

Capitolul 14

MAȘINI FRIGORIFICE

Mașinile frigorifice sunt mașini termice de lucru care au rolul de a prelua căldura de la o sursă mai rece și a o transmite unei surse mai calde prin consum de lucru mecanic. Agentul termic, denumit agent frigorific, parcurge un ciclu termodinamic inversat. După natura agentului, mașinile frigorifice pot fi cu gaze sau cu vapori.

După modul în care se realizează puterea de acționare, mașinile frigorifice pot fi:

- cu compresie mecanică de vapori;
- cu absorbție (cu compresie termochimică);
- cu eiecție (cu compresor cu jet).

În funcție de nivelul surselor de căldură, mașinile frigorifice se împart în:

- **instalații frigorifice**, având ca scop răcirea unui spațiu sau a unui agent intermediar prin evacuarea căldurii pe care o cedează mediului ambiant;
- **pompe de căldură**, având ca scop încălzirea unui spațiu sau a unui agent intermediar prin introducerea căldurii preluate din mediul ambiant.

Instalația frigorifică cu compresie mecanică de vapori este compusă din vaporizator, compresor, condensator, rezervor de lichid și ventil de laminare. Răcirea se realizează prin amplasarea vaporizatorului direct în spațiul răcit sau folosind un agent intermediar.

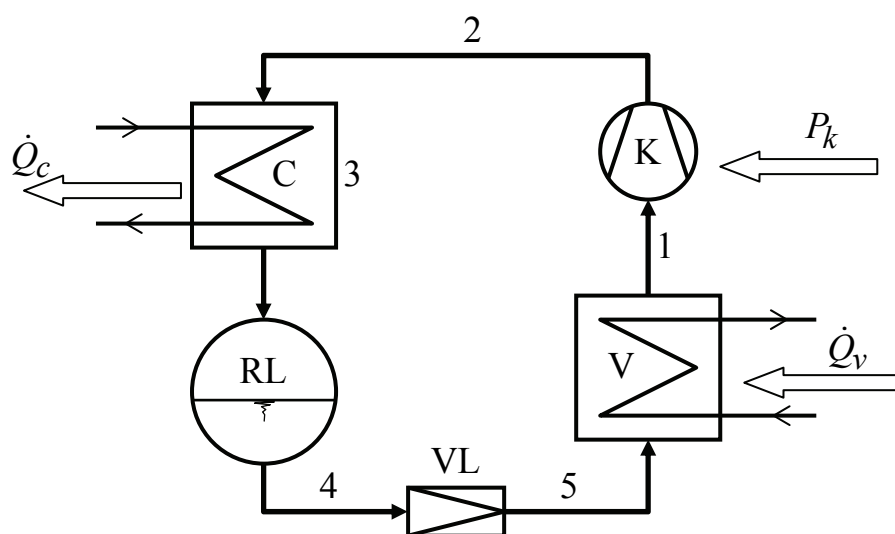


Fig. 14.1: Schema instalației frigorifice

Vaporii saturați uscați, produși în vaporizator prin preluarea căldurii de răcire, sunt compriși adiabatic până la presiunea de condensare. Vaporii supraîncălziți obținuți sunt introduși în condensator unde se răcesc și apoi condensează, cedând căldura mediului ambiant. Lichidul saturat obținut în condensator este colectat în rezervorul de lichid și apoi laminat izentalpic în ventilul de laminare până la presiunea de vaporizare, după care ciclul se reia.

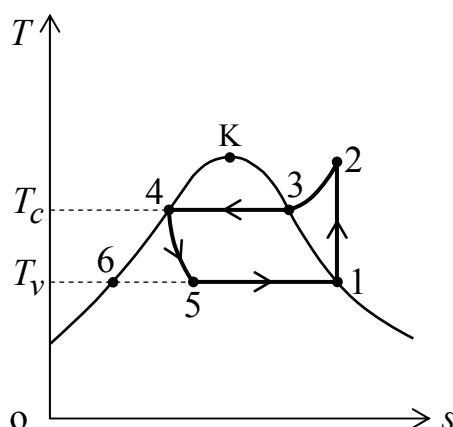


Fig. 14.2: Reprezentarea proceselor în diagrama $T-s$

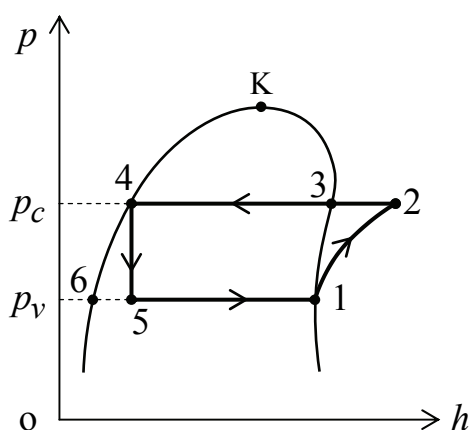


Fig. 14.3: Reprezentarea proceselor în diagrama p-h

Puterea frigorifică reprezintă fluxul total de căldură preluat de la mediul răcit de către agentul frigorific în procesul de vaporizare.

