOARELE DE CĂLDURĂ DE TIP BAYONET

5.1 MODELAREA ÎN ANSYS FLUENT

Programul de calcul care s-a folosit pentru modelarea schimbătorului de căldură de tip Bayonet este Ansys Fluent 13.0.

În acest capitol se prezintă modelarea numerică[111,112] a curgerii și a transferului termic prin schimbătorul de căldură de tip Bayonet B I-410/6, încercat în laborator. Schema domeniului de calcul se prezintă în figura 5.1. Din domeniul 3D a fost extras un plan axial care a fost simplificat suplimentar datorită simetriei față de axa schimbătorului.

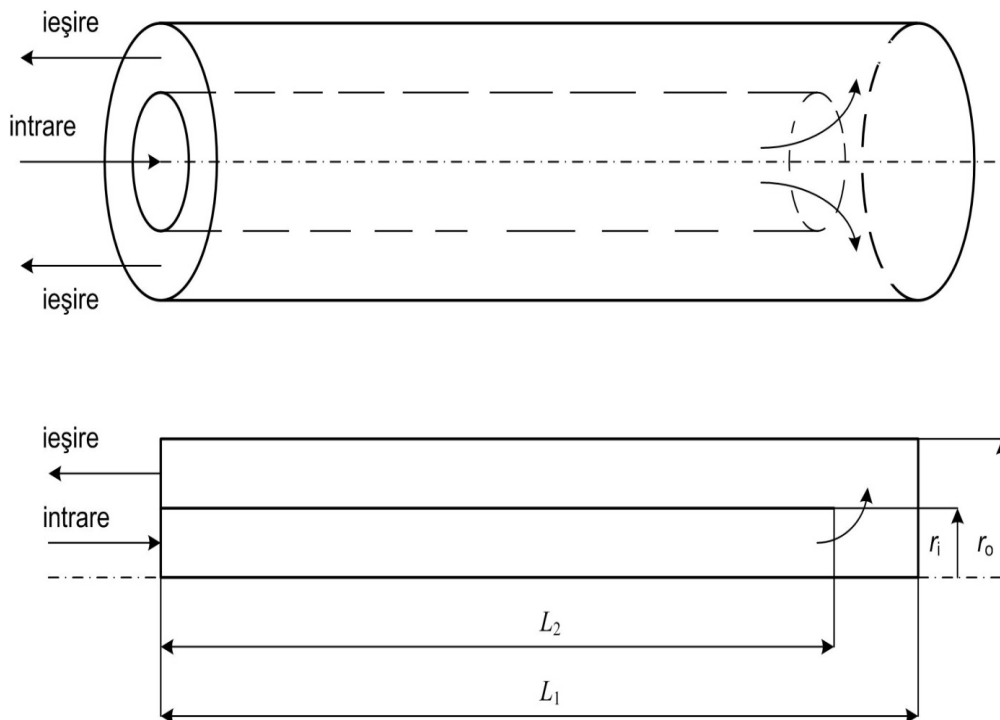


Fig. 5.1 Prezentarea schematic a domeniului de calcul

Simularea numerică s-a realizat pentru datele experimentale prezentate în tabelul 5.1. Caracteristicile geometrice ale schimbătorului de căldură se prezintă în tabelul 5.2.

Tabelul 5.1 Rezultatele experimentale ale schimbătorului de căldură

\dot{m}	t_{in}	t_e	t_f	\dot{Q}
kg/s	oC	oC	oC	W
0.005	70	54.75	31.5	84

Trebuie menționat că fenomenul de conducție din peretele schimbătorului de căldură nu a fost luat în considerare datorită grosimii reduse și conductivității ridicate a cuprului.

Tabelul 5.2 Caracteristicile geometrice ale schimbătorului de căldură modelat

l_1	l_2	r_i	r_o
m	m	m	m
0.416	0.41	9.5	25

Pentru descrierea fenomenelor fluidodinamice și termice au fost luate în considerare următoarele ecuații diferențiale parțiale[113-116]:

Ecuatia de conservare a masei:

$$\frac{\partial(\rho \cdot u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (5.1)$$

Ecuatia de conservare a momentului:

$$\frac{\partial(u_i \cdot \rho \cdot u_j)}{\partial x_i} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left((\mu_f + \mu_t) \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (5.2)$$

Ecuatia de conservare a energiei termice:

$$\frac{\partial(\rho \cdot c_p \cdot u_i \cdot T)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left((k_f + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t}) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (5.3)$$

Având în vedere regimul turbulent de curgere a fost luat în considerare modelul standard $k-\varepsilon$. Prin urmare ecuațiile de conservare a energiei cinetice turbulente respectiv a ratei de disipare au următoarele forme:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (5.4)$$

respectiv,

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (5.5)$$

În aceste ecuații, G_k reprezintă generarea energiei cinetice turbulente datorită gradientului de viteză, G_b reprezintă generarea energiei cinetice turbulente datorită forței ascensionale, Y_M reprezintă contribuția dilatărilor fluctuante ale turbulențelor asupra ratei de disipare, $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ și $C_{3\varepsilon}$ sunt

constante, σ_k și σ_ε reprezintă criteriu Prandtl turbulent pentru k și ε iar S_k și S_ε reprezintă termenul sursă.

Viscozitatea turbulentă μ_t se calculează cu următoarea relație:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5.6)$$

Constantele $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, C_μ , σ_k și σ_ε au următoarele valori:

$C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $C_\mu = 0.09$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$, $Pr_t = 0.85$.

Discretizarea domeniului de calcul s-a realizat cu metoda volumului finit [117,118] folosindu-se modelul de gradul doi, QUICK pentru câmpul de viteză și câmpul de temperatură. În cazul energiei cinetice turbulente respectiv ratei de disipare turbulente s-a folosit schema de discretizare progresivă de gradul întâi. Pentru soluționarea problemei de cuplare a câmpurilor de presiune și viteză s-a folosit metoda SIMPLE. Soluționarea ecuațiilor algebrice s-a folosit metoda TDMA (tridiagonal matrix algorithm) împreună cu metoda linie – după – linie. În urma analizei privind sensibilitatea grilei, s-a ales grila cu un număr de aproximativ 20000 de volume finite. Soluționarea ecuațiilor s-a realizat cu programul comercial Ansys Fluent 13. În figurile 5.2-5.4 se prezintă câteva dintre ferestrele principale ale programului. În figura 5.5 se prezintă grila de calcul. Totodată proprietățile aerului au fost considerate constante.

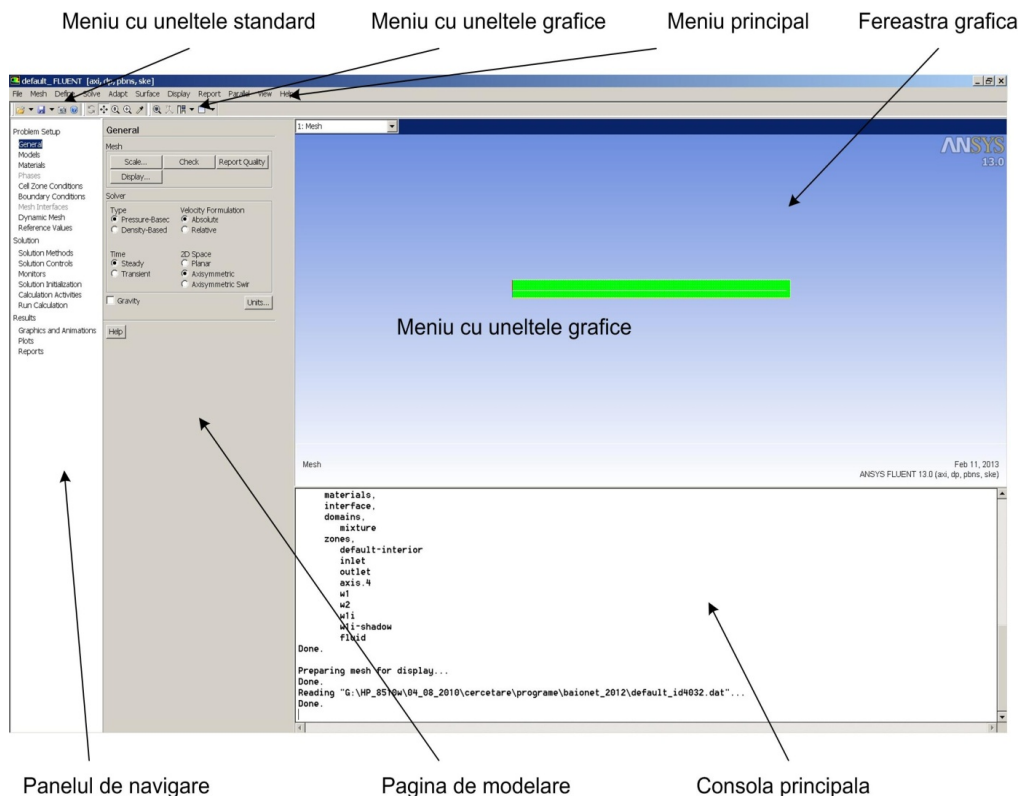


Fig. 5.2. Pagina de început

Criteriul Re s-a calculat cu următoarea relație:

$$Re = \frac{w \cdot D_{ec} \cdot \rho}{\mu} \quad (5.7)$$

iar coeficientul de convecție local s-a obținut cu relația:

$$\alpha = \frac{q}{T_w - T_b} \quad (5.8)$$

Iar temperatura medie a fluidului rezultă din următoarea relație:

$$T_b = \frac{\int \rho \cdot A \cdot T}{\int \rho \cdot A} \quad (5.9)$$

Unde s-au notat: - w [m/s] - viteza medie a aerului
 - D_{ec} [m]- diametrul hidraulic echivalent
 - μ - vâscozitatea dinamică
 - q [W/m]- fluxul de căldură

