

Comportamentul termic dinamic al unei pompe de caldura functionand intre 2 rezervoare de acumulare

The dynamic thermal behavior of a heat pump operating between 2 storage tanks

Florin IORDACHE¹, Alexandru DRAGHICI², Mugurel TALPIGA³

^{1,2,3}Universitatea Tehnica de Constructii Bucuresti
Facultatea de Inginerie a Instalatiilor
Bdul. Pache Protopopescu,
66, Romania
fliord@yahoo.com

Rezumat. In lucrare se propune o metoda aproximativa de evaluare a performantelor energetice pe care le ofera un sistem de utilizare a surselor regenerabile folosind pompa de caldura cu comprimare mecanica (de vapori). Alaturi de bilantul energetic aferent pompei de caldura se prezinta si bilanturile termice in regim nestationar ale mediilor sursa si consumator reprezentate in lucrarea de fata de cate un rezervor de acumulare a apei, din care pompa de caldura extrage flux termic si respectiv livreaza flux termic. Relatiile teoretice de lucru permit evaluarea dinamica a performantelor energetice ale sistemului ceea ce ajuta la alegerea unei capacitati potrivite pentru pompa de caldura in concordanta cu necesarul de caldura al consumatorului

Cuvinte cheie: pompa de caldura, surse regenerabile

Abstract. In the paper is proposed an approximate method of evaluation of the energy performance offered by a system that uses renewable sources by means of a vapor mechanical compression heat pump. Along with the energy balance of the heat pump, is presented also the non-stationary thermal balance of the source and consumer environments, each represented in the present work by a water storage tank, from which the heat pump extracts the thermal flux and respectively supplies heat flux (flow). Theoretical working relationships allow the dynamic evaluation of the energy performance of the system, which aids the selection of a suitable capacity for the heat pump, in concordance with the demand heat of the consumer.

Keywords: heat pump, renewable sources

Introducere

Pompele de caldura cu compresie mecanica reprezinta echipamente foarte utile in cadrul sistemelor de alimentare cu caldura a cladirilor rezidentiale sau nerezidentiale, menite sa contribuie la alcatuirea unor solutii rentabile de utilizare a surselor regenerabile de energie. Actualmente, tehnologiile de lucru au devenit

performante astfel incat puterea electrica utilizata la compresorul pompei de caldura este modulabila, adaptandu-se regimului de lucru variabil, aferent consumatorului.

In cadrul lucrarii de fata se prezinta o procedura teoretica de lucru capabila sa permita urmarirea comportamentului termic dinamic al pompei de caldura si totodata al rezervoarelor de acumulare care reprezinta mediul din care se extrage caldura si respectiv mediul in care se furnizeaza caldura.

1. Descrierea bilantului energetic al pompei de caldura. Stabilirea relatiilor operationale de lucru

Conform relatiei (1), puterea termica absorbita la vaporizator, afectata de un randament specific acestuia, insumata cu puterea mecanica obtinuta prin inmultirea cu randamentul motorului electric a puterii electrice absorbite din retea, reprezinta puterea termica furnizata de condensatorul pompei de caldura.

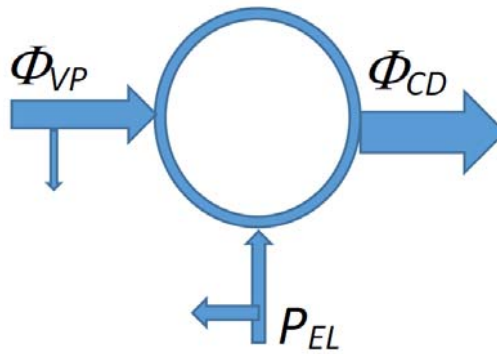


Fig. 1

$$\eta_{VP} \cdot \Phi_{VP} + \eta_{EL} \cdot P_{EL} = \Phi_{CD} \quad (1)$$

Se prelucreaza relatia (1) prin raportare la puterea mecanica provenita din puterea electrica absorbita si se obtine :

$$\frac{\eta_{VP}}{\eta_{EL}} \cdot \frac{\Phi_{VP}}{P_{EL}} + 1 = \frac{1}{\eta_{EL}} \cdot \frac{\Phi_{CD}}{P_{EL}} \quad (2)$$

sau :

$$\varepsilon_{VP}^* + 1 = \varepsilon_{CD}^*$$

unde :

