

# Schimbatoare de caldura – regimuri de exploatare. Aspecte termice si energetice

Heat exchangers - operating regimes. Thermal and energy aspects

Prof. dr. ing. Florin Iordache – UTCB-FII, fliord@yahoo.com, Romania

## Rezumat

In lucrare se urmarest identificarea relatiilor operationale care ofera posibilitatea stabilirii starii constructive functionale a schimbatoarelor de caldura, echipamente de transformare a parametrilor fluxului termic transferat. Pornind de la bilantul termic in regim stationar al acestor echipamente se prezinta principalele grupuri de parametrii care reflecta starea functionala a schimbatoarelor de caldura si se fac referiri la posibilitatile experimentale de evaluare a acestora. Mai mult in lucrare seincearca simularea unor regimuri de exploatare curente si se stabilesc corelatii intre potențialele termice la bornele schimbatorului si fluxurile termice transferate si coeficientii de transfer termic global. Simularea contine si analiza situatiilor in care debitele de agent termic sufera modificari si de asemenea se fac corelatii cu fluxurile termice transferate si coeficientii de transfer termic global.

cuvinte cheie: schimbătoare de căldură, bilanț termic

## Abstract

The paper aims to identify operational relationships which offer the possibility of establishing constructive and functional status of heat exchangers, equipment transformation parameters of transferred heat flow. Starting at steady state heat balance of such equipment presents the main groups of parameters that reflect the functional state of the heat exchangers and are referred to the possibilities their experimental evaluation. More, in this work is attempted the simulation current exploitation regimes and establish correlations between thermal potential across heat exchanger and thermal transfer flows and overall heat transfer coefficients. Simulation and analysis contains situations that are modified heat flows and also correlations with heat flow are transferred and global heat transfer coefficients.

key-words: heat exchangers, thermic balance

## 1. Introducere

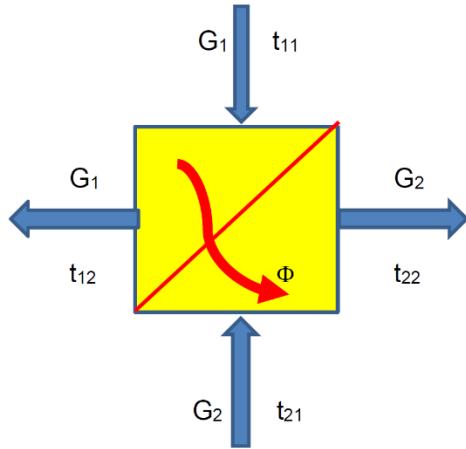
In cadrul lucrarii de fata se va incerca o trecere in revista a relatiilor importante care guverneaza procesele de transfer termic din cadrul schimbatoarelor de caldura cu scopul de a stabili posibilitatile de identificare a regimurilor curente de exploatare a acestor echipamente si de a aprecia performanta energetica functionala efectiv.

Se considera un set de valori nominale pentru temperaturile agentilor termici si pe baza lor se face stabilirea dimensiunilor schimbatorului de caldura din punct de vedere constructiv (S) si functional (GP0 si GS0). Se propun in continuare diverse

situatii functionale in cee ce priveste temperaturile agentilor termici la intrarea in schimbator, si a debitelor de agent termic si se urmaresc consecintele functionale si energetice.

In lucrare se cauta a se propune posibilitati de expertizare a acestor echipamente de transformare astfel incat sa se poata aprecia performantele energetice ale acestora si eventual a se identifica deficintele aparute pe parcursul exploatarii lor.

## 2. Bilanturi termice – relatii operationale de calcul. Consecinte functionale si energetice



Bilantul termic in regim stationar pentru un schimbator de caldura in contracurent este:

$$G_1 \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{11} - t_{12}) = G_2 \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{22} - t_{21}) = k \cdot S \cdot \Delta t_{ml} \quad (1)$$

Acelasi bilant termic scris in regim stationar are forma :

$$G_{10} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{110} - t_{120}) = G_{20} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{220} - t_{210}) = k_0 \cdot S_0 \cdot \Delta t_{ml0} \quad (2)$$

Daca raportam termen cu termen egalitatatile (1) la egalitatatile (2) obtinem :

$$\frac{G_1 \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{11} - t_{12})}{G_{10} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{110} - t_{120})} = \frac{G_2 \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{22} - t_{21})}{G_{20} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{220} - t_{210})} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ml}}{k_0 \cdot S_0 \cdot \Delta t_{ml0}} \quad (3)$$

