

# Sistem de climatizare utilizand energia solara. Analiza energetica

Air conditioning using solar energy. Energy analysis

Prof. dr. ing. Florin Iordache

Universitatea Tehnica de Constructii Bucuresti Facultatea de  
Inginerie a Instalatiilor  
Bdul. Pache Protopopescu, 66, Romania  
fliord@yahoo.com

## Rezumat

*Lucrarea are ca obiectiv analiza energetica a unui sistem neconventional de utilizare a unei surse regenerabile (energia solara) in scopul climatizarii spatiilor unei cladiri in perioada sezonului cald al anului. Sistemul sursa considerat are o component neconventionala, reprezentata de instalatia de captare a energie solare si o componenta clasica reprezentata de o centrala termica, ambele preparand un agent termic furnizat unei masini frigorifice de preparare a apei reci.*

*In lucrare se descrie pe scurt procedura de evaluare a puterilor termice furnizate de sistemul neconventional si de sistemul clasic unei cladiri pentru care se stabileste necesarul de frig.*

*Pe studiul de caz concret considerat se prezinta tabelar si grafic atat performantele energetice ale sistemului cat si gradul de acoperire energetica oferit consumatorului deservit*

**Cuvinte cheie:** energie solara, chiller cu absorbtie, climatizarea cladirilor

## Abstract

*The paper aims at the energy analysis of an unconventional system of using a renewable source (solar energy) in order to air conditioning of a building during the warm season of the year. The considered source system has an unconventional component, represented by the solar energy system and a classic component represented by a thermal plant, both preparing a thermal agent supplied to a chiller with absorbtion.*

*The paper briefly describes the procedure for assessing the thermal powers provided by the unconventional system and the classical system to a building for which the demands cold is established.*

*On the concrete case study, the table shows both the energy performance of the system and the degree of energy coverage offered to the serviced customer*

**Key words:** solar energy, absorbtion chiller, building, air conditioning of the building

## **1. Introducere**

Utilizarea energiei solare in domeniul cladirilor de tip residential sau nerezidential are o serie de aplicatii dintre care cele mai cunoscute sunt prepararea apei calde de consum si incalzirea spatiilor. Pentru acestea, reglementarile tehnice privind dimensionarea si evaluarea performantelor energetice sunt deja puse la punct si o serie de aplicatii practice functioneaza cu rezultate foarte bune.

Mai putin cunoscute sunt solutii de sisteme utilizand energia solara pentru incalzirea piscinelor si climatizarea spatiilor cladirilor. In cadrul lucrarii de fata ne vom referi la ultima dintre aplicatiile mentionate, in care, climatizarea spatiilor se face prin intermediul unei masini frigorifice cu absorbtie in care se prepara apa rece cu temperatura de cca 7°C, care reprezinta agentul termic vehiculat in ventilconvectoroarele instalate in cladirea ce trebuie climatizata.

Prepararea agentului termic se face la vaporizatorul masinii frigorifice cu absorbtie prin utilizarea la fierbatorului masinii frigorifice a unui agent termic preparat de instalatia solara in combinatie cu o centrala termica. Nivelul de temperatura al agentului termic introdus in schimbatorul de caldura al fierbatorului masinii frigorifice este 90°C.

## **2. Descrierea sistemului. Stabilirea modelului matematic de lucru.**

Sistemul sursa la care ne referim are 2 componente: componenta solara si componenta clasica. Componenta solara este alcatuita din suprafata solara de captare cuplata cu un schimbator de caldura. Componenta clasica este alcatuita din centrala termica si un al doilea schimbator de caldura. Schimbatorul de caldura atasat suprafetei de captare poate fi considerat schimbatorul de caldura de treapta 1 iar schimbatorul de caldura al centralei termice poate fi considerat schimbatorul de caldura de treapta 2, ambele contribuind la prepararea agentului termic cu temperatura de 90°C care intra in schimbatorul de caldura al fierbatorului masinii frigorifice cu absorbtie. Racirea agentului termic in cadrul acestui schimbator de caldura se face de regula pana la o temperatura de cca, 80°C, cu care agentul termic revine pe secundarul schimbatorului de caldura de treapta 1 (vezi fig. 1).

