

3. STUDIU DE CAZ PRIVIND UTILIZAREA TEHNICILOR DE MASURARE IN CADRUL BILANȚULUI ENERGETIC AL SCHIMBATOARELOR DE CALDURA CU PLACI PENTRU REALIZAREA SERVICIULUI DE AUDIT TERMOENERGETIC



VEDERE DE ANSAMBLU PENTRU SCHIMBATOARELOR DE CALDURA CU PLACI

3.1. ELEMENTELE DE BILANȚ TERMIC PENTRU SCHIMBĂTOARELE DE CĂLDURĂ

Pentru calculul termic al schimbătoarelor de căldură se utilizează practic două ecuații de bază: ecuația bilanțului termic și ecuația transferului de căldură.

Ecuația bilanțului termic are în cazul general forma:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 + \dot{Q}_{ma}, \quad [\text{W}] \quad (1)$$

unde \dot{Q}_1 , \dot{Q}_2 , \dot{Q}_{ma} (sau \dot{Q}_p) sunt fluxurile termice cedate de agentul primar, primite de agentul secundar, respectiv pierderile în mediul ambiant.

Dacă, prin definiție **coeficientul de reținere a căldurii în aparat** η_r , este raportul între fluxul termic primit de agentul secundar și cel cedat de agentul primar ($\eta_r = \dot{Q}_2 / \dot{Q}_1$) ecuația (1) se poate scrie sub forma:

$$\eta_r \dot{Q}_1 = \dot{Q}_2, \quad (2)$$

sau:

$$\eta_r \dot{m}_1 (h_{1i} - h_{1e}) = \dot{m}_2 (h_{2e} - h_{2i}) \quad (3)$$

unde: \dot{m}_1 și \dot{m}_2 sunt debitele de agent primar și secundar, în kg/s;

h_{1i} , h_{1e} , h_{2i} , h_{2e} - entalpiile agentului primar respectiv secundar la intrarea respectiv ieșirea din aparat, în J/kg.

În cazul în care cei doi agenți termici nu își modifică starea de agregare, ecuația (3) poate fi scrisă:

$$\eta_r \dot{m}_1 c_{p1} (T_{1i} - T_{1e}) = \dot{m}_2 c_{p2} (T_{2e} - T_{2i}), \quad (4)$$

sau:

$$\eta_r C_1 (T_{1i} - T_{1e}) = C_2 (T_{2e} - T_{2i}), \quad (5)$$

unde: $C_1 = \dot{m}_1 c_{p1}$ și $C_2 = \dot{m}_2 c_{p2}$ sunt capacitățile termice ale agentului primar și secundar, în W/K;

T_{1i} , T_{1e} , T_{2i} , T_{2e} - temperaturile agentului termic primar, respectiv secundar la intrarea, respectiv la ieșirea din aparat, în K ;

c_{p1} și c_{p2} - căldurile specifice medii ale agentului primar și secundar, în J/(kgK).

Ecuția transferului de căldură în aparat este:

$$\dot{Q}_{1 \rightarrow 2} = S \overline{K_s (T_1 - T_2)}, \quad [W] \quad (6)$$

unde: $\dot{Q}_{1 \rightarrow 2}$ este fluxul termic transmis de agentul termic primar, agentului secundar, în W;

S - suprafața de transfer de căldură, în m^2 ;

K_s - coeficientul global de transfer de căldură, în $W/(m^2 \cdot K)$.

Valoarea medie a produsului între coeficientul global de transfer de căldură și diferența de temperatură se definește prin relația:

$$\overline{K_s (T_1 - T_2)} = \frac{\int_s K_s (T_1 - T_2) dS}{S}, \quad (7)$$

Presupunând o valoare constantă a coeficientului global de transfer de căldură în lungul aparatului, ecuația transferului de căldură are forma:

$$\dot{Q}_{1-2} = K_s S \Delta T_{med} \quad [W], \quad (8)$$

unde: ΔT_{med} este diferența medie de temperatură în lungul suprafeței de schimb de căldură.

În cazul suprafețelor plane de transfer de căldură (figura 3.1.a) *coeficientul global de transfer de căldură* se poate determina cu relația:

$$K_s = \frac{1}{R_{stot}} = \frac{1}{\sum_1^n R_{si}}, \quad (9)$$

$$K_s = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{sd1} + \frac{\delta_p}{\lambda_p} + R_{sd2} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad [W/(m^2 \cdot K)]$$

unde: α_1 și α_2 sunt coeficienții de convenție pentru fluidul primar și secundar, în $W/(m^2 \cdot K)$;

R_{sd1} , R_{sd2} - rezistențele termice de suprafață ale depunerilor pe partea fluidului primar, respectiv secundar, în $m^2 \cdot K/W$;

δ_p , λ_p - grosimea, respectiv conductivitatea termică a peretelui, în m, respectiv $W/(m \cdot K)$.

