

# Randamentul captatorului solar plan. Forma pătratică, aspecte teoretice

Flat plate solar collector efficiency. Theoretical aspects of the quadratic form

drd. ing. Alexandru Drăghici, prof. dr. ing. Florin Iordache

Universitatea Tehnică de Construcții București

Bd. Lacul Tei nr. 122 - 124, cod 020396, Sector 2, București, România

E-mail: draghicial Alexandru23@yahoo.com, fliord@yahoo.com

**Rezumat.** În lucrare se prezintă rezultatele obținute în urma unei simulări numerice a proceselor de captare a radiației solare și transfer termic aferente unui captator solar cu placă absorbantă plană. Parametrii de bază urmăriți sunt coeficientul global de transfer termic aferent captatorului solar ( $k_C$ ) și randamentul de captare ( $\eta_C$ ). S-au avut în vedere procesele de transfer termic convectiv și radiant între placa absorbantă și elementul transparent. Rezultatele obținute sunt prezentate grafic și comentate.

**Cuvinte cheie:** colector solar, simulare experimentală, pierderi de căldură, randament

**Abstract.** This paper presents the results of a numerical simulation concerning the solar radiation collecting and heat transfer processes associated with a flat plate solar collector. The main studied parameters are the overall heat transfer coefficient of the collector ( $k_C$ ) and the collecting efficiency ( $\eta_C$ ). During the simulation, convective and radiative heat transfer processes between the absorbent plate and glazing have been considered. The obtained results are graphically presented and commented.

**Key words:** solar collector, experimental simulation, heat loss, efficiency

## 1. Introducere

Captatoarele solare cu placă plană (CSPP) continuă să se numere printre mijloacele neconvenționale utilizate în scopul încălzirii unui agent termic, alături de captatoarele cu tuburi vidate, cele parabolice sau alte modele [1]. Totuși, aceste echipamente prezintă dezavantajele inerente oricărui sistem cu funcționare reală. Proprietățile materialelor din care este confecționat captatorul fac ca doar o parte din radiația incidentă pe suprafața panoului să ajungă la agentul termic. Pe lângă acest fenomen, o parte din căldura livrată fluidului este pierdută, conform principiului al II-lea al termodinamicii, către mediul ambiant, aflat la o temperatură mai scăzută. Este astfel ușor de înțeles că o diminuare a pierderilor de căldură ar avea un efect pozitiv asupra performanțelor captatorului. Se impune astfel necesitatea evaluării acestora prin determinarea coeficientului  $k_C$  și a randamentului energetic  $\eta_C$  în diferite situații de lucru.

Aspectul variației parametrilor  $k_C$ ,  $\eta_C$  la modificarea configurației CSPP a fost analizat în decursul timpului de mulți cercetători.

În 2009, Y. Raja Sekhar et al. analizează variația  $k_s$  (componentă majoritară a  $k_c$ ) și a  $\eta_c$  în funcție de temperatura plăcii absorbante a CSPP, pentru diferite valori ale emisivității acesteia [2].

Mai recent, variația randamentului plăcii absorbante,  $\eta_p = \eta_c / (\alpha_{ap} \cdot \tau_g)$ , cu factorul  $(t_p - t_e) / I$  a fost studiată de Roger Moss et al. pentru două configurații de CSPP, testate în condiții variate de funcționare [3]. În cadrul aceleiași lucrări, pentru configurația simetrică se prezintă curbe  $\eta_p = f(t_p - t_e)$  la diferite valori I.

În literatura de specialitate, se găsesc studii privind creșterea performanțelor unui CSPP prin metode cum ar fi: acoperirea plăcii absorbante cu substanțe de diferite proprietăți, apropierea dintre țevile care transportă agentul termic prin captator, creșterea grosimii termoizolației captatorului, determinarea unghiului optim de înclinare a panoului solar, în funcție de sezon [4], inserția diferitor substanțe în compoziția agentului termic [5]. În toate aceste situații, aportul soluției propuse este evaluat, de cele mai multe ori, prin raportarea la corelația dintre  $\eta_c$  și raportul  $(t_m - t_e) / I$ .

Există și lucrări care au ca referință corelația dintre  $\eta_c$  și  $(t_0 - t_e) / I$ , indiferent de natura agentului de lucru [6, 7].

În lucrarea de față, este simulată procedura de obținere a unor date experimentale, pe baza cărora se calculează parametrii asociați proceselor de transfer termic aferente unui CSPP. Configurația și orientarea captatorului, respectiv caracteristicile materialelor din care acesta este alcătuit și natura agentului termic vor fi stabilite inițial, rămânând ulterior neschimbate.

Obiectivul principal urmărit este obținerea corelației dintre parametrii de ieșire ( $k_c$  și  $\eta_c$ ) și parametrii de intrare reprezentați de intensitatea radiației solare incidente (I) și diferența de temperatură dintre agentul termic și mediul exterior ( $t_m - t_e$ ).

