

9 Determinarea caracteristicilor principale ale pompelor de căldură

Lucrarea de laborator prezintă modul în care se realizează măsurătorile pentru determinarea caracteristicilor principale ale pompelor de căldură, diagrama lgp - h specifică agenților frigorifici precum și procedura de prelucrare și interpretare a rezultatelor obținute.

Scopul lucrării este de a determina experimental eficiența termică reală a unei pompe de căldură, de a pune în evidență diferența dintre aceasta și eficiența termică teoretică, de a calcula randamentul exergetic și de a stabili măsura în care eficiența termică exprimă procesele reale din instalație.

9.1 Noțiuni teoretice

Pompele de căldură sunt instalații termice destinate valorificării potențialului termic al surselor cu temperaturi egale sau cu puțin mai mare decât cele ale mediului ambiant [2].

Pompele de căldură sunt mașini termice care au rolul de a prelua căldură de la un mediu având temperatura mai scăzută și de a o ceda unui mediu având temperatura mai ridicată, așa cum se observă și pe schema energetică din figura 9.1 [30]. Mediul cu temperatura mai scăzută, de la care se preia căldură este denumit sursă rece, iar mediul cu temperatura mai ridicată, căruia i se cedează căldură, este denumit sursă caldă. Deoarece au capacitate termică infinită, temperaturile surselor de căldură rămân constante chiar dacă acestea schimbă căldură [55]. Conform principiului doi al termodinamicii, pentru transportul căldurii, în condițiile prezentate, este necesar un consum de energie, notat cu P_{comp} . Fluxul de căldură absorbit de la sursa rece a fost notat cu \dot{Q}_{vap} , iar fluxul de căldură cedat sursei calde, a fost notat cu \dot{Q}_{cond} .

Pompa de căldură funcționează după același principiu ca și instalațiile frigorifice, având aceleași echipamente componente, fiind de fapt derivată din instalația frigorifică.

Pompele de căldură se deosebesc de instalațiile frigorifice prin nivelul de temperatură al surselor de căldură și efectul urmărit. Efectul util urmărit la instalațiile frigorifice este răcirea unei incinte, în timp ce efectul util al pompelor de căldură este încălzirea unei incinte. În cazul instalațiilor frigorifice, sursa rece se găsește sub temperatura mediului ambiant, iar procesul de coborâre a temperaturii sub această valoare, este denumit răcire artificială. Domeniile de utilizare a pompelor de căldură sunt foarte variate. Ele au căpătat o largă răspândire odată cu apariția crizei energetice. Pompele de căldură au aplicații nelimitate atât în domeniul rezidențial cât și în domeniul industrial. Cu o pompă de căldură se poate asigura: încălzirea clădirilor prin intermediul radiatoarelor, ventiloconvectoarelor, încălzire în pardoseală; preparare apă caldă menajeră (de consum); ventilație, dezumidificare și aport de aer proaspăt cu recuperarea căldurii din aerul viciat evacuat; răcirea clădirilor prin intermediul ventiloconvectoarelor, răcire în pardoseală, în pereți și în tavan; încălzirea apei din piscină [56].

Clasificarea pompelor de căldură se poate realiza în funcție de felul surselor de căldură utilizate, astfel avem pompe de căldură de tip:

- aer - apă: folosesc ca sursă de căldură aerul, iar ca agent purtător de căldură apa (Fig. 9.2);
- apă - apă: folosesc ca sursă de căldură apa din pânza freatică, din lacuri, râuri sau apa de mare, iar purtătorul de căldură este tot apa (Fig. 9.3);
- sol - apă: folosesc ca sursă de căldură solul, iar ca purtător de căldură apa (Fig. 9.4).

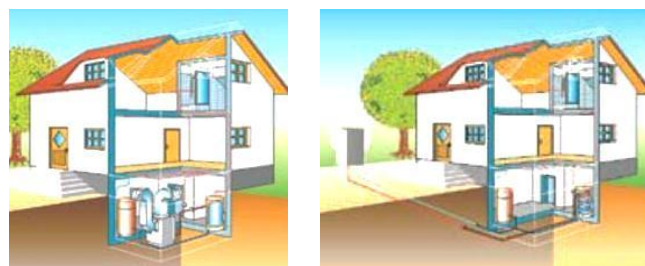


Fig. 9.2 Pompă de căldură de tip aer – apă montată în interiorul, respectiv în exteriorul locuinței [57]