$$\dot{Q}_v = \dot{m} q_v \quad [\text{W}]$$

unde $\dot{m}$ reprezintă debitul masic de agent frigorific iar q_v sarcina frigorifică unitară masică:

$$q_v = h_1 - h_5 = (1 - x_5)(h_1 - h_6) = (1 - x_5)r_v \quad [\text{J/kg}]$$

unde r_v este căldura latentă de vaporizare corespunzătoare presiunii din vaporizator iar x_5 titlul vaporilor umezi.

Puterea consumată pentru antrenarea compresorului va fi:

$$P_k = \dot{m} l_t \quad [\text{W}]$$

unde l_t este lucrul mecanic tehnic unitar consumat de compresor:

$$l_t = h_2 - h_1 \quad [\text{J/kg}]$$

Sarcina termică a condensatorului va fi:

$$\dot{Q}_c = \dot{m} q_c \quad [\text{W}]$$

unde q_c este sarcina termică unitară a condensatorului:

$$q_c = q_{23} + q_{34} = h_2 - h_4 \quad [\text{J/kg}]$$

Coefficientul de performanță se definește ca raportul dintre puterea frigorifică și puterea consumată pentru antrenarea compresorului:

$$COP = \frac{\dot{Q}_v}{P_k} = \frac{\dot{m} q_v}{\dot{m} l_t} = \frac{q_v}{l_t} = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1} \quad [-]$$

Îmbunătățirea coeficientului de performanță se poate realiza prin introducerea după condensator a unui schimbător de căldură cu rolul de a subrăci condensul saturat sau a unui recuperator de căldură care realizează un schimb intern de căldură regenerativ având ca efect atât răcirea condensului saturat cât și supraîncălzirea vaporilor saturați uscați înainte de intrarea în compresor.

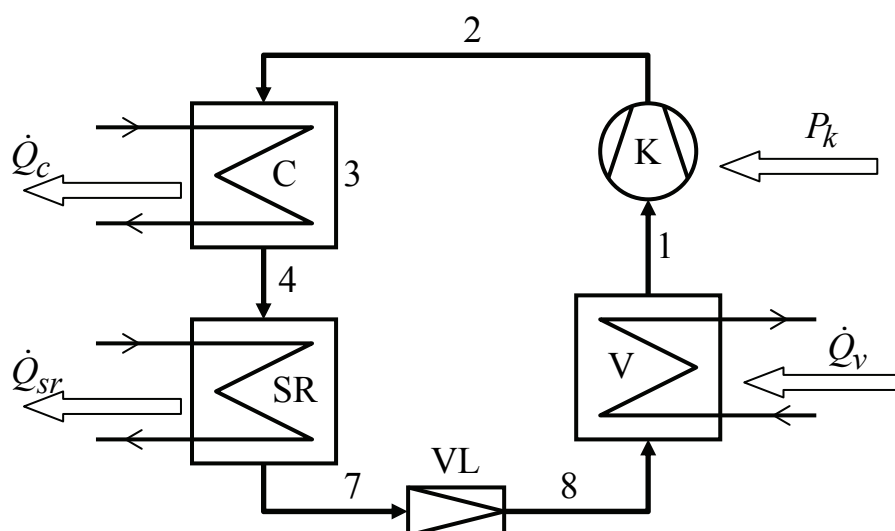


Fig. 14.4: Schema instalatiei cu subracitor

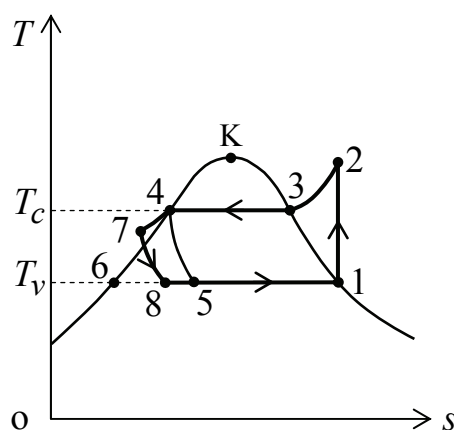


Fig. 14.5: Reprezentarea proceselor in diagramele T-s

În cazul instalației cu subrăcitor, coeficientul de performanță va avea următoarea expresie:

$$COP_{sr} = \frac{h_1 - h_8}{h_2 - h_1} > \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1} = COP$$

