

## Sistem sursa cu captatoare solare si pompe de caldura

Power system with solar collectors and heat pumps

prof. dr. ing. Florin Iordache – UTCB (fliord@yahoo.com), Romania

ing. Mugurel Talpiga – UTCB (talpiga.mugurel@gmail.com), Romania

**Rezumat.** *Obiectivul prezentei lucrari este de cel de modelare matematica a proceselor de transfer termic care au loc intr-un sistem sursa neconventional, compus din suprafata de captare a energiei solare cuplat cu un rezervor de acumulare si pompa de caldura cuplata la rezervorul de acumulare si la instalatia de incalzire a consumatorului.*

*Functionarea sistemului presupune doua etape, de incarcare si descarcare termica a rezervorului de acumulare in colaborare a acestuia cu suprafata de captare a energiei solare si cu pompa de caldura cuplata la instalatia de incalzire a consumatorului.*

*Relatiile obtinute au fost utilizate in cadrul lucrarii intr-un studiu de caz unde se prezinta cateva aspect practice obtinute pe baza unui instrument de calcul automat care a permis simularea unui comportament dinamic al acestui sistem.*

**Cuvinte cheie :** captatoare solare, pompe de caldura, recuperare energie

**Abstract.** *The objective of this study is to develop a mathematic algorithm of thermal transfer in unconventional heating source system, composed by surface for solar energy capturing, a tank for heat storage and a heat pump between storage tank and heating system of the load.*

*The working principle of this unconventional heating system supposed two working stages, one for charging and another for discharging of heat, heat tank being in direct relation once with solar surface and also with the heat pump which is coupled to the load.*

*Relations obtained were used to trace the behavior in a case study where are presented practical aspects using an automated calculation algorithm which make possible to simulate the dynamic behavior of the system.*

**Key words :** solar collectors, heat pumps, energy recovery

### 1. Introducere

Sistemele neconventionale de utilizare a surselor regenerabile reprezinta actualmente, in conditiile scumpirii combustibililor fosili pe baza de hidrocarburi, solutii din ce in ce mai mult abordate.

Cele mai cunoscute sisteme neconventionale de utilizare a surselor regenerabile sunt in general cele utilizand fie energia solara, fie energia mediului ambiental prin pompe de caldura fie alte astfel de sisteme.

In lucrarea de fata se cupleaza cele doua tipuri de sisteme neconventionale mai

sus mentionate in scopul crearii unui sistem complex capabil sa deservasca consumatorul civil atat in ceea ce priveste prepararea apei calde cat si incalzirea spatiilor pe perioada sezonului rece al anului.

Obiectivul lucrarii este de realizare a modelarii matematice a proceselor de captare a energiei solare, transfer termic, si acumulare a caldurii, de extractie din rezervor si furnizare cu pompa de caldura catre consumator a energiei termice necesare acestuia. Se vor urmări atat etapele de incarcare termica a rezervorului de acumulare cat si cea de descarcare catre consumatorului cuplat la acest sistem de surse complex.

## **2. Descrierea sistemului sursa. Mod de functionare**

Dupa cum a rezultat si din cele prezentate mai inainte sistemul sursa este compus in principal din 3 componente :

- Componenta de captare a energiei solare, transformare in energie termica si transport catre rezervorul de acumulare – reprezentata de captatoarele solare;
- Componenta de staocare a energiei termice in agentul termic din rezervorul de acumulare;
- Componenta de livrare a energiei termice catre consumator – reprezentata de pompa de caldura cu compresie mecanica;

In fig. 2.1 se prezinta schema instalatiei compusa din cele 3 componente mentionate mai sus. Se considera in aceasta faza, ca functionarea sistemului din cele 3 componente se face in 2 etape distincte si anume o prima etapa de incarcare termica a rezervorului de acumulare si o a doua etapa de descarcare termica a rezervorului. In prima etapa sunt antrenate : suprafata de captare a energiei solare, schimbatorul de caldura imersat in rezervorul de acumulare (in partea inferioara) si bineinteles rezervorul de acumulare. In aceasta etapa pompa de caldura nu functioneaza. In cea de-a doua etapa nu functioneaza circuitul suprafetei de captare a energiei solare si functioneaza numai pompa de caldura cu rezervorul de acumulare. Vaporizatorul pompei de caldura este un schimbator de caldura imersat in partea superioara a rezervorului de acumulare iar condensatorul pompei de caldura este un schimbator de caldura prin intermediul caruia se transmite puterea termica extrasa la vaporizator catre circuitul de incalzire al casei, sau catre circuitul de preparare al apei calde.

