

Revista Română de Inginerie Civilă

Indexată în bazele de date internaționale (BDI)
ProQuest, INSPEC, EBSCO
INDEX COPERNICUS, ULRICH'S și JOURNALSEEK

Volumul 10 (2019), Numărul 4

Mărirea eficienței energetice la sistemele electroenergetice eoliene funcționând la viteze ale vântului variabile în timp. Partea a II-a Increasing energy efficiency in wind power systems operating at variable wind speeds over time. Part II <i>Lucian Crișan, Simona Popa-Albu, Meda Alexandra Lazăr, Daniel Brebenariu, Cristian Murărescu, Marius Dudu, Ioan Borza, Marius Babescu</i>	359-374
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 <i>Florin Iordache, Alexandru Draghici, Mugurel Talpiga</i>	375-385
Aspecte privind predicția coroziunii electrozilor de pământare în solul municipiului Timișoara. Partea a II-a. Teste ceață salină Aspects regarding the prediction of corrosion of earth electrodes in the soil of Timișoara municipality. Part II. Saline fog tests <i>Ștefan Pavel, Ioan-Bogdan Pascu, Bogdan-Ovidiu Țăranu, Oana-Alexandra Grad, Romeo Negrea</i>	386-395
Procedura de evaluare a indicatorilor de performanta pentru masini frigorifice sau pompe de caldura Procedure for evaluating performance indicators for refrigeration machines or heat pumps <i>Florin Iordache, Alexandru Draghici</i>	396-406
Spectrografia în infraroșu. Oportunități, domenii și limite de aplicare Infrared Spectrography. Opportunities, areas and limits of application <i>Claudiu Jipa, Mihai Dima, Vlad Iordache</i>	407-416
Thermographic inspection for building diagnosis <i>Andrei Preda, Lelia Letitia Popescu, Stefan Razvan Popescu</i>	417-423
Determination of stresses the interface of a rigid eccentric footing, accounting for the effect of soil mechanical characteristics and footing geometrical parameters <i>Benayad Slimane, Kadri Fatima, Yousfi Aimen</i>	424-432
Transparent Concrete <i>Georgia Alexandra Covaleov</i>	433-442
Analiza energetica privind dimensionarea si evaluarea performantelor energetice ale instalatiilor utilizand captatoarele solare termice Energy analysis regarding the dimensioning and evaluation of the energy performance of the installations using solar thermal collectors <i>Florin Iordache</i>	443-452

MATRIX ROM
OP CHIAJNA CP 2
077040 – ILFOV
Tel. 021 4113617 Fax. 021 4114280
e-mail: office@matrixrom.ro
www.matrixrom.ro

COLEGIUL EDITORIAL

Dr. R.S.AJIN, *Kerala State Disaster Management Authority, India*
Prof.dr.ing. Ioan BOIAN, *Universitatea Transilvania Braşov*
Prof.dr.ing. Ioan BORZA, *Universitatea Politehnica Timişoara*
Conf.dr.ing. Vasilică CIOCAN, *Universitatea Tehnică Gh. Asachi Iaşi*
Prof. dr. Stefano CORGNATI, *Politecnico di Torino, Italy*
Conf. dr. ing. Andrei DAMIAN, *Universitatea Tehnică de Construcţii Bucureşti*
Prof.dr. Yves FAUTRELLE, *Grenoble Institute of Technology, France*
Prof.dr.ing. Carlos Infante FERREIRA, *Delft University of Technology, The Netherlands*
Prof.dr. Manuel GAMEIRO da SILVA, *University of Coimbra, Portugal*
Prof.dr.ing. Dragoş HERA, *Universitatea Tehnică de Construcţii Bucureşti, membru onorific*
Dr. Jaap HOGELING, *Dutch Building Services Knowledge Centre, The Netherlands*
Prof.dr.ing. Ovidiu IANCULESCU, *membru onorific*
Prof.dr.ing. Anica ILIE, *Universitatea Tehnică de Construcţii Bucureşti*
Prof.dr.ing. Gheorghe Constantin IONESCU, *Universitatea Oradea*
Prof.dr.ing. Florin IORDACHE, *Universitatea Tehnică de Construcţii Bucureşti – **director editorial***
Prof.dr.ing. Vlad IORDACHE, *Universitatea Tehnică de Construcţii Bucureşti*
Prof.dr.ing. Karel KABELE, *Czech Technical University, Prague, Czech Republic*
Prof.dr. Birol KILKIS, *Baskent University, Ankara, Turkey*
Prof.dr.ing. Ioan MOGA, *Universitatea Tehnică Cluj Napoca*
Prof.dr.ing. Nicolae POSTĂVARU, *Universitatea Tehnică de Construcţii Bucureşti*
Prof.dr.ing. Daniela PREDA, *Universitatea Tehnică de Construcţii Bucureşti*
Prof.dr.ing. Adrian RETEZAN, *Universitatea Politehnica Timişoara*
Conf.dr.ing. Daniel STOICA, *Universitatea Tehnică de Construcţii Bucureşti*
Ş.l.dr.ing. Ionuţ-Ovidiu TOMA, *Universitatea Tehnică Gh. Asachi Iaşi*
Prof.dr.ing. Ioan TUNS, *Universitatea Transilvania Braşov*
Conf. dr. ing. Constantin ȚULEANU, *Universitatea Tehnică a Moldovei Chisinau, Republica Moldova*
Conf.dr.ing. Eugen VITAN, *Universitatea Tehnică Cluj Napoca*

Revista Română de Inginerie Civilă este fondată, publicată şi finanţată de editura MATRIX ROM

Director executiv: mat. Iancu ILIE

Online edition ISSN 2559-7485

Print edition ISSN 2068-3987; ISSN-L 2068-3987

Mărirea eficienței energetice la sistemele electroenergetice eoliene funcționând la viteze ale vântului variabile în timp

Partea a II-a

Increasing energy efficiency in wind power systems operating at variable wind speeds over time. Part II

Lucian CRIȘAN¹, Simona POPA-ALBU¹, Meda Alexandra LAZĂR¹, Daniel BREBENARIU¹, Cristian MURĂRESCU¹, Marius DUDU¹, Ioan BORZA¹, Marius BABESCU¹

¹Universitatea Politehnica TIMIȘOARA

Piața Victoriei 2

ioan.borza@upt.ro, marius.babescu@et.upt.ro.

Rezumat - În prezenta lucrare, se propune o metodă de mărire a eficienței energetice la un sistem electroenergetic eolian, SEE, format dintr-o turbină de vânt, TV și un generator sincron cu magneți permanenți, GSMP, la viteze ale vântului variabile semnificativ în timp. Valoarea maximă a puterii TV, $P_{TV}(\omega)$, se obține la funcționarea la viteza unghiulară mecanică, VUM, optimă, ω_{OPTIM} , a cărei valoare depinde direct proporțional de viteza vântului. Energie electrică obținută, în intervalul de timp Δt , de la un SEE depinde de cele 2 mărimi funcționale de bază:

1) valorile vitezei vântului, V , în intervalul de timp Δt și 2) valorile VUM, ω , respectiv variația sa în timp. Problema fundamentală în realizarea unei eficiențe energetice maxime, la momentul de timp t , este corelarea valorii VUM curente, ω , cu valoarea vitezei vântului de la momentul de timp respectiv. Prin măsurarea a două mărimi de bază: viteza vântului V și VUM curentă, ω , se analizează posibilitatea captării unei energii eoliene maxime la SEE din locația MinAna-zona Dobrogea. Pentru a realiza o funcționare în punctul de putere maximă, MPP, trebuie ca VUM curentă să fie ω_{OPTIM} .

Cuvinte cheie - Sistem eolian, viteze ale vântului variabile în timp, modele matematice ale TV și GSMP, viteza unghiulară mecanică, viteza vântului, energie electrică debitată, puterea TV, puterea GSMP, inerție mecanică, ecuația momentului cinetic, simulări în Scientific WordPlace, eficiența energetică.

Abstract - This paper proposes a method of increasing the energy efficiency of a wind power system, SEE, consisting of a wind turbine, TV and a synchronous generator with permanent magnets, GSMP, at variable wind speeds over time. The maximum power of TV, $P_{TV}(\omega)$, is obtained when operating at the mechanical angular velocity, VUM, optimum, ω_{OPTIM} , the value of which depends directly on the wind speed. Electricity obtained over time Δt from an EEA depends on the two basic functional sizes:

1) Wind velocity values, V , in the time interval Δt , and 2) VUM, ω , respectively its variation over time. The fundamental problem in achieving the maximum energy efficiency at time t is to correlate the current VUM value ω with the value of the wind speed at that time. By measuring two basic sizes: wind speed V and current VUM, ω , the possibility of capturing a maximum wind energy in the EEA from the MinAna-Dobrogea area is analyzed. To perform at the MPP maximum power point, the current VUM must be $OPTIM$.

