

Laborator de Fizică

STUDIUL UNEI POMPE DE CĂLDURĂ

I. Considerații teoretice

Analiza ciclului Carnot direct și inversat duce la concluzia că pe lângă posibilitatea transformării căldurii în lucru mecanic în motoarele termice, există și posibilitatea transferului de la un rezervor mai rece la unul mai cald. Această posibilitate se realizează practic prin cicluri inversate, în instalații frigorifice și în pompele de căldură.

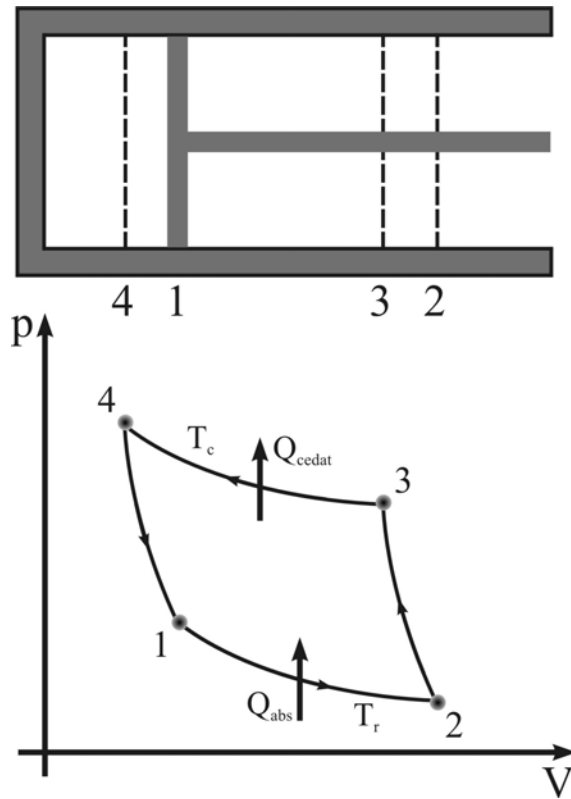


Figura 1

relație de direct proporționalitate:

$$\frac{Q_{abs}}{Q_{ced}} = \frac{T_r}{T_c} \quad (1)$$

Din analiza ciclului Carnot inversat rezultă că fără consum de lucru mecanic este imposibil să transferăm căldură de la un corp mai rece la unul mai cald. Lucrul mecanic net cheltuit în ciclul Carnot inversat este:

$$L = Q_{ced} - Q_{abs} \quad (2)$$

Frigiderele și pompele de căldură, ca aplicații ale ciclurilor inversate, diferă între ele prin faptul că frigiderele întrețin într-o încălță o temperatură T_r mai coborâtă decăt temperatura T_c a mediului înconjurător, pe când pompele de căldură transferă unei încălțe mai calde cantități de căldură preluate de la surse mai reci. În figura 2 se poate observa, principial,

În cazul ideal al unui ciclu Carnot inversat agentul de lucru, un gaz perfect, suferă într-un corp de pompă următoarele transformări (vezi fig. 1):

1-2, o destindere izotermă la temperatura rezervorului rece T_r în care se absoarbe o cantitate de căldură Q_{abs} .

2-3, o comprimare adiabatică în care agentul își ridică temperatura la valoarea T_c a rezervorului cald.

3-4, o comprimare izotermă la temperatura T_c în care se cedează rezervorului cald o cantitate de căldură Q_{ced} .

4-1, o destindere adiabatică care încheie ciclul.

Între cantitățile de căldură și temperaturile la care se fac transformările izoterme cvasistatice reversibile rezultă o

