

III.5. Transferul global de caldura in regim stationar

In functie de modul in care se realizeaza schimbul de caldura schimbatoarele de caldura se clasifica in: *schimbatoare de amestec* si *schimbatoare de suprafata*.

In *schimbatoarele de amestec* fluidul mai cald se amesteca cu cel rece pe cand in cele de *suprafata* fluidele nu se amesteca intre ele, *fiind despartite de o suprafata solida*.

Sunt putine cazurile cand considerentele tehnologice permit amestecarea fluidelor in schimbator, de aceea in majoritatea cazurilor operatiile termice se realizeaza in schimbatoare de suprafata.

Pentru asigurarea regimului termic impus, intre fluidele din aparat se *schimba un flux de caldura, Q* , al carui valoare se determina din bilantul termic.

Pentru a se asigura transferul fluxului de caldura impus de bilantul termic, Q , aria suprafetei despartitoare, denumita *suprafata de transfer de caldura*, A trebuie sa aiba o anumita valoare, care rezulta din calcule. Suprafata de transfer de caldura dicteaza dimensiunile principale ale schimbatoarelor de caldura.

La schimbatoarele de amestec schimbul de caldura facandu-se prin contactul direct al fluidelor, la amestecarea acestora rezistenta la transfer este practic neglijabila. *La aceste aparate nu se pune problema calcularii unei suprafete de transfer*, iar dimensiunile lor depind in principal de debitele de fluid care se amesteca.

III.5.1. Coeficientul global de transfer de caldura

Fluxul de caldura transferat intr-un schimbator se calculeaza cu relatii care tin *cont de mecanismele de transfer din sistem, de variatia temperaturilor si de sensul de circulatie al fluidelor in aparat*. Pentru deducerea unei astfel de relatii se adopta un model fizic al transferului de caldura intre doua fluide, despartite printr-un perete solid plan format din mai multe straturi.

Se considera ca temperatura celor doua fluide nu variaza in lungul suprafetei de transfer, adica are loc un transfer la *potential constant*. Acest lucru este posibil daca fluidele prin schimbul de caldura isi *modifica starea de agregare* (de exemplu fluidul *cald condenseaza* iar cel rece *fierbe*). Evident acest caz particular serveste pentru a defini o marime importanta – *coeficientul global de transfer de caldura*.