Comportamentul termic dinamic al unei pompe de caldura functionand intre 2 rezervoare de acumulare

$$\begin{aligned}\varepsilon_{VP}^* &= \frac{\eta_{VP}}{\eta_{EL}} \cdot \frac{\Phi_{VP}}{P_{EL}} = f_{VP} \cdot \frac{T_{VP}}{T_{CD} - T_{VP}} = f_{VP} \cdot \varepsilon_{VP}^C \\ \varepsilon_{VP} &= \frac{\Phi_{VP}}{P_{EL}} \\ \varepsilon_{CD}^* &= \frac{1}{\eta_{EL}} \cdot \frac{\Phi_{CD}}{P_{EL}} = f_{CD} \cdot \frac{T_{CD}}{T_{CD} - T_{VP}} = f_{CD} \cdot COP_{CD}^C \\ COP_{CD} &= \frac{\Phi_{CD}}{P_{EL}}\end{aligned}\quad (3)$$

Relatiile (3) permit definirea factorilor f_{VP} si f_{CD} si in acest fel avem :

$$\begin{aligned}\varepsilon_{VP} &= \frac{\Phi_{VP}}{P_{EL}} = \frac{\eta_{EL}}{\eta_{VP}} \cdot \varepsilon_{VP}^* = \frac{\eta_{EL}}{\eta_{VP}} \cdot f_{VP} \cdot \frac{T_{VP}}{T_{CD} - T_{VP}} \\ \text{si} \\ COP_{CD} &= \frac{\Phi_{CD}}{P_{EL}} = \frac{\eta_{EL}}{1} \cdot \varepsilon_{CD}^* = \frac{\eta_{EL}}{1} \cdot f_{CD} \cdot \frac{T_{CD}}{T_{CD} - T_{VP}}\end{aligned}\quad (4)$$

Facand apel la valorile in scara Celsius ale temperaturilor agentului frigorific rezulta :

$$\begin{aligned}\varepsilon_{VP} &= \frac{\eta_{EL}}{\eta_{VP}} \cdot f_{VP} \cdot \frac{T_{VP}}{T_{CD} - T_{VP}} = \frac{\eta_{EL} \cdot f_{VP}}{\eta_{VP}} \cdot \frac{t_{VP} + 273,15}{t_{CD} - t_{VP}} \\ COP_{CD} &= \frac{\eta_{EL}}{1} \cdot f_{CD} \cdot \frac{T_{CD}}{T_{CD} - T_{VP}} = \frac{\eta_{EL} \cdot f_{CD}}{1} \cdot \frac{t_{CD} + 273,15}{t_{CD} - t_{VP}}\end{aligned}\quad (5)$$

In continuare se introduc temperaturile in scara Celsius ale mediilor in care se gaseste vaporizatorul si respectiv condensatorul pompei de caldura utilizand diferentele medii de temperatura pe cele 2 schimbatoare ale pompei de caldura si relatiile (5) devin :

$$\begin{aligned}\varepsilon_{VP} &= \frac{\eta_{EL}}{\eta_{VP}} \cdot f_{VP} \cdot \frac{t_{VP} + 273,15}{t_{CD} - t_{VP}} = \frac{\eta_{EL} \cdot f_{VP}}{\eta_{VP}} \cdot \frac{\theta_R - \Delta t_{VP} + 273,15}{\theta_C - \theta_R + \Delta t_{CD} + \Delta t_{VP}} \\ COP_{CD} &= \frac{\eta_{EL}}{1} \cdot f_{CD} \cdot \frac{t_{CD} + 273,15}{t_{CD} - t_{VP}} = \frac{\eta_{EL} \cdot f_{CD}}{1} \cdot \frac{\theta_C + \Delta t_{CD} + 273,15}{\theta_C - \theta_R + \Delta t_{CD} + \Delta t_{VP}}\end{aligned}\quad (6)$$