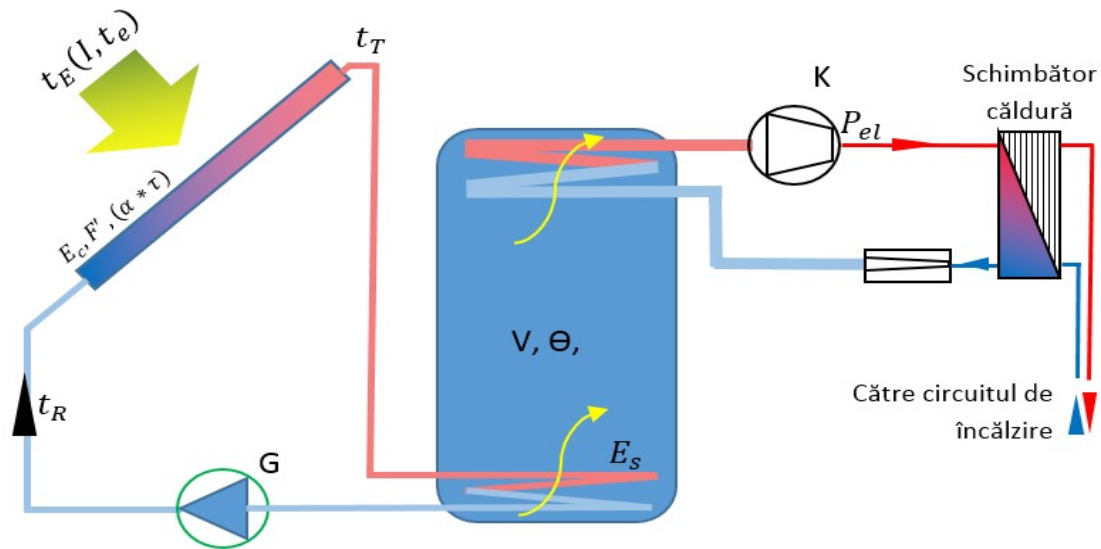


Fig 2.1

### 3. Modelarea proceselor de transfer termic din cadrul sistemului sursa

Obiectivul urmărit în cadrul acestei lucrări este de a modela procesele de încărcare și descărcare termică a rezervorului de acumulare din cele două etape care au loc consecutiv una după cealaltă. Se urmărește obținerea unui model matematic de ansamblu care să permită urmărirea comportamentului termic dinamic al rezervorului pe întreaga perioadă de 24 de ore a unei zile însorite, obișnuite. Prin comportamentul dinamic al acestui sistem se înțelege urmărirea în timp a temperaturii uniforme a apei din rezervorul de acumulare, a puterii termice pompate și extrase în timp în și din rezervorul de acumulare prin intermediul instalației solare și a pompei de caldura.

În [1] se prezintă analiza comportamentului termic dinamic al unui sistem compus din suprafața de captare a energiei solare și rezervor de acumulare cu schimbător de caldura imersat. Modelul matematic care permite simularea comportamentului termic dinamic al acestui sistem este compus din ecuațiile de bilanț termic în regim staționar pentru suprafața de captare și pentru schimbătorul de caldura imersat și ecuația de bilanț termic în regim nestaționar pentru rezervorul de acumulare. Se va trece în revistă pe scurt cele menționate.

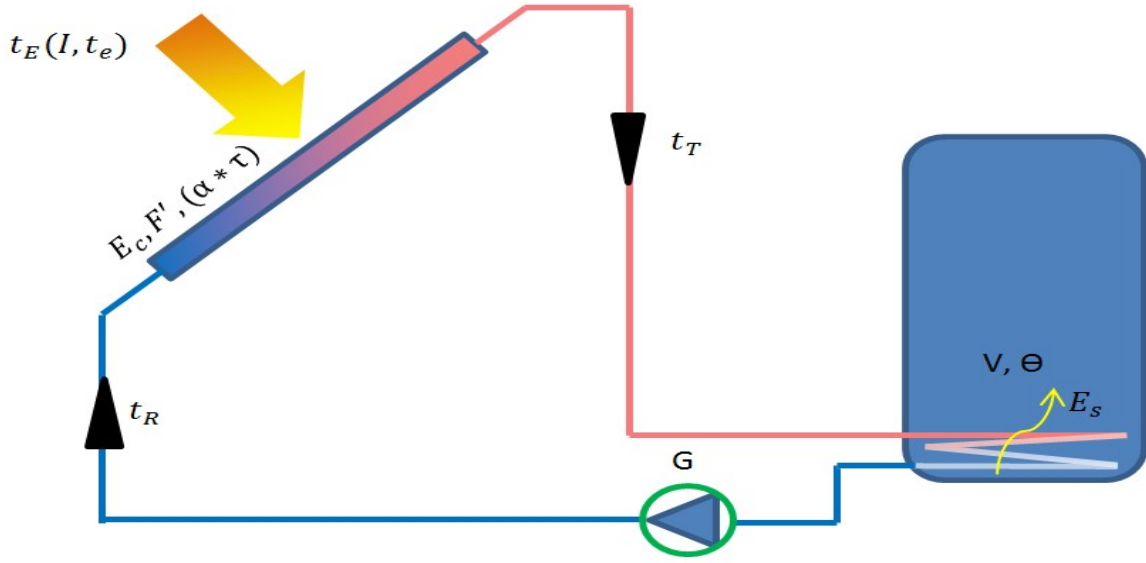


Fig.3.1

Pentru captatorii solari:

$$t_T = E_C \cdot t_R + (1 - E_C) \cdot t_E \quad (3.1)$$

$$\text{unde: } E_C = \exp\left(-\frac{F' k_C \cdot S_C}{G \cdot \rho c}\right) = \exp(-NTU_C) \text{ și } t_E = \frac{\alpha \tau}{k_C} \cdot I + t_e$$

Pentru schimbătorul de căldură înglobat:

$$t_R = E_S \cdot t_T + (1 - E_S) \cdot \theta \quad (3.2)$$

$$\text{unde: } E_S = \exp\left(-\frac{k_S S_S}{G \cdot \rho c}\right) = \exp(-NTU_S).$$

Rezultă sistemul:

$$\begin{aligned} t_T &= E_C \cdot t_R + (1 - E_C) \cdot t_E \\ t_R &= E_S \cdot t_T + (1 - E_S) \cdot \theta \end{aligned} \quad (3.3)$$

Din rezolvare se obține:

$$t_T = \frac{E_C(1 - E_S)}{1 - E_C E_S} \cdot \theta + \frac{1 - E_C}{1 - E_C E_S} \cdot t_E \quad (3.4)$$

$$t_R = \frac{E_S(1 - E_C)}{1 - E_C E_S} \cdot t_E + \frac{1 - E_S}{1 - E_C E_S} \cdot \theta \quad (3.5)$$

Puterea termică transferată rezultă ca fiind:

$$P_C = G \cdot \rho c \cdot (t_T - t_R) = G \cdot \rho c \cdot \frac{(1 - E_C)(1 - E_S)}{1 - E_C E_S} \cdot (t_E - \theta) \quad (3.6)$$