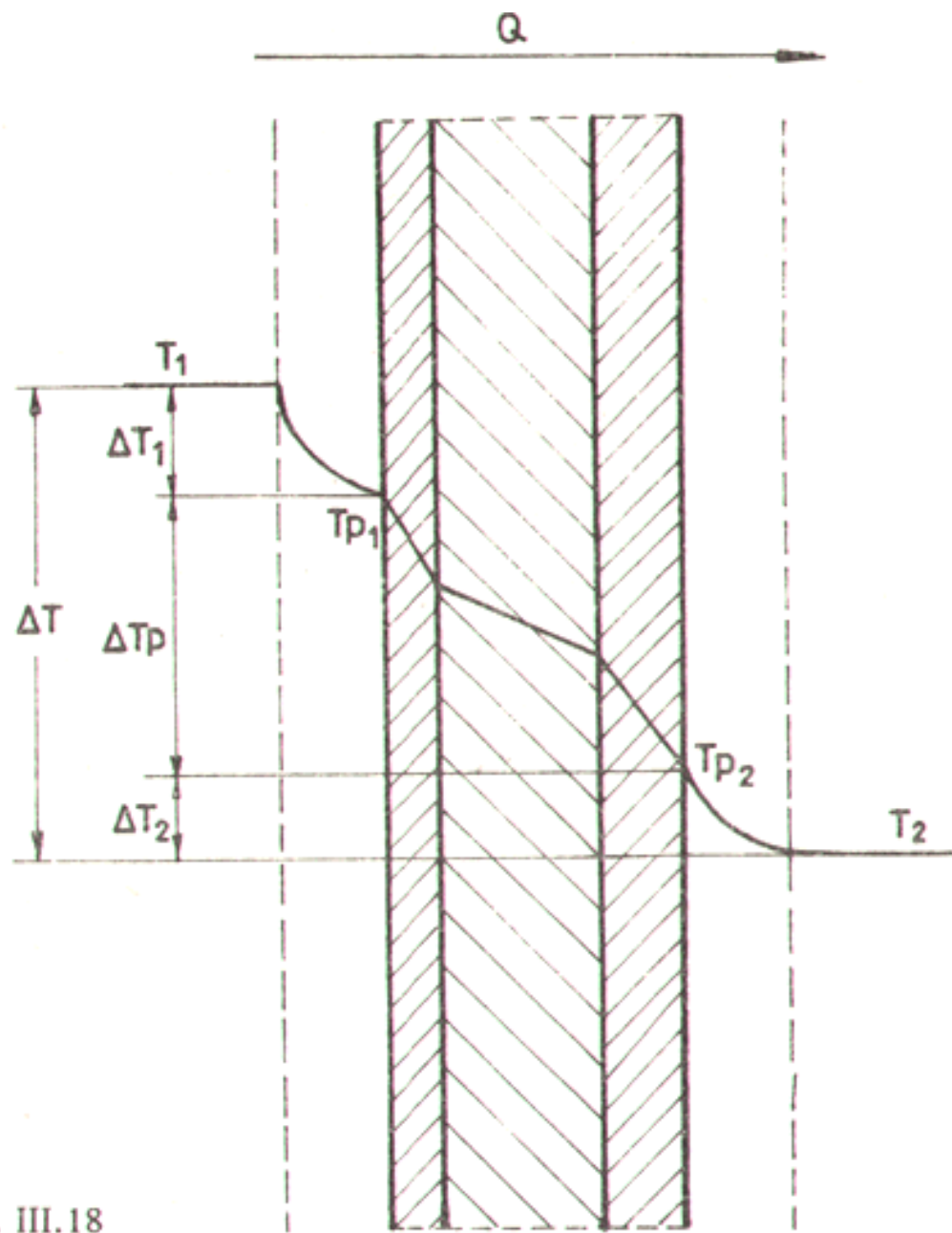


Fig. III.18
Modelul fizic al transmiterii căldurii în schimbătoare de suprafață.

Conform modelului fizic prezentat in figura anterioara, caldura se transfera de la fluidul mai cald, cu temperatura T_1 la fluidul mai rece cu temperatura T_2 , printr-un mecanism global realizat prin trei mecanisme elementare inseriate:

- *transferul caldurii de la fluidul cald la perete, prin convecție*, fluxul transferat fiind exprimat prin relatia lui Newton:

$$Q_1 = \alpha_1 \cdot A(T_1 - T_{p1}) \quad (\text{III.90})$$

- *transferul caldurii prin peretele despartitor, prin conductivitate termica*, fluxul termic transferat fiind dat de:

$$Q_p = \frac{A(T_{p1} - T_{p2})}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} \quad (\text{III.91})$$

- *transferul caldurii de pe fata opusa a peretelui despartitor la fluidul rece, prin convecție, fluxul transferat fiind:*

$$Q_2 = \alpha_2 \cdot A(T_{p2} - T_2) \quad (\text{III.92})$$

Daca regimul este stationar, acumularile de caldura sunt nule si deci:

$$Q_1 = Q_p = Q_2 = Q \quad (\text{III.93})$$

Exprimand potentialele individuale $\Delta T_1 = T_1 - T_{p1}$

$\Delta T_p = T_{p1} - T_{p2}$ si $\Delta T_2 = T_{p2} - T_2$ din relatiile de mai sus si tinand cont de egalitatea fluxurilor de caldura in regim stationar rezulta:

$$\begin{aligned}
T_1 - T_{p1} &= \frac{Q}{A} \cdot \frac{1}{\alpha_1} \\
T_{p1} - T_{p2} &= \frac{Q}{A} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} \\
T_{p2} - T_2 &= \frac{Q}{A} \cdot \frac{1}{\alpha_2}
\end{aligned}
\tag{III.94}$$

Se aduna relatiile de mai sus membru cu membru, obtinandu-se:

$$T_1 - T_2 = \frac{Q}{A} \left(\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \right)
\tag{III.95}$$

de unde:

$$Q = \frac{A(T_1 - T_2)}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (\text{III.96})$$

Raportul:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (\text{III.97})$$

este *coeficientul global de transfer de caldura* iar inversul lui

$$R = \frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (\text{III.98})$$

reprezinta *rezistenta totala la transferul de caldura intre cele doua fluide*.