De unde :

$$\begin{aligned}\Phi_{VP} &= \varepsilon_{VP} \cdot P_{EL} = \frac{\eta_{EL} \cdot f_{VP}}{\eta_{VP}} \cdot \frac{\theta_R - \Delta t_{VP} + 273,15}{\theta_C - \theta_R + \Delta t_{CD} + \Delta t_{VP}} \cdot P_{EL} \\ \Phi_{CD} &= COP_{CD} \cdot P_{EL} = \frac{\eta_{EL} \cdot f_{CD}}{1} \cdot \frac{\theta_C + \Delta t_{CD} + 273,15}{\theta_C - \theta_R + \Delta t_{CD} + \Delta t_{VP}} \cdot P_{EL}\end{aligned}\quad (7)$$

Procedand in acest fel s-a stabilit un set de relatii operative care face legatura intre puterile termice la vaporizatorul si condensatorul pompei de caldura, puterea electrica absorbita, temperaturile mediilor din care se absoarbe si in care se livreaza puterile termice si eficientele energetice ale pompei de caldura la nivelul condensatorului si respectiv vaporizatorului masinii frigorifice. In acest fel se poate integra pompa de caldura in ansamblul unui sistem sursa-consumator, unde temperaturile mediilor sunt in corelatie cu bilanturile termice aferente acestor medii.

In vederea determinarii coeficientilor de corectie f_{VP} si f_{CD} trebuie pornit de la ecuatia de bilant :

$$\varepsilon_{VP}^* + 1 = \varepsilon_{CD}^*$$

unde :

$$\varepsilon_{VP}^* = f_{VP} \cdot \frac{T_{VP}}{T_{CD} - T_{VP}} \quad (8)$$

$$\varepsilon_{CD}^* = f_{CD} \cdot \frac{T_{CD}}{T_{CD} - T_{VP}}$$

Inlocuind expresiile (82) si (83) in relatia de bilant (81) rezulta destul de simplu ca :

$$\frac{1 - f_{VP}}{1 - f_{CD}} = \frac{T_{CD}}{T_{VP}} = f \quad (9)$$

Aceasta reprezinta o prima relatie intre cei 2 coeficienti de corectie f_{VP} si f_{CD} . Pe baza simularilor efectuate in programul de calcul CoolPack, s-a stabilit pentru eficienta maxima $\varepsilon_{VP_iz}^*$, la comprimare izentropica expresia :

$$\varepsilon_{VP_iz}^* = M \cdot \varepsilon_{VP}^C - N$$

unde :

$$\varepsilon_{VP}^C = \frac{1}{f - 1}, \quad f = \frac{T_{CD}}{T_{VP}} \quad (10)$$

Corelatia dintre eficienta izentropica si eficienta Carnot ale masinii frigorifice este prezentata in fig. 2, pentru agentul frigorific R410A. Corelatia intre cele 2 tipuri de eficiente este liniara gradul de corelare fiind cca. 99%.

Comportamentul termic dinamic al unei pompe de caldura functionand intre 2 rezervoare de acumulare

