

Calculul termic al instalațiilor frigorifice în două trepte de comprimare cu amoniac

Instalații cu răcire intermediară completă

Instalația cu o laminare și răcire intermediară completă

Denumirea instalației, reprezentată în figura 7 provine de la faptul că lichidul care alimentează vaporizatorul, este laminat o singură dată de la p_k la p_0 , în ventilul de laminare VL2. Pe de altă parte răcirea intermediară este completă. Procesele de lucru din această instalație sunt prezentate în diagrama lgp-h din figura 8.

Pe schema instalației se observă că în nodul N, o parte din lichidul de presiune p_k (6) este laminat în VL2 până la presiunea p_0 (8), iar o altă parte este laminată în VL1 până la presiunea p_i (7). Acest debit aflat la presiunea intermediară, trebuie să compenseze acea parte de lichid din butelia de răcire intermediară, care vaporizează în procesul de răcire a vaporilor refulați de compresorul de joasă presiune.

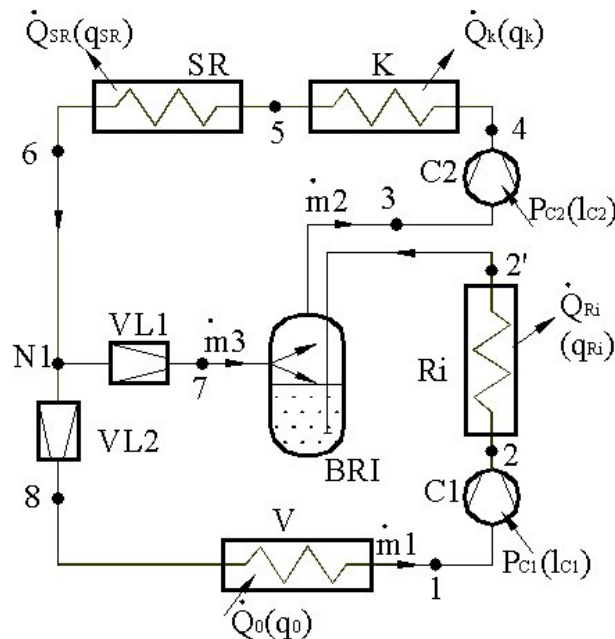


Fig. 7 Schema instalației cu o laminare și răcire intermediară completă

În schema instalației este prezent și răcitorul intermediar Ri în care se realizează o răcire intermediară cu apă. De regulă, deși acest aparat este reprezentat în schema instalației, în practica industrială Ri se utilizează numai dacă temperatura vaporilor refulați din prima treaptă de comprimare (2) este cu cel puțin 20°C mai mare decât temperatura de condensare ($t_2 > t_k + 20^\circ\text{C}$). În cazul utilizării acestuia, Ri este eficient, contribuind la reducerea debitului masic din treapta a doua și deci la reducerea consumului energetic din această treaptă de comprimare. Această reducere a debitului este explicabilă prin faptul că în BRI vaporii intră mai reci decât dacă nu se utilizează Ri, deci cedează aici mai puțină căldură, deci vaporizează o cantitate mai mică de lichid care urmează să ajungă sub formă de vaporii la aspirația treptei a doua de comprimare.

Procesele de lucru, reprezentate în figura 8 sunt cunoscute, fiind descrise detaliat în paragrafe anterioare.

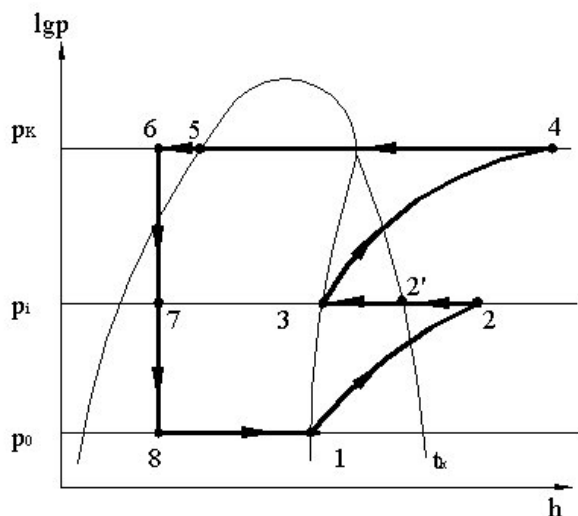


Fig. 8 Procesele de lucru în diagrama lgp-h

Calculul termic al instalației trebuie să determine întâi condițiile interne de lucru:

$$t_r \rightarrow t_0 \rightarrow p_0 ; t_a \rightarrow t_k \rightarrow p_k ;$$

$$p_i = \sqrt{p_0 p_k}$$
(8)

În continuare se determină valorile parametrilor termodinamici (t, p, h, s, x, v) pentru stările caracteristice ale ciclului de lucru al instalației. De regulă aceste valori se citesc din tabele și diagrama lgp-h, dar pot fi determinate și prin calcul, dacă sunt cunoscute relațiile matematice de legătură dintre acești parametri.

Necunoscutele calculului termic sunt debitele masice și schimburile energetice cu exteriorul, în total fiind 8 necunoscute:

$$\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3, P_{C1}, P_{C2}, \dot{Q}_k, \dot{Q}_{Ri}, \dot{Q}_{SR}$$
(9)

Pentru determinarea acestor necunoscute se pot scrie șapte ecuații de bilanț termic și o ecuație de bilanț masic:

$$\text{Ec. b.t. : } V, C1, C2, Ri, K, SR, BRI \quad (7 \text{ ec.})$$
(10)

$$\text{Ec. b.m. : } N \text{ sau BRI} \quad (1 \text{ ec.})$$

Algoritmul de calcul termic este următorul:

$$(\text{b.t.V}): \dot{m}_1 = \dot{Q}_0 / (h_1 - h_8) = \dot{Q}_0 / q_0$$

$$(\text{b.m.N}): \dot{m}_2 = \dot{m}_1 + \dot{m}_3 \Rightarrow \dot{m}_3 = \dot{m}_2 - \dot{m}_1$$

$$(\text{b.t.BRI}): \dot{m}_1 h_2 + \dot{m}_3 h_7 = \dot{m}_2 h_3 \Rightarrow$$
(11)

$$\dot{m}_1 h_2 + \dot{m}_2 h_7 - \dot{m}_1 h_7 = \dot{m}_2 h_3 \Rightarrow \dot{m}_2 = \dot{m}_1 \frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_7} > \dot{m}_1$$

se poate nota raportul dintre debitele masice din cele două trepte de comprimare cu y și rezultă:

$$y = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_7} > 1$$
(12)

dacă lipsește R_i , atunci acest raport are valoarea y' :

$$y' = \frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_7} > y \quad (13)$$

ceea ce confirmă afirmația anterioară conform căreia R_i reduce debitul masic din treapta a doua de comprimare. După determinarea debitelor masice, se pot calcula ușor valorile schimburilor energetice:

$$\begin{aligned} \text{(b.t.C1): } P_{C1} &= \dot{m}_1(h_2 - h_1) = \dot{m}_1 l_{C1} \\ \text{(b.t.C2): } P_{C2} &= \dot{m}_2(h_4 - h_3) = \dot{m}_2 l_{C2} \\ \text{(b.t.RI): } \dot{Q}_{Ri} &= \dot{m}_1(h_2 - h_{2'}) = \dot{m}_1 q_{Ri} \\ \text{(b.t.K): } \dot{Q}_K &= \dot{m}_2(h_4 - h_5) = \dot{m}_2 q_K \\ \text{(b.t.SR): } \dot{Q}_{SR} &= \dot{m}_2(h_5 - h_6) = \dot{m}_2 q_{SR} \end{aligned} \quad (14)$$

Se recomandă ca întotdeauna să se verifice corectitudinea calculelor, prin scrierea ecuației de bilanț termic pe întreaga instalație. Această ecuație trebuie să aibă suma energiilor introduse în sistem (membrul stâng) egală cu suma energiilor evacuate din sistem (membrul drept):

$$\text{(b.t.i.f.): } \dot{Q}_0 + P_{C1} + P_{C2} = \dot{Q}_K + \dot{Q}_{Ri} + \dot{Q}_{SR} \quad (15)$$

Dacă această ecuație nu se verifică, atunci trebuie reluate calcule.