Diferenta dintre temperaturile celor doua fluide:

$$\Delta T = T_1 - T_2 \quad (\text{III.99})$$

reprezinta *forta motoare globala sau potentialul global al transferului de caldura*.

Cu aceste notatii ecuatia *transferului de caldura global* sau *ecuatia de proiectare*, deoarece aceasta este utilizata pentru calculul suprafetei de transfer de caldura, **A**, devine:

$$Q = K \cdot A \cdot \Delta T \quad (\text{III.100})$$

Relatia de mai sus este valabila numai atunci cand *potentialul transferului este constant*. Daca, insa, cel putin un

fluid nu-si modifica starea de agregare, schimbând *caldura sensibila cu peretele* isi modifica temperatura in lungul suprafetei de transfer. In aceste conditii potentialul global nu ramane constant pe suprafata de transfer si deci fluxul de caldura transferat nu mai poate fi calculat cu relatia anterioara, ci cu alta relatie care se obtine pentru *potential global variabil*.

III.5.2. Transfer de caldura la potential global variabil

Potentialul global mediu depinde de variatia temperaturii celor doua fluide in schimbator si, uneori (cand variaza temperatura ambelor fluide pe suprafata) si de sensul de circulatie a fluidelor in schimbator. Fluidele pot circula prin schimbator in: *echicurent, contracurent, curent mixt* si in *curent incrucisat*.

Aceste scheme de circulatie sunt prezentate in figura de mai jos:

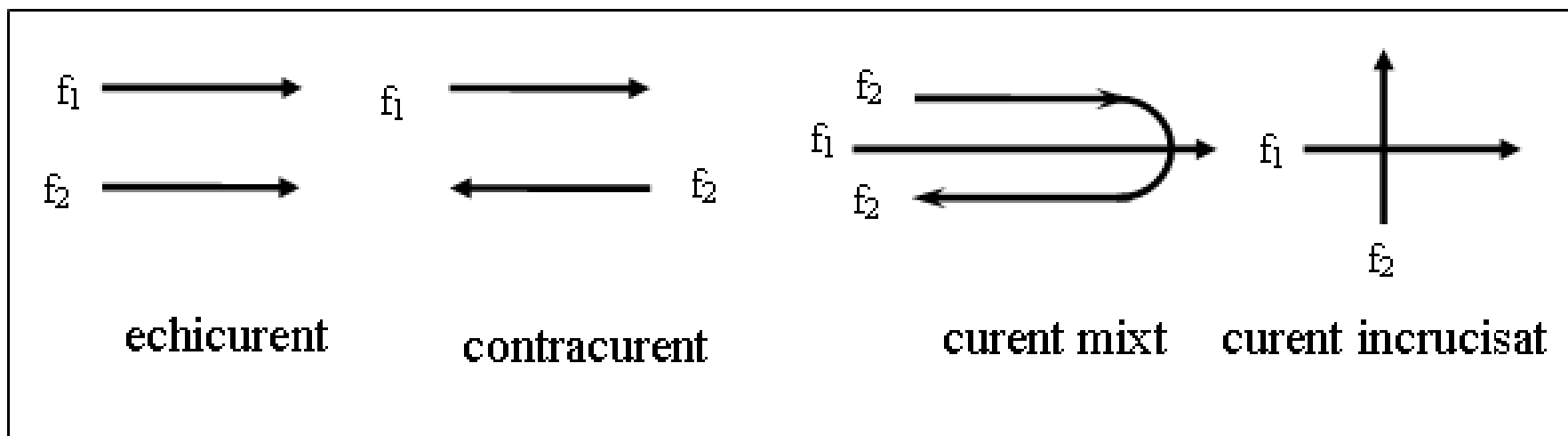


Fig. III.19

Scheme de circulatie a fluidelor in schimbatoarele de caldura

Pentru deducerea expresiei fluxului de caldura la potential global variabil, se considera cel mai simplu tip de schimbator de caldura de suprafata – *schimbatorul de caldura teava in teava*, format din doua tevi coaxiale. Suprafata de transfer la acest schimbator este data de aria laterala a tevii interioare.