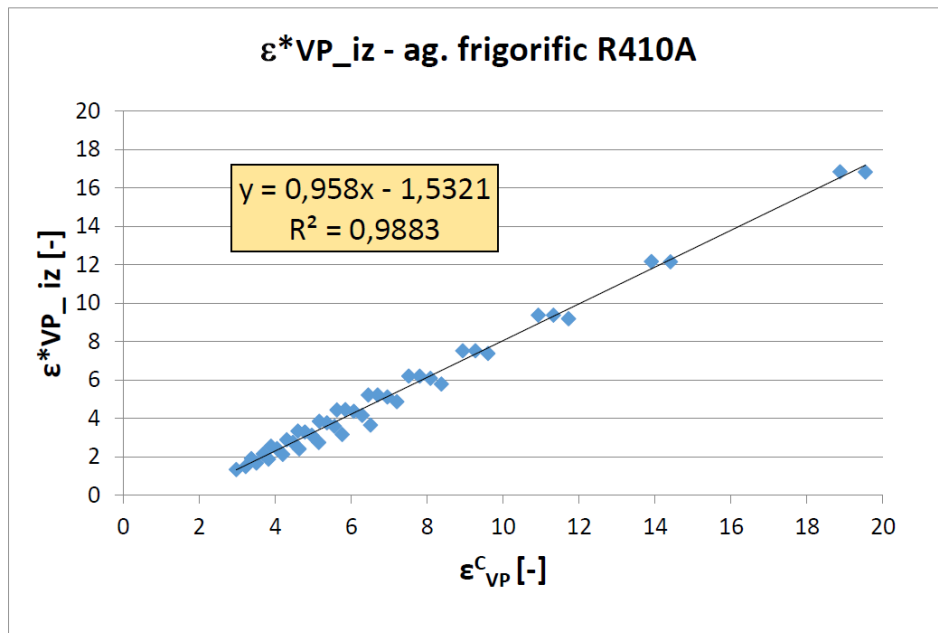


Fig. 2

Pentru agentii R410A, R134a, R407C, R507, R32, valorile aproximative ale coeficientilor M si N din expresia (101) sunt cele date in Tabelul 1.

Tabelul 1

Agentul frigorific	M	N
R410A	0.958	1.5321
R134a	0.9812	1.2825
R407C	0.957	1.3453
R507	0.9642	1.8975
R32	0.9487	1.2586

$$f_{VP} = \frac{\varepsilon_{VP}^*}{\varepsilon_{VP}^C} = \eta_{iz} \cdot \left(M - \frac{N}{\varepsilon_{VP}^C} \right)$$

$$f_{CD} = \frac{\varepsilon_{CD}^*}{\varepsilon_{CD}^C} = \eta_{iz} \cdot \left(M - \frac{M + N}{\varepsilon_{CD}^C} \right) + \frac{1}{\varepsilon_{CD}^C} \quad (11)$$

De unde tinand seama de faptul ca

$$\varepsilon_{VP}^C = \frac{1}{f-1}; \text{ si } \varepsilon_{CD}^C = \frac{f}{f-1} \quad (12)$$

Rezulta :

$$f_{VP} = \eta_{iz} \cdot (M + N - f \cdot N)$$

$$f_{CD} = \eta_{iz} \cdot \left(\frac{M + N}{f} - N \right) + \frac{f - 1}{f} \quad (13)$$

Expresiile (13) ale factorilor de corectie f_{VP} si f_{CD} , verifica relatia (9).

Utilizarea efectiva a relatiilor prezentate, in cadrul urmaririi dinamicii termice a unui sistem complex sursa-consumator cu pompa termica cu compresie face necesara adoptarea unor ipoteze simplificatoare, care desigur vor conferi metodei si un anumit grad de aproximare in evaluarea performantelor energetice si a parametrilor functionali. Astfel :

- Se va considera in lucru efectiv ca : $\Delta t_{VP} = \Delta t_{CD} = \Delta t = 5^\circ \text{C}$. In cazul in care cuplajul cu mediul rece si respectiv cu mediul cald se face prin intermediul unui fluid intermediar valorile diferentelor Δt_{VP} si Δt_{CD} se vor alege de 2 sau chiar de 3 ori mai mari;
- Randamentul motorului electric $\eta_{EL} = 0,7$;
- Randamentul izentropic $\eta_{EL} = 0,7$;
- Valorile diferentelor medii de temperatura, Δt_{VP} , Δt_{CD} , si valoarea randamentului izentropic, η_{IZ} , s-au considerat constante pe parcursul desfasurarii proceselor de pompare termica din mediul rece in mediul cald;

Relatiile de lucru pentru pompa de caldura fiind precizate se trece in continuare la descrierea sistemului sursa consumator in care este integrata pompa de caldura.

2. Descrierea sistemului sursa-pompa de caldura-consumator. Bilanturi termice specifice sursei si consumatorului.

Sistemul sursa-pompa de caldura-consumator, in cazul de fata este format de:

- sursa - rezervor de acumulare a apei, continand apa cu temperatura uniforma, fara pierderi si aporturi termice in afara de vaporizatorul pompei de caldura care se considera imersat in acest rezervor;
- pompa de caldura continand compresorul, ventilul de laminare si cele 2 schimbatoare de caldura cu schimbare de faza;
- consumatorul - rezervor de acumulare a apei, continand apa cu temperatura uniforma, fara pierderi si aporturi termice in afara de condensatorul pompei de caldura care se considera imersat in acest rezervor;

In consecinta, se considera ca la momentul initial temperatura uniforma din rezervorul sursa este θ_{VP0} , si aceasta va scadea in timp, iar temperatura uniforma din rezervorul consumator este θ_{CD0} si va creste in timp.