În continuare se determină rapoartele de comprimare și coeficienții de debit pentru compresoare:

$$H_1 = \frac{p_i}{p_0}; H_2 = \frac{p_k}{p_i} \Rightarrow \lambda_1(H_1); \lambda_2(H_2) \quad (16)$$

Urmează determinarea debitelor volumice aspirate (\dot{V}_a) și debitele volumice teoretice (\dot{V}_t), adică cilindreele compresoarelor:

$$\begin{aligned} \dot{V}_{aI} &= \dot{m}_1 v_1; \dot{V}_{tI} = \dot{V}_{aI} / \lambda_1 \\ \dot{V}_{aII} &= \dot{m}_2 v_3; \dot{V}_{tII} = \dot{V}_{aII} / \lambda_2 \end{aligned} \quad (17)$$

În final se calculează parametrii de performanță ai ciclului, eficiența frigorifică (ε), respectiv randamentul exergetic (η_{ex}).

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_0}{P_{C1} + P_{C2}}; \eta_{ex} = \frac{\dot{Q}_0 \left(\frac{T_a}{T_r} - 1 \right)}{P_{C1} + P_{C2}} = \varepsilon \left(\frac{T_a}{T_r} - 1 \right) \quad (18)$$

Instalația cu două laminări și răcire intermediară completă

Denumirea instalației prezentate în figura 9 provine de la faptul că lichidul obținut în condensatorul K și apoi subrăcit în SR, este laminat de două ori, întâi până la p_1 în VL1 și apoi până la p_0 în VL2. Practic această variantă de instalație are două circuite distincte, unul de joasă presiune alcătuit din VL2, C1, Ri și unul de înaltă presiune, alcătuit din C2, K, SR, VL1. Aparatul care leagă cele două circuite este BRI.

Procesele de lucru sunt reprezentate în figura 10 și sunt cunoscute în totalitate fiind descrise în paragrafe anterioare.

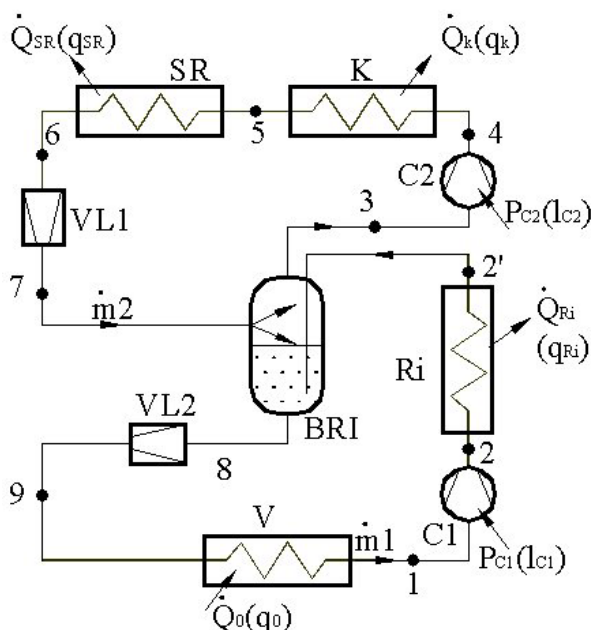


Fig. 9 Instalația cu două laminări și răcire intermediară completă

Calculul termic trebuie să determine 7 necunoscute, două debite masice și 5 schimburi energetice, cu ajutorul a 7 ecuații de bilanț termic, câte una pentru fiecare aparat în parte:

$$\dot{m}_1, \dot{m}_2, P_{C1}, P_{C2}, \dot{Q}_{Ri}, \dot{Q}_K, \dot{Q}_{SR} \quad (7 \text{ nec.}) \quad (19)$$

$$\text{Ec. b.t. : } V, C1, C2, Ri, K, SR, BRI \quad (7 \text{ ec.})$$

După stabilirea condițiilor interne de lucru și a valorilor parametrilor termodinamici pentru stările caracteristice ale ciclului de lucru, analog ca la instalația cu o laminare, algoritmul de calcul este următorul:

$$(\text{b.t.V}) : \dot{m}_1 = \dot{Q}_0 / (h_1 - h_9) \quad (20)$$

Se observă că \dot{m}_1 este mai mic decât la instalația cu o laminare.