## 2. Descrierea sistemului și ipoteze de calcul

În Fig. 1 este prezentată schema unui captator solar cu placă plană cu un singur geam. Sunt vizibile următoarele fluxuri termice specifice:

$$\dot{q}_{pg} = \alpha_{pg} \cdot (t_p - t_g); \dot{q}_{ge} = \alpha_{e,1} \cdot (t_g - t_e); \dot{q}_u = \alpha_i \cdot (t_p - t_m); \dot{q}_{pe} = k_i \cdot (t_p - t_e).$$

Din radiația solară incidentă pe suprafața panoului, doar ponderea aferentă produsului  $\alpha_{ap} \cdot \tau_g$  este captată de ansamblul placă-țevi. În rest, radiația este fie reflectată de geam către mediul ambiant ( $\rho_g I$ ), fie absorbită de geam ( $\alpha_{ag} I$ ), fie reflectată între placă și geam ( $\rho_p \tau_g I$ ).

Pentru a facilita evaluarea proceselor de transfer termic, se consideră că țevile prin care circulă apa formează împreună cu placa absorbantă un singur corp, caracterizat, în toate punctele sale, de temperatura  $t_p$  și conductivitatea termică  $\lambda_p$ . Datorită acestei ipoteze, va rezulta un flux termic util mai mare decât cel real, care va trebui corectat cu factorul F' [8]. De asemenea, se consideră că mediul ambiant este caracterizat de o valoare unică a temperaturii,  $t_e$ , care se menține pe durata efectuării experimentelor și că rezistența conductivă a geamului este neglijabilă.

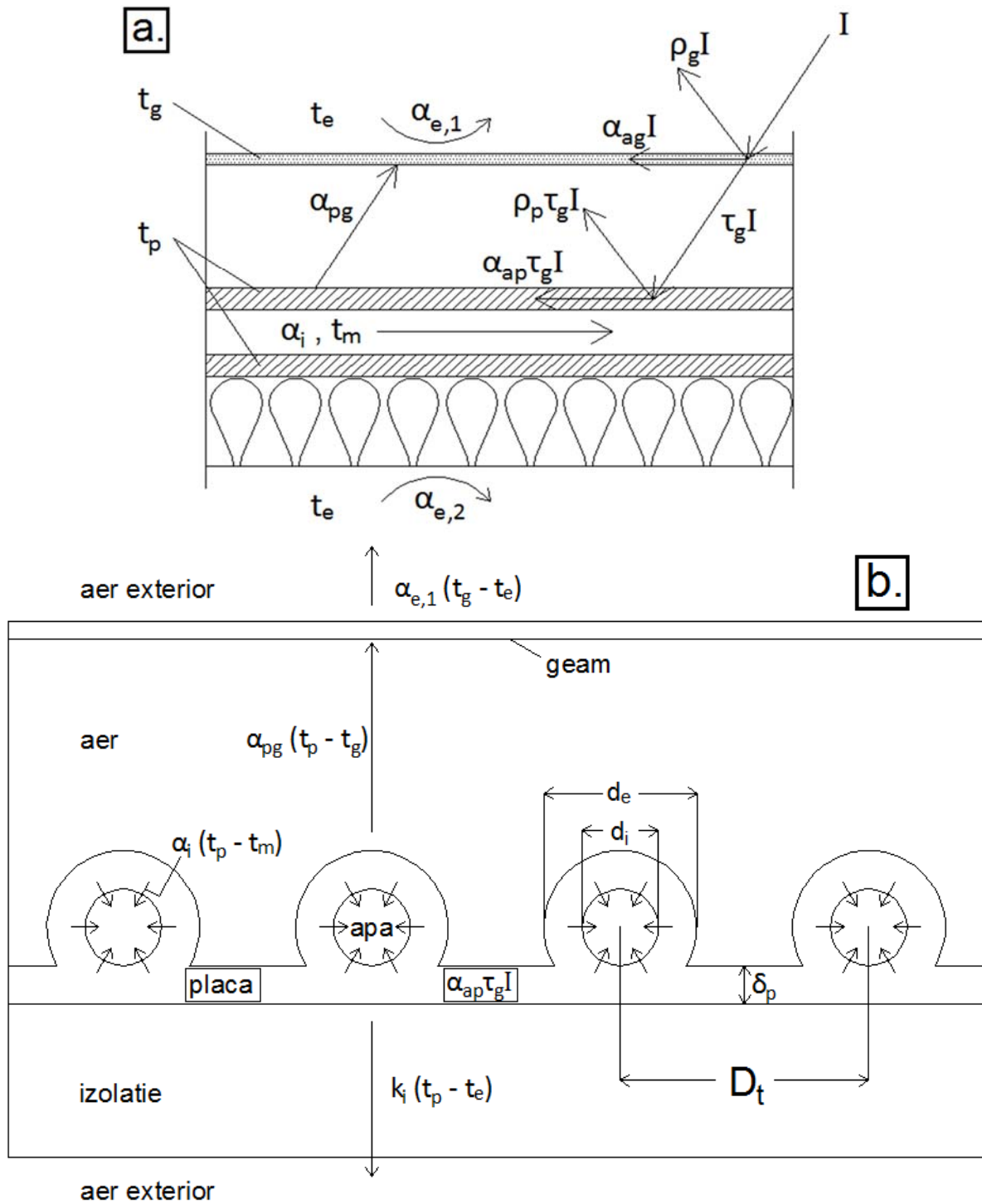


Fig. 1. Captator solar cu placă plană și un singur geam [8, 9]  
a. secțiune longitudinală; b. secțiune transversală

### 3. Simularea testelor experimentale. Date de intrare și date de ieșire

În cadrul simulării experimentale, se consideră măsurabili următorii parametri:

- debitul volumic de apă vehiculat prin captator,  $G$ ;
- temperaturile  $t_e, t_0, t_f, t_E$ ;
- intensitatea radiației solare incidente pe suprafața CSPP,  $I$ .