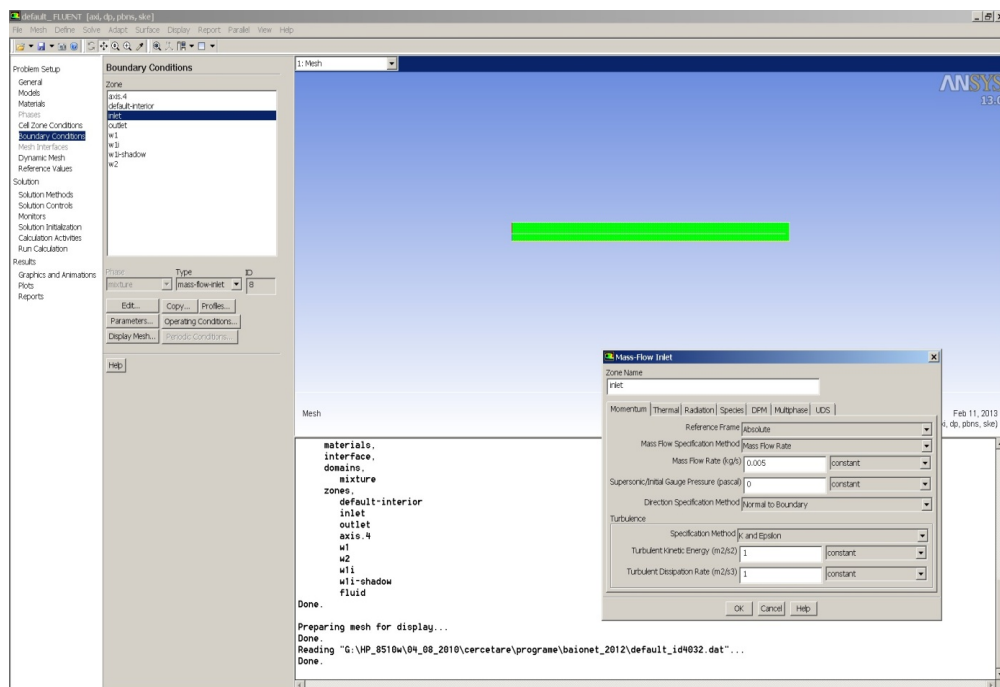


Fig. 5.3. Fereastra de dialog pentru parametrii de intrare

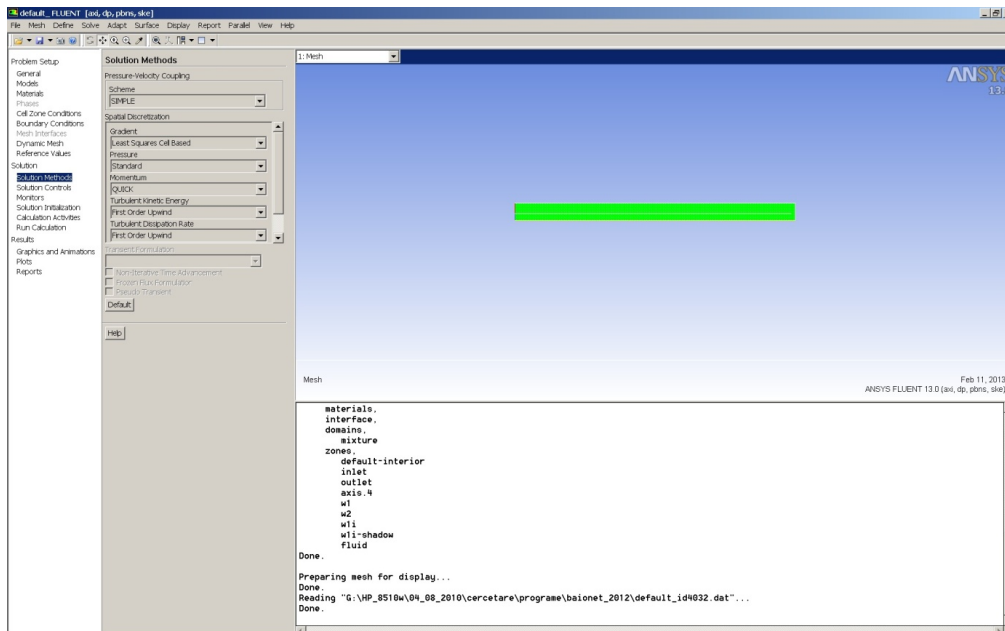


Fig. 5.4. Meniu de moedlare cu metodele de discretizare



Fig. 5.5 Grila de calcul

5.2 REZULTATE OBTINUTE PRIN SIMULARE

Câmpul de viteză obținut în urma simulărilor se prezintă în figurile 5.6. În figura 5.6a se prezintă partea de intrare/ieșire iar în figura 5.6b partea de întoarcere a fluidului. Se observa o curgere în stratul limită atât în spațiul inelar cât și în tubul interior. Singura excepție o reprezintă zona de întoarcere unde se observă o zonă de recirculare precum și accelerarea fluidului în apropierea peretelui. De asemenea există și o zonă static din punct de vedere fluidodinamic. În urma analizei a rezultat viteza de $w_{mt} = 14.4$ m/s în tub și $w_{mi} = 2.43$ m/s în spațiul inelar. Luând în considerare geometria schimbătorului de căldură rezultă $Re_t = 18352$ respectiv $Re_i = 5053$.

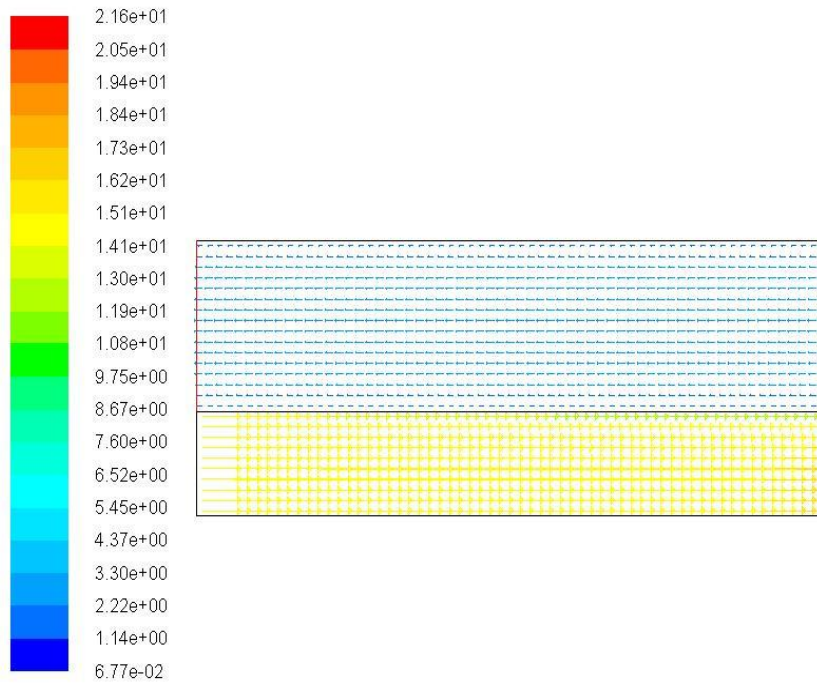


Fig. 5.6 a) Câmpul de viteză intrare/ieșire

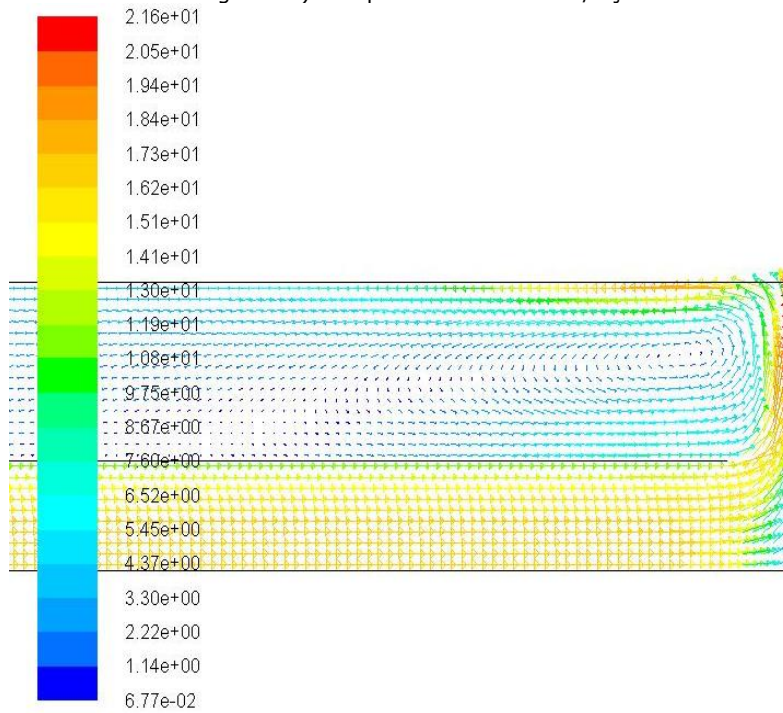


Fig. 5.6 b) Câmpul de viteză la întoarcerea fluidului

In figura 5.4 se prezintă câmpul de temperatură. Se observă de asemenea dezvoltarea stratului limită termic din apropierea peretelui exterior. Aceeași concluzie rezultă și din figura 5.8 unde se prezintă variația locală a coeficientului de convecție. Valori mai mari sunt observate in zona de intrare in spațiul inelar după care urmează o apropiere asimptotică de valoarea constant in domeniul complet dezvoltat. Trebuie menționat că valoarea coeficientului de convecție in zona complet dezvoltat este $\alpha_{\infty} = 48.5 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ iar valoarea medie pe intregul perete este $\alpha_m = 59.6 \text{ W/m}^2 \text{ K}$.

Comparand aceste valori cu valorile experimentale (cap 4) se constata o buna concordanta intre cercetarile experimentale si cele teoretice .

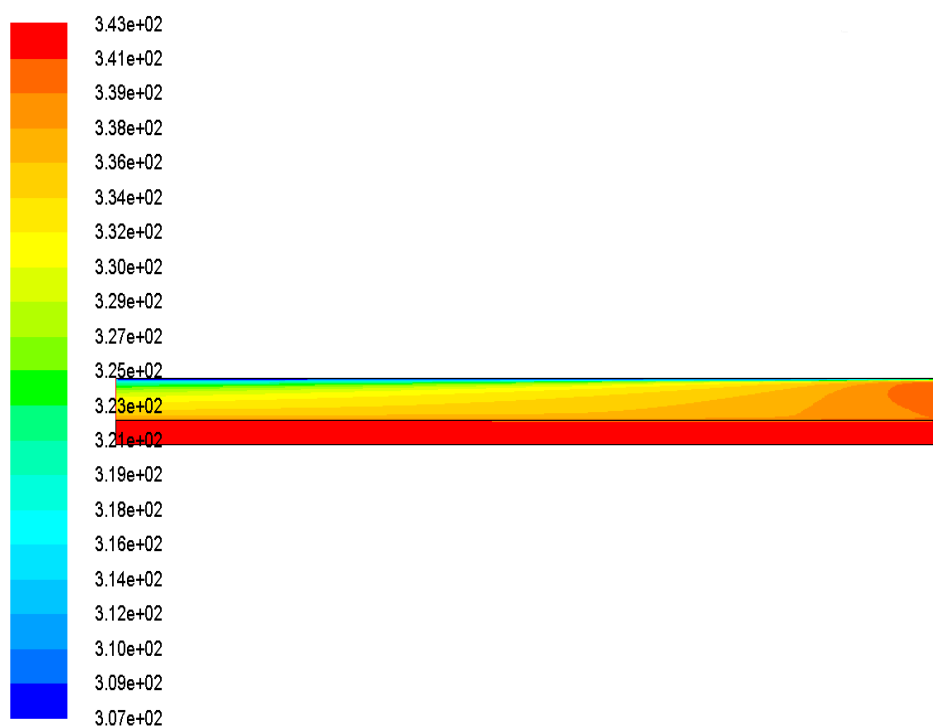


Fig. 5.7 Câmpul termic din schimbătorul de căldură

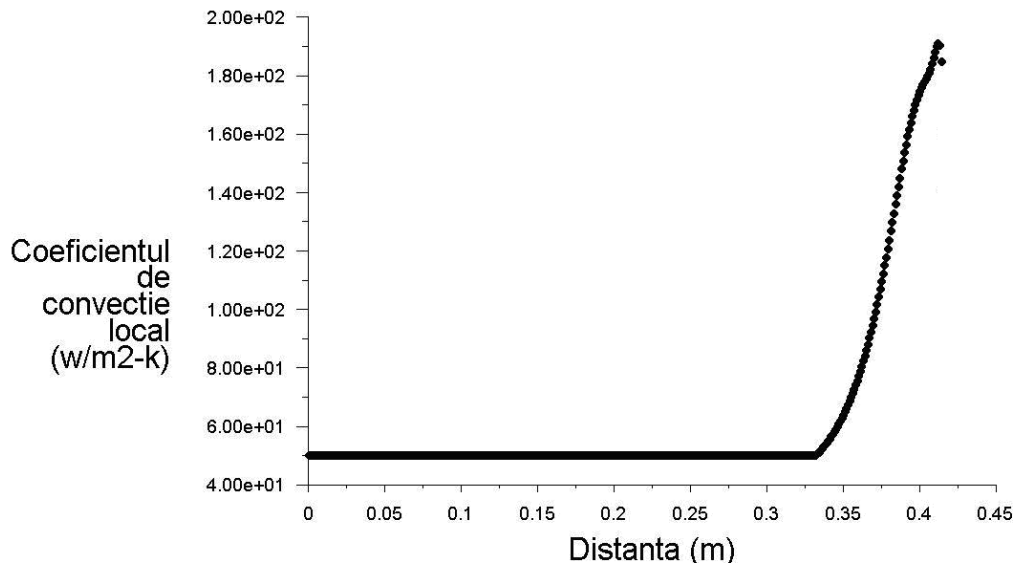


Fig. 5.8 Variația locală a coeficientului de convecție

Pentru a determina coeficientul de convecție pe peretele exterior [119,120] a schimbătorului de căldură s-a folosit condiția la limită termică prin care s-a definit temperatura fluidului neafectat de schimbătorul de căldură și coeficientul de convecție pe partea exterioară a peretelui. Pentru a determina coeficientul de convecție exterior s-au efectuat simulări până s-a obținut temperatura măsurată la ieșirea din schimbătorul de căldură. Prin urmare coeficientul de convecție exterior este $\alpha_{\text{ext}} = 200 \text{ W/m}^2 \text{ K}$.

