

Operații termice în industria chimică

Operațiile termice întâlnite în industria chimică sunt încălzirea, răcirea, condensarea, pasteurizarea și sterilizarea, regăsite în operații unitare precum evaporarea, distilarea, rectificarea, uscarea, extracția, cristalizarea. Pasteurizarea și sterilizarea sunt operații des întâlnite în industriile alimentară, respectiv farmaceutică, cele două operații constând în tratamentul termic al unor materii sau incinte la diverse temperaturi. Prin pasteurizare se urmărește distrugerea formelor vegetative ale microorganismelor și în special a bacteriilor patogene nesporulate, conținute în produs. Prin sterilizare se urmărește distrugerea tuturor microorganismelor (forme vegetative și forme sporulate) din produsul tratat. Principala metoda de realizare a pasteurizării și sterilizării industriale este tratamentul termic pentru anumite intervale de timp. Temperatura pentru pasteurizare nu depășește niciodată 100°C , în timp ce pentru sterilizare este aproape totdeauna superioară temperaturii de 100°C . De asemenea, timpul de sterilizare este mai mare față de timpul de pasteurizare, depinzând de natura patogenilor.

Încălzirea- presupune că un agent purtător de căldură, numit și agent termic, preia energia termică de la o sursă de energie care poate fi:

- chimică, de exemplu un combustibil care arde;
 - mecanică, de exemplu pompa de căldură (v. Figura 1);
 - solară,
- sau surse de altă natură.

Figura 1 prezintă un circuit cu o pompă de căldură, acesta fiind format dintr-un sistem sursă de căldură de exemplu de tip geotermal etc. și un consumator de căldură, pompa de căldură cuprinzând un sistem de evaporare al apei, vaporii rezultați fiind comprimați în vederea creșterii temperaturii. Aceștia cedează căldura la consumator, condensând și trecând printr-un proces de destindere, apa fiind apoi reutilizată.

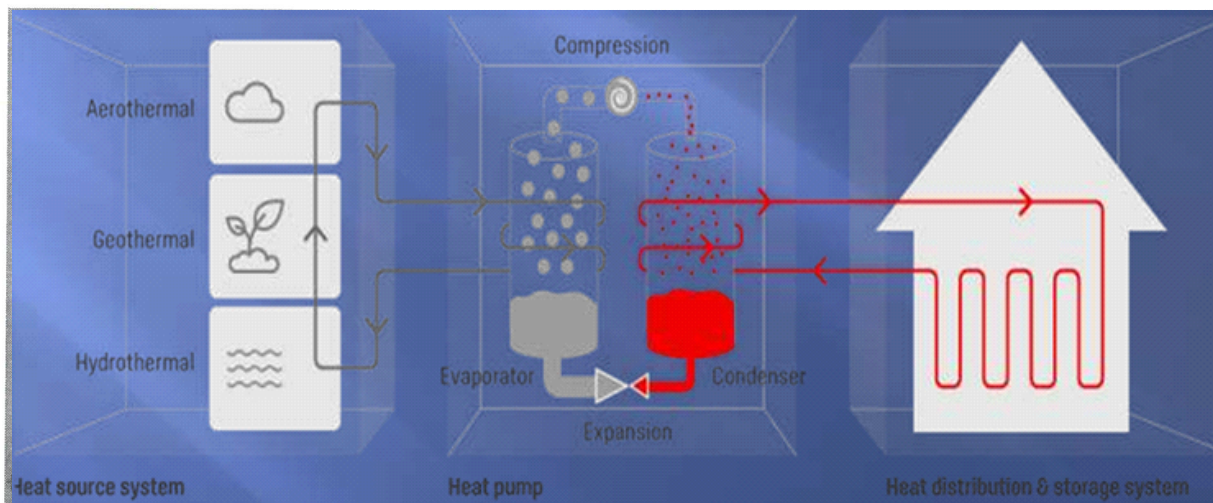


Figura 1 Sistem de încălzire cu pompă de căldură

Răcirea presupune preluarea energiei termice de la fluidul de răcit de către agentul termic.

Un schimb termic complet în care sunt implicați un agent termic cald și unul rece ce transportă căldură respectiv de la sursa de energie la procesul tehnologic și invers, cu pierderi de căldură, este reprezentat în figura 2:

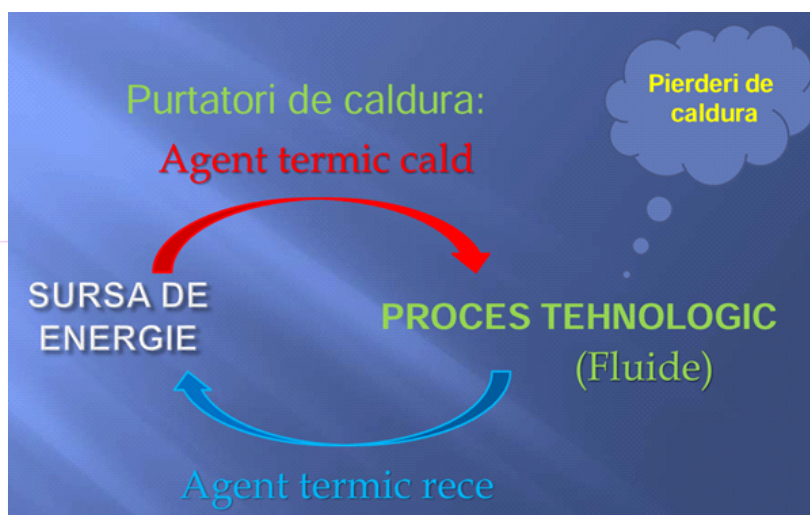


Figura 2 Schimb termic industrial

Purtătorii de căldură pot fi:

- gazoși (vapori): aer, gaze de ardere, abur;
- lichizi: apă, lichide organice, săruri topite;
- solizi: bile, granule.

Tipuri de încălzire

În industria chimică se folosește atât încălzirea directă, de exemplu barbotarea aburului în apă, cât și încălzirea indirectă de exemplu prin intermediul unei suprafețe despărțitoare, ambele prezentate respectiv în figura 3 a și b.

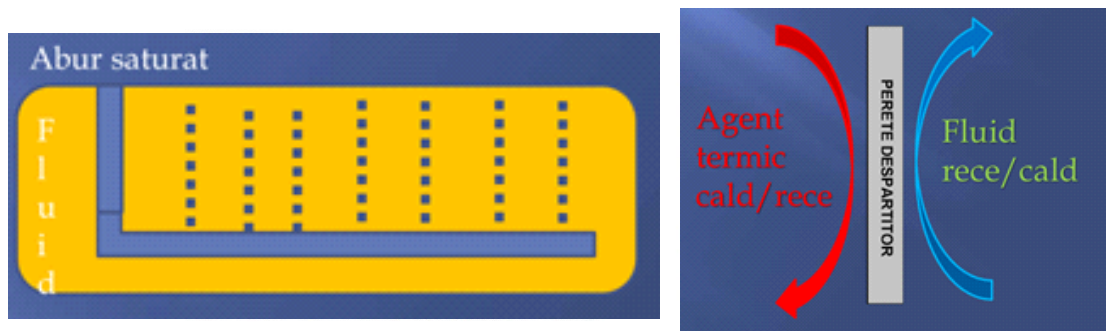


Figura 3 Tipuri de încălzire (a) directă

(b) indirectă

Încălzirea cu agenți termici în stare gazoasă

Există două tipuri de fluxuri termice schimbate:

- agentul termic nu își modifică starea de agregare, schimbă numai căldură sensibilă: de exemplu încălzirea cu gaze necondensabile în intervalul de temperatură considerat
- agentul termic își modifică starea de agregare, schimbând căldură latentă: de exemplu încălzire cu vaporii care condensează.

Încălzirea cu gaze

-gazele au o căldură specifică și un coeficient individual de transfer de căldură scăzute, deci sunt purtători de căldură mai puțin eficienți;

-ele cedează căldură sensibilă, temperatura lor scăzând continuu, ceea ce constituie un dezavantaj.

Exemple de încălzire cu gaze: utilizarea gazelor de ardere sau a aerului cald.

Încălzirea cu gaze de ardere poate fi încălzire cu flacără directă, ardere la suprafață (fără flacără), sau încălzire cu arzător scufundat.

Încălzirea cu aer cald se întâlnește des în uscare în care aerul este agentul termic și de transport al umidității vaporizate din produs.

Încălzirea cu vapori

Principalele avantaje ale acestui tip de încălzire sunt căldura mare de condensare, coeficientul individual de transfer termic foarte ridicat (poate ajunge până la 10000 chiar 15000 $\text{W/m}^2\text{K}$) cât și temperatura constantă agentului termic în timpul condensării. De asemenea, se evită supraîncălzirile locale prin diferența relativ mică între temperatura agentului termic și temperatura materialului de încălzit.

Încălzirea cu abur este un caz particular al încălzirii cu vapori, procesul termodinamic de modificare a stării aburului putând fi reprezentat în diagrama temperatură - entropie (T-S) din figura 4. Aceasta cuprinde curba de saturație, izobarele și izotermele, izoentalpele și curbele de titlu constant. Curba de saturație este formată din curbele lichidului saturat și ale vaporilor saturați care se intersectează în punctul critic. Curba de saturație delimitează trei domenii în diagramă și anume lichid, amestec bifazic lichid -vapori și vapori supraîncălziți.

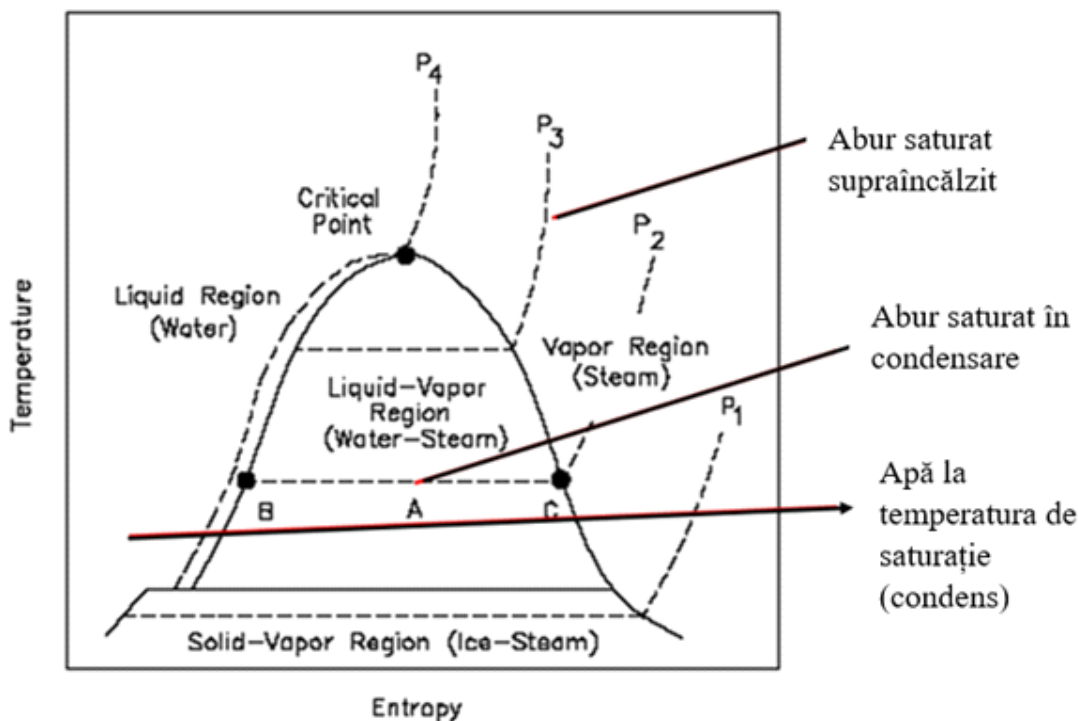


Figura 4 Diagrama T-S pentru apă

Vapori de apă se regăsesc sub formă de abur saturat și vapori de apă supraîncălziți.

Aburul saturat se caracterizează printr o temperatură de saturație corespunzătoare presiunii la care se află. Aburul saturat uscat (punctul C pe diagrama din Figura 4) se obține ca intermediar între aburul umed și cel supraîncălzit și cedează căldură latentă de condensare în condiții izobar-izoterme (segmental C-B). De obicei, aburul rezultat dintr- un generator de abur este saturat umed (punctul A). Umiditatea aburului reprezintă fracția masică de condens din aburul respectiv, titlul aburului, x , reprezintă fracția masică de vapori necondensați din amestec.

Vaporii de apă supraîncălziți (punctul D) se caracterizează printr- o temperatură mai mare decât temperatura de saturație corespunzătoare presiunii lor, aceștia putând ceda căldură sensibilă (segmental D-C), temperatura diminuându-se până la temperatura de saturație a acestora, dar și căldură latentă de condensare(segmental C-B) cu modificarea stării de agregare în condiții izobar-izoterme.

Vaporii de apă supraîncălziți se folosesc de obicei pentru alimentarea motoarelor cu piston și a turbinelor pentru că randamentul termic al acestora este mai mare la un grad de supraîncălzire mai mare a vaporilor.

În industrie, uneori se folosește și aburul uzat ce rezultă dintr -un motor cu piston sau din turbină după ce a efectuat lucrul mecanic. Acesta se utilizează pentru motoare de joasă presiune sau ca agent termic.

Principalele avantaje ale încălzirii cu abur sunt căldura de condensare mare ($\sim 2500 \text{ kJ/kg}$), coeficient de transfer termic mare ($10000\text{-}15000 \text{ W/m}^2\text{K}$), vâscozitatea acceptabilă ($8 \times 10^{-6}\text{-}45 \times 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{s}$), cost relativ redus, neinflamabil, nepoluant și netoxic, având o corozivitate scăzută. Temperatura maximă de încălzire este de aproximativ 200° C .

La încălzirea cu aburi se utilizează în cele mai multe cazuri aburul saturat care poate fi:

- de joasă presiune(AJP): $0,3\text{-}0,6 \text{ MPa}$;
- de presiunea medie (AMP): $0,7\text{-}1,5 \text{ MPa}$;
- de înaltă presiune (AIP): $>1,5 \text{ MPa}$.

Încălzirea cu abur se poate realiza direct (v. Figura 5a.) sau indirect, utilizând serpentine (Figura 5b), mantale exterioare (Figura 5c) sau chiar în schimbătoare de căldură exterioare prin care se recirculă fluidul de încălzit (Figura 5d).

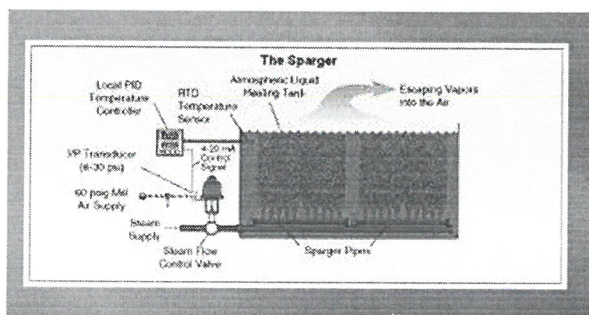
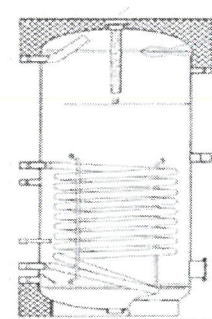


Figura 6 a. Încălzire directă



b. Încălzire cu serpentine

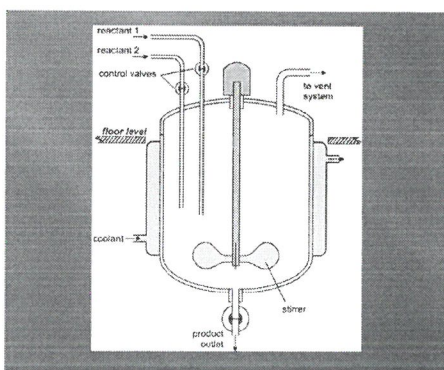
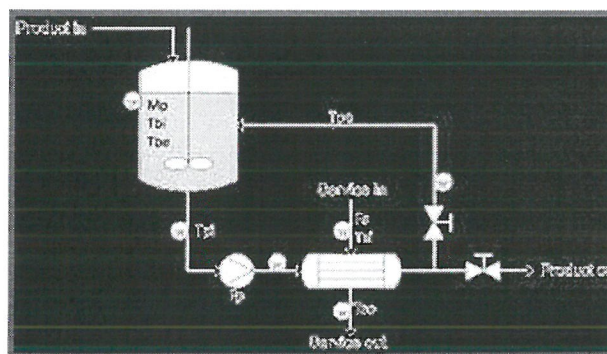


Figura 6 c. Încălzire în manta



d. Încălzire printr-un schimbător de căldură exterior

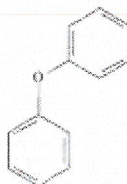
Încălzirea la temperaturi $T > 200^{\circ}\text{C}$

Se realizează cu vapori organici mai puțin volatili decât apa. Aceștia se caracterizează printr-o căldură de vaporizare, conductivitate termică și capacitate termică masică mari, precum și o stabilitate termică mare. În plus, aceștia au volatilitate scăzută, vâscozitate dinamică mică, agresivitate chimică, inflamabilitate și toxicitate mici.

Un exemplu în acest sens este difilul format dintr-un amestec de 25,5% difenil și 73,5% difenil eter.



Difenil



Difenileter

Proprietățile difilului comparativ cu cele ale apei sunt incluse în tabelul de mai jos:

Tabel1 Comparație între proprietățile difilului și ale apei

Temperatură de topire (°C)	12,3	0
Temperatură de fierbere(°C)	255	100
Densitate (kg/m ³)	1062	998
Căldură latentă de vaporizare (J/kg)	256	2257
Coeficient de conductivitate termică (W/mK)	0,14	0,59
Căldură specifică (kJ/KgK)	2,14	4,19
Vâscozitate dinamică (Pa·s)	$1,61 \cdot 10^{-3}$	$0,19 \cdot 10^{-3}$
Temperatură de aprindere (°C)	112	

Un exemplu de sistem de transfer de căldură cu vapori de difil în condensare este prezentată în figura 6, în care se remarcă traseul acestuia prin mantaua reactorului unde cedează căldura latentă transformându- se în lichid, după care difilul este trimis într -un încălzitor electric unde este readus în stare de vapori și retrimis în manta.

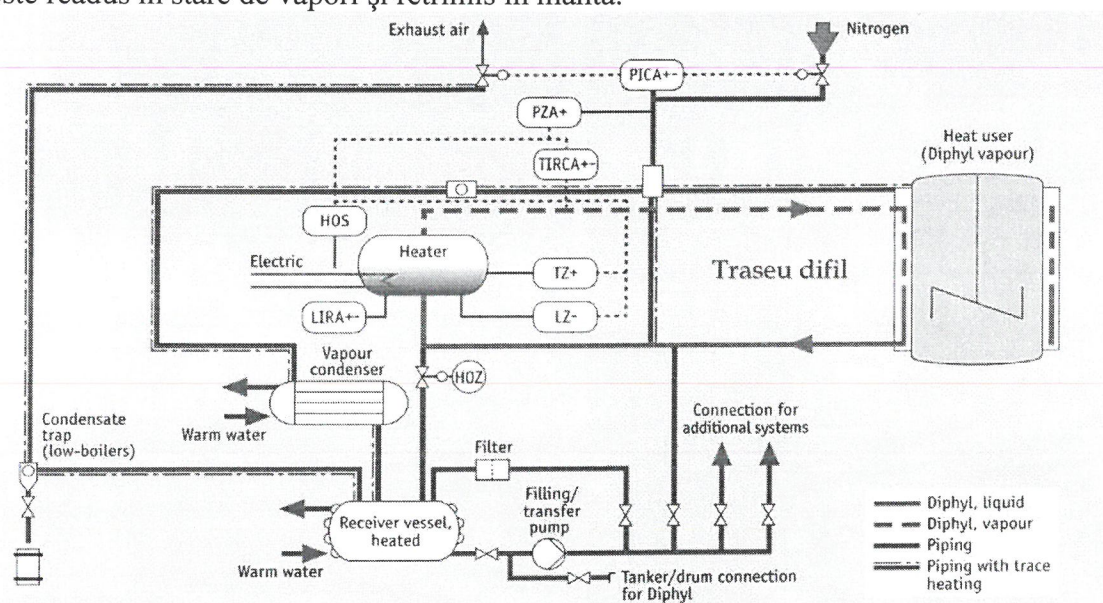


Figura 7 Încălzirea cu difil în stare de vapori

Evacuarea condensatului. Oale de condens

Se realizează pentru a evita înecarea suprafeței de încălzire. Dispozitivele utilizate în acest scop se numesc oale de condens. Principiul de funcționare se bazează pe facilitarea trecerii condensatului dar nu și a vaporilor.

Construcția și funcționarea acestora se bazează pe diferența între valorile unor mărimi fizice caracteristice aburului respectiv condensului, și anume densitate, temperatură, viteză (energie cinetică), volum specific.

Oale de condens cu plutitor

Condensul se acumulează la partea inferioară a dispozitivului, iar evacuarea acestuia se face prin intermediul unui plutitor care deschide/închide orificiul de evacuare când nivelul condensului crește/ scade peste/sub o anumită valoare.

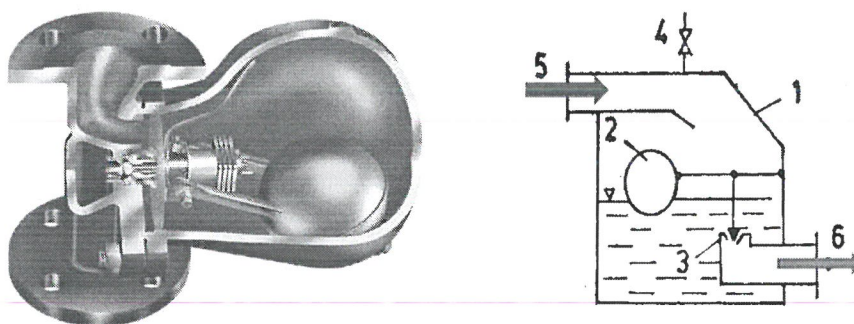


Figura 8 Oală de condens cu plutitor

1-corpul separatorului, 2 -plutitor, 3- ventil pentru evacuare condensat, 4-ventil aerisire, 5-
intrare amestec abur-condensat, 6 -evacuare condensat

Principalele avantaje ale oalelor de condens cu plutitor sunt:

- funcționarea sigură la presiune de aburi modulată
- funcționarea la contrapresiuni ridicate.

Dezavantajele constau în rezistența foarte scăzută la efecte produse de nămol (colmatare), la șocuri hidraulice precum și scăpările de abur.

Oale de condens termostactice

Funcționarea acestora se bazează pe diferența de temperatură dintre abur și condensat. În general se recomandă pentru debite reduse, când traductoarele sunt puțin afectate de schimbările frecvente de temperatură. Nu se recomandă utilizarea acestora pentru aburi cu impurități sau unde există posibilitatea apariției șocurilor hidraulice.

Figura 9 ilustrează părțile componente ale unui astfel de sistem:

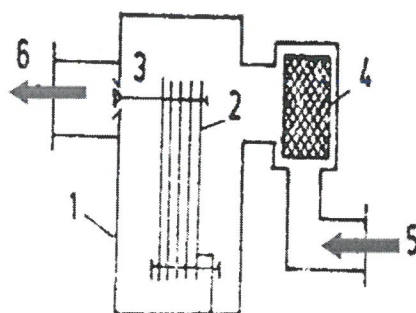


Figura 9 Oală de condens termostatică

1- corpul separatorului; 2- pachet bimetal; 3- ventil pentru evacuare; 4- sită pentru reținerea impurităților; 5- intrarea amestec abur -condensat; 6- evacuare condensat.

Amestecul de vapori-condens intră în corpul separatorului 1 prin ajutorul 5, trecând mai întâi printr-o sită 4 pentru reținerea impurităților, deplasându-se apoi de-a lungul sistemului bimetalic 2 care pe baza diferenței de temperatură dintre abur și condens va determina deschiderea ventilului de evacuare 3, prin care trece preponderent condensatul.

Oale de condens termodinamice

Se bazează pe principiul diferenței de energie cinetică dintre abur și condensat. Au o singură piesă în mișcare, și anume placa ventil (tip disc sau tip supapă).

Oalele de condens termodinamice cu placă ventil tip disc, prezentate schematic în Figura 10, sunt constituite din:

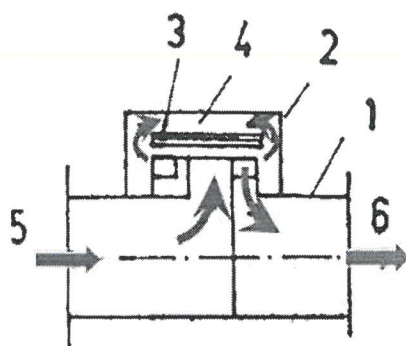


Figura 10 Oală de condens cu placă ventil tip disc

- 1- corpul separatorului; 2- capac; 3- placă ventil(disc); 4- cameră de control;
5- intrarea amestec abur- condensat; 6- evacuare condensat

Funcționarea acestora presupune admisia amestecului vapori-condensat prin ajutorul 5, discul 3 se ridică când predomină condensatul, permițând evacuarea totală a acestuia și respectiv se închide când predomină vaporii.

Printre avantajele oalelor de condens termodinamice cu placă de ventil tip disc se numără: simplitatea acestora și dimensiunile reduse, faptul că evacuează integral condensatul, iar printre dezavantaje, se menționează: capacitatea redusă de a face față contrapresiunilor și încărcărilor cu aer la pornire, au o rezistență foarte scăzută la nămol și uzură, se montează numai în poziție orizontală.

Oale de condens termodinamice cu evacuare continuă

Oalele de condens termodinamice cu evacuare continuă (cu ajutor), prezentate în Figura 10, funcționează astfel: amestecul de vapori- condensat intră în corpul separatorului 1 de secțiune mărită, deplasându-se ulterior printr-o duză 2, aceasta permițând trecerea condensatului, datorită volumului specific mai redus al acestuia decât cel al aburului.

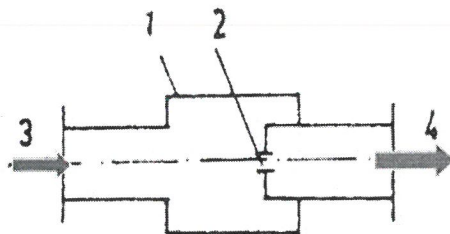


Figura 11 Oală de condens termodinamică cu evacuare continuă

1-corpul separatorului; 2-duză; 3-intrare amestec abur-condensat; 4- evacuare condensate

Avantajele oalelor de condens termodinamice cu evacuare continuă constau în faptul că acestea nu conțin piese în mișcare, deci au o fiabilitate mărită, de asemenea pot fi utilizate până la presiuni de 60MPa și temperaturi de 570° Celsius.

Amplasarea oalelor de condens

Oalele de condens sunt amplasate pe conducta de evacuare a condensatului, perpendicular pe conducta de abur. În amonte și în aval față de oala de condens sunt amplasate robinete de izolare, iar în cele mai multe aplicații, sistemul robinet-oală de condens-robinet are montat în paralel un traseu de by-pass pentru a mări siguranța în funcționare. În Figura 12 sunt prezentate trei moduri de amplasare a oalelor de condens, mai des întâlnite în aplicațiile industriale.

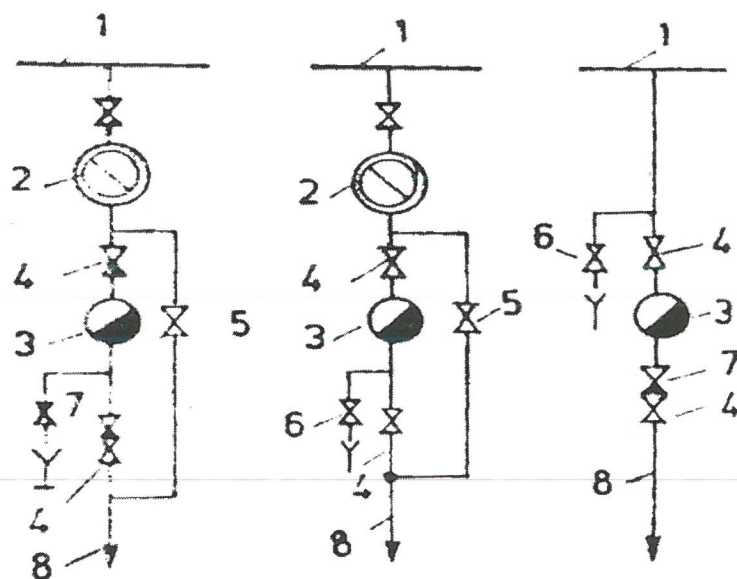


Figura 12 Moduri de amplasare a oalelor de condens

- 1- conducta de abur; 2-receptor de abur; 3- separator de condensate; 4-robinete de izolare;
5- robinet de by-pass; 6 –robinet de descărcare; 7-robinet de reținere; 8 – conductă de condensate

Schimbătoare de căldură

Clasificare. Calcul de proiectare/verificare

Schimbătoarele de căldură sunt aparate în care are loc transferul caldurii, de la un fluid cu temperatură mai ridicată (agent termic primar) către un fluid cu o temperatură mai scăzută (agent termic secundar), în procese de încălzire, răcire, condensare, vaporizare sau alte procese termice complexe.

Aparatele de transfer de căldură pot fi clasificate pe baza unor criterii funcționale, constructive sau mixte.

Funcție de modul de contactare al fluidelor care circulă prin aparat, schimbătoarele de căldură sunt:

- cu contact direct (de amestec)- transferul de căldură se realizează prin contactarea directă a fluidelor;
- cu contact indirect (de suprafață)- transferul de căldură se realizează printr-o suprafață de transfer, interpusă între cele două fluide, aceasta având un coeficient de conductivitate termică mare, pentru a înlesni transferul de căldură dintre fluide. Sunt cele mai des utilizate.
- cu fluid intermediar staționar - se utilizează numai în anumite cazuri, cele două fluide schimbând căldură prin intermediul unui fluid intermediar staționar în schimbător.

Funcție de starea de agregare a fluidelor între care are loc transferul de căldură, schimbătoarele de căldură pot fi de tip gaz-gaz, gaz-vapori, gaz-solid, lichid-lichid, lichid-solid, lichid-vapori.

Funcție de modificările stării de agregare a fluidelor, schimbătoarele de căldură pot fi:

- cu două sau mai multe fluide ce își păstrează starea de agregare;
- cu două sau mai multe fluide dintre care unul își schimbă starea de agregare;
- cu două sau mai multe fluide care își schimbă starea de agregare;

-cu două sau mai multe fluide în repaus sau în mișcare, ce vin în contact cu unul sau mai multe fluide cu sau fără schimbarea stării de agregare.

Funcție de destinație- schimbătoarele de căldură pot îndeplini diverse funcții într-o instalație, având rol de acumulator, regenerator (agenții termici trec succesiv prin aparat, cedând, respectiv preluând căldura de obicei de la o umplutură ceramică, metalică etc. a acestuia), recuperator (transferul căldurii între agenții termici se realizează printr-un perete despărțitor având conductivitate termică λ ridicată).

Uneori rolul jucat în instalație poate fi dublu de exemplu de regenerator și recuperator. Funcție de rolul jucat schimbătoarele de căldură pot fi răcitoare, preîncălzitoare, încălzitoare, vaporizatoare, condensatoare etc.

Funcție de direcția și sensul de deplasare al fluidelor, schimbătoarele de căldură pot fi:

- cu circulație paralelă a fluidelor, în echicurent sau contracurent;
- cu circulație în curent încrucișat;
- cu circulație mixtă, în echicurent și curent încrucișat sau contracurent și curent încrucișat.

Funcție de configurația suprafeței de transfer de căldură

- Schimbătoare de căldură cu serpentine sau tevi spirale
- Schimbătoare de căldură cu tevi (tubulare)
- Schimbătoare de căldură cu placi (lamelare)
- Schimbătoare de căldură cu suprafețe extinse (cu aripioare, nervuri, proeminente)

Calculul de proiectare/verificare al unui schimbător de căldură

În general pentru un schimbător de căldură se poate realiza un calcul de proiectare sau de verificare.

Calculul de proiectare presupune trei etape și anume:

1. Calculul termic se bazează pe ecuațiile de bilanț termic și ecuația de proiectare, acestea conținând 7 variabile independente, și anume: două debite ale agenților termici, 4 temperaturi de ieșire/intrare ale acestora, suprafața de transfer de căldură.

Are ca scop determinarea suprafeței de transfer de căldură a utilajului pentru un anumit regim termic (se stabilesc în prealabil debitele de agenți termici și regimul de temperatura pentru ambele fluide).

2. Calculul constructiv constă în determinarea pe cale teoretică, pe baza unor relații corelate cu procesele fizice, a dimensiunilor constructive principale ale schimbătorului de căldură. Acesta se realizează pe baza calculului termic.