Valorile  $k_C$ ,  $\eta_C$  vor fi determinate pentru  $I \in \{300; 500; 700; 900\}$  W/m<sup>2</sup> și considerând că temperatura apei la intrarea în captator poate fi reglată la valorile  $t_0 \in \{25; 35; 45; 55\}$  °C.

Temperatura echivalentă  $t_E$  poate fi determinată măsurând temperatura pe suprafața plăcii absorbante, după oprirea circulației apei prin captator.

Din *Tabelul 1* se observă că, pentru o valoare  $t_0$  setată,  $t_f$  și  $t_E$  cresc odată cu creșterea  $I$ . În mod firesc, cu cât captatorul primește mai multă energie de la Soare, cu atât placa absorbantă va ceda mai multă căldură către agentul termic vehiculat sau se va încălzi mai mult, în lipsa circulației acestuia.

Pentru o valoare  $I$  dată, creșterea  $t_0$  este însoțită de creșterea  $t_f$ , în schimb  $t_E$  scade. Se observă că diferența  $t_f - t_0$  scade pe măsură ce  $t_0$  evoluează de la 25 la 55 °C. Deoarece  $t_f - t_0$  reprezintă o măsură a efectului util realizat, s-ar putea deduce că randamentul  $\eta_C$  scade odată cu creșterea  $t_0$ , la o anumită valoare  $I$ . Pe de altă parte, scăderea  $t_E$  ar putea fi o marcă a creșterii pierderilor de căldură, deoarece, în condițiile staționării apei în țevi, transferul util de căldură (de la placă la agentul termic) este blocat. Supozițiile legate de scăderea  $\eta_C$  și creșterea  $k_C$  la ridicarea temperaturii apei vor fi verificate la finalul acestei lucrări.

Tabelul 1

Variabile măsurabile					
I	W/m <sup>2</sup>	300	500	700	900
$t_0$	°C	25.00	25.00	25.00	25.00
$t_f$	°C	29.46	32.43	35.40	38.37
$t_E$	°C	168.03	252.77	335.51	415.12
$t_0$	°C	35.00	35.00	35.00	35.00
$t_f$	°C	39.09	42.07	45.04	48.02
$t_E$	°C	145.90	224.54	301.82	377.90
$t_0$	°C	45.00	45.00	45.00	45.00
$t_f$	°C	48.68	51.66	54.65	57.63
$t_E$	°C	138.50	213.04	286.73	359.63
$t_0$	°C	55.00	55.00	55.00	55.00
$t_f$	°C	58.25	61.24	64.23	67.23
$t_E$	°C	133.78	205.48	276.55	347.02

Valorile constante aferente sistemului sunt cele date în *Tabelul 2*.

*Tabelul 2*

<b>Parametri constanți pe durata simulării experimentale</b>			
Parametru	Simbol	Unitate de măsură	Valoare
înălțimea CSPP	H	[m]	2.220
lățimea CSPP	L	[m]	1.056
grosimea CSPP	$\delta$	[m]	0.090
unghi de înclinare CSPP față de planul orizontal	$\varphi$	°	30
diametru exterior țevă	$d_e$	[m]	0.01
grosime țevă	$\delta_t$	[m]	0.001
distanța dintre țevi, notată conform Fig. 1	$D_t$	[m]	0.031
grosimea plăcii absorbante	$\delta_p$	[m]	$0.5 \cdot 10^{-3}$
grosimea izolației termice	$\delta_{iz}$	[m]	0.040
conductivitatea termică a plăcii	$\lambda_p$	[W/(m·K)]	240
conductivitatea termică a izolației termice	$\lambda_{iz}$	[W/(m·K)]	0.04
coeficient de transmisie asociat geamului	$\tau_g$	[-]	0.92
coeficient de absorbție asociat geamului	$\alpha_{ag}$	[-]	0.03
coeficient de absorbție asociat plăcii	$\alpha_{ap}$	[-]	0.95
emisivitatea geamului	$\varepsilon_g$	[-]	0.90
emisivitatea plăcii absorbante	$\varepsilon_p$	[-]	0.05
debitul volumic de apă vehiculat prin țevi	G	[m <sup>3</sup> /s]	3.256E-5
presiunea apei la interiorul țevilor	$p_w$	[Pa]	$10^5$
presiunea aerului la interiorul / exteriorul CSPP	$p_{aer}$	[Pa]	101325
temperatura aerului exterior	$t_e$	[°C]	25

#### 4. Modelarea proceselor termice specifice captatorului solar

Caracterul variat și incontrollabil al mișcării aerului exterior conferă o complexitate deosebită proceselor de transfer termic ce au loc între CSPP și mediul ambiant. Deoarece studiul amănunțit al acestor fenomene nu constituie obiectivul prezentei lucrări, pentru coeficienții  $\alpha_{e,1}$ ,  $\alpha_{e,2}$  asociați se vor considera niște valori bazate pe cele folosite în mod curent în practica inginerească:  $\alpha_{e,1} = 15 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ ;  $\alpha_{e,2} = 10 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ .

S-a stabilit o valoare mai ridicată pentru  $\alpha_{e,1}$  decât pentru  $\alpha_{e,2}$  ținându-se cont de expunerea feței superioare a panoului la radiația solară și la o mișcare mai pronunțată a aerului atmosferic, factori care intensifică transferul de căldură.