CAPITOLUL 6

CONCLUZII SI CONTRIBUȚII PERSONALE

6.1 Concluzii

Datorită fenomenelor foarte complexe de curgere a fluidelor și de transfer termic prin tuburile Bayonet, studiul de față abordează teoretic și experimental aceste fenomene în vederea stabilirii relațiilor de calcul utilizate în studiul teoretic și proiectarea unor schimbătoare de căldură cu astfel de tevi.

Literatura de specialitate prezintă doar tipurile de schimbătoare de căldură realizate cu tuburi Bayonet, fara a prezenta performanțele termice și fluidodinamice. Primele studii ale acestor tuburi s-au realizat la Universitatea „Politehnica” din Timișoara, în urma cu 20 de ani[121,122], studii care nu au dus la elucidarea fenomenelor termo-fluidodinamice în regimurile de curgere tranzitoriu și turbulent. Acel studiu a permis revizuirea și reconceperea standului de încercare cu ventilatoare mult mai mari, stand pe care s-au obține Reynolds turbulent.

Simulările termice și fluidodinamice realizate au confirmat fenomenele complexe care se crează la ieșirea din tubul central și la intrarea în tubul inelar, fenomene care duc la creșteri spectaculoase ale coeficientului de convecție local, la intrare in tubul inelar.

Cercetarile au arătat că este foarte importantă și dimensiunea fantei de ieșire (dimensiunea h) care are un rol foarte mare în formarea turbulențelor și a vârtejurilor la ieșire-intrare (ieșire din tubul central, intrare în tubul inelar), turbulențe și vârtejuri care duc la subțierea stratului limita, deci la creșterea coeficientului de convecție la intrarea în spațiul inelar. Se constata ca performantele termice si cele fluidodinamice ale tuburilor Bayonet sunt influntate de geometria de fabricatie a tubului. Tubul cu distanta la iesire „ h ” mai mare are Colburn cel mai mic, cea ce se explica prin faptul ca turburenta la iesire in acest caz este mai mica dar si coeficientul de frecare este mai mici. La tuburile asemanatoare ca si geometrie, ce au aceiasi distanta de iesire ordinul de marime a performantelor sunt comparabile . Diametrul tevii interioare determina diametrul hidraulic inter-inelar care modifica regimul termic si de curgere al tevii. De aici se deduce ca se pot gasii solutii optime pentru atingerea unor performante termice si performante fluido-dinamice impuse de beneficiari.

S-a constatat o buna concordanta intre valorile experimentale si cele realizate prin simulare la tubul cercetat fapt care permite sa se afirme ca cercetarile experimentale si cele teoretice au fost efectuate cu multa atentie si precizie.

Prezentul studiu trebuie extins pentru mai multe tipuri de tuburi Bayonet spre o cercetare în vederea stabilirii soluțiilor constructive optime si posibilitatea utilizarii la alte tipuri de schimbătoare de căldură.

6.2 Contributii originale

Teza de doctorat "*Cercetari termice și fluidodinamice ale tuburilor de tip Bayonet*" reprezintă activitatea de peste 10 ani de cercetare a autorului în cadrul Facultății de Mecanică, Universitatea Politehnică din Timișoara. Lucrarea are la baza studiul teoretic și experimental ale tuburilor de tip Bayonet.

Literatura de specialitate fiind aproape lipsită de informații privind performanțele acestor tipuri de tuburi Bayonet, s-a reușit, în premiera să se prezinte informații utile privind modul de transfer termic și curgere la ieșire din tubul central și la intrare în tubul inelar.

Se pot sublinia următoarele contribuții originale ale autorului:

- o bună sistematizare a datelor din literatura de specialitate și o analiză privind tendințele actuale în construcția și piața de schimbătoare de căldură cu tevi de tip Bayonet

- s-au proiectat și realizat, pentru încercare pe standul de probă, 9 tuburi tip Bayonet din alama, de tip aer-aer. Pe fiecare tub s-au făcut în jur de 10 de regimuri de încercări ;

- s-a proiectat și realizat un stand de tip aer-aer, pentru încercarea tuburilor de tip Bayonet, stand care simulează modul real de lucru al tuburilor încercate ;

- simularea numerică s-a realizat pentru datele experimentale prezentate. Discretizarea domeniului de calcul s-a realizat cu metoda volumului finit folosindu-se modelul de gradul doi, QUICK pentru câmpul de viteză și câmpul de temperatură. În cazul energiei cinetice turbulente respectiv ratei de disipare turbulente s-a folosit schema de discretizare progresivă de gradul întâi. Pentru soluționarea problemei de cuplare a câmpurilor de presiune și viteză s-a folosit metoda SIMPLE. Soluționarea ecuațiilor algebrice s-a realizat cu metoda TDMA împreună cu metoda linie – după – linie. În urma analizei privind sensibilitatea grilei, s-a ales grila structurată cu un număr de aproximativ 20.000 de volume finite. Soluționarea ecuațiilor s-a realizat cu programul I Ansys Fluent v. 14

- este pentru prima dată când se face o cercetare termică și fluidodinamică pentru acest tip de schimbător de căldură, utilizând ca fluid de lucru aerul, în domeniul Reynolds cu valori mari;

- s-au determinat coeficienții de transfer termic și coeficienții de rezistență la frecare, este de menționat faptul că nu se cunosc în literatura de specialitate valorile acestor coeficienți pentru schimbatoarele de căldură de tip Bayonet;

- s-au realizat un număr foarte mare de diagrame care se pot utiliza direct în cercetarea și proiectarea schimbătoarelor de căldură de acest tip;

- s-a dotat laboratorul de „Utilaje termice” (sala 177 Fac. Mecanica, Timișoara) cu un stand echipat cu aparatură performantă;

- prin acest studiu se deschide calea spre o cercetare în vederea stabilirii soluțiilor constructive optime pentru schimbătoare de căldură cu tuburi Bayonet și posibilitatea utilizării la alte tipuri de schimbătoare de căldură ale acestor tuburi.

MASURATORI SI CALCULE PRIVIND PERFORMANTELE TERMICE ALE SCHIMBATOARELOR DE CALDURA TIP BAYONET

Tub B ne-410/6 Φ 19 mm

1 Nr,crt	Aer cald					Aer rece			
	m_c	t'_c	t''_c	Q_c	w_c	m_r	t'_r	t''_r	Q_r
	Kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W	m/s	kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W
1	0,00576	70	54,9	87,323	2,856957	0,00301	31,5	58,951	82,957
2	0,00553	70,1	55,1	83,002	2,742877	0,00301	32	58,09	78,852
3	0,0053	70	54,7	81,441	2,628797	0,00301	32,1	57,702	77,369
4	0,00505	70,1	54,6	78,885	2,504798	0,00301	32,4	57,104	74,655
5	0,00482	70,1	54,3	76,456	2,390718	0,00301	32,4	56,434	72,633
6	0,00457	70	53,9	73,866	2,266718	0,00301	32,5	55,72	70,173
7	0,00431	70	53,3	72,26	2,137758	0,00301	32,5	55,216	68,647
8	0,00408	70	53,1	69,222	2,023678	0,00301	32,6	54,36	65,761
9	0,00385	70,1	52,8	66,968	1,909598	0,00301	32,8	53,852	63,619

x=14,5g/kg

Tub B I-410/6 Φ 19 mm

3 Nr,crt	Aer cald					Aer rece			
	m_c	t'_c	t''_c	Q_c	w_c	m_r	t'_r	t''_r	Q_r
	Kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W	m/s	kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W
1	0,00599	70,1	58,9	67,044	2,971037	0,003	37,4	58,546	63,692
2	0,00598	69,9	59	63,296	2,966077	0,003	37,4	57,463	60,131
3	0,00553	69,9	59,1	60,315	2,742877	0,003	37,7	56,723	57,299
4	0,0053	70,1	58,7	60,416	2,628797	0,003	37,9	56,955	57,395
5	0,005	70	58,5	57,73	2,479998	0,003	38,1	56,308	54,843
6	0,00482	70	58,7	57,683	2,390718	0,003	38,5	55,697	51,949
7	0,00457	70	58,6	52,326	2,266718	0,003	38,8	55,303	49,709
8	0,00431	70	58,4	50,204	2,137758	0,003	38,9	54,734	47,694
9	0,00408	70	58,3	48,04	2,023678	0,003	38,9	54,002	45,638

x=21,8g/kg

Tub B I-410/6 Φ 30 mm

5 Nr,crt	Aer cald					Aer rece			
	m_c	t'_c	t''_c	Q_c	w_c	m_r	t'_r	t''_r	Q_r
	kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W	m/s	kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W
1	0,00652	70	60,3	63,496	2,438332	0,00301	39,5	59,46	60,321
2	0,00624	70	59,9	63,266	2,333618	0,00301	39,5	59,38	60,103
3	0,00601	70,1	59,5	63,96	2,247603	0,00301	39,5	59,656	60,762
4	0,00578	70,1	59,5	61,221	2,161588	0,00301	39,6	58,845	58,16
5	0,00553	70	57,9	67,179	2,068094	0,00301	39,1	60,218	63,82
6	0,00527	69,9	58,1	62,698	1,97086	0,00301	39,5	59,209	59,563
7	0,00505	70,1	58,7	57,544	1,888585	0,00301	39,8	57,939	54,667
8	0,00482	70	58,5	55,89	1,80257	0,00301	39,9	57,469	53,095
9	0,00457	70,1	58,1	55,056	1,709076	0,00301	40	57,307	52,303

x=23,6g/kg

Tub B I-410/13 Φ 35 mm

7 Nr,crt	Aer cald					Aer rece			
	m_c	t'_c	t''_c	Q_c	w_c	m_r	t'_r	t''_r	Q_r
	Kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W	m/s	kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W
1	0,00664	70	38,3	73,331	2,289441	0,00301	33,8	56,852	69,664
2	0,00624	70	39	71,5	2,151523	0,00301	34,1	56,576	67,925
3	0,00602	70,1	39	71,319	2,075668	0,00301	34,1	56,52	67,753
4	0,00578	70,1	39	69,104	1,992917	0,00301	34,3	56,023	65,649
5	0,00553	70	39	68,846	1,906718	0,00301	34,3	55,942	65,403
6	0,0053	69,9	39	66,806	1,827415	0,00301	34,4	55,351	63,469
7	0,00505	70,1	39	64,645	1,741216	0,00301	34,3	54,621	61,412
8	0,00482	70	38,8	63,993	1,661913	0,00301	34,4	54,328	60,223
9	0,00457	70,1	38,7	63,344	1,575714	0,00301	34,4	54,313	60,177

x=19,8g/kg

Tub B ri-410/6 Φ 19 mm

9	Aer cold					Aer rece			
	Nr,crt	m_c	t'_c	t''_c	Q_c	w_c	m_r	t'_r	t''_r
	Kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W	m/s	kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W
1	0,00576	70,1	58,2	80,4258	2,151523	0,00301	33,1	50,215	76,404
2	0,00624	70	58,2	73,925	2,096355	0,00301	33,6	56,585	70,229
3	0,00608	70	58	72,225	1,992917	0,00301	33,7	56,254	68,614
4	0,00578	70	57,8	70,846	1,986021	0,00301	33,7	55,924	67,304
5	0,00553	70,1	57,7	68,568	1,906718	0,00301	33,9	55,3128	65,14
6	0,0053	70	57,2	67,86	1,827415	0,00301	34	55,194	64,474
7	0,00505	70	54,6	78,155	1,741216	0,00301	30	54,406	74,247
8	0,00482	70	54,4	75,488	1,661913	0,00301	29,8	53,423	71,713
9	0,00457	70	54,1	72,719	1,575714	0,00301	29,7	52,409	69,083

