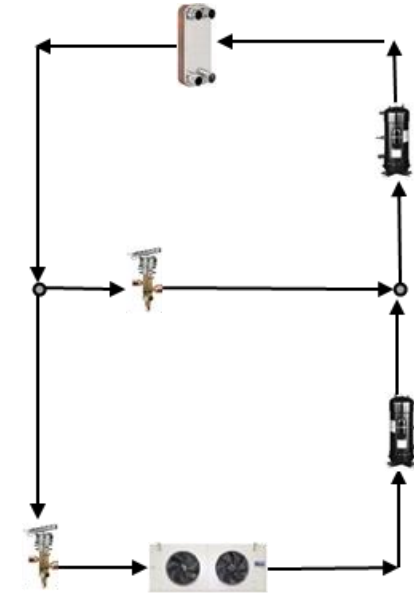
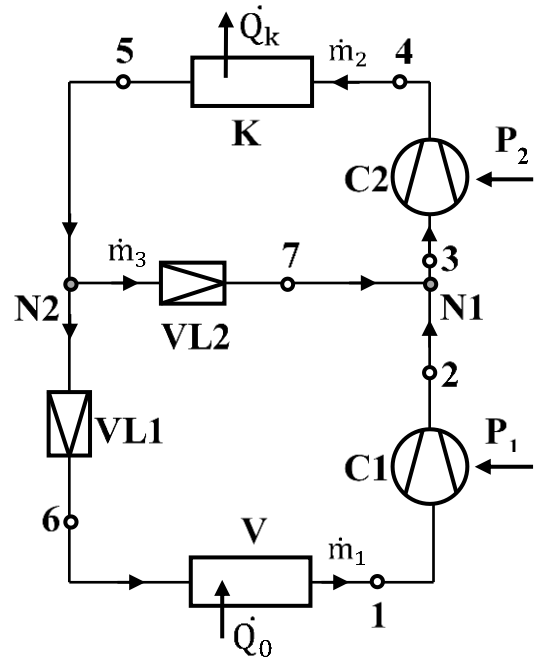


Instalații în două trepte de comprimare cu freoni

Cea mai simplă instalație frigorifică, sau pompă de căldură, funcționând cu freoni, în două trepte de comprimare, este prezentată în figurile alăturate.

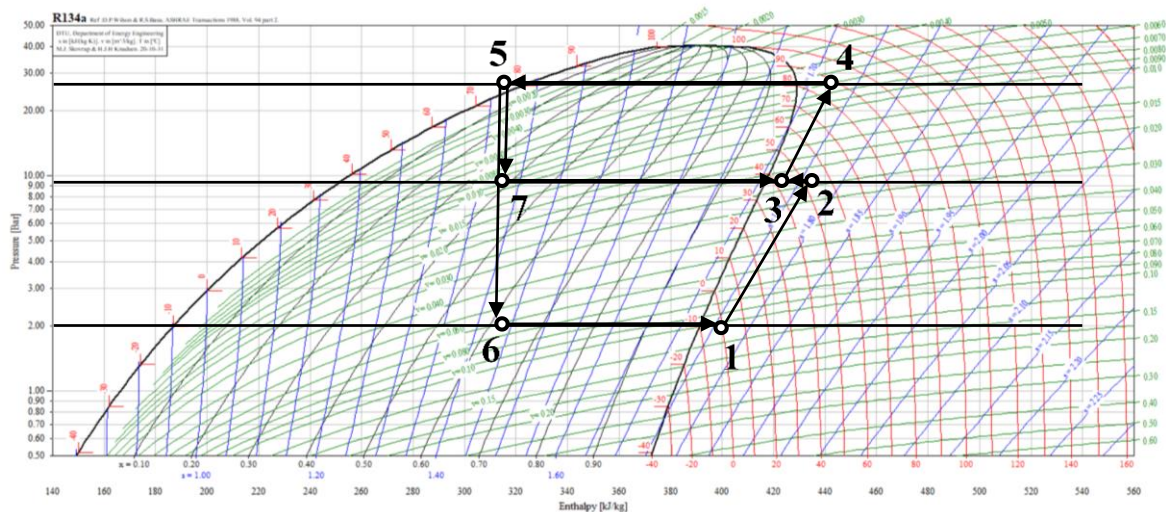


Instalație în două trepte cu freoni, cu răcire intermediară prin injecție de vapori umezi



Schema instalației în două trepte, cu răcire intermediară prin injecție de vapori umezi

Reprezentarea proceselor de lucru în diagrama presiune – entalpie, este realizată în figura alăturată.