Daca din cei 3 termenii ai egalitatii (3) retinem pe primul si pe al treilea atunci rezulta :

$$\frac{G_1 \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{11} - t_{12})}{G_{10} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{110} - t_{120})} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ml}}{k_0 \cdot S_0 \cdot \Delta t_{ml0}} \quad (4)$$

Din relatia (4) rezulta o expresie pentru raportul  $k/k_0$ , si anume :

$$\frac{k}{k_0} = \frac{G_1}{G_{10}} \cdot \frac{\delta t_1}{\delta t_{10}} \cdot \frac{\Delta t_{ml0}}{\Delta t_{ml}} \cdot \frac{S_0}{S} \quad (5)$$

Coeficientul global de transfer termic al schimbatorului de caldura in regim curent de exploatare,  $k$ , sufera modificari de valoare de la regim la regim, valori pe care le putem raporta la valoarea de regim nominal pentru a ne face o imagine asupra asupra performantelor energetice ale acestui echipament.

Relatia (5) reprezinta o corelatie intre raportul coeficientilor globali de transfer termic ai schimbatorului de caldura si rapoarte intre ceilalti parametrii functionali al schimbatorului de caldura, debite si temperaturi de agenti termici, care pot fi masurati.

In relatia (5),  $S = S_0$ , fiind vorba despre acelasi schimbator de caldura, si :

$$\begin{aligned} \delta t_1 &= t_{11} - t_{12} \\ \delta t_{10} &= t_{110} - t_{120} \\ \Delta t_{ml} &= \frac{(t_{11} - t_{22}) - (t_{12} - t_{21})}{\ln \frac{(t_{11} - t_{22})}{(t_{12} - t_{21})}} \\ \Delta t_{ml0} &= \frac{(t_{110} - t_{220}) - (t_{120} - t_{210})}{\ln \frac{(t_{110} - t_{220})}{(t_{120} - t_{210})}} \end{aligned} \quad (6)$$

Astfel relatia (5) are forma mai simpla :

$$\frac{k}{k_0} = \frac{G_1}{G_{10}} \cdot \frac{\delta t_1}{\delta t_{10}} \cdot \frac{\Delta t_{ml0}}{\Delta t_{ml}} \quad (7)$$

Diversele regimuri functionale care apar in exploatarea curenta se datoreaza faptului ca temperaturile de intrare a agentilor termici in schimbatorul de caldura sunt diferite de valorile nominale (dupa cum este si normal) si debitele de agent termic pot fi si ele diferite de valorile nominale ale lor (situatii care pot sau nu pot fi normale).

Alaturi de relatia (7), ca expresii utile in investigarea experimentala a acestor echipamente mai pot fi mentionate :

$$NTU = \frac{kS}{G_1 \cdot (\rho c)_1} = \frac{\delta t_1}{\Delta t_{ml}} \quad (8)$$

$$y = \frac{G_1 \cdot (\rho c)_1}{G_2 \cdot (\rho c)_2} = \frac{\delta t_2}{\delta t_1} \quad (9)$$

Si :

$$\varepsilon = \frac{\delta t_1}{t_{11} - t_{21}} \quad (10)$$

Este cunoscuta relatia de legatura dintre eficienta schimbatorului de caldura,  $\varepsilon$ , si numarul de unitati termice, NTU, si raportul fluxurilor de entalpie ale agentilor termici, y:

$$\varepsilon = \frac{1 - E}{1 - y \cdot E}$$

unde:

$$E = \exp[- NTU \cdot (1 - y)] \quad (11)$$

Pentru a urmari cat mai concret comportamentul variabil al schimbatoarelor de caldura supuse la diverse regimuri de termo-hidraulice se va incerca simularea unor experimentari pe un schimbator de caldura. Pentru aceasta se va urmari o procedura etapizata de lucru dupa cum urmeaza :