Key words - wind system, variable speed wind speeds, mathematical models of TV and GSMP, mechanical angular speed, wind speed, power consumption, TV power, GSMP power, mechanical inertia, kinetic momentum equation, Scientific WordPlace simulations, energy.

5. MĂRIREA EFICIENȚEI ENERGETICE LA TV DE MARE PUTERE LA VITEZE ALE VÂNTULUI DIN DOBROGEA

Se analizează mărirea eficienței energetice la variații ale vitezei vântului între 5,46[m/s] și 5,85[m/s], în decurs de 600[s], cu următoarele date experimentale:

P[kW]	n[rot/min]	V[m/s]
502,32	1261,59	5,46
495,07	1254,99	5,85

Cu MM-TV de forma

$$P_{TV}(\omega) = 1447,3(V/\omega - 2,0992 \times 10^{-2})e^{-52,402 \times (V/\omega)}V^3$$

La $V=5,46$ [m/s] se obțin coordonatele **MPP-1**

-VUM optimă, ω_{OPTIM} , prin anularea derivatei puterii:

$$\frac{dP_{TV}}{d\omega} = \frac{d}{d\omega} \left((5,46/\omega - 2,0992 \times 10^{-2})e^{-52,402 \times (5,46/\omega)} \right) = 0, \text{ soluția}$$

$$\omega = \omega_{k-1} = \omega_{OPTIM-1} = 136,25 [\text{rad/s}], \text{ sau } n=1301,1 [\text{rot/min.}]$$

$$-P_{TV-MAX-1} = 1447,3(5,46/136,25 - 2,0992 \times 10^{-2})e^{-52,402 \times (5,46/136,25)}5,46^3 = 550,5 [\text{kW}]$$

La $V=5,85$ [m/s] coordonatele **MPP-2** sunt

- VUM optimă, ω_{OPTIM} , prin anularea derivatei puterii:

$$\frac{dP_{TV}}{d\omega} = \frac{d}{d\omega} \left((5,85/\omega - 2,0992 \times 10^{-2})e^{-52,402 \times (5,85/\omega)} \right) = 0 \text{ soluția}$$

$$\omega = \omega_k = \omega_{OPTIM-2} = 145,97 [\text{rad/s}]$$

$$-P_{TV-MAX-2} = 1447,3(5,85/145,97 - 2,0992 \times 10^{-2})e^{-52,402 \times (5,85/145,97)}5,85^3 = 677,1 [\text{kW}]$$

La $J=36734$ [kg·m²], în intervalul de timp $\Delta t=600$ [s], variația energiilor cinetice are valoarea:

$$J \frac{\omega_k^2 - \omega_{k-1}^2}{2} = 36734 \frac{145,97^2 - 136,25^2}{2} = 5,0384 \times 10^4 [\text{kJ}]$$

unde: ω_k -VUM la momentul $t_k=600$ [s], ω_{k-1} -VUM la momentul $t_{k-1}=0$, $\Delta t=t_k-t_{k-1}=600$ [s]

Energia eoliană utilă captată de TV, pe intervalul de timp Δt , are valoarea

Mărirea eficienței energetice la sistemele electroenergetice eoliene funcționând la viteze ale vântului variabile în timp. Partea a II-a

$$Energ_{-TV} = \frac{(P_{TV-MAX-1} + P_{TV-MAX-2})}{2} \cdot 600 = \frac{(550,5 + 677,1)}{2} \cdot 600 = 36,828 \times 10^4 \text{ [kJ]}$$

de aproximativ șapte ori mai mare decât valoarea energiilor cinetice.

Prin urmare, se poate ajunge în timp util la $\omega_{OPTIM-2}=145.97 \text{ [rad/s]}$

Se pune, însă, problema **ce valoare trebuie să aibă sarcina la GSMP pentru a se ajunge în timp util la $\omega_{OPTIM-2}$.**

Energia eoliană utilă captată de TV, pe intervalul de timp Δt , trebuie să fie egală cu suma energiilor cinetice+energia electrică debitată de GSMP, pe intervalul de timp Δt :

$$Energ_{-TV} = J \frac{\omega_k^2 - \omega_{k-1}^2}{2} + Energ_{-GSMP},$$

sau

$$36,828 \times 10^4 = 5,0384 \times 10^4 + P_{GSMP-MEDIU} \cdot 600 \text{ cu soluția } P_{GSMP-MEDIU} = 529,83 \text{ [kW]}$$

mai mică decât puterea inițială de la GSMP: $P_{GSMP-1} = 550,5 \text{ [kW]}$

Se confirmă, astfel, afirmația făcută la începutul lucrării ca pentru a se ajunge în timp util la $\omega_{OPTIM-2}$ trebuie micșorată sarcina la GSMP, la creșterea vitezei vântului.

La puterea $P_{GSMP-MEDIU}$ și la VUM medie:

$$\omega_{MEDIU} = \frac{136,25 + 145,97}{2} = 141,11 \text{ [rad/s]}$$

îi corespunde rezistența de sarcină $R_{OPTIM}=1,4401 \text{ [\Omega]}$ obținută din sistemul algebric

$$\begin{cases} 529830 = 169000 \frac{\omega^2 R}{R^2 + 0,04583 \omega^2}, \text{ soluția } R_{OPTIM} = 1,4401 \text{ [\Omega]} \\ \omega = 141,11 \end{cases}$$

5.1. Vizualizarea procesului de la $t=0$ la $t=600 \text{ [s]}$ cu o variație a vitezei vântului de forma:

$$V(t) = \left(5,46 + \frac{5,85 - 5,46}{600} t \right)$$

și cu $R_{OPTIM}=1,4401 \text{ [\Omega]}$ se face prin rezolvarea ecuației momentului cinetic de forma:

Lucian Crișan, Simona Popa-Albu, Meda Alexandra Lazăr, Daniel Brebenariu, Cristian Murărescu, Marius Dudu, Ioan Borza, Marius Babescu

$$\left\{ \begin{array}{l} 36734 \frac{d\omega}{dt} \omega = 1447,3 \times 10^3 \left(\left(5,46 + \frac{5,85-5,46}{600} t \right) / \omega - 2,0992 \times 10^{-2} \right) e^{-52,402 \left(\left(5,46 + \frac{5,85-5,46}{600} t \right) / \omega \right)} \\ \left(5,46 + \frac{5,85-5,46}{600} t \right)^3 - 16900 \frac{\omega^2 1,4401}{1,4401^2 + 0,04583 \omega^2} \\ \frac{dE}{dt} = 16900 \frac{\omega^2 1,4401}{1,4401^2 + 0,04583 \omega^2} \\ \frac{dM}{dt} = 1447,3 \times 10^3 \left(\left(5,46 + \frac{5,85-5,46}{600} t \right) / \omega - 2,0992 \times 10^{-2} \right) e^{-52,402 \left(\left(5,46 + \frac{5,85-5,46}{600} t \right) / \omega \right)} \\ \left(5,46 + \frac{5,85-5,46}{600} t \right)^3 \\ E(0) = 0 \\ M(0) = 0 \\ \omega(0) = 136,25 \end{array} \right.$$

și se dă în figura 3.

Energia eoliană captată, $Energ_{-TV}$ în intervalul de timp Δt , se obține prin integrarea puterii P_{TV} .

$$Energ_{-TV} = \int P_{TV} \cdot dt$$

sau

$$\frac{d}{dt} Energ_{-TV} = \frac{dM}{dt} = P_{TV}$$

Analog și energia electrică debitată, $Energ_{-GSMP}$ se obține prin integrarea puterii, P_{GSMP}

$$Energ_{-GSMP} = \int P_{GSMP} \cdot dt$$

$$\frac{d}{dt} Energ_{-GSMP} = \frac{dE}{dt} = P_{GSMP}$$

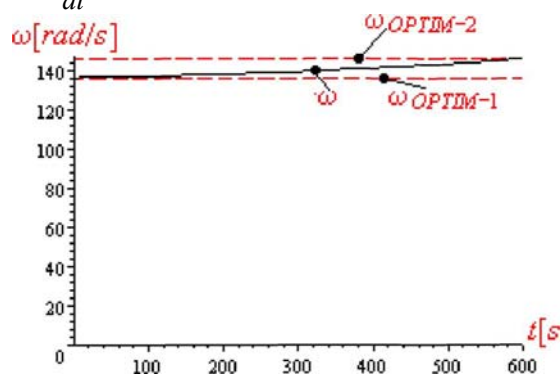


Fig.3. Evoluția în timp a VUM ω

La momentul $t = 600[s]$ se obțin valorile

Mărirea eficienței energetice la sistemele electroenergetice eoliene funcționând la viteze ale vântului variabile în timp. Partea a II-a

$$\omega(600)=145,79 \text{ [rad/s]} \text{ comparativ cu } \omega_{OPTIM-2}=145,97 \text{ [rad/s]}$$

$$\text{-energia electrică debitată } -E_1(600) = 3,1789 \times 10^8 \text{ [J]}$$

$$\text{-energia mecanică captată } -M_1(600) = 3,6733 \times 10^8 \text{ [J]}$$

La momentul inițial, la puterea

$$P_{W-MAX-1} = P_{GSMP-1} = 550,5 \text{ [kW]}$$

sarcina la generator are valoarea:

$$\begin{cases} 550500 = 16900 \frac{\omega^2 R}{R^2 + 0,04583\omega^2}, \text{ soluția: } R=1,4968, \omega=136,25 \\ \omega = 136,25 \end{cases}$$

