



CALCULE INGINEREȘTI A SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ CU PLĂCI (SCP)

Nicolae Baboi, Nadejda Butenco, Petru Gribovan, UTM

Abstract: În lucrare pe baza analogiei Prandtl-Taylor se propune estimarea vitezei de curgere a agenților termici în schimbătoarele de căldură cu plăci lichid-lichid, domeniul de variație a criteriului Prandtl fiind 1-3.

Cuvinte cheie: Schimbător de căldură cu plăci, eficiență termică, randament exergetic, număr de unități de transfer de căldură (NTC).

1. CONSTRUCȚIE ȘI MOD DE FUNCȚIONARE

Schimbătoarele de căldură cu plăci fac parte din clasa schimbătoarelor de căldură compacte, care se caracterizează printr-un raport dintre suprafața de schimb de căldură și volumul aparatului mult mai ridicat decât la aparatele convenționale. De exemplu, la schimbătoarele de căldură tubulare cu țevi și manta acest raport are valori până la $180 \text{ m}^2/\text{m}^3$, în timp ce la aparatele compacte – el atinge valori de circa $5000 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

În raportul nostru se va atrage atenția la schimbătoare de căldură cu plăci, în care circulă agenți termici lichizi și care nu suferă transformări de fază. Schimbătorul de căldură cu plăci (SCP) este constituit dintr-o serie de plăci metalice, prevăzute cu garnituri și strânse una lângă alta cu ajutorul unor tiranți (fig.1). Fiecare pereche de plăci învecinate formează un canal de curgere. În fiecare colț al plăcii sunt prevăzute câte un orificiu, care la asamblarea pachetului formează colectoare de distribuție pentru agenți termici. Plăcile sunt executate din foi metalice subțiri, prevăzute cu gofruri în scopul măririi rigidității, suprafeței de schimb de căldură și turbulenței agenților de lucru. Fiecare placă este încălzită dintr-o parte de agentul termic care se răcește, iar de cealaltă parte – de cel de răcire. Intrarea mediilor fluide se efectuează prin racorduri amplasate pe placa mobilă sau pe cea fixă. Modurile de circulație ale mediilor fluide pot fi diverse: în contracurent, echicurent și combinate (contracurent parțial la curgerea totală în echicurent și echicurent parțial la curgerea totală globală în contracurent) (fig.3). Etanșarea între plăci împiedică amestecul agenților termici și curgerea acestora spre exterior și se realizează prin garnituri executate din materiale compatibile cu purtătorii respectivi de căldură (fig.5).

Grupul de plăci ce formează canale înguste prin care circulă fiecare din mediile de lucru numai într-o direcție, constituie un pachet. Unul sau mai multe pachete strânse între plăcile mobilă și cea fixă, sau între placa fixă și una intermediară, dotată cu racorduri sine stătătoare pentru introducerea și evacuarea agenților termici, constituie o

secție. Fiecare placă este prevăzută cu trei garnituri. Garnitura cea mare limitează spațiul prin care circulă numai unul din agenții termici iar cele mici ermetizează orificiile, prin care trece celălalt agent termic. Mediile de fluid intră în aparat prin racordul de admisiune, pătrunde în colectorul longitudinal și înaintează printr-însul până la placa lipsită de orificiu. Din colector agentul de lucru se distribuie prin câteva canale paralele ale pachetului. După ieșirea din primul pachet mediul fluid nimerește în colectorul opus, prin care se îndreaptă în pachet sau iese din secție. În dependență de sarcina termică și rezistența hidraulică disponibilă aparatul cu plăci se compune din numere diferite de canale și pachete. Valoarea suprafeței de schimb de căldură întotdeauna se alege într- așa mod, ca ea să corespundă cât mai exact celei necesare fără o careva rezervă.

