

Cristian Constantin Iosifescu

**CALCULUL ȘI
CONSTRUCȚIA
SCHIMBĂTOARELOR
DE CĂLDURĂ
FRIGORIFICE**

Galați University Press
2018

Copyright © 2018 Galati University Press

Toate drepturile rezervate. Nicio parte a acestei publicații nu poate fi reprodusă în nicio formă fără acordul scris al editurii.

Colecția Științe Inginerești

Galati University Press – Cod CNCS 281
Editura Universității „Dunărea de Jos” din Galați
Str. Domnească, nr. 47, 800008 – Galați, ROMANIA
Tel. 0336 13 01 39; Fax: 00 40 236 46 13 53
gup@ugal.ro

Referenți științifici:

Conf. univ. dr. ing. Krisztina UZUNEANU
Ș. L. dr. ing. Gelu COMAN

Lector

Luiza ȘERBĂNESCU

ISBN 978-606-696-132-5

Editura Universității „Dunărea de Jos” din Galați.

Cuvânt înainte

Volumul prezintă individual și în detaliu metodologia completă de calcul termic (temperaturi, regimuri de curgere, coeficienți de convecție, influența nervurilor, densități de flux termic, suprafețe), constructiv (dimensiuni) și fluido-dinamic (pierderi de presiune) pentru principalele tipuri de schimbătoare de căldură din instalațiile frigorifice cu comprimare mecanică de vapori și absorbție: condensatoare, vaporizatoare, răcitoare de aer, schimbătoare interne etc.

Lucrarea e însoțită de anexe cu proprietățile termo-fizice ale principalelor fluide de lucru din instalațiile frigorifice și poate fi folosită direct pentru calculul acestor aparate, conținând toate relațiile necesare, indiferent de tipul constructiv al fiecărui aparat.

Cartea completează cursul „Instalații frigorifice și pompe de căldură II”, care se predă studenților de la specializarea „Sisteme și echipamente termice” a Facultății de Inginerie a Universității „Dunărea de Jos” din Galați.

Galați, 2018

Autorul

Cuprins

Bibliografie.....	vi
Lista notațiilor, simbolurilor și indicilor	vi
1. CALCULUL DE PROIECTARE AL UNUI SUBRĂCITOR	1
1.1 CALCULUL TERMIC	1
1.2 CALCULUL CONSTRUCTIV	4
1.3 CALCULUL FLUIDODINAMIC	4
1.4 CALCULUL DE REZISTENȚĂ	6
2. CALCULUL DE VERIFICARE AL UNUI SUBRĂCITOR	7
2.1 CALCULUL TERMIC	7
3. PROIECTAREA UNUI CONDENSATOR MULTITUBULAR ORIZONTAL	11
3.1 CALCULUL TERMIC	11
3.2 CALCULUL CONSTRUCTIV	14
3.3 CALCULUL FLUIDODINAMIC	15
4. PROIECTAREA UNUI CONDENSATOR MULTITUBULAR VERTICAL	17
4.1 CALCULUL TERMIC	17
4.2 CALCULUL CONSTRUCTIV	21
5. PROIECTAREA UNUI CONDENSATOR RĂCIT CU AER DE PUTERE MICĂ	23
5.1 CALCULUL TERMIC	23
5.2 CALCULUL CONSTRUCTIV	28
5.3 CALCULUL FLUIDODINAMIC	30
6. PROIECTAREA UNUI CONDENSATOR ATMOSFERIC	31
6.1 CALCULUL TERMIC	31
7. PROIECTAREA UNUI CONDENSATOR CU EVAPORARE FORȚATĂ	39
7.1 CALCULUL TERMIC	39
7.2 CALCULUL CONSTRUCTIV	49
7.3 CALCULUL FLUIDODINAMIC	51
8. PROIECTAREA UNUI VAPORIZATOR MULTITUBULAR ORIZONTAL CU FIERBEREA AGENTULUI ÎN VOLUM MARE	52
8.1 CALCULUL TERMIC	52
8.2 CALCULUL CONSTRUCTIV	59
8.3 CALCULUL FLUIDODINAMIC	61
8.4 CALCULUL DE REZISTENȚĂ	62
9. PROIECTAREA UNUI VAPORIZATOR MULTITUBULAR ORIZONTAL CU FIERBEREA AGENTULUI ÎN ȚEVI	63
9.1 CALCULUL TERMIC	63
9.2 CALCULUL CONSTRUCTIV	68
9.3 CALCULUL FLUIDODINAMIC	70
10. PROIECTAREA UNUI RĂCITOR DE AER CU VAPORIZARE DIRECTĂ	71
10.1 CALCULUL TERMIC	71
10.2 CALCULUL CONSTRUCTIV	79
10.3 CALCULUL FLUIDODINAMIC	81
11. PROIECTAREA UNUI RĂCITOR DE AER CU AGENT INTERMEDIAR	82
11.1 CALCULUL TERMIC	82
11.2 CALCULUL CONSTRUCTIV	90
11.3 CALCULUL FLUIDODINAMIC	92
12. PROIECTAREA UNUI CONDENSATOR - VAPORIZATOR	94
12.1 CALCULUL TERMIC	94
12.2 CALCULUL CONSTRUCTIV	99
12.3 CALCULUL FLUIDODINAMIC	100
12.4 CALCULUL DE REZISTENȚĂ	100
13. PROIECTAREA UNEI BUTELII DE RĂCIRE INTERMEDIARĂ CU SERPENTINĂ ÎN MANTA	101

13.1	CALCULUL TERMIC	101
13.2	CALCULUL CONSTRUCTIV	105
13.3	CALCULUL FLUIDODINAMIC	106
14.	PROIECTAREA UNUI SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ REGENERATIV CU SERPENTINĂ ÎN MANTA	108
14.1	CALCULUL TERMIC	108
14.2	CALCULUL CONSTRUCTIV	112
14.3	CALCULUL FLUIDODINAMIC	113
14.4	CALCULUL DE REZISTENȚĂ	113
15.	ESTIMAREA UNUI SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ CU PLĂCI.....	114
15.1	CALCULUL TERMIC	114
15.2	CALCULUL CONSTRUCTIV	119
15.3	CALCULUL FLUIDODINAMIC	119
16.	CALCULUL LUNGIMII UNUI TUB CAPILAR	120
16.1	CALCULUL TERMIC	120
17.	PROIECTAREA UNUI GENERATOR DE VAPORI	122
17.1	CALCULUL TERMIC	122
17.2	CALCULUL CONSTRUCTIV	125
18.	PROIECTAREA UNUI ABSORBER	129
18.1	CALCULUL TERMIC	129
18.2	CALCULUL CONSTRUCTIV	133
18.3	CALCULUL FLUIDODINAMIC	134
19.	PROIECTAREA UNUI ECONOMIZOR (SCHIMBĂTOR SOLUȚIE-SOLUȚIE)	136
19.1	CALCULUL TERMIC	136
19.2	CALCULUL CONSTRUCTIV	139
19.3	CALCULUL FLUIDODINAMIC	139
20.	ANEXE	142
20.1	Relații de conversie între diferite unități de măsură.....	142
20.2	Diagrama Mollier pentru aer umed.....	144
20.3	Tabele de proprietăți termofizice pentru agenți frigorifici	145

Bibliografie

- [1] Arora C. P. - *Refrigeration and Air Conditioning (SI Units)*, Tata McGraw-Hill Publ. Comp. Ltd., New Delhi, 1987
- [2] Carabogdan I. Gh., Badea A., s.a. - *Instalații termice industriale*, vol. I, Ed. Tehnică, București
- [3] Cerepnalkovski I. - *Modern Refrigerating Machines*. Elsevier Publ, 1991.
- [4] Chiriac F. - *Instalații frigorifice*, Ed. Tehnică București, 1972.
- [5] Danilova G. N., Bogdanov S. N., Ivanov O. P. s.a - *Aparate schimbătoare de căldură ale instalațiilor frigorifice*, Ed. Mașinostroenie, Leningrad, 1986.
- [6] Hera D. - *Instalații frigorifice - Vol III: Echipamente frigorifice*, Ed Matrixrom București
- [7] Hesselgreaves J. E. et al. - *Compact Heat Exchangers - Selection, Design and Operation*, 2nd ed, Butterworth Heinemann, 2017
- [8] Koskin N. N. - *Calculule termice și constructive pentru mașini frigorifice*, Leningrad, 1976.
- [9] Nitsche M., Gbadamosi R. O. - *Heat Exchanger Design Guide*, Butterworth Heinemann, 2016
- [10] Radcenco Vs., Grigoriu M., Duicu T., Dobrovicescu Al. - *Instalații frigorifice și criogenice - probleme și aplicații pentru ingineri*, Ed. Tehnică, București, 1987.
- [11] Saunders E. A. D. - *Heat exchangers: selection, design & construction*, Longman Scientific & Technical, 1988.
- [12] Shah R. K., Sekulic D. P. - *Fundamentals of Heat Exchanger Design - 1st Ed*, Wiley, 2003
- [13] Smith E. M. - *Advances in Thermal Design of Heat Exchangers*, Wiley, 2005
- [14] Stamatescu C., ș.a. - *Tehnica frigului - vol. II*, Ed. Tehnică, București, 1979
- [15] Ștefănescu D., Marinescu M., Dănescu Al. - *Transferul de căldură în tehnică - Culegere de probleme pentru ingineri vol. I - II*, Ed. Tehnică, București, 1982.

Lista notațiilor, simbolurilor și indicilor

A	secțiune de curgere, m ²
B	lățime, m
C	capacitate termică, W/K
c	coeficient, -
D, d	diametru, m
E	eficiența termică a nervurilor, -
f	1.distanța dintre șicane, m; 2.factor de circulație, kg sol. bogată/kg vapori
g	acelerația gravitațională, m/s ²
G	viteză masică, kg/m ² -s
Ga	criteriul adimensional Galilei
h	1.entalpie, J/kg; 2.înălțime, m
H	înălțime, m
k	1.coeficient global de transfer de căldură, W/m ² -K; 2.Raportul înălțime/lățime al aparatului
L	lungime, m
m	1.număr de țevi dintr-un plan perpendicular pe curentul de aer; 2.parametru al nervurii, m ⁻¹
• m	debit masic, kg/s]
Nu	criteriul adimensional Nusselt
n _z	număr de țevi de trecere
p	presiune, bar
Pr	criteriul adimensional Prandl
q	densitate de flux termic, W/m ²
R	rezistența termică, m ² K/W
Re	criteriul adimensional Reynolds
s	1.pas de așezare a țevilor; 2.entropie, kJ/kg-K
S	suprafața, m ²
t	temperatura, °C
u	pas nervură, m
v	volum specific, m ³ /kg
• V	debit volumic, m ³ /s]
w	viteza, m/s

- x 1.conținut de umiditate, kg/kg de aer uscat; 2.titlu de vapori, -; 3.grad de ocupare a plăcii tubulare
- z 1.număr de rânduri de țevi de-a lungul curentului de aer; 2.număr de treceri sau de secții.

Lista simbolurilor grecești

- α coeficient de convecție, W/m²·K
- β 1.coeficient de mărire a suprafeței; 2.coeficient de nervurare, -
- φ umiditate relativă, %
- δ grosime, m
- Δ diferență
- ε raport de termo-umiditate al procesului de răcire, kJ/kg vap
- Φ sarcina termică, W
- Γ densitate de stropire, kg/m-s
- η viscozitate dinamică, Pa s
- λ conductivitate termică, W/m K
- ν viscozitate cinematică, m²/s
- ρ densitate, kg/m³
- Σ sumă
- σ coeficient de evaporare, kg/m²-s
- ξ 1.coeficient de precipitare, -; 2.concentrație, %
- ω unghi, °
- Ψ coeficient ce ține seama de neuniformitatea schimbului de căldură pe înălțimea nervurii, -

Lista indicilor

- 0 vaporizare
- 1 1.fluid cald; 2.valoare raportată la un metru liniar de țeavă
- 2 fluid rece
- a aer
- ag agent
- c cald
- e ieșire
- ech echivalent
- f 1.frecare; 2.fluid (lichid)
- g 1.accelerația gravitațională, kg/m-s; 2.gaz (vapori)
- i intrare
- k condensare
- l local
- m mediu
- max maxim
- min minim
- n nervură
- o orizontal
- p piatră sau perete
- r rece
- R agenți halogenați
- t țeavă
- tot total
- tr transversal
- v vertical
- w apă
- z zăpadă sau rețea
- m medie

1. CALCULUL DE PROIECTARE AL UNUI SUBRĂCITOR

a. Debitul masic de agent frigorific	\dot{m}_1 kg/s
b. Agent frigorific
c. Agent de răcire
d. Temperatura de condensare a agentului frigorific	t_k °C
e. Temperatura de intrare a agentului de răcire	t_{2i} °C
f. Subrăcirea agentului frigorific	Δt_1 °C
g. Încălzirea agentului de răcire	Δt_2 °C
h. Material țevă interioară
i. Material țevă exterioară
j. Grosimea peliculei de ulei de pe țeava interioară	δ_u m
k. Grosimea stratului de piatră din țeava interioară	δ_p m
l. Viteza agentului frigorific (0,7...1,2 m/s)	w'_1 m/s
m. Viteza agentului de răcire (0,8...1,5 m/s)	w'_2 m/s
n. Lungimea adoptată a aparatului	L' m

1.1 CALCULUL TERMIC

1.1.1 ECUAȚIILE DE BILANȚ TERMIC ȘI TRANSFER DE CĂLDURĂ

Deoarece regimul de temperaturi la care funcționează aparatul este apropiat de cel al mediului înconjurător, ecuațiile se vor scrie neluând în considerare schimbul de căldură cu exteriorul:

$$\Phi_{Sr} = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \Delta t_1 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \Delta t_2 = k \cdot S \cdot \Delta t_m \quad (1.1)$$

1.1.2 STABILIREA REGIMULUI DE TEMPERATURI

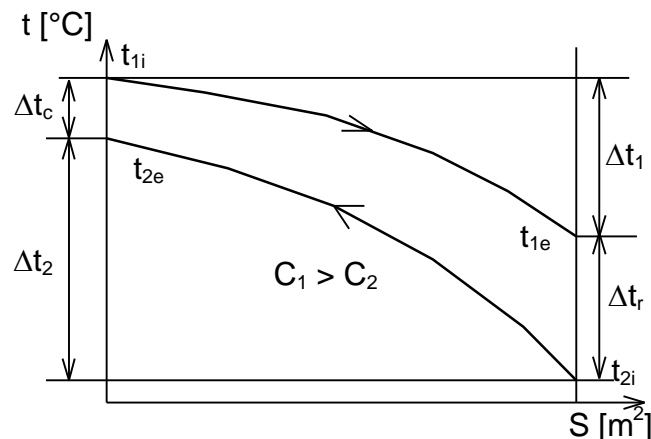


Figura 1.1 Diagrama variației temperaturilor fluidelor în lungul suprafeței de transfer de căldură

Temperatura de intrare în aparat a agentului frigorific este cel mult egală cu temperatura de condensare: $t_{1i} \leq t_k$. Se consideră că circulația agenților se face în contracurent.

Temperaturile de ieșire sunt:

$$t_{1e} = t_{1i} - \Delta t_1 ; t_{2e} = t_{2i} + \Delta t_2 ; \quad (1.2)$$

Se calculează diferențele de temperatură la cele două capete ale aparatului (Δt_c , Δt_r).

$$\Delta t_{\min} = \min (\Delta t_c , \Delta t_r) \quad (1.3)$$

$$\Delta t_{\max} = \max (\Delta t_c , \Delta t_r) \quad (1.4)$$

Se verifică ca diferența minimă de temperatură (Δt_{\min}) să fie mai mare decât valoarea minimă admisibilă.

$$\Delta t_{\min} = 2 \dots 3 \text{ } ^\circ\text{C pentru NH}_3 , \Delta t_{\min} = 3 \dots 4 \text{ } ^\circ\text{C pentru agenți halogenați}$$

Diferența medie logaritmică de temperatură este:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} \quad (1.5)$$

Pentru $\Delta t_1 < \Delta t_2$ temperaturile medii ale fluidelor sunt:

$$t_1 = \frac{t_{1i} + t_{1e}}{2} ; t_2 = t_1 - \Delta t_m \quad (1.6)$$

1.1.3 STABILIREA PROPRIETĂȚILOR TERMOFIZICE ALE FLUIDELOR

Proprietățile termofizice ale fluidelor se extrag din tabele sau diagrame pentru valori întregi ale temperaturilor care „încadrează” temperatura medie a acestora și se înscriu în coloanele 2, 4, 5 și 7 ale unui tabel de forma celui de mai jos; valorile corespunzătoare temperaturilor medii se calculează prin interpolare liniară și se înscriu în coloanele 3 și 6.

Tabelul 1.1 Proprietățile termofizice ale fluidelor

Propriet.	U.M.	Fluid cald:			Fluid rece:		
		2	3	4	5	6	7
t	°C						
ρ	kg/m ³						
c_p	J/kg·K						
λ	W/m·K						
η	Pa·s						
ν	m ² /s						
Pr	-						
Δh_{fg}	J/kg						

1.1.4 DETERMINAREA REGIMURILOR DE CURGERE

Fluidul cald (agentul frigorific): prin spațiul inelar dintre țevi

$$d_{ech\ 1} = d_{ie} - d_{ei} \quad (1.7)$$

Fluidul rece (agentul de răcire): prin țeava interioară

$$d_{ech\ 2} = d_{ii} \quad (1.8)$$

Calculul sarcinii termice și a debitului de agent de răcire:

$$\Delta h_1 = h_{1i} - h_{1e} \text{ [kJ/kg]} \quad (1.9)$$

$$\Phi_{SR} = \dot{m}_1 \cdot \Delta h_1 \text{ [kW]} \quad (1.10)$$

$$\dot{m}_2 = \frac{\Phi_{SR}}{c_{p2} \cdot \Delta t_2} \text{ [kg/s]} \quad (1.11)$$

Se adoptă o viteză de curgere a agentului de răcire: $w_2' = 0,8...1,5$ m/s.

Diametrul preliminar al țevii interioare [m] se deduce din ecuația de continuitate scrisă pentru agentul de răcire:

$$\dot{m}_2 = \rho_2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{ii}^2}{4} \cdot w_2' \Rightarrow d_{ii} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_2}{\pi \cdot \rho_2 \cdot w_2'}} \quad (1.12)$$

În cazul în care din calcul se obțin valori $d_{ii} > (30...32)$ mm (pentru NH₃) sau $d_{ii} > 25$ mm (pentru agenți halogenați), se alege pentru aparat fie varianta constructivă cu mai multe secții în paralel ($z \leq 6$), fie varianta constructivă cu elemente ($z > 6$), cazuri pentru care debitele trebuie modificate în mod corespunzător. În continuare calculul se va face pentru o secție.

Se alege țeava interioară conform STAS. Grosimea peretelui țevii interioare este în mod obișnuit $\delta_{ii} = 3$ mm $\Rightarrow d_{ii}$; viteza reală de curgere a agentului de răcire [m/s]:

$$w_2 = \frac{4 \cdot \dot{m}_2}{\pi \cdot \rho_2 \cdot d_{ii}^2} \quad (1.13)$$

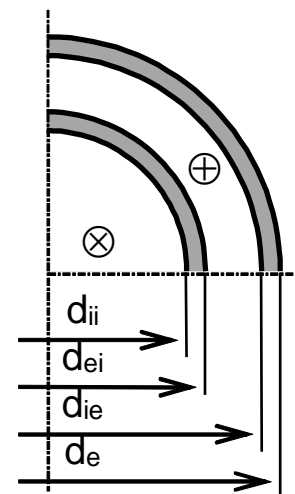


Figura 1.2 Schema dispunerii țevelor

Se adoptă o viteză de curgere a agentului frigorific: $w_1' = 0,7 \dots 1,2$ m/s.

Diametrul preliminar al țevii exterioare [m] se deduce din ecuația de continuitate scrisă pentru agentul frigorific:

$$\dot{m}_1 = \rho_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_{ie}^2 - d_{ei}^2) \cdot w_1' \Rightarrow d_{ie} = \sqrt{d_{ei}^2 + \frac{4 \cdot \dot{m}_1}{\pi \cdot \rho_1 \cdot w_1'}} \quad (1.14)$$

Se alege țeava exterioară conform STAS. Grosimea peretelui țevii exterioare este în mod obișnuit $\delta_{ie} = 3 \dots 3,5$ mm $\Rightarrow d_{ie}$. Viteza reală de curgere a agentului de frigorific [m/s]:

$$w_1 = \frac{4 \cdot \dot{m}_1}{\pi \cdot \rho_1 \cdot (d_{ie}^2 - d_{ei}^2)} \quad (1.15)$$

Calculul criteriilor Reynolds:

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_{ech1}}{\nu_1} ; Re_2 = \frac{w_2 \cdot d_{ech2}}{\nu_2} \quad (1.16)$$

Se recomandă ca, pentru ambii agenți, curgerea să aibă loc în regim turbulent ($Re > 10^4$).

1.1.5 CALCULUL COEFICIENȚILOR DE CONVECȚIE

1.1.5.1 Calculul coeficientului de convecție de partea agentului frigorific

Pentru curgere tranzitorie sau turbulentă prin secțiune inelară relația criterială folosită este:

$$Nu_1 = 0,017 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,4} \cdot (Pr_1/Pr_{p1})^{0,25} \cdot (d_{ie}/d_{ei})^{0,18} \cdot \varepsilon_i \cdot \varepsilon_{tr} \quad (1.17)$$

unde: $Pr_{p1} = Pr_1(t_p)$

$$t_{p1} \approx t_{p2} \approx t_p = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

$$\alpha_1 = Nu_1 \cdot \frac{\lambda_1}{d_{ech1}} = \alpha_e \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K]} \quad (1.18)$$

1.1.5.2 Calculul coeficientului de convecție de partea agentului de răcire

Pentru curgere tranzitorie sau turbulentă prin secțiune circulară relația criterială folosită este:

$$Nu_2 = 0,021 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot (Pr_2/Pr_{p2})^{0,25} \cdot \varepsilon_i \cdot \varepsilon_{tr} \quad (1.19)$$

unde: $Pr_{p2} = Pr_2(t_p)$

$\varepsilon_i = f(Re, l/d_i)$; Pentru $(l/d_i) > 50$: $\varepsilon_i = 1$

ε_{tr} - coeficient ce ține seama de regimul de curgere ;

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \frac{\lambda_2}{d_{ech2}} = \alpha_i \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K]} \quad (1.20)$$

1.1.5.3 Calculul coeficientului global de transfer de căldură

Deoarece grosimile pereților țevilor sunt relativ mici în raport cu razele acestora, pentru calculul coeficientului global de transfer de căldură k [W/(m²·K)] se va folosi relația de la peretele plan, corectată cu mărimile suprafețelor de schimb de căldură corespunzătoare:

$$k_{Se} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_i} + R_i\right) \cdot \frac{d_{ei}}{d_{ii}} + \frac{\delta_{ii}}{\lambda_{ii}} \cdot \frac{2 \cdot d_{ei}}{d_{ii} + d_{ei}} + \left(\frac{1}{\alpha_e} + R_e\right)} \quad (1.21)$$

Se pot considera următoarele depuneri:

- ulei: $\delta_u = (0 \dots 0,05)$ mm $\lambda_u = 0,12$ W/m·K
 - piatră: $\delta_p = (0 \dots 2)$ mm $\lambda_p = 1,5$ W/m·K

Rezistențele termice ale depunerilor [m²·K/W] sunt:

$$R_e = \frac{\delta_u}{\lambda_u} ; R_i = \frac{\delta_p}{\lambda_p} \quad (1.22)$$

Pentru agenți halogenați se recomandă: $R_e = (0,1 \dots 0,3) \cdot 10^{-3}$ m²·K/W

Pentru a observa influența depunerilor asupra transferului de căldură, coeficientul global de schimb de căldură și apoi suprafața aparatului se vor calcula atât pentru o suprafață "curată" (fără depuneri) cât și pentru o suprafață cu depuneri.

1.1.6 CALCULUL SUPRAFEȚEI DE TRANSFER DE CĂLDURĂ

$$S'_e = \frac{\Phi_{SR}}{k_{Se} \cdot \Delta t_m} \text{ [m}^2\text{]} \quad (1.23)$$

Deoarece la capetele aparatului există zone în care nu se realizează transferul de căldură, cât și pentru asigurarea unui grad de acoperire, suprafața obținută din calcul se majorează cu 10 %:

$$S_e = 1,1 \cdot S'_e \text{ [m}^2\text{]} \quad (1.24)$$

1.2 CALCULUL CONSTRUCTIV

1.2.1 SCHEMA APARATULUI

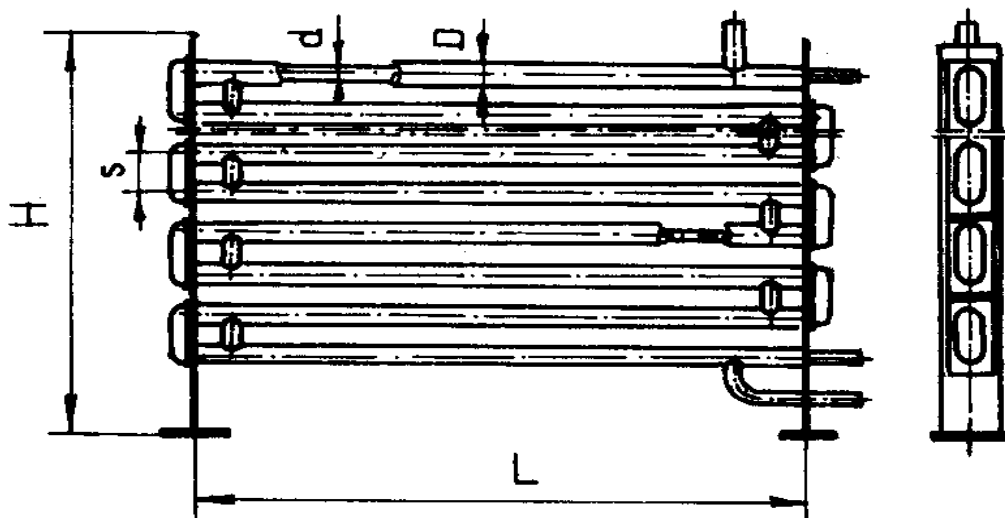


Figura 1.3 Schema constructivă a unui subrăcitor cu o secție

Lungimea totală de țevă [m]:

$$S_e = \pi \cdot d_{ei} \cdot L_t \Rightarrow L_t = \frac{S_e}{\pi \cdot d_{ei}} \quad (1.25)$$

Numărul de țevi ale aparatului:

$$n' = L_t / L' \quad (1.26)$$

Se alege n întreg $\Rightarrow L = L_t / n$.

Se recomandă:

- distanța minimă dintre două țevi: $a = 0,04 \dots 0,08 \text{ m}$
- distanța minimă dintre țeava inferioară și sol: $b = 0,25 \dots 0,35 \text{ m}$
- distanța minimă la partea superioară: $c = 0,10 \dots 0,15 \text{ m}$

Înălțimea fascicolului de țevi [m]:

$$H_1 = (n - 1) \cdot (a + d_{ee}) + d_{ee} \quad (1.27)$$

Înălțimea totală a aparatului [m]:

$$H = H_1 + b + c \quad (1.28)$$

Pentru realizarea unei forme tehnologice a aparatului se recomandă:

$$L/H_1 = 1,5 \dots 4 \quad (1.29)$$

1.3 CALCULUL FLUIDODINAMIC

Pierderile totale de presiune Δp_{tot} [N/m²] reprezintă suma dintre pierderile de presiune prin frecare și cele locale:

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_f + \Delta p_l \quad (1.30)$$

1.3.1 CALCULUL PIERDERILOR DE PRESIUNE PRIN FRECARĂ

$$\Delta p_f = \lambda \cdot \frac{\rho \cdot W^2}{2} \cdot \frac{l_{tot}}{d_{ech}} \cdot \epsilon_s \quad (1.31)$$

unde:

l_{tot} - lungimea totală de conductă de diametru d_{ech} ;

$\lambda = f(Re, K/d)$ - coeficient de pierderi liniare de sarcină prin frecare;

K - rugozitate absolută;

- ◆ pentru țevi în exploatare fără murdărie și coroziune: $K = 0,2 \dots 0,3$ mm
- ◆ pentru țevi murdare și puternic corodate: $K = 0,5 \dots 0,8$ mm

ε_s - coeficient ce ține cont de influența spirelor serpentinei ($\varepsilon_s = 1$ pentru țevi drepte) și care depinde de numărul de spire (n) și de raportul R_s/d_i astfel:

Tabelul 1.2 Influența spirelor serpentinei

R_s/d_i	250	20	10	8	6	5	4	3
ε_s	1,00	1,10	1,25	1,35	1,50	1,60	1,70	1,90

Din punctul de vedere al caracterului curgerii și al valorii rugozității suprafeței, se pot distinge următoarele regimuri de curgere:

◇ laminar: $Re < 2320$; ◇ tranzitoriu: $Re \approx 2320$; ◇ turbulent: $Re > 2320$;

Caracterul turbulent neted sau rugos se determină cu ajutorul grosimii stratului limită δ_l [m]:

$$\delta_l = 30 \cdot \frac{d}{Re \sqrt{\lambda}} \quad (1.32)$$

Curgerea poate avea loc în regim turbulent:

- ◆ neted, dacă $\delta_l > K$

◇ dacă $Re > 10^5$ - formula lui Kanakov:

$$\lambda = (1,81 \cdot \lg Re - 1,5)^2 \quad (1.33)$$

◇ dacă $Re < 10^5$ - formula lui Blazius:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (1.34)$$

- ◆ semirugos, dacă $\delta_l < K$ - formula lui Colebrook - White:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \lg \left(\frac{K}{3,7 \cdot d} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} \right) \quad (1.35)$$

- ◆ rugos, dacă $\delta_l < K$ - formula lui Nikuradze:

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,74 + 2 \cdot \lg \frac{d}{2 \cdot K} \right)^2} \quad (1.36)$$

Delimitarea zonei cu regim turbulent semirugos de cea cu regim turbulent rugos se face prin hiperbola lui Karman a cărei ecuație este:

$$Re \cdot \frac{K}{d} \sqrt{\lambda} = 260 \quad (1.37)$$

Pentru determinarea tipului curgerii, calculul se va face prin încercări, iterativ.

1.3.2 CALCULUL PIERDERILOR DE PRESIUNE LOCALE

$$\Delta p_l = \sum_i \xi_i \frac{\rho \cdot w_i^2}{2} \quad (1.38)$$

unde:

ξ = "coeficient de rezistență locală" ce depinde de natura rezistenței hidrodinamice:

Tabelul 1.3 Coeficienți de rezistență locală

Tipul rezistenței hidrodinamice locale	ξ
Colector de intrare sau ieșire (șoc + întoarcere de 90°)	1,5
Colector de intrare sau ieșire (șoc fără întoarcere)	1,0
Cot de 90° în spațiul dintre țevi	1,0
Cot de 180° între treceri sau secțiuni	2,5
Cot în țevile în formă de U	0,5

Tipul rezistenței hidrodinamice locale	ξ
Deplasarea transversală în spațiul dintre țevi (m - numărul de țevi dintr-un rând)	$3m/Re^{0,2}$
Ieșirea din spațiul dintre țevi sub un unghi de 90°	1,0
Întoarcerea (de 180°) pe lângă un perete despărțitor, în spațiul dintre țevi	1,5
Întoarcerea (de 180°) printr-un cot, în aparatele secționale	2,0
Întoarcerea cu 180°, prin șicană în spațiul dintre țevi	1,5
Intrare în spațiul dintre țevi	1,5
Intrare în spațiul din interiorul țevilor și ieșire din acesta	1
Robinet de trecere	0,6-2,0
Serpentine rotunde (n - numărul de spire)	n/2
Trecerea pe lângă pereții despărțitori care susțin țevile	0,5
Vană obișnuită	0,5-1,0
Ventil de trecere cu d = 50 mm, complet deschis	4,5
Idem, cu d = 400 mm	7,6
Ventil Koswa	1,0

Pierderi de presiune locale de partea agentului frigorific [N/m²]:

$$\Delta p_{l1} = 2 \cdot n \cdot \xi_2 \cdot \frac{\rho_1 \cdot W_1^2}{2} \quad (1.39)$$

Pierderi de presiune locale de partea apei [N/m²]:

$$\Delta p_{l2} = 2 \cdot (n - 1) \cdot \xi_2 \cdot \frac{\rho_2 \cdot W_2^2}{2} \quad (1.40)$$

Calculul pierderilor totale de presiune [N/m²]:

$$\Delta p_{tot 1} = \Delta p_{r1} + \Delta p_{l1} \quad (1.41)$$

$$\Delta p_{tot 2} = \Delta p_{r2} + \Delta p_{l2} \quad (1.42)$$

1.4 CALCULUL DE REZISTENȚĂ

Prin calculul de rezistență se are în vedere determinarea eforturilor și săgeților pentru cele două țevi astfel încât să nu fie perturbată curgerea fluidului din spațiul inelar.

2. CALCULUL DE VERIFICARE AL UNUI SUBRĂCITOR

a. Tipul aparatului
b. Agent frigorific
c. Agent de răcire
d. Debitul masic de agent frigorific	\dot{m}_1 kg/s
e. Debitul masic de agent de răcire	\dot{m}_2 kg/s
f. Temperatura de intrare în aparat a agentului frigorific	t_{1i} °C
g. Temperatura de intrare a agentului de răcire	t_{2i} °C
h. Material țevă interioară
i. Diametru exterior țevă interioară	d_{ei} m
j. Grosime țevă interioară	δ_{ti} m
k. Diametru exterior țevă exterioară	d_{ee} m
l. Grosime țevă exterioară	δ_{te} m
m. Lungimea aparatului	L m
n. Numărul de secții în paralel	n_s buc
o. Numărul total de țevi ale unei secții	n buc
p. Grosimea peliculei de ulei de pe țeava interioară	δ_u m
q. Grosimea stratului de piatră din țeava interioară	δ_p m

2.1 CALCULUL TERMIC

2.1.1 CALCULUL SUPRAFETEI DE TRANSFER DE CĂLDURĂ

Suprafața exterioară de transfer de căldură este:

$$S_e = \pi \cdot d_{ei} \cdot L \cdot n \text{ [m}^2\text{]} \quad (2.1)$$

2.1.2 STABILIREA REGIMULUI DE TEMPERATURI

Sarcina termică a aparatului [W] pentru circulația agenților în contracurent, calculată prin metoda aproximativă este:

$$\Phi'_{sr\ CC} = \frac{t_{1i} - t_{2i}}{\frac{1}{2 \cdot C_1} + \frac{1}{2 \cdot C_2} + \frac{1}{k'_{se} \cdot S_e}} \quad (2.2)$$

unde:

$C_1 = \dot{m}_1 \cdot c_{p1}$ [W/K] - capacitatea termică a debitului de agent frigorific;

$C_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2}$ [W/K] - capacitatea termică a debitului de agent de răcire;

$k'_{se} \approx 700$ [W/m²·K] (pentru apă-amoniac) - coeficient global de transfer de căldură (recomandat în literatura de specialitate)

Obs.: În primă aproximație căldurile specifice ale celor două fluide se vor considera la temperaturile de intrare.

Temperaturile celor două fluide la ieșirea din aparat sunt în primă aproximație:

$$t'_{1e} = t_{1i} - \frac{\Phi'}{C_1} ; t'_{2e} = t_{2i} + \frac{\Phi'}{C_2} \quad (2.3)$$

Temperaturile medii ale fluidelor:

$$t_1 = \frac{t_{1i} + t'_{1e}}{2} ; t_2 = \frac{t_{2i} + t'_{2e}}{2} \quad (2.4)$$

2.1.3 STABILIREA PROPRIETĂȚILOR TERMOFIZICE ALE FLUIDELOR

Proprietățile termofizice ale fluidelor se extrag din tabele sau diagrame pentru valori întregi ale temperaturilor care „încadrează” temperatura medie a acestora și se înscriu în coloanele 2, 4, 5 și 7 ale unui tabel de forma celui de mai jos; valorile corespunzătoare temperaturilor medii se calculează prin interpolare liniară și se înscriu în coloanele 3 și 6.

Tabelul 1.1 Proprietățile termofizice ale fluidelor

Propriet.	U.M.	Fluid cald:				Fluid rece:		
0	1	2	3	4	5	6	7	
t	°C							
ρ	kg/m ³							
c _p	J/kg·K							
λ	W/m·K							
η	Pa·s							
v	m ² /s							
Pr	-							
Δh _{fg}	J/kg							

2.1.4 DETERMINAREA REGIMURILOR DE CURGERE

Agentul frigorific: prin spațiul inelar dintre țevi $d_{ech\ 1} = d_{ie} - d_{ei}$;
 Agentul de răcire: prin țeava interioară $d_{ech\ 2} = d_{ii}$;

Secțiunile de curgere [m²]:

$$A_1 = \frac{\pi}{4} (d_{ie}^2 - d_{ei}^2) \cdot n_s ; \quad A_2 = \frac{\pi \cdot d_{ii}^2}{4} \cdot n_s \quad (2.5)$$

Vitezele de curgere ale fluidelor [m/s]:

$$w_1 = \frac{\dot{m}_1}{\rho_1 \cdot A_1} ; \quad w_2 = \frac{\dot{m}_2}{\rho_2 \cdot A_2} \quad (2.6)$$

Calculul criteriilor Reynolds:

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_{ech\ 1}}{v_1} ; \quad Re_2 = \frac{w_2 \cdot d_{ech\ 2}}{v_2} \quad (2.7)$$

2.1.5 CALCULUL COEFICIENȚILOR DE CONVECȚIE

2.1.5.1 Calculul coeficientului de convecție de partea agentului frigorific

Pentru curgere tranzitorie sau turbulentă prin secțiune inelară relația criterială folosită este:

$$Nu_1 = 0,017 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,4} \cdot (Pr_1/Pr_{p1})^{0,25} \cdot (d_{ie}/d_{ei})^{0,18} \cdot \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_{tr} \quad (2.8)$$

unde:

$$Pr_{p1} = Pr_1 (t_p)$$

$$t_{p1} \approx t_{p2} \approx t_p = (t_1 + t_2)/2$$

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_{ech1}} = \alpha_e [W/(m^2 \cdot K)] \quad (2.9)$$

2.1.5.2 Calculul coeficientului de convecție de partea agentului de răcire

Pentru curgere tranzitorie sau turbulentă prin secțiune circulară relația criterială folosită este:

$$Nu_2 = 0,021 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot (Pr_2/Pr_{p2})^{0,25} \cdot \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_{tr} \quad (2.10)$$

unde:

$$Pr_{p2} = Pr_2 (t_p)$$

$$\varepsilon_1 = f(Re, l/d_j) ; \text{ Pentru } (l/d_j) > 50: \varepsilon_1 = 1$$

ε_{tr} - coeficient ce ține seama de regimul de curgere

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{ech\ 2}} = \alpha_i [W/(m^2 \cdot K)] \quad (2.11)$$

2.1.6 CALCULUL COEFICIENTULUI GLOBAL DE TRANSFER DE CĂLDURĂ

Deoarece grosimile pereților țevilor sunt relativ mici în raport cu razele acestora, pentru calculul coeficientului global de transfer de căldură [W/m²·K] se va folosi relația de la peretele plan, corectată cu mărimile suprafețelor de transfer de căldură corespunzătoare:

$$k_{Se} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_i} + R_i\right) \cdot \frac{d_{ei}}{d_{ii}} + \frac{\delta_{ii}}{\lambda_{ii}} \cdot \frac{2 \cdot d_{ei}}{d_{ii} + d_{ei}} + \left(\frac{1}{\alpha_e} + R_e\right)} \quad (2.12)$$

Se pot considera următoarele depuneri:

- ulei: $\delta_u = 0 \dots 0,05 \text{ mm}$ $\lambda_u = 0,12 \text{ W/m}\cdot\text{K}$
- piatră: $\delta_p = 0 \dots 2 \text{ mm}$ $\lambda_p = 1,5 \text{ W/m}\cdot\text{K}$

Rezistențele termice ale depunerilor sunt [$\text{m}^2\cdot\text{K/W}$]:

$$R_e = \frac{\delta_u}{\lambda_u}; R_i = \frac{\delta_p}{\lambda_p} \quad (2.13)$$

Pentru agenți halogenați se recomandă: $R_e = (0,1 \dots 0,3) \cdot 10^{-3} \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$

Pentru a observa influența depunerilor asupra transferului de căldură, coeficientul global de transfer de căldură se va calcula atât pentru o suprafață „curată” (fără depuneri) cât și pentru o suprafață cu depuneri.

Se compară valoarea lui k_{Se} obținută din calcul cu valoarea adoptată (în cazul în care se obțin diferențe mari, calculul se reia).

2.1.7 STABILIREA VARIAȚIILOR DE TEMPERATURĂ ALE AGENȚILOR

Se vor studia variațiile de temperatură ale agenților atât în cazul curgerii în contracurent cât și în cazul curgerii în echicurent:

a. curgere în contracurent:

$$\Delta t_1 = (t_{1i} - t_{2i}) \frac{1 - e^{-\left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \frac{k \cdot S}{C_{\min}}}}{1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \cdot e^{-\left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \frac{k \cdot S}{C_{\min}}}} \quad (2.14)$$

$$t_{1e} = t_{1i} - \Delta t_1 \quad (2.15)$$

$$\Delta t_2 = \frac{C_1}{C_2} \cdot \Delta t_1 \Rightarrow t_{2e} = t_{2i} + \Delta t_2 \quad (2.16)$$

$$\Delta t_{m \text{ cc}} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} \quad (2.17)$$

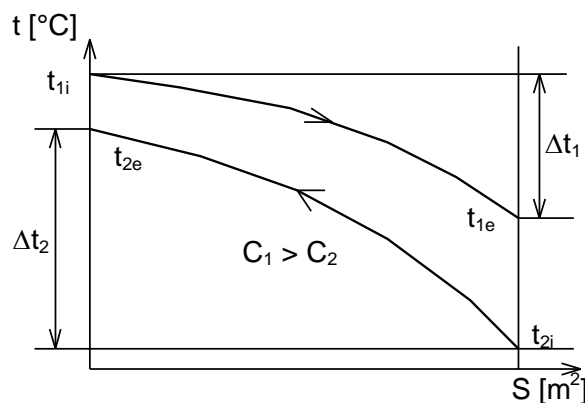


Figura 2.4 Diagrama variației temperaturilor fluidelor în lungul suprafeței de transfer de căldură - curgere în contracurent

b. curgere în echicurent:

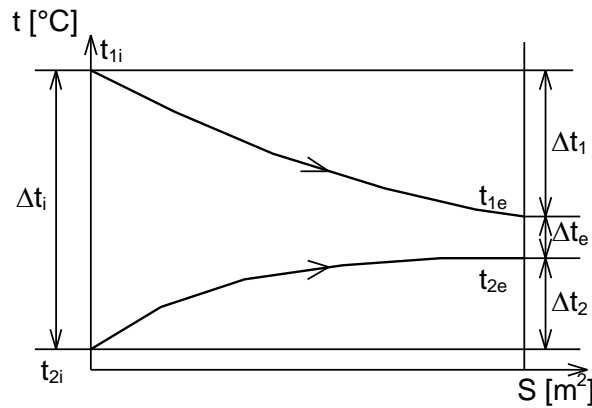


Figura 2.5 Diagrama variației temperaturilor fluidelor în lungul suprafeței de transfer de căldură - curgere în echicurent

$$\Delta t_1 = (t_{1i} - t_{2i}) \frac{1 - e^{-\left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \frac{k \cdot S}{C_{\min}}}}{1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}} \quad (2.18)$$

$$t_{1e} = t_{1i} - \Delta t_1 \quad (2.19)$$

$$\Delta t_2 = (C_1/C_2) \cdot \Delta t_1 \Rightarrow t_{2e} = t_{2i} + \Delta t_2 \quad (2.20)$$

$$\Delta t_{m \text{ ec}} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} \quad (2.21)$$

2.1.8 CALCULUL SARCINII TERMICE ȘI VERIFICARE

a. curgere în contracurent:

Verificare:

$$\Phi_{CC} = C_1 \cdot \Delta t_1 \quad (2.22 \text{ a})$$

$$\Phi_{CC} = C_2 \cdot \Delta t_2 \quad (2.22 \text{ b})$$

$$\Phi_{CC} = K \cdot S \cdot \Delta t_{m \text{ CC}} \quad (2.22 \text{ c})$$

Se calculează eroarea relativă de calcul $\Delta \Phi_{CC}/\Phi_{CC}$

b. curgere în echicurent:

Verificare:

$$\Phi_{EC} = C_1 \cdot \Delta t_1 \quad (2.23 \text{ a})$$

$$\Phi_{EC} = C_2 \cdot \Delta t_2 \quad (2.23 \text{ b})$$

$$\Phi_{EC} = k \cdot S \cdot \Delta t_{m \text{ EC}} \quad (2.23 \text{ c})$$

Se calculează eroarea relativă de calcul $\Delta \Phi_{EC}/\Phi_{EC}$ și se compară Φ_{EC} cu Φ_{CC} .

3. PROIECTAREA UNUI CONDENSATOR MULTITUBULAR ORIZONTAL

a. Agent frigorific
b. Agent de răcire
c. Debitul masic de agent frigorific	\dot{m}_1 kg/s
d. Temperatura de intrare a agentului frigorific	t_{1i} °C
e. Temperatura de intrare a agentului de răcire	t_{2i} °C
f. Încălzirea agentului de răcire (4...6 °C)	Δt_2 °C
g. Diferența minimă de temperatură la capătul cald	$\Delta t_{k \text{ min}}$ °C
h. Material țevă
i. Diametru exterior al țevii	d_e m
j. Grosime țevă	δ_t m
k. Grosimea peliculei de ulei de pe țevă	δ_u m
l. Grosimea stratului de piatră din țevă	δ_p m
m. Viteza agentului de răcire	w_2' m/s
n. Numărul aproximativ de țevi pe verticală	n_v buc
o. Dispunerea țevilor
p. Diametrul exterior al nervurii	D_n m
q. Grosimea nervurii	δ_n m
r. Pasul nervurii	u m
s. Suprafața exterioară a țevii nervurate	S_e m ² /m

3.1 CALCULUL TERMIC

3.1.1 ECUAȚIILE DE BILANȚ TERMIC ȘI TRANSFER DE CĂLDURĂ

Deoarece regimul de temperaturi la care funcționează aparatul este apropiat de cel al mediului înconjurător, ecuațiile se vor scrie neluând în considerare transferul de căldură cu exteriorul:

$$\Phi_k = \dot{m}_1 \cdot \Delta h_{fg1} = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot \Delta t_2 = k \cdot S \cdot \Delta t_m = q_{Si, Se} \cdot S_{i, e} \quad (3.1)$$

3.1.2 STABILIREA REGIMULUI DE TEMPERATURI

$$t_{2e} = t_{2i} + \Delta t_2 ; t_k = t_{2e} + \Delta t_{k \text{ min}} ; \quad (3.2)$$

Diferența medie logaritmică de temperatură:

$$\Delta t_m = \frac{t_{2e} - t_{2i}}{\ln \frac{t_k - t_{2i}}{t_k - t_{2e}}} \quad (3.3)$$

Temperaturile medii ale fluidelor:

$$t_1 = t_k ; t_2 = t_1 - \Delta t_m \quad (3.4)$$

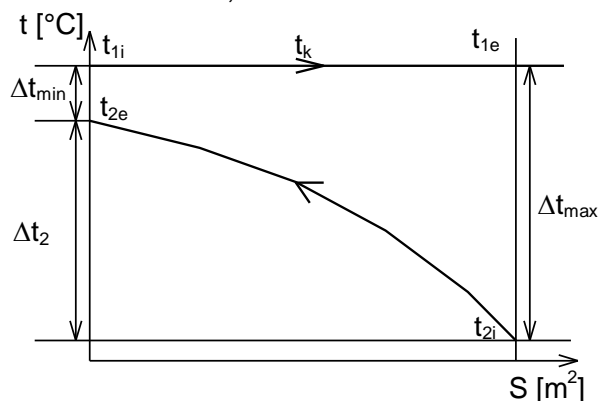


Figura 3.1 Diagrama variației temperaturilor fluidelor în lungul suprafeței de transfer de căldură

3.1.3 STABILIREA PROPRIETĂȚILOR TERMOFIZICE ALE FLUIDELOR

Proprietățile termofizice ale fluidelor se extrag din tabele sau diagrame pentru valori întregi ale temperaturilor care „încadrează” temperatura medie a acestora și se înscriu în coloanele 2, 4, 5 și 7

ale unui tabel de forma celui de mai jos; valorile corespunzătoare temperaturilor medii se calculează prin interpolare liniară și se înscriu în coloanele 3 și 6.

Tabelul 1.1 Proprietățile termofizice ale fluidelor

Propriet.	U.M.	Fluid cald:			Fluid rece:		
		2	3	4	5	6	7
0	1						
t	°C						
ρ	kg/m ³						
c _p	J/kg·K						
λ	W/m·K						
η	Pa·s						
v	m ² /s						
Pr	-						
Δh _{fg}	J/kg						

3.1.4 DETERMINAREA REGIMURILOR DE CURGERE

Fluidul cald (agentul frigorific): condensare pe exteriorul unui fascicul de țevi orizontale netede (în cazul amoniacului) sau nervurate (în cazul agenților halogenați): $d_{ech\ 1} = d_e$

Fluidul rece (agentul de răcire - apa): curgere în interiorul unor țevi drepte: $d_{ech\ 2} = d_i$

$$\Delta h_{fg\ 1} = h_{1i} - h_{1e} \quad (3.5)$$

Se consideră că agentul frigorific intră în aparat în stare de vapori supraîncălziți ($h_{1i} = f(t_{1i} \approx t_k + 30\text{ }^\circ\text{C}, p_k)$) și iese în stare de lichid saturat ($h_{1e} = f(t_k, x = 0)$).

Calculul sarcinii termice Φ_k [kW] și a debitului masic de agent de răcire \dot{m}_2 [kg/s]:

$$\Phi_k = \dot{m}_1 \cdot \Delta h_{fg\ 1}; \quad \dot{m}_2 = \frac{\Phi_k}{c_{p2} \cdot \Delta t_2} \quad (3.6)$$

Calculul numărului aproximativ de țevi pe trecere n_z' :

$$n_z' = \frac{\dot{m}_2}{\frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot \rho_2 \cdot w_2'} \quad (3.7)$$

Se adoptă n_z întreg. Viteza reală de curgere w_2 [m/s] și criteriul Reynolds sunt:

$$w_2 = \frac{4 \cdot \dot{m}_2}{\pi \cdot d_i^2 \cdot \rho_2 \cdot n_z}; \quad Re_2 = \frac{w_2 \cdot d_{ech\ 2}}{\nu_2} \quad (3.8)$$

3.1.5 CALCULUL COEFICIENȚILOR DE CONVECȚIE

3.1.5.1 Calculul coeficientului de convecție de partea agentului frigorific

La calcul lui α_1 [W/(m²·K)] nu se va ține seama de viteza vaporilor.

$$\alpha_1 = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{g \cdot \Delta h_{fg\ 1} [\text{J/kg}] \cdot \rho_1^2 \cdot \lambda_1^3}{\eta_1 \cdot d_e}} \cdot (t_1 - t_p)^{-1/4} \cdot n_v^{-1/6} \quad (3.9)$$

Coeficientul final corectat este

$$\bar{\alpha}_1 = \alpha_1 \cdot \Psi_n = \alpha_e \quad (3.10)$$

unde:

Ψ_n - coeficient ce ține seama de influența nervurilor; pentru țevi netede: $\Psi_n = 1$; pentru țevi nervurate:

$$\Psi_n = 1,1 \cdot \frac{S_v}{S_e} \cdot E_n^{3/4} \cdot \left(\frac{d_e}{h'_n}\right)^{1/4} + \frac{S_o}{S_e} \quad (3.11)$$

unde:

Suprafața verticală a nervurilor S_v [m²/m] (vezi Figura 3.2):

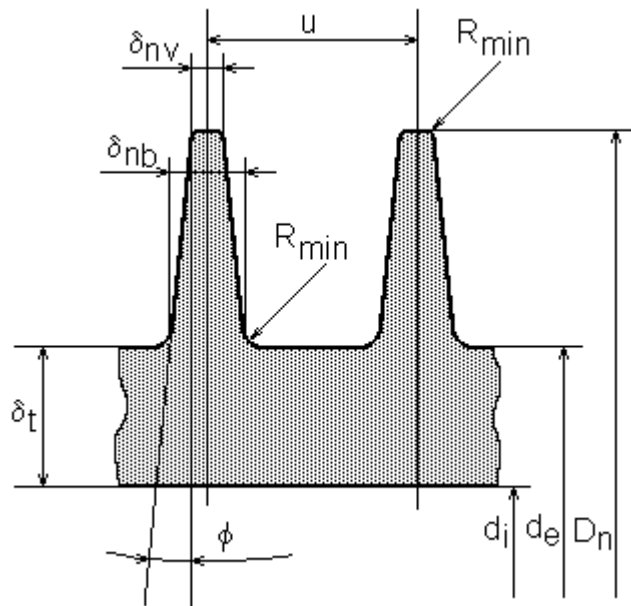


Figura 3.2 Elementele geometrice ale unei nervuri joase

$$S_v = \frac{\pi}{2 \cdot u} (D_n^2 - d_e^2) \quad (3.12)$$

Se poate considera un coeficient de corecție ce ține cont de porțiunea fără nervuri datorată reazemelor în interiorul corpului (40 mm/m): $c_n = 0,96$

$$S_{vc} = c_n \cdot S_v \quad (3.13)$$

Suprafața orizontală a nervurilor [m²/m]:

$$S_{o1} = \pi \cdot d_e \cdot \frac{u - \delta_{nb}}{u} \quad (3.14a)$$

$$S_{o2} = \pi \cdot D_n \cdot \frac{\delta_{nv}}{u} \quad (3.14b)$$

$$S_o = S_{o1} + S_{o2} \quad (3.14c)$$

În calcul se poate considera:

$$S_o = S_e - S_{vc} \quad (3.14)$$

Înălțimea convențională a nervurii joase [m]:

$$h_n' = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{D_n^2 - d_e^2}{D_n} \quad (3.15)$$

Se consideră eficacitatea nervurii joase $E_n = 1$

3.1.5.2 Calculul coeficientului de convecție de partea agentului de răcire

Pentru curgere tranzitorie sau turbulentă prin țevi sau canale de secțiune circulară:

$$Nu_2 = 0,021 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot (Pr_2 / Pr_{p2})^{0,25} \cdot \epsilon_l \cdot \epsilon_{tr} \quad (3.16)$$

Se consideră: $Pr_{p2} \approx Pr_2$ și $\epsilon_l = 1$;

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_i} = \alpha_i \quad [W/(m^2 \cdot K)] \quad (3.17)$$

3.1.6 CALCULUL DENSITĂȚII DE FLUX TERMIC

3.1.6.1 Densitatea de flux termic de partea agentului frigorific

$$q_{1si} = \frac{S_e}{S_i} \cdot \bar{\alpha}_1 \cdot (t_1 - t_p) \quad [W/m^2] \quad (3.18)$$

Coeficientul de nervurare $\beta = \frac{S_e}{S_i}$ se poate micșora puțin ținând cont de suprafața de sprijin.

3.1.6.2 Densitatea de flux termic de partea apei.

$$q_{2\text{ Si}} = \frac{t_p - t_2}{\left(\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_p}{\lambda_p}\right) + \frac{\delta_t}{\lambda_t} \cdot \frac{2 \cdot d_i}{d_i + d_e} + R_e \cdot \frac{d_i}{d_e}} \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (3.19)$$

Se recomandă $\Sigma Ri = R_p + R_m = (0,2 \dots 0,5) \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{W} / \text{K}$.

Prin rezolvarea ecuației:

$$q_{1\text{ Si}}(t_p) = q_{2\text{ Si}}(t_p) \quad (3.20)$$

se obțin valorile lui q_{Si} și t_p (vezi Figura 3.3)

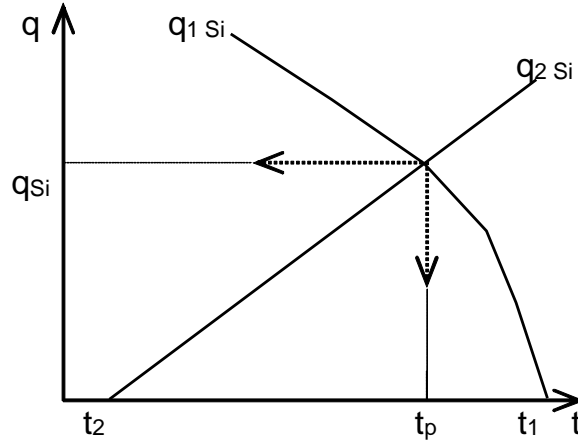


Figura 3.3 Variația densităților de flux termic de partea celor două fluide în funcție de temperatură

3.1.7 CALCULUL SUPRAFEȚEI DE TRANSFER DE CĂLDURĂ

Suprafața interioară de transfer de căldură:

$$S_i' = \frac{\Phi_k}{q_{\text{Si}}} \text{ [m}^2\text{]} \quad (3.21)$$

Pentru acoperirea pierderilor, suprafața transfer de căldură se majorează cu circa 10 %:

$$S_i \approx 1,1 \cdot S_i' \text{ [m}^2\text{]} \quad (3.22)$$

Coeficientul global de transfer de căldură raportat la suprafața interioară $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$:

$$k_{S_i} = \frac{q_{\text{Si}}}{\Delta t_m} \quad (3.23)$$

3.2 CALCULUL CONSTRUCTIV

3.2.1 SCHEMA APARATULUI

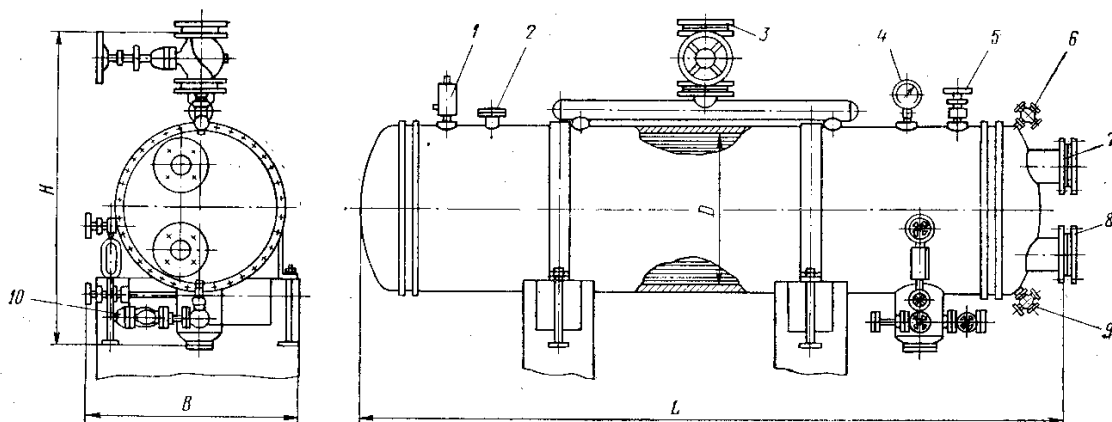


Figura 3.4 Condensator multitubular orizontal pentru NH₃

- 1 - Supapă siguranță; 2 - Racord egalizare presiune; 3 - Intrare NH₃ vapori; 4 - Manometru; 5 - Racord aerisire; 6 - Racord aerisire circuit apă; 7 - Racord ieșire apă; 8 - Racord intrare apă; 9 - Racord golire apă; 10 - Ieșire NH₃ lichid.

3.2.2 CALCULUL DIMENSIUNILOR PRINCIPALE

Numărul de țevi de pe latura hexagonului exterior: $a = n_v$

Numărul de țevi de pe diagonala hexagonului exterior: $b = 2a - 1$

Numărul total de țevi dispuse după hexagoane regulate: $n_6 = 3a \cdot (a-1) + 1$

Numărul total de țevi cu completări: n_{6c}

Tabelul 3.4 Numărul de țevi pe plăcile tubulare - dispunere hexagonală

a	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
b	3	5	7	9	11	13	15	17	19	21	23	25
n_6	7	19	37	61	91	127	169	217	271	331	397	469
n_{6c}	7	19	37	61	91	127	187	241	301	367	439	517

a	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
b	27	29	31	33	35	37	39	41	43	45	47	49
n_6	547	631	721	817	919	1027	1111	1261	1387	1519	1657	1801
n_{6c}	613	721	823	931	1045	1165	1303	1459	1615	1765	1921	2083

Se recomandă:

- pasul dintre țevi (t) - pentru plăci tubulare din oțel cu fixarea țevelor prin mandrinare, pentru $d_e = 16 \dots 57$ mm se recomandă:

$$t/d_e = 1,37 \dots 1,22 \Leftrightarrow t/d_e = 1,37 - 3,658 \cdot 10^{-3} \cdot (d_e [\text{mm}] - 16) \quad (3.24)$$

- distanța țevă-manta: $u = 10$ mm

Calculul se face tabelar adoptând pentru numărul de treceri (z) diferite valori (de preferință pare) până când este verificată relația: $L/D \in 4 \dots 8$.

Tabelul 3.5 Relațiile de calcul pentru calculul constructiv

z	2	4	6	...
$n = n_z \cdot z$				
$n_{\text{tab}} > n$				
a				
b				
$L = \frac{S_i}{\pi \cdot d_i \cdot n}$				
$D_i = t \cdot (b - 1) + d_e + 2 \cdot u$				
D_{STAS}				
L/D_{STAS}				

Obs.: Se verifică ca numărul de țevi pe verticală ($a = n_v$) obținut să coincidă cu cel adoptat inițial.

3.2.3 CALCULUL DIAMETRELOR RACORDURILOR

Acesta se face cu ajutorul ecuației de continuitate impunând viteza de curgere.

$$\dot{m} = \rho \cdot \pi \cdot \frac{d_i^2}{4} \cdot w \quad (3.25)$$

De obicei, pentru apă, viteza de curgere prin racorduri se consideră egală cu cea din țevi. Pentru agentul frigorific vapori, viteza de curgere este de 8 ... 10 m/s, iar pentru agentul frigorific lichid, viteza de curgere este de 0,4 ... 0,8 m/s

3.3 CALCULUL FLUIDODINAMIC

Pierderile totale de presiune Δp_{tot} [N/m²] reprezintă suma dintre pierderile de presiune prin frecare și cele locale:

$$\Delta p_{\text{tot}} = \Delta p_f + \Delta p_l \quad (3.26)$$

3.3.1 CALCULUL PIERDERILOR DE PRESIUNE PRIN FRECARĂ

$$\Delta p_f = \lambda \cdot \frac{\rho \cdot W^2}{2} \cdot \frac{l_{\text{tot}}}{d_{\text{ech}}} \cdot \varepsilon_s \quad (3.27)$$

unde:

l_{tot} - lungimea totală de conductă de diametru d_{ech} ;

$\lambda = f(Re, K/d)$ - coeficient de pierderi liniare de sarcină prin frecare;

K - rugozitate absolută;

◆ pentru țevi în exploatare fără murdărie și coroziune: $K = 0,2..0,3$ mm

◆ pentru țevi murdare și puternic corodate: $K = 0,5 \dots 0,8$ mm

ε_s - coeficient ce ține cont de influența spirelor serpentinei ($\varepsilon_s = 1$ pentru țevi drepte) și care depinde de numărul de spire (n) și de raportul R_s/d_i astfel:

Tabelul 3.6 Valori coeficientului ε_s

R_s/d_i	250	20	10	8	6	5	4	3
ε_s	1,00	1,10	1,25	1,35	1,50	1,60	1,70	1,90

Din punctul de vedere al caracterului curgerii și al valorii rugozității suprafeței, se pot distinge următoarele regimuri de curgere:

◇ laminar: $Re < 2320$; ◇ tranzitoriu: $Re \approx 2320$; ◇ turbulent: $Re > 2320$;

Caracterul turbulent neted sau rugos se determină cu ajutorul grosimii stratului limită δ_l [m]:

$$\delta_l = 30 \cdot \frac{d}{Re \sqrt{\lambda}} \quad (3.28)$$

Curgerea poate avea loc în regim turbulent:

◆ neted, dacă $\delta_l > K$

◇ dacă $Re > 10^5$ - formula lui Kanakov:

$$\lambda = (1,81 \cdot \lg Re - 1,5)^{-2} \quad (3.29)$$

◇ dacă $Re < 10^5$ - formula lui Blazius:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (3.30)$$

◆ semirugos, dacă $\delta_l < K$ și $Ka = Re \cdot \frac{K}{d} \sqrt{\lambda} < 260$ - formula lui Colebrook - White:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \lg \left(\frac{K}{3,7 \cdot d} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} \right) \quad (3.31)$$

◆ rugos, dacă $\delta_l < K$ și $Ka = Re \cdot \frac{K}{d} \sqrt{\lambda} > 260$ - formula lui Nikuradze:

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,74 + 2 \cdot \lg \frac{d}{2 \cdot K} \right)^2} \quad (3.32)$$

Pentru determinarea tipului curgerii, calculul se va face prin încercări, iterativ.