- a. Se considera un set de parametrii nominali de temperatura ai agentilor termici:  $t_{110}, t_{120}, t_{210}, t_{220}$ ;
- b. Stabilirea coeficientului global de transfer termic in regim nominal urmeaza o procedura iterativa, pentru care este necesar a se considera o valoare nominala initiala pentru acest coefficient,  $k_{0in}$ ;
- c. Se calculeaza temperaturile medii ale agentilor termici pe traseul primar si pe traseul secundar al schimbatorului de caldura utilizand relatiile [1] :

$$\begin{aligned} t_{1m} &= C_1 + C_2 \cdot F \\ t_{2m} &= C_1 + y \cdot C_2 \cdot F \end{aligned} \quad (12)$$

unde :

$$\begin{aligned} F &= \frac{1-E}{-\ln E} \\ C_1 &= -\frac{y \cdot E}{1-y \cdot E} \cdot t_{11} + \frac{1}{1-y \cdot E} \cdot t_{21} \\ C_2 &= \frac{1}{1-y \cdot E} \cdot t_{11} + \frac{1}{1-y \cdot E} \cdot t_{21} \end{aligned} \quad (13)$$

d. In continuare pe baza temperaturilor medii ale agentilor termici se actualizeaza valorile constantelor fizice ale agentilor termici de pe cele doua circuite ale schimbatorului de caldura si se propun pentru acestea urmatoarele expresii :

- Densitatea:

$$\rho = -0,0031 * t_m^2 - 0,1098 * t_m + 1001 \quad (14)$$

- Caldura specifica masica:

$$c = 0,0134 * t_m^2 - 1,2129 * t_m + 4203,7 \quad (15)$$

- Conductivitatea termica:

$$\lambda = -1E - 5 * t_m^2 + 0,0024 * t_m + 0,5533 \quad (16)$$

- Vascozitatea dinamica :

$$\begin{aligned} v \cdot 10^6 &= -2,0406E - 10 * t_m^5 + 8,3863E - 8 * t_m^4 - \\ &1,3650E - 5 * t_m^3 + 1,1548E - 3 * t_m^2 - 5,7371E - 2 * t_m \\ &+ 1,7857 \end{aligned} \quad (17)$$

e. Se stabilesc valorile criteriilor implicate in stabilirea coeficientilor de transfer termic convectiv pe traseele celor doi agenti termici :

$$\begin{aligned} Re &= \frac{w \cdot \delta}{v} \\ Pr &= \frac{v}{a} \\ a &= \frac{\lambda}{\rho \cdot c} \end{aligned} \quad (18)$$

Pentru lungimea caracteristica s-a considerat valoarea  $\delta = 2*d$ , d fiind distanta intre placile schimbatorului de caldura ( $d \approx 2...5$  mm).

Pentru viteza de circulatie a agentilor termici intre placile schimbatorului de caldura s-au considerat valori in domeniul  $w = 0,4 \dots 0,8 \text{ m/s}$ . Trebuie mentionat faptul ca trebuie atentie la corelarea valorilor de debit de agent termic cu valorile vitezelor de circulatie a agentilor termici printre placi.

$$\begin{aligned} Nu &= 0,0209 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,45} && \text{Timofeev - incalzire} \\ Nu &= 0,0263 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,45} && \text{Timofeev - racire} \end{aligned} \quad (19)$$

g. In continuare se stabilesc valorile coeficientilor de transfer termic convectiv:

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{\alpha \cdot \delta}{\lambda} \\ \alpha &= \frac{\lambda}{\delta} \cdot Nu \end{aligned} \quad (20)$$

h. Si se recalculeaza valoarea coeficientului de transfer termic global  $k_0$  :

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta p}{\lambda p} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (21)$$

i. Se reia procedura iterativa descrisa revenind la punctul b. al acesteia, pana cand eroarea pe coeficientul global de transfer termic,  $k$ , scade sub o valoare minima admisibila.

Lucrand in acest fel pentru un caz concret caracterizat prin :  $t_{110} = 110^\circ \text{C}$ ,  $t_{120} = 80^\circ \text{C}$ ,  $t_{210} = 70^\circ \text{C}$ ,  $t_{220} = 90^\circ \text{C}$ , distanta intre placi  $d = 0,002 \text{ m}$  si viteze agent termic de  $0,5 \text{ m/s}$  pe primar si  $0,75 \text{ m/s}$  pe secundar a rezultat pentru valoarea nominala a coeficientului global de transfer de caldura al schimbatorului valoarea  $k_0 = 3257 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ .

In continuare s-a incercat simularea functionarii acestui schimbator de caldura in cateva variante functionale caracterizate de modificari mai intai ale temperaturii agentului termic primar la intrarea in schimbator :  $t_{11} = 100^\circ \text{C}$ ,  $90^\circ \text{C}$  si  $80^\circ \text{C}$ , iar apoi ale temperaturii de intrare a agentului termic secundar :  $t_{21} = 60^\circ \text{C}$ ,  $50^\circ \text{C}$  si  $40^\circ \text{C}$ . Rezultatele obtinute sunt prezentate in tabelul 1 de mai jos. Tot in tabelul de mai jos sunt prezentate si variantele in care se fac modificari ale temperaturii de intrare a agentilor termici deodata pe ambele circuite :

Tabelul 1

$t_{11}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$t_{12}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$t_{21}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$t_{22}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$k(\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K})$	$k/k_0 (-)$	$\Phi/\Phi_0 (-)$
110	80	90	70	3257	1	1
100	77,67	84,89	70	3187	0,979	0,744
90	75,24	79,85	70	3112	0,956	0,492
80	72,69	74,87	70	3032	0,931	0,244
110	80	90	70	3257	1	1
110	72,90	84,73	60	3159	0,970	1,237
110	66,00	79,33	50	3057	0,939	1,467
110	59,31	73,79	40	2954	0,907	1,690
110	80	90	70	3257	1	1
100	70,57	79,62	60	3086	0,948	0,981
90	61,21	69,19	50	2905	0,892	0,960
80	51,93	58,71	40	2721	0,835	0,936

Din tabelul 1 se observa ca modificari ale temperaturilor agentilor termici, mai intai numai pe intrarea agentului termic primar, si apoi numai pe intrarea agentului termic secundar, nu au consecinte majore asupra coeficientului global de transfer termic al schimbatorului de caldura, insa rezulta consecinte importante asupra performantelor energetice ale schimbatorului de caldura. Astfel daca se reduce temperatura de intrare a agentului termic primar fara sa se modifice temperatura de intrare a agentului termic secundar rezulta scaderi pronuntate ale fluxului termic transferat si asta datorita scaderii diferentei medii logaritmice de temperatura. Invers, daca se mentine temperatura de intrare a agentului termic primar si scade temperatura de intrare a agentului termic secundar atunci creste fluxul termic transferat tot datorita cresterii diferentei medii logaritmice de temperatura (cu toate ca coeficientul global de transfer termic al schimbatorului de caldura scade). Daca scad ambele temperaturi de intrare ale agentilor termici atunci scaderile de performanta energetica aferenta schimbatorului sunt destul de scazute si asta in functie de valorile relative ale scaderilor de temperaturi de intrare.

In continuare in anexa intreprinsa s-a considerat ca temperaturile agentilor termici raman constante pe valorile lor nominale si se modifica numai debittele de agent termic, acestea scazand pe rand la 90%, la 70% si la 50% din valoarea nominala, mai intai pe circuitul primar, apoi pe circuitul secundar si in final deodata pe ambele circuite. Rezultatele obtinute sunt prezentate in tabelul 2. Se observa de aceasta data ca proportia in care este afectat coeficientul global de transfer termic este destul de apropiata ca valoare de proportia in care este afectat fluxul termic transferat intre cele doua circuite. Scaderea este totusi mai pronuntata pe partea de flux termic datorita implica si a diferentei medii logaritmice de temperatura care in toate aceste situatii scade usor fata de varianta debitelor nominale.

Tabelul 2

$r_{G_1}$	$r_{G_2}$	$t_{11}$ (°C)	$t_{12}$ (°C)	$t_{21}$ (°C)	$t_{22}$ (°C)	$K$ (W/m².K)	$k/k_0$ (-)	$\Phi/\Phi_0$ (-)
1	1	110	80	90	70	3257	1	1
0,9	1	110	78,84	88,69	70	3098	0,951	0,935
0,7	1	110	76,45	85,66	70	2731	0,838	0,783
0,5	1	110	74,05	81,98	70	2273	0,698	0,599
1	1	110	80	90	70	3257	1	1
1	0,9	110	81	91,4	70	3141	0,964	0,966
1	0,7	110	83,75	95	70	2861	0,878	0,875
1	0,5	110	87,92	99,44	70	2486	0,763	0,736
1	1	110	80	90	70	3257	1	1
0,9	0,9	110	79,79	90,14	70	2993	0,919	0,906
0,7	0,7	110	79,28	90,48	70	2446	0,751	0,717
0,5	0,5	110	78,62	90,91	70	1867	0,573	0,523