Prin conectare în paralel a unui număr corespunzător de plăci aparatul poate asigura orice sarcină termică la valori de viteze cele mai optime. Plăcile sunt montate pe țije portante, lungimea cărora permite micșorarea plăcilor pentru a fi curățate și revizuite, iar dispozitivul de susținere, bara de ghidare de sus și bara de ghidare și susținere din partea de jos – posibilitatea de demontare și înlocuire a unora din plăci (dacă este necesar). Părțile componente ale schimbătorului de căldură sunt montate ca unul întreg în cadrul aparatului depinzând de gabaritele de dimensiuni și modul de instalare al aparatului. Pentru a alege grosimea și configurația optimă este necesar de a învinge două cerințe – ambele excluzându-se reciproc una pe alta, mărirea schimbului global de căldură a plăcii cere ca ea să fie cât mai subțire, în același timp plăcile subțiri sub acțiunea presiunii agenților de lucru se deformează.

Plăcile sunt realizate prin ambutisare și confecționate din oțel inoxidabil, titan și alte metale, destul de ductile cum sunt Monel Incoloy și al. Grosimea plăcilor este de obicei de 0,6-0,8 mm și numai foarte rar se depășește 1 mm. O importanță mare o are profilul plăcii care trebuie să asigure o turbulență mare, pentru sporirea coeficientului de convecție, o distribuție a agenților termici pe întreaga suprafață a plăcii și o rigiditate mecanică datorită punctelor de sprijin metal pe metal.

Profilul suprafeței de lucru a plăcilor are forme diverse: cu curgere în bandă (cu gofruri orizontale sau sinusoidale, cu profil triunghiular, sinusoidal) și cele cu curgere în rețea (cu gofruri în formă de „V”, cu parametrii de turbulență de formă semisferică). Datorită distanței mici dintre plăci (3-6 mm) și turbulenței sporită a lichidului se obțin valori relativ mari ai vitezei de curgere (0,3-1 m/s) și ai coeficienților globali de schimb

de căldură (până la 4000 W/(m²•K)). Orificiile de alimentare ale unui schimbător de căldură cu plăci se dimensionează într-asa mod încât pierderile de presiune să fie cât mai mici posibile. Ca ordin de mărime, vitezele în aceste secțiuni pot atinge până la 5 m/s.

2. AVANTAJE

Față de schimbătoarele cu țevi și manta schimbătoarele de căldură cu plăci se bucură de următoarele avantaje [6]:

- construcție simplă, ce permite amplasamentul plăcilor pentru-un diapazon de variație destul de larg al parametrilor agenților termici: diferențe de temperatură mici între ieșirea agentului cald și intrarea celui rece datorită curgerii în contracurent pur-factor destul de important în ce privește recuperarea căldurii, unde fiecare grad de temperatură înseamnă o economie considerabilă;
- obținerea a unui coeficient global de transfer de căldură până la 4500 W/(m²•K) (schimbul de căldură lichid-lichid);
- exploatarea simplă și comodă;
- realizarea în cadrul aceluiași aparat împărțit în mai multe secții, a mai multor procese de încălzire și răcire, ce reduce cheltuielile impuse de instalarea unor aparate individuale și economisește spațiul care ar fi necesar pentru amplasarea acestora (fig.4);
- posibilitatea de curățare simplă a suprafețelor de schimb de căldură din partea ambelor medii fluide printr-o desfacere simplă și montare a aparatului;
- modificarea suprafeței de schimb de căldură prin adăugarea sau excluderea unui număr de plăci și a modificării sensului de curgere a purtătorului de căldură în scopul măririi sarcinii termice dorite;
- posibilitate de reglare și automatizare simplă [3];
- posibilitate de unificare și normare a schimbătoarelor de căldură cu plăci, ce reduce costul de preț la producerea acestor aparate.
- reducerea consumului specific de metale sau aliaje (la unitatea de suprafață de schimb de căldură);
- reducerea considerabilă a caracteristicilor de masă și de gabarit a unui schimbător de căldură cu plăci. Prin urmare, cheltuielile pentru transport, manipulare pe parcursul instalării și pentru fundații sunt mai mici;
- posibilitatea de a evita amestecul între agenții termici, fiecare din care având câte o garnitură individuală. Spațiul cuprins între garnituri este în contact direct cu mediul ambiant, prin urmare defectarea uneia dintre garnituri este un semnal vizual de scăpare de agent termic în exteriorul aparatului (fig.5);
- Datorită eficienței termice sporite se micșorează necesarul de apă de răcire în cazul când schimbătoarele de căldură sunt folosite în scopuri de răcire ce duce la o economie de energie pentru pompare.