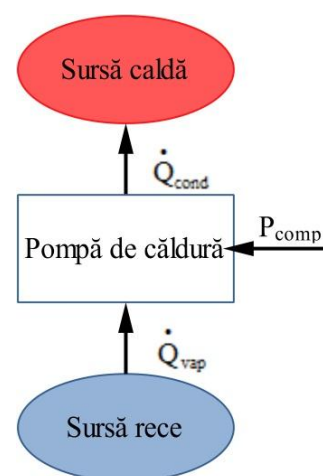


Fig. 9.1 Schema energetică a pompelor de căldură

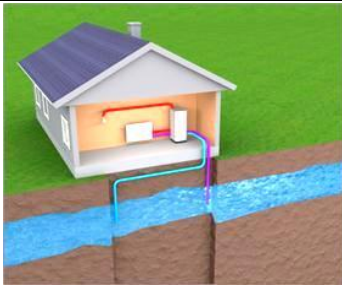


Fig. 9.3 Pompă de căldură de tip apă – apă [58]

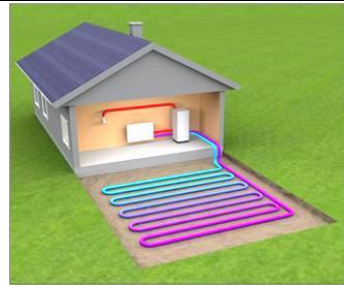
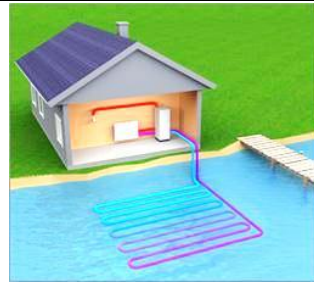
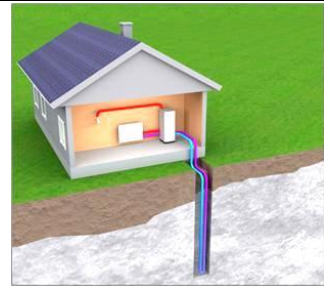


Fig. 9.4 Pompă de căldură de tip sol – apă [58]



Pompele de căldură de tip sol - apă sunt cele mai utilizate deoarece prezintă următoarele avantaje:

- temperatură constantă în timp, de la o adâncime dependentă de zona climatică și natura terenului,
- temperatură destul de ridicată, chiar și în sezonul rece;

iar dezavantajele principale sunt:

- investiție ridicată, datorată acestor mari suprafețe ale captatoarelor plasate în sol;
- conductivitate termică a solului foarte scăzută, care conduce la suprafețe mari pentru captarea căldurii [59].

Schema de principiu a pompelor de căldură este prezentată în figura 9.5. Pompele de căldură au în componență cel puțin patru echipamente componente:

- ☞ un schimbător de căldură denumit vaporizator (unde are loc vaporizarea agentului frigorific prin preluarea căldurii de la sursa rece la temperatura și presiunea de vaporizare, care sunt constante);
- ☞ un compresor (care asigură condițiile de lucru pentru condensator);
- ☞ un schimbător de căldură denumit condensator (unde are loc condensarea agentului frigorific prin cedarea căldurii către sursa caldă la temperatura și presiunea de condensare, care sunt constante);
- ☞ un detentor sau ventil de laminare (care asigură condițiile de lucru pentru vaporizator).