x=19,7g/kg

Tub B I-400/22 Φ 19 mm

11 Nr,crt	Aer cald					Aer rece			
	m_c	t'_c	t''_c	Q_c	w_c	m_r	t'_r	t''_r	Q_r
	Kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W	m/s	kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W
1	0,003648	70	57,6	80,662	2,151523	0,00304	32,7	57,803	76,628
2	0,00624	70	57,8	76,42	2,137731	0,00304	32,8	56,587	72,595
3	0,0062	70	57,7	74,341	1,992917	0,00304	33	55,14	70,624
4	0,00578	70	57,5	72,587	1,906718	0,00304	33	55,594	68,958
5	0,00553	70	57,2	71,066	1,827415	0,00304	33,1	55,221	67,513
6	0,0053	70	56,9	69,467	1,741216	0,00304	33,2	54,823	65,994
7	0,00505	70,1	56,7	67,94	1,661913	0,00304	33,4	54,547	64,543
8	0,00482	70,1	56,3	66,539	1,575714	0,00304	33,4	54,111	63,212
9	0,00457	70	55,9	64,693	1,257813	0,00304	33,5	53,637	61,458

x=19,7g/kg

Tub B I-410/6 Φ 35 mm

13 Nr,crt	Aer cald					Aer rece			
	m_c	t'_c	t''_c	Q_c	w_c	m_r	t'_r	t''_r	Q_r
	Kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W	m/s	kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W
1	0,00667	70	58,6	76,334	2,299784	0,00301	38,1	61,096	72,517
2	0,00624	70	59	68,904	2,151523	0,00301	38,2	59,81	65,458
3	0,00601	70	58,7	68,184	2,07222	0,00301	38,3	59,684	64,774
4	0,00578	70	58,3	67,604	1,992917	0,00301	38,3	59,551	64,223
5	0,00553	70	58	66,346	1,906718	0,00301	38,3	59,106	63,028
6	0,0053	70	57,8	65,182	1,827415	0,00301	38,2	58,69	61,922
7	0,00505	70	56,7	68,445	1,741216	0,00301	37,6	59,116	65,022
8	0,00482	70	55,8	68,713	1,661913	0,00301	38,4	60,05	65,277
9	0,00457	70	55,8	65,149	1,575714	0,00301	38,6	59,13	61,891

x=23,5g/kg

Tub B I-410/6 Φ 40 mm

15 Nr,crt	Aer cald					Aer rece			
	m_c	t'_c	t''_c	Q_c	w_c	m_r	t'_r	t''_r	Q_r
	Kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W	m/s	kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W
1	0,00624	70,2	58,85	71,4205	2,333618	0,00303	33,225	60,769	83,793
2	0,00602	70,2	58,7	69,5634	2,251343	0,00303	34,8	57,41	69,563
3	0,00578	70,2	58	70,555	2,161588	0,00303	34,6	57,89	70,555
4	0,00554	70	57,6	68,727	2,071834	0,00303	34,7	57,342	68,727
5	0,0053	70,3	57,3	69,2016	1,982079	0,00303	34,7	57,397	69,2016
6	0,00506	70,2	56,8	67,834	1,892325	0,00303	34,6	56,948	67,834
7	0,00482	70	56,4	65,571	1,80257	0,00303	34,6	56,154	65,571
8	0,00457	70	56,1	65,6726	1,709076	0,00303	34,7	55,58	65,672
9	0,00434	70	55,4	63,8051	1,622313	0,00303	34,7	55,67	63,8051

x=20,1g/kg

Tub B re-410/6 Φ 35 mm

17 Nr,crt	Aer cald					Aer rece			
	m_c	t'_c	t''_c	Q_c	w_c	m_r	t'_r	t''_r	Q_r
	Kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W	m/s	kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W
1	0,00653	70,1	56,7	87,522	2,251513	0,00307	29,4	57,674	83,146
2	0,00624	70,1	56,6	84,358	2,151523	0,00307	29,4	55,401	80,141
3	0,00602	70	56,5	81,594	2,075668	0,00307	29,5	54,649	77,514
4	0,00578	69,9	56	81,009	1,992917	0,00307	29,5	54,468	76,958
5	0,00553	69,9	56	77,172	1,906718	0,00307	29,6	56,386	73,313
6	0,0053	70,1	55,7	76,385	1,827415	0,00307	29,8	53,343	72,565
7	0,00505	70	55,3	74,602	1,741216	0,00307	29,9	52,894	70,872
8	0,00488	70,1	54,9	73,552	1,682601	0,00307	29,8	52,47	69,875
9	0,00497	70,1	54,4	72,031	1,713632	0,00307	29,9	52,051	68,43

x=14,6g/kg

Tub B ne-410/6 Φ 19 mm

2	Aer cald					Aer rece			
	Nr,crt	m_c	t'_c	t''_c	Q_c	w_c	m_r	t'_r	t''_r
	Kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W	m/s	kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W
1	0,00594	50,1	41,6	53,07	2,946237	0,00304	28,8	45,318	50,417
2	0,00594	55	44,8	61,12	2,946237	0,00304	30,4	49,324	58,064
3	0,00594	60,1	47,7	73,344	2,946237	0,00304	30,5	53,329	69,677
4	0,00594	65	50,8	84,972	2,946237	0,00304	30,9	57,348	80,721
5	0,00594	70	54,5	92,426	2,946237	0,00304	31,1	59,868	87,805
6	0,00594	75,1	57,6	104,352	2,946237	0,00304	31,5	63,977	99,137
7	0,00594	80	62,1	107,035	2,946237	0,00304	32	62,366	101,684
8	0,00594	85,1	64,4	123,434	2,946237	0,00304	32,3	70,72	117,262
9	0,00594	90	67	137,149	2,946237	0,00304	32,4	75,089	130,291

x=14,5g/kg

Tub B I-410/6 Φ 19 mm

4	Aer cold					Aer rece			
	Nr,crt	m_c	t'_c	t''_c	Q_c	w_c	m_r	t'_r	t''_r
	Kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W	m/s	kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W
1	0,00622	50	45,8	26,224	3,085117	0,00302	38,3	46,516	27,913
2	0,00622	55	49,1	36,527	3,085117	0,00302	38,4	49,844	34,701
3	0,00622	60,1	52,5	47,454	3,085117	0,00302	38,6	53,46	45,081
4	0,00622	65,1	55,2	61,565	3,085117	0,00302	38,6	57,889	58,486
5	0,00622	70,1	58,5	72,43	3,085117	0,00302	38,8	61,431	68,808
6	0,00622	75	62,1	80,547	3,085117	0,00302	38,9	64,187	76,52
7	0,00622	80,1	65,3	92,723	3,085117	0,00302	38,9	67,952	88,087
8	0,00622	85	68,4	103,65	3,085117	0,00302	39	71,476	98,467
9	0,00622	90	71,8	113,95	3,085117	0,00302	39,1	74,804	108,255

x=21,8g/kg

Tub B I-410/6 Φ 30 mm

6 Nr,crt	Aer cald					Aer rece			
	m_c	t'_c	t''_c	Q_c	w_c	m_r	t'_r	t''_r	Q_r
	Kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W	m/s	kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W
1	0,00672	51	43,8	42,162	2,513127	0,00301	37,5	50,753	40,053
2	0,00672	55	47,8	48,577	2,513127	0,00301	38,1	53,37	46,148
3	0,00672	60,1	52,1	53,968	2,513127	0,00301	38,5	55,565	51,269
4	0,00672	65,1	55,2	66,785	2,513127	0,00301	38,8	59,794	63,445
5	0,00672	70,1	58,6	77,579	2,513127	0,00301	36,9	61,287	73,7
6	0,00672	75	63	80,952	2,513127	0,00301	37,9	63,378	76,904
7	0,00672	80,3	67	89,721	2,513127	0,00301	39,4	67,605	85,235
8	0,00672	85,3	70,3	101,19	2,513127	0,00301	39,5	71,31	96,13
9	0,00672	90,1	72,8	116,705	2,513127	0,00301	39,7	76,387	110,87

x=23,6g/kg

Tub B I-410/13 Φ 35 mm

8	Aer cald					Aer rece			
	Nr,crt	m_c	t'_c	t''_c	Q_c	w_c	m_r	t'_r	t''_r
	Kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W	m/s	kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W
1	0,00684	32	33,3	45,322	2,3584	0,00304	50,1	47,457	43,056
2	0,00684	55,1	47,2	54,249	2,3584	0,00304	32,6	49,436	51,536
3	0,00684	60,1	50,6	64,893	2,3584	0,00304	33	53,199	61,648
4	0,00684	65	54,8	70,043	2,3584	0,00304	33,8	55,652	66,541
5	0,00684	70	58,7	77,904	2,3584	0,00304	34,4	58,649	74,008
6	0,00684	75,1	62,4	87,897	2,3584	0,00304	34,6	61,96	83,502
7	0,00684	80,1	64,8	105,065	2,3584	0,00304	34,7	67,403	99,811
8	0,00684	85,1	67,8	118,499	2,3584	0,00304	34,7	71,678	112,859

x=19,8g/kg

Tub B ri-410/6 Φ 19 mm

10 Nr,crt	Aer cald					Aer rece			
	m_c	t'_c	t''_c	Q_c	w_c	m_r	t'_r	t''_r	Q_r
	Kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W	m/s	kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W
1	0,00696	50	42,6	51,703	2,399775	0,00304	28,3	44,3933	49,018
2	0,00696	55	46,7	58,341	2,399775	0,00304	28,8	46,957	55,424
3	0,00696	60	49,6	72,664	2,399775	0,00304	28,9	51,517	69,031
4	0,00696	65,1	51,3	95,722	2,399775	0,00304	29,1	58,894	90,935
5	0,00696	70,1	55,9	98,866	2,399775	0,00304	29,1	59,873	93,922
6	0,00696	75	60,7	35,914	2,399775	0,00304	29,6	60,699	94,918
7	0,00696	80	63	118,779	2,399775	0,00304	29,2	66,171	112,84
8	0,00696	85,1	66,4	130,657	2,399775	0,00304	29,5	70,118	124,124
9	0,00696	90	69,1	146,377	2,399775	0,00304	29,7	75,261	139,058

x=19,7g/kg

Tub B I-400/22 Φ 19 mm

12 Nr,crt	Aer cald					Aer rece			
	m_c	t'_c	t''_c	Q_c	w_c	m_r	t'_r	t''_r	Q_r
	Kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W	m/s	kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W
1	0,00674	50	43,8	41,998	2,32392	0,00306	31,5	44,161	39,898
2	0,00674	55,1	46,7	56,901	2,32392	0,00306	31,7	49,295	54,056
3	0,00674	60	50,5	64,353	2,32392	0,00306	32,3	52,199	81,135
4	0,00674	65	54,1	73,836	2,32392	0,00306	32,9	55,732	70,144
5	0,00674	70	57,9	81,965	2,32392	0,00306	33,4	58,745	77,867
6	0,00674	75	60,7	96,868	2,32392	0,00306	33,6	63,554	92,021
7	0,00674	80,1	62,3	120,577	2,32392	0,00306	31,6	68,885	114,548
8	0,00674	85,1	67	122,27	2,32392	0,00306	32,5	70,3091	116,157
9	0,00674	90,1	71,2	128,028	2,32392	0,00306	32,8	72,3896	121,627