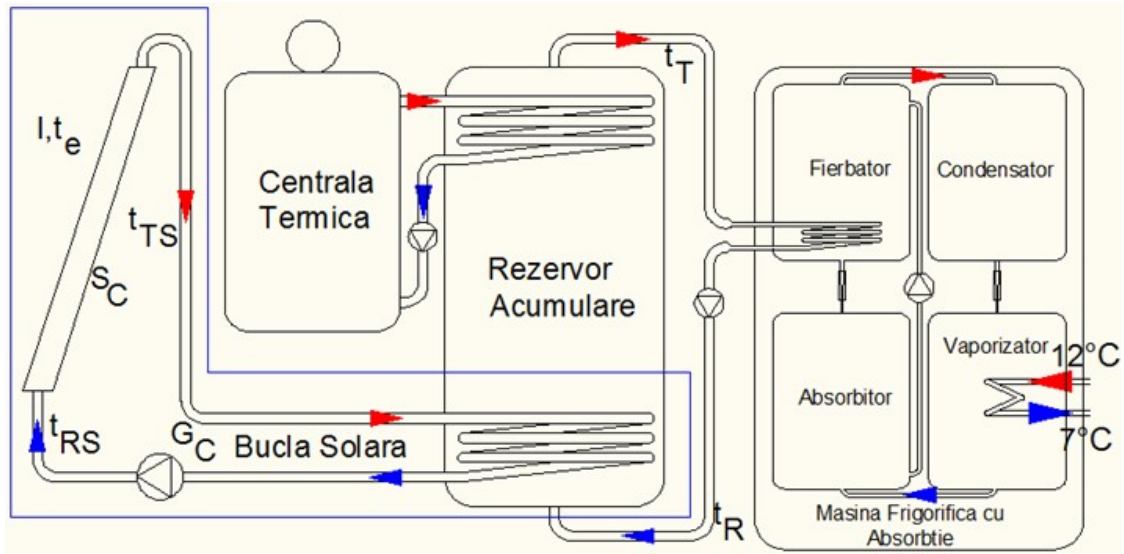


Fig. 1 – Schema instalatiei

Puterea termica captata de suprafata solara se poate exprima prin :

$$P_{CS} = S_C \cdot I \cdot \eta = S_C \cdot I \cdot F_R \cdot [(\alpha \cdot \tau) - k_C \cdot \beta_0] \quad (1)$$

Unde :

$$\beta_0 = \frac{t_{RS} - t_e}{I} \quad (2)$$

$$F_R = \frac{a \cdot \rho \cdot c}{k_C} \cdot (1 - E_C) \quad (3)$$

$$E_C = \exp(-NTU_C) = \exp\left(-\frac{F' \cdot k_C}{a \cdot \rho \cdot c}\right) \quad (4)$$

In continuare se poate exprima temperatura de retur din bucla solara in functie de temperatura medie a agentului termic din secundarul schimbatorului de caldura aferent buclei solare si relatiile (1) si (2) iau formele :

$$P_{CS} = S_C \cdot I \cdot \eta = S_C \cdot I \cdot F_R^B \cdot [(\alpha \cdot \tau) - k_C \cdot \beta_B] \quad (5)$$

Unde :

$$\beta_B = \frac{t_S - t_e}{I} \quad (6)$$

$$F_R^B = \frac{a \cdot \rho \cdot c}{k_C} \cdot (1 - E_{CS}) \quad (7)$$

$$E_{CS} = \frac{E_C \cdot (1 - E_S) + E_S \cdot (1 - E_C)}{1 - E_C \cdot E_S}$$

unde:

$$E_S = \exp(-NTU_S) = \exp\left(-\frac{k_S}{a \cdot \rho \cdot c} \cdot \frac{S_S}{S_C}\right) \quad (8)$$

Mergand pe aceeasi linie logica s-a exprimat temperatura medie a agentului termic pe secundarul schimbatorului de caldura solar in functie de temperatura agentului termic la iesirea din schimbatorul de caldura din fierbatorul masinii frigorifice cu absorbtie,  $t_R$ , rezultand :

$$P_{CS} = S_C \cdot I \cdot \eta = S_C \cdot I \cdot F_R^{BC} \cdot [(\alpha \cdot \tau) - k_C \cdot \beta_{BC}] \quad (9)$$