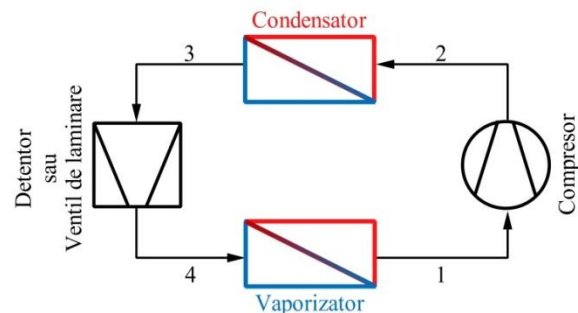


Fig. 9.5 Schema de principiu a pompelor de căldură

În vaporizator are loc preluarea de căldură de la sursa rece. Acest proces se realizează prin vaporizarea agentului frigorific în vaporizator. Vaporii rezultați sunt apoi absorbiți de compresor și comprimați adiabatic de la presiunea din vaporizator (p_{vap}) la presiunea necesară în condensator (p_{cond}). În condensator are loc cedarea de căldură către sursa caldă. Acest proces se realizează prin condensarea agentului frigorific în condensator. În urma cedării de căldură către sursa caldă, vaporii revin în starea de lichid. Pentru ca lichidul obținut în condensator să poată să preia din nou căldură de la sursa rece prin vaporizare, acesta trebuie să revină la presiunea de vaporizare, micșorarea presiunii realizându-se cu ajutorul unui detentor sau ventil de laminare. Acest proces este însoțit și de o vaporizare parțială a agentului frigorific. În acest fel, printr-un consum de lucru mecanic (necesar antrenării compresorului) se realizează un transport de căldură de la o sursă rece de temperatură t_{vap} , la o sursă caldă de temperatură t_{cond} . Cantitatea de căldură cedată mediului mai cald este mai mare decât cea preluată de agentul de lucru de la sursa rece și anume cu echivalentul termic al lucrului mecanic consumat [60]. Efectul util al pompelor de căldură, se realizează în condensator, prin cedare de căldură sursei calde. Efectul util al instalațiilor frigorifice, se realizează în vaporizator, prin preluare de căldură de la sursa rece.

Procesele care compun ciclul de funcționare al pompelor de căldură (Fig. 9.6) sunt:

- procesul 1 - 2 comprimare teoretic adiabatică, are loc în compresor;
- procesul 2 - 3 condensarea izobară a vaporilor, are loc în condensator;
- procesul 3 - 4 destindere izentalpă (entalpie constantă), are loc în ventilul de laminare;
- procesul 4 - 1 vaporizarea izobară, are loc în vaporizator.

Fluxul de căldură preluat de agentul frigorific în vaporizator se determină astfel:

$$\dot{Q}_{vap} = \dot{m}_{agent} \cdot (h_1 - h_4) \text{ [kW]} \quad (9.1)$$

unde: \dot{m}_{agent} [kg/s] este debitul masic de agent frigorific; h_1 [kJ/kg] - entalpia agentului frigorific la ieșirea din vaporizator, h_4 [kJ/kg] - entalpia agentului frigorific la intrarea în vaporizator.

Puterea compresorului:

$$P_{\text{comp}} = \dot{m}_{\text{agent}} \cdot (h_2 - h_1) \text{ [kW]} \quad (9.2)$$

unde: h_2 [kJ/kg] – entalpia agentului frigorific la ieșirea din compresor.

Fluxul de căldură cedat de agentul frigorific în condensator se determină cu relația:

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{agent}} \cdot (h_2 - h_3) \text{ [kW]} \quad (9.3)$$

unde: h_3 [kJ/kg] – entalpia agentului frigorific la ieșirea din condensator.

Performanța pompelor de căldură se exprimă utilizând termenul de eficiență sau coeficient de performanță (coefficient of performance – COP):

$$\varepsilon_{\text{PC}} = \text{COP}_{\text{PC}} = \frac{\dot{Q}_{\text{cond}}}{P_{\text{comp}}} \quad [-] \quad (9.4)$$

Termenul de eficiență termică al pompei de căldură (de exemplu $\varepsilon_{\text{pc}} = \text{COP}_{\text{PC}} = 4$) poate fi interpretat astfel: la 1 kW electric consumat de compresor se obțin 4 kW termici.