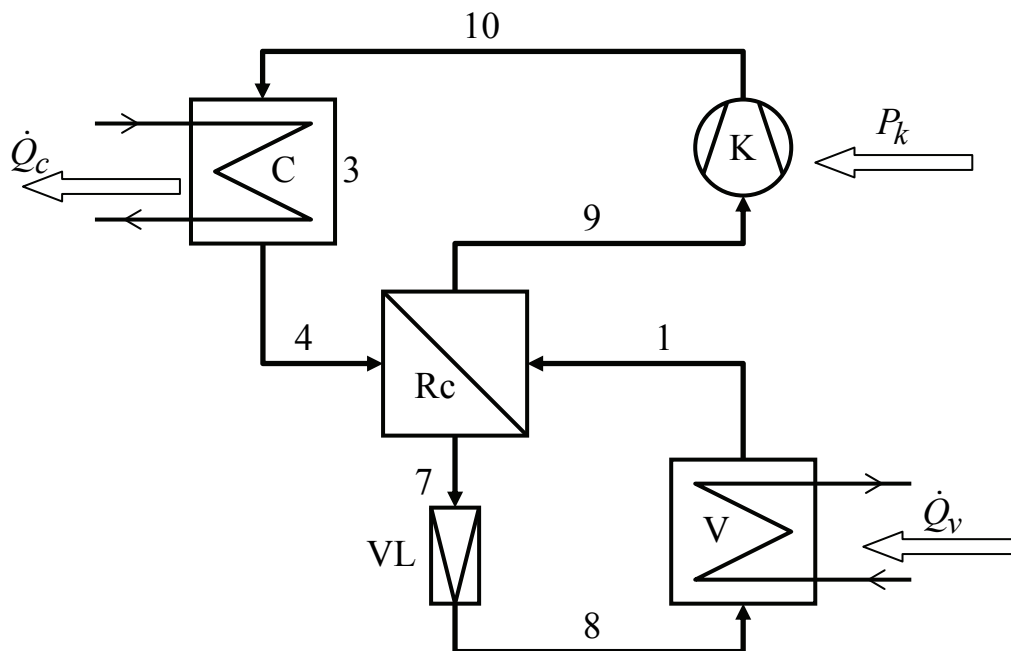


Fig. 14.6: Schema instalației cu recuperator

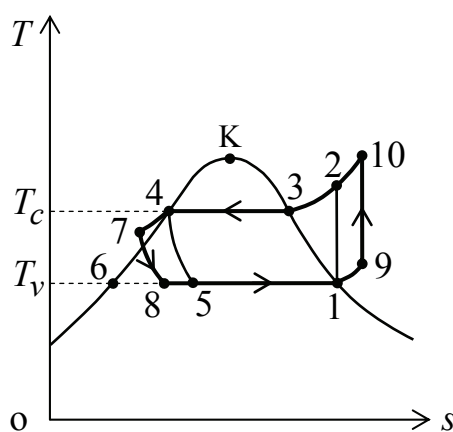


Fig. 14.7: Reprezentarea proceselor în diagrama T-s

În cazul instalației cu recuperator intern, coeficientul de performanță va avea următoarea expresie:

$$COP_{rc} = \frac{h_9 - h_8}{h_{10} - h_9} > \frac{h_1 - h_8}{h_2 - h_1} = COP_{sr}$$

Instalația frigorifică cu absorbție funcționează cu soluții binare iar compresorul mecanic este înlocuit de unul termochimic realizat dintr-un circuit auxiliar compus din absorbitor, pompă, generator de vapori și ventil de laminare. Soluțiile binare cele mai utilizate sunt amoniac - apă și bromură de litiu - apă.