Reprezentarea proceselor de lucru în diagrama presiune – entalpie

Pe schemă s-a considerat că vaporizatorul preia căldură de la aer, iar condensatorul cedează căldură apei. Evident, este posibil și ca vaporizatorul să preia căldură de la apă sau de la un agent intermediar de tip antigel, iar condensatorul să cedeze căldură aerului.

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

$$t_r \rightarrow t_0 \rightarrow p_0; t_a \rightarrow t_k \rightarrow p_k; p_i = \sqrt{p_0 p_k}$$

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 $\lg p$ - h , dar pot fi determinate și prin calcul, dacă sunt cunoscute relațiile matematice de legătură dintre acești parametri, sau cu ajutorul programului EES.

Se consideră o supraîncălzire de câteva grade în vaporizator, respectiv o subrăcire de câteva grade în condensator. Având în vedere că este foarte dificil de controlat răcirea intermediară până la saturație, se va considera răcirea intermediară incompletă, cu o supraîncălzire de câteva grade (starea 4), care poate fi controlată fie prin utilizarea unui ventil de laminare termostatic, pentru laminarea până la presiunea intermediară (VL2) având bulbul termostatic montat pe conducta de aspirație în treapta a doua, fie prin utilizarea unui ventil de laminare electronic, având funcționarea controlată de un controler cu un senzor de temperatură montat pe conducta de aspirație în treapta a doua de comprimare.

Necunoscutele calculului termic sunt debitele masice și schimburile energetice cu exteriorul, în total fiind 6 necunoscute:

$$\dot{m}_1; \dot{m}_2; \dot{m}_3; P_1; P_2; \dot{Q}_k$$

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

$$(b. t.): V; C1; C2; K; N2 \text{ (5 ec.)}$$

$$(b. m.): N1 \text{ sau } N2 \text{ (1 ec.)}$$

Algoritmul de calcul termic este următorul:

$$(b. t. V): \dot{Q}_0 = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_6) \Rightarrow \dot{m}_1$$

$$(b. m. N2): \dot{m}_2 = \dot{m}_1 + \dot{m}_3 \Rightarrow \dot{m}_3 = \dot{m}_2 - \dot{m}_1$$

$$(b. t. N1): \dot{m}_1 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_7 = \dot{m}_2 \cdot h_3$$

din ultimele două ecuații se obține:

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

După determinarea debitelor masice, se pot calcula ușor valorile schimburilor energetice:

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

$$(b. t. C1): P_1 = \dot{m}_1 \cdot (h_2 - h_1)$$

$$(b. t. C2): P_2 = \dot{m}_2 \cdot (h_4 - h_3)$$

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

$$(b. t. global): \dot{Q}_0 + P_1 + P_2 = \dot{Q}_k$$

În cazul pompei de căldură se cunoaște \dot{Q}_k nu \dot{Q}_0 , astfel că prima ecuație care se scrie este cea de bilanț termic pe condensator:

$$(b. t. K): \dot{Q}_k = \dot{m}_2 \cdot (h_4 - h_5) \Rightarrow \dot{m}_2$$

În continuarea calculului pentru pompa de căldură, din ecuațiile de bilanț masic pe nodul N2 și de bilanț termic pe nodul N1 se determină \dot{m}_1 :

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \frac{h_3 - h_7}{h_2 - h_7} < \dot{m}_2$$