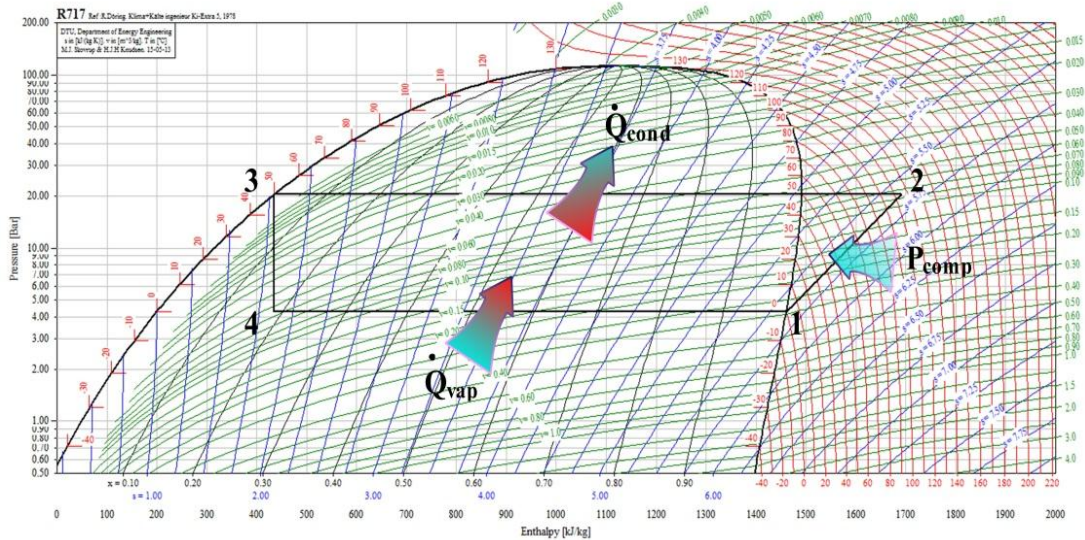


Fig. 9.6 Ciclu teoretic al pompelor de căldură – adaptat după [61]

9.2 Descrierea instalației și desfășurarea lucrării

Instalația experimentală s-a realizat prin inversarea rolului funcțional al unui frigider (Fig. 9.7). Astfel, vaporizatorul a fost montat în mediul exterior, care materializează sursa rece, iar condensatorul a fost plasat în incinta ce urmează a fi încălzită. Pentru măsurarea mărimilor care intervin în calcule, instalația este prevăzută cu un termometru pentru măsurarea temperaturii sursei reci (T_{SR}) și cu un multimetru care indică temperatura sursei calde (T_{SC}). De asemenea, pe standul experimental s-a montat și un contor de energie destinat determinării consumului de energie electrică pentru antrenarea compresorului. În vederea calculului căldurii cedate sursei calde, s-a determinat

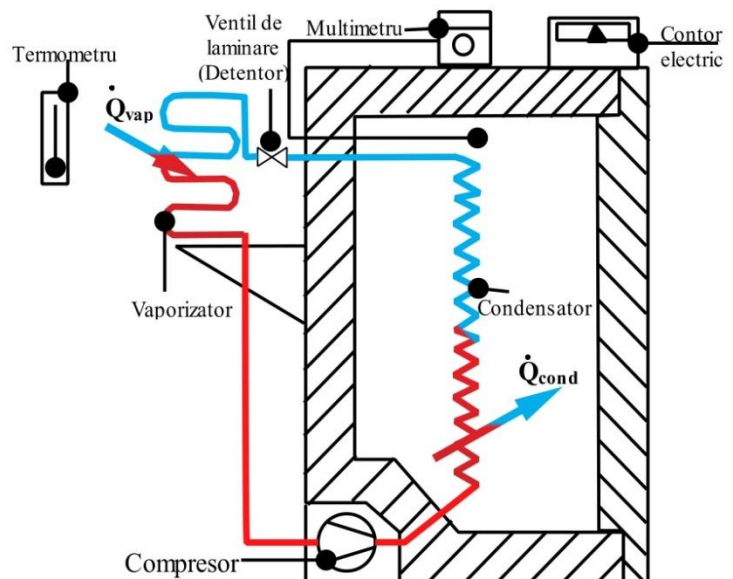


Fig. 9.7 Instalația experimentală pentru determinarea caracteristicilor principale ale pompelor de căldură

experimental capacitatea calorică a întregului sistem ce compune și delimitează sursa caldă, obținându-se $C_c = 25,5 \text{ kJ/K}$, deci:

$$Q_i = \sum m_i \cdot c_{pi} \cdot \Delta t_{SCi} \text{ [kJ]} \quad (9.5)$$

unde: $\Delta t_{SCi} = t_i - t_{i-1}$ este variația temperaturii sursei calde [$^{\circ}\text{C}$]; iar $C_c = m_i \cdot c_{pi} = 25,5 \text{ kJ/K}$.