Conform [9], coeficientul pierderilor termice pe la partea inferioară a CSPP:

$$k_i = \left( R_{cd,iz} + (\alpha_{e,2})^{-1} \right)^{-1} \quad (1)$$

unde  $R_{cd,iz} = \delta_{iz}/\lambda_{iz} = 1 \text{ m}^2\text{K}/\text{W}$  – este rezistența conductivă a izolației termice.

Relațiile utilizate pentru transferul termic convectiv între suprafața interioară a peretelui de țevă și agentul termic, precum și pentru transferul convectiv-radiant dintre placa absorbantă și elementul vitrat, sunt cele expuse în [10, 11].

Coeficientul de convecție forțată la interiorul țevilor are expresia:

$$\alpha_i = \frac{Nu_i \cdot \lambda_w}{d_i} \quad (2)$$

unde forma criteriului Nusselt este dată de Gnielinski (1976):

$$Nu_i = \frac{(f/8) \cdot (\text{Re} - 1000) \cdot \text{Pr}_w}{1 + 12.7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (\text{Pr}_w^{2/3} - 1)} \quad (3)$$

Pentru conducte netede, coeficientul de frecare se determină cu relația lui Petukhov (1970), valabilă în intervalul  $3000 < Re < 5 \cdot 10^6$  :

$$f = (0.79 \cdot \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (4)$$

Numărul Reynolds este, în acest caz:

$$Re = \frac{w \cdot d_i}{\nu_w} \quad (5)$$

Viteza apei se va calcula cu relația:

$$w = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot d_i^2} = \frac{4 \cdot 3.256 \cdot 10^{-5}}{\pi \cdot (8 \cdot 10^{-3})^2} = 0.648 \text{ m/s} \quad (6)$$

deoarece diametrul interior al unei țevi:  $d_i = d_e - 2 \cdot \delta_t = 8 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ .

Valorile  $\lambda_w, \nu_w, Pr_w$  se determină din tabelele cu proprietăți termo-fizice ale apei, întâlnite în literatura de specialitate, pentru presiunea  $p_w$  și temperatura medie:

$$t_m = t_E - \frac{t_f - t_0}{\ln \frac{t_E - t_0}{t_E - t_f}} \quad (7)$$

Se observă că temperatura medie logaritmică a apei variază în funcție de valorile  $t_0, t_f, t_E$ , stabilite conform cazurilor expuse în *Tabelul 1*.

Temperatura medie a geamului, respectiv cea a plăcii absorbante în condițiile circulației agentului termic sunt dificil de determinat experimental, de aceea se va folosi următorul algoritm de calcul:

Se propun valori pentru  $t_g$  și  $t_p$ , astfel încât  $t_p > t_g > t_e$ ;  $t_p > t_m$ , pentru ca sensul fluxurilor de căldură să fie cel real, din Fig. 1.

Pentru partea de transfer convectiv, se calculează temperatura medie a aerului dintre placă și geam:  $t_{m,a} = 0.5 \cdot (t_g + t_p)$ . La  $p_{aer}$  și  $t_{m,a}$ , se determină valorile  $\lambda_a, \nu_a, Pr_a$  din tabelele cu proprietăți termo-fizice ale aerului.

Totodată, deoarece aerul poate fi asimilat, în condițiile date, cu un gaz ideal, expresia coeficientului său de dilatare se reduce la:

$$\beta = (T_{m,a})^{-1} = (t_{m,a} + 273.15)^{-1} \quad (8)$$

Acest parametru intră în calculul criteriului Grashof, întâlnit în procesele de convecție liberă:

$$Gr = \frac{g \cdot L_c^3}{\nu_a^2} \cdot \beta \cdot \Delta t_{p-g} \quad (9)$$

unde:  $g = 9.81 \text{ m/s}^2$  este accelerația gravitațională;

$L_c \cong \delta - \delta_{iz} = 0.05 \text{ m}$  – lungimea caracteristică, dată aici de grosimea stratului de aer dintre placă și geam;

$$\Delta t_{p-g} = t_p - t_g.$$

Produsul dintre numerele Gr și Pr, în general, poartă numele de criteriu Rayleigh:

$$Ra = Gr \cdot Pr_a \quad (10)$$

Întrucât raportul  $H/L_c = 44.4 > 12$  iar  $\varphi < 70^\circ$ , este aplicabilă relația dată de Hollands et al. (1976) pentru determinarea valorii medii a criteriului Nusselt:

$$\overline{Nu_L} = 1 + 1.44 \cdot A \cdot B + C \quad (11)$$

unde:

$$A = 1 - \frac{1708}{Ra \cdot \cos \varphi}, B = 1 - \frac{1708 \cdot [\sin(1.8 \cdot \varphi)]^{1.6}}{Ra \cdot \cos \varphi}, C = \left( \frac{Ra \cdot \cos \varphi}{5830} \right)^{1/3} - 1,$$

cu precizarea că, dacă vreunul dintre factorii A, B, C are valoare negativă, se recurge la anularea acestuia.