3. APRECIEREA VITEZEI DE CURGERE A AGENȚILOR

În SCP regimul de curgere al agenților termici se instalează ca regulă turbulent și metodele riguroase, care

cu siguranță pot fi utilizate la analiza circulației laminare, nu sunt acceptabile în cazul dat. De aceea s-a recurs la rezultatele experimentale și la aplicarea analogiei dintre transfer de căldură, impuls și masă. Acest lucru s-a dovedit a fi justificat și adesea destul de util.

Corelațiile empirice a datelor experimentale ca regulă sunt prezentate sub forma [2,5]:

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (1)$$

Mai mult decât atât, în calculele termice preliminare a schimbătoarelor de căldură cu plăci alegerea vitezelor de curgere, a coeficientului de transfer de căldură prin convecție, a coeficientului global de transfer de căldură se efectuează pornind de la expresiile bazate pe analogia Reynolds [1]:

$$\frac{\alpha_{1,2}}{\rho_{1,2} \cdot W_{1,2} \cdot C_{p1,2}} = \frac{\xi_{1,2}}{8} = St_{1,2}, \quad (2)$$

unde α este coeficientul de convecție, în W/(m²•K); ρ , C_p – densitatea și capacitatea de căldură, în kg/m³ și respectiv kJ/(kg•K); ξ – coeficientul de pierderi; St – criteriul Stanton iar indicii 1,2 se referă la agentul primar respectiv secundar.

Această relație poate fi modificată utilizând criteriul Euler ($Eu_{1,2} = \Delta p_{1,2} / (\rho_{1,2} \cdot W_{1,2}^2)$):

$$\frac{\alpha_{1,2}}{\rho_{1,2} \cdot W_{1,2} \cdot C_{p1,2}} = \frac{\xi_{1,2} \cdot \rho_{1,2} \cdot W_{1,2}^2}{8 \cdot \Delta p_{1,2}}, \quad (3)$$

$$\text{sau } W_{1,2} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_{1,2} \cdot \Delta p_{1,2}}{\rho_{1,2}^2 \cdot C_{p1,2} \cdot \xi_{1,2}}}. \quad (4)$$

Aici $\Delta p_{1,2}$ este diferența de presiune a agenților termici 1,2 în aparat, în Pa.

Daca se cere determinarea prealabilă a vitezei de curgere dând valori coeficientului global de schimb de căldură k , atunci relația de mai sus se va retranscrie:

$$W_{1,2} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{k \cdot \Delta t_{med} \cdot \Delta p_{1,2}}{\Delta t_{1,2} \cdot \rho_{1,2}^2 \cdot C_{p1,2} \cdot \xi_{1,2}}}, \quad (5)$$

aici sau utilizat relațiile:

$$q = \alpha_1 \cdot \Delta t_1 = \alpha_2 \cdot \Delta t_2 = k \cdot \Delta t_{med}, \quad (6)$$

unde: $\Delta t_{1,2}$ sunt diferențele de temperatură pentru fiecare agent termic, în K; Δt_{med} – diferența de temperatură medie logaritmică, în K.

În expresiile (1), (2) și (4) s-a considerat $Pr = 1$ ce este valabil pentru mediile gazoase. Aceste expresii sunt utilizate în calculele termice ale schimbătoarelor de căldură cu plăci [5].

După părerea noastră este mai indicat utilizarea analogiei Prandtl – Taylor pentru calculele preliminare a SCP lichid-lichid în care $Prandtl > 1$.

Expresiile bazate pe analogia Prandtl – Taylor sunt [3]:

$$\frac{\alpha}{\rho \cdot W \cdot C_p} = \frac{\xi}{8} \cdot \frac{1}{\left[1 + \frac{W_{gr}}{W} (Pr-1)\right]} = St. \quad (7)$$

Determinarea mărimii W_{gr}/W (fig.2) ține de clasa problemelor hidromecanicii curgerilor turbulente și aici nu le vom analiza. Este de menționat, că această viteză prezintă o funcție ne semnificativă de numărul Reynolds.