3. Calculul fluido-dinamic presupune determinarea pierderilor de presiune ale fluidelor pe traseele interioare schimbătorului de căldură. Acesta stă la baza dimensionării corecte a utilajelor de transport a fluidelor spre schimbătorul de căldură.

Calculul de proiectare se realizează astfel încât să asigure condițiile cerute de procesul tehnologic adică regim de temperatură, realizarea operației dorite (de răcire condensare etc). Atingerea acestor obiective presupune alegerea corectă a sensului de circulație a fluidelor, mărirea ariei de transfer termic de partea fluidului cu α cel mai mic, reducerea rezistențelor termice ce intervin în transfer, eliminarea zonelor de stagnare, creșterea forței motrice a transferului. De asemenea, calculul trebuie realizat astfel încât procesul să fie eficient din punct de vedere termic și economic, ceea ce presupune asigurarea unor consumuri minime de agent termic, montare și exploatarea eficientă, siguranță în funcționare, costuri reduse.

Calculul de verificare al unui schimbător de căldură constă în stabilirea condițiilor ce asigură funcționarea optimă a unui aparat existent sau dacă aparatul existent poate realiza obiectivele dorite din punct de vedere termic. Un astfel de calcul presupune:

1. Calculul termic propriu-zis de verificare în urma căruia se determină fluxul termic transferat prin schimbător, apoi temperaturile finale ale agenților termici, temperatura medie a suprafeței de transfer și aria de transfer termic ce ar fi necesară pentru realizarea sarcinii.

2. Calculul fluido-dinamic de verificare prin care se stabilesc pierderile de presiune.

Calculul termic al schimbătoarelor de căldură

Se realizează pe baza ecuației de bilanț termic și a ecuației de transfer de căldură (de proiectare).

anterior trebuie determinate debitul de agent termic, forța motoare a transferului de căldură,

coeficientul global de transfer de căldură, sarcină termică ce trebuie preluată de schimbător.

ecuația de bilanț termic presupune:

- pentru regim nestăționar: $\frac{dQ}{dt} = \sum_{i=1}^n Q_{i,i} - \sum_{j=1}^m Q_{e,j}$

- pentru regim staționar: $\frac{dQ}{dt} = 0 \Rightarrow \sum_{i=1}^n Q_{i,i} = \sum_{j=1}^m Q_{e,j}$

$\sum_{i=1}^n Q_{i,i}$ suma căldurilor intrate/ generate în sistem

$\sum_{j=1}^m Q_{e,j}$ suma căldurilor ieșite/ consumate în sistem

$$\sum_{i=1}^n M_i i_i = \sum_{j=1}^m M_j i_j \pm Q_p$$

Q_p flux termic schimbat cu mediul exterior (<0 sau >0 , după cum sistemul primește sau cedează căldură mediului)

i_i, i_j -entalpiile inițiale și finale ale materialelor (J/kg)

M_i, M_j -debite masice ale materialelor intrate/ ieșite (kg/s)

Două fluide ce schimbă căldură între ele:

$$\begin{aligned} M_{m1} i_{1i} + M_{m2} i_{2i} &= M_{m1} i_{1f} + M_{m2} i_{2f} + Q_p \\ M_{m1} (i_{1i} - i_{1f}) &= M_{m2} (i_{2i} - i_{2f}) + Q_p \quad (1) \\ Q_{ced} &= Q_{prim} + Q_p \end{aligned}$$

Dacă ambele fluide își mențin starea de agregare:

$$\begin{aligned} i_{1i} &= c_{p1i} T_{1i} \\ i_{1f} &= c_{p1f} T_{1f} \end{aligned}$$

sau:

$$M_{m1} \overline{c_{p1}} (T_{1i} - T_{1f}) = M_{m2} \overline{c_{p2}} (T_{2i} - T_{2f}) + Q_p$$

$\overline{c_{p1}}, \overline{c_{p2}}$ -călduri specifice ale celor două fluide, la temperatura medie a acestora

$T_{1i}, T_{2i}, T_{1f}, T_{2f}$ – temperaturile fluidelor de intrare și ieșire din schimbător

Dacă fluidul care cedează căldură își modifică starea de agregare în timpul transferului,

$$i_{1i} = c_{p1i}T_{1i} + r_1$$

ecuația (1) devine:

$$M_{m1}r_1 = M_{m2}\overline{c_{p2}}(T_{2i} - T_{2f}) + Q_p$$

Dacă fluidul ce primește căldură își modifica starea de agregare:

$$M_{m1}\overline{c_{p1}}(T_{1i} - T_{1f}) = M_{m2}r_2 + Q_p$$

Dacă ambele fluide își modifica starea de agregare:

$$M_{m1}r_1 = M_{m2}r_2 + Q_p$$

Calculul termic de proiectare folosind metoda diferenței medii de temperatură:

1. Se impun 5 din cele 6 marimi (debite + temperaturi) care caracterizează cei doi agenți termici;
2. Se determină din ecuația bilanțului termic debitul (temperatura necunoscută);
3. Se determina ΔT_{med} pentru curgerea în contracurent;
4. Se corectează valoarea calculată a lui ΔT_{med} în funcție de tipul real de curgere prin aparat;
5. Se determină coeficientul global de transfer de căldură, K – calculul este iterativ, coeficienții α_1 și α_2 fiind funcție de temperatura peretelui și de o dimensiune geometrică a suprafeței de transfer;
6. Se determină suprafața de transfer termic, A , din ecuația transferului de căldură.

Calculul coeficientului global de transfer de căldură (metoda iterativă)

La contactarea indirectă a două fluide printr-un perete plan sau unul cilindric (dacă $R_{ext}/R_{int} < 2$), cu depuneri, se poate stabili relația de calcul pentru coeficientul global:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^3 \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

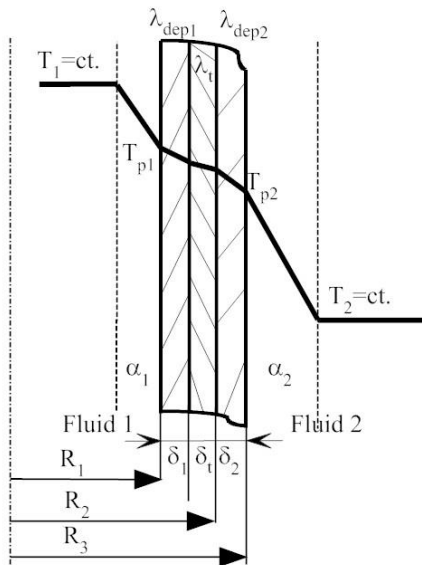


Figura 1 Rezistențe termice de tip convectiv și conductiv la contactarea indirectă a două fluide

La numitor apar însumate rezistențele termice ale proceselor elementare înseriate. Totodată, intensificarea transferului de căldură se poate realiza prin creșterea coeficientului global respectiv prin creșterea coeficientului individual de transfer de căldură cel mai mic.

α_1 și α_2 se stabilesc din ecuații criteriale corespunzător alese. Datorită faptului că ecuațiile criteriale, respectiv criteriile conțin proprietăți fizice, uneori calculate la temperaturi medii (de exemplu media între temperatura fluidului și temperatura peretelui, necunoscută), valorile obținute sunt estimative.

De aceea este necesar un calcul iterativ care să permită ulterior determinarea cu exactitate a mărimilor. Pașii din cadrul unei iterații se stabilesc pe baza ecuațiilor de egalitate a fluxurilor specifice corespunzătoare proceselor elementare înseriate, validă în regim staționar:

$$q = K \cdot \Delta T_{med} = \alpha_1 (T_1 - T_{p1}) = \left(\frac{1}{r_{dep1}} + \frac{\lambda}{\delta} + \frac{1}{r_{dep2}} \right) (T_{p1} - T_{p2}) = \alpha_2 (T_{p2} - T_2)$$

- se termină mai întâi T_{p1} , cu ecuația:

$$T_{p1} = T_1 - \frac{K \cdot \Delta T_{med}}{\alpha_1}$$

- la temperatura T_{p1} , se determină α_1 , folosind o ecuație criterială potrivită;

- se calculează fluxul specific q_1 , $q_1 = \alpha_1 (T_1 - T_{p1})$;

- se determină T_{p2} , cu ecuația:

$$T_{p2} = T_{p1} - K \cdot \Delta T_{med} / \left(\frac{1}{r_{dep1}} + \frac{\lambda}{\delta} + \frac{1}{r_{dep2}} \right)$$

-se calculează α_2 cu proprietățile exprimate la T_{p2} , folosind o ecuație criterială potrivită;

-se calculează fluxul specific q_2 , $q_2 = \alpha_2(T_{p2} - T_2)$

Cele două valori obținute, α_1 și α_2 , vor avea valori diferite deoarece s-a lucrat cu valori estimative ale coeficienților individuali de transfer de căldură. De aceea, se va parcurge o a doua iterație, cu aceiași pași ca la prima, dar cu valorile α_1 și α_2 calculate în cadrul primei iterații. În cadrul celei de a doua iterații, se vor obține valori diferite pentru fluxurile specifice transferate prin mecanism convectiv, notate cu q'_1 și q'_2 . Pentru a obține valoarea fluxului specific real schimbat în aparat, se vor reprezenta grafic cele patru puncte obținute în cadrul iterațiilor, q_1 - q'_1 și q_2 - q'_2 . Intersecția celor două drepte obținute pentru fluxul q_1 și respectiv fluxul q_2 , caracterizată de egalitatea $q_1 = q_2$, va reprezenta tocmai fluxul specific real, cu ajutorul căruia se poate determina aria de transfer termic a aparatului.

Schimbătoare frecvent utilizate în industria chimică sunt prezentate în cele ce urmează.

Schimbătoare de tip recipient cu manta și /sau serpentină (interioară sau exterioară)

Sunt prezentate în Figura 2, fiind utilizate ca reactoare, evaporatoare, pentru dizolvare etc. Pot fi încălzite sau răcite.



Figura 2 Schimbătoare de tip recipient cu manta (a) sau serpentină (interioară-(b) sau exterioară (c))



Figura 2 (d) Schimbător cu serpentină exterioară

Unul dintre avantajele constă în faptul că utilajul poate fi prevăzut cu serpentină interioară, pe lângă manta sau în locul mantalei. De asemenea, se poate folosi o serpentină exterioară.

De obicei la un asemenea utilaj, se calculează aria de transfer termic pe baza bilanțului termic și a ecuației de proiectare:

$$A = \frac{Q}{K \cdot \Delta T_{med} \cdot t}$$

Q se determină conform bilanțului termic, t-timpul de utilizare al aparatului.

Schimbătoarele de căldură numai cu serpentină sunt folosite pentru debite mici.

Fluidul cald circulă uzual prin serpentină. Nu se utilizează pentru fluidele care formează cruste sau depuneri.

Volumul aparatelor este mare în raport cu suprafața de transfer de căldură realizată.

La lungimi mari ale serpentinei crește căderea de presiune. În acest caz, serpentinele se împart în mai multe secțiuni, se limitează viteza lichidului la maximum 1 m/s, se recomandă $L/d < 225$ dacă $P < 5$ MPa.

De obicei, se determină aria de transfer termic din ecuația de proiectare:

$$A = \frac{Q_s}{K \cdot \Delta T_{med}}$$

Diametrul interior se calculează din debitul de fluid care circulă prin interiorul serpentinei:

$$M_v = v \frac{\pi d^2}{4}$$

se admite v sau se admite criteriul Reynolds și din acesta, se calculează:

$$v = \frac{Re\eta}{\rho d}$$

Lungimea totală a serpentinei, L , se determină funcție de aria de transfer, A și diametrul mediu, d_m :

$$L = \frac{A}{\pi d_m}$$

sau diametrul de partea rezistenței termice maxime.

Schimbătoare cu țevi coaxiale (țevă- în-țevă)

Sunt formate dintr-un număr de elemente identice, înseriate, conectate între ele, ca în figura 3:

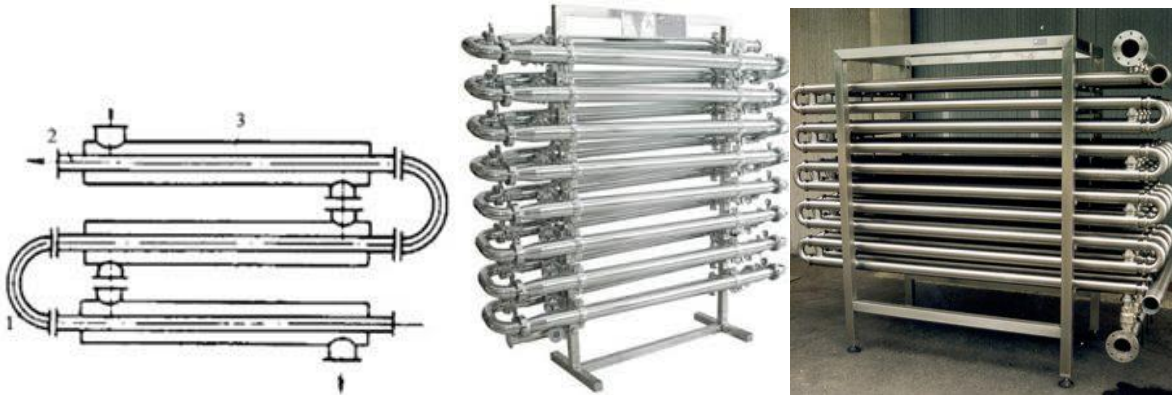


Figura 3 Schimbător coaxial (a) schiță; (b), (c) diferite tipuri de montaj elemente

Sunt folosite pentru debite mici, principalul avantaj fiind că sunt formate din mai multe elemente a căror număr poate fi modificat. Sunt ușor adaptabile la procese tehnologice, având rezistență bună la presiuni. Au un coeficient global de transfer de căldură mare.

Pentru aceste schimbătoare din aria de transfer termic, calculată din ecuația de proiectare, se determină lungimea totală, L . Numărul de elemente se calculează funcție de lungimea totală a unui element, l :

$$n = \frac{L}{l}$$

cu: $L = \frac{A}{\pi d}$

unde d - diametrul mediu sau de partea fluidului cu rezistența termică cea mai mare.

Schimbătoare cu fascicul de țevi

Sunt extrem de răspândite fiind formate din plăci tubulare, un fascicul de țevi fixate în plăcile tubulare prin mandrinare sau sudură, două camere de distribuție, la extremitățile fasciculului, o manta (virolă cilindrică), racorduri pentru intrarea și ieșirea fluidelor, racord de aerisire (la încălzirea cu abur) (v. Figura 4).

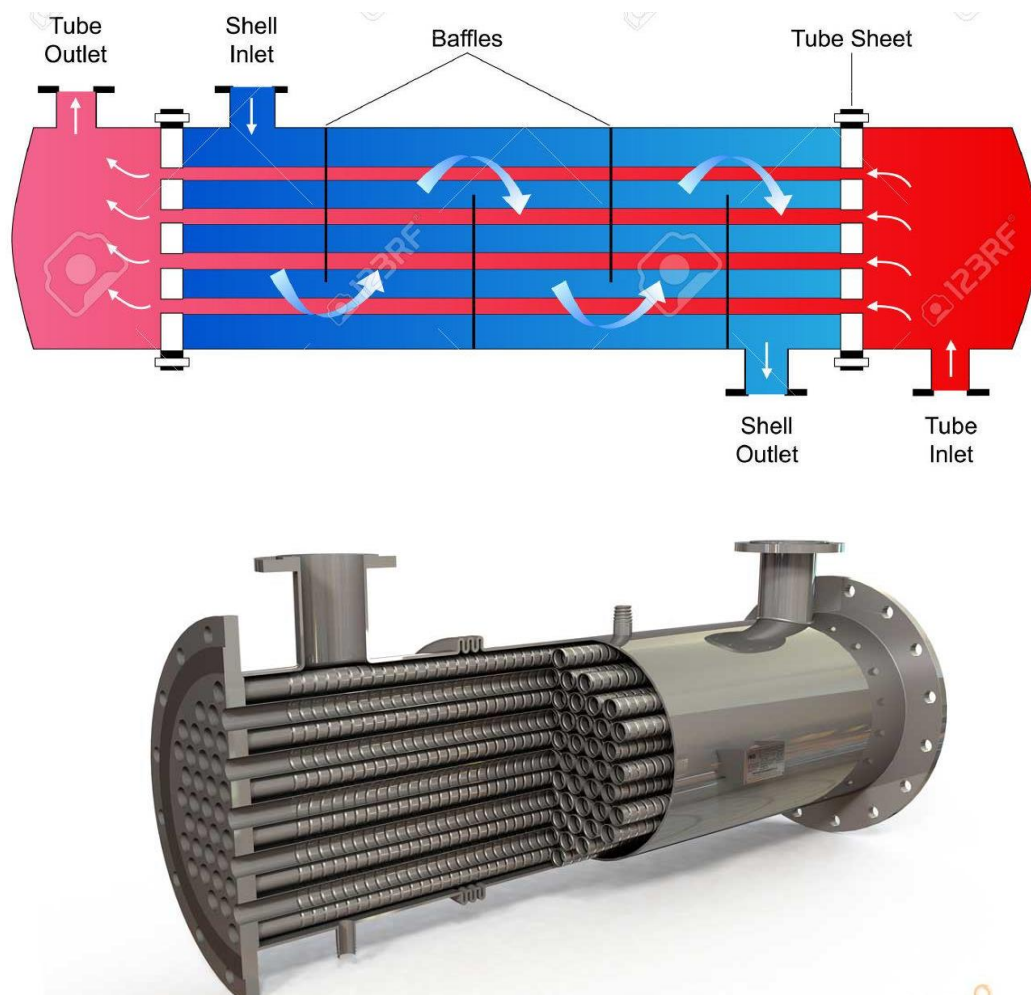


Figura 4 Schimbătoare cu fascicul de țevi (multitubulare)

Plăcile tubulare și țevile separă două spații distincte, cel intertubular și intratubular. Distribuția țevelor în plăcile tubulare se face pe cercuri sau hexagoane concentrice. Dispunerea simetrică a țevelor are avantajul:

- unei utilizări optime a secțiunii;

- suprafață mare pe unitate de volum ($40\text{m}^2/\text{m}^3$).

Prin țevi curge fluidul care:

- face depuneri;
- are presiune mai mare;
- curge cu debit mai mic;
- este coroziv.

Grosimea plăcilor tubulare trebuie să fie cel puțin egală diametrul țevelor. Pentru îmbunătățirea schimbului de căldură în spațiul intertubular, se pun șicane care pot fi așa cum este prezentat în figura 5.

Coeficientul individual de transfer de căldură crește cu creșterea vitezei fluidului care se poate realiza:

-în țevi: schimbătoare de căldură cu mai multe treceri prin țevi (multipass);

-în manta: schimbătoare de căldură cu șicane în spațiul intertubular.

Schimbătoarele cu mai multe treceri prin țevi oferă avantajul unei suprafețe mari de transfer de căldură într-un corp al schimbătorului mai compact. Pot fi cu 2- 14 treceri, cu 4 și respectiv 6 treceri, sunt prezentate în Figura 6.

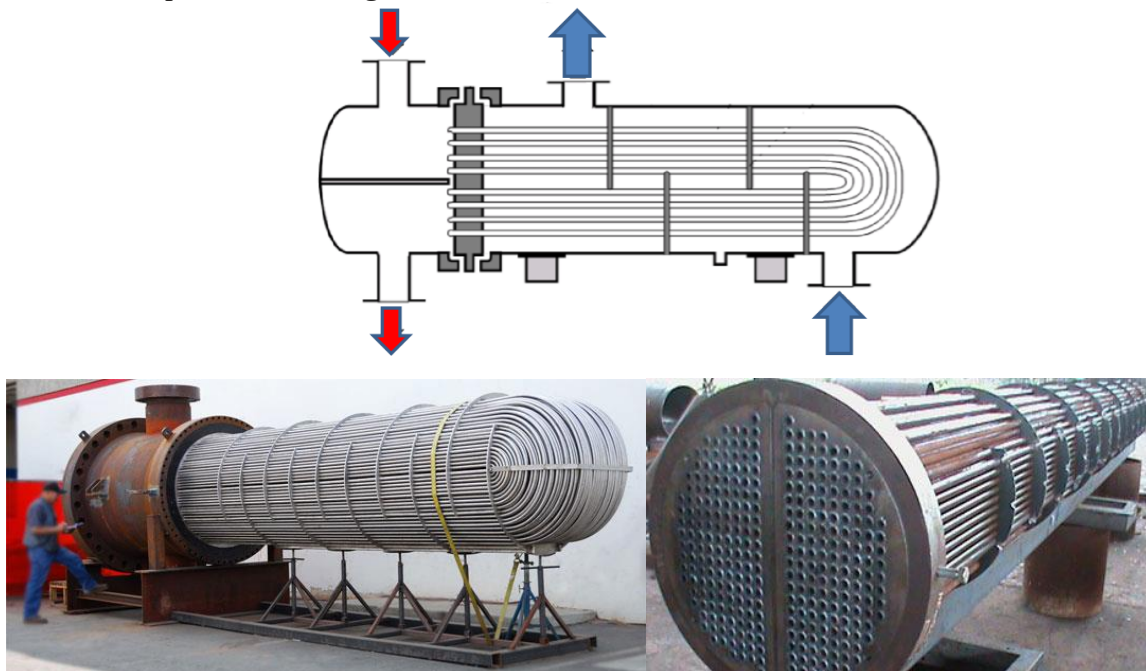


Figura 5 Schimbător de căldură cu două mersuri (în formă de U) – cu șicane

<https://www.youtube.com/watch?v=4ZV8MgZoYiw>

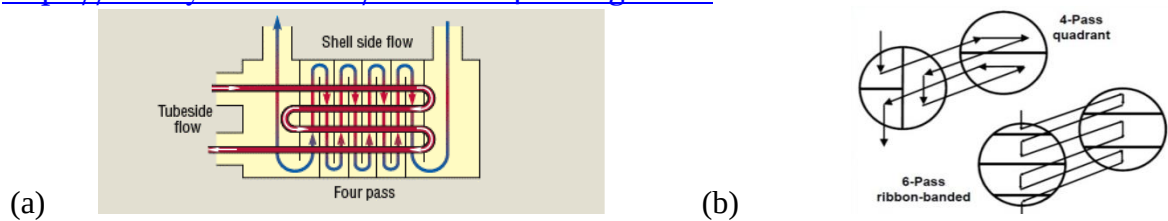


Figura 6 Schimbător de căldură multitubular (a) cu 4 treceri, (b) cu 6 treceri

Schimbătoare de căldură

Calcul de proiectare/verificare-continuare

Calculul forței motrice globale medii – în regim staționar

O reprezentare a variațiilor de temperatură din schimbătoarele de căldură cu circulație paralelă de-a lungul ariei de transfer termic este indicată în figura 7.

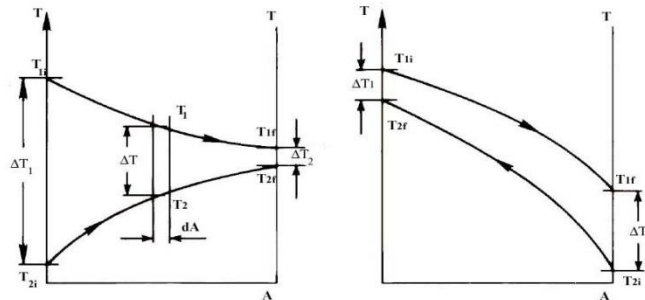


Figura 7 Variația temperaturii în schimbătoare de căldură:

a. curgerea în echicurent și b. curgerea în contracurent

Variațiile de temperatură din schimbător pot induce variații ale căldurilor specifice ale fluidelor și a altor proprietăți fizice ce determină ulterior variația coeficientului global de transfer de căldură. Totuși, în multe cazuri practice aceste variații nu sunt semnificative, putându-se utiliza valori medii ale căldurilor specifice ale fluidelor și un coeficient global aproximativ constant.

$$\Delta T_{med} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

Media logaritmică se poate înlocui cu media aritmetică dacă raportul $\Delta T_2 / \Delta T_1 < 2$:

$$\Delta T_{med} = \frac{\Delta T_1 + \Delta T_2}{2}$$

Faptul că expresia forței motrice globale medii se poate obține prin raportare doar la unul dintre fluide, sugerează că aceeași expresie poate fi aplicată și în cazul când unul dintre cele două fluide își menține temperatura constantă, schimbându-și starea de agregare.

Se observă din figura 7 că pentru sistemul în echicurent temperatura finală T_{2f} a fluidului rece este întotdeauna mai mică decât temperatura finală T_{1f} a fluidului cald, pe când pentru sistemele în contracurent, aceasta poate fi mai mare, ceea ce conduce la o utilizare mai judicioasă

a căldurii în ultimul caz. În plus, pentru aceleași temperaturi inițiale și finale ale fluidelor contactate și aceeași valoare a fluxului termic, forța motrice globală medie are o valoare mai mare în contracurent comparativ cu cea în echicurent, astfel încât suprafața de transfer termic necesară la contactarea în contracurent este mai mică decât cea din echicurent:

$$\frac{A_c}{A_e} = \frac{\frac{Q}{K\Delta T_{med,c}}}{\frac{Q}{K\Delta T_{med,e}}} = \frac{\Delta T_{med,e}}{\Delta T_{med,c}} < 1$$

În cazul în care se urmărește din diverse motive o temperatură mai scăzută a pereților schimbătorului, contactarea în echicurent este de preferat (v. figura 7 a).

La contactarea mixtă sau încrucișată, calculul forței motrice globale medii este mai complex. Contactarea mixtă, adesea întâlnită în schimbătoarele de căldură cu mai multe treceri, cu sau fără șicane, presupune stabilirea concretă a schemei și pe baza acesteia, calculul forței motrice globale medii cu ecuația:

$$\Delta T_{med} = \varepsilon_T \Delta T_{med,c}$$

cu $\Delta T_{med,c}$ diferența medie de temperatură calculată ca medie logaritmică pentru contactarea în

contracurent. Coeficientul de corecție subunitar ε_T se determină grafic funcție de numerele adimensionale P și R , calculate cu anumite relații. Un exemplu de calcul pentru o astfel de schemă de contactare în curent mixt cu fluidul cald având două treceri și fluidul rece, o singură trecere, conform figurii 8 a, este prezentat în continuare.

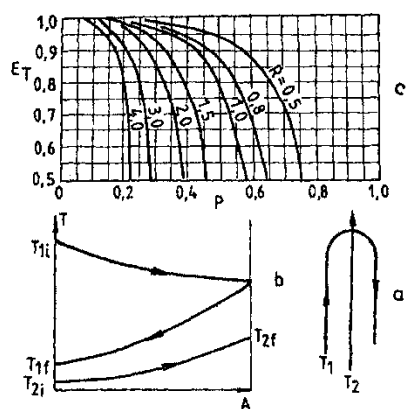


Figura 8 Contactarea mixtă a două fluide: a – schema de contactare; b – variația temperaturii fluidelor de-a lungul ariei de transfer; c – dependența ε_T de parametrii P și R .

În figura 8 b se reprezintă variația temperaturilor celor două fluide pentru schema considerată, funcție de suprafața de transfer termic, iar în figura 8 c este prezentat graficul pentru determinarea coeficientului ε_T funcție de numerele P și R determinate cu ecuațiile:

$$P = \frac{T_{2f} - T_{2i}}{T_{1i} - T_{2i}} \quad R = \frac{T_{1i} - T_{1f}}{T_{2f} - T_{2i}}$$

Pentru fiecare mod de contactare mixtă există un grafic din care se citește ε_T .

Transfer de căldură global în regim nestaționar

În industria chimică, procesele discontinue însoțite de transfer de căldură sunt caracterizate de un regim nestaționar. În numeroase tehnologii este necesară încălzirea sau răcirea unor mase de fluid utilizând ca agenți termici abur, apă caldă, apă rece, solă, răcirea prin pierderi de căldură în mediul înconjurător.

Câteva dintre cele mai des întâlnite cazuri în care temperatura variază în timp sunt:

1. Încălzirea sau răcirea unui lichid folosind un agent termic a cărui temperatură rămâne constantă, de exemplu: încălzirea cu abur sau răcirea prin pierdere de căldură în mediul exterior.
2. Încălzirea sau răcirea unui lichid folosind un agent termic a cărui temperatură este constantă la intrare, dar variază în timpul desfășurării operației, de exemplu încălzirea sau răcirea unui lichid dintr-un recipient utilizând apă caldă sau apă industrială.
3. Încălzirea sau răcirea unui lichid prin recircularea acestuia printr-un schimbător de căldură exterior utilizând o pompă centrifugă.

1.1 Încălzirea sau răcirea unui lichid folosind un agent termic a cărui temperatură rămâne constantă

Considerăm un recipient ce conține o masă de lichid M_2 ce urmează a fi încălzit între temperaturile T_{2i} și T_{2f} folosind ca agent de încălzire abur saturat de temperatură T_1 constantă. Cazul răcirii lichidului la o temperatură constantă a agentului corespunde pierderilor de căldură către mediul ambiant.

În figura 9 sunt reprezentate variațiile temperaturilor celor două fluide în timp (a) și de-a lungul ariei de transfer termic, la un moment oarecare, t , în cursul desfășurării procesului (b). După cum se observă, forța motrice globală medie dată de diferența:

$$\Delta T_{med} = T_1 - T_2 \quad (1.1)$$

variază în timp și este practic constantă de-a lungul ariei de transfer termic, pentru un interval de timp suficient de mic, dt .

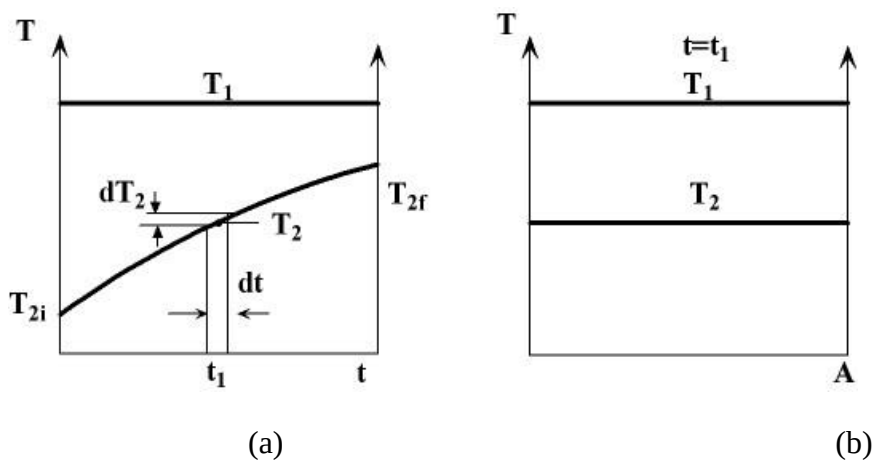


Figura 9 Distribuția temperaturilor celor două fluide în timp (a) și de-a lungul ariei de transfer termic (b) în transfer de căldură nestaționar la o temperatură constantă a agentului termic

În ipoteza unui coeficient global de transfer de căldură, K , constant, se pot scrie următoarele ecuații:

- căldura transferată pe suprafața de transfer termic A , în intervalul de timp dt :

$$dQ = KA\Delta T_{med} dt, \text{ J} \quad (1.2)$$

- căldura primită de fluidul rece în intervalul de timp dt , când temperatura sa se modifică cu dT_2 :

$$dQ = M_2 c_{p2} dT_2, \text{ J} \quad (1.3)$$

Expresia forței motrice (1.1) se substituie în ecuația fluxului (1.2) și se egalează cu (1.3):

$$\int_0^t dt = \frac{M_2 c_{p2}}{A} \int_{T_{2i}}^{T_{2f}} \frac{dT_2}{K(T_1 - T_2)} \quad (1.4)$$

deci, timpul necesar ca masa M_2 de lichid să atingă temperatura finală T_{2f} este:

$$t = \frac{M_2 c_{p2}}{KA} \ln \frac{T_1 - T_{2i}}{T_1 - T_{2f}} \quad (1.5)$$

Aceeași ecuație poate fi utilizată pentru calculul suprafeței de transfer termic când timpul de încălzire t este cunoscut.

1.2 Încălzirea sau răcirea unui lichid folosind un agent termic a cărui temperatură este variabilă

Considerăm un recipient ce conține o masă de lichid M_2 ce urmează a fi încălzit între temperaturile T_{2i} și T_{2f} folosind ca agent de încălzire un alt lichid cu debitul M_{m1} , cu temperatura inițială T_{1i} ce se răcește până la temperatura T_{1f} .

Ipotezele simplificatoare în vederea calcului ariei de transfer termic sau a timpului de încălzire/răcire sunt:

- proprietățile lichidelor sunt constante;
- în orice moment temperatura masei de lichid supus încălzirii/răcirii este uniformă datorită agitării intense;
- coeficientul global de transfer de căldură, K , este constant;
- pierderile de căldură în mediul ambiant sunt neglijabile.