3.3.2 CALCULUL PIERDERILOR DE PRESIUNE LOCALE

$$\Delta p_l = \sum_i \xi_i \frac{\rho \cdot w_i^2}{2} \quad (3.33)$$

unde:

ξ = „coeficient de rezistență locală” ce depinde de natura rezistenței hidrodinamice.

În cazul acestui tip de aparat se calculează doar pierderile de presiune de partea apei, pentru care:

$$l_{tot} = Z \cdot L ; d_{ech} = d_i \quad (3.34)$$

4. PROIECTAREA UNUI CONDENSATOR MULTITUBULAR VERTICAL

- | | |
|--|-------------------------------------|
| a. Agent frigorific | |
| b. Agent de răcire | |
| c. Debitul masic de agent frigorific | \dot{m}_1 kg/s |
| d. Temperatura de intrare a agentului de răcire | t_{2i} °C |
| e. Încălzirea agentului de răcire (4...6 °C) | Δt_2 °C |
| f. Diferența minimă de temperatură la capătul cald | $\Delta t_{k \text{ min}}$ °C |
| g. Material țevă | |
| h. Diametru exterior țevă | d_e m |
| i. Grosime țevă | δ_t m |
| j. Grosimea peliculei de ulei de pe țevă (0 ... 0,05) mm | δ_u m |
| k. Grosimea stratului de piatră din țevă (0 ... 2) mm | δ_p m |
| l. Disponibilitatea țevilor | |

4.1 CALCULUL TERMIC

4.1.1 ECUAȚIILE DE BILANȚ TERMIC ȘI TRANSFER DE CĂLDURĂ

Deoarece regimul de temperaturi la care funcționează aparatul este apropiat de cel al mediului înconjurător, ecuațiile se vor scrie neluând în considerare schimbul de căldură cu exteriorul:

$$\Phi_k = \dot{m}_1 \cdot \Delta h_{fg1} = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot \Delta t_2 = k \cdot S \cdot \Delta t_m = q_s \cdot S \quad (4.1)$$

4.1.2 STABILIREA REGIMULUI DE TEMPERATURI

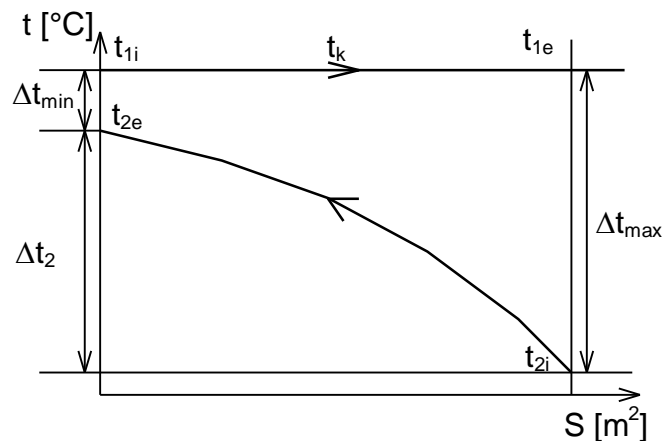


Figura 4.1 Diagrama variației temperaturilor fluidelor în lungul suprafeței de transfer de căldură

$$t_{2e} = t_{2i} + \Delta t_2 ; t_k = t_{2e} + \Delta t_{k \text{ min}} \quad (4.2)$$

Diferența medie logaritmică de temperatură:

$$\Delta t_m = \frac{t_{2e} - t_{2i}}{\ln \frac{t_k - t_{2i}}{t_k - t_{2e}}} \quad (4.3)$$

Temperaturile medii ale fluidelor:

$$t_1 = t_k ; t_2 = t_1 - \Delta t_m \quad (4.4)$$

4.1.3 STABILIREA PROPRIETĂȚILOR TERMOFIZICE ALE FLUIDELOR

Proprietățile termofizice ale fluidelor se extrag din tabele sau diagrame pentru valori întregi ale temperaturilor care „încadrează” temperatura medie a acestora și se înscriu în coloanele 2, 4, 5 și 7 ale unui tabel de forma celui de mai jos; valorile corespunzătoare temperaturilor medii se calculează prin interpolare liniară și se înscriu în coloanele 3 și 6.

Tabelul 1.1 Proprietățile termofizice ale fluidelor

Propriet.	U.M.	Fluid cald:			Fluid rece:		
		2	3	4	5	6	7
0	1						
t	°C						
ρ	kg/m ³						
c _p	J/kg·K						
λ	W/m·K						
η	Pa·s						
ν	m ² /s						
Pr	-						
Δh _{fg}	J/kg						

4.1.4 DETERMINAREA REGIMURILOR DE CURGERE

Agentul frigorific: condensare pe exteriorul unui fascicul de țevi verticale netede: $d_{ech\ 1} = H$.

Agentul de răcire: curgere peliculară gravitațională în interiorul unor țevi verticale: $d_{ech\ 2} = H$.

Calculul sarcinii termice Φ_k [kW] și a debitului masic de agent de răcire \dot{m}_2 [kg/s]:

$$\Phi_k = \dot{m}_1 \cdot \Delta h_{fg\ 1} \quad ; \quad \dot{m}_2 = \frac{\Phi_k}{c_{p2} \cdot \Delta t_2} \quad (4.5)$$

În continuare calculul se poate face în două variante:

VARIANTA I: Se adoptă după construcții similare înălțimea aparatului (H) și apoi din calcul se obține numărul de țevi (n) și diametrul corpului (D).

VARIANTA II: Se adoptă după construcții similare diametrul corpului (D) ⇔ numărul de țevi (n) și apoi din calcul se obține înălțimea aparatului (H).

Obs.: Se recomandă ca valorile variabilelor n [buc] și H [m] să se aleagă astfel încât pentru densitatea de flux termic q_s să se obțină valori de 2500 ... 5000 W / m².

În ambele variante calculul se face tabelar adoptând pentru variabila aleasă (n sau H) diferite valori; valoarea exactă se determină grafic prin intersecția curbelor q_2' și q_2'' , unde q_2' este densitatea de flux termic necesară (calculată în funcție de sarcina termică și de suprafața de transfer de căldură) calculată cu expresia:

$$q_2' = \frac{\Phi_k}{\pi \cdot d_i \cdot n \cdot H} \quad (4.6)$$

iar q_2'' este densitatea de flux termic reală (obținută grafic prin intersecția curbelor $q_1 s_1$ și $q_2 s_1$ al căror mod de calcul este prezentat în paragrafele următoare):

$$q_2'' = q_1 s_1 = q_2 s_1 \quad (4.7)$$

4.1.5 CALCULUL COEFICIENȚILOR DE CONVECȚIE

4.1.5.1 Calculul coeficientului de convecție de partea agentului frigorific

La calculul lui α_1 [W/(m²·K)] nu se va ține seama de viteza vaporilor.

$$\alpha_1 = C \cdot \sqrt[4]{\frac{g \cdot \Delta h_{fg\ 1} \cdot \rho_1^2 \cdot \lambda_1^3}{\eta_1 \cdot d_{ech\ 1}}} \cdot (t_1 - t_p)^{-1/4} = \alpha_e \quad (4.8)$$

Relația este valabilă pentru regimul de curgere ondulatorie ($Re_1 \leq 400$):

♦ pentru $Re_1 \leq 5 \dots 7$: $C = 0,943$; ♦ pentru $5 \dots 7 \leq Re_1 \leq 400$: $C = 1,15$;

unde:

$$Re_1 = \frac{q_2' \cdot H}{r \cdot \eta_1} \quad (4.9)$$

Obs. Deoarece t_p este necunoscut din expresia lui α_1 se calculează doar coeficientul numeric al parantezei $(t_1 - t_p)^{-1/4}$.

4.1.5.2 Calculul coeficientului de convecție de partea agentului de răcire

Pentru curgerea peliculară gravitațională a apei prin țevi verticale relația criterială de calcul a coeficientului de convecție este:

$$Nu_w = 0,67 \cdot (Ga_w^2 \cdot Pr_w^3 \cdot Re_w)^{1/9} \text{ pentru } Re_w < 2000 \quad (4.10)$$

$$Nu_w = 0,01 \cdot (Ga_w \cdot Pr_w \cdot Re_w)^{1/3} \text{ pentru } Re_w \geq 2000 \quad (4.11)$$

Criteriul Galilei:

$$Ga_w = \frac{g \cdot H^3}{\nu_w^2} \quad (4.12)$$

Criteriul Reynolds:

$$Re_w = \frac{4 \cdot \Gamma_w}{\eta_w} = \frac{4 \cdot (\delta_w \cdot w_w)}{\nu_w} \quad (4.13)$$

Densitatea de stropire:

$$\Gamma_w = \frac{\dot{m}_w}{\pi \cdot d_i \cdot n} = \rho_w \cdot (\delta_w \cdot w_w) \quad (4.14)$$

Coeficientul de convecție α_w [W/(m²·K)]:

$$\alpha_w = \frac{Nu_w \cdot \lambda_w}{d_{ech\ w}} = \alpha_i \quad (4.15)$$

4.1.6 CALCULUL DENSITĂȚII DE FLUX TERMIC

4.1.6.1 Densitatea de flux termic de partea fluidului cald (agentul frigorific) raportată la suprafața interioară

$$q_{1\ s_i} = \alpha_1 \cdot (t_1 - t_p) \cdot d_e / d_i \quad (4.16)$$

4.1.6.2 Densitatea de flux termic de partea fluidului rece (apa) raportată la suprafața interioară

$$q_{2\ s_i} = \frac{t_p - t_2}{R_t} \quad (4.17)$$

R_t - rezistența termică totală [m²·K/W]:

$$R_t = \frac{1}{\alpha_2} + R_i + \frac{\delta_t \cdot d_i}{\lambda_t \cdot d_m} + R_e \cdot \frac{d_i}{d_e} \quad (4.18)$$

Se vor considera următoarele conductivități termice:

- otel: $\lambda_t = 50$ W/mK;
- ulei: $\lambda_u = 0,12$ W/mK;
- piatră: $\lambda_p = 1,5$ W/mK;

Rezistențele termice [m²·K/W] ale depunerilor sunt:

$$R_e = \frac{\delta_u}{\lambda_u}; R_i = \frac{\delta_p}{\lambda_p} \quad (4.19)$$

4.1.7 CALCULUL SUPRAFEȚEI DE TRANSFER DE CĂLDURĂ

Suprafața interioară de transfer de căldură [m²] este:

$$S'_i = \frac{\Phi_k}{q_{s_i}} \quad (4.20)$$

Deoarece suprafața de transfer de căldură nu este utilizată complet, cât și pentru realizarea unui grad de acoperire, suprafața interioară de transfer de căldură obținută din calcul se majorează cu circa 10 %:

$$S_i \approx 1,1 \cdot S'_i \quad (4.21)$$

Tabelul 4.7 Tabel centralizator pentru calculul densității de flux termic

Mărime	Rel	Valoare		
n sau H	-			
$q_{2'}$	(4.6)			
Re_1	(4.9)			

Mărime		Rel	Valoare			
$\frac{\alpha_1}{(t_k - t)^{-1/4}}$		(4.8)				
Γ_2		(4.14)				
Re_2		(4.13)				
Ga_2		(4.12)				
Nu_2		(4.11)				
α_2		(4.15)				
R_t		(4.18)				
t_p	$q_1 s_i$	(4.16)				
	$q_2 s_i$	(4.17)				
q_2''		(4.7)				

VARIANTA I

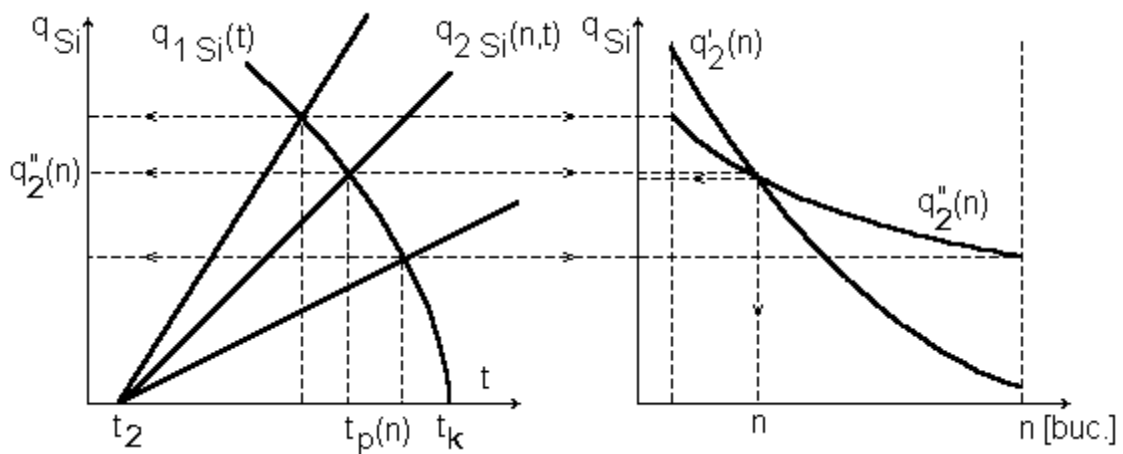


Figura 4.2 Calculul densității de flux termic și a numărului de țevi în cazul în care se adoptă înălțimea aparatului (H)

VARIANTA II

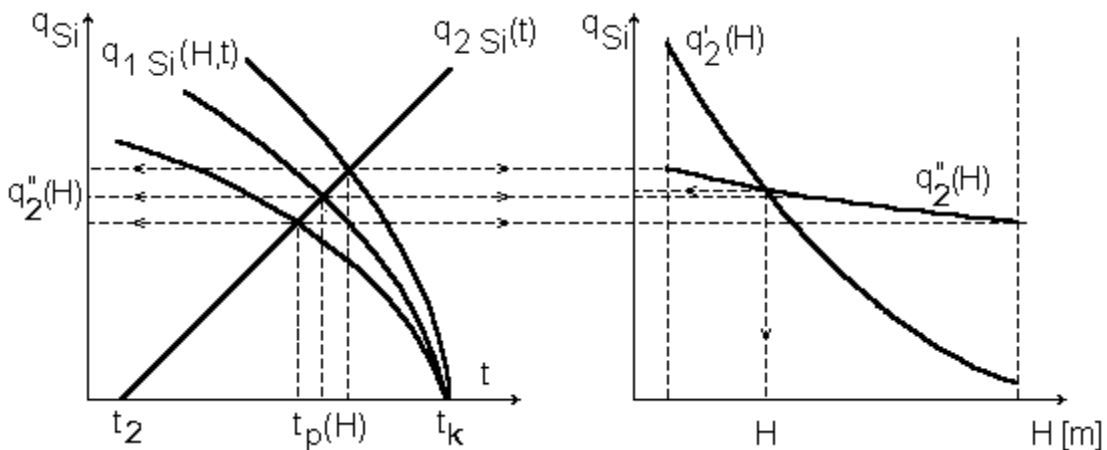


Figura 4.3 Calculul densității de flux termic și a înălțimii în cazul în care se adoptă numărul de țevi al aparatului (n)

4.2 CALCULUL CONSTRUCTIV

4.2.1 SCHEMA APARATULUI

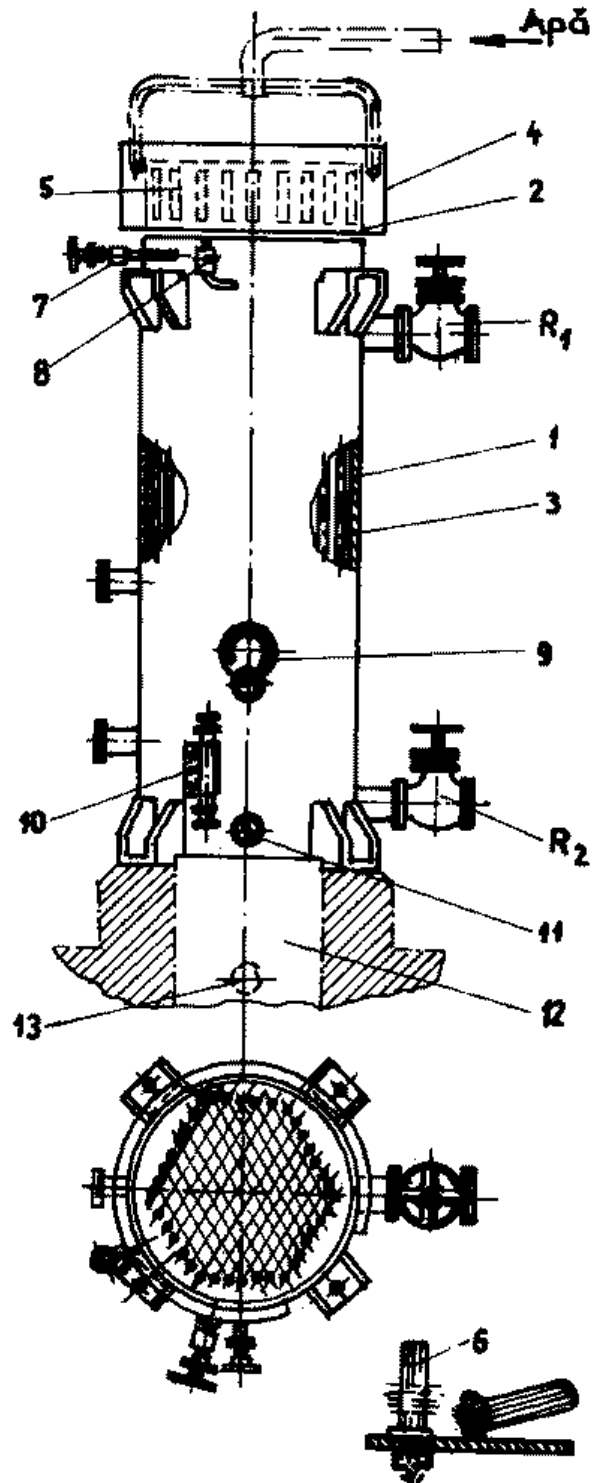


Figura 4.4 Condensator multitubular vertical pentru NH₃

- 1 - Corp; 2 - Plăci tubulare; 3 - Țevi; 4 - Bazin apă; 5 - Cutie distribuție cu ferestre; 6 - Dispozitiv alimentare cu apă; 7 - Racord aerisire; 8 - Racord supapă siguranță; 9 - Manometru; 10 - Sticlă nivel; 11 - Racord evacuare ulei; 12 - Colector apă; 13 - Racord evacuare apă;
R1 - Intrare NH₃; R2 - Ieșire NH₃ lichid

Numărul de țevi de pe latura hexagonului exterior: a

Numărul de țevi de pe diagonala hexagonului exterior: $b = 2a - 1$

Numărul total de țevi dispuse după hexagoane regulate: $n_6 = 3a \cdot (a - 1) + 1$

Numărul total de țevi cu completări: n_{6c}

Tabelul 4.8 Numărul de țevi pe plăcile tubulare - dispunere hexagonală

a	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
b	3	5	7	9	11	13	15	17	19	21	23	25
n ₆	7	19	37	61	91	127	169	217	271	331	397	469
n _{6c}	7	19	37	61	91	127	187	241	301	367	439	517

Se recomandă:

- pasul dintre țevi (t) - pentru plăci tubulare din oțel cu fixarea țevelor prin mandrinare, pentru d_e = 16 ... 57 mm se recomandă:

$$t/d_e = 1,37...1,22 \Leftrightarrow t/d_e = 1,37 - 3,658 \cdot 10^{-3} \cdot (d_e - 16) \quad (4.22)$$

Valoarea lui t obținută din calcul se rotunjește la un număr întreg de mm.

- distanța țevă-manta: u = 10 mm

VARIANTA I

În funcție de numărul minim de țevi necesare obținut din calcul se adoptă numărul total de țevi cu completări n_{6c} ≥ n ;

Diametrul interior necesar al corpului [mm]:

$$D_i = t \cdot (b - 1) + d_e + 2 \cdot u \quad (4.23)$$

Se alege conform STAS diametrul nominal D_{STAS} și se adoptă noua dispunere;

VARIANTA II

Numărul aproximativ de țevi de pe diagonala hexagonului exterior:

$$b' = 1 + \frac{D - d_e - 2 \cdot u}{t} \quad (4.24)$$

Se adoptă b întreg și se citește din tabel numărul de țevi n = n₆ sau n_{6c} care se va folosi în continuare în calcul.

Înălțimea aparatului H [m] este:

$$H = \frac{S_i}{\pi \cdot d_i \cdot n} \quad (4.25)$$

Se recomandă ca valoarea obținută să fie H = 4 ... 6 m.

5. PROIECTAREA UNUI CONDENSATOR RĂCIT CU AER DE PUTERE MICĂ

- | | |
|--|------------------------|
| a. Agent frigorific | |
| b. Debitul masic de agent frigorific | \dot{m}_1 kg/s |
| c. Temperatura de intrare a agentului de răcire | t_{2i} °C |
| d. Încălzirea agentului de răcire (4 ... 6 °C) | Δt_2 °C |
| e. Diferența de temperatura la condensare (10 ... 20 °C) | Δt_k °C |
| f. Viteza adoptată a aerului | w_2 m/s |
| g. Material țevă | |
| h. Diametrul exterior țevii | d_e m |
| i. Grosimea peretelui țevii | δ_t m |
| j. Așezarea țevilor | |
| k. Pasul transversal de așezare a țevilor | s_1 m |
| l. Pasul longitudinal de așezare a țevilor | s_2 m |
| m. Tip nervură | |
| n. Material nervură | |
| o. Înălțimea nervurii | h m |
| p. Grosimea nervurii | δ_n m |
| q. Pasul nervurii | u m |
| r. Raportul înălțime / lățime al aparatului | H/B [-] |

5.1 CALCULUL TERMIC

5.1.1 ECUAȚIILE DE BILANȚ TERMIC ȘI TRANSFER DE CĂLDURĂ

Deoarece regimul de temperaturi la care funcționează aparatul este apropiat de cel al mediului înconjurător, ecuațiile se vor scrie neluând în considerare schimbul de căldură cu exteriorul:

$$\Phi_k = \dot{m}_1 \cdot \Delta h_{fg} = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot \Delta t_2 = k \cdot S \cdot \Delta t_m = q_{S_i, S_e} \cdot S_{i, e} \quad (5.1)$$

5.1.2 STABILIREA REGIMULUI DE TEMPERATURI

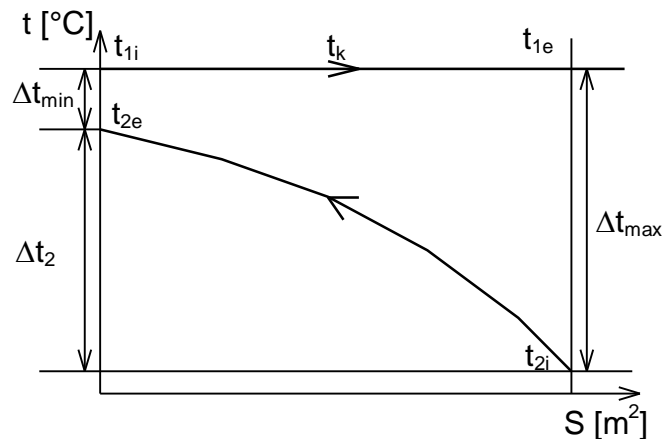


Figura 5.1 Diagrama variației temperaturilor fluidelor în lungul suprafeței de transfer de căldură

Temperaturile celor două fluide sunt:

$$t_2' = t_{2i} + \frac{\Delta t_2}{2} \quad (5.2)$$

$$t_1 = t_2' + \Delta t_k \quad (5.3)$$

$$t_{2e} = t_{2i} + \Delta t_2 \quad (5.4)$$

Se verifică ca diferența minimă de temperatură să fie: $\Delta t_e = 5 \dots 7 \text{ } ^\circ\text{C}$

Diferența medie logaritmică de temperatură:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_2}{\ln \frac{t_1 - t_{2i}}{t_1 - t_{2e}}} \quad (5.5)$$

Temperaturile medii ale fluidelor:

$$t_1 = t_k ; t_2 = t_1 - \Delta t_m \quad (5.6)$$

5.1.3 STABILIREA PROPRIETĂȚILOR TERMOFIZICE ALE FLUIDELOR

Proprietățile termofizice ale fluidelor se extrag din tabele sau diagrame pentru valori întregi ale temperaturilor care „încadrează” temperatura medie a acestora și se înscriu în coloanele 2, 4, 5 și 7 ale unui tabel de forma celui de mai jos; valorile corespunzătoare temperaturilor medii se calculează prin interpolare liniară și se înscriu în coloanele 3 și 6.

Tabelul 1.1 Proprietățile termofizice ale fluidelor

Propriet.	U.M.	Fluid cald:			Fluid rece:		
		2	3	4	5	6	7
t	°C						
ρ	kg/m ³						
c_p	J/kg·K						
λ	W/m·K						
η	Pa·s						
v	m ² /s						
Pr	-						
Δh_{fg}	J/kg						

5.1.4 DETERMINAREA REGIMURILOR DE CURGERE

Fluidul cald (agentul frigorific): condensare în interiorul unor țevi orizontale: $d_{ech 1} = d_i$;

Fluidul rece (agentul de răcire): curgere transversală peste un fascicul de țevi orizontale nervurate: $d_{ech 2}$ se alege în funcție de tipul nervurii;

Calculul sarcinii termice și a debitului de aer:

$$\Phi_k = \dot{m}_1 \cdot \Delta h_{fg 1} \text{ [kW]} \quad (5.7)$$

$$\dot{m}_2 = \frac{\Phi_k}{c_{p2} \cdot \Delta t_2} \text{ [kg / s]} ; \dot{V}_2 = \frac{\dot{m}_2}{\rho_2} \text{ [m}^3 \text{ / s]} = 3600 \cdot \frac{\dot{m}_2}{\rho_2} \text{ [m}^3 \text{ / h]} \quad (5.8)$$

5.1.5 CALCULUL COEFICIENȚILOR DE CONVECȚIE

5.1.5.1 Calculul coeficientului de convecție de partea agentului frigorific

Pentru condensarea în interiorul țevilor orizontale coeficientul de convecție [W/m²·K] se calculează cu relația:

$$\alpha_1 = C \cdot \sqrt[4]{\frac{g \cdot \Delta h_{fg 1} \cdot \rho_1^2 \cdot \lambda_1^3}{\eta_1 \cdot d_i}} (t_1 - t_p)^{-1/4} \quad (5.9)$$

Valoarea coeficientului C depinde de natura agentului frigorific:

- pentru NH₃: C = 0,56 ; - pentru agenți halogenați: C = 0,72 ;

5.1.5.2 Calculul coeficientului de convecție de partea aerului

Relația de calcul folosită depinde de natura fascicolului de țevi și de tipul nervurilor. Astfel:

5.1.5.2.1 Pentru curgerea peste un fascicul de țevi cu nervuri circulare individuale sau spiralate:

$$Nu_a = c \cdot c_s \cdot c_z \cdot \left(\frac{h}{u}\right)^{-0.14} \cdot \left(\frac{d_e}{u}\right)^{-0.54} \cdot Re_a^n \quad (5.10)$$

unde:

c, n - coeficienți ce țin seama de așezarea țevilor:

- ◆ pentru țevi așezate în coridor: $c = 0,105$; $n = 0,72$
 - ◆ pentru țevi așezate decalat: $c = 0,230$; $n = 0,65$
- c_s - coeficient ce ține seama de structura fascicolului:

- ◆ pentru țevi așezate în coridor:
 $s_2/d_e = 1,4$: $c_s = 0,85$; $s_2/d_e = 1,8$: $c_s = 0,96$; $s_2/d_e \geq 2$: $c_s = 1$

- ◆ pentru țevi așezate decalat: $c_s = \left(\frac{s_1 - d_e}{s_2' - d_e} \right)^{0.2}$

$$\text{unde: } s_2' = \sqrt{s_2^2 + \left(\frac{s_1}{2}\right)^2}$$

c_z - coeficient ce ține seama de numărul de rânduri de țevi din fascicul:

- ◆ pentru țevi așezate în coridor:
 $c_{z=1} = 1,6$; $c_{z=2} = 1,3$; $c_{z=3} = 1,1$; $c_{z \geq 4} = 1$
- ◆ pentru țevi așezate decalat:
 $c_{z=1} = 0,8$; $c_{z=4} = 0,95$; $c_{z=6} = 0,98$; $c_{z=8} = 0,99$; $c_{z \geq 10} = 1$

Dimensiunea determinantă pentru calculul criteriilor Reynolds și Nusselt este în acest caz pasul nervurii (u):

$$Re_a = \frac{w_a \cdot u}{\nu_a} \quad ; \quad Nu_a = \frac{\alpha_a \cdot u}{\lambda_a} \quad (5.11)$$

Relația de calcul a criteriului Nusselt este valabilă:

- ◆ pentru țevi așezate în coridor dacă:
 $500 \leq Re \leq 25000$; $3 \leq d_e/u \leq 8$; $0,36 \leq h/u \leq 4,3$; $0,85 \leq c_s \leq 1$
- ◆ pentru țevi așezate decalat dacă:
 $300 \leq Re \leq 22500$; $2,4 \leq d_e/u \leq 3,5$; $0,36 \leq h/u \leq 5$; $0,46 \leq c_s \leq 2,18$

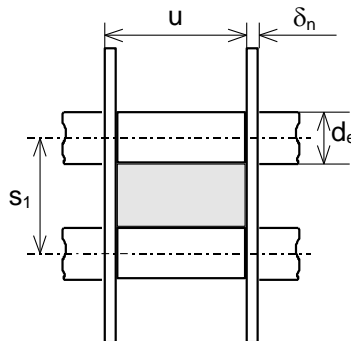


Figura 5.2 Elementele geometrice pentru calculul secțiunii libere de curgere a aerului

5.1.5.2.2 Pentru fascicul de țevi cu nervuri lamelare

▪ Nervuri lamelare și țevi dispuse în coridor:

$$Nu_a = C \cdot Re_a^n \cdot (L/d_{ech\ a})^m \quad (5.12)$$

unde:

$$L = s_2 \cdot z \quad (5.13)$$

$$d_{ech\ a} = \frac{4 \cdot A}{P} = \frac{4 \cdot (s_1 - d_e) \cdot (u - \delta_n)}{2 \cdot [(s_1 - d_e) + (u - \delta_n)]} \quad (5.14)$$

$$Re_a = \frac{w_a \cdot d_{ech\ a}}{\nu_a} \quad (5.15)$$

$$n = 0,45 + 0,0066 \cdot \frac{L}{d_{ech\ a}} \quad (5.16)$$

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{Re_a}{1000} \quad (5.17)$$

$$C = A \cdot B \quad (5.18)$$

unde:

$$A = 0,518 - 0,02315 (L/d_{ech\ a}) + 0,425 \cdot 10^{-3} (L/d_{ech\ a})^2 - 3 \cdot 10^{-6} (L/d_{ech\ a})^3 \quad (5.19)$$

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot Re_a / 1000 \quad (5.20)$$

Tabelul 5.9 Valoarea coeficientului A în funcție de raportul $L/d_{ech a}$

$L/d_{ech a}$	5	10	20	30	40	50
A	0,4125	0,326	0,201	0,125	0,080	0,048

Relația de calcul pentru criteriul Nusselt este valabilă pentru:

$500 \leq Re \leq 2500$; $0,18 \leq u/d_e \leq 0,35$; $2 \leq s_1/d_e \leq 5$; $4 \leq L/d_e \leq 50$; $-40 \leq t \leq +40$ °C

$$\alpha_a = \frac{Nu_a \cdot \lambda_a}{d_{ech a}} \quad (5.21)$$

Deoarece deocamdată nu se cunoaște numărul de rânduri de țevi în lungul curentului de aer (z) se va calcula un coeficient de convecție mediu pentru $z = 2 \dots 10$ (CEF, RA, RAS) sau $z = 2 \dots 6$ (CRA):

Tabelul 5.10 Tabel pentru calculul unui coeficient de convecție mediu

Var	Rel/Val				
z	-				
L	(5.13)				
$L/d_{ech a}$	-				
A	(5.19)				
C	(5.18)				
n	(5.16)				
Nu_a	(5.12)				
α_{az}	(5.21)				

Coeficientul mediu de convecție pentru suprafața nervurată:

$$\alpha_a = \frac{\sum \alpha_{az}}{i} \quad (5.22)$$

▪ Nervuri lamelare și țevi dispuse decalat:

$$\alpha_a = 18 \cdot w_a^{0,578} \quad (5.23)$$

Relația este valabilă pentru:

$1 \leq u \leq 5$ mm; $0,2 \leq \delta_n \leq 1$ mm; $9 \leq d_e \leq 16$ mm; $20 \leq s_1 \leq 30$ mm; $10 \leq s_2 \leq 50$ mm; $z \leq 4$

5.1.5.3 Corectarea coeficientului de convecție de partea aerului ținând cont de influența nervurilor:

$$\bar{\alpha}_2 = \alpha_a \frac{S_{n1} \cdot E \cdot \Psi + S_{b1}}{S_{01}} \quad (5.24)$$

unde:

S_{01} - suprafața la care se face raportarea coeficientului de convecție [m^2/m]; se preferă de obicei raportarea la suprafața exterioară netedă a țevilor:

$$S_{01} = \pi \cdot d_e; \quad (5.25)$$

S_{n1} - suprafața nervurilor [m^2/m]:

Pentru nervuri circulare, diametrul exterior al nervurilor, D [m] este:

$$D = d_e + 2 \cdot h \quad (5.26)$$

• nervuri elicoidale:

$$S_{n1} = \frac{2}{u} \left[\frac{\pi(D^2 - (D - 0.8 \cdot h)^2)}{4} + \pi \cdot 0.6 \cdot h \cdot (d_e + 1.2 \cdot h) \right] \quad (5.27a)$$

• nervuri roluite:

$$S_{n1} = \frac{2}{u} \left[\frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d_e^2) \right] \quad (5.27b)$$

• nervuri lamelare:

$$S_{n1} = \frac{2}{u} \left[s_1 \cdot s_2 - \frac{\pi \cdot d_e^2}{4} \right] \quad (5.27c)$$

S_{b1} - suprafața dintre nervuri pe țeava de bază [m^2/m]:

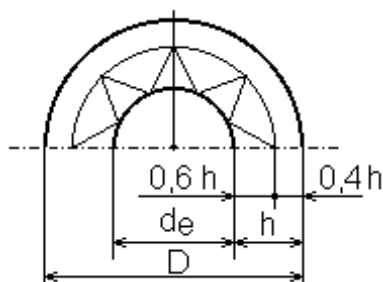


Figura 5.3 Elementele geometrice ale unei nervuri spiralate

- nervuri elicoidale:

$$S_{b1} = \frac{\pi \cdot d_e}{u} \cdot \left(u - \frac{D}{d_e} \cdot \delta_n \right) \quad (5.28a)$$

- nervuri roluite:

$$S_{b1} = \frac{\pi \cdot d_e}{u} (u - \delta_{nb}) \quad (5.28b)$$

- nervuri lamelare:

$$S_{b1} = \frac{\pi \cdot d_e}{u} (u - \delta_n) \quad (5.28c)$$

E - Eficiența termică a nervurilor:

$$E = \frac{\tanh(m \cdot h')}{m \cdot h'} \quad (5.29)$$

unde:

m - parametrul nervurii [m^{-1}]:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha}{\delta_n \cdot \lambda_n}} \quad (5.30)$$

α - coeficientul de convecție care trebuie corectat

h' - înălțimea convențională (echivalentă) a nervurii [m]:

- nervuri rotunde:

$$h' = \frac{D - d_e}{2} \cdot \left(1 + 0,805 \lg \left(\frac{D}{d_e} \right) \right) \quad (5.31a)$$

- nervuri lamelare:

$$h' = \frac{d_e}{2} \cdot (\rho - 1) \cdot (1 + 0,805 \lg \rho) \quad (5.31b)$$

- ◆ pentru dispunere în coridor:

$$\rho = 1,28 \cdot \frac{B}{d_e} \cdot \sqrt{\frac{A}{B} - 0,2} \quad (5.32a)$$

unde: $A = \max(s_1, s_2)$; $B = \min(s_1, s_2)$;

- ◆ pentru dispunere decalată (în eșichier - șah):

$$\rho = 1,27 \cdot \frac{B}{d_e} \cdot \sqrt{\frac{A}{B} - 0,3} \quad (5.32b)$$

unde: $A = \max(2 \cdot s_2, s_2')$; $B = \min(2 \cdot s_2, s_2')$;

Ψ - coeficient ce ține seama de neuniformitatea transferului de căldură pe înălțimea nervurii:

$$\Psi = 1 - 0,058 \cdot (m \cdot h') \quad (5.33)$$

Coeficientul de nervurare este:

$$\beta = \frac{S_e}{S_i} = \frac{S_{n1} + S_{b1}}{S_{i1}} \quad (5.34)$$

5.1.6 CALCULUL DENSITĂȚII DE FLUX TERMIC

5.1.6.1 Calculul densității de flux termic de partea agentului frigorific

Densitatea de flux termic de partea agentului frigorific [W/m^2]:

$$q_{1S_1} = \alpha_1 \cdot (t_1 - t_p) \quad (5.35)$$

5.1.6.2 *Calculul densității de flux termic de partea aerului*

Densitatea de flux termic de partea aerului [W/m²]:

$$q_{2\ s_i} = \frac{t_p - t_2}{\frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{d_i}{d_e} + R_c + \frac{\delta_m}{\lambda_m} \cdot \frac{2 \cdot d_i}{d_i + d_e} + R_i} \quad (5.36)$$

Observații:

1. S-a presupus că raportarea coeficientului de convecție α_2 s-a făcut la suprafața exterioară a țevii;
2. Rezistența termică de contact dintre nervuri și țevă se poate neglija: $R_c = 0$
3. Se va considera o rezistență termică: $R_i = (0,1 \dots 0,2) \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \text{ K} / \text{W}$;

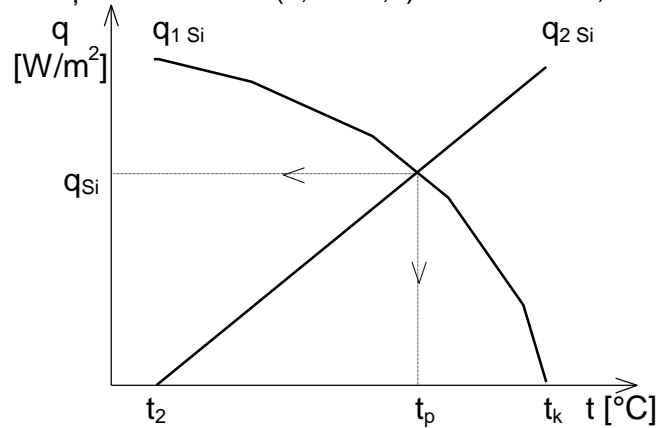


Figura 5.4 Variația densităților de flux termic de partea celor două fluide în funcție de temperatură

Prin rezolvarea ecuației:

$$q_{1\ s_i}(t_p) = q_{2\ s_i}(t_p) \quad (5.37)$$

se obțin valorile lui q_{s_i} și t_p

5.1.7 **CALCULUL SUPRAFEȚEI DE TRANSFER DE CĂLDURĂ**

Suprafața interioară de transfer de căldură calculată [m²]:

$$S_i' = \frac{\Phi_k}{q_{s_i}} \quad (5.38)$$

5.2 CALCULUL CONSTRUCTIV

5.2.1 SCHEMA APARATULUI

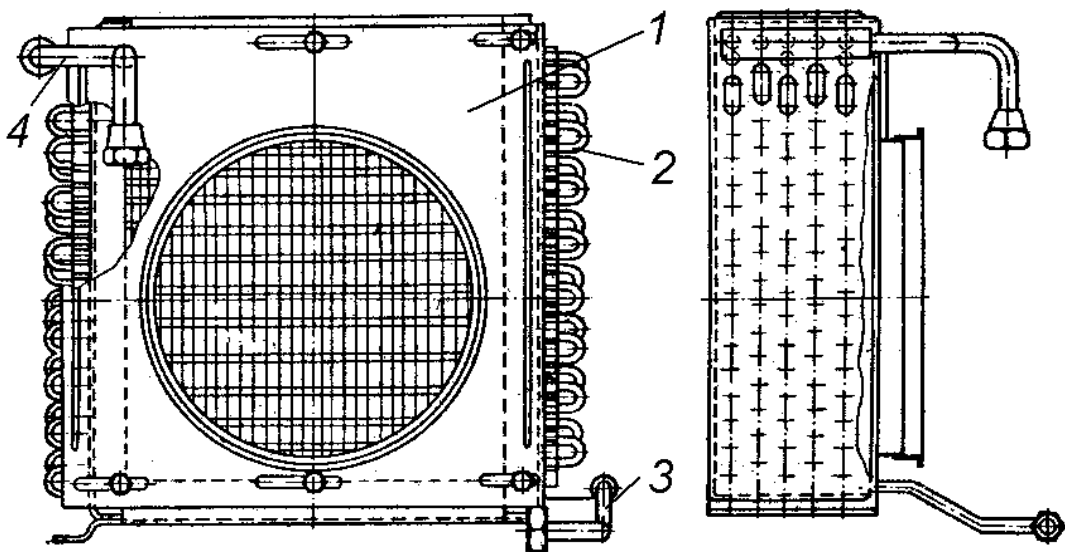


Figura 5.5 Condensator răcit cu aer de putere mică:

- 1 - carcasă, 2 - serpentine, 3 - distribuitor introducere vapori, 4 - colector evacuare lichid

Secțiunea liberă necesară de curgere a aerului [m²]:

$$A_a = \frac{\dot{V}_2}{w_2} \quad (5.39)$$

Secțiunea frontală a aparatului [m²]:

$$A_F = B \cdot H = L_1 \cdot s_1 \quad (5.40)$$

unde:

- B - lățimea aparatului [m];
- H - înălțimea aparatului [m];
- L₁ - lungimea țevilor dintr-o secție [m];

Relația de calcul a secțiunii libere de curgere a aerului (A_a) în funcție de secțiunea frontală (A_F) a aparatului este:

- pentru nervuri lamelare:

$$A_a = A_F \cdot \frac{(s_1 - d_e) \cdot (u - \delta_n)}{s_1 \cdot u} = A_F \cdot \left(1 - \frac{d_e}{s_1}\right) \cdot \left(1 - \frac{\delta_n}{u}\right) = A_F \cdot \left(1 - \frac{d_e + 2 \cdot h \cdot \frac{\delta_n}{u}}{s_1}\right) \quad (5.41a)$$

- pentru nervuri spiralate:

$$A_a = A_F \cdot \left(1 - \frac{d_e + 4.4 \cdot h \cdot \frac{\delta_n}{u}}{s_1}\right) \quad (5.41b)$$

- pentru nervuri roluite:

$$A_a = A_F \cdot \left(1 - \frac{d_e + 2 \cdot h \cdot \frac{\delta_n}{u}}{s_1}\right) \quad (5.41c)$$

- pentru țevi netede: se consideră $\delta_n = 0$

Cu ajutorul uneia dintre aceste relații, în funcție de tipul nervurii, se calculează L₁.

Lungimea totală a țevilor din aparat L_t [m] se calculează în funcție de suprafața interioară de transfer de căldură S'_i [m²]:

$$S'_i = \pi \cdot d_i \cdot L_t \Rightarrow L_t = \frac{S'_i}{\pi \cdot d_i} \quad (5.42)$$

Numărul de secții:

$$z' = \frac{L_t}{L_1} \quad (5.43)$$

Se adoptă z întreg; prin rotunjirea lui z se are în vedere și realizarea unei rezerve de suprafața de transfer de căldură, rezervă care se recomandă a fi de circa 10 %.

Cu numărul de secții (z) adoptat se reia calculul ținând cont de influența acestuia asupra următoarelor mărimi:

$$L_1, A_F, A_L \begin{cases} \nearrow \dot{V}_2; \dot{m}_2; \Delta t_2 \\ \searrow w_2; Re_2; \alpha'_2; \alpha_2; \tau_p; S'_i \end{cases} \text{ sau}$$

Mărimea care trebuie verificată este în primul caz Δt_2 , iar în al doilea caz noul z.

Deoarece ventilatoarele folosite pentru circulația aerului prin aparat au debite constante (indicate în cataloage), de obicei calculul se reia modificând viteza aerului (w₂).

Calculul se consideră încheiat atunci când mărimea obținută ca rezultat este relativ apropiată de cea presupusă ca mărime de intrare.

Numărul de țevi dintr-o secție (m) se determină din următorul sistem de trei ecuații:

$$\left. \begin{aligned} H &= m \cdot s_1 \\ L_1 &= m \cdot B \\ k &= H / B \end{aligned} \right\} \Rightarrow m = \sqrt{k \cdot \frac{L_1}{s_1}} \quad (5.44)$$

Valoarea raportului k se adoptă în funcție de numărul de ventilatoare (se consideră că unui ventilator îi revine o secțiune de curgere aproximativ pătrată).

Se preferă ca valoarea obținută din calcul pentru m să se rotunjească la o valoare pară; cu aceasta se recalculează H și L_1 .

Lungimea aparatului în lungul curentului de aer [m]:

$$L = s_2 \cdot z \quad (5.45)$$

5.3 CALCULUL FLUIDODINAMIC

5.3.1 CALCULUL PIERDERILOR DE PRESIUNE DE PARTEA AERULUI

Relația de calcul a pierderilor de presiune Δp [mm H₂O] depinde de tipul nervurilor după cum urmează:

- pentru nervuri lamelare:

$$\Delta p_a = A \cdot \frac{L}{d_{ech\ a}} \cdot (\rho_a \cdot w_a)^{1,7} \quad (5.46a)$$

unde:

A - coeficient ce ține seama de rugozitatea suprafeței nervurilor: netedă: $A = 0,007$;
rugoasă: $A = 0,0113$

L - lungimea nervurilor în lungul curentului de aer [m] ;

- pentru nervuri spiralate și roluite:

$$\Delta p_a = \Delta p_{loc} = \xi \cdot \frac{\rho_a \cdot w_a^2}{2} \cdot z \quad (5.46b)$$

unde:

ξ - coeficient de rezistență locală pentru un rând de țevi ;

$a = s_1/d_e$; $b = s_2/d_e$

Pentru $10^4 \leq Re \leq 2 \cdot 10^5$:

$$j = -0,12 \cdot \sqrt{\frac{b-1}{a-1}} \quad ; \quad A = \frac{b-0,8}{a-1} \quad (5.47)$$

- dacă $A \leq 1$: $\xi = 0,52 \cdot A \cdot Re^j$
- dacă $A > 1$: $\xi = 0,52 \cdot A^{1,5} \cdot Re^j$

6. PROIECTAREA UNUI CONDENSATOR ATMOSFERIC

a. Agent frigorific
b. Sarcina termică	Φ_k kW
c. Temperatura aerului	t_a °C
d. Umiditatea relativă a aerului	ϕ_a %
e. Coeficientul de convecție liberă a aerului (17...35 W/(m ² ·K))	α_a W/(m ² ·K)
f. Temperatura apei proaspete	t_z °C
g. Încălzirea apei (2 ... 3 °C)	Δt_w °C
h. Dif medie aprox. de temp la condensare (4...6 °C)	$\Delta t'_m$ °C
i. Densitatea de stropire (doar pentru țevi orizontale) (0,5 ... 1)	Γ kg/m·s
j. Material țevă
k. Diametrul exterior al țevii	d_e m
l. Grosime perete țevă	δ_t m
m. Grosimea peliculei de ulei din țevă	δ_u m
n. Grosimea stratului de piatră de pe țevă	δ_p m
o. Grosimea stratului de vopsea de pe țevă (0,1 mm)	δ_v m
p. Coefic. de mărire a supraf. de contact apă-aer (1,5 ... 2)	β_{wa} [-]
q. Așezarea țevilor	
r. Înălțimea aparatului (doar pentru țevi verticale) (1,5 ... 3 m)	H m
s. Numărul de secții în paralel (doar pentru țevi orizontale)	Z buc

6.1 CALCULUL TERMIC

6.1.1 ECUAȚIILE DE BILANȚ TERMIC ȘI TRANSFER DE CĂLDURĂ

$$\Phi_k + \dot{m}_z \cdot c_p \cdot t_z = \dot{\Phi}'_a + (\dot{m}_z - \dot{m}_e) c_p \cdot t_{we} \quad (6.1)$$

Sarcina termică (Φ_k) este preluată atât de aer (Φ_a), cât și de apa de răcire (Φ_w):

$$\Phi_k = \Phi_a + \Phi_w \quad (6.2)$$

unde:

Φ_a - Sarcina termică preluată de aer, [kW]:

$$\Phi_a = \dot{\Phi}'_a - \dot{m}_e \cdot c_p \cdot t_z = \sigma \cdot \beta_{wa} \cdot S_e \cdot (h_{aw} - h_{ai}) \quad (6.3)$$

Φ_w - Sarcina termică preluată de apă, [kW]:

$$\Phi_w = (\dot{m}_z - \dot{m}_e) (t_{we} - t_z) c_p \quad (6.4)$$

6.1.2 STABILIREA REGIMULUI DE TEMPERATURI

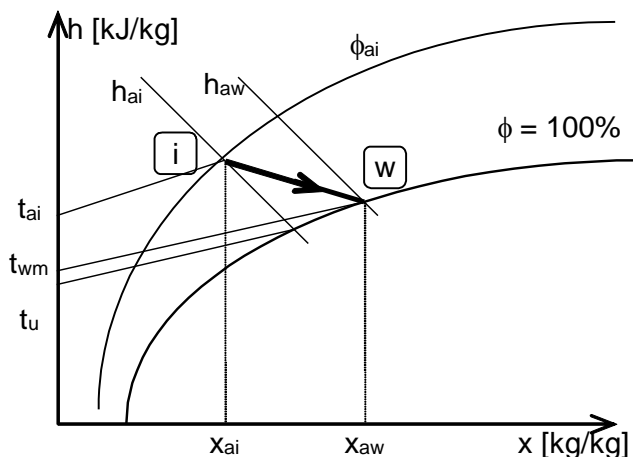


Figura 6.1 Diagrama h-x cu reprezentarea proceselor de transfer de căldură și masă între apă și aer

Din diagrama h-x pentru aer umed, în funcție de t_a și ϕ_a se citesc: x_a , h_a , t_u .

Între următoarele cinci mărimi: t_{wi} , t_{we} , t_{wm} , Δt_w și a există următoarele relații de legătură:

$$t_{wm} = \frac{t_{wi} + t_{we}}{2} \quad (6.5)$$

$$\Delta t_w = t_{we} - t_{wi} \quad (6.6)$$

$$a = \frac{\Delta t_w}{t_{we} - t_z} \quad (6.7)$$

Sistemul de 3 ecuații se rezolvă adoptând două mărimi din cele cinci (în cazul de față Δt_w și t_{wm}). Temperatura medie a apei în primă aproximație:

$$t'_{wm} = t_u + (4...6) \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.8)$$

Temperaturile apei la intrarea și iesirea din aparat:

$$t_{wi} = t'_{wm} - \Delta t_w / 2 \quad (6.9a)$$

$$t_{we} = t'_{wm} + \Delta t_w / 2 \quad (6.9b)$$

Din ecuația de bilanț termic pe pompa de circulație a apei (neglijând energia termică comunicată de pompa apei) rezultă:

$$\dot{m}_z \cdot t_z + (\dot{m}_w - \dot{m}_z) \cdot t_{we} = \dot{m}_w \cdot t_{wi} \Rightarrow a = \frac{\dot{m}_z}{\dot{m}_w} = \frac{t_{we} - t_{wi}}{t_{we} - t_z} = \frac{\Delta t_w}{t_{we} - t_z} \quad (6.10)$$

Se recomandă factorul de recirculare:

$$a = \frac{\dot{m}_z}{\dot{m}_w} \approx 0,2 \dots 1 \quad (6.11)$$

Temperatura de condensare a agentului frigorific:

$$t_k = t'_{wm} + \Delta t'_m \quad (6.12)$$

Diferența medie logaritmică de temperatură:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_w}{\ln \frac{t_k - t_{wi}}{t_k - t_{we}}} \quad (6.13)$$

Temperaturile medii ale fluidelor:

$$t_1 = t_k ; t_2 = t_{wm} = t_k - \Delta t_m \quad (6.14)$$

6.1.3 STABILIREA PROPRIETĂȚILOR TERMOFIZICE ALE FLUIDELOR

Proprietățile termofizice ale fluidelor se extrag din tabele sau diagrame pentru valori întregi ale temperaturilor care „încadrează” temperatura medie a acestora și se înscriu în coloanele 2, 4, 5 și 7 ale unui tabel de forma celui de mai jos; valorile corespunzătoare temperaturilor medii se calculează prin interpolare liniară și se înscriu în coloanele 3 și 6.

Tabelul 1.1 Proprietățile termofizice ale fluidelor

Propriet.	U.M.	Fluid cald:			Fluid rece:		
		2	3	4	5	6	7
t	°C						
ρ	kg/m ³						
c_p	J/kg·K						
λ	W/m·K						
η	Pa·s						
v	m ² /s						
Pr	-						
Δh_{fg}	J/kg						

6.1.4 DETERMINAREA REGIMURILOR DE CURGERE

Fluidul cald (agent frigorific): condensare în interiorul țevilor orizontale ($d_{ech 1} = d_i$) sau verticale ($d_{ech 1} = H$).

Fluidul rece (agent de răcire - apă): curgere peliculară gravitațională pe fascicul de țevi netede orizontale ($d_{ech 2} = d_e$) sau verticale ($d_{ech 2} = H$).

În continuare calculul se face în funcție de varianta constructivă aleasă (cu țevi verticale sau orizontale). În ambele variante se vor lua în calcul următoarele rezistențe termice suplimentare (interioare și exterioare):

$$R_i = \delta_u / \lambda_u \text{ [m}^2 \cdot \text{K / W]}; R_e = \delta_v / \lambda_v + \delta_p / \lambda_p \text{ [m}^2 \cdot \text{K/W]} \quad (6.15)$$

Se vor considera următoarele conductivități termice:

- oțel: $\lambda_m = 50 \text{ W/mK}$; • ulei: $\lambda_u = 0,12 \text{ W/mK}$;
- piatră: $\lambda_p = 1,5 \text{ W/mK}$; • vopsea: $\lambda_v = 0,58 \text{ W/m} \cdot \text{K}$

6.1.5 VARIANTA I: Țevi orizontale

6.1.5.1 CALCULUL COEFICIENȚILOR DE CONVECȚIE

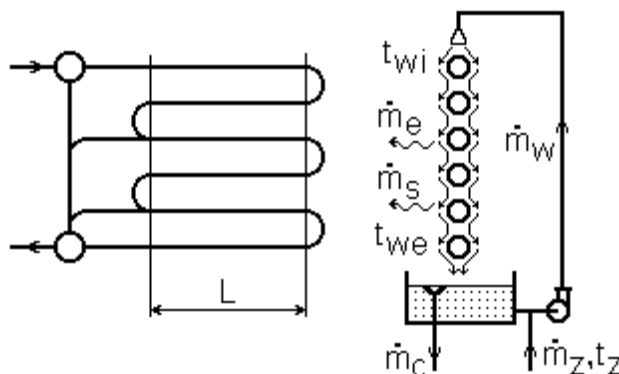


Figura 6.2 Schema circulației apei

6.1.5.1.1 Coeficientul de convecție de partea agentului frigorific

Pentru condensarea în interiorul țevilor orizontale coeficientul de convecție $[\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$ se calculează cu relația:

$$\alpha_1 = C \cdot \sqrt[4]{\frac{g \cdot \Delta h_{fg} \cdot \rho_1^2 \cdot \lambda_1^3}{\eta_1 \cdot d_i}} (t_1 - t_p)^{-1/4} \quad (6.16)$$

unde:

pentru amoniac: $C = 0,56$; pentru agenți halogenați: $C = 0,72$

Pentru condensatoare cu serpentină (cazul de față) și amoniac se va folosi relația:

$$\alpha_1 = 2100 \cdot (t_k - t_p)^{-1/6} \cdot d_i^{-1/4} \quad (6.17)$$

6.1.5.1.2 Coeficientul de convecție de partea apei

Pentru curgerea peliculară gravitațională a apei pe țevi orizontale relația criterială de calcul a coeficientului de convecție este:

- pentru stropire cu apă:

$$\alpha_w = 3730 \cdot \Gamma^{0,4} \text{ [W / m}^2 \cdot \text{K]} \quad (6.18)$$

sau

$$\alpha_w = 9750 \cdot \Gamma^{1/3} \text{ [W / m}^2 \cdot \text{K]} \quad (6.19)$$

unde:

Γ - debitul de apă pentru un metru liniar de țevă netedă $[\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})]$;

- pentru curgerea peliculară a lichidelor:

pentru $1,1 \leq Re \leq 200$:

$$Nu_w = 0,51 \cdot Re_w^{0,33} \cdot Pr_w^{0,48} \quad (6.20)$$

pentru $200 \leq Re \leq 1500$:

$$Nu_w = 0,025 \cdot Re_w^{0,63} \cdot Pr_w^{0,48} \quad (6.21)$$

unde:

grosimea peliculei δ_w [m]:

$$\delta_w = 0,906 \cdot \sqrt[3]{\frac{\eta_w \cdot \Gamma}{2 \cdot \rho_w}} \quad (6.22)$$

viteza medie de curgere a peliculei w_w [m/s]:

$$w_w = \frac{\Gamma}{\rho_w \cdot \delta_w} \quad (6.23)$$

dimensiunea determinantă d_{ech} [m]:

$$d_{ech\ w} = \frac{4 \cdot A}{P} = \frac{4 \cdot \delta_w \cdot l}{l} = 4 \cdot \delta_w \quad (6.24)$$

$$Re_w = \frac{w_w \cdot d_{ech\ w}}{\nu_w} = \frac{4 \cdot \Gamma}{\eta_w} ; \quad Nu_w = \frac{\alpha_w \cdot d_{ech\ w}}{\lambda_w} \quad (6.25)$$

Relațiile sunt valabile pentru:

$$\Gamma = 0,033 \dots 0,33; \quad d_e = 25 \text{ mm}; \quad s_1/d_e = 1,1; \quad Pr = 4,3 \dots 4880; \quad Re_w = 1,1 \dots 500$$

- pentru $s_v / d = 1,7 \dots 2$:

$$Nu_w = 0,0245 \cdot Re_w^{0,73} \cdot Pr_w^{0,4} \quad (6.26)$$

Mărimile care intervin se calculează ca în relațiile precedente.

6.1.5.2 CALCULUL DENSITĂȚILOR DE FLUX TERMIC

Densitatea de flux termic de partea agentului frigorific [W/m^2]:

$$q_{1\ s_i} = \alpha_1 \cdot (t_k - t_p) \quad (6.27)$$

Densitatea de flux termic de partea apei [W/m^2]:

$$q_{w\ s_i} = \frac{t_p - t_{wm}}{\left(\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_p}{\lambda_p} + \frac{\delta_v}{\lambda_v} \right) \cdot \frac{d_i}{d_e} + \frac{\delta_t}{\lambda_t} \cdot \frac{2 \cdot d_i}{d_i + d_e} + \frac{\delta_u}{\lambda_u}} \quad (6.28)$$

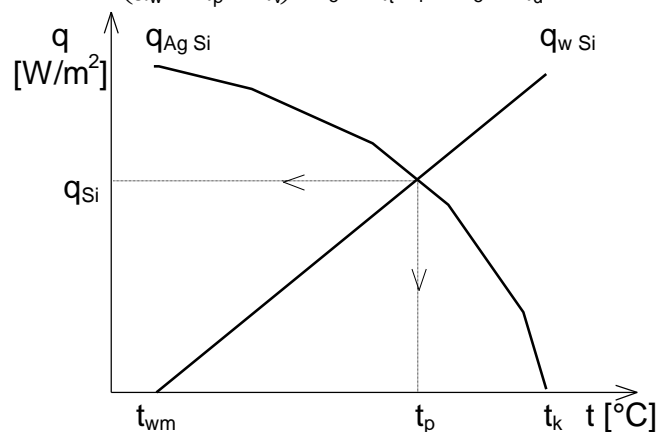


Figura 6.3 Variația densităților de flux termic de partea celor două fluide în funcție de temperatură

Prin rezolvarea ecuației:

$$q_{1\ s_i}(t_p) = q_{w\ s_i}(t_p) \quad (6.29)$$

se obțin valorile lui q_{S_i} și t_p

6.1.5.3 CALCULUL SUPRAFEȚEI DE TRANSFER DE CĂLDURĂ

Suprafața de transfer de căldură agent frigorific-apă [m^2]:

$$S'_i = \frac{\Phi_k}{q_{S_i}} ; \quad S'_e = S'_i \cdot d_e / d_i \quad (6.30)$$

Pentru realizarea unui grad de acoperire, suprafața de transfer de căldură se majorează cu 10 %:

$$S_e \approx 1,1 \cdot S'_e \quad (6.31)$$

Suprafața de transfer de căldură apă-aer [m^2]:

$$S_{w-a} = \beta_{wa} \cdot S_e \quad (6.32)$$

6.1.5.4 CALCULUL SARCINILOR TERMICE

Sarcina termică preluată de aer Φ_a [kW]:

$$\Phi_a = \sigma \cdot \beta_{wa} \cdot S_e \cdot (h_{aw} - h_{ai}) \quad (6.33)$$

unde:

h_{aw} , x_{aw} se citesc din diagrama h-x pentru aer umed, pentru t_{wm} și $\phi_a = 100\%$

$\sigma = \frac{\alpha_a}{C_{pa}}$ - coeficient de evaporare [kg/m²·s];

C_{pa} - căldura specifică a aerului, [kJ/kg·grd]

Sarcina termică preluată de apă [kW]:

$$\dot{\Phi}_w = \dot{m}_c \cdot C_{pw} \cdot (t_{we} - t_z) \quad (6.34)$$

unde:

C_{pw} - căldura specifică a apei, [kJ/kg·grd]

◇ debitul de apă evacuat la canalizare [kg/s]:

$$\dot{m}_c = \dot{m}_z - (\dot{m}_e + \dot{m}_s) \quad (6.35)$$

unde:

◇ debitul de apă evaporată [kg/s]:

$$\dot{m}_e = \sigma \cdot \beta_{wa} \cdot S_e \cdot (x_{aw} - x_{ai}) \quad (6.36)$$

◇ debitul de apă pierdută prin stropi [kg/s]:

$$\dot{m}_s = 0,1 \cdot \dot{m}_e \quad (6.37)$$

◇ debitul de apă circulantă de către pompă [kg/s]:

$$\dot{m}_w = \frac{\dot{\Phi}_k - \dot{\Phi}_a + (\dot{m}_e + \dot{m}_s) \cdot C_{pw} \cdot t_{we}}{C_{pw} \cdot \Delta t_w} \quad (6.38)$$

◇ debitul de apă de la rețea [kg/s]:

$$\dot{m}_z = a \cdot \dot{m}_w \quad (6.39)$$

6.1.5.5 CALCULUL CONSTRUCTIV

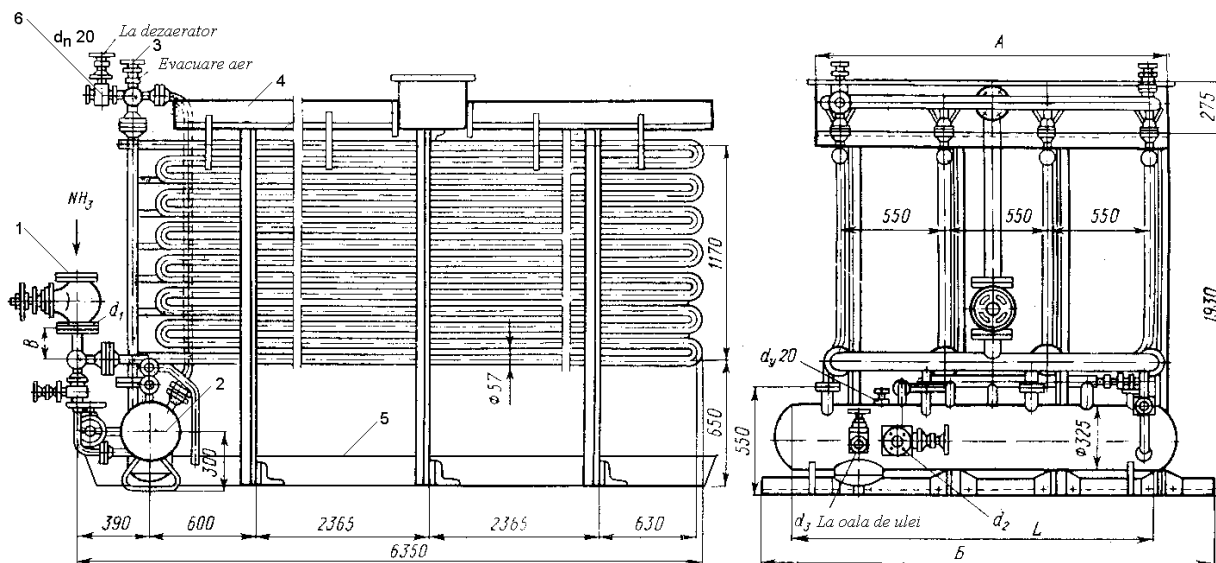


Figura 6.4 Condensator atmosferic cu țevi orizontale pentru amoniac

1 - Intrare amoniac vapori; 2 - Rezervor amoniac; 3 - Racord dezaerare secție; 4 - Jgheab distribuție apă; 5 - Tavă colectare apă; 6 - Racord dezaerare

6.1.5.5.1 Dimensiunile principale ale condensatorului

Lungimea unei secții (L) - se calculează în funcție de densitatea de stropire:

$$\Gamma = \frac{\dot{m}_w}{L' \cdot z} \Rightarrow L' = \frac{\dot{m}_w}{\Gamma \cdot z} \quad (6.40)$$

Numărul de secții (z) se alege astfel încât din calcul să se obțină $L' = 4 \dots 6$ m.