x=19,7g/kg

Tub B I-410/6 Φ 35 mm

14 Nr,crt	Aer cald					Aer rece			
	m_c	t'_c	t''_c	Q_c	w_c	m_r	t'_r	t''_r	Q_r
	Kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W	m/s	kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W
1	0,00636	50	44,9	38,882	2,192898	0,00302	38,4	48,702	31,237
2	0,00636	55,1	49,4	36,075	2,192898	0,00302	39,5	50,803	34,271
3	0,00636	60	52,4	48,206	2,192898	0,00302	39,7	54,753	45,795
4	0,00636	65	55,7	59,699	2,192898	0,00302	39,8	58,505	56,714
5	0,00636	70	58,8	71,512	2,192898	0,00302	39,9	62,306	67,936
6	0,00636	74,9	62,1	81,728	2,192898	0,00302	39,4	65,057	77,641
7	0,00636	79,9	65,4	92,582	2,192898	0,00302	39,9	69,792	90,802
8	0,00636	85	69,7	98,009	2,192898	0,00302	40	70,708	93,109
9	0,00636	90	72,1	114,291	2,192898	0,00302	40,2	76,01	108,576

x=23,5g/kg

Tub B I-410/6 Φ 40 mm

16 Nr,crt	Aer cald					Aer rece			
	m_c	t'_c	t''_c	Q_c	w_c	m_r	t'_r	t''_r	Q_r
	Kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W	m/s	kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W
1	0,00651	50	44,3	37,255	2,434592	0,00303	34,2	45,83	35,392
2	0,00651	55	48,2	44,771	2,434592	0,00303	34,7	48,681	42,533
3	0,00651	60	50,9	59,459	2,434592	0,00303	35	53,51	56,483
4	0,00651	65	54,6	68,28	2,434592	0,00303	35,5	56,773	64,866
5	0,00651	70,1	57,2	84,641	2,434592	0,00303	35,3	61,682	80,409
6	0,00651	75,1	60,7	94,089	2,434592	0,00303	35,4	64,713	89,385
7	0,00651	80,1	63,6	108,137	2,434592	0,00303	35,4	69,22	102,73
8	0,00651	85,1	67,7	113,364	2,434592	0,00303	36	71,353	107,696
9	0,00651	90	70,7	126,106	2,434592	0,00303	36,5	75,831	119,8

x=20,1g/kg

Tub B re-410/6 Φ 35 mm

18									
Nr,crt	Aer cald					Aer rece			
	m_c	t'_c	t''_c	Q_c	w_c	m_r	t'_r	t''_r	Q_r
	Kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W	m/s	kg/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W
1	0,00667	50	42,7	48,885	2,299785	0,00308	29	44,067	46,44
2	0,00667	55	46,4	57,925	2,299785	0,00308	29,5	47,295	55,029
3	0,00667	60,1	50,2	66,631	2,299785	0,00308	30	50,47	63,293
4	0,00667	65	53,5	77,01	2,299785	0,00308	30,7	54,358	73,16
5	0,00667	70	57,1	86,72	2,299785	0,00308	31,2	57,841	82,384
6	0,00667	75	60	100,449	2,299785	0,00308	31,8	62,659	95,426
7	0,00667	80	64,6	103,462	2,299785	0,00308	33,1	64,885	98,188
8	0,00667	85	67,8	115,181	2,299785	0,00308	33,5	68,895	109,422
9	0,00667	90	71,7	122,882	2,299785	0,00308	33,8	71,551	116,738

x=14,6g/kg

Tabele cu valori măsurate privind performanțele fluidodinamice ale schimbătoarelor de căldură de tip Bayonet

Tub B ne-410/6 Φ 19 mm

1	Aer cald			
Nr,crt	m_c	w_c	Δp_c	t_B
	Kg/s	m/s	mm H ₂ O	°C
1	0,00576	2,856957	143	68,3
2	0,00553	2,742877	132	68,4
3	0,0053	2,628797	121	68,3
4	0,00505	2,504798	110	68,4
5	0,00482	2,390718	100	68,4
6	0,00457	2,266718	90	68,3
7	0,00431	2,137758	80	68,3
8	0,00408	2,023678	72	68,3
9	0,00385	1,909598	64	68,4

Tub B l-410/6 Φ 19 mm

3	Aer cald			
Nr,crt	m_c	w_c	Δp_c	t_B
	Kg/s	m/s	mm H ₂ O	°C
1	0,00599	2,971037	154	68,4
2	0,00598	2,966077	144	68,2
3	0,00553	2,742877	132	68,2
4	0,0053	2,628797	121	68,4

5	0,005	2,479998	110	68,3
6	0,00482	2,390718	100	68,3
7	0,00457	2,266718	90	68,3
8	0,00431	2,137758	80	68,3
9	0,00408	2,023678	72	68,3

Tub B I-410/6 Φ 30 mm

5		Aer cald		
Nr,crt	m_c	w_c	Δp_c	t_B
	Kg/s	m/s	mm H ₂ O	$^{\circ}\text{C}$
1	0,00652	2,438332	183	68,3
2	0,00624	2,333618	168	68,3
3	0,00601	2,247603	187	68,4
4	0,00578	2,161588	187	68,4
5	0,00553	2,068094	164	68,3
6	0,00527	1,97086	152	68,2
7	0,00505	1,888585	143	68,4
8	0,00482	1,80257	123	68,3
9	0,00457	1,709076	115	68,4

Tub B I-410/13 Φ 35 mm

7		Aer cald		
Nr,crt	m_c	w_c	Δp_c	t_B
	Kg/s	m/s	mm H ₂ O	$^{\circ}\text{C}$
1	0,00664	2,289441	190	68,3

2	0,00624	2,151523	168	68,3
3	0,00602	2,075668	156	68,4
4	0,00578	1,992917	149	68,4
5	0,00553	1,906718	132	68,3
6	0,0053	1,827415	121	68,2
7	0,00505	1,741216	110	68,4
8	0,00482	1,661913	100	68,3
9	0,00457	1,575714	90	68,4

Tub B ri-410/6 Φ 19 mm

9	Aer cald			
Nr,crt	m_c	w_c	Δp_c	t_B
	Kg/s	m/s	mm H ₂ O	°C
1	0,00576	2,151523	197	68,3
2	0,00624	2,096355	168	68,2
3	0,00608	1,992917	156	68,2
4	0,00578	1,986021	149	68,2
5	0,00553	1,906718	132	68,3
6	0,0053	1,827415	121	68,2
7	0,00505	1,741216	110	68,2
8	0,00482	1,661913	100	68,2
9	0,00457	1,575714	90	68,2

Tub B I-400/22 Φ 19 mm

11	Aer cald			
Nr,crt	m_c	w_c	Δp_c	t_B
	Kg/s	m/s	mm H ₂ O	°C
1	0,003648	2,151523	181	68,2
2	0,00624	2,137731	168	68,2
3	0,0062	1,992917	156	68,2
4	0,00578	1,906718	144	68,2
5	0,00553	1,827415	132	68,2
6	0,0053	1,741216	121	68,2
7	0,00505	1,661913	110	68,3
8	0,00482	1,575714	100	68,3
9	0,00457	1,257813	90	68,2

Tub B I-410/6 Φ 35 mm

13	Aer cald			
Nr,crt	m_c	w_c	Δp_c	t_B
	Kg/s	m/s	mm H ₂ O	°C
1	0,00667	2,299784	192	68,2
2	0,00624	2,151523	200	68,2
3	0,00601	2,07222	184	68,2
4	0,00578	1,992917	164	68,2
5	0,00553	1,906718	154	68,2
6	0,0053	1,827415	132	68,2
7	0,00505	1,741216	120	68,2
8	0,00482	1,661913	105	68,2
9	0,00457	1,575714	90	68,2

Tub B I-410/6 Φ 40 mm

15	Aer cald			
Nr,crt	m_c	w_c	Δp_c	t_B
	Kg/s	m/s	mm H ₂ O	$^{\circ}\text{C}$
1	0,00624	2,333618	177	68,4
2	0,00602	2,251343	496	68,4
3	0,00578	2,161588	798	68,4
4	0,00554	2,071834	797	68,2
5	0,0053	1,982079	497	68,5
6	0,00506	1,892325	497	68,4
7	0,00482	1,80257	499	68,2
8	0,00457	1,709076	499	68,2
9	0,00434	1,622313	498	68,2

Tub B re-410/6 Φ 35 mm

17	Aer cald			
Nr,crt	m_c	w_c	Δp_c	t_B
	Kg/s	m/s	mm H ₂ O	$^{\circ}\text{C}$
1	0,00653	2,251513	184	68,3
2	0,00624	2,151523	168	68,3
3	0,00602	2,075668	156	68,2
4	0,00578	1,992917	144	68,1
5	0,00553	1,906718	132	68,1
6	0,0053	1,827415	121	68,3
7	0,00505	1,741216	110	68,2
8	0,00488	1,682601	100	68,3
9	0,00497	1,713632	90	68,3

Tabele cu calcule ale tuburilor Bayonet

Tub B ne-410/6 Φ 19 mm

Nr, Crt	k	w ₁	Re ₁	a ₁	a ₂	Re ₂	j	cf	St
	[W/m ² K]	[m/s]	[-]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	46,32663	2,856957	5859,619	60,29233	200,2	740,0793	0,008209	0,011950205	0,004045
2	42,74743	2,742877	5625,641	54,36786	200,2	740,0793	0,008551	0,012964927	0,003799
3	42,00538	2,628797	5391,663	53,17318	200,2	740,0793	0,008922	0,014114602	0,003877
4	39,99843	2,504798	5137,341	49,99755	200,2	740,0793	0,009364	0,015546668	0,003826
5	38,23532	2,390718	4903,363	47,27276	200,2	740,0793	0,00981	0,017065776	0,00379
6	36,64633	2,266718	4649,039	44,86747	200,2	740,0793	0,010347	0,018984002	0,003794
7	35,8077	2,137758	4384,542	43,61678	200,2	740,0793	0,010971	0,021343502	0,003911
8	33,65412	2,023678	4150,564	40,46282	200,2	740,0793	0,01159	0,023817706	0,003833
9	32,38044	1,909598	3916,585	38,63564	200,2	740,0793	0,012282	0,026748464	0,003878

Tub B I-410/6 Φ 19 mm

Nr, Crt	k	w ₁	Re ₁	α_1	α_2	Re ₂	j	cf	St
	[W/m ² K]	[m/s]	[-]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	56,90522	2,971037	6093,597	79,53501	200	761,656	0,007894	0,011050111	0,004863
2	56,9537	2,966077	6083,424	79,62974	200	761,656	0,007907	0,011087099	0,004868
3	57,24968	2,742877	5625,641	80,20953	200	740,0793	0,008551	0,012964927	0,005061
4	57,89794	2,628797	5391,663	81,48783	200	740,0793	0,008922	0,014114602	0,005142
5	50,9152	2,479998	5086,476	68,30367	200	740,0793	0,009457	0,015859157	0,004444
6	51,89233	2,390718	4903,363	70,07379	200	740,0793	0,00981	0,017065776	0,004559
7	40,08858	2,266718	4649,039	50,13848	200	720,0882	0,010347	0,018984002	0,003337
8	48,84373	2,137758	4384,542	64,62681	200	720,0882	0,010971	0,021343502	0,004301
9	51,19962	2,023678	4150,564	68,81652	200	720,0882	0,01159	0,023817706	0,00458

Tub B I-410/6 Φ 30 mm

Nr, Crt	k	w ₁	Re ₁	α_1	α_2	Re ₂	j	cf	St
	[W/m ² K]	[m/s]	[-]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	36,55374	2,438332	5001,019	44,72875	200,6	740,0793	0,009619	0,016405787	0,002886
2	33,29691	2,333618	4786,251	39,94755	200,6	740,0793	0,01005	0,01791114	0,002582
3	31,05816	2,247603	4609,834	36,76787	200,6	740,0793	0,010435	0,019308278	0,002569
4	31,62629	2,161588	4433,417	37,56678	200,6	740,0793	0,01085	0,020875501	0,002739
5	29,96341	2,068094	4241,661	35,24349	200,6	740,0793	0,011341	0,022805637	0,002724
6	28,73904	1,970861	4042,236	33,5617	200,6	740,0793	0,0119	0,02511139	0,002691
7	26,68546	1,888585	3873,488	30,79425	200,6	740,0793	0,012419	0,027346999	0,002604
8	25,34479	1,802571	3697,073	29,02266	200,6	740,0793	0,013011	0,030019122	0,002602
9	23,77442	1,709076	3505,315	26,98181	200,6	740,0793	0,013723	0,033393351	0,002556