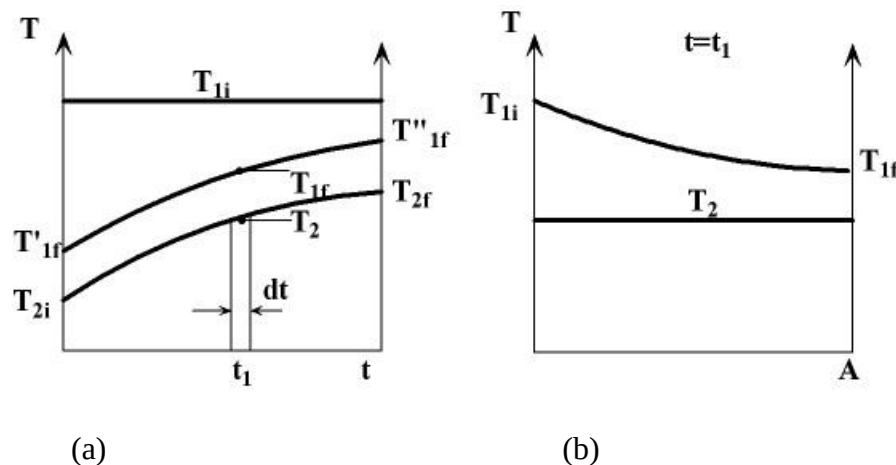


Figura 10 Distribuția temperaturilor celor două fluide în timp (a) și de-a lungul ariei de transfer termic (b) în transfer de căldură nestaționar la o temperatură variabilă a agentului termic

Temperatura inițială a agentului termic este constantă în timp, $T_{1i} = ct.$, spre deosebire de temperatura de ieșire a acestuia care este variabilă între limitele T'_{1f} și T''_{1f} , după cum se observă în figura 10 a. La un moment oarecare $t=t_1$, variația forței motrice globale medii a transferului de căldură de-a lungul ariei de transfer termic, prezentată în figura 10 b este conform ecuației:

$$\Delta T_{med} = \frac{(T_{1i} - T_2) - (T_{1f} - T_2)}{\ln \frac{T_{1i} - T_2}{T_{1f} - T_2}} = \frac{T_{1i} - T_{1f}}{\ln \frac{T_{1i} - T_2}{T_{1f} - T_2}}, K \quad (1.6)$$

Pentru calculul ariei sau a timpului, este necesară utilizarea a încă trei ecuații:

- căldura transferată pe suprafața de transfer termic A , în intervalul de timp dt :

$$dQ = KA\Delta T_{med}dt, J \quad (1.7)$$

- căldura primită de fluidul rece în intervalul de timp dt , când temperatura sa se modifică cu dT_2 :

$$dQ = M_2 c_{p2} dT_2, J \quad (1.8)$$

- căldura cedată de agentul termic în intervalul de timp dt :

$$dQ = M_{m1} c_{p1} (T_{1i} - T_{1f}) dt, J \quad (1.9)$$

Expresia forței motrice (1.6) se substituie în ecuația fluxului (1.7) și se egalează cu (1.9), obținându-se:

$$\frac{KA}{M_{m1} c_{p1}} = \ln \frac{T_{1i} - T_2}{T_{1f} - T_2} \quad (1.10)$$

Din ultima ecuație se obține expresia variației temperaturii T_{1f} de-a lungul ariei de transfer termic:

$$T_{1f} = T_2 + (T_{1i} - T_2) \exp\left(-\frac{KA}{M_{m1} c_{p1}}\right) \quad (1.11)$$

Prin egalarea fluxurilor transferate în intervalul de timp dt de către cele două lichide, date de ecuațiile (1.7) și (1.8), rezultă:

$$M_{m1} c_{p1} (T_{1i} - T_{1f}) dt = M_2 c_{p2} dT_2 \quad (1.12)$$

ecuație în care se înlocuiește expresia temperaturii T_{1f} dată de (1.11), ținându-se cont de ipotezele simplificatoare menționate:

$$\frac{M_{m1}c_{p1}}{M_2c_{p2}} \left[1 - \exp\left(-\frac{KA}{M_{m1}c_{p1}}\right) \right] \int_0^t dt = \int_{T_{2i}}^{T_{2f}} \frac{dT_2}{T_{1i} - T_2} \quad (1.13)$$

Rezolvarea integralelor conduce la:

$$\frac{M_{m1}c_{p1}t}{M_2c_{p2}} \left[1 - \exp\left(-\frac{KA}{M_{m1}c_{p1}}\right) \right] = \ln \frac{T_{1i} - T_{2i}}{T_{1i} - T_{2f}} \quad (1.14)$$

sau în formă echivalentă, ținând cont de relația $M_1 = M_{m1}t$:

$$-\frac{KA t}{M_1c_{p1}} = \ln \left[1 - \frac{M_2c_{p2}}{M_1c_{p1}} \ln \frac{T_{1i} - T_{2i}}{T_{1i} - T_{2f}} \right] \quad (1.15)$$

ecuație utilizată pentru calculul ariei de transfer termic sau a timpului necesar încălzirii/răcirii.

1.3 Încălzirea sau răcirea unui lichid prin recircularea acestuia cu o pompă centrifugă printr-un schimbător de căldură exterior

Acesta reprezintă un caz des întâlnit în practica industrială, când se lucrează cu lichide ce fac depuneri sau pur și simplu se are în vedere scurtarea duratei de realizare a operației.

O masă de lichid M_2 urmează a fi încălzită între temperaturile T_{2i} și T_{2f} prin recircularea cu o pompă printr-un schimbător de căldură încălzit cu abur saturat de temperatură T_1 . Debitul de lichid transportat este M_{m2} , iar temperatura acestuia variază între limitele T_2 , la intrarea în schimbător, și T'_2 , la ieșirea din schimbător. În timp, în urma recirculărilor repetate, temperatura T'_2 va atinge valoarea finală dorită T_{2f} . Și în acest caz se consideră coeficientul global de transfer de căldură, K , constant.

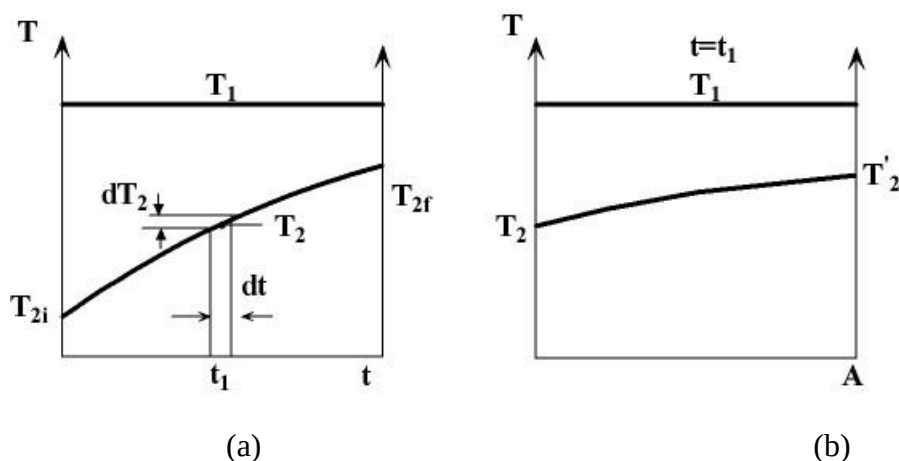


Figura 11 Distribuția temperaturilor celor două fluide în timp (a) și de-a lungul ariei de transfer termic (b) în transfer de căldură nestaționar prin recircularea lichidului supus încălzirii

În figura 11 sunt reprezentate variațiile temperaturilor celor două fluide în timp (a) și de-a lungul ariei de transfer termic, la un moment oarecare, $t=t_1$, în cursul desfășurării procesului (b) când variația forței motrice globale medii a transferului de căldură este conform ecuației:

$$\Delta T_{med} = \frac{(T_1 - T_2) - (T_1 - T'_2)}{\ln \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T'_2}} = \frac{T'_2 - T_2}{\ln \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T'_2}} \quad (1.16)$$

Pentru calculul ariei sau a timpului, este necesară utilizarea a încă trei ecuații:

- căldura transferată pe suprafața de transfer termic A , în intervalul de timp dt :

$$dQ = KA\Delta T_{med}dt, J \quad (1.17)$$

- căldura primită în schimbător de lichidul rece în intervalul de timp dt , când temperatura sa se modifică cu dT_2 :

$$dQ = M_2 c_{p2} dT_2, J \quad (1.18)$$

- căldura preluată de lichid în schimbător, în intervalul de timp dt :

$$dQ = M_{m2} c_{p2} (T'_2 - T_2) dt, J \quad (1.19)$$

Ca și în cazul anterior, este necesară exprimarea temperaturii variabile, T'_2 , la ieșirea din schimbător, funcție de mărimile cunoscute. Se înlocuiește forța motrice dată de (1.16) în (1.17) și se egalează cu (1.19):

$$M_{m2}c_{p2}(T'_2 - T_2)dt = KA \frac{T'_2 - T_2}{\ln \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T'_2}} dt \quad (1.20)$$

De aici rezultă expresia variației T'_2 de-a lungul ariei de transfer termic:

$$T'_2 = T_1 - (T_1 - T_2) \exp\left(-\frac{KA}{M_{m2}c_{p2}}\right) \quad (1.21)$$

Expresia (1.21) se înlocuiește în expresia (1.19), rezultând:

$$dQ = M_{m2}c_{p2} \left[1 - \exp\left(-\frac{KA}{M_{m2}c_{p2}}\right) \right] (T_1 - T_2) dt \quad (1.22)$$

expresie ce se egalează cu ecuația (1.18). Se obține o ecuație ce urmează a fi integrată între limitele corespunzătoare:

$$M_2 \int_{T_{2i}}^{T_{2f}} \frac{dT_2}{T_1 - T_2} = M_{m2} \left[1 - \exp\left(-\frac{KA}{M_{m2}c_{p2}}\right) \right] \int_0^t dt \quad (1.23)$$

Rezultă o ecuație de forma:

$$\frac{M_2}{M_{m2}} \ln \frac{T_1 - T_{2i}}{T_1 - T_{2f}} = \left[1 - \exp\left(-\frac{KA}{M_{m2}c_{p2}}\right) \right] \cdot t \quad (1.24)$$

ce permite calculul timpului de încălzire, a ariei de transfer termic sau a debitului masic de fluid recirculat după cum două dintre cele trei mărimi sunt cunoscute, iar a treia trebuie determinată.

Calculul hidrodinamic al schimbătoarelor de căldură

În schimbătoarele de căldură, coeficientul global de transfer termic este mult influențat de viteza de deplasare a agenților termici. Cu cât vitezele sunt mai mari, cu atât transferul de căldură este mai intens, pe de altă parte consumul de energie necesar circulației fluidelor este mai mare. De aceea, calculul termic al unui schimbător de căldură trebuie să fie însoțit și de un calcul hidrodinamic care are drept scop determinarea pierderilor de presiune ale agenților termici pentru un anumit regim de curgere.

Relația generală de calcul a pierderilor de presiune pe un schimbător de căldură este de forma:

$$\Delta p = \Delta p_f + \Delta p_{rl} + \Delta p_a$$

în care: - reprezintă suma pierderilor hidrodinamice datorate frecărilor

- reprezintă suma pierderilor hidrodinamice datorate rezistențelor locale (coturi, intrări, ieșiri din conductă, variații de secțiune)

- reprezintă suma pierderilor hidrodinamice datorate accelerării fluidului

- reprezintă suma pierderilor hidrodinamice datorată rezistențelor forțelor ascensionale, determinate de câmpul de temperatură.

Pierderi hidrodinamice de presiune datorate frecării

În general, acestea depind de regimul de curgere și de coeficientul de frecare. Pentru o curgere izotermă, relația de calcul este:

$$\Delta p_f = \lambda \frac{L}{d} \frac{\rho v^2}{2}$$

în care λ coeficientul de frecare, L lungimea conductei pe care se realizează deplasarea, d_{ech} diametrul echivalent al conductei, v viteza de curgere a fluidului, ρ densitatea fluidului.

Valorile coeficienților de rezistență la frecare se pot calcula cu relații empirice:

- pentru regimul laminar prin conducte circulare, coeficientul de frecare depinde numai de Re :

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

- pentru regimul turbulent, coeficientul de frecare depinde și de rugozitatea pereților conductei pe lângă criteriul Reynolds,

- pentru conducte metalice netede: $\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}}$
- pentru conducte metalice rugoase: $\lambda = \frac{0,129}{Re^{0,12}}$

Operații termice – curs

E.Iacob Tudose

Pierderile de presiune datorate rezistențelor locale se calculează cu relația:

$$\Delta p_{rl} = \sum_{i=1}^m \xi_i \frac{\rho v^2}{2}$$

unde – ξ coeficientul rezistenței locale

Pierderile hidrodinamice datorate accelerării fluidului se calculează cu relația:

$$\Delta p_a = \rho_2 v_2^2 - \rho_1 v_1^2$$

în care v_1, v_2 vitezele și ρ_1, ρ_2 densitățile fluidului în secțiunea de intrare și respectiv, ieșire.

În calculele mai puțin exacte, pierderile de presiune datorate accelerării fluidului pot fi neglijate.

Căderile de presiune ale amestecurilor bifazice pot fi estimate folosind corelația Lockhart-Martinelli sau alte corelații depinzând de tipul de curgere (vezi curs IPF)

SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ COMPACTE

Importanța schimbătoarelor de căldură compacte a fost recunoscută în industria aerospațială, auto, a centralelor cu turbine cu gaz și alte industrii în ultimii 50 ani, fapt datorat mai multor factori, de exemplu adaptabilitatea lor în aplicații în care există constrângeri de spațiu, satisfacerea unor cerințe de performanță ridicată, a costurilor reduse și utilizarea aerului/a unui alt gaz ca unul dintre fluidele din schimbător.

Conceptul de compactitate se referă la mărimea suprafeței de transfer de căldură scalată de volumul corespunzător al schimbătorului de căldură. Un grad mare de compactitate al schimbătorului, presupune de exemplu un diametru hidraulic mic și un raport mare suprafață de transfer/ volum.

Dintre schimbătoarele compacte, se menționează schimbătoarele de căldură cu plăci, schimbătoarele de căldură spiral, schimbătoare de căldură lamelare, schimbătoare de căldură cu circuit imprimat, schimbătoare de căldură tip placă cu serpentine, schimbătoare cu tuburi de căldură.

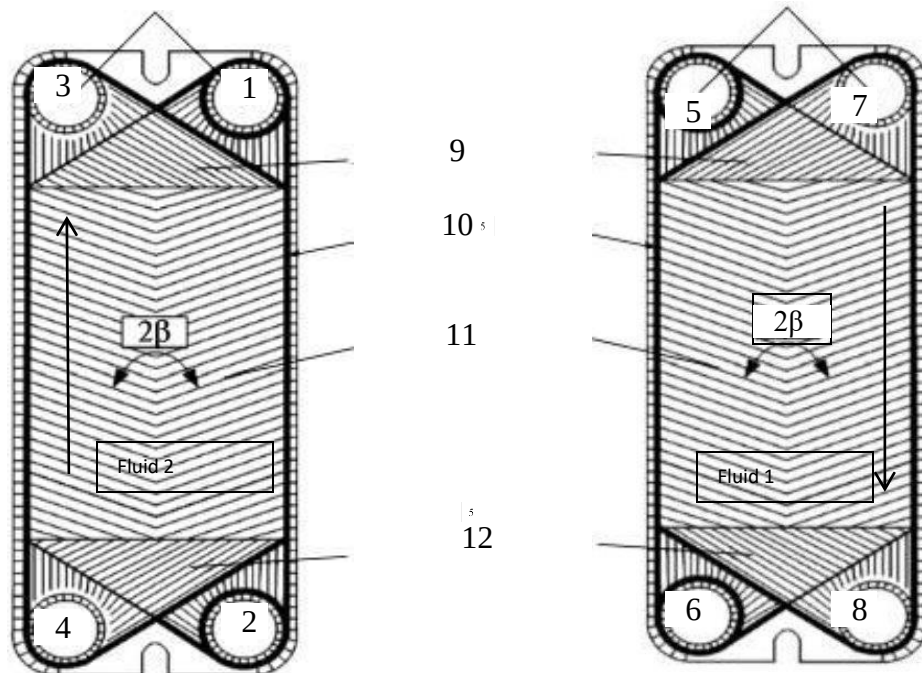
Schimbătoare de căldură cu plăci

Au o construcție similară cu a filtrului presă, fiind formate din două plăci de capăt, un postament pe care sunt fixate două bare, mai multe plăci sprijinite pe bare și de obicei, striate,

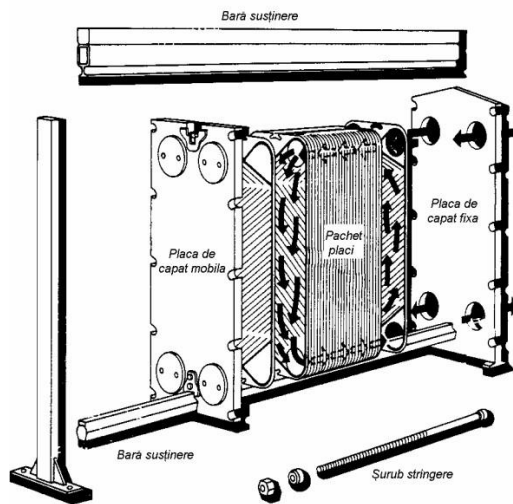
pentru a oferi o suprafață de schimb termic mărită, dar și cu impact în dezvoltarea turbulenței fluidelor care circulă între plăci, așa cum prezintă Fig. 1 și 2.

Plăcile metalice subțiri, ondulate, aranjate în paralel, creează canale prin care circulă cele două fluide. Datorită suprafeței mari de contact și a turbulenței generate de profilul ondulat al plăcilor, schimbătoarele cu plăci permit un transfer de căldură rapid și eficient.

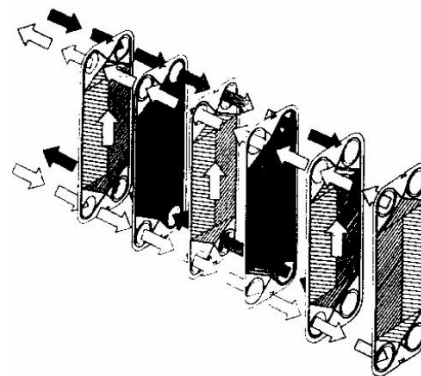
Aceste dispozitive sunt ideale pentru aplicații în care diferențele de temperatură sunt mici sau în care spațiul este limitat, fiind frecvent utilizate în industrie, HVAC (încălzire, ventilație și aer condiționat), și în procesele alimentare sau farmaceutice. În plus, designul modular permite întreținerea ușoară și adaptarea capacității prin adăugarea sau îndepărtarea plăcilor.



- (a) 1-ieșire, 2- intrare fluid 1; 3-intrare, 4- ieșire fluid 2; 5-intrare, 6-ieșire fluid 2; 7-intrare, 8-ieșire fluid 1; 9,12 zone de intrare și respectiv, ieșire de pe placă, 10 –protuberanțe, 11- unghi de înclinare



(b)



(c)

Fig. 1 Părți componente ale schimbătorului de căldură cu plăci



Fig. 2 Plăci montate și plăci asamblate ale unor schimbătoare de căldură industriale

În colțurile plăcilor există 4 orificii prin care circulă fluidele, vezi figura 1(a). Plăcile sunt etanșate cu garnituri de cauciuc (v. Fig. 3)

Fluidul 1 circulă prin orificiile 1-2, fluidul 2 circulă prin orificiile 3-4.

Fluidele sunt dirijate astfel încât circulă printre plăci:

Fluid 1- prin spațiile dintre plăcile 1-2,3-4,5-6

Fluid 2 - prin spațiile dintre plăcile 2-3,4-5,6-7

Ansamblul de plăci este strâns între cele două plăci frontale, de capăt, una fixă și alta mobilă, acționată hidraulic, montate pe un cadru și presate cu ajutorul unui sistem de strângere cu șuruburi, așa cum este prezentat și în Fig. 1 și 2.

Spațiul dintre două plăci alăturate formează un canal de curgere, iar garniturile sunt aranjate astfel încât cele două fluide curg alternativ prin canalele formate.

O animație a funcționării unui astfel de schimbător cu plăci poate fi urmărită utilizând link-ul următor: www.youtube.com/watch?v=br3gkrXTmdY (min 6.15).

Pe marginea fiecărei plăci se găsește un șanț în care este fixată o garnitură pentru a asigura etanșarea fără a deforma placa de tablă (v. Fig. 3).

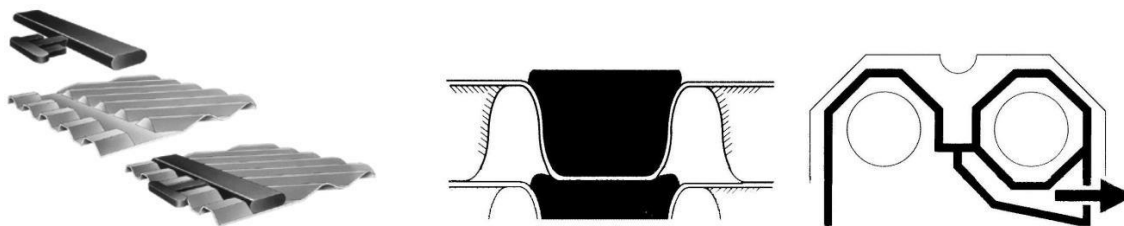


Fig. 3 Garnituri schimbătoare de căldură cu plăci

Principalele avantaje:

- concentrează o suprafață mare de schimb de căldură, circa $200 \text{ m}^2/\text{m}^3$
- secțiunea de curgere este mică, ceea ce determina viteze mari de deplasare ale fluidelor și o intensitate a transferului de căldură mare, caracterizată de $K=2300-5000 \text{ W/m}^2\text{K}$. Coeficienții de transfer de căldură la curgerea în film pot fi de până la *trei ori* mai mari decât cei obținuți în cazul schimbătoarelor multitubulare, în spațiul intertubular. Acest lucru se datorește turbulenței create de plăcile cu canale și a diametrului echivalent de curgere mic. Curgerea se realizează de obicei în contracurent, în plus, la schimbatoarele cu plăci, turbulența începe să se dezvolte la valori ale criteriului Reynolds de 10-400, în funcție de geometria canalului de curgere.
- cădere de presiune mică
- în cazul curgerii peliculare aparatul prezintă o rezistență bună la formarea depunerilor, aceasta datorându-se tot turbulenței ridicate, uniformității distribuției vitezelor, duratei reduse de staționare în aparat, lipsei zonelor de stagnare în câmpul de curgere. Valorile factorilor de depunere sunt de 1/10 până la 1/7 ori mai mici decât cele pentru aparatele multitubulare.
- se pot curăța ușor prin desfacerea plăcilor
- aparatele cu plăci sunt deosebit de compacte în ceea ce privește volumul, greutatea și volumul intern de fluid. În ciuda compactității ridicate, există aparate cu suprafață de transfer de căldură de până la 2.500 m^2 . Această caracteristică permite utilizarea lor în sisteme navale, în industria petrochimică (la răcirea apei dedurizate în circuit închis cu apă industrială). Uneori, sunt folosite în condensare sau fierbere.
- printr-un singur aparat pot curge simultan mai mult de două fluide

- schimbatoarele cu plăci sunt deosebit de flexibile în ceea ce privește tipul plăcilor, există numeroase modele care satisfac diverse cerințe, pot fi ușor modificate pentru a îndeplini diverse sarcini prin adăugarea sau scoaterea plăcilor sau prin modificarea configurației de curgere.
- pierderile de căldură sunt neglijabile (numai marginile plăcilor vin în contact cu mediul ambiant), schimbatoarele nu necesită izolație termică
- amestecul fluidelor de lucru nu are loc nici dacă garniturile cedează
- se înregistrează un răspuns rapid la variațiile de sarcină termică datorită volumelor mici de fluide din aparat
- plăcile suportă jocurile termice ușor și nu prezintă pericol de vibrație (de obicei se construiesc din oțel sau titan)
- preț de cost inițial redus.

Schimbătoarele de căldură cu plăci se pot realiza și din sticlă specială, ce rezistă la sarcini termice de 1-10MW.



Fig, 4 Plăci din sticlă

Deși construcția de bază a rămas aproape neschimbată, în ultimii ani, s-au adus îmbunătățiri ce permit utilizarea acestora la presiuni de până la 30 bari și temperaturi de până la 180° C. Totodată, tehnologiile moderne au permis mărirea suprafeței plăcilor. Există și schimbătoare cu plăci sudate (Fig. 5) care se pot folosi până la presiuni de 40-50 Bari și temperaturi de 450° C.



Fig.5 Schimbătoare cu plăci sudate

Distribuția de curgere

Obținerea unei distribuții uniforme de curgere între canale este o problemă curentă ce apare și la proiectarea schimbătoarelor de căldură cu plăci. Aranjamentul în U, prezentat în Figura 6 (a), este caracterizat de o distribuție de curgere mai puțin uniformă decât aranjamentul în Z (Figura 6(b)).



Fig.6 Distribuții de curgere (a) în U (b) în Z

Există și alte moduri de distribuție de curgere. Practic, se pot realiza nenumărate scheme de curgere (Fig. 6(c)).

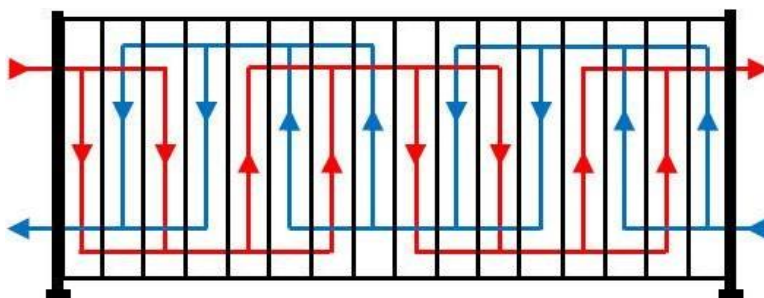


Fig. 6 Distribuții în curgere (c) combinată

Comparație între schimbătoarele cu placi și schimbătoarele multitubulare

- schimbătoarele multitubulare pot fi utilizate la temperaturi și presiuni ridicate (100 barri, 900° C) pentru sisteme diverse (gaz-gaz, gaz-lichid, lichid-lichid, vapori-condens). Au în schimb dezavantajul unei performanțe din punct de vedere termic scăzute (K mai mic).
- schimbătoarele multitubulare sunt mult mai voluminoase
- de cele mai multe ori, schimbătoarele de căldură multitubulare trebuie izolate termic.

Schimbătorul de căldură în spirală

Sunt formate din două table înfășurate în spirală și din două capace, așa cum se observă și în Figura 7.

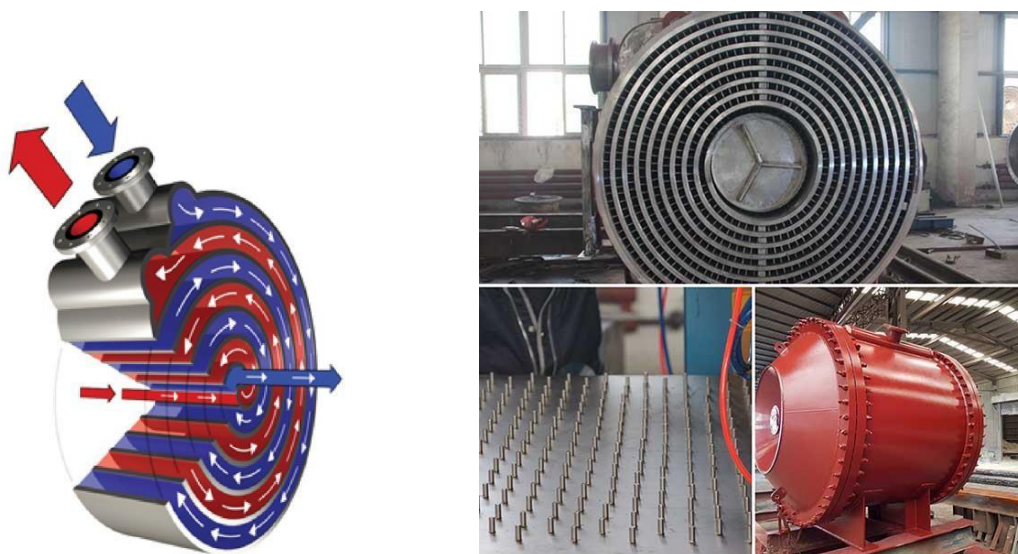


Fig. 7 Schimbător de căldură în spirală

Oțelul carbon și oțelul inoxidabil sunt materiale comune utilizate în construcția schimbătoarelor spirale. Alte materiale utilizate includ titanul sau alte aliaje (de crom molibden, fier și nichel). Schimbătoarele în spirală cele mai mari utilizate au o suprafață maximă de aproximativ 500 m² pentru un diametru maxim al carcasei de 1,8 m. Distanța tipică între foi este de 5 până la 25 mm, grosimea tablei este de 1,8 până la 4 mm.

Coeficienții de transfer de căldură nu sunt la fel de mari ca într-un schimbător de plăci, dar totuși mai mari decât cei pentru un schimbător multitubular datorită trecerilor prin spațiile curbate. Ca urmare, necesarul de suprafață este cu aproximativ 20% mai mic decât cel pentru o unitate tip schimbător multitubular, pentru o aceeași sarcină termică. Unitatea spirală cu circulația fluidelor în contracurent este utilizată pentru răcirea lichid-lichid, în condensare sau într-o serie de aplicații în care unul dintre fluide este în stare gazoasă.

Pentru aplicații de condensare sau vaporizare, unitatea este montată vertical. Unități orizontale sunt utilizate atunci când în fluid există concentrații mari de solide.

Avantajele acestui schimbător sunt următoarele:

-Poate manipula lichide vâscoase sau murdare mai ușor din cauza unei singure treceri. Dacă aceasta începe să se obtureze, viteza locală crește, acumulările sunt antrenate și obturarea scade odată cu creșterea vitezei fluidului. Rata de ancrasare (murdărire) este foarte mică în comparație cu cea a unei unități multitubulare. Schimbătoarele spirale sunt mai susceptibile la tehnici de curățare chimică, spălare și inversare a sensului de curgere a fluidului. Curățarea mecanică este posibilă și prin îndepărtarea capacelor de capăt. Prin urmare, întreținerea este mai redusă comparativ cu schimbătorul multitubular.

Nu se folosește izolație în afara schimbător datorită circulației fluidului rece prin pasajul cel mai exterior, ceea ce se concretizează într-o pierdere de căldură neglijabilă, dacă există, datorită temperaturii sale de intrare mai apropiate de temperatura înconjurătoare. Volumul spațiului intern este mai mic (mai puțin de 60%) decât într-un schimbător multitubular. Prin reglarea lății canalelor, pot fi acomodate diferențe considerabile ale debitelor volumetrice ale celor două fluide.

Principalele avantaje:

- spațiul de circulație al fluidelor este de secțiune mică, ceea ce determină o viteză de circulație mare, constantă.
- nu apar zone de stagnare, unde se pot face depuneri.

- căderea de presiune este mică
- au coeficienți globali de transfer de căldură mari $3500 \text{ W/m}^2\text{K}$, de patru ori mai mari decât la un schimbător de căldură multitubular
- au suprafețe de $80 \text{ m}^2/\text{m}^3$ utilaj
- suprafața de schimb de căldură se poate curăța pe ambele fețe

Dezavantaje:

- construcția este complicată și reparațiile sunt dificile datorită caracteristicilor de construcție;
- nu se poate repara când se perforază suprafața de schimb termic;
- după cum s-a menționat mai sus, dimensiunea maximă este limitată.

Presiunea maximă de funcționare variază de la 0,6 la 2,5 MPa pentru unitățile mari. Temperatura maximă de funcționare este limitată la 500°C dacă se folosesc garnituri de azbest comprimat, dar majoritatea sunt proiectate să funcționeze la 200°C . Acest schimbător este potrivit ca condensator sau reîncălzitor. Se folosesc în industria celulozei, pentru curățarea vaporilor de sulfați și sulfizi și de asemenea, ca fierbător. Este de preferat mai ales pentru aplicațiile care au lichide foarte vâscoase, nămoluri dense, nămoluri de epurare și efluenți industriali contaminați.