Cu o aproximație satisfăcătoare această viteză relativă poate fi apreciată prin numărul 1/3 [1], ce se justifică la curgerea prin canale de secțiune dreptunghiulară. În acest caz și se consideră valorile constante ale tensiunilor tangențiale de frecare și densitatea fluxului termic în limitele straturilor adiacente pereților, precum și distribuția uniformă a presiunii și pentru expresia (4) obținem:

$$W_{1,2} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{k \cdot \Delta t_{med} \cdot \Delta p_{1,2} (2 + Pr_{1,2})}{3 \cdot \Delta t_{1,2} \cdot \rho_{1,2}^2 \cdot C_{p1,2} \cdot \xi_{1,2}}} \quad (8)$$

Aici $\Delta t_{1,2}$ este diferența de temperatură a agenților termici, în K.

Este ușor de văzut că în unicul caz când $Pr = 1$, această relație se transformă în ecuația (5). Relația (8) va fi utilizată pentru alegerea prealabilă a vitezei de curgere.

Este de menționat că relația (8) în cazul nostru are totodată și un caracter didactic, demonstrându-ne dependența vitezei de curgere de Pr (fig.2). Se vede că la $Pr > 1$ cu cât este mai mare Pr , cu atât este mai mare rezistența termică conductivă în comparație cu rezistența termică convectivă. Expresia (8) dă rezultate în concordanță cu experiența pentru $Pr \approx 3$ [1].

4. SUCESIUNEA CALCULELOR TERMICE

Orice schimbător de căldură poate fi caracterizat în ce privește domeniile de aplicabilitate a tehnologiilor de patru parametri principali: 1) temperatura maximă în aparat; 2) presiunea maximă de funcționare; 3) numărul de funcții pe care le poate îndeplini; 4) numărul de unități de transfer de căldură (NTC) – indicatorul de bază al performanțelor de transfer de căldură.

Schimbătoarele de căldură cu țevi și manta pot fi utilizate până la temperaturi și presiuni mari (900 °C, 100 bar) și îndeplinesc toate funcțiile, dezavantajul lor constând în performanțe scăzute de transfer de căldură (numărul $NTC \leq 1$). Schimbătoarele de căldură cu plăci și elementele de etanșare sunt limitate la valori și nu pot fi utilizate ca schimbător gaz/gaz, în schimb performanțele de schimb de căldură sunt ridicate ($NTC \approx 5$).

La baza calculelor termice ale schimbătoarelor de căldură cu plăci sunt puse:

- ecuația de bilanț de căldură

$$Q_i \cdot \eta_r = Q_2 = Q \quad (9)$$

- ecuația de transfer de căldură

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t_{med} \quad (10)$$

- expresia de calcul a pierderilor de presiune

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{l}{d_{ech}} \cdot \frac{\rho W^2}{2} \quad (11)$$

- coeficientul global de transfer de căldură

$$k = \left[\frac{1}{\alpha_1} + R_{d1} + \frac{\delta_p}{\lambda_p} + R_{d2} + \frac{1}{\alpha_2} \right]^{-1} \quad (12)$$

în care: Q_1 și Q_2 sunt fluxurile de căldură cedate de agentul termic primar, respectiv, preluat de cel secundar, în W; η_r – coeficientul de reținere a căldurii; k – coeficientul global de transfer de căldură, în

W/(m²·K); F – suprafața de schimb de căldură, în m²; Δp – pierderi de presiune, în N/m²; ξ – coeficient de pierderi de presiune; W – viteza agentului de lucru, în m/s; α_1, α_2 – coeficienți de schimb de căldură prin convecție de la agentul primar la placă și respectiv, cel de la placă la agentul secundar, în W/(m²·K); δ_p – este grosimea plăcii, în m; λ_p – conductivitatea plăcii, în W/(m·K); R_{d1}, R_{d2} – rezistențele termice ale depunerilor pe partea agentului primar, respectiv, secundar, în m²·K/W. (sunt date sau pot fi calculate).