Înainte de pornirea instalației se curăță vaporizatorul de eventualele depuneri, se verifică starea instrumentelor de măsură, conexiunile circuitului electric și se închide ușa. Măsurătorile se fac din momentul $\tau_0 = 0 \text{ min}$. Pentru început se citește temperatura sursei reci T_{SR} de la termometrul amplasat în laborator. Din cinci în cinci minute, adică la momentele $\tau_0 = 0 \text{ min}$, $\tau_1 = 5 \text{ min}$, ..., $\tau_6 = 30 \text{ min}$, se citesc simultan:

- ☞ temperatura sursei calde T_{SC} [K] la multimetru digital;
- ☞ indicația contorului I_i [kWh] cu o precizie de trei zecimale.

Rezultatele se centralizează în tabelul 9.1, subliniind încă odată importanța deosebită a citirii simultane a indicațiilor contorului și a termometrului T_{SC} , la fiecare moment τ_i .

Pentru a pune în evidență pierderile ireversibile de energie, se calculează randamentul exergetic:

$$\eta_{e_i} = \frac{E_{Q_i}}{L} = 1 - \frac{\pi_e}{L} \text{ [-]} \quad (9.6)$$

unde: E_{Q_i} [kJ] este exergia căldurii cedate sursei calde; L [kJ] - lucrul mecanic consumat; π_e [kJ] - pierderile de exergie.

Exergia căldurii este partea maximă din căldura respectivă, care se poate transforma în lucru mecanic, pentru o stare dată a mediului ambiant. Relația de calcul este :

$$E_{Q_i} = \theta_{em} \cdot Q_i \text{ [kJ]} \quad (9.7)$$

unde: θ_{em} [-] este factorul exergetic de temperatură definit prin relația:

$$\theta_{em} = 1 - (T_{SR}/T_m) \text{ [-]} \quad (9.8)$$

în care: T_m [K] este temperatura medie la care are loc schimbul de căldură; T_{SR} [K] - temperatura sursei reci (a mediului ambiant în cadrul lucrării).

Din relațiile (9.6), (9.7) și (9.8) se obține eficiența termică:

$$\varepsilon_{PC} = \text{COP}_{PC} = \eta_e / \theta_{em} \text{ [-]} \quad (9.9)$$

unde: η_e [-] este randamentul exergetic, iar θ_{em} [-] - factorul exergetic de temperatură.

În cazul ciclului teoretic, fără pierderi ireversibile $\eta_e = 1$, eficiența termică teoretică este:

$$\varepsilon_t = \text{COP}_t = 1 / \theta_{em} \text{ [-]} \quad (9.10)$$

9.3 Prelucrarea datelor și rezultatele măsurătorilor

În prelucrarea datelor experimentale trebuie să se țină seama de faptul că procesele termodinamice din instalație se desfășoară într-un regim variabil de temperatură. Calculele se fac cu valori medii ale mărimilor măsurate într-un interval $\tau_i - \tau_{i-1}$, unde indicele i arată numărul măsurătorilor, cu observația că primele citiri se fac la $\tau_0 = 0 \text{ min}$ și $i = 0$.

Valorile mărimilor măsurate și a celor calculate sunt centralizate în tabelul 9.1. Considerând că:

- I_i și I_{i-1} [kWh] este indicația contorului la momentul τ_i , respectiv la momentul τ_{i-1} ;
- T_{SCi} , T_{SCi-1} [K] este temperatura sursei calde la momentul τ_i , respectiv la momentul τ_{i-1} , atunci pentru intervalul de timp $\tau_i - \tau_{i-1}$ se va obține:

☞ Lucrul mecanic L_i consumat:

$$L_i = 3600 \cdot (I_i - I_{i-1}) \text{ [kJ]} \quad (9.11)$$

☞ Căldura cedată sursei calde Q_i :