Schimbătoare de căldură lamelare

Un schimbător de căldură lamelar constă într-o carcasă tubulară care înconjoară o serie de elemente de transfer de căldură. Aceste elemente, denumite lamele, sunt tuburi plate (perechi de plăci subțiri cu spații, sudate pe margini, rezultând în canale dreptunghiulare cu un raport de aspect ridicat), prezentate în Fig. 8. Deschiderea interioară a lamelelor variază de la 3 la 10 mm, iar grosimea peretelui de la 1,5 la 2 mm. Lamelele sunt stivuite una aproape de alta pentru a forma canale înguste. Lamelele sunt introduse în plăci de capăt cu garnituri pentru a preveni scurgeri de la spațiul intralamelar la cel interlamelar sau invers. Într-un schimbător mic, lamelele sunt montate în ordinea creșterii lățimii de la fiecare capăt al secțiunii la centrul schimbătorului pentru a utiliza pe deplin spațiul disponibil, așa cum se arată în Fig. 8a. Cu toate acestea, într-un schimbător mai mare, lamelele constau din două (vezi Fig. 8b) sau mai multe tuburi aplatizate pentru a suporta presiunile de funcționare. Nu există deflectoare. Un capăt al fasciculului de tuburi este fix, iar celălalt poate fi neancorat, pentru a permite dilatarea termică.

Operații termice – curs
E.IacobTudose

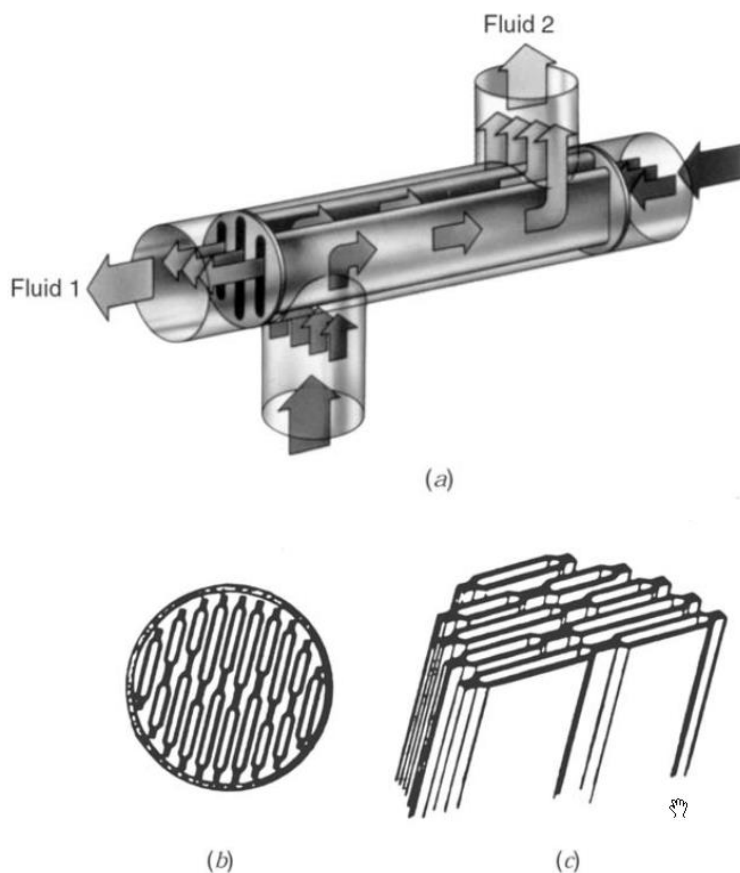


Fig.8 Schimbător de căldură lamelar (a), Secțiunea transversală prin schimbător (b), Lamele (c)
(AlfaLaval thermal, Inc., Lund, Sweden)

Un fluid (fluid tubular) curge în interiorul lamelelor, iar celălalt fluid, longitudinal în spațiile dintre ele, fără șicane/deflectoare. Schimbătorul are astfel o singură trecere, iar aranjamentul de curgere este în general în contracurent. Se caracterizează prin coeficienți mari de transfer de căldură datorăți de obicei diametrelor hidraulice mici sau lipsei fluxurilor de ocolire întâlnite într-un schimbător convențional multitubular. De asemenea, tuburile învecinate sunt sudate prin puncte ceea ce determină o creștere a coeficientului de transfer de căldură, fapt demonstrat experimental. Poate acomoda fluide fibroase și nămoluri dacă se impune o distanță adecvată între plăci. Unitățile mari au suprafețe de până la 1000 m^2 . Schimbătorul lamelar cântărește mai puțin decât un schimbător multitubular, pentru o aceeași sarcină termică. În schimbătorul lamelar, se pot atinge presiuni de până la $3,45 \text{ MPa}$ și limite de temperatură de 200° C pentru garniturile din teflon și chiar de 500° C pentru granituri speciale. Acest schimbător este utilizat pentru recuperarea căldurii în industria celulozei și hârtiei, industria proceselor chimice, și pentru alte aplicații industriale, în competiție cu schimbătorul multitubular.

Schimbătoare de căldură cu circuit imprimat.

Acest schimbător prezentat în Fig. 9 se realizează prin aplicarea unor caneluri fine în placă folosind aceleași tehnici ca cele folosite pentru realizarea plăcilor de circuite imprimate.

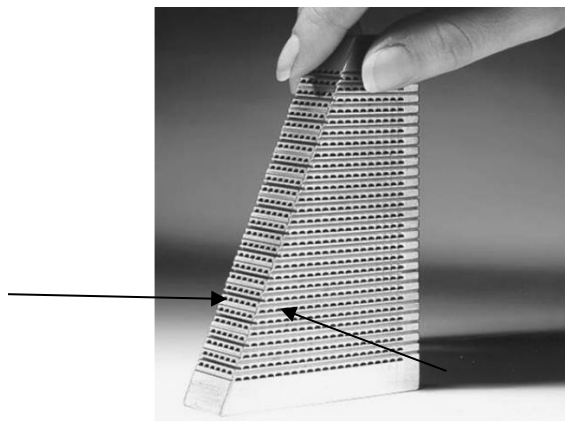


Fig.9 Schimbător de căldură cu circuit imprimat în curgere încrucișată

Plăci gravate chimic sunt lipite formând un bloc compact (o stivă), iar colectoarele de intrare/ieșire ale fluidului sunt sudate pentru a completa schimbătorul. Pentru cele două fluxuri de fluid, există diferite modele de gravare, după cum se dorește a se realiza un schimbător cu flux încrucișat, în contracurent sau cu treceri multiple. Mai multe treceri ale fluidelor pot fi realizate într-un singur bloc. Mai multe blocuri sunt sudate împreună pentru aplicații cu sarcini termice mari. Un canal are o adâncime de 0,1 până la 2 mm. Este caracterizat de densități mari de suprafață, 650 până la 1300 m²/m³, la presiuni de funcționare de 10 până la 50 MPa și temperaturi de la 150 la 800°C. Se pot utiliza diverse materiale, de exemplu, titan, cupru, nichel și aliaje de nichel. Schimbătoarele sunt folosite cu succes pentru gaze, lichide și fluide cu schimbare de fază, relativ curate. Ca fluide de circulație se pot utiliza substanțe chimice procesate, combustibili, iar ca procese termice asemenea schimbătoare pot fi folosite pentru recuperarea căldurii reziduale, în procesele de refrigerare și în industriile de separare a aerului. Sunt utilizate pe scară largă pe platformele petroliere ca post-răcitoare pentru compresoare, răcitoare de gaz, procese criogenice, pentru îndepărtarea gazelor inerte. Având o dimensiune mică a canalului, scăderea presiunii fluidului poate fi o constrângere mai ales în cazul aplicațiilor de presiune scăzută până la moderată. Principalele avantaje ale acestui schimbător sunt: rezistență mare, flexibilitate în proiectare și eficiență ridicată.

Schimbătoare de căldură tip placă cu serpentine (Panel coil HX)

Elementele de bază ale acestui schimbător sunt serpentinele în relief aplicate pe un panou, așa cum se arată în Fig. 10. Forma și dimensiunea serpentinei panoului este realizată astfel încât să se potrivească cu un panou plat sau cu un alt panou cu configurație asemănătoare.

Practic, se folosesc trei metode diferite pentru fabricarea unor asemenea panouri: un proces de ștanțare cu matriță, un proces de sudare în puncte sau un proces de lipire prin rulare. În *procesul de matrițare*, canalele de curgere sunt ștanțate pe una sau două foi de metal. Când o foaie este gofrată și îmbinată cu o foaie plată, se obține o placă în relief cu o singură față. Când ambele foi sunt ștanțate, se formează un panou în relief. Cele două plăci sunt unite prin sudură electrică a tablelor metalice. Exemple sunt prezentate în Fig. 10a și b.

În *procesul de sudare prin puncte*, două foi plate sunt sudate prin puncte într-un model dorit și apoi între acestea se introduce un fluid sub presiune mare pentru a forma pasaje de curgere interconectate prin punctele de sudură. Un exemplu este prezentat în Fig. 10d.

Într-un *proces de rulare*, două foi de metal (cupru sau aluminiu) sunt lipite, cu excepția anumitor canale specificate dorite, unde se aplică un material special ce împiedică sudarea. Pe una dintre foile metalice se aplică materialul ce împiedică sudarea, în modelul de curgere dorit. Această foaie este apoi stivuită cu o altă foaie simplă. Foile sunt apoi încălzite și imediat laminate la cald, sub presiune ridicată. Urmează laminarea la rece urmată din nou de o încălzire a panoului, după care se introduce aer de înaltă presiune ceea ce asigură formarea canalelor de curgere dorite, panoul fiind plasat între două plăci într-o presă hidraulică. Procesul limitează circuitele panoului la o formă plată. Cele mai frecvent utilizate materiale pentru circuitele panourilor sunt oțel carbon, oțel inoxidabil, titan, nichel și aliajele sale și monel.

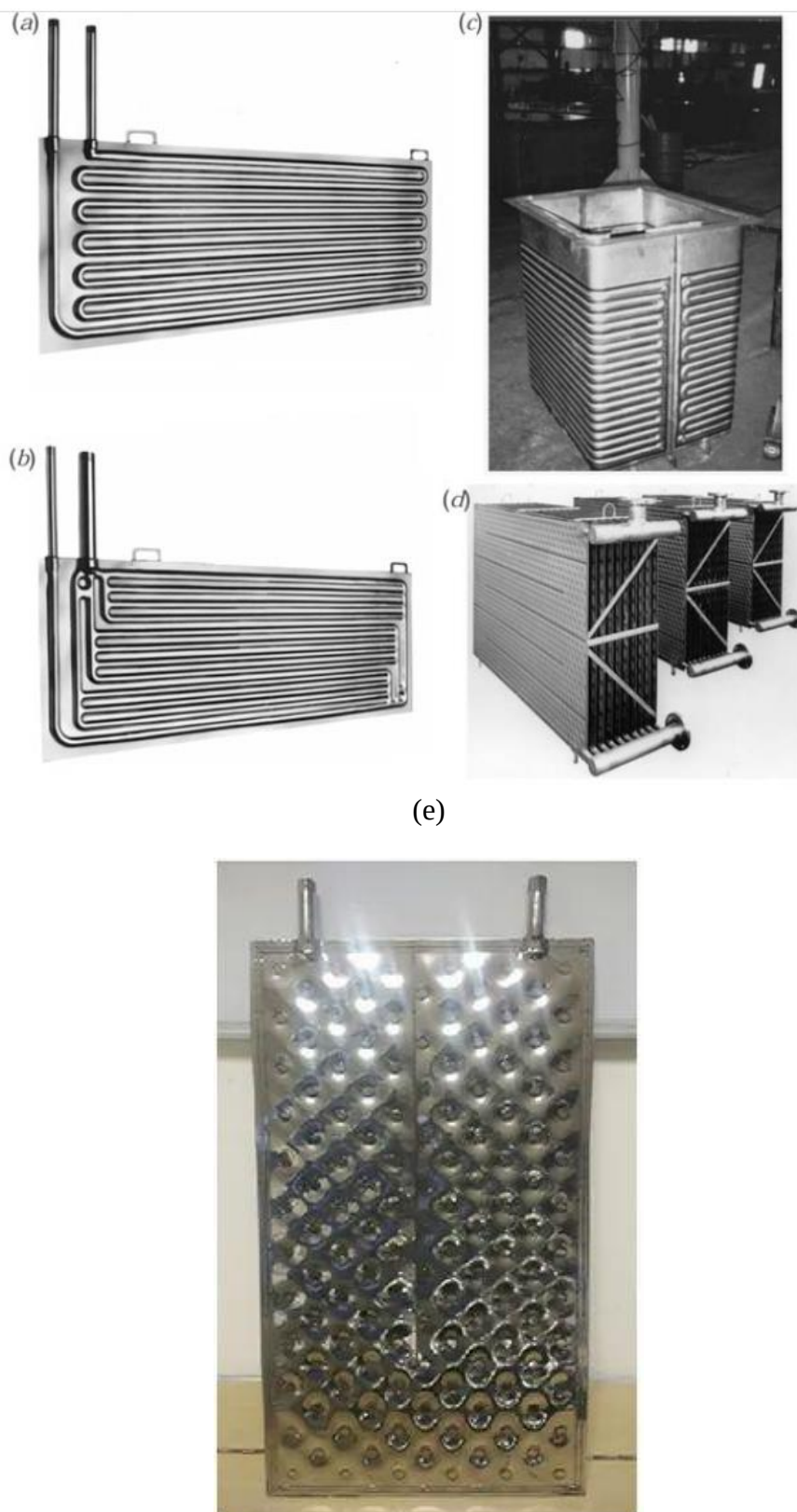


Fig.10 Panouri ștanțate (a) de tip serpentină (b) cu zone multiple (c) tip vas (d) (e) sudate în puncte
 (Tranter PHE, Inc., Wichita, Texas)
 Operații termice – curs
 E.IacobTudose

Presiunea maximă de funcționare variază de la 1,8 MPa pentru plăcile cu relief dublu și 1,2 MPa pentru plăcile cu o singură față din oțel carbon, oțel inoxidabil sau monel, până la 0,7 MPa pentru panouri din titan dublu reliefat.

Schimbătoarele de căldură cu serpentine sunt relativ ieftine și pot fi amprentate cu anumite forme de diverse grosimi (pentru radiatoare și surse de căldură), funcție de cerințele aplicației, în condiții variate de funcționare. Prin urmare, ele sunt utilizate în multe aplicații industriale, cum ar fi criogenie, obținerea unor produse chimice, fibre, alimente, vopsele, produse farmaceutice.

Schimbătoare de căldură cu conducte de căldură

Acest tip de schimbător este similar cu un schimbător multitubular, dar mult mai eficient. Un tub de căldură este de fapt o conductă de căldură sigilată la ambele capete, care conține un fluid de transfer termic ce umezește în întregime suprafața interioară a conductei, căptușită în acest scop cu un material ce prezintă capilaritate (o căptușeală poroasă, sau un strat cu caneluri interne), ca în Fig.11. Acest material forțează condensul să revină în zona de evaporare, prin acțiunea forței capilare. Într-o conductă termică proiectată corespunzător, materialul capilar este saturat cu faza lichidă a fluidului de lucru, în timp ce restul tubului conține vapori.

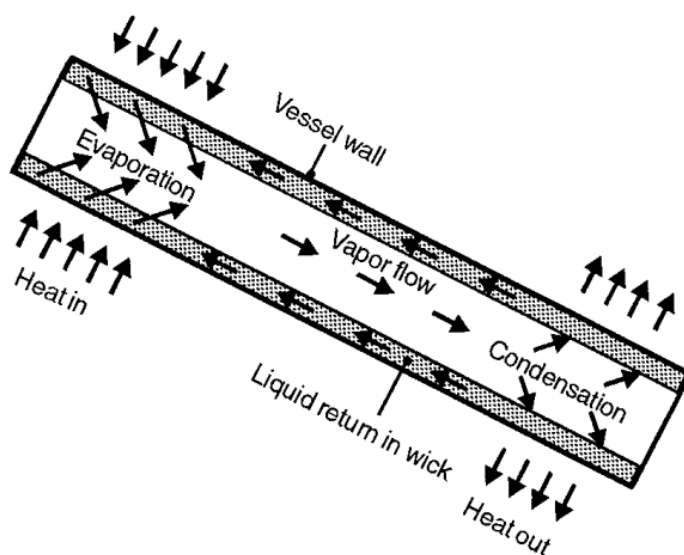


Fig 11 Tubul de căldură și funcționarea acestuia

În schimbătorul cu tuburi termice, fluidele calde și reci curg continuu în părți separate ale utilajului, conform Fig.12. Căldura este transferată de la gazul fierbinte în secțiunea de evaporare a

conductivei termice prin convecție; energia termică este apoi transportată de vapori către secțiunea de condensare a conductei de căldură, unde transferă căldură gazului rece prin convecție.

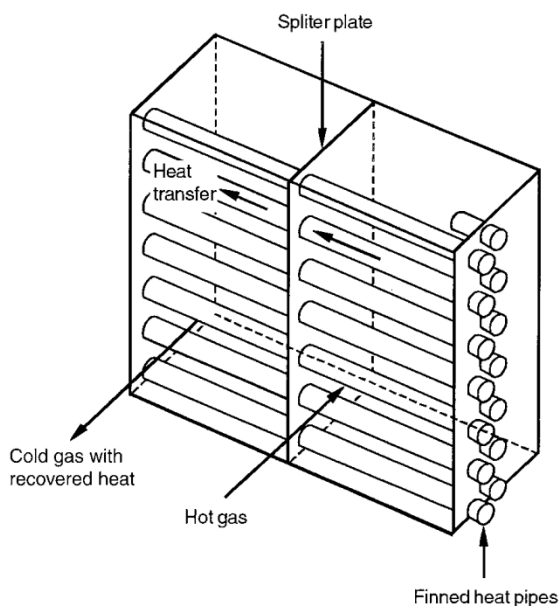


Fig.12 Schimbător cu tuburi termice

Când căldura este aplicată evaporatorului de la o sursă externă, fluidul de lucru din materialul capilar din acea secțiune se vaporizează, presiunea crește și vaporii curg în secțiunea condensatorului prin porțiunea centrală a tubului. Vaporii condensează în secțiunea condensatorului conductei, eliberând energia corespunzătoare schimbării de fază fluidului rece, care curge prin exteriorul conductei de căldură (v. Fig. 12). Căldura aplicată în zona de evaporare are tendința să usuce suprafața materialului capilar prin evaporare, dar pe măsură ce lichidul se evaporă, interfața lichid-vapori se retrage în materialul capilar și ca urmare, apare o presiune capilară responsabilă ulterior pentru transportul lichidului condensat înapoi în secțiunea evaporatorului, completând astfel un ciclu. O conductă termică proiectată corespunzător poate transporta energia corespunzătoare schimbării de fază în mod continuu de la evaporator la condensator, fără ca materialul capilar să se usuce. Lichidul condensat poate fi, de asemenea, pompat înapoi în secțiunea evaporatorului prin forța capilară sau prin forța gravitațională dacă conducta termică este înclinată și secțiunea de condensare este deasupra secțiunii evaporatorului. Dacă forța gravitațională este suficientă, nu este necesară prezența materialului capilar. Atâta timp cât există o diferență de temperatură între gazele calde și reci într-un schimbător de căldură cu conducte de căldură, ciclul de evaporare-condensare în buclă închisă va fi continuu, iar conducta de căldură va continua să funcționeze. În general, există o mică diferență de

temperatură între secțiunile corespunzătoare evaporatorului și condensatorului (aproximativ 58° C) și, prin urmare, rezistența termică totală a unei conducte de căldură este mică. Deși apa este un fluid des utilizat în conductele termice, și alte fluide pot fi folosite, în funcție de intervalul de temperatură de operare.

Considerații importante de design și operare pentru schimbătoare compacte

Câteva observații privind design-ul și operarea unor schimbătoare compacte sunt prezentate mai jos:

De obicei, cel puțin unul dintre fluide este un gaz cu o valoare a coeficientului de transfer de căldură mică.

Fluidele trebuie să fie curate și relativ necorozive din cauza canalelor de curgere cu diametrul hidraulic mic.

Puterea de pompare a fluidului (și, prin urmare, căderea de presiune) este adesea la fel de importantă ca și viteza de transfer de căldură.

Presiunile și temperaturile de funcționare sunt oarecum limitate în comparație cu schimbătoarele multitubulare, datorită tehnicilor de îmbinare utilizate.

Cu ajutorul suprafețelor foarte compacte, forma rezultată a schimbătorului este una având o zonă frontală mare și o lungime scurtă a curgerii; designul unui schimbător de căldură compact este important pentru a obține o distribuție uniformă a fluxului pe un număr foarte mare de pasaje mici de curgere.

Potențialul pieței trebuie să fie suficient de mare pentru a garanta costurile inițiale considerabile cu echipamentele de fabricație.

Depunerile sunt o problemă potențială majoră la schimbătoarele de căldură compacte (cu excepția schimbătoarelor de căldură cu plăci), în special cele care au o varietate de geometrii sau multe canale fine de curgere care nu pot fi curățate mecanic. Chimic, curățarea este posibilă; Curățarea termică și clătirea ulterioară sunt posibile pentru unitățile de mici dimensiuni. Acolo unde este posibil, se folosesc fluide ce nu fac depuneri, cum ar fi aer curat sau gaze, hidrocarburi ușoare și agenți frigorifici.

SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ CU SUPRAFEȚE EXTINSE

SUPRAFEȚE EXTINSE

Termenul de *suprafață extinsă* este utilizat pentru sistemele a căror suprafață de transfer termic este mărită prin atașarea la suprafața de transfer de căldură a așa-numitelor nervuri. Prin pereții acestora, căldura se transferă prin mecanism conductiv către mediul în care sunt imersate, aici transferul realizându-se prin mecanism convectiv sau/și radiativ. Dintre suprafețele extinse des utilizate în practică se pot menționa nervurile *longitudinale* (v.figura 1.10a) *radiale* și respectiv nervurile *aciculare* (v.figura 1.10 b și respectiv c). Nervurile sunt utilizate cu precădere pentru îmbunătățirea transferului termic în industria chimică, electronică, în industria automobilelor, a motoarelor și compresoarelor etc., diversitatea constructivă a acestora fiind practic nelimitată (v.figura 1.10 d) [Lienhardt, 1996].

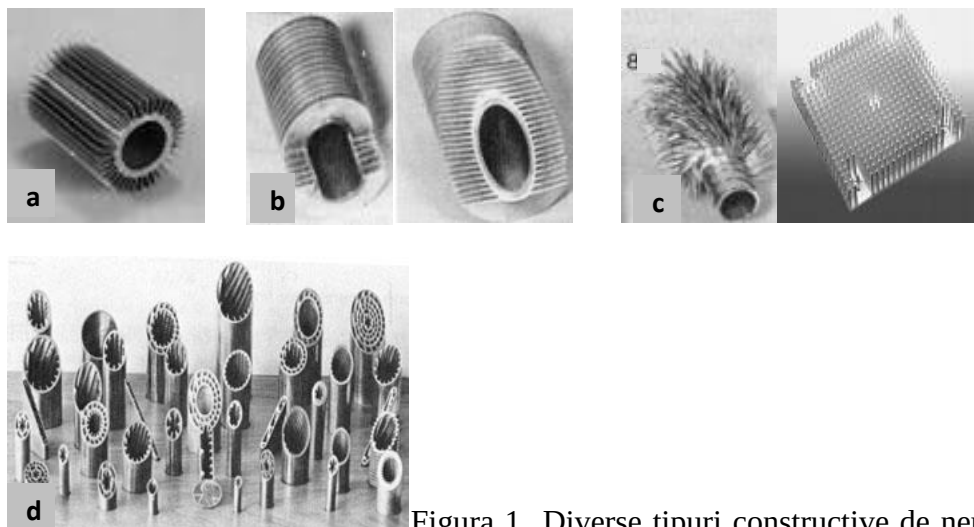


Figura 1 Diverse tipuri constructive de nervuri: **a.**longitudinale; **b.** radiale; **c.** aciculare; **d.** alte tipuri de nervuri

Pentru un design eficient al aripioarelor trebuie cunoscute distribuția temperaturii de-a lungul acestora și fluxul termic transferat. Acestea sunt stabilite în cele ce urmează pentru o nervură longitudinală, de secțiune transversală $S(x)$ variabilă (v.figura 2), imersată într-un fluid aflat în convecție, caracterizată de coeficientul individual de transfer de căldură, α , la temperatura T_{∞} .

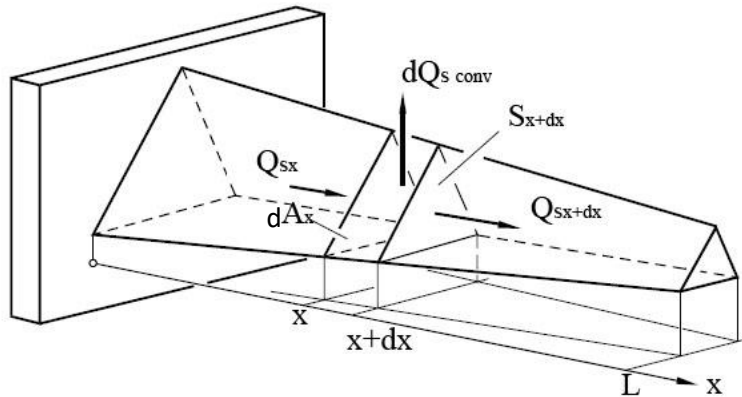


Figura 2 Bilanț termic pe un element dintr-o nervură longitudinală de secțiune variabilă

Bilanțul termic se face pe baza unor ipoteze simplificatoare:

- transferul conductiv prin peretele nervurii, de secțiune transversală S_x , perimetru P și înălțime b , are loc în regim staționar, după o singură direcție, x ;
- materialul suprafeței este omogen și izotrop (coeficientul de conductivitate termică $\lambda = \text{ct.}$);
- în nervură nu există sursă de energie termică;
- fluidul în care este imersată suprafața este caracterizat de un coeficient de transfer de căldură α și o temperatură T_∞ constantă;
- nervura are temperatura la bază T_b constantă.

Pentru elementul de grosime dx din figura 2 se aplică ecuația de conservare a energiei:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Fluxul intrat} \\ \text{prin mecanism} \\ \text{conductiv} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Fluxul ieșit} \\ \text{prin mecanism} \\ \text{conductiv} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Fluxul ieșit} \\ \text{prin mecanism} \\ \text{conductiv și convectiv} \\ \text{de la nervură spre fluid} \end{array} \right\}$$

$$Q_{sx} = Q_{sx+dx} + dQ_{sconv} \quad (1)$$

Aplicând legea lui Fourier pentru fluxul termic Q_{sx} intrat în elementul de volum:

$$Q_{sx} = -\lambda S_x \frac{dT}{dx} \quad (2)$$

și explicitând fluxul termic ieșit Q_{sx+dx} în forma:

$$Q_{sx+dx} = Q_{sx} + \frac{dQ_{sx}}{dx} dx \quad (3)$$

pentru acesta din urmă se obține expresia:

$$Q_{sx+dx} = -\lambda S_x \frac{dT}{dx} - \lambda \frac{d}{dx} \left(S_x \frac{dT}{dx} \right) dx \quad (4)$$

Fluxul termic transferat convectiv conform legii de răcire a lui Newton poate fi scris:

$$dQ_{sconv} = \alpha dA_x (T - T_\infty) \quad (5)$$

unde dA_x este aria laterală a elementului de grosime dx din figura 2.

Înlocuind expresiile fluxurilor termice în ecuația de conservare a energiei (1), se obține:

$$\frac{d^2 T}{dx^2} + \frac{1}{S_x} \frac{dS_x}{dx} \frac{dT}{dx} - \frac{\alpha}{\lambda} \frac{1}{S_x} \frac{dA_x}{dx} (T - T_\infty) = 0 \quad (6)$$

Ultima ecuație reprezintă forma generală a distribuției temperaturii în cazul conducției unidimensionale printr-o suprafață extinsă, obținerea soluției necesitând utilizarea unor condiții la limită. Ulterior, fluxul termic transferat se poate stabili pe baza distribuției temperaturii obținute.

În continuare se particularizează ecuația (6) pentru o nervură de secțiune transversală constantă (v.figura 3) pentru care $S_x = ct.$ și $dA_x = P dx$ unde P este perimetrul nervurii, iar x este distanța măsurată de la baza nervurii de lungime L :

$$\frac{dA_x}{dx} = P \quad \frac{dS_x}{dx} = 0 \quad (7)$$

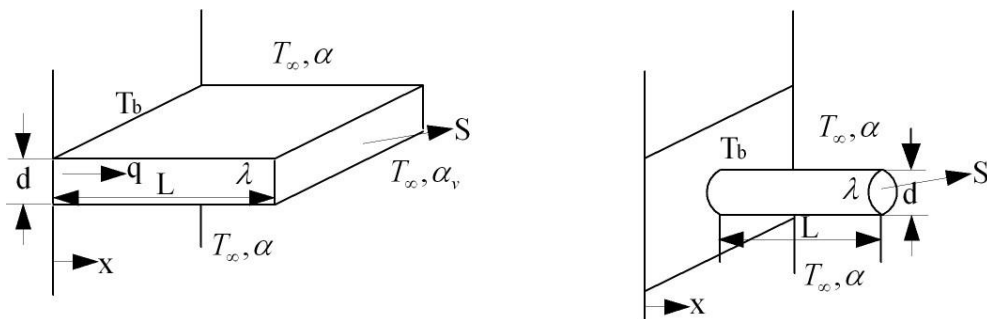


Figura 3 Nervuri de secțiune constantă **a**.rectangulară; **b**.circulară

Ecuția diferențială a distribuției temperaturii pentru o secțiune constantă devine:

$$\frac{d^2 T}{dx^2} - \frac{\alpha P}{\lambda S_x} (T - T_\infty) = 0 \quad (7)$$

Se înlocuiește variabila dependentă $T(x)$ cu o variabilă definită conform ecuației:

$$\theta(x) = T(x) - T_\infty \quad (8)$$

astfel încât $\frac{d\theta}{dx} = \frac{dT}{dx}$ și se notează $m^2 = \alpha P / \lambda S_x$.

Ecuția diferențială cu noua variabilă $\theta(x)$ este:

$$\frac{d^2 \theta}{dx^2} - m^2 \theta = 0 \quad (9)$$

Soluția generală a ecuației (1.68) este:

$$\theta = c_1 e^{mx} + c_2 e^{-mx} \quad (10)$$

Determinarea constantelor de integrare c_1 și c_2 , se realizează prin utilizarea a două condiții la limită diferite:

-o primă condiție la limită se referă la temperatura cunoscută la baza nervurii:

$$\text{pentru } x = 0, T = T_b \text{ sau } \theta = \theta_b = T_b - T_\infty \quad (11)$$

aceasta fiind valabilă pentru toate cazurile prezentate mai jos.

Operații termice

Titular curs:E.IacobTudose

-o a doua condiție la limită diferă de la un caz la altul, funcție de aceasta putem distinge cazurile 1÷4, prezentate mai jos.

Se utilizează următoarele notații, definiții și legi:

$$\theta_b = T_b - T_\infty, \theta(L) = \theta_v = T_v - T_\infty, H = \alpha_v / \lambda m \quad (12)$$

unde T este temperatura în nervură la o locație oarecare x , diferită de vârful nervurii; α_v și T_v sunt coeficientul de transfer termic convectiv, respectiv temperatura de la vârful nervurii; q este fluxul termic specific transferat prin nervură ce poate fi calculat folosind legea lui Fourier pentru transfer conductiv aplicată la baza nervurii:

$$q = q_b = -\lambda S \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = -\lambda S \left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=0} \quad (13)$$

sau legea lui Newton pentru transferul convectiv de pe întreaga suprafață a nervurii:

$$q = \int_A \alpha [T(x) - T_\infty] dA = \int_A \alpha \theta(x) dA \quad (14)$$

Se notează q_{id} fluxul termic ideal disipat definit ca fluxul maxim care s-ar transmite dacă nervura ar avea pe toată lungimea temperatura de la baza ei, T_b ; η este randamentul nervurii definit ca raportul dintre fluxul termic transmis prin nervură și fluxul termic ideal disipat:

$$\eta = \frac{q}{q_{id}} \quad (15)$$

1. Convecție la vârful liber al nervurii:

A doua condiție la limită se obține prin egalarea fluxului transferat prin conducție spre vârful nervurii cu fluxul transferat prin convecție de la vârful aripioarei spre fluidul în curgere:

$$\text{pentru } x = L, -\lambda S \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=L} = \alpha S [T(L) - T_\infty] \text{ sau } -\lambda \left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=L} = \alpha \theta(L) \quad (16)$$

Constantele de integrare obținute prin rezolvarea sistemului de două ecuații sunt:

$$c_1 = \theta_b \frac{e^{-mL}(1-H)}{\cosh mL + H \sinh mL} \text{ și } c_2 = \theta_b \frac{e^{mL}(1+H)}{\cosh mL + H \sinh mL} \quad (17)$$

cu utilizarea relațiilor: $\sinh x = (e^x - e^{-x})/2$; $\cosh x = (e^x + e^{-x})/2$.