Pentru determinarea coeficienților de schimb de căldură prin convecție α_1 și α_2 , precum și a coeficientului de pierderi de presiune ξ se utilizează relații criteriale de tipul:

$$Nu = A \cdot Re^b \cdot Pr^c \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_p} \right)^{0,25} \quad (13)$$

$$\xi = B \cdot Re^d \quad (14)$$

unde Nu, Re, Pr , se calculează după temperatura determinantă cu relațiile (16, 17). Coeficienții A, B și exponenții b, c și d au valori numerice caracteristice fiecărui tip de placă.

La determinarea criteriilor Nu și Re ca dimensiune determinantă se ia diametrul echivalent care este dat pentru fiecare placă și se definește prin relația:

$$d_{ech} = \frac{4 \cdot f_c}{p} = \frac{4 \cdot l \cdot h}{2 \cdot l \cdot (l + h)} = 2h \quad (15)$$

unde: f_c este secțiunea de curgere a canalului, în m²; p – perimetrul udat perpendicular pe direcția principală de curgere, în m; h – înălțimea canalului, sau distanța dintre două plăci, în m; l – lățimea plăcii, în m.

Temperaturile medii ale agenților termici t_{f1} și t_{f2} indiferent de schema de curgere se pot stabili cu următoarele relații:

- dacă $\delta t_1 < \delta t_2$ (răcirea agentului cald este mai mică decât încălzirea agentului rece):

$$t_{f1} = 0,5(t_1' + t_1''); t_{f2} = t_{f1} - \Delta t_{med} \quad (16)$$

- dacă $\delta t_2 < \delta t_1$ (încălzirea agentului rece este mai mică decât răcirea agentului cald):

$$t_{f2} = 0,5(t_2' + t_2''); t_{f1} = t_{f2} + \Delta t_{med} \quad (17)$$

Temperatura peretelui se determină ca media aritmetică dintre t_{f1} și t_{f2} și servește la calcularea criteriului Pr_p . Diferența de temperatură medie Δt_{med} se calculează cu relația:

$$\Delta t_{med} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}} \quad (18)$$

Viteza rațională de curgere (0,25 – 1,0 m/s) a agenților termici se determină la prima aproximație cu relația (8), în care coeficientul global de schimb de căldură k și coeficientul de pierderi de presiune generalizat ξ se admit în limitele de valori respective. Determinând Re_1 și Re_2 verificăm valorile $\xi_{1,2}$ cu formula (14). După aceasta cu ajutorul ecuației (13) calculăm coeficienții α_1, α_2 , iar cu relația (12) – coeficientul global de transfer de căldură k .

Calculul termic se termină cu calcularea suprafeței totale de schimb de căldură F utilizând relația (10).

Calculul constructiv și hidromecanic se efectuează după metoda Institutului de proiectare „UkrNII–himmas”, [4].

5. INDICII DE CALITATE

1. Coeficientul de reținere a căldurii, η_t , reprezintă raportul dintre fluxul de căldură preluat de agentul rece Q_2 și fluxul de căldură cedat de agentul cald Q_1 :

$$\eta_r = \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_p}{Q_r}, \quad (19)$$

în care Q_p este fluxul de căldură pierdut în mediul ambiant și are ordinul de mărime 0,98-0,99.

2. Eficiența termică, ε , este raportul dintre sarcina termică reală Q și sarcina termică maximă posibilă Q_{\max} a aparatului, corespunzătoare aparatului în contracurent cu suprafața de schimb de căldură infinită:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{C_1 \cdot (t_1' - t_1'')}{C_{\min} (t_1' - t_2'')} = \frac{C_2 (t_2'' - t_2')}{C_{\min} (t_1' - t_2')}, \quad (20)$$

unde s-a considerat $\eta_n = 1$.

Capacitatea termică C_{\min} este valoarea minimă dintre $C_1 = G_1 \cdot Cp_1$ și $C_2 = G_2 \cdot Cp_2$. Eficiența termică ε exprimă gradul de apropiere al aparatului real de cel teoretic.

3. Numărul de unități de transfer de căldură NTC se definește pentru un agent termic prin relațiile:

$$NTC = \frac{k \cdot F}{C} = \frac{|t' - t''|}{\Delta t_{med}}, \quad (21)$$

în care $\Delta t_{1,2} = |t' - t''|$ reprezintă variația de temperatură a mediului fluid respectiv în aparat, în K.