$$Q_i = 25,5 \cdot (T_{SCi} - T_{SCi-1}) \text{ [kJ]} \quad (9.12)$$

Tabel 9.1 Valori măsurate și calculate

Nr.c rt.	Mărimea	Simbol mărime	U.M.	Determinarea							
				1	2	3	4	5	6	7	
1.	Numărul măsurătorii	i	[-]	$i=0$	$i=1$	$i=2$	$i=3$	$i=4$	$i=5$	$i=6$	
2.	Timpul la care se realizează citurile	τ	[min]								
3.	Temperatura sursei reci	t_{SR}	[°C]								
		T_{SR}	[K]								
4.	Temperatura sursei calde	t_{SC}	[°C]								
		T_{SC}	[K]								
5.	Indicația contorului	I_i	[kWh]								
6.	Lucrul mecanic consumat	L_i	[kJ]								
7.	Căldura cedată sursei calde	Q_i	[kJ]								
8.	Eficiența termică reală	$\epsilon_{real} = COP_{real}$	[-]								
9.	Temperatura medie a sursei calde	T_{mSC}	[K]								
10.	Factorul exergetic de temperatură	θ_i	[-]								
11.	Exergia căldurii	E_{Qi}	[kJ]								
12.	Randamentul exergetic	η_{ei}	[-]								
13.	Eficiența termică teoretică	$\epsilon_{ti} = COP_{ti}$	[-]								
14.	Puterea consumată de compresor	P_{comp}	[kW]								

- ✓ Eficiența termică reală exprimă cantitatea de căldură transferată de la sursa rece la sursa caldă pe unitatea de lucru mecanic consumat:

$$\varepsilon_{\text{real}} = \text{COP}_{\text{real}} = Q_i / L_i [-] \quad (9.13)$$

- ✓ Temperatura medie a sursei calde:

$$T_{\text{m}_{\text{sc}}} = (T_{\text{SCi}} + T_{\text{SCi-1}}) / 2 [\text{K}] \quad (9.14)$$

- ✓ Factorul exergetic de temperatură:

$$\theta_i = 1 - (T_{\text{SR}} / T_{\text{m}_{\text{sc}}}) [-] \quad (9.15)$$

- ✓ Exergia căldurii:

$$E_{Q_i} = \theta_i \cdot Q_i [\text{kJ}] \quad (9.16)$$

- ✓ Randamentul exergetic:

$$\eta_{e_i} = E_{Q_i} / L_i [-] \quad (9.17)$$

- ✓ Eficiența termică teoretică:

$$\varepsilon_{\text{ti}} = \text{COP}_{\text{ti}} = 1 / \theta_i [-] \quad (9.18)$$

Cunoscând lucrul mecanic consumat de compresor, se poate determina puterea acestuia:

$$P_{\text{comp}} = L_i / [(\tau_i - \tau_{i-1}) \cdot 60] [\text{kW}] \quad (9.19)$$

Pentru valorile obținute la ultima măsurătoare ($i=6$) se trasează ciclul de funcționare al pompei de căldură în diagrama $\ln p - h$ redată în figura 9.8 în funcție de temperaturile celor două surse de căldură. Agentul frigorific utilizat în pompa de căldură de tip aer - aer prezentată în această lucrare de laborator este freon 12 (R12). De pe diagramă se citesc mărimile corespunzătoare și se centralizează în tabelul 9.2, respectiv 9.3. Se calculează apoi debitul de agent frigorific cu relația:

$$\dot{m}_{\text{agent}} = P_{\text{comp}} / (h_2 - h_1) [\text{kg/s}] \quad (9.20)$$

unde: P_{comp} [kW] este puterea necesară comprimării; h_1 [kJ/kg] – entalpia agentului frigorific la intrarea în compresor; h_2 [kJ/kg] – entalpia agentului frigorific la ieșirea din compresor.

Tabel 9.2 Valori necesare construirii diagramei $\ln p - h$

Nr.	Mărime	Simbol	U.M.	Determinarea 7
1.	Numărul măsurătorii	i	[-]	i=6
2.	Temperatura sursei reci	t_{SR}	[°C]	
3.	Temperatura sursei calde	t_{SC}	[°C]	

Tabel 9.3 Valori obținute din diagrama $\ln p - h$ în punctele caracteristice ciclului de funcționare

Nr. crt.	Mărimea	Simbol mărime	U.M.	Starea agentului frigorific în punctele caracteristice			
				1	2	3	4
1.	Presiunea	p	[bar]				
2.	Titlul vaporilor	x_v	[-]				
3.	Entalpia	h	[kJ/kg]				
4.	Entropia	s	[kJ/kgK]				

Tabel 9.4 Mărimi calculate cu ajutorul diagramei $\ln p - h$

Nr.	Mărime	Simbol	U.M.	Determinarea 7
1.	Debitul de agent frigorific (relația 9.20)	\dot{m}_{agent}	[kg/s]	
2.	Fluxul de căldură preluat de agentul frigorific în vaporizator (relația 9.1)	\dot{Q}_{vap}	[kW]	
3.	Fluxul de căldură cedat de agentul frigorific în condensator (relația 9.3)	\dot{Q}_{cond}	[kW]	
4.	Coeficientul de performanță al pompei de căldură (relația 9.4)	$\varepsilon_{\text{pc}} = \text{COP}_{\text{PC}}$	[-]	