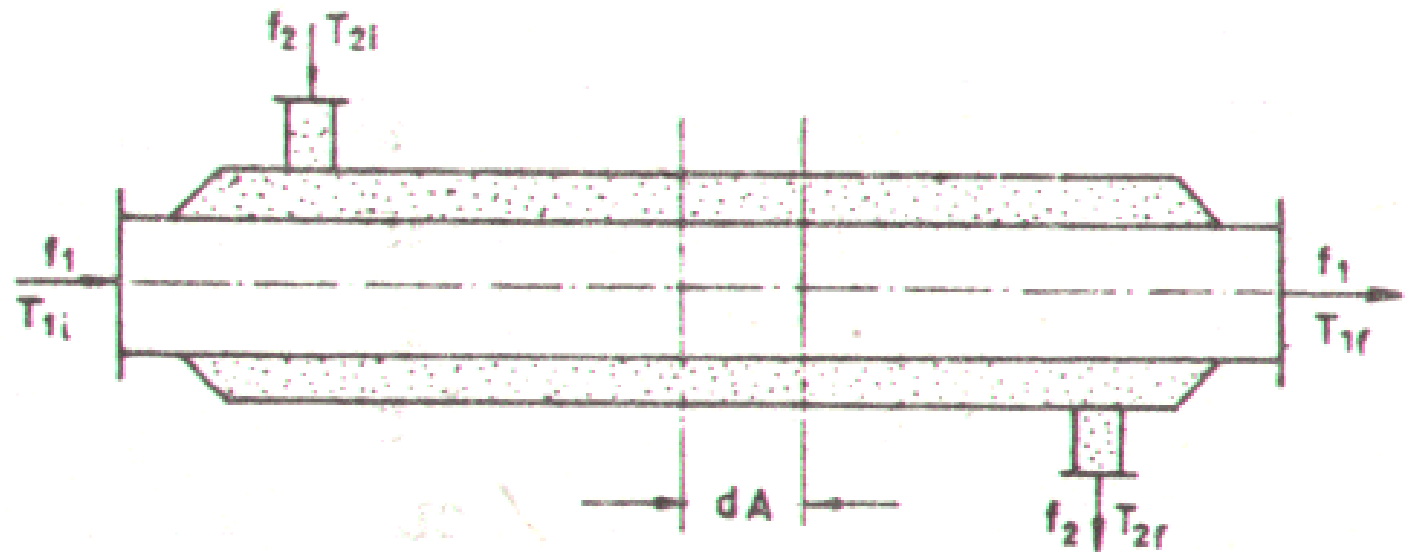


Fig. III.20

Schimbătorul de căldură țeavă în țeavă.

Variația temperaturii celor două fluide pe suprafața de transfer, pentru *circulația în echicurent* este prezentată în figura de mai jos:

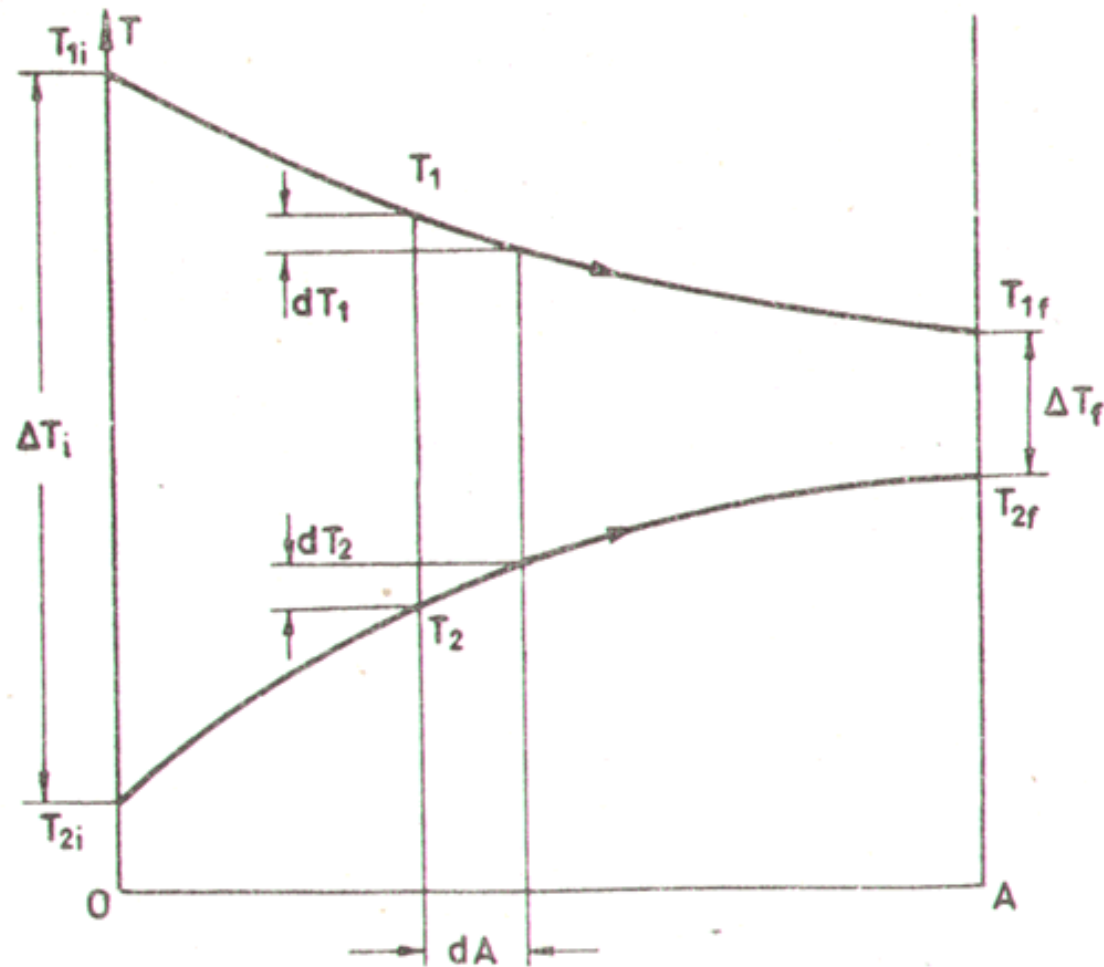


Fig. III.21

Variația temperaturilor într-un schimbător de căldură în echicurent.

Pe o suprafata de transfer infinit mica dA , pe care potentialul poate fi considerat constant fiind dat de diferenta dintre temperaturile curente T_1 si T_2 ; $\Delta T = T_1 - T_2$. Variatia temperaturii fluidului cald pe aceasta suprafata este $(-dT_1)$, iar variatia temperaturii fluidului rece este (dT_2) . Pentru suprafata elementara dA se pot scrie urmatoarele relatii:

-ecuatia transferului de caldura:

$$dQ = K \cdot dA(T_1 - T_2) = K \cdot dA \cdot \Delta T \quad (\text{III.101})$$

- bilantul termic al fluidului cald:

$$dQ = -M_{m1} \cdot c_{p1} \cdot dT_1 \quad (\text{III.102})$$

- bilantul termic al fluidului rece:

$$dQ = M_{m2} \cdot c_{p2} \cdot dT_2 \quad (\text{III.103})$$

Potentialele globale la capetele schimbatorului sunt date de: $\Delta t_i = T_{1i} - T_{2i}$ la intrarea in schimbator si de $\Delta T_f = T_{1f} - T_{2f}$ la iesirea din schimbator.

Din relatiile de mai sus se exprima dT_1 si dT_2 si se calculeaza:

$$dT_1 - dT_2 = d(T_1 - T_2) = - \left[\frac{1}{M_{m1} C_{p1}} + \frac{1}{M_{m2} C_{p2}} \right] dQ \quad (\text{III.104})$$

Pentru comoditate se noteaza:

$$B = \left[\frac{1}{M_{m1} C_{p1}} + \frac{1}{M_{m2} C_{p2}} \right] \quad (\text{III.105})$$

si relatia devine:

$$dQ = -\frac{d(T_1 - T_2)}{B} = -\frac{d\Delta T}{B} \quad (\text{III.106})$$

Prin combinarea relatiilor care exprima *ecuatia de transfer de caldura* cu ultima relatie, rezulta:

$$K \cdot \Delta T \cdot dA = -\frac{d\Delta T}{B} \quad (\text{III.107})$$

care dupa spararea variabilelor, se integreaza intre limitele:

$$-BK \int_0^A dA = \int_{\Delta T_i}^{\Delta T_f} \frac{d\Delta T}{\Delta T} \quad (\text{III.108})$$