Comportamentul termic dinamic al unei pompe de caldura functionand intre 2 rezervoare de acumulare

Bilantul termic in regim nestationar, al rezervorului de acumulare – sursa (unde se afla imersat vaporizatorul pompei de caldura), va fi :

$$\Phi_{VP} = -V_{VP} \cdot \rho \cdot c \cdot \frac{d\theta_R}{d\tau} \quad (14)$$

sau :

$$\frac{d\theta_R}{d\tau} = \frac{-1}{V_{VP} \cdot \rho \cdot c} \cdot \Phi_{VP} = \frac{-1}{V_{VP} \cdot \rho \cdot c} \cdot \varepsilon_{VP} \cdot P_{EL}$$

unde:

$$\varepsilon_{VP} = \frac{\eta_{EL} \cdot f_{VP}}{\eta_{VP}} \cdot \frac{\theta_R - \Delta t_{VP} + 273,15}{\theta_C - \theta_R + \Delta t_{CD} + \Delta t_{VP}} = \frac{\eta_{EL} \cdot f_{VP}}{\eta_{VP}} \cdot \frac{T_{VP}}{T_{CD} - T_{VP}} \quad (15)$$

Tinand seama de faptul ca intre T_{VP} si θ_R exista o dependenta liniara, rezulta ecuatia diferentiala liniara de ordin 1 :

$$\frac{d\theta_R}{d\tau} = \frac{dT_{VP}}{d\tau} = -\frac{\eta_{EL} \cdot f_{VP}}{\eta_{VP}} \cdot \frac{P_{EL}}{V_{VP} \cdot \rho \cdot c} \cdot \frac{T_{VP}}{T_{CD} - T_{VP}} \quad (16)$$

Bilantul termic in regim nestationar, al rezervorului de acumulare (unde se afla imersat condensatorul pompei de caldura), va fi :

$$\Phi_{CD} = V_{CD} \cdot \rho \cdot c \cdot \frac{d\theta_C}{d\tau} \quad (17)$$

Sau :

$$\frac{d\theta_C}{d\tau} = \frac{1}{V_{CD} \cdot \rho \cdot c} \cdot \Phi_{CD} = \frac{1}{V_{CD} \cdot \rho \cdot c} \cdot COP_{CD} \cdot P_{EL}$$

unde:

$$COP_{CD} = \frac{\eta_{EL} \cdot f_{CD}}{1} \cdot \frac{\theta_C + \Delta t_{CD} + 273,15}{\theta_C - \theta_R + \Delta t_{CD} + \Delta t_{VP}} = \frac{\eta_{EL} \cdot f_{CD}}{1} \cdot \frac{T_{CD}}{T_{CD} - T_{VP}} \quad (18)$$

La fel, tinand seama de faptul ca intre T_{CD} si θ_C exista o dependenta liniara, rezulta ecuatia diferentiala liniara de ordin 1 :

$$\frac{d\theta_C}{d\tau} = \frac{dT_{CD}}{d\tau} = \frac{\eta_{EL} \cdot f_{CD}}{1} \cdot \frac{P_{EL}}{V_{CD} \cdot \rho \cdot c} \cdot \frac{T_{CD}}{T_{CD} - T_{VP}} \quad (19)$$

Pentru rezolvarea efectiva s-a adoptat o integrare numerica cu proces iterativ in cadrul fiecarui pas de timp, aplicat pe temperaturile absolute ale agentului frigorific la vaporizatorul si condensatorul pompei de caldura, care a condus la setul

urmatoarelor 2 expresii algebrice :

$$\begin{aligned}
 T_{VP1} &= T_{VP0} - \frac{\eta_{EL}}{\eta_{VP}} \cdot \frac{\Delta\tau \cdot P_{EL}}{V_{VP} \cdot \rho \cdot c} \cdot \frac{T_{VP0}}{T_{CD0} - T_{VP0}} \cdot f_{VP0} \\
 T_{CD1} &= T_{CD0} + \frac{\eta_{EL}}{1} \cdot \frac{\Delta\tau \cdot P_{EL}}{V_{CD} \cdot \rho \cdot c} \cdot \frac{T_{CD0}}{T_{CD0} - T_{VP0}} \cdot f_{CD0}
 \end{aligned}
 \tag{20}$$