La această valoare, $R=1,4968 \text{ } [\Omega]$, ecuația momentului cinetic devine:

$$\begin{cases} 36734 \frac{d\omega}{dt} \omega = 1447,3 \times 10^3 \left(\left(5,46 + \frac{5,85-5,46}{600} t \right) / \omega - 2,0992 \times 10^{-2} \right) e^{-52,402 \left(\left(5,46 + \frac{5,85-5,46}{600} t \right) / \omega \right)} \\ \left(5,46 + \frac{5,85-5,46}{600} t \right)^3 - 16900 \frac{\omega^2 1,4968}{1,4968^2 + 0,04583\omega^2} \\ \frac{dE}{dt} = 16900 \frac{\omega^2 1,4968}{1,4968^2 + 0,04583\omega^2} \\ \frac{dM}{dt} = 1447,3 \times 10^3 \left(\left(5,46 + \frac{5,85-5,46}{600} t \right) / \omega - 2,0992 \times 10^{-2} \right) e^{-52,402 \left(\left(5,46 + \frac{5,85-5,46}{600} t \right) / \omega \right)} \\ \left(5,46 + \frac{5,85-5,46}{600} t \right)^3 \\ E(0) = 0 \\ M(0) = 0 \\ \omega(0) = 136,25 \end{cases}$$

și se obțin valorile

$$\omega(600) = 143,41 \text{ [rad/s]} \text{ comparativ cu } \omega_{OPTIM-2} = 145,97 \text{ [rad/s]}$$

$$E_2(600) = 3,3033 \times 10^8 \text{ [J]} \text{ comparativ } E_1(600) = 3,1789 \times 10^8 \text{ [J]}$$

$$M_2(600) = 3,6712 \times 10^8 \text{ [J]} \text{ comparativ cu } M_1(600) = 3,6733 \times 10^8 \text{ [J]}$$

5.2. Bilanțul energetic

Energia eoliană captată, pe intervalul de timp Δt , se regăsește în variația energiilor cinetice, $J \frac{\omega_k^2 - \omega_{k-1}^2}{2}$ și energia electrică debitată de GSMP, pe intervalul de timp Δt .

La momentul $t=600$ [s], în varianta optimă cu $R_{OPTIM}=1,4401 \text{ } [\Omega]$ s-au obținut valorile:

$$\text{-VUM-}\omega(600)=145,79 \text{ [rad/s]}$$

$$\text{- energia cinetică - } J \frac{\omega_k^2 - \omega_{k-1}^2}{2} = 36734 \frac{145,79^2 - 136,25^2}{2} = 4,9419 \times 10^7 \text{ [J]}$$

Lucian Crișan, Simona Popa-Albu, Meda Alexandra Lazăr, Daniel Brebenariu, Cristian Murărescu, Marius Dudu, Ioan Borza, Marius Babescu

- energia electrică debitată $-E_2(600)=3,1789 \times 10^8 [\text{J}]$

- energia eoliană captată $-M_2(600)=3,6712 \times 10^8 [\text{J}]$

- bilanțul energetic

$$- \text{Energ}_{-TV} = J \frac{\omega_k^2 - \omega_{k-1}^2}{2} + \text{Energ}_{-GSMP} = 3,7,9419 \times 10^7 + 3,1789 \times 10^8 = 3,6731 \times 10^8$$

Comparativ cu $M_2(600)=3,6712 \times 10^8 [\text{J}]$

În varianta optimă energia eoliană captată $-M_1(600)=3,1789 \times 10^8 [\text{J}]$ - este mai mare decât energia eoliană captată $-M_2(600) = 3,6712 \times 10^8 [\text{J}]$.

În ambele variante energia eoliană utilă captată de TV, pe intervalul de timp Δt . Este egală cu suma energiilor cinetice+energia electrică debitată de GSMP, pe intervalul de timp Δt .

Observația 1

Asa cum se observă, din datele de mai sus, energia electrică debitată, în varianta optimă cu $R_{OPTIM}=1,4401 [\Omega]$, este mai mică decât energia electrică debitată în varianta cu $R=1,4968 [\Omega]$, creând, astfel, o contradicție. Această contradicție este doar aparentă deoarece în varianta optimă energia eoliană captată este mai mare decât energia eoliană captată în varianta cu $R=1,4968 [\Omega]$. În varianta optimă energia cinetică $J \frac{\omega_k^2 - \omega_{k-1}^2}{2}$ este mai

mare decât energia cinetică în varianta cu $R=1,4968 [\Omega]$ și, în final, această energie cinetică se va transforma în energie electrică.

Precizarea 3

Energia eoliană captată $M_2(600)$ este mai mică decât energia eoliană captată $M_1(600)$, deoarece traseul punctului de funcționare pentru M_1 , la $R_{OPTIM}=1,4401 [\Omega]$, este cel optim din punct de vedere energetic, traseul A-B din figura 10, VUM în punctul B fiind egală cu $\omega_{OPTIM-2}$.

Traseul punctului de funcționare la $R=1,4968 [\Omega]$, traseul A-C din figura 4, nu este optim din punct de vedere energetic, VUM în punctul C fiind mai mică decât $\omega_{OPTIM-2}$

$$P_{TV-1} = 1447,3(5,46 / \omega - 2,0992 \times 10^{-2}) e^{-52,402(5,46 / \omega)} (5,46)^3$$

$$P_{TV-2} = 1447,3(5,85 / \omega - 2,0992 \times 10^{-2}) e^{-52,402(5,85 / \omega)} (5,85)^3$$

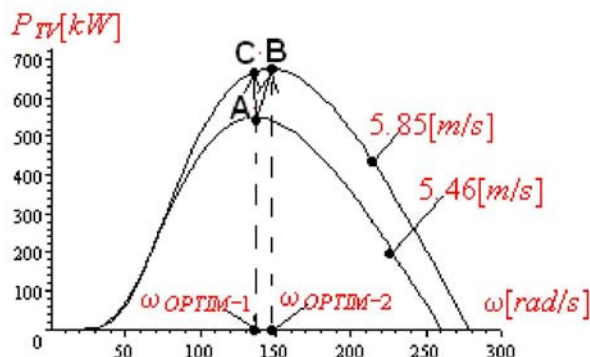


Fig.4.Traseele punctului de funcționare pentru două valori ale rezistenței de sarcină de la GSMP

Mărirea eficienței energetice la sistemele electroenergetice eoliene funcționând la viteze ale vântului variabile în timp. Partea a II-a

Punctele **A** și **B** sunt cele de putere maximă

-**A** pentru $V_1 = 5,46[\text{m/s}]$

-**B** pentru $V_2 = 5,85[\text{m/s}]$

Optimul energetic se asigură prin modificarea sarcinii la GSMP, astfel ca VUM ω să fie, ca valoare, în zona optimală, la valori apropiate de ω_{OPTIM} , care depinde de viteza vântului, fiind variabilă în timp

$$\omega(t) \Rightarrow \omega_{OPTIM}(t)$$

Precizarea 4

Valoarea VUM ω , comparativ cu valoarea VUM optime, ω_{OPTIM} influențează semnificativ valoarea puterii TV.

Datorită inerției mecanice mari VUM ω nu poate urmări variația rapidă a vitezei vântului în timp și, din acest motiv, eficiența energetică este scăzută, în anumite perioade de timp.

În concluzie, deși la creșterea vitezei vântului, V , puterea la TV crește cu V^3 , pentru atingerea VUM optime, $\omega_{OPTIM-2}$, sarcina la GSMP trebuie redusă cu o valoare bine precizată în funcție de rapiditatea variației în timp a vitezei vântului și de valoarea momentului de inerție J .