Notând cu K_{so} coeficientul global de transfer de căldură a aparatului fără depuneri:

$$K_{so} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_p}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (10)$$

se poate scrie:

$$\frac{1}{K_s} = \frac{1}{K_{so}} + R_{sd1} + R_{sd2} . \quad (11)$$

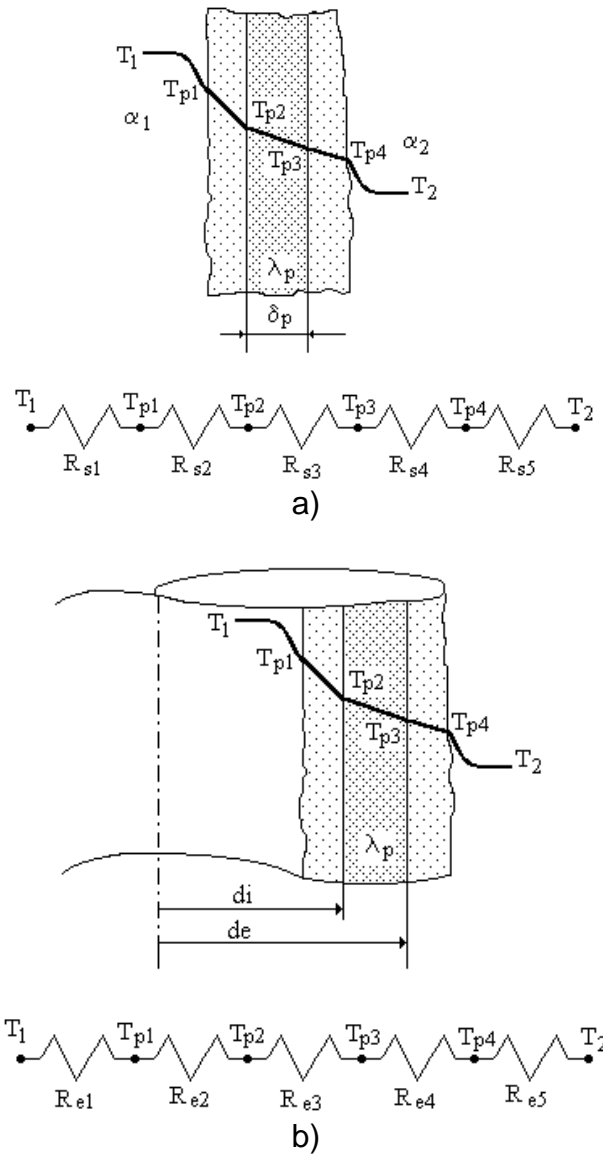


Figura 3.1. Variația temperaturii și rezistențele termice pentru perete plan (a) și cilindric (b)

Pentru peretele tubular (figura 3.1.b) se utilizează de obicei *coeficientul global linear de transfer de căldură*:

$$K_l = \frac{1}{\sum_{i=1}^s R_{li}} = \frac{1}{\frac{1}{\pi d_i \alpha_1} + \frac{R_{sd1}}{\pi d_i} + \frac{1}{2\pi \lambda_p} \ln \frac{d_e}{d_i} + \frac{R_{sd2}}{\pi d_e} + \frac{1}{\pi d_e \alpha_2}} \quad [\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})] \quad (12)$$

Coeficientul global linear de transfer de căldură a aparatului curat este:

$$K_{lo} = \frac{1}{\frac{1}{\pi d_i \alpha_1} + \frac{1}{2\pi \lambda_p} \ln \frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{\pi d_e \alpha_2}} \quad [W/(m \cdot K)] \quad (13)$$

Rezultă că:

$$\frac{1}{K_e} = \frac{1}{K_{lo}} + \frac{R_{sd1}}{\pi d_i} + \frac{R_{sd2}}{\pi d_e} \quad [W/(m \cdot K)] \quad (14)$$

Diferența medie de temperatură între cei doi agenți termici, pentru curgerea în echicurent se determină cu relația:

$$\Delta t_{med}^{ec} = \frac{(T_{1i} - T_{2i}) - (T_{1e} - T_{2e})}{\ln \frac{T_{1i} - T_{2i}}{T_{1e} - T_{2e}}} \quad (15)$$

În cazul curgerii în contracurent diferența medie de temperatură va fi:

$$\Delta t_{med}^{cc} = \frac{(T_{1i} - T_{2e}) - (T_{1e} - T_{2i})}{\ln \frac{T_{1i} - T_{2e}}{T_{1e} - T_{2i}}} \quad (16)$$

Pentru ca numărătorul și numitorul să fie totdeauna pozitivi relația generală pentru Δt_{med} este:

$$\Delta t_{med} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} \quad (17)$$

Unde: ΔT_{max} și ΔT_{min} sunt diferențele de temperatură maximă și minimă în lungul aparatului.