Mărimea NTC este un parametru care caracterizează posibilitățile de transfer de căldură ale aparatului. Semnificația lui fizică este aceea de „lungime termică”, prin asociație cu lungimea canalului parcurs de fluid în aparat. Performanțele unui aparat se îmbunătățește prin creșterea valorii NTC. Anume din diversele tipuri de schimbătoare de căldură existente numai SCP au performanțe de transfer de căldură (NTC) destul de ridicate ($NTC \approx 5$), în timp ce acest indice atinge valoarea aproape de 1 la schimbătoarele de căldură cu țevi și manta.

4. Pierdere specifică de presiune, Δp_{sp} , se definește ca raportul dintre pierderea de presiune a fluidului cald sau rece, în bar, și numărul de unități de transfer de căldură NTC pentru fluidul respectiv:

$$\Delta p_{sp_{1,2}} = \frac{\Delta p_{1,2}}{NTC_{1,2}}, \quad (22)$$

Pierdere specifică de presiune Δp_{sp} are valori optime pentru fiecare tip de fluid, astfel pentru SCP apă-apă, valorile recomandate sunt: $\Delta p_{sp} = 0,15 - 0,5$ bar.

5. Randamentul exergetic, η_{ex} , reprezintă raportul dintre variația fluxului de exergie al fluidului rece ΔE_2 și variația fluxului de exergie al fluidului cald ΔE_1 , în W:

$$\eta_{ex} = \frac{\Delta E_2}{\Delta E_1} = \frac{E_2'' - E_2'}{E_1' - E_1''} = \frac{G_2 (e_2'' - e_2')}{G_1 (e_1' - e_1'')} = 1 - \frac{\Delta E_p}{\Delta E_1}, \quad (23)$$

unde: ΔE_p este fluxul de exergie pierdut de aparat, în W; prin indicii ('), (") – intrare, ieșire; (1), (2) – agentul termic primar, respectiv secundar; e – exergia specifică, în J/kg; G – debitul de agent, în kg/s; E – flux de exergie, în W.

Exergia specifică a unui mediu fluid cu presiunea p și temperatura T se calculează cu relația:

$$e = (h - h_0) - T_0 (S - S_0), \quad (24)$$

unde h și s reprezentând entalpia specifică, în J/kg, respectiv entropia specifică a fluidului, în J/(kg·K) la parametrii p și T ; T_0 – temperatura de referință a mediului ambiant, în K; h_0 și S_0 – entalpia specifică, respectiv entropia specifică a fluidului la temperatura T_0 . Un schimbător de căldură are trei categorii de pierderi:

- pierderi de temperatură în procesul de transfer de căldură datorită diferenței finite de temperatură între agenții termici;
- pierderi de presiune datorită învingerii rezistențelor hidraulice la curgerea agenților termici prin aparat;
- pierderi de căldură în mediul ambiant prin pereții sau izolația termică a aparatului.

Aceste pierderi care nu pot fi eliminate complet, determină prin mărimea lor gradul de calitate a proceselor de transfer de căldură.

Corespunzător acestor trei categorii de pierderi dintr-un schimbător de căldură fluxul de exergie pierdut de un aparat se determină cu relația:

$$\Delta E_p = \Delta E_{sch} + \Delta E_p + \Delta E_{med}, \quad (25)$$

în care: ΔE_{sch} este pierderea de exergie datorită ireversibilității schimbului de căldură la diferență finită de temperatură, în W; $\Delta E_{\Delta p}$ – pierderea de exergie corespunzătoare pierderii de presiune a agenților termici în aparat, în W; ΔE_{med} – pierderea de exergie produsă de pierderea de căldură a aparatului în mediul ambiant, în W. Desfășurând aceste pierderi, ecuația (25) se retranscrie:

$$\Delta E_p = \frac{T_0 \cdot \Delta T}{T_{f1} \cdot T_{f2}} \cdot Q + \left(\frac{T_0}{T_{f1}} N_1 + \frac{T_0}{T_{f2}} N_2 \right) + Q_p \left(1 - \frac{T_0}{T_{f1}} \right), \quad (26)$$

unde: T_0 este temperatura de referință a mediului ambiant, în K; T_{f1} , T_{f2} – temperaturile medii ale agenților termici, în K; $\Delta T = T_{f1} - T_{f2}$ – diferența medie de temperatură între agenții termici medii, în K; Q – sarcina termică a aparatului, în W; N_1 , N_2 – puterea de pompare prin aparat a agenților termici, în W; $Q_p = \eta_t \cdot Q$ – fluxul de căldură pierdut în mediul ambiant, în W.