Unde :

$$\beta_{BC} = \frac{t_R - t_e}{I} \quad (10)$$

$$F_R^{BC} = \left( \frac{1}{F_R^C} + \frac{1}{F_R^B} \right)^{-1} \quad (11)$$

$$F_R^C = 2 \cdot \frac{H}{S_C \cdot k_C} \cdot \frac{(t_e - t_{ee})}{(t_T - t_R)} \quad (12)$$

Puterea termica furnizata de sursa solara reprezinta doar o cota parte din puterea termica necesara la fierbatorul masinii frigorifice raportul dintre cele doua puteri termice reprezentand gradul de acoperire energetica oferit de componenta solara. Avand in vedere nivelul ridicat al temperaturilor agentului termic in schimbatorul de caldura din fierbatorul masinii frigorifice (80°C...90°C) este de asteptat ca randamentul de lucru al suprafetei de captare solara sa fie destul de scazut, astfel incat realizarea unui grad de acoperire energetica acceptabil sa se realizeze cu efortul investitional intr-o suprafata de captare solara relativ mare.

Centrala termica contribuie doar cu cota de putere termica necesara aducerii agentului termic din schimbatorul de caldura al fierbatorului masinii frigorifice la temperatura de 90°C.

### 3. Studiu de caz. Rezultate analiza energetica

Pentru evaluarea aporturilor de caldura in spatiul interior al cladirii a fost necesar sa se defineasca cladirea prin factorul de cuplaj termic complex al cladirii  $H$ , care cuprinde in el: suprafata anvelopei termice a cladirii, rezistenta termica medie a anvelopei cladirii, numarul de schimburi de aer cu mediul exterior si volumul spatiului climatizat. Pentru evaluarea aporturilor gratuite interioare si exterioare s-a utilizat o procedura conforma cu metodologia de evaluare a performantelor energetice ale cladirilor, Mc001. Temperatura exterioara de echilibru,  $t_{ee}$ , este o temperatura elaborata

in ipoteza neutilizarii instalatiei de climatizare, concomitent cu realizarea unei temperaturi interioare normate pe perioada sezonului cald al anului,  $t_{i0v}$ . Pentru intensitatea radiatiei solare utile in evaluarea aporturilor exterioare de caldura in perioada sezonului cald pe plan vertical (diverse orientari) si pe plan orizontal s-a utilizat Mc001, iar pentru stabilirea temperaturilor exterioare medii lunare s-a utilizat SR 4839/1997.

Pentru analiza energetica urmarita s-a considerat un studiu de caz pe o cladire avand o valoare  $H = 2288 \text{ W/K}$ . Sezonul cald al anului s-a considerat compus din 5 perioade avand un numar de zile mai mare decat 30, impreuna insumand 183 zile., care au fost denumite : mai, iun, iul, aug, sep. Pentru aceste 5 perioade ale sezonului cald s-au stabilit temperaturile exterioare,  $t_e$ , si s-au calculat temperaturile exterioare de echilibru  $t_{ee}$ . O sinteza a necesarului de putere si energie al consumatorului considerat este prezentata sintetic in tabelul 1.

Tabelul 1

	CONSUMATORUL VARA - CLIMATIZARE				
	zile	oC	oC	kW	MWh
Perioada	Nz	$t_e$	$t_{ee}$	Pclim	Eclim
mai	35	16.7	16.582	0.270	0.227
iun	36	20.2	16.438	8.607	7.437
iul	41	22	16.57	12.424	12.225
aug	36	21.2	16.279	11.259	9.728
sep	35	16.9	16.468	0.988	0.830
<b>Total</b>	183				30.447

In fig. 2 si fig. 3 se prezinta grafic rezultatele numerice din tabelul 1 referitoare la puterile si energiile aferente aporturilor termice care trebuiesc evacuate din spatiul climatizat.