Coeficientul de convecție liberă dintre placă și geam este:

$$\alpha_{cv} = \frac{Nu_L \cdot \lambda_a}{L_c} \quad (12)$$

În ceea ce privește partea de transfer termic radiant, se determină  $\alpha_r$  aplicând legea Stefan-Boltzmann pentru cazul a doi pereți plani paraleli, ale căror dimensiuni sunt mari în raport cu distanța dintre ei:

$$\alpha_r = \frac{\dot{q}_r}{t_p - t_g} = \frac{\varepsilon_{pg} \cdot \sigma_0 \cdot (T_p^4 - T_g^4)}{t_p - t_g} \quad (13)$$

unde:  $T_p, T_g$  [K];

$\sigma_0 = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^4)$  – constanta Stefan-Boltzmann;

$\varepsilon_{pg}$  – emisivitatea integrală a sistemului radiant placă-geam [12].

Ponderea avută de fiecare dintre cei doi coeficienți în procesul de transfer termic de la placa absorbantă la elementul vitrat este reflectată de relația:

$$\alpha_{pg} = 0.5 \cdot \alpha_{cv} + \alpha_r \quad (14)$$

Scriindu-se bilanțul termic pentru placa absorbantă:

$$\alpha_{ap} \cdot \tau_g \cdot I = k_s \cdot (t_p - t_e) + \alpha_i \cdot (t_p - t_m) + k_i \cdot (t_p - t_e) \quad (15)$$

și bilanțul termic pentru geam:

$$\alpha_{ag} \cdot I + \alpha_{pg} \cdot (t_p - t_g) = \alpha_{e,1} \cdot (t_g - t_e) \quad (16)$$

rezultă un sistem de ecuații din care se pot determina  $t_p, t_g$  [9].

Cu noile valori de temperatură, se reia calculul din subcapitolul curent până la stabilizarea  $t_p, t_g$ . Cu valoare  $\alpha_{pg}$  obținută în cadrul ultimei iterații, se determină  $k_s$ :

$$k_s = \left( (\alpha_{pg})^{-1} + (\alpha_{e,1})^{-1} \right)^{-1} \quad (17)$$

Coeficientul global al pierderilor de căldură din CSPP este:  $k_C = k_s + k_i$ .

Randamentul termic al CSPP este definit ca raport între fluxul termic util preluat de agentul termic și energia solară incidentă pe suprafața echipamentului:

$$\eta_C = \frac{a \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot (t_f - t_0)}{I} \quad (18)$$

unde:  $\rho_w, c_w$  sunt cele determinate la  $p_w, t_m$ ;

$$a = \frac{G}{S_C} = \frac{G}{H \cdot L} = \frac{3.256 \cdot 10^{-5}}{2.22 \cdot 1.056} = 1.389 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/(\text{m}^2\text{s}).$$

Prin prelucrări matematice, se ajunge la expresia:

$$\eta_C = F' \cdot (\alpha_{ap} \cdot \tau_g - k_C \cdot \beta_m) \quad (19)$$

în care:  $\beta_m = \frac{t_m - t_e}{I}$  iar expresia F' este determinată conform [8, 11].

Pe de altă parte, introducerea noțiunii de modul termic al CSPP:

$$E_C = \exp \left( - \frac{F' \cdot k_C}{a \cdot \rho_w \cdot c_w} \right) = \frac{t_E - t_f}{t_E - t_0} \quad (20)$$

permite scrierea relațiilor:

$$\eta_C = F_R \cdot (\alpha_{ap} \cdot \tau_g - k_C \cdot \beta_0)$$

$$\eta_C = \frac{F_R}{E_C} \cdot (\alpha_{ap} \cdot \tau_g - k_C \cdot \beta_f)$$
(21)

în care:

$$F_R = \frac{a \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot (1 - E_C)}{k_C} ; \beta_0 = \frac{t_0 - t_e}{I} ; \beta_f = \frac{t_f - t_e}{I}.$$

### 5. Prelucrarea rezultatelor obținute. Caracteristica termică

Niște prime rezultate ale calculelor din capitolul 4 sunt expuse în *Tabelul 3*.

*Tabelul 3*

**Rezultatele obținute în cazul valorilor  $t_0, I$  considerate**

I [W/m <sup>2</sup> ]	$t_0$ [°C]							
	25		35		45		55	
	$k_C$ W/(m <sup>2</sup> K)	$\eta_C$ -	$k_C$ W/(m <sup>2</sup> K)	$\eta_C$ -	$k_C$ W/(m <sup>2</sup> K)	$\eta_C$ -	$k_C$ W/(m <sup>2</sup> K)	$\eta_C$ -
300	1.833	0.860	2.169	0.786	2.310	0.705	2.410	0.619
500	1.919	0.859	2.190	0.814	2.324	0.765	2.421	0.713
700	1.970	0.859	2.210	0.826	2.338	0.791	2.432	0.753
900	2.016	0.858	2.229	0.833	2.351	0.805	2.443	0.775

Așa cum s-a presupus inițial, creșterea  $t_0$  duce la creșterea  $k_C$  și la scăderea  $\eta_C$ . Variația  $k_C$  în raport cu I este vizibil mai redusă decât cea manifestată față de  $t_0$ .

Având valorile  $t_m$  determinate cu ecuația (7), se poate face trecerea de la corelația dintre  $k_C$  și  $t_0$  la cea prezentată în Fig. 2.