Astfel, in cadrul fiecarui pas de timp, iteratia se face pentru determinarea necunoscutelor θ_{CD1} θ_{VP1} . O data stabilite se trece la pasul urmat de timp unde θ_{CD1} devine noul θ_{CD0} si θ_{VP1} devine noul θ_{VP0} , s.a.m.d. Daca se lucreaza cu volumele in l, atunci in loc de $\rho \cdot c$ in (W·s/m³·K) se va lucra cu $\rho \cdot c$ in (W.h/l.K) si care in cazul apei are valoarea 1,163.

3. Studiu de caz - simulare numerica. Rezultate obtinute

Caracteristicile constructive ale sistemului din cadrul studiului de caz : $V_{VP} = 700$ l, $V_{CD} = 300$ l, $P_{EL} = 102$ W, $t_{VP0} = 35^\circ$ C, $t_{CD0} = 45^\circ$ C, $\eta_{EL} = 0.7$, $\Delta t_{VP} = \Delta t_{CD} = 5^\circ$ C.

In fig. 3 se prezinta variatia in timp a temperaturii apei din cele 2 rezervoare de acumulare. In rezervorul care reprezinta sursa in timp de 24 de ore temperatura scade de la 35° C la cca. 23° C iar in rezervorul care reprezinta consumatorul temperatura creste de la 45° C la cca. 77° C.

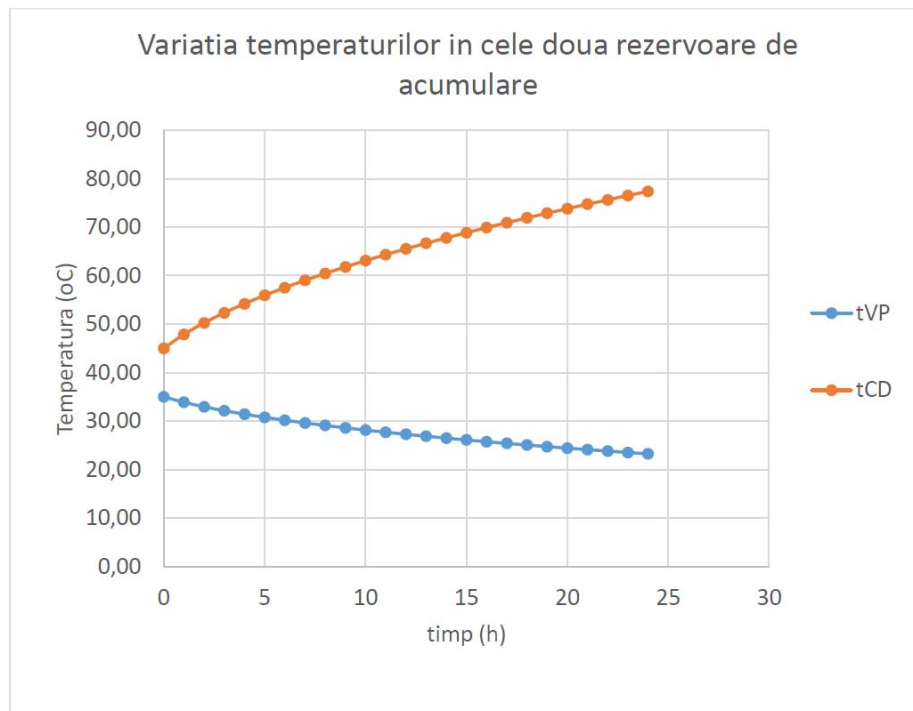


Fig. 3

Comportamentul termic dinamic al unei pompe de caldura functionand intre 2 rezervoare de acumulare

In fig. 4 se prezinta evolutia in timp a eficientelor pompei de caldura la nivelul vaporizatorului si la nivelul condensatorului. Coeficientul de performanta al pompei de caldura scade de la cca.10 la valoare de cca. 2,9 in cele 24 de ore de functionare.