În continuare vom scrie bilanțul termic în regim nestaționar al rezervorului de acumulare:

$$G \cdot (\rho c) \cdot (t_T - t_R) \cdot d\tau = V \cdot (\rho c) \cdot \frac{d\theta}{d\tau} d\tau \quad (3.7)$$

S-a considerat ipoteza că rezervorul nu are pierderi de căldură către mediul exterior și nu se face consum de apă caldă din rezervor. Înlocuind expresia obținută pentru diferența temperaturilor agentului termic la intrarea și ieșirea din schimbătorul de căldură intern se obține ecuația diferențială liniară de ordinul I :

$$\frac{d\theta}{d\tau} = -\frac{G}{V} \cdot \frac{(1 - E_S) \cdot (1 - E_C)}{1 - E_C E_S} \cdot (\theta - t_E) \quad (3.8)$$

care are soluția:

$$\theta(\tau) = t_E(\tau) + (\theta_0 - t_E(\tau)) \cdot E_I \quad (3.9)$$

$$\text{unde: } E_I = \exp\left[-\frac{G}{V} \cdot \frac{(1 - E_C)(1 - E_S)}{1 - E_C E_S} \cdot 1\right] = \exp\left(-\frac{1}{C_T}\right) \quad (3.10)$$

Relația obținută permite urmărirea dinamicii temperaturii agentului din rezervorul de acumulare și totodată efectuarea unor analize asupra parametrilor constructivi funcționali dacă se exprimă  $E_I$  în funcție de raportul diferențelor de temperaturi.

Relațiile stabilite permit determinarea cantității de căldură acumulate în rezervor într-o anumită perioadă de timp,  $\tau$ :

$$Q = V \cdot \rho c \cdot (\theta - \theta_0) \quad (3.11)$$

Constanta de timp a acestui sistem este :

$$C_T = \frac{V}{G} \cdot \frac{1 - E_C E_S}{(1 - E_C)(1 - E_S)} \quad (3.12)$$

În concluzie relațiile de bază care permit urmărirea dinamicii comportamentului termic al sistemului compus din suprafața de captare a energiei solare, schimbătorul de căldură aferent acesteia și rezervorul de acumulare, sunt (3.9) pentru temperatura apei din rezervor și (3.6) pentru puterea termică livrată rezervorului.

Acum în ceea ce privește sistemul termic care lucrează în etapa a doua a zilei, cel care face descărcarea termică a rezervorului de acumulare, el este compus din rezervorul de acumulare, vaporizatorul pompei termice și condensatorul pompei termice. Se va considera ca și condiție impusă puterea termică livrată la condensatorul pompei de căldură, aceasta fiind considerată constantă pe perioada de timp aferentă etapei a doua.

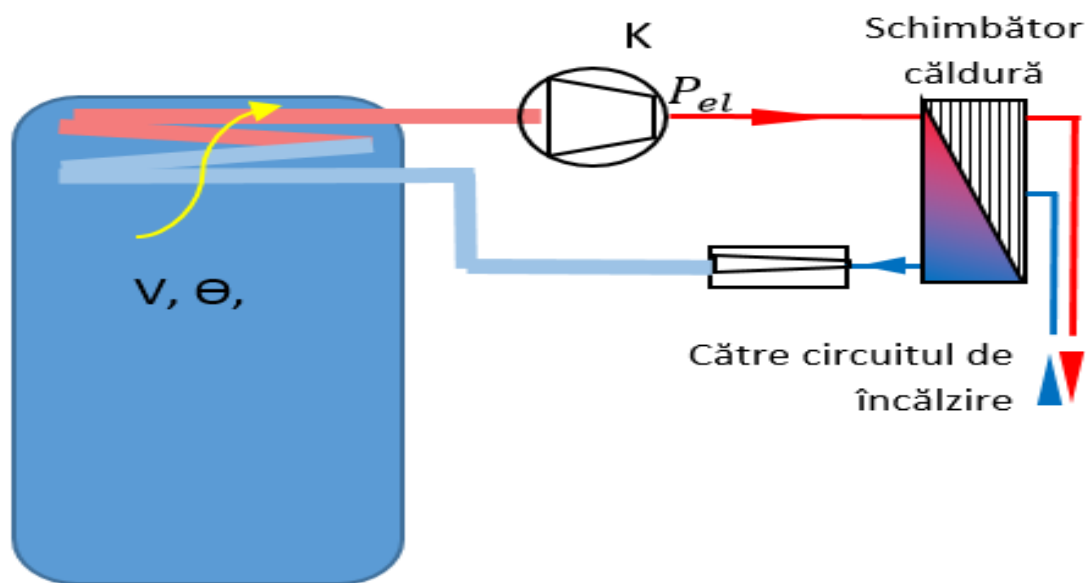


Fig. 3.2 – Rezervor acumulare cu pompa de căldură

Actualmente pompele de căldură cu compresie mecanică, dotate cu convertizor de frecvență la motorul electric, au posibilitatea modularii fine și continue a puterii electrice la compresor. Astfel ne putem baza pe asigurarea unei puterii termice fluctuante livrate la condensator după cum este necesar consumatorului prin modularea puterii electrice furnizate la compresor. În consecință trebuie să ne punem problema cum depinde puterea la vaporizator funcție de puterea la condensator și de temperaturile mediilor ambientale.