5.3. Maximul energetic

Valoarea maximă a energiei eoliene captate, în intervalul Δt , se obține la o funcționare în MPP, deci la:

$$\omega(t) = \omega_{OPTIM}(t).$$

Valoarea VUM optime, ω_{OPTIM} , se obține prin anularea derivatei puterii:

$$\frac{dP_{TV}}{d\omega} = \frac{d}{d\omega} \left((V / \omega - 2,0992 \times 10^{-2}) e^{-52,402 \times (V / \omega)} \right) = 0$$

sau

$$(52,402V^2 - 2,1V\omega) = 0, \text{ cu soluția } \omega = 24,953V$$

La o variație a vitezei vântului de forma:

$$V(t) = \left(5,46 + \frac{5,85 - 5,46}{600} t \right)$$

se obține:

$$\omega_{OPTIM}(t) = 24,953 \left(5,46 + \frac{5,85 - 5,46}{600} t \right)$$

Valoarea maximă a energiei eoliene captate în intervalul $\Delta t = 600[\text{s}]$ se obține prin integrarea puterii:

Lucian Crișan, Simona Popa-Albu, Meda Alexandra Lazăr, Daniel Brebenariu, Cristian Murărescu, Marius Dudu, Ioan Borza, Marius Babescu

$$Energ_{-TV} = \int_0^{600} P_{TV}(t)dt = \int_0^{600} P_{TV-MAX}(t)dt =$$

$$\int_0^{600} \left(1447,3 \left(1/24,953 - 2,0992 \times 10^{-2}\right) e^{-52,402 \times (1/24,953)} \left(5,46 + \frac{5,85 - 5,46}{600} t\right)^3\right) dt = 3,6741 \times 10^5 \text{ [kJ]}$$

comparativ cu $M_1(600)=3,6733 \times 10^8 \text{ [J]}$ și $M_2(600)=3,6712 \times 10^8 \text{ [J]}$

Valoarea maximă a energiei captate este cu $2,1774 \times 10^{-2}\%$ mai mare decât în cazul funcționării reale la $R_{OPTIM}=1.4401 \text{ [\Omega]}$.

Prin urmare, pierderea de energie pe durata unui an de zile este de

$$(M_1(600) - M_2(600)) \frac{365 \times 24 \times 3600}{600} = (3,6733 \times 10^8 - 3,6712 \times 10^8) \frac{365 \times 24 \times 3600}{600} =$$

$$\frac{1,1038 \times 10^4}{3600} = 3,0661 \text{ [MWh]}$$

Evoluția în timp a VUM ω se determină prin rezolvarea ecuației momentului cinetic care este:

$$\begin{cases} 36734, \frac{d\omega}{dt} \omega = 1447,3 \times 10^3 \left(\left(5,46 + \frac{5,85 - 5,46}{600} t \right) / \omega - 2,0992 \times 10^{-2} \right) e^{-52,402 \left(\left(5,46 + \frac{5,85 - 5,46}{600} t \right) / \omega \right)} \\ \left(5,46 + \frac{5,85 - 5,46}{600} t \right)^3 - 16900 \frac{\omega^2 1,4401}{1,4401^2 + 0,04583 \omega^2} \\ \omega(0) = 136.25 \end{cases}$$

Evoluțiile în timp a VUM reale, ω_{REAL} și ideale, ω_{MPP} , sunt date în figura 5

Evoluția în timp a VUM reale este liniară, așa ca și evoluția în timp a vitezei vântului, iar evoluția în timp a VUM reale este determinată de valoarea momentului de inerție echivalent și de evoluția în timp a vitezei vântului.

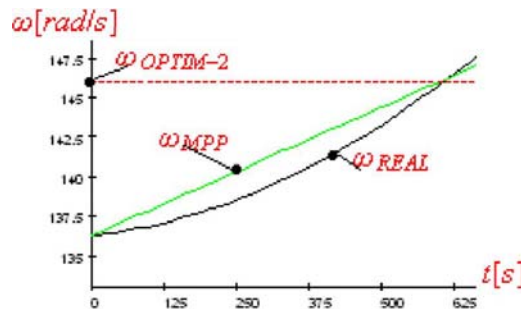


Fig.5. Evoluția în timp a VUM reale și ideale

Mărirea eficienței energetice la sistemele electroenergetice eoliene funcționând la viteze ale vântului variabile în timp. Partea a II-a

Se observă din figura 5 ca valorile VUM reale sunt mai mici decât valorile VUM la o funcționare în MPP.

Pentru a funcționa în MPP, deci la

$$\omega_{REAL} = \omega_{MPP}$$

se impune scăderea sarcinii la GSMP.

La funcționarea în gol, sarcina la GSMP fiind zero, ecuația momentului cinetic devine:

$$\begin{cases} 36734 \frac{d\omega}{dt} \omega = 1447,3 \times 10^3 \left(\left(5,46 + \frac{5,85-5,46}{600} t \right) / \omega - 2,0992 \times 10^{-2} \right) \\ e^{-52,402 \left(\left(5,46 + \frac{5,85-5,46}{600} t \right) / \omega \right)} \left(5,46 + \frac{5,85-5,46}{600} t \right)^3 \\ \omega(0) = 136,25 \end{cases}$$

și se observă din figura 6 ca valorile VUM reale, ω_{GOL} , sunt mai mari decât valorile VUM la o funcționare în MPP, accelerația rotorului fiind mai mare decât accelerația impusă de vânt.

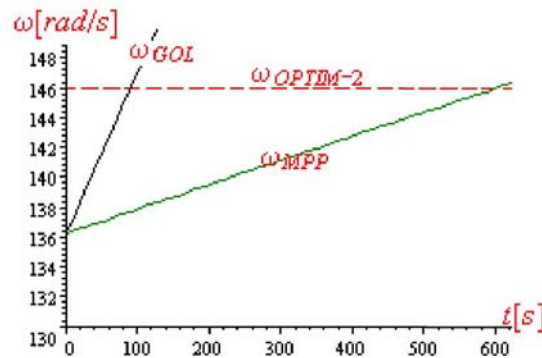


Fig.6. Evoluția în timp a VUM reale și ideale la funcționarea în gol

Pentru a avea aceeași evoluție în timp a VUM reale și ideale se impune ca valorile derivatelor:

$$\text{-VUM ideale} - \frac{d\omega_{OPTIM}}{dt}$$

$$\text{-VUM reale} - \frac{d\omega}{dt}$$

Valoarea derivatei $\frac{d\omega_{OPTIM}}{dt}$ se obține derivând funcția:

Lucian Crișan, Simona Popa-Albu, Meda Alexandra Lazăr, Daniel Brebenariu, Cristian Murărescu, Marius Dudu, Ioan Borza, Marius Babescu

$$\omega_{OPTIM}(t) = 24,953 \left(5,46 + \frac{5,85 - 5,46}{600} t \right)$$

și rezultă

$$\frac{d}{dt} \omega_{OPTIM}(t) = \frac{d}{dt} \left(24,953 \left(5,46 + \frac{5,85 - 5,46}{600} t \right) \right) = 1,6219 \times 10^{-2}$$

Valoarea derivatei $\frac{d\omega}{dt}$ se obține din ecuația momentului cinetic

$$J \frac{d\omega}{dt} \omega = P_{TV} - P_{GSMP}$$

sau

$$36734 \cdot \frac{d\omega}{dt} \omega = 1447,3 \times 10^3 \left(\left(5,46 + \frac{5,85 - 5,46}{600} t \right) / \omega - 2,0992 \times 10^{-2} \right) e^{-52,402 \left(\left(5,46 + \frac{5,85 - 5,46}{600} t \right) / \omega \right)} \left(5,46 + \frac{5,85 - 5,46}{600} t \right)^3 - P_{GSMP}$$

de unde rezultă puterea la arborele GSMP, la momentul t

La momentul $t=0$ VUM are valoarea

$$\omega(0) = 136,25 \text{ [rad/s]}$$

și se obține:

$$36734 \cdot \frac{d\omega}{dt} \cdot 136,25 = 1447,3 \times 10^3 \cdot \left((5,46) / 136,25 - 2,0992 \times 10^{-2} \right) e^{-52,402((5,46)/136,25)}$$

de unde se obține puterea la arborele GSMP, la momentul t . La momentul $t=0$ VUM are valoarea $\omega(0)=136,25$ [rad/s] și se obține:

$$36734 \cdot \frac{d\omega}{dt} \cdot 136,25 = 1447,3 \times 10^3 \cdot \left((5,46) / 136,25 - 2,0992 \times 10^{-2} \right) e^{-52,402((5,46)/136,25)} \quad (5.46 \text{ de unde}$$

prin înlocuirea derivatei $\frac{d\omega}{dt}$ cu valoarea

$$\frac{d}{dt} \omega_{OPTIM}(t) = 1,6219 \times 10^{-2}$$

rezultă

$$36734 \cdot 1,6219 \times 10^{-2} \cdot 136,25 = 1447,3 \times 10^3 \cdot \left((5,46) / 136,25 - 2,0992 \times 10^{-2} \right) e^{-52,402((5,46)/136,25)}$$

de unde se obține puterea la arborele GSMP, la momentul $t=0$.

$$P_{GSMP}(0) = 4,6933 \times 10^5 \text{ [W]}$$

Mărirea eficienței energetice la sistemele electroenergetice eoliene funcționând la viteze ale vântului variabile în timp. Partea a II-a

mai mică decât puterea inițială de la GSMP: $P_{GSMP-1} = 550,5 \text{ [kW]}$ și valoarea puterii obținută din bilanțul energetic:

$$Energ_{-TV} = J \frac{\omega_k^2 - \omega_{k-1}^2}{2} + Energ_{-GSMP} \text{ cu soluția } P_{GSMP-MEDIU} = 529,83 \text{ [kW]}$$

Pentru a avea aceeași evoluție în timp a VUM reale și ideale trebuie micșorată sarcina la GSMP, la creșterea vitezei vântului.

