

Instalații cu două nivele de temperatură scăzută

Instalația cu două nivele diferite de temperatură scăzută

Dacă instalația este solicitată să producă frig la două nivele diferite de temperatură scăzută, de exemplu pentru congelarea și refrigerarea produselor alimentare, cele două temperaturi pot fi realizate prin câte o instalație frigorifică independentă sau printr-o singură instalație, ca cea prezentată în figura 15. Procesele de lucru corespunzătoare acestei variante, sunt reprezentate în figura 16.

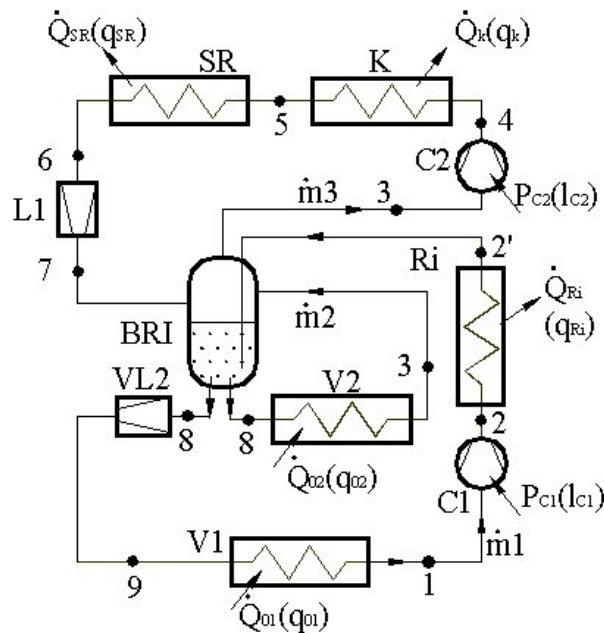


Fig. 15 Schema instalației cu două nivele de temperatură scăzută

Calculul termic pentru această instalație, trebuie să țină seama de faptul că presiunile de vaporizare pentru cele două vaporizatoare vor fi determinate de cele două temperaturi scăzute care trebuie realizate:

$$t_{r1} \rightarrow t_{01} \rightarrow p_{01}; t_{r2} \rightarrow t_{02} \rightarrow p_{02} \quad (47)$$

În acest caz presiunea de vaporizare mai mare (în exemplu p_{02}), va fi și presiunea intermediară a instalației, aceasta fiind deci determinată de condițiile exterioare de lucru, nemaiputând fi considerată un parametru și eventual optimizată ($p_i = p_{02}$). Evident temperatura de vaporizare mai ridicată va fi și temperatura intermediară ($t_i = t_{02}$).

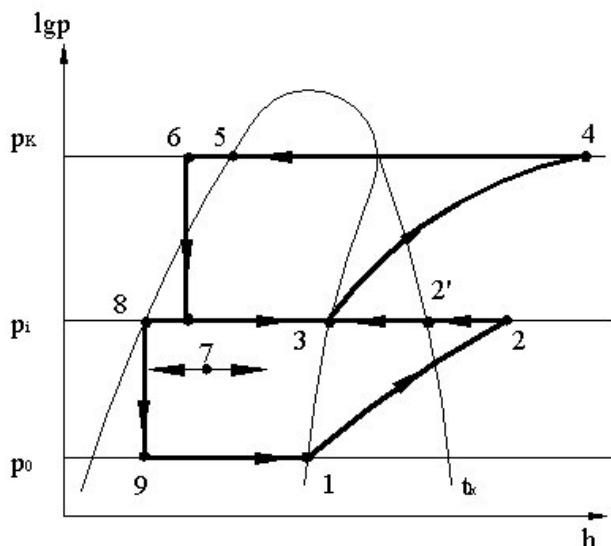


Fig. 16 Reprezentarea proceselor de lucru în diagrama lgp-h

Vaporizatorul aflat la temperatură mai ridicată (V2), este alimentat cu lichid direct din butelia de răcire intermediară. La sfârșitul vaporizării se obțin așa cum s-a arătat și în capitolul referitor la instalațiile într-o treaptă, vapori saturați uscați (3). Trebuie remarcat că deoarece la ieșirea din vaporizatorul V2 vaporii se găsesc la presiunea intermediară, *starea vaporilor saturați la ieșirea din vaporizatorul V2 este aceeași cu starea de vapori saturați din interiorul buteliei de răcire intermediară*, fapt pentru care acești vapori reprezintă aceeași stare 3. Dacă cele două stări sunt considerate diferite, va fi imposibil să fie efectuat corect calculul termic al instalației, deci va fi imposibilă o proiectare corectă a acesteia.

Vaporizatorul aflat la temperatură mai scăzută (V1), va fi alimentat cu lichid tot din BRI, dar prin intermediul ventilului de laminare VL2.

Dacă se ține seama de observațiile anterioare, calculul termic nu ridică nici un fel de probleme și poate fi efectuat după modelele prezentate anterior. Parametrii termodinamici ai stărilor caracteristice ale ciclului de lucru se determină fără probleme cu ajutorul diagramei și a tabelor. Debitul masic \dot{m}_1 și \dot{m}_2 se calculează din ecuațiile de bilanț termic pe cele două vaporizatoare V1 și V2, iar debitul masic \dot{m}_3 se determină din ecuația de bilanț termic pe butelia de răcire intermediară. Schimburile energetice se determină cu aceleași relații care au fost deja prezentate.

