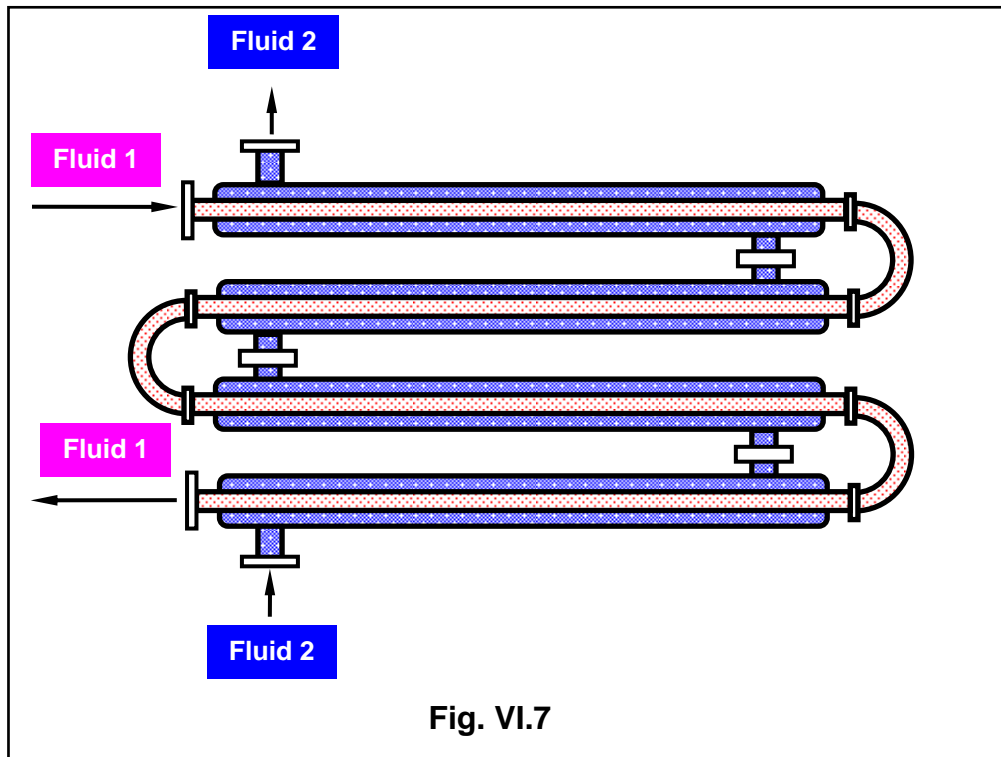


VI.1.2.2. Schimbatoare de caldura cu tevi coaxiale (teava in teava)

Aceste schimbatoare sunt alcatuite din mai multe elemente idenice legate in serie. Un element este format din doua tevi concentrice, teava exterioara fiind inchisa la capete si prevazuta, la capete, cu doua racorduri pentru intrarea si iesirea unuia dintre fluidele care circula prin schimbator. Asamblarea elementelor se poate face prin legaturi fixe (sudare) sau prin legaturi demontabile utilizand: flanse, mufe, piulite olandeze, s.a. (fig.VI.7).



Dimensionarea acestor schimbatoare presupune calculul numarului de elemente, n_e , din suprafata de transfer de caldura:

$$A = \frac{Q}{K \cdot \Delta T_m} = n_e \cdot \pi \cdot d \cdot l_e \quad \text{(VI.7)}$$

Lungimea unui element, l_e , se adopta iar diametrul tevi interioare, d , se determina din ecuatia debitului de fluid care circula prin tevil interioare:

$$M_v = v \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad \text{(VI.8)}$$

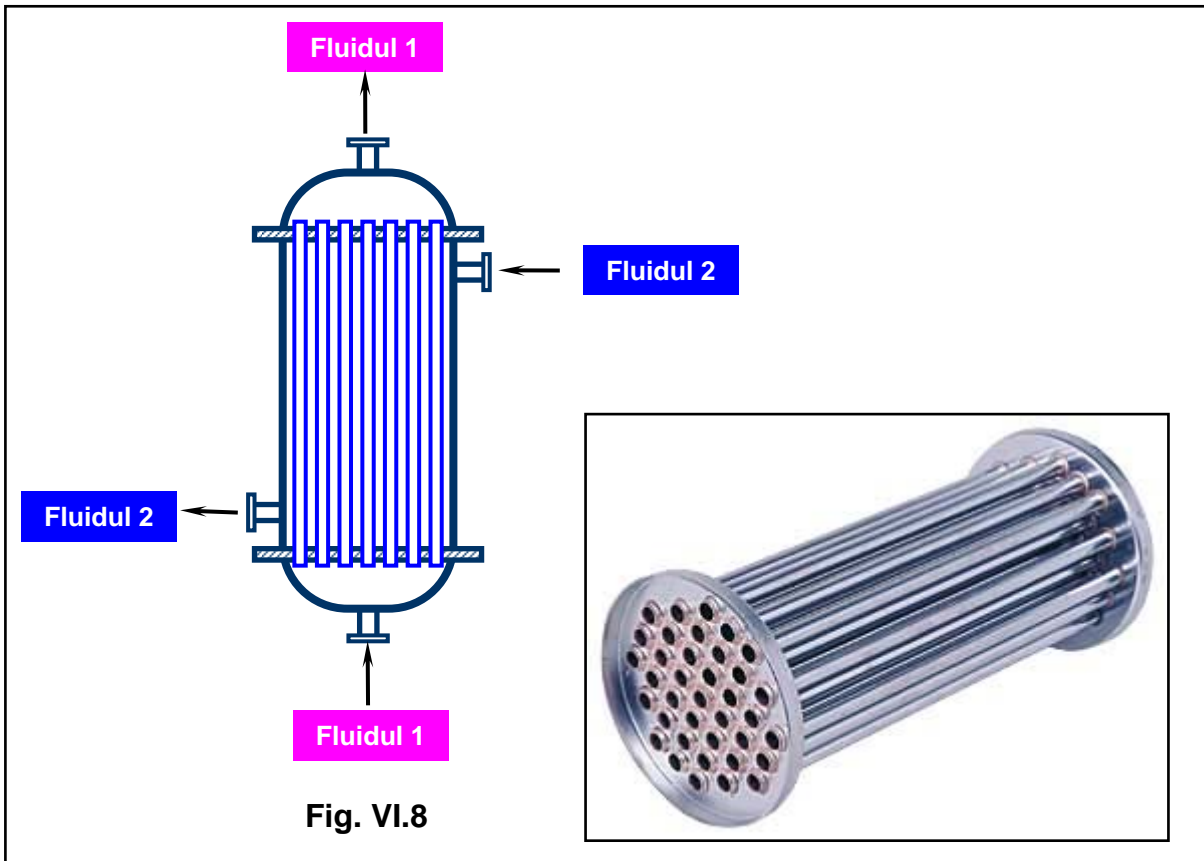
Viteza fluidului necesara in relatia (VI.8) se calculeaza din valoarea adoptata a criteriului Reynolds.