Suprafața unei secții [m²]:

$$S_{e1} = \frac{S_e}{z} = \pi \cdot d_e \cdot L_1 \quad (6.41)$$

Lungimea țevilor dintr-o secție [m]:

$$L_1 = \frac{S_e}{z \cdot \pi \cdot d_e} \quad (6.42)$$

Numărul de țevi dintr-o secție [buc]:

$$n'_z = L_1 / L \quad (6.43)$$

Se alege n_z întreg; se recomandă $n_z = 14 \dots 18$ buc.

6.1.5.5.2 Dimensiunile de gabarit ale condensatorului

Se aleg:

- pasul dintre două secții: $s_o = 0,5 \dots 0,6$ m
- pasul dintre două țevi ale unei secții: $s_v = (1,7 \dots 2) \cdot d_e$

Înălțimea condensatorului [m]:

$$H = (n_z - 1) \cdot s_v + d_e + 0,3 \quad (6.44)$$

Lățimea condensatorului [m]:

$$B = (z - 1) \cdot s_o + d_e \quad (6.45)$$

Lungimea totală a condensatorului [m]:

$$L_t = L + s_v + 0,3 \quad (6.46)$$

6.1.6 VARIANTA II: Țevi verticale

Calculul se face tabelar (după modelul din Tabelul 6.11), adoptând pentru densitatea de stropire Γ diferite valori în intervalul recomandat: $0,5 \dots 1$ kg/m·s; valoarea reală a densității de stropire se determină grafic prin intersecția curbelor $q_{s_i}(\Gamma)$ și $q_{s_i}(\Gamma')$.

6.1.6.1 CALCULUL COEFICIENȚILOR DE CONVECȚIE

6.1.6.1.1 Coeficientul de convecție de partea agentului frigorific

Pentru calculul valorii orientative a criteriului Reynolds se presupune în primă aproximație că în aparat se realizează o densitate de flux termic $q_{s_i} = 2500 \dots 5000$ W/m²

$$Re_1 = \frac{q_{s_i} \cdot H}{\Delta h_{fg1} \cdot \eta_1} \quad (6.47)$$

Relația de calcul a coeficientului de convecție α_1 este valabilă pentru regimul de curgere ondulatorie ($Re_1 \leq 400$):

pentru $Re_1 \leq 5 \dots 7$: $C = 0,943$, iar pentru $5 \dots 7 \leq Re_1 \leq 400$: $C = 1,15$;

$$\alpha_1 = C \cdot \sqrt[4]{\frac{g \cdot \Delta h_{fg1} \cdot \rho_1^2 \cdot \lambda_1^3}{\eta_1 \cdot H}} (t_1 - t_p)^{-1/4} \text{ [W/m}^2\text{·K]} \quad (6.48)$$

6.1.6.1.2 Coeficientul de convecție de partea apei

Pentru curgerea peliculară gravitațională a apei prin țevi verticale relația criterială de calcul a coeficientului de convecție este:

$$\begin{aligned} Nu_w &= 0,67 \cdot (Ga_w^2 \cdot Pr_w^3 \cdot Re_w)^{1/9} \text{ pentru } Re_w < 2000 \text{ sau} \\ Nu_w &= 0,01 \cdot (Ga_w \cdot Pr_w \cdot Re_w)^{1/3} \text{ pentru } Re_w \geq 2000 \end{aligned} \quad (6.49)$$

unde:

Criteriul Galilei:

$$Ga_w = \frac{g \cdot H^3}{\nu_w^2} \quad (6.50)$$

Criteriul Reynolds:

$$Re_w = \frac{4 \cdot \Gamma_w}{\eta_w} = \frac{4 \cdot (\delta_w \cdot w_w)}{\nu_w} \quad (6.51)$$

Densitatea de stropire:

$$\Gamma_w = \frac{\dot{m}_w}{\pi \cdot d_i \cdot n} = \rho_w \cdot (\delta_w \cdot w_w) \quad (6.52)$$

Coeficientul de convecție α_w [W/(m²·K)]:

$$\alpha_w = \frac{Nu_w \cdot \lambda_w}{d_{ech\ w}} = \alpha_i \quad (6.53)$$

6.1.6.2 CALCULUL DENSITĂȚILOR DE FLUX TERMIC

6.1.6.2.1 Calculul densității de flux termic de partea agentului frigorific [W/m²]

$$q_{1\ s_i} = \alpha_1 \cdot (t_1 - t_p) \quad (6.54)$$

6.1.6.2.2 Calculul densității de flux termic de partea apei [W/m²]

$$q_{2\ s_i} = \frac{t_p - t_2}{R} \quad (6.55)$$

unde:

$$R_t = \left(\frac{1}{\alpha_w} + R_e \right) \frac{d_i}{d_e} + \frac{\delta_t}{\lambda_t} \cdot \frac{d_i}{d_m} + R_i \quad (6.56)$$

Se caută valoarea temperaturii peretelui țevii (t_p) astfel încât să se realizeze egalitatea dintre cele două densități de flux termic:

$$q_{1\ s_i}(t_p) = q_{2\ s_i}(t_p) \quad (6.57)$$

Tabelul 6.11 Tabel centralizator pentru calculul densității de flux termic

Mărime		Rel	Valoare				variabilă			
Γ		-								
Re _w		(6.51)								
Nu _w		(6.49)								
α _w		(6.53)								
R _t		(6.56)								
t _p	q _{1 s_i}	(6.54)								
	q _{w s_i}	(6.55)								
q _{s_i}		(6.57)								
S _e		(6.58)								
n'		(6.59)								
Φ _a		(6.3)								
• m _w		(6.38)								
Γ'		(6.60)								

Observații:

- La calculul lui S_e s-a considerat o rezervă de suprafață de 10 %
- Calculul lui m_w se face ca la Varianta I (pct. 6.1.5.4)

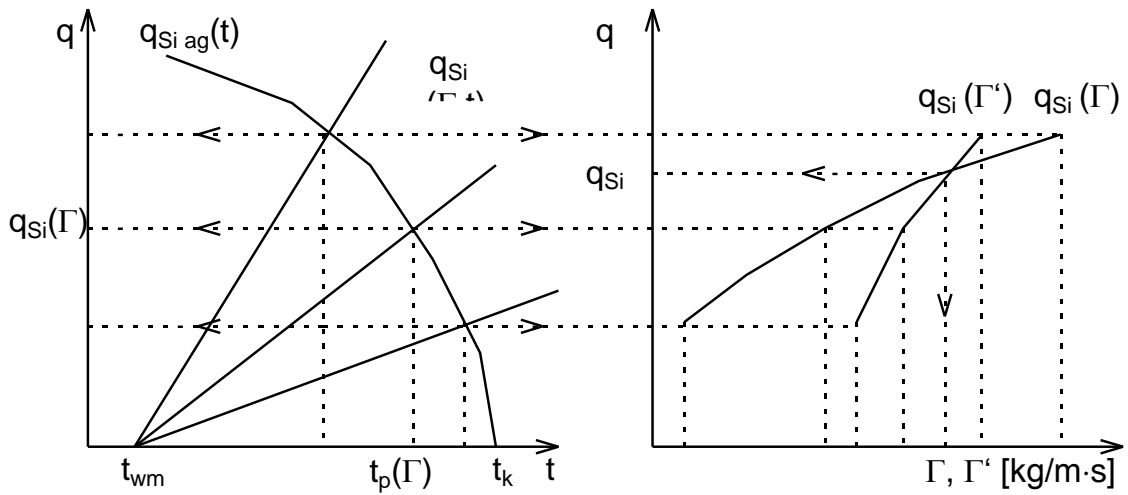


Figura 6.5 Variația densității de flux termic q_{s_i} în funcție de coeficientul de stropire Γ

6.1.6.3 CALCULUL SUPRAFEȚEI DE TRANSFER DE CĂLDURĂ

Suprafața interioară de transfer de căldură [m^2] este:

$$S_e = \frac{d_e}{d_i} \cdot \frac{\Phi_k}{q_{s_i}} \quad (6.58)$$

unde q_{s_i} este valoarea obținută prin intersecția grafică a curbelor $q_{s_i}(\Gamma)$ și $q_{s_i}(\Gamma')$.

Numărul de țevi stropite în paralel (valoarea obținută se rotunjește):

$$n' = \frac{S_e}{\pi \cdot d_e \cdot H} \quad (6.59)$$

Densitatea reală de stropire Γ' [$kg/m \cdot s$]:

$$\Gamma' = \frac{\dot{m}_w}{\pi \cdot d_e \cdot n'} \quad (6.60)$$

7. PROIECTAREA UNUI CONDENSATOR CU EVAPORARE FORȚATĂ

a. Sarcina termică	Φ_kkW
b. Agent frigorific
c. Temperatura de intrare a aerului	t_{ai} °C
d. Umiditatea relativă a aerului	φ_{ai} %
e. Viteza aerului în secțiunea îngustată (5 ...10 m/s)	w_a m/s
f. Debitul volumic specific de aer ($3...5 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3/\text{kW}\cdot\text{s}$)	\dot{V}_{as} $\text{m}^3/\text{kW}\cdot\text{s}$
g. Diferența medie de temperatură la condensare ($4...7 \text{ }^\circ\text{C}$)	Δt_{mk} °C
h. Coeficientul de stropire ($0,25 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$)	Γ $\text{kg/m}\cdot\text{s}$
i. Consumul specific de apă ($2,7 \dots 4 \cdot 10^{-2} \text{ kg/s}\cdot\text{kW}$)	\dot{m}_{ws} $\text{kg/s}\cdot\text{kW}$
j. Material țevă	
k. Diametrul exterior al țevii	d_e m
l. Grosimea peretelui țevii	δ_tm
m. Așezarea țevilor	
n. Tipul nervurii	
o. Materialul nervurii	
p. Grosimea nervurii	δ_nm
q. Pasul nervurii	u m
r. Înălțimea nervurii	h m
s. Grosimea stratului de ulei din țevă	δ_u m
t. Grosimea stratului de piatră de pe țevă	δ_p m
u. Coef. de creștere a suprafeței de contact apă-aer (1,5 ... 2)	β_{wa} [-]
v. Raportul lungime/lățime al aparatului (L/B)	k [-]

7.1 CALCULUL TERMIC

7.1.1 ECUAȚIILE DE BILANȚ TERMIC ȘI TRANSFER DE CĂLDURĂ

Deoarece regimul de temperaturi la care funcționează aparatul este apropiat de cel al mediului înconjurător, ecuațiile se vor scrie neluând în considerare schimbul de căldură cu exteriorul; condițiile specifice de funcționare fac ca temperatura apei de răcire să fie constantă:

$$\Phi_k = \dot{m}_1 \cdot \Delta h_1 = \dot{m}_a \cdot \Delta h_a \quad (7.1)$$

7.1.2 STABILIREA REGIMULUI DE TEMPERATURI

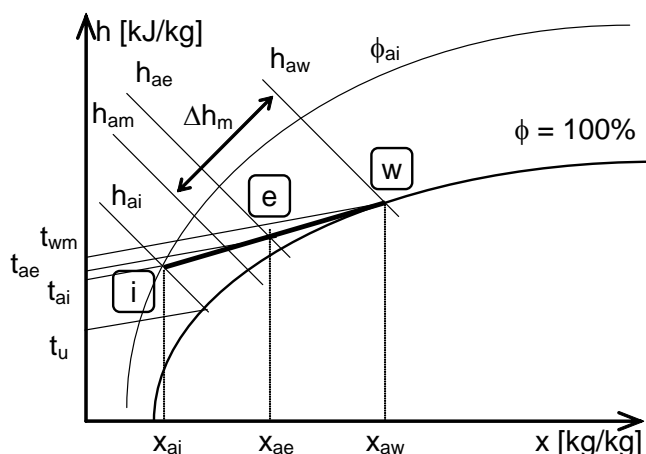


Figura 7.1 Diagrama h-x cu reprezentarea proceselor de transfer de căldură și masă între apă și aer

Pentru φ_{ai} și t_{ai} se citesc din diagrama h-x temperatura termometrului umed t_u [°C], conținutul de umiditate x_{ai} [kg um/kg au] și entalpia h_{ai} [kJ/kg].

Temperatura de condensare a agentului frigorific:

$$t_k = (t_u + (8...10)^\circ\text{C}) + \Delta t_{mk} \quad (7.2)$$

7.1.3 DETERMINAREA REGIMURILOR DE CURGERE

Aerul: curgere transversală peste un fascicul de țevi orizontale (netede sau nervurate);

Apa: curgere peliculară gravitațională peste un fascicul de țevi orizontale (netede sau nervurate);

Agentul frigorific: condensare în interiorul unor serpentine plane verticale sau înclinate cu țevi orizontale.

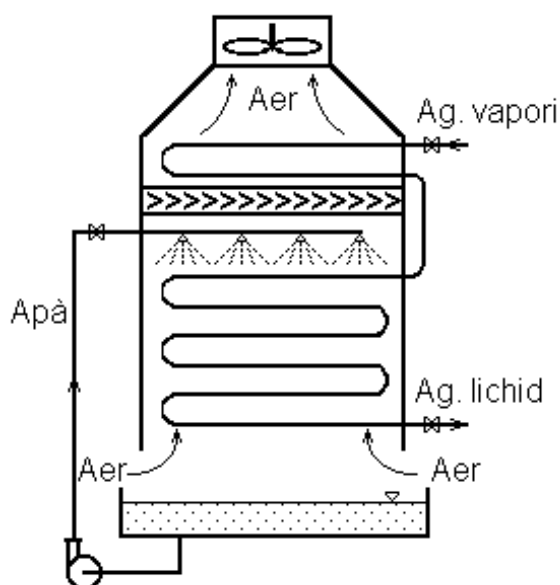


Figura 7.2 Schema circulației fluidelor pentru un condensator cu evaporare forțată

7.1.4 CALCULUL SUPRAFEȚEI DE TRANSFER DE CĂLDURĂ

Calculul se face (de preferință grafic sau tabelar) în funcție de temperatura medie a peliculei de apă (t_{wm}) pentru care se recomandă următorul interval de valori:

Temperatura medie aproximativă a apei de răcire:

$$t_{wm} = t_u + (8 \dots 10) \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.3)$$

Se va determina suprafața de transfer de căldură agent frigorific-apă (S'_e), pe de o parte, și suprafața de transfer de căldură și masă apă-aer (S''_e), pe de altă parte. Mărimea reală a suprafeței și a temperaturii medii a peliculei de apă se determină din condiția de egalitate a celor două suprafețe. Valoarea obținută reprezintă suprafața totală de transfer de căldură, incluzând atât desupraîncălzitorul cât și zona de condensare propriu-zisă.

Se vor lua în calcul următoarele rezistențe termice suplimentare (interioare și exterioare) [$\text{m}^2\text{K/W}$]:

$$R_i = \delta_u / \lambda_u ; R_e = \delta_p / \lambda_p \quad (7.4)$$

Se vor considera următoarele conductivități termice:

- otel: $\lambda_m = 50 \text{ W/mK}$; • ulei: $\lambda_u = 0,12 \text{ W/mK}$;
- piatră: $\lambda_p = 1,5 \text{ W/mK}$; • vopsea: $\lambda_v = 0,58 \text{ W/m}\cdot\text{K}$

7.1.5 STABILIREA PROPRIETĂȚILOR TERMOFIZICE ALE FLUIDELOR

Proprietățile termofizice ale fluidelor se extrag din tabele sau diagrame pentru valori întregi ale temperaturilor, care „încadrează” temperatura medie a acestora, și se înscriu în coloanele 2, 4, 5 și 7 ale unui tabel de forma celui de mai jos; valorile corespunzătoare temperaturilor medii se calculează prin interpolare liniară și se înscriu în coloanele 3 și 6.

Tabelul 7.1 Proprietățile termofizice ale fluidelor

Propriet.	U.M.	Agent frigorific:				A:		
0	1	2	3	4	5	6	7	
t	$^\circ\text{C}$							
ρ	kg/m^3							
c_p	$\text{J/kg}\cdot\text{K}$							
λ	$\text{W/m}\cdot\text{K}$							

η	Pa · s						
ν	m ² /s						
Pr	-						
Δh_{fg}	J/kg						

7.1.5.1 *Calculul suprafeței de transfer de căldură agent frigorific-apă (S'_e)*

Această valoare se va obține prin egalarea densităților de flux termic de partea agentului frigorific și a apei.

7.1.5.1.1 *Calculul coeficienților de convecție*

7.1.5.1.1.1 *Calculul coeficientul de convecție de partea agentului frigorific*

Pentru condensarea în interiorul țevilor orizontale coeficientul de convecție [W/m²·K] se calculează cu relația:

$$\alpha_1 = C \cdot \sqrt[4]{\frac{g \cdot r_1 \cdot \rho_1^2 \cdot \lambda_1^3}{\eta_1 \cdot d_i}} (t_k - t_p)^{-1/4} \quad (7.5)$$

unde:

pentru amoniac: $C = 0,56$; pentru agenți halogenați: $C = 0,72$

Pentru condensatoare cu serpentină (cazul de față) și amoniac se va folosi relația:

$$\alpha_{Ag} = 2100 \cdot (t_k - t_p)^{-1/6} \cdot d_i^{-1/4} \quad (7.6)$$

7.1.5.1.1.2 *Calculul coeficientul de convecție de partea apei*

Se pot folosi următoarele relații de calcul:

Pentru curgerea peliculară gravitațională a apei pe țevi orizontale relația criterială de calcul a coeficientului de convecție este:

- pentru stropire cu apă:

$$\alpha_w = 3730 \cdot \Gamma^{0,4} \quad [W / m^2 \cdot K] \quad (7.7)$$

sau

$$\alpha_w = 9750 \cdot \Gamma^{1/3} \quad [W / m^2 \cdot K] \quad (7.8)$$

unde:

Γ - debitul de apă pentru un metru liniar de țeavă netedă [kg/(m·s)];

- pentru curgerea peliculară a lichidelor:

pentru $1,1 \leq Re \leq 200$:

$$Nu_w = 0,51 \cdot Re_w^{0,33} \cdot Pr_w^{0,48} \quad (7.9)$$

pentru $200 \leq Re \leq 1500$:

$$Nu_w = 0,025 \cdot Re_w^{0,63} \cdot Pr_w^{0,48} \quad (7.10)$$

unde:

grosimea peliculei δ_w [m]:

$$\delta_w = 0,906 \cdot \sqrt[3]{\frac{\eta_w \cdot \Gamma}{\rho_w}} \quad (7.11)$$

viteza medie de curgere a peliculei w_w [m/s]:

$$w_w = \frac{\Gamma}{\rho_w \cdot \delta_w} \quad (7.12)$$

dimensiunea determinantă d_{ech} [m]:

$$d_{ech w} = \frac{4 \cdot A}{P} = \frac{4 \cdot \delta_w \cdot l}{l} = 4 \cdot \delta_w \quad (7.13)$$

$$Re_w = \frac{w_w \cdot d_{ech w}}{\nu_w} = \frac{4 \cdot \Gamma}{\eta_w} ; Nu_w = \frac{\alpha_w \cdot d_{ech w}}{\lambda_w} \quad (7.14)$$

Relațiile sunt valabile pentru:

$$\Gamma = 0,033 \dots 0,33; d_e = 25 \text{ mm}; s_1/d_e = 1,1; Pr = 4,3 \dots 4880; Re_w = 1,1 \dots 500$$

- pentru $s_v / d = 1,7 \dots 2$:

$$Nu_w = 0,0245 \cdot Re_w^{0,73} \cdot Pr_w^{0,4} \quad (7.15)$$

Mărimile care intervin se calculează ca în relațiile precedente.

7.1.5.1.1.3 Corectarea coeficientului mediu de convecție de partea apei

Obs.: În cazul nervurilor lamelare se consideră în primă aproximație pașii de așezare a țevilor $s_1 = s_2 \approx 2d_e$. La sfârșitul calculului este necesar să se verifice dacă valoarea obținută pentru s_1 este apropiată de cea adoptată; în caz contrar calculul se reia din acest punct cu valoarea lui s_1 obținută din calcul.

Dacă se ține cont de influența nervurilor, coeficientul mediu de convecție de partea apei este:

$$\bar{\alpha}_w = \alpha_w \cdot \frac{S_{n1} \cdot E \cdot \Psi + S_{b1}}{S_{01}} \quad (7.16)$$

unde:

S_{01} - suprafața la care se face raportarea coeficientului de convecție [m^2/m]; se preferă de obicei raportarea la suprafața exterioară netedă a țevilor:

$$S_{01} = \pi \cdot d_e; \quad (7.17)$$

S_{n1} - suprafața nervurilor [m^2/m]:

Pentru nervuri circulare, diametrul exterior al nervurilor, D [m] este:

$$D = d_e + 2 \cdot h \quad (7.18)$$

- nervuri elicoidale:

$$S_{n1} = \frac{2}{u} \left[\frac{\pi(D^2 - (D - 0.8 \cdot h)^2)}{4} + \pi \cdot 0.6 \cdot h \cdot (d_e + 1.2 \cdot h) \right] \quad (7.19a)$$

- nervuri roluite:

$$S_{n1} = \frac{2}{u} \left[\frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d_e^2) \right] \quad (7.19b)$$

- nervuri lamelare:

$$S_{n1} = \frac{2}{u} \left[s_1 \cdot s_2 - \frac{\pi \cdot d_e^2}{4} \right] \quad (7.19c)$$

S_{b1} - suprafața dintre nervuri pe țeava de bază [m^2/m]:

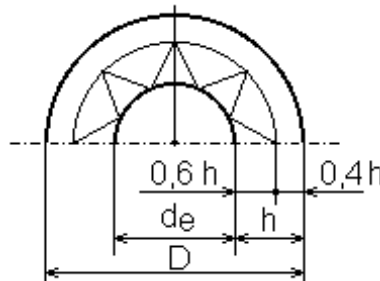


Figura 7.3 Elementele geometrice ale unei nervuri spiralate

- nervuri elicoidale:

$$S_{b1} = \frac{\pi \cdot d_e}{u} \cdot \left(u - \frac{D}{d_e} \cdot \delta_n \right) \quad (7.20a)$$

- nervuri roluite:

$$S_{b1} = \frac{\pi \cdot d_e}{u} (u - \delta_{nb}) \quad (7.20b)$$

- nervuri lamelare:

$$S_{b1} = \frac{\pi \cdot d_e}{u} (u - \delta_n) \quad (7.20c)$$

E - Eficiența termică a nervurilor:

$$E = \frac{\tanh(m \cdot h')}{m \cdot h'} \quad (7.21)$$

unde:

m - parametrul nervurii [m^{-1}]:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha}{\delta_n \cdot \lambda_n}} \quad (7.22)$$

α - coeficientul de convecție care trebuie corectat

h' - înălțimea convențională (echivalenta) a nervurii [m]:

- nervuri rotunde:

$$h' = \frac{D - d_e}{2} \cdot \left(1 + 0.805 \lg \left(\frac{D}{d_e} \right) \right) \quad (7.23a)$$

- nervuri lamelare:

$$h' = \frac{d_e}{2} \cdot (\rho - 1) \cdot (1 + 0,805 \lg \rho) \quad (7.23b)$$

- ◆ pentru dispunere în coridor:

$$\rho = 1,28 \cdot \frac{B}{d_e} \cdot \sqrt{\frac{A}{B} - 0.2} \quad (7.24a)$$

unde: $A = \max(s_1, s_2)$; $B = \min(s_1, s_2)$;

- ◆ pentru dispunere decalată (în eșichier - șah):

$$\rho = 1,27 \cdot \frac{B}{d_e} \cdot \sqrt{\frac{A}{B} - 0.3} \quad (7.24b)$$

unde: $A = \max(2 \cdot s_2, s_2')$; $B = \min(2 \cdot s_2, s_2')$;

Ψ - coeficient ce ține seama de neuniformitatea transferului de căldură pe înălțimea nervurii:

$$\Psi = 1 - 0,058 \cdot (m \cdot h') \quad (7.25)$$

Coeficientul de nervurare este:

$$\beta = \frac{S_e}{S_i} = \frac{S_{n1} + S_{b1}}{S_{i1}} \quad (7.26)$$

Gradul de nervurare exterioară:

$$\varphi_e = \frac{S_e}{\pi \cdot d_e} \quad (7.27)$$

7.1.5.1.2 Calculul densității de flux termic

Densitatea de flux termic de partea apei este:

$$q_{S_i w} = \frac{t_p - t_{wm}}{\frac{1}{\bar{\alpha}_w} \cdot \frac{d_i}{d_e} + \frac{\delta_p}{\lambda_p} \cdot \frac{S_{i1}}{S_{n1} + S_{b1}} + \frac{\delta_t}{\lambda_t} \cdot \frac{2 \cdot d_i}{d_i + d_e} + \frac{\delta_u}{\lambda_u}} \quad (7.28)$$

Densitatea de flux termic de partea agentului frigorific este [W/m²]:

$$q_{S_i Ag} = \alpha_{Ag} \cdot (t_k - t_p) \quad (7.29)$$

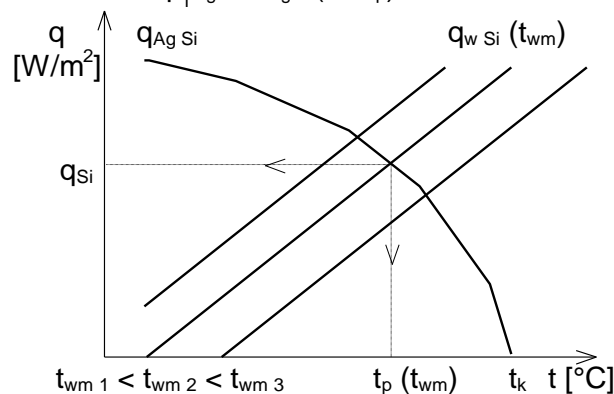


Figura 7.4 Variația densităților de flux termic în funcție de temperaturi

Prin rezolvarea ecuației:

$$q_{S_i Ag}(t_p) = q_{S_i w}(t_p) \quad (7.30)$$

se obțin valorile lui q_{S_i} și t_p pentru o valoare a lui t_{wm} .

Suprafața de transfer de căldură agent frigorific-apă [m²]:

$$S'_i = \Phi_k / q_{S_i} ; S'_e = \beta \cdot S'_i \quad (7.31)$$

unde:

β - coeficient de nervurare (calculat)

Calculul și construcția schimbătoarelor de căldură frigorifice

7.1.5.2 Calculul suprafeței de transfer de căldură apă-aer (S''_e)

7.1.5.2.1 Calculul temperaturii medii a aerului

Volumul specific al aerului umed la intrarea în aparat [m^3/kg au]:

$$V_{ai} = \frac{287 \cdot (1 + 1.61 \cdot x_{ai}) \cdot T_{ai}}{(1 + x_{ai}) \cdot p} \quad (7.32)$$

unde: $p = 1.013 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ - presiunea barometrică;

Debitul de aer:

$$\dot{V}_a = \dot{V}_{as} \cdot \Phi_k \text{ [m}^3/\text{s]}; \quad \dot{m}_a = \frac{\dot{V}_a}{V_{ai}} \text{ [kg/s]} \quad (7.33)$$

Entalpia aerului la ieșirea din aparat (h_{ae}) se deduce din relația:

$$\Phi_k = \dot{m}_a \cdot \Delta h_a = \dot{m}_a \cdot (h_{ae} - h_{ai}) \Rightarrow h_{ae} = h_{ai} + \frac{\Phi_k}{\dot{m}_a} \quad (7.34)$$

Obs.: E necesar să se obțină $h_{ae} < h_{aw}$ (vezi Figura 7.1)!. Starea aerului în contact cu pelicula de apă de răcire este caracterizată de $t_{aw} = t_{wm}$ și $\varphi = 100\%$. Pentru aceasta se citesc din diagrama h-x conținutul de umiditate x_{aw} și entalpia h_{aw} . Raportul de termo-umiditate al procesului de răcire [kJ/kg vap]:

$$\varepsilon = \frac{h_{aw} - h_{ai}}{x_{aw} - x_{ai}} = \frac{h_{am} - h_{ai}}{x_{am} - x_{ai}} = \frac{h_{ae} - h_{ai}}{x_{ae} - x_{ai}} \Rightarrow x_{ae} = x_{ai} + \frac{h_{ae} - h_{ai}}{\varepsilon} \quad (7.35)$$

Entalpia aerului umed [kJ/kg vap] (pentru temperaturi între 0 și 50 °C) se calculează cu relația:

$$h = (c_{p,a} + c_{p,v} \cdot x) \cdot t + \Delta h_{fg} \cdot x \quad (7.36)$$

unde:

$c_{p,a} = 1,006 \text{ kJ/kg}$ - căldura specifică a aerului uscat;

$c_{p,v} = 1,863 \text{ kJ/kg}$ - căldura specifică a vaporilor de apă;

$\Delta h_{fg} = r = 2500 \text{ kJ/kg}$ - căldura latentă de vaporizare a apei la 0 °C;

Temperatura aerului la ieșirea din aparat (t_{ae}) este deci:

$$t_{ae} = \frac{h_{ae} - 2500 \cdot x_{ae}}{1.006 + 1.863 \cdot x_{ae}} \quad (7.37)$$

Diferența medie de entalpie:

$$\Delta h_m = h_{aw} - h_{am} = \frac{\Delta h_{\max} - \Delta h_{\min}}{\ln \frac{\Delta h_{\max}}{\Delta h_{\min}}} = \frac{\Delta h_a}{\ln \frac{h_{aw} - h_{ai}}{h_{aw} - h_{ae}}} \Rightarrow h_{am} = h_{aw} - \Delta h_m \quad (7.38)$$

unde $\Delta h_a = h_{ae} - h_{ai}$.

$$x_{am} = x_{ai} + \frac{h_{am} - h_{ai}}{\varepsilon} \Rightarrow t_{am} = \frac{h_{am} - 2500 \cdot x_{am}}{1.006 + 1.863 \cdot x_{am}} \quad (7.39)$$

Proprietățile termofizice ale aerului se extrag din tabele sau diagrame la temperatura medie a acestuia (t_{am}) și se înscriu într-un tabel de forma celui de mai jos:

Tabelul 7.12 Proprietățile termofizice ale aerului

t [°C]	ρ [kg/m ³]	c_p [kJ/kg·K]	λ [W/m·K]	η [Pa·s]	ν [m ² /s]	Pr [-]

7.1.5.2.2 Calculul coeficientului de convecție de partea aerului

Relația de calcul folosită depinde de natura fascicolului de țevi și de tipul nervurilor. Astfel:

7.1.5.2.2.1 pentru curgerea transversală a aerului peste un fascicul de țevi netede:

$$Nu_a = c \cdot Re_a^m \cdot Pr_a^n \cdot \varepsilon_c \cdot \varepsilon_z \quad (7.40)$$

unde:

$$Re = \frac{w \cdot d}{\eta}$$

c, m, n - coeficienți ce țin seama de așezarea țevilor;

Tabelul 7.13 Valorile coeficienților c, m, n, în funcție de așezarea țevilor și regimul de curgere

Regim de curgere	Așezare țevi						Obs.
	Coridor			Șah			
	c	m	n	c	m	n	
$10^2 < Re < 10^3$	0,52	0,50	0,36	0,71	0,50	0,36	
$10^3 < Re < 200 \cdot 10^3$	0,27	0,63	0,36	$0,35 \cdot (s_1/s_2)^{0,2}$	0,6	0,36	$(s_1/s_2) < 2$
				0,4			$(s_1/s_2) > 2$
$200 \cdot 10^3 < Re$	0,033	0,80	0,4	$0,031 \cdot (s_1/s_2)^{0,2}$	0,80	0,40	

ε_c - coeficient ce ține seama de sensul fluxului de căldură;

ε_z - coeficient ce ține seama de numărul de rânduri de țevi din fascicul:

- ◆ pentru țevi așezate în coridor:

dacă $10^2 \leq Re \leq 10^3$: $\varepsilon_z = 1$

dacă $10^3 < Re$: $\varepsilon_{z=2} = 0,81$; $\varepsilon_{z=4} = 0,91$; $\varepsilon_{z=6} = 0,93$;
 $\varepsilon_{z=8} = 0,95$; $\varepsilon_{z=10} = 0,97$;

- ◆ pentru țevi așezate decalat:

dacă $10^2 \leq Re \leq 10^3$: $\varepsilon_{z=2} = 0,88$; $\varepsilon_{z=4} = 0,93$; $\varepsilon_{z=6} = 0,96$;
 $\varepsilon_{z=8} = 0,98$; $\varepsilon_{z=10} = 0,99$;

dacă $10^3 < Re$: $\varepsilon_{z=2} = 0,73$; $\varepsilon_{z=4} = 0,88$; $\varepsilon_{z=6} = 0,92$;
 $\varepsilon_{z=8} = 0,95$; $\varepsilon_{z=10} = 0,97$;

Relația de calcul este valabilă pentru $30 \leq Re \leq 1,2 \cdot 10^6$ și $0,71 \leq Pr \leq 500$:

◇ pentru țevi așezate în coridor dacă: $0,6 \leq s_1/s_2 \leq 2,5$

◇ pentru țevi așezate decalat dacă: $0,33 \leq s_1/s_2 \leq 8$

Dimensiunea determinantă pentru calculul criteriilor Reynolds și Nusselt este diametrul exterior al țevii d_e . Viteza de calcul este viteza în secțiunea minimă de curgere.

- Altă relație (Miheev) - așezare în coridor:

$$Nu = 0,23 \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (7.41)$$

relația este valabilă pentru $Re = 2 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^5$, începând cu al treilea rând de țevi; pentru primele rânduri: $\alpha_{r1} = 0,6 \cdot \alpha_{r3}$; $\alpha_{r2} = 0,9 \cdot \alpha_{r3}$. Coeficientul total de transfer $[W/(m^2 \cdot K)]$ va fi:

$$\alpha = \frac{(0,6 + 0,9 + n - 2) \cdot \alpha_{r3}}{n} \quad (7.42)$$

unde: $d_{ech} = l$; n - numărul de țevi în lungul direcției de curgere.

7.1.5.2.2 Pentru curgerea aerului peste un fascicul de țevi cu nervuri circulare individuale sau spiralate:

$$Nu_a = c \cdot c_s \cdot c_z \cdot \left(\frac{h}{u}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{d_e}{u}\right)^{-0,54} \cdot Re_a^n \quad (7.43)$$

unde:

c, n - coeficienți ce țin seama de așezarea țevilor:

- ◆ pentru țevi așezate în coridor: $c = 0,105$; $n = 0,72$

- ◆ pentru țevi așezate decalat: $c = 0,230$; $n = 0,65$

c_s - coeficient ce ține seama de structura fascicolului:

- ◆ pentru țevi așezate în coridor:

$s_2/d_e = 1,4$: $c_s = 0,85$; $s_2/d_e = 1,8$: $c_s = 0,96$; $s_2/d_e \geq 2$: $c_s = 1$

- ◆ pentru țevi așezate decalat: $c_s = \left(\frac{s_1 - d_e}{s_2' - d_e}\right)^{0,2}$

$$\text{unde: } s_2' = \sqrt{s_2^2 + \left(\frac{s_1}{2}\right)^2}$$

c_z - coeficient ce ține seama de numărul de rânduri de țevi din fascicul:

- ◆ pentru țevi așezate în coridor:

$c_{z=1} = 1,6$; $c_{z=2} = 1,3$; $c_{z=3} = 1,1$; $c_{z \geq 4} = 1$

- ◆ pentru țevi așezate decalat:

$c_{z=1} = 0,8$; $c_{z=4} = 0,95$; $c_{z=6} = 0,98$; $c_{z=8} = 0,99$; $c_{z \geq 10} = 1$

Calculul și construcția schimbătoarelor de căldură frigorifice

Dimensiunea determinantă pentru calculul criteriilor Reynolds și Nusselt este în acest caz pasul nervurii (u):

$$Re_a = \frac{w_a \cdot u}{\nu_a} ; Nu_a = \frac{\alpha_a \cdot u}{\lambda_a} \quad (7.44)$$

Relația de calcul a criteriului Nusselt este valabilă:

- ◆ pentru țevi așezate în coridor dacă:
 $500 \leq Re \leq 25000$; $3 \leq d_e/u \leq 8$; $0,36 \leq h/u \leq 4,3$; $0,85 \leq c_s \leq 1$
- ◆ pentru țevi așezate decalat dacă:
 $300 \leq Re \leq 22500$; $2,4 \leq d_e/u \leq 3,5$; $0,36 \leq h/u \leq 5$; $0,46 \leq c_s \leq 2,18$

7.1.5.2.2.3 Pentru curgerea aerului peste un fascicul de țevi cu nervuri lamelare

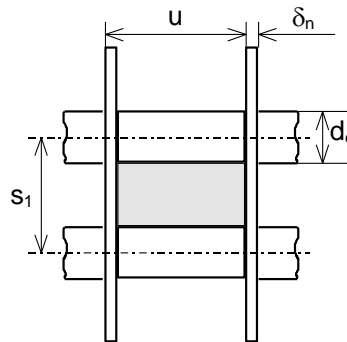


Figura 7.5 Elementele geometrice pentru calculul secțiunii libere de curgere a aerului

A. Nervuri lamelare și țevi dispuse în coridor:

$$Nu_a = C \cdot Re_a^n \cdot (L/d_{ech\ a})^m \quad (7.45)$$

unde:

$$L = s_2 \cdot z \quad (7.46)$$

$$d_{ech\ a} = \frac{4 \cdot A}{P} = \frac{4 \cdot (s_1 - d_e) \cdot (u - \delta_n)}{2 \cdot [(s_1 - d_e) + (u - \delta_n)]} \quad (7.47)$$

$$Re_a = \frac{w_a \cdot d_{ech\ a}}{\nu_a} \quad (7.48)$$

$$n = 0,45 + 0,0066 \cdot \frac{L}{d_{ech\ a}} \quad (7.49)$$

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{Re_a}{1000} \quad (7.50)$$

$$C = A \cdot B \quad (7.51)$$

unde:

$$A = 0,518 - 0,02315 \cdot (L/d_{ech\ a}) + 0,425 \cdot 10^{-3} \cdot (L/d_{ech\ a})^2 - 3 \cdot 10^{-6} \cdot (L/d_{ech\ a})^3 \quad (7.52)$$

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot Re_a / 1000 \quad (7.53)$$

Tabelul 7.14 Valoarea coeficientului A în funcție de raportul L/d_{ech a}

L/d _{ech a}	5	10	20	30	40	50
A	0,4125	0,326	0,201	0,125	0,080	0,048

Relația de calcul pentru criteriul Nusselt este valabilă pentru:

$500 \leq Re \leq 2500$; $0,18 \leq u/d_e \leq 0,35$; $2 \leq s_1/d_e \leq 5$; $4 \leq L/d_e \leq 50$; $-40 \leq t \leq +40$ °C

$$\alpha_a = \frac{Nu_a \cdot \lambda_a}{d_{ech\ a}} \quad (7.54)$$

Deoarece deocamdată nu se cunoaște numărul de rânduri de țevi în lungul curentului de aer (z) se va calcula un coeficient de convecție mediu pentru $z = 2 \dots 10$ (CEF, RA, RAS) sau $z = 2 \dots 6$ (CRA):

Tabelul 7.15 Tabel pentru calculul unui coeficient de convecție mediu

Var	Rel/Val				

z	-				
L	(7.46)				
L/d _{ech a}	-				
A	(7.52)				
C	(7.51)				
n	(7.49)				
Nu _a	(7.45)				
α _{az}	(7.54)				

Coeficientul mediu de convecție pentru suprafața nervurată:

$$\alpha_a = \frac{\sum \alpha_{az}}{i} \quad (7.55)$$

B. Nervuri lamelare și țevi dispuse decalat:

$$\alpha_a = 18 \cdot w_a^{0,578} \quad (7.56)$$

Relația este valabilă pentru:

$$1 \leq u \leq 5 \text{ mm}; 0,2 \leq \delta_n \leq 1 \text{ mm}; 9 \leq d_e \leq 16 \text{ mm}; \\ 20 \leq s_1 \leq 30 \text{ mm}; 10 \leq s_2 \leq 50 \text{ mm}; z \leq 4$$

Suprafața de transfer de căldură apă-aer pentru o valoare a lui t_{wm} este S''_e [m²]:

$$\Phi_k = A \cdot \frac{\alpha_a}{C_{p a}} \cdot \beta_{wa} \cdot S''_e \cdot \Delta h_m \text{ [kW]} \Rightarrow S''_e = \frac{\Phi_k}{A \cdot \frac{\alpha_a}{C_{p a}} \cdot \beta_{wa} \cdot \Delta h_m} \quad (7.57)$$

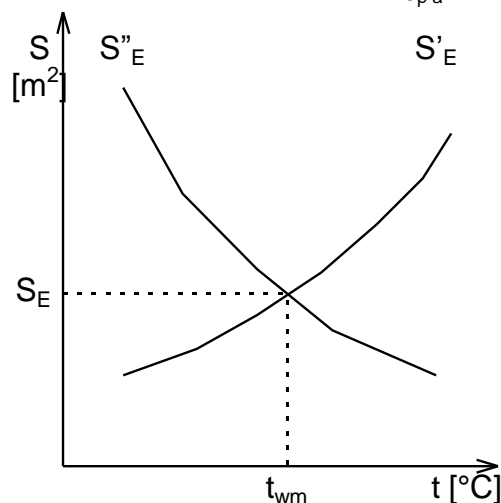


Figura 7.6 Variația suprafețelor de transfer de căldură în funcție de temperatura medie a apei t_{wm}

unde:

β_{wa} - coeficientul de mărire a suprafeței (adoptat);

A - coeficient ce ține cont de căldura sensibilă; pentru $t = 10...35^\circ\text{C}$:

$$A = 0,99 - 0,002 \cdot (t_w - 10) \quad (7.58)$$

Suprafața exterioră de transfer de căldură se obține prin intersecția grafică a curbelor $S'_e(t_{wm})$ și $S''_e(t_{wm})$. Temperatura medie a apei se stabilește astfel încât fluxul termic ce trece de la agentul frigorific la pelicula de apă să fie preluat în întregime de către aer sub formă de căldură sensibilă și latentă transferată prin suprafața echivalentă.

Tabelul 7.16 Tabel centralizator pentru calculul suprafeței de transfer de căldură

Mărire	U.M.	Rel	Valoare variabilă			
$t_{wm} = t_{aw}$	°C					
t_p	$q_{Ag} S_i$	W/m^2	(7.29)			
	$q_w S_i$	W/m^2	(7.28)			
q_{S_i}	W/m^2	(7.30)				
S_i'	m^2	(7.31)				
S_e'	m^2	(7.31)				
x_{aw}	kg/kg	diag				
h_{aw}	kJ/kg	diag				
h_{ae}	kJ/kg	(7.34)				
ε	kJ/kg	(7.35)				
x_{ae}	kg/kg	(7.35)				
t_{ae}	°C	(7.37)				
Δi_m	kJ/kg	(7.38)				
h_{am}	kJ/kg	(7.38)				
x_{am}	kg/kg	(7.39)				
t_{am}	°C	(7.39)				
Re_a	-	dupa				
Nu_a	-	caz				
α_a	W/m^2K					
S_e''	m^2	(7.57)				

7.1.6 CALCULUL DEBITELOR DE APĂ

Debitul de apă de stropire [kg/s]:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{ws} \cdot \Phi_k \quad (7.59)$$

Debitul de apă evaporată [kg/s]:

$$\dot{m}_{we} = \dot{m}_a \cdot (x_{ae} - x_{ai}) \quad (7.60)$$

Debitul de apă pierdută prin stropi [kg/s]:

$$\dot{m}_{ws} = 0,1 \cdot \dot{m}_{we} \quad (7.61)$$

Debitul de apă proaspătă necesară [kg/s]:

$$\dot{m}_{wp} = \dot{m}_{we} + \dot{m}_{ws} \quad (7.62)$$

Obs.: Pentru menținerea unei durități (concentrații de săruri de calciu în apă) acceptabile, o parte din apa recirculată se evacuează la canalizare.

7.2 CALCULUL CONSTRUCTIV

7.2.1 SCHEMA APARATULUI

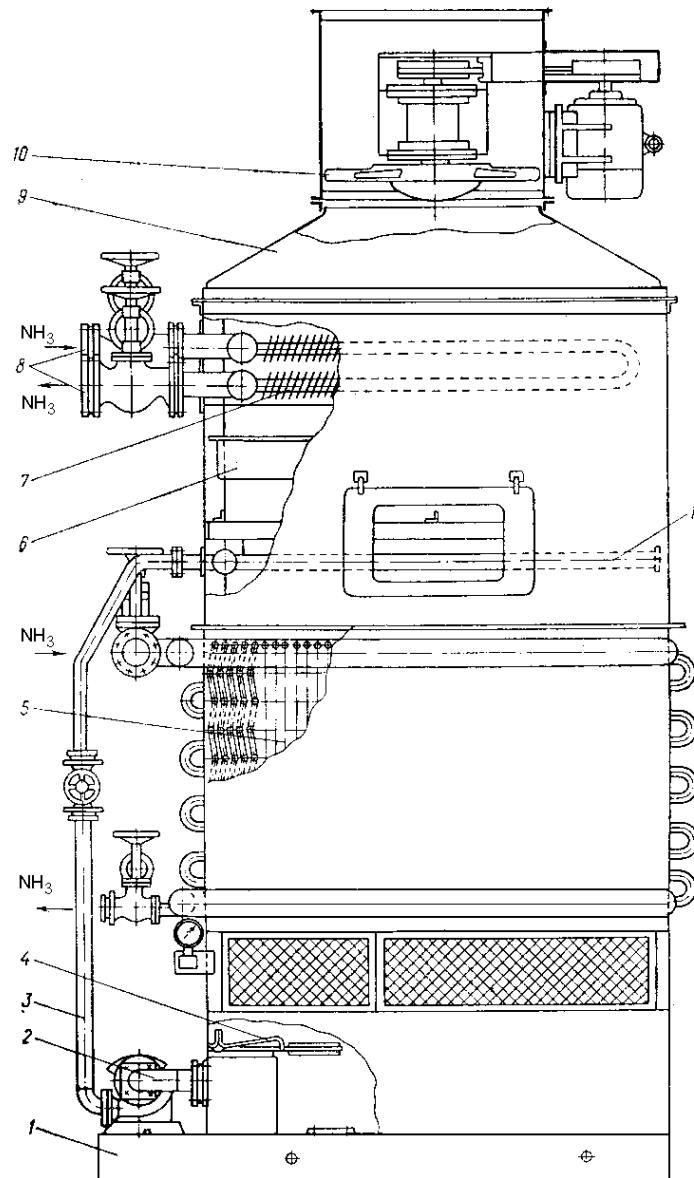


Figura 7.7 Condensator cu evaporare forțată

- 1 - corp; 2 - aspirație apă; 3 - alimentare distribuție; 4 - alimentator cu plutitor pentru apă proaspătă; 5 - serpentină condensare; 6 - separator picături; 7 - serpentină desupraîncălzire; 8 - ventil închidere; 9 - difuzor; 10 - ventilator; 11 - registru de stopire;

7.2.2 MĂRIMILE PRINCIPALE ALE APARATULUI

Secțiunea liberă necesară de curgere a aerului [m²]:

$$A_a = \frac{\dot{V}_a}{w_a} \quad (7.63)$$

Secțiunea frontală (perpendiculară pe curentul de aer) a aparatului [m²]:

$$A_F = B \cdot L = L_1 \cdot s_1 = (m \cdot L) \cdot s_1 \quad (7.64)$$

unde:

B - lățimea aparatului [m] ;

L - lungimea aparatului [m] ;

L₁ = m · L - lungimea țevilor dintr-un plan perpendicular pe curentul de aer [m]; se deduce din relația (pentru țevi nenervurate φ_e = 1):

$$\Gamma = \frac{\dot{m}_w}{\varphi_e \cdot (m \cdot L)} \Rightarrow (m \cdot L) = \frac{\dot{m}_w}{\varphi_e \cdot \Gamma} \quad (7.65)$$

φ_e - gradul de nervurare exterioară (calculat).

Pentru ca toate serpentinele să lucreze în același regim termic, planul/planurile de dispunere a țevilor unei serpentine este/sunt de obicei paralel(e) cu direcția de curgere a aerului și în contracurent.

Relația de calcul a secțiunii libere de curgere a aerului (A_a) în funcție de secțiunea frontală (A_F) a aparatului este:

- pentru nervuri lamelare:

$$A_a = A_F \cdot \frac{(s_1 - d_e) \cdot (u - \delta_n)}{s_1 \cdot u} = A_F \cdot \left(1 - \frac{d_e}{s_1}\right) \cdot \left(1 - \frac{\delta_n}{u}\right) = A_F \cdot \left(1 - \frac{d_e + 2 \cdot h \cdot \frac{\delta_n}{u}}{s_1}\right) \quad (7.66a)$$

- pentru nervuri spiralate:

$$A_a = A_F \cdot \left(1 - \frac{d_e + 4.4 \cdot h \cdot \frac{\delta_n}{u}}{s_1}\right) \quad (7.66b)$$

- pentru nervuri roluite:

$$A_a = A_F \cdot \left(1 - \frac{d_e + 2 \cdot h \cdot \frac{\delta_n}{u}}{s_1}\right) \quad (7.66c)$$

- pentru țevi netede: se consideră $\delta_n = 0$

Cu ajutorul uneia dintre aceste relații, în funcție de tipul nervurii, se calculează pasul s_1 . Valoarea obținută pentru nervuri lamelare se compară cu cea adoptată, iar pentru nervuri spiralate sau roluite trebuie să respecte relația:

$$s_1 \approx d_e + 2 \cdot h + 2 \dots 3 \text{ mm} \quad (7.67)$$

Numărul de rânduri de țevi în lungul curentului de aer (z [buc]) se calculează în funcție de lungimea totală a țevilor din aparat (L_t [m]):

$$L_t = \frac{S_i}{\pi \cdot d_i} = z \cdot (m \cdot L) \Rightarrow z = \frac{L_t}{(m \cdot L)} \quad (7.68)$$

Se adoptă z întreg și par; prin rotunjirea lui z se are în vedere și realizarea unei rezerve de suprafață de transfer de căldură, rezervă care se recomandă a fi de circa 10 %.

Numărul de țevi dintr-un plan perpendicular pe curentul de aer (m) se determină din următorul sistem de ecuații:

$$B = m \cdot s_1 \text{ și } k = \frac{L}{B} \Rightarrow m = \sqrt{\frac{(m \cdot L)}{k \cdot s_1}} \quad (7.69)$$

Valoarea raportului k se adoptă în funcție de numărul de ventilatoare (se consideră că unui ventilator îi revine o secțiune de curgere aproximativ pătrată). Se adoptă m întreg.

Suprafața unei secții [m^2]:

$$S_{e1} = \frac{S_e}{m} \quad (7.70)$$

Lungimea țevilor dintr-o secție [m]:

$$L_1 = \frac{S_{e1}}{\beta_{wa} \cdot \pi \cdot d_i} \quad (7.71)$$

unde: β_{wa} - coeficientul de creștere a suprafeței de contact apă-aer

7.2.3 DIMENSIUNILE DE GABARIT ALE APARATULUI

Lungimea aparatului L [m]:

$$L = \frac{(m \cdot L)}{m} \quad (7.72)$$

Lățimea aparatului B [m]:

$$B = s_1 \cdot m \quad (7.73)$$

Înălțimea aparatului H [m]:

$$H = s_2 \cdot z \quad (7.74)$$

unde $s_2 \approx 2 \dots 2,5 \cdot d_e$

7.3 CALCULUL FLUIDODINAMIC

7.3.1 CALCULUL PIERDERILOR DE PRESIUNE DE PARTEA AERULUI

Relația de calcul a pierderilor de presiune Δp [mm H₂O] depinde de tipul nervurilor după cum urmează:

- pentru nervuri lamelare:

$$\Delta p_a = A \cdot \frac{L}{d_{ech\ a}} \cdot (\rho_a \cdot w_a)^{1,7} \quad (7.75a)$$

unde:

A - coeficient ce ține seama de rugozitatea suprafeței nervurilor: netedă: A = 0,007;
 rugoasă: A = 0,0113

L - lungimea nervurilor în lungul curentului de aer [m] ;

- pentru nervuri spiralate și roluite:

$$\Delta p_a = \Delta p_{loc} = \xi \cdot \frac{\rho_a \cdot w_a^2}{2} \cdot z \quad (7.75b)$$

unde:

ξ - coeficient de rezistență locală pentru un rând de țevi ;

$a = s_1/d_e$; $b = s_2/d_e$

Pentru $10^4 \leq Re \leq 2 \cdot 10^5$:

$$j = -0,12 \cdot \sqrt{\frac{b-1}{a-1}} \quad ; \quad A = \frac{b-0,8}{a-1} \quad (7.76)$$

- dacă $A \leq 1$: $\xi = 0,52 \cdot A \cdot Re^j$
- dacă $A > 1$: $\xi = 0,52 \cdot A^{1,5} \cdot Re^j$

7.3.2 CALCULUL PIERDERILOR DE PRESIUNE DE PARTEA AGENTULUI FRIGORIFIC

Pierderile se calculează având în vedere configurația serpentinei (numărul de țevi pe secție și coturile aferente).

8. PROIECTAREA UNUI VAPORIZATOR MULTITUBULAR ORIZONTAL CU FIERBEREA AGENTULUI ÎN VOLUM MARE

a. Agentul frigorific
b. Mediul răcit
c. Debitul masic de agent frigorific	\dot{m}_2 kg/s
d. Temperatura de ieșire a agentului intermediar	t_{1e} °C
e. Răcirea agentului intermediar (3...5 °C)	Δt_1 °C
f. Diferența minimă de temperatură la capătul rece	Δt_{\min} °C
g. Diferența minimă de temperatură la îngheț (5...8 (10) °C)	$\Delta t_{\text{îngheț}}$.. °C
h. Materialul țevii	
i. Diametrul exterior al țevii	d_e m
j. Grosimea țevii	δ_t m
k. Grosimea peliculei de ulei de pe țevă	δ_u m
l. Grosimea stratului de depuneri din țevă	δ_p m
m. Viteza agentului de răcit	w'_1 m/s
n. Disponerea țevilor	
o. Diametrul exterior al nervurii	D_n m
p. Grosimea nervurii	δ_n m
q. Pasul nervurii	u m
r. Suprafața exterioară a țevii nervurate	S_e m ² /m

8.1 CALCULUL TERMIC

8.1.1 ECUAȚIILE DE BILANȚ TERMIC ȘI TRANSFER DE CĂLDURĂ

Deoarece regimul de temperaturi la care funcționează aparatul este apropiat de cel al mediului înconjurător, ecuațiile se vor scrie neluând în considerare transferul de căldură cu exteriorul:

$$\Phi_0 = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot \Delta t_1 = \dot{m}_2 \cdot q_{v2} = k \cdot S \cdot \Delta t_m = q_{Si, Se} \cdot S_{i, e} \quad (8.1)$$

8.1.2 STABILIREA REGIMULUI DE TEMPERATURI

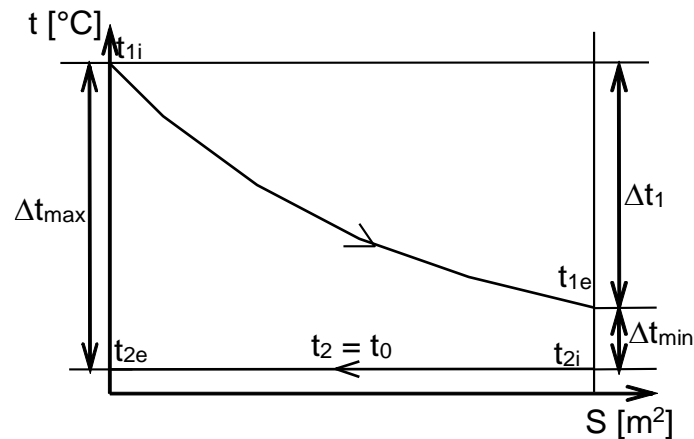


Figura 8.1 Diagrama variației temperaturilor fluidelor în lungul suprafeței de transfer de căldură

$$t_{1i} = t_{1e} + \Delta t_1 ; t_0 = t_{1e} - \Delta t_{\min} \quad (8.2)$$

Diferența medie logaritmică de temperatură:

$$\Delta t_m = \frac{(t_{1i} - t_0) - (t_{1e} - t_0)}{\ln \frac{t_{1i} - t_0}{t_{1e} - t_0}} \quad (8.3)$$

Se recomandă:

$$\Delta t_{m \text{ NH}_3} = 4 \dots 6 \text{ } ^\circ\text{C} ; \Delta t_{m \text{ R}} = 5 \dots 7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperaturile medii ale fluidelor:

$$t_2 = t_0 ; t_1 = t_2 + \Delta t_m \quad (8.4)$$

Proiectarea unui vaporizator multitubular orizontal cu fierberea agentului în volum mare

Tipul saramurii (concentrația ξ [%]) se alege astfel încât:

$$t_{\text{înghet}} \leq t_0 - \Delta t_{\text{înghet}} \quad (8.5)$$

pentru a evita pericolul înghețării sale în țevi.

8.1.3 STABILIREA PROPRIETĂȚILOR TERMOFIZICE

Proprietățile termofizice ale fluidelor se extrag din tabele sau diagrame la temperaturile medii ale acestora și se înscriu într-un tabel de forma celui de mai jos:

Tabelul 8.1 Proprietățile termofizice ale fluidelor

Proprietate/Agent	Saramură $\xi_s =$ %			Agent frigorific			
	0	1	2	3	4	5	6
t [°C]							
ρ [kg/m ³]							
c_p [kJ/kg·K]							
λ [W/m·K]							
η [Pa·s]							
ν [m ² /s]							
Pr [-]							
Δh_{fg} [J/kg]							

8.1.4 DETERMINAREA REGIMURILOR DE CURGERE

Fluidul cald (saramura): curgere (în regim tranzitoriu sau laminar gravitațional vâscos) în interiorul unor țevi drepte: $d_{\text{ech } 1} = d_i$;

Fluidul rece (agentul frigorific): fierbere pe exteriorul unui fascicul de țevi orizontale netede sau nervurate (în cazul agenților halogenați): $d_{\text{ech } 2} = d_e$;

Calculul sarcinii termice [kW] și a debitului masic de saramură [kg/s]:

$$\Phi_0 = \dot{m}_2 \cdot \Delta h_{fg2} \quad ; \quad \dot{m}_1 = \frac{\Phi_0}{c_{p1} \cdot \Delta t_1} \quad (8.6)$$

Calculul numărului aproximativ de țevi pe trecere:

$$n'_z = \frac{4 \cdot \dot{m}_1}{\pi \cdot d_i^2 \cdot \rho_1 \cdot w_1'} \quad (8.7)$$

Se adoptă n_z întreg. Viteza reală de curgere [m/s] și criteriul Reynolds sunt:

$$w_1 = \frac{4 \cdot \dot{m}_1}{\pi \cdot d_i^2 \cdot \rho_1 \cdot n_z} \quad ; \quad Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_{\text{ech } 1}}{\nu_1} \quad (8.8)$$

8.1.5 CALCULUL COEFICIENȚILOR DE CONVECȚIE

8.1.5.1 Calculul coeficientul de convecție de partea fluidului cald (saramura)

Relațiile folosite în cazul convecției forțate prin țevi și canale drepte depind de natura curgerii după cum urmează:

◇ **curgere laminară (Re < 2300)** - transferul de căldură pe direcție perpendiculară pe curentul de fluid se realizează mai ales prin conducția fluidului:

◆ regim de curgere vâscos (Gr · Pr = Ra < 8·10⁵)

- țevi lungi ($l/d_i > Pe/12$ pentru țevi rotunde și $l/d_{\text{ech}} > Pe/70$ pentru fante) - influența transferului de căldură pe porțiunea inițială se poate neglija și se poate adopta o valoare medie a criteriului Nusselt pe toată lungimea l:

$$Nu = 3,66 \text{ pentru țevi rotunde și } Nu = 7,50 \text{ pentru fante plane} \quad (8.9)$$

- țevi scurte ($l/d_i < Pe/12$):

$$Nu = 1,55 \cdot \sqrt[3]{\frac{Pe}{l/d_i}} \cdot \varepsilon_c \cdot \varepsilon_l \quad (8.10)$$

Calculul și construcția schimbătoarelor de căldură frigorifice

unde:

$$Pe = Re \cdot Pr$$

$\varepsilon_c = \frac{Pr_f}{Pr_p} \approx 1$ - coeficient de corecție care ține cont de sensul de transmitere a fluxului de căldură;

$\varepsilon_l = 1 + 0,01 \cdot \left(\frac{Re}{l/d_i}\right)^{2/3}$ - coeficient de corecție care ține cont de lungimea necesară intrării în regim termic (pentru acest aparat: $l = B$);

În această relație dimensiunea determinantă este diametrul țevii d_i .