O observație importantă o reprezintă însă modul în care se determină parametrii de performanță, eficiența frigorifică ε și în special randamentul exergetic η_{ex} :

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{01} + \dot{Q}_{02}}{P_{C1} + P_{C2}}; \eta_{ex} = \frac{\dot{Q}_{01} \left(\frac{T_a}{T_{r1}} - 1 \right) + \dot{Q}_{02} \left(\frac{T_a}{T_{r2}} - 1 \right)}{P_{C1} + P_{C2}} \quad (48)$$

Se observă că randamentul exergetic se poate calcula acum numai cu ajutorul relației sale de definiție și nu se mai poate exprima în funcție de eficiența frigorifică, la fel ca în cazul instalațiilor cu un singur nivel de temperatură scăzută.

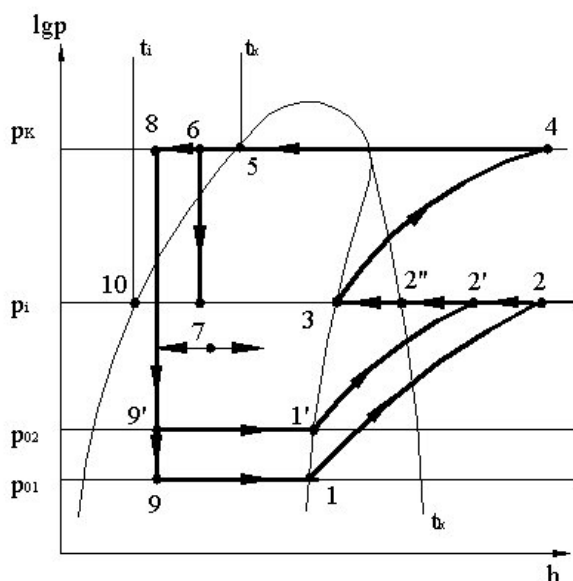


Fig. 18 Reprezentarea proceselor de lucru în diagrama lgp-h

Se observă că cele două compresoare din treapta de joasă presiune C1 și C2, au ambele aceeași presiune de refulare, reprezentată de presiunea intermediară p_i . Această valoare comună a presiunii de refulare din prima treaptă de comprimare, este denumită în practica instalațiilor frigorifice și "bară comună", de unde provine denumirea utilizată uneori pentru această instalație și anume "instalație cu bară comună".

Calculul termic pentru această instalație, ține seama de faptul că presiunile de vaporizare sunt determinate de cele două temperaturi scăzute care trebuie realizate:

$$t_{r1} \rightarrow t_{01} \rightarrow p_{01}; t_{r2} \rightarrow t_{02} \rightarrow p_{02} \quad (49)$$

Pentru această instalație, presiunea intermediară nu este determinată de condițiile externe de lucru, aceasta presiune putând să fie considerată un parametru care influențează valorile parametrilor de performanță ai instalației. De regulă p_i se determină în funcție de valoarea medie p_{0m} , a celor două presiuni de vaporizare și de valoarea presiunii de condensare p_k :

$$p_{0m} = (p_{01} + p_{02})/2; p_i = \sqrt{p_{0m} p_k} \quad (50)$$

Singura problemă pe care o mai poate ridica calculul termic pentru această variantă de instalație în două trepte de comprimare cu amoniac, o reprezintă determinarea stării 2'', de amestec în nodul N3, iar starea 2'' va rezulta între 2 și 2'.

Dacă în instalație există cele două răcitoare intermediare cu apă Ri1 și Ri2, atunci practic în N3 se amestecă cele două debite \dot{m}_1 și \dot{m}_2 având aceeași stare 2'', caracterizată prin presiunea intermediară și temperatura de condensare. În această situație este evident că și în urma amestecului, agentul se va găsi în aceeași stare 2''.

În cazul în care din instalație lipsesc cele două răcitoare intermediare, nodul N3 devine un nod energetic, pentru că stările termodinamice ale celor trei debite vor fi diferite. De această dată starea 2'' nu mai este cunoscută, pentru că nu mai are temperatura egală cu cea de condensare. Entalpia $h_{2''}$ se va determina din ecuația de bilanț termic pe nodul N3.

Ținând seama de observațiile anterioare, calculul termic nu ridică nici un fel de probleme și poate fi efectuat după modelele prezentate anterior.

Din nou, ca o particularitate întâlnită și la varianta anterioară de instalație, parametrii de performanță, eficiența frigorifică ε și în special randamentul exergetic η_{ex} , se determină diferit față de la instalațiile cu un singur nivel de temperatură scăzută:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{01} + \dot{Q}_{02}}{P_{C1} + P_{C2} + P_{C3}}; \eta_{\text{ex}} = \frac{\dot{Q}_{01} \left(\frac{T_a}{T_{r1}} - 1 \right) + \dot{Q}_{02} \left(\frac{T_a}{T_{r2}} - 1 \right)}{P_{C1} + P_{C2} + P_{C3}} \quad (51)$$

Randamentul exergetic se poate calcula din nou, numai cu ajutorul relației sale de definiție și nu se mai poate exprima în funcție de eficiența frigorifică ε , ca în cazul instalațiilor cu un singur nivel de temperatură scăzută.