$$\frac{P_{CD}}{P_{EL}} = COP_{CD} \Rightarrow P_{EL} = \frac{P_{CD}}{COP_{CD}} \quad (3.13)$$

$$\frac{P_{VP}}{P_{EL}} = COP_{VP} \Rightarrow P_{VP} = COP_{VP} \cdot P_{EL}$$

Inlocuind (3.13<sub>1</sub>) in (3.13<sub>2</sub>) rezulta :

$$P_{VP} = \frac{COP_{VP}}{COP_{CD}} \cdot P_{CD} \quad (3.14)$$

Cum insa :

$$COP_{CD} = \eta_{CD} \cdot \frac{t_{CD} + 273.15}{t_{CD} - t_{VP}}; \quad (3.15)$$

$$COP_{VP} = \eta_{VP} \cdot \frac{t_{VP} + 273.15}{t_{CD} - t_{VP}};$$

In continuare inlocuind (3.15) in (3.14) si considerand  $\eta_{CD} = \eta_{VP} = \eta$ , se obtine:

$$P_{VP} = \frac{t_{VP} + 273.15}{t_{CD} + 273.15} \cdot P_{CD} = \frac{\theta_{VP} - \Delta_{VP} + 273.15}{\theta_{CD} + \Delta_{CD} + 273.15} \cdot P_{CD} \quad (3.16)$$

$$P_{VP} = \frac{P_{CD}}{\theta_{CD} + \Delta_{CD} + 273.15} \cdot \theta_{VP} + \frac{(273.15 - \Delta_{VP}) \cdot P_{CD}}{\theta_{CD} + \Delta_{CD} + 273.15} = a \cdot \theta_{VP} + b$$

In relatia (3.16) s-a mers pe ideea ca PCD este constant.

Bilantul termic in regim nestationar al rezervorului de acumulare in regim de descarcare, considerand ca temperatura este uniforma spatial la fiecare moment de timp, conduce la ecuatia diferentiala a rezervorului de acumulare care se scrie :

$$V \cdot (\rho c) \cdot \frac{d\theta_{VP}}{d\tau} = -P_{VP} = -a \cdot \theta_{VP} - b \quad (3.17)$$

Sau :

$$\frac{d\theta_{VP}}{d\tau} = -A \cdot \theta_{VP} - B \quad (3.18)$$

Unde :

$$A = \frac{1}{V \cdot (\rho c)} \cdot \frac{P_{CD}}{\theta_{CD} + \Delta_{CD} + 273.15};$$

$$B = \frac{1}{V \cdot (\rho c)} \cdot \frac{(273.15 - \Delta_{VP}) \cdot P_{CD}}{\theta_{CD} + \Delta_{CD} + 273.15}; \quad (3.19)$$

Integrarea ecuatiei (3.18) se poate face relativ simplu :

$$\frac{d\theta_{VP}}{d\tau} = -A \cdot \left( \theta_{VP} + \frac{B}{A} \right) \quad (3.20)$$

$$\frac{B}{A} = 273.15 - \Delta_{VP}$$

Notam :-

$$\Theta_{VP} = \theta_{VP} + \frac{B}{A} \quad \text{si} \quad (3.21)$$

$$\frac{d\theta_{VP}}{d\tau} = \frac{d\Theta_{VP}}{d\tau}$$

De fapt  $\Theta_{VP} = t_{VP} + 273.15$ . Si relatia (3.21) ar putea fi adevarata pe intervale mici de timp daca  $\Delta_{VP}$  il vom considera variabil.

Mergand insa mai departe cu ipoteza  $\Delta_{VP}$  constant rezulta :

$$\frac{d\Theta_{VP}}{d\tau} = -A \cdot \Theta_{VP} \quad \text{si} \quad (3.22)$$

$$\frac{d\Theta_{VP}}{\Theta_{VP}} = -A \cdot d\tau$$

Integrand rezulta :

$$\ln \Theta_{VP} = -A \cdot \tau + C \quad (3.23)$$

Unde constanta de integrare are evident valoarea :

$$C = \ln \Theta_{VP0} \quad (3.24)$$

Inlocuind rezulta :

$$\ln \frac{\Theta_{VP}}{\Theta_{VP0}} = -A \cdot \tau \quad (3.25)$$

Sau :

$$\Theta_{VP} = \Theta_{VP0} \cdot \exp(-A \cdot \tau) \quad (3.26)$$

Sau :

$$\theta_{VP}(\tau) = -\frac{B}{A} + \left( \theta_{VP0} + \frac{B}{A} \right) \cdot \exp(-A \cdot \tau) \quad (3.27)$$

La sfarsitul primei perioade de timp  $\Delta\tau$  vom avea :

$$\theta_{VP1} = E_D^{\Delta\tau} \cdot \theta_{VP0} - (1 - E_D^{\Delta\tau}) \cdot \frac{B}{A} \quad \text{unde :} \quad (3.28)$$

$$E_D = \exp(-A)$$

Relatia (3.281) este relatia recurenta cu care se va lucra in etapa de descarcare termica a rezervorului de acumulare. Constanta A este inversa constantei de timp in etapa de descarcare termica. In continuare rezulta  $P_{VP}(\tau)$ ,  $P_{EL}(\tau)$ ,  $COP_{VP}(\tau)$  si  $COP_{CD}(\tau)$ .

#### 4. Studiu de caz – ilustrativ

In acest capitol se prezinta cu titlu ilustrativ functionarea unui astfel de sistem echipat cu un set de capacitati termice pe sectiunea solara, de acumulare si de pompa de caldura, in aceasta faza necorelate neaparat armonios din punct de vedere al cerintelor consumatorului deservit.

Trebuie sa mentionam de la inceput cateva ipoteze de lucru care de altfel au fost prezentate si pana in prezenta, cum ar fi :

- temperatura uniforma in rezervorul de acumulare;
- etape distincte pentru incarcarea si descarcarea termica a rezervorului de acumulare;

In principiu se poate spune ca, chiar daca capacitatile componentelor sistemului nu sunt armonios corelate totusi sistemul isi gaseste echilibrul de functionare, prin stabilirea temperaturii apei din rezervorul de acumulare la inceputul etapei de incarcare termica si a temperaturii apei din rezervorul de acumulare la sfarsitul etapei de incarcare, astfel incat acestea sa fie in acelasi timp temperaturile de sfarsit de etapa de descarcare si respectiv de inceput de etapa de descarcare. Aceste valori de temperature pot fi determinate si teoretic pe baza relatiilor (3.9) si (3.28) care formeaza un sistem de 2 ecuatii algebrice.

$$\theta_1 = E_I^{\Delta d} \cdot \theta_0 + (1 - E_I^{\Delta d}) \cdot t_E \quad (4.1)$$

$$\theta_{VP1} = E_D^{\Delta d} \cdot \theta_{VP0} - (1 - E_D^{\Delta d}) \cdot (273.15 - \Delta_{VP}) \quad (4.2)$$

Vom face cateva notatii ajutatoare care sa dea un cadru unitar relatiilor de mai sus :

$\theta_0$  si  $\theta_1$  – temperaturile uniforme din rezervorul de acumulare la inceputul si respective sfarsitul etapei de incarcare; Rezulta ca  $\theta_{VP1} = \theta_0$  si  $\theta_{VP0} = \theta_1$ .