• Pentru fante plane: $Nu_{f,pl} = 1,15 \cdot Nu$

♦ regim de curgere gravitațional vâscos ($Ra > 8 \cdot 10^5$) - apare influența curgerii transversale datorată convecției libere:

$$Nu = 0,15 \cdot Pe^{0,33} \cdot Ra^{0,1} \cdot \varepsilon_c \cdot \varepsilon_l \quad (8.11)$$

unde:

Tabelul 8.2 Valoarea lui ε_l în funcție de lungimea relativă a țevii

l/d_i	1	2	5	10	15	20	30	40	≥ 50
ε_l	1,90	1,70	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1,00

Pentru regim laminar și țevi orizontale se mai poate utiliza relația lui Aladiev:

$$Nu = 0,74 \cdot Re^{0,2} \cdot (Gr \cdot Re)^{0,1} \cdot Pr^{0,2} \quad (8.12)$$

Relația este valabilă pentru ($l/d_i > 50$). Pentru țevi verticale și regim laminar de mișcare la care circulația naturală coincide cu cea forțată, coeficientul de transfer este cu 15% mai mic decât cel de la țevi orizontale. La cele cu circulație contrară, coeficientul de transfer este cu 15% mai mare.

◇ curgere tranzitorie ($2300 < Re < 10000$)

Nu există o metodă precisă de calcul a coeficientului de convecție. Pentru aprecierea orientativă a transferului de căldură se recomandă folosirea relațiilor de la curgere turbulenta corectate cu coeficientul lui Ramm: ε_{tr} (dat analitic, grafic sau tabelar).

$$\varepsilon_{tr} = 1 - \frac{6 \cdot 10^5}{Re^{1,8}} \quad (8.13)$$

Tabelul 8.3 Valorile lui ε_{tr} în funcție de Re

Re	2500	3000	4000	5000	6000	8000	10000
ε_{tr}	0,40	0,57	0,72	0,81	0,88	0,96	1,00

◇ **curgere turbulenta ($10000 < Re$)** - transferul de căldură se realizează intens prin particulele de fluid ce se deplasează perpendicular pe direcția de curgere:

• pentru apă (Kraussold):

$$Nu = 0,024 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \quad (8.14)$$

$n = 0,37$ la încălzirea apei; $n = 0,3$ la răcirea apei

• pentru $Pr \geq 0,7$ (Miheev) și țevi orizontale:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_c \cdot \varepsilon_l \cdot \varepsilon_s \quad (8.15)$$

$\varepsilon_c = (Pr_f/Pr_p)^{0,25}$ - coeficient care ține cont de sensul fluxului de căldură ;

$\varepsilon_l = 1,38 \cdot (L_s/d_i)^{-0,12}$ - coeficient ce ține cont de lungimea necesară intrării fluidului în regimul

stabilizat de curgere; pentru $L_s/d_i > 50$: $\varepsilon_l = 1$

Tabelul 8.4 Valoarea lui ε_l în funcție de lungimea relativă a țevii și de Re

Re	l/d_i								
	1	2	5	10	15	20	30	40	≥ 50
10000	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1,00
20000	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1,00
50000	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1,00
100000	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1,00

Proiectarea unui vaporizator multitubular orizontal cu fierberea agentului în volum mare

1000000	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1,00
---------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

ε_s - coeficient care ține cont de raza spirei serpentinei. Datorită curburii conductei, în liniile de curent ale fluidului apare o mișcare secundară de tip centrifugal care are ca efect îmbunătățirea coeficientului de convecție. Pentru $d_i/R_s \geq 8 \cdot 10^{-4}$:

$$\varepsilon_s = 1 + 1,77 \cdot \frac{d_i}{R_s} \quad (8.16)$$

$$Re_{cr1} = \frac{16.4}{\sqrt{\frac{d_i}{R_s}}}; \quad Re_{cr2} = 18500 \cdot \left(\frac{d_i}{2 \cdot R_s}\right)^{0.28} \quad (8.17)$$

Influența coeficientului ε_s se ia în considerare astfel :

- $Re < Re_{cr1}$: curgere laminară fără circulație secundară; se folosește ecuația criterială pentru curgere laminară cu $\varepsilon_s = 1$;
- $Re_{cr1} < Re < Re_{cr2}$: curgere laminară cu circulație secundară; se folosește ecuația criterială pentru curgere turbulentă cu $\varepsilon_s = 1$;
- $Re_{cr2} < Re$: curgere turbulentă cu circulație secundară; se folosește ecuația criterială pentru curgere turbulentă corectată cu ε_s ;

Relația (8.15) se poate prezenta și sub următoarea formă dimensională:

$$\alpha = B \cdot w^{0,8}/d_i^{0,2} \cdot \varepsilon_c \cdot \varepsilon_l \quad (8.18)$$

unde:

$$B = 0,021 \cdot \frac{\lambda}{\nu^{0,37} \cdot a^{0,43}} - \text{coeficient care depinde de proprietățile fizice ale fluidului și de temperatură [J/(s^{0,2} \cdot m^{2,6} \cdot K)]}$$

Pentru aer cu temperatura $-50 < t < +50$ °C: $B = 3,73 - 0,0091 \cdot t + 0,465 \cdot 10^{-4} \cdot t^2$

Pentru apă cu temperatura $0 < t < +50$ °C: $B = 1430 + 22 \cdot t$

• pentru țevi verticale:

$$Nu = C \cdot (w/d)^{0,5} \quad (8.19)$$

unde C - coeficient în funcție de temperatură și tipul fluidului

- pentru canale cu secțiunea transversală necirculară: se folosește relația anterioară considerând d_{ech}
- pentru canale inelare la care transferul de căldură are loc doar pe țeava interioară:

$$Nu = 0,017 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot (D_i/d_e)^{0,18} \cdot \varepsilon_c \quad (8.20)$$

în această relație dimensiunea determinantă este $d_{ech} = D_i - d_e$

La curgerea în lungul unui fascicul de țevi coeficientul de convecție se corectează cu factorul:

$$A = (s_1 \cdot s_2/d_e^2)^{0,18} \quad (8.21)$$

Dimensiunea determinantă este diametrul echivalent al secțiunii de curgere în lungul țevilor.

Coeficientul de convecție:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{ech}} \quad (8.22)$$

8.1.5.2 Calculul coeficientul de convecție de partea fluidului rece (agentul frigorific)

Relația generală de calcul este de tipul:

$$\alpha = A \cdot q_s^n \quad (8.23)$$

Deoarece $q_s = \alpha \cdot \theta$, relația devine:

$$\alpha = A \cdot \frac{1}{1-n} \cdot \theta^{\frac{n}{1-n}} \quad (8.24)$$

iar $q_s = A \cdot \frac{1}{1-n} \cdot \theta^{\frac{n}{1-n}}$, unde: A - coeficient în funcție de proprietățile termofizice ale agentului și temperatura de vaporizare, iar $\theta = t_p - t_0$

Astfel:

- ◇ pentru amoniac:

Calculul și construcția schimbătoarelor de căldură frigorifice

- convecție liberă ($q_s < q_{sa}$) și $10^3 \leq Ra \leq 10^6$

$$Nu = 0,5 \cdot Ra^{1/4} \Leftrightarrow \alpha = A \cdot (q_s/d)^{1/5} = B \cdot (\theta/d)^{1/4} \quad (8.25)$$

- fierbere dezvoltată ($q_s > q_{sb} \approx 50 \dots 30 \cdot 10^3 \text{ W/m}^2$)

pentru $t_0 = -40 \dots 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $p_0 = 0,78 \dots 8,6 \text{ bar}$ și $q_s = (23 \dots 87) \cdot 10^3 \text{ W/m}^2$:

$$\alpha = 2,2 \cdot p_0^{0,21} \cdot q_s^{0,7} \text{ sau } \alpha = (3 + 0,021 \cdot t_0) \cdot q_s^{0,7} \quad (8.26)$$

Pentru fierberea pe fascicol de țevi cu: $d_i = 25 \dots 38 \text{ mm}$, $q_s = (1,2 \dots 10) \cdot 10^3 \text{ W/m}^2$ și $t_0 = -40 \dots -20 \text{ }^\circ\text{C}$ se poate folosi și relația:

$$\alpha = 45 \cdot q_s^{0,4} = 580 \cdot \theta^{2/3} \quad (8.27)$$

◇ pentru agenți halogenați:

- convecție liberă ($q_s < q_{sa}$) și $3 \cdot 10^3 \leq Ra \leq 10^8$

$$Nu = 0,21 \cdot Ra^{1/3} \Leftrightarrow \alpha = A \cdot q_s^{1/4} = B \cdot \theta^{1/3} \quad (8.28)$$

- fierbere dezvoltată ($q_s > q_{sb}$)

$$\alpha = C_0 \cdot q_s^{0,75} \cdot f(\pi) \cdot (R_z/R_{z0})^{0,2} \quad (8.29)$$

unde:

$C_0 = 550 \cdot p_{cr}^{1/4} \cdot T_{cr}^{-7/8} \cdot M^{-1/8}$ - coeficient ce ține cont de proprietățile agentului.

Tabelul 8.5 Valorile lui C_0 pentru diferiți agenți frigorifici

Agent	R12	R13	R13B1	R22	R142	R113	R114	R502	R134a
C_0	4,18	5,22	4,51	4,74	4,05	3,07	3,51	4,54	4,36

$\pi = p_0/p_{cr}$ - presiunea redusă

$f(\pi) = 0,14 + \pi \left(1,6 + \frac{0,4}{1 - \pi} \right)$ - coeficient ce ține cont de influența presiunii; relația e valabilă pentru

$0,003 \leq \pi \leq 0,95$

R_z - rugozitatea medie a suprafeței; pentru oțel $R_z = 3 \dots 6 \text{ } \mu\text{m}$

$R_{z0} = 1 \text{ } \mu\text{m}$ - rugozitatea suprafeței etalon;

Tabelul 8.6 Valorile coeficienților A, B, q_{sa} , θ_a pentru diferiți agenți

Coef.	Agent frigorific						p_0 bar
	R11	R12	R13	R21	R22	R717	
A	54	60	67	62	69	74	1 ... 4
B	201	231	268	242	270	217	
q_{sa} W/m^2	3000	2400	1800	3100	2800	10000	1
	1000	1000	550	1000	1000	5000	4
θ_a $^\circ\text{C}$	7,5	5,7	4,1	6,7	5,6	$21,4 \cdot d^{0,2}$	1
	3,3	3,0	1,7	2,9	2,6	$12,3 \cdot d^{0,2}$	4

◇ pentru amoniac și agenți halogenați:

- fierbere nedezvoltată ($q_{sa} < q_s < q_{sb}$)

$$\alpha_{fn} = \alpha_{cl} \sqrt{1 + \frac{\alpha_{fd}}{\alpha_{cl}}} \quad (8.30)$$

unde:

α_{cl} - coeficientul de convecție pentru convecție liberă

α_{fd} - coeficientul de convecție pentru fierbere dezvoltată

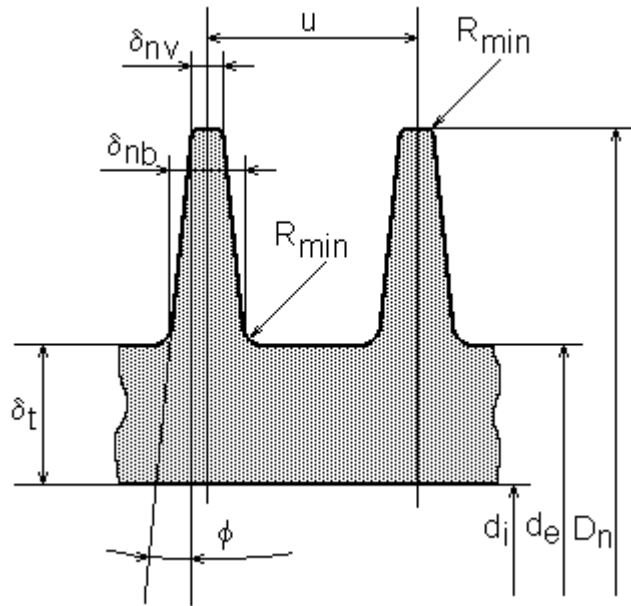


Figura 8.2 Elementele geometrice ale unei nervuri joase

În cazul utilizării agenților halogenați există varianta constructivă a țevelor cu nervuri joase, situație în care coeficientul de convecție obținut trebuie corectat în mod corespunzător:

$$\alpha_n = \alpha \cdot \Psi_n \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K]} \quad (8.31)$$

unde:

Ψ_n - coeficient ce ține seama de influența nervurilor; pentru țevi netede: $\Psi_n = 1$; pentru țevi nervurate:

$$\Psi_n = 1,1 \cdot \frac{S_v}{S_e} \cdot E_n^{3/4} \cdot \left(\frac{d_e}{h'_n} \right)^{1/4} + \frac{S_o}{S_e} \quad (8.32)$$

unde:

Suprafața verticală a nervurilor S_v [m²/m] (vezi Figura 3.2):

$$S_v = \frac{\pi}{2 \cdot u} (D_n^2 - d_e^2) \quad (8.33)$$

Se poate considera un coeficient de corecție ce ține cont de porțiunea fără nervuri datorată reazemelor în interiorul corpului (40 mm/m): $c_n = 0,96$

$$S_{vc} = c_n \cdot S_v \quad (8.34)$$

Suprafața orizontală a nervurilor [m²/m]:

$$S_{o1} = \pi \cdot d_e \cdot \frac{u - \delta_{nb}}{u} \quad (8.35a)$$

$$S_{o2} = \pi \cdot D_n \cdot \frac{\delta_{nv}}{u} \quad (8.35b)$$

$$S_o = S_{o1} + S_{o2} \quad (8.35c)$$

În calcul se poate considera:

$$S_o = S_e - S_{vc} \quad (8.35)$$

Înălțimea convențională a nervurii joase [m]:

$$h'_n = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{D_n^2 - d_e^2}{D_n} \quad (8.36)$$

Se consideră eficacitatea nervurii joase $E_n = 1$

Coeficientul mediu de convecție la fierberea pe un fascicul de țevi se calculează în funcție de coeficientul mediu de convecție la fierberea pe o țevă singulară și de următoarele influențe:

- prezența fasciculului:

$$\alpha_f = \alpha_n \cdot \varepsilon_f \quad (8.37)$$

- prezența uleiului (numai pentru agenți halogenați):

$$\alpha_{fu} = \alpha_f \cdot \varepsilon_u \quad (8.38)$$

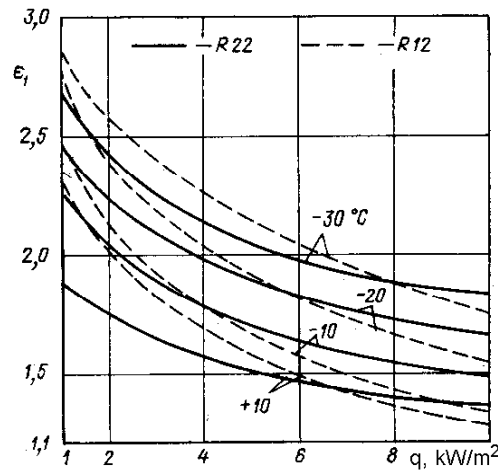


Figura 8.3 Valoarea coeficientului de corecție ϵ_u la fierberea pe un fascicol de țevi și $\xi_u = 8\%$.

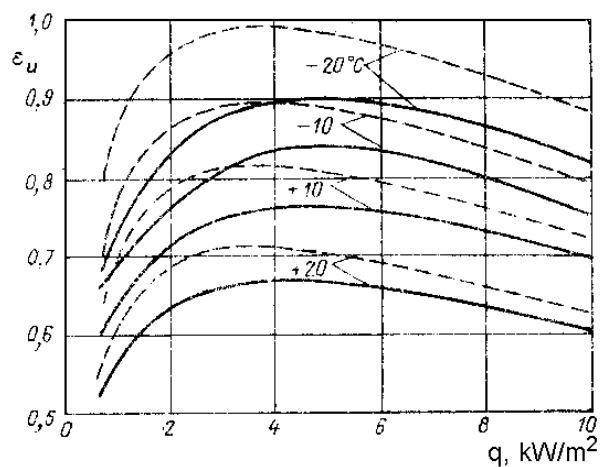


Figura 8.4 Valoarea coeficientului de corecție ϵ_f pentru un fascicol de țevi netede cu 30 de rânduri de țevi și $s_v/d_e = 2,5$

8.1.6 CALCULUL DENSITĂȚII DE FLUX TERMIC

8.1.6.1 Densitatea de flux termic de partea fluidului cald (saramura)

Deoarece grosimea peretelui țevii este mult mai mică decât diametrul mediu, determinarea densității de flux termic se poate face cu ajutorul relațiilor pentru peretele plan:

$$q_{1\text{ si}} = \frac{t_1 - t_p}{\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_p}{\lambda_p}\right) + \frac{\delta_m}{\lambda_m} \cdot \frac{2 \cdot d_i}{d_i + d_e} + \frac{\delta_u}{\lambda_u} \cdot \frac{d_i}{d_e}} \quad (8.39)$$

8.1.6.2 Densitatea de flux termic de partea fluidului rece (agentul frigorific)

$$q_{2\text{ si}} = \beta \cdot \alpha_{2\text{ fu}} \cdot (t_p - t_0) \quad (8.40)$$

unde: $\beta = \frac{S_e}{S_i}$ ($= \frac{d_e}{d_i}$ pentru țevi netede) - coeficient de creștere a suprafeței;

Prin rezolvarea ecuației:

$$q_{1\text{ si}}(t_p) = q_{2\text{ si}}(t_p) \quad (8.41)$$

se obțin valorile lui q_{si} și t_p

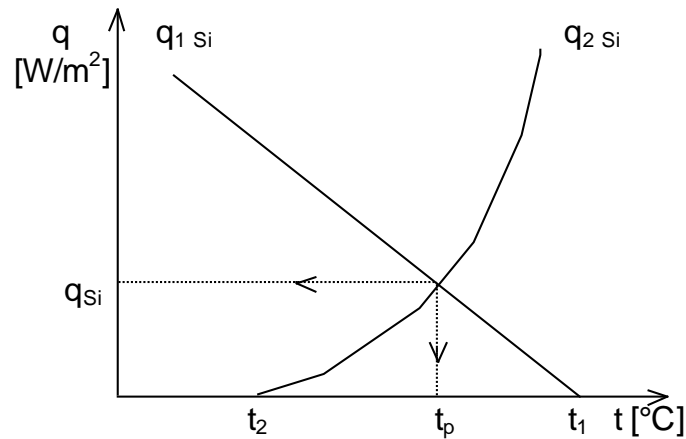


Figura 8.5 Variația densităților de flux termic de partea celor două fluide în funcție de temperatură

Coeficientul global de transfer de căldură k [m^2K/W] este:

$$k = \frac{q_{si}}{\Delta t_m} \quad (8.42)$$

8.1.7 CALCULUL SUPRAFEȚEI DE TRANSFER DE CĂLDURĂ

Suprafața interioară de transfer de căldură [m^2]:

$$S'_i = \frac{\Phi_0}{q_{si}} \quad (8.43)$$

Pentru acoperirea pierderilor, suprafața de transfer de căldură se majorează cu circa 10% și se poate rotunji la o valoare întreagă inferioară:

$$S_i \leq 1,1 \cdot S'_i \quad (8.44)$$

8.2 CALCULUL CONSTRUCTIV

8.2.1 SCHEMA APARATULUI

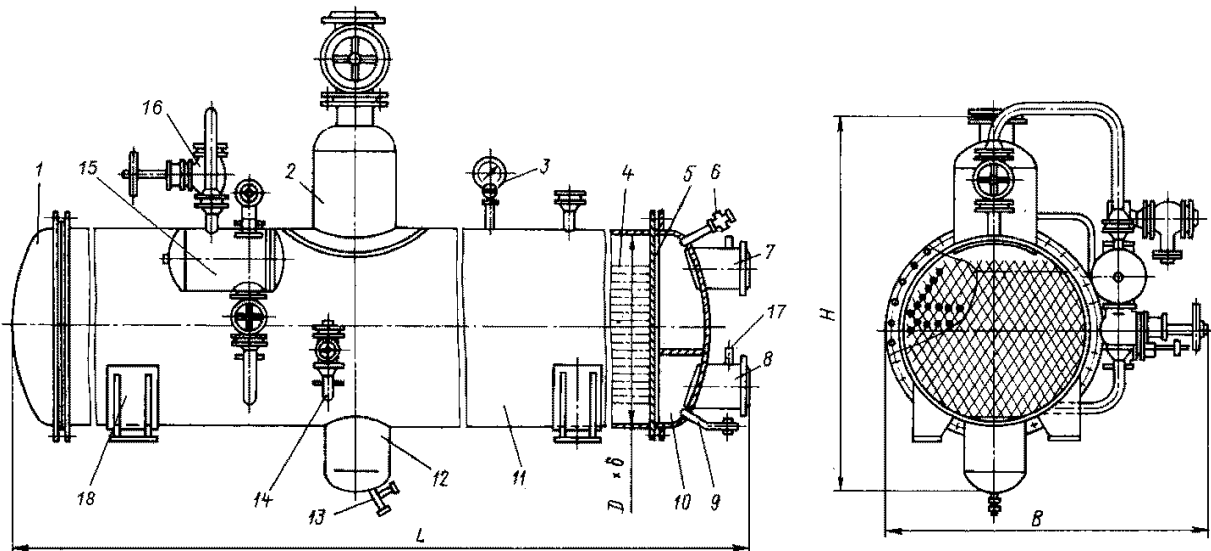


Figura 8.6 Vaporizator multitubular orizontal pentru NH_3 cu fierberea agentului în volum mare
 1 - capac; 2 - separator vapori; 3 - manometru; 4 - țevi; 5 - placa tubulară; 6 - racord aerisire; 7-8 - racord intrare-ieșire ag. intermediar; 9 - racord golire ag. intermediar; 10 - capac; 11 - corp (manta); 12 - colector ulei (impurități); 13 - racord evacuare ulei; 14 - racord alimentare ag. frig; 15 - regulator de nivel cu plutitor; 16 - supapa de siguranță; 17 - teacă termometru; 18 - reazem;

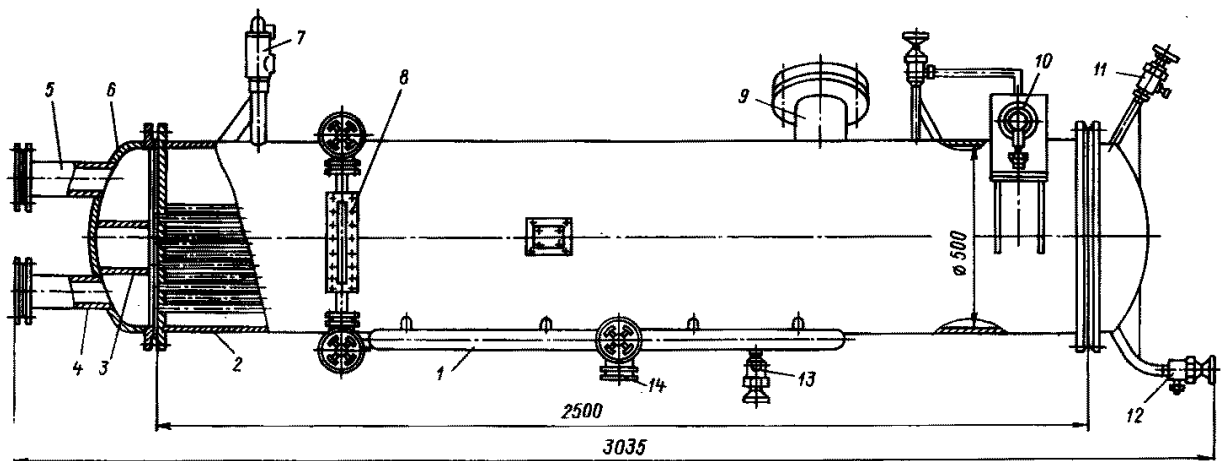


Figura 8.7 Vaporizator multitubular orizontal pentru agenți halogenați cu fierberea agentului în volum mare:

- 1 - distribuitor ag frig lichid; 2 - corp (manta); 3 - pereți despărțitori treceri; 4-5 - racorduri intrare-ieșire ag. intermediar; 6 - capac; 7 - supapă de siguranță; 8 - indicator de nivel; 9 - racord ieșire vapori; 10 - regulator de nivel; 11 - racord aerisire circuit ag. frig; 12 - racord golire ag. intermediar; 13 - racord golire ag. frigorific; 14 - racord alimentare ag. frigorific;

8.2.2 CALCULUL MĂRIMILOR PRINCIPALE

Numărul de țevi de pe latura hexagonului exterior: $a = n_v$

Numărul de țevi de pe diagonala hexagonului exterior: $b = 2a - 1$

Numărul total de țevi dispuse după hexagoane regulate: $n_6 = 3a \cdot (a-1) + 1$

Numărul total de țevi cu completări: n_{6c}

Tabelul 8.7 Numărul de țevi pe plăcile tubulare - dispunere hexagonală

a	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
b	3	5	7	9	11	13	15	17	19	21	23	25
n_6	7	19	37	61	91	127	169	217	271	331	397	469
n_{6c}	7	19	37	61	91	127	187	241	301	367	439	517

a	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
b	27	29	31	33	35	37	39	41	43	45	47	49
n_6	547	631	721	817	919	1027	1111	1261	1387	1519	1657	1801
n_{6c}	613	721	823	931	1045	1165	1303	1459	1615	1765	1921	2083

Se recomandă:

- pasul dintre țevi (t) - pentru plăci tubulare din oțel cu fixarea țăvilor prin mandrinare, pentru $d_e = 16 \dots 57$ mm se recomandă:

$$t/d_e = 1,37 \dots 1,22 \Leftrightarrow t/d_e = 1,37 - 3,658 \cdot 10^{-3} \cdot (d_e - 16) \quad (8.45)$$
- distanța țevă-manta: $u = 10$ mm

Pentru asigurarea unui spațiu de liniștire a vaporilor în partea superioară a aparatului, dispunerea țăvilor în placa tubulară se face pe înălțimea $0,8 D$; numărul teoretic de țevi care ar încăpea în corpul cu diametrul D ar fi deci:

$$n' = n/0,8 \quad (8.46)$$

Calculul se face tabelar adoptând pentru numărul de treceri (z) diferite valori (de preferință pare) până când este verificată relația: $L/D \in 4 \dots 8$ (9).

Tabelul 8.8 Relațiile de calcul pentru calculul constructiv

z	2	4	6	...
$n = n_z \cdot z$				
$n' = n/0,8$				
$n_{tab} > n'$				
a				
b				
$L = S_i/(\pi \cdot d_i \cdot n)$				
$D_i = t \cdot (b - 1) + d_e + 2 \cdot u$				
D_{STAS}				
L/D_{STAS}				

8.2.3 CALCULUL DIAMETRELOR RACORDURILOR

Acesta se face cu ajutorul ecuației de continuitate a debitului impunând viteza de curgere.

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot \rho \cdot w}} \quad (8.47)$$

De obicei, pentru saramură, viteza de curgere prin racorduri se consideră egală cu cea din țevi. Pentru agentul frigorific vapori, viteza de curgere este de 8...10 m/s, iar pentru agentul frigorific lichid, viteza de curgere este de 0,4...0,8 m/s.

8.3 CALCULUL FLUIDODINAMIC

Pierderile totale de presiune Δp_{tot} [N/m²] reprezintă suma dintre pierderile de presiune prin frecare și cele locale:

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_f + \Delta p_l \quad (8.48)$$

8.3.1 CALCULUL PIERDERILOR DE PRESIUNE PRIN FRECARĂ

$$\Delta p_f = \lambda \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \cdot \frac{l_{tot}}{d_{ech}} \cdot \epsilon_s \quad (8.49)$$

unde:

l_{tot} - lungimea totală de conductă de diametru d_{ech} ;

$\lambda = f(Re, K/d)$ - coeficient de pierderi liniare de sarcină prin frecare;

K - rugozitate absolută;

♦ pentru țevi în exploatare fără murdărie și coroziune: $K = 0,2 \dots 0,3$ mm

♦ pentru țevi murdare și puternic corodate: $K = 0,5 \dots 0,8$ mm

ϵ_s - coeficient ce ține cont de influența spirelor serpentinei ($\epsilon_s = 1$ pentru țevi drepte) și care depinde de numărul de spire (n) și de raportul R_s/d_i astfel:

Tabelul 8.9

R_s/d_i	250	20	10	8	6	5	4	3
ϵ_s	1,00	1,10	1,25	1,35	1,50	1,60	1,70	1,90

Din punctul de vedere al caracterului curgerii și al valorii rugozității suprafeței, se pot distinge următoarele regimuri de curgere:

♦ laminar: $Re < 2320$; ♦ tranzitoriu: $Re \approx 2320$; ♦ turbulent: $Re > 2320$;

Caracterul turbulent neted sau rugos se determină cu ajutorul grosimii stratului limită δ_l [m]:

$$\delta_l = 30 \cdot \frac{d}{Re \sqrt{\lambda}} \quad (8.50)$$

Curgerea poate avea loc în regim turbulent:

♦ neted, dacă $\delta_l > K$

♦ dacă $Re > 10^5$ - formula lui Kanakov:

$$\lambda = (1,81 \cdot \lg Re - 1,5)^{-2} \quad (8.51)$$

◇ dacă $Re < 10^5$ - formula lui Blazius:

$$\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \quad (8.52)$$

◆ semirugos, dacă $\delta_l < K$ - formula lui Colebrook - White:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \lg \left(\frac{K}{3.7 \cdot d} + \frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} \right) \quad (8.53)$$

◆ rugos, dacă $\delta_l < K$ - formula lui Nikuradze:

$$\lambda = \frac{1}{\left(1.74 + 2 \cdot \lg \frac{d}{2 \cdot K} \right)^2} \quad (8.54)$$

Delimitarea zonei cu regim turbulent semirugos de cea cu regim turbulent rugos se face prin hiperbola lui Karman a cărei ecuație este:

$$Re \cdot \frac{K}{d} \cdot \sqrt{\lambda} = 260 \quad (8.55)$$

Pentru determinarea tipului curgerii, calculul se va face prin încercări, iterativ.

8.3.2 CALCULUL PIERDERILOR DE PRESIUNE LOCALE

$$\Delta p_l = \sum_i \xi_i \frac{\rho \cdot w_i^2}{2} \quad (8.56)$$

unde:

ξ = „coeficient de rezistență locală” ce depinde de natura rezistenței hidrodinamice:

În cazul acestui tip de aparat se calculează doar pierderile de presiune de partea saramurii, pentru care:

$$l_{tot} = z \cdot L ; d_{ech} = d_i$$

8.4 CALCULUL DE REZISTENȚĂ

Acesta se face având în vedere construcția în manta a aparatului.

9. PROIECTAREA UNUI VAPORIZATOR MULTITUBULAR ORIZONTAL CU FIERBEREA AGENTULUI ÎN ȚEVI

a. Agent frigorific
b. Mediul răcit
c. Debitul masic de agent frigorific	\dot{m}_2 kg/s
d. Temperatura de intrare a fluidului cald	t_{1i} °C
e. Răcirea fluidului cald	Δt_1 °C
f. Diferența minimă de temperatură la vaporizare	$\Delta t_{0 \text{ min}}$.. °C
g. Viteza adoptată a fluidului cald	w_1' m/s
h. Viteza adoptată a fluidului rece (0,05...0,2 m/s)	w_2' m/s
i. Material țeavă	
j. Așezarea țevilor	
k. Pasul transversal de așezare a țevilor ($\approx 1,5 \cdot d_e$)	s_1 m
l. Tip nervură	
m. Diametru exterior țeavă	d_e m
n. Diametru interior țeavă	d_i m
o. Diametrul echivalent de curgere prin țeavă	d_{ech} m
p. Secțiunea liberă de curgere printr-o țeavă	A_2 m ²
q. Suprafața specifică exterioară	S_{e1} m ² /m
r. Suprafața specifică interioară	S_{i1} m ² /m

9.1 CALCULUL TERMIC

9.1.1 ECUAȚIILE DE BILANȚ TERMIC ȘI TRANSFER DE CĂLDURĂ

Deoarece regimul de temperaturi la care funcționează aparatul este apropiat de cel al mediului înconjurător, ecuațiile se vor scrie neluând în considerare schimbul de căldură cu exteriorul:

$$\Phi_0 = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot \Delta t_1 = \dot{m}_2 \cdot q_0 = k \cdot S \cdot \Delta t_m = q_{Si,Se} \cdot S_{i,e} \quad (9.1)$$

9.1.2 STABILIREA REGIMULUI DE TEMPERATURI

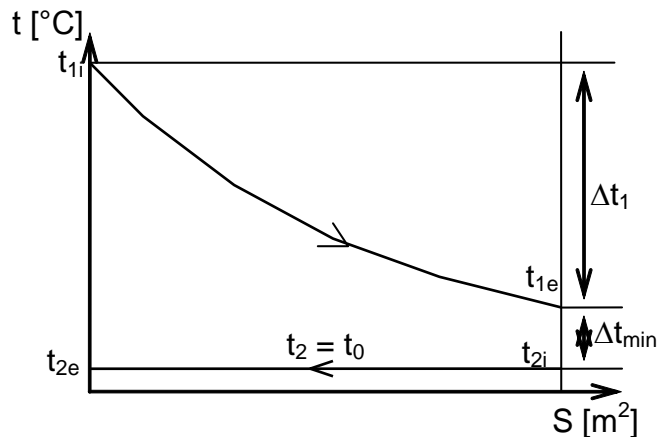


Figura 9.1 Diagrama variației temperaturilor fluidelor în lungul suprafeței de transfer de căldură

$$t_{1e} = t_{1i} - \Delta t_1 ; t_0 = t_{1e} - \Delta t_{0 \text{ min}} \quad (9.2)$$

Diferența medie logaritmică de temperatură:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1}{\ln \frac{t_{1i} - t_0}{t_{1e} - t_0}} \quad (9.3)$$

Temperaturile medii ale fluidelor:

$$t_2 = t_0 ; t_1 = t_2 + \Delta t_m \quad (9.4)$$

9.1.3 STABILIREA PROPRIETĂȚILOR TERMOFIZICE ALE FLUIDELOR

Proprietățile termofizice ale fluidelor se extrag din tabele sau diagrame pentru valori întregi ale temperaturilor care „încadrează” temperatura medie a acestora și se înscriu în coloanele 2, 4, 5 și 7 ale unui tabel de forma celui de mai jos; valorile corespunzătoare temperaturilor medii se calculează prin interpolare liniară și se înscriu în coloanele 3 și 6.

Tabelul 1.1 Proprietățile termofizice ale fluidelor

Propriet.	U.M.	Fluid cald:			Fluid rece:		
		2	3	4	5	6	7
0	1						
t	°C						
ρ	kg/m ³						
c _p	J/kg·K						
λ	W/m·K						
η	Pa·s						
ν	m ² /s						
Pr	-						
Δh _{fg}	J/kg						

9.1.4 DETERMINAREA REGIMURILOR DE CURGERE

Fluidul cald (mediul răcit): curgere transversală (în principal) și longitudinală (mai puțin) peste un fascicul de țevi orizontale;

Fluidul rece (agentul frigorific): vaporizare în interiorul unor țevi orizontale (nervurate interior longitudinal în cazul agenților halogenați);

Calculul sarcinii termice [kW] și a debitului de fluid cald [kg/s]:

$$\Phi_0 = \dot{m}_2 \cdot q_{02} ; \dot{m}_1 = \frac{\Phi_0}{c_{p1} \cdot \Delta t_1} \quad (9.5)$$

Numărul aproximativ de țevi pe trecere:

$$n'_z = \frac{\dot{m}_2}{w_2' \cdot \rho_2 \cdot A_2} \quad (9.6)$$

Se adoptă n_z întreg și se recalculează viteza reală de curgere printr-o țeavă:

$$w_2 = \frac{\dot{m}_2}{n_z \cdot \rho_2 \cdot A_2} \quad (9.7)$$

9.1.5 CALCULUL COEFICIENȚILOR DE CONVECȚIE

Pentru dispunerea hexagonală se consideră că țevile sunt așezate în șah, iar pasul $s_2 = \frac{s_1 \cdot \sqrt{3}}{2}$.

9.1.5.1 Calculul coeficientului de convecție de partea fluidului cald

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_{ech1}}{\nu_1} \quad (9.8)$$

- pentru curgerea transversală peste un fascicul de țevi netede:

$$Nu_a = c \cdot Re_a^m \cdot Pr_a^n \cdot \varepsilon_c \cdot \varepsilon_z \quad (9.9)$$

unde:

$$Re = \frac{w \cdot d}{\eta} , \quad c, m, n - \text{coeficienți ce țin seama de așezarea țevilor};$$

Tabelul 9.10 Valorile coeficienților c, m, n, în funcție de așezarea țevilor și regimul de curgere

Regim de curgere	Așezare țevi						Obs.
	Coridor			Șah			
	c	m	n	c	m	n	

Proiectarea unui vaporizator multitubular orizontal cu fierberea agentului în țevi

$10^2 < Re < 10^3$	0,52	0,50	0,36	0,71	0,50	0,36	
$10^3 < Re < 200 \cdot 10^3$	0,27	0,63	0,36	$0,35 \cdot (s_1/s_2)^{0,2}$	0,6	0,36	$(s_1/s_2) < 2$
				0,4			$(s_1/s_2) > 2$
$200 \cdot 10^3 < Re$	0,033	0,80	0,4	$0,031 \cdot (s_1/s_2)^{0,2}$	0,80	0,40	

ε_c - coeficient ce ține seama de sensul fluxului de căldură;

ε_z - coeficient ce ține seama de numărul de rânduri de țevi din fascicul:

- ◆ pentru țevi așezate în coridor:

dacă $10^2 \leq Re \leq 10^3$: $\varepsilon_z = 1$

dacă $10^3 < Re$: $\varepsilon_{z=2} = 0,81$; $\varepsilon_{z=4} = 0,91$; $\varepsilon_{z=6} = 0,93$;
 $\varepsilon_{z=8} = 0,95$; $\varepsilon_{z=10} = 0,97$;

- ◆ pentru țevi așezate decalat:

dacă $10^2 \leq Re \leq 10^3$: $\varepsilon_{z=2} = 0,88$; $\varepsilon_{z=4} = 0,93$; $\varepsilon_{z=6} = 0,96$;
 $\varepsilon_{z=8} = 0,98$; $\varepsilon_{z=10} = 0,99$;

dacă $10^3 < Re$: $\varepsilon_{z=2} = 0,73$; $\varepsilon_{z=4} = 0,88$; $\varepsilon_{z=6} = 0,92$;
 $\varepsilon_{z=8} = 0,95$; $\varepsilon_{z=10} = 0,97$;

Relația de calcul este valabilă pentru $30 \leq Re \leq 1,2 \cdot 10^6$ și $0,71 \leq Pr \leq 500$:

◇ pentru țevi așezate în coridor dacă: $0,6 \leq s_1/s_2 \leq 2,5$

◇ pentru țevi așezate decalat dacă: $0,33 \leq s_1/s_2 \leq 8$

Dimensiunea determinantă pentru calculul criteriilor Reynolds și Nusselt este diametrul exterior al țevii d_e . Viteza de calcul este viteza în secțiunea minimă de curgere.

- Altă relație: așezare în coridor - relația lui Miheev:

$$Nu = 0,23 \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (9.10)$$

relația este valabilă pentru $Re = 2 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^5$, începând cu al treilea rând de țevi; pentru primele rânduri: $\alpha_{r1} = 0,6 \cdot \alpha_{r3}$; $\alpha_{r2} = 0,9 \cdot \alpha_{r3}$. Coeficientul total de transfer $[W/(m^2 \cdot K)]$ va fi:

$$\alpha = \frac{(0,6 + 0,9 + n - 2) \cdot \alpha_{r3}}{n} \quad (9.11)$$

unde: $d_{ech} = l$; n - numărul de țevi în lungul direcției de curgere.

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} \quad (9.12)$$

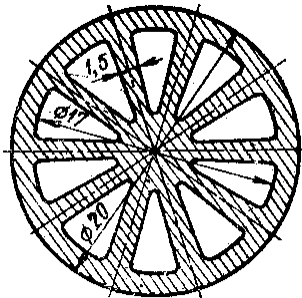


Figura 9.2 Țeavă nervurată la interior cu miez stelat și 10 canale

9.1.5.2 Calculul coeficientului de convecție și a densității de flux termic de partea fluidului rece

În cazul agenților halogenați, pentru intensificarea transferului de căldură, se folosesc țevi nervurate la interior. Un exemplu de astfel de țeavă este cel prezentat în Figura 9.2.

Pentru fierberea în țevi a agenților halogenați la valori mici ale densității de flux termic, coeficientul mediu de convecție $[W/m^2 \cdot K]$ se poate calcula cu relația:

$$\alpha_i = C \cdot q_s^{0,15} \cdot (\rho \cdot w)^n \quad (9.13)$$

Valorile coeficienților C și n depind de natura agentului halogenat: pentru R 22: $C = 32$, $n = 0,47$

Relația e valabilă pentru viteze masice $(\rho \cdot w) = 60 \dots 660 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$. Limitele maxime de valabilitate ale relației sunt prezentate în Tabelul 9.11.

Tabelul 9.11 Valorile limită maxime ale densității de flux termic q pentru diferite viteze masice pentru care poate fi aplicată relația

$(\rho \cdot w)$ [kg/m ² ·s]	60	120	250	400
q [kW/m ²]	1,5	1,8	2,0	2,5

Pentru densități de flux termic cu valori mai mari decât cele limită determinate de $(\rho \cdot w)$ se poate utiliza relația:

$$\alpha_i = A \cdot q_s^{0,6} \cdot (\rho \cdot w / d_{ech})^{0,2} \text{ [W/m}^2 \text{ K]} \Rightarrow q_{Si} = \sqrt{\frac{\rho \cdot w}{d_{ech}}} \cdot A^{2,5} \cdot \theta^{2,5} \quad (9.14)$$

Tabelul 9.12 Valoarea coeficientului A în funcție de temperatură și de natura agentului halogenat

t [°C]		-30	-10	0	10	30
A	R 12	0,854	1,045	1,14	1,23	1,25
	R 22	0,95	1,17	1,32	1,47	1,47

◇ țevi orizontale

- R717:

$$\alpha_i = \frac{0.096}{d_i} \cdot \sqrt{\rho \cdot w \cdot q_s} \text{ [W/m}^2 \text{ K]} \quad (9.15)$$

- Rel. Bo-Pierre:

- vaporizare incompletă:

$$Nu = 0,0009 \cdot Re \cdot k_s^{0,5} \quad (9.16)$$

- vaporizare completă:

$$Nu = 0,0075 \cdot (Re^2 \cdot k_s)^{0,4} \quad (9.17)$$

unde: $k_s = \frac{J \cdot \Delta h}{l} = l \cdot g$,

J = 0,102 kg·m/J - echivalentul mecanic al căldurii,

Δh - variația entalpiei în procesul de vaporizare,

l - lungimea țevii, m; g = 9,81 - accelerația gravitațională;

- Rel. Chawla:

pentru vaporizare convectivă ($x > 0,3$):

$$\alpha = c_1 \cdot \frac{(\rho \cdot w)^{1,4}}{d_i^{0,5}} \text{ [W/(m}^2 \cdot \text{K)}]} \quad (9.18)$$

pentru vaporizare globulară ($x \approx 0,3$):

$$\alpha = c_2 \cdot \frac{(\rho \cdot w)^{1,4} \cdot q^{0,7}}{\left(\frac{S_e}{S_i}\right)^{0,7} \cdot d_i^{0,5}} \text{ [W/(m}^2 \cdot \text{K)}]} \quad (9.19)$$

unde:

$(\rho \cdot w)$ - viteza masică a agentului frigorific care vaporizează într-o țevă [kg/(m²·s)]

c_1, c_2 - constante ce depind de natura agentului frigorific și de temperatura de vaporizare:

Tabelul 9.13 Coeficienții c_1, c_2

Fluid \ t ₀ [°C]	-50	-40	-30	-20	-10	0	10
c ₁ ,	HCFC22	0,635	0,470	0,351	0,272	0,215	0,169
	HFC134a	0,525	0,399	0,310	0,256	0,194	0,156
c ₂	HCFC22	0,116	0,122	0,128	0,134	0,141	0,149
	HFC134a	0,105	0,112	0,118	0,123	0,129	0,134

La țevile cu nervuri interioare, în locul lui d_i se utilizează $d_{ech} = 4 \cdot A/P$.

◇ țevi verticale - se consideră relațiile de la fierberea în volum mare:

- R717 - relația Krujilin; pentru $t_0 = -40 \dots 0$ °C:

$$\alpha = 4,2 \cdot (1 + 0,007 \cdot t_0) \cdot q_s^{0,7} \text{ [W/(m}^2 \cdot \text{K)}]} \quad (9.20)$$

sau

$$\alpha = (27,3 + 0,04t_0) q_s^{0,45} \cdot d_i^{-0,24} \quad (9.21)$$

Proiectarea unui vaporizator multitubular orizontal cu fierberea agentului în țevi

relația este valabilă pentru $t_0 = -30 \dots 0 \text{ } ^\circ\text{C}$, $q_s = 1 \dots 14 \text{ kW/m}^2$ și umplere completă a țevelor la intrare.

- HCFC 22 - relația Bäckström, pentru $\theta = t_p - t_0 \geq 2 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$\alpha = 37 p_0^{0,75} \cdot \theta^{1,2} \quad (9.22)$$

unde: p_0 - presiunea de vaporizare, bar; $q_s = k \cdot \Delta t_m$

- la fierberea amoniacului în țevi orizontale se poate utiliza și relația următoare (în care s-a presupus că schimbul de căldură este determinat de acțiunea comună a curgerii forțate și a fierberii):

$$\alpha = \alpha_{cf} \sqrt{1 + \frac{\alpha_{tr}}{\alpha_{cf}}} \quad (9.23)$$

unde:

α_{cf} - coeficient de convecție la fierberea în convecție forțată a lichidului în interiorul țevelor;

α_{tr} - coeficient de convecție la fierberea tranzitorie pe țevă:

$$\alpha_{tr} = \alpha_{cl} \sqrt{1 + \frac{\alpha_d}{\alpha_{cl}}} \quad (9.24)$$

α_{cl} - coeficient de convecție la fierberea în convecție liberă (fierbere nedezvoltată) (valabilă pentru $t_0 = -30 \dots -10 \text{ } ^\circ\text{C}$):

$$\alpha_{cl} = 74,5 \left(\frac{q_s}{d_i} \right)^{0,2} = 220 \left(\frac{\theta_v}{d_i} \right)^{0,25} \quad (9.25)$$

α_d - coeficient de convecție la fierberea dezvoltată (valabilă pentru $t_0 = -30 \dots -10 \text{ } ^\circ\text{C}$):

$$\alpha_d = 2,18 q_s^{0,7} \cdot p^{0,21} = 13,7 \cdot \theta^{2,33} \cdot p^{0,7} \quad (9.26)$$

p_0 - presiunea de vaporizare, bar

Densitatea de flux termic raportată la suprafața exterioră este:

$$q_{2 \text{ Se}} = \beta \cdot q_{2 \text{ Si}} \quad (9.27)$$

unde:

β - coeficient de nervurare:

$$\beta = \frac{S_{i1}}{S_{e1}} \quad (9.28)$$

9.1.6 CALCULUL DENSITĂȚII DE FLUX TERMIC

9.1.6.1 Calculul densității de flux termic de partea fluidului cald

Densitatea de flux termic de partea fluidului cald [W/m^2]:

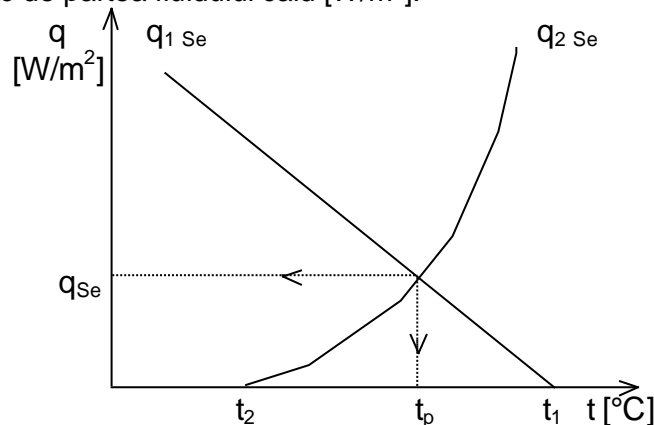


Figura 9.3 Variația densităților de flux termic de partea celor două fluide în funcție de temperatură

$$q_{1 \text{ Se}} = \frac{t_1 - t_p}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + R_e + \frac{R_i}{\beta}} \quad (9.29)$$

Prin rezolvarea ecuației :

$$q_{1 \text{ Se}}(t_p) = q_{2 \text{ Se}}(t_p) \quad (9.30)$$

se obțin valorile lui q_{Se} și t_p

9.1.7 CALCULUL SUPRAFEȚEI DE TRANSFER DE CĂLDURĂ

Suprafața exterioară de transfer de căldură calculată [m²]:

$$S'_e = \frac{\Phi_0}{q_{Se}} \quad (9.31)$$

Pentru acoperirea pierderilor, suprafața transfer de căldură se majorează cu circa 10%:

$$S_e \approx 1,1 S'_e \quad (9.32)$$

9.2 CALCULUL CONSTRUCTIV

9.2.1 SCHEMA APARATULUI

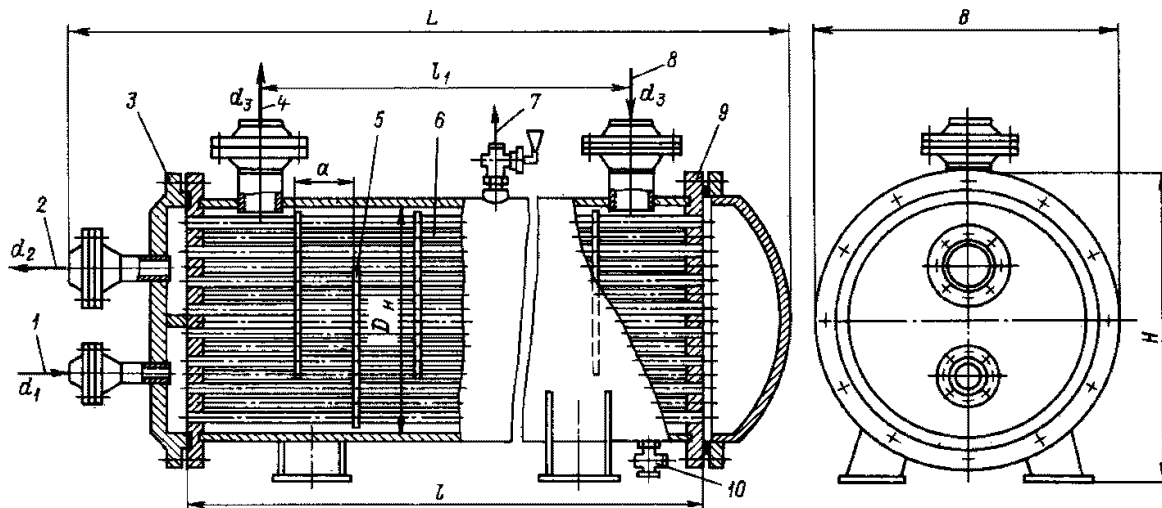


Figura 9.4 Vaporizator multitubular orizontal cu fierberea agentului în țevi.

1, 2. intrare, ieșire agent frigorific; 3. capac; 4, 8. ieșire, intrare agent intermediar; 5. șicane; 6. țevi fierbătoare; 7. racord aerisire; 9. placă tubulară; 10. racord golire agent intermediar;

9.2.2 CALCULUL DIMENSIUNILOR PRINCIPALE

Acesta se face ținând cont de construcția multitubulară în manta a aparatului.

Lungimea totală a țevilor [m]:

$$L_t = \frac{S_e}{\pi \cdot d_e} \quad (9.33)$$

Se adoptă numărul de treceri z; pentru acest tip de aparat z = 1...2.

Numărul total de țevi din placa tubulară:

$$n = n_z \cdot z \quad (9.34)$$

Lungimea aparatului:

$$L = \frac{L_t}{n} \quad (9.35)$$

Se alege din tabele $n_{6c} \geq n$ și se citesc a, b.

Numărul de țevi de pe latura hexagonului exterior:

$$a = n_v$$

Numărul de țevi de pe diagonala hexagonului exterior:

$$b = 2a - 1$$

Numărul total de țevi dispuse după hexagoane regulate:

$$n_6 = 3a \cdot (a-1) + 1$$

Numărul total de țevi cu completări:

$$n_{6c}$$

Tabelul 9.14 Numărul de țevi pe plăcile tubulare - dispunere hexagonală

a	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
b	3	5	7	9	11	13	15	17	19	21	23	25
n ₆	7	19	37	61	91	127	169	217	271	331	397	469
n _{6c}	7	19	37	61	91	127	187	241	301	367	439	517

a	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
b	27	29	31	33	35	37	39	41	43	45	47	49
n ₆	547	631	721	817	919	1027	1111	1261	1387	1519	1657	1801
n _{6c}	613	721	823	931	1045	1165	1303	1459	1615	1765	1921	2083

Se recomandă:

- pasul dintre țevi (t) - pentru plăci tubulare din oțel cu fixarea țevelor prin mandrinare, pentru d_e = 16 ... 57 mm se recomandă:

$$t/d_e = 1,37...1,22 \Leftrightarrow t/d_e = 1,37 - 3,658 \cdot 10^{-3} \cdot (d_e [\text{mm}] - 16) \quad (9.36)$$

- distanța țevă-manta: u = 10 mm

Diametrul interior calculat al mantalei [m]:

$$D_c = (b - 1) \cdot s_1 + d_e + 2 \cdot u \quad (9.37)$$

Valoarea obținută din calcul se standardizează $\Rightarrow D_c$.

Distanța dintre șicane (f [m]), pe lungimea aparatului, se determină astfel încât să se asigure secțiunea liberă de curgere transversală (A_{l tr} [m²]):

$$A_{l \text{ tr}} = \frac{\dot{m}_1}{\rho_1 \cdot w_1} = n_{\text{ech}} \cdot f \cdot (s_1 - d_e) = D_c \cdot f \left(1 - \frac{d_e}{s_1}\right) \Rightarrow f = \frac{A_{l \text{ tr}}}{n_{\text{ech}} \cdot (s_1 - d_e)} \quad (9.38)$$

unde:

n_{ech} - numărul de țevi echivalent pe lățimea fascicolului:

$$n_{\text{ech}} = 1,04 \cdot \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \sqrt{n \cdot \frac{s_1}{s_2}} \quad (9.39)$$

Numărul de șicane transversale:

$$z_s = \frac{L}{f} - 1 \quad (9.40)$$

9.2.3 CALCULUL FORMEI ȘICANEI DE TIP SEGMENT

Secțiunea liberă longitudinală de curgere (A_{l l} [m²]):

$$A_{l l} = A_l (1 - x_t) = A_{l \text{ tr}} \Rightarrow A_l = \frac{A_{l \text{ tr}}}{1 - x_t} \quad (9.41)$$

unde: x_t - gradul de ocupare a plăcii tubulare:

$$x_t = \frac{n \cdot d_e^2}{D_c^2} \quad (9.42)$$

Prin această corecție se ține seama de suprafața ocupată de țevele din placa tubulară aflate în secțiunea longitudinală de curgere.

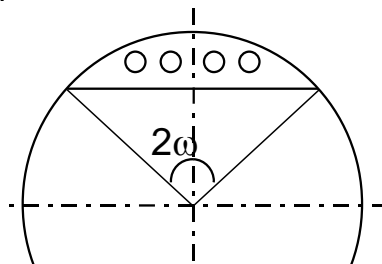


Figura 9.5 Secțiunea longitudinală de curgere

Secțiunea longitudinală de curgere (A_{l l} [m²]) depinde de 2ω, valoare care se determină prin încercări:

$$A_1 = \frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \cdot \left(\frac{2\omega}{360} - \frac{\sin 2\omega}{2\pi} \right) \Rightarrow 2\omega \quad (9.43)$$

unde: 2ω - unghiul la centru al sectorului de cerc al secțiunii libere transversale [grade];

9.2.4 CALCULUL DIAMETRELOR RACORDURILOR

Acesta se face cu ajutorul ecuației de continuitate impunând viteza de curgere.

$$\dot{m} = \rho \cdot \pi \cdot \frac{d_i^2}{4} \cdot w \quad (9.44)$$

De obicei, pentru apă, viteza de curgere prin racorduri se consideră egală cu cea din țevi. Pentru agentul frigorific vapori, viteza de curgere este de 8...10 m/s, iar pentru agentul frigorific lichid, viteza de curgere este de 0,4...0,8 m/s.

9.3 CALCULUL FLUIDODINAMIC

Acesta se face având în vedere construcția multitubulară în manta a aparatului.

10. PROIECTAREA UNUI RĂCITOR DE AER CU VAPORIZARE DIRECTĂ

a. Sarcina termică	Φ_0 kW
b. Agentul frigorific
c. Temperatura medie a aerului rece	t_{am} °C
d. Umiditatea relativă a aerului	ϕ_{ai} %
e. Viteza aerului în secțiunea îngustată	w_a m/s
f. Răcirea aerului	Δt_a °C
g. Diferența medie de temperatură ($t_{am} - t_0 = 7 \dots 10$ °C)	Δt_{mRA} .. °C
h. Viteza agentului frigorific (0,05...0,15 m/s)	w_2 m/s
i. Raportul înălțime/lățime al aparatului (H/B)	k [-]
j. Material țevă	
k. Diametru exterior țevă	d_e mm
l. Grosime perete țevă	δ_t mm
m. Așezarea țevilor	
n. Pasul transversal de așezare a țevilor	s_1 mm
o. Pasul longitudinal de așezare a țevilor	s_2 mm
p. Tip nervură	
q. Material nervură	
r. Grosimea nervurii	δ_n mm
s. Pasul nervurii	u mm
t. Înălțimea nervurii	h mm

10.1 CALCULUL TERMIC

10.1.1 ECUAȚIILE DE BILANȚ TERMIC ȘI TRANSFER DE CĂLDURĂ

Deoarece regimul de temperaturi la care funcționează aparatul este apropiat de cel al mediului, ecuațiile se vor scrie neluând în considerare transferul de căldură cu exteriorul:

$$\Phi_0 = \dot{m}_s \cdot c_{pS} \cdot \Delta t_s = \dot{m}_a \cdot \Delta h_a = q_s \cdot S \quad (10.1)$$

10.1.2 STABILIREA REGIMULUI DE TEMPERATURI

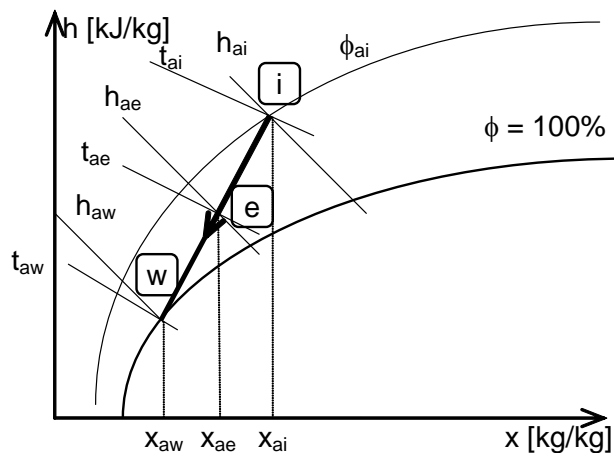


Figura 10.1 Diagrama h-x cu reprezentarea proceselor de transfer de căldură și masă între apă și aer

Temperaturile aerului la intrarea și la ieșirea din aparat:

$$t_{ai} = t_{am} + \Delta t_a/2 \quad (10.2a)$$

$$t_{ae} = t_{am} - \Delta t_a/2 \quad (10.2b)$$

Pentru ϕ_{ai} și t_{ai} se citesc din diagrama h-x conținutul de umiditate x_{ai} și entalpia h_{ai} .

Raportul de termo-umiditate al procesului de răcire ε [kJ/kg vap]:

$$\varepsilon = \frac{h_{ai} - h_{aw}}{x_{ai} - x_{aw}} = \frac{h_{ai} - h_{ae}}{x_{ai} - x_{ae}} \quad (10.3)$$

Entalpia aerului umed [kJ/kg vap] pentru temperaturi între 0 și 50 °C se calculează cu relația:

Calculul și construcția schimbătoarelor de căldură frigorifice

$$h = (c_{pa} + c_{pv} \cdot x) \cdot t + r \cdot x \quad (10.4)$$

iar pentru temperaturi negative:

$$h = c_{pa} t + (c_{pv} t + r + r_s) \cdot x \quad (10.5)$$

unde:

$c_{pa} = 1,006$ kJ/kg - căldura specifică a aerului uscat;

$c_{pv} = 1,863$ kJ/kg - căldura specifică a vaporilor de apă;

$r = 2500$ kJ/kg - căldura latentă de vaporizare a apei la 0°C ;

$r_s = 334.4$ kJ/kg - căldura latentă de solidificare a apei la 0°C ;

Din cele două formule anterioare rezultă că umiditatea absolută a aerului la ieșirea din aparat va fi:

$$x_{ae} = \frac{\varepsilon \cdot x_{ai} - h_{ai} + c_{pa} \cdot t_{ae}}{\varepsilon - c_{pv} \cdot t_{ae} - r}, t > 0^\circ\text{C} \quad (10.6)$$

respectiv

$$x_{ae} = \frac{\varepsilon \cdot x_{ai} - h_{ai} + c_{pa} \cdot t_{ae}}{\varepsilon - c_{pv} \cdot t_{ae} - (r + r_s)}, t < 0^\circ\text{C} \quad (10.7)$$

Temperatura de vaporizare a agentului frigorific:

$$t_0 = t_{am} - \Delta t_{mRA} \quad (10.8)$$

10.1.3 STABILIREA PROPRIETĂȚILOR TERMOFIZICE ALE FLUIDELOR

Proprietățile termofizice ale fluidelor se extrag din tabele sau diagrame pentru valori întregi ale temperaturilor care „încadrează” temperatura medie a acestora și se înscriu în coloanele 2, 4, 5 și 7 ale unui tabel de forma celui de mai jos; valorile corespunzătoare temperaturilor medii se calculează prin interpolare liniară și se înscriu în coloanele 3 și 6.

Tabelul 1.1 Proprietățile termofizice ale fluidelor

Propriet.	U.M.	Fluid cald:			Fluid rece:		
0	1	2	3	4	5	6	7
t	$^\circ\text{C}$						
ρ	kg/m ³						
c_p	J/kg·K						
λ	W/m·K						
η	Pa·s						
ν	m ² /s						
Pr	-						
Δh_{fg}	J/kg						

10.1.4 DETERMINAREA REGIMURILOR DE CURGERE

Fluidul cald (aerul): curgere transversală peste un fascicul de țevi orizontale nervurate; $d_{ech1} = d_e$ sau u , în funcție de tipul nervurilor

Fluidul rece (agentul frigorific): vaporizare în interiorul unor serpentine plane cu țevi orizontale; $d_{ech2} = d_i$

10.1.5 CALCULUL COEFICIENȚILOR DE CONVECȚIE

10.1.5.1 Calculul coeficientului de convecție de partea agentului frigorific

Se presupune că aparatul este alimentat gravitațional (de la un separator de lichid) cu lichid saturat ($x_{2i} = 0$) și că titlul de vapori la ieșirea din aparat este $x_{2e} = 0,9$. Pentru temperatura de vaporizare t_0 se citesc din diagramă, în funcție de titlul de vapori, entalpiile agentului frigorific la intrarea și la ieșirea din aparat h_{2i} și h_{2e} .

Debitul masic total de agent frigorific \dot{m}_2 [kg/s]:

$$\dot{m}_2 = \frac{\Phi_0}{h_{2i} - h_{2e}} \quad (10.9)$$

Numărul aproximativ de țevi de alimentare cu agent frigorific n'_a [buc.]:

$$\dot{m}_2 = (\rho_2 \cdot w_2) \cdot n'_a \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \Rightarrow n'_a = \frac{4 \cdot \dot{m}_2}{(\rho_2 \cdot w_2) \cdot \pi \cdot d_i^2} \quad (10.10)$$

Se adoptă n_a întreg și se recalculează viteza masică a agentului frigorific [m/s]:

$$(\rho_2 \cdot w_2) = \frac{4 \cdot \dot{m}_2}{n_a \cdot \pi \cdot d_i^2} \quad (10.11)$$

Pentru fierberea în țevi a agenților halogenați la valori mici ale densității de flux termic, coeficientul mediu de convecție [$W/m^2 K$] se poate calcula cu relația:

$$\alpha_i = C \cdot q_s^{0,15} \cdot (\rho \cdot w)^n \quad (10.12)$$

Valorile coeficienților C și n depind de natura agentului halogenat: pentru R 22: C = 32, n = 0,47

Relația e valabilă pentru viteze masice $(\rho \cdot w) = 60 \dots 660 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$. Limitele maxime de valabilitate ale relației sunt prezentate în Tabelul 10.15.