Modificarea sarcinii la GSMP se face la intervale de timp cât mai mici, de exemplu $\Delta t = 10 \text{ [s]}$

La valoarea puterii, $P_{GSMP}(0)$, îi corespunde rezistența de sarcină $R(0)$ calculată din sistemul algebric:

$$\begin{cases} 4,6933 \times 10^5 = 16900 \cdot \frac{\omega^2 R}{R^2 + 0,04583 \omega^2} \\ \omega = 136,25 \end{cases} \text{ Soluția: } R(0) = 1,2752 \text{ } [\Omega]$$

Vizualizarea procesului de la $t=0$ la $t=10 \text{ [s]}$ cu o variație a vitezei vântului de forma:

$$V(t) = \left(5,46 + \frac{5,85 - 5,46}{600} t \right)$$

și cu $R(0) = 1,2752 \text{ } [\Omega]$ se face prin rezolvarea ecuației momentului cinetic de forma:

$$\left\{ \begin{array}{l} 36734 \cdot \frac{d\omega}{dt} = 1447,3 \times 10^3 \left(\left(5,46 + \frac{5,85 - 5,46}{600} t \right) / \omega - 2,0992 \times 10^{-2} \right) e^{-52,402 \left(\left(5,46 + \frac{5,85 - 5,46}{600} t \right) / \omega \right)} \\ \left(5,46 + \frac{5,85 - 5,46}{600} t \right)^3 - 16900 \cdot \frac{\omega^2 1,2752}{1,2752^2 + 0,04583 \omega^2} \\ \frac{dE}{dt} = 16900 \cdot \frac{\omega^2 1,2752}{1,2752^2 + 0,04583 \omega^2} \\ \frac{dM}{dt} = 1447,3 \times 10^3 \left(\left(5,46 + \frac{5,85 - 5,46}{600} t \right) / \omega - 2,0992 \times 10^{-2} \right) e^{-52,402 \left(\left(5,46 + \frac{5,85 - 5,46}{600} t \right) / \omega \right)} \\ \left(5,46 + \frac{5,85 - 5,46}{600} t \right)^3 \\ E(0) = 0 \\ M(0) = 0 \\ \omega(0) = 136,25 \end{array} \right.$$

și se dă în figura 7.

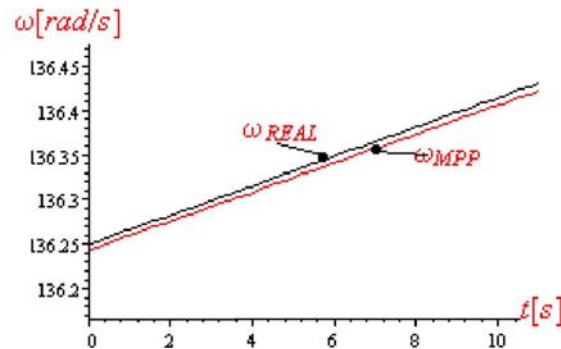


Fig.7. Evoluția în timp a VUM reale și ideale la funcționarea în MPP

La momentul $t=10$ [s] se obțin rezultatele

-VUM- $\omega(10)=136,41$ [rad/s]

$$\omega_{OPTIM}(10) = 24,953 \left(5,46 + \frac{5,85 - 5,46}{600} 10 \right) = 136,41 \text{ [rad/s]}$$

-energia electrică debitată- $E(10)=4,6934 \times 10^6$ [J]

- energia eoliană captată- $M(10)=5,5149 \times 10^6$ [J]

Se observă că VUM curentă, ω , are aceeași valoare cu VUM optimă, ω_{OPTIM} ,

$$\omega(10)=\omega_{OPTIM}(10)=136,41 \text{ [rad/s]}$$

demonstrându-ne, astfel, că funcționarea SEE este în MPP.

Energia eoliană captată- $M(10)$ -este mai mare decât energia electrică debitată- $E(10)$ diferența dintre ele

$$\Delta ME = 5,5149 \times 10^6 - 4,6934 \times 10^6 = 8,215 \times 10^5 \text{ [J]}$$

regăsindu-se în variația energiilor cinetice de valoare

$$J \frac{\omega_k^2 - \omega_{k-1}^2}{2} = 36734 \cdot \frac{136,41^2 - 136,25^2}{2} = 8,0127 \times 10^5 \text{ [J]}$$

Mărirerea eficienței energetice se realizează după algoritmul dat în continuare.

5.4. Algoritmul pentru mărirea eficienței energetice

Algoritmul pentru mărirea eficienței a TV se bazează pe măsurări ale vitezei vântului, V , ale VUM curente, ω și ale puterii debitate de generator și are 6 etape.

Etapă 1

măsurarea vitezei vântului, V_{k-1} , la momentul t_{k-1} și V_k , la momentul t_k , la un pas de eșantionare

$$\Delta t = t_k - t_{k-1} \text{ și calculul derivatei acesteia } \frac{dV}{dt}$$

Etapă 2

măsurarea VUM curente, ω_{k-1} , la momentul t_{k-1}

Mărirea eficienței energetice la sistemele electroenergetice eoliene funcționând la viteze ale vântului variabile în timp. Partea a II-a

Etapa 3

determinarea VUM optime, ω_{OPTIM} și calculul derivatei acesteia, cu relația:

$$\frac{d\omega_{OPTIM}}{dt} = k \cdot \frac{dV}{dt},$$

Etapa 4

determinarea puterii TV, la momentul t_{k-1} , cu MM-Tv

$$P_{TV}(t_{k-1}) = a((V_{k-1})/\omega - b)e^{-c((V_{k-1})/\omega)}(V_{k-1})^3,$$

Etapa 5

determinarea puterii la arborele GSMP, la momentul t_{k-1} din ecuația momentului cinetic

$$J \frac{d\omega}{dt} \omega = P_{TV} - P_{GSMP},$$

la $\frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega_{OPTIM}}{dt}$ obținându-se

$$P_{GSMP}(t_{k-1}) = P_{TV}(t_{k-1}) - J \frac{d\omega_{OPTIM}}{dt} \omega_{k-1}.$$

Etapa 6

modificarea puterii la GSMP la valoarea $P_{GSMP}(t_{k-1})$

Modificarea puterii la GSMP se face prin unghiul de comandă al tiristoarelor convertorului interpus între generator și rețea, astfel ca valoarea VUM ω să fie ω_{OPTIM} .

Pe baza rezultatelor de mai sus se poate concepe un sistem de conducere care să asigure funcționarea în zona optimă din punct de vedere energetic.

Algoritmul pentru pentru mărirea eficienței energetice se bazează pe măsurări ale vitezei vântului și ale VUM, în sensul celor de mai sus.

Prin analiza mai multor cazuri s-au putut stabili mărimile de bază ce conduc la o funcționare optimă din punct de vedere energetic a SEE.

În acest fel se ține seama de evoluția în timp a vitezei vântului și se poate estima puterea la arborele GSMP, la orice variație a vitezei vântului.

Prin analiza mai multor cazuri s-au putut stabili zonele cu eficiență energetică mărită.

Se ține seama de evoluția în timp a vitezei vântului și se poate asigura o funcționare optimă, în MPP, la orice variație a vitezei vântului.

Precizarea 5 - mărirea eficienței energetice

Mărirea eficienței energetice se realizează prin modificarea sarcinii la GSMP, după evoluția în timp a vitezei vântului. Pentru a se ajunge, în timp util, la egalitatea VUM

$$\omega = \omega_{OPTIM}$$

trebuie modificată sarcina la GSMP astfel:

-la creșterea vitezei vântului valoarea lui ω_{OPTIM} crește și sarcina la GSMP trebuie micșorată pentru a se ajunge la egalitatea VUM, iar

Lucian Crișan, Simona Popa-Albu, Meda Alexandra Lazăr, Daniel Brebenariu, Cristian Murărescu, Marius Dudu, Ioan Borza, Marius Babescu

-la scăderea, în timp, a vitezei vântului valoarea lui ω_{OPTIM} scade și sarcina la GSMP trebuie mărită pentru a se ajunge la egalitatea VUM

Modificarea sarcinii la GSMP se realizează considerând valorile momentului de inerție J și ale derivatei vitezei vântului, $\frac{dV}{dt}$.

Captarea unei energii eoliene maxime este o problemă complexă, dificil de rezolvat în practică în condițiile în care viteza vântului variază semnificativ în timp și inerția mecanică a SEE fiind mare nu permite ca turația de la generator să fie la valorile optime din punct de vedere energetic.