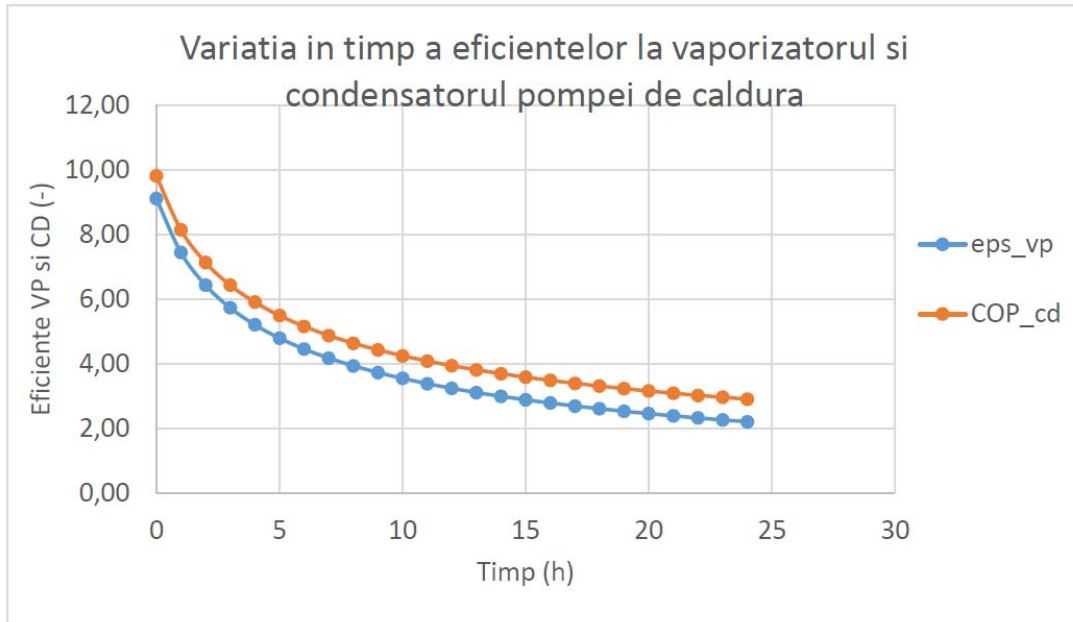


Fig. 4

In fig. 5 se prezinta evolutia in timp a puterii termice absorbita la vaporizator care scade de la cca. 930 W la cca. 220 W iar puterea termica livrata la condensator scade si ea de la cca. 1000 W la cca. 300 W. Puterea electrica absorbita din retea s- a considerat ca se pastreaza pe valoare aproximativ constanta, de cca. 102 W.

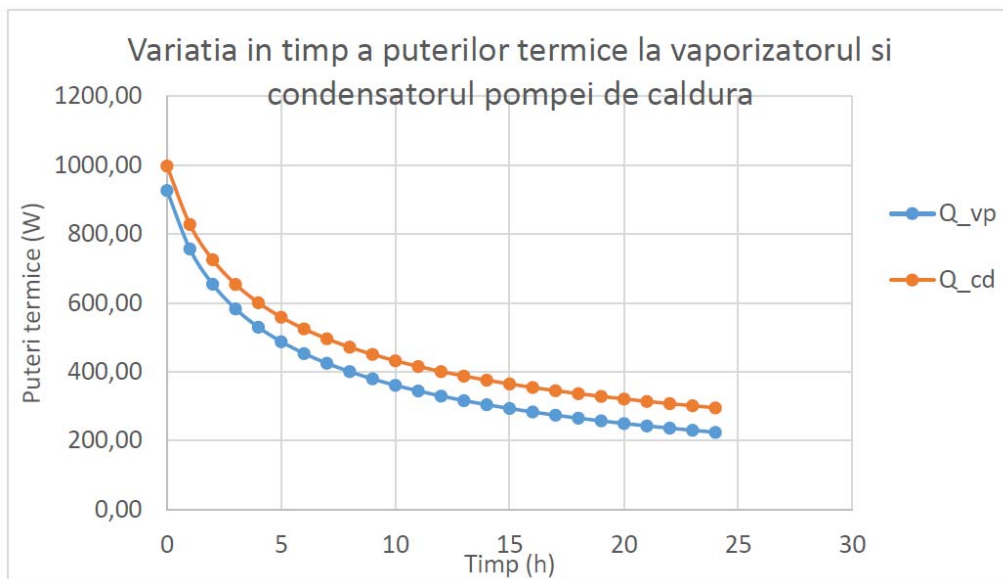


Fig. 5

4. Concluzii

În lucrare se propune o metoda aproximativă de evaluare a performanțelor energetice pe care le oferă un sistem de utilizare a surselor regenerabile folosind pompa de căldură cu comprimare mecanică de vapori.