În cazul curgerii în curent încrucișat sau a unor tipuri complexe de curgere pentru determinarea diferenței medii de temperatură se utilizează relația:

$$\Delta t_{med} = F \Delta t_{med}^{cc} \quad (18)$$

Factorul de corecție F , care multiplică diferența medie de temperatură obținută considerând curgerea în contracurent, este funcție de două rapoarte P și R și de tipul curgerii.

Criteriul P (η) are sensul unei eficacități termice fiind definit ca raportul dintre gradul de încălzire a agentului secundar în aparat și diferența maximă disponibilă:

$$P = \frac{\Delta T_2}{\Delta T_{\max}^d} = \frac{T_{2e} - T_{2i}}{T_{1i} - T_{2i}} \quad (19)$$

Criteriul R reprezintă raportul între capacitățile termice ale celor doi agenți termici:

$$R = \frac{C_2}{C_1} = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} = \frac{T_{1i} - T_{1e}}{T_{2e} - T_{2i}} \quad (20)$$

Factorul de corecție F este subunitar el crescând odată cu scăderea lui R și P .

Rezultă că pentru cele 4 temperaturi ale agenților termici date diferența medie de temperatură maximă se obține pentru curgerea în contracurent, iar cea minimă pentru echicurent, celelalte tipuri de curgere situându-se între aceste limite.

Eficiența (ε) schimbătorului de căldură se definește ca raportul dintre fluxul termic transferat în aparat și fluxul maxim care s-ar putea schimba dacă curgerea ar fi în contracurent și suprafața de transfer de căldură ar fi infinită. Eficiența exprimă astfel gradul de apropiere al aparatului real de cel teoretic.

Se poate scrie deci:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{C_2(T_{2e} - T_{2i})}{C_{\min}(T_{1i} - T_{2i})} \stackrel{\eta_r=1}{=} \frac{C_1(T_{1i} - T_{1e})}{C_{\min}(T_{1i} - T_{2i})} \quad (21)$$

Numărul de unități de transfer de căldură (NTC) se definește ca produsul dintre coeficientul global de transfer și suprafața de transfer de căldură, raportat la capacitatea termică a agentului termic.

Se poate defini astfel:

$$NTC_1 = \frac{1}{C_1} \int_s K_s dS = \frac{K_s S}{C_1} \quad (22)$$

$$NTC_2 = \frac{1}{C_2} \int_s K_s dS = \frac{K_s S}{C_2} \quad (23)$$

Se poate determina o relație generală între eficiență și NTC , pornind de la ecuația de definiție a acesteia:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{K_s S \Delta T_{med}}{C_{\min} \Delta T_{\max}} = NTC_{\min} \frac{\Delta T_{med}}{\Delta T_{\max}}, \quad (24)$$

unde: $\Delta T_{\max} = T_{1i} - T_{2i}$.

Există o legătură directă și între eficiență și parametrii P și R .

Dacă:

$$R = C_2 / C_1 < 1 ,$$

$$\varepsilon = \frac{T_{2e} - T_{2i}}{T_{1i} - T_{2i}} = P . \quad (25)$$

Dacă:

$$R = C_2 / C_1 > 1 ,$$

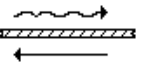

$$\varepsilon = \frac{C_2}{C_1} \frac{T_{2e} - T_{2i}}{T_{1i} - T_{2i}} = P \cdot R . \quad (26)$$

Se pot determina astfel variații de tipul: $\varepsilon = f(NTC_{\max}, C_{\min} / C_{\max}, \text{tipul curgerii})$. De exemplu, în tabelul 3.1. se prezintă aceste relații pentru curgerea în contracurent și respectiv în echicurent.

Tabelul 3.1.