Din analiza rezultatelor obținute din datele experimentale din locația MinAna-zona Dobrogea se poate concluziona ca:

1) energia electrică debitată maximă se obține la $V = ct$ și depinde de valoarea vitezei vântului la puterea a treia;

2) datorită inerției mecanice energia eoliană captată depinde de rapiditatea variației vitezei vântului în timp, micșorându-se la variații mari ale vitezei vântului în timp;

3) energia eoliană captată, la viteze ale vântului variabile semnificativ în timp, scade cu cât J este mai mare și, din acest motiv sunt oportune plasarea fermelor eoliene de mare putere (peste 4 MW), în zonele cu viteze ale vântului de valoare medie puțin variabilă în timp.

6. CONCLUZII

În prezenta lucrare se realizează mărirea eficienței energetice la SEE de mare putere, când viteza vântului se modifică semnificativ în timp. Se realizează mărirea eficienței energetice la orice variație a vitezei vântului. S-a analizat funcționarea sistemului electroenergetic eolian din locația MinAna-zona Dobrogea. Determinarea puterii electrice în funcție de viteză vântului se bazează pe măsurarea a două mărimi de bază: viteza vântului și VUM curentă. Prin analiza mai multor cazuri s-au putut stabili mărimile de bază ce conduc la o funcționare optimă din punct de vedere energetic a SEE. S-a observat cum influențează inerția mecanică evoluțiile în timp ale eficienței energetice. Datorită inerției mecanice mari VUM se modifică foarte puțin, deși viteza vântului se modifică semnificativ. Eficiența energetică se micșorează la creșterea vitezei vântului deoarece VUM nu se modifică, datorită inerției mecanice mari, în aceeași proporție ca și viteza vântului. În finalul lucrării s-a dat algoritmul pentru mărirea eficienței energetice.

7. BIBLIOGRAFIE

- [1] http://www.monsson.eu/LOCATIA_GALBIORI 142 anul 2015;
- [2] Title: Mean values of plant: 25090142 file: MinAna., Local Time: 9/1/2015 09:27:37, Location: Galbiori, System: Galbiori 1, System Number: 25090142, System Type GEWE_B2.5-100, 9/1/2015;

- [3] Akpınar, S. and Akpınar, E.K., "Wind energy analysis based on maximum entropy principle (MEP) - type distribution function", *Energy Conversion and Management*, 48(4), 1140-1149.(2007);
- [4] Akpınar, E.K. and Akpınar, S., "A statistical analysis of wind speed data used in installation of wind energy conversion systems", *Energy Conversion and Management*, 46(4), 515-532.(2005)
- [5] A.N. Celik, M. Kolhe, "Generalized feed-forward based method for wind energy prediction", *Applied Energy* 101 582-588(2013);
- [10] Babescu M., Borlea I., Jigoria Oprea D."Fundamental aspects concerning Wind Power System Operattion Part.2, Case Study"Medina Tunisia 2012 IEEE MELECON, 2012,25-28 March978-1 - 4673-0783-3
- [6] Babescu M., Borlea I., Jigoria Oprea D "Fundamental aspects concerning Wind Power System Operattion Part.1, Matemactical Models" Medina Tunisia 2012 IEEE MELECON, 2012 ,25-28 March, 978-1-4673-0783-3
- [7] Babescu M., Gana O., Ciotea L. "Fundamental Problems related to the Control of Wind Energy Conversion Systems-Maximum Power Extraction and Smoothing the Power Fluctuations deliveres to the Grid"OPTIM-13th International Conference on Optimizytion of Electrical and Electronic Equipment, Optim 2012, Braşov, 24-26 May;
- [8] Babescu M., Borza I., Gana O., Lăcătuşu F."Comportarea sistemului electroenergetic eolian la variații rapide ale vitezei vântului" Producerea , transportul si utilizarea energiei, pp 11-24, Editura RISOPRINT Cluj-Napoca, 2010, ISSN 2066-4125;
- [9] Babescu M., Boraci R., Chioreanu C., Koch C., Gana O. "On Functioning of the Electric Wind System at its Maximum Power" ICC-CONTI 2010, Timișoara, Romania, May 27-29, 2010;
- [10] Babescu M., Petrescu D., Vasar C., Prostean O., Boraci R. - "Maximum Power Point Control Approach for Wind Generators" -SOFA 24-26 July 2014-Timișoara, România;
- [11] Balog F., Ciocârlie H., Babescu M., Petrescu D.- "Maximizing the Captured Energy of a Wind System"-IEE - International Symposion on applied Computațional intelligence and informatics-SACI 2014- Polytechnic University, Timișoara, Romania;
- [12] Balog F., Ciocârlie H., Erdodi.GiPolytechnic University, Timișoara, Romania;
- [13] Borza I., Erdodi G., Petrescu D., Lăcătuşu F.- "Sistem Eolian cu Stocare în Acumulatori Electrice"-SME 2014-Conferința Știința Modernă șiEnergia-Cluj-Napoca-15-16 Mai 2014;
- [14] Balog F, Ciocârlie H, Babescu M, Erdodi G- "Equivalent speed and equivalent power of the wind systems that works at variable wind speed"- SOFA 24-26 July 2014-Timișoara, România
- [15] Balog F., Ciocârlie H., Petrescu D., Erdodi G. - "Behavior of the wind systems optimally controlled at variable wind speeds"- SOFA 24-26 July 2014-Timișoara, România;
- [16] Barthelmie R. J., Jensen L. E. "Evaluation of power losses due to wind turbine wakes at the Nysted offshore wind farm". *Wind Energy*, 2010, 13: 573-58;
- [17] , Barthelmie R. J., Pryor S., Frandsen S. T., Hansen K. S., Schepers J., Rados K., et al., "Quantifying the Impact of Wind Turbine Wakes on Power Output at Offshore Wind Farms," *Journal of Atmospheric and Oceanic Technology*, Voi. 27, No. 8, pp. 1302- 1317,2010;
- [18] El Aïmani S, Francois B., Minne F., Robyns B.-"Comparativw analysis of control structures for variable speed wind turbine", in Proc. CESA, Lille, France, Jul. 9-11,2003;
- [19] Eugene C., Morgan, Matthew Lackner, Richard M. Vogel, Laurie G. Baise, "Probability distributions for offshore wind speeds", *Energy Conversion and Management* 52 (2011) 15-26;
- [20] Erdem E, Shi J ARMA "Based approaches for forecasting the tuple of wind speed and direction". *Appl Energy* 88:1405-1414 Gallego C, Pinson P, Madsen H, Costa A, Cuerva A (2011)

Lucian Crișan, Simona Popa-Albu, Meda Alexandra Lazăr, Daniel Brebenariu, Cristian Murărescu, Marius Dudu, Ioan Borza, Marius Babescu

Influence of local wind speed and direction on wind power dynamics— application to offshore very short-term forecasting. *Appl Energy* 88:4087-4096, (2011);

[21] Farahani E M, Hosseinzadeh N, Ektesabi M M. "Comparison of dynamic responses of dual and single rotor wind turbines under transient conditions". In: *Sustainable Energy Technologies (ICSET)*, 2010 IEEE International Conference, Kandy, Sri Lanka, Dec., 2010

[22] Hu H., Tian W., Ozbay A. "Wind turbine aeromechanics and interferences among multiple turbines in onshore and offshore wind farms". In: *2013 NAWEA Symposium on Wind Energy*, the University of Colorado, Boulder, USA, Aug. 06-08, 2013

[23] Kim K.H., Van T.L., Lee D.C., Song S.H., Kim E.H. - "Maximum output Power Tracking Control in Variable-Speed Wind Turbine System Considering Rotor Inertisl Power", in *IEEE transaction on industrial electronics*, voi.60, no.8, august 2013, pp.3207-3217;

[24] Kim H., Kim K., Paek I., and Yoo, N., "Development of a Time- Domain Simulation Tool for Offshore Wind Farms," *Journal of Power Electronics*, Voi. 15, No. 4, pp. 1047-1053, 2015;

[25] , Lee J., Son E. , Hwang B. and Lee S., "Blade Pitch Angle Control for Aerodynamic Performance Optimization of a Wind Farm," *Renewable Energy*, Voi. 54, pp. 124-130, 2013;

[26] Meyers J., Meneveau C. "Optimal turbine spacing in fully developed wind farm boundary layers". *Wind Energy*, 2012, 15: 305-317;

[27] Ozbay A., Tian W., Yang Z., et al. "Interference of wind turbines with different yaw angles of the upstream wind turbine". *AIAA Paper*, 2012, AIAA-2012-2719;

[28] Tian W., Ozbay A., Yang Z., et al. "An experimental investigation on the wake interference of multiple wind turbines in atmospheric boundary layer winds". *AIAA Paper*, 2012, AIAA-2012-2784;

[29] Wu Y T, Porte-Agel F. "Simulation of turbulent flow inside and above wind farms: Model validation and layout effects". *Boundary-Layer Meteorology*, 2013, 146(2): 181-205;

[30] Wua S Y. Wanga S. Cheng, "Extreme learning machine based wind speed estimation and sensorless control for wind turbine power generation system", *Neurocomputing* 102 (2013) 163-175;

[31] Xie K. Wang K "Measurement of wind speed and direction with ultrasonic sensor using "FPGA. *Energy Procedia* 12:837-843, (2011);

[32] Yuan W., Ozbay A, Tian W, et al. "An experimental investigation on the effects of turbine rotation directions on the wake interference of wind turbines". *AIAA Paper*, 2013, AIAA-2013-0607;

[33] Zhang W, Markfort C D, Porte-Agel F. "Near-wake flow structure downwind of a wind turbine in a turbulent boundary layer". *Exp Fluids*, 2012, 52: 1219-1235;

[34] Quaschnig V.- "Understanding Renewable Energy Systems", ISBN 1-84407-128-6 London Carl Hanser Verlag GmbH & Co KG, 2011.