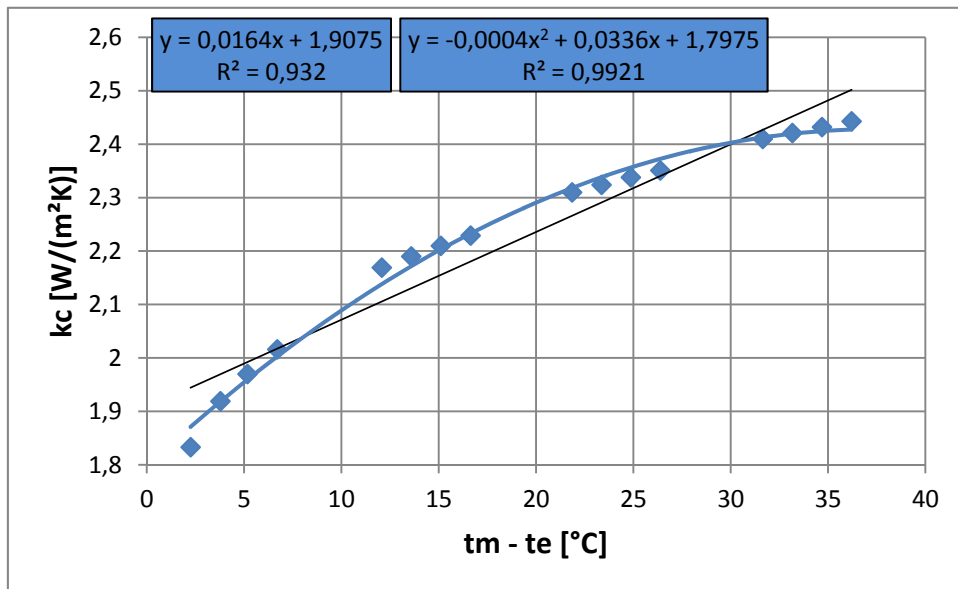


Fig. 2. Corelația dintre  $k_C$  și  $(t_m - t_e)$

Se observă că între  $k_C$  și  $(t_m - t_e)$  poate fi stabilită o dependență liniară:  $k_C = k_1 + k_2 \cdot (t_m - t_e)$ , în care:



$k_1 = 1.9075 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  – coeficientul pierderilor de căldură liniare,

$k_2 = 0.0164 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^2)$  – coeficientul pierderilor de căldură pătratică [13]

sau o dependență de forma unui polinom de gradul al doilea:

$k_C = k'_1 + k'_2 \cdot (t_m - t_e) + k'_3 \cdot (t_m - t_e)^2$ , în care:

$k'_1 = 1.7975 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ ;  $k'_2 = 0.0336 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^2)$ ;  $k'_3 = -4 \cdot 10^{-4} \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^3)$ .

Funcția polinomială stabilită descrie într-un mod mai fidel corelația dintre parametri, având un coeficient  $R^2$  mai apropiat de unitate decât cel din primul caz.

În plus, graficul funcției polinomiale din Fig. 2 sugerează o limitare a creșterii  $k_C = f(t_m - t_e)$ . Valoarea  $k_C$  maximă posibilă este atinsă în cazul în care, prin creșterea  $t_m$ , concomitentă cu scăderea  $t_e$ , se ajunge la egalitatea  $t_m = t_e$ , ceea ce presupune oprirea circulației apei prin captator ( $a = 0$ ) și anularea efectului util ( $\eta_C = 0$ ).

Denumirile coeficienților  $k_1, k_2$  sunt justificate de efectul pe care îl produce introducerea acestora în ecuația (19):

$$\eta_C = F' \cdot \alpha_{ap} \cdot \tau_g - F' \cdot k_1 \cdot \frac{t_m - t_e}{I} - F' \cdot k_2 \cdot \frac{(t_m - t_e)^2}{I} \quad (22)$$