Relații de calcul pentru eficiență (ε) în funcție de $NTC_{\max}, C_{\min} / C_{\max}$ și tipul curgerii

NOTATII: ε - eficiența; $N = NTC_{\max} = K_S S / C_{\min}$; $C^* = C_{\min} / C_{\max}$

Nr. crt.	Tipul curgerii	$\varepsilon = f(N, C^*)$	$N = f(\varepsilon, C^*)$
1	 contracurent	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-N(1 - C^*)]}{1 - C^* \exp[-N(1 - C^*)]}$	$N = \frac{1}{C^* - 1} \ln \left(\frac{\varepsilon - 1}{C^* \varepsilon - 1} \right)$
2	 echicurent	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-N(1 + C^*)]}{1 + C^*}$	$N = \frac{-\ln[1 - (1 + C^*)\varepsilon]}{1 + C^*}$

Pentru realizarea bilanțurilor termoeenergetice la schimbătoarele de căldură sunt necesare măsurători ale debitelor precum și ale temperaturilor tur/retur pentru cei doi agenți termici.

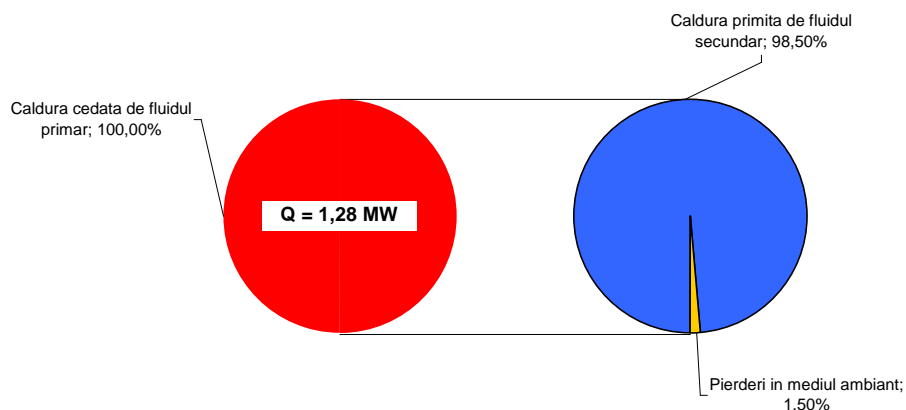
3.2. BILANȚUL TERMOENERGETIC AL SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ CU PLĂCI CU APĂ CALDĂ

Pentru calculul termic al unui schimbător de căldură se utilizează practic două ecuații de bază: ecuația bilanțului termic și ecuația transferului de căldură. Aceste elemente au fost prezentate detaliat în paragraful anterior. Un exemplu pentru bilanțul termooenergetic pentru schimbătorul de căldură cu plăci este prezentat în continuare:

Date de intrare/masurate			
Debitul de fluid primar (antigel)	m_1	65,76	m ³ /h
Temperatura fluidului primar la intrare	$t_{1,i}$	90	°C
Temperatura fluidului primar la iesire	$t_{1,e}$	71,6	°C
Diferenta de temperatura pe fluidul primar	Δt_1	18,4	°C
Debitul de fluid secundar (apa + antigel)	m_2	110,70	m ³ /h
Temperatura fluidului secundar la intrare	$t_{2,i}$	67	°C
Temperatura fluidului secundar la iesire	$t_{2,e}$	76,3	°C
Diferenta de temperatura pe fluidul secundar	Δt_2	9,3	°C
Numarul de placi	n_p	63	
Lungimea placii	L	1,15	m
Latimea placii	l	0,61	
Inaltimea canalului	h	5,0	mm
Diametrul hidraulic	d_h	10,0	mm
Suprafata de schimb de caldura a unei placii	S_p	0,616	m ²
Grosimea placii	δ_p	1,0	mm
Numarul de treceri	n_{tr}	1	
Numarul de canale pe fluidul primar	n_{c1}	31	
Numarul de canale pe fluidul secundar	n_{c2}	32	
Suprafata totala de schimb de caldura	S	39,1	m ²
Calculare			
Temperatura medie a fluidului primar	t_1	80,8	°C
Caldura specifica a fluidului primar	$c_{p,1}$	3,728	kJ/(kg·°C)
Densitatea fluidului primar	ρ_1	1024,4	kg/m ³
Conductivitatea termica a fluidului primar	λ_1	0,483	W/(m·K)
Vascozitatea dinamica a fluidului primar	η_1	6,213E-04	Pa·s
Vascozitatea cinematica a fluidului primar	ν_1	6,065E-07	m ² /s
Numarul Prandtl pentru fluidul primar	Pr_1	4,80	
Temperatura medie a fluidului secundar	t_2	71,65	°C
Caldura specifica a fluidului secundar	$c_{p,2}$	4,192	kJ/(kg·°C)
Densitatea fluidului secundar	ρ_2	976,9	kg/m ³