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

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.

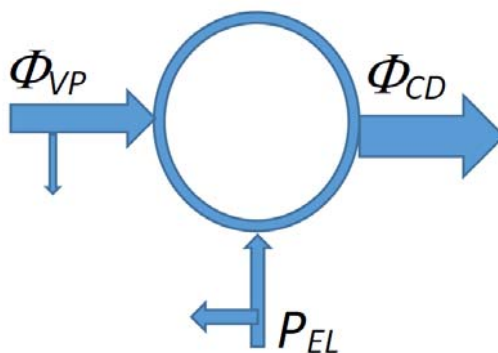


Fig. 1

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

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

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

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

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

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

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

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 :

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

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 :

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

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

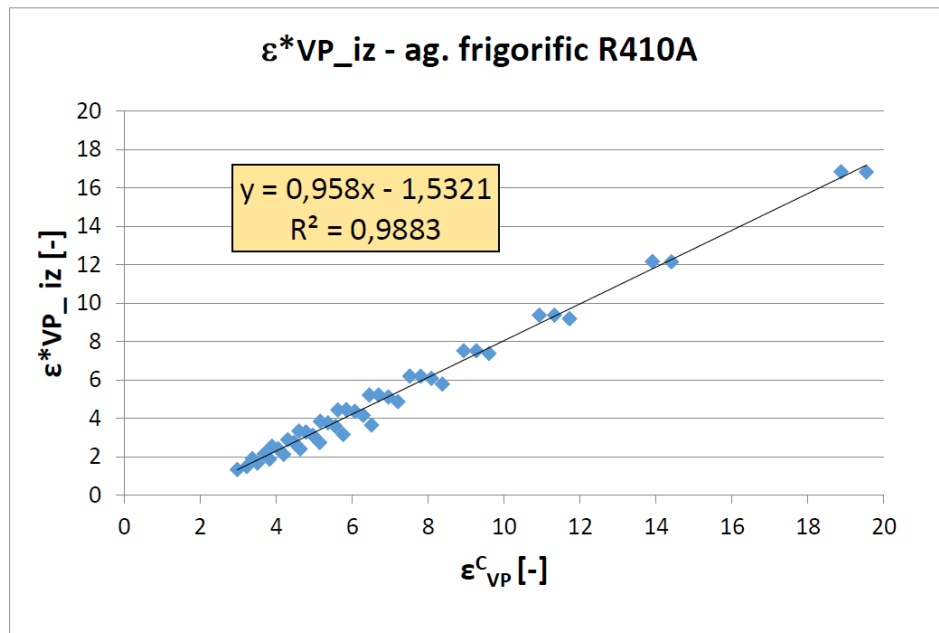


Fig. 2

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 :

$$\begin{aligned} \frac{d\theta_R}{d\tau} &= \frac{-1}{V_{VP} \cdot \rho \cdot c} \cdot \Phi_{VP} = \frac{-1}{V_{VP} \cdot \rho \cdot c} \cdot \varepsilon_{VP} \cdot P_{EL} \\ \text{unde:} \\ \varepsilon_{VP} &= \frac{\eta_{EL} \cdot f_{VP}}{\eta_{VP}} \cdot \frac{\theta_R - \Delta t_{VP} + 273,15}{\theta_C - \theta_R + \Delta t_{CD} + \Delta t_{VP}} = \frac{\eta_{EL} \cdot f_{VP}}{\eta_{VP}} \cdot \frac{T_{VP}}{T_{CD} - T_{VP}} \end{aligned} \quad (15)$$

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 :

$$\begin{aligned} \frac{d\theta_C}{d\tau} &= \frac{1}{V_{CD} \cdot \rho \cdot c} \cdot \Phi_{CD} = \frac{1}{V_{CD} \cdot \rho \cdot c} \cdot COP_{CD} \cdot P_{EL} \\ \text{unde:} \\ COP_{CD} &= \frac{\eta_{EL} \cdot f_{CD}}{1} \cdot \frac{\theta_C + \Delta t_{CD} + 273,15}{\theta_C - \theta_R + \Delta t_{CD} + \Delta t_{VP}} = \frac{\eta_{EL} \cdot f_{CD}}{1} \cdot \frac{T_{CD}}{T_{CD} - T_{VP}} \end{aligned} \quad (18)$$

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 :

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

Astfel, in cadrul fiecarui pas de timp, iteratia se face pentru determinarea necunoscutelor θ_{CD1} θ_{VP1} . O data stabilite se trece la pasul urmator 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.

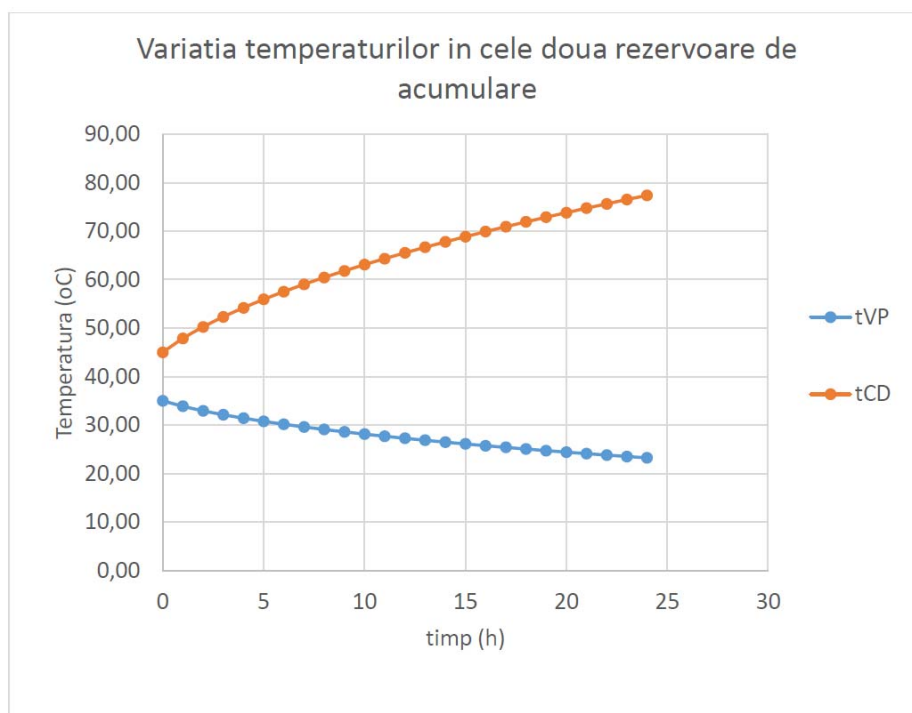


Fig. 3

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.

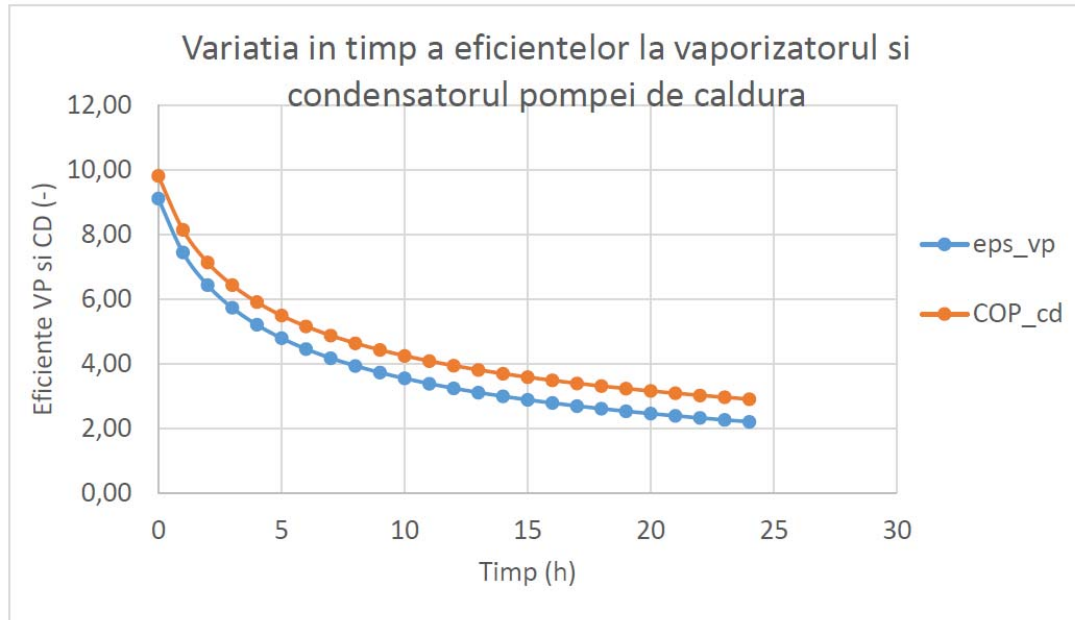


Fig. 4

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.