Parametrii importanti asupra carora trebuie sa ne pronuntam sunt: variatia coeficientului global de transfer termic al schimbatorului  $r_k = k/k_0$  si variatia fluxului termic transferat  $r_q = \Phi/\Phi_0$ . Parametrii importanti care influenteaza variatia lui  $k$  si variatia lui  $\Phi$  sunt diferența maxima a potențialelor termice –  $t_{11}-t_{21}$ , si variatia debitelor de agent termic vehiculate prin schimbator –  $r_{G1}, r_{G2}$ .

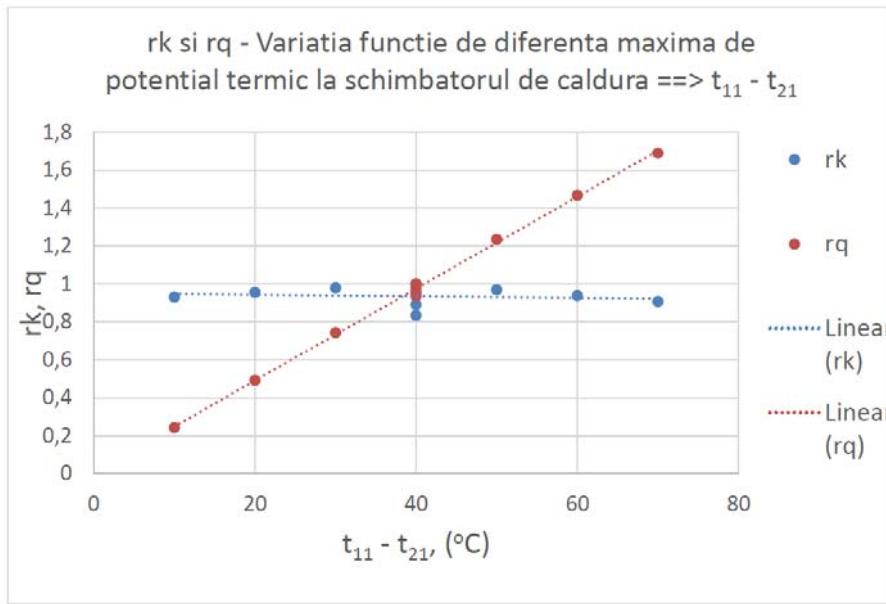


Fig. 1

Din fig.1 rezulta ca diferența maxima de potential termic pe schimbatorul de caldura ( $t_{11}-t_{21}$ ) nu are o influență apreciabilă asupra variației coeficientului global de transfer termic,  $k$ , însă asupra fluxului termic transferat are o influență importantă.

