

Cicluri frigorifice în două trepte de comprimare utilizând un singur compresor de tip Scroll și injecție economică de vapori (EVI – Economized Vapour Injection)

Acest tip de ciclu frigorific este utilizat pe piața echipamentelor frigorifice, de către firma Copeland, producătoare de compresoare frigorifice orbitale, denumite și Scroll.

Principalul avantaj al acestui ciclu, față de alte cicluri în două trepte de comprimare, ce utilizează freoni ca agent frigorific, este faptul că permite realizarea celor două trepte de comprimare, dar și procesul de răcire intermediară, cu ajutorul unui singur compresor.

În acest scop, a fost modificată construcția compresorului, prin realizarea a două racorduri cu forma și poziția optimizate în vederea realizării unei injecții de vapori reci, la o presiune intermediară, în timpul procesului de comprimare. Poziția celor două racorduri este indicată în figura 1.



Fig. 1. Poziția racordurilor de injecție a vaporilor reci la presiune intermediară, în timpul procesului de comprimare

Prin injecția optimizată a vaporilor reci la presiunea intermediară, este realizată și răcirea intermediară incompletă a vaporilor comprimați până la aceeași presiune intermediară.

Ciclul frigorific ce include acest proces complex de comprimare în două trepte, simultan cu răcirea intermediară, într-un singur compresor de tip Scroll, poartă denumirea de ciclu cu injecție economică de vapori. Firma Copeland, care a propus utilizarea acestui ciclu, l-a denumit EVI de la **E**conomized **V**apour **I**njection.

Avantajele acestui ciclu, față de cele realizate în două compresoare, este evident, prin costul mult mai redus al investiției.

Ciclul cu priză de lichid înaintea schimbătorului intern de căldură

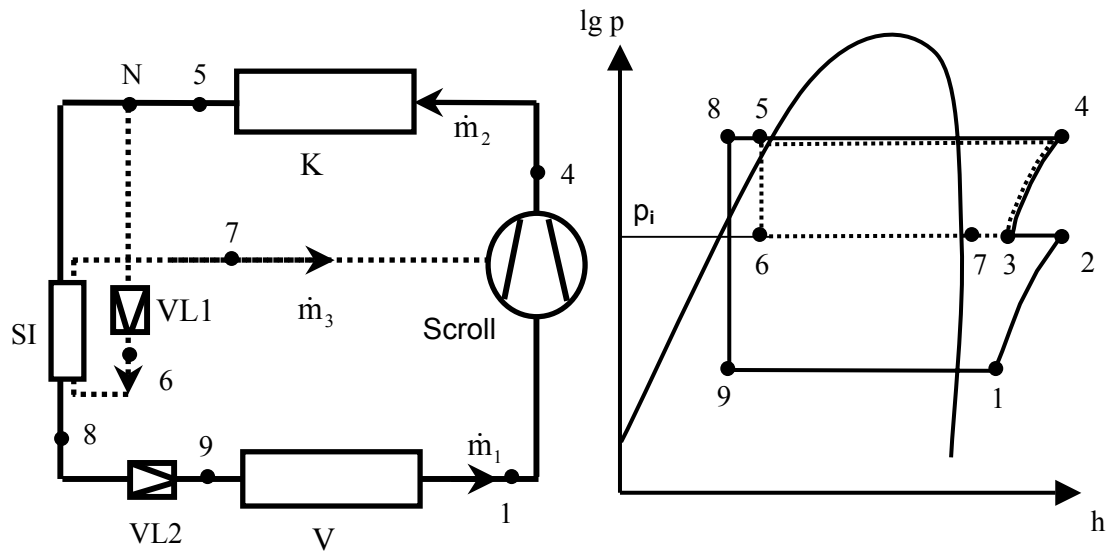


Fig. 2. Schema instalației și ciclul cu priză de lichid înaintea schimbătorului intern de căldură

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

$$\text{(b.e. SI): } \dot{m}_1(h_5 - h_8) = \dot{m}_3(h_7 - h_6) \Rightarrow \dot{m}_3 = \dot{m}_1 \frac{(h_5 - h_8)}{(h_7 - h_6)}$$