Atunci cand numarul de elemente este mare, acestea se pot amplasa pe mai multe randuri.

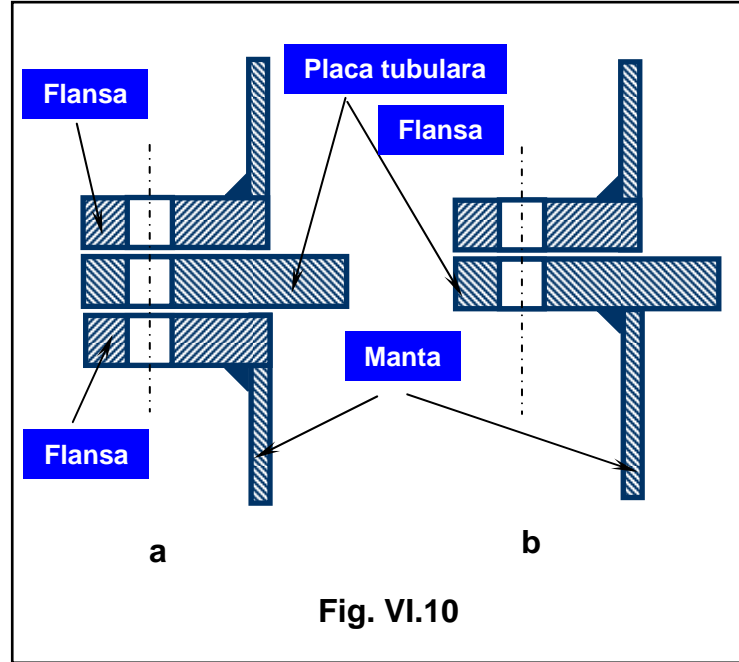
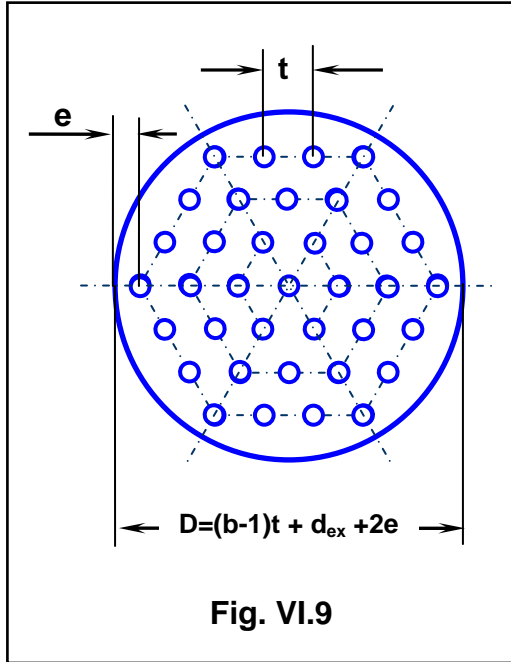
Aceste schimbatoare au avantajul ca sunt foarte simple, au o buna rezistenta la presiuni ridicate si ca suprafata lor poate fi modificata in functie de necesitati marind sau micșorand numarul de elemente. Totusi aceste schimbatoare sunt recomandate pentru debite mici de fluid, deoarece au dimensiuni de gabarit mari.

VI.1.2.3. Schimbatoare de caldura cu fascicol de tevi (multitubulare)

Aceste schimbatoare sunt cele mai utilizate in industrie. In constructie clasica un astfel de aparat este construit dintr-un fascicol de tevi, fixat la capete in orificiile a doua discuri metalice, denumite **placi tubulare**. Fascicolul de tevi este inchis intr-o **manta cilindrica**, prevazuta cu **racorduri** de intrare si de iesire a fluidului. Se creaza astfel doua spatii de circulatie pentru cele doua fluide: un spatiu in interiorul tevilor, denumit **spatiul tubular** sau **intratubular** si un spatiu intre manta si exteriorul tevilor, denumit **spatiul intertubular**. Spatiul tubular este inchis de doua **capace** prevazute, fiecare, cu cate un racord. Spatiul dintre placile tubulare si capace formeaza **camera de distributie**, respectiv **camera de colectare** a fluidului care circula prin tevi.



Dispunere tevilor pe placa tubulara se poate face pe hexagoane sau cercuri concentrice (fig.VI.9). Fixarea tevilor in placa tubulara se realizeaza prin mandrinare sau prin sudare.



Placile tubulare se fixeaza de manta prin prindere cu suruburi intre doua flanse (fig.VI.10 a) sau prin sudarea lor directa pe manta (fig.VI.10 b).

Dimensionarea tehnologica a schimbatoarelor de caldura cu fascicol de tevi

Principalele dimensiuni tehnologice ale unui schimbator de caldura multitubular sunt diametrul si inaltimea (lungimea). Diametrul schimbatorului, **D**, depinde de numarul de tevi iar inaltimea sau lungimea sa depinde de lungimea tevilor, **l**. Aceste dimensiuni tehnologice se determina din suprafata de transfer de caldura, care pentru acest tip de schimbator este data de relatia:

$$A = \frac{Q}{K \cdot \Delta T_m} = n \cdot \pi \cdot d \cdot l \quad \text{(VI.9)}$$

in care, **n**, este numarul de tevi iar **d**, este diametrul tevilor.