Tub B I-410/13 Φ 35 mm

Nr, Crt	k	w ₁	Re ₁	a ₁	a ₂	Re ₂	j	cf	St
	[W/m ² K]	[m/s]	[-]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	46,28252	2,289441	4695,643	60,21764	201,2	761,656	0,010244	0,018609034	0,003516
2	42,00279	2,151523	4412,774	53,16903	201,2	761,656	0,010901	0,021071273	0,003204
3	42,16589	2,075668	4257,195	53,43065	201,2	761,656	0,011299	0,022639507	0,00322
4	47,74021	1,992917	4087,473	62,70889	201,2	740,0793	0,011769	0,024558641	0,003896
5	47,06381	1,906718	3910,679	61,547	201,2	740,0793	0,012301	0,026829329	0,003824
6	43,34623	1,827415	3748,028	55,34017	201,2	740,0793	0,012834	0,029208441	0,003438
7	44,09594	1,741216	3571,234	56,56804	201,2	740,0793	0,01347	0,032171955	0,003595
8	44,26882	1,661913	3408,584	56,85286	201,2	720,0882	0,014113	0,035315567	0,003614
9	43,56305	1,575714	3231,789	55,69406	201,2	720,0882	0,014885	0,039285109	0,003643

Tub B ri-410/6 Φ 19 mm

Nr, Crt	k	w ₁	Re ₁	α_1	α_2	Re ₂	j	cf	St
	[W/m ² K]	[m/s]	[-]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	29,3021	2,151523	4412,774	34,33211	200,9	740,0793	0,010901	0,021071273	0,002699
2	29,41338	2,096355	4299,624	34,48497	200,9	740,0793	0,011188	0,022194895	0,002833
3	30,28888	1,992917	4087,473	35,69463	200,9	740,0793	0,011769	0,024558641	0,003044
4	28,1109	1,986021	4073,329	32,70818	200,9	740,0793	0,01181	0,024729485	0,0029
5	33,89841	1,906718	3910,679	40,81647	200,9	740,0793	0,012301	0,026829329	0,003783
6	30,5765	1,827415	3748,028	36,09475	200,9	740,0793	0,012834	0,029208441	0,003511
7	26,22453	1,741216	3571,234	30,18209	200,9	740,0793	0,01347	0,032171955	0,003063
8	25,3337	1,661913	3408,584	29,00811	200,9	740,0793	0,014113	0,035315567	0,003085
9	25,07474	1,575714	3231,789	28,66909	200,9	740,0793	0,014885	0,039285109	0,003215

Tub B I-400/22 Φ 19 mm

Nr, Crt	k	w ₁	Re ₁	a ₁	a ₂	Re ₂	j	cf	St
	[W/m ² K]	[m/s]	[-]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	157,1377	2,151523	4412,774	733,2214	201,4	740,0793	0,010901	0,021071273	0,052554
2	74,77831	2,137731	4384,486	119,4335	201,4	761,656	0,010971	0,021344041	0,008835
3	45,54074	1,992917	4087,473	58,96796	201,4	761,656	0,011769	0,024558641	0,004362
4	47,31543	1,906718	3910,679	61,97802	201,4	761,656	0,012301	0,026829329	0,004727
5	37,78266	1,827415	3748,028	46,58277	201,4	740,0793	0,012834	0,029208441	0,003553
6	32,21133	1,741216	3571,234	38,39511	201,4	740,0793	0,01347	0,032171955	0,002929
7	32,56108	1,661913	3408,584	38,89308	201,4	740,0793	0,014113	0,035315567	0,003035
8	33,08836	1,575714	3231,789	39,64776	201,4	720,0882	0,014885	0,039285109	0,003094
9	36,94735	1,257813	2579,774	45,31953	201,4	720,0882	0,018647	0,061652486	0,003639

Tub B I-410/6 Φ 35 mm

Nr, Crt	k	w ₁	Re ₁	a ₁	a ₂	Re ₂	j	cf	St
	[W/m ² K]	[m/s]	[-]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	17,10726	2,299784	4716,857	18,70743	202,1	846,124	0,010198	0,018442027	0,001425
2	17,08085	2,151523	4412,774	18,67585	202,1	846,124	0,010901	0,021071273	0,001514
3	17,05773	2,072221	4250,125	18,64821	202,1	846,124	0,011318	0,022714889	0,001567
4	16,74747	1,992917	4087,473	18,27803	202,1	846,124	0,011769	0,024558641	0,0016
5	16,74271	1,906718	3910,679	18,27235	202,1	846,124	0,012301	0,026829329	0,001671
6	16,49613	1,827415	3748,028	17,97905	202,1	846,124	0,012834	0,029208441	0,001716
7	16,16295	1,741216	3571,234	17,58399	202,1	846,124	0,01347	0,032171955	0,001761
8	16,04414	1,661913	3408,584	17,44346	202,1	846,124	0,014113	0,035315567	0,001831
9	15,9052	1,575714	3231,789	17,27936	202,1	846,124	0,014885	0,039285109	0,001913

Tub B I-410/6 Φ 40 mm

Nr, Crt	k	w ₁	Re ₁	α_1	α_2	Re ₂	j	cf	St
	[W/m ² K]	[m/s]	[-]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	17,80655	2,333618	4786,251	19,54686	201,2	819,8889	0,01005	0,01791114	0,001446
2	36,40487	2,251343	4617,504	44,50605	201,2	774,4723	0,010418	0,01924418	0,003508
3	35,96253	2,161588	4433,417	43,84673	201,2	752,5326	0,01085	0,020875501	0,003456
4	30,81198	2,071834	4249,332	36,42335	201,2	752,5326	0,01132	0,022723375	0,002871
5	29,00122	1,982079	4065,244	33,9198	201,2	752,5326	0,011833	0,024827948	0,002757
6	28,45457	1,892325	3881,159	33,17438	201,2	752,5326	0,012394	0,027239009	0,002696
7	33,00171	1,802571	3697,073	39,52341	201,2	732,2051	0,013011	0,030019122	0,003286
8	34,46638	1,709076	3505,315	41,64276	201,2	732,2051	0,013723	0,033393351	0,003462
9	34,79169	1,622313	3327,364	42,11857	201,2	732,2051	0,014457	0,037060686	0,003604

Tub B re-410/6 Φ 35 mm

Nr, Crt	k	w ₁	Re ₁	a ₁	a ₂	Re ₂	j	cf	St
	[W/m ² K]	[m/s]	[-]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	31,36364	2,251513	4617,853	37,19677	200,6	720,0882	0,010417	0,019241274	0,00359
2	34,99525	2,151523	4412,774	42,41727	200,6	740,0793	0,010901	0,021071273	0,003779
3	34,04492	2,075668	4257,195	41,02908	200,6	740,0793	0,011299	0,022639507	0,003752
4	33,18649	1,992917	4087,473	39,78873	200,6	740,0793	0,011769	0,024558641	0,003827
5	31,61648	1,906718	3910,679	37,55294	200,6	740,0793	0,012301	0,026829329	0,003775
6	31,70613	1,827415	3748,028	37,67949	200,6	740,0793	0,012834	0,029208441	0,003952
7	34,54371	1,741216	3571,234	41,7557	200,6	740,0793	0,01347	0,032171955	0,004597
8	32,43045	1,682601	3451,015	38,70685	200,6	720,0882	0,013939	0,034452478	0,004464
9	30,51302	1,713632	3514,659	36,00633	200,6	720,0882	0,013687	0,033216022	0,00438

Tub B ne-410/6 Φ 19 mm

Nr, Crt	k	w ₁	Re ₁	a ₁	a ₂	Re ₂	j	cf	St
	[W/m ² K]	[m/s]	[-]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	48,57667	2,946237	6042,732	64,16008	199,7	761,656	0,007961	0,011236923	0,004816
2	41,34583	2,946237	6042,732	52,1207	199,7	740,0793	0,007961	0,011236923	0,004037
3	46,33053	2,946237	6042,732	60,29894	199,7	740,0793	0,007961	0,011236923	0,004671
4	66,60877	2,946237	6042,732	99,8698	199,7	740,0793	0,007961	0,011236923	0,007736
5	50,18233	2,946237	6042,732	66,99121	199,7	740,0793	0,007961	0,011236923	0,005351
6	27,09332	2,946237	6042,732	31,33866	199,7	720,0882	0,007961	0,011236923	0,002503
7	46,41318	2,946237	6042,732	60,43901	199,7	720,0882	0,007961	0,011236923	0,004939
8	46,91849	2,946237	6042,732	61,2987	199,7	720,0882	0,007961	0,011236923	0,005009
9	50,96211	2,946237	6042,732	68,38812	199,7	720,0882	0,007961	0,011236923	0,005588

Tub B I-410/6 Φ 19 mm

Nr, Crt	k	w ₁	Re ₁	a ₁	a ₂	Re ₂	j	cf	St
	[W/m ² K]	[m/s]	[-]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	38,70022	3,085117	6327,575	47,98546	198,8	768,5439	0,007602	0,010248008	0,007313
2	35,06876	3,085117	6327,575	42,52532	198,8	768,5439	0,007602	0,010248008	0,003789
3	32,78382	3,085117	6327,575	39,2113	198,8	768,5439	0,007602	0,010248008	0,003516
4	32,6111	3,085117	6327,575	38,96447	198,8	768,5439	0,007602	0,010248008	0,003748
5	31,83936	3,085117	6327,575	37,86779	198,8	768,5439	0,007602	0,010248008	0,003807
6	31,02237	3,085117	6327,575	36,71773	198,8	768,5439	0,007602	0,010248008	0,003851
7	30,27187	3,085117	6327,575	35,67101	198,8	768,5439	0,007602	0,010248008	0,003927
8	29,53698	3,085117	6327,575	34,655	198,8	768,5439	0,007602	0,010248008	0,003997
9	28,7388	3,085117	6327,575	33,56136	198,8	768,5439	0,007602	0,010248008	0,004083

Tub B I-410/6 Φ 30 mm

Nr, Crt	k	w ₁	Re ₁	a ₁	a ₂	Re ₂	j	cf	St
	[W/m ² K]	[m/s]	[-]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	41,35794	2,513127	5154,423	52,13994	199,2	790,9504	0,009333	0,01544379	0,004041
2	50,16917	2,513127	5154,423	66,96776	199,2	790,9504	0,009333	0,01544379	0,005357
3	51,90659	2,513127	5154,423	70,09979	199,2	768,5439	0,009333	0,01544379	0,005607
4	43,72588	2,513127	5154,423	55,96049	199,2	768,5439	0,009333	0,01544379	0,004476
5	41,10835	2,513127	5154,423	51,74388	199,2	768,5439	0,009333	0,01544379	0,004268
6	45,54612	2,513127	5154,423	58,97698	199,2	768,5439	0,009333	0,01544379	0,004865
7	53,21681	2,513127	5154,423	72,51078	199,2	768,5439	0,009333	0,01544379	0,006118
8	44,87056	2,513127	5154,423	57,84918	199,2	747,7839	0,009333	0,01544379	0,004881
9	40,8971	2,513127	5154,423	51,40963	199,2	747,7839	0,009333	0,01544379	0,004464