rezultand:

$$\ln \frac{\Delta T_f}{\Delta T_i} = -BKA \quad (\text{III.109})$$

care se poate scrie si in forma:

$$\Delta T_f = \Delta T_i \cdot e^{-BKA} \quad (\text{III.110})$$

Se observa ca pentru: $A \rightarrow \infty$, $\Delta T_f = 0$ adica: $T_{1f} = T_{2f}$. Cu alte cuvinte intr-un schimbator cu suprafata finita, intotdeauna temperatura fluidului mai cald T_1 este mai mare decat temperatura fluidului mai rece, T_2 , in orice punct al suprafetei de transfer inclusiv la capetele schimbatorului.

Marimea **B** se obtine prin integrarea ecuatiei diferentiale:

$$B \int_0^Q dQ = - \int_{\Delta T_i}^{\Delta T_f} d\Delta T \quad (\text{III.111})$$

rezultand:

$$B = \frac{\Delta T_i - \Delta T_f}{Q} \quad (\text{III.112})$$

regrupand termenii se obtine:

$$Q = KA \frac{\Delta T_i - \Delta T_f}{\ln \frac{\Delta T_i}{\Delta T_f}} \quad (\text{III.113})$$

In care raportul:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_i - \Delta T_f}{\ln \frac{\Delta T_i}{\Delta T_f}} \quad (\text{III.114})$$

este forta motoare globala medie sau potentialul global mediu

$$\text{Daca : } \frac{\Delta T_i}{\Delta T_f} \leq 2, \quad (\text{III.115})$$

Potentialul global mediu se poate calcula ca medie aritmetica a potentialelor la capetele schimbatorului, eroarea fiind mai mica decat 5 %.

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_i + \Delta T_f}{2} \quad (\text{III.116})$$

Ecuatia stabilita pentru echicurant este valabila si pentru contracurent, cu valorile corespunzatoare ale potentialelor globale de la capetele schimbatorului, care se determina tinand cont de diagrama din fig.III.22.

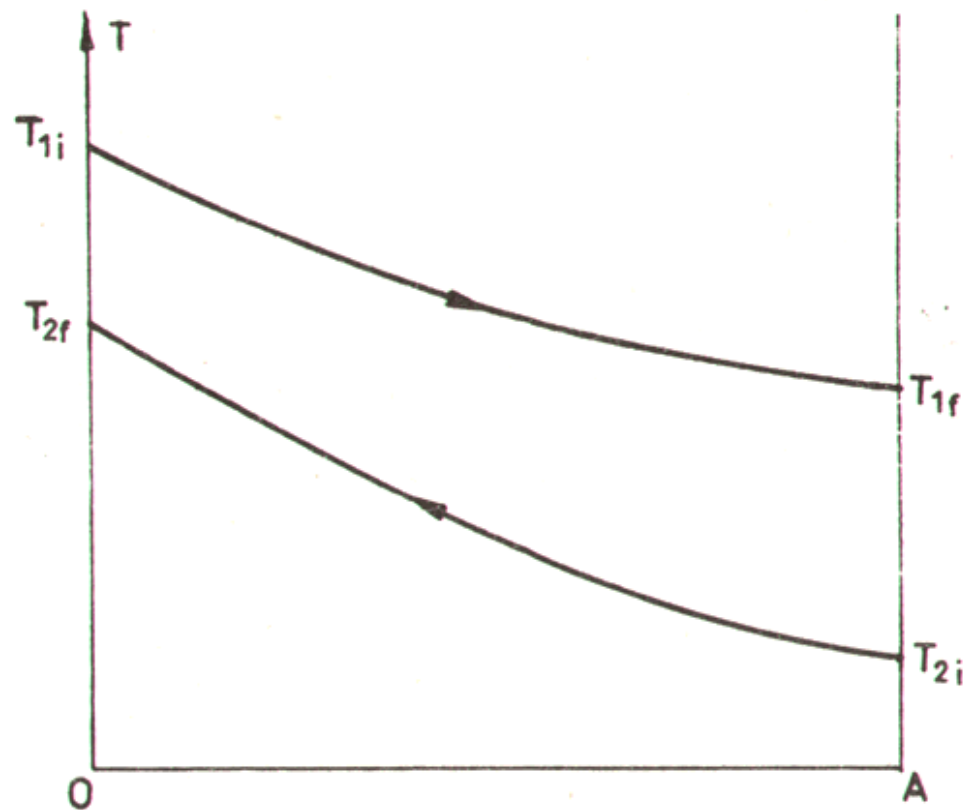


Fig. III.22

Variația temperaturii fluidelor la circulația în contracurent.