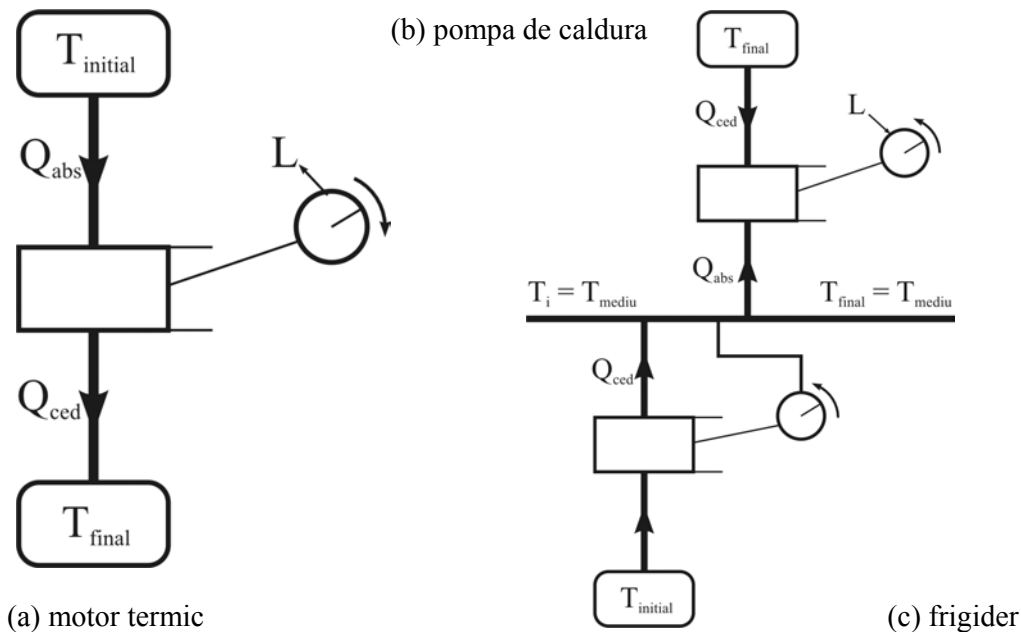


Figura 2

transferul de căldură, lucrul mecanic implicat și temperaturile rezervoarelor între care se face transferul pentru motoarele termice (a), pompe de căldură (b) și frigider (c).

Dacă în cazul motoarelor termice aprecierea perfecțiunii se face prin randamentul ciclului Carnot direct

$$\eta = \frac{L}{Q_{abs}} = \frac{Q_{abs} - Q_{ced}}{Q_{abs}} = \frac{T_c - T_r}{T_c} \quad (3)$$

în cazul pompelor de căldură și frigiderelor există un alt indicator numit **eficiență**.

Pentru pompele de căldură eficiența se definește ca raportul dintre cantitatea de căldură cedată incintei calde și lucrul mecanic cheltuit, deci pentru ciclul Carnot inversat:

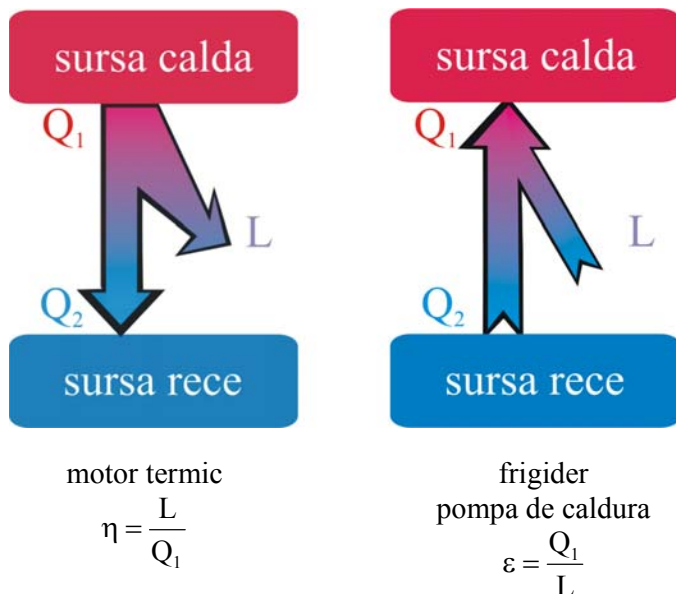


Figura 3

$$\varepsilon = \frac{Q_{ced}}{L} = \frac{Q_{ced}}{Q_{ced} - Q_{abs}} = \frac{1}{1 - \frac{Q_{abs}}{Q_{ced}}} = \frac{1}{1 - \frac{T_c}{T_r}} = \frac{T_c}{T_c - T_r} \quad (4)$$

Din această relație rezultă că eficiența este un număr supraunitar ce crește pe măsură ce temperaturile celor două rezervoare sunt mai apropiate. În figura 3 se poate

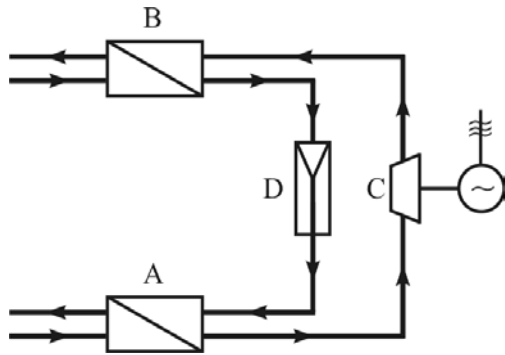


Figura 4

compresorul, D este ventilul de laminare (subțiere) a jetului de vapori sau de turbinare pentru pompele de aer.

Ciclul principal care stă la baza realizării practice a unei pompe de căldură, prezentat în figura 5, constă din următoarele transformări pe care le suferă agentul termic:

- 1-2, o destindere însoțită de răcire și absorbție de căldură din mediu (schimbătorul de căldură A).
- 2-3, o comprimare adiabatică când agentul intră încălzit în schimbătorul B.
- 3-4, o comprimare izobară în care se cedează căldură incintei (schimbătorul B)
- 4-1, o destindere adiabatică.