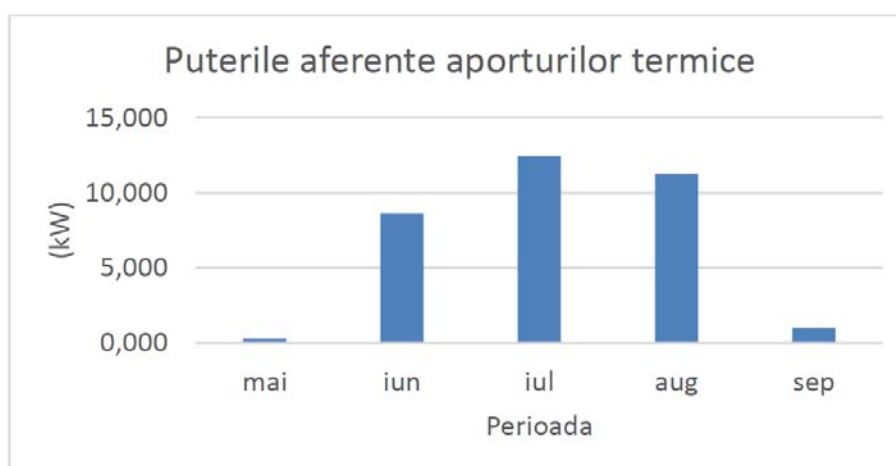


Fig. 2

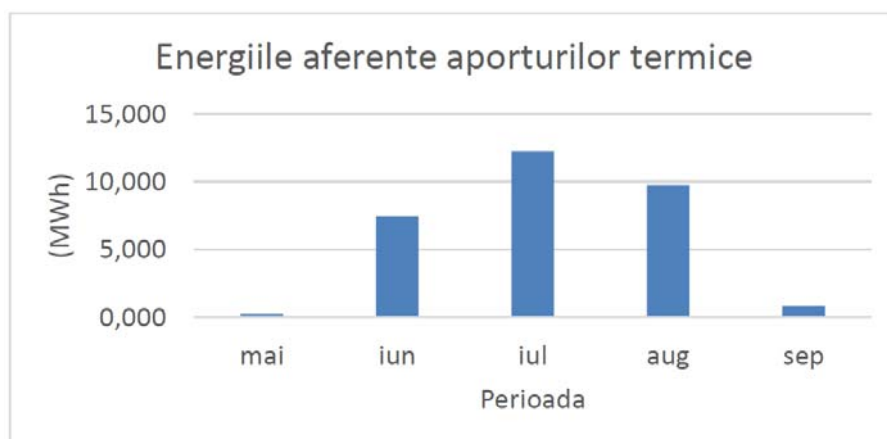


Fig. 3

Dupa cum se observa din tabelul 1 puterile termice necesare la climatizare in perioada mai si perioada sep, sunt destul de mici, motiv pentru care nu se va pune problema climatizarii spatiilor cladirii in aceste 2 perioade. Pentru cele 3 perioade centrale ale sezonului cald s-au stabilit intensitatile radiatiei solare pe un plan inclinat la 30° fata de planul orizontal avand orientarea sud. Au rezultat valorile medii zilnice pentru o perioada de 10 ore, valorile inscrise in tabelul 2. Puterea termica captata in perioada celor 10 ore cu soare a fost in continuare repartizata uniform pe cele 24 de ore ale zilei pentru a putea fi pusa in balanta cu puterea termica rezultata din aporturi pentru spatiul climatizat. Mai precis, puterea termica rezultata conform aporturilor interioare si exterioare a fost transformata in putere termica necesara la nivelul schimbatorului de caldura al fierbatorului masinii frigorifice prin raportare la eficienta ei (COP = 0,6). Analiza energetica prezentata in tabelul 2 presupune o suprafata de captare solara de 200 m<sup>2</sup>, captatoarele solare fiind caracterizate de urmatoarii parametrii: F' = 0,9, α = 0,9, τ = 0,8, kC = 3,5 W/m<sup>2</sup>.K. Centrala termica care reprezinta sursa de rezerva se considera ca functioneaza cu un randament de 90%.

$$P_{csc} = \frac{P_{clim}}{COP} \quad (13)$$

$$G_{aes} = \frac{P_{cs}}{P_{csc}} \quad \text{si} \quad G_{aect} = \frac{0,9 \cdot P_{ct}}{P_{csc}} \quad (14)$$