Examinand relatia (VI.9) se constata ca aceasta contine trei marimi necunoscute: numarul de tevi, diametrul si lungimea tevilor. Doua dintre aceste marimi se adopta iar cea de-a treia se calculeaza din relatia (VI.9). Diametrul tevilor se adopta in functie de fluidul care trece prin tevi. Daca prin tevi circula un lichid se recomanda ca diametrul interior al

tevilor sa fie cuprins intre 15-30 mm iar daca prin tevi circula un gaz sau vapori se adopta diametrul in jur de 50 mm. Cea de-a doua marime care se adopta depinde de modul in care se realizeaza schimbul de caldura intre fluidele care circula prin schimbator. Din acest punct de vedere exista doua situatii distincte:

- cand cel putin unul dintre fluide nu isi modifica starea de agregare in schimbator;
- cand ambele fluide isi modifica starea de agregare in schimbator.

a. Atunci cand cel putin unul dintre fluide nu isi schimba starea de agregare in schimbator, cea de-a doua marime care se adopta este numarul de tevi, **n**. Deoarece in cazul in care fluidul nu isi schimba starea de agregare, valoarea coeficientului individual de transfer de caldura, α , depinde de regimul de curgere, numarul de tevi se adopta indirect astfel: se adopta o valoare convenabila a criteriului Reynolds, pentru fluidul care curge prin tevi, din care se calculeaza viteza in tevi, **v**:

$$v = \frac{Re \cdot \eta}{\rho \cdot d} \quad \text{(VI.10)}$$

Viteza fluidului este corelata cu debitul de fluid care curge prin tevi, prin relatia:

$$M_m = \rho \cdot v \cdot n \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad \text{(VI.11)}$$

de unde:

$$n = \frac{4M_m}{\pi \cdot \rho \cdot v \cdot d^2} \quad \text{(VI.12)}$$

Debitul masic de fluid, **M_m**, se determina din bilantul termic, daca nu este cunoscut. Dupa rotunjirea numarului de tevi pentru o dispunere convenabila pe placa tubulara, din relatia (VI.9) se calculeaza lungimea tevilor, care determina, in final, inaltimea sau lungimea schimbatorului.

b. Daca ambele fluide isi modifica starea de agregare in schimbator cea de-a doua marime adoptata este lungimea tevilor, **l**, conform indicatiilor din literatura de specialitate, iar din relatia (VI.9) se calculeaza numarul de tevi, **n**.

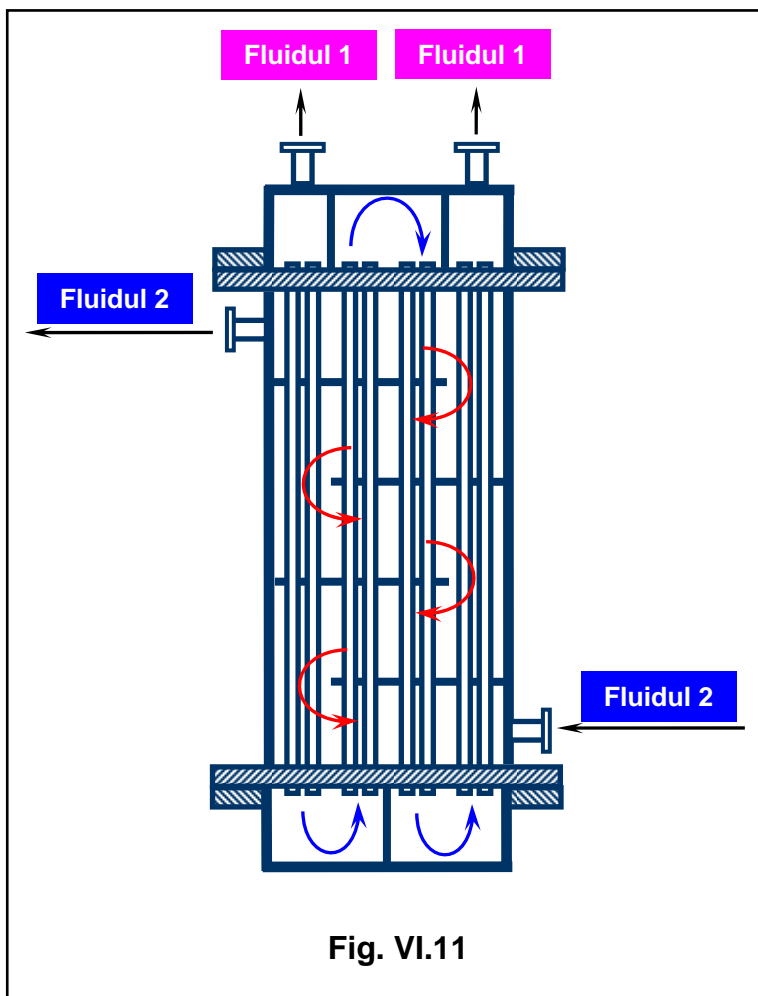
Diametrul schimbatorului se determina in functie de numarul de tevi, de pasul, **t**, (distanta dintre doua tevi adiacente) si de modul de amplasare al tevilor pe placa tubulara (hexagoane sau cercuri concentrice). Daca hexagonul sau cercul exterior nu este complet, determinarea diametrului se face grafic. Pentru schimbatoarele la care toate hexagoanele sau cercurile sunt complete, diametrul se poate determina prin calcul. Astfel, pentru o repartizare pe hexagoane, daca se noteaza cu, **b**, numarul de tevi de pe diagonala hexagonului exterior, cu, **t**, pasul si cu, **e**, distanta de la ultimul rand de tevi la peretele interior al mantalei, diametrul interior al mantalei schimbatorului se calculeaza cu relatia:

$$D = (b - 1) \cdot t + d_{ex} + 2 \cdot e \quad (VI.13)$$

in care pasul, t , se adopta in functie de diametrul exterior al tevilor, d_{ex} , astfel incat $t = (1,2-1,5)d_{ex}$.

Lungimea tevilor schimbatoarelor multitubulare nu trebuie sa depaseasca 6 m. Daca lungimea tevilor care rezulta din calcule (in cazul a) este mai mare, se folosesc diferite variante constructive de schimbatoare cu tevi. O astfel de varianta este si **schimbatorul de caldura cu mai multe mersuri**. In acest schimbator fluidul care circula prin tevi parcurge spatiul tubular de mai multe ori, intr-un sen si in sensul opus. Dirijarea fluidului printr-o fractiune din numarul total al tevilor se face cu ajutorul unor pereti despartitori etansi din capacele schimbatorului. In fig.VI.11 este prezentat un schimbator cu patru mersuri. Numarul de mersuri nu poate fi prea mare, deoarece cresterea numarului de tevi pe placile tubulare duce la cresterea diametrului mantalei si implicit a sectiunii de curgere prin spatiul intertubular, ceea ce conduce la scaderea vitezei, cu consecinte nefavorabile asupra valorii coeficientului individual de transfer de caldura. Pentru imbunatatirea transferului de caldura intre fluidul care circula prin manta si tevile fasciculului se monteaza, in spatiul intertubular, sicane transversale sau elicoidale. Acestea dirijeaza fluidul perpendicular pe tevi, ceea ce imbunatateste transferul de caldura.