$\Delta\tau_I$  si  $\Delta\tau_D$  – duratele etapelor de incarcare termica si respective descarcare termica a rezervorului de acumulare; suma duratelor celor 2 etape este 24 h.

Sau :

$$\begin{aligned}\theta_1 &= E_I^{\Delta d} \cdot \theta_0 + (1 - E_I^{\Delta d}) \cdot t_E \\ \theta_0 &= E_D^{\Delta d} \cdot \theta_1 - (1 - E_D^{\Delta d}) \cdot (273.15 - \Delta_{VP})\end{aligned}\quad (4.3)$$

Inlocuind (3.31<sub>1</sub>) in (3.31<sub>2</sub>) rezulta pentru temperatura minima stabilizata in rezervorul de acumulare expresia :

$$\theta_0 = \frac{E_D^{\Delta d} \cdot (1 - E_I^{\Delta d})}{1 - E_D^{\Delta d} \cdot E_I^{\Delta d}} \cdot t_E - \frac{1 - E_D^{\Delta d}}{1 - E_D^{\Delta d} \cdot E_I^{\Delta d}} \cdot (273.15 - \Delta_{VP}) \quad (4.4)$$

Tot in cadrul acestui sistem neconventional hibrid, se pot defini si doi indicatori energetici si anume Coeficientul de Performanta al sistemului si Randamentul sistemului.

Coeficientul de performanta al acestui sistem sursa este de fapt coeficientul de performanta al pompei de caldura adica  $COP_{CD}$ , dat fiind ca instalatia de captare a energie solare nu este caracterizata de o eficienta energetica ci numai de un randament de captare.

$$COP_{SYS} = COP_{CD} \quad (4.5)$$

In ceea ce priveste randamentul sistemului de captare se poate defini insa si un randament al sistemului sursa dat fiind ca atat instalatia de captare a energiei solare este caracterizata de un randament si pompa de caldura poate fi si ea caracterizata de un randament (care este mai putin uzitat fiind mai putin relevant). Astfel in ceea ce priveste instalatia de captare a energiei solare, randamentul acesteia este definit ca fiind raportul intre puterea medie captata si puterea medie incidenta pe suprafata de captare si rezulta :

$$\eta_c = \frac{P_{VP}}{S_c \cdot I} = COP_{VP} \cdot \frac{P_{EL}}{S_c \cdot I} = \eta \cdot COP_{VP}^C \cdot \frac{P_{EL}}{S_c \cdot I} \quad (4.6)$$

Randamentul pompei de caldura poate fi definit ca fiind raportul dintre puterea medie la condensatorul pompei de caldura si suma dintre puterile la vaporizatorul pompei de caldura si puterea electrica la compresor :

$$\eta_{HP} = \frac{P_{CD}}{P_{VP} + P_{EL}} = \frac{COP_{CD}}{1 + COP_{VP}} = \frac{\eta \cdot COP_{CD}^C}{1 + \eta \cdot COP_{VP}^C} = \frac{\eta \cdot (1 + COP_{VP}^C)}{1 + \eta \cdot COP_{VP}^C} \quad (4.7)$$

Randamentul sistemului sursa hibrid se defineste ca fiind raportul dintre puterea medie la condensatorul pompei de caldura si puterea medie intrata in sistem, aceasta fiind suma dintre puterea incidenta pe suprafata de captare si puterea electrica la compresorul pompei de caldura :

$$\eta_{SYS} = \frac{P_{CD}}{S_c \cdot I + P_{EL}} = \frac{P_{CD}}{P_{VP}/\eta_c + P_{EL}} = \frac{\eta_c \cdot P_{CD}}{P_{VP} + \eta_c \cdot P_{EL}} \quad (4.8)$$

Sau :

$$\begin{aligned} \eta_{SYS} &= \frac{\eta_c \cdot P_{CD}}{P_{VP} + \eta_c \cdot P_{EL}} = \frac{\eta_c \cdot COP_{CD}}{\eta_c + COP_{VP}} = \frac{\eta_c \cdot \eta \cdot COP_{CD}^C}{\eta_c + \eta \cdot COP_{VP}^C} = \\ &= \frac{\eta_c \cdot \eta \cdot (1 + COP_{VP}^C)}{\eta_c + \eta \cdot COP_{VP}^C} \end{aligned} \quad (4.9)$$

Cazul concret analizat a presupus urmatoarele valori de parametrii :

$\Delta\tau_I = 6$  h – durata perioadei de incarcare;

$\Delta\tau_D = 18$  h – durata perioadei de descarcare;

$I = 400$  W/m<sup>2</sup> – intensitatea medie a radiatiei solare pe perioada celor 6 ore de incarcare termica a rezervorului;

$t_e = 16$  °C - temperatura exterioara medie pe perioada celor 6 ore de incarcare;

$(\alpha\tau) = 0.8$  – factorul absorbitivitate transparenta al captatoarelor solare;

$kC = 3$  W/m<sup>2</sup>.K – coeficientul global de transfer termic al captatorilor solari;

$F' = 0.9$  - eficienta placii captatoarelor solare;

$\Delta VP = 6 \text{ }^{\circ}\text{C}$  – diferenta medie logaritmica de temperaturi la vaporizatorul pompei de caldura;