Comparand schemele de circulatie in echicurent si in contracurent rezulta ca cea de-a doua este mai avantajoasa deoarece asigura o distributie mai uniforma a potentialului pe suprafata de transfer (ceea ce este foarte important la diferente mari ale tempereturilor fluidelor, cum ar fi de exemplu, la incalzirea cu gaze de ardere) si permite limite mai largi de variatie a temperaturilor celor doua fluide decat in cazul echicurentului.

Pentru circulatia in *curent mixt sau incrucisat*, potentialul global mediu se calculeaza ca si pentru contracurent, aceasta valoare urmand a fi inmultita cu un factor de corectie subunitar, ε , care este dat in grafice sau se calculeaza cu relatii prezentate in literatura de specialitate:

$$\Delta T_m = \varepsilon \cdot \Delta T_{mc} \quad (\text{III.117})$$

Cu aceste observatii ecuatia transferului global de caldura se scrie prescurtat in forma:

$$Q = K \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (\text{III.118})$$

Aceasta ecuatie este cunoscuta si sub numele de ecuatie de proiectie a schimbatoarelor de caldura, deoarece *ea serveste pentru calculul suprafetei de schimb de caldura:*

$$A = \frac{Q}{K \cdot \Delta T_m} \quad (\text{III.119})$$

III.5.3. Ecuatii de bilant macroscopic de caldura

Fluxul de caldura se calculeaza din bilantul termic al schimbatorului, care exprima *legea conservarii energiei termice pentru un sistem macroscopic*.

In forma generala bilantul termic se exprima prin relatia:

$$Q_{ac} = \sum Q_i - \sum Q_e \quad (III.120)$$

In regim stationar caldura acumulata este nula, $Q_{ac} = 0$, si:

$$\sum Q_i = \sum Q_e \quad (III.121)$$

De obicei relatia de mai sus se utilizeaza sub alta forma, dupa regruparea termenilor acesteia:

$$Q_{\text{ced}} = Q_{\text{prim}} + Q_p \quad (\text{III.122})$$

Ecuatia de mai sus se explicitieaza in functie de modul in care se realizeaza schimbul de caldura in aparat. Din acest punct de vedere sunt posibile urmatoarele situatii:

1) *Ambele fluide isi modifica starea de agregare in schimbator, deci schimba intre ele calduri latente:*

$$Q = M_{m1} \cdot r_1 = M_{m2} \cdot r_2 + Q_p \quad (\text{III.123})$$

In acest caz temperatura celor doua fluide nu se modifica pe suprafata de schimb de caldura, asa cum rezulta si din *fig.III.23, a*

2) *Un singur fluid isi modifica temperatura in schimbator.*
In acest caz sunt posibile doua situatii:

a) fluidul cald isi modifica starea de agregare (cedeaza caldura latentă) iar fluidul rece nu si-o modifica (primeste caldura sensibilă);

$$Q = M_{m1} \cdot r_1 = M_{m2} \cdot c_{p2} (T_{2f} - T_{2i}) + Q_p \quad (\text{III.124})$$

Variatia temperaturilor celor doua fluide pe suprafata de transfer de caldura este prezentata in *fig.III.23, b*

b) fluidul cald nu-isi modifica starea de agregare (cedeaza caldura sensibilă) iar fluidul rece si-o modifica (primeste caldura latentă);

$$Q = M_{m1} \cdot c_{p1} (T_{1i} - T_{1f}) = M_{m2} \cdot r_2 + Q_p \quad (\text{III.125})$$

In acest caz variatia temperaturilor celor doua fluide pe suprafata de schimb de caldura este prezentata in *fig.III.23, c*.