Daca lungimea calculata a tevilor este prea mare astfel incat ar rezulta un numar inacceptabil de mare de mersuri, se folosesc mai multe schimbatoare de caldura cu un singur mers, legate in serie, intocmai ca si schimbatoarele de caldura cu tevi coaxiale (fig.VI.12).



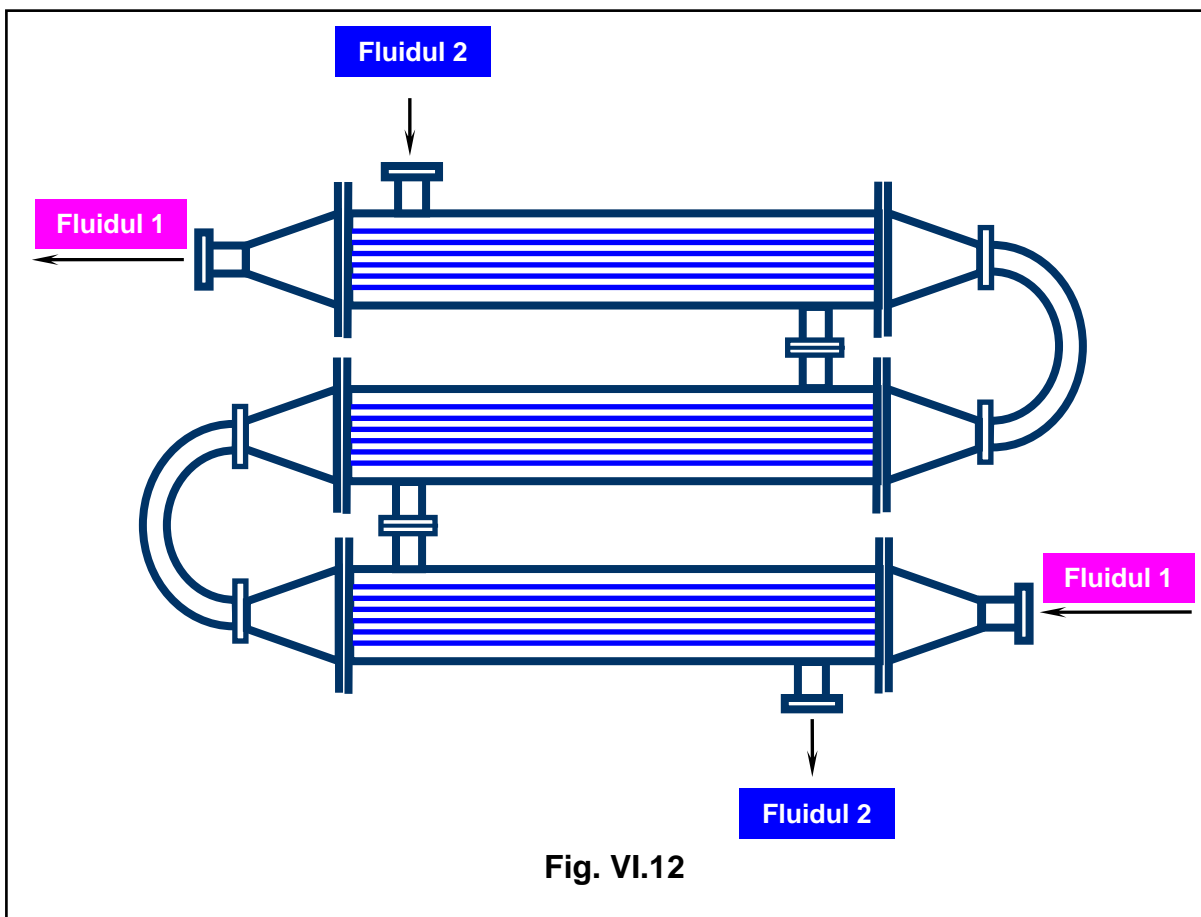


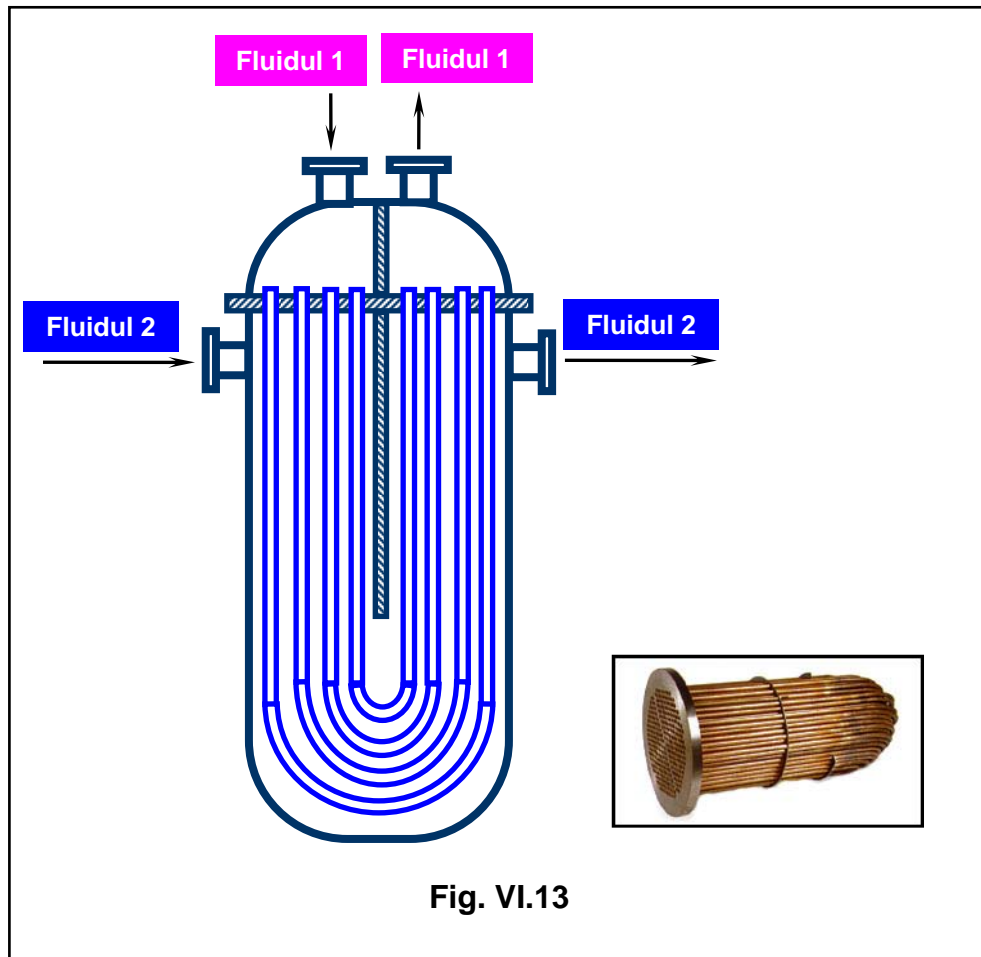
Fig. VI.12

Indicatii pentru proiectarea schimbaroarelor de caldura cu fascicol de tevi

Cunoscand fluidele care circula prin schimbator, ca regula generala, prin tevi va fi dirijat fluidul cu temperatura mai mare, cu debitul mai mic, cu presiunea mai mare si cel care are tendinta de a depune crusta pe tevi. Vaporii si gazele care au volumul mai mare vor circula prin spatiul intertubular.

VI.1.2.4. Schimbatoare de caldura cu tevi in forma de U

Aceste schimbatoare au tevile indoite in forma de U, avand capetele fixate intr-o placa tubulara. Fascicolul de tevi este inchis intr-o manta cilindrica prevazuta cu racorduri pentru intrarea si iesirea fluidului (fig.VI.13). Datorita formei tevilor aceste schimbatoare au doua mersuri in spatiul tubular. Prezinta avantajul ca au o constructie mai simpla, sunt mai usor de demontat si ca sunt (ca si celelalte schimbatoare multitubulare) foarte compacte, adica au suprafata de transfer termic raportata la unitatea de volum, mare, cuprinsa intre $20-40 \text{ m}^2/\text{m}^3$.



VI.1.2.5. Schimbatoare de caldura spirale.

Sunt construite din doua foi de tabla de forma dreptunghiulara curbate dupa o spirala, fixate intre doi pereti laterali. Se formeaza astfel doua canale spiralate cu sectiunea dreptunghiulara prin care circula cele doua fluide. Fiecare canal comunica cu exteriorul cu doua racorduri, unul central, perpendicular pe capac, celalalt periferic (fig.VI.14).

Aceste schimbatoare au o serie de avantaje, dintre care mai importante sunt:

- sunt foarte compacte avand suprafata de transfer cuprinsa intre $35-80 \text{ m}^3/\text{m}^2$;
- sectiunea de curgere constanta si schimbarile line de directie determina caderi de presiune mici;
- valoarea coeficientului global de transfer este mare, datorita schimbului de caldura particular din acest schimbator (fluidul dintr-un canal schimba caldura cu celalalt fluid prin doua suprafete).

Principalele dezavantaje ale acestui tip de schimbator deriva din dificultatea etansarii la peretii laterali, din curatirea dificila a crustelor depuse pe suprafata de transfer. In plus daca se perforeaza o tabla schimbatorul este scos din functiune.