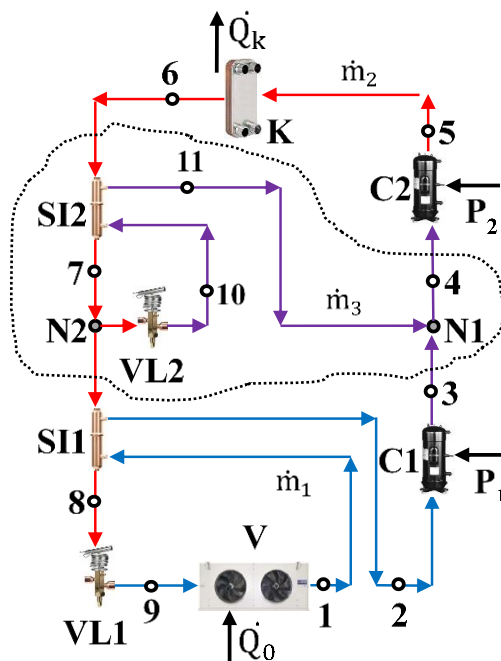
În final se calculează parametrii de performanță: coeficientul de performanță COP_{IF} sau COP_{PC} , respectiv randamentul exergetic $\eta_{ex,IF}$ sau $\eta_{ex,PC}$:

$$COP_{IF} = \frac{\dot{Q}_0}{P_1 + P_2} ; COP_{PC} = \frac{\dot{Q}_k}{P_1 + P_2}$$
$$\eta_{ex,IF} = \frac{\dot{Q}_0 \left(\frac{T_a}{T_r} - 1 \right)}{P_1 + P_2} = COP_{IF} \left(\frac{T_a}{T_r} - 1 \right) ; \eta_{ex,PC} = \frac{\dot{Q}_k \left(\frac{T_i}{T_a} - 1 \right)}{P_1 + P_2} = COP_{PC} \left(\frac{T_i}{T_a} - 1 \right)$$

Instalații în două trepte de comprimare cu freoni, ameliorate

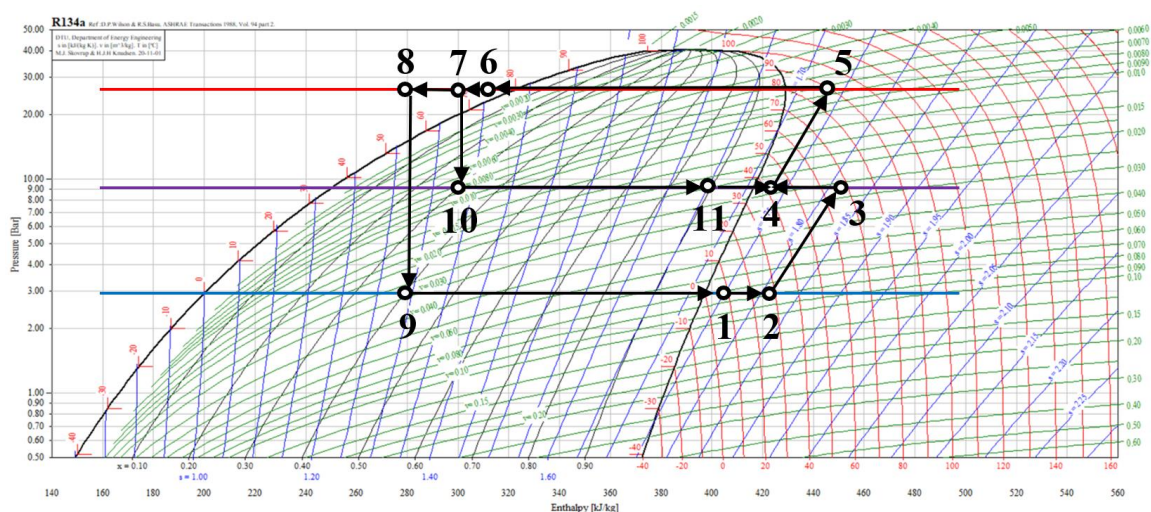
Ameliorarea ciclului în două trepte de comprimare cu freoni, respectiv creșterea eficienței energetice, poate fi realizată prin introducerea câte unui schimbător de căldură intern (sau regenerativ), pe oricare din cele două ramuri ale instalației (de joasă presiune, respectiv de înaltă presiune). Aceste schimbătoare de căldură realizează subrăcirii ale condensului.

În figura alăturată este prezentată schema de principiu a instalației, care conține câte un schimbător de căldură intern (sau regenerativ), pe fiecare ramură. Evident, oricare dintre cele două schimbătoare de căldură, poate să lipsească.