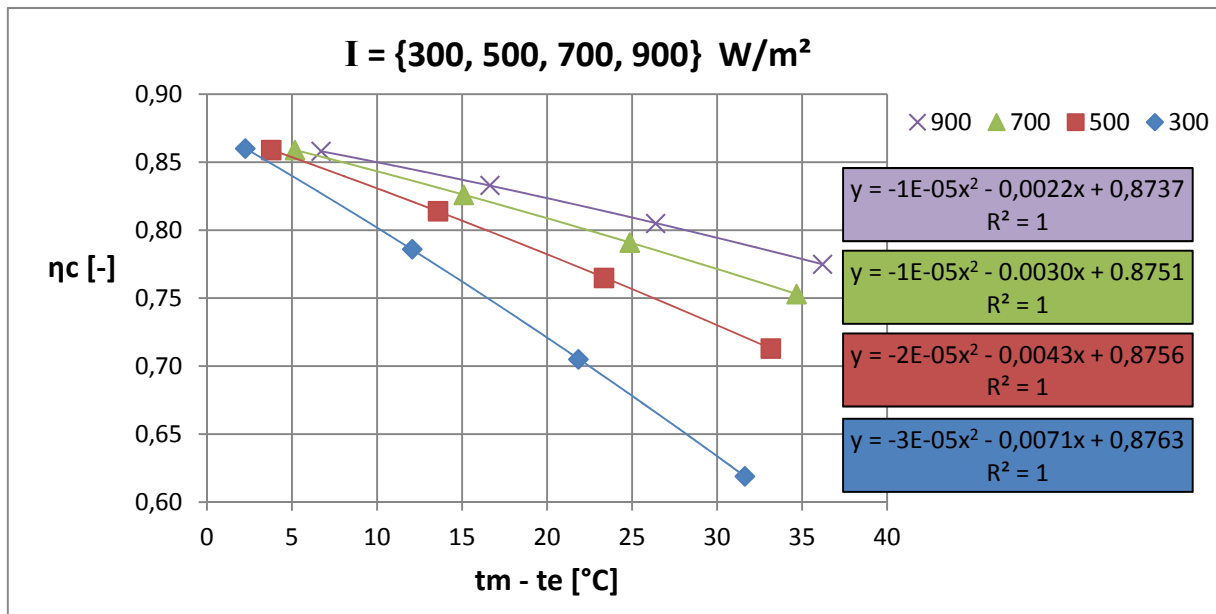
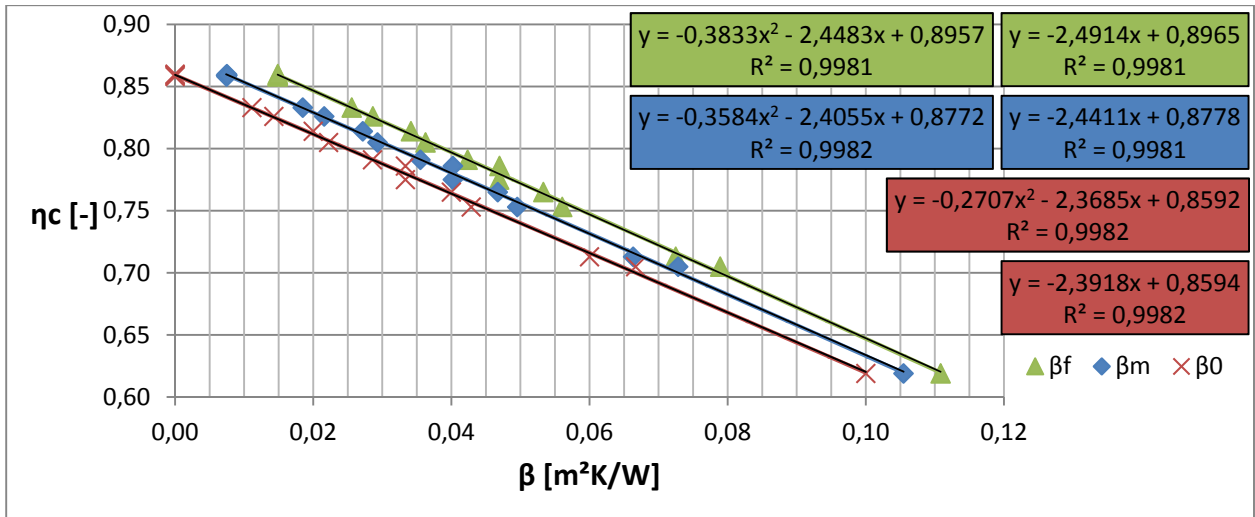


Fig. 3. Corelația dintre  $\eta_C$  și  $(t_m - t_e)$  la diferite valori I

Dependența dintre  $\eta_C$  și  $(t_m - t_e)$  este prezentată grafic în Fig. 3, pentru valorile I date. Se observă că o radiație solară mai intensă are, în general, un efect pozitiv asupra  $\eta_C$ , confirmându-se, pe de altă parte, forma pătratică a relației (22).

Din Fig. 4, se observă că utilizarea unor funcții pătratice pentru descrierea caracteristicilor termice aferente CSPP adaugă un efect neglijabil față de cazul dependențelor liniare. Alura liniară este justificabilă prin relațiile analitice (19), (21).


 Fig. 4. Caracteristicile  $\eta_c = f(\beta_0)$ ,  $\eta_c = f(\beta_m)$ ,  $\eta_c = f(\beta_f)$ 

## 6. Concluzii

În prezenta lucrare, se propune un model de simulare numerică a proceselor de transfer aferente unui captator solar cu placă plană (CSPP) pentru a determina coeficientul pierderilor de căldură ale acestuia ( $k_c$ ) și randamentul de captare ( $\eta_c$ ) în diferite condiții de exploatare.

Rezultatele arată că pierderile de căldură variază în același sens cu diferența de temperatură dintre agentul termic și aerul exterior, această variație putând fi reprezentată (cu o eroare nesemnificativă) sub forma unui polinom de gradul al doilea.

În schimb, randamentul CSPP scade la creșterea diferenței de temperatură menționate, precum și la creșterea factorilor  $\beta_0$ ,  $\beta_m$ ,  $\beta_f$ . Dacă dependența  $\eta_c = f(t_m - t_e)$  este tot de tipul unui polinom de gradul al doilea, corelațiile  $\eta_c = f(\beta_{0,m,f})$ , cunoscute sub numele de "caracteristici termice ale captatorului solar", sunt, mai degrabă, liniare.

Performanțele CSPP sunt îmbunătățite în condițiile în care valorile de temperatură ale agentului termic nu depășesc cu mult nivelul temperaturii ambientale iar radiația solară este suficient de intensă. De exemplu, Fig. 3 arată că  $\eta_c > 80\%$  pentru:

- $(t_m - t_e) = 10\text{ }^\circ\text{C}$  și  $I \geq 300\text{ W/m}^2$ ;
- $(t_m - t_e) = 15\text{ }^\circ\text{C}$  și  $I \geq 500\text{ W/m}^2$ ;
- $(t_m - t_e) = 20\text{ }^\circ\text{C}$  și  $I \geq 700\text{ W/m}^2$ .