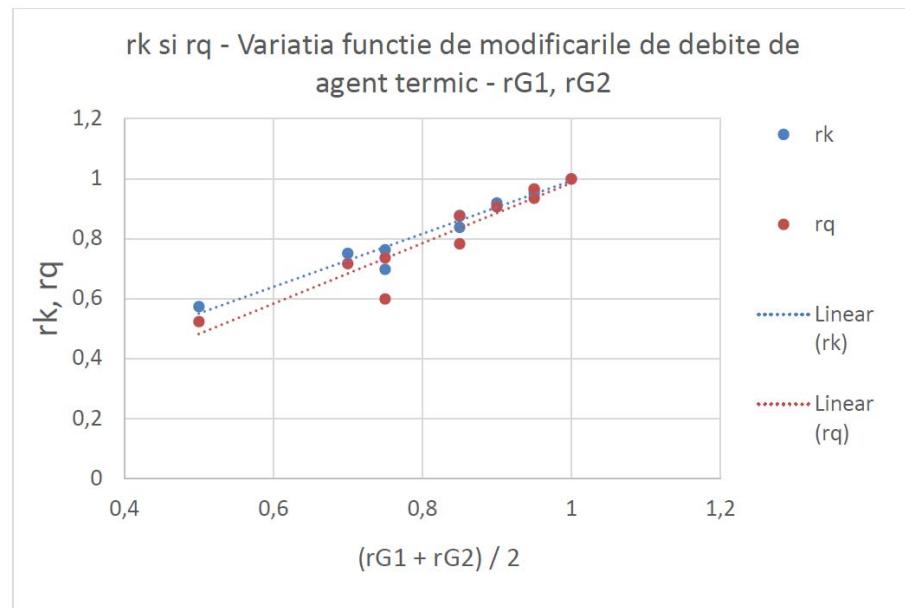


Fig.2

Din fig. 2 se observa ca variatiile de debite de agenti termici prin schimbatorul de caldura au consecinte directe atat asupra coeficientului global de transfer termic cat si asupra fluxului termic transferat. Debitele de agent termic vehiculate prin schimbator influenteaza cei doi parametrii mentionati atat direct cat si indirect prin intermediul diferentei medii logaritmice de temperatura. Trebuie mentionat faptul ca diagrama din fig.2 a fost elaborata in conditii de temperaturi nominale ale agentilor termici si ar fi interesant de vazut cum arata diagrama din fig.2 si in alte conditii ale parametrilor de temperatura.

Daca ne intoarcem acum la fig.1, trebuie sa mentionam ca diagrama a fost stabilita in conditiile unui schimbator de caldura curat, fara depuneri de piatra pe circuitul primar sau secundar ( acest lucru este valabil de altfel si in cazul diagramei din fig.2). In diagrama din fig.1 corelatia importanta este intre valoarea relativă (normata) a fluxului termic transferat si diferența maxima de potential termic. Vom incerca in continuare sa vedem ce se intampla cu aceasta corelatie daca in simularea experimentală se introduce un strat de depunere de piatra pe suprafata de schimb de caldura.

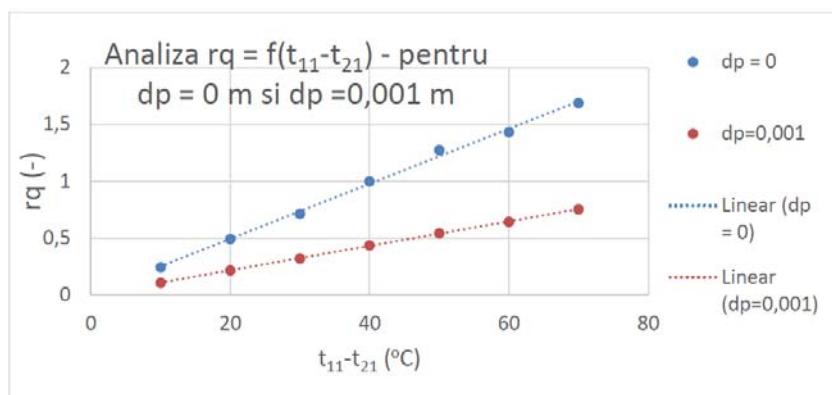


Fig.3

In fig.3 se prezinta comparativ situatia considerarii schimbatorului de caldura fara depunere de piatra (linia albastra) fata de situatia considerarii aceluiasi schimbator de caldura cu o depunere de piatra de 1 mm. Se observa o scadere importanta a performantelor energetice si gradul de scadere poate fi corelat cu grosimea stratului de depuneri de saruri de calciu. In acest fel poate fi condusa o cercetare axata pe identificarea starii constructiv-functionale a schimbatoarelor de caldura.

### 3. Concluzii

Pe baza similarilor de experimentare efectuate se pune in evidenta faptul ca modificarea parametrilor de temperatura la un schimbator de caldura conduce la modificarea fluxurilor termice transferate insa fara modificari notabile asupra coeficientilor globali de transfer termic. Corelatia de baza pusa in evidenta este o corelatie directa intre diferența maxima de potential termic la schimbator si valoarea relativa (normata) a fluxului termic transferat.

Tot pe baza similarii regimurilor experimentale s-a pus in evidenta gradul de scadere al fluxului termic transferat datorita depunerilor de saruri de calciu pe peretii suprafetei de transfer termic a schimbatorului de caldura. Pe acesta linie trebuie continuat in vederea stabilirii unor proceduri concrete de evaluare a starii existente a acestor echipamente.

Debitele de agent termic sunt parametrii foarte importanți care influențează în mod direct și indirect atât fluxul termic transferat cât și coeficientul global de transfer termic al schimbatorului.