Operații termice

Titular curs: E. Iacob Tudose

Distribuția temperaturii în lungul nervurii este dată de ecuația:

$$\frac{\theta}{\theta_b} = \frac{\cosh m(L-x) + H \sinh m(L-x)}{\cosh mL + H \sinh mL} \quad (18)$$

O reprezentare grafică a distribuției temperaturii în acest caz este indicată în figura 4 a.

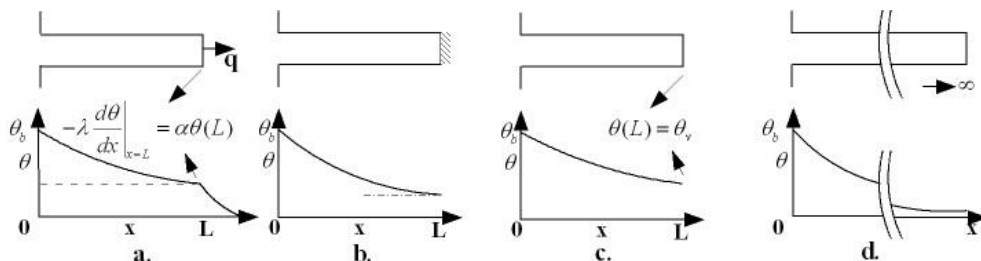


Figura 4 Conducție unidimensională prin nervuri de secțiune constantă – diverse cazuri

În acest caz, conform ecuației (14) sau (15), fluxul termic transferat ia forma:

$$q = \lambda m S \theta_b \frac{\sinh mL + H \cosh mL}{\cosh mL + H \sinh mL} \quad (19)$$

Fluxul termic maxim disipat este:

$$q_{id} = (\alpha PL + \alpha_v A) \theta_b \quad (20)$$

iar randamentul nervurii se calculează conform ecuației (16).

2. Vârful nervurii este adiabatic sau izolat ($H=0$):

A doua condiție la limită:

$$\text{pentru } x = L, \quad \frac{dT}{dx} = 0 \text{ sau } \frac{d\theta}{dx} = 0 \quad (21)$$

Constantele de integrare obținute sunt:

$$c_1 = \theta_b \frac{e^{-mL}}{e^{mL} + e^{-mL}} \text{ și } c_2 = \theta_b \frac{e^{mL}}{e^{mL} + e^{-mL}} \quad (22)$$

Distribuția temperaturii în lungul nervurii este:

$$\frac{\theta}{\theta_b} = \frac{\cosh m(L-x)}{\cosh mL} \quad (23)$$

Operații termice

Titular curs: E. Iacob Tudose

iar reprezentarea grafică e indicată în figura 4 b.

Fluxul termic transferat devine:

$$q = \lambda m S \theta_b \tanh mL \quad (24)$$

iar randamentul nervurii:

$$\eta = \frac{\tanh mL}{mL} \quad (25)$$

3. Temperatura vârfului nervurii este cunoscută, T_v , și constantă :

A doua condiție la limită este în acest caz:

$$\text{pentru } x = L, \theta(L) = \theta_v = T_v - T_\infty \quad (26)$$

Constantele de integrare rezultate au expresiile:

$$c_1 = \frac{\theta_b e^{-mL} - \theta_v}{e^{-mL} - e^{mL}} \text{ și } c_2 = -\frac{\theta_b e^{mL} - \theta_v}{e^{-mL} - e^{mL}} \quad (27)$$

Distribuția temperaturii ia forma:

$$\frac{\theta}{\theta_b} = \frac{(\theta_v / \theta_b) \sinh mx + \sinh m(L-x)}{\sinh mL} \quad (28)$$

cu o reprezentare grafică conform figurii 4 c.

Fluxul termic transferat este dat de:

$$q = \lambda m S \theta_b \frac{\cosh mL - \theta_v / \theta_b}{\sinh mL} \quad (29)$$

iar fluxul termic maxim disipat q_{id} și randamentul η sunt date de aplicarea ecuațiilor (14) și respectiv (15).

4. Nervură de lungime foarte mare ($L \rightarrow \infty$) cu temperatura la bază constantă:

A doua condiție la limită este:

$$\text{pentru } L \rightarrow \infty, T_v - T_\infty \rightarrow 0 \text{ sau } \theta_v \rightarrow 0 \quad (30)$$

Constantele de integrare sunt în acest caz:

$$c_1 = 0 \text{ și } c_2 = \theta_b \quad (31)$$

Operații termice

Titular curs: E. Iacob Tudose

Distribuția temperaturii dată de ecuația:

$$\frac{\theta}{\theta_b} = e^{-mx} \quad (32)$$

și reprezentată în figura 4 d, iar fluxul termic transferat este:

$$q = \lambda m A \theta_b \quad (33)$$

În acest caz, randamentul nervurii este

$$\eta = \frac{1}{m} \quad (34)$$

O altă mărime importantă ce caracterizează performanța nervurării este *eficacitatea nervurii*, definită ca raportul dintre fluxul termic transferat prin nervură și fluxul termic transferat în lipsa acesteia:

$$\varepsilon = \frac{q}{\alpha S \theta_b} \quad (35)$$

Pentru o nervură de lungime infinită cu secțiunea constantă, rezultă următoarea expresie:

$$\varepsilon = \frac{\lambda m S \theta_b}{\alpha S \theta_b} = \left(\frac{\lambda P}{\alpha S} \right)^{1/2} \quad (36)$$

cu P perimetrul nervurii.

Ecuația reliefează câteva aspecte importante pentru design-ul aripioarelor, eficacitatea acestora fiind mărită dacă:

- coeficientul de conductivitate termică al materialului, λ , este mare. De aceea, în construcția acestora, se folosesc aliaje pe baza de aluminiu, cupru etc.
- raportul P/S este mare. De aceea, nervurile sunt subțiri și distribuite apropiat unele de altele, fără însă a împiedica circulația fluidului de temperatură T_∞ , ceea ce ar putea conduce la scăderea lui α .
- α mic, deci montarea lor se face de partea fluidului cu α mai mic. De exemplu, în radiatorul unei mașini, aripioarele sunt plasate spre partea exterioară a tubului, încălzite de aerul ambiental și nu pe suprafața interioară prin care circula apa (α mai mare).

De asemenea, se observă că eficiența aripioarei scade cu creșterea lungimii acesteia!

Creșterea lungimii nervurii dincolo de o anumită valoare determină o scădere a eficienței aripioarei, uneori chiar și sub 60%. În practică, eficiența aripioarelor este de peste 90%.

Operații termice

Titular curs: E. Iacob Tudose

Datorită descreșterii graduale a temperaturii de-a lungul aripioarei, regiunea de lângă vârful acesteia nu contribuie propriu-zis la transferul de căldură, așa cum se observă din distribuția schematică a temperaturii de-a lungul unei nervuri, de mai jos, în Figura 5:

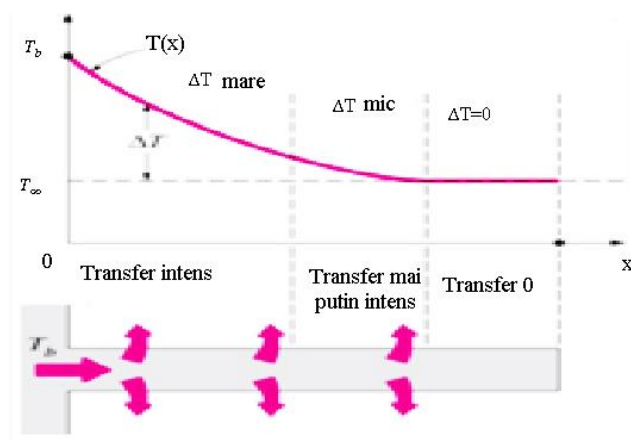


Figura 5 Schemă a distribuției temperaturii într-o nervură

Variația transferului de căldură de la o aripioară cu vârf adiabatic comparativ cu cea de la o aripioară de lungime infinită poate fi exprimată din ecuația (33), prin raportul:

$$\frac{Q_s}{Q_{s,L \rightarrow \infty}} = \frac{\sqrt{\alpha P \lambda S} (T_b - T_{\infty}) \tanh mL}{\sqrt{\alpha P \lambda S} (T_b - T_{\infty})} = \tanh mL \quad (37)$$

mL	$\frac{Q_s}{Q_{s,L \rightarrow \infty}}$
0,1	0,1
0,2	0,197
0,5	0,462
1	0,762
1,5	0,905
2	0,964
2,5	0,987
3	0,995
4	0,999
5	1

Tabel 1 Valori calculate ale raportului fluxurilor functie de lungimea aripioarei.

Se observa atingerea unei valori de $0,995 \cdot Q_{s,L \rightarrow \infty}$ pentru valori $mL \geq 3$!

Reprezentarea grafică a soluției ecuației de mai sus, prezentată în figura 6 de mai jos, indică că transferul de căldură nu se mai poate îmbunătăți prin creșterea lungimii aripioarei peste valoarea $mL=3$ deoarece Q_s atinge peste 99% din valoarea fluxului schimbat de o aripioară de lungime infinită.

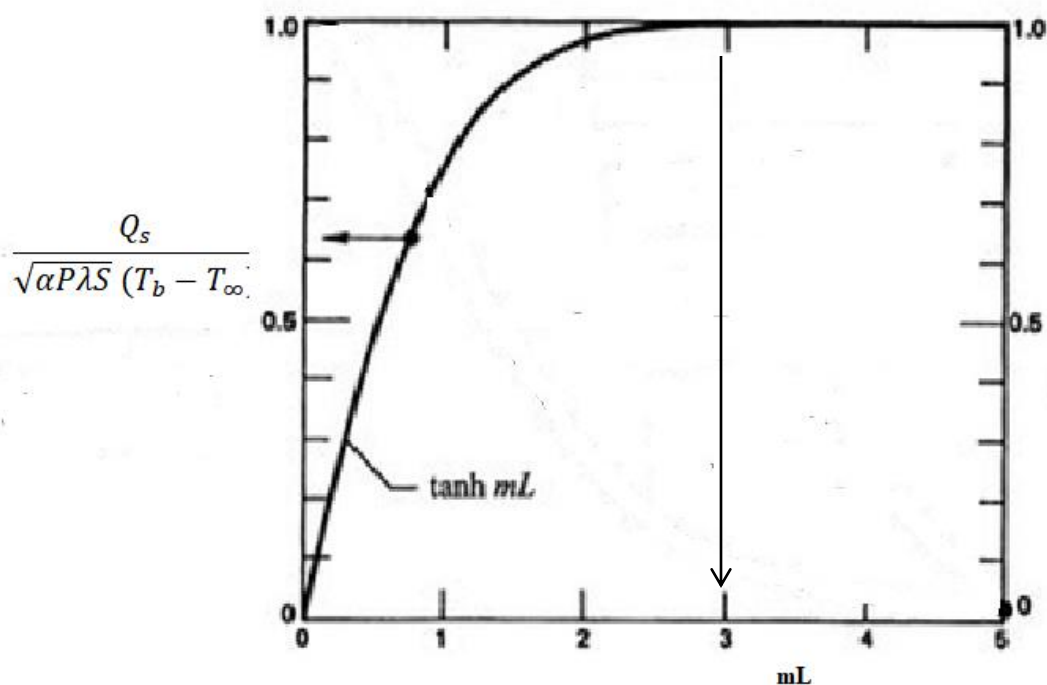


Figura 6 Variația raportului fluxurilor funcție de mărimea mL (conform ecuației 37)

De asemenea, o reprezentare a distribuției temperaturii de-a lungul unei aripioare (x/L), ca cea din figura de mai jos (v. Figura 7), arată ca pentru $mL \geq 3$, la o valoare x/L mica (de 0,6 sau 0,8), valoarea temperaturii T se apropie de T_∞ , astfel încât restul lungimii aripioarei nu este eficient în transferul de căldură. Deci $mL=5$ implică o proiectare deficitară a aripioarei.

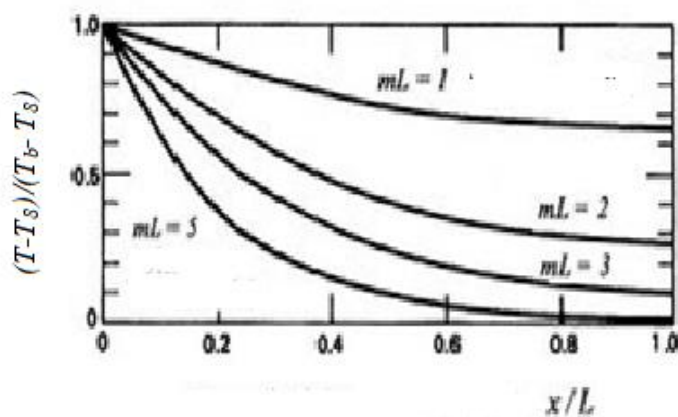


Figura 7 Distribuția temperaturii adimensionalizate de-a lungul unei aripioare adiabatică

În concluzie, $mL \leq 3$ indică valori ce asigură un optim între performanța transferului de căldură și lungimea aripioarei.

O ipoteză simplificatoare în analiza transferului de căldură la suprafețe extinse a fost aceea de a considera conducția unidirecțională, fapt valabil pentru nervurile subțiri, nu și pentru cele de grosime mai mare. Studiile au arătat că eroarea la analiza unidirecțională a transferului de căldură printr-o aripioară este neglijabilă (<1%), dacă este îndeplinită condiția:

$$\frac{\alpha \delta}{\lambda} < 0,2 \quad (38)$$

unde δ este grosimea aripioarei (egală cu grosimea plăcii la nervuri rectangulare sau diametrul la nervură cilindrice).

Influența profilelor aripioarelor – s-a constatat că aripioarele cu profile parabolice sau triunghiulare conțin mai puțin material și sunt mai eficiente decât cele cu profil rectangular, fapt pus în evidență prin reprezentarea grafică a randamentului unor astfel de aripioare funcție de parametrii geometrici caracteristici (vezi Figura 8)

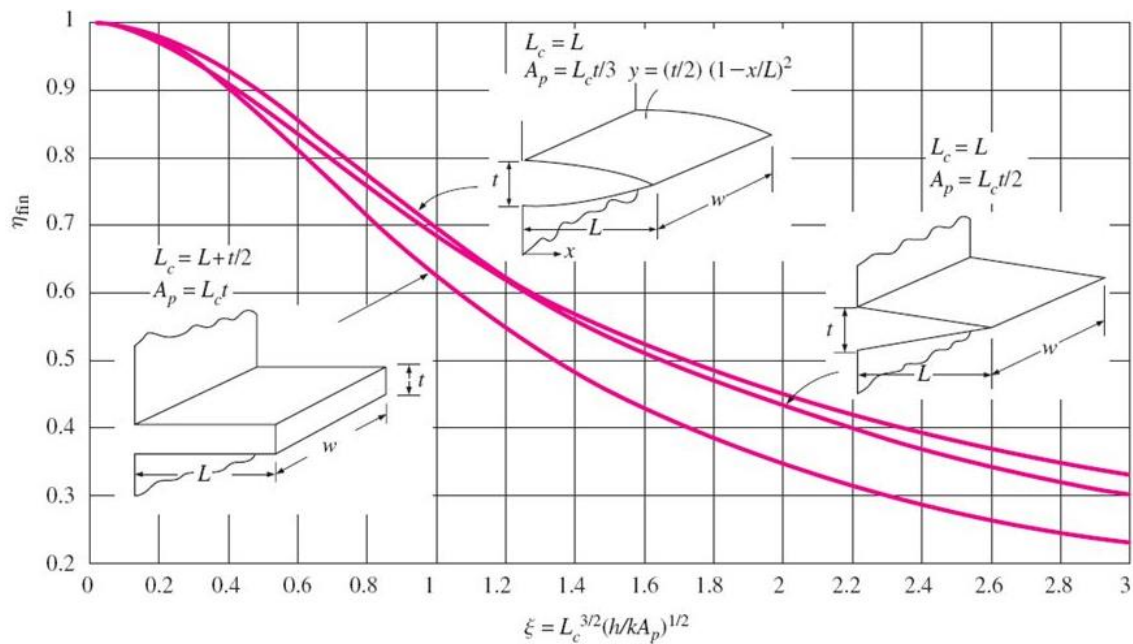


Figura 8 Randamentul nervurilor de formă rectangulară, parabolică și triunghiulară

Răcirea echipamentelor electronice

Suprafețele extinse utilizate la răcirea echipamentelor electronice sunt de obicei mai complexe ca geometrie. Transferul de căldură și performanța acestuia în asemenea cazuri se exprimă prin rezistența termică, R , definită prin analogie cu legea lui Ohm, de ecuația:

$$Q_s = \frac{T_b - T_\infty}{R} = \alpha S \eta_n (T_b - T_\infty) = \frac{T_b - T_\infty}{\frac{1}{\alpha S \eta_n}} \Rightarrow R = \frac{1}{\alpha S \eta_n} \quad (39)$$

Cu cât eficiența nervurii, η_n , este mai mică, cu atât rezistența este mai mare.

În Figura (9) sunt prezentate câteva dispozitive utilizate la răcirea echipamentelor electronice precum și caracteristicile acestora: rezistența termică, dimensiuni și suprafața de răcire.

Se observă că suprafața mai mică este corelată în general și cu rezistența mai mare (în acord cu ecuația (39)). Totuși este posibil ca o creștere semnificativă a suprafeței (vezi prin comparație elementele 1 și 3, din Figura 9), dacă elementele sunt dispuse mai dens, să determine o rezistență mai mare deoarece se modifică și α !

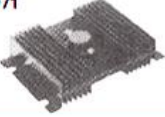
HS 5030 	$R = 0.9^\circ\text{C/W}$ (vertical) $R = 1.2^\circ\text{C/W}$ (horizontal) Dimensions: 76 mm $\times$ 105 mm $\times$ 44 mm Surface area: 677 cm ²
HS 6065 	$R = 5^\circ\text{C/W}$ Dimensions: 76 mm $\times$ 38 mm $\times$ 24 mm Surface area: 387 cm ²
HS 6071 	$R = 1.4^\circ\text{C/W}$ (vertical) $R = 1.8^\circ\text{C/W}$ (horizontal) Dimensions: 76 mm $\times$ 92 mm $\times$ 26 mm Surface area: 968 cm ²
HS 6105 	$R = 1.8^\circ\text{C/W}$ (vertical) $R = 2.1^\circ\text{C/W}$ (horizontal) Dimensions: 76 mm $\times$ 127 mm $\times$ 91 mm Surface area: 677 cm ²
HS 6115 	$R = 1.1^\circ\text{C/W}$ (vertical) $R = 1.3^\circ\text{C/W}$ (horizontal) Dimensions: 76 mm $\times$ 102 mm $\times$ 25 mm Surface area: 929 cm ²
HS 7030 	$R = 2.9^\circ\text{C/W}$ (vertical) $R = 3.1^\circ\text{C/W}$ (horizontal) Dimensions: 76 mm $\times$ 97 mm $\times$ 19 mm Surface area: 290 cm ²

Figura 9 Suprafețe de răcire pentru electronice
(din aluminiu)

Operații termice

Titular curs: E. Iacob Tudose

SUPRAFEȚE EXTINSE – continuare

Pentru o suprafață cu nervuri, ca cea prezentată în Figura 1, fluxul total de căldură este dat de suma fluxului transferat prin suprafața fără nervuri, $Q_{s,fn}$ și cel transferat prin suprafața cu nervuri, $Q_{s,n}$:

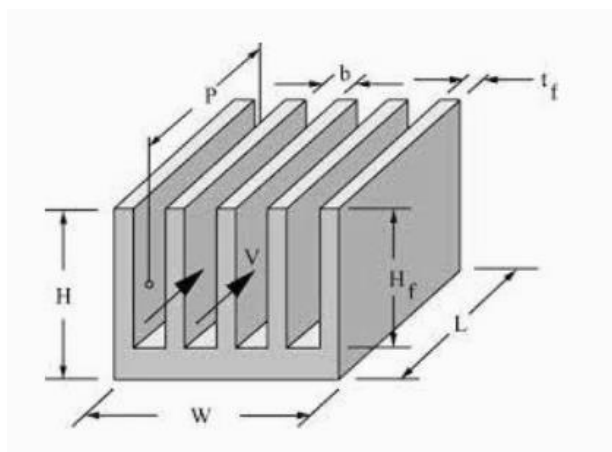


Figura 1 Suprafață nervurată

$$Q_{s,total\ n} = Q_{s,fn} + Q_{s,n} = \alpha S_{fn}(T_b - T_{\infty}) + \eta_n \alpha S(T_b - T_{\infty}) = \alpha(S_{fn} + \eta_n nS)(T_b - T_{\infty}) \quad (1)$$

unde η_n este randamentul unei nervuri, S_{fn} este suprafața fără nervuri, S este suprafața bazei unei nervuri, n numărul total de nervuri.

$$\eta_{total} = \frac{Q_{s,total\ n}}{Q_{s,total\ fn}} = \frac{\alpha(S_{fn} + \eta_n nS)(T_b - T_{\infty})}{\alpha(S_{fn} + nS)(T_b - T_{\infty})} \quad (2)$$

Randamentul total al suprafeței cu nervuri depinde de densitatea nervurilor (numărul de nervuri pe unitate de lungime) ca și de randamentul aripioarelor individuale.

Nervurarea suprafețelor de transfer de căldură în cazul lichidelor se poate face atât la interiorul cât și la exteriorul țevelor. Deoarece coeficientul de transfer de căldură al unui lichid este superior celui corespunzător unui gaz, nervurile sunt în general mai puțin înalte, pentru creșterea randamentului lor. Creșteri de suprafață prin nervurare de 1,5-3 ori față de suprafața netedă sunt frecvent întâlnite la lichide, în timp ce pentru gaze aceste valori depășesc curent valoare de 20.

O serie de ecuații criteriale ce permit calculul coeficientului de transfer de căldură de partea unei suprafețe extinse sunt prezentate în lucrarea de laborator privind “Schimbătoare de căldură cu suprafețe extinse”. Trebuie menționat că acestea diferă funcție de tipul constructiv al suprafețelor extinse, diversitatea mare a acestora dar și luarea în considerare a unei eventuale condensări a umidității din aer în cazul răcirii lor, face dificilă determinarea unor relații general valabile pentru un număr mare de soluții constructive.

Schimbătoare de căldură cu contact direct

Sunt caracterizate de absența suprafeței de schimb de căldură, agenții termici intrând în contact direct, pe lângă transferul de căldură, realizându-se de obicei și un transfer de masă.

Se regăsesc în industria chimică petrochimică, în transportul pneumatic, în reacțiile chimice ce au loc în strat fluidizat sau în sisteme disperse în curgere, în operații precum distilarea, rectificarea, răcirea gazelor umede.

Principalul avantaj este legat de absența suprafețelor de schimb termic, deci dispariția riscurilor de depuneri și coroziune. De asemenea, se înregistrează pierderi de presiune mai mici și coeficienți de transfer de căldură destul de mari.

În schimb, pot apărea probleme legate de compatibilitatea chimică și fizică a fluidelor contactate (imiscibilitate, inerție chimică) și necesitatea separării lor, după ce s-a atins echilibrul termic.

Există două categorii mari de schimbătoare de căldură cu contact direct:

- cu amestec;
- cu barbotare.

Schimbătoare de contact direct cu amestec

În acest caz, agentul termic vine în contact direct cu fluidul supus încălzirii, prin intermediul interfeței, prin amestecare realizându-se transferul de căldură.

Din punct de vedere constructiv, schimbătoarele de căldură cu amestec se pot împărți în următoarele grupe:

- coloane sau camere fără umplutură în care lichid este pulverizat într-un gaz, v. Figura 2;
- aparate în cascadă (scrubere), ce au montate o serie de plăci orizontale sau înclinate, direcționează lichidul de pe o placă pe alta, v. Figura 3;

- coloane cu umplutură în care contactul dintre agenții termici se realizează pe suprafața umpluturii;
- aparate cu jet, în care încălzirea apei se realizează cu ajutorul aburului folosit ca fluid motor sau ca fluid antrenat, v. Figura 4;
- aparate peliculare (scrubere peliculare) în care apa se poate încălzi cu ajutorul aburului până aproape de temperatura de saturație a aburului, v. Figura 5;
- aparate cu spumă folosite în special pentru captarea din gaze a prafului hidrofof.

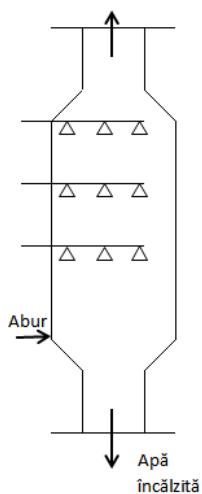


Figura 2 Coloană fără umplutură

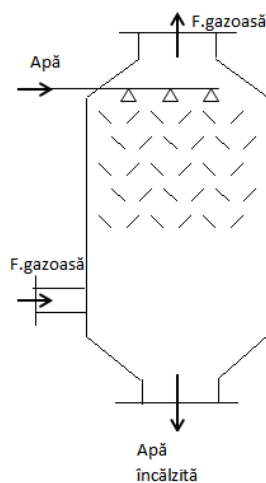


Figura 3 Scruber (aparat în cascadă)

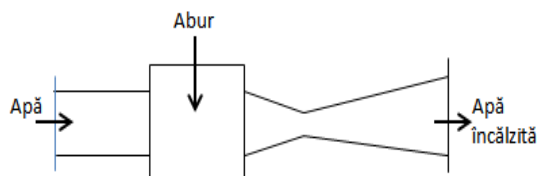


Figura 4 Aparat cu jet

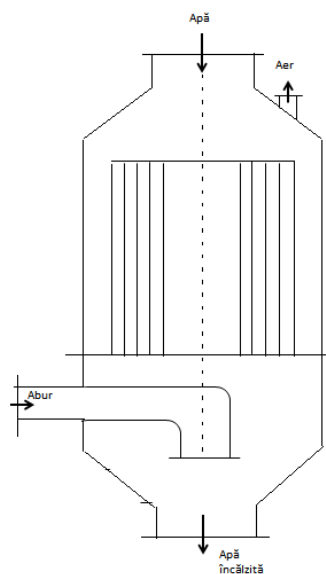


Figura 5 Scruber pelicular

Schimbătoarele de căldură cu barbotare

Se caracterizează prin introducerea forțată a unui agent în masa celuilalt, de obicei prin injectarea sub forma dispersă a unui fluid (faza dispersată) într- un mediu continuu (faza continuă) de fluid aflat în circulație.

Faza dispersată poate fi gaz, lichid sau solid, iar faza continuă, gaz sau lichid. Suprafața de schimb de căldură disponibilă depinde de diametrul particulelor fazei dispersate. La contactul lichid-lichid, valori uzuale ale suprafeței specifice sunt de $1500 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

Întotdeauna intensitatea transferului de căldură este dictată de hidrodinamica procesului. O bună dispersie a fazei de dispersat în cealaltă fază, asigură o suprafață mare de contact precum și o convecție mai accentuată, ceea ce determină o hidrodinamică mai intensă.

Dispersarea fazelor este relativ ușor de obținut pentru sisteme lichid- lichid sau chiar solid-gaz, în schimb este mai dificil de obținut la dispersarea unei faze solide într- o fază lichidă.

Câteva exemple de schimbătoare de căldură cu contact direct utilizate în industria chimică sunt menționate mai jos:

- recuperatoarele de căldură de la gazele de ardere ce asigură reținerea prafului sau a gudroanelor din faza gazoasă
- turnurile de răcire de la centrale termoelectrice. În acest caz, apa caldă este dispersată la partea superioară a unui turn, intrând în contact cu aerul care circulă în contracurent și care se umidifică. Transferul de căldură este însoțit și de transfer de masă.
- recuperatoare de căldură de la aerul umed evacuat din instalații de uscare
- generatoare de vapori cu contact direct - un lichid cald transmite căldura fazei dispersate ce vaporizează. Sunt utilizate pentru producerea de electricitate sau la desalinizarea apei de mare.
- producția de gheață dispersată (în formă de bile) prin dispersia apei în curent de azot gazos rece, după care se realizează o trecere prin azot lichid, pentru decapare și decontaminare.

IZOLAȚIA TERMICĂ

Prin izolație termică se înțelege orice strat ce acoperă suprafața unui utilaj astfel încât pierderile de căldură să fie mult diminuate. Așa cum s-a menționat anterior, pentru astfel de

izolații se folosesc diverse materiale de conductivitate termică redusă, ca de exemplu asbest, plută, mică, vată de sticlă etc.

Considerăm un corp cilindric de diametru interior d_1 , diametru exterior d_2 , dintr-un material cu un coeficient de conductivitate termică λ_1 , în contact cu un fluid de temperatură medie T_1 . Peretele exterior urmează a fi izolat cu un material de conductivitate termică λ_{iz} .

Temperatura mediului ambiant în care este amplasat sistemul este $T_2 < T_1$. Transferul de căldură se realizează pe direcție radială, în regim staționar. Sistemul descris este prezentat în Figura 6.

Creșterea diametrului izolației, d_{iz} , poate determina o creștere a rezistenței la transferul conductiv, $R_{iz,\lambda}$, dar simultan, și o descreștere a rezistenței la transferul de căldură convectiv de la suprafața izolației $R_{iz,\alpha}$, datorită creșterii suprafeței exterioare de transfer.

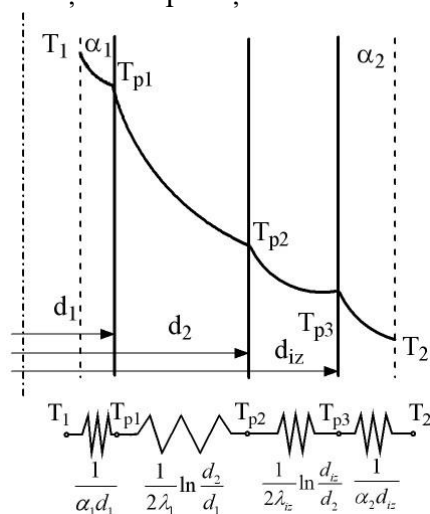


Figura 6 Rezistențe termice în cazul unui corp cilindric cu izolație

Aceste două tendințe opuse conduc la ideea calculului unui diametru critic al izolației, obținut din condiția de minim a rezistenței totale la transferul de căldură a corpului cilindric izolat: $d(R_t)/d(d_{iz})=0$.

Rezistența totală este dată de expresia:

$$R_t = \underbrace{\frac{1}{\alpha_1 d_1}}_{ct.} + \underbrace{\frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1}}_{ct.} + \underbrace{\frac{1}{2\lambda_{iz}} \ln \frac{d_{iz}}{d_2}}_{R_{iz,\lambda}} + \underbrace{\frac{1}{\alpha_2 d_{iz}}}_{R_{iz,\alpha}} \quad (3)$$

unde α_1 , α_2 reprezintă coeficienții individuali de transfer de căldură de partea interioară a peretelui corpului cilindric, respectiv de partea exterioară a izolației. Se obține:

$$d_{iz,cr} = \frac{2\lambda_{iz}}{2\alpha_2} \quad (7)$$

Derivata de ordinul II a rezistenței totale are o valoare pozitivă:

$$\frac{d^2 R_t}{d(d_{iz})^2} = \frac{\alpha_2^2}{2\pi\lambda^3} > 0 \quad (8)$$

ceea ce indică faptul că funcția R_t dată de ecuația (3) are un minim corespunzător lui $d_{iz,cr}$.

O reprezentare a rezistenței totale a unui perete cilindric izolat și a fluxului transferat este reprezentată în Figura 7.

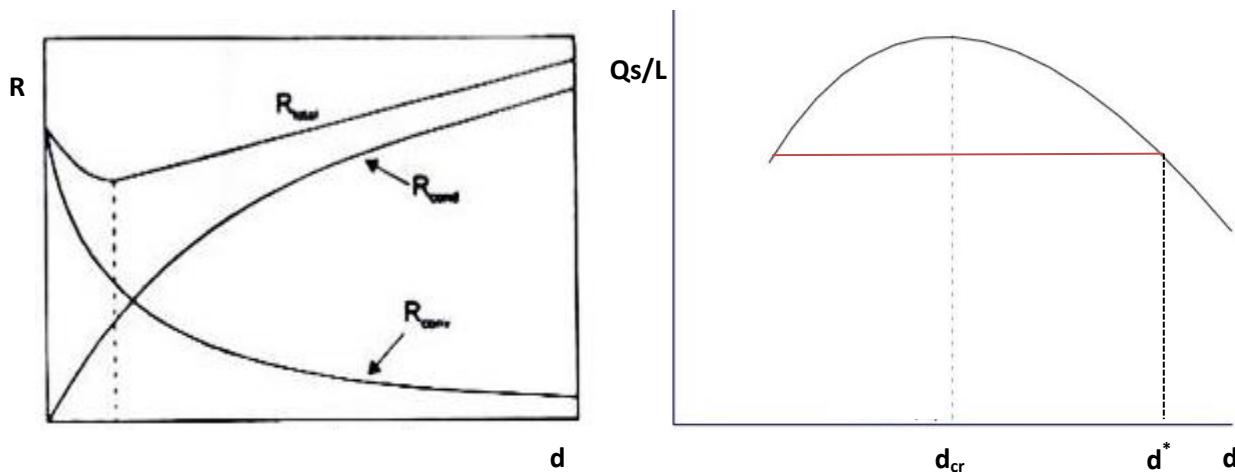


Figura 7 Diametrul critic al izolației unui corp cilindric

Pentru valori ale diametrului izolației mai mici decât valoarea critică, rezistența totală descrește, deci fluxul termic transferat crește. Astfel de situații apar în cazul izolării firelor electrice de diametru mic. Pentru valori mai mari decât valoarea critică, rezistența totală crește, deci fluxul termic descrește, caz des întâlnit în izolarea termică a utilajelor de transfer de căldură.