3) *Nici un fluid nu isi modifica starea de agregare in schimbator (fluidele schimba intre ele calduri sensibile).*

$$Q = M_{m1} \cdot c_{p1} (T_{1i} - T_{1f}) = M_{m2} \cdot c_{p2} (T_{2f} - T_{2i}) + Q_p \quad (\text{III.126})$$

Variatia temperaturilor celor doua fluide pe suprafata de transfer de caldura este prezentata in *fig.III.23, d*, atat pentru echicurent cat si pentru contracurent (linia punctata).

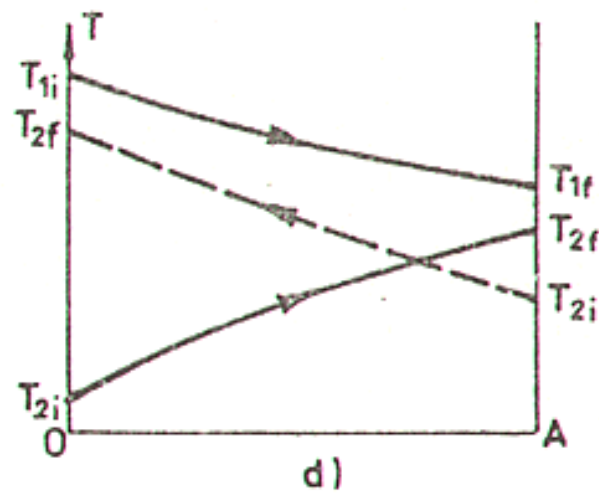
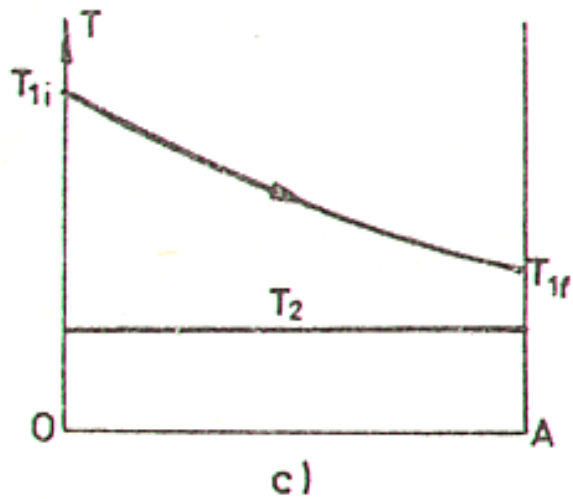
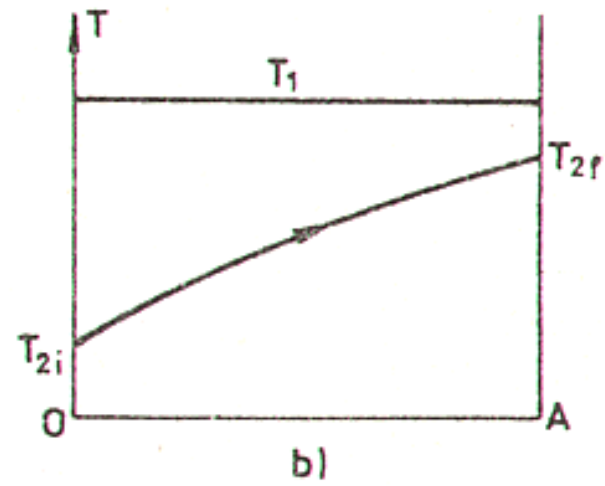
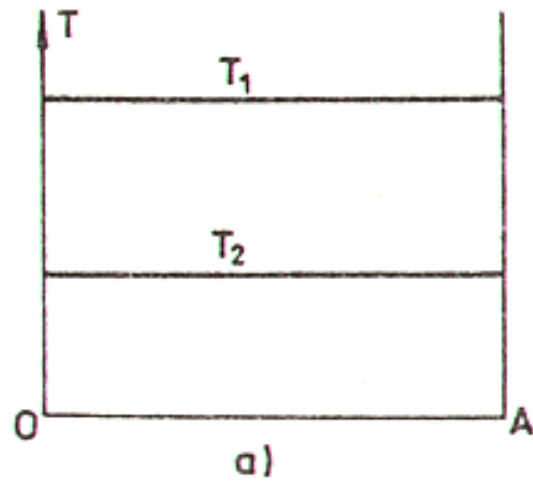


Fig. III.23

Variația temperaturii fluidelor în schimbător în funcție de modul în care are loc schimbul de căldură.