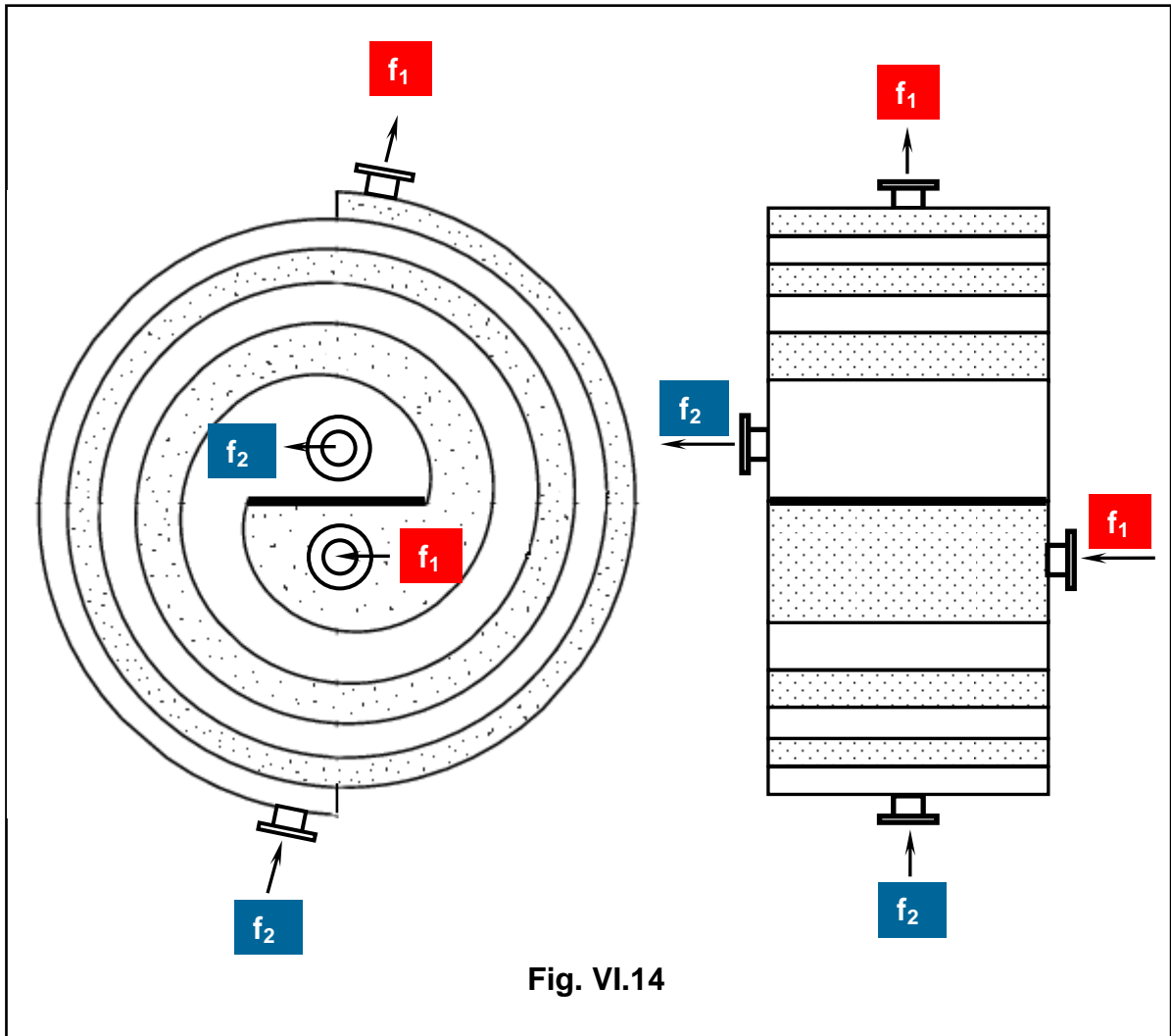


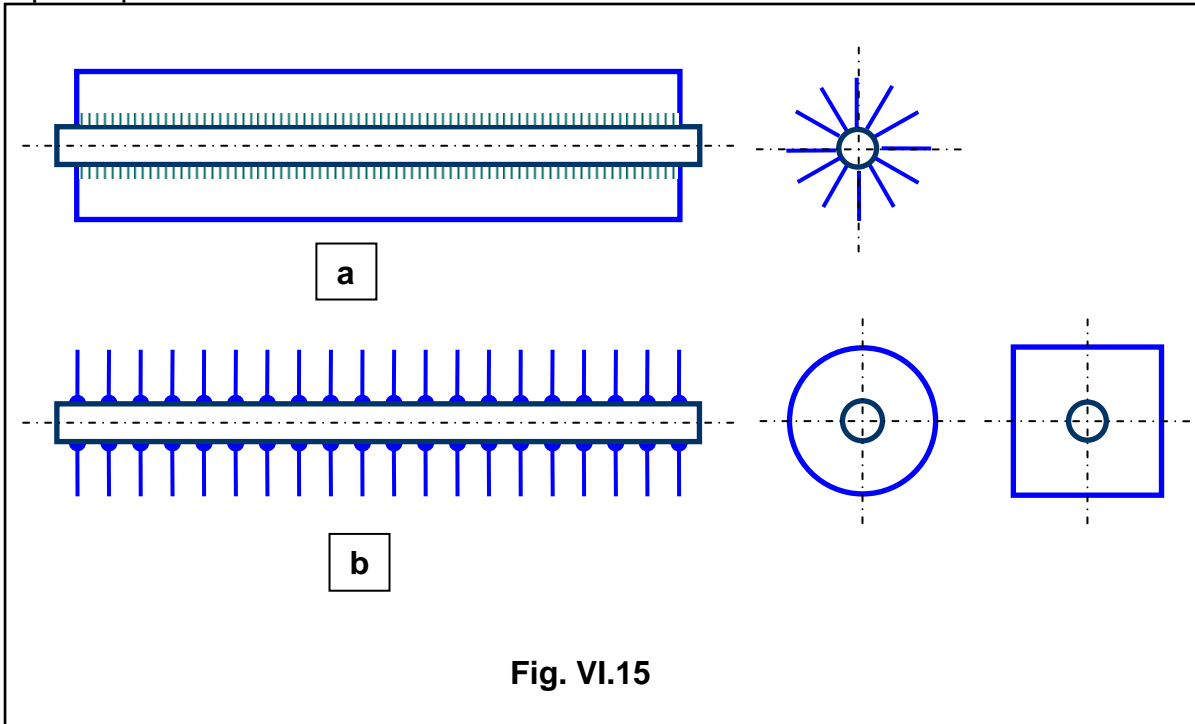
Fig. VI.14

V.1.2.6. Schimbatoare de caldura cu suprafete extinse (cu aripioare)

Atunci cand coeficientii individuali de transfer de caldura ai celor doua fluide intre care se face schimbul de caldura difera mult diferiti ca valoare, cum ar fi, de exemplu, in cazul incalzirii unor gaze cu abur, transferul de caldura poate fi imbunatatit prin marirea suprafetei de transfer de caldura de partea fluidului cu α mai mic. Acest lucru se realizeaza in cazul schimbatoarelor de caldura cu aripioare longitudinale (fig.VI.15 a) sau cu aripioare transversale (fig.VI.15 b) cu care sunt prevazute teville.

Se demonstreaza ca prezenta aripioarelor micsoreaza rezistenta la transferul de caldura de partea tevii cu suprafata extinsa. Se considera ca fluidul mai cald, cu α_1 mai

mare si cu temperatura, T_1 , circula prin interiorul tevilor, a caror suprafata interioara este, A , iar fluidul cu $\alpha_2 \ll \alpha_1$, avand temperatura, T_2 , trece printre aripioare a caror suprafata este A_2 , care este mult mai mare decat A_1 (suprafata extinsa). In ipoteza potentialului constant si a regimului