Schema de principiu a instalației ameliorate

Reprezentarea proceselor de lucru în diagrama presiune – entalpie, este realizată în figura alăturată.



Reprezentarea proceselor de lucru în diagrama presiune – entalpie

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

$$t_r \rightarrow t_0 \rightarrow p_0 ; t_a \rightarrow t_k \rightarrow p_k ; p_i = \sqrt{p_0 p_k}$$

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 $\lg p$ - h , dar pot fi determinate și prin calcul, dacă sunt cunoscute relațiile matematice de legătură dintre acești parametri, sau cu ajutorul programului EES.

Se consideră o supraîncălzire de câteva grade în vaporizator, respectiv o subrăcire de câteva grade în condensator. Astfel se determină stările (1) și (6).

Având în vedere că este foarte dificil de controlat răcirea intermediară până la saturație, se va considera răcirea intermediară incompletă, cu o supraîncălzire de câteva grade, care poate fi controlată fie prin utilizarea unui ventil de laminare termostatic, pentru laminarea până la presiunea intermediară (V_L2) având bulbul termostatic montat pe conducta de aspirație în treapta a doua, fie prin utilizarea unui ventil de laminare electronic, având funcționarea controlată de un controler cu un senzor de temperatură montat pe conducta de aspirație în treapta a doua de comprimare. Astfel se determină starea (4) reprezentând vaporii aspirați de compresorul din treapta a doua și apoi starea (5) reprezentând vaporii refulați de același compresor, fie considerând comprimarea adiabatică, fie considerând valoarea randamentului izentropic.

Necunoscutele calculului termic sunt parametrii (entalpiile) stărilor necunoscute, debitele masice și schimburile energetice cu exteriorul, în total fiind 10 necunoscute:

$$h_2 \rightarrow h_3; h_8 = h_9; h_7 = h_{10}; h_{11}; \dot{m}_1; \dot{m}_2; \dot{m}_3; P_1; P_2; \dot{Q}_k$$

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

$$(b. t.): V; C1; C2; K; SI1; SI2; N2 (7 ec.)$$

$$(b. m.): N1 \text{ sau } N2 (1 ec.)$$

Pentru rezolvarea sistemului de ecuații, este necesară impunerea a două stări (deoarece se pot scrie 8 ecuații în care intervin 10 necunoscute). Prin impunerea celor două stări, numărul necunoscutelor rămase devine egal cu al ecuațiilor.

Pentru simplificarea calculelor, se va impune starea (2) a vaporilor la ieșirea din schimbătorul intern (regenerativ) de căldură (SI1), cu câteva grade mai mare decât la intrare și starea (8) a lichidului la ieșirea din același schimbător de căldură, cu câteva grade mai mică decât la ieșirea din condensator:

$$t_2 = t_1 + (10 \dots 20) \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_8 = t_6 - (10 \dots 15) \text{ } ^\circ\text{C}$$

Prin impunerea celor două stări, din ecuația de bilanț termic pe schimbătorul intern (regenerativ) de căldură (SI1) se poate determina entalpia stării (7) la intrarea în schimbătorul intern (regenerativ) de căldură (SI1), respectiv ieșirea din schimbătorul intern (regenerativ) de căldură (SI2):

$$(b. t. SI1): \dot{m}_1(h_7 - h_8) = \dot{m}_1(h_2 - h_1) \Rightarrow h_7 = h_8 + (h_2 - h_1)$$

În urma efectuării calculului, se va verifica poziția stării (7), care trebuie să rezulte între stările 6 și 8. În caz contrar, trebuie alese alte temperaturi ale stărilor (2) și (8), tot în intervalele recomandate.

După stabilirea stării (2) a vaporilor aspirați de compresorul din prima treaptă, se poate determina și starea (3) a vaporilor refuțați de același compresor, fie considerând comprimarea adiabatică, fie considerând valoarea randamentului izentropic de comprimare.