Având în vedere că  $t_e$  și-a păstrat valoarea pe parcursul simulării, se poate spune că o creștere a temperaturii medii aferente agentului din captator necesită a fi corelată cu o intensitate mai ridicată a radiației solare, pentru ca randamentul CSPP să se mențină la nivelul dorit.

## Listă de notații

$a$	debit volumic prin captator, raportat la aria suprafeței de captare [ $\text{m}^3/(\text{m}^2\text{s})$ ]
$c_w$	căldura specifică a apei [ $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ]
$I$	intensitatea radiației solare [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]
$k_C$	coeficient global de transfer termic aferent colectorului solar [ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ ]
$k_i$	coeficientul pierderilor de căldură aferente părții inferioare a CSPP [ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ ]
$k_s$	coeficientul pierderilor de căldură aferente părții superioare a CSPP [ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ ]
$Pr$	numărul Prandtl asociat unui fluid [-]
$\dot{q}_{ge}$	flux specific convectiv-radiant, transferat de la geam către mediul ambiant [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]
$\dot{q}_{pe}$	flux specific transferat prin conducție și convecție de la placa absorbantă către mediul ambiant, pe la partea inferioară a CSPP [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]
$\dot{q}_{pg}$	flux specific de tip convectiv-radiant, transferat de la placă spre geam [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]
$\dot{q}_u$	flux specific util, transferat prin convecție de la placa absorbantă către apa de la interiorul țevilor [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]
$t_0$	temperatura apei la intrarea în captator [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$t_e$	temperatura aerului exterior [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$t_E$	temperatura exterioară echivalentă [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$t_f$	temperatura apei la ieșirea din captator [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$t_g$	temperatura geamului [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$t_m$	temperatura medie a apei din captator [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$t_p$	temperatura medie a plăcii absorbante [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$\alpha_{ag}$	coeficient de absorbție a radiației din spectrul vizibil, asociat geamului [-]
$\alpha_{ap}$	coeficient de absorbție a radiației, asociat plăcii captatoare [-]
$\alpha_{cv}$	coeficient de transfer termic convectiv între placă și geam [ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ ]
$\alpha_{e,1}$	coef. de transfer termic între suprafața superioară a CS și aerul exterior [ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ ]
$\alpha_{e,2}$	coef. de transfer termic între suprafața inferioară a CS și aerul exterior [ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ ]
$\alpha_i$	coeficient de transfer termic convectiv la interiorul țevilor CSPP [ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ ]
$\alpha_r$	coeficient de transfer termic radiant între placă și geam [ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ ]
$\beta$	coeficient de dilatare a aerului [ $\text{K}^{-1}$ ]
$\eta_C$	randamentul termic al colectorului solar [-]
$\lambda$	conductivitate termică [ $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ]
$\nu$	vâscozitatea cinematică a unui fluid [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]
$\rho$	densitatea unui fluid [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]; coeficient de reflexie [-]
$\tau_g$	coeficient de transmisie a radiației prin elementul vitrat [-]

## Bibliografie

1. *Fudholi, A. and K. Sopian*, A review of solar air flat plate collector for drying application. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2019. **102**: p. 333-345  
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.12.032>.
2. *Sekhar, R., K. Sharma, and M. Basaveswara Rao*, Evaluation of heat loss coefficients in solar flat plate collectors. Vol. 4. 2009.
3. *Moss, R., et al.*, Performance of evacuated flat plate solar thermal collectors. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2018. **8**: p. 296-306 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.09.003>.
4. *Matuska, T., V. Zmrhal, and J. Metzger*. Detailed modeling of solar flat-plate collectors with Design Tool Kolektor 2.2. in Eleventh International IBPSA Conference. 2009. Glasgow, Scotland: Building Simulation.
5. *Kiliç, F., T. Menlik, and A. Sözen*, Effect of titanium dioxide/water nanofluid use on thermal performance of the flat plate solar collector. *Solar Energy*, 2018. **164**: p. 101-108 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.02.002>.
6. *Kim, T., et al.*, A comparative investigation of solar-assisted heat pumps with solar thermal collectors for a hot water supply system. *Energy Conversion and Management*, 2018. **172**: p. 472-484 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.07.035>.
7. *Hernández, A.L.*, Experimental validation of an analytical model for performance estimation of natural convection solar air heating collectors. *Renewable energy*, 2018. **v. 117**: p. pp. 15-216-2018 v.117 DOI: 10.1016/j.renene.2017.09.082.
8. *Iordache, F.*, Energetica echipamentelor și sistemelor termice din instalații. 2010, București: Conspress. p. 41-64.
9. *Iordache, F.*, Aspecte termo-energetice în domeniul clădirilor și sistemelor de alimentare cu căldură al acestora. 2015, București: Matrix Rom. p. 97 - 130.
10. *Incropera, F.P., et al.*, Fundamentals of Heat and Mass Transfer. sixth ed. 2007: John Wiley & Sons. p. 490, 515, 590, 833.
11. *Duffie, J.A. and W.A. Beckman*, Solar Engineering of Thermal Processes (Fourth Edition), ed. WILEY. 2013.
12. *Iordache, F.*, Termotehnica construcțiilor. 3 ed. 2010, București: Matrix Rom.
13. *Matuška, T.*, Analysis of Solar Flat-plate Collectors. 2015. p. 150.