stationar, fluxurile de caldura schimbate intre fluide si perete prin convecție si fluxul de caldura transferat prin peretele despartitor, prin conductivitate termica se exprima prin relatiile:



$$Q = \alpha_1 \cdot A_1 (T_1 - T_{p1}) \quad \text{(VI.14)}$$

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} \cdot A_2 (T_{p1} - T_{p2}) \quad \text{(VI.15)}$$

$$Q = \alpha_2 \cdot A_2 (T_{p2} - T_2) \quad \text{(VI.16)}$$

Exprimand potentialele individuale din relatiile (VI.14 – VI.16) se obtine:

$$T_1 - T_{p1} = \frac{Q}{A_1} \cdot \frac{1}{\alpha_1} \quad \text{(VI.17)}$$

$$T_{p1} - T_{p2} = \frac{Q}{A_2} \cdot \frac{\delta}{\lambda} \quad \text{(VI.18)}$$

$$T_{p2} - T_2 = \frac{Q}{A_2} \cdot \frac{1}{\alpha_2} \quad (\text{VI.19})$$

Adunand relatiile (VI.17 – VI.19), rezulta:

$$T_1 - T_2 = \frac{Q}{A_1} \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{A_1}{A_2} \cdot \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \quad (\text{VI.20})$$

din care:

$$Q = \frac{A_1(T_1 - T_2)}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{A_1}{A_2} \cdot \frac{\delta}{\lambda} + \frac{A_1}{A_2} \cdot \frac{1}{\alpha_2}} \quad (\text{VI.21})$$