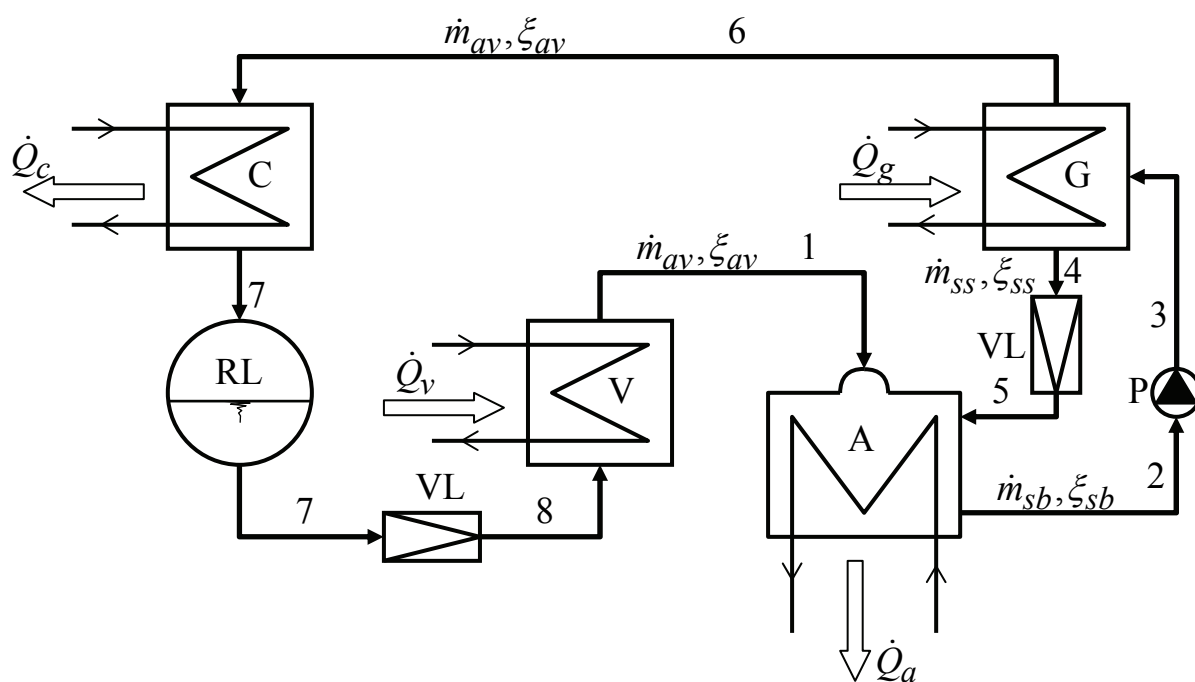


Fig. 14.8: Schema instalației frigorifice cu absorbție

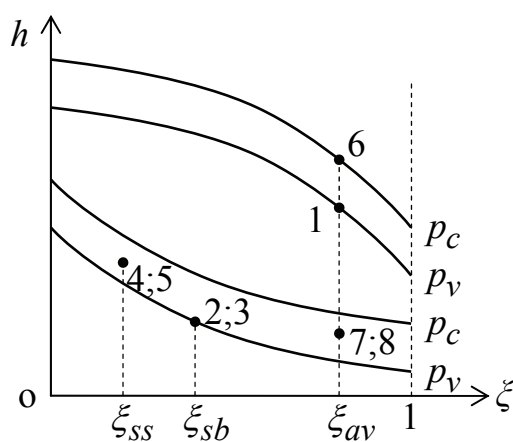


Fig. 14.9: Reprezentarea proceselor în diagrama h - ξ

Vaporii de solvit (agentul frigorific) produşi în vaporizator prin preluarea căldurii din spaţiul supus răcirii sunt introduşi în absorbitor şi absorbiţi de soluţia săracă. Soluţia bogată rezultată este pompată în generatorul de vapori unde vaporizează cu precădere agentul frigorific iar soluţia săracă rezultată este laminată şi reintrodusă în absorbitor. Vaporii de agent frigorific produşi în generator la presiune înaltă, condensează până la starea de lichid saturat în condensator după care condensul este laminat în ventilul de reglare până la presiunea de vaporizare. Vaporii umezi obţinuţi în urma laminării sunt introduşi în vaporizator şi ciclul se reia. Spre deosebire de instalaţiile frigorifice cu compresie mecanică, în care agentul frigorific era o substanţa pură, în cazul instalaţiilor cu absorbţie, agentul frigorific este compus dintr-un amestec de două substanţe, şi de aceea procesele izobare de condensare şi vaporizare sunt neizoterme.