Așadar randamentul exergetic este un indice care caracterizează în mod complet funcționarea schimbătorului de căldură, ținând cont de toate pierderile de căldură în aparat.

6. CONCLUZII

1. Datorită grosimii foarte mici a plăcilor (0,5-0,8 mm) medierea temperaturii agenților termici trebuie de efectuat luând în considerație valorile reciproce a capacităților termice ale lor (C_1 , C_2).

2. Orice calcul termic a SCP trebuie să fie însoțit de determinarea indicilor de calitate: eficiență termică, număr de unități de transfer de căldură, randament exergetic, randament termodinamic și pierdere specifică de presiune.

REFERINȚE

- [1] F. Chiriac, A. Leca, ș.al., Procese de transfer de căldură și masă, ET., B, 1982.
- [2] T. Sherwood, R. Pigford, C. Wilke, Masoperedachia, Himia, M., 1982.
- [3] Economie de energie în industria alimentară, ET, B, 1991.
- [4] Teploobmenniki plastinciatâe. Metodî teplovâh i hidromekaničeskikh rasscioťih, Ukmiihimmas, 1978.
- [5] Spravocinik po teploobmenicam vol I, EAI, M., 1987
- [6] M.Stan, I. Carabogdan, Generalități privind construcția, performanțele și calculul schimbătoarelor de căldură cu plăci, ET, B, Energ. N, S, 1991.

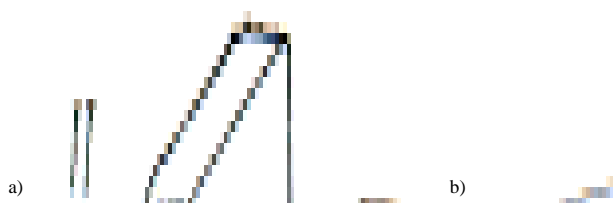


Fig.1 – Schimbător de căldură cu plăci (a) și placa (b):
 1 – placă fixă; 2 – plăci pare; 3 – placă de capăt mobilă;
 4 – dispozitiv de strângere; 5 – plăci impare;
 I, II – agenți termici

Baboi Nicolae doctor în științe tehnice, conferențiar la catedra TME a UTM. A absolvit Facultatea Termoenergetică, 1959 Odesa. Lucrări publicate aproape de 30 în domeniul transferului de căldură și a termoenergeticii.

Butenco Nadejda lector superior la catedra TME a UTM. A absolvit Facultatea de Termofizică în Odesa. Lucrări publicate 13 în domeniul transferului de căldură.

Gribovan Petru student la specialitatea termoenergetică, anul V, eminent în învățtură.

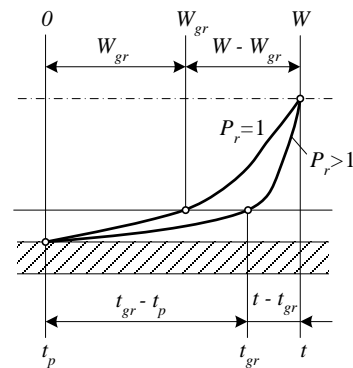


Fig.2 - Profilele de viteză și de temperatură, având în vedere stratul laminar de la perete