Bilanțul energetic al pompei de căldură conduce la stabilirea unei corelații între mărimi de tipul temperaturilor și puterilor termice la nivelul mediilor aferente sursei și consumatorului. La acest bilanț termic se adaugă bilanțurile termice în regim nestaționar aferente rezervoarelor de acumulare, rezultând în final un sistem de ecuații diferențiale, a cărei rezolvare implică abordarea unei metode iterative.

Procedura stabilită poate constitui o metoda operativă de lucru capabilă să conducă la evaluarea de performanțe energetice a acestor sisteme și de asemenea și la dimensionarea acestora.

Utilizarea factorilor de corecție f_{VP} și f_{CD} este foarte importantă în determinarea corectă a comportamentului dinamic al sistemului în ansamblu sursă, pompa de căldură și consumator. Odată determinate valorile acestor factori, se poate face legătura directă dintre eficiențele efective ale vaporizatorului, respectiv condensatorului și cele teoretice, maxime (Carnot), fără a fi necesară cunoașterea fluxurilor termice care intervin în bilanțul energetic al pompei de căldură, ci doar a temperaturilor corespunzătoare.

Lista de Notatii

- η_{VP} – randament vaporizator, -;
- η_{IZ} – randament izentropic, -;
- η_{EL} – randament electric, -;
- ε_{VP}^* - eficiența corectată a vaporizatorului, -;
- ε_{VP}^C - eficiența Carnot a vaporizatorului, -;
- ε_{VP} - eficiența vaporizatorului, -;
- ε_{CD}^* - eficiența corectată a condensatorului, -;
- ε_{CD}^C - eficiența Carnot a condensatorului, -;
- C_{OPCD} – coeficientul de performanță al pompei termice, -;
- f_{VP} – factor de corecție aferent eficienței vaporizatorului, -;
- f_{CD} - factor de corecție aferent eficienței condensatorului, -;
- T_{VP} – temperatura absolută a agentului frigorific în vaporizator, K;
- T_{CD} – temperatura absolută a agentului frigorific în condensator, K;
- t_{VP} – temperatura agentului frigorific în vaporizator, °C;
- t_{CD} – temperatura agentului frigorific în condensator, °C;
- Δt_{VP} – diferența medie de temperatură la vaporizator, °C;

Comportamentul termic dinamic al unei pompe de caldura functionand intre 2 rezervoare de acumulare

- Δt_{CD} – diferenta medie de temperatura la condensator, °C;
 θ_R – temperatura sursei reci, °C;
 θ_C – temperatura sursei calde, °C;
 Φ_{VP} – puterea termica la vaporizator, W;
 Φ_{CD} – puterea termica la condensator, W;
 P_{EL} – puterea electrica absorbita din retea de motorul compresorului, W;
 V_{VP} – volumul rezervorului de acumulare unde se afla imersat vaporizatorul pompei de caldura, m³;
 V_{CD} – volumul rezervorului de acumulare unde se afla imersat condensatorul pompei de caldura, m³;
 ρ - densitatea apei, kg/m³;
 c – caldura specifica masica a apei, J/kg.K;
 τ - timpul, s;

Bibliografie

- [1] – Florin Iordache – Echipamente si sisteme termice. Metode de evaluare energetica si functionala (culegere de articole) – pag. 99-113 – Sistem sursa cu captatoare solare si pompe de caldura – ed. Matrixrom, Bucuresti, 2017;
[2] – Florin Iordache – Sisteme de utilizare a surselor regenerabile. Metode de evaluare energetica si dimensionare (culegere de articole) – ed. Matrixrom, Bucuresti, 2018;
[3] – CoolPack (software) – o colectie de modele aplicative pentru sisteme de productie a frigului;