Următoarele notaţii sunt folosite în schema instalaţiei frigorifice:

$\dot{m}_{sb}$ - debitul masic al soluţiei bogate;

$\dot{m}_{ss}$ - debitul masic al soluţiei sarace;

$\dot{m}_{av}$ - debitul masic al amestecului de vapori;

ξ_{sb} - concentraţia în agent frigorific a soluţiei bogate;

ξ_{ss} - concentraţia în agent frigorific a soluţiei sărace;

ξ_{av} - concentraţia în agent frigorific a amestecului de vapori;

Ținând cont de **coeficientul de circulație** definit ca raportul dintre debitul masic al soluţiei bogate şi debitul masic al amestecului de vapori,

$$f = \frac{\dot{m}_{sb}}{\dot{m}_{av}} = \frac{\xi_{av} - \xi_{ss}}{\xi_{sb} - \xi_{ss}} \quad [-]$$

bilanţul de masă pentru agentul frigorific în generatorul de vapori (în fierbător) va fi:

$$\dot{m}_{sb} \xi_{sb} = \dot{m}_{av} \xi_{av} + \dot{m}_{ss} \xi_{ss} = \dot{m}_{av} \xi_{av} + (\dot{m}_{sb} - \dot{m}_{av}) \xi_{ss}$$

$$f \xi_{sb} = \xi_{av} + (f - 1) \xi_{ss}$$

Bilanțul termic al generatorului de vapori va fi:

$$\dot{Q}_g + \dot{m}_{sb} h_3 = \dot{m}_{av} h_6 + (\dot{m}_{sb} - \dot{m}_{av}) h_4$$

unde $\dot{Q}_g$ este puterea termică a generatorului de vapori, calculată cu următoarea relație:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_{av} (h_6 - h_4) + \dot{m}_{sb} (h_4 - h_3) \quad [\text{W}]$$

$$q_g = h_6 - h_4 + f(h_4 - h_3) \quad [\text{J/kg}]$$

unde q_g este căldura unitară masică a generatorului de vapori:

$$q_g = \frac{\dot{Q}_g}{\dot{m}_{av}} \quad [\text{J/kg}]$$

Bilanțul termic al absorbitorului va fi:

$$\dot{m}_{av} h_1 + (\dot{m}_{sb} - \dot{m}_{av}) h_5 = \dot{m}_{sb} h_2 + \dot{Q}_a$$

unde $\dot{Q}_a$ este puterea termică a absorbitorului:

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_{av} (h_1 - h_5) + \dot{m}_{sb} (h_5 - h_2) \quad [\text{W}]$$

$$q_a = h_1 - h_5 + f(h_5 - h_2) \quad [\text{J/kg}]$$

unde q_a este căldura unitară masică a absorbitorului:

$$q_a = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{m}_{av}} \quad [\text{J/kg}]$$

Pentru condensator, sarcina termică se calculează cu următoarea relație:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{av} (h_6 - h_7) \quad [\text{W}]$$

iar căldura unitară masică va fi,

$$q_c = h_6 - h_7 \quad [\text{J/kg}]$$

Pentru vaporizator, sarcina termică și căldura unitară masică vor fi:

$$\dot{Q}_v = \dot{m}_{av} (h_1 - h_8) \quad [\text{W}]$$

$$q_v = h_1 - h_8 \quad [\text{J/kg}]$$

Bilanțul termic al întregii instalații, exprimat în fluxuri termice și în călduri unitare masice, va fi:

$$\dot{Q}_g + \dot{Q}_v = \dot{Q}_c + \dot{Q}_a$$

$$q_g + q_v = q_c + q_a$$

Coeficientul de performanță al instalației frigorifice cu absorbție se definește ca raportul dintre puterea frigorifică (sarcina termică a vaporizatorului) și puterea termică a generatorului de vapori:

$$COP = \frac{\dot{Q}_v}{\dot{Q}_g} = \frac{q_v}{q_g} = \frac{h_1 - h_8}{h_6 - h_4 + f(h_4 - h_3)} \quad [-]$$

Pompele de căldură sunt mașini termice de lucru cu ciclu invers, dar spre deosebire de instalațiile frigorifice, întreg ciclul este situat deasupra nivelului temperaturii mediului ambiant. În general, schemele și principiile de funcționare ale pompelor de căldură sunt similare cu cele ale instalațiilor frigorifice.

Pompele de căldură pot fi utilizate la încălzirea unor incinte, la ridicarea parametrilor agenților de termoficare (temperatură și presiune), la producerea de abur industrial, în procesele de uscare și dehumidificare, la distilarea și rectificarea unor soluții, etc.

Coeficientul de performanță al pompei de căldură cu compresie mecanică de vapori se definește ca raportul dintre sarcina termică a condensatorului și puterea consumată pentru antrenarea compresorului:

$$COP = \frac{\dot{Q}_c}{P_k} = \frac{q_c}{l_t} \quad [-]$$

În cazul pompelor de căldură cu absorbție, coeficientul de performanță este raportul dintre suma sarcinilor termice ale condensatorului și absorbitorului pe de o parte, și puterea termică a generatorului de vapori pe de altă parte:

$$COP = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_g} = \frac{q_c}{q_g} \quad [-]$$