Tabel 2

Perioada	SOLAR				CONS	CT	G <sub>AE</sub>		ENERGII		
	W/m <sup>2</sup>	oC		kW	kW	kW	%	%	MWh	MWh	MWh
	I	tE	RND	P <sub>cs</sub>	P <sub>csc</sub>	P <sub>ct</sub>	G <sub>aes</sub>	G <sub>aect</sub>	E <sub>cs</sub>	E <sub>csc</sub>	E <sub>ct</sub>
mai											
iun	615	146.71	0.229	11.727	14.346	2.909	81.749	18.251	10.133	12.395	2.514
iul	620	149.54	0.257	13.276	20.706	8.256	64.116	35.884	13.064	20.375	8.124
aug	605	145.66	0.243	12.228	18.765	7.263	65.164	34.836	10.565	16.213	6.276
sep											
Total									33.761	48.983	16.913

In fig. 4 si fig. 5 se prezinta grafic rezultatele numerice din tabelul 2 referitoare la:

- puterile si energiile aferente aporturilor termice,
- puterile si energiile termice captate de instalatia solara,
- puterile si energiile termice livrate la fierbatorul masinii frigorifice,
- puterilor si energiile termice aferente centralei termice;

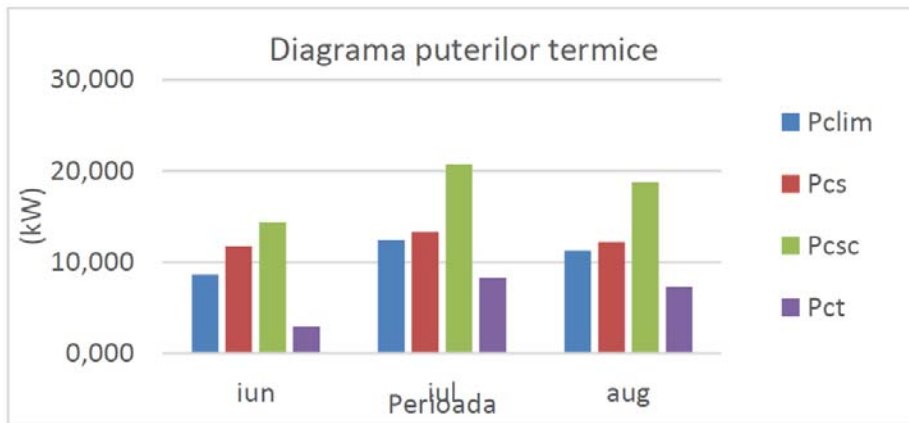


Fig. 4

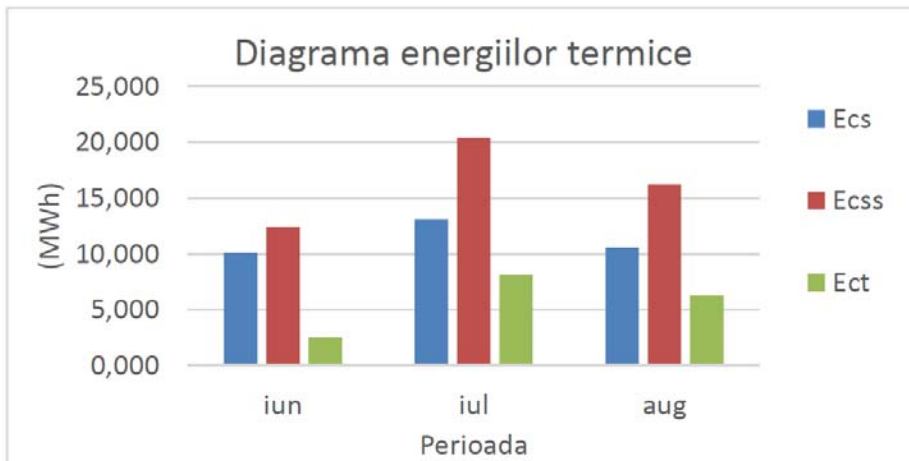


Fig. 5

In fig. 6 se prezinta o diagrama a gradelor de acoperire energetica oferite de catre instalatia solara avand suprafata de 200 m<sup>2</sup> oferit utilitatii de climatizare a spatiilor consumatorului.