Tabelul 10.15 Valorile limită maxime ale densității de flux termic q pentru diferite viteze masice pentru care poate fi aplicată relația

$(\rho \cdot w) \text{ [kg/m}^2 \cdot \text{s]}$	60	120	250	400
q [kW/m ²]	1,5	1,8	2,0	2,5

Pentru densități de flux termic cu valori mai mari decât cele limită determinate de $(\rho \cdot w)$ se poate utiliza relația:

$$\alpha_i = A \cdot q_s^{0,6} \cdot (\rho \cdot w / d_{ech})^{0,2} \text{ [W/m}^2 \text{ K]} \Rightarrow q_{si} = \sqrt{\frac{\rho \cdot w}{d_{ech}}} \cdot A^{2,5} \cdot \theta^{2,5} \quad (10.13)$$

Tabelul 10.16 Valoarea coeficientului A în funcție de temperatură și de natura agentului halogenat

t [°C]		-30	-10	0	10	30
A	R 12	0,854	1,045	1,14	1,23	1,25
	R 22	0,95	1,17	1,32	1,47	1,47

◇ țevi orizontale

○ R717:

$$\alpha_i = \frac{0.096}{d_i} \cdot \sqrt{\rho \cdot w \cdot q_s} \text{ [W/m}^2 \text{ K]} \quad (10.14)$$

○ Relația Bo-Pierre:

○ vaporizare incompletă:

$$Nu = 0,0009 \cdot Re \cdot k_s^{0,5} \quad (10.15)$$

○ vaporizare completă:

$$Nu = 0,0075 \cdot (Re^2 \cdot k_s)^{0,4} \quad (10.16)$$

unde: $k_s = \frac{J \cdot \Delta h}{l} = \frac{\Delta h}{l \cdot g}$,

J = 0,102 kg·m/J - echivalentul mecanic al căldurii,

Δh - variația entalpiei în procesul de vaporizare,

l - lungimea țevii, m; g = 9,81 - accelerația gravitațională;

○ Relația Chawla:

pentru vaporizare convectivă ($x > 0,3$):

$$\alpha = c_1 \cdot \frac{(\rho \cdot w)^{1,4}}{d_i^{0,5}} \text{ [W/(m}^2 \cdot \text{K)}] \quad (10.17)$$

pentru vaporizare globulară ($x \approx 0,3$):

$$\alpha = c_2 \cdot \frac{(\rho \cdot w)^{1,4} \cdot q^{0,7}}{\left(\frac{S_e}{S_i}\right)^{0,7} \cdot d_i^{0,5}} \text{ [W/(m}^2 \cdot \text{K)}] \quad (10.18)$$

unde:

$(\rho \cdot w)$ - viteza masică a agentului frigorific care vaporizează într-o țeavă [$\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$]

c_1, c_2 - constante ce depind de natura agentului frigorific și de temperatura de vaporizare conform tabelului:

Tabelul 10.17 Coeficienții c_1, c_2

Fluid \ t_0 [°C]	-50	-40	-30	-20	-10	0	10
c_1 , HCFC22	0,635	0,470	0,351	0,272	0,215	0,169	0,138
	HFC134a	0,525	0,399	0,310	0,256	0,194	0,156
c_2 , HCFC22	0,116	0,122	0,128	0,134	0,141	0,149	0,158
	HFC134a	0,105	0,112	0,118	0,123	0,129	0,134

La țevile cu nervuri interioare, în locul lui d_i se utilizează $d_{ech} = 4 \cdot A/P$.

◇ țevi verticale - se consideră relațiile de la fierberea în volum mare:

- R717 - relația Krujilin; pentru $t_0 = -40 \dots 0$ °C:

$$\alpha = 4,2 \cdot (1 + 0,007 \cdot t_0) \cdot q_s^{0,7} \text{ [W/(m}^2 \cdot \text{K)]} \quad (10.19)$$

sau

$$\alpha = (27,3 + 0,04t_0)q_s^{0,45} \cdot d_i^{-0,24} \quad (10.20)$$

relația este valabilă pentru $t_0 = -30 \dots 0$ °C, $q_s = 1 \dots 14$ kW/m² și umplere completă a țevilor la intrare.

- HCFC 22 - relația Bäckström, pentru $\theta = t_p - t_0 \geq 2$ °C:

$$\alpha = 37 p_0^{0,75} \cdot \theta^{1,2} \quad (10.21)$$

unde: p_0 - presiunea de vaporizare, bar; $q_s = k \cdot \Delta t_m$

- la fierberea amoniacului în țevi orizontale se poate utiliza și relația următoare (în care s-a presupus ca schimbul de căldură este determinat de acțiunea comună a curgerii forțate și a fierberii):

$$\alpha = \alpha_{cf} \sqrt{1 + \frac{\alpha_{tr}}{\alpha_{cf}}} \quad (10.22)$$

unde:

α_{cf} - coeficient de convecție la fierberea în convecție forțată a lichidului în interiorul țevilor;

α_{tr} - coeficient de convecție la fierberea tranzitorie pe țeavă:

$$\alpha_{tr} = \alpha_{cl} \sqrt{1 + \frac{\alpha_d}{\alpha_{cl}}} \quad (10.23)$$

α_{cl} - coeficient de convecție la fierberea în convecție liberă (fierbere nedezvoltată) (valabilă pentru $t_0 = -30 \dots -10$ °C):

$$\alpha_{cl} = 74,5 \left(\frac{q_s}{d_i} \right)^{0,2} = 220 \left(\frac{\theta_v}{d_i} \right)^{0,25} \quad (10.24)$$

α_d - coeficient de convecție la fierberea dezvoltată (valabilă pentru $t_0 = -30 \dots -10$ °C):

$$\alpha_d = 2,18 q_s^{0,7} \cdot p^{0,21} = 13,7 \cdot \theta^{2,33} \cdot p^{0,7} \quad (10.25)$$

p_0 - presiunea de vaporizare, bar

10.1.5.2 Calculul coeficientului de convecție de partea aerului

Relația de calcul folosită depinde de natura fascicolului de țevi și de tipul nervurilor. Astfel:

10.1.5.2.1 Pentru curgerea peste un fascicul de țevi cu nervuri circulare individuale sau spiralate:

$$Nu_a = c \cdot c_s \cdot c_z \cdot \left(\frac{h}{u} \right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{d_e}{u} \right)^{-0,54} \cdot Re_a^n \quad (10.26)$$

unde:

c, n - coeficienți ce țin seama de așezarea țevilor:

- ◆ pentru țevi așezate în coridor: $c = 0,105$; $n = 0,72$

- ◆ pentru țevi așezate decalat: $c = 0,230$; $n = 0,65$

c_s - coeficient ce ține seama de structura fascicolului:

- ◆ pentru țevi așezate în coridor:

$$s_2/d_e = 1,4: c_s = 0,85; s_2/d_e = 1,8: c_s = 0,96; s_2/d_e \geq 2: c_s = 1$$

- ◆ pentru țevi așezate decalat: $c_s = \left(\frac{s_1 - d_e}{s_2' - d_e} \right)^{0,2}$

$$\text{unde: } s_2' = \sqrt{s_2^2 + \left(\frac{s_1}{2} \right)^2}$$

c_z - coeficient ce ține seama de numărul de rânduri de țevi din fascicul:

- ◆ pentru țevi așezate în coridor:

$$c_{z=1} = 1,6; c_{z=2} = 1,3; c_{z=3} = 1,1; c_{z \geq 4} = 1$$

- ◆ pentru țevi așezate decalat:

$$c_{z=1} = 0,8; c_{z=4} = 0,95; c_{z=6} = 0,98; c_{z=8} = 0,99; c_{z \geq 10} = 1$$

Dimensiunea determinantă pentru calculul criteriilor Reynolds și Nusselt este în acest caz pasul nervurii (u):

$$Re_a = \frac{w_a \cdot u}{\nu_a}; Nu_a = \frac{\alpha_a \cdot u}{\lambda_a} \quad (10.27)$$

Relația de calcul a criteriului Nusselt este valabilă:

- ◆ pentru țevi așezate în coridor dacă:

$$500 \leq Re \leq 25000; 3 \leq d_e/u \leq 8; 0,36 \leq h/u \leq 4,3; 0,85 \leq c_s \leq 1$$

- ◆ pentru țevi așezate decalat dacă:

$$300 \leq Re \leq 22500; 2,4 \leq d_e/u \leq 3,5; 0,36 \leq h/u \leq 5; 0,46 \leq c_s \leq 2,18$$

10.1.5.2.2 Pentru fascicul de țevi cu nervuri lamelare

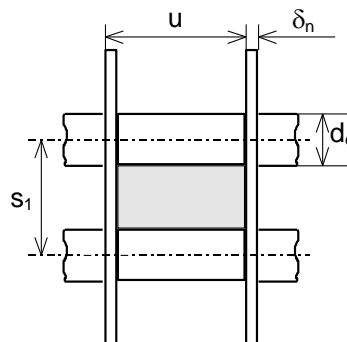


Figura 10.2 Elementele geometrice pentru calculul secțiunii libere de curgere a aerului

- Țevi dispuse în coridor:

$$Nu_a = C \cdot Re_a^n \cdot (L/d_{ech a})^m \quad (10.28)$$

unde:

$$L = s_2 \cdot z \quad (10.29)$$

$$d_{ech a} = \frac{4 \cdot A}{P} = \frac{4 \cdot (s_1 - d_e) \cdot (u - \delta_n)}{2 \cdot [(s_1 - d_e) + (u - \delta_n)]} \quad (10.30)$$

$$Re_a = \frac{w_a \cdot d_{ech a}}{\nu_a} \quad (10.31)$$

$$n = 0,45 + 0,0066 \cdot \frac{L}{d_{ech a}} \quad (10.32)$$

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{Re_a}{1000} \quad (10.33)$$

$$C = A \cdot B \quad (10.34)$$

unde:

$$A = 0,518 - 0,02315 (L/d_{ech a}) + 0,425 \cdot 10^{-3} (L/d_{ech a})^2 - 3 \cdot 10^{-6} (L/d_{ech a})^3 \quad (10.35)$$

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot Re_a / 1000 \quad (10.36)$$

Tabelul 10.18 Valoarea coeficientului A în funcție de raportul $L/d_{ech a}$

$L/d_{ech a}$	5	10	20	30	40	50
A	0,4125	0,326	0,201	0,125	0,080	0,048

Relația de calcul pentru criteriul Nusselt este valabilă pentru:

$$500 \leq Re \leq 2500; 0,18 \leq u/d_e \leq 0,35; 2 \leq s_1/d_e \leq 5; 4 \leq L/d_e \leq 50; -40 \leq t \leq +40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\alpha_a = \frac{Nu_a \cdot \lambda_a}{d_{ech a}} \quad (10.37)$$

Deoarece deocamdată nu se cunoaște numărul de rânduri de țevi în lungul curentului de aer (z) se va calcula un coeficient de convecție mediu pentru $z = 2 \dots 10$ (CEF, RA, RAS) sau $z = 2 \dots 6$ (CRA):

Tabelul 10.19 Tabel pentru calculul unui coeficient de convecție mediu

Var	Rel/Val				
z	-				
L	(10.29)				
L/d _{ech a}	-				
A	(10.35)				
C	(10.34)				
n	(10.32)				
Nu _a	(10.28)				
α _{az}	(10.37)				

Coeficientul mediu de convecție pentru suprafața nervurată:

$$\alpha_a = \frac{\sum \alpha_{az}}{i} \quad (10.38)$$

▪ *Țevi dispuse decalat:*

$$\alpha_a = 18 \cdot w_a^{0,578} \quad (10.39)$$

Relația este valabilă pentru:

$$1 \leq u \leq 5 \text{ mm}; 0,2 \leq \delta_n \leq 1 \text{ mm}; 9 \leq d_e \leq 16 \text{ mm}; \\ 20 \leq s_1 \leq 30 \text{ mm}; 10 \leq s_2 \leq 50 \text{ mm}; z \leq 4$$

Dacă $t_{aw} > t_r$, aerul se răcește la $x = ct.$; în general însă răcirea aerului se desfășoară cu depunere de umiditate pe nervuri ($t_{aw} < t_r$), proces a cărui influență este luată în considerare prin folosirea unui coeficient de precipitare ξ . Dacă aparatul funcționează la temperaturi pozitive ale aerului, umiditatea din aer precipită sub formă de rouă:

$$\xi = 1 + 2480 \frac{x_{ai} - x_{ae}}{t_{ai} - t_{ae}} \quad (10.40)$$

La temperaturi negative ale aerului, umiditatea precipită sub formă de gheață sau zăpadă:

$$\xi = 1 + 2880 \frac{x_{ai} - x_{ae}}{t_{ai} - t_{ae}} \quad (10.41)$$

Coeficientul convențional de transfer de căldură este:

$$\alpha_a' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a \cdot \xi} + \frac{\delta_z}{\lambda_z} + R_c} \quad (10.42)$$

Se consideră că:

- pentru nervuri netede: $\rho_z = 150 \dots 250 \text{ kg/m}^3$ $\lambda_z = 0,15 \dots 0,20 \text{ W/m}\cdot\text{K}$.
- pentru nervuri spiralate: $\rho_z = 150 \dots 170 \text{ kg/m}^3$ $\lambda_z = 0,09 \dots 0,12 \text{ W/m}\cdot\text{K}$.

Grosimea maximă a stratului de gheață sau zăpadă este $\delta_{z \max} = (u - \delta_n)/2$. Se adoptă:

$$\delta_z = \delta_{z \max} - (2 \dots 3) \text{ mm}$$

Se consideră de asemenea și o rezistență termică de contact între nervuri și țevă:

$$R_c = 4,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

10.1.5.3 Corectarea coeficientului de convecție de partea aerului ținând cont de influența nervurilor:

$$\bar{\alpha}_a = \alpha_a' \cdot \frac{S_{n1} \cdot E \cdot \Psi + S_{b1}}{S_{01}} \quad (10.43)$$

unde:

S_{01} - suprafața la care se face raportarea coeficientului de convecție [m^2/m]; se preferă de obicei raportarea la suprafața exterioară netedă a țevilor:

$$S_{01} = \pi \cdot d_e; \quad (10.44)$$

S_{n1} - suprafața nervurilor [m^2/m]:

Pentru nervuri circulare, diametrul exterior al nervurilor, D [m] este:

$$D = d_e + 2 \cdot h \quad (10.45)$$

- nervuri elicoidale:

$$S_{n1} = \frac{2}{u} \left[\frac{\pi(D^2 - (D - 0.8 \cdot h)^2)}{4} + \pi \cdot 0.6 \cdot h \cdot (d_e + 1.2 \cdot h) \right] \quad (10.46a)$$

- nervuri roluite:

$$S_{n1} = \frac{2}{u} \left[\frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d_e^2) \right] \quad (10.46b)$$

- nervuri lamelare:

$$S_{n1} = \frac{2}{u} \left[s_1 \cdot s_2 - \frac{\pi \cdot d_e^2}{4} \right] \quad (10.46c)$$

S_{b1} - suprafața dintre nervuri pe țeava de bază [m²/m]:

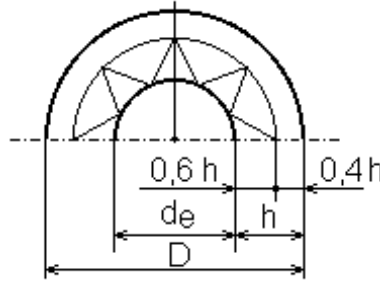


Figura 10.3 Elementele geometrice ale unei nervuri spiralate

- nervuri elicoidale:

$$S_{b1} = \frac{\pi \cdot d_e}{u} \cdot \left(u - \frac{D}{d_e} \cdot \delta_n \right) \quad (10.47a)$$

- nervuri roluite:

$$S_{b1} = \frac{\pi \cdot d_e}{u} (u - \delta_{nb}) \quad (10.47b)$$

- nervuri lamelare:

$$S_{b1} = \frac{\pi \cdot d_e}{u} (u - \delta_n) \quad (10.47c)$$

E - Eficiența termică a nervurilor:

$$E = \frac{\tanh(m \cdot h')}{m \cdot h'} \quad (10.48)$$

unde:

m - parametrul nervurii [m⁻¹]:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha}{\delta_n \cdot \lambda_n}} \quad (10.49)$$

α - coeficientul de convecție care trebuie corectat

h' - înălțimea convențională (echivalentă) a nervurii [m]:

- nervuri rotunde:

$$h' = \frac{D - d_e}{2} \cdot \left(1 + 0.805 \lg \left(\frac{D}{d_e} \right) \right) \quad (10.50a)$$

- nervuri lamelare:

$$h' = \frac{d_e}{2} \cdot (\rho - 1) \cdot (1 + 0,805 \lg \rho) \quad (10.50b)$$

- ◆ pentru dispunere în coridor:

$$\rho = 1,28 \cdot \frac{B}{d_e} \cdot \sqrt{\frac{A}{B} - 0.2} \quad (10.51a)$$

unde: $A = \max(s_1, s_2)$; $B = \min(s_1, s_2)$;

- ◆ pentru dispunere decalată (în eșichier - șah):

$$\rho = 1,27 \cdot \frac{B}{d_e} \cdot \sqrt{\frac{A}{B} - 0.3} \quad (10.51b)$$

unde: $A = \max(2 \cdot s_2, s_2')$; $B = \min(2 \cdot s_2, s_2')$;

Ψ - coeficient ce ține seama de neuniformitatea transferului de căldură pe înălțimea nervurii:

$$\Psi = 1 - 0,058 \cdot (m \cdot h') \quad (10.52)$$

Coeficientul de nervurare este:

$$\beta = \frac{S_e}{S_i} = \frac{S_{n1} + S_{b1}}{S_{i1}} \quad (10.53)$$

Se recomandă pentru acest tip de aparate:

- ◇ pentru nervuri rotunde: $\beta = 6 \dots 12$ $E \geq 0,85$
- ◇ pentru nervuri lamelare: $\beta = 10 \dots 25$ $E \geq 0,5 \dots 0,6$

10.1.6 CALCULUL DENSITĂȚII DE FLUX TERMIC

10.1.6.1 Calculul densității de flux termic de partea fluidului cald (aerul) [W/m²]

$$q_1 s_i = \frac{t_{am} - t_{pi}}{\frac{1}{\alpha_a} \cdot \frac{d_i}{d_e} + \frac{\delta_t}{\lambda_t} \cdot \frac{2 \cdot d_i}{d_i + d_e} + R_i} \quad (10.54)$$

Observații:

1. S-a presupus că raportarea coeficientului de convecție α_a s-a făcut la suprafața exterioară a țevii netede;
2. Se va considera o rezistență termică interioară $R_i = (0,1 \dots 0,2) \cdot 10^{-3} \text{ m}^2\text{K/W}$.

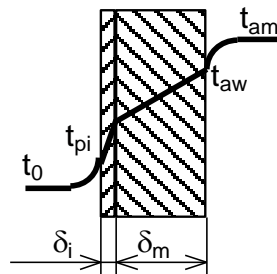


Figura 10.4 Variația temperaturii în peretele țevii

10.1.6.2 Calculul densității de flux termic de partea fluidului rece (agentul frigorific) [W/m²]

$$q_2 s_i = \alpha_2 \cdot (t_{pi} - t_2) \quad (10.55)$$

Metoda exactă folosește ca variabilă temperatura aerului în contact cu apa de peretele țevii (t_{aw}); deoarece aceasta este destul de laborioasă, în cazul de față se va folosi o metodă aproximativă a cărei metodologie este prezentată în continuare. Ipoteza care se face este că temperatura aerului în contact cu apa pe peretele țevii este aproximativ egală cu temperatura peretelui interior al țevii, adică $t_{aw} \approx t_{pi}$; calculul se desfășoară în funcție de temperatura peretelui interior al țevii t_{pi} , iar valorile obținute se trec în următorul tabel.

Tabelul 10.20 Tabel centralizator pentru calculul unui RA

Mărime	U.M.	Rel	Valoare			
t_{pi}	°C	-				
x_{aw}	kg/kg	diag				
i_{aw}	kJ/kg	diag				
ε	kJ/kg vap	(10.3)				
x_{ae}	kg/kg	(10.6)				
i_{ae}	kJ/kg	(10.4)				
ξ	-	(10.41)				
α'_a	W/(m ² ·K)	(10.42)				
m	m ⁻¹	(10.49)				
E	-	(10.48)				
α_a	W/(m ² ·K)	(10.43)				
$q_1 s_i$	W/m ²	(10.54)				
$q_2 s_i$	W/m ²	(10.55)				

Prin rezolvarea ecuației:

$$q_{2s_i}(t_{pi}) = q_{as_i}(t_{pi}) \quad (10.56)$$

se obțin valorile lui q_{2s_i} și t_{pi} .

Valorile obținute se compară cu valorile optime recomandate în Tabelul 10.21.

Tabelul 10.21 Valori optime recomandate pentru viteza masică și dimensiunile geometrice ale serpentinei

q_{2s_i} W/m ²	$(\rho \cdot W)_{opt}$ kg/(m ² ·s)		$(L_s/d_i)_{opt}$	
	R12	R22	R12	R22
1000	75-100	70-85	3700-5000	2400-1300
2000	85-120	80-100	2100-2900	1500-2000
5000	100-160	100-140	900-1500	800-1100
10000	120-190	110-170	600-900	400-700

10.1.7 CALCULUL SUPRAFEȚEI DE TRANSFER DE CĂLDURĂ

Suprafața interioară de transfer de căldură calculată [m²]:

$$S'_i = \frac{\Phi_0}{q_{si}} \quad (10.57)$$

10.2 CALCULUL CONSTRUCTIV

10.2.1 SCHEMA APARATULUI

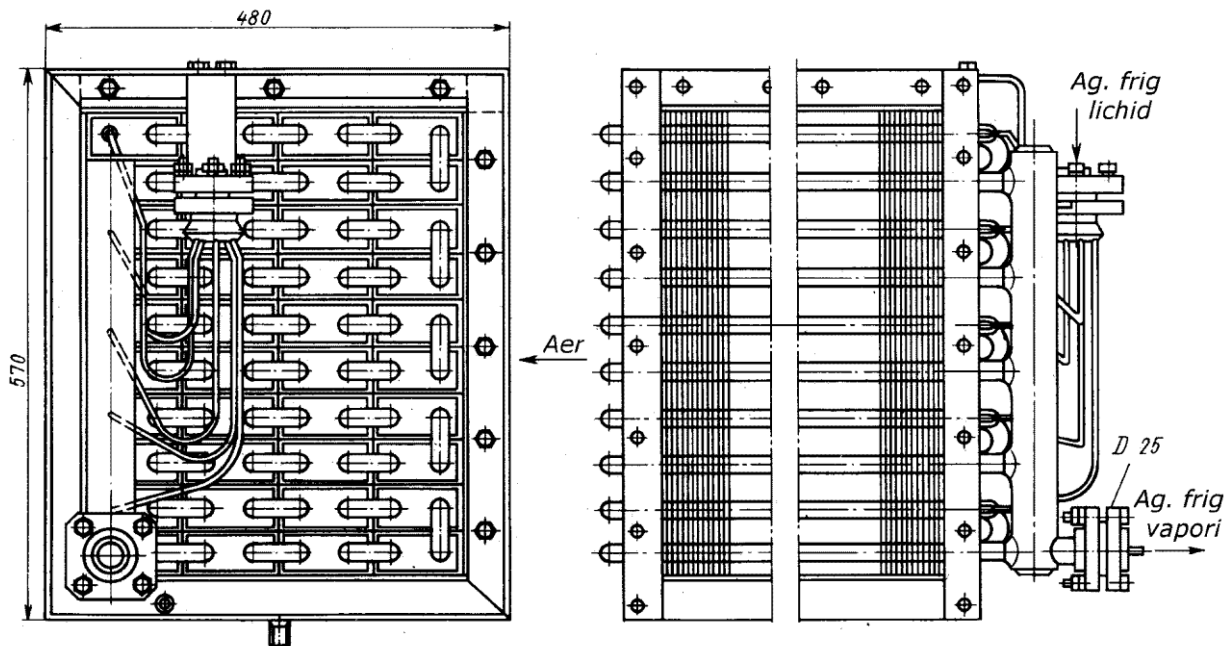


Figura 10.5 Schema generală a unui răcitor de aer cu vaporizare directă

Volumul specific al aerului la intrarea în aparat [m³/kg]:

$$v_{ai} = \frac{287 \cdot (1 + 1.61 \cdot x_{ai}) \cdot T_{ai}}{(1 + x_{ai}) \cdot p} \quad (10.58)$$

unde: $p = 1,013 \cdot 10^5$ - presiunea barometrică [N/m²];

Debitul masic [kg/s] de aer:

$$\dot{m}_a = \frac{\Phi_0}{h_{ai} - h_{ae}} \quad (10.59)$$

Debitul volumic [m³/s] de aer:

$$\dot{V}_a = \dot{m}_a \cdot v_{ai} \quad (10.60)$$

Secțiunea liberă necesară de curgere a aerului [m²]:

$$A_a = \frac{\dot{V}_a}{w_a} \quad (10.61)$$

Secțiunea frontală a aparatului [m²]:

$$A_F = B \cdot H = L_1 \cdot s_2 \quad (10.62)$$

unde:

B - lățimea aparatului [m];

H - înălțimea aparatului [m];

L₁ - lungimea țevilor dintr-un plan perpendicular pe curentul de aer [m].

Pentru ca toate serpentinele să lucreze în același regim termic, planul/planurile de dispunere a țevilor unei serpentine este/sunt de obicei paralel(e) cu direcția de curgere a aerului și în contracurent.

Relația de calcul a secțiunii libere de curgere a aerului (A_a) în funcție de secțiunea frontală (A_F) a aparatului este:

- pentru nervuri lamelare:

$$A_a = A_F \cdot \frac{(s_1 - d_e) \cdot (u - \delta_n)}{s_1 \cdot u} = A_F \cdot \left(1 - \frac{d_e + 2 \cdot h \cdot \frac{\delta_n}{u}}{s_1} \right) \quad (10.63a)$$

- pentru nervuri spiralate:

$$A_a = A_F \cdot \left(1 - \frac{d_e + 4.4 \cdot h \cdot \frac{\delta_n}{u}}{s_1} \right) \quad (10.63b)$$

- pentru nervuri roluite:

$$A_a = A_F \cdot \left(1 - \frac{d_e + 2 \cdot h \cdot \frac{\delta_n}{u}}{s_1} \right) \quad (10.63c)$$

- pentru țevi netede: se consideră $\delta_n = 0$

Cu ajutorul uneia dintre aceste relații, în funcție de tipul nervurii, se calculează L₁.

Lungimea totală a țevilor din aparat (L_t [m]) se calculează în funcție de suprafața interioară de transfer de căldură calculată (S'_i [m²]):

$$S'_i = \pi \cdot d_i \cdot L_t \Rightarrow L_t = \frac{S'_i}{\pi \cdot d_i} \quad (10.64)$$

Numărul de rânduri de țevi în lungul curentului de aer:

$$z' = L_t / L_1 \quad (10.65)$$

Se adoptă z întreg și par; prin rotunjirea lui z se are în vedere și realizarea unei rezerve de suprafață de transfer de căldură, rezervă care se recomandă a fi de circa 10%.

Cu numărul z adoptat se recalculează L₁:

$$L_1 = L_t / z \quad (10.66)$$

Numărul de țevi dintr-un plan perpendicular pe curentul de aer (m) se determină din următorul sistem de trei ecuații:

$$\left. \begin{array}{l} H = m \cdot s_1 \\ L_1 = m \cdot B \\ k = H / B \end{array} \right\} \Rightarrow m = \sqrt{k \cdot \frac{L_1}{s_1}} \quad (10.67)$$

Valoarea raportului k se adoptă în funcție de numărul de ventilatoare (se consideră că unui ventilator îi revine o secțiune de curgere aproximativ pătrată).

Valoarea obținută din calcul pentru m se rotunjește la o valoare astfel încât raportul m/n_a să fie întreg; cu aceasta se recalculează H și L₁.

Lungimea aparatului în lungul curentului de aer [m]:

$$L = s_2 \cdot z \quad (10.68)$$

10.3 CALCULUL FLUIDODINAMIC

10.3.1 CALCULUL PIERDERILOR DE PRESIUNE DE PARTEA AERULUI

Relația de calcul a pierderilor de presiune Δp [mm H₂O] depinde de tipul nervurilor după cum urmează:

- pentru nervuri lamelare:

$$\Delta p_a = A \cdot \frac{L}{d_{ech\ a}} \cdot (\rho_a \cdot w_a)^{1,7} \quad (10.69a)$$

unde:

A - coeficient ce ține seama de rugozitatea suprafeței nervurilor: netedă: A = 0,007;
 rugoasă: A = 0,0113
 L - lungimea nervurilor în lungul curentului de aer [m];

- pentru nervuri spiralate și roluite:

$$\Delta p_a = \Delta p_{loc} = \xi \cdot \frac{\rho_a \cdot w_a^2}{2} \cdot z \quad (10.69b)$$

unde:

ξ - coeficient de rezistență locală pentru un rând de țevi;

$a = s_1/d_e$; $b = s_2/d_e$

Pentru $10^4 \leq Re \leq 2 \cdot 10^5$:

$$j = -0,12 \cdot \sqrt{\frac{b-1}{a-1}} ; A = \frac{b-0,8}{a-1} \quad (10.70)$$

- dacă $A \leq 1$: $\xi = 0,52 \cdot A \cdot Re^j$
- dacă $A > 1$: $\xi = 0,52 \cdot A^{1,5} \cdot Re^j$

11. PROIECTAREA UNUI RĂCITOR DE AER CU AGENT INTERMEDIAR

a. Sarcina termică	Φ_0 kW
b. Agent intermediar
c. Temperatura medie a aerului rece	t_{am} °C
d. Umiditatea relativă a aerului	ϕ_{ai} %
e. Viteza aerului în secțiunea îngustată	w_a m/s
f. Răcirea aerului	Δt_a °C
g. Diferența medie de temperatură ($t_{am} - t_{sm} = 7 \dots 10$ °C)	$\Delta t_{m \text{ RAS}}$ °C
h. Temperatura medie a agentului intermediar	t_{sm} °C
i. Încălzirea agentului intermediar	Δt_s °C
j. Diferența minimă de temperatură la capătul rece	Δt_{min} °C
k. Raportul înălțime/lățime al aparatului (H/B)	k [-]
l. Material țevă
m. Diametru exterior țevă	d_e m
n. Grosime perete țevă	δ_t m
o. Așezarea țevilor
p. Pasul transversal de așezare a țevilor	s_1 m
q. Pasul longitudinal de așezare a țevilor	s_2 m
r. Tip nervură
s. Material nervură
t. Grosimea nervurii	δ_n m
u. Pasul nervurii	u m
v. Înălțimea nervurii	h m

11.1 CALCULUL TERMIC

11.1.1 ECUAȚIILE DE BILANȚ TERMIC ȘI TRANSFER DE CĂLDURĂ

Deoarece regimul de temperaturi la care funcționează aparatul este apropiat de cel al mediului, ecuațiile se vor scrie neluând în considerare transferul de căldură cu exteriorul:

$$\Phi_0 = \dot{m}_s \cdot c_{p s} \cdot \Delta t_s = \dot{m}_a \cdot \Delta h_a = q_s \cdot S \quad (11.1)$$

11.1.2 STABILIREA REGIMULUI DE TEMPERATURI

Temperaturile aerului la intrarea și la ieșirea din aparat:

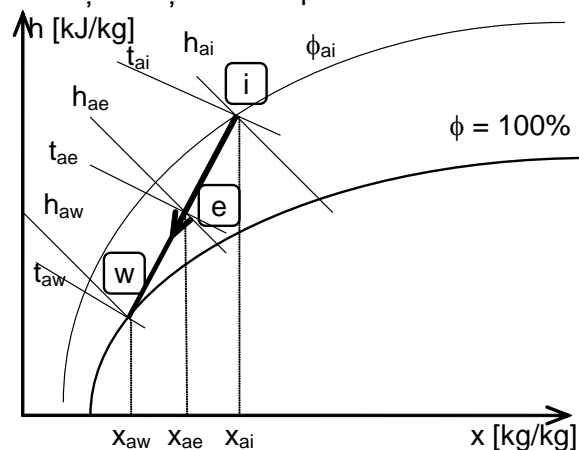


Figura 11.1 Diagrama h-x cu reprezentarea proceselor de transfer de căldură și masă între apă și aer

$$t_{ai} = t_{am} + \Delta t_a/2 \quad (11.2a)$$

$$t_{ae} = t_{am} - \Delta t_a/2 \quad (11.2b)$$

Pentru ϕ_{ai} și t_{ai} se citesc din diagrama h-x conținutul de umiditate x_{ai} și entalpia h_{ai} .

Raportul de termo-umiditate al procesului de răcire ε [kJ/kgvap]:

$$\varepsilon = \frac{h_{ai} - h_{aw}}{x_{ai} - x_{aw}} = \frac{h_{ai} - h_{ae}}{x_{ai} - x_{ae}} \quad (11.3)$$

Entalpia aerului umed [kJ/kg vap] (pentru temperaturi între 0 și 50 °C) se calculează cu relația:

$$h = (c_{p a} + c_{p v} \cdot x) \cdot t + r \cdot x \quad (11.4)$$

iar pentru temperaturi negative:

$$h = c_{p a} t + (c_{p v} t + r + r_s) \cdot x \quad (11.5)$$

unde:

- $c_{p a} = 1,006$ kJ/kg - căldura specifică a aerului uscat;
- $c_{p v} = 1,863$ kJ/kg - căldura specifică a vaporilor de apă;
- $r = 2500$ kJ/kg - căldura latentă de vaporizare a apei la 0 °C;
- $r_s = 334.4$ kJ/kg - căldura latentă de solidificare a apei la 0 °C;

Din cele două formule anterioare rezultă că umiditatea absolută a aerului la ieșirea din aparat va fi:

$$x_{ae} = \frac{\varepsilon \cdot x_{ai} - h_{ai} + c_{pa} \cdot t_{ae}}{\varepsilon - c_{pv} \cdot t_{ae} - r}, t > 0^\circ C \quad (11.6)$$

respectiv

$$x_{ae} = \frac{\varepsilon \cdot x_{ai} - h_{ai} + c_{pa} \cdot t_{ae}}{\varepsilon - c_{pv} \cdot t_{ae} - (r + r_s)}, t < 0^\circ C \quad (11.7)$$

Temperatura medie a saramurii:

$$t_{sm} = t_{am} - \Delta t_{m RAS} \quad (11.8)$$

Temperatura de vaporizare a agentului frigorific:

$$t_0 = t_{sm} - \Delta t_s / 2 - \Delta t_{min} \quad (11.9)$$

Temperatura de îngheț a agentului intermediar:

$$t_i = t_0 - (5 \dots 10)^\circ C \quad (11.10)$$

În funcție de valoarea obținută se alege (din Anexe) tipul de agent intermediar și temperatura de îngheț.

11.1.3 STABILIREA PROPRIETĂȚILOR TERMOFIZICE ALE FLUIDELOR

Proprietățile termofizice ale fluidelor se extrag din tabele sau diagrame pentru valori întregi ale temperaturilor, care „încadrează” temperatura medie a acestora, și se înscriu în coloanele 2, 4, 5 și 7 ale unui tabel de forma celui de mai jos; valorile corespunzătoare temperaturilor medii se calculează prin interpolare liniară și se înscriu în coloanele 3 și 6.

Tabelul 11.1 Proprietățile termofizice ale fluidelor

Propriet.	U.M.	Fluid cald:			Fluid rece:		
		2	3	4	5	6	7
t	°C						
ρ	kg/m ³						
c_p	J/kg·K						
λ	W/m·K						
η	Pa · s						
α	m ² /s						
Pr	-						
r	J/kg						

11.1.4 DETERMINAREA REGIMURILOR DE CURGERE

Fluidul cald (aerul): curgere transversală peste un fascicul de țevi orizontale nervurate: $d_{ech 1} = d_e$ sau u (în funcție de tipul nervurilor);

Fluidul rece (agentul intermediar): curgere în interiorul unor serpentine plane cu țevi orizontale; $d_{ech 2} = d_i$

Calculul debitului masic total de agent intermediar [kg/s]:

$$\dot{m}_s = \frac{\Phi_0}{c_{p s} \cdot \Delta t_s} \quad (11.11)$$

Inițial se consideră că fiecărei serpentine care ocupă un singur plan orizontal îi corespunde câte o gură de alimentare ($n_a = m$) (m este numărul de țevi dintr-un plan perpendicular pe curentul de aer). În cazul în care valoarea obținută pentru w_s este inferioară valorii limite prescrise ($w_{s min} = 0,7$ m/s), se va considera că dispunerea serpentinelor unei secții se va face în două sau trei plane orizontale,

caz în care, pentru numărul de guri de alimentare cu agent frigorific, în locul valorii n_a se va folosi $n_a/2$, respectiv $n_a/3$.

Calculul vitezei agentului intermediar w_s [m/s] ($w_s < 1,5$ m/s):

$$\dot{m}_s = \rho_s \cdot w_s \cdot m \cdot \pi \cdot d_i^2 / 4 \Rightarrow w_s = \frac{4 \cdot \dot{m}_s}{\rho_s \cdot n_a \cdot \pi \cdot d_i^2} \quad (11.12)$$

$$Re_s = \frac{w_s \cdot d_{ech}}{\nu_s} \quad (11.13)$$

11.1.5 CALCULUL COEFICIENȚILOR DE CONVECȚIE

11.1.5.1 Calculul coeficientului de convecție de partea fluidului cald

Relația de calcul folosită depinde de natura fascicolului de țevi și de tipul nervurilor. Astfel:

11.1.5.1.1 Pentru curgerea peste un fascicul de țevi cu nervuri circulare individuale sau spiralate:

$$Nu_a = c \cdot c_s \cdot c_z \cdot \left(\frac{h}{u}\right)^{-0.14} \cdot \left(\frac{d_e}{u}\right)^{-0.54} \cdot Re_a^n \quad (11.14)$$

unde:

c, n - coeficienți ce țin seama de așezarea țevilor:

◆ pentru țevi așezate în coridor: $c = 0,105$; $n = 0,72$

◆ pentru țevi așezate decalat: $c = 0,230$; $n = 0,65$

c_s - coeficient ce ține seama de structura fascicolului:

◆ pentru țevi așezate în coridor:

$$s_2/d_e = 1,4: c_s = 0,85; s_2/d_e = 1,8: c_s = 0,96; s_2/d_e \geq 2: c_s = 1$$

◆ pentru țevi așezate decalat: $c_s = \left(\frac{s_1 - d_e}{s_2' - d_e}\right)^{0.2}$

$$\text{unde: } s_2' = \sqrt{s_2^2 + \left(\frac{s_1}{2}\right)^2}$$

c_z - coeficient ce ține seama de numărul de rânduri de țevi din fascicul:

◆ pentru țevi așezate în coridor:

$$c_{z=1} = 1,6; c_{z=2} = 1,3; c_{z=3} = 1,1; c_{z \geq 4} = 1$$

◆ pentru țevi așezate decalat:

$$c_{z=1} = 0,8; c_{z=4} = 0,95; c_{z=6} = 0,98; c_{z=8} = 0,99; c_{z \geq 10} = 1$$

Dimensiunea determinantă pentru calculul criteriilor Reynolds și Nusselt este în acest caz pasul nervurii (u):

$$Re_a = \frac{w_a \cdot u}{\nu_a} ; Nu_a = \frac{\alpha_a \cdot u}{\lambda_a} \quad (11.15)$$

Relația de calcul a criteriului Nusselt este valabilă:

◆ pentru țevi așezate în coridor dacă:

$$500 \leq Re \leq 25000; 3 \leq d_e/u \leq 8; 0,36 \leq h/u \leq 4,3; 0,85 \leq c_s \leq 1$$

◆ pentru țevi așezate decalat dacă:

$$300 \leq Re \leq 22500; 2,4 \leq d_e/u \leq 3,5; 0,36 \leq h/u \leq 5; 0,46 \leq c_s \leq 2,18$$

11.1.5.1.2 Pentru fascicul de țevi cu nervuri lamelare

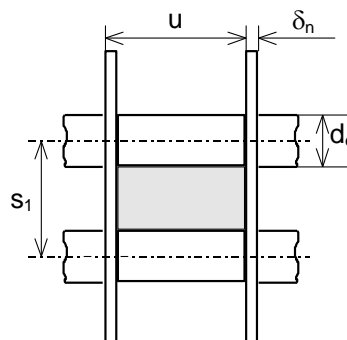


Figura 11.2 Elementele geometrice pentru calculul secțiunii libere de curgere a aerului

- *Țevi dispuse în coridor:*

$$Nu_a = C \cdot Re_a^n \cdot (L/d_{ech\ a})^m \quad (11.16)$$

unde:

$$L = s_2 \cdot z \quad (11.17)$$

$$d_{ech\ a} = \frac{4 \cdot A}{P} = \frac{4 \cdot (s_1 - d_e) \cdot (u - \delta_n)}{2 \cdot [(s_1 - d_e) + (u - \delta_n)]} \quad (11.18)$$

$$Re_a = \frac{w_a \cdot d_{ech\ a}}{v_a} \quad (11.19)$$

$$n = 0,45 + 0,0066 \cdot \frac{L}{d_{ech\ a}} \quad (11.20)$$

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{Re_a}{1000} \quad (11.21)$$

$$C = A \cdot B \quad (11.22)$$

unde:

$$A = 0,518 - 0,02315 (L/d_{ech\ a}) + 0,425 \cdot 10^{-3} (L/d_{ech\ a})^2 - 3 \cdot 10^{-6} (L/d_{ech\ a})^3 \quad (11.23)$$

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot Re_a / 1000 \quad (11.24)$$

Tabelul 11.2 Valoarea coeficientului A în funcție de raportul L/d_{ech a}

L/d _{ech a}	5	10	20	30	40	50
A	0,4125	0,326	0,201	0,125	0,080	0,048

Relația de calcul pentru criteriul Nusselt este valabilă pentru:

500 ≤ Re ≤ 2500; 0,18 ≤ u/d_e ≤ 0,35; 2 ≤ s₁/d_e ≤ 5; 4 ≤ L/d_e ≤ 50; -40 ≤ t ≤ +40 °C

$$\alpha_a = \frac{Nu_a \cdot \lambda_a}{d_{ech\ a}} \quad (11.25)$$

Deoarece deocamdată nu se cunoaște numărul de rânduri de țevi în lungul curentului de aer (z) se va calcula un coeficient de convecție mediu pentru z = 2...10 (CEF, RA, RAS) sau z = 2 ... 6 (CRA):

Tabelul 11.3 Tabel pentru calculul unui coeficient de convecție mediu

Var	Rel/Val				
z	-				
L	(11.17)				
L/d _{ech a}	-				
A	(11.23)				
C	(11.22)				
n	(11.20)				
Nu _a	(11.16)				
α _{az}	(11.25)				

Coeficientul mediu de convecție pentru suprafața nervurată:

$$\alpha_a = \frac{\sum \alpha_{az}}{i} \quad (11.26)$$

- *Țevi dispuse decalat:*

$$\alpha_a = 18 \cdot w_a^{0,578} \quad (11.27)$$

Relația este valabilă pentru:

1 ≤ u ≤ 5 mm; 0,2 ≤ δ_n ≤ 1 mm; 9 ≤ d_e ≤ 16 mm;
20 ≤ s₁ ≤ 30 mm; 10 ≤ s₂ ≤ 50 mm; z ≤ 4

Dacă t_{aw} > t_r aerul se răcește la x = ct.; în general însă răcirea aerului se desfășoară cu depunere de umiditate pe nervuri (t_{aw} < t_r), proces a cărui influență este luată în considerare prin folosirea unui

Calculul și construcția schimbătoarelor de căldură frigorifice

coeficient de precipitare ξ . Dacă aparatul funcționează la temperaturi pozitive ale aerului, umiditatea din aer precipită sub formă de rouă:

$$\xi = 1 + 2480 \frac{X_{ai} - X_{ae}}{t_{ai} - t_{ae}} \quad (11.28)$$

La temperaturi negative ale aerului, umiditatea precipită sub formă de gheață sau zăpadă:

$$\xi = 1 + 2880 \frac{X_{ai} - X_{ae}}{t_{ai} - t_{ae}} \quad (11.29)$$

Coeficientul convențional de transfer de căldură este:

$$\alpha_a' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a \cdot \xi} + \frac{\delta_z}{\lambda_z} + R_c} \quad (11.30)$$

Se consideră că:

- pentru nervuri netede: $\rho_z = 150 \dots 250 \text{ kg/m}^3$ $\lambda_z = 0,15 \dots 0,20 \text{ W/m}\cdot\text{K}$.
- pentru nervuri spiralate: $\rho_z = 150 \dots 170 \text{ kg/m}^3$ $\lambda_z = 0,09 \dots 0,12 \text{ W/m}\cdot\text{K}$.

Grosimea maximă a stratului de gheață sau zăpadă este $\delta_{z \max} = (u - \delta_n)/2$. Se adoptă:

$$\delta_z = \delta_{z \max} - (2 \dots 3) \text{ mm}$$

Se consideră de asemenea și o rezistență termică de contact între nervuri și țevă:

$$R_c = 4,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

11.1.5.2 Corectarea coeficientului de convecție de partea aerului ținând cont de influența nervurilor:

$$\bar{\alpha}_a = \alpha_a' \cdot \frac{S_{n1} \cdot E \cdot \Psi + S_{b1}}{S_{01}} \quad (11.31)$$

unde:

S_{01} - suprafața la care se face raportarea coeficientului de convecție [m^2/m]; se preferă de obicei raportarea la suprafața exterioară netedă a țevilor:

$$S_{01} = \pi \cdot d_e; \quad (11.32)$$

S_{n1} - suprafața nervurilor [m^2/m]:

Pentru nervuri circulare, diametrul exterior al nervurilor, D [m] este:

$$D = d_e + 2 \cdot h \quad (11.33)$$

- nervuri elicoidale:

$$S_{n1} = \frac{2}{u} \left[\frac{\pi(D^2 - (D - 0.8 \cdot h)^2)}{4} + \pi \cdot 0.6 \cdot h \cdot (d_e + 1.2 \cdot h) \right] \quad (11.34a)$$

- nervuri roluite:

$$S_{n1} = \frac{2}{u} \left[\frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d_e^2) \right] \quad (11.34b)$$

- nervuri lamelare:

$$S_{n1} = \frac{2}{u} \left[s_1 \cdot s_2 - \frac{\pi \cdot d_e^2}{4} \right] \quad (11.34c)$$

S_{b1} - suprafața dintre nervuri pe țeava de bază [m^2/m]:

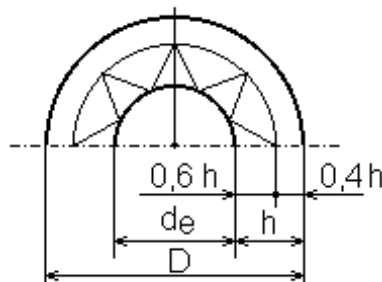


Figura 11.3 Elementele geometrice ale unei nervuri spiralate

- nervuri elicoidale:

$$S_{b1} = \frac{\pi \cdot d_e}{u} \cdot \left(u - \frac{D}{d_e} \cdot \delta_n \right) \quad (11.35a)$$

- nervuri roluite:

$$S_{b1} = \frac{\pi \cdot d_e}{u} (u - \delta_{nb}) \quad (11.35b)$$

- nervuri lamelare:

$$S_{b1} = \frac{\pi \cdot d_e}{u} (u - \delta_n) \quad (11.35c)$$

E - Eficiența termică a nervurilor:

$$E = \frac{\tanh(m \cdot h')}{m \cdot h'} \quad (11.36)$$

unde:

m - parametrul nervurii [m^{-1}]:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha}{\delta_n \cdot \lambda_n}} \quad (11.37)$$

α - coeficientul de convecție care trebuie corectat

h' - înălțimea convențională (echivalentă) a nervurii [m]:

- nervuri rotunde:

$$h' = \frac{D - d_e}{2} \cdot \left(1 + 0.805 \lg \left(\frac{D}{d_e}\right)\right) \quad (11.38a)$$

- nervuri lamelare:

$$h' = \frac{d_e}{2} \cdot (\rho - 1) \cdot (1 + 0.805 \lg \rho) \quad (11.38b)$$

- ◆ pentru dispunere în coridor:

$$\rho = 1,28 \cdot \frac{B}{d_e} \cdot \sqrt{\frac{A}{B} - 0.2} \quad (11.39a)$$

unde: $A = \max(s_1, s_2)$; $B = \min(s_1, s_2)$;

- ◆ pentru dispunere decalată (în eșichier - șah):

$$\rho = 1,27 \cdot \frac{B}{d_e} \cdot \sqrt{\frac{A}{B} - 0.3} \quad (11.39b)$$

unde: $A = \max(2 \cdot s_2, s_2')$; $B = \min(2 \cdot s_2, s_2')$;

Ψ - coeficient ce ține seama de neuniformitatea transferului de căldură pe înălțimea nervurii:

$$\Psi = 1 - 0,058 \cdot (m \cdot h') \quad (11.40)$$

Coeficientul de nervurare este:

$$\beta = \frac{S_e}{S_i} = \frac{S_{n1} + S_{b1}}{S_{i1}} \quad (11.41)$$

Se recomandă pentru acest tip de aparate:

- ◇ pentru nervuri rotunde: $\beta = 6 \dots 12$ $E \geq 0,85$
- ◇ pentru nervuri lamelare: $\beta = 10 \dots 25$ $E \geq 0,5 \dots 0,6$

11.1.5.3 Calculul coeficientului de convecție de partea fluidului rece

Relațiile folosite în cazul convecției forțate prin țevi și canale drepte depind de natura curgerii după cum urmează:

- ◇ **curgere laminară ($Re < 2300$)** - transferul de căldură pe direcție perpendiculară pe curentul de fluid se realizează mai ales prin conducția fluidului:

- ◆ regim de curgere vâscos ($Gr \cdot Pr = Ra < 8 \cdot 10^5$)

- țevi lungi ($l/d_i > Pe/12$ pentru țevi rotunde și $l/d_{ech} > Pe/70$ pentru fante) - influența transferului de căldură pe porțiunea inițială se poate neglija și se poate adopta o valoarea medie a criteriului Nusselt pe toată lungimea l:

$$Nu = 3,66 \text{ pentru țevi rotunde și } Nu = 7,50 \text{ pentru fante plane} \quad (11.42)$$

- țevi scurte ($l/d_i < Pe/12$):

$$Nu = 1,55 \cdot \sqrt[3]{\frac{Pe}{l/d_i}} \cdot \varepsilon_c \cdot \varepsilon_l \quad (11.43)$$

unde:

$$Pe = Re \cdot Pr$$

Calculul și construcția schimbătoarelor de căldură frigorifice

$\varepsilon_c = \frac{Pr_f}{Pr_p} \approx 1$ - coeficient de corecție care ține cont de sensul de transmitere a fluxului de căldură;

$\varepsilon_l = 1 + 0,01 \cdot \left(\frac{Re}{l/d_i}\right)^{2/3}$ - coeficient de corecție care ține cont de lungimea necesară intrării în regim termic (pentru acest aparat: $l = B$);

În această relație dimensiunea determinantă este diametrul țevii d_i .

○ Pentru fante plane: $Nu_{f,pl} = 1,15 \cdot Nu$

- ◆ regim de curgere gravitațional vâscos ($Ra > 8 \cdot 10^5$) - apare influența curgerii transversale datorată convecției libere:

$$Nu = 0,15 \cdot Pe^{0,33} \cdot Ra^{0,1} \cdot \varepsilon_c \cdot \varepsilon_l \quad (11.44)$$

unde:

Tabelul 11.4 Valoarea lui ε_l în funcție de lungimea relativă a țevii

l/d_i	1	2	5	10	15	20	30	40	≥ 50
ε_l	1,90	1,70	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1,00

Pentru regim laminar și țevi orizontale se mai poate utiliza relația lui Aladiev:

$$Nu = 0,74 \cdot Re^{0,2} \cdot (Gr \cdot Re)^{0,1} \cdot Pr^{0,2} \quad (11.45)$$

Relația este valabilă pentru ($l/d_i > 50$). Pentru țevi verticale și regim laminar de mișcare la care circulația naturală coincide cu cea forțată, coeficientul de transfer este cu 15% mai mic decât cel de la țevi orizontale. La cele cu circulație contrară, coeficientul de transfer este cu 15% mai mare.

- ◇ curgere tranzitorie ($2300 < Re < 10000$)

Nu există o metodă precisă de calcul a coeficientului de convecție. Pentru aprecierea orientativă a transferului de căldură se recomandă folosirea relațiilor de la curgerea turbulentă corectate cu coeficientul lui Ramm: ε_{tr} (dat analitic, grafic sau tabelar).

$$\varepsilon_{tr} = 1 - \frac{6 \cdot 10^5}{Re^{0,18}} \quad (11.46)$$

Tabelul 11.5 Valorile lui ε_{tr} în funcție de Re

Re	2500	3000	4000	5000	6000	8000	10000
ε_{tr}	0,40	0,57	0,72	0,81	0,88	0,96	1,00

- ◇ **curgere turbulentă ($10000 < Re$)** - transferul de căldură se realizează intens prin particulele de fluid ce se deplasează perpendicular pe direcția de curgere:

- pentru apă (Kraussold):

$$Nu = 0,024 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \quad (11.47)$$

$n = 0,37$ la încălzirea apei; $n = 0,3$ la răcirea apei

- pentru $Pr \geq 0,7$ (Miheev) și țevi orizontale:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_c \cdot \varepsilon_l \cdot \varepsilon_s \quad (11.48)$$

$\varepsilon_c = (Pr_f/Pr_p)^{0,25}$ - coeficient care ține cont de sensul fluxului de căldură;

$\varepsilon_l = 1,38 \cdot (L_s/d_i)^{-0,12}$ - coeficient ce ține cont de lungimea necesară intrării fluidului în regimul stabilizat de curgere; pentru $L_s/d_i > 50$: $\varepsilon_l = 1$

Tabelul 11.6 Valoarea lui ε_l în funcție de lungimea relativă a țevii și de Re

Re	l/d_i								
	1	2	5	10	15	20	30	40	≥ 50
10000	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1,00
20000	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1,00
50000	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1,00
100000	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1,00
1000000	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1,00

ε_s - coeficient care ține cont de raza spirei serpentinei. Datorită curburii conductei, în liniile de curent ale fluidului apare o mișcare secundară de tip centrifugal care are ca efect îmbunătățirea coeficientului de convecție. Pentru $d_i/R_s \geq 8 \cdot 10^{-4}$:

$$\varepsilon_s = 1 + 1,77 \cdot \frac{d_i}{R_s} \quad (11.49)$$

$$Re_{cr1} = \frac{16.4}{\sqrt{\frac{d_i}{R_s}}}; \quad Re_{cr2} = 18500 \cdot \left(\frac{d_i}{2 \cdot R_s}\right)^{0.28} \quad (11.50)$$

Influența coeficientului ε_s se ia în considerare astfel:

- $Re < Re_{cr1}$: curgere laminară fără circulație secundară; se folosește ecuația criterială pentru curgere laminară cu $\varepsilon_s = 1$;
- $Re_{cr1} < Re < Re_{cr2}$: curgere laminară cu circulație secundară; se folosește ecuația criterială pentru curgere turbulentă cu $\varepsilon_s = 1$;
- $Re_{cr2} < Re$: curgere turbulentă cu circulație secundară; se folosește ecuația criterială pentru curgere turbulentă corectată cu ε_s ;

Relația (8.15) se poate prezenta și sub următoarea formă dimensională:

$$\alpha = B \cdot w^{0,8} / d_i^{0,2} \cdot \varepsilon_c \cdot \varepsilon_l \quad (11.51)$$

unde:

$$B = 0,021 \cdot \frac{\lambda}{\nu^{0,37} \cdot a^{0,43}} - \text{coeficient care depinde de proprietățile fizice ale fluidului și de temperatură [J/(s^{0,2} \cdot m^{2,6} \cdot K)]}$$

Pentru aer cu temperatura $-50 < t < +50$ °C:

$$B = 3,73 - 0,0091 \cdot t + 0,465 \cdot 10^{-4} \cdot t^2$$

Pentru apă cu temperatura $0 < t < +50$ °C:

$$B = 1430 + 22 \cdot t$$

- pentru țevi verticale:

$$Nu = C \cdot (w/d)^{0,5} \quad (11.52)$$

unde C - coeficient în funcție de temperatură și tipul fluidului

- pentru canale cu secțiunea transversală necirculară: se folosește relația anterioară considerând d_{ech}
- pentru canale inelare la care transferul de căldură are loc doar pe țeava interioară:

$$Nu = 0,017 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot (D_i/d_e)^{0,18} \cdot \varepsilon_c \quad (11.53)$$

În această relație dimensiunea determinantă este $d_{ech} = D_i - d_e$

La curgerea în lungul unui fascicul de țevi coeficientul de convecție se corectează cu factorul:

$$A = (s_1 \cdot s_2 / d_e^2)^{0,18} \quad (11.54)$$

Dimensiunea determinantă este diametrul echivalent al secțiunii de curgere în lungul țevilor.

$$\alpha_s = \frac{Nu_s \cdot \lambda_s}{d_{ech\ s}} \quad (11.55)$$

11.1.6 CALCULUL DENSITĂȚII DE FLUX TERMIC

11.1.6.1 Calculul densității de flux termic de partea aerului

$$q_{a\ Si} = \bar{\alpha}_a \cdot (t_{am} - t_{aw}) \cdot d_e / d_i \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (11.56)$$

Observații:

1. S-a presupus că raportarea coeficientului de convecție $\bar{\alpha}_a$ s-a făcut la suprafața exterioară a țevii netede;

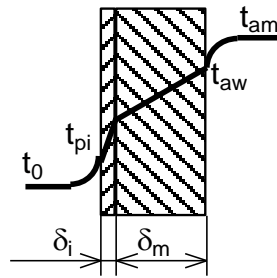


Figura 11.4 Variația temperaturii în peretele țevii

11.1.6.2 Calculul densității de flux termic de partea agentului intermediar

$$q_{s\ si} = \frac{t_{aw} - t_{sm}}{\left(\frac{1}{\alpha_s} + R_i\right) + \frac{\delta_m}{\lambda_m} \cdot \frac{2d_i}{d_i + d_e}} = q_{a\ si} \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (11.57)$$

Din ultima egalitate se calculează t_{sm} . Se va considera o rezistență termică interioară $R_i = (0,1 \dots 0,2) \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \text{ K/W}$.

11.1.7 CALCULUL SUPRAFEȚEI DE TRANSFER DE CĂLDURĂ

Suprafața interioară de transfer de căldură calculată $[m^2]$:

$$S_i = \frac{\Phi_0}{q_{a\ si}} \quad (11.58)$$

11.2 CALCULUL CONSTRUCTIV

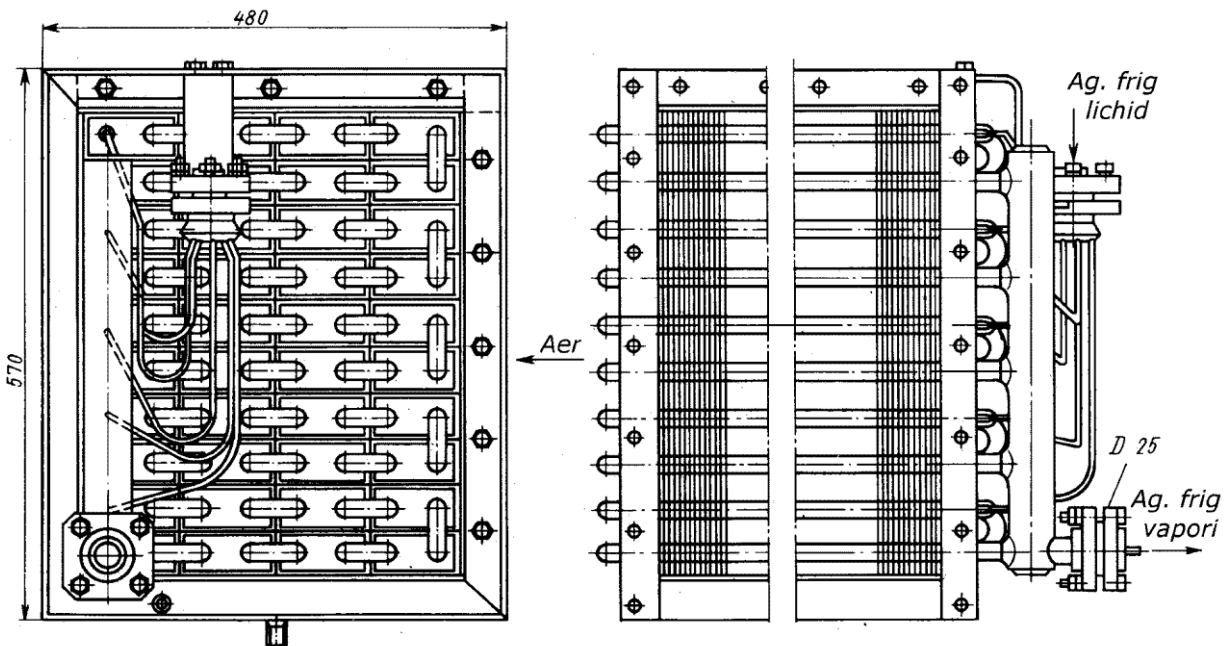


Figura 11.5 Schema generală a unui răcitor de aer cu agent intermediar

Volumul specific al aerului la intrarea în aparat $[m^3/kg]$:

$$v_{ai} = \frac{287 \cdot (1 + 1.61 \cdot x_{ai}) \cdot T_{ai}}{(1 + x_{ai}) \cdot p} \quad (11.59)$$

unde: $p = 1,013 \cdot 10^5$ - presiunea barometrică $[N/m^2]$;

Debitul masic $[kg/s]$ de aer:

$$\dot{m}_a = \frac{\Phi_0}{h_{ai} - h_{ae}} \quad (11.60)$$

Debitul volumic $[m^3/s]$ de aer:

$$\dot{V}_a = \dot{m}_a / \rho_{ai} \quad (11.61)$$

Secțiunea liberă necesară de curgere a aerului $[m^2]$:

$$A_a = \frac{\dot{V}_a}{w_a} \quad (11.62)$$

Secțiunea frontală a aparatului [m²]:

$$A_F = B \cdot H = L_1 \cdot s_2 \quad (11.63)$$

unde:

B - lățimea aparatului [m];

H - înălțimea aparatului [m];

L₁ - lungimea țevilor dintr-un plan perpendicular pe curentul de aer [m].

Pentru ca toate serpentinele să lucreze în același regim termic, planul/planurile de dispunere a țevilor unei serpentine este/sunt de obicei paralel(e) cu direcția de curgere a aerului și în contracurent.

Relația de calcul a secțiunii libere de curgere a aerului (A_a) în funcție de secțiunea frontală (A_F) a aparatului este:

- pentru nervuri lamelare:

$$A_a = A_F \cdot \frac{(s_1 - d_e) \cdot (u - \delta_n)}{s_1 \cdot u} = A_F \cdot \left(1 - \frac{d_e + 2 \cdot h \cdot \frac{\delta_n}{u}}{s_1} \right) \quad (11.64a)$$

- pentru nervuri spiralate:

$$A_a = A_F \cdot \left(1 - \frac{d_e + 4.4 \cdot h \cdot \frac{\delta_n}{u}}{s_1} \right) \quad (11.64b)$$

- pentru nervuri roluite:

$$A_a = A_F \cdot \left(1 - \frac{d_e + 2 \cdot h \cdot \frac{\delta_n}{u}}{s_1} \right) \quad (11.64c)$$

- pentru țevi netede: se consideră $\delta_n = 0$

Cu ajutorul uneia din aceste relații, în funcție de tipul nervurii, se calculează L₁.