$a_C = 60 \text{ l/m}^2\cdot\text{h}$  – debitul specific de agent termic vehiculat prin suprafata de captare;

$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$  – densitatea apei;

$c = 4180 \text{ Ws/kg}\cdot\text{K}$  – caldura specifica a apei;

$k_S = 60 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  – coeficientul global de transfer termic al serpentinei imersate in rezervorul de acumulare;

$a_S = 600 \text{ l/m}^2\cdot\text{h}$  - debitul specific de agent termic vehiculat prin suprafata schimbatorului de caldura imersat;

$V/Sc = 50 \text{ l/m}^2$  – volumul specific de acumulare;

$\theta_{CD} = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$  – temperatura mediului la condensatorul pompei de caldura;

Asa cum s-a lucrat cu un volum specific de acumulare si in ceea ce priveste puterea termica livrata la condensator va trebui sa o exprimam intr-un mod relativ raportata la suprafata de captare :

$$\eta_C \cdot I \cdot S_C \cdot \Delta\tau_I = P_{VP} \cdot \Delta\tau_D = \frac{COP_{VP}}{COP_{CD}} \cdot P_{CD} \cdot \Delta\tau_D \quad (4.10)$$

$$\frac{P_{CD}}{S_C} = \eta_C \cdot \frac{COP_{CD}}{COP_{VP}} \cdot \frac{\Delta\tau_I}{\Delta\tau_D} \cdot I$$

$P_{CD}/S^C = 60 \text{ W/m}^2$  – puterea termica livrata la condensator, constant pe parcursul etapei de descarcare;

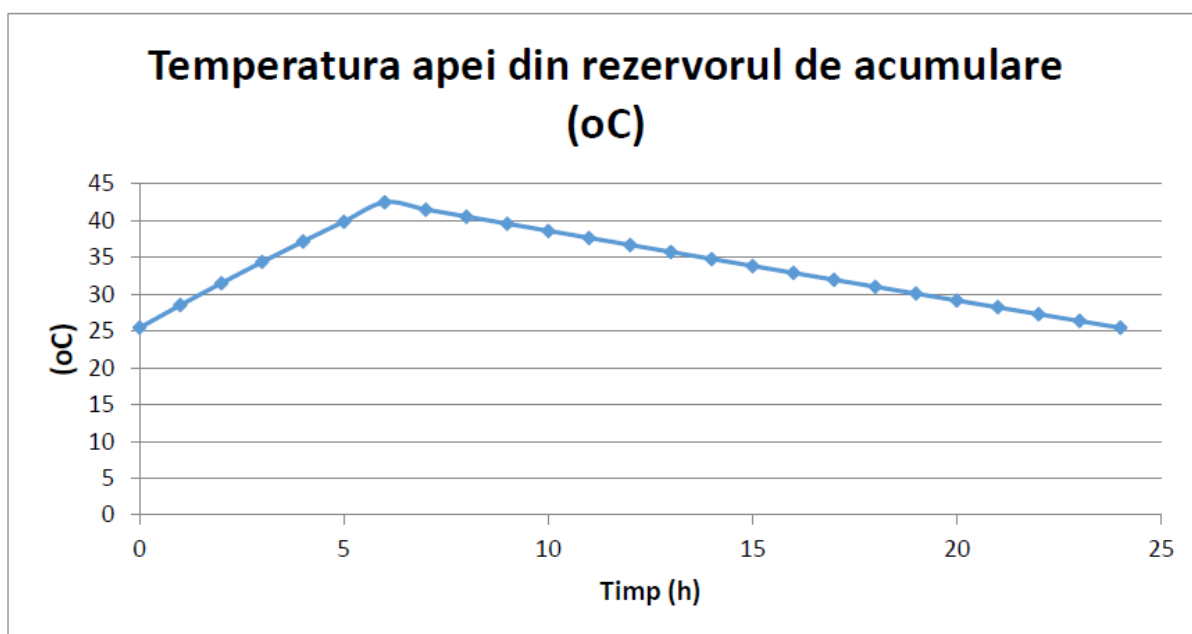


Fig. 4.1

In fig. 4.1 se disting clar cele 2 etape prima de incarcare termica si a doua de descarcare termica a rezervorului de acumulare.

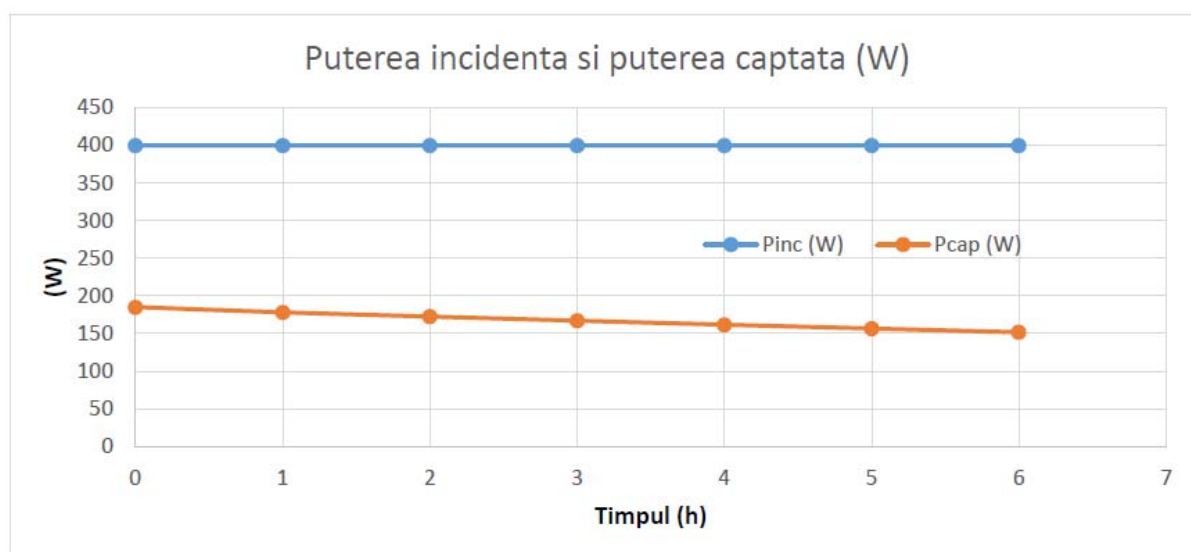


Fig 4.2

In fig. 4.2 se prezinta dinamica puterilor incidente si captate in etapa de incarcare termica a rezervorului de acumulare. Se observa ca randamentul de captare a fost de cca. 45% si scade usor pe timp ce se incalzeste apa din rezervor.