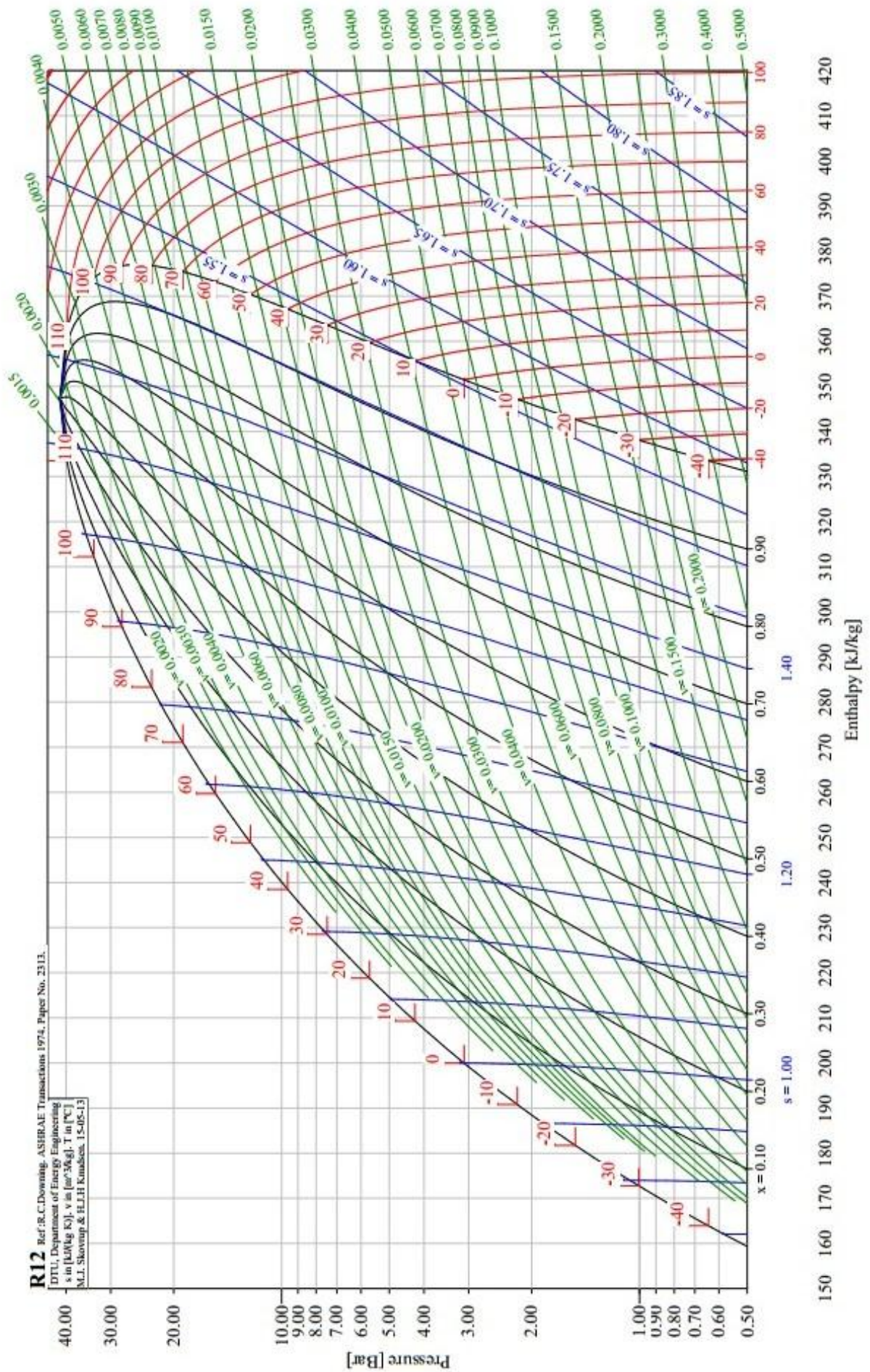


Fig. 9.8 Ciclul de funcționare al pompei de căldură de tip aer-aer [61]