Lungimea totală a țevilor din aparat (L_t [m]) se calculează în funcție de suprafața interioară de transfer de căldură calculată (S'_i [m²]):

$$S'_i = \pi \cdot d_i \cdot L_t \Rightarrow L_t = \frac{S'_i}{\pi \cdot d_i} \quad (11.65)$$

Numărul de rânduri de țevi în lungul curentului de aer:

$$z' = L_t / L_1 \quad (11.66)$$

Se adoptă z întreg și par; prin rotunjirea lui z se are în vedere și realizarea unei rezerve de suprafață de transfer de căldură, rezervă care se recomandă a fi de circa 10%.

Cu numărul z adoptat se recalculează L₁:

$$L_1 = L_t / z \quad (11.67)$$

Numărul de țevi dintr-un plan perpendicular pe curentul de aer (m) se determină din următorul sistem de trei ecuații:

$$\left. \begin{aligned} H &= m \cdot s_1 \\ L_1 &= m \cdot B \\ k &= H / B \end{aligned} \right\} \Rightarrow m = \sqrt{k \cdot \frac{L_1}{s_1}} \quad (11.68)$$

Valoarea raportului k se adoptă în funcție de numărul de ventilatoare (se consideră că unui ventilator îi revine o secțiune de curgere aproximativ pătrată).

Valoarea obținută din calcul pentru m se rotunjește la o valoare întregă și după caz multiplu de 2 sau 3; cu aceasta se recalculează H și L₁.

Lungimea aparatului în lungul curentului de aer [m]:

$$L = s_2 \cdot z \quad (11.69)$$

Calculul aparatului se efectuează tabelar pe coloane în funcție de temperatura aerului în contact cu peretele exterior al țevii (t_{aw}), până la obținerea egalității dintre t_{sm} obținută din calcul și t_{sm} mărime de intrare.

Mărimile și relațiile de calcul folosite sunt cele prezentate anterior.

Limitele între care poate lua valori temperatura aerului în contact cu peretele exterior al țevii (t_{aw}) sunt:

- limita superioară: $t_{aw} \leq t_{ae}$
- limita inferioară: $t_{aw} \geq t_{aw \min}$, unde $t_{aw \min}$ este temperatura care se obține când dreapta iw este tangentă la curba $\phi = 100\%$.

Tabelul 11.7 Tabel centralizator pentru calculul unui RAS

Mărime	U.M.	Rel	Valoare			
t_{aw}	°C	-				
x_{aw}	kg/kg	diag				
h_{aw}	kJ/kg	diag				
ε	kJ/kg vap	(11.3)				
x_{ae}	kg/kg	(11.7)				
h_{ae}	kJ/kg	(11.4)				
ξ	-	(11.29)				
α'_a	W/m ² K	(11.30)				
m	m ⁻¹	(11.20)				
E	-	(11.36)				
\square		(11.40)				
α_a	W/m ² K	(11.31)				
q_{aSi}	W/m ²	(11.56)				
S_i	m ²	(11.58)				
\dot{m}_a	kg/s	(11.60)				
\dot{V}_a	m ³ /s	(11.61)				
A_a	m ²	(11.62)				
L_1	m	(11.64)				
L_t	m ²	(11.65)				
z	buc.	(11.66)				
m	buc.	(11.68)				
H	m					
B	m					
L	m					
n_a	buc					
w_s	m/s	(11.12)				
Re_s	-	(11.13)				
Nu_s	-					
α_s	W/m ² K	(11.55)				
t_{sm}	°C	(11.57)				

11.3 CALCULUL FLUIDODINAMIC

11.3.1 CALCULUL PIERDERILOR DE PRESIUNE DE PARTEA AERULUI

Relația de calcul a pierderilor de presiune Δp [mm H₂O] depinde de tipul nervurilor după cum urmează:

- pentru nervuri lamelare:

$$\Delta p_a = A \cdot \frac{L}{d_{ech a}} \cdot (\rho_a \cdot w_a)^{1,7} \quad (11.70a)$$

unde:

A - coeficient ce ține seama de rugozitatea suprafeței nervurilor: netedă: $A = 0,007$; rugoasă: $A = 0,0113$

L - lungimea nervurilor în lungul curentului de aer [m];

- pentru nervuri spiralate și roluite:

$$\Delta p_a = \Delta p_{loc} = \xi \cdot \frac{\rho_a \cdot W_a^2}{2} \cdot z \quad (11.70b)$$

unde:

ξ - coeficient de rezistență locală pentru un rând de țevi;

$$a = s_1/d_e; \quad b = s_2/d_e$$

Pentru $10^4 \leq Re \leq 2 \cdot 10^5$:

$$j = -0,12 \cdot \sqrt{\frac{b-1}{a-1}}; \quad A = \frac{b-0,8}{a-1} \quad (11.71)$$

- dacă $A \leq 1$: $\xi = 0,52 \cdot A \cdot Re^j$
- dacă $A > 1$: $\xi = 0,52 \cdot A^{1,5} \cdot Re^j$

12. PROIECTAREA UNUI CONDENSATOR - VAPORIZATOR

- | | |
|---|--------------------------------|
| a. Tipul aparatului: multitubular în manta cu condensarea în interiorul țevilor | |
| b. Agentul frigorific cald (care condensează) | |
| c. Debitul masic de agent frigorific cald prin țevi | \dot{m}_1 kg/s |
| d. Temperatura de condensare | t_k °C |
| e. Entalpia agentului frigorific cald la intrarea în aparat | h_1' kJ/kg |
| f. Agentul frigorific rece (care vaporizează) | |
| g. Temperatura de vaporizare | t_0 °C |
| h. Entalpia agentului frigorific rece la intrarea în aparat | h_2' kJ/kg |
| i. Viteza aprox. de curgere a vaporilor prin țevi (0.1...1.6) | (w_1'') ... m/s |
| j. Materialul țevii | |
| k. Diametrul interior/exterior al țevii | d/D_e m |
| l. Grosimea peretelui țevii | δ_t m |
| m. Așezarea țevilor | |
| n. Pasul de așezare a țevilor | s_2 m |
| o. Tipul nervurii | |
| p. Grosimea nervurii | δ_n m |
| q. Înălțimea nervurii | h m |
| r. Pasul nervurii | u m |
| s. Coeficientul de nervurare al țevii (S_e/S_i) | β - |
| t. Rezistența termică interioară | R_i m ² K/W |
| u. Rezistența termică exterioară | R_e m ² K/W |

12.1 CALCULUL TERMIC

12.1.1 ECUAȚIILE DE BILANȚ TERMIC ȘI TRANSFER DE CĂLDURĂ

Deoarece regimul de temperaturi la care funcționează aparatul este sub cel al mediului înconjurător, acesta se izolează termic, iar ecuațiile se vor scrie neglijându-se schimbul de căldură cu exteriorul:

$$\Phi_{KA} = \Phi_{0B} \Leftrightarrow \dot{m}_1 \cdot \Delta h_1 = \dot{m}_2 \cdot \Delta h_2 = k_s \cdot S \cdot \Delta t_m = q_s \cdot S \quad (12.1)$$

12.1.2 STABILIREA REGIMULUI DE TEMPERATURI

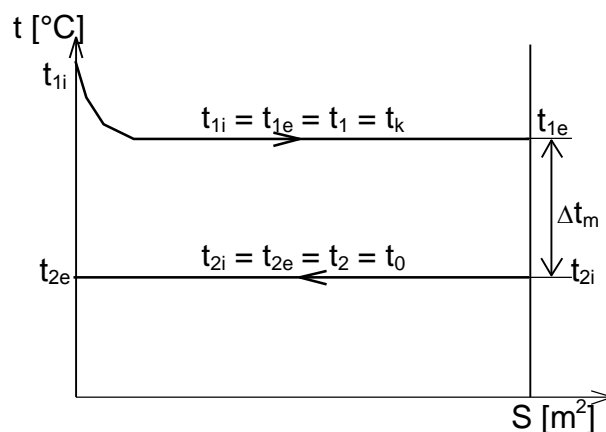


Figura 12.1 Diagrama variației temperaturilor fluidelor în lungul suprafeței de transfer de căldură

Condensarea și vaporizarea agenților frigorifici puri sunt procese izoterme:

$$t_{1i} = t_{1e} = t_k ; t_{2i} = t_{2e} = t_0 \quad (12.2)$$

Diferența medie de temperatură:

$$\Delta t_m = t_k - t_0 \quad (12.3)$$

Temperaturile medii ale fluidelor:

$$t_1 = t_k ; t_2 = t_0 \quad (12.4)$$

12.1.3 STABILIREA PROPRIETĂȚILOR TERMOFIZICE ALE FLUIDELOR

Proprietățile termofizice ale fluidelor se extrag din tabele sau diagrame pentru valori întregi ale temperaturilor, care „încadrează” temperatura medie a acestora, și se înscriu în coloanele 2, 4, 5 și 7 ale unui tabel de forma celui de mai jos; valorile corespunzătoare temperaturilor medii se calculează prin interpolare liniară și se înscriu în coloanele 3 și 6.

Tabelul 12.1 Proprietățile termofizice ale fluidelor

Propriet.	U.M.	Fluid cald:			Fluid rece:		
		2	3	4	5	6	7
0	1						
t	°C						
ρ	kg/m ³						
c _p	J/kg·K						
λ	W/m·K						
η	Pa·s						
□□	m ² /s						
Pr	-						
r	J/kg						

Obs.: În cazul ambelor fluide se folosesc proprietățile pentru starea lichidă la saturație.

12.1.4 DETERMINAREA REGIMURILOR DE CURGERE

Fluidul cald (agentul frigorific care condensează): condensare în țevi orizontale (cu o mică înclinare 1:30); $d_{ech\ 1} = d_i$;

Fluidul rece (agentul frigorific care vaporizează): vaporizare (fierbere) în volum mare pe un fascicul de țevi orizontale (netede sau nervurate);

Calculul sarcinii termice și a debitului de agent rece (care vaporizează):

$$\Phi_{KV} = \dot{m}_1 \cdot \Delta h_{fg\ 1} \text{ [kW]} \quad (12.5)$$

$$\dot{m}_2 = \frac{\Phi_{KV}}{\Delta i_2} \text{ [kg / s]} \quad (12.6)$$

Numărul aproximativ de țevi pe trecere (n') [buc.]:

$$n' = \frac{4 \cdot \dot{m}_1}{\pi \cdot d_i^2 \cdot \rho_1'' \cdot (w_1'')'} \quad (12.7)$$

Se adoptă o valoare întregă n. Viteza reală de curgere prin țevi [m/s]:

$$w_1'' = (w_1'')' \cdot \frac{n'}{n} \quad (12.8)$$

Viteza masică [kg/(m²·s)]:

$$(\rho \cdot w)_1 = \frac{\dot{m}_1}{A_1} = \frac{\dot{m}_1}{n \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4}} \quad (12.9)$$

12.1.5 CALCULUL COEFICIENȚILOR DE CONVECȚIE

12.1.5.1 Calculul coeficientului de convecție de partea fluidului cald

Viteza vaporilor influențează coeficientul de convecție la condensarea vaporilor staționari la valori $Re'' \geq (60 \dots 70) \cdot 10^3$. Valoarea criteriului Reynolds pentru vapori este:

$$Re_1'' = \frac{w_1'' \cdot d_{ech\ 1}}{v_1''} \quad (12.10)$$

Pentru condensarea vaporilor în țevi orizontale:

$$Nu = \frac{\alpha_k \cdot d_i}{\lambda_l} = 13,8 \cdot \left(\frac{c_{p\ l} \cdot \eta_l}{\lambda_l} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{r}{c_{p\ l} \cdot \theta_k} \right)^{1/6} \left[\left(\frac{d_i(\rho w)}{\eta_l} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1/2} \right) \right]^{1/5} \quad (12.11)$$

Relația este valabilă pentru $\frac{d_i(\rho w)}{\eta_l} < 5000$ și $1000 < \frac{d_i(\rho w)}{\eta_l} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1/2} < 20000$.

$$\alpha_k = \frac{Nu \cdot \lambda_l}{d_i} \quad (12.12)$$

12.1.5.2 Calculul coeficientului de convecție de partea fluidului rece

Relația generală de calcul este de tipul:

$$\alpha = A \cdot q_s^n \quad (12.13)$$

Deoarece $q_s = \alpha \cdot \theta$, relația devine:

$$\alpha = A \cdot \frac{1}{1-n} \cdot \theta^{\frac{n}{1-n}} \quad (12.14)$$

iar $q_s = A^{\frac{1}{1-n}} \cdot \theta^{\frac{1}{1-n}}$, unde: A - coeficient în funcție de proprietățile termofizice ale agentului și temperatura de vaporizare, iar $\theta = t_p - t_0$

Astfel:

◇ pentru amoniac:

- convecție liberă ($q_s < q_{sa}$) și $10^3 \leq Ra \leq 10^6$

$$Nu = 0,5 \cdot Ra^{1/4} \Leftrightarrow \alpha = A \cdot (q_s/d)^{1/5} = B \cdot (\theta/d)^{1/4} \quad (12.15)$$

- fierbere dezvoltată ($q_s > q_{sb} \approx 50 \dots 30 \cdot 10^3 \text{ W/m}^2$)

pentru $t_0 = -40 \dots 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $p_0 = 0,78 \dots 8,6 \text{ bar}$ și $q_s = (23 \dots 87) \cdot 10^3 \text{ W/m}^2$:

$$\alpha = 2,2 \cdot p_0^{0,21} \cdot q_s^{0,7} \text{ sau } \alpha = (3 + 0,021 \cdot t_0) \cdot q_s^{0,7} \quad (12.16)$$

Pentru fierberea pe fascicol de țevi cu: $d_i = 25 \dots 38 \text{ mm}$, $q_s = (1,2 \dots 10) \cdot 10^3 \text{ W/m}^2$ și $t_0 = -40 \dots -20 \text{ }^\circ\text{C}$ se poate folosi și relația:

$$\alpha = 45 \cdot q_s^{0,4} = 580 \cdot \theta^{2/3} \quad (12.17)$$

◇ pentru agenți halogenați:

- convecție liberă ($q_s < q_{sa}$) și $3 \cdot 10^3 \leq Ra \leq 10^8$

$$Nu = 0,21 \cdot Ra^{1/3} \Leftrightarrow \alpha = A \cdot q_s^{1/4} = B \cdot \theta^{1/3} \quad (12.18)$$

- fierbere dezvoltată ($q_s > q_{sb}$)

$$\alpha = C_0 \cdot q_s^{0,75} \cdot f(\pi) \cdot (R_z/R_{z0})^{0,2} \quad (12.19)$$

unde:

$C_0 = 550 \cdot p_{cr}^{1/4} \cdot T_{cr}^{-7/8} \cdot M^{-1/8}$ - coeficient ce ține cont de proprietățile agentului.

Tabelul 12.2 Valorile lui C_0 pentru diferiți agenți frigorifici

Agent	R12	R13	R13B1	R22	R142	R113	R114	R502	R134a
C_0	4,18	5,22	4,51	4,74	4,05	3,07	3,51	4,54	4,36

$\pi = p_0/p_{cr}$ - presiunea redusă

$f(\pi) = 0,14 + \pi \left(1,6 + \frac{0,4}{1 - \pi} \right)$ - coeficient ce ține cont de influența presiunii; relația e valabilă pentru

$0,003 \leq \pi \leq 0,95$

R_z - rugozitatea medie a suprafeței; pentru oțel $R_z = 3 \dots 6 \text{ } \mu\text{m}$

$R_{z0} = 1 \text{ } \mu\text{m}$ - rugozitatea suprafeței etalon;

Tabelul 12.3 Valorile coeficienților A, B, q_{sa} , θ_a pentru diferiți agenți

Coef.	Agent frigorific						p_0 bar
	R11	R12	R13	R21	R22	R717	
A	54	60	67	62	69	74	1 ... 4
B	201	231	268	242	270	217	
q_{sa} W/m^2	3000	2400	1800	3100	2800	10000	1
	1000	1000	550	1000	1000	5000	4
θ_a	7,5	5,7	4,1	6,7	5,6	$21,4 \cdot d^{0,2}$	1
$^\circ\text{C}$	3,3	3,0	1,7	2,9	2,6	$12,3 \cdot d^{0,2}$	4

◇ pentru amoniac și agenți halogenați:

- fierbere nedezvoltată ($q_{sa} < q_s < q_{sb}$)

$$\alpha_{fn} = \alpha_{cl} \sqrt{1 + \frac{\alpha_{fd}}{\alpha_{cl}}} \quad (12.20)$$

unde:

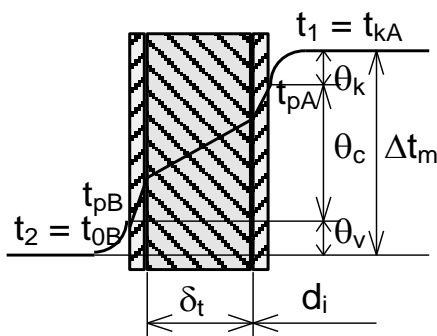


Figura 12.2 Variația temperaturii în peretele țevii

α_{cl} - coeficientul de convecție pentru convecție liberă

α_{fd} - coeficientul de convecție pentru fierbere dezvoltată

12.1.5.3 Corectarea coeficientului de convecție ținând cont de influența nervurilor

În cazul țevilor nervurate la exterior, coeficientului de convecție se corectează în mod corespunzător.

12.1.6 CALCULUL DENSITĂȚII DE FLUX TERMIC

Densitatea de flux se calculează raportată la suprafața interioară a țevii netede.

12.1.6.1 Densitatea de flux termic de partea fluidului cald

$$q_1 s_i = \alpha_1 \cdot (t_1 - t_{pA}) = \alpha_1 \cdot \theta_k \rightarrow \theta_k = f_1(q s_i) \quad (12.21)$$

12.1.6.2 Densitatea de flux termic de partea fluidului rece

$$q_2 s_i = \alpha_2 \cdot \theta_v \cdot \beta = \alpha_2 \cdot (t_{pB} - t_2) \frac{S_e}{S_i} \rightarrow \theta_v = f_2(q s_i) \quad (12.22)$$

12.1.6.3 Densitatea de flux termic prin peretele țevii

Deoarece grosimea peretelui țevii este mult mai mică decât diametrul mediu, determinarea densității de flux termic se poate face cu ajutorul relațiilor pentru peretele plan:

$$q_3 s_i = k_c \cdot \theta_c = \frac{t_{pA} - t_{pB}}{R_i + \frac{\delta_t}{\lambda_t} \cdot \frac{S_i}{S_m} + R_e \cdot \frac{S_i}{S_e}} \rightarrow \theta_c = f_3(q s_i) \quad (12.23)$$

Cele trei densități de flux termic sunt egale și formează un sistem de ecuații cu necunoscutele $q s_i$, t_{pA} și t_{pB} . Prin rezolvarea (grafic sau tabelar) a sistemului de ecuații:

$$q_1 s_i (t_{pA}) = q_2 s_i (t_{pB}) = q_3 s_i (t_{pA}, t_{pB}) \quad (12.24)$$

$$\Delta t_m = \theta_v + \theta_c + \theta_k \quad (12.25)$$

se obțin valorile lui $q s_i$, t_{pA} și t_{pB} .

Calculul și construcția schimbătoarelor de căldură frigorifice

Pentru rezolvarea tabelară, se dau valori densității de flux termic (q_{S_i}) și se calculează cu relațiile corespunzătoare θ_v , θ_k , θ_c și Δt_m . Valorile obținute se trec în Tabelul 12.4. Calculul se consideră încheiat când se obține pentru Δt_m valoarea calculată la paragraful 12.1.2.

Tabelul 12.4 Diferențele de temperatură în funcție de densitatea de flux termic

Mărime	U.M.	Rel.	Val			
q_{S_i}	W/m ²	-				
θ_k	°C	(12.21)				
θ_v	°C	(12.22)				
θ_c	°C	(12.23)				
Δt_m	°C	(12.25)				

◇ Pentru rezolvarea grafică trebuie trasate patru curbe astfel:

1. se dă o valoare lui θ_v pentru care se calculează din (12.22) q_{S_i} ; s-a obținut un punct 2 pe curba $q_2 S_i$
2. se calculează din (12.21) θ_k în funcție de q_{S_i} ; s-a obținut un punct 1 pe curba $q_1 S_i$
3. se calculează din (12.25) θ_c în funcție de Δt_m , θ_k și θ_v ; s-a obținut un punct 4 pe curba $q_4 S_i$
4. se calculează din (12.23) q_{S_i} în funcție de θ_c ; s-a obținut un punct 3 pe dreapta $q_3 S_i$

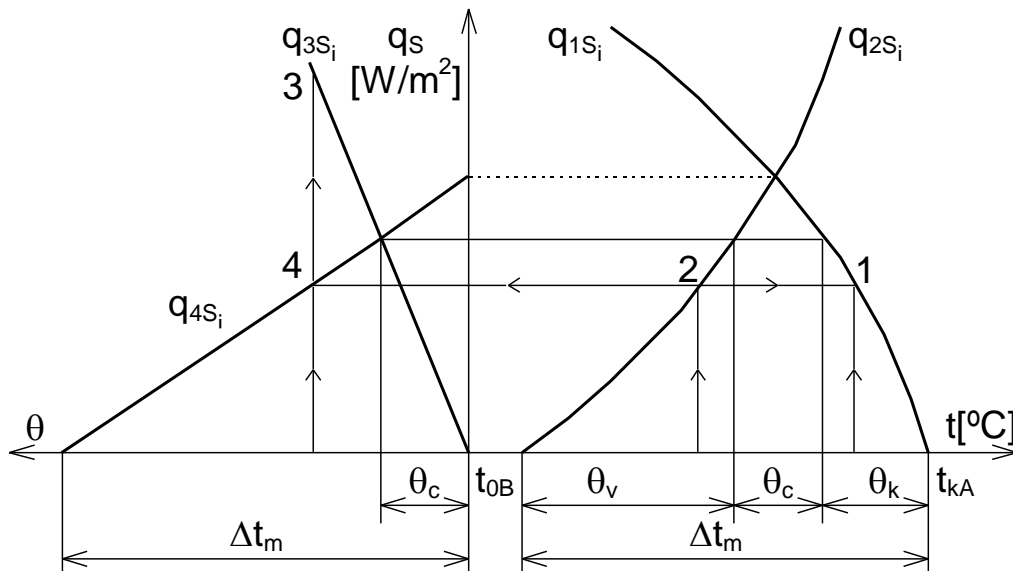


Figura 12.3 Variația densităților de flux termic de partea celor două fluide și prin peretele țevii în funcție de temperatură

Valorile căutate se obțin la intersecția curbelor $q_3 S_i$ și $q_4 S_i$

12.1.7 CALCULUL SUPRAFEȚEI DE TRANSFER DE CĂLDURĂ

Suprafața interioară de transfer de căldură necesară este [m²]:

$$S_i' = \frac{\Phi}{q_{S_i}} \quad (12.26)$$

Pentru acoperirea pierderilor și compensarea influenței gazelor necondensabile, suprafața de transfer de căldură se majorează cu circa 5...10 %:

$$S_i' \approx 1,1 \cdot S_i \quad (12.27)$$

12.2 CALCULUL CONSTRUCTIV

12.2.1 SCHEMA APARATULUI

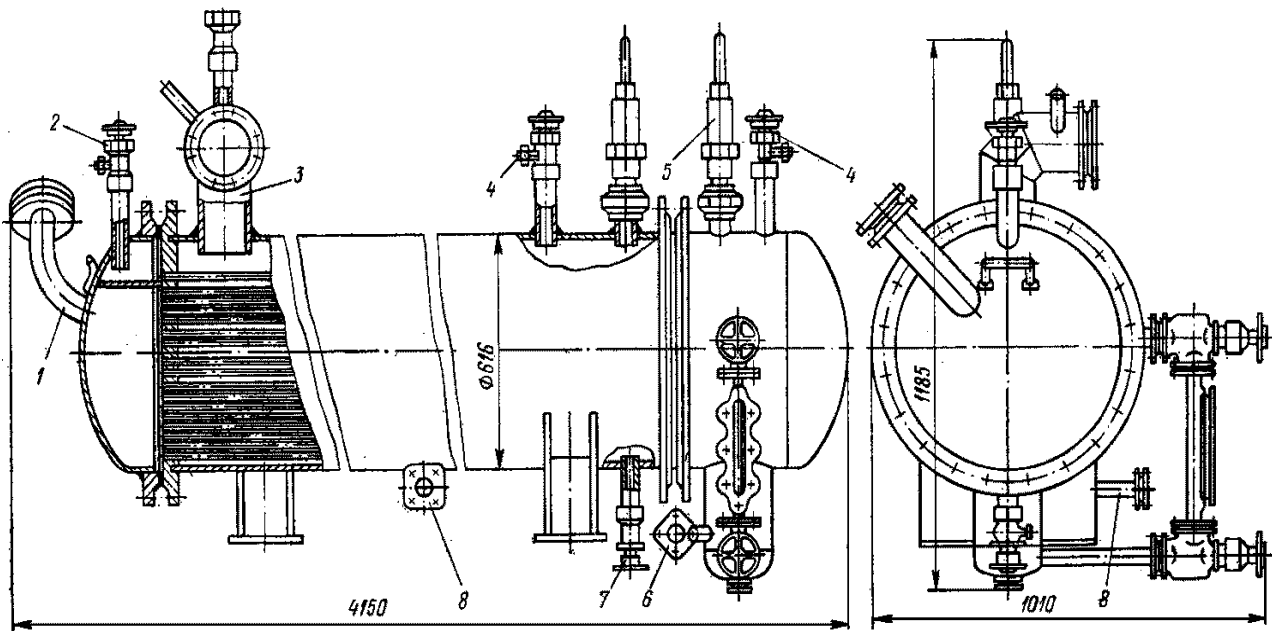


Figura 12.4 Condensator - vaporizator multitubular în manta.

1. Racord evacuare vapori; 2. Racord aerisire; 3. Racord intrare vapori; 4. Ventil manometru; 5. Supapă siguranță; 6. Racord evacuare condens; 7. Racord evacuare ulei; 8. Racord intrare lichid

12.2.2 CALCULUL DIMENSIUNILOR PRINCIPALE

Lungimea fascicolului de țevi L [m]:

$$L = \frac{S_i}{\pi \cdot d_i \cdot n} \quad (12.28)$$

Pentru asigurarea unui spațiu de liniștire a vaporilor în partea superioară a corpului aparatului, dispunerea țevilor în placa tubulară se face doar pe o înălțime $(0,6 \dots 0,7)D$; numărul echivalent de țevi care ar încăpea în corpul cu diametrul D ar fi deci:

$$n_{ec} = n / (0,6 \dots 0,7) \leq n_6 \text{ sau } n_{6c} \quad (12.29)$$

Numărul de țevi de pe latura hexagonului exterior: $a = n_v$

Numărul de țevi de pe diagonala hexagonului exterior: $b = 2a - 1$

Numărul total de țevi dispuse după hexagoane regulate: $n_6 = 3a \cdot (a-1) + 1$

Numărul total de țevi cu completări: n_{6c}

Tabelul 12.5 Numărul de țevi pe plăcile tubulare - dispunere hexagonală

a	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
b	3	5	7	9	11	13	15	17	19	21	23	25
n_6	7	19	37	61	91	127	169	217	271	331	397	469
n_{6c}	7	19	37	61	91	127	187	241	301	367	439	517

a	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
b	27	29	31	33	35	37	39	41	43	45	47	49
n_6	547	631	721	817	919	1027	1111	1261	1387	1519	1657	1801
n_{6c}	613	721	823	931	1045	1165	1303	1459	1615	1765	1921	2083

Se recomandă:

- o pasul dintre țevi (t) - pentru plăci tubulare din oțel cu fixarea țevilor prin mandrinare, pentru $d_e = 16 \dots 57$ mm se recomandă:

$$t/d_e = 1,37 \dots 1,22 \Leftrightarrow t/d_e = 1,37 - 3,658 \cdot 10^{-3} \cdot (d_e - 16) \quad (12.30)$$

- o distanța țevă-manta: $u = 10$ mm

Diametrul interior preliminar al corpului aparatului D_i [m]:

$$D_i' = t \cdot (b - 1) + d_e + 2 \cdot u \quad (12.31)$$

Valoarea obținută din calcul se standardizează (D_{STAS}). Pentru dezaerare se folosesc două țevi dispuse în spațiul de vapori.

12.2.3 CALCULUL DIAMETRELOR RACORDURILOR

Calculul se face cu ajutorul ecuației de continuitate impunând viteza de curgere.

$$\dot{m} = \rho \cdot \frac{\pi \cdot d_{i\text{ rac}}^2}{4} \cdot w \quad (12.32)$$

Pentru agentul frigorific vapori, viteza de curgere este de (8 ... 10) m/s la aspirație, iar pentru agentul frigorific lichid, viteza de curgere este de (0,8 ... 1.2) m/s.

12.3 CALCULUL FLUIDODINAMIC

Pierderile totale de presiune reprezintă suma dintre pierderile de presiune prin frecare și cele locale [N/m^2]:

$$\Delta p_{\text{tot}} = \Delta p_f + \Delta p_l \quad (12.33)$$

12.4 CALCULUL DE REZISTENȚĂ

Acesta se face având în vedere construcția cu manta a aparatului.

13. PROIECTAREA UNEI BUTELII DE RĂCIRE INTERMEDIARĂ CU SERPENTINĂ ÎN MANTA

- | | |
|---|---------------------------|
| a. Agentul frigorific | |
| b. Debitul masic de agent frigorific lichid cald | \dot{m}_1 kg/s |
| c. Debitul masic de agent frigorific aspirat de compresor | \dot{m}_2 kg/s |
| d. Temperatura de vaporizare la presiunea intermediară | t_0 °C |
| e. Temperatura de intrare a agentului frigorific | t_{1i} °C |
| f. Diferența minimă de temperatură la capătul rece | $\Delta t_{0 \min}$.. °C |
| g. Material țevă | |
| h. Grosimea peliculei de ulei din și de pe țevă | δ_u m |

13.1 CALCULUL TERMIC

13.1.1 ECUAȚIILE DE BILANȚ TERMIC ȘI TRANSFER DE CĂLDURĂ

Deoarece regimul de temperaturi la care funcționează aparatul este sub cel al temperaturii mediului înconjurător, acesta se izolează termic, iar ecuațiile se vor scrie neglijându-se pierderile de frig:

$$\Phi_S = \dot{m}_1 \cdot \Delta h_1 = k \cdot S \cdot \Delta t_m = q_{Si, Se} \cdot S_{i, e} \quad (13.1)$$

13.1.2 STABILIREA REGIMULUI DE TEMPERATURI

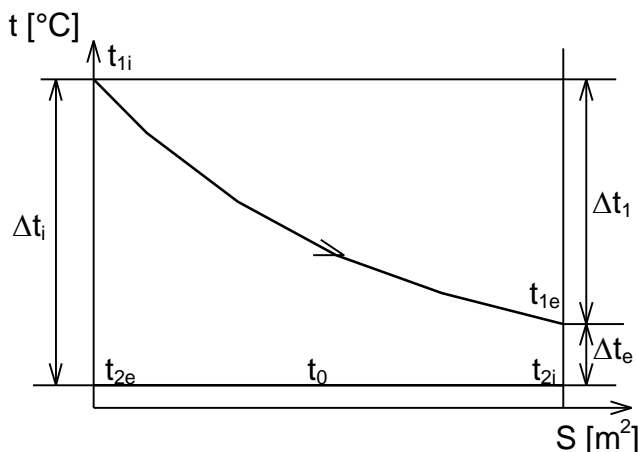


Figura 13.1 Diagrama variației temperaturilor fluidelor în lungul suprafeței de transfer de căldură

Temperatura de ieșire a agentului frigorific cald din aparat:

$$t_{1e} \geq t_0 + \Delta t_{0 \min} \quad (13.2)$$

Pentru calculul lui Δh_1 , din diagrama lg p - h se citesc entalpiile corespunzătoare punctelor 1i și 1e. Diferența medie logaritmică de temperatură:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} = \frac{\Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_i}{\Delta t_e}} \quad (13.3)$$

Temperaturile medii ale fluidelor:

$$t_2 = t_0 ; t_1 = t_2 + \Delta t_m \quad (13.4)$$

13.1.3 STABILIREA PROPRIETĂȚILOR TERMOFIZICE ALE FLUIDELOR

Proprietățile termofizice ale fluidelor se extrag din tabele sau diagrame pentru valori întregi ale temperaturilor, care „încadrează” temperatura medie a acestora, și se înscriu în coloanele 2, 4, 5 și 7 ale unui tabel de forma celui de mai jos; valorile corespunzătoare temperaturilor medii se calculează prin interpolare liniară și se înscriu în coloanele 3 și 6.

Tabelul 13.1 Proprietățile termofizice ale fluidelor

Propriet.	U.M.	Fluid cald:			Fluid rece:		
		2	3	4	5	6	7
0	1						
t	°C						
ρ	kg/m ³						
c _p	J/kg·K						
λ	W/m·K						
η	Pa·s						
□□	m ² /s						
Pr	-						
r	J/kg						

13.1.4 DETERMINAREA REGIMURILOR DE CURGERE

Agentul frigorific cald - curgere în interiorul unei serpentine elicoidale;

Agentul frigorific rece - fierbere în volum mare pe fascicul de țevi orizontale (serpentina) (netede sau nervurate);

Din ecuația debitului se calculează diametrul interior al corpului buteliei (D_i), astfel încât viteza vaporilor de agent (cu starea pe curba de saturație și densitatea ρ₂'') să fie w₂ = 0,3...0,5 m/s, valoare necesară pentru a se putea realiza separarea acestora de picăturile de lichid.

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_2}{\pi \cdot \rho_2'' \cdot w_2}} \quad (13.5)$$

În funcție de valoarea obținută se adoptă o dimensiune STAS. Se recomandă

D_i ≤ 0,8 ... 1 m.

Numărul de serpentine (n_s) și diametrul interior al țevii serpentinei (d_i) se determină din ecuația de continuitate a debitului masic astfel încât să fie respectate condițiile: w₁ = 0,4 ... 0,7 m/s și d_e = 25 ... 38 mm:

$$\dot{m}_1 = \rho_1 \cdot n_s \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot w_1 \quad (13.6)$$

În funcție de valoarea obținută pentru d_i se adoptă o dimensiune STAS și se recalculază viteza w₁, considerând n întreg. Viteza reală de curgere [m/s] și criteriul Reynolds sunt:

$$w_1 = \frac{4 \cdot \dot{m}_1}{\pi \cdot d_i^2 \cdot \rho_1 \cdot n_s}; \quad Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_i}{\nu_1} \quad (13.7)$$

Raza spirelor serpentinei exterioare [m]:

$$R_s = \frac{D_i - 2 \cdot u - d_e}{2} \quad (13.8)$$

unde: u = 10 ... 15 mm - distanța serpentină - corp.

13.1.5 CALCULUL COEFICIENȚILOR DE CONVECȚIE

13.1.5.1 Calculul coeficientului de convecție de partea agentului frigorific cald

Pentru curgere tranzitorie sau turbulentă prin țevi și canale se utilizează relația criterială:

$$Nu_1 = 0,021 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \varepsilon_c \cdot \varepsilon_l \cdot \varepsilon_{tr} \cdot \varepsilon_s \quad (13.9)$$

unde:

ε_c = (Pr₁/Pr_p)^{0,25} - coeficient care ține cont de sensul fluxului de căldură;

ε_l = 1,38 · (L_s / d_i)^{-0,12} - coeficient ce ține cont de lungimea necesară intrării fluidului în regimul stabilizat de curgere; pentru L_s / d_i > 50: ε_l = 1

ε_{tr} - coeficient de corecție pentru regimul tranzitoriu de curgere;

ε_s - coeficient care ține cont de raza spirei serpentinei. Datorită curbării conductei, în liniile de curent ale fluidului apare o mișcare secundară de tip centrifugal care are ca efect îmbunătățirea coeficientului de convecție. Pentru d_i/R_s ≥ 8 · 10⁻⁴:

$$\varepsilon_s = 1 + 1,77 \cdot \frac{d_i}{R_s} \quad (13.10)$$

$$Re_{cr1} = \frac{16.4}{\sqrt{\frac{d_i}{R_s}}}; Re_{cr2} = 18500 \cdot \left(\frac{d_i}{2 \cdot R_s}\right)^{0,28} \quad (13.11)$$

Influența coeficientului ε_s se ia în considerare astfel:

- $Re < Re_{cr1}$: curgere laminară fără circulație secundară; se folosește ecuația criterială pentru curgere laminară cu $\varepsilon_s = 1$;
- $Re_{cr1} < Re < Re_{cr2}$: curgere laminară cu circulație secundară; se folosește ecuația criterială pentru curgere turbulentă cu $\varepsilon_s = 1$;
- $Re_{cr2} < Re$: curgere turbulentă cu circulație secundară; se folosește ecuația criterială pentru curgere turbulentă corectată cu ε_s ;

Dimensiunea determinantă pentru calculul criteriilor Re și Nu este diametrul interior al țevii.

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_i} \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (13.12)$$

13.1.5.2 Calculul coeficientului de convecție de partea agentului frigorific rece

Relația generală de calcul este de tipul:

$$\alpha = A \cdot q_s^n \quad (13.13)$$

Deoarece $q_s = \alpha \cdot \theta$, relația devine:

$$\alpha = A \cdot \frac{1}{1-n} \cdot \theta^{\frac{n}{1-n}} \quad (13.14)$$

iar $q_s = A \cdot \frac{1}{1-n} \cdot \theta^{\frac{1}{1-n}}$, unde: A - coeficient în funcție de proprietățile termofizice ale agentului și temperatura de vaporizare, iar $\theta = t_p - t_0$

Astfel:

◇ pentru amoniac:

- convecție liberă ($q_s < q_{sa}$) și $10^3 \leq Ra \leq 10^6$

$$Nu = 0,5 \cdot Ra^{1/4} \Leftrightarrow \alpha = A \cdot (q_s/d)^{1/5} = B \cdot (\theta/d)^{1/4} \quad (13.15)$$

- fierbere dezvoltată ($q_s > q_{sb} \approx 50 \dots 30 \cdot 10^3 \text{ W/m}^2$)

pentru $t_0 = -40 \dots 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $p_0 = 0,78 \dots 8,6 \text{ bar}$ și $q_s = (23 \dots 87) \cdot 10^3 \text{ W/m}^2$:

$$\alpha = 2,2 \cdot p_0^{0,21} \cdot q_s^{0,7} \text{ sau } \alpha = (3 + 0,021 \cdot t_0) \cdot q_s^{0,7} \quad (13.16)$$

Pentru fierberea pe fascicol de țevi cu: $d_i = 25 \dots 38 \text{ mm}$, $q_s = (1,2 \dots 10) \cdot 10^3 \text{ W/m}^2$ și $t_0 = -40 \dots -20 \text{ }^\circ\text{C}$ se poate folosi și relația:

$$\alpha = 45 \cdot q_s^{0,4} = 580 \cdot \theta^{2/3} \quad (13.17)$$

◇ pentru agenți halogenați:

- convecție liberă ($q_s < q_{sa}$) și $3 \cdot 10^3 \leq Ra \leq 10^8$

$$Nu = 0,21 \cdot Ra^{1/3} \Leftrightarrow \alpha = A \cdot q_s^{1/4} = B \cdot \theta^{1/3} \quad (13.18)$$

- fierbere dezvoltată ($q_s > q_{sb}$)

$$\alpha = C_0 \cdot q_s^{0,75} \cdot f(\pi) \cdot (R_z/R_{z0})^{0,2} \quad (13.19)$$

unde:

$C_0 = 550 \cdot p_{cr}^{1/4} \cdot T_{cr}^{-7/8} \cdot M^{-1/8}$ - coeficient ce ține cont de proprietățile agentului.

Tabelul 13.2 Valorile lui C_0 pentru diferiți agenți frigorifici

Agent	R12	R13	R13B1	R22	R142	R113	R114	R502	R134a
C_0	4,18	5,22	4,51	4,74	4,05	3,07	3,51	4,54	4,36

$\pi = p_0/p_{cr}$ - presiunea redusă

$f(\pi) = 0,14 + \pi \left(1,6 + \frac{0,4}{1 - \pi}\right)$ - coeficient ce ține cont de influența presiunii; relația e valabilă pentru

$0,003 \leq \pi \leq 0,95$

R_z - rugozitatea medie a suprafeței; pentru oțel $R_z = 3 \dots 6 \text{ } \mu\text{m}$

$R_{z0} = 1 \text{ } \mu\text{m}$ - rugozitatea suprafeței etalon;

Tabelul 13.3 Valorile coeficienților A , B , q_{sa} , θ_a pentru diferiți agenți

Coef.	Agent frigorific						ρ_0 bar
	R11	R12	R13	R21	R22	R717	
A	54	60	67	62	69	74	1 ... 4
B	201	231	268	242	270	217	
q_{Sa} W/m ²	3000	2400	1800	3100	2800	10000	1
	1000	1000	550	1000	1000	5000	4
θ_a °C	7,5	5,7	4,1	6,7	5,6	$21,4 \cdot d^{0,2}$	1
	3,3	3,0	1,7	2,9	2,6	$12,3 \cdot d^{0,2}$	4

◇ pentru amoniac și agenți halogenați:

- fierbere nedezvoltată ($q_{Sa} < q_s < q_{Sb}$)

$$\alpha_{fn} = \alpha_{cl} \sqrt{1 + \frac{\alpha_{fd}}{\alpha_{cl}}} \quad (13.20)$$

unde:

α_{cl} - coeficientul de convecție pentru convecție liberă

α_{fd} - coeficientul de convecție pentru fierbere dezvoltată

În cazul utilizării agenților halogenați există varianta constructivă a serpentinelor din țevi cu nervuri joase, situație în care coeficientul de convecție obținut (α_2) trebuie corectat în mod corespunzător.

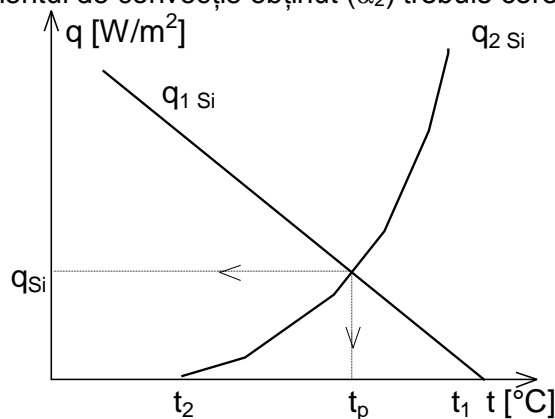


Figura 13.2 Variația densităților de flux termic de partea celor două fluide în funcție de temperatură

13.1.6 CALCULUL DENSITĂȚII DE FLUX TERMIC

13.1.6.1 Densitatea de flux termic de partea agentului frigorific cald

$$q_{1\ Se} = \frac{t_1 - t_p}{\left(\frac{1}{\alpha_1} + R_i\right) \cdot \frac{S_e}{S_i} + \frac{\delta_t}{\lambda_t} \cdot \frac{2 \cdot d_e}{d_i + d_e} + R_e} \quad (13.21)$$

Se recomandă:

- pentru amoniac: $R_i = R_e = (0,2 \dots 0,5) \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$
- pentru agenți halogenați: $R_i = R_e = (0,1 \dots 0,2) \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$

13.1.6.2 Densitatea de flux termic de partea agentului frigorific rece

$$q_{2\ Se} = \alpha_2 \cdot (t_p - t_2) \quad (13.22)$$

Prin rezolvarea ecuației:

$$q_{1\ Se}(t_p) = q_{2\ Se}(t_p) \quad (13.23)$$

se obțin valorile lui q_{Se} și t_p

13.1.7 CALCULUL SUPRAFETEI DE TRANSFER DE CĂLDURĂ

Suprafața exterioară de transfer de căldură [m²]:

$$S'_e = \frac{\Phi_s}{q_{Se}} \quad (13.24)$$

Pentru realizarea unui grad de acoperire suprafața de transfer de căldură se majorează cu circa 10%:

$$S_e \approx 1,1 \cdot S'_e \quad (13.25)$$

13.2 CALCULUL CONSTRUCTIV

13.2.1 SCHEMA APARATULUI

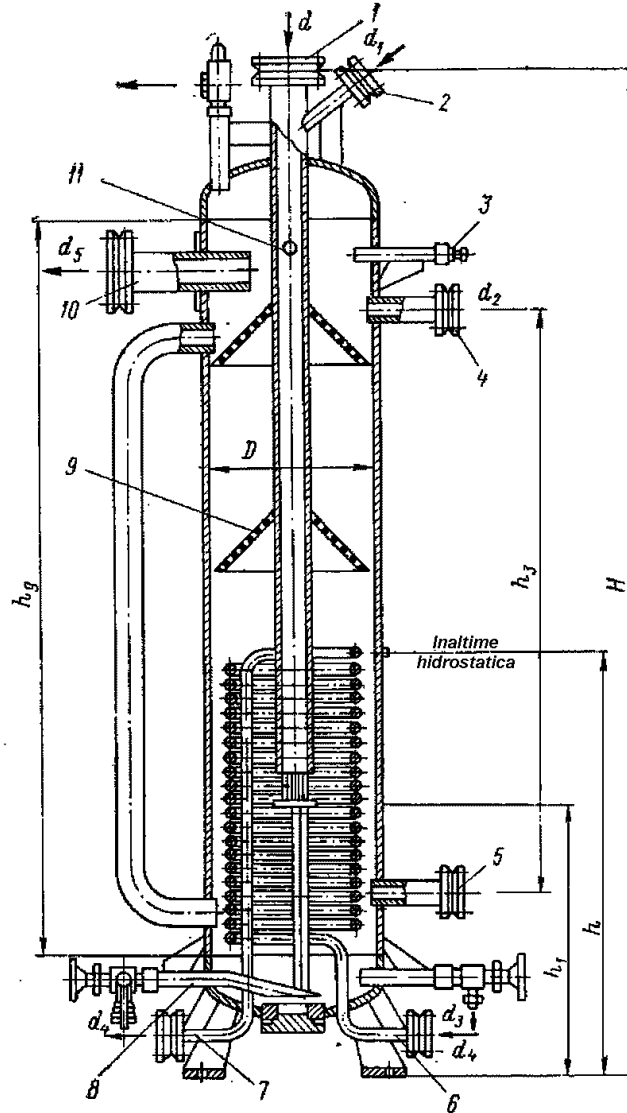


Figura 13.3 Butelie de răcire intermediară pentru amoniac:

1. intrare NH₃ vapori din compresorul de JP; 2. intrare NH₃ lichid; 3. racord manometru; 4., 5. racorduri egalizare presiune pe vapori și lichid; 6., 7. intrare și ieșire NH₃ lichid de înaltă presiune; 8. racord evacuare ulei; 9. deflector conic perforat; 10. ieșire vapori NH₃ răciți către compresorul IP; 11. orificiu de echilibrare a presiunii
- d - Refulare joasă presiune; d₄ - Intrare/ieșire amoniac lichid laminat; d₅ - Aspirație înaltă presiune

13.2.2 MĂRIMILE PRINCIPALE

Lungimea țevii unei serpentine [m]:

$$L_s = \frac{S_e}{n_s \cdot \pi \cdot d_e} \quad (13.26)$$

Numărul de spire:

$$n' = \frac{L_s}{2 \cdot \pi \cdot R_s} \quad (13.27)$$

Înălțimea serpentinei [m]:

$$H_s = (n - 1) \cdot s + d_e \quad (13.28)$$

unde:

$s \approx 1,5 \cdot d_e$ - pasul spirelor serpentinei.

13.2.3 CALCULUL DIAMETRELOR RACORDURILOR

Calculul se face cu ajutorul ecuației de continuitate impunând viteza de curgere.

$$\dot{m} = \rho \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot w \quad (13.29)$$

Pentru agentul frigorific vapori, viteza de curgere este de 5...10 m/s la aspirație și de 2...6 m/s la refulare

13.3 CALCULUL FLUIDODINAMIC

Pierderile totale de presiune Δp_{tot} [N/m²] reprezintă suma dintre pierderile de presiune prin frecare și cele locale:

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_f + \Delta p_l \quad (13.30)$$

13.3.1 Calculul pierderilor de presiune prin frecare

$$\Delta p_f = \lambda \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \cdot \frac{l_{tot}}{d_{ech}} \cdot \varepsilon_s \quad (13.31)$$

unde:

l_{tot} - lungimea totală de conductă de diametru d_{ech} ;

$\lambda = f(Re, K/d)$ - coeficient de pierderi liniare de sarcină prin frecare;

K - rugozitate absolută;

♦ pentru țevi în exploatare fără murdărie și coroziune: $K=0,2...0,3$ mm

♦ pentru țevi murdare și puternic corodate: $K = 0,5 ... 0,8$ mm

ε_s - coeficient ce ține cont de influența spirelor serpentinei ($\varepsilon_s = 1$ pentru țevi drepte) și care depinde de numărul de spire (n) și de raportul R_s/d_i astfel:

Tabelul 13.4

R_s/d_i	250	20	10	8	6	5	4	3
ε_s	1,00	1,10	1,25	1,35	1,50	1,60	1,70	1,90

Din punctul de vedere al caracterului curgerii și al valorii rugozității suprafeței, se pot distinge următoarele regimuri de curgere:

♦ laminar: $Re < 2320$; ♦ tranzitoriu: $Re \approx 2320$; ♦ turbulent: $Re > 2320$;

Caracterul turbulent neted sau rugos se determină cu ajutorul grosimii stratului limită δ_l [m]:

$$\delta_l = 30 \cdot \frac{d}{Re \sqrt{\lambda}} \quad (13.32)$$

Curgerea poate avea loc în regim turbulent:

♦ neted, dacă $\delta_l > K$

♦ dacă $Re > 10^5$ - formula lui Kanakov:

$$\lambda = (1,81 \cdot \lg Re - 1,5)^{-2} \quad (13.33)$$

♦ dacă $Re < 10^5$ - formula lui Blazius:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (13.34)$$

♦ semirugos, dacă $\delta_l < K$ - formula lui Colebrook - White:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \lg \left(\frac{K}{3,7 \cdot d} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} \right) \quad (13.35)$$

♦ rugos, dacă $\delta_l < K$ - formula lui Nikuradze:

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,74 + 2 \cdot \lg \frac{d}{2 \cdot K} \right)^2} \quad (13.36)$$

Delimitarea zonei cu regim turbulent semirugos de cea cu regim turbulent rugos se face prin hiperbola lui Karman a cărei ecuație este:

$$\text{Re} \cdot \frac{K}{d} \sqrt{\lambda} = 260 \quad (13.37)$$

Pentru determinarea tipului curgerii, calculul se va face prin încercări, iterativ.

13.3.2 Calculul pierderilor de presiune locale

$$\Delta p_l = \sum_i \xi_i \frac{\rho \cdot w_i^2}{2} \quad (13.38)$$

unde:

ξ = „coeficient de rezistență locală” ce depinde de natura rezistenței hidrodinamice:
Calculul se va face doar pentru fluidul cald (agent frigorific lichid) care circulă prin serpentină.

14. PROIECTAREA UNUI SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ REGENERATIV CU SERPENTINĂ ÎN MANTA

a. Agentul frigorific
b. Debitul masic de agent frigorific lichid	• \dot{m}_l kg/s
c. Debitul masic de agent frigorific vapori	• \dot{m}_v kg/s
d. Presiunea de vaporizare	p_0 bar
e. Presiunea de condensare	p_k bar
f. Temperatura de intrare a agentului frigorific lichid	t_{li} °C
g. Temperatura de intrare a agentului frigorific vapori	t_{vi} °C
h. Temperatura de ieșire a agentului frigorific vapori	t_{ve} °C
i. Titlul vaporilor de agent frigorific la intrare	x_{vi}
j. Dimensiunile mantalei ($\Phi_M \times \delta_M$) mm
k. Dimensiunile tamburului ($\Phi_T \times \delta_T$) mm
l. Materialul țevii
m. Diametrul exterior al țevii	d_e mm
n. Grosimea peretelui țevii	δ_t mm
o. Așezarea țevilor
p. Pasul longitudinal de așezare a țevilor	s_2 mm
q. Rezistența termică interioară	R_i m ² K/W
r. Rezistența termică exterioară	R_e m ² K/W
s. Tipul nervurii
t. Materialul nervurii
u. Grosimea nervurii	δ_n mm
v. Pasul nervurii	u mm
w. Înălțimea nervurii	h mm

14.1 CALCULUL TERMIC

14.1.1 ECUAȚIILE DE BILANȚ TERMIC ȘI TRANSFER DE CĂLDURĂ

Deoarece regimul de temperaturi la care funcționează aparatul este sub cel al mediului înconjurător, acesta se izolează termic, iar ecuațiile se vor scrie neglijându-se schimbul de căldură cu exteriorul:

$$\Phi = \dot{m}_v \cdot (h_{ve} - h_{vi}) = \dot{m}_l \cdot (h_{li} - h_{le}) = k \cdot S \cdot \Delta t_m \quad (14.1)$$

14.1.2 STABILIREA REGIMULUI DE TEMPERATURI

Pentru temperatura t_{vi} (și titlul x_{vi}) se citește din diagrame sau tabele entalpia vaporilor (umezi, saturați uscați sau supraîncălziți) (h_{vi}) la presiunea corespunzătoare (p_0). Entalpia vaporilor supraîncălziți la ieșirea din aparat (h_{ve}) se citește din diagrame sau tabele la presiunea p_0 și temperatura t_{ve} .

Pentru temperatura t_{li} se citește din diagrame sau tabele entalpia lichidului saturat (sau subrăcit) h_{li} la presiunea corespunzătoare (p_k).

Entalpia lichidului subrăcit (h_{le}) se deduce din ecuația de bilanț energetic:

$$h_{le} = h_{li} - \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_l} (h_{ve} - h_{vi}) \quad (14.2)$$

Pentru i_{le} și p_k se citește din diagrama lg p - h temperatura t_{le} .

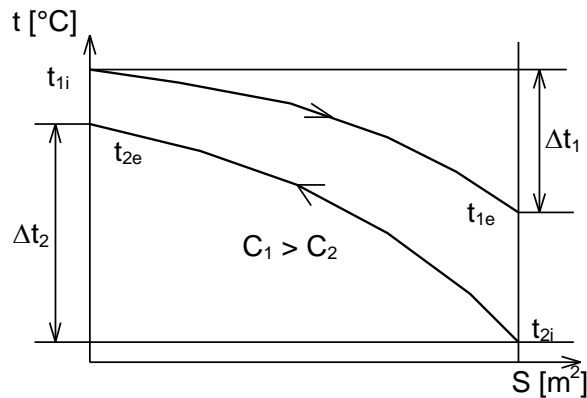


Figura 14.1 Diagrama variației temperaturilor fluidelor în lungul suprafeței de transfer de căldură

Dacă la intrarea în aparat, vaporii de agent frigorific sunt umezi ($x_{vi} = 0,9 \dots 0,98$), schimbătorul de căldură se împarte în două zone (una pentru uscarea vaporilor, în care temperatura determinantă este temperatura de vaporizare, și alta de supraîncălzire) pentru care calculul termic se face separat.

Diferența medie logaritmică de temperatură la curgerea în contracurent:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} = \frac{(t_{1e} - t_{vi}) - (t_{1i} - t_{ve})}{\ln \frac{t_{1e} - t_{vi}}{t_{1i} - t_{ve}}} \quad (14.3)$$

Temperaturile medii ale fluidului în cele două stări:

$$t_{1m} = \frac{t_{1i} + t_{1e}}{2} ; t_{2m} = t_{1m} - \Delta t_m \quad (14.4)$$

14.1.3 STABILIREA PROPRIETĂȚILOR TERMOFIZICE

Proprietățile termofizice ale fluidelor se extrag din tabele sau diagrame la temperaturile medii ale acestora și se înscriu într-un tabel de forma celui de mai jos:

Tabelul 14.1 Proprietățile termofizice ale fluidelor

Proprietate/Agent	Agent frigorific lichid			Agent frigorific vapori		
t [°C]						
ρ [kg/m ³]						
c_p [kJ/kg·K]						
λ [W/m·K]						
η [Pa · s]						
ν [m ² /s]						
Pr [-]						

14.1.4 DETERMINAREA REGIMURILOR DE CURGERE

Fluidul cald (agent frigorific lichid) - curgere în interiorul unei serpentine elicoidale;

Fluidul rece (agent frigorific vapori) - curgere în spațiul inelar manta - tambur peste un fascicul de țevi (netede sau nervurate) (serpentina);

Calculul sarcinii termice a aparatului [kW]:

$$\Phi = \dot{m}_l \cdot (h_{li} - h_{le}) = \dot{m}_v \cdot (h_{vi} - h_{ve}) \quad (14.5)$$

Ecuția de continuitate a debitului masic (pentru țevi netede):

$$\dot{m}_l = \rho_l \cdot \frac{\pi d_l^2}{4} \cdot n_s \cdot w_l \quad (14.6)$$

$$\dot{m}_v = \rho_v \cdot \left(\frac{\pi \cdot (D_i^2 - D_T^2)}{4} - \sum_{i=1}^{n_c} (2\pi \cdot R_{si} \cdot d_e) \right) \cdot w_v \quad (14.7)$$

unde:

n_s - numărul de serpentine alimentate în paralel cu agent frigorific lichid;

Calculul și construcția schimbătoarelor de căldură frigorifice

- $\delta_d = 2 \dots 6$ mm - mărimea distanțierului tambur - serpentină;
 $s_1 = d_e + 2 \cdot \delta_d$ - pasul transversal de așezare a țevilor [mm];
 $D_T \geq 5 \cdot d_e$ - diametru exterior tambur;
 $n_c = 1 \dots 2$ - numărul de cilindri de înfășurare ai spirelor serpentinelor;
 $D_i = D_T + 2 \cdot n_c \cdot s_1$ - diametru interior al corpului mantalei;
 R_{si} - razele spirelor serpentinelor [m]:

$$R_{s1} = \frac{D_T + d_e}{2} + \delta_d ; R_{s2} = R_{s1} + 2 \cdot \delta_d + d_e \quad (14.8)$$

n_c și n_s se aleg astfel încât vitezele obținute să se încadreze în limitele recomandate;
Vitezele agentului în cele două stări [m/s]:

$$w_l = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot d_i^2 \cdot n_s \cdot \rho_l} ; w_v = \frac{\dot{m}_v}{\left(\frac{\pi \cdot (D_i^2 - D_T^2)}{4} - \sum_{i=1}^{n_c} (2\pi \cdot R_{si} \cdot d_e) \right) \cdot \rho_v} \quad (14.9)$$

Valorile criteriilor Reynolds sunt:

$$Re_l = \frac{w_l \cdot d_i}{\nu_l} ; Re_v = \frac{w_v \cdot d_e}{\nu_v} \quad (14.10)$$

- pentru lichid: dacă $2300 < Re_l < 10000$: regim tranzitoriu de curgere;
- pentru vapori: dacă $1000 < Re_v < 200000$: regim tranzitoriu de curgere;

14.1.5 CALCULUL COEFICIENȚILOR DE CONVECȚIE

14.1.5.1 Calculul coeficientului de convecție de partea agentului frigorific lichid ce curge prin serpentină.

Pentru curgere tranzitorie sau turbulentă prin țevi și canale se utilizează relația criterială:

$$Nu_l = 0,021 \cdot Re_l^{0,8} \cdot Pr_l^{0,43} \cdot \varepsilon_c \cdot \varepsilon_l \cdot \varepsilon_{tr} \cdot \varepsilon_s \quad (14.11)$$

unde:

$\varepsilon_c = (Pr_l/Pr_p)^{0,25}$ - coeficient care ține cont de sensul fluxului de căldură;

$\varepsilon_l = 1,38 \cdot (L_s/d_i)^{-0,12}$ - coeficient ce ține cont de lungimea necesară intrării fluidului în regimul stabilizat de curgere; pentru $L_s/d_i > 50$: $\varepsilon_l = 1$;

ε_{tr} - coeficient de corecție pentru regimul tranzitoriu de curgere;

ε_s - coeficient care ține cont de raza spirei serpentinei. Datorită curburii conductei, în liniile de curent ale fluidului apare o mișcare secundară de tip centrifugal care are ca efect îmbunătățirea coeficientului de convecție. Pentru $d_i/R_s \geq 8 \cdot 10^{-4}$:

$$\varepsilon_s = 1 + 1,77 \cdot \frac{d_i}{R_s} \quad (14.12)$$

$$Re_{cr1} = \frac{16,4}{\sqrt{\frac{d_i}{R_s}}} ; Re_{cr2} = 18500 \cdot \left(\frac{d_i}{2 \cdot R_s} \right)^{0,28} \quad (14.13)$$

Influența coeficientului ε_s se ia în considerare astfel:

- $Re < Re_{cr1}$: curgere laminară fără circulație secundară; se folosește ecuația criterială pentru curgere laminară cu $\varepsilon_s = 1$;
- $Re_{cr1} < Re < Re_{cr2}$: curgere laminară cu circulație secundară; se folosește ecuația criterială pentru curgere turbulentă cu $\varepsilon_s = 1$;
- $Re_{cr2} < Re$: curgere turbulentă cu circulație secundară; se folosește ecuația criterială pentru curgere turbulentă corectată cu ε_s .

Dimensiunea determinantă pentru calculul criteriilor Re și Nu este diametrul interior al țevii (d_i).

$$\alpha_l = \frac{Nu_l \cdot \lambda_l}{d_i} \quad (14.14)$$

14.1.5.2 Calculul coeficientului de convecție de partea agentului frigorific vapori

Relația folosită depinde de natura fascicolului de țevi și de tipul nervurilor; astfel:

Proiectarea unui schimbător de căldură regenerativ cu serpentină în manta

◇ pentru curgerea vaporilor umezi ($x_{vi} \geq 0,98$) sau uscați peste un fascicul de țevi netede:

$$Nu_v = c \cdot Re_v^m \cdot Pr_v^n \cdot \varepsilon_c \cdot \varepsilon_z \quad (14.15)$$

unde:

c, m, n - coeficienți ce țin seama de așezarea țevilor astfel:

Tabelul 14.2

Regim de curgere	Așezare țevi						Obs.
	Coridor			Șah			
	c	m	n	c	m	n	
$10^2 < Re < 10^3$	0,52	0,50	0,36	0,71	0,50	0,36	
$10^3 < Re < 200 \cdot 10^3$	0,27	0,63	0,36	$0,35 \cdot (s_1/s_2)^{0,2}$	0,6	0,36	$(s_1/s_2) < 2$
				0,4			$(s_1/s_2) > 2$
$200 \cdot 10^3 < Re$	0,033	0,80	0,4	$0,031 \cdot (s_1/s_2)^{0,2}$	0,80	0,40	

ε_c - coeficient ce ține seama de sensul fluxului de căldură;

ε_z - coeficient ce ține seama de numărul de rânduri de țevi din fascicul:

◆ pentru țevi așezate în coridor:

dacă $10^2 \leq Re \leq 10^3$: $\varepsilon_z = 1$

dacă $10^3 < Re$: $\varepsilon_{z=2} = 0,81$; $\varepsilon_{z=4} = 0,91$; $\varepsilon_{z=6} = 0,93$;
 $\varepsilon_{z=8} = 0,95$; $\varepsilon_{z=10} = 0,97$;

◆ pentru țevi așezate decalat:

dacă $10^2 \leq Re \leq 10^3$: $\varepsilon_{z=2} = 0,88$; $\varepsilon_{z=4} = 0,93$; $\varepsilon_{z=6} = 0,96$;
 $\varepsilon_{z=8} = 0,98$; $\varepsilon_{z=10} = 0,99$;

dacă $10^3 < Re$: $\varepsilon_{z=2} = 0,73$; $\varepsilon_{z=4} = 0,88$; $\varepsilon_{z=6} = 0,92$;
 $\varepsilon_{z=8} = 0,95$; $\varepsilon_{z=10} = 0,97$;

Relația de calcul este valabilă pentru $Re = 30 \dots 1,2 \cdot 10^6$ și $Pr = 0,71 \dots 500$:

- pentru țevi așezate în coridor dacă: $0,6 \leq s_1/s_2 \leq 2,5$

- pentru țevi așezate decalat dacă: $0,33 \leq s_1/s_2 \leq 8$

Dimensiunea determinantă pentru calculul criteriilor Reynolds și Nusselt este diametrul exterior al țevii d_e . Viteza de calcul este viteza în secțiunea minimă de curgere.

$$\alpha_v = \frac{Nu_v \cdot \lambda_v}{d_e} \quad (14.16)$$

◇ pentru curgerea vaporilor umezi ($x_{vi} = 0,9 \dots 0,98$) peste un fascicul de țevi netede:

$$Nu_{x<1} = Nu_{x=1} \cdot [1 + \sqrt{54 \cdot (1 - x) - 1,08}] \quad (14.17)$$

Există și varianta constructivă a serpentinei din țevi cu nervuri joase, situație în care coeficientul de convecție obținut trebuie corectat în mod corespunzător.