### **Lista de Notatii**

- $t_{11}$  – temperatura agent termic primar - intrare schimbator de caldura, °C;
- $t_{12}$  – temperatura agent termic primar - ieșire schimbator de caldura, °C;
- $t_{21}$  – temperatura agent termic secundar - intrare schimbator de caldura, °C;
- $t_{22}$  – temperatura agent termic secundar - ieșire schimbator de caldura, °C;
- $t_{110}$  – temperatura calcul agent primar - intrare schimbator de caldura, °C;
- $t_{120}$  – temperatura calcul agent primar - ieșire schimbator de caldura, °C;
- $t_{210}$  – temperatura calcul agent secundar - intrare schimbator de caldura, °C;
- $t_{220}$  – temperatura calcul agent secundar - ieșire schimbator de caldura, °C;
- $t_{1m}$  – temperatura medie pe schimbator a agentului termic primar, °C;
- $t_{2m}$  – temperatura medie pe schimbator a agentului termic secundar, °C;
- $G_1$  – debitul de agent termic primar,  $m^2/s$ ;
- $G_2$  – debitul de agent termic secundar,  $m^2/s$ ;
- $G_{10}$  – debitul de calcul de agent termic primar,  $m^2/s$ ;
- $G_{20}$  – debitul de calcul de agent termic secundar,  $m^2/s$ ;
- $\Delta t_{ml}$  – diferența medie logaritmica de temperatură, °C;

$\Delta t_{m10}$  – diferența medie logaritmica de temperatură de calcul, °C;

$\delta t_1$  – ecartul de temperatură - circuit primar schimbator de caldura, °C;

$\delta t_2$  – ecartul de temperatură - circuit secundar schimbator de caldura, °C;

$\delta t_{10}$  – ecart temperatură de calcul - circuit primar schimbator de caldura, °C;

$\delta t_{20}$  – ecart temperaturi de calcul - circuit secundar schimbator de caldura, °C;

$S$  – suprafața schimbatorului de caldura,  $m^2$ ;

$k$  – coeficientul de transfer termic global al schimbatorului,  $W/m^2.K$ ;

$k_0$  – coeficientul de transfer termic global al schimbatorului – valoarea de calcul,  $W/m^2.K$ ;

NTU – numărul de unități de transfer termic al schimbatorului, -;

$NTU_0$  - numărul de calcul de unități de transfer termic al schimbatorului, -;

$y$  – raportul fluxurilor de entalpie, -;

$y_0$  – raportul fluxurilor de entalpie – valoare de calcul, -;

$\varepsilon$  - eficiența schimbatorului de caldura, -;

$E$  – modulul termic al schimbatorului de caldura, -;

$\rho$  - densitatea agentilor termici,  $kg/m^3$ ;

$c$  – caldura specifică masică a agentilor termici,  $J/kg.K$ ;

$\lambda$  - conductivitatea termică a agentilor termici,  $W/m.K$ ;

$v$  - vascozitatea cinematică a agentilor termici,  $m^2/s$ ;

$a$  – difuzivitatea termică,  $m^2/s$ ;

$\lambda_p$  – conductivitatea termică a depunerilor de piatră,  $W/m.K$ ;

$d_p$  – grosimea straturilor de depunere de piatră, m;

$d$  – distanța între 2 placi consecutive ale schimbatorului, m;

$\delta$  - lungimea caracteristică, m;

$\alpha_1$  – coeficientul de transfer termic convectiv pe circuitul primar,  $W/m^2.K$ ;

$\alpha_2$  – coeficientul de transfer termic convectiv pe circuitul secundar,  $W/m^2.K$ ;

$Re$  – criteriu Reynolds, -;

$Pr$  – criteriu Prandtl, -;

$Nu$  – criteriu Nusselt, -;

$rk = k/k_0$  – raportul dintre valoarea curentă efectivă a coeficientului global de transfer de caldura și valoarea de calcul a lui, -;

$rq = \Phi/\Phi_0$  – raportul dintre fluxul termic curent transferat și fluxul termic de calcul transferat, -;

$rG = G/G_0$  – raportul dintre debitul curent de agent termic și debitul de calcul, -;

## Bibliografie

[1] – Florin Iordache – Comportamentul dinamic al echipamentelor și sistemelor termice – ed. Matrixrom, 2008, București;