Analizand termenii de la numitorul relatiei (VI.21), care reprezinta rezistentele termice individuale se observa ca, deoarece $A_1 \ll A_2$, atunci si $\frac{A_1}{A_2} \cdot \frac{1}{\alpha_2} \ll \frac{1}{\alpha_2}$, ceea ce inseamna ca rezistenta termica de partea fluidului cu $\alpha_2 \ll \alpha_1$, scade semnificativ in prezenta aripioarelor. De asemenea extinderea suprafetei de schimb de caldura micsoreaza si rezistenta termica a peretelui.

VI.1.2.7. Condensatoare

O serie de produse obtinute in instalatiile tehnologice rezulta sub forma de vapori, care trebuie transformati, prin condensare, in lichid in vederea depozitarii sau a utilizarii ulterioare. In unele situatii condensarea vaporilor se face in scopul utilizarii caldurii de condensare sau al crearii unei depresiuni intr-o instalatie. In functie de modul in care se realizeaza condensarea, condensatoarele se clasifica in doua grupe: **condensatoare de suprafata** si **condensatoare de amestec**.

a. Condensatoare de suprafata. In aceste aparate schimbul de caldura dintre vapori si agentul de condensare se face prin intermediul unei suprafete solide care desparte cele doua fluide. Condensatoare de suprafata pot fi: schimbatoarele de caldura cu serpentina, schimbatoarele cu fascicol de tevi, schimbatoarele de caldura spirale, s.a., descrise anterior. Ceea ce diferentiaza aceste aparate de celelalte tipuri de schimbatoare este faptul ca acestea sunt prevazute cu un racord suplimentar la spatiul prin care circula vaporii,, prin care se face evacuarea gazelor necondensabile.

b. Condensatoare de amestec. In aceste condensatoare vaporii sunt in contact direct cu agentul de condensare. Prin condensarea vaporilor volumul scade de circa 1000 de ori ceea ce determina scaderea presiunii statice in spatiul de condensare la valori

subatmosferice. Din aceasta cauza evacuarea lichidului (format din condensat si din agentul de condensare) din condensator se face fie cu o pompa fie sub actiunea presiunii hidrostatice a unei coloane de lichid cu inaltimea suficient de mare (de circa 10 m), pentru a invinge diferenta de presiune dintre exteriorul si interiorul spatiului de condensare. In majoritatea cazurilor in spatiul de condensare se acumuleaza si gaze necondensabile care pot proveni din agentul de condensare (aer dizolvat), din vapori sau din exterior prin neetanseitatea aparatului. Gazele necondensabile trebuiesc evacuate din spatiul de condensare, continuu sau periodic, deoarece prezenta lor inrautatesc transferul de caldura. In functie de modul de evacuare a gazelor necondensabile, condensatoarele de amestec se clasifica in:

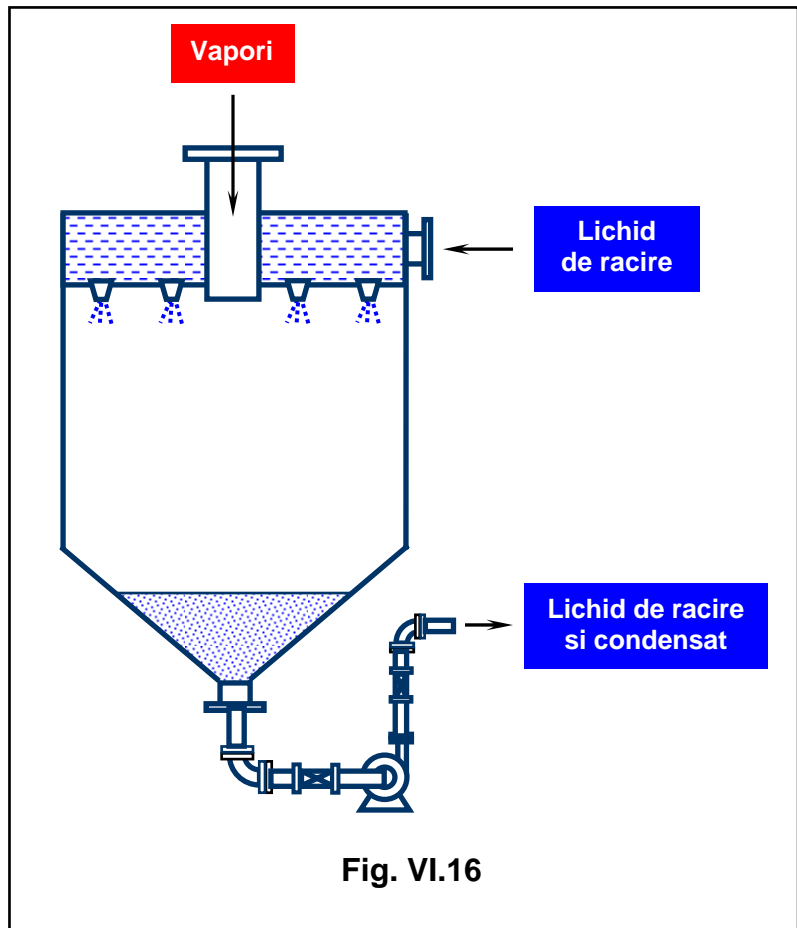
- **condensatoare de amestec uscate**, la care evacuarea gazelor necondensabile se face printr-un racord separat de cel prin care se evacueaza lichidul;
- **condensatoare de amestec umede**, la care gazele necondensabile si lichidul sunt evacuate din aparat prin acelasi racord.

Dupa modul de evacuare al lichidului, condensatoarele de amestec se clasifica in:

- **condensatoare de amestec cu nivel scazut**, la care lichidul este evacuat cu o pompa;
- **condensatoare de amestec cu nivel inalt**, la care evacuarea lichidului se realizeaza sub actiunea presiunii hidrostatice a coloanei de lichid.