Tub B I-410/13 Φ 35 mm

Nr, Crt	k	w ₁	Re ₁	a ₁	a ₂	Re ₂	j	cf	St
	[W/m ² K]	[m/s]	[-]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	35,01547	2,358401	4837,081	42,44697	200,3	740,0793	0,009945	0,017536683	0,003538
2	29,55786	2,358401	4837,081	34,68374	200,3	740,0793	0,009945	0,017536683	0,00309
3	29,40716	2,358401	4837,081	34,47643	200,3	740,0793	0,009945	0,017536683	0,003189
4	29,31171	2,358401	4837,081	34,34531	200,3	740,0793	0,009945	0,017536683	0,003303
5	28,46937	2,358401	4837,081	33,19451	200,3	740,0793	0,009945	0,017536683	0,003337
6	27,57608	2,358401	4837,081	31,98638	200,3	740,0793	0,009945	0,017536683	0,003355
7	29,88439	2,358401	4837,081	35,13421	200,3	740,0793	0,009945	0,017536683	0,003868
8	32,88048	2,358401	4837,081	39,34966	200,3	740,0793	0,009945	0,017536683	0,004539
9	30,12639	2,358401	4837,081	35,46919	200,3	740,0793	0,009945	0,017536683	0,004315

Tub B ri-410/6 Φ 19 mm

Nr, Crt	k	w ₁	Re ₁	a ₁	a ₂	Re ₂	j	cf	St
	[W/m ² K]	[m/s]	[-]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	71,03046	2,399775	4921,939	110,1508	199,5	761,656	0,009773	0,016937203	0,009048
2	34,27647	2,399775	4921,939	41,36585	199,5	761,656	0,009773	0,016937203	0,003507
3	36,46839	2,399775	4921,939	44,60103	199,5	761,656	0,009773	0,016937203	0,003781
4	36,24887	2,399775	4921,939	44,27312	199,5	740,0793	0,009773	0,016937203	0,00387
5	36,58275	2,399775	4921,939	44,77221	199,5	740,0793	0,009773	0,016937203	0,003914
6	33,88088	2,399775	4921,939	40,79107	199,5	740,0793	0,009773	0,016937203	0,003566
7	36,06308	2,399775	4921,939	43,99629	199,5	740,0793	0,009773	0,016937203	0,003934
8	29,67755	2,399775	4921,939	34,84866	199,5	720,0882	0,009773	0,016937203	0,003116
9	33,55103	2,399775	4921,939	40,3139	199,5	720,0882	0,009773	0,016937203	0,003709

Tub B I-400/22 Φ 19 mm

Nr, Crt	k	w _i	Re ₁	α_1	α_2	Re ₂	j	cf	St
	[W/m ² K]	[m/s]	[-]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	28,87202	2,323921	4766,362	33,74319	199,8	740,0793	0,010092	0,018060927	0,002772
2	23,62086	2,323921	4766,362	26,78419	199,8	740,0793	0,010092	0,018060927	0,00228
3	24,65764	2,323921	4766,362	28,12513	199,8	740,0793	0,010092	0,018060927	0,002494
4	24,00416	2,323921	4766,362	27,2781	199,8	740,0793	0,010092	0,018060927	0,002524
5	24,13502	2,323921	4766,362	27,44721	199,8	740,0793	0,010092	0,018060927	0,002654
6	23,6007	2,323921	4766,362	26,75826	199,8	740,0793	0,010092	0,018060927	0,00271
7	22,57877	2,323921	4766,362	25,45217	199,8	740,0793	0,010092	0,018060927	0,002707
8	22,41182	2,323921	4766,362	25,24022	199,8	740,0793	0,010092	0,018060927	0,002831
9	22,22814	2,323921	4766,362	25,0075	199,8	740,0793	0,010092	0,018060927	0,002955

Tub B I-410/6 Φ 35 mm

Nr, Crt	k	w ₁	Re ₁	a ₁	a ₂	Re ₂	j	cf	St
	[W/m ² K]	[m/s]	[-]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	32,69568	2,192898	4497,634	39,08528	200,6	761,656	0,010695	0,02028364	0,002892
2	27,84426	2,192898	4497,634	32,34775	200,6	761,656	0,010695	0,02028364	0,00247
3	33,30869	2,192898	4497,634	39,96452	200,6	740,0793	0,010695	0,02028364	0,003052
4	31,11712	2,192898	4497,634	36,85054	200,6	740,0793	0,010695	0,02028364	0,002814
5	35,3136	2,192898	4497,634	42,88588	200,6	740,0793	0,010695	0,02028364	0,003377
6	33,04397	2,192898	4497,634	39,58403	200,6	740,0793	0,010695	0,02028364	0,003117
7	34,98236	2,192898	4497,634	42,39833	200,6	740,0793	0,010695	0,02028364	0,003415
8	31,03763	2,192898	4497,634	36,7391	200,6	720,0882	0,010695	0,02028364	0,002959
9	32,63599	2,192898	4497,634	39,00001	200,6	720,0882	0,010695	0,02028364	0,003232

Tub B I-410/6 Φ 40 mm

Nr, Crt	k	w ₁	Re ₁	α_1	α_2	Re ₂	j	cf	St
	[W/m ² K]	[m/s]	[-]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	29,54212	2,434592	4993,348	34,66207	198,7	740,0793	0,009634	0,016456231	0,002951
2	26,49063	2,434592	4993,348	30,5351	198,7	720,0882	0,009634	0,016456231	0,00272
3	25,22768	2,434592	4993,348	28,86919	198,7	720,0882	0,009634	0,016456231	0,002666
4	25,24321	2,434592	4993,348	28,88953	198,7	720,0882	0,009634	0,016456231	0,002779
5	25,58025	2,434592	4993,348	29,33183	198,7	740,0793	0,009634	0,016456231	0,002949
6	23,20368	2,434592	4993,348	26,24905	198,7	720,0882	0,009634	0,016456231	0,002753
7	22,68088	2,434592	4993,348	25,58198	198,7	720,0882	0,009634	0,016456231	0,002816
8	22,18716	2,434592	4993,348	24,95564	198,7	720,0882	0,009634	0,016456231	0,002843
9	21,76444	2,434592	4993,348	24,4221	198,7	720,0882	0,009634	0,016456231	0,002732

Tub B re-410/6 Φ 35 mm

Nr, Crt	k	w ₁	Re ₁	a ₁	a ₂	Re ₂	j	cf	St
	[W/m ² K]	[m/s]	[-]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[-]	[-]	[-]	[-]
1	33,59689	2,299785	4716,859	40,38013	200,3	761,656	0,010198	0,018442011	0,003163
2	31,56131	2,299785	4716,859	37,47513	200,3	740,0793	0,010198	0,018442011	0,003029
3	29,78549	2,299785	4716,859	34,9976	200,3	740,0793	0,010198	0,018442011	0,002829
4	30,78495	2,299785	4716,859	36,3856	200,3	740,0793	0,010198	0,018442011	0,002941
5	30,44014	2,299785	4716,859	35,90489	200,3	740,0793	0,010198	0,018442011	0,002993
6	33,38725	2,299785	4716,859	40,07766	200,3	740,0793	0,010198	0,018442011	0,00334
7	29,56072	2,299785	4716,859	34,68769	200,3	720,0882	0,010198	0,018442011	0,002958
8	30,52699	2,299785	4716,859	36,02579	200,3	720,0882	0,010198	0,018442011	0,003072
9	29,01134	2,299785	4716,859	33,93364	200,3	720,0882	0,010198	0,018442011	0,002977

BIBLIOGRAFIE

- [1] Dan, Liviu Negru: Transmiterea căldurii, vol. I, Facultatea de Mecanică, Timișoara, 1990.
- [2] Nagi Mihai: Utilaje Termice, Facultatea de Mecanică Timișoara, 1996.
- [3] Negrea Virgiliu Dan: Bazele cercetărilor experimentale a mașinilor termice, Facultatea de Mecanică Timișoara 1978.
- [4] Helmut Theil: Utilaje termice, vol. I Facultatea de Mecanică Timișoara 1981.
- [5] Bejan Andrei: Termodinamica avansată, Editura tehnică 1996.
- [6] Căläuian Vasile: Termotehnică și aparate termice, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1982.
- [7] Popa B.: Manualul Inginerului Termoenergetician, vol. I și II, București, Editura Tehnică, 1986.
- [8] A. Leca, s.a.: Procese și instalații termice în centrale nucleare-electrice Editura Didactică și Pedagogică, București, 1979.
- [9] Popa B.: Termodinamică, mașini și instalații termice, Editura Didactică și Pedagogică, București 1973.
- [10] Motântău Sârbu Dan: Studium Bezüglich der hochleistung der wärmetauscher mit fieldtube Eigenverlag, Lehrstuhl für Energie-und Umwelttechnik der Lebensmittelindustrie Ausflage, Freising, 1997
- [11] Patankar S. V.: Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, McGraw-Hill, New York, 1980.
- [12] Patankar S. V., Spalding D.B.: Heat and mass transfer in bounday layers, Intertext books, London, 1970.
- [13] Patankar S. V., Spalding, D.B.: A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three - dimensional parabolic flows, International jour of heat mass transfer, Vol 15, p.1787-1806, 1972.
- [14] Hassaine, A, s.a.: Etude du Champ des vitesses et du transfer termique dans un canal a parois sinusoidales soumises a un flux de chaleur de densite constant, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 37, pp. 717 - 725, 1994.
- [15] Asaco Y., Faghri M: Finite volume solutions for laminar flow and heat transfer in a corrugated duct, Journal of heat transfer, vol. 109, p. 627 - 633, 1987.
- [16] Negru L. D., Laza I., Nagi M., Lelea D.: Odredivanje termickih I hidrodinamickih karakteriistika uljnog haladnjaka sa rebrima u obliku saca izradenih od aluminijuma, Sedmi strucni skup o Procesnoj industriji, Beograd, 1993.
- [17] Nagi M., Laza I., Lelea D.: Performanțele suprafețelor nervulate utilizate la schimbătoarele de căldură din aluminiu realizate în țară, a VI-a Conferință Națională de Termotehnică, Iași, 1996.
- [18] Nagi M., Laza I., Lelea D.: Cercetări experimentale privind repartiția vitezei fluidului în canalele sinusoidale ale schimbătoarelor de căldură compacte, Analele Universității Constantin Brâncuși, Târgu Jiu, Romania, seria A, Nr.2/1995.
- [19] Nagi M., Negru L. D., Lelea D: Teoretska I eksperimentalna istrazivanjau pogledu uporendivanja uljnih hladnjaka koriscenih kod motora sa unutrasnijim sa gorevanjem, Osmi strucni skup o opremi u procesnoj industriji, 26-27 oktobar, Beograd, 1994.
- [20] Nagi M., Negru L. D., Laza I., Lelea D: Odredivanje kriterijalne relacije prenosa toplote pri laminarnom strujanju vazduha kroz kompaktne izmenjivace toplone sa talasastim rebrima izradenih od aluminijuma, Sedmi skup o opremi u Procesnoj industriji, Beograd, 1993.