14.1.6 CALCULUL COEFICIENTULUI GLOBAL DE TRANSFER DE CĂLDURĂ

Coeficientul global de transfer de căldură raportat la suprafața interioară [$W/m^2 \cdot K$]:

$$k_{Si} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_v} + R_e\right) \cdot \frac{S_i}{S_e} + \frac{\delta_t}{\lambda_t} \cdot \frac{2 \cdot d_i}{d_i + d_e} + \left(\frac{1}{\alpha_i} + R_i\right)} \quad (14.18)$$

14.1.7 CALCULUL SUPRAFETEI DE TRANSFER DE CALDURĂ

Suprafața interioară de transfer de căldură necesară este [m^2]:

$$S'_i = \frac{\Phi}{k_{Si} \cdot \Delta t_m} \quad (14.19)$$

14.2 CALCULUL CONSTRUCTIV

14.2.1 SCHEMA APARATULUI

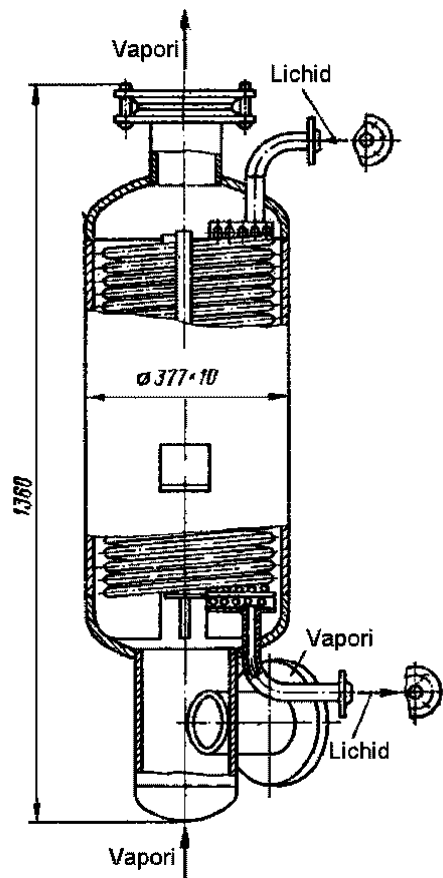


Figura 14.2 Schimbător de căldură regenerativ cu serpentină în manta (putere mare)

14.2.2 CALCULUL DIMENSIUNILOR PRINCIPALE

Lungimea necesară totală a țevii serpentinelor [m]:

$$L_{ts} = \frac{S'_i}{\pi \cdot d_i} \quad (14.20)$$

Numărul necesar mediu de rânduri de țevi [buc.]:

$$n'_m = \frac{L_{ts}}{n_c \cdot 2\pi \cdot \sum_{i=1} R_{si}} \quad (14.21)$$

Prin întregirea lui n'_m se are în vedere și realizarea unui grad de acoperire pentru suprafața de transfer de căldură; cu n_m întreg se recalculează lungimea medie a țevii serpentinelor (L_{ts}).

Lungimea unei serpentine [m]:

$$L_s = \frac{L_{ts}}{n_s} \quad (14.22)$$

Numărul de spire ale unei serpentine [buc]:

$$n_{spi} = \frac{L_s}{2 \cdot \pi \cdot R_{si}} \quad (14.23)$$

Lungimea totală a țevii [m]:

$$L_t = L_{ts} + 2 \cdot 0,5 \quad (14.24)$$

Lungimea tamburului [m]:

$$L_T = n_{sp1} \cdot s_2 \quad (14.25)$$

14.2.3 CALCULUL DIAMETRELOR RACORDURILOR

Calculul se face cu ajutorul ecuației de continuitate impunând viteza de curgere.

$$\dot{m} = \rho \cdot \frac{\pi \cdot d_{i \text{ rac}}^2}{4} \cdot w \quad (14.26)$$

Pentru agentul frigorific vapori, viteza de curgere este de 8...10 m/s la aspirație, iar pentru agentul frigorific lichid, viteza de curgere în serpentină este de 0,8...1 m/s.

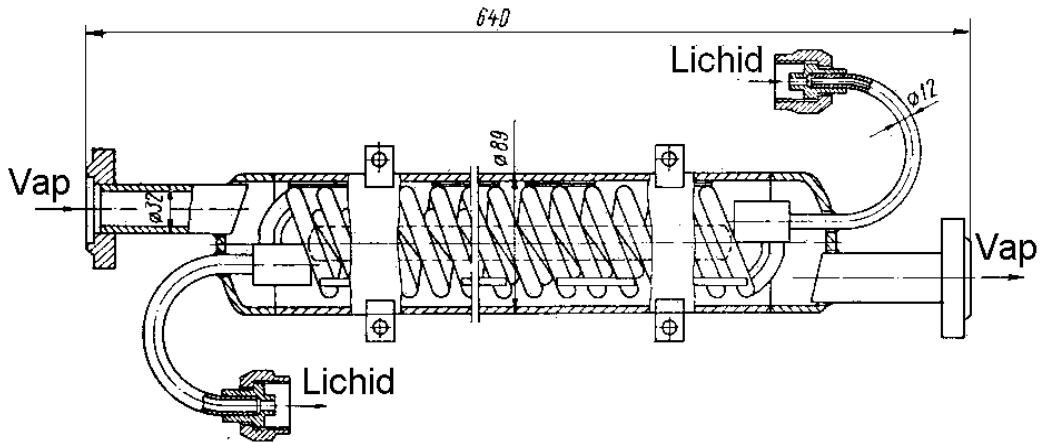


Figura 14.3 Schimbător de căldură regenerativ cu serpentină în manta (de putere mică)

14.3 CALCULUL FLUIDODINAMIC

Pierderile totale de presiune reprezintă suma dintre pierderile de presiune prin frecare și cele locale [N/m²]:

$$\Delta p_{\text{tot}} = \Delta p_f + \Delta p_l \quad (14.27)$$

14.3.1 PIERDERI DE PRESIUNE PENTRU AGENTUL FRIGORIFIC LICHID

Pierderile de presiune prin frecare pentru agentul frigorific lichid:

$$\Delta p_{fl} = \lambda \cdot \frac{\rho_l \cdot w_l^2}{2} \cdot \frac{L_s}{d_i} \quad (14.28)$$

Pierderile de presiune locale pentru agentul frigorific lichid:

$$\Delta p_{ll} = \xi \cdot n_{sp i} \cdot \frac{\rho_l \cdot w_l^2}{2} \quad (14.29)$$

unde: $\xi = 0,4 \dots 0,5$ - coeficient de rezistență locală pentru întoarcerea curentului cu 360° într-o spiră.

14.3.2 PIERDERI DE PRESIUNE PENTRU AGENTUL FRIGORIFIC VAPORI

Pierderile de presiune prin frecare pentru agentul frigorific vapori:

$$\Delta p_{fv} = 0,53 \cdot n \cdot Re_v^{-0,122} \cdot \rho_v \cdot w_v^2 \quad (14.30)$$

unde: n - numărul de rânduri de țevi în lungul curentului de vapori;

Pierderile de presiune locale pentru agentul frigorific vapori:

$$\Delta p_{lv} = \xi \cdot n_{rac} \cdot \frac{\rho_v \cdot w_v^2}{2} \quad (14.31)$$

unde: $\xi = 1,5$; $n_{rac} = 2$ - numărul de racorduri de intrare-ieșire.

14.4 CALCULUL DE REZISTENȚĂ

Acesta se face având în vedere construcția cu manta a aparatului.

15. ESTIMAREA UNUI SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ CU PLĂCI

- | | |
|---|----------------------------|
| a. Fluidul cald | |
| b. Fluidul rece | |
| c. Debitul masic total de fluid cald | \dot{m}_1 kg/s |
| d. Temperatura de intrare a fluidului cald | t_{1i} °C |
| e. Temperatura de ieșire a fluidului cald | t_{1e} °C |
| f. Temperatura de intrare a fluid rece | t_{2i} °C |
| g. Temperatura de ieșire a fluidului rece | t_{2e} °C |
| h. Tipul plăcilor | |
| i. Materialul plăcilor | |
| j. Lățimea efectivă a canalului de curgere | l_{cn} m |
| k. Lungimea de curgere la o trecere | L_{1t} m |
| l. Suprafața efectivă de transfer de căldură a unei plăci | S_1 m ² |
| m. Unghiul Chevron (25...65°) | β ° |
| n. Materialul plăcii | λ W/(mK) |
| o. Pasul plăcilor | s m |
| p. Grosimea plăcii | δ_{pl} m |
| q. Coeficientul de mărire | μ - |
| r. Numărul total de plăci | n_{pl} buc |
| s. Diametrele racordurilor | D_p m |
| t. Schema de curgere a fluidelor (N_p/N_p) | |

15.1 CALCULUL TERMIC

15.1.1 ECUAȚIILE DE BILANȚ TERMIC ȘI TRANSFER DE CĂLDURĂ

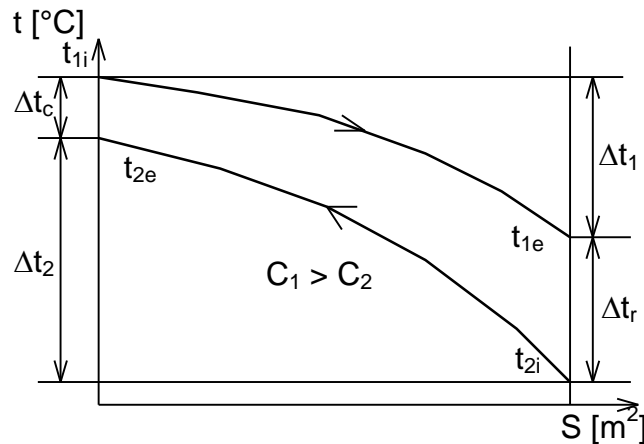


Figura 15.1 Diagrama variației temperaturilor fluidelor în lungul suprafeței de transfer de căldură

Deoarece regimul de temperaturi la care funcționează aparatul este apropiat de cel al mediului înconjurător, ecuațiile se vor scrie neluând în considerare schimbul de căldură cu exteriorul:

$$\Phi = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot \Delta t_1 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot \Delta t_2 = k \cdot S \cdot \Delta t_m = q_{Si,Se} \cdot S_{i,e} \quad (15.1)$$

15.1.2 STABILIREA REGIMULUI DE TEMPERATURI

Se calculează diferențele de temperatură la cele două capete ale aparatului (cald și rece):

$$\Delta t_c = t_{1i} - t_{2e}; \Delta t_r = t_{1e} - t_{2i} \quad (15.2)$$

Se alege diferența maximă și minimă de temperatură:

$$\begin{aligned} \Delta t_{max} &= \max(\Delta t_c, \Delta t_r) \\ \Delta t_{min} &= \min(\Delta t_c, \Delta t_r) \end{aligned}$$

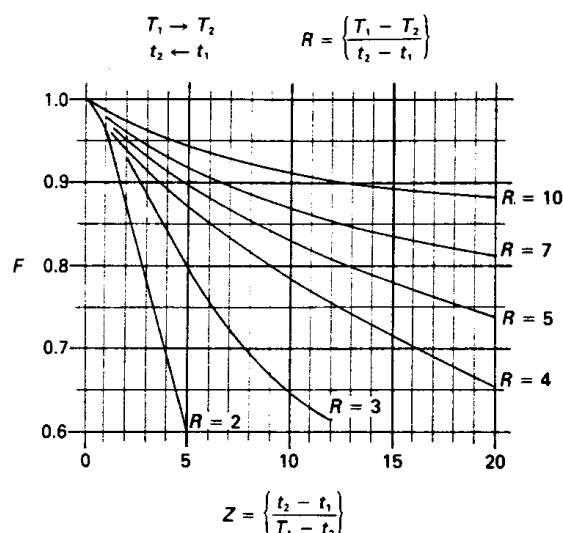


Figura 15.2 Factorul de corecție al diferenței de temperatură F , pentru schimbătoare de căldură cu plăci cu schema de curgere 2 treceri/1 trecere (valabil pentru peste 20 de plăci) în funcție de Z

Diferența medie logaritmică de temperatură:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} \quad (15.3)$$

În cazul în care schema de curgere a fluidelor prin aparat nu este în contracurent, valoarea lui Δt_m trebuie corectată cu un factor F , a cărei valoare este dată grafic sau tabelar, în funcție de schema de curgere (vezi Figura 15.2).

$$R = \frac{t_{1i} - t_{1e}}{t_{2e} - t_{2i}}; Z = \frac{t_{2e} - t_{2i}}{t_{1i} - t_{2e}} \quad (15.4)$$

Se calculează variațiile de temperatură ale celor două fluide și se alege fluidul cu variația minimă de temperatură:

$$\Delta t_1 = t_{1i} - t_{1e}; \Delta t_2 = t_{2e} - t_{2i}; \Delta t_{\min} = \min(\Delta t_1, \Delta t_2) \quad (15.5)$$

Temperaturile medii ale fluidelor sunt:

- pentru fluidul cu variația minimă de temperatură:

$$t_a = \frac{t_i + t_e}{2} \quad (15.6)$$

- pentru celălalt fluid:

$$t_b = t_a \pm \Delta t_m \quad (15.7)$$

15.1.3 STABILIREA PROPRIETĂȚILOR TERMOFIZICE ALE FLUIDELOR

Proprietățile termofizice ale fluidelor se extrag din tabele sau diagrame pentru valori întregi ale temperaturilor care „încadrează” temperatura medie a acestora și se înscriu în coloanele 2, 4, 5 și 7 ale unui tabel de forma celui de mai jos; valorile corespunzătoare temperaturilor medii se calculează prin interpolare liniară și se înscriu în coloanele 3 și 6.

Tabelul 1.1 Proprietățile termofizice ale fluidelor

Propriet.	U.M.	Fluid cald:			Fluid rece:		
		2	3	4	5	6	7
t	$^{\circ}\text{C}$						
ρ	kg/m^3						
c_p	$\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$						
λ	$\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$						
η	$\text{Pa}\cdot\text{s}$						
ν	m^2/s						
Pr	-						
Δh_{fg}	J/kg						

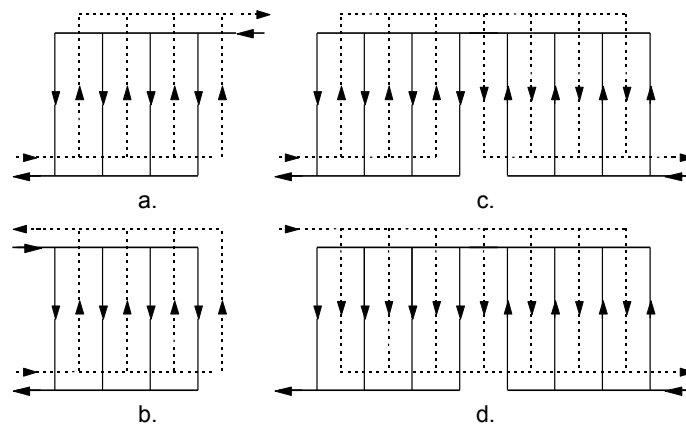


Figura 15.3 Scheme de curgere:

a., b. Cu o trecere în contracurent (aranjamente Z și U); c. Cu două treceri pentru ambele fluide; d. Cu o trecere pentru un fluid și două treceri pentru celălalt fluid.

15.1.4 DETERMINAREA REGIMURILOR DE CURGERE

Ambele fluide - curgere complexă prin spațiul dintre plăci

15.1.4.1 Calculul sarcinii termice și a debitului de fluid rece

$$\Phi = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot \Delta t_1 \text{ [kW]} \Rightarrow \dot{m}_2 = \frac{\Phi}{c_{p2} \cdot \Delta t_2} \text{ [kg/s]} \quad (15.8)$$

15.1.4.2 Calculul dimensiunilor geometrice de curgere

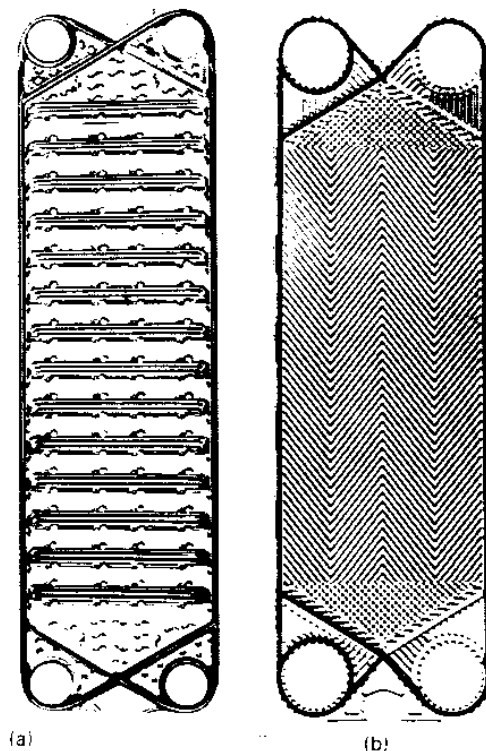


Figura 15.4 Tipuri constructive de plăci: a- tip „scândură de rufe”; b- tip chevron

Gradul în care ondulațiile măresc suprafața plană depinde de pasul și adâncimea acestora. Pentru a exprima creșterea lungimii reale de curgere față de cea nominală se folosește coeficientul de mărire μ , a cărui valoare variază în domeniul 1,1...1,25, având o valoare medie de 1,17.

$$\mu = \frac{\text{lungime reală}}{\text{lungime nominală}} \quad (15.9)$$

În ciuda secțiunii complexe de curgere dintre plăci, intervalul mediu de curgere se definește ca [m]:

$$b = s - \delta_{pl} \quad (15.10)$$

Secțiunea de curgere a unui canal [m²]:

$$A_{cn} = b \cdot l_{cn} \quad (15.11)$$

Diametrul mediu echivalent de curgere al unui canal [m]:

$$d_{ech} = \frac{4 \cdot \text{Sect de curgere}}{\text{Perim udat}} = \frac{4A_{cn}}{P} \quad (15.12)$$

Deoarece $P = 2(b + \mu \cdot l_{cn})$ și $b \ll l_{cn}$:

$$d_{ech} = \frac{4(b \cdot l_{cn})}{2(b + \mu \cdot l_{cn})} \approx \frac{2 \cdot b}{\mu} \quad (15.13)$$

Numărul aproximativ de canale pe trecere se calculează pentru fiecare fluid în funcție de schema de curgere (vezi Figura 15.3). Pentru schema cu două treceri pentru ambele fluide:

$$n_{cn/tr} = \frac{n_{pl} - 1}{2 \cdot N_p} \quad (15.14)$$

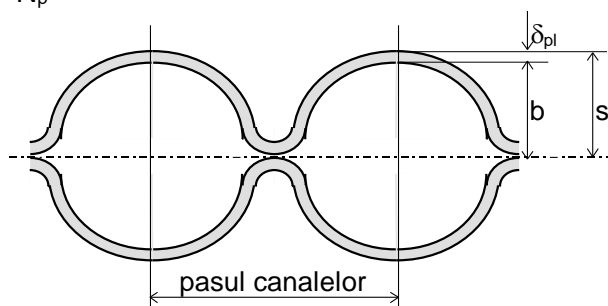


Figura 15.5 Geometria plăcii

15.1.5 CALCULUL COEFICIENȚILOR DE CONVECȚIE

Calculul se face separat pentru fiecare dintre cele două fluide, urmând metodologia indicată pentru fiecare tip de transfer de căldură.

15.1.5.1 Calculul coeficientului de convecție pentru transfer monofazic de căldură

Debitul masic printr-un canal:

$$\dot{m}_{cn} = \frac{\dot{m}}{n_{cn/tr}} \quad (15.15)$$

Viteza de curgere printr-un canal:

$$w_{cn} = \frac{\dot{m}_{cn}}{\rho \cdot A_{cn}} \quad (15.16)$$

Criteriul Reynolds:

$$Re = \frac{w_{cn} \cdot d_{ech}}{\nu} \quad (15.17)$$

Se constată că valoarea sa nu depinde de mărimea b.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_{ech}}{\lambda} = J_h \cdot Pr^{0,33} \cdot c \Rightarrow \alpha = \frac{J_h \cdot Pr^{0,33} \cdot c \cdot \lambda}{d_{ech}} \quad (15.18)$$

unde: $J_h = C_h \cdot Re^y$

$$c = \left(\frac{\eta}{\eta_p} \right)^{0,17}$$

coeficient de corecție în funcție de viscozitate; η_p - viscozitatea fluidului la temperatura peretelui, calculată ca medie aritmetică a temperaturilor medii ale celor două fluide.

Valorile lui C_h și y pentru diferite unghiuri de înclinare a canalelor plăcii β , în funcție de Re sunt date în Tabelul 15.3.

Tabelul 15.3 Constante pentru calculul transferului monofazic de căldură și a pierderilor de presiune

Unghiul Chevron β [grade]	Transfer de căldură			Pierderi de presiune		
	Re	C_h	y	Re	K_p	z
≤ 30	≤ 10	0,718	0,349	< 10	50	1
	> 10	0,348	0,663	10...100	19,40	0,589
				> 100	2,990	0,183
45	< 10	0,718	0,349	< 15	47	1
	10...100	0,400	0,589	15...300	18,29	0,652
	> 100	0,300	0,663	> 300	1,441	0,206
50	< 20	0,630	0,333	< 20	34	1
	20...300	0,291	0,591	20...300	11,25	0,631
	> 300	0,130	0,732	> 300	0,772	0,161
60	< 20	0,562	0,326	< 40	24	1
	20...400	0,306	0,529	40...400	3,24	0,457
	> 400	0,108	0,703	> 400	0,760	0,215
≥ 60	< 20	0,562	0,326	< 50	24	1
	20...500	0,331	0,503	50...500	2,80	0,451
	> 500	0,087	0,718	> 500	0,639	0,213

15.1.6 CALCULUL COEFICIENTULUI GLOBAL DE TRANSFER DE CĂLDURĂ

Coeficientul global de transfer de căldură [$m^2 \text{ grad/W}$]:

$$\frac{1}{k} = \left(\frac{1}{\alpha_1} + R_1 \right) + \frac{\delta_{pl}}{\lambda_{pl}} + \left(\frac{1}{\alpha_2} + R_2 \right) \quad (15.19)$$

Dacă nu se iau în considerare rezistențele termice suplimentare R_1 și R_2 se obține un coeficient global teoretic k_t ; coeficientul global real k_r se calculează ca:

$$k_r \approx 0,85 \cdot k_t \quad (15.20)$$

15.1.7 CALCULUL SUPRAFEȚEI DE TRANSFER DE CĂLDURĂ

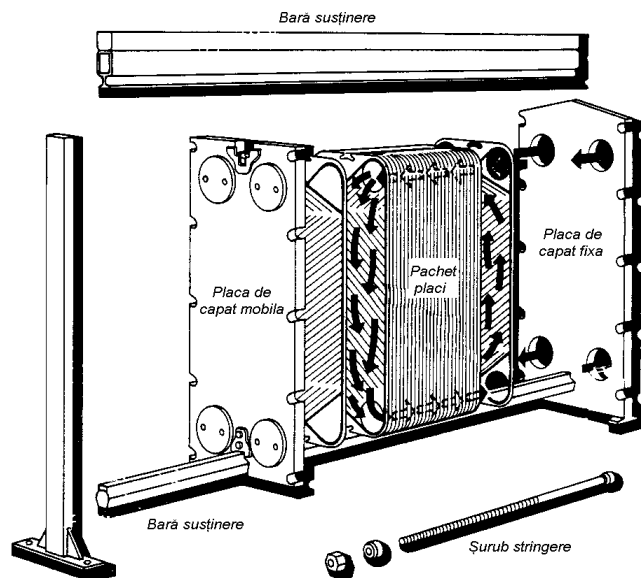


Figura 15.6 Schimbător de căldură cu plăci. Părți componente

Suprafața de transfer de căldură calculată [m^2]:

$$S_c = \frac{\Phi}{k \cdot \Delta t_m} \quad (15.21)$$

$$S_t = (n_{pl} - 1) \cdot S_1 \quad (15.22)$$

Se compară valoarea obținută din calcul cu cea considerată inițial; în cazul în care se constată diferențe mari, calculul se reia.

15.2 CALCULUL CONSTRUCTIV

Schema aparatului cu elementele componente se observă în Figura 15.6.

15.3 CALCULUL FLUIDODINAMIC

Pierderile totale de presiune Δp_{tot} [N/m²] reprezintă suma dintre pierderile de presiune prin frecare și cele locale:

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_f + \Delta p_l \quad (15.23)$$

15.3.1 CALCULUL PIERDERILOR DE PRESIUNE PRIN FRECARÉ

$$\Delta p_f = \frac{4 \cdot f_{cn} \cdot L_p \cdot (\rho \cdot w_{cn})^2}{2 \rho \cdot d_{ech} \cdot c} \quad (15.24)$$

unde:

$f_{cn} = \frac{K_p}{Re^z}$ - coeficientul de pierderi de presiune prin frecare la curgerea monofazică prin țevi;

$L_p = N_p \cdot L_{1t}$ - lungimea totală de curgere;

c = coeficient de corecție în funcție de viscozitate;

Valorile pentru K_p și z pentru diferite unghiuri de înclinare a canalelor plăcii β , în funcție de Re , sunt date în Tabelul 15.3.

15.3.2 CALCULUL PIERDERILOR LOCALE DE PRESIUNE

Pierderile locale de presiune la curgerea fluidelor prin cele două racorduri de intrare-ieșire se calculează cu relația:

$$\Delta p_l = 2 \cdot 1,3 \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \quad (15.25)$$

unde $w = \frac{4\dot{m}}{\rho \pi d^2}$ [m/s] este viteza de curgere a fluidului prin racord, obținută din ecuația de continuitate.

16. CALCULUL LUNGIMII UNUI TUB CAPILAR

- | | |
|--|----------------------|
| a. Agentul frigorific | |
| b. Debitul masic de agent frigorific | \dot{m} kg/s |
| c. Temperatura de intrare a agentului frigorific | t_k °C |
| d. Temperatura de vaporizare | t_0 °C |
| e. Diametrul interior al țevii | d m |

16.1 CALCULUL TERMIC

16.1.1 Considerații asupra tipului destinderii

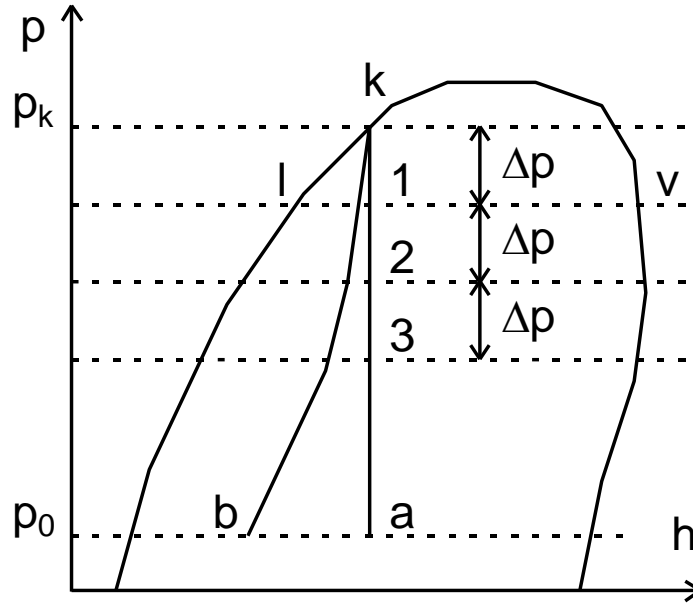


Figura 16.1 Diagrama p-h

Se consideră că la intrarea în tubul capilar, agentul frigorific este în stare de lichid saturat; căderea de presiune $\Delta p_{tot} = p_k - p_0$ se împarte în câteva zone $\Delta p = \Delta p_{tot}/n$ pentru care se poate considera că destinderea are loc:

- izentalpic ($h = ct$) (linia k-a)
- adiabatic ($s = ct$) (curba Fanno k-b)

Destinderea izentalpică este o presupunere termodinamică teoretică; în realitate destinderea are loc adiabatic; entalpia nu rămâne constantă deoarece la scăderea presiunii volumul specific crește și are loc o creștere a vitezei și deci a energiei cinetice. După cum se observă și din Figura 16.1, în primii pași nu există diferențe mari între cele două tipuri de destindere.

Titlul la ieșirea dintr-o zonă i ($i = 1, 2, \dots, a$), considerând destinderea izentalpică este:

$$x_i = \frac{h_k - h_i'}{h_i'' - h_i'} \quad (16.1)$$

Volumul specific la ieșirea dintr-o zonă este:

$$v_i = v_i' + x_i \cdot (v_i'' - v_i') \quad (16.2)$$

Din ecuația de continuitate se calculează vitezele la ambele capete ale zonei (i/e):

$$w_i = \frac{\dot{m} \cdot v_i}{A} = X \cdot v_i \quad (16.3)$$

unde $A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ - secțiunea de curgere a tubului capilar [m^2]

Se notează $X = (\rho w) = \frac{\dot{m}}{A}$. Pentru curgerea Fanno se folosește o metodă iterativă de corecție a entalpiei, astfel:

$$\Delta h_i = h_k - h_i = \frac{w_i^2 - w_k^2}{2} \quad (16.4)$$

Folosind h_i în locul lui h_k se repetă calculul pentru titlu, volum specific, viteză și entalpie până când diferența dintre cele două valori ale lui h (de intrare și de ieșire) este mai mică de 5%.

Pierderea de presiune datorată accelerației (Δp_a) este:

$$\text{Adp} = - \dot{m} dw \Leftrightarrow dp = - \frac{\dot{m}}{A} dw \Rightarrow \Delta p_a = - \frac{\dot{m}}{A} \Delta w = X (w_{ies} - w_{intr}) \quad (16.5)$$

Pierderea de presiune datorată frecării (Δp_f) este:

$$\Delta p_f = \Delta p - \Delta p_a \quad (16.6)$$

Din relația de calcul a lui Δp_f se deduce lungimea zonei L :

$$\Delta p_f = \lambda \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \cdot \frac{L}{d} \Rightarrow L = \frac{\Delta p_f}{\lambda_m w_m Y} \quad (16.7)$$

unde:

λ - coeficient de pierderi liniare de sarcină prin frecare; pentru curgere turbulentă:

$$\lambda = \frac{0.32}{\text{Re}^{0.25}} \quad (16.8)$$

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{\dot{m} \cdot d}{A \cdot \eta} = \frac{Z}{\eta} \text{ unde } Z = d \cdot X \quad (16.9)$$

$$\eta = (1-x)\eta' + x \cdot \eta'' \quad (16.10)$$

$$Y = \frac{\dot{m}}{2d \cdot A} = \frac{X}{2d} \quad (16.11)$$

Calculul se va face considerând valorile medii ale vitezei w și coeficientului λ pentru faza de lichid și vapori. Calculul se repetă pentru fiecare zonă, iar valorile obținute se trec în Tabelul 16.1.

Tabelul 16.1 Tabel centralizator pentru calculul lungimii unui tub capilar

Prop\Pct	U.M.	Rel	k	1	2	3	4	5
t	°C							
p	N/m ²							
h'	J/kg	tab						
h''	J/kg	tab	-					
v'	m ³ /kg	tab						
v''	m ³ /kg	tab	-					
η'	Pa·s	tab						
η''	Pa·s	tab	-					
x	-	(16.1)						
v	m ³ /kg	(16.2)						
w	m/s	(16.3)						
Δh	kJ/kg	(16.4)						
h	kJ/kg							
η	Pa·s	(16.10)						
Re	-	(16.9)						
λ□	-	(16.8)						
Δp	N/m ²		-					
Δp _a	N/m ²	(16.5)	-					
Δp _f	N/m ²	(16.6)	-					
w _m	m/s							
λ _m	-							
L	m	(16.7)	-					

Lungimea totală a tubului capilar este egală cu suma lungimilor zonelor:

$$L_{tot} = \sum L \quad (16.12)$$

17. PROIECTAREA UNUI GENERATOR DE VAPORI

MĂRIMI DE INTRARE

a. Agentul frigorific
b. Presiunea agentului de încălzire (abur)	p_h bar
c. Titlul aburului la intrare	x_i kg/kg
d. Puterea frigorifică a instalației	Φ_0 kW
e. Capacitatea frigorifică specifică	q_0 kJ/kg
f. Eficiența frigorifică a instalației	ζ -
g. Coeficientul de reținere a căldurii în aparat	η_r
h. Concentrația medie a soluției	ξ_m
i. Diferența de temperatură la intrarea în fierbător (1 ... 3 °C)	$t_1 - t_{9a}$.. °C
j. Temperatura de intrare a agentului de răcire	t_{wi} °C
k. Diferența minimă de temperatură la capătul cald (7 °C)	Δt_{min} °C
l. Materialul țevii
m. Diametrul exterior al țevii	d_e m
n. Grosimea țevii	δ_t m
o. Disponerea țevilor	
p. Pasul de așezare a țevilor	t m
q. Distanța dintre plăcile tubulare	L m
r. Factorul de circulație	f kg/kg

17.1 CALCULUL TERMIC

Se va considera că aparatul face parte dintr-o instalație frigorifică cu absorbție cu coloana de rectificarea a vaporilor, prevăzută cu schimbător de căldură între soluții (SS) și subrăcitor (Sr); se consideră absorbție completă.

17.1.1 ECUAȚIILE DE BILANȚ TERMIC ȘI TRANSFER DE CĂLDURĂ

Deoarece regimul de temperaturi la care funcționează aparatul este peste cel al mediului înconjurător, ecuațiile se vor scrie luând în considerare coeficientul de reținere a căldurii:

$$\Phi_F = \Phi_0 / \zeta = D \cdot q_F \cdot x_i = \dot{m}_h \cdot r_h \cdot \eta_r = k \cdot S \cdot \Delta t_m \quad (17.1)$$

17.1.2 STABILIREA REGIMULUI DE TEMPERATURI

Pentru presiunea p_h , din tabel se scoate temperatura aburului saturat t_h ; temperatura soluției la ieșirea din generator va fi

$$t_6 = t_F = t_h - \Delta t_{min} \quad (17.2)$$

În cazul instalațiilor prevăzute cu rectificarea vaporilor, presiunea de condensare p_k se admite egală cu presiunea de saturație la temperatura t_k pentru NH_3 curat. Temperatura soluției bogate la ieșirea din absorber e determinată de temperatura apei de răcire, precum și de modul de circulație a apei prin condensator și absorber. Considerând absorbția completă, pentru circulația apei în paralel se poate adopta $t_9 = t_k$.

Concentrația soluției sărace, ξ_s se determină din intersecția temperaturii de fierbere a soluției t_F cu presiunea p_k corespunzătoare temperaturii t_k . Concentrația soluției bogate ξ_b se obține determinând poziția punctului 9 la intersecția lui t_9 cu p_{Ab} . Punctele 1 și 6 se află la intersecția lui p_k cu ξ_b respectiv ξ_s .

Se consideră variația logaritmică a temperaturii în aparat; diferența medie logaritmică de temperatură este:

$$\Delta t_m = \frac{t_6 - t_1}{\ln \frac{t_h - t_1}{t_h - t_6}} \quad (17.3)$$

Temperaturile medii ale fluidelor:

$$t_1 = t_h ; t_2 = t_1 - \Delta t_m \quad (17.4)$$

În funcție de varianta constructivă, aparatul poate fi de mai multe tipuri:

Tipul A: Multitubular orizontal în manta cu funcționare înecată

Tipul B: Pelicular vertical în manta

În continuare se va prezenta metodologia de calcul pentru **Tipul A:**

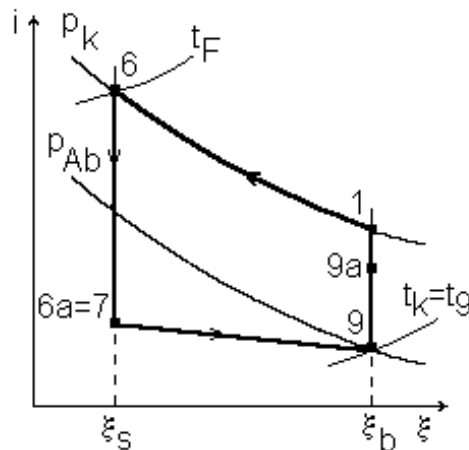


Figura 17.1 Reprezentarea proceselor în diagrama h-ξ

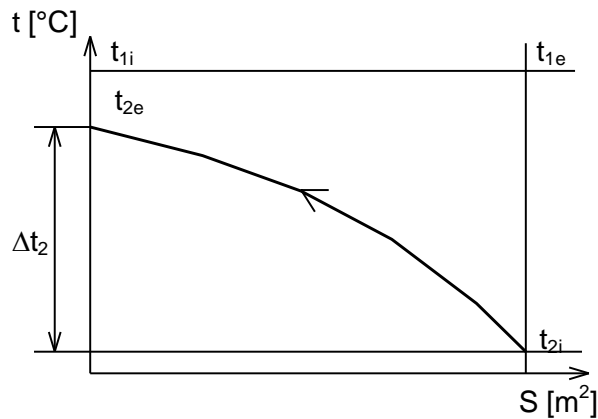


Figura 17. 2 Variația temperaturilor agenților în lungul suprafeței de transfer de căldură

17.1.3 STABILIREA PROPRIETĂȚILOR TERMOFIZICE

Proprietățile termofizice ale fluidelor se extrag din tabele sau diagrame la temperaturile medii ale acestora și se înscriu într-un tabel de forma celui de mai jos:

Tabelul 17.1 Proprietățile termofizice ale fluidelor

Proprietate	UM	Soluție	Apa - lichid
ξ	%		
t	°C		
ρ	kg/m ³		
cp	kJ / kg·K		
λ	W / m·K		
η	Pa · s		
v	m ² / s		
Pr	-		
r	kJ/kg		

17.1.4 CALCULUL DEBITELOR DE FLUIDE

Debitul masic de agent frigorific (soluție) [kg/s] :

$$D = \frac{\Phi_0}{q_0} \tag{17.5}$$

Debitul masic de soluție bogată care intră în generator [kg/s] :

$$F = f \cdot D \tag{17.6}$$

Debitul masic de soluție saracă care iese din generator [kg/s] :

$$F - D = (f - 1) \cdot D \quad (17.7)$$

Debitul masic de abur de încălzire [kg/s] :

$$\dot{m}_h = \frac{\Phi_F}{x_i \cdot r_w \cdot \eta_r} \quad (17.8)$$

Aburul este evacuat sub formă de condens ($x_e = 0$) printr-o oală de condens.

17.1.5 DETERMINAREA REGIMURILOR DE CURGERE

Fluidul cald (aburul de încălzire) - condensare în interiorul unor țevi drepte

Fluidul rece (soluția hidroamoniacală) - fierbere în volum mare

17.1.6 CALCULUL COEFICIENȚILOR DE CONVECȚIE

17.1.6.1 Coeficientul de convecție de partea fluidului cald

La condensarea aburului pe suprafața interioară a fascicolului de țevi coeficientul de convecție este:

$$\alpha_1 = 0,555 \cdot \sqrt[4]{\frac{r_h \cdot \rho_h^2 \cdot \lambda_h^3 \cdot g}{\eta_h \cdot d_i \cdot (t_h - t_p)}} = \alpha'_h \quad (17.9)$$

17.1.6.2 Coeficientul de convecție de partea fluidului rece

La fierberea soluției în volum mare coeficientul de convecție [W/m²K] este:

$$\left. \begin{array}{l} \alpha_s = 110,5 \cdot q^{0,261} \\ q = \alpha \cdot \Delta t \end{array} \right\} \Rightarrow \alpha_s = (110,5)^{1,353} \cdot (t_p - t_2)^{0,353} \cdot \frac{d_e}{d_i} = \alpha_2 \quad (17.10)$$

Obs.: Coeficientul de convecție este raportat la suprafața interioară a țevii.

17.1.7 CALCULUL DENSITĂȚII DE FLUX TERMIC

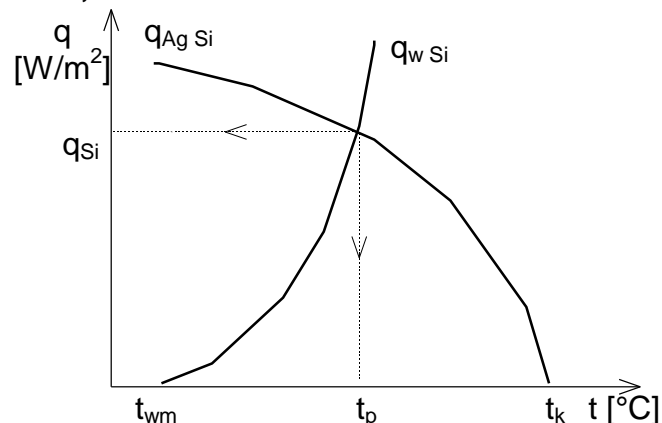


Figura 17.3 Variația densităților de flux termic de partea celor două fluide în funcție de temperatură

17.1.7.1 Densitatea de flux termic de partea aburului.

$$q_{Si}^h = \frac{t_h - t_p}{\frac{1}{\alpha_1} + R_i} \quad (17.11)$$

Se poate adopta $R_i = \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \approx 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$

17.1.7.2 Densitatea de flux termic de partea soluției

$$q_{Si}^2 = \alpha_2 \cdot (t_p - t_2) \quad (17.12)$$

Prin rezolvarea ecuației:

$$q_{Si}^1(t_p) = q_{Si}^w(t_p) \quad (17.13)$$

se obțin valorile lui q_{Si} și t_p .

Coeficientul global de transfer de căldură k [W/m²·K]:

$$k_{Si} = \frac{q_{Si}}{\Delta t_m} \quad (17.14)$$

17.1.8 CALCULUL SUPRAFEȚEI DE TRANSFER DE CĂLDURĂ

Suprafața interioară de transfer de căldură [m²]:

$$S'_i = \frac{\Phi_F}{q_{Si}} \quad (17.15)$$

Pentru realizarea unei rezerve, în final, suprafața de transfer de căldură se majorează cu 5...10 %:

$$S_i \approx 1,1 \cdot S'_i \quad (17.16)$$

17.2 CALCULUL CONSTRUCTIV

17.2.1 SCHEMA APARATULUI

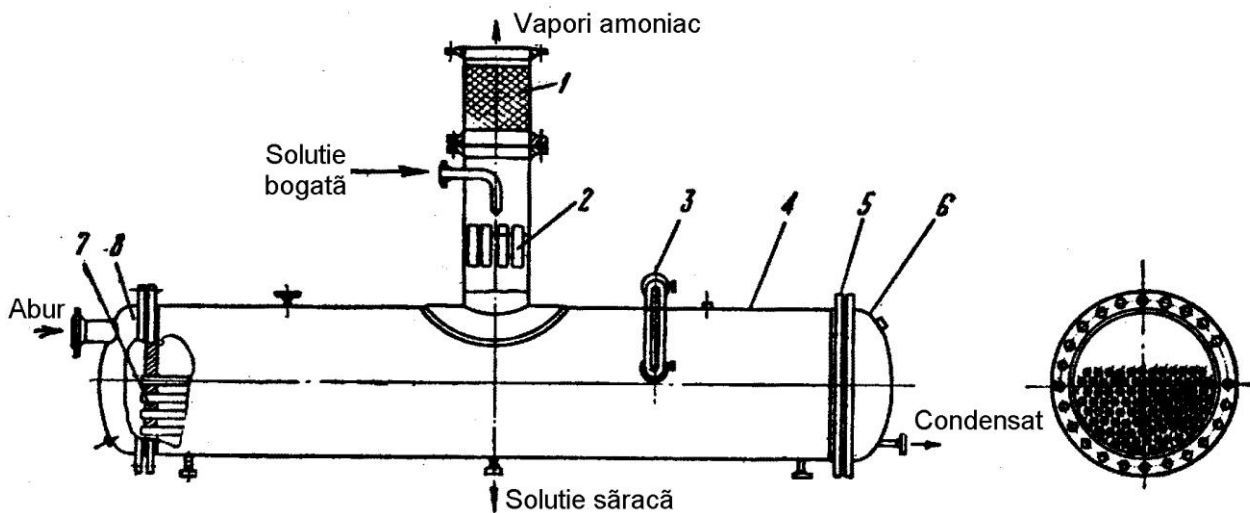


Figura 17.4 Generator de vapori multitubular orizontal în mantă cu funcționare încetată
 Părți componente: 1 - Umplutură din inele ceramice (coloană de epuizare); 2 - Dispozitiv de distribuție; 3 - Indicator de nivel; 4 - Corp (manta); 5 - Placă tubulară; 6 - Capac posterior de abur; 7 - Țevi încălzire; 8 - Capac anterior de abur;

17.2.2 CALCULUL DIMENSIUNILOR PRINCIPALE

Lungimea totală a țevelor L_t [m]:

$$L_t = \frac{S_i}{\pi \cdot d_i} \quad (17.17)$$

Numărul aproximativ de țevi din aparat n' [buc]:

$$n' = \frac{L_t}{L} \quad (17.18)$$

Se adoptă n întreg.

Diametrul interior al mantalei D' [m]:

$$D'_i = t \cdot \sqrt{\frac{1,1 \cdot n}{\varphi}} \quad (17.19)$$

unde:

$\varphi \approx 0,75$ - gradul de acoperire a plăcii tubulare;

$t \approx 1,33 \cdot d_e$ - pasul de așezare a țevelor în placa tubulară.

În funcție de valoarea obținută se alege D_{STAS} .

La **Tipul B**, față de **Tipul A**, apar diferențe la următoarele puncte:

1. 3. STABILIREA PROPRIETĂȚILOR TERMOFIZICE

Proprietățile termofizice ale soluției se determină astfel :

- concentrația medie [kg/kg]: $\xi_m = \frac{\xi_s + \xi_b}{2}$
- densitatea [kg/m³]: $\rho_s = \frac{1 - 0.35 \cdot \xi_m}{0.001}$
- conductivitatea termică a soluției [W/m·K]: λ_s - din diagrame sau tabele
- viscozitatea dinamică a soluției [Pa·s]: $\eta_s = \eta_{NH_3} \cdot x + \eta_h \cdot (1 - x)$

unde :

x - concentrația masică a soluției [mol/mol]; $M_{NH_3} = 17$ kg/kmol, $M_w = 18$ kg/kmol

$$x = \frac{\frac{\xi_m}{M_{NH_3}}}{\frac{\xi_m}{M_{NH_3}} + \frac{1 - \xi_m}{M_w}} \quad (17.20)$$

- căldura specifică [kJ/kg·K]:

$$c_l = (1 - \xi_m) \cdot c_w + \xi_m (4,19 + (0,494 + 0,00871 \cdot t_{Am}) \cdot \xi_m) \quad (17.21)$$

1. 5. DETERMINAREA REGIMURILOR DE CURGERE

Fluidul cald (aburul): condensare pe exteriorul unui fascicul de țevi verticale;

Fluidul rece (soluția hidroamoniacală): fierbere în curgere peliculară în interiorul unui fascicul de țevi verticale.

17.1.6.1 Coeficientul de convecție de partea fluidului cald

La condensarea aburului pe suprafața exterioară a fascicolului de țevi verticale coeficientul mediu de convecție (dacă se presupune existența unei zone cu regim turbulent de curgere - adică $(H\Delta t) > (H\Delta t)_{cr}$) este:

$$\alpha_1 = 400 \frac{r\eta}{H\Delta t} \cdot \left\{ 1 + 0.625 Pr^{0.5} \left[\frac{H\Delta t}{(H\Delta t)_{cr}} - 1 \right] \right\}^{4/3} \quad (17.22)$$

unde $\Delta t = t_h - t_p$. Pentru apă la 430 K (157 °C): $(H\Delta t)_{cr} = 20,05$ m·grad

17.1.6.2 Coeficientul de convecție de partea fluidului rece

Criteriul Reynolds:

$$Re = \frac{\Gamma}{\eta_s} \quad (17.23)$$

unde:

Γ - densitatea de stropire cu soluție [kg/(m·s)]:

$$\Gamma = \frac{D \cdot f}{\pi \cdot d_i \cdot n} \quad (17.24)$$

$f = 2,61$ kg/kg - factor de circulație;

n - numărul de țevi verticale stropite în paralel.

Coeficientul de convecție de partea soluției la fierberea în curgere peliculară la interiorul țevilor verticale se determină cu relația criterială:

$$Nu_2 = 0,00554 \cdot Re^{0,856} \cdot Pr^{0,344} \quad (17.25)$$

Dimensiunea determinantă pentru pelicula în curgere este grosimea medie a peliculei δ_{pl} [m]:

$$\delta_{pl} = 0,8832 \cdot \left(\frac{3v^2}{4g} \right)^{1/3} Re^{0,337} \quad (17.26)$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_s}{\delta_{pl}} \quad (17.27)$$

În continuare calculul se desfășoară ca la **Tipul A** (punctele 17.1.7 - 17.2.2).

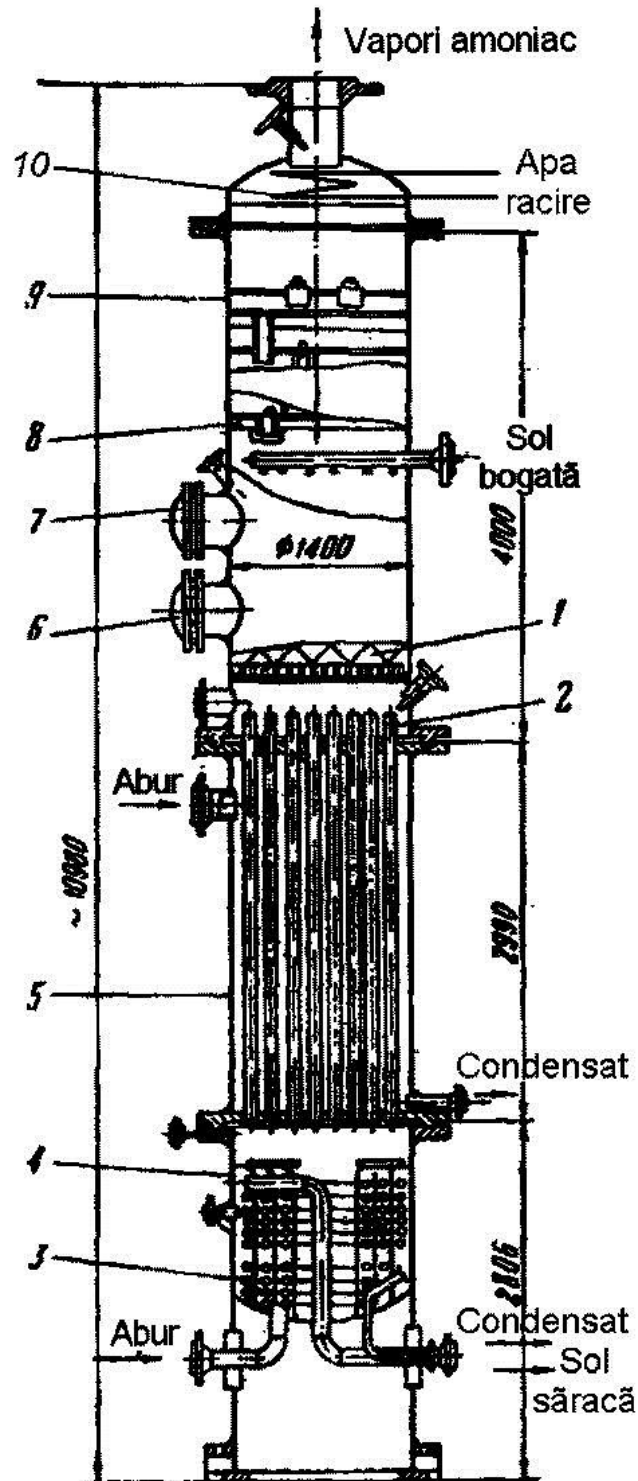


Figura 17.5 Generator de vapori pelicular vertical.

1. Umplutură din inele ceramice (coloana de epuizare); 2. Țevi fierbătoare; 3. Serpentină de încălzire suplimentară; 4. Colector soluție săracă (blază); 5. Fascicul fierbător; 6. Gură de încărcare; 7. Gură de vizitare/curățire; 8. Talere rectificare; 9. Coloana de rectificare-concentrare

2. CALCULUL CONSTRUCTIV

Densitatea reală de stopire Γ' [kg/m·s]:

$$\Gamma' = \frac{F-D}{2 \cdot L \cdot n_1} \quad (17.28)$$

unde: n_1 - numărul de țevi stopite în paralel;

Calculul și construcția schimbătoarelor de căldură frigorifice

Calculul se face de preferință tabelar (pe coloane) în funcție de densitatea de stropire Γ , adoptându-se pentru aceasta diferite valori, și studiind influența acesteia asupra următoarelor mărimi: α'_h , α_L , k_{Si} , S_e , L_t , z , n , n_{tab} , a , b , L , D_i , D_{STAS} , L/D_{STAS} , Γ' . Calculul se consideră încheiat pentru valori apropiate ale lui Γ și Γ' .

Tabelul 17.2 Calculul densității de stropire reale

Variabila	U.M.	Rel.				
Γ	kg/(m·s)	-				
α'_h	W/(m ² ·K)	(17.9)				
α_s	W/(m ² ·K)	(17.10)				
k_{Si}	W/(m ² ·K)	(17.14)				
S_i	m ²	(17.15)				
L_t	m	(17.17)				
n	buc	(17.18)				
n_{tab}	buc					
a	buc					
b	buc					
L	m					
D_i	m	(17.19)				
$D_{i\ STAS}$	-	-				
$L/D_{i\ STAS}$	-					
Γ'	kg/m·s	(17.28)				

18. PROIECTAREA UNUI ABSORBER

a. Agentul frigorific
b. Agentul de răcire
c. Puterea frigorifică a instalației	Φ_0 kW
d. Capacitatea frigorifică specifică	q_0 kJ/kg
e. Sarcina termică a absorberului	Φ_{Ab} kW
f. Concentrația vaporilor de agent frigorific	ξ''
g. Presiunea de vaporizare - absorbție	p_{Ab} bar
h. Diferența de temperatură la intrarea în fierbător (1 ... 3 °C)	$t_1 - t_{9a}$.. °C
i. Coeficientul de reținere a căldurii în SS (0,8 ... 0,9)	η_r
j. Temperatura maximă de fierbere a soluției	$t_F = t_6$ °C
k. Temperatura de intrare a agentului de răcire	t_{wi} °C
l. Încălzirea agentului de răcire (serie: 4 ... 5 °C, paralel: 8 °C)	Δt_w °C
m. Diferența minimă de temperatură la capătul rece	Δt_{min} °C
n. Materialul țevii
o. Diametrul exterior al țevii	d_e m
p. Grosimea țevii	δ_t m
q. Rezistența termică a depunerilor de partea soluției (0,1 ... 0,3·10 ⁻³)	R_e m ² ·K/W
r. Grosimea stratului de piatră din țeavă	δ_p m
s. Viteza agentului de răcire	w'_w m/s
t. Disponibilitatea țevilor

18.1 CALCULUL TERMIC

Se va considera că aparatul face parte dintr-o instalație frigorifică cu absorbție cu coloană de rectificarea vaporilor, prevăzută cu schimbător de căldură între soluții (SS) și subrăcitor (Sr); se consideră absorbție completă.

18.1.1 ECUAȚIILE DE BILANȚ TERMIC ȘI TRANSFER DE CĂLDURĂ

Deoarece regimul de temperaturi la care funcționează aparatul este apropiat de cel al mediului înconjurător, ecuațiile se vor scrie neluând în considerare schimbul de căldură cu exteriorul:

$$\Phi_{Ab} = D \cdot q_{Ab} = \dot{m}_w \cdot c_{pw} \cdot \Delta t_w = k \cdot S \cdot \Delta t_m \quad (18.1)$$

18.1.2 STABILIREA REGIMULUI DE TEMPERATURI

Temperatura de condensare:

$$t_k = t_{we} + \Delta t_{min} \quad (18.2)$$

În cazul instalațiilor prevăzute cu rectificarea vaporilor, presiunea de condensare p_k se admite egală cu presiunea de saturație la temperatura t_k pentru NH₃ curat. Temperatura soluției bogate la ieșirea din absorber e determinată de temperatura apei de răcire, precum și de modul de circulație a apei prin condensator și absorber. Considerând absorbția completă, pentru circulația apei în paralel se poate adopta $t_9 = t_k$.

Concentrația soluției sărace, ξ_s se determină din intersecția temperaturii de fierbere a soluției t_F cu presiunea p_k corespunzătoare temperaturii t_k . Concentrația soluției bogate ξ_b se obține determinând poziția punctului 9 la intersecția lui t_9 cu p_{Ab} . Punctele 1 și 6 se află la intersecția lui p_k cu ξ_b respectiv ξ_s .

Entalpia punctului 9a se citește din diagrama h- ξ după determinarea poziției punctului 9a în funcție de temperatura t_1 și de diferența de temperatură la intrarea în fierbător ($t_1 - t_{9a}$):

$$t_{9a} = t_1 - (t_1 - t_{9a}) \quad (18.3)$$

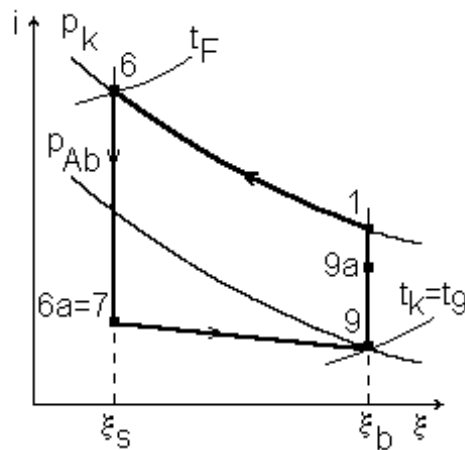


Figura 18.1 Reprezentarea proceselor în diagrama h-ξ

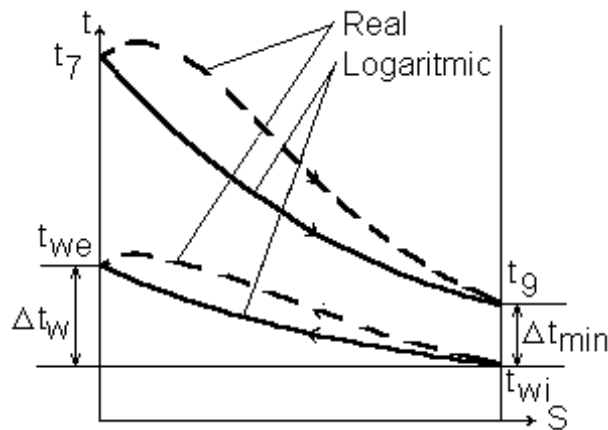


Figura 18.2 Variația temperaturilor soluțiilor în lungul suprafeței de transfer de căldură

Factorul de circulație [kg sol. bogată/kg vapori]:

$$f = \frac{F}{D} = \frac{\xi'' - \xi_s}{\xi_b - \xi_s} \quad (18.4)$$

Din ecuația de bilanț termic pe SS:

$$f \cdot (h_{9a} - h_g) = \eta_r \cdot (f - 1) \cdot (h_6 - h_{6a}) \quad (18.5)$$

se calculează h_{6a} ($6a$ se află la p_k și pe ξ_s).

Pentru ca absorbția să fie posibilă trebuie ca temperatura soluției după laminare (starea 7 aflată la p_{Ab} și ξ_s) să fie mai mică decât temperatura de saturație corespunzătoare concentrației ξ_s și presiunii $p_{Ab} \approx p_0$.

În cazul în care nu se cunoaște dinamica reală a variației căldurii de absorbție, se consideră variația logaritmică a temperaturii în absorber. Diferența medie logaritmică de temperatură este în acest caz:

$$\Delta t_m = \frac{(t_7 - t_{we}) - (t_g - t_{wi})}{\ln \frac{t_7 - t_{we}}{t_g - t_{wi}}} \quad (18.6)$$

Temperaturile medii ale fluidelor:

$$t_w = \frac{t_{wi} + t_{we}}{2} ; t_i = t_w + \Delta t_m \quad (18.7)$$

unde: $t_{we} = t_{wi} + \Delta t_w$

În funcție de varianta constructivă, aparatul poate fi de mai multe tipuri:

Tipul A: Absorber cu barbotare orizontal în manta

Tipul B: Absorber pelicular orizontal în manta

În continuare se va prezenta metodologia de calcul pentru **Tipul A**:

18.1.3 STABILIREA PROPRIETĂȚILOR TERMOFIZICE

Proprietățile termofizice ale fluidelor se extrag din tabele sau diagrame la temperaturile medii ale acestora și se înscriu într-un tabel de forma celui de mai jos:

Proprietate \ Agent	Soluție		Vapori	Apă		
	Săracă	Bogată				
ξ [%]						
t [°C]						
ρ [kg/m ³]						
c_p [kJ/kg·K]						
λ [W/m·K]						
η [Pa·s]						
ν [m ² /s]						
Pr [-]						

18.1.4 CALCULUL DEBITELOR DE FLUIDE

Debitul masic de agent frigorific [kg/s]:

$$D = \frac{\Phi_0}{q_0} \quad (18.8)$$

Debitul masic de agent de răcire [kg/s]:

$$\dot{m}_w = \frac{\Phi_{Ab}}{c_{pw} \cdot \Delta t_w} \quad (18.9)$$

Debitul masic de soluție bogată [kg/s]:

$$F = f \cdot D \quad (18.10)$$

Debitul masic de soluție saracă [kg/s]:

$$F - D = (f - 1) \cdot D \quad (18.11)$$

18.1.5 DETERMINAREA REGIMURILOR DE CURGERE

Soluția hidroamoniacă - absorbție în volum mare (barbotare)

Agentul de răcire (apa) - curgere în interiorul unor țevi drepte

Calculul numărului de țevi pe trecere:

$$n'_z = \frac{4 \cdot \dot{m}_w}{\pi \cdot d_i^2 \cdot \rho_w \cdot w'_w} \quad (18.12)$$

Se adoptă n_z întreg. Viteza reală de curgere [m/s] și criteriul Reynolds sunt:

$$w_w = \frac{4 \cdot \dot{m}_w}{\pi \cdot d_i^2 \cdot \rho_w \cdot n_z}; \quad Re_w = \frac{w_w \cdot d_i}{\nu_w} \quad (18.13)$$

Pentru $Re_w > 10^4$, regimul de curgere este turbulent.

18.1.6 CALCULUL COEFICIENȚILOR DE CONVECȚIE

18.1.6.1 Coeficientul de convecție de partea soluției

La absorbție prin barbotare coeficientul de convecție [W/m²·K] este:

$$\alpha_1 = 23,13 \cdot q^{0,425} = 23,13^{1,74} \cdot (t_i - t_p)^{0,74} = \alpha_1 \quad (18.14)$$

Obs.: Coeficientul de convecție este raportat la suprafața exterioară a țevii.