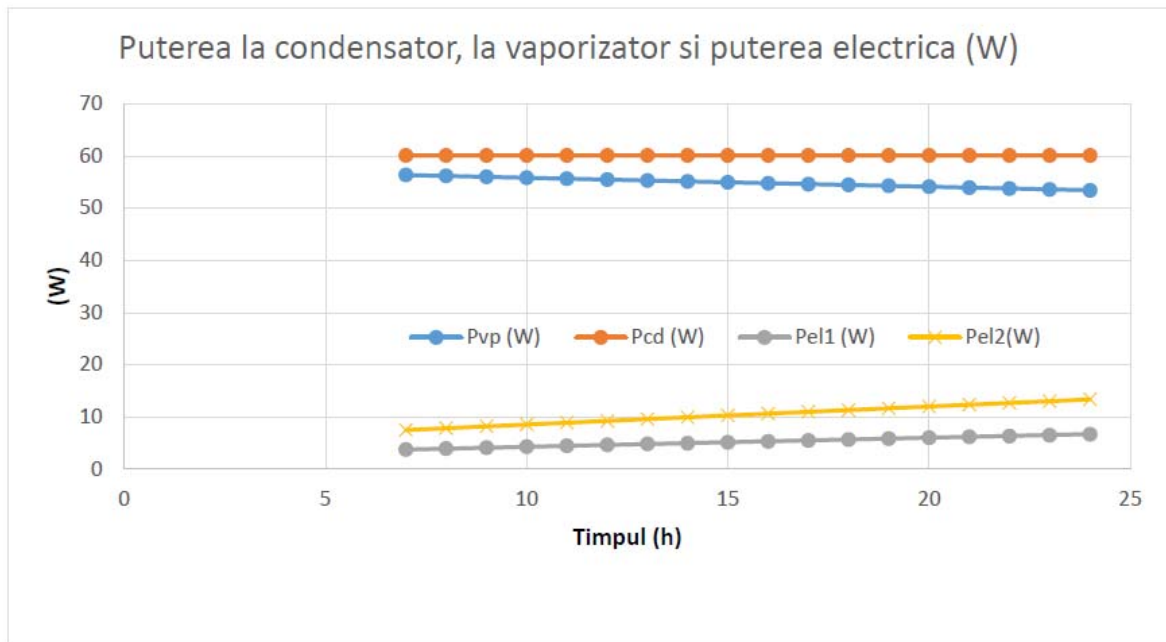


Fig. 4.3

In fig. 4.3 se prezinta dinamica puterilor in etapa a doua, etapa de descarcare termica. Puterea la condensator s-a considerat de la inceput constanta iar puterea la vaporizator este ceva mai scazuta si se afla dupa cum este si normal in scadere pe timp ce temperatura in rezervorul de acumulare scade. Puterea consumata efectiv este puterea electrica si valoarea ei este dupa cum se observa sensibil mai scazuta fata de primele doua mentionate.  $P_{el1}$  – este puterea electrica utilizata efectiv la transformarea puterii termice  $P_{vp}$  cu caracter anergic in putere termica cu caracter exergic, iar diferenta pana la  $P_{el2}$  este disipata pentru functionarea masinii frigorifice.

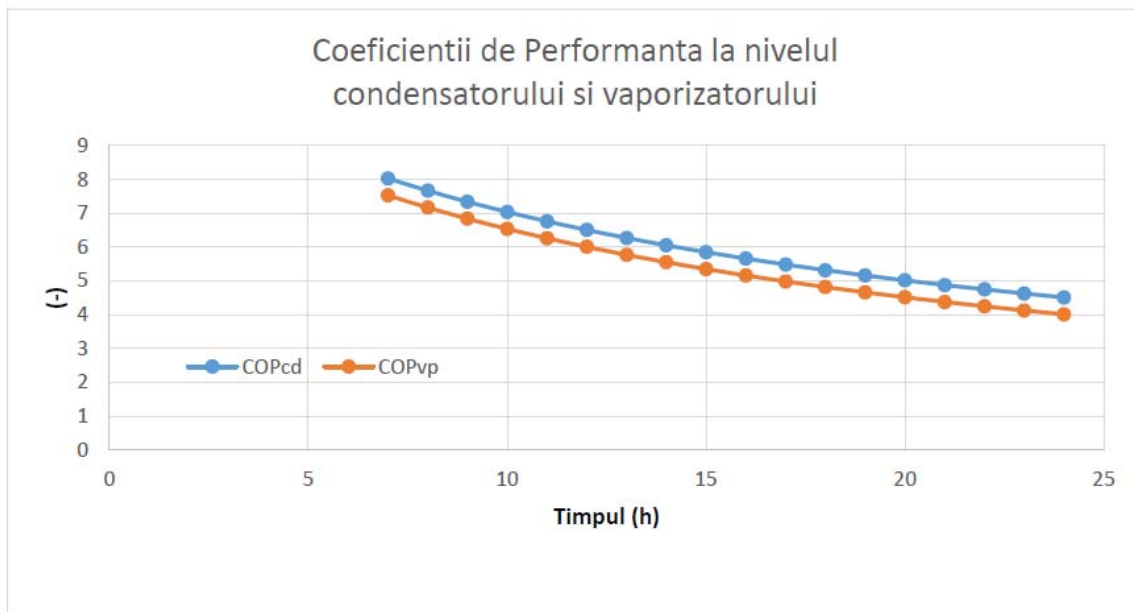


Fig. 4.4

În fig. 4.4 se prezintă dinamica coeficienților de performanță la nivelul condensatorului și al vaporizatorului acestia fiind reprezentativi pentru pompa de caldura și respectiv pentru mașina frigorifică. Se observă scăderea pronunțată acestora de la valoarea de 8.0 sau 7.5 la 4.5 și respectiv 4.0, pe parcursul celor 18 h de descărcare termică din cadrul etapei a doua.