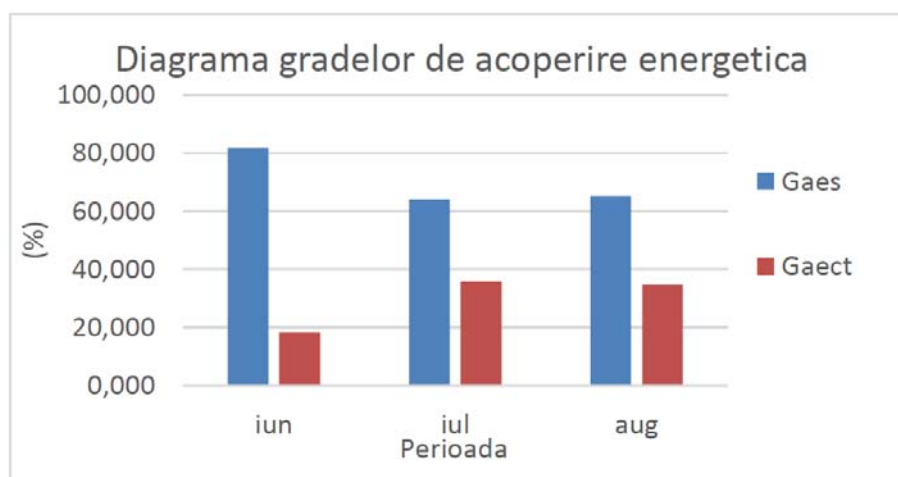


Fig. 6

Rezulta in final faptul ca pe intreg sezonul cald al anului gradul de acoperire energetica oferit de instalatia solara este de 69% la o suprafata de captare solara de 200 m<sup>2</sup> ceea ce inseamna un raport  $H/(S_C \cdot k_C) = 3,27$  intre capacitatea de transfer termic a cladirii si capacitatea de transfer termic a suprafetei de captare.

#### 4. Concluzii

Utilizarea energiei solare pentru climatizarea spatiilor in perioada sezonului cald al anului poate reprezenta o solutie viabila de utilizare a surselor regenerabile (energia solara). Dat fiind faptul ca nivelul de temperatura a energiei termice furnizate de instalatia solara masinii frigorifice cu absorbtie este destul de ridicat 90°C, randamentul de captare al energiei solare chiar in mijlocul sezonului cald este relativ scazut 23%...26% in cazul captatoarelor plane cu absorbtie utilizate in studiul de caz analizat. Rezulta de aici ca este important a se utiliza captatoare solare performante, caracterizate de coeficienti globali de transfer termic de cca .2...2,5 W/m<sup>2</sup>.K.

Gradul de acoperire realizat, in cazul de fata cca. 70%, este in stransa corelatie cu numarul de captatoare solare si cu performanta energetica a acestora. Cum un anumit nivel, in ceea ce priveste performantele energetice ale acestor echipamente este strans legat de costul acestora, rezulta in continuare posibilitatea evaluarii financiare a oportunitatii implementarii acestei solutii neconventionale.

Existenta unei surse clasice de tip centrala termica este necesara dat fiind faptul unor posibile perioade de radiatie solara directa indisponibila. Mai mult consumatorul deservit are cu siguranta ca utilitate si prepararea apei calde consum care poate utiliza de asemenea un sistem neconventional de tip solar cu centrala termica.

#### Lista de Notatii

$t_T$  - temperatura de intrare a agentului termic in schimbatorul de caldura al fierbatorului masinii frigorifice, °C;

$t_R$  - temperatura de iesire a agentului termic din schimbatorul de caldura al



fierbatorului masinii frigorifice, °C;

$t_s$  - temperatura medie a agentului termic din secundarul schimbatorului de caldura aferent buclei solare, °C;

$t_{RS}$  - temperatura de retur din bucla solara, °C;

$t_e$  - temperatura exterioara, °C;

$t_{ee}$  - temperatura exterioara de echilibru, °C;

$t_{i0v}$  - temperatura interioara normata in sezonul cald al anului, °C;

$t_E$  - temperatura echivalenta - temperatura maxima realizabila pe placa absorbanta a captatorilor solari °C;

$I$  - intensitatea radiatiei solare,  $W/m^2$ ;