In fig.VI.16 este prezentat un condensator de amestec umed cu nivel scazut in care agentul de condensare si vaporii circula in echicurent, iar lichidul, impreuna cu gazele necondensabile, este evacuat cu o pompa printr-un racord de la partea inferioara a aparatului.

Condensatorul barometric, este un condensator de amestec uscat cu nivel inalt. Acesta este format dintr-un corp cilindric terminat cu o parte conica de care se leaga la conducta de evacuare a lichidului. Pentru a mari suprafata de contact dintre vapori si



lichidul de racire corpul cilindric al condensatorului este prevazut la interior cu talere perforate care ocupa partial sectiunea libera (fig.VI.17). Lichidul se scurge din taler in taler atat prin orificiile talerelor cat si prin deversare peste taler. Evacuarea lichidului se face pe la partea inferioara sub actiunea presiunii hidrostatice a unei coloane cu inaltimea mare, in jur de 10 m, pentru a compensa diferenta dintre presiunea atmosferica si presiunea din spatiul de condensare. Tubul de evacuare se numeste **tub barometric** sau **picior barometric**.

Gazele necondensabile sunt evacuate printr-un racord de la partea superioara a corpului condensatorului, cu ajutorul unei pompe de vid. Deoarece odata cu gazele necondensabile este posibil sa fie antrenat si lichid, intre pompa de vid si condensator se interpune un separator de picaturi.

Notand cu M_v , debitul masic de vapori, din bilantul termic se poate calcula debitul de agent de condensare, W .

$$M_v \cdot i_v + W \cdot c_{pw} \cdot T_i = (M_v + W) \cdot c_{pam} T_f$$

(VI.22)

in care, i_v , este entalpia vaporilor la presiunea P_c , din condensator, c_{pw} , este caldura specifica a agentului de condensare, c_{pam} , este caldura specifica a amestecului de lichid format din condensat si agentul de condensare iar T_i si T_f reprezinta temperatura initiala a agentului de condensare, respectiv temperatura finala a amestecului lichid.

Inaltimea tubului barometric, h , se calculeaza din ecuatiile lui Bernoulli:

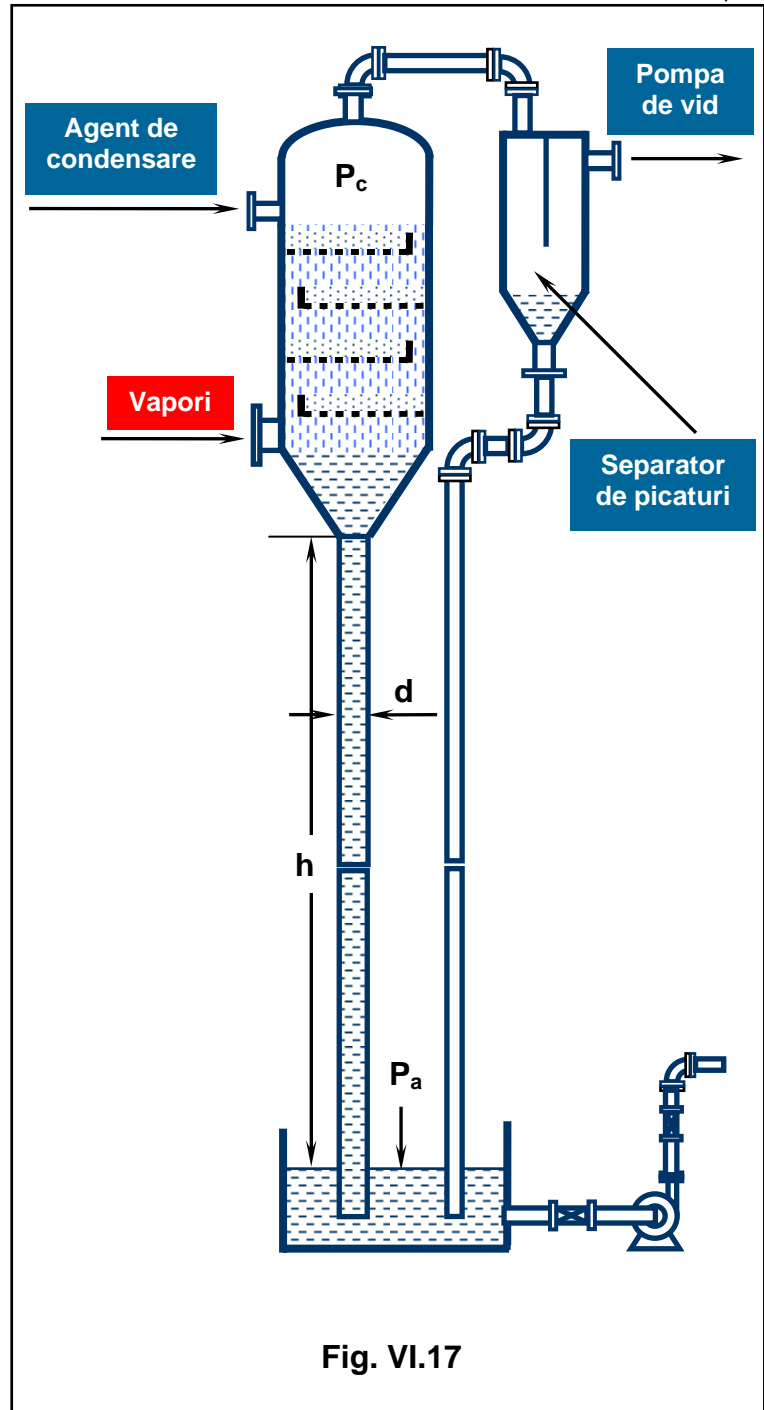


Fig. VI.17

$$h = \frac{P_a - P_c}{\rho_{am} \cdot g} + \left(1 + \lambda \cdot \frac{h}{d} + \sum \xi_i \right) \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (\text{VI.23})$$

De obicei la valoarea inaltimii calculata din relatia (VI.23) se adauga o rezerva de 0,5 m, pentru a compensa eventualele fluctuatii ale presiunii atmosferice si deci :

$$h = \frac{P_a - P_c}{\rho_{am} \cdot g} + \left(1 + \lambda \cdot \frac{h}{d} + \sum \xi_i \right) \cdot \frac{v^2}{2g} + 0,5 \quad [\text{m}] \quad (\text{VI.24})$$