În cazul unui ciclu ideal (transformări quasistatice) eficiența se stabilește a fi cea teoretică:

$$\varepsilon = \frac{Q_{ced}}{L} = \frac{Q_{ced}}{Q_{ced} - Q_{abs}} = \frac{mc_p(T_3 - T_4)}{mc_p(T_3 - T_4) - mc_p(T_2 - T_1)} = \frac{1}{1 - \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4}} \quad (5)$$

Deoarece în cele două transformări adiabatice

$$\frac{T_2}{T_3} = \frac{T_1}{T_4} = \left(\frac{p_{min}}{p_{max}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \text{și} \quad \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4} = \frac{T_1}{T_4} = \frac{T_2}{T_3} \quad (6)$$

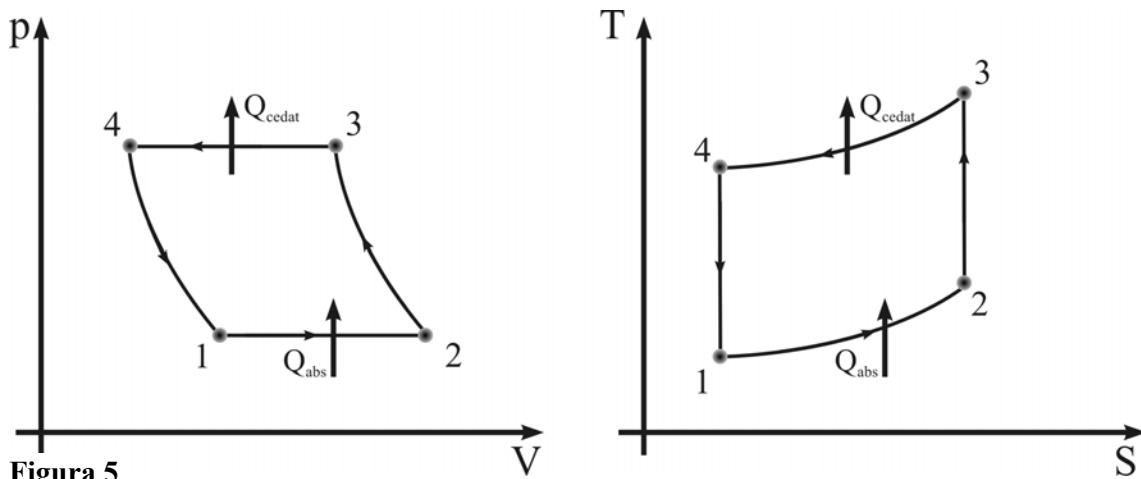


Figura 5

rezultă:

$$\varepsilon = \frac{1}{1 - \left(\frac{p_{\min}}{p_{\max}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = \frac{T_4}{T_4 - T_1} = \frac{T_3}{T_3 - T_2} \quad (7)$$

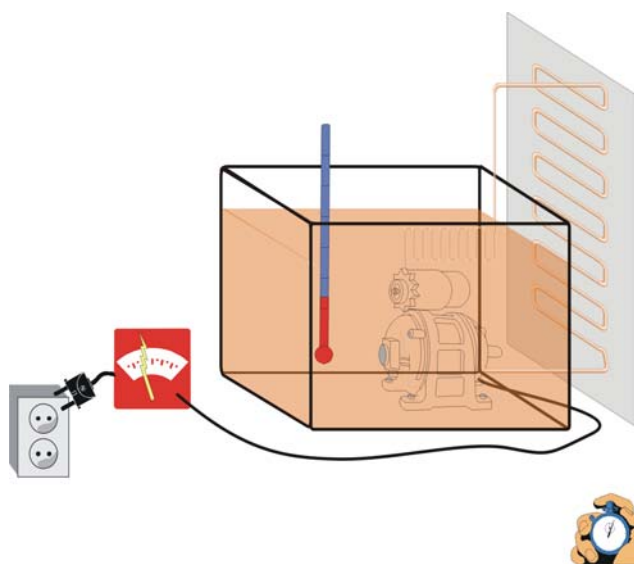
Din această relație rezultă că totdeauna eficiența este mai mare decât unitatea. Eficiența ciclurilor reale este mai mică decât a celor ideale datorită pierderilor din compresor și din sistemul de destindere, transferul din schimbătoarele de căldură nu se face izobar ci cu pierderi de presiune, agentul termic nu este un gaz ideal și în sfârșit, la pompele de căldură cu aer, se folosește un ciclu deschis datorită capacității calorice reduse a aerului.