EVAPORAREA

În procesele tehnologice din industria chimică, rezultă soluții formate din substanțe solide dizolvate într-un lichid, ce trebuie aduse la un grad de concentrare mai mare. O metodă de creștere a concentrației acestora este evaporarea.

Ca operație, evaporarea constă în trecerea componentului volatil în stare de vapori, eliminarea vaporilor din spațiul de fierbere, urmată de condensarea separată a acestora.

Astfel se realizează concentrarea soluției de substanțe organice sau anorganice nevolatile. Concentrarea poate fi uneori condusă până la îndepărtarea aproape completă a solventului, de exemplu în cazul soluțiilor de hidroxid de sodiu 99%, sau de azotit de amoniu, de 99,7%.

Îndepărtarea completă a solventului se face la substanțe cu solubilitate nelimitată. Soluțiile substanțelor cu solubilitate limitată, supuse evaporării, se vor caracteriza, după atingerea concentrației de saturație, prin apariția cristalelor solide.

Concentrarea soluțiilor se poate face prin:

- vaporizare la suprafață $T < T_{\text{fierbere}}$;
- fierbere- evaporare în toată masa soluției la $T = T_{\text{fierbere}}$.

Principiul de realizare al evaporării

Un evaporator simplu (v. Figura 1 și 2) este format dintr-o cameră de încălzire 1 și un spațiu de fierbere 2, prevăzut cu un fascicul de țevi. Aparatul poate funcționa în regim continuu sau discontinuu, folosind ca agent de încălzire abur, gaze de ardere, vapori lichide organice, săruri topite etc.

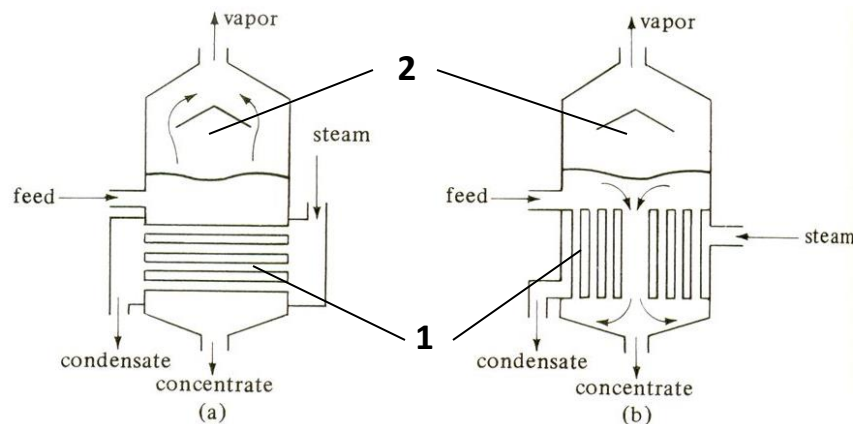


Figura 1 Schiță evaporator simplu (a) cu țevi orizontale (b) cu țevi verticale

Prin evaporare rezultă:

- soluții concentrate
- abur secundar- extra abur

Aburul de încălzire este abur primar (viu) sau poate proveni și de la turbine (abur mort). Soluția ce alimentează evaporatorul este o soluție diluată, iar soluția rezultată este una concentrată. Vaporii ce rezultă din soluție se numesc vapori secundari.

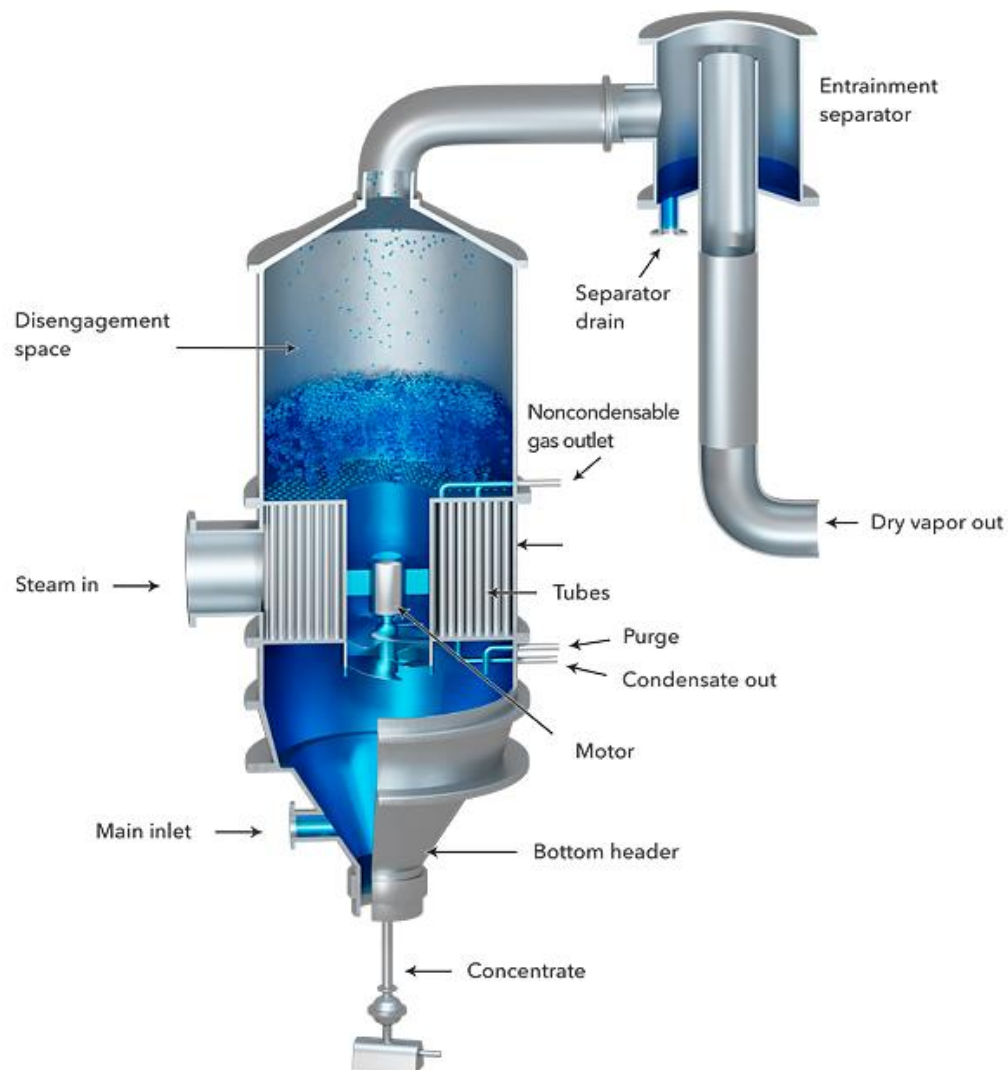


Figura 2 Evaporator cu țevi scurte

La *evaporatoarele cu fierbere nucleată*, generarea vaporilor este inițiată prin *nucleația de perete*. Tipurile de evaporatoare din această categorie includ:

Evaporator vertical cu tub scurt. Aici, tuburi relativ scurte pot fi utilizate cu un dispozitiv de circulație internă pentru a facilita circulația fazelor și a minimiza depunerile.

Evaporator cu banc de tuburi. Aceasta este o variantă a tipului de evaporator cu tuburi scurte, în care întregul banc de tuburi poate fi ușor îndepărtat pentru curățare.

Evaporator vertical cu tuburi lungi. În această formă, tuburile sunt mult mai lungi și separarea are loc într-un vas separat (spre deosebire de tipul cu tub scurt).

Evaporator cu film antigravitațional. Aici, există o regiune scurtă de fierbere nucleată lângă intrarea evaporatorului, dar partea principală a evaporatorului are un flux de film ce se deplasează ascendent în tuburi fără fierbere nucleată.

Evaporatoare cu plăci. Aici, evaporarea are loc în canale separate de plăci de diverse forme.

Există și alte tipuri constructive de evaporatoare, de exemplu evaporatoare cu film în curgere gravitațională, v. Figura 3 (a). Un film lichid cade pe peretele canalului și se evaporă, vaporii fie curgând simultan cu filmul descendent, fie circulând în contracurent, așa cum se prezintă în Figura 3(b). Dacă se utilizează circulația în contracurent, atunci există o limită a vitezei de vaporii care poate fi utilizată înainte ca lichidul să înceapă să fie transportat ascendent. La evaporatoarele cu film în curgere gravitațională, evaporarea are loc direct la interfața lichid-vapori, fără apariția fierberii nucleate la perete, ceea ce presupune forțe motrice de transfer de căldură mai mici și evitarea depunerilor excesive asociate adesea cu fierberea nucleată a soluțiilor de cristalizare. Evaporatoarele cu film în curgere pot fi diferite constructiv; un evaporator în care are loc evaporarea în interiorul tuburilor verticale este prezentat în Figura 3, în care se asigură o distribuție uniformă a lichidului în partea superioară a tuburilor. În alte forme tipuri de evaporatoare cu film în curgere, pelicula de lichid poate curge peste tuburi orizontale sau plăci.

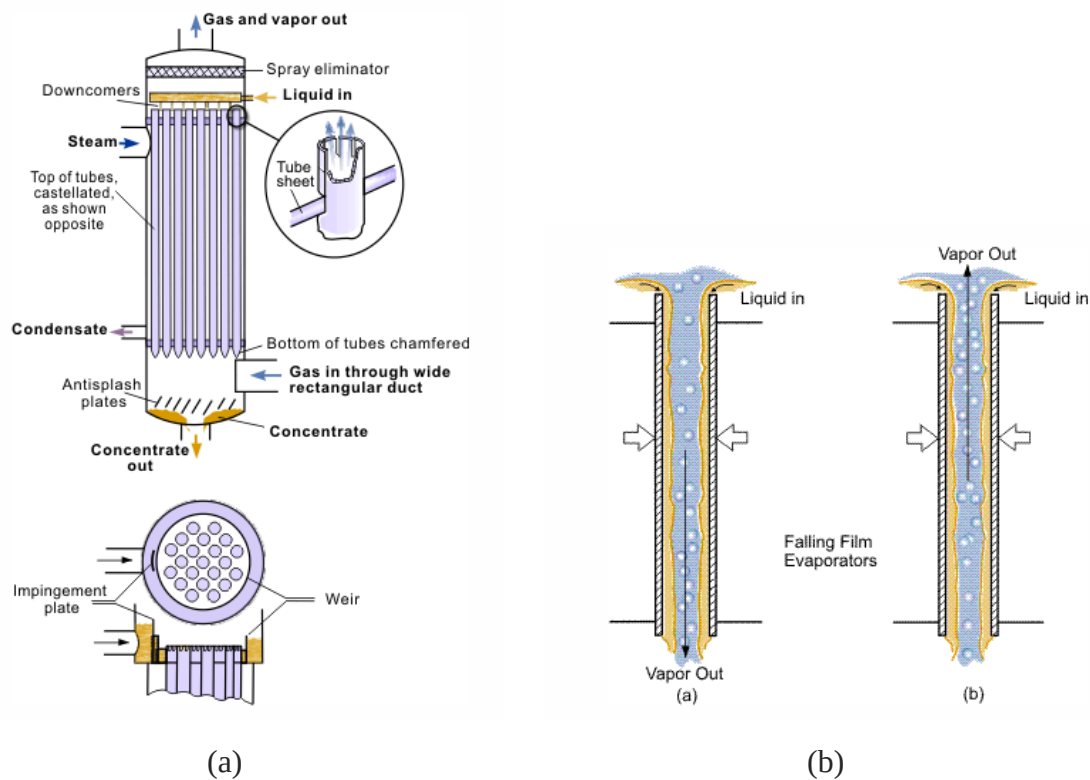


Figura 3 Evaporator cu film în curgere gravitațională: (a) cu tuburi lungi (în film subțire) (b) circulație în echicurent sau contracurent prin țevi

Capacitatea de evaporare este definită ca raport între cantitatea de solvent evaporată pe unitatea de suprafață, în unitatea de timp:

$$m = \frac{M_e}{At}$$

și este influențată de un număr mare de factori precum concentrația soluției, viteza de circulație a soluției, potențialul termic, raportul suprafață volum soluție, depuneri pe suprafață, apariția spumării, presiune:

- concentrarea soluției - dizolvarea unei sări duce la creșterea temperaturii de fierbere;
- viteza de circulație - circulația poate fi liberă sau forțată ceea ce influențează valoarea coeficientului individual de transfer de căldură;

- potențialul termic - de acesta depinde cantitatea de căldură transferată printr-o suprafață dată. Scăderea presiunii în spațiul de fierbere duce la scăderea temperaturii de fierbere și creșterea potențialului;
- raportul suprafață-volum – creșterea acestui raport duce la o creștere a productivității aparatului;
- depunerile determină o scădere a capacității de evaporare;
- spumarea poate antrena componenții valoroși din soluție;
- presiunea din camera de fierbere determină temperatura de fierbere a soluției, cu cât presiunea este mai mică cu atât temperatura de fierbere este mai mică și crește potențialul transferului de căldură. Presiunea și temperatura mari sunt recomandate pentru soluții cu vâscozitate mare, creșterea temperaturii determinând scăderea vâscozității și ulterior, creșterea coeficientului individual de transfer de căldură.

Metode de evaporare

Metodele diferă funcție de modul de utilizare al aburului secundar. astfel avem:

- evaporare simplă;
- evaporare simplă cu pompă de caldura;
- evaporare cu efect multiplu.

Evaporarea simplă

Căldura cedată de vaporii de încălzire este utilizată o singură dată. Vaporii secundari sunt trimiși la un condensator sau evacuați în atmosferă. Pentru încălzire se folosește abur primar, iar aburul secundar nu este utilizat în scopul concentrării soluției. Părțile componente ale unei astfel de instalații sunt: evaporator 1, condensator 2, pompă de vid 3.

Instalația poate lucra la presiunea atmosferică, la vid sau presiune, consumul de abur pe kilogram apă evaporată fiind de 1,05-1,3 kg/kg apă.

Dezavantajul principal al evaporării simple este acela că se pierde căldura aburului secundar.

Bilanțul de materiale se întocmește pentru a determina cantitatea de solvent ce trebuie îndepărtată:

- bilanț total: $M_d = M_c + M_e$

- bilanț sare dizolvată: $M_d c_d = M_c c_c$

Utilizând ecuațiile de mai sus, se poate calcula debitul de vapori secundari:

$$M_e = M_d \left(1 - \frac{c_d}{c_c} \right)$$

sau se poate determina concentrația soluției finale dacă se cunoaște cantitatea de solvent îndepărtată:

$$c_c = \frac{M_d c_d}{M_d - M_e}$$

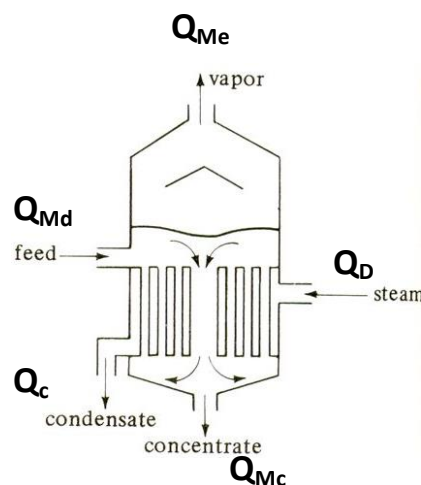
Bilanțul termic

Se realizează pentru a calcula căldura introdusă și consumul de agent termic:

$$Q_D + Q_{Md} = Q_c + Q_{Mc} + Q_{Me} + Q_p$$

S-a neglijat căldura datorată concentrării soluției și eventual cristalizării.

$$D i_D + M_d c_{pd} T_d = D i_c + M_c c_{pc} T_c + M_e i_e + K A \Delta T$$



$$D = \frac{M_c c_{pc} T_c - M_d c_{pd} T_d + M_e i_e + K A \Delta T}{i_D - i_c}$$

Figura 4 Bilanț termic pe evaporator

Bilanțul termic se poate pune și sub o altă formă neglijăm căldura pierdută în mediul ambiant:

$$D i_D + M_d c_{pd} T_d = D i_c + M_c c_{pc} T_c + M_e i_e$$

cu $M_c = M_d - M_e$

Rearanjând termenii:

$$M_e (i_e - c_{pc} T_c) = D (i_D - i_c) + M_d (c_{pc} T_c - c_{pd} T_d)$$

Operații termice

Titular curs: E. Iacob Tudose

$$M_e = D \frac{(i_D - i_c)}{i_e - c_{pc}T_c} + M_d \frac{c_{pc}T_c - c_{pd}T_d}{i_e - c_{pc}T_c}$$

$$\text{adică: } M_e = D\alpha + M_d\beta$$

α este coeficientul de evaporare ce reprezintă cantitatea de apă evaporată cu ajutorul unui kilogram de abur primar.

β este coeficientul de autoevaporare ce reprezintă cantitatea de apă evaporată cu ajutorul căldurii eliberate de 1 kg de soluție, ce intră în evaporator cu o temperatură mai mare decât temperatura de fierbere și se răcește prin autoevaporare.

$\beta \geq 0$ funcție de valoare a termenilor de la numărător.

Dimensionarea evaporatorului presupune calculul înălțimii, diametrului și a suprafeței de transfer termic.

Înălțimea evaporatorului se calculează ca sumă între înălțimea spațiului de fierbere și înălțimea țevelor.

Înălțimea țevelor depinde de tipul de evaporator: pentru un evaporator cu țevi scurte 0,8-1,4 m, iar pentru un evaporator cu țevi lungi 4-7m.

Diametrul țevelor se calculează funcție de numărul de țevi:

$$D = t(n_d - 1) + d_{ext} + 2e$$

cu pasul dintre țevi $t = (1,5-1,8)d_{ext}$, n_d -numărul de țevi pe diagonală, $e=10-20\text{mm}$, distanța până la virola cilindrică a evaporatorului.

Numărul de țevi rezultă din suprafața de schimb de căldură:

$$A = \pi d h n$$

d - diametrul mediu al țevii.

Țevile sunt distribuite pe hexagoane sau cercuri concentrice, după ce, central, este amplasată o țeavă de recirculare.

Evaporarea cu pompă de căldură

Metoda de evaporare cu pompă de căldură folosește aburul secundar, rezultat prin evaporare, ca abur primar pentru încălzirea soluției din care rezultă. În acest scop, aburul este comprimat la o

presiune mai ridicată decât cea corespunzătoare spațiului de fierbere, ceea ce conduce la o creștere a temperaturii acestuia cu $8-10^{\circ}\text{C}$ peste temperatura de fierbere a soluției.

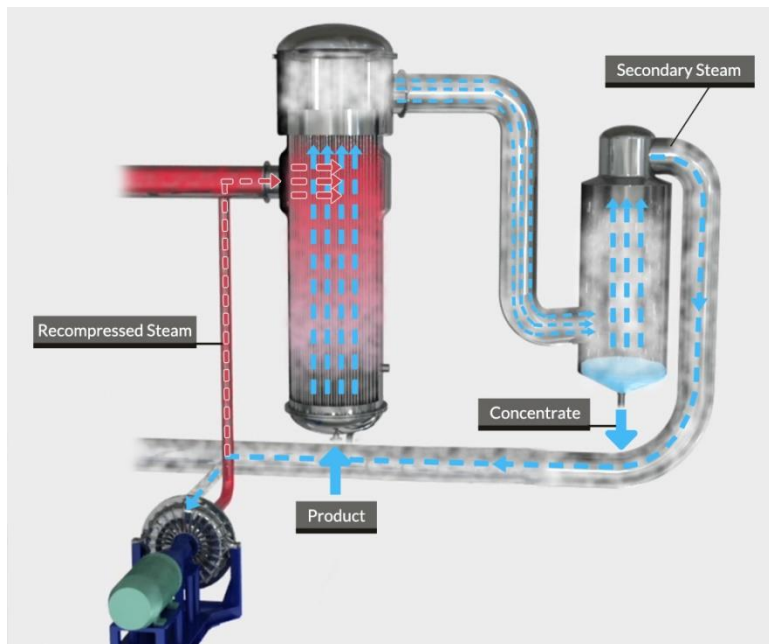


Figura 5 Evaporare cu pompă de căldură

Prin comprimare la entropie constantă (izentropă), temperatura crește, fiind urmată de o răcire, apoi de o condensare a vaporilor și respectiv de evaporare.

Pentru comprimarea vaporilor se folosește un turbocompresor (comprimare mecanică) sau un injector cu vapori de presiune înaltă (termo-compresie)

În injectoare se consumă $\sim 0,25$ kg abur proaspăt/kg apă evaporată.

Ridicarea presiunii prin comprimare se face cu 0,2-0,5 at.

Evaporarea cu efect multiplu

Metoda se bazează pe folosirea aburului secundar de la un corp pentru încălzirea unui alt corp (cu abur primar). În acest caz, se face o mare economie de abur. Teoretic pentru evaporarea a unui kilogram de apă pentru instalație cu două corpuri se consumă 0,5 kg abur primar.

Consumul de abur scade cu creșterea numărului de corpuri ce poate ajunge până la 10 -12, concomitent cu economia de abur, se economisește apă de răcire și scad cheltuielile de investiție (condensatoare barometrice).

Operații termice

Titular curs:E.IacobTudose

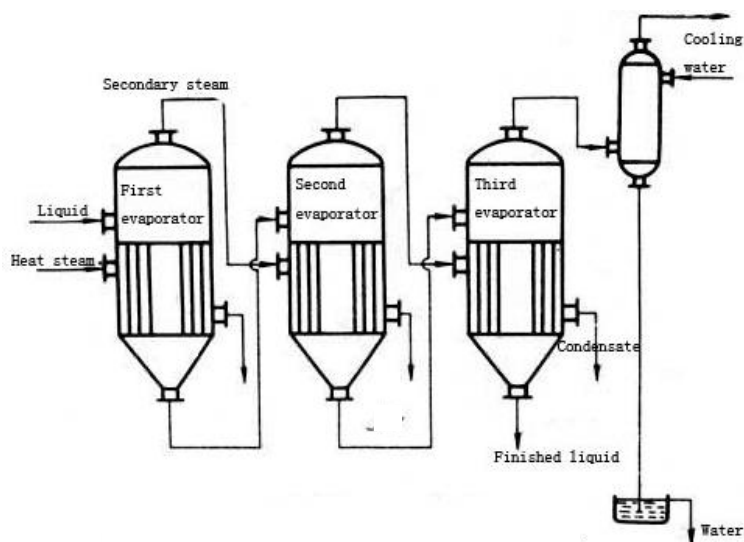


Figura 6 Instalație de evaporare cu efect multiplu

Condiția ca aburul secundar să fie utilizat ca agent de încălzire este ca temperatura acestuia să fie mai mare decât temperatura de fierbere a soluției. Această diferență se poate realiza prin două metode:

- creșterea presiunii și a temperaturii vaporilor- metoda cu pompă de căldură;
- scăderea temperaturii de fierbere a soluției prin scăderea presiunii în spațiul de fierbere

Variantele instalațiilor cu efect multiplu se deosebesc funcție de sensul de circulație a vaporilor în raport cu soluția:

- în echicurent;
- în contracurent;
- cu alimentare individuală a soluției;
- în curent mixt.

O instalație de evaporare cu efect multiplu este formată din mai multe evaporatoare, de cele mai multe ori identice, legate astfel încât vaporii secundari din fiecare evaporator să treacă în spațiul de încălzire al evaporatorului următor.

Circulația în echicurent oferă avantajul că soluția trece din primul evaporator în ultimul, fără pompă, sub acțiunea diferenței de presiune. În ultimul evaporator, temperatura este mică, iar

concentrația și vâscozitatea sunt mari, deci α este mic. Se recomandă pentru concentrații finale nu prea mari.

Circulația în contracurent presupune că soluția circulă prin corpuri cu ajutorul pompelor, soluția cu concentrație mare aflându-se în primul evaporator.

Circulația cu alimentare individuală presupune o funcționare independentă a evaporatoarelor și poate fie folosită când soluția nu necesită o concentrare prea avansată. Coeficientul α este mic la toate corpurile, soluția ajungând la concentrația maximă în fiecare evaporator.

Circulația în curent mixt combină avantajele schemelor anterioare.

DEPUNERILE ÎN SCHIMBĂTOARELE DE CĂLDURĂ

1. CLASIFICAREA DEPUNERILOR

Depunerile, în forma cea mai generală, reprezintă acumularea unor materiale solide pe o suprafață.

În cazul schimbătoarelor de căldură suprafața pe care se formează depunerile este suprafața de schimb de căldură, gradientul de temperatură existent în această zonă având o influență atât asupra mecanismului de formare a depunerilor, cât și asupra efectului acestora asupra funcționării aparatului.

Depunerile pot fi clasificate după diferite criterii, însă cea mai utilizată clasificare este făcută în funcție de mecanismul lor de formare, putând distinge :

- depuneri de particule;
- depuneri încrustate;
- depuneri prin coroziune;
- depuneri biologice;
- depuneri prin reacții chimice;
- depuneri prin solidificare.

Depunerile de particule sunt datorate particulelor în suspensie transportate de agenții termici care, la trecerea prin aparat se depun pe suprafața de schimb de căldură a acestuia. Aceste particule pot fi, de exemplu produse de coroziune generate înainte de schimbătorul de căldură, cenușă sau alte particule solide din gazele de ardere.

Depunerile încrustate sunt formate în general din depozite de materiale cristaline provenind din soluții lichide.

Un exemplu tipic de depunere încrustată îl constituie carbonatul de calciu din apa industrială. În apropierea suprafeței de transfer de căldură cu temperatură ridicată, lichidul devine suprasaturat în săruri și acestea se depun pe suprafață sub forma unei depuneri dure și aderente.

Depunerile prin coroziune sunt rezultate ale unor reacții chimice sau electrochimice între suprafața de transfer de căldură și agenții termici care circulă prin aparat.

Depunerile biologice sunt datorate dezvoltării microorganismelor (bacterii, alge sau ciuperci) care formează un film la contactul cu suprafața de schimb de căldură.

Depunerile prin reacții chimice sunt obținute în urma unor reacții chimice care au loc în apropierea suprafeței de transfer de căldură, produsele solide obținute în urma reacțiilor depunându-se pe aceasta. Domeniile caracteristice pentru acest tip de depuneri îl reprezintă industria petro-chimică (cracarea termică a hidrocarburilor grele) sau industria alimentară (pasteurizarea laptelui).

Depunerile prin solidificare apar în cazul formării unui strat de gheață pe suprafața de schimb de căldură răcită sau a unui depozit a unui component cu temperatură înaltă de topire dintr-un lichid în contact cu o suprafață rece (depuneri de hidrocarburi parafinice).

De cele mai multe ori depunerile formate în schimbătoarele de căldură nu sunt de un singur tip, apărând o combinație a depunerilor prezentate anterior. Astfel, în schimbătoarele răcite cu apă depunerile pot fi de particule încrustate, datorită coroziunii și biologice. În perioada inițială poate predomina un tip de depuneri, favorizând apoi apariția și dezvoltarea celorlalte tipuri.

REZISTENȚA TERMICĂ A DEPUNERILOR

Valoarea coeficientului global de schimb de căldură în cazul depunerilor este dat de suma rezistențelor termice înseriate, inclusiv a depunerilor pe peretele utilajului:

$$K_{rez} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{di} + \frac{\delta}{\lambda} + R_{de} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

comparativ cu:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

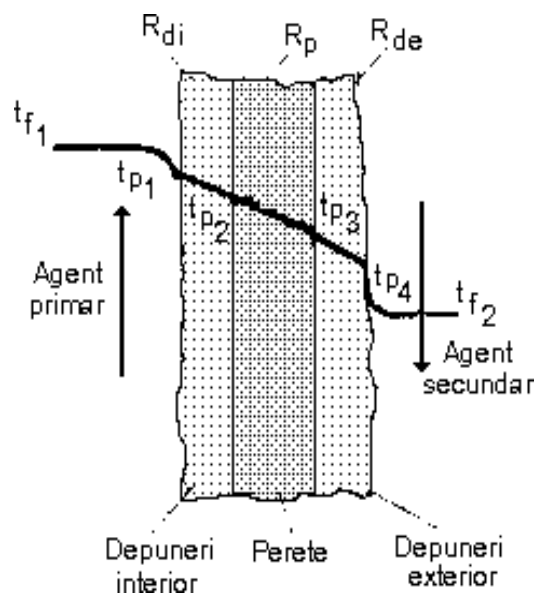


Fig. 1. Variația temperaturii printr-o suprafață cu depuneri.

10.3. INFLUENȚA DEPUNERILOR ASUPRA SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ

Prezența depunerilor, prin rezistența lor termică suplimentară, are ca efect reducerea coeficientului global de schimb de căldură.

În cazul proiectării unui schimbător de căldură se pune problema dacă el trebuie considerat cu sau fără rezistențe. Este evident că aparatul va rămâne în stare curată doar o scurtă perioadă de timp după punerea în funcțiune sau după curățire, în restul vieții sale existând depuneri. Din aceste motive se impune de obicei ca la dimensionarea unui schimbător de căldură să se țină seama și de rezistența depunerilor. În acest caz va rezulta o mărire a suprafeței necesare de schimb de căldură cu atât mai mare cu cât rezistența depunerilor este mai mare, v. fig2.

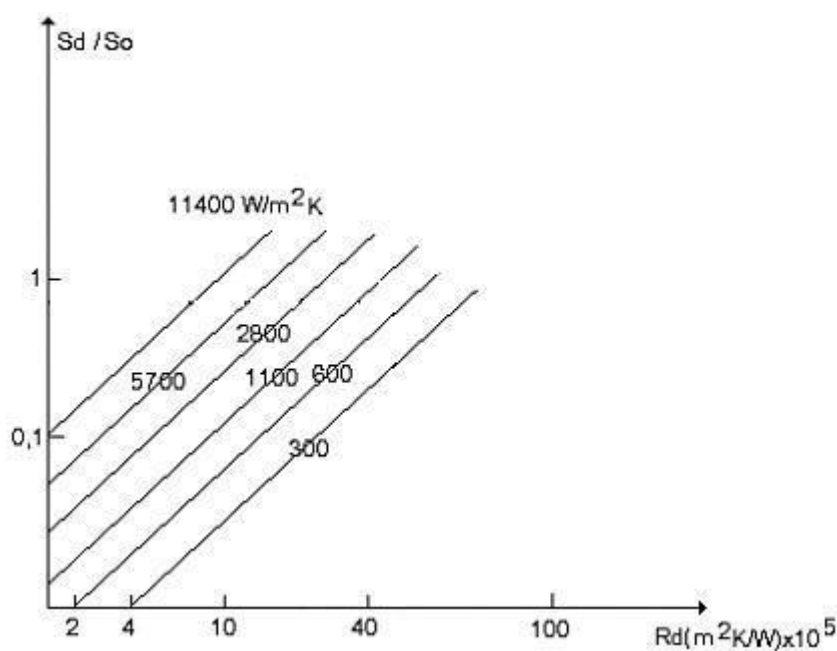


Fig. 2. Variația excesului de suprafață în funcție de rezistența depunerilor.

Valorile orientative recomandate pentru coeficientul de exces de suprafață sunt:

$C_s = 10$ % valoarea minimă;

$C_s = 15 \dots 25$ % valoarea uzuală;

$C_s = 30 \dots 50$ % valoarea extremă utilizabilă pentru cazuri dificile sau acolo unde pot exista daune extreme dacă schimbătorul nu-și atinge performanțele.

1.2. VALORI ALE REZISTENȚEI DEPUNERILOR RECOMANDATE PENTRU PROIECTAREA SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ

Pentru determinarea rezistenței termice a depunerilor există trei metode ce pot fi folosite:

- Utilizarea valorilor indicate de către normele TEMA ("Tubular Exchanger Manufacturers Association") și a factorilor de corecție propuși de BEAMA ("British Electrical and Allied Manufacturers Association") ;
- Utilizarea datelor recomandate de beneficiarul care posedă o experiență în domeniu;
- Determinarea experimentală a valorilor rezistențelor depunerilor.