$S_C$  - suprafata de captare solara,  $m^2$ ;

$S_S$  - suprafata schimbatorului de caldura al buclei solare,  $m^2$ ;

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

$k_S$  - coeficientul global de transfer termic al schimbatorului de caldura al buclei solare,  $W/m^2.K$ ;

$H$  - factorul de cuplaj termic complex al cladirii (capacitatea de transfer termic a cladirii),  $W/K$ ;

$a$  - debitul specific de agent termic in bucla solara,  $m^3/s.m^2$ ;

$\rho$  - densitatea agentului termic,  $kg/m^3$ ;

$c$  - caldura specifica masica a agentului termic,  $J/kg.K$ ;

$F'$  - factorul de corectie al fluxului termic captat, conform tip captator solar, -;

$\alpha$  - coeficientul de absorbtie al radiatiei solare pe placa plana absorbanta a captatoarelor solare, -;

$\tau$  - coeficientul de transparenta al elementului vitrat al captatoarelor solare, -;

$N_{TUC}$  - numarul de unitati de transfer termic aferent suprafetei de captare solara, -;

$N_{TUS}$  - numarul de unitati de transfer termic aferent schimbatorului de caldura al buclei solare, -;

$E_C$  - modulul termic aferent suprafetei de captare solara, -;

$E_S$  - modulul termic aferent schimbatorului de caldura al buclei solare, -;

$E_{CS}$  - modulul termic aferent buclei solare in ansamblu, -;

$\beta_0$  - raportul parametrilor termici aferenti suprafetei de captare, care implica temperatura de retur din bucla solara,  $m^2.K/W$ ;

$\beta_B$  - raportul parametrilor termici aferenti buclei de captare, care implica temperatura medie a agentului termic din secundarul schimbatorului de caldura aferent buclei solare,  $m^2.K/W$ ;

$\beta_{BC}$  - raportul parametrilor termici aferenti sistemului bucla de captare consumator, care implica temperatura de iesire a agentului termic din schimbatorul de caldura al fierbatorului masinii frigorifice,  $m^2.K/W$ ;

$\eta$ , RND - randamentul de captare a energiei solare, -;

$F_R$  - factor de corectie flux termic captat corelat cu  $\beta_0$ , -;

$F_R^B$  - factor de corectie flux termic captat corelat cu  $\beta_B$ , -;

- $F_R^C$  - factor de corectie aferent consumatorului, -;
- $F_R^{BC}$  - factor de corectie flux termic captat corelat cu  $\beta_{BC}$ , -;
- COP - coeficientul de performanta al masinii frigorifice, -;
- Nz - numar zile, zi;
- Pclim - puterea termica aferenta aporturilor, W;
- Eclim - energia termica aferenta aporturilor, MWh;
- Pcs - puterea termica captata de instalatia solara, kW;
- Pcsc - puterea termica livrata de schimbatorul de caldura la fierbatorul masinii frigorifice, kW;
- Pct - puterea termica livrata de centrala termica, kW;
- Ecs - energia termica captata de instalatia solara, MWh;
- Ecsc - energia termica livrata de schimbatorul de caldura la fierbatorul masinii frigorifice. MWh;
- Ect - energia termica livrata de centrala termica, MWh;
- Gaes - grad de acoperire energetica realizat de catre instalatia solara, -;
- Gaect - grad de acoperire energetica realizat de catre centrala termica, -;

### **Bibliografie**

1. SR 4839/1997 – Instalatii de incalzire – Numarul anual de grade zile;
2. Metodologie de calcul al performantei energetice a cladirilor - Mc001/2006;
3. Energetica echipamentelor si sistemelor termice din instalatii – Florin Iordache - Editura Conspress, Bucuresti, 2010;
4. Utilizarea energiei solare pentru incalzirea spatiilor si prepararea apei calde de consum. Evaluarea performantelor energetice – Florin Iordache, Mugurel Talpiga, Eugen Mandric – Revista Romana de Inginerie Civila – editura Matrixrom, Bucuresti 2018 (in curs de publicare);
5. Solar Engineering of Thermal Processes – John A. Duffie, William A. Beckman –John Wiley & Sons, Inc.2006;