Ciclul cu priză de lichid după schimbătorul intern de căldură

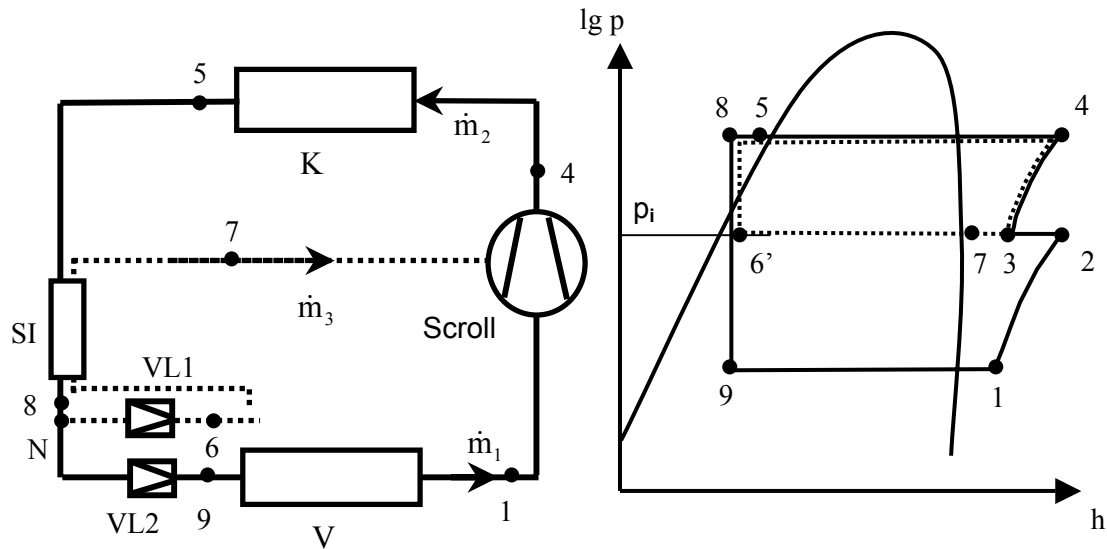


Fig. 3. Schema instalației și ciclul cu priză de lichid după schimbătorul intern de căldură

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

$$(b.e. SI): \dot{m}_2(h_5 - h_8) = \dot{m}_3(h_7 - h_{6'})$$

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

Se înlocuiește (b.m. N) în (b.e. SI):

$$\dot{m}_1 h_5 - \dot{m}_1 h_8 + \dot{m}_3 h_5 - \dot{m}_3 h_8 = \dot{m}_3 h_7 - \dot{m}_3 h_{6'}$$

Se observă că $h_8 = h_{6'}$, astfel că termenii $\dot{m}_3 h_8$ și $\dot{m}_3 h_{6'}$ se simplifică și se obține:

$$\dot{m}_1(h_5 - h_8) = \dot{m}_3(h_7 - h_5) \Rightarrow \dot{m}_3 = \dot{m}_1 \frac{(h_5 - h_8)}{(h_7 - h_5)}$$

Deoarece h_5 are aceeași valoare cu h_6 în cazul cu priză de lichid înaintea schimbătorului intern de căldură, se constată că valorile debitelor masice din cele două tipuri de instalație sunt identice. În consecință și valorile schimburilor de energie cu mediul ambiant sunt identice, ca și valorile parametrilor de performanță, eficiența frigorifică și randament exergetic, ale celor două cicluri.

Analiza comparativă a celor două cicluri

Având în vedere că debitele masice, schimburile energetice și valorile parametrilor de performanță ale celor două cicluri cu injecție economică de vapori, sunt identice, la prima vedere ar părea că cele două cicluri studiate sunt echivalente din toate punctele de vedere, fiind indiferent care dintre acestea va fi preferat, ceea ce este însă fals.

Astfel, la o analiză mai atentă se va observa că în cazul ciclului cu priza de lichid înaintea schimbătorului intern de căldură, valoarea sarcinii termice a schimbătorului intern de căldură este mai redusă decât în cazul ciclului cu priza de lichid după schimbătorul intern de căldură. Această afirmație este justificată de faptul că pe partea lichidului de înaltă presiune în cazul primului ciclu analizat, aceeași variație de entalpie este de un debit mai redus (\dot{m}_1 în loc de \dot{m}_2), iar pe partea lichidului de presiune intermediară, care vaporizează, același debit produce o variație mai redusă de entalpie (h_7-h_6 în loc de h_7-h_6').

În aceste condiții apare evident faptul că ciclul cu priza de lichid amplasată înaintea schimbătorului intern de căldură este mai avantajos decât ciclul cu priza de lichid amplasată după schimbătorul intern de căldură.

Având în vedere că în compresoarele Scroll, rapoartele de comprimare sunt reduse, ceea ce împiedică realizarea unor temperaturi de comprimare prea scăzute, aparent aceste cicluri nu au o utilitate practică deosebită, însă și această concluzie poate fi considerată falsă. Utilitatea acestor cicluri este foarte mare în cazul pompelor de căldură, unde rapoartele de comprimare nu sunt foarte mari, iar comprimarea în două trepte reduce consumul energetic, ceea ce este extrem de important în cazul acestor echipamente. Acest ciclu, permite realizarea comprimării în două trepte cu un singur compresor, ceea ce reduce sensibil costurile investiției inițiale, aspect de asemenea esențial în cazul pompelor de căldură.

Un alt avantaj important al acestui ciclu, în cazul utilizării sale în pompele de căldură, este reprezentat de faptul că debitul masic de agent frigorific în compresor, este mai mare decât în cazul comprimării într-o singură treaptă, ceea ce mărește sensibil sarcina termică a condensatorului, deci efectul util al pompei de căldură care funcționează după acest ciclu.

Este evident faptul că în cazul pompelor de căldură, debitele masice se vor calcula pornind de la ecuația de bilanț energetic pe condensator, cu ajutorul căreia se va determina debitul masic din treapta a doua a instalației \dot{m}_2 . Celelalte două debite se vor determina din ecuația de bilanț energetic pe schimbătorul intern de căldură și din ecuația de bilanț masic pe priza de presiune, sau pe compresor.