Cea mai utilizată metodă este bineînțeles prima, ea având însă o serie de neajunsuri:

- tabelele conțin date numai pentru apă sau hidrocarburi;
- nu se ia în considerare influența vitezei sau temperaturii agentului termic asupra depunerilor;
- valorile sunt date pentru o perioadă de exploatare neprecizată;

Tabelul 1.

Valorile rezistenței termice a depunerilor pentru apa (norme TEMA).

APA	Rd [m ² ·K/W]		Rd [m ² ·K/W]	
Temperatura fluidului primar	< 115 °C		115... 205 °C	
Temperatura apei	< 50 °C		> 50 °C	
Tipul de apă	Viteza apei [m/s]		Viteza apei [m/s]	
	≤ 0.91	> 0.91	≤ 0.91	> 0.91
Apa de mare	0.00009	0.00009	0.00018	0.00018
Apa sălcie	0.00035	0.00018	0.00053	0.00035
Apa de turn				
• tratată	0.00018	0.00018	0.00035	0.00035
• netratată	0.00053	0.00053	0.00088	0.00035
Apa de puț sau mari lacuri	0.00018	0.00018	0.00035	0.00035
Apa de râu				
• minim	0.00035	0.00018	0.00053	0.00035
• mediu	0.00053	0.00035	0.00070	0.00053
Apa murdară, de canalizare	0.00053	0.00035	0.00070	0.00053
Apa dură	0.00053	0.00053	0.00088	0.00088
Apa racire motoare	0.00018	0.00018	0.00018	0.00018
Apă distilată	0.00009	0.00009	0.00009	0.00009
Apă tratată pentru cazane	0.00009	0.00009	0.00018	0.00018
Purja cazanelor	0.00035	0.00035	0.00035	0.00035

Tabelul 2
Valorile rezistenței termice a depunerilor pentru diferite fluide industriale (norme TEMA).

Natura fluidului [(m ² K)/W]	R _d
ULEIURI	
Păcură	0,00088
Ulei de transformator	0,00018
Ulei ungere motoare	0,00018
Ulei pentru tratamente termice	0,00070
GAZE ȘI VAPORI	
Gaz	0,0018
Gaz de eșapament de la motoare	0,0018
Vapori de apă (fără ulei antrenat)	0,00009
Vapori de apă (cu ulei antrenat)	0,00018
Vapori de agenți frigorifici (cu ulei antrenat)	0,00035
Aer comprimat	0,00035
Fluide organice	0,00018
Vapori solvenți	0,00018
Gaz natural	0,00018
LICHIDE	
Lichide de răcire	0,00018
Fluide hidraulice	0,00019
Fluide organice	0,00018
Săruri topite	0,00009
Soluții caustice	0,00035
Uleiuri vegetale	0,00053
Uleiuri sărace	0,00035
Uleiuri bogate	0,00018
Benzină	0,00018
Gaz de sondă lichefiat	0,00018
Combustibil lichid ușor	0,00035
Combustibil lichid greu	0,00088

Tabelul 3.
Valorile rezistenței termice a depunerilor pentru petrol (norme TEMA).

	18 – 93°C Viteza [m/s]			93 – 139°C Viteza [m/s]		
	< 0,6	0,6 – 1,2	> 1,2	< 0,6	0,6 – 1,2	> 1,2
Petrol I	0,00053	0,00035	0,00035	0,00053	0,00035	0,00035
Petrol II	0,00053	0,00035	0,00035	0,00088	0,00070	0,00070
	139 – 260°C Viteza [m/s]			> 260°C Viteza [m/s]		
	< 0,6	0,6 – 1,2	> 1,2	< 0,6	0,6 – 1,2	> 1,2
Petrol I	0,00070	0,00053	0,00035	0,00088	0,00070	0,00053
Petrol II	0,00106	0,00088	0,00070	0,00020	0,00106	0,00088

Aceste valori pot fi utilizate în special pentru schimbătoare de căldură cu țevi și manta la care fluidul cu depuneri circulă prin interiorul țevelor.

Pentru schimbătoarele de căldură cu plăci valorile recomandate de TEMA sunt prea ridicate, unele studii evidențiind că rezistențele depunerilor măsurate în schimbătoarele cu plăci sunt până la 4 ori mai mici. Pentru acest tip de schimbătoare se pot recomanda, sub rezerva unor date experimentale încă insuficiente valorile din tabelul 4.

Tabelul 4
Rezistența termică a depunerilor în schimbătoarele de caldura cu plăci.

Agentul termic	R_d [m²K/W]
Apă demineralizată	0,00001
Apă potabilă normală	0,00002
Apă potabilă dură	0,00005
Apă de turn	0,00004
Apă de ocean (estuar)	0,00005
Apă de mare	0,00003
Apă de râu și puț	0,00005
Apă de răcire motoare	0,00006
Ulei de ungere	0,00002 ... 0,00005
Ulei vegetal	0,00002 ... 0,00006
Solvenți, produse organice	0,00001 ... 0,00003
Vapori de apă	0,00001

Pentru gazele de ardere valorile recomandate pentru rezistența depunerilor, în funcție de combustibilul utilizat, sunt prezentate în tabelul 5.

Tabelul 5
Rezistența termică a depunerilor pentru gazele de ardere.

Natura combustibilului	R_d [m ² K/W]	Viteza gazului [m/s]
GAZE CURATE (curățare ne necesară)		
Gaz natural	0,000088 ...	30 ... 36
Propan	0,00053	
Butan	0,00017 ... 0,00053	
Turbine cu gaze	0,00017 ... 0,00053	
	0,00017	
GAZE CU DEPUNERI MEDII (curățare eventuală)		
Păcură (sulf < 1%)	0,00035 ... 0,00070	25 ... 30
Motor Diesel	0,00053	
GAZE CU DEPUNERI MARI (Curățare obligatorie)		
Păcură (sulf < 4%)	0,00053 ... 0,00123	18 ... 24
Petrol brut	0,00070 ... 0,00264	
Petrol rezidual	0,00088 ... 0,00352	15 ... 21
Cărbune	0,00088 ... 0,0088	

1.3.PREVENIREA ȘI REDUCEREA DEPUNERILOR ÎN SCHIMBĂTOARELE DE CĂLDURĂ

Costurile legate de depunerile în aparatele de transfer de căldură sunt extrem de importante.

Prevenirea și reducerea depunerilor se poate realiza în fazele de dimensionare, construcții montaj, funcționare sau oprire a aparatelor, așa cum sunt prezentate în tabelul 6.

Tabelul 6.
Acțiuni pentru limitarea depunerilor în schimbătoarele de căldură.

Faza de dimensionare	Faza construcții-montaj	Faza de funcționare	Faza de oprire
Alegerea tipului de schimbător	Asigurarea calității de fabricație	Mentținerea condițiilor de funcționare (temperaturi debite)	Demontarea și curățarea manuală
Alegerea configurației și geometriei	Protecția la transport și stocare		Curățare mecanică a depunerilor dure
Alegerea condițiilor de funcționare (temperaturi debite)	Operații de spălare și pasivizare	Utilizarea de aditivi	Curățare hidraulică
	Punerea în funcțiune	Curățarea continuă	Curățare chimică

1.3.1.PREVENIREA APARIȚIEI DEPUNERILOR ÎN FAZA DE DIMENSIONARE

Alegerea tipului constructiv de schimbătoare de căldură este dictată, de obicei, de considerente de temperatură și presiune, de compactitate și de costuri, însă, uneori problemele legate de depuneri sau de curățarea aparatului pot avea un rol determinant.

În aceeași fază de proiectare trebuie să se țină seama și de o serie de parametrii fizici care pot reduce tendința de formare a depunerilor.

Printre aceștia se pot menționa:

a. **Evitarea zonelor "stagnante"** sau cu viteză redusă, în care depunerile se acumulează mai ușor. Depunerile vor avea tendința să se aglomereze în această zonă, în care țevile vor fi mai slab răcite.

O altă zonă sensibilă din acest punct de vedere o constituie porțiunea din vecinătatea racordurilor de intrare a agenților termici în aparat.

b. **Efectul vitezei** asupra depunerilor este important, mărirea acesteia frânând procesul de formare a depunerilor și accelerând, în schimb, procesul de reantrenare a acestora.

Bineînțeles la alegerea vitezei optime de circulație a agenților termici se va avea în vedere și influența acesteia asupra coeficienților de transfer de căldură prin convecție și asupra pierderilor de presiune.

c. **Efectul temperaturii suprafeței** de transfer de căldură asupra depunerilor apare prin accentuarea formării acestora în zonele cu temperatură mai ridicată (puncte fierbinți).

d. **Rugozitatea suprafeței** poate favoriza formarea stratului de depuneri în faza inițială, ulterior rugozitatea suprafeței fiind, de fapt, rugozitatea stratului de depuneri.

e. **Materialul suprafeței** de transfer de căldură poate avea o influență importantă asupra depunerilor. Pentru reducerea acestora se recomandă oțelul inoxidabil, aliaje de aluminiu sau bazate pe nichel și titan.

1.3.2.PREVENIREA FORMĂRII DEPUNERILOR ÎN FAZA DE FABRICARE, MONTAJ ȘI PUNERE ÎN FUNCȚIUNE

La încercările aparatului cu apă sub presiune este important să se respecte calitatea acestei ape, pentru a nu apărea depuneri, în special biologice, încă din această fază.

În perioada de început a funcționării sale, datorită excesului de suprafață de schimb de căldură, aparatul nu funcționează în condițiile de proiectare, viteza și coeficienții de transfer termic fiind ceva mai mici și temperatura peretelui mai mare. Acești factori pot favoriza depunerile dacă nu se iau măsuri speciale.

1.3.3.PREVENIREA ȘI CURĂȚAREA DEPUNERILOR ÎN FAZA DE FUNCȚIONARE

În timpul funcționării aparatelor de transfer de căldură se va urmări, în primul rând, reducerea depunerilor prin tratarea agenților termici, iar în cazul în care depunerile sunt inevitabile, sau tratarea este foarte scumpă, se pot prevedea sisteme de curățare continuă.

Pentru **apă**, care este cel mai răspândit agent termic, **tratarea chimică**, urmărește limitarea depunerilor de tartru, a coroziunii și depunerilor biologice.

Pentru **evitarea depunerilor încrustate** principalele tratamente chimice ale apei, care pot fi avute în vedere sunt:

- a. **Decarbonare în filtre cu rășini**, în care cationii de bicarbonati alcalini din apă sunt schimbați prin trecerea peste rășini cationice de tip carboxilic.
- b. **Dedurizarea apei** prin trecerea ei printr-un filtru puternic cationic (Na^+).
- c. **Decarbonare cu acizi**, asociată cu acțiunea unui inhibitor de coroziune. Aditivarea apei cu un acid tare, H_2SO_4 sau HCl , fixează bicarbonatii în săruri stabile;

d. **Însămânțarea** apei cu germenii de carbonat de calciu, sulfat de calciu, sulfat de bariu, tartrul format fiind apoi ușor de eliminat;

e. **Inhibitorii de depuneri** sunt produse care se injectează în apă în cantități extrem de mici (câteva p.p.m) și care au proprietatea de a evita sau micșora depunerile pe suprafețele de schimb de căldură. Ca aditivi pot fi utilizați polifosfați (săruri de sodiu a acidului polifosforic) sau compuși organo- fosforici (fosfonați, poliesteri, amino-fosfonați, fosfonați cu funcții carboxilice sau polimeri carboxilici) [1.18].

Tratamentul chimic împotriva coroziunii utilizează inhibitori de coroziune, care pot fi împărțiți în trei grupe :

- inhibitori anodici care formează un film subțire protector pe zonele anodice dacă sunt introduși în doze foarte mici sau pe toată suprafața dacă doza este mai mare;
- inhibitori catodici care produc o polarizare catodică care inhibă reacțiile la catodi. Acești inhibitori sunt considerați mai siguri ca primii, deoarece chiar la subdozaj nu permit apariția coroziunii în puncte;
- inhibitori organici, care crează pe suprafața protejată un film monomolecular uniform.

Pentru protecția împotriva depunerilor biologice pot fi utilizate, produse oxidante sau neoxidante.

Dintre produsele care au o putere oxidantă mare capabilă să distrugă microorganismele cel mai utilizat este clorul, putându-se utiliza și sub formă de bioxid de clor.

Substanțele ne-oxidante pot conține organo-bromați, organo-nitrați, derivați aminici etc. Modul lor de acțiune asupra celulelor vii este de mai multe tipuri:

- alterarea permeabilității celulelor;
- distrugerea peretelui celular;
- alterarea naturii coloidale a protoplasmei;
- inhibarea activității enzimatică.

Pentru a obține o eficiență bună a tratamentului împotriva depunerilor biologice se recomandă utilizarea alternativă a diferitelor substanțe.

În unele cazuri se poate utiliza, pentru a evita clorinarea, sterilizarea apei cu radiații ultraviolete.

Pentru prevenirea formării tartrului apa mai poate fi tratată și electric, magnetic sau cu ultrasunete.

Aditivarea în scopul reducerii depunerilor se poate utiliza și la alți agenți termici. Astfel injecția de oxid de magneziu în gazele de ardere permite neutralizarea acizilor cu conținut ridicat de sulf.

Pentru curățare mecanică continuă a suprafeței interioare a țevelor unui schimbător de căldură pot fi utilizate procedeele cu **bile, perii sau resorturi**.

În cazul **curățării cu bile**, executate dintr-un cauciuc spongios (figura 3), acestea sunt injectate în amonte de fasciculul de țevi și au un diametru ușor superior diametrului interior al țevelor. Alegerea tipului de bile (diametru, elasticitate) se face în funcție de tipul suprafeței și depunerilor, de nivelul de temperatură și de condițiile hidrodinamice.

Astfel de sisteme au fost montate pe condensatoarele de abur ale turbinelor din centralele electrice, unde problema depunerilor are mari implicații economice.

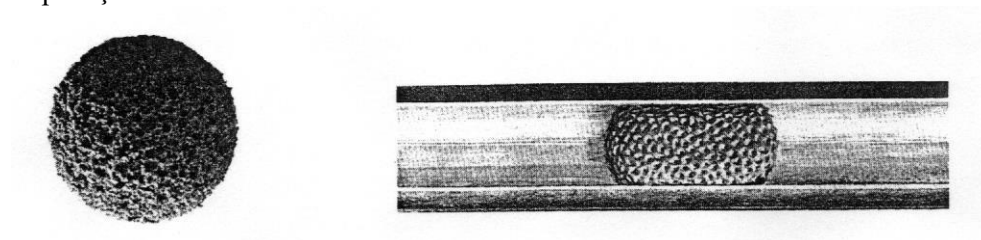


Fig. 3 Bile de cauciuc pentru curățarea continuă.

În figura 3 este prezentată schema unui astfel de sistem de curățare pentru o instalație de mare capacitate. Bilele sunt recuperate într-un racord cu grătar și retrimise în circuit de o pompă.

Curățarea interioară continuă a țevelor se poate realiza și cu ajutorul periilor.

Exemple de depuneri

1-5% din energia utilizată în sectorul operațiilor termice este datorată depunerilor.



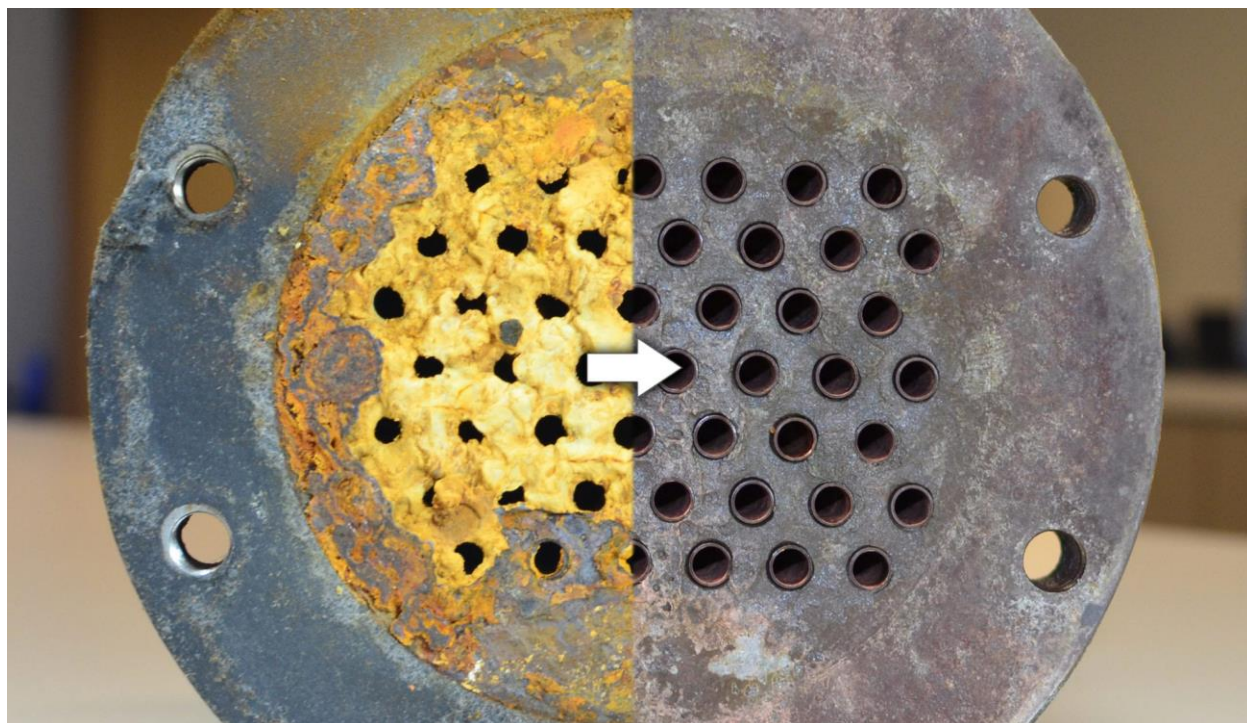
Depuneri CaCO_3 în diverse schimbătoare de căldură



Depuneri biologice



Coroziune în schimbatoarele de căldură



Îndepărtarea depunerilor prin curățare chimică

Greșeli frecvente în utilizarea schimbătoare de căldură

Tubular Exchanger Manufacturing Association (TEMA) a stabilit niște standarde atunci când vine vorba de fabricarea schimbătoarelor de căldură, dar nu întotdeauna această standardizare este folosită din anumite motive.

Printre cele mai frecvente greșeli care pot apărea ca urmare a utilizării defectuoase a unor schimbătoare se pot enumera:

Depuneri excesive

Consecințele murdăririi excesive într-un schimbător de căldură pot varia ca gravitate de la un incident minor (o necesitate mai mare de curățare regulată) până la catastrofale (distrugerea materialului schimbătoarelor de căldură industriale cauzată de deterioararea chimică și coroziunea materialului).

Murdărirea excesivă în timpul funcționării poate reduce, eficiența operațională și poate crește consumul de energie. Pot exista multe motive care să conducă la acest rezultat. Produsele alimentare care conțin niveluri ridicate de proteine pot fi o cauză a depunerilor în schimbătorul de căldură, la fel ca și cele care conțin anumite amidonuri sau enzime. În situațiile de gestionare a deșeurilor, depunerile de calcar, pot fi deosebit de problematice.

Soluții :

- evitarea depunerilor excesive, în primul rând, alegând tipul potrivit de schimbător de căldură pentru aplicația dorită.

- menținerea intervalului corect de temperatură va ajuta, de asemenea, la reducerea problemei și, acolo unde sunt anticipate probleme speciale, poate fi necesar un tratament chimic suplimentar.

- utilizarea unor modele cu suprafață modificată sau cu tub sriat reduc murdărirea prin creșterea turbulenței în tub.

2.Alegerea defectuoasă a materialului

Rețineți că mai ieftin nu este neapărat cel mai bun. Problemele cauzate de specificarea tipului greșit de material pentru schimbătorul de căldură variază de la necesitatea unor intervenții de curățare suplimentară până la defecțiuni ireversibile ale unității.

De exemplu, oțelul carbon este mai ieftin decât oțelul inoxidabil și mai ușor de prelucrat, dar este, de asemenea, mai vulnerabil la coroziune și reacții chimice. Pereții unui schimbător de căldură trebuie să fie mai groși în cazul utilizării oțelului carbon în comparație cu oțelul inoxidabil,

cea ce crește greutatea schimbătoarelor de căldură comparabile și poate crește costurile asociate, cum ar fi baze de beton și suporturi de montare. În plus, oțelul carbon este fragil și, deși poate avea o conductivitate termică mai mare decât alte materiale, acesta poate fi degradat rapid prin coroziune sau formarea de straturi de depuneri, reducându-și durata de viață. Dacă este posibil, optați pentru un material atât igienic, cât și rezistent la uzură, dar care oferă și caracteristici termice bune în designul schimbătorului de căldură pe care îl aveți în vedere, cum ar fi oțelul inoxidabil.



Fig.1 Coroziune accentuată datorată alegerii defectuoase a materialului

3. Cădere de presiune modificată

Problemele de presiune apar de obicei atunci când scăderea de presiune în schimbătorul de căldură este mai mare decât parametrii de proiectare. În cel mai rău caz, acest lucru poate duce la scurgeri, contaminare între fluide sau defecțiuni a schimbătorului de căldură. Un motiv pentru creșterea căderii de presiune ar putea fi o modificare a specificațiilor materiei prime (de exemplu, schimbarea furnizorilor de ingrediente). Pentru a contracara acest lucru, ar trebui să solicitați întotdeauna detalii complete despre orice produse noi de la furnizori.

4. Amplasare necorespunzătoare

Amplasarea schimbătoarelor de căldură în spații înguste, obstrucționate de conducte sau alte echipamente sau alimentate de conducte excesiv de lungi sau complexe nu va afecta neapărat

performanța sau durata de viață a schimbătorului de căldură în sine, dar acesta va fi incomod de curățat și întreținut, astfel încât asemenea sarcini de rutină pot fi extinse dincolo de intervalele recomandate, ceea ce poate conduce în timp la probleme de funcționare.

Alegerea unui schimbător de căldură potrivit cu o amprentă mică, dar eficient cum ar fi modelele cu tuburi striate necesită mai puțin spațiu decât o unitate cu tub neted cu aceeași capacitate. Aceasta înseamnă că acestea pot fi adesea găzduite în spații mai mici, permițând totodată accesul complet pentru curățare și întreținere.

5. Capacitate insuficientă

Deși poate fi tentant să investești într-o unitate mai mică pentru a economisi bani, aceasta se poate dovedi a fi o economie falsă. Specificarea unui schimbător de căldură care nu este suficient de mare pentru a face față volumului maxim sau capacității de procesare poate duce la ore de funcționare extinse. O opțiune poate fi alegerea unei soluții modulare, astfel încât unități suplimentare să poată fi adăugate dacă este necesară o capacitate suplimentară. Deși acest fapt poate implica costuri suplimentare, totuși acestea vor fi mai mici decât în cazul unei unități mult mai mare.

6. Deteriorări ale produsului

Manipularea necorespunzătoare a produsului în interiorul unui schimbător poate afecta cu ușurință parametri-cheie de calitate, cum ar fi gustul, aspectul sau vâscozitatea, în cazul produselor alimentare. Astfel de probleme pot apărea din cauza tratamentului termic, fizic sau sau o combinație a acestora.

Toate aceste efecte și multe altele ar fi putut fi prevenite prin utilizarea schimbătorului de căldură potrivit în primul rând. De exemplu, schimbătoarele de căldură cu suprafață modificată nu numai că sunt bune în prevenirea depunerii produselor vâscoase, dar pot, de asemenea, să manipuleze anumite amestecuri mai ușor decât un design similar în regim turbulent, păstrând caracteristicile esențiale ale produsului.

7. Lipsa sistemelor de rezervă sau de siguranță

Dacă o pompă se defectează în altă parte a sistemului, materialul poate rămâne prea mult timp în schimbătorul de căldură, devenind prea fierbinte sau prea rece. Acest lucru poate duce nu numai la deteriorarea produsului, dar poate avea și efecte negative suplimentare asupra echipamentului. Prin urmare, un schimbător de căldură bine proiectat ar trebui să includă sisteme de siguranță pentru a preveni apariția daunelor în cazul unei defecțiuni a sistemului în altă parte a

liniei de producție - de exemplu, serpentine de încălzire sau un sistem de deviere pentru a preveni înghețarea produselor răcite în cazul pompei. eșec. De asemenea, este important să vă asigurați că echipamentul schimbătorului de căldură este inclus în orice sisteme de monitorizare și alarmă.

8. Curățare sau întreținere insuficientă

Schimbătoarele de căldură care sunt proiectate pentru a fi ușor de întreținut au mai multe șanse să primească nivelurile de întreținere prescrise. Posibilitatea de a îndepărta și inspecta componentele individuale sau tuburile separat și cu ușurință este punctul cheie de plecare. Modul în care plăcile tubulare și capacele sunt atașate este doar unul dintre multele detalii care pot avea un efect mare, la fel ca și amplasarea dopurilor de scurgere și a capacelor de inspecție.

Scurtăturile în întreținere nu pot afecta doar performanța schimbătorului de căldură, ci pot afecta și siguranța alimentelor și a produselor farmaceutice, de exemplu, permițând contaminarea prin scurgere. În cel mai rău caz, întreținerea sau inspecția insuficientă ar putea duce la eșecul localizării fisurilor sau coroziunii, ducând la probleme majore care ar fi putut fi prevenite. Prin urmare, orice design bun al schimbătorului de căldură ar trebui să facă verificarea și curățarea de rutină cât mai rapid posibil.

9. Eficiență energetică slabă

Potențialul de regenerare a căldurii sau de transfer de căldură de la produs la produs nu trebuie trecut cu vederea atunci când se proiectează un schimbător de căldură, deoarece, în majoritatea cazurilor, va rămâne ceva „căldură” (sau efect de răcire) în fluidul de serviciu după ce acesta a parcurs schimbătorul de căldură. Folosind un design care reutilizează (sau „regenează”) această căldură, se va reduce energia totală și costurile de funcționare.

De exemplu, un sistem de pasteurizare și răcire ar putea folosi căldura îndepărtată din produs în timpul fazei de răcire pentru a suplimenta aportul de căldură utilizat pentru pasteurizare. Acolo unde două produse cu vâscozitate scăzută până la medie necesită încălzire și răcire, poate fi chiar posibilă utilizarea unui schimbător de căldură produs la produs, eliminând costurile și complicațiile suplimentare asociate cu un sistem de fluid de serviciu.

10. Parametri de proiectare incorecți

Dacă informațiile furnizate proiectanților schimbătorului de căldură sunt greșite sau incomplete, unitatea instalată nu va funcționa optim pentru produsul și fluidul de serviciu în cauză. Deși furnizarea intenționată a informațiilor înșelătoare este extrem de rară (să nu mai vorbim de contraproductivă), informațiile aparent lipsite de importanță pot fi uneori trecute cu vederea.

În unele cazuri, un schimbător de căldură este utilizat pentru ceva diferit de designul său original. De exemplu, o rețetă de produs poate fi schimbată, un produs nou poate fi introdus sau caracteristicile unui flux de deșeuri sunt modificate ca urmare a diferitelor procese în altă parte a liniei de producție. Ori de câte ori se fac modificări, furnizorul schimbătorului de căldură trebuie consultat, deoarece ajustările sau modificările simple vor ajuta adesea la menținerea performanței optime a schimbătorului de căldură.

11. Vibrații în schimbătoarele de căldură

Atunci când fluidul din spațiul intertubular curge peste tuburile schimbătorului de căldură, în aval se vor forma așa-numitele vortexuri Karman, rezultând într-o forță care variază periodic, perpendiculară pe direcția de curgere a fluidului ce duce la vibrația tuburilor.

<https://www.comsol.com/blogs/characterizing-flow-choosing-right-interface/>

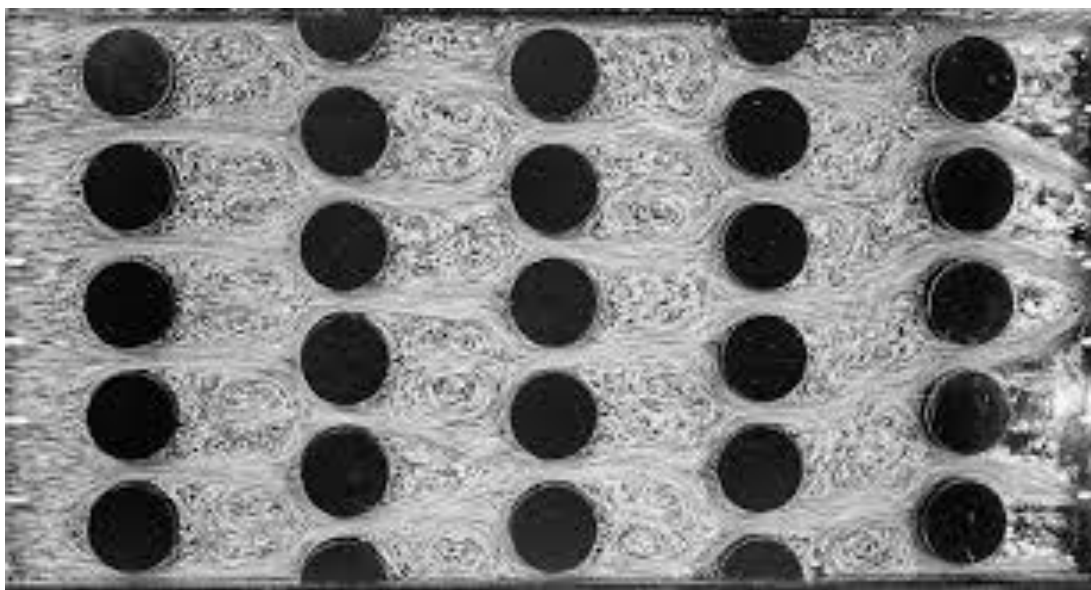
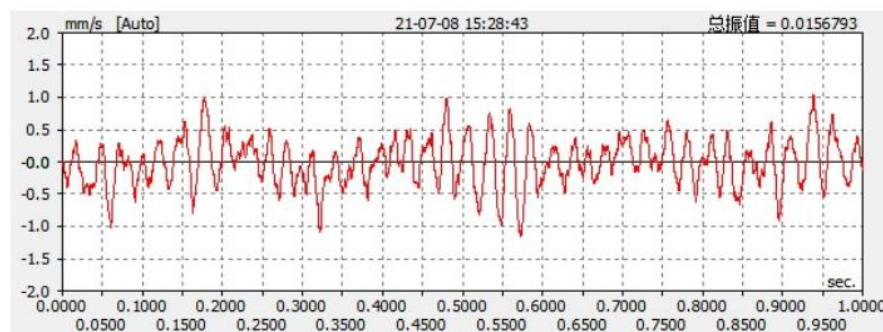


Fig.2 Vortexuri Karman la curgerea peste țevile schimbătorului

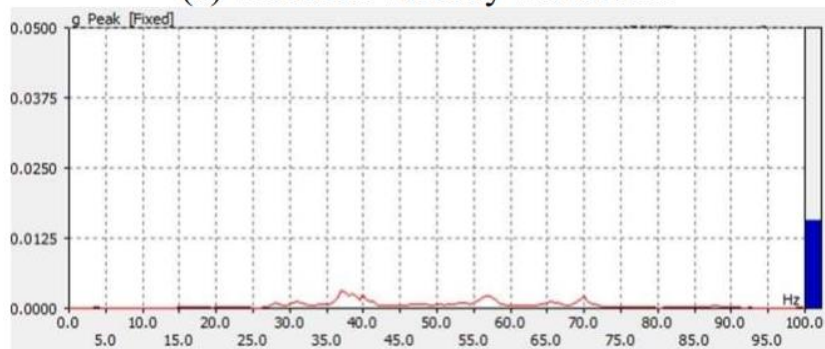
Depinzând de valorile debitului de curgere, pot apărea vibrații mai ușoare sau mai puternice. Vibrațiile ușoare nu vor deteriora schimbătorul de căldură, dimpotrivă pot mări intensitatea transferului de căldură și reduce depunerile. Cu toate acestea, pentru vibrații puternice, trebuie luate măsuri pentru a le reduce și a evita deteriorarea schimbătorului. Conform unor investigații experimentale, modalitatea fundamentală de a reduce vibrațiile este evitarea *frecvenței naturale* a schimbătorului. Frecvența naturală de vibrație poate fi determinată experimental, prin metoda puls-răspuns (pulse excitation method). Aceasta constă în aplicarea unui impuls unitar sistemului,

măsurarea răspunsului sistemului și transformarea acestuia prin funcția Fourier, astfel obținându-se caracteristica dinamică a sistemului. Prin analizarea frecvenței în spectrul de răspuns la forța aplicată, se poate obține frecvența naturală a schimbătorului.

De exemplu, pentru un anumit schimbător, odată determinată frecvența naturală, se poate testa frecvența de vibrație pentru diferite debite de circulație a fluidelor, obținându-se pentru valori ale debitelor prin tuburi de peste 51000m³/h, atingerea acestei frecvențe cu o intensitate semnificativă (v. Fig.3 și 4, pentru debite mai mici și respectiv pentru debit de 51000 m³/h).