Pompele de căldură cu vapori lucrează totdeauna un ciclu închis în vederea conservării agentului termic. În acest caz vaporii aspirați la presiunea p_{\min} de compresor sunt apoi comprimați până la presiunea p_{\max} când se condensează în schimbătorul B (condensatorul) cedând căldura Q_{ced} . Trecând ventilul de laminare D lichidul își reduce presiunea la p_{\min} ajungând în evaporatorul A, unde va absorbi o cantitate de căldură de la mediul rece. Datorită tranzițiilor de fază, condensare și vaporizare, capacitatea termică a agentului este mult sporită iar pompele de căldură cu vapori au un gabarit mult mai mic ca cele cu aer. Agenții termici sunt de categoria freonilor (CH_2Cl_2 , CF_2Cl_2 , ...). Sursa rece o constituie de obicei apa unor râuri. Posibilitățile de lucru și locurile de utilizare vor avea în vedere o eficiență reală care este necesar să fie mult mai mare ca unitatea.

II. Metodica experimentală

a) Instalația experimentală

Pompa de căldură ce urmează a fi studiată a fost realizată folosind instalația de



producere a frigului de la un frigider cu compresor (vezi fig. 6). Evaporatorul a fost desfăcut și plasat în aer pe un stativ vertical iar condensatorul a fost înlocuit cu o țevă de cupru în serpentină, introdusă într-un calorimetru. Compresorul, alimentat de la rețeaua de 220 V printr-un contor electric, consumă o energie electrică E pentru ca uleiul din calorimetru să primească o cantitate de căldură $Q_{\text{ced}} =$

Figura 6

$C\Delta T$, unde C este capacitatea calorică a uleiului și calorimetrului iar $\Delta T = T_{\text{final}} - T_{\text{inițial}}$.

Capacitatea calorică se determină electric cu ajutorul unui încălzitor. Aceasta este:

$$C = \frac{I^2 R}{\Delta T_0} = \frac{\Delta E_0}{\Delta T_0} \quad (8)$$

E_0 fiind energia electrică consumată.

Eficiența globală se va calcula cu relația:

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{ced}}}{\Delta E} = \frac{C\Delta T}{\Delta E} = \frac{\Delta E_0}{\Delta T_0} \cdot \frac{\Delta T}{\Delta E} \quad (9)$$

b) Modul de lucru

1. Se verifică nivelul uleiului din calorimetru, se măsoară temperatura și se citește contorul de energie.
2. Privind ceasul, se conectează la rețea compresorul pompei de căldură. După 8 minute se oprește compresorul și se citește temperatura și poziția contorului.
3. Se scoate compresorul din priză și se citește temperatura uleiului și poziția contorului. Privind ceasul, se conectează la rețea încălzitorul (termoploujonul). După 4 minute se citește temperatura și poziția contorului și se scoate încălzitorul din priză.
4. Din citirile de mai sus se determină energia ΔE_0 transformată total în căldură în încălzitor, energia E consumată de motorul compresorului și creșterile de temperatură corespunzătoare.

Datele se trec în tabelul de mai jos.

Tabelul 1

| | Încălzitor electric | | | Pompa de căldură | | |
|----------|---------------------|--------------------|-------------|------------------|--------------------|------------|
| Citiri | contor [kWh] | temperatura [°C] | timp [s] | contor [kWh] | temperatura [°C] | timp [s] |
| Inițiale | | | 0 | | | 0 |
| Finale | | | 4×60 | | | 8×60 |
| Valori | $\Delta E_0 =$ | $\Delta T_0 =$ | $t_0 = 240$ | $\Delta E =$ | $\Delta T =$ | $t = 480$ |
| Puterea | $P_0 =$ | | | $P =$ | | |

III. Prelucrarea datelor experimentale

1. Se determină capacitatea calorică ($C = \Delta E_0 / \Delta T_0$).
2. Se determină eficiența ε a pompei $\varepsilon = \frac{\Delta E_0}{\Delta T_0} \cdot \frac{\Delta T}{\Delta E}$.

3. Se determină Q cedat de pompă ($Q_{\text{ced}} = \varepsilon \Delta E$).
4. Se determină eficiența ciclului $\varepsilon_0 = \varepsilon/\eta$ (unde $\eta = 0,6$ este randamentul compresorului).
5. Se determină puterile electrice absorbite de la rețea de către încălzitorul electric, P_0 și de către compresor, P , cu ajutorul relațiilor:

$$P_0 = \frac{\Delta E_0}{t_0}$$
$$P = \frac{\Delta E}{t}$$

IV. Calculul erorilor

Se face după relația:

$$\frac{\Delta \varepsilon}{\varepsilon} = \frac{\delta(\Delta T_0)}{\Delta T_0} + \frac{\delta(\Delta T)}{\Delta T} + \frac{\delta(E_0)}{E_0} + \frac{\delta(E)}{E} \quad (10)$$