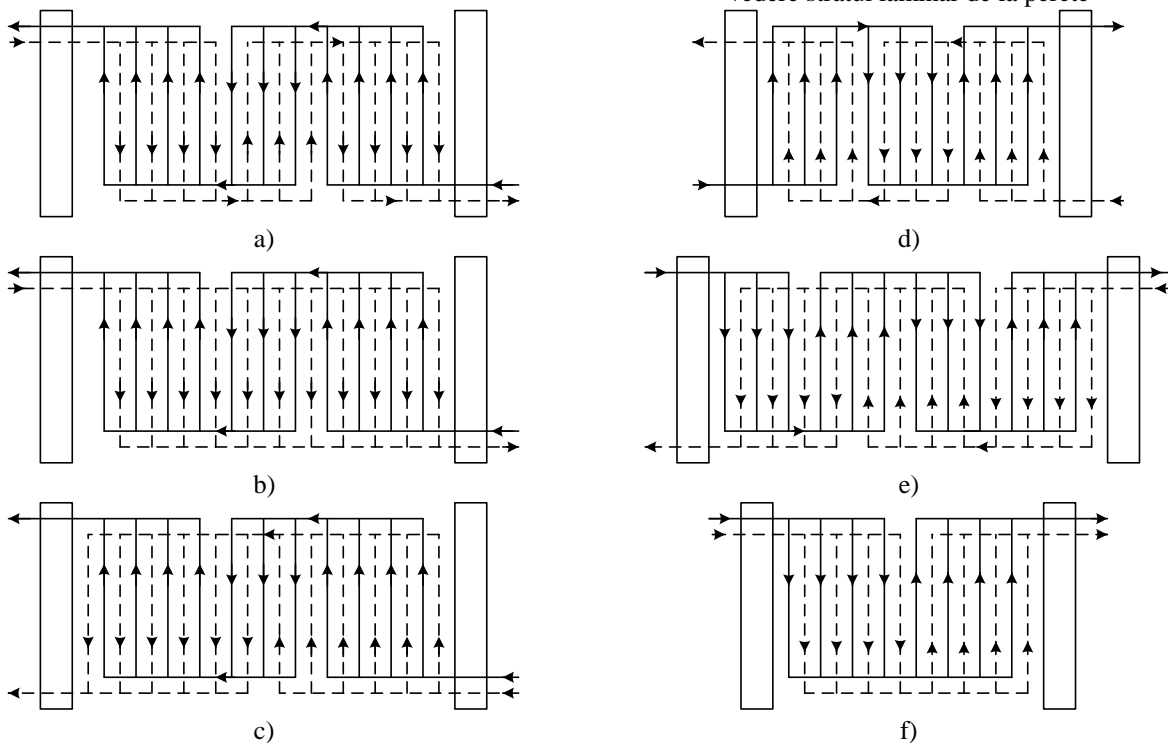


Fig.3 - Tipuri de circulații posibile în schimbătoare de căldură cu plăci: a) circulație simetrică în contracurent; b) circulație mixtă cu o trecere pe partea unuia din agenți și cu 3 treceri – pe partea celui alt agent; c) circulație cu mai multe treceri; d) echicurent parțial la circulație totală în contracurent; e) contracurent parțial la circulație totală în echicurent; f) echicurent pur

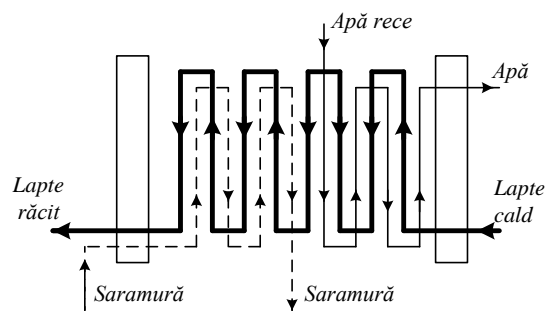


Fig.4 - SCP cu mai multe funcții

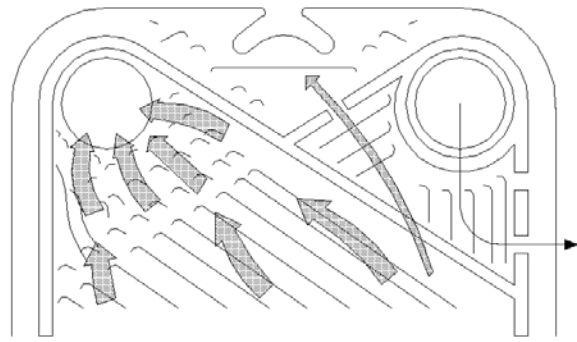


Fig.5 - Vizualizarea pierderilor de fluid în exteriorul aparatului