În continuare, pentru instalații frigorifice se scrie ecuația de bilanț termic pe vaporizator:

$$(b. t. V): \dot{Q}_0 = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_9) \Rightarrow \dot{m}_1 = \frac{\dot{Q}_0}{h_1 - h_9}$$

iar pentru pompe de căldură se scrie ecuația de bilanț termic pe condensator:

$$(b. t. K): \dot{Q}_k = \dot{m}_2 \cdot (h_5 - h_6) \Rightarrow \dot{m}_2 = \frac{\dot{Q}_k}{h_5 - h_6}$$

În continuare se scriu ecuația de bilanț masic pe nodul N2, ecuația de bilanț termic pe nodul N1 și ecuația de bilanț termic pe schimbătorul intern (regenerativ) de căldură (SI2):

$$(b. m. N2): \dot{m}_2 = \dot{m}_1 + \dot{m}_3 \Rightarrow \dot{m}_3 = \dot{m}_2 - \dot{m}_1$$

$$(b. t. N1): \dot{m}_1 \cdot h_3 + \dot{m}_3 \cdot h_{11} = \dot{m}_2 \cdot h_4$$

$$(b. t. SI2): \dot{m}_2(h_6 - h_7) = \dot{m}_3(h_{11} - h_{10})$$

Cele 3 ecuații au 3 necunoscute:

\dot{m}_2 , \dot{m}_3 și h_{11} în cazul instalațiilor frigorifice, respectiv

\dot{m}_1 , \dot{m}_3 și h_{11} în cazul instalațiilor pompelor de căldură.

Pentru simplificarea calculelor, se poate scrie ecuația de bilanț termic, pe conturul care conține cele trei componente ale instalației și care a fost evidențiat pe schema de principiu a acesteia:

$$(b. t. contur): \dot{m}_1 \cdot h_3 + \dot{m}_2 \cdot h_6 = \dot{m}_1 \cdot h_7 + \dot{m}_2 \cdot h_4 \Rightarrow \dot{m}_1 \cdot (h_3 - h_7) = \dot{m}_2 \cdot (h_4 - h_6)$$

Din această relație se determină \dot{m}_2 în cazul instalațiilor frigorifice, respectiv \dot{m}_1 în cazul pompelor de căldură.

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \frac{h_3 - h_7}{h_4 - h_6} > \dot{m}_1 \quad ; \quad \dot{m}_1 = \dot{m}_2 \frac{h_4 - h_6}{h_3 - h_7} < \dot{m}_2$$

În continuare, se determină \dot{m}_3 din bilanțul masic pe nodul N2 și h_{11} din bilanțul termic pe SI1:

$$h_{11} = h_{10} + \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_3} (h_6 - h_7)$$

În urma efectuării calculului, se va verifica poziția stării (10), care trebuie să rezulte între stările 11 și 4. În caz contrar, trebuie alese alte temperaturi ale stărilor (2) și (8).

După determinarea entalpiilor și debitelor masice, se pot calcula ușor puterile mecanice de comprimare:

$$(b. t. C1): P_1 = \dot{m}_1 \cdot (h_2 - h_1)$$

$$(b. t. C2): P_2 = \dot{m}_2 \cdot (h_4 - h_3)$$

În cazul instalațiilor frigorifice se determină puterea termică a condensatorului, iar în cazul pompelor de căldură se determină puterea termică a vaporizatorului:

$$(b. t. K): \dot{Q}_k = \dot{m}_2 \cdot (h_5 - h_6) \quad ; \quad (b. t. V): \dot{Q}_0 = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_9)$$

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

$$(b. t. global): \dot{Q}_0 + P_1 + P_2 = \dot{Q}_k$$

În final se calculează parametrii de performanță: coeficientul de performanță COP_{IF} sau COP_{PC} , respectiv randamentul exergetic $\eta_{ex,IF}$ sau $\eta_{ex,PC}$:

$$COP_{IF} = \frac{\dot{Q}_0}{P_1 + P_2} \quad ; \quad COP_{PC} = \frac{\dot{Q}_k}{P_1 + P_2}$$

$$\eta_{ex,IF} = \frac{\dot{Q}_0 \left(\frac{T_a}{T_r} - 1 \right)}{P_1 + P_2} = COP_{IF} \left(\frac{T_a}{T_r} - 1 \right) \quad ; \quad \eta_{ex,PC} = \frac{\dot{Q}_k \left(\frac{T_i}{T_a} - 1 \right)}{P_1 + P_2} = COP_{PC} \left(\frac{T_i}{T_a} - 1 \right)$$