18.1.6.2 Coeficientul de convecție de partea agentului de răcire (apei)

Pentru regim tranzitoriu sau turbulent:

$$Nu_w = 0,021 \cdot Re_w^{0,8} \cdot Pr_w^{0,43} \cdot (Pr_w/Pr_p)^{0,25} \cdot \varepsilon_{tr} \cdot \varepsilon_l \quad (18.15)$$

Se consideră: $Pr_p \approx Pr_w$ și $\varepsilon_l = 1$, $\varepsilon_{tr} \approx 1$;

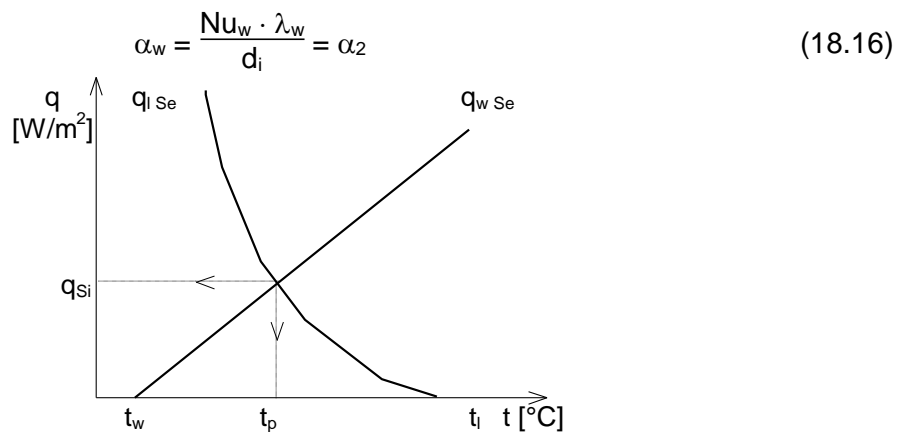


Figura 18.3 Variația densităților de flux termic de partea celor două fluide în funcție de temperatură

18.1.7 CALCULUL DENSITĂȚII DE FLUX TERMIC

18.1.7.1 Densitatea de flux termic de partea soluției

$$q_{l\ Se} = \alpha_l \cdot (t_i - t_p) \quad (18.17)$$

18.1.7.2 Densitatea de flux termic de partea apei.

$$q_{w\ Se} = \frac{t_p - t_w}{\left(\frac{1}{\alpha_w} + R_i\right) \cdot \frac{d_e}{d_i} + \frac{\delta_t}{\lambda_t} \cdot \frac{d_e}{d_{mt}} + R_e} \quad (18.18)$$

Prin rezolvarea ecuației:

$$q_{l\ Se}(t_p) = q_{w\ Se}(t_p) \quad (18.19)$$

se obțin valorile lui q_{Se} și t_p .

Coeficientul global de transfer de căldură $[W/m^2 \cdot K]$ raportat la suprafața exterioară a țevii:

$$k_{Se} = \frac{q_{Se}}{\Delta t_m} \quad (18.20)$$

18.1.8 CALCULUL SUPRAFEȚEI DE TRANSFER DE CĂLDURĂ

Suprafața exterioară de transfer de căldură $[m^2]$:

$$S'_e = \frac{\Phi_{Ab}}{q_{Se}} \quad (18.21)$$

Pentru realizarea unei rezerve, suprafața de transfer de căldură se majorează cu circa 10 %:

$$S_e \approx 1,1 \cdot S'_e \quad (18.22)$$

18.2 CALCULUL CONSTRUCTIV

18.2.1 SCHEMA APARATULUI

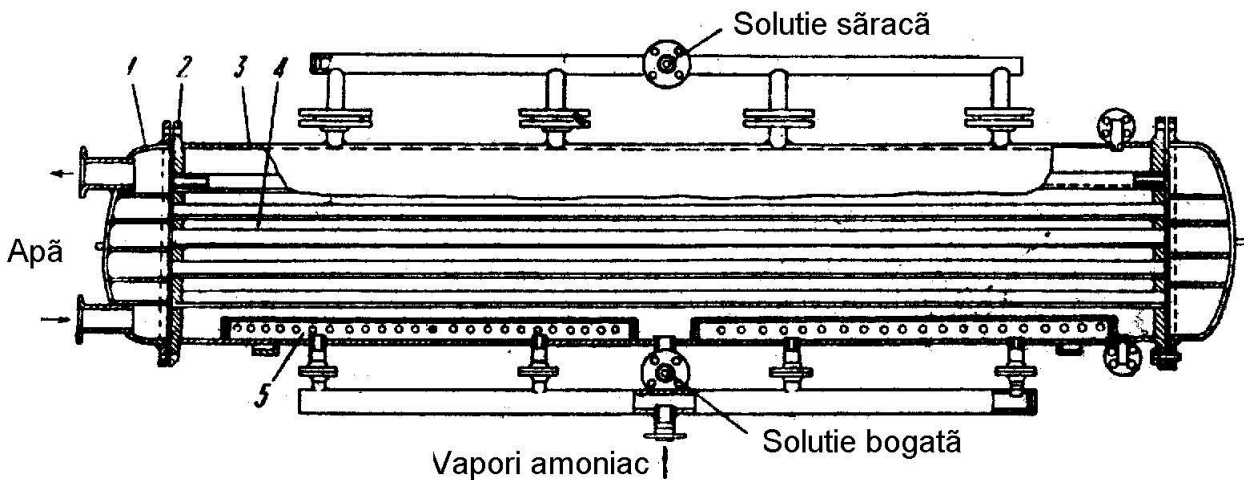


Figura 18.4 Absorber cu barbotare orizontal în manta.
1. Capac; 2. Placă tubulară; 3. Corp (manta); 4. Țevi; 5. Distribuitor vapori;

18.2.2 CALCULUL DIMENSIUNILOR PRINCIPALE

Numărul de țevi de pe latura hexagonului exterior: $a = n_v$
 Numărul de țevi de pe diagonala hexagonului exterior: $b = 2a - 1$
 Numărul total de țevi dispuse după hexagoane regulate: $n_6 = 3a \cdot (a-1) + 1$
 Numărul total de țevi cu completări: n_{6c}

Tabelul 18.3 Numărul de țevi pe plăcile tubulare - dispunere hexagonală

a	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
b	3	5	7	9	11	13	15	17	19	21	23	25
n_6	7	19	37	61	91	127	169	217	271	331	397	469
n_{6c}	7	19	37	61	91	127	187	241	301	367	439	517

a	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
b	27	29	31	33	35	37	39	41	43	45	47	49
n_6	547	631	721	817	919	1027	1111	1261	1387	1519	1657	1801
n_{6c}	613	721	823	931	1045	1165	1303	1459	1615	1765	1921	2083

Se recomandă:

- pasul dintre țevi (t) - pentru plăci tubulare din oțel cu fixarea țevelor prin mandrinare, pentru $d_e = 16 \dots 57$ mm se recomandă:

$$t/d_e = 1,37 \dots 1,22 \Leftrightarrow t/d_e = 1,37 - 3,658 \cdot 10^{-3} \cdot (d_e - 16) \quad (18.23)$$
- distanța țevă-manta: $u = 10$ mm

Calculul se face tabelar adoptând pentru numărul de treceri (z) diferite valori (de preferință pare) până când este verificată relația: $L/D < 4 \dots 8$. Relații de calcul:

z	2	4	6	...
$n = n_z \cdot z$				
$n_{tab} > n$				
a				
b				
$L = S_e / (\pi \cdot d_e \cdot n)$				
$D_i = s \cdot (b - 1) + d_e + 2 \cdot u$				

z	2	4	6	...
D _{STAS}				
L/D _{STAS}				

Se consideră că distribuitorul de soluție săracă se dispune în partea superioară a aparatului, iar dispozitivul de distribuție a vaporilor se dispune în partea inferioară.

18.2.3 CALCULUL DIAMETRELOR RACORDURILOR

Acesta se face cu ajutorul ecuației de continuitate impunând viteza de curgere.

$$m = \rho \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot w \quad (18.24)$$

De obicei, pentru apă viteza de curgere prin racorduri se consideră egală cu cea din țevi. Pentru agentul frigorific vapori, viteza de curgere este de 8...10 m/s, pentru soluția săracă, viteza de curgere este de 0,8...1,2 m/s, iar pentru evacuarea soluției bogate viteza este de 0,1...0,2 m/s.

18.3 CALCULUL FLUIDODINAMIC

Pierderile totale de presiune [N/m²] pe circuitul de apă de răcire reprezintă suma dintre pierderile de presiune prin frecare și cele locale:

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_f + \Delta p_l \quad (18.25)$$

La **Tipul B**, față de **Tipul A**, apar diferențe la următoarele puncte:

18.1.3 STABILIREA PROPRIETĂȚILOR TERMOFIZICE

Proprietățile termofizice ale soluției se determină astfel:

- concentrația medie [kg/kg]: $\xi_m = \frac{\xi_s + \xi_b}{2}$
- densitatea [kg/m³]: $\rho_l = \frac{1 - 0,35 \cdot \xi_m}{0,001}$
- conductivitatea termică a soluției [W/m·K]: λ_l - din diagrame sau tabele
- viscozitatea dinamică a soluției [Pa·s]: $\eta_l = \eta_{NH_3} \cdot x + \eta_w \cdot (1 - x)$
unde:
x - concentrația masică a soluției [mol/mol]; M_{NH₃} = 17 kg/kmol, M_w = 18 kg/kmol

$$x = \frac{\frac{\xi_m}{M_{NH_3}}}{\frac{\xi_m}{M_{NH_3}} + \frac{1 - \xi_m}{M_w}} \quad (18.26)$$

- căldura specifică [kJ/kg·K]: $C_l = (1 - \xi_m) \cdot C_w + \xi_m (4,19 + (0,494 + 0,00871 \cdot t_{Am}) \cdot \xi_m)$ (18.27)

18.1.5 DETERMINAREA REGIMURILOR DE CURGERE

Soluția hidroamoniacală - curgere peliculară pe suprafața exterioară a unui fascicul de țevi;

18.1.6.1 Coeficientul de convecție de partea soluției la absorbție prin curgere peliculară:

$$\alpha_l = \left(\frac{C_l}{C_w} \right)^{0,4} \cdot \left(\frac{\lambda_l}{\lambda_w} \right) \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_w} \right)^{0,67} \cdot \left(\frac{\eta_w}{\eta_l} \right)^{0,33} \cdot \alpha'_w \cdot \frac{d_e}{d_i} \quad (18.28)$$

unde:

α'_w - coeficientul de convecție la curgerea peliculară pentru apa curată [W/m·K]:

$$\alpha'_w = 5395 \cdot (1 + 0,004 \cdot t_l) \cdot \Gamma^{0,33} \quad (18.29)$$

unde: $\Gamma \geq 200 \dots 250$ l/m·h = 0,051 ... 0,064 kg/m·s - debitul de soluție corespunzător la un metru de țevă considerând spălarea pe ambele părți (densitatea de stropire)

18.1.7 CALCULUL DENSITĂȚII DE FLUX TERMIC

Coeficientul global de transfer de căldură [W/m²·K] raportat la suprafața interioară a țevii:

$$k_{Si} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_i}} \quad (18.30)$$

18.1.8 CALCULUL SUPRAFEȚEI DE TRANSFER DE CĂLDURĂ

Suprafața exterioră de transfer de căldură [m²]:

$$S'_e = \frac{d_e}{d_i} \cdot \frac{\Phi_{Ab}}{k_{Si} \cdot \Delta t_m} \quad (18.31)$$

18.2 CALCULUL CONSTRUCTIV

Densitatea reală de stropire Γ' [kg/m·s]:

$$\Gamma' = \frac{F-D}{2 \cdot L \cdot n_i} \quad (18.32)$$

unde: $n_i = a$ - numărul de țevi stropite în paralel dispuse în rândul superior.

Calculul se face de preferință tabelar în funcție de densitatea de stropire Γ , adoptându-se pentru aceasta diferite valori în intervalul recomandat, și studiind influența acesteia asupra următoarelor mărimi: α'_w , α_L , k_{Si} , S_e , L_t , z , n , n_{tab} , a , b , L , D_i , D_{STAS} , L/D_{STAS} , Γ' . Calculul se consideră încheiat pentru valori apropiate ale lui Γ și Γ' .

Tabelul 18.4 Calculul densității de stropire reale

Variabila	U.M.	Rel.	Valoare			
Γ	kg/(m·s)	-				
α_w	W/(m ² ·K)	(18.16)				
α_i	W/(m ² ·K)	(18.28)				
k_{Si}	W/(m ² ·K)	(18.30)				
S_e	m ²	(18.31)				
L_t	m					
z	buc					
n	buc					
n_{tab}	buc					
a	buc					
b	buc					
L	m					
D_i	m					
$D_{i\ STAS}$	-					
$L/D_{i\ STAS}$	-					
Γ'	kg/m·s	(18.32)				

19. PROIECTAREA UNUI ECONOMIZOR (SCHIMBĂTOR SOLUȚIE-SOLUȚIE)

a. Tipul aparatului:	Multitubular în manta cu elemente	
b. Fluidele de lucru	soluție hidroamoniacală	
c. Sarcina termică a aparatului		Φ_{SS} kW
d. Coeficient de reținere a căldurii în aparat (0,8...0,9)		η_r -
e. Concentrația soluției bogate		ξ_b °C
f. Temperatura de intrare a soluției bogate		t_{θ} °C
g. Temperatura de ieșire a soluției bogate		$t_{\theta a}$ °C
h. Concentrația soluției sărace		ξ_s °C
i. Temperatura de intrare a soluției sărace		t_6 °C
j. Temperatura de ieșire a soluției sărace		t_{6a} °C
k. Factorul de circulație		f -
l. Material țevă	
m. Diametru exterior țevă		d_e m
n. Grosime perete țevă		δ_t m
o. Diametru exterior manta		D_e m
p. Grosime perete manta		δ_m m
q. Așezarea țevilor	
r. Pasul de așezare a țevilor		s_1 m
s. Numărul de țevi/element		n buc
t. Numărul de elemente		m buc
u. Diametrul racordurilor de i/e soluție bogată		$d_{b1} = d_{b2}$ m
v. Diametrul coturilor		d_k m
w. Diametrul racordurilor de legătură între elemente		d_{tb} m

19.1 CALCULUL TERMIC

19.1.1 ECUAȚIILE DE BILANȚ TERMIC ȘI TRANSFER DE CĂLDURĂ

Deoarece regimul de temperaturi la care funcționează aparatul este apropiat de cel al mediului înconjurător, ecuațiile se vor scrie neluând în considerare schimbul de căldură cu exteriorul:

$$\begin{aligned} \Phi_{SS} &= \dot{m}_s (h_6 - h_{6a}) = \dot{m}_b (h_{9a} - h_9) = \\ &= k \cdot S \cdot \Delta t_m = q_{Si, Se} \cdot S_{i, e} \end{aligned} \quad (19.1)$$

$$(f-1)(h_6 - h_{6a}) = \eta_r \cdot f \cdot (h_{9a} - h_9) \quad (19.2)$$

19.1.2 STABILIREA REGIMULUI DE TEMPERATURI

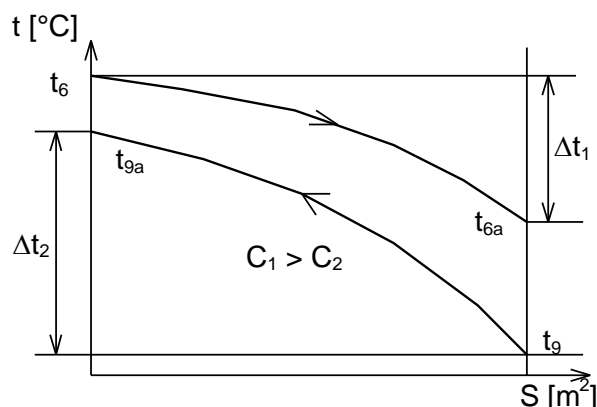


Figura 19.1 Diagrama variației temperaturilor fluidelor în lungul suprafeței de transfer de căldură

Diferența medie logaritmică de temperatură:

$$\Delta t_m = \frac{(t_6 - t_{9a}) - (t_{6a} - t_9)}{\ln \frac{t_6 - t_{9a}}{t_{6a} - t_9}} \quad (19.3)$$

Temperaturile medii ale fluidelor:

$$t_1 = \frac{t_6 + t_{6a}}{2} ; t_2 = \frac{t_9 + t_{9a}}{2} \quad (19.4)$$

19.1.3 STABILIREA PROPRIETĂȚILOR TERMOFIZICE ALE FLUIDELOR

Proprietățile termofizice ale fluidelor în stare lichidă se extrag din tabele sau diagrame pentru valori întregi ale temperaturilor, care „încadrează” temperatura medie a acestora, și se înscriu în coloanele 2, 4, 5 și 7 ale unui tabel de forma celui de mai jos; valorile corespunzătoare temperaturilor medii se calculează prin interpolare liniară și se înscriu în coloanele 3 și 6.

19.1.3.1 Proprietățile termofizice ale soluției hidroamoniacale

Densitatea soluției hidroamoniacale ρ [kg/m³] (după relații aproximative):

$$\rho = 1000 - 350 \cdot \xi \quad (19.5)$$

Căldura specifică c [kCal/kgK]:

$$c' = (1 - \xi)c_w + \xi[1 + (0,118 + 0,00208 \cdot t)\xi] \quad (19.6)$$

unde $c_w = 1$ kcal/kgK - căldura specifică a apei la temperatura medie a soluției.

Tabelul 19.5 Proprietățile termofizice ale fluidelor

Propriet.	U.M.	Fluid cald sol. săracă			Fluid rece sol. bogată		
		intrare (6)	mediu	ieșire (6a)	intrare (9)	mediu	ieșire (9a)
0	1	2	3	4	5	6	7
t	°C						
ρ	kg / m ³						
c_p	kJ / kg·K						
λ	W / m·K						
η	Pa · s						
α	m ² / s						
Pr	-						
h	kJ/kg						

19.1.4 DETERMINAREA REGIMURILOR DE CURGERE

Fluidul cald (soluția săracă): convecție forțată în interiorul unor țevi orizontale, de sus în jos;

Fluidul rece (soluția bogată): convecție forțată prin spațiul dintre țevi și manta, de jos în sus;

Calculul debitelor masice de soluție [kg/s]:

$$\dot{m}_s = \frac{\Phi_{SS}}{h_6 - h_{6a}} ; \dot{m}_b = \frac{\Phi_{SS}}{h_{9a} - h_9} \quad (19.7)$$

19.1.5 CALCULUL COEFICIENȚILOR DE CONVECȚIE

Coeficienții de convecție se pot citi din nomograme sau calcula cu relațiile criteriale recomandate.

19.1.5.1 Calculul coeficientului de convecție de partea fluidului cald

Aria secțiunii transversale de curgere prin țevi a elementului tubular în manta:

$$A_{is} = n \cdot \frac{\pi d_i^2}{4} \quad (19.8)$$

Viteza soluției:

$$w_s = \frac{\dot{m}_s}{\rho_s \cdot A_{is}} \quad (19.9)$$

Criteriul Reynolds:

$$Re_s = \frac{w_{is} \cdot d_i}{\nu_s} \quad (19.10)$$

Criteriul Prandtl:

$$Pr_s = \frac{v_s \cdot \rho_s \cdot C'_s}{\lambda_s} \quad (19.11)$$

La curgere tranzitorie sau turbulentă ($Re > 10^4$) prin țevi și canale, relația criterială de calcul a lui Nusselt este:

$$Nu_s = 0,021 \cdot Re_s^{0,8} \cdot Pr_s^{0,43} \cdot (Pr_s / Pr_{p,s})^{0,25} \cdot \varepsilon_l \cdot \varepsilon_{tr} \quad (19.12)$$

Se consideră: $Pr_{p,s} \approx Pr_s$ și $\varepsilon_l = 1$;

$$\alpha_s = \frac{Nu_s \cdot \lambda_s}{d_i} = \alpha_i \quad [W/(m^2 \cdot K)] \quad (19.13)$$

19.1.5.2 Calculul coeficientului de convecție de partea fluidului rece

Aria secțiunii transversale de curgere printre țevi a elementului tubular în manta:

$$A_{eb} = \frac{\pi(D_i^2 - n \cdot d_e^2)}{4} \quad (19.14)$$

Viteza soluției:

$$w_b = \frac{\dot{m}_b}{\rho_b \cdot A_{eb}} \quad (19.15)$$

Diametrul echivalent al canalului de curgere pentru soluția bogată:

$$d_{ec,b} = \frac{D_i^2 - n \cdot d_e^2}{n \cdot d_e} \quad (19.16)$$

Criteriul Reynolds:

$$Re_b = \frac{w_b \cdot d_{ec,b}}{v_b} \quad (19.17)$$

Criteriul Prandtl:

$$Pr_b = \frac{v_b \cdot \rho_b \cdot C'_b}{\lambda_b} \quad (19.18)$$

La curgere tranzitorie sau turbulentă prin țevi și canale, relația criterială de calcul a lui Nusselt este:

$$Nu_b = 0,021 \cdot Re_b^{0,8} \cdot Pr_b^{0,43} \cdot (Pr_b / Pr_{p,b})^{0,25} \cdot \varepsilon_l \cdot \varepsilon_{tr} \quad (19.19)$$

Se consideră: $Pr_{p,b} \approx Pr_b$ și $\varepsilon_l = 1$;

$$\alpha_b = \frac{Nu_b \cdot \lambda_b}{d_{ec,b}} = \alpha_e \quad [W/(m^2 \cdot K)] \quad (19.20)$$

19.1.6 CALCULUL COEFICIENTULUI GLOBAL DE TRANSFER DE CĂLDURĂ

Coeficientul global de transfer de căldură k [$W/(m^2 \cdot \text{grad})$] se va raporta la suprafața exterioară a țevii:

$$k_e = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_e} + \frac{\delta_t}{\lambda_t} + \frac{1}{\alpha_i} \cdot \frac{d_e}{d_i}} \quad (19.21)$$

19.1.7 CALCULUL SUPRAFEȚEI DE TRANSFER DE CĂLDURĂ

Suprafața exterioară de transfer de căldură calculată [m^2]:

$$S_e' = \frac{\Phi}{k_e \cdot \Delta t_m} \quad (19.22)$$

Pentru acoperirea pierderilor, suprafața de transfer de căldură se majorează cu 5...10%:

$$S_e \approx 1,1 \cdot S_e' \quad [m^2] \quad (19.23)$$

19.2 CALCULUL CONSTRUCTIV

19.2.1 SCHEMA APARATULUI

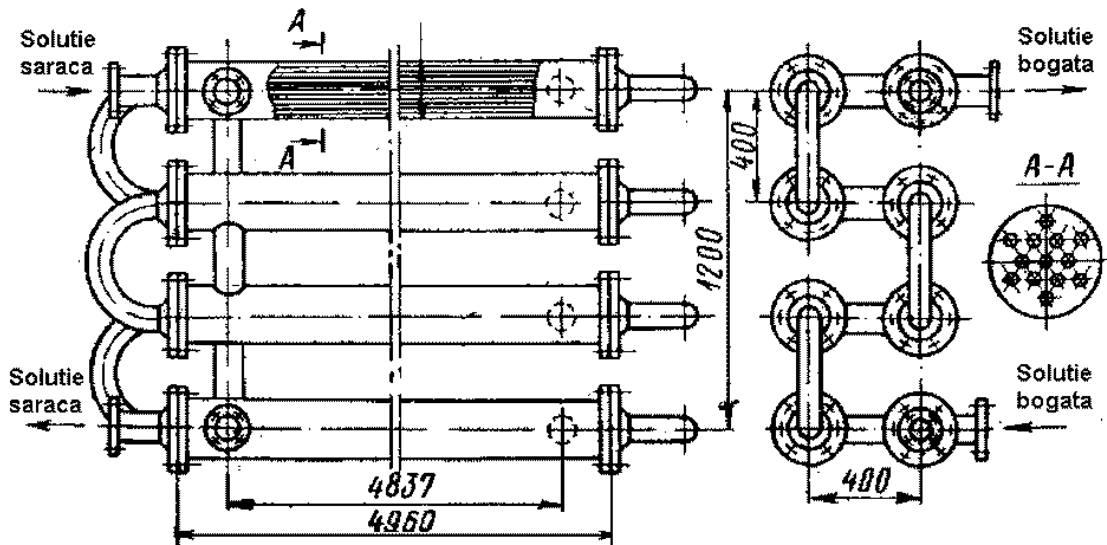


Figura 19.2 Schema unui economizor (schimbător de căldură soluție-soluție)

19.2.2 CALCULUL DIMENSIUNILOR PRINCIPALE

Lungimea totală a fascicolului multitubular dintr-un element:

$$L_t = \frac{S_e}{n \cdot \pi \cdot d_e} \quad (19.24)$$

Lungimea țevii dintr-un element:

$$L = \frac{L_t}{m} \quad (19.25)$$

19.3 CALCULUL FLUIDODINAMIC

Pierderile totale de presiune Δp_{tot} [N/m^2] reprezintă suma dintre pierderile de presiune prin frecare și cele locale:

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_f + \Delta p_l \quad (1.11)$$

Ele se calculează pentru fiecare dintre cele două fluide.

19.3.1 SOLUȚIA SĂRACĂ

19.3.1.1 Calculul pierderilor de presiune prin frecare

Pierderile de presiune prin frecare:

$$\Delta p_{sf} = \lambda \cdot \frac{\rho_s \cdot W^2}{2} \cdot \frac{L_t}{d_i} \quad (19.26)$$

unde: $\lambda = 0,025$ pentru regim turbulent de curgere

19.3.1.2 Calculul pierderilor de presiune locale

Aria relativă a secțiunii de curgere a soluției sărace prin țevi:

$$\sigma_c = n \cdot \left(\frac{d_i}{D_i}\right)^2 \quad (1.27)$$

Parametrii:

$$N = 1,5 - 2,5 \cdot \sigma_c \cdot (1 - \sigma_c) \quad (19.28)$$

$$M = \sqrt{0,67 \left(\zeta_T \frac{L}{d_i} + N \right)} \quad (1.29)$$

unde: $\zeta_T = 0,02 \dots 0,03$.

Calculul și construcția schimbătoarelor de căldură frigorifice

Diametrul minim al racordului de intrare a soluției sărace în aparat pentru care se poate neglija distribuția neuniformă a soluției prin țevi:

$$d_{\min} = d_i \cdot \sqrt{\frac{n}{M}} \quad (19.30)$$

Se aleg pentru coturi și racorduri țevi cu diametre STAS mai mari decât d_{\min} .

Ariile secțiunilor de curgere și vitezele soluției:

- în racordurile de i/e:

$$A_{s1} = A_{s2} = \frac{\pi \cdot d_{s1,2}^2}{4}; \quad w_{s1} = w_{s2} = \frac{\dot{m}_s}{\rho_s \cdot A_{s1}} \quad (19.31)$$

- înaintea intrării în fascicolul tubular:

$$A_c = \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \quad (19.32)$$

- în coturile de legătură dintre elemente:

$$A_k = \frac{\pi \cdot d_k^2}{4}; \quad w_k = \frac{\dot{m}_s}{\rho_s \cdot A_k} \quad (19.33)$$

Viteza de curgere prin țevi se ia de la punctul 19.1.5.1.

Ariile relative ale secțiunilor de curgere a soluției:

- în racordurile de i/e:

$$\sigma_{c1} = \sigma_{c2} = \frac{A_{s1}}{A_c} \quad (19.34)$$

- în camera de intrare în țevi:

$$\sigma_{c3} = \frac{A_{is}}{A_c} \quad (19.35)$$

Coeficienții de pierdere de presiune în țevi:

- ◆ la intrarea în țevi: $k_{s1} = f(\sigma_{c3}, Re)$

- ◆ la ieșirea din țevi: $k_{s2} = f(\sigma_{c3}, Re)$

Coeficienții de pierdere de presiune locală:

- ◆ în racordul de intrare: $\xi_{s1} = f(\sigma_{c1})$

- ◆ în racordul de ieșire: $\xi_{s2} = f(\sigma_{c2})$

- ◆ la intrarea în fascicolul tubular:

$$\xi_{s3} = 1 + k_{s1} - \sigma_{c3}^2 \quad (19.36)$$

- ◆ la ieșirea din fascicolul tubular:

$$\xi_{s4} = 1 - k_{s2} - \sigma_{c3}^2 \quad (19.37)$$

- ◆ în coturi:

$$\xi_{s5} = 2$$

Pierderile de presiune locale pentru soluția săracă (2 racorduri de i/e, m i/e în fascicolul tubular, (m-1) coturi de legătură):

$$\Delta p_{s l} = \sum_i \xi_i \frac{\rho_s \cdot w_i^2}{2} \quad (1.38)$$

$$\Delta p_{s \text{ tot}} = \Delta p_{s f} + \Delta p_{s l} \quad (1.39)$$

19.3.2 SOLUȚIA BOGATĂ

19.3.2.1 Calculul pierderilor de presiune prin frecare

Pierderile de presiune prin frecare:

$$\Delta p_{b f} = \lambda \cdot \frac{\rho_b \cdot w_b e^2}{2} \cdot \frac{L_t}{d_h} \quad (19.40)$$

unde: $\lambda = 0,025$ pentru regim turbulent de curgere;

d_h - diametrul hidraulic al canalului extra-tubular:

$$d_h = \frac{D_i^2 - n \cdot d_e^2}{D_i^2 + n \cdot d_e^2} \quad (19.41)$$

19.3.2.2 *Calculul pierderilor de presiune locale*

Ariile secțiunilor de curgere și vitezele soluției:

- în racordurile de i/e:

$$A_{br} = \frac{\pi \cdot d_{tb}^2}{4} ; w_{br} = \frac{\dot{m}_b}{\rho_b \cdot A_{br}} \quad (19.42)$$

Pierderile de presiune locale pentru soluția bogată (2m i/e în spațiul extratubular):

$$\Delta p_{bl} = \sum_i \xi_i \frac{\rho_b \cdot w_i^2}{2} \quad (1.43)$$

unde: $\xi = 1,5$ - coeficient de pierderi locale

$$\Delta p_{b \text{ tot}} = \Delta p_{bf} + \Delta p_{bl} \quad (1.44)$$

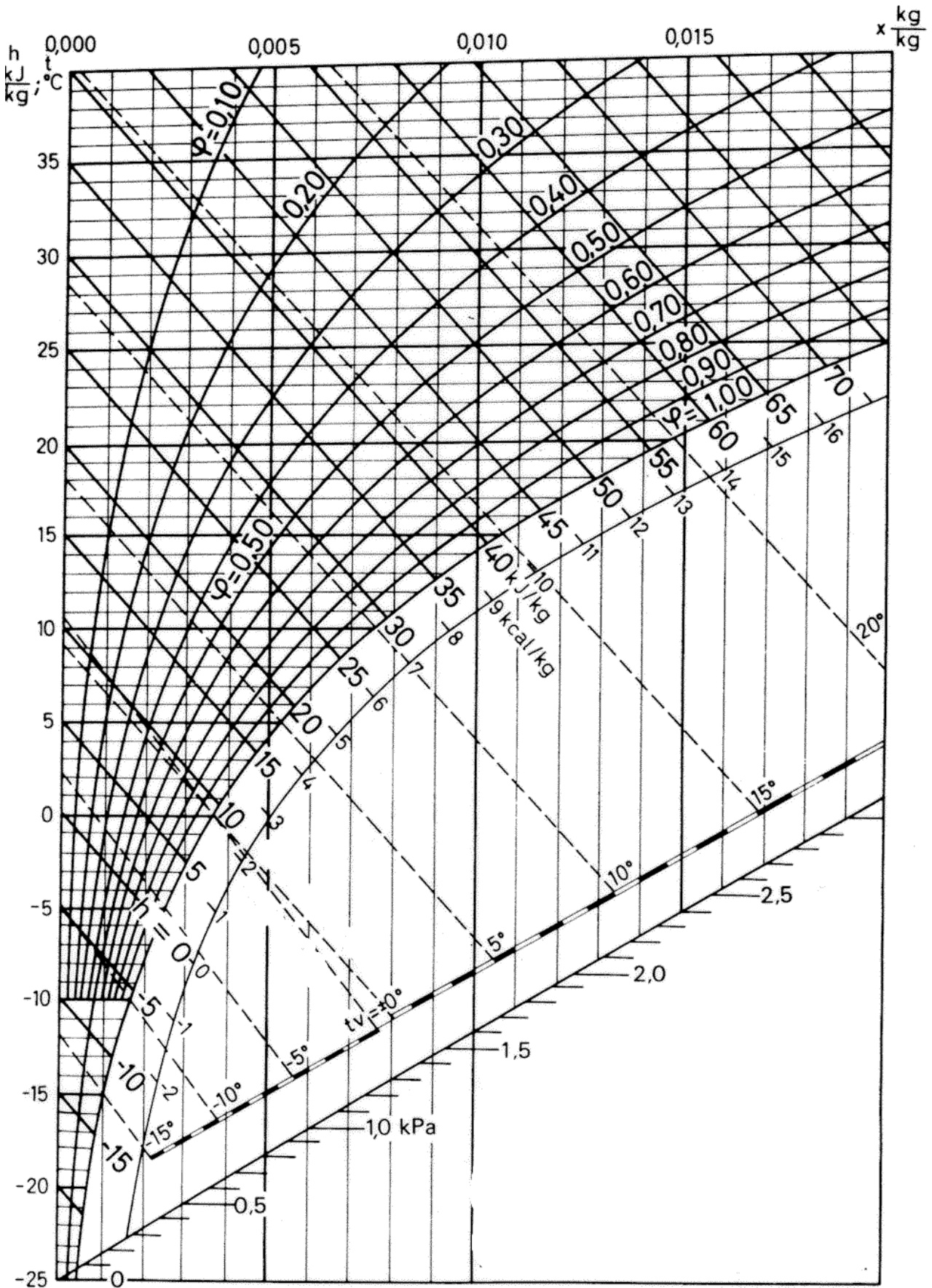
20. ANEXE

20.1 Relatii de conversie între diferite unități de măsură

Presiune	Pa	bar	atm	torr	at
1 Pa = 1 N/m ² =	1	10 ⁻⁵	0,98692 · 10 ⁻⁵	0,750062 · 10 ⁻²	1,01972 · 10 ⁻⁵
1 bar = 10 ⁶ dyn/cm ² =	10 ⁵	1	0,986923	750,062	1,01972
1 atm = 760 torr =	1,01325 · 10 ⁵	1,01325	1	760	1,033227
1 torr =	1,333224 · 10 ²	1,33322 · 10 ⁻³	1,31578 · 10 ⁻³	1	1,35951 · 10 ⁻³
1 at = 1 kp/cm ² =	9,80665 · 10 ⁴	0,980665	0,967841	735,559	1
Energie	J	kp·m	kCal	kW·h	PS·h
1 J = 1 W·s = 1 N·m = 1 kg·m ² /s ² = 10 ⁷ erg	1	0,101972	2,38844 · 10 ⁻⁴	2,77778 · 10 ⁻⁷	3,77673 · 10 ⁻⁷
kp·m	9,80665	1	2,38844 · 10 ⁻³	2,72407 · 10 ⁻⁶	3,70370 · 10 ⁻⁶
kCal	4,1868 · 10 ³	426,935	1	1,163 · 10 ⁻³	1,58127 · 10 ⁻³
kW·h	3,6 · 10 ⁶	3,670978 · 10 ⁵	859,845	1	1,35962
PS·h	2,647796 · 10 ⁶	2,7 · 10 ⁵	632,416	0,735499	1
Putere	W	kW	PS	HP	kCal/h
1 W = 1 J/s = 1 N·m/s	1	10 ⁻³	1,35962 · 10 ⁻³	1,34102 · 10 ⁻³	0,859845
1 kW =	10 ³	1	1,35962	1,34102	859,845
1 PS =	735,499	0,735499	1	0,986	632,416
1 HP = 550 lbf·ft/s =	745,7	0,7457	1,0138	1	641,197
1 kCal/h =	1,1630	1,1630 · 10 ⁻³	1,58124 · 10 ⁻³	1,55958 · 10 ⁻³	1
Capacit term specifică	J/(kg·K)	kW·h/(kg·K)	kCal/(kg·K)	Cal/(g·K)	BTU/(lb·°F)
1 J/(kg·K) =	1	2,7778 · 10 ⁻⁷	2,3885 · 10 ⁻⁴	2,3885 · 10 ⁻⁴	2,3885 · 10 ⁻⁴
1 kW·h/(kg·K) =	3,6 · 10 ⁶	1	859,845	859,845	859,845
1 kCal/(kg·K) =	4,1868 · 10 ³	1,1630 · 10 ⁻³	1	1	1
1 Cal/(g·K) =	4,1868 · 10 ³	1,1630 · 10 ⁻³	1	1	1
1 BTU/(lb·°F) =	4,1868 · 10 ³	1,1630 · 10 ⁻³	1	1	1
Viscozită dinamică η	Pa·s	kg/(m·h)	kp·s/m²	kp·h/m²	lb-mass/(ft·s)
1 Pa·s =	1	3600	0,10197	2,833 · 10 ⁻⁵	0,6721
1 kg/(m·h) =	2,778 · 10 ⁻⁴	1	2,833 · 10 ⁻⁵	78,68 · 10 ⁻¹⁰	18,67 · 10 ⁻⁵
1 kp·s/m ² =	9,807	3,5304 · 10 ⁴	1	2,778 · 10 ⁻⁴	6,5919
1 kp·h/m ² =	353,04 · 10 ²	127,09 · 10 ⁶	3600	1	23730
1 lb-mass/(ft·s) =	1,488	5357	0,15175	4,214 · 10 ⁻⁵	1
Viscozită cinematică ν	St (Stokes)	m²/s	m²/h	ft²/s	ft²/h
1 St = 1 cm ² /s	1	10 ⁻⁴	0,36	1,0764 · 10 ⁻³	3,875
1 m ² /s =	10 ⁴	1	3600	10,764	3,875 · 10 ⁴
1 m ² /h =	2,778	2,778 · 10 ⁻⁴	1	29,9 · 10 ⁻⁴	10,764
1 ft ² /s =	929,03	9,2903 · 10 ⁻²	334,45	1	3600
1 ft ² /h =	0,25806	25,806 · 10 ⁻⁶	9,2903 · 10 ⁻²	2,778 · 10 ⁻⁴	1

Cond termică λ	W/(m·K)	kcal/(m·h·K)	kJ/(m·h·K)	BTU·in/(ft²·h·°F)	BTU/(ft·h·°F)
1 W/(m·K) =	1	0,859845	3,6000	6,9335	0,5778
1 kcal/(m·h·K) =	1,163	1	4,1868	80,64	0,6719
1 kJ/(m·h·K) =	0,2779	0,23885	1	1,9262	0,1605
1 BTU·in/(ft ² ·h·°F) =	0,14423	0,1240	0,5192	1	0,08333
1 BTU/(ft·h·°F) =	1,73071	1,488	6,2300	12	1
Coef conv α (k)	W/(m²·K)	W/(cm²·K)	kcal/(m²·h·K)	kJ/(m²·h·K)	BTU/(ft²·h·°F)
1 W/(m ² ·K) =	1	10 ⁻⁴	0,859845	3,600	0,1761
1 W/(cm ² ·K) =	10 ⁺⁴	1	8598,45	3600	0,1761·10 ⁺⁴
1 kcal/(m ² ·h·K) =	1,163	1,163·10 ⁻⁴	1	4,1868	0,2048
1 kJ/(m ² ·h·K) =	0,2778	0,2778·10 ⁻⁴	0,23885	1	0,4893
1 BTU/(ft ² ·h·°F) =	5,678	5,678·10 ⁻⁴	4,8823	2,0438	1
Densit de flux termic q	W/m²	kcal/(m²·h)	kJ/(m²·h)	BTU/(in²·s)	BTU/(ft²·h)
1 W/m ² =	1	0,859845	3,600	6,1151·10 ⁻⁷	0,317
1 kcal/(m ² ·h) =	1,163	1	4,1868	71,119·10 ⁻⁸	0,36868
1 kJ/(m ² ·h) =	0,2778	0,23885	1	1,699·10 ⁻⁷	0,08806
1 BTU/(in ² ·s) =	1,635·10 ⁺⁶	1,405·10 ⁺⁶	5,8858·10 ⁺⁶	1	51,84·10 ⁺⁴
1 BTU/(ft ² ·h) =	3,15454	2,713	11,356	1,929·10 ⁻⁶	1

20.2 Diagrama Mollier pentru aer umed



20.3 Tabele de proprietăți termofizice pentru agenți frigorifici**Tabelul 20.1 Proprietăți termofizice pentru aer**

t	ρ	c_p	λ	η	Pr
[C]	[kg/m ³]	[kJ/kg-K]	[W/m-K]	[kg/m-s]	
-40	1.514	1.002	0.021	1.527E-05	0.744
-30	1.452	1.004	0.021	1.579E-05	0.743
-20	1.394	1.005	0.022	1.630E-05	0.741
0	1.292	1.006	0.024	1.729E-05	0.736
10	1.247	1.006	0.024	1.778E-05	0.734
15	1.225	1.007	0.025	1.802E-05	0.732
20	1.204	1.007	0.025	1.825E-05	0.731
21	1.200	1.007	0.025	1.830E-05	0.731
22	1.196	1.007	0.025	1.835E-05	0.730
23	1.192	1.007	0.025	1.839E-05	0.730
24	1.188	1.007	0.025	1.844E-05	0.730
25	1.184	1.007	0.026	1.849E-05	0.730
26	1.180	1.007	0.026	1.853E-05	0.729
27	1.176	1.007	0.026	1.858E-05	0.729
28	1.172	1.007	0.026	1.863E-05	0.729
29	1.168	1.007	0.026	1.867E-05	0.728
30	1.164	1.007	0.026	1.872E-05	0.728
40	1.127	1.007	0.027	1.918E-05	0.725
50	1.092	1.007	0.027	1.963E-05	0.723
60	1.060	1.007	0.028	2.008E-05	0.720

Tabelul 20.2 Proprietăți termofizice pentru apă

t	ρ	c_p	λ	η	Pr
[C]	[kg/m ³]	[kJ/kg-K]	[W/m-K]	[kg/m-s]	
10	999.7	4.188	0.567	1.306E-03	9.645
15	999.1	4.184	0.577	1.138E-03	8.255
20	998.2	4.183	0.586	1.002E-03	7.154
21	998	4.183	0.588	9.781E-04	6.961
22	997.7	4.183	0.590	9.549E-04	6.776
23	997.5	4.183	0.591	9.326E-04	6.598
24	997.3	4.183	0.593	9.112E-04	6.428
25	997	4.183	0.595	8.905E-04	6.264
26	996.8	4.183	0.596	8.706E-04	6.107
27	996.5	4.183	0.598	8.514E-04	5.955
28	996.2	4.183	0.600	8.329E-04	5.810
29	995.9	4.183	0.601	8.150E-04	5.670
30	995.6	4.183	0.603	7.977E-04	5.535
40	992.2	4.182	0.618	6.533E-04	4.423
50					
60					

Tabelul 20.3 Proprietăți termofizice pentru R717 lichid

t	ρ	c_p	λ	η	Pr
[C]	[kg/m ³]	[kJ/kg-C]	[W/m-K]	[kg/m-s]	
-70	725	4.087	0.793	4.767E-04	2.457
-60	713.6	4.303	0.757	3.912E-04	2.224
-50	701.9	4.36	0.722	3.283E-04	1.983
-40	690	4.414	0.688	2.808E-04	1.802
-30	677.7	4.465	0.654	2.438E-04	1.664
-20	665.1	4.514	0.622	2.143E-04	1.556
-10	652.1	4.564	0.590	1.903E-04	1.472
0	638.7	4.615	0.559	1.702E-04	1.404
10	624.8	4.673	0.529	1.532E-04	1.352
20	610.3	4.741	0.500	1.385E-04	1.313
30	595.3	4.825	0.471	1.255E-04	1.285
31	593.7	4.834	0.469	1.243E-04	1.283
32	592.2	4.843	0.466	1.231E-04	1.280
33	590.6	4.853	0.463	1.219E-04	1.278
34	589	4.863	0.460	1.208E-04	1.277
35	587.5	4.873	0.457	1.196E-04	1.275
36	585.9	4.883	0.455	1.185E-04	1.273
37	584.3	4.894	0.452	1.173E-04	1.272
38	582.7	4.905	0.449	1.162E-04	1.270
39	581.1	4.916	0.446	1.151E-04	1.269
40	579.5	4.927	0.443	1.140E-04	1.267
50	562.8	5.063	0.416	1.037E-04	1.263

Tabelul 20.4 Proprietăți termofizice pentru R22 lichid

t	ρ	c_p	λ	η	Pr
[C]	[kg/m ³]	[kJ/kg-C]	[W/m-K]	[kg/m-s]	
-70	1480	1.071	0.127	5.030E-04	4.259
-60	1453	1.079	0.122	4.239E-04	3.758
-50	1425	1.089	0.117	3.646E-04	3.392
-40	1396	1.101	0.112	3.186E-04	3.118
-30	1367	1.115	0.108	2.818E-04	2.911
-20	1336	1.132	0.103	2.516E-04	2.753
-10	1305	1.152	0.099	2.262E-04	2.631
0	1272	1.175	0.095	2.043E-04	2.538
10	1238	1.204	0.090	1.850E-04	2.469
20	1201	1.239	0.086	1.677E-04	2.423
30	1162	1.283	0.081	1.517E-04	2.398
31	1158	1.288	0.081	1.502E-04	2.397
32	1154	1.293	0.080	1.487E-04	2.396
33	1150	1.299	0.080	1.472E-04	2.396
34	1146	1.304	0.079	1.457E-04	2.395
35	1142	1.31	0.079	1.442E-04	2.395
36	1138	1.315	0.078	1.427E-04	2.395
37	1134	1.321	0.078	1.412E-04	2.396
38	1129	1.328	0.077	1.397E-04	2.397
39	1125	1.334	0.077	1.383E-04	2.398
40	1121	1.34	0.076	1.368E-04	2.399
50	1074	1.419	0.071	1.226E-04	2.435

Tabelul 20.5 Proprietăți termofizice pentru R134a lichid

t	ρ	c_p	λ	η	Pr
[C]	[kg/m ³]	[kJ/kg-K]	[W/m-K]	[kg/m-s]	
-30	1388	1.273	0.107	3.994E-04	4.772
-20	1358	1.293	0.103	3.462E-04	4.355
-10	1327	1.316	0.099	3.023E-04	4.025
0	1295	1.341	0.095	2.655E-04	3.763
10	1261	1.37	0.090	2.341E-04	3.555
20	1225	1.405	0.086	2.068E-04	3.392
30	1187	1.446	0.081	1.827E-04	3.271
31	1184	1.451	0.080	1.804E-04	3.261
32	1180	1.456	0.080	1.782E-04	3.251
33	1176	1.461	0.079	1.760E-04	3.242
34	1172	1.466	0.079	1.738E-04	3.233
35	1168	1.471	0.078	1.717E-04	3.225
36	1163	1.476	0.078	1.695E-04	3.217
37	1159	1.481	0.077	1.674E-04	3.209
38	1155	1.487	0.077	1.653E-04	3.202
39	1151	1.492	0.076	1.632E-04	3.195
40	1147	1.498	0.076	1.612E-04	3.189
50	1102	1.566	0.070	1.416E-04	3.151
60	1053	1.659	0.065	1.236E-04	3.167

Tabelul 20.6 Proprietăți termofizice pentru R404a lichid

t	ρ	c_p	λ	η	Pr
[C]	[kg/m ³]	[kJ/kg-K]	[W/m-K]	[kg/m-s]	
-30	1252	1.278	0.086	2.599E-04	3.848
-20	1219	1.308	0.083	2.282E-04	3.597
-10	1184	1.34	0.080	2.001E-04	3.366
0	1148	1.377	0.076	1.754E-04	3.159
10	1109	1.418	0.073	1.536E-04	2.978
20	1066	1.467	0.070	1.344E-04	2.826
30	1019	1.529	0.066	1.175E-04	2.708
31	1014	1.536	0.066	1.160E-04	2.699
32	1009	1.543	0.066	1.144E-04	2.689
33	1004	1.55	0.065	1.129E-04	2.681
34	998.9	1.558	0.065	1.113E-04	2.672
35	993.6	1.566	0.065	1.098E-04	2.665
36	988.3	1.575	0.064	1.083E-04	2.657
37	982.8	1.583	0.064	1.068E-04	2.650
38	977.3	1.592	0.063	1.054E-04	2.644
39	971.7	1.602	0.063	1.039E-04	2.639
40	966.1	1.611	0.063	1.025E-04	2.634
50	903	1.741	0.059	8.864E-05	2.628
60	821	2.016	0.054	7.474E-05	2.796

Tabelul 20.7 Proprietăți termofizice pentru R407c lichid

t	ρ	c_p	λ	η	Pr
[C]	[kg/m ³]	[kJ/kg-K]	[W/m-K]	[kg/m-s]	
-30	1338	1.313	0.109	3.035E-04	3.660
-20	1305	1.351	0.104	2.662E-04	3.454
-10	1270	1.389	0.099	2.336E-04	3.264
0	1234	1.429	0.095	2.054E-04	3.094
10	1196	1.471	0.090	1.811E-04	2.946
20	1157	1.519	0.086	1.601E-04	2.824
30	1115	1.575	0.082	1.421E-04	2.731
31	1111	1.581	0.082	1.405E-04	2.724
32	1106	1.587	0.081	1.388E-04	2.717
33	1102	1.594	0.081	1.372E-04	2.710
34	1098	1.601	0.080	1.356E-04	2.704
35	1093	1.608	0.080	1.340E-04	2.698
36	1089	1.615	0.079	1.325E-04	2.693
37	1084	1.622	0.079	1.309E-04	2.688
38	1080	1.63	0.079	1.294E-04	2.683
39	1075	1.638	0.078	1.279E-04	2.679
40	1071	1.646	0.078	1.265E-04	2.676
50	1023	1.751	0.074	1.126E-04	2.675
60	970.1	1.936	0.070	1.000E-04	2.785

Tabelul 20.8 Proprietăți termofizice pentru R410A lichid

t	ρ	c_p	λ	η	Pr
[C]	[kg/m ³]	[kJ/kg-K]	[W/m-K]	[kg/m-s]	
-30	1291	1.411	0.123	2.472E-04	2.827
-20	1255	1.442	0.117	2.180E-04	2.684
-10	1217	1.479	0.111	1.917E-04	2.558
0	1176	1.521	0.105	1.682E-04	2.448
10	1133	1.572	0.098	1.473E-04	2.359
20	1087	1.633	0.092	1.287E-04	2.293
30	1036	1.712	0.085	1.121E-04	2.261
31	1031	1.722	0.084	1.106E-04	2.260
32	1025	1.732	0.084	1.091E-04	2.260
33	1020	1.742	0.083	1.076E-04	2.261
34	1014	1.752	0.082	1.061E-04	2.262
35	1008	1.763	0.082	1.046E-04	2.263
36	1003	1.775	0.081	1.031E-04	2.266
37	996.7	1.787	0.080	1.017E-04	2.269
38	990.8	1.8	0.079	1.002E-04	2.274
39	984.8	1.814	0.079	9.887E-05	2.279
40	978.7	1.828	0.078	9.747E-05	2.285
50	911.2	2.036	0.070	8.403E-05	2.428
60	824.5	2.525	0.062	7.091E-05	2.898

Tabelul 20.9 Proprietățile termofizice ale saramurii de CaCl₂

Conc ξ %	Temp cong t _i °C	Densit ρ kg/m ³	t °C	c _p kJ/(kg·K)	λ W/(m·K)	η·10 ³ Pa·s	v·10 ⁶ m ² /s	a·10 ⁷ m ² /s	Pr
9,4	- 5,2	1080	20	3,642	0,584	1,24	1,15	1,49	7,8
			10	3,634	0,570	1,55	1,44	1,45	9,9
			0	3,626	0,556	2,16	2,00	1,42	14,1
			- 5	3,601	0,549	2,55	2,36	1,41	16,7
14,7	- 10,2	1130	20	3,362	0,576	1,49	1,32	1,52	8,7
			10	3,349	0,563	1,86	1,64	1,49	11,0
			0	3,328	9,549	2,56	2,27	1,46	15,6
			- 5	3,316	0,542	3,04	2,70	1,44	18,7
			- 10	3,308	0,534	4,06	3,60	1,43	25,3
18,9	- 15,7	1170	20	3,148	0,572	1,80	1,54	1,56	9,9
			10	3,140	0,558	2,24	1,91	1,52	12,6
			0	3,128	0,544	2,99	2,56	1,49	17,2
			- 5	3,098	0,537	3,43	2,94	1,48	19,8
			- 10	3,086	0,529	4,67	4,00	1,47	27,3
			- 15	3,065	0,523	6,15	5,27	1,47	35,9
20,9	- 19,2	1190	20	3,077	0,569	2,00	1,68	1,55	10,9
			10	3,056	0,555	2,45	2,06	1,53	13,4
			0	3,044	0,542	3,28	2,76	1,49	18,5
			- 5	3,014	0,535	3,82	3,22	1,49	21,5
			- 10	3,014	0,527	5,07	4,25	1,47	28,9
			- 15	3,014	0,521	6,59	5,53	1,45	38,2
23,8	- 25,7	1220	20	2,973	0,565	2,35	1,94	1,56	12,5
			10	2,952	0,551	2,87	2,35	1,53	15,4
			0	2,931	0,538	3,81	3,13	1,51	20,8
			- 5	2,910	0,530	4,41	3,63	1,49	24,4
			- 10	2,910	0,523	5,92	4,87	1,48	33,0
			- 15	2,910	0,518	7,55	6,20	1,46	42,5
			- 20	2,889	0,510	9,47	7,77	1,44	53,8
			- 25	5,889	0,504	11,57	9,48	1,43	66,5
25,7	- 31,2	1240	20	2,889	0,562	2,63	2,12	1,57	13,5
			10	2,889	0,548	3,22	2,51	1,53	16,5
			0	2,868	0,535	4,26	3,43	1,51	22,7
			- 10	2,847	0,521	6,68	5,40	1,48	36,6
			- 15	2,847	0,514	9,36	6,75	1,46	46,3
			- 20	2,805	0,508	10,56	8,52	1,46	58,3
			- 25	2,805	0,501	12,90	10,40	1,44	72,0
			- 30	2,763	0,494	17,81	12,00	1,44	83,0
27,5	- 38,6	1260	20	2,847	0,558	2,93	2,33	1,56	14,9
			10	2,826	0,545	3,61	2,87	1,53	18,8
			0	2,809	0,531	4,80	3,81	1,50	25,3
			- 10	2,784	0,519	7,52	5,97	1,48	40,3
			- 20	2,763	0,506	11,87	9,45	1,46	65,0
			- 25	2,742	0,449	14,71	11,70	1,44	80,7
			- 30	2,742	0,492	17,16	13,60	1,42	95,5
			- 35	2,721	0,486	21,57	17,10	1,42	120,0
28,5	- 43,5	1270	20	2,805	0,557	3,14	2,47	1,56	15,8
			0	2,780	0,529	5,12	4,02	1,50	26,7
			- 10	2,763	0,518	8,02	6,32	1,48	42,7
			- 20	2,721	0,505	12,65	10,0	1,46	68,8
			- 25	2,721	0,500	15,98	12,6	1,44	87,5
			- 30	2,700	0,491	18,83	14,9	1,43	103,5

Calculul și construcția schimbătoarelor de căldură frigorifice

Conc ξ %	Temp cong t_i °C	Densit ρ kg/m ³	t °C	c_p kJ/(kg·K)	λ W/(m·K)	$\eta \cdot 10^3$ Pa·s	$\nu \cdot 10^6$ m ² /s	$a \cdot 10^7$ m ² /s	Pr
29,4	- 50,1	1280	- 35	2,700	0,491	18,83	14,9	1,43	103,5
			- 40	2,680	0,478	30,40	24,0	1,41	171,0
			20	2,805	0,555	3,33	2,65	1,55	17,2
			0	2,775	0,528	5,49	4,30	1,5	28,7
			- 10	2,721	0,576	8,63	6,75	1,49	45,4
			- 20	2,680	0,504	13,83	10,8	1,47	73,4
			- 30	2,659	0,490	21,28	16,6	1,44	115,0
			- 35	2,638	0,483	25,50	19,9	1,43	139,0
			- 40	2,638	0,447	32,36	25,3	1,42	179,0
			- 45	2,617	0,470	40,21	31,4	1,40	223,0
- 50	2,617	0,464	49,03	38,3	1,3	295,0			
29,9	- 55	1286	20	2,784	0,554	3,51	2,75	1,55	17,8
			0	2,736	0,526	5,69	4,43	1,50	29,5
			- 10	2,700	0,515	9,04	7,04	1,48	47,5
			- 20	2,680	0,502	14,42	11,23	1,46	77,0
			- 30	2,659	0,488	22,56	17,6	1,43	123,0
			- 35	2,638	0,483	28,44	22,1	1,42	156,5
			- 40	2,638	0,576	35,30	27,5	1,40	196,0
			- 45	2,617	0,470	43,15	33,5	1,39	240,0
			- 50	2,617	0,463	50,99	39,7	1,38	290,0
			- 55	2,596	0,456	64,72	50,2	1,36	368,0

Tabelul 20.10 Proprietățile termofizice ale soluției de clorură de magneziu - apă (MgCl₂-H₂O)

Conc ξ [-]	Temp cong t [°C]	Densit ρ [kg/m ³]	t [°C]	c_p [kJ/kg·K]	$\nu \cdot 10^6$ [m ² /s]	λ [W/m·K]	Pr [-]
7,2	-5,0	1060	+20	3,7681	1,27	0,572196	8,88
			+10	3,7555	1,63	0,558240	11,6
			0	3,7471	2,27	0,545447	16,6
			+5	3,7262	2,69	0,552425	19,3
11,6	-10,3	1100	+20	3,5085	1,50	0,566380	10,3
			+10	3,4917	1,95	0,548936	13,6
			0	3,4750	2,80	0,534980	20,0
			-5	3,4624	3,39	0,528002	24,4
13,8	-14,5	1120	-10	3,4499	4,16	0,518696	30,4
			+20	3,3954	1,63	0,558240	11,1
			+10	3,3745	2,20	0,544284	15,2
			0	3,3578	3,14	0,529165	22,4
			-5	3,3494	3,77	0,522187	27,1
16	-19,9	1140	-10	3,3368	4,55	0,514046	33,2
			-14	3,3285	5,32	0,508231	39,2
			+20	3,6634	1,82	0,554750	12,2
			+10	3,2657	2,52	0,539632	17,4
			0	3,2447	3,49	0,517535	30,7
17	-22,8	1150	-10	3,2238	5,08	0,509394	36,7
			-15	3,2154	6,49	0,501253	47,2
			-20	3,2029	8,00	0,491949	59,0
			+20	3,2363	1,91	0,552425	12,9
			+10	3,2154	2,65	0,537306	18,3
0	3,1945	3,65	0,521024	25,7			
-5	3,1819	4,61	0,514046	32,8			

Conc ξ [-]	Temp cong t [°C]	Densit ρ [kg/m ³]	t [°C]	c_p [kJ/kg·K]	$\nu \cdot 10^6$ [m ² /s]	λ [W/m·K]	Pr [-]
			-10	3,1652	5,42	0,507068	38,7
			-15	3,1484	6,80	0,497764	49,5
			-20	3,1401	8,41	0,489623	61,8
			-22	3,1401	9,05	0,486134	67,0
19,1	-29,1	1170	+20	3,1442	2,18	0,548936	14,7
			+10	3,1191	2,98	0,532654	20,4
			0	3,0982	4,11	0,516372	28,9
			-5	3,0898	5,04	0,508231	35,9
			-10	3,0772	6,30	0,500090	45,3
			-15	3,0605	7,75	0,491949	56,5
			-20	3,0563	9,65	0,482645	71,0
			-25	3,0438	11,90	0,473341	89,5
			-29	3,0354	14,10	0,466363	107,0
20,6	-33,6	1184	+20	3,0814	2,41	0,557077	16,1
			+10	3,0563	3,30	0,529165	22,7
			0	3,0354	4,64	0,512883	32,5
			-5	3,0144	5,71	0,512883	40,5
			-10	3,0061	7,07	0,496601	50,7
			-15	2,9977	8,72	0,487297	63,8
			-20	2,9810	10,90	0,479156	80,5
			-25	2,9726	13,70	0,469852	103,0
			-30	2,9642	16,80	0,460548	128,0
			-33	2,9558	19,05	0,453570	147,0

Tabelul 20.11 Proprietățile termofizice ale soluției de etilen-glicol - apă (C₂H₃O₂)

Conc ξ [-]	Temp cong t [°C]	Densit ρ [kg/m ³]	t [°C]	c_p [kJ/kg·K]	ν [m ² /s]	λ [W/m·K]	Pr [-]
4,6	-2	1005	+50	4,1449	0,586	0,61639	3,96
			+20	4,1449	1,07	0,58150	7,39
			+10	4,1239	1,365	0,56987	9,9
			0	4,1030	1,95	0,55824	14,4
8,4	-4	1010	+50	4,1030	0,68	0,59313	4,75
			+20	4,0611	1,17	0,56987	8,4
			+10	4,0611	1,55	0,55824	11,4
			0	4,0611	2,23	0,54661	16,7
12,2	-5	1015	+50	4,0611	0,677	0,58150	4,8
			+20	4,0193	1,35	0,54661	10,1
			+10	3,9983	1,84	0,54079	13,8
			0	3,9774	2,51	0,53498	18,9
16	-7	1020	+50	4,0193	0,77	0,55824	5,65
			+20	3,9355	1,45	0,53498	10,8
			+10	3,9146	2,02	0,52335	15,4
			0	3,8937	2,79	0,51172	21,6
			-5	3,8937	-3,37	0,50009	26,6
19,8	-10	1025	+50	3,9774	0,76	0,54661	5,7
			+20	3,8937	1,63	0,52335	12,5
			+10	3,8727	2,2	0,51172	17
			0	3,8518	3,06	0,50009	24,2
			-5	3,8518	3,73	0,48846	30
			+50	3,9355	0,858	0,52335	6,6

Calculul și construcția schimbătoarelor de căldură frigorifice

Conc ξ [-]	Temp cong t [°C]	Densit ρ [kg/m ³]	t [°C]	c_p [kJ/kg·K]	ν [m ² /s]	λ [W/m·K]	Pr [-]
23,6	-13	1030	+20	3,8518	1,72	0,50009	13,7
			+10	3,8099	2,48	0,49427	19,6
			0	3,7681	3,44	0,48846	27,4
			-10	3,7681	4,95	0,44846	39,4
27,4	-15	1035	+50	3,8518	0,855	0,51172	6,7
			+20	3,7681	1,9	0,48846	15,2
			0	3,7262	3,8	0,47683	31
			-10	3,6843	5,5	0,47683	44
			-15	3,6634	6,83	0,47101	55
31,2	-17	1040	+50	3,8099	0,94	0,50009	7,5
			+20	3,7262	2,07	0,47683	16,8
			0	3,6425	4,25	0,46520	34,5
			-10	3,6425	6,45	0,46520	52
			-15	3,6215	7,9	0,45938	65
35	-21	1045	+50	3,7262	1,03	0,47683	8,4
			+20	3,6425	2,35	0,46520	19,2
			0	3,5587	4,7	0,46520	37,7
			-10	3,5587	7,35	0,45357	60
			-15	3,5378	8,9	0,45357	73
			-20	3,5169	11,300	0,45357	92
38,8	-26	1050	+50	3,6843	1,12	0,46520	9,3
			+20	3,5587	2,63	0,45357	21,6
			0	3,5169	5,32	0,45357	44
			-10	3,4750	8,25	0,45357	67
			-15	3,4541	10,3	0,45357	81,9
			-20	3,4331	13,5	0,45357	107
			-25	3,4122	17,8	0,45357	144
42,6	-29	1055	+50	3,6006	1,3	0,44194	11,2
			+20	3,4750	2,78	0,44194	23
			0	3,4331	5,85	0,44194	47,5
			-10	3,3913	9,1	0,44194	73
			-15	3,3703	11,7	0,44194	93
			-20	3,3494	15,2	0,44194	122
			-25	3,3285	20,5	0,44194	162
46,4	-33	1060	+50	3,5116	1,48	0,43031	12,8
			+20	3,3913	3,24	0,43031	35,6
			0	3,3494	6,28	0,43031	51,5
			-10	3,3075	10,2	0,43031	84
			-15	3,2866	13	0,43031	105
			-20	3,2615	17,2	0,43031	140
			-25	3,2447	22,6	0,43031	180
			-30	3,2238	30,5	0,43031	242