În ceea ce privește randamentul pompei de caldura și al sistemului sursă hibrid în ansamblu, aplicând relațiile (4.7) și respectiv (4.9), se obțin ca valori medii :  $\eta_{HP} = 0.92$  și  $\eta_{SYS} = 0.41$ .

## 5. Concluzii

Lucrarea are ca obiectiv principal modelarea matematică a proceselor de încărcare și descărcare termică a rezervorului de acumulare din cadrul sistemului sursă neconventional.

Ecuatiile diferențiale liniare stabilite pentru fiecare din cele 2 etape de lucru ale sistemului neconventional permit operarea cu ușurință în vederea obținerii rezultatelor numerice urmărite.

Etapă de încărcare a fost aleasă în cadrul studiului de caz prezentat ca având o durată de 3 ori mai mică decât etapa de descărcare.

Modelul matematic permite simularea funcționării sistemului și în situația în care cele 2 etape se suprapun pe anumite perioade de timp.

Modelarea permite de asemenea și urmărirea dinamicii puterii termice livrate în etapă de încărcare și de asemenea urmărirea dinamicii puterii termice la vaporizator și a puterii electrice la pompa de caldura în etapă de descărcare.

## Lista de Notatii

- $t_e$  - temperatura mediului exterior în cazul captatoarelor solare, °C;
- $t_E$  - temperatura echivalentă factor sintetic de climă, °C;
- $\theta$  - temperatura uniformă a apei din rezervorul de acumulare, °C ;
- $\theta_0$  - temperatura inițială a apei din rezervorul de acumulare, °C ;
- $t_I, t_R$  - temperatura de intrare și respectiv de ieșire a agentului termic din suprafața de captare, °C ;
- $I$  - intensitatea radiației solare, W/m<sup>2</sup>;
- $F'$  - factor de corecție al fluxului de caldura captat în funcție de

geometria captatorilor solari, - ;

$V$  - volumul rezervorului de acumulare,  $m^3$ ;

$\rho$  - densitatea apei din rezervorul de acumulare,  $kg/m^3$ ;

$c$  - caldura specifica a apei,  $J/kg.K$ ;

$G$  - debitul de agent termic vehiculat pe circuitul captatorilor solari,  $m^3/s$ ;

$k_C$  - coeficientul global de transfer termic în cazul captatoarelor solare,  $W/m^2.K$ ;

$k_S$  - coeficientul global de transfer termic al schimbatorului de caldura imersat in rezervorul de acumulare,  $W/m^2.K$ ;

$\alpha\tau$  - factorul absorbtivitate-transparentță la captatorii solari, - ;

$S_C$  - suprafața captatoarelor solare,  $m^2$ ;

$S_S$  - suprafața schimbătorului de căldură solar,  $m^2$ ;

$P_C$  - puterea termica captata,  $W$  ;

$Q$  - cantitatea de caldura acumulata in rezervor,  $J$  ;

$\tau$  - timpul curent,  $s$  ;

$NTU_C$  - numarul de unitati de transfer termic aferent suprafetei de captare, - ;

$NTU_S$  - numarul de unitati de transfer termic aferent schimbatorului de caldura solar, - ;

$E_C$  - modulul termic aferent suprafetei de captare a energiei solare, - ;

$E_S$  - modulul termic aferent schimbatorului de caldura solar, - ;

$C_T$  - constanta de timp aferenta sistemului captatoare – schimbator de caldura – rezervor de acumulare,  $s$  ;

$P_{CD}$  - puterea termica livrata la condensator,  $W$ ;

$P_{VP}$  - puterea termica absorbita la vaporizator,  $W$ ;

$P_{EL}$  - puterea electrica furnizata la compresor,  $W$ ;

$COP_{CD}$  - COP-ul pompei de caldura, - ;

$COP_{VP}$  - COP-ul masinii frigorifice, - ;

$COP_{SYS}$  – coeficientul de performanta al sistemului hibrid, -;

$\eta_{CD} \cong \eta_{VP} \cong \eta$  - randamentul de lucru, -;

$\eta_{HP}$  – randamentul pompei de caldura, -;

$\eta_{SYS}$  – randamentul sistemului hibrid, -;

$t_{VP}$  – temperatura de vaporizare a agentului frigorific,  $^{\circ}C$ ;

$t_{CD}$  – temperatura de condensare a agentului frigorific,  $^{\circ}C$ ;

$\theta_{VP}$  – temperatura mediului care cedeaza caldura in vaporizator, adica temperatura apei din rezervorul de acumulare  $^{\circ}C$ ;

$\theta_{CD}$  – temperatura mediului catre care se cedeaza caldura in condensator,  $^{\circ}C$ ;

$\Delta_{VP}$  – diferenta medie de temperatura la vaporizator,  $^{\circ}C$ ;

$\Delta_{CD}$  – diferenta medie de temperatura la condensator,  $^{\circ}C$ ;

**Bibliografie**

1. Florin Iordache – Energetica echipamentelor si sistemelor termice – Ed. Conspress 2010 Bucuresti;
2. Robert Gavriluc – Pompe de caldura, Ed. Matrixrom 1999;
3. Ioan Boian, Florea Chiriac – Pompe de caldura, Ed. Matrixrom 2013;