Conductivitatea termica a fluidului secundar	λ_2	0,665	W/(m.K)
Vascozitatea dinamica a fluidului secundar	η_2	3,916E-04	Pa.s
Vascozitatea cinematica a fluidului secundar	ν_2	4,009E-07	m ² /s
Numarul Prandtl pentru fluidul secundar	Pr_2	2,47	
Fluxul termic cedat de fluidul primar	Q_1	1283,8	kW
Sarcina termica a SCP preincalzire degazor	Q_d	95,0	kW
Fluxul termic real cedat de fluidul primar	Q_{1r}	1188,8	kW
Fluxul termic primit de fluidul secundar	Q_2	1171,0	kW
Fluxul termic pierdut in mediul ambiant	Q_p	112,8	kW
Coeficientul de retinere al caldurii	η_r	98,5	%
Diferenta maxima de temperatura	Δt_{max}	13,7	°C
Diferenta minima de temperatura	Δt_{min}	4,6	°C
Diferenta medie de temperatura	Δt_{med}	8,3	°C
Sectiunea de curgere a fluidului primar	$S_{c,1}$	0,0915	m ²
Viteza fluidului primar	w_1	0,200	m/s
Numarul Reynolds pentru fluidul primar	Re_1	3 293,4	
Numarul Nusselt pentru fluidul primar	Nu_1	170,1	
Coeficientul de convecție pentru fluidul primar	α_1	8 213,2	W/(m ² .K)
Sectiunea de curgere a fluidului secundar	$S_{c,2}$	0,0944	m ²
Viteza fluidului secundar	w_2	0,326	m/s
Numarul Reynolds pentru fluidul secundar	Re_2	8 125,5	
Numarul Nusselt pentru fluidul secundar	Nu_2	228,0	
Coeficientul de convecție pentru fluidul secundar	α_2	15 161,9	W/(m ² .K)
Coeficientul global de schimb de caldura teoretic	$k_{S,t}$	4391,6	W/(m ² .K)
Capacitatea termica a aparatului	$C = k_S \cdot S$	140,434	kW/°C
Coeficientul global de schimb de caldura experimental	$k_{S,e}$	3591,7	W/(m ² .K)
Eroarea pentru coeficientul global de schimb de caldura	ε_{ks}	22,3	%
Rezistenta termica a depunerilor	R_d	5,071E-05	m ² .K/W
Capacitatea termica a fluidului primar	$C_1 = m_1 \cdot c_{p,1}$	69,772	kW/°C
Capacitatea termica a fluidului secundar	$C_2 = m_2 \cdot c_{p,2}$	125,913	kW/°C
Raportul capacitatilor termice (C_{min}/C_{max})	C^*	0,554	
Numarul de unitati de transfer de caldura - primar	$NTC_1 = k_S \cdot S / C_1$	2,01	
Numarul de unitati de transfer de caldura - secundar	$NTC_2 = k_S \cdot S / C_2$	1,12	
Numarul de unitati de transfer de caldura - maxim	NTC_{max}	2,01	
Eficienta termica a aparatului	ε	76,52	%
Randamentul termic=eficienta proces incalzire	η_t	40,43	%

Bilantul termic al SCP - CT



Din analiza datelor prezentate se constată că schimbătorul de căldură cu plăci din centrala termică funcționează la o sarcină apropiată de cea nominală, respectiv 1,35 MW. De asemenea, eficiența schimbătorului este ridicată (peste 75%), iar numărul maxim de unități de transfer de căldură este 2, valori normale pentru aceste tipuri de aparate schimbătoare de căldură. Coeficientul global de schimb de căldură (teoretic) este cu circa 30% mai mic decât cel de proiect. În ceea ce privește coeficientul global experimental de schimb de căldură, acesta este la aproape jumătate față de cel de proiect, datorită diferenței medii logaritmice de temperatură mai ridicate (8,3 față de 5,7 °C în fișa tehnică), dar și depunerilor din aparat. Dacă considerăm rezistența depunerilor ca fiind dată de diferența dintre coeficienții globali de schimb de căldură teoretic și experimental, se constată că aceasta este de circa 10 ori mai mare ca cea din fișa tehnică a aparatului, ceea ce ar impune în viitorul apropiat o curățare a acestuia. Pierderile de căldură în mediul ambiant sunt normale, dovedind o bună izolare termică a aparatului.