(a) vibration velocity waveform



(b) frequency spectrum

Fig.3 Vibrații ale unui schimbător de căldură la 48000 m³/h

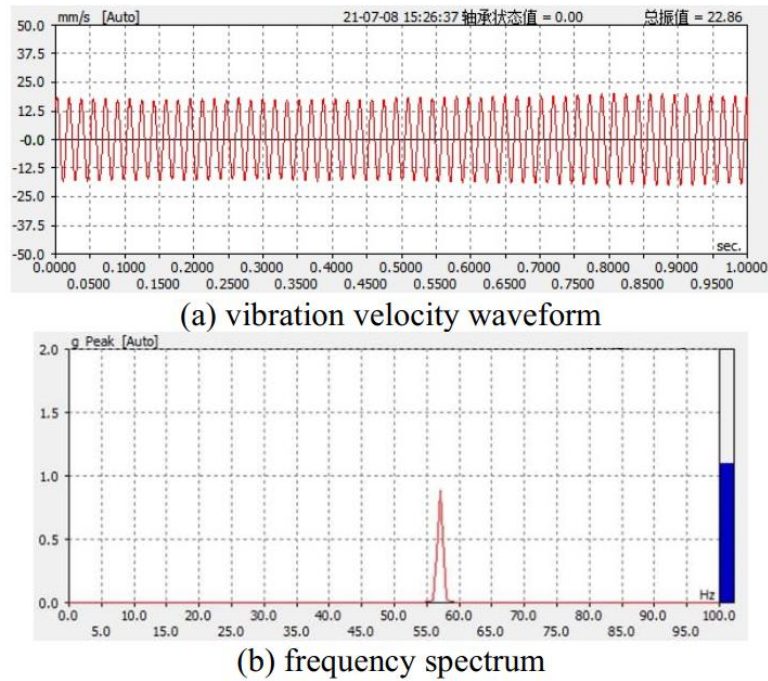


Fig. 4 Vibrații ale unui schimbător de căldură la $51000 \text{ m}^3/\text{h}$

Soluție: montarea a două defletoare între tuburile de schimb de căldură, care reduce deschiderea, întărește fasciculul de tuburi și modifică frecvența naturală a tubului de schimb de căldură.

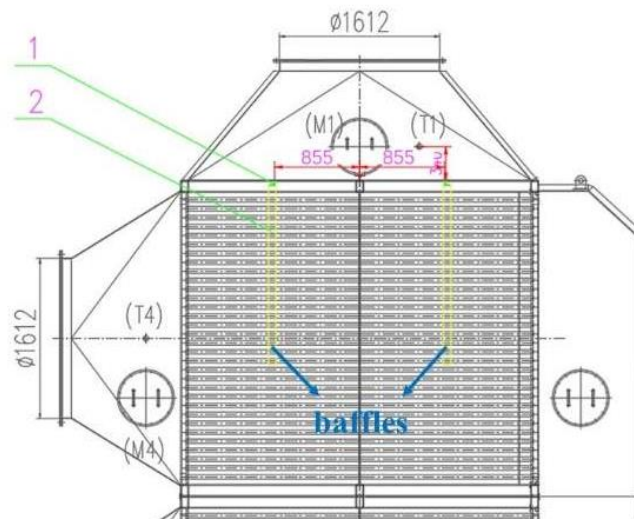


Fig. 5 Inserare defletoare pentru reducerea frecvenței naturale de oscilație

Din analiza vibrațiilor se constată că lungimea tubului are un impact major asupra frecvenței carcasei, frecvenței naturale a tuburilor, vitezei critice de curgere, frecvenței de eliberare a structurilor vortex .

12. Amestecarea fluidului din treceri diferite pentru schimbătoarele de căldură cu mai multe mersuri (thermal leakage)

Poate apărea datorită:

- montării deficiente a garniturii;
- deformărilor suferite de peretele despărțitor când apar creșteri ale presiunii de lucru

Acest efect poate fi dificil de diagnosticat, deoarece problema apare numai în timpul funcționării. Când schimbătoarele sunt oprite pentru inspecție, componentele revin la profilul lor plat, fără a oferi nicio indicație a cauzei problemei. Deformarea plăcii separatoare, a plăcii tubulare și/sau a capacului plat poate fi prevenită prin asigurarea unei rigidități adecvate a acestor componente peste cerințele standardelor pentru recipientul sub presiune. Din nou, TEMA oferă câteva îndrumări în cazul acestor schimbătoarelor de căldură. Alternativ, o cutie internă de separare a trecerii poate fi utilizată cu un cap de tip TEMA C (vezi Fig.7 comparativ cu Fig.6) în care garnitura despărțitorului de trecere este comprimată independent de capacul plat.

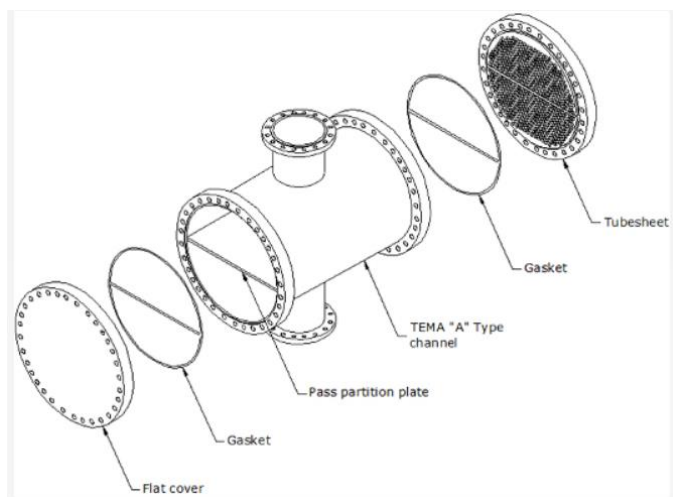


Fig.6 Capac plat și garnitură în contact cu flanșa corpului principal

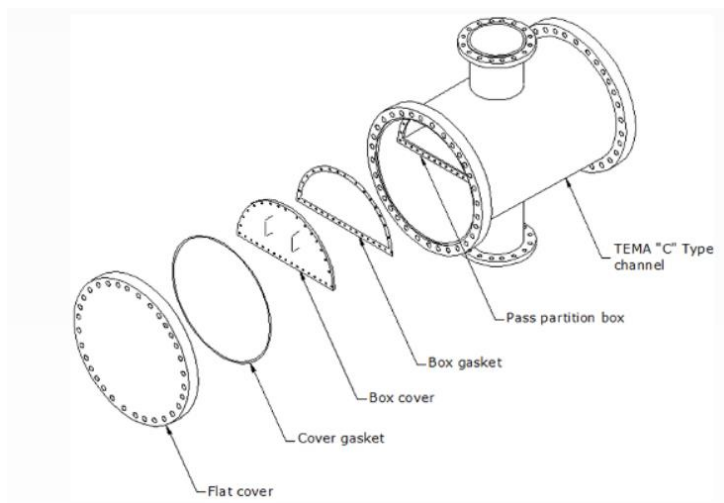


Fig.7 Garnitura corespunzătoare peretelui despărțitor de trecere independentă de capacul plat

SELECTAREA SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ

Alegerea unui schimbător de căldură este cea mai importantă etapă în rezolvarea unei sarcini ce implică transfer de căldură. De multe ori în industrie, sunt alese schimbătoare multitubular deoarece există o vastă experiență practică și informații privind utilizarea lor. Totuși, ținând cont și de posibilitățile de minimizare a costurilor, există o varietate constructivă mare de schimbătoare de căldură care pot fi utilizate. Selectarea acestora presupune considerarea unor factori specifici fiecărei situații.

Principalele condiții ce trebuie îndeplinite de un schimbător de căldură sunt:

- să funcționeze în condițiile optime corespunzătoare procesului tehnologic în care este folosit, respectând cu strictețe regimul de temperatură impus de proces;
- să realizeze un schimb de căldură cât mai intens între purtătorii de energie termică (coeficientul global de transfer de căldură trebuie să aibă valoare mare).
- pierderile de căldură către mediul ambiant să fie cât mai mici (trebuie să aibă o bună izolație termică)
- trebuie să permită un control facil și un reglaj corespunzător al temperaturilor, deci să prezinte siguranță în exploatare și să îndeplinească condițiile de securitate și protecția muncii;
- să fie ușor de construit și de montat, să aibă o construcție cât mai compactă și să necesite o investiție cât mai redusă;
- se prezintă o eficiență economică cât mai mare, aceasta fiind obținută dacă se aleg purtători de căldură și parametri cât mai adecvați, dacă aceștia nu sunt impuși de procesul tehnologic.

Factorii ce trebuie luați în considerare la alegerea unui schimbător precum și o serie de aspecte relevante sunt prezentate mai jos:

1. Cerințele termice și hidraulice ale sistemului - cantitatea de căldură necesară a fi schimbată, temperaturile de intrare/ ieșire ale fluidelor, căderea de presiune acceptabilă pentru aplicația considerată.

Tipul de sarcină ce trebuie îndeplinită în schimbător se referă la:

- încălzirea lichidelor sau a gazelor/ vaporilor
- răcirea lichidelor sau gazelor/ vaporilor
- condensare/fierbere
- încălzirea sau răcirea suspensiilor.

Anumite tipuri de schimbătoare de căldură sunt potrivite pentru anumite sarcini. De exemplu, pentru încălzirea sau răcirea gazelor este recomandată utilizarea schimbătoarelor cu plăci. De asemenea, de multe ori, este necesară realizarea mai multor operații cu transfer de căldură, de exemplu, obținerea vaporilor supraîncălziti pornind de la o fază lichidă la temperatură mai mică decât temperatura de fierbere. Cele trei operații, de încălzire până la temperatura de saturație, de evaporare (fierbere), și respectiv supraîncălzire, pot fi realizate în același schimbător sau, dimpotrivă, fiecare proces se impune a fi realizat în schimbătoare individuale, de același tip constructiv, sau de tipuri constructive diferite.

2. Temperaturi și presiuni

Sunt parametri ce pot influența alegerea materialului din punctul de vedere al rezistenței mecanice, dar și tipul constructiv al schimbătorului. Pierderile admisibile de presiune ale celor două fluide prin schimbător trebuie estimate cu atenție: la viteze mari de curgere a fluidelor, deci la creșterea turbulenței, cu efecte pozitive asupra transferului de căldură, cresc și costurile energiei de pompare pe întreaga perioadă de exploatare.

3. Materialele de construcție - sunt selectate pentru a îndeplini criteriul rezistenței la coroziune precum și cel de rezistență mecanică.

De asemenea, materialul din care este construit un schimbător de căldură trebuie să aibă un coeficient de conductivitate termică mare. Deși alegerea materialului pentru un schimbător nu este unul din criteriile definitorii, totuși acest factor poate influența costurile

schimbătorului. Costurile unui schimbător cu plăci fabricat din oțel inoxidabil sunt comparabile cu cele ale unui schimbător de căldură multitubular, realizat din otel, ambele proiectate pentru aceeași sarcină termică, costurile de instalare însă fiind de obicei mai mici pentru schimbătoarele cu plăci.

Totuși unele tipuri de schimbătoare pot fi confecționate numai dintr-un număr limitat de materiale, deoarece acestea se pretează numai la anumite metode de prelucrare. De exemplu, schimbătoarele cu plăci nervurate, de dimensiuni mici, utilizate în industria aeronautică, sunt realizate din materiale ușoare (aluminiu). Schimbătoare cu plăci de dimensiuni mai mari, fabricate din aluminiu necesită tehnici speciale, de ex. sudare în vid.

4. Depunerile din schimbător

O variabilă de proiectare foarte importantă o constituie rezerva de suprafață de căldură pentru compensarea efectului depunerilor.

Acestea pot atinge în timp o valoare asimptotică aproximativ constantă ce poate fi luată în considerare în calculele de proiectare. Totuși o proiectare ce ține cont de depuneri poate crește costurile de investiție și exploatare. De aceea, se preferă curățirea mecanică a schimbătorului (unele tipuri constructive sunt mai ușor de curățat decât altele- de exemplu, schimbătoarele compacte în spirală, la care se îndepărtează capacele și se curăță suprafețele spiralate sau schimbătoarele de căldură gravate chimic , PCHE_Printed Circuit Heat Exchangers).

5. Reparațiile și frecvența acestora

Coroziunea sau uzarea schimbătorului afectează durata de funcționare a acestora. De aceea, verificarea și reparațiile periodice sunt necesare. De exemplu pentru schimbătoarele multitubulare, este posibilă înlocuirea individuală a țevelor afectate sau deteriorate. În cazul în care acest lucru nu e posibil, acestea sunt obturate dacă nu este afectată prea mult funcționarea utilajului. E posibil ca alte tipuri de schimbătoare să nu poată fi remediate, caz în care se înlocuiesc integral.

6. Siguranța și fiabilitatea în funcționare

În cazul unor aplicații cu risc mare de accident, alegerea unui schimbător cu siguranță și fiabilitate mare în funcționare este deosebit de importantă. De exemplu, pentru un schimbător de căldură cu plăci, poate apărea cedarea garniturilor, fapt acceptabil în cazul în care fluidul este apa, dar inacceptabil dacă fluidul este o soluție corozivă.

8. Dimensiunile și greutatea schimbătorului

Conectarea unui schimbător la o instalație poate implica costuri de până la trei ori mai mari decât costul utilajului propriu-zis (conducele de legătură, instrumentele de măsură și control etc.). Costuri semnificativ mai mici de conectare/ montare se pot obține dacă se folosesc schimbătoare cu un design compact, chiar dacă costurile utilajului sunt mai mari decât cele ale unui schimbător convențional.

Alegerea purtătorilor de căldură

În numeroase cazuri, unul sau ambii purtători de căldură sunt impuși, astfel încât alegerea purtătorilor nu este întotdeauna liberă. De exemplu, în cazul unui schimbător destinat recuperării căldurii dintr-o sursă energetică refolosibilă (gaze de ardere, etc), purtătorul de căldură ce urmează a fi încălzit, poate fi la libera alegere a proiectantului.

De asemenea, în cazul în care un schimbător de căldură are alt rol decât cel de recuperator (deci are rol pur tehnologic), este posibil ca ambii purtători să fie impuși de tehnologie sau există situații în care agentul ce urmează a fi încălzit / răcit să constituie materie primă, un subprodus tehnologic și numai agentul termic să fie la liberă alegere.

Pentru a corespunde din punct de vedere tehnic și economic scopului pentru care sunt destinați, purtătorii de căldură ce pot fi liber aleși trebuie să îndeplinească următoarele condiții:

- să fie avantajoși din punct de vedere termodinamic și anume produsul dintre greutatea specifică și căldura specifică să fie cât mai mare, să aibă căldură de vaporizare mare, un coeficient parțial de schimb de căldură cât mai ridicat, în scopul eliberării unui flux de căldură mare la un debit de agent termic cât mai mic, deci a realizării unei construcții cât mai compacte a schimbătorului de căldură.

- să fie avantajoși din punct de vedere hidrodinamic, și anume să aibă o vâscozitate cât mai mică.

- să fie stabili din punct de vedere termic, să nu fie agresiv chimic pentru materialele din care este construit aparatul, chiar sub acțiunea îndelungată a unor temperaturi ridicate.

- să formeze depuneri cât mai reduse pe suprafețele de contact, acestea ducând la micșorarea atât a coeficientului global de transfer de căldură cât și a secțiunilor de trecere ale agentului prin aparat; în cazul formării de depuneri, acestea trebuie să poată fi ușor înlăturate cu mijloacele tehnice economice și cu întreruperi minime în funcționarea aparatului.

- să fie ieftin și destul de răspândit, dacă e posibil de producție locală. Cheltuielile majorate de alegerea unor purtători de căldură mai speciali pot fi ușor recuperate prin micșorarea altor cheltuieli de exploatare .

La alegerea purtătorilor de căldură, este necesar ca în fiecare caz în parte să se țină seama de toate instalațiile aferente schimbătoarelor de căldură.

Purtătorii de căldură utilizați cel mai curent în schimbătoarele de căldură sunt apa rece sau caldă, aburul, gazele de ardere și aerul. Apa prezintă avantajul de a fi ieftină și răspândită, fiind caracterizată de un coeficient ridicat de transfer de căldură, de posibilitatea unui transport facil la distanțe mari. În schimb, are dezavantajul dependenței temperaturii de presiune, necesității unor instalații de pompare relativ costisitoare ca investiții și exploatare.

Aburul, ca agent de încălzire are avantajul unui cost relativ scăzut, iar în cazul în care în schimbătorul de căldură se produce

condensarea, are o serie de avantaje auxiliare: necesitatea unui debit redus, temperatura constantă de condensare la o presiune dată un coeficient individual ridicat de transfer de căldură. Aburul prezintă o serie de dezavantaje precum temperatura dependentă de presiune, cu o valoare relativ scăzută la presiuni mai mici, uzuale, necesitatea de dispozitive speciale pentru separarea condensului și evacuarea acestuia, ~~coeficient de transfer de căldură individual mic~~ și limitarea relativă a distanțelor de transport.

Gazele au ca avantaj principal independența dintre temperatura de lucru și presiune, dezavantajul major fiind căldura specifică redusă precum și distanțele de transport relativ reduse. În cazul în care gazele conțin impurități, acestea uzează suprafețele de contact cu micșorarea corespunzătoare a coeficientului individual de transfer de căldură și cu creșterea rezistenței hidraulice, fiind necesare curățiri mai dese și eventuale opriri din funcțiune, respectiv cu scurtarea duratei de viață a schimbătorului.

Diferite tipuri constructive de schimbătoare de căldură împreună cu o serie de criterii ce pot fi luate în considerație la alegerea unui utilaj sunt prezentate în **Tabel 1** (denumirile încercuite corespund schimbătoarelor studiate).

ACHE Air Cooled Heat Exchangers

PHE Plate Heat Exchangers – Schimbător cu plăci

SHE Spiral Heat Exchangers – Schimbător în spirală

LHE Lamella HE

PFHE Plate Fin HE - Schimbător cu plăci cu suprafețe extinse

CTHE Coiled Tube HE

DP Double Pipe HE – Schimbător coaxial

GHE Grafite HE

SSHE Scraped Surface HE

S&T Shell&Tube HE – Schimbător multitubular

Tabel 1 Criterii de selectare ale unui schimbător de căldură

Criteria	Tip schimbător									
	ACHE	PHE	SHE	LHE	PFHE	CTHE	DP	GHE	SSHE	S & T
Presiune, lbf/in ²	6000	300 ⁴	250 ⁷	600	1000 150 ¹¹	1000	600	150	600 ¹⁸	8000
Temperatura, °F	1	500 ⁴	750	1000	150 ¹² 750 ¹³	900	1000	16	600	1000
Max supraf./unitate	none	16 000/ frame	3000	10 000	100 000 ¹² 500 ¹³	200 000	300 ¹⁴	17	10	30 000/ shell
Compactare	* ²	****	****	**	*****	****	*	***	*	*
Curățare mecanică	**	*****	****	**	*	*	***	*	***	***
Curățare chimică	**	****	****	***	**	***	***	*****	****	***
Cost/unit.suprafata	**	**** ⁵	*** ⁸	** ¹⁰	*****	****	**	*	*	**
Mentenanță ușoară	**	*****	****	***	*	*	***	*	**	**
Risc de coroziune	***	****	****	****	***	****	****	*****	***	**
Risc de depuneri	**	*****	****	**	**	***	***	***	***** ¹⁸	*
Efectul depunerilor	* ³	****	****	**	*	**	***	**	***** ¹⁸	**
Risc de scurgere a fl.	**	* ⁶	* ⁹	**	****	***	*** ¹⁵	*	**	** ²²
Modificări după instalare	**	****	*	*	***	**	*	***	*	*
Temperaturi "cross"	*	****	****	***	*****	*****	***	***	***	**
Curgeri vâscoase	*	****	****	**	*****	**	**	****	***	* *** ²³
Fluide sensibile termic	**	****	****	**	***	**	**	***	***** ¹⁹	*
Solide în curgere	*	**	****	**	*	*	***	*	***** ²⁰	*
Gaze	****	*	***	***	****	****	****	***	*	****
Schimbări de fază	****	*	****	***	****	****	****	***	***** ²¹	****
Schimb între multifluide	***	***	*	**	*****	****	*	***	*	**

*F.slăb **Slăb ***Rezonabil****Bun *****F.bun

Eficiență termică, randament energetic, randament exergetic

Eficiența schimbătorului de căldură

Este exprimată prin relația: $\epsilon = \frac{Q}{Q_{max}}$

Randamentul energetic al unui schimbător de căldură reprezintă măsura eficienței cu care acesta transferă energia termică între fluidele implicate, în raport cu randamentul teoretic maxim. Practic, este un indicator al performanței schimbătorului și se exprimă, de obicei, sub formă procentuală.

$$Q_{sced} = Q_{sprim} + Q_{sp}$$

caz în care randamentul energetic este dat de relația:

$$\eta = \frac{Q_{efectiv}}{Q_{max\ teoretic}} 100$$

unde $Q_{efectiv} = M_m c_p \Delta T$ iar $Q_{max\ teoretic} = M_{min} c_{pmin} \Delta T_{max}$

unde M_{min} și c_{pmin} sunt debitul minim și căldura specific corespunzătoare fluidului care limitează transferul de căldură.

Valoarea tipică a randamentului pentru schimbătoarele de căldură eficiente poate varia între 70% și 95%, în funcție de tipul schimbătorului (de exemplu, plăci, tuburi și carcasă) și de condițiile de operare (cum ar fi diferențele de temperatură, viteza fluidelor etc.).

Randamentul exergetic al unui schimbător de căldură este o măsură a eficienței utilizării exergiei (energia disponibilă pentru a realiza lucru mecanic util) în procesul de transfer de căldură. Acest tip de randament ia în considerare pierderile de potențial energetic datorate ireversibilităților termodinamice, cum ar fi entropia generată sau transferul de căldură la diferențe mari de temperatură. Se definește prin:

$$\eta_{ex} = \frac{\text{exergia utilizată efectiv}}{\text{exergia disponibilă totală}}$$

sau mai concret raportul între rata de exergie utilă transferată de la fluidul cald la fluidul rece și rata de exergie disponibilă la intrarea în schimbător.

Exergia termică asociată unui fluid se calculează ca:

$$\dot{E} = M_m c_p \left[(T - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right]$$

cu T temperatura fluidului și T_0 este temperatura mediului de referință (de obicei, mediul ambiant).

Un randament exergetic de 100% ar însemna că tot potențialul exergetic disponibil este utilizat în mod util, fără pierderi ireversibile.

În realitate, randamentul exergetic este mai mic decât cel energetic, deoarece transferul de căldură la diferențe mari de temperatură și alte fenomene ireversibile (cum ar fi frecarea fluidului și pierderile de presiune) reduc utilizarea efectivă a exergiei.

Generatoare de abur

Structura și funcționarea generatoarelor de abur

Generatoarele de abur sunt instalații de vaporizare a apei care utilizează căldura provenită din arderea unui combustibil sau dintr-un proces industrial (cazane recuperatoare de căldură). În cazanele utilizate în instalațiile energetice aburul rezultat din procesul de vaporizare este supraîncălzit la o temperatură mai mare decât temperatura de saturație a aburului saturat în vederea ridicării entalpiei sale. Procesul de supraîncălzire are loc în supraîncăzitorul cazanului de abur – o suprafață de transfer termic din interiorul cazanului. Pentru a utiliza o cantitate cât mai mare din căldura gazelor de ardere, cazanele sunt prevăzute cu suprafețe de transfer termic pentru preîncălzirea apei de alimentare (*economizor*) și suprafețe de transfer termic pentru preîncălzirea aerului necesar arderii (*preîncălzitor de aer*).

Generatorul de abur are în componență canale de dimensiuni relative mari în care sunt imersate sisteme de țevi. Gazele de ardere provenite de la arderea combustibililor circulă prin canale, pe la exteriorul țevelor, cedând căldură către agentul termic (apă și abur) care este vehiculat prin interiorul acestora. Arderea combustibililor se realizează într-o zonă situată la baza canalelor – *focar*. Pereții canalelor pot fi realizați fie din materiale ceramice rezistente la temperaturi înalte, fie din membrane metalice răcite la interior cu apă și/sau abur.

Circuitul apă – abur al generatorului

Circuitul apă – abur al generatorului este format din sisteme de țevi imersate în canalele de gaze de ardere. Din punct de vedere funcțional se disting următoarele suprafețe de transfer de căldură ale acestui circuit: economizor, vaporizator, supraîncălzitor primar și supraîncălzitor intermediar (v. Figura 1).

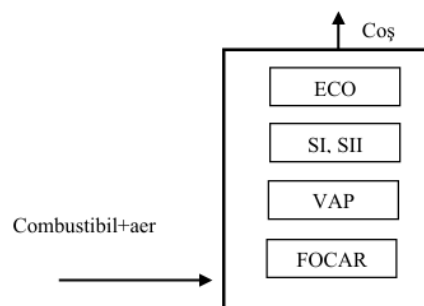


Figura 1 Amplasarea suprafețelor de schimb de căldură în generatoarele de abur

Economizorul (ECO) realizează creșterea de temperatură a apei de alimentare până la o valoare apropiată de cea de saturație. Transferul de căldură între apă și gazele de ardere este de tip convectiv. Vaporizatorul (VAP) asigură trecerea apei din fază lichidă în cea de abur saturat, transferul de căldură realizându-se preponderent prin radiație. Supraîncălzitorul primar (SI) realizează supraîncălzirea aburului saturat până la nivelul de temperatură dorit; transfer de căldură: convectiv – radiativ. Supraîncălzitorul intermediar (SII) apare în cazul centralelor convenționale cu abur și asigură o creștere a temperaturii aburului deja destins în corpul de înaltă presiune al turbinei. Modul în care se realizează transferul de căldură, pe de-o parte, și nivelul de temperatură necesar a fi atins de către agentul apă-abur, pe de altă parte, impun modul în care aceste suprafețe de schimb de căldură sunt amplasate în interiorul canalelor de gaze de ardere.

În interiorul țevelor vaporizatorului are loc schimbarea de fază, coeficienții de transfer de căldură având valori ridicate. În aceste condiții se impune plasarea acestei suprafețe de schimb de căldură în focar unde, la exteriorul țevelor, coeficienții de transfer de căldură sunt, deasemenea, mari – transferul termic realizându-se preponderent prin radiație. În cazul SI, SII, ECO, coeficienții de transfer de căldură posibili a fi obținuți la interiorul țevelor sunt sensibili mai mici decât pentru VAP, cele trei suprafețe fiind amplasate în zona convectivă a generatorului.

Gazele care evoluează în cazanul de abur sunt aerul necesar arderii și gazele rezultate în urma arderii, cu debitele D_A și D_G . În urma calculului arderii rezultă cantitatea teoretică de aer necesară, D_A^T . Pentru a avea o ardere corectă trebuie ca debitul de aer introdus să fie mai mare decât cel teoretic, în raportul ce constituie de fapt coeficientul de exces de aer.

Excesul de aer este determinat de felul combustibilului și de modul său de ardere. În cazul unui combustibil ars în stare granulată, suprafața de contact dintre combustibil și aer fiind redusă, pentru a obține o ardere completă este nevoie de un exces de aer mai mare ($\lambda = 1,3 - 1,5$). În cazul combustibililor lichizi, gazoși sau solizi măcinați, contactul cu aerul este mult mai intim și excesul de aer este mult mai mic, și anume: pentru gaze și păcură $\lambda = (1,01 - 1,03)$, depinzând de calitatea arzătoarelor, pentru cărbune măcinat valoarea uzuală este $\lambda = (1,1 - 1,2)$.

Circuitul aer-gaze de ardere al unui generator de abur îndeplinește următoarele funcțiuni: - vehicularea și preîncălzirea aerului necesar arderii; - filtrarea gazelor de ardere; evacuarea în atmosferă a gazelor de ardere. Circulația aerului de ardere și a gazelor se face sub acțiunea ventilatoarelor de aer și de gaze de ardere antrenate cu motoare electrice. În figura 10.6 este prezentat desfășurat traseul de aer - gaze al unui cazan de abur în cazul arderii de cărbune, indicând

în diagrame variația presiunii și temperaturii de-a lungul acestui traseu. În această schemă se poate urmări alcătuirea cazanului din următoarele elemente parcurse de fluxul aer - gaze: PE - preîncălzitorul de aer folosind abur; această preîncălzire externă are loc iarna, în cazul întrebuințării combustibililor bogați în sulf, cu scopul de a evita coroziunea; VA - ventilatorul de aer; PA - preîncălzitorul de aer, fața străbătută de aer; A - arzătorul; F - focarul și suprafețele de vaporizare constituite de ecranele de țevi supuse radiației în focar; SI1 și SI2 - supraîncălzitoarele; EC - economizorul (preîncălzitor de apă); PA - preîncălzitorul de aer, fața străbătută de gaze; FC - filtrul pentru reținerea cenușii din gaze; VG - ventilatorul de gaze (exhaustor); Din evoluția temperaturii de-a lungul traseului de aer – gaze, figura 8.2, se observă că temperatura maximă de ardere se stabilește în focar, t_f , ea scăzând apoi treptat, până la temperatura de evacuare la coș. În zona temperaturilor înalte apare pericolul de coroziune al țevilor datorită acțiunii pentaoxidului de vanadiu V_2O_5 asupra oțelului la temperaturi ale metalului peste 600°C . Din această cauză, la folosirea combustibililor lichizi (păcură), care conțin vanadiu, temperatura aburului trebuie limitată la $(540 - 550)^\circ\text{C}$, astfel încât în țeava de supraîncălzitor cu cea mai ridicată temperatură a metalului să nu apară condiții de coroziune. În zona temperaturii joase a gazelor, la ieșirea din cazan și din preîncălzitorul de aer, apare pericolul de coroziune datorită sulfului conținut în combustibil. Trioxidul de sulf format prin ardere, dă naștere în contact cu vaporii de apă din gaze la acid sulfuric, care, condensat pe suprafețe metalice reci, este puternic coroziv. Temperatura de condensare a picăturilor de acid, denumită “temperatura de rouă acidă” care are o valoare dependentă de conținutul de umiditate al gazelor trebuie evitată neapărat.

Din punct de vedere al traseului de gaze cazanele sunt caracterizate prin presiunea din focar. La cazanele cu depresiune în focar, ventilatorul de aer, VA, creează o înălțime de refulare H_a (mm col. mmH₂O). Presiunea aerului scade treptat în canalele de aer și apoi în arzătoare, sau la trecerea prin stratul de combustibil care arde, astfel încât la partea superioară a focarului să se instaleze o ușoară depresiune.

Parametrii de bază ai generatoarelor de abur se referă la valorile nominale ale presiunii, temperaturii și debitelor, conform definițiilor prezentate:

- debitul orar de abur al cazanului, D - cantitatea orară de abur, produsă de cazan. Acesta depinde de tipul cazanului, mărimea suprafeței de încălzire, solicitarea termică a suprafeței de încălzire, situația în care se găsește cazanul și instalațiile auxiliare;

- debitul nominal de abur (maxim continuu), D_n - debitul maxim de abur pe care trebuie să-l asigure cazanul în mod continuu, la parametri nominali ai aburului și ai apei de alimentare;
- presiunea nominală , p_n - presiunea de lucru maximă la ieșirea din cazan, la debit nominal și la temperatura nominală de supraîncălzire;
- presiunea maximă , p_{max} - presiunea maximă admisă la elementele cazanului, care se ia în considerație la calculele de rezistență ale elementelor sub presiune ale cazanului;
- temperatura de supraîncălzire , t_s - temperatura aburului supraîncălzit la ieșirea din supraîncălzitor, la debitul nominal și presiunea nominală;
- temperatura apei de alimentare , t_a – temperatura la intrarea apei de alimentare în cazan (tambur, economizor).

Pe lângă aceste mărimi caracteristice, pentru a compara între ele cazane de diferite tipuri, încălzite cu diferiți combustibili, se mai folosește încărcarea specifică a suprafeței de încălzire (numită și debit specific orar de abur), care reprezintă raportul între debitul nominal de abur D_n și suprafața de încălzire S . Acest parametru reprezintă unul dintre criteriile de apreciere ale gradului de eficiență a tipului de cazan – cu cât este mai mare, cu atât suprafața de încălzire totală a cazanului este mai mică pentru un debit dat.

Totuși, trebuie precizat că suprafața de încălzire variază (în aceleași condiții de transfer termic) în raport direct cu căldura de vaporizare a apei, astfel încât cazane de același tip, lucrând la presiune înaltă și foarte înaltă, au încărcări specifice mai mari decât același cazan când funcționează la o presiune mai joasă. În plus, acest criteriu nu poate fi aplicat la cazanele cu străbatere forțată la care nu se poate delimita precis suprafața de încălzire a sistemului fierbător.