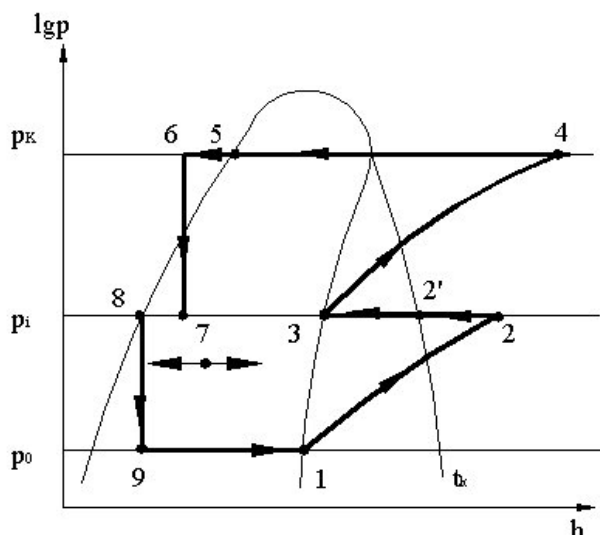


Fig. 10 Reprezentarea proceselor în diagrama lgp-h

Urmează determinarea debitului masic din treapta a doua:

$$(b.t.BRI): \dot{m}_1 h_2 + \dot{m}_2 h_7 = \dot{m}_1 h_8 + \dot{m}_2 h_3$$

$$\Rightarrow \dot{m}_2 = \dot{m}_1 \frac{h_2 - h_8}{h_3 - h_7} \quad (21)$$

Dacă din instalație ar fi lipsit Ri, atunci același debit s-ar fi calculat cu relația:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \frac{h_2 - h_8}{h_3 - h_7} \quad (22)$$

Se poate calcula raportul dintre cele două debite, în situația cu și fără Ri:

$$y = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{h_2 - h_8}{h_3 - h_7} \quad ; \quad y' = \frac{h_2 - h_8}{h_3 - h_7} > y \quad (23)$$

Se observă răcitorul intermediar, dacă este utilizat reduce debitul masic în treapta a doua de comprimare.

În continuare se pot determina schimburile energetice cu exteriorul:

$$(b.t.C1): P_{C1} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) = \dot{m}_1 l_{C1}$$

$$(b.t.C2): P_{C2} = \dot{m}_2 (h_4 - h_3) = \dot{m}_2 l_{C2}$$

$$(b.t.RI): \dot{Q}_{Ri} = \dot{m}_1 (h_2 - h_{2'}) = \dot{m}_1 q_{Ri} \quad (24)$$

$$(b.t.K): \dot{Q}_K = \dot{m}_2 (h_4 - h_5) = \dot{m}_2 q_K$$

$$(b.t.SR): \dot{Q}_{SR} = \dot{m}_2 (h_5 - h_6) = \dot{m}_2 q_{SR}$$

Este bine întotdeauna să se verifice corectitudinea calculului prin scrierea ecuației de bilanț termic pe întreaga instalație:

$$(b.t.i.f.): \dot{Q}_0 + P_{C1} + P_{C2} = \dot{Q}_K + \dot{Q}_{Ri} + \dot{Q}_{SR} \quad (25)$$

În final se pot calcula parametrii de performanță ai ciclului, eficiența frigorifică și randamentul exergetic:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_0}{P_{C1} + P_{C2}} \quad ; \quad \eta_{ex} = \frac{\dot{Q}_0 \left(\frac{T_a}{T_r} - 1 \right)}{P_{C1} + P_{C2}} = \varepsilon \left(\frac{T_a}{T_r} - 1 \right) \quad (26)$$