- [21] Faghri M., Rao N: Numerical Computation of Flow and Heat Transfer in Finned and Unfinned Tube Banks, *Int. J Heat Mass Transfer*, p. 363-372, 1987.
- [22] Laza I., Nagi M., Rădulescu L., Lelea D: Analiza uticaja visise rebra na prenos toplote kod cevi sa krunim rebrima, *Procesna Tehnika*, br. 2, 1993, Beograd.
- [23] Laza I., Nagi M., Negru L. D., Lelea, D: Uticaj broja reda cevi na termicke I hidrodinamike karakteristike snopa orebrenih cevi, *Industrijska energetika*, Beograd, 1994.
- [24] Laza I., Lelea D: Protejarea pereților izolați termic împotriva condensării în straturile reci, a V-a Conferință Națională de Termotehnică, 26-27 mai, Cluj-Napoca, România.
- [25] Laza I., Nagi M., Lelea D: Studiul experimental al unor schimbătoare de caldură cu nervuri, *Analele Universității Constantin Brâncuși, Târgu Jiu, România*, seria A, Nr. 2/1995.
- [26] M. Nagi, D. Motantau si **T. Stanciu**, "Performances of the heat exchages with Field tubes" The 10 th Intrn.Congres Conat2004, Brasov 20044079.
- [27] Patankar S. V., Liu C. H., Sparrow E.M.: Fully developed and transfer in ducts having streamwise - periodic variation of cross - sectional area, *Journal of heat transfer*, vol 99, p. 180 - 186, 1977.
- [28] Patankar S. V, Patankah C.: An Analysis of the Effect of Thickness on Laminar Flow and Heat Transfer in Interrupted-Plate Passages , *Int. J. Heeat Transfer*, vol. 24, p. 1801-1810, 1981.
- [29] Patankar S. V, Patankah C.: An Analysis of the effect of plate thickness on laminar flow and heat transfer in interrupted - plate passages, *International Journal of Heat Mass Transfer*, vol. 24 No 11, p. 1801-1810, 1981.
- [30] Nagi M., Negru L. D., Laza I., Lelea D.: Eksperimentalna istrajivanja kompaktnih izmenjivaco toplote sa kratkim isprekidamin rebrima, *Industrijska energetika*, Beograd, 1994.
- [31] Nagi M., Laza I., Lelea D: Istrajivanja uticaja ulaznog efekta kod kompaktnih izmenjivaca toplote sa isprekidanim rebrima, *Naucno strucni skup Procesing '95*, 27-29 septembar 1995, Tivat, Jugoslavia.
- [32] D. Motantau, M. Nagi, **T. Stanciu**, "Modelarea transferului de caldura in regim laminar prin tubul simplu" *Conf Termo*, ed XV cu part.internationala, Craiova, ISBN 973-742-089-6.
- [33] Webb B. W., Ramadhyani S.: Conjugare heat transfer in a channel with staggered ribs, *International Journal of heat and mass transfer*, vol. 28, no. 9, p. 1679-1687, 1985.
- [34] Carnavos T.C.: Cooling air in turbulent flow with finned,tubes, *Heat transfer engineering*, vol 1, no 2, 1979.
- [35] Apostolescu Nicolae, Taraza Dinu: Bazele cercetării experimentale a mașinilor termice, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1979.
- [36] Ghia V. Victor: Recuperatoare și regeneratoare de căldură, Editura Tehnică, București, 1966.
- [37] Ionescu Gabriel: Măsurări și traductoare, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1985
- [38] Neacșu E., Naghi M.: Tabele, diagrame și formule termotehnice, litografia Universității Tehnice Timișoara, 1992.
- [39] Echangeur de chaleur de tube de baionnette par la serrurre et le H Minhas de GSH. Edité par la société americaine des ingineurs mecaniciens. Volume 50, numero 8, Aôt 1997.
- [40] Nagi M.: Utilaje termice – lucrări, litografia Universității Tehnice Timișoara 1995

- [41] Harpal Minhas, G. S. H. Lock, and Maolin Wu "International Journal of Heat and Fluid Flow Volume 16, Issue 3, June 1995, Pages 186–193.
- [42] Minhas H.; Lock G.S.H. Laminar-turbulent transition in a bayonet tube International Journal of Heat and Fluid Flow, Volume 17, Number 2, April 1996 , pp. 102-107(6).
- [43] Kayansayan N. Thermal design method of bayonet-tube evaporators and condensers, International Journal of Refrigeration, Volume 19, Number 3, 1996 , pp. 197-207(11).
- [44] Vijaisri Nagarajan , Valery Ponyavin, Yitung Chen, Milton E. Vernon, Paul Pickard, Anthony E. Hechanova, Numerical study of sulfur trioxide decomposition in bayonet type heat exchanger and chemical decomposer with porous media zone and different packed bed designs, International Journal of Hydrogen Energy Volume 33, Issue 22, November 2008, Pages 6445–6455.
- [45] Vijaisri Nagarajan, Valery Ponyavin, Yitung Chen, Milton E. Vernon, Paul Pickard, Anthony E. Hechanova, CFD modeling and experimental validation of sulfur trioxide decomposition in bayonet type heat exchanger and chemical decomposer for different packed bed designs, International Journal of Hydrogen Energy Volume 34, Issue 6, March 2009, Pages 2543–2557.
- [46] Ting Zeng, Min Ji, Yanpeng Zhu, Haibin Wang, Qiuwang. Investigation of a novel bayonet tube high temperature heat exchanger with inner and outer fins International Journal of Hydrogen Energy vol. 36 issue 5 March, 2011. p. 3757-3768.
- [47] Ting Ma , Yitung Chen , Min Zeng , Qiuwang Wang , Stress analysis of internally finned bayonet tube in a high temperature heatExchanger, Applied Thermal Engineering Volume 43, October 2012, Pages 101–108.
- [48] Ting Ma ,Yitung Chen ,Min Zeng ,Qiuwang Wang , Analysis of a bayonet tube heat exchanger Applied Thermal Engineering Volume 43, October 2012, Pages 101–108 Optimisation of Cogeneration and Energy Intensive Processes, Heat Transfer Enhancement, Industrial Applications – PRES 11.
- [49] T. O'Doherty, A.J. Jolly, C.J. Bates, Optimisation of heat transfer enhancement devices in a bayonet tube heat exchanger, Applied Thermal Engineering Volume 21, Issue 1, 1 January 2001, Pages 19–36.
- [50] M. Nagi, D. Motantau si **T. Stanciu**, "Performances of the heat exchanges with Field tubes" The 10 th Intrn.Congres Conat2004, Brasov 20044079.
- [51] D. Motantau, M. Nagi, **T. Stanciu**, "Modelarea transferului de caldura in regim laminar prin tubul simplu" Conf Termo, ed XV cu part.internationala, Craiova, ISBN 973-742-089-6.
- [52] M. Nagi, D. Motantau, **T. Stanciu**, „STUDIES ON HEAT EXCHANGES WITH FIELD TUBES" International Congres SMAT 2008, Edit. Universitaria Craiova, Tome II,ISBN 978-606-510 253-8, 978-606-510-246-0,M09, pag.193-196.
- [53] M. Nagi, D. Alexandru, **T. Stanciu**, „Studies and researches about variation of thermo- physical properties of the liquefied petroleum gas within storage tanks" Buletin of the Transilvania Univ. Brasov. Conferinta nationala termotehnica, cu participare internationala, CNT 17, 21-22, mai, 2009, Brasov ISBN 978-973-598-524-0, ISSN 2065-2119 Vol ,2, Pag.69-72.
- [54] M Nagi, P. Ilies, R. Rusu, **T. Stanciu**, „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, Brasov ISBN 978-973-598-524-0, ISSN 2065-2119 Vol ,2, Pag.221-226.

- [55] M. Nagi, **T. Stanciu**, I.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.
- [56] D. Motantau, M. Nagi, **T. Stanciu**, „Shimbatoare de caldura cu tuburi field netede,„ Lucrarile Conferintei AMMA 2002, Cluj Vol 2. pg 231-234 ISBN 973-8335-60-4.
- [57] D. Motantau, M. Nagi, **T. Stanciu**, „Modelarea numerica a termogazodinamicii tuburilor Field in curgere laminara .discretizarea ecuatiilor diferentiale” Conferinta nationala cu participare internationala 2004, Vol.V,Pag. 211,Sebes.
- [58] D. Motantau, Cercetari privind utilizarea tubutilor Field in constructia schimbatoarelor de caldura, Teza de doctorat, Universitatea „Politehnica”din Timisoara, 1999.
- [59] 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.
- [60] Nagi, M., Mihon L. - *Consideratii critice privind performantele diferitelor tipuri de schimbatoare de caldura destinate autoturismelor.* CONAT 1996, Vol.III. pag.47-54.
- [61] Nagi M, Carabas D, Ilies P, Ghita E. -*THE EXPLOITATION FEATURE AND THE EFFICIENCY OF THE RADIATORS WITH SINOUSOIDAL FINS-* Balkan environmental association B.EN.A, Global and regional environmental protection, editura Politehnica, volumul 2, 26-28 noiembrie 2010, pag. 17-20.
- [62] 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.
- [63] 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.
- [64] Nagi, M., Mihon L. - *Consideratii critice privind performantele diferitelor tipuri de schimbatoare de caldura destinate autoturismelor.* CONAT 1996, Vol.III. pag.47-54.
- [65] 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.
- [66] 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.
- [67] ***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.
- [68] 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.
- [69]*** *Grupuri de răcire.* Catalog RAAL, Bistrița, Romania, 2005.
- [70] C.F. Hewitt, Heat Exchanger Design Handbook, Begell House Inc,New Zork,1998.

- [71] Nagi, M., Ilieș, P., Marțian, V – *Proiectarea și încercarea radiatoarelor*, Ed. Mirton, Timisoara 2005-12-05.
- [72] Nagi, M. - *Calculul si constructia utilajelor si retelelor termice*, Vol.II Lito U.T.T. 1998.
- [73] Nagi, M., Negoitescu, 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.
- [74]*** - Heat Exchangers. Shell an Tube. <http://www.ergil-rhino.com/>.
- [75] *** - Heat Exchangers for compresors. <http://www.wxjl.cn/newEbiz1/EbizPortalFG/portal/html/CategoryList>.
- [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 si constructia utilajelor si retelelor termice*, Vol.II Lito U.T.T. 1998.
- [83] Nagi, M., Negoitescu, 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] *** - Heat Eexchanger, <http://www.supcool.net/Products.asp>.
- [85] *** - <http://aluminium.matter.org.uk/content/html/eng/default>.
- [86] Raznjevic, Kuzman, - *Tabele și diagrame termodinamice*, Ed. Tehnică, Buc., 1978.
- [87] Bică, M., Nagi, M. - *Transfer de masa si caldură*, ISBN 973-9271-52-9, Universitaria, Craiova, 1999.
- [88] Frank, P., Incropera, P. - DeWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Wiley & Sons, 2002.
- [89] Nagi, M., - *Transmiterea căldurii si dinamica gazelor*. Vol Lito U.T.T. 1996.
- [90] Nagi, M., Negrea, V.D., Negoitescu, A. - *Gazodinamica echipamentelor termice*. Ed. E. Murgu, 1999.
- [91] Idelcik, I.E. - *Îndrumător pentru calculul rezistențelor hidraulice*. Edit. Tehnica, Buc. 1984.
- [92] Reynolds, A.I. - *Curgeri turbulente în tehnică*. Seria Termo –Frig. Buc.1982.
- [93] Nagi, M., Negoitescu, A. - *Cercetări teoretice si experimentale privind transferul termic si fluidodinamic al suprafețelor cu nervuri ondulate*, A.IV-a Conf. Nat. Tehn., Craiova, 1998.
- [94]*** 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.
- [95]***<http://www.lytron.com/heat-exchangers/heat-exchangers-overview.aspx>.

- [96]***http://www.heatexchangersindia.com/aluminum_heat_exchangers.html.
- [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 si 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 si 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 stroemungsgeschwindigkeit ten der fluida fuer ein scheidenoelkuehler*. Buletin U.T.Timisoara. 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]**<http://forthpneumatic.manufacturer.globalsources.com/si/6008831676492/pdt/Heat-exchanger/1014539141/Heat-Exchanger.htm>.
- [113]*** <http://news.directindustry.com/press/api-schmidt-bretten/airtech-pcr-aluminum-heat-exchangers-16083-332291.html>.
- [114] *** http://www.himfr.com/buy-aluminium_fin_heat_exchanger/.
- [115]***<http://www.indiamart.com/laxmiautomobiles/condensers.html#aluminu>.
- [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] Nagi, M., Ilieș, P., Negoitescu, A. -*The detrmination of the optimal circulation fluids speeds through the heat Exchangers*. DAAAM International,VIENA, AUSTRIA.2008, pag.943-944, ISSN 1726-9679, ISBN 978-3-901509-68-1, ISI PROCEEDINGS.
- [122] 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.