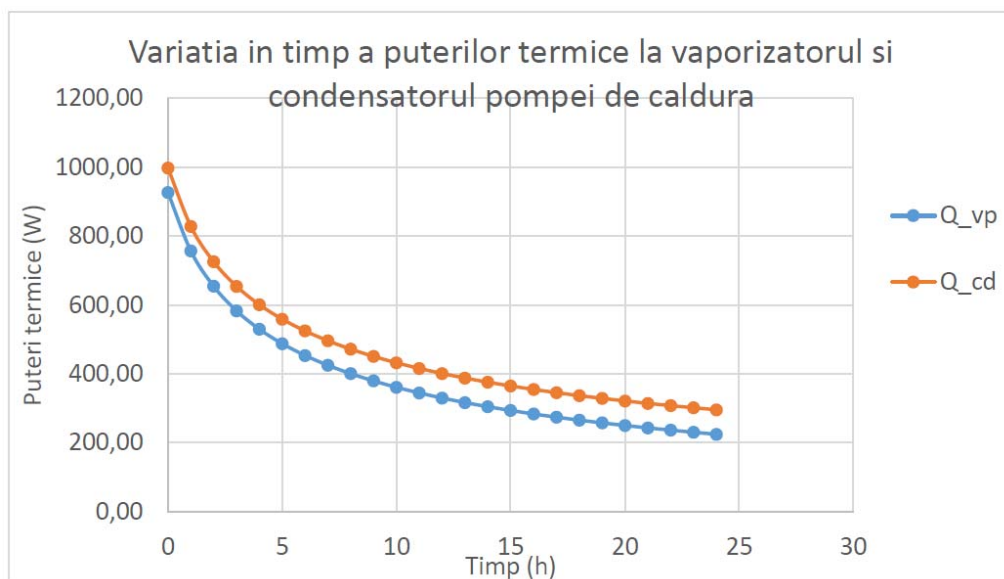


Fig. 5

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 nestationar 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, pompă 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;

Aspecte privind predicția coroziunii electrozilor de pământare în solul municipiului Timișoara Partea a II-a. Teste ceață salină

Aspects regarding the prediction of corrosion of earth electrodes in the soil
of Timișoara municipality

Part II. Saline fog tests

Ștefan PAVEL⁽¹⁾, Ioan-Bogdan PASCU⁽²⁾, Bogdan-Ovidiu ȚĂRANU⁽³⁾,
Oana-Alexandra GRAD⁽⁴⁾ Romeo NEGREA⁽⁵⁾

⁽¹⁾Universitatea Politehnica Timișoara- ICER, e-mail: pavelstefanel@gmail.com, România

⁽²⁾ Universitatea Politehnica Timișoara- ICER, România

⁽³⁾National Institute of Research-Development for Electrochemistry and Condensed Matter, România

⁽⁴⁾ Universitatea Politehnica Timișoara- ICER, România

⁽⁵⁾ Universitatea Politehnica Timișoara - Departamentul de Matematică, România

Rezumat: Predicția coroziunii electrozilor de pământare instalați în solul din orașul Timișoara

Cuvinte cheie: sol, electrod de împământare, coroziune, predicție

Abstract: Corrosion prediction of galvanized steel ground electrodes in the soil of Timisoara

Keywords: soil, earth electrode, corrosion, prediction

4. Coroziunea specimenelor de oțel și cupru

Modul de lucru: Piesele au fost introduse în incinta DCTC și expuse unui proces repetitiv de sprayere urmată de o perioadă de repaus. O etapă de sprayere de 5 minute urmată de o etapă de repaus de 55 minute au constituit un ciclu. În total testul cu DCTC a durat 60 zile, fiind parcurse 1440 de cicluri. Soluția salină a fost pregătită prin dizolvarea a 1 Kg NaCl în 20 L apă distilată. Temperatura în incintă a fost de $25 \pm 3^\circ\text{C}$ atât în timpul sprayerii, cât și în perioada de repaus. Temperatura umidificatorului a fost de $25 \pm 3^\circ\text{C}$. Presiunea de sprayere a fost de 1,4 bari, iar cantitatea sprayată a fost de $80\text{mL/h} \cdot \text{m}^3$. Cele două piese au fost întoarse la fiecare 72 ore. pH-ul soluției saline după preparare a fost 7,37 și de 8,54 la ieșirea din incinta DCTC.

4.1 Coroziunea specimenelor de Cu

Două plăci și 2 bare de Cu - dintre care o placă și o bară urmau să fie introduse în DCTC, iar cealaltă placă și cealaltă bară au îndeplinit rol de martori - au fost cântărite înainte și după curățare.

Procesul de curățare al plăcilor și barelor de Cu o constat în:

- spălare în soluție cu detergent;
- clătire cu apă și ștergere;
- spălare cu soluție HNO₃ 5%;
- clătire cu apă și spălare cu acetonă;
- uscare în etuvă la 40 °C, timp de 60 minute.

După curățare plăcile și barele de Cu au fost introduse în incinta DCTC și expuse la mediul puternic coroziv. Piesele au fost întoarse la fiecare 72 ore.

Tabelul 1.

Valori obținute la cântărirea plăcilor și barelor de Cu înainte și după curățare

Plăci și bare din Cu	Masa înainte de curățare [g]	Masa după curățare [g]	Diferența de masă [g]
Placa martor	44,1329	44,0780	0,0549
Placa pentru testare	43,0605	43,0110	0,0495
Bara martor	64,4325	64,3942	0,0383
Bara pentru testare	64,5093	64,4776	0,0317



a



b

Foto nr. 5 a și b - placa și bara cu rol de martori. Data: 03.07.2018



a



b



c

Foto nr. 6 a și b – cele două fețe ale plăcii de Cu; c – bara de Cu. Data: 03.07.2018

Aspecte privind predicția coroziunii electrozilor de pământare în solul municipiului Timișoara
Partea a II-a. Teste ceață salină



a



b



c



d

Foto nr. 7 a și b – placa de Cu corodată; c și d – bara de Cu corodată. Data: 13.07.2018

4.2. Coroziunea specimenelor din oțel zincate termic

Studiul coroziuni asupra pieselor zincate s-a realizat de asemenea prin intermediul efectului ceții saline, începând din data de 20.06.2018 până în 15.07.2018.



A₁



A₂



A₃

Foto nr. 8 Piesa A și zonele de interes înainte de introducerea în incinta DCTC. Data: 19.06.2018



B₁



B₂



B₃

Foto nr. 9 Piesa B și zonele de interes înainte de introducerea în incinta DCTC. Data: 19.06.2018

Primele semne de coroziune în zonele de interes au apărut astfel:

1. După o zi de expunere la ceața salină în zona 2 (sudura neprotejată sau foarte slab protejată de zinc);
2. După 4 zile în zona 5 (contactul cu șurub);
3. După 6 zile în zona 1, cu mențiunea că nu se poate vedea ce se întâmplă în cutie. În schimb, la marginea cutiei au apărut pete galbene în locurile unde stratul de zinc era mai subțire;
4. După 7 zile în zona 3 (contact placă pe placă cu șuruburi);
5. După 8 zile în zona 4 (contact placă pe placă cu șuruburi).



A₁₁



A₁₂



A₁₃

Foto nr. 10 Piesa A și zonele de interes după procesul de coroziune în incinta DCTC. Data: 15.07.2018

Aspecte privind predicția coroziunii electrozilor de pământare în solul municipiului Timișoara
Partea a II-a. Teste ceață salină



B₁₁



B₁₂



B₁₃

Foto nr. 11 Piesa B și zonele de interes după procesul de coroziune în incinta DCTC. Data: 15.07.2018

Se observă că toate zonele de interes prezintă urme de coroziune mai mult sau mai puțin pronunțate.



Foto nr.12 "Camera climatică" *Dry Corrosion Test Cabinet (DCTC)600* fabricat de *Angeloantoni Industrie*



Foto nr.13 Electrode de împământare cu elemente de conexiune înainte de a fi expus în "*Camera climatică*"



Foto nr. 14 Electrode de pământare cu elemente de conexiune după expunerea în "*Camera climatică*",
coroziune și ZnO (oxid de zinc)

4.2.1. Analiza SEM (microscopie electronică de baleiaj) și EDX (spectroscopie de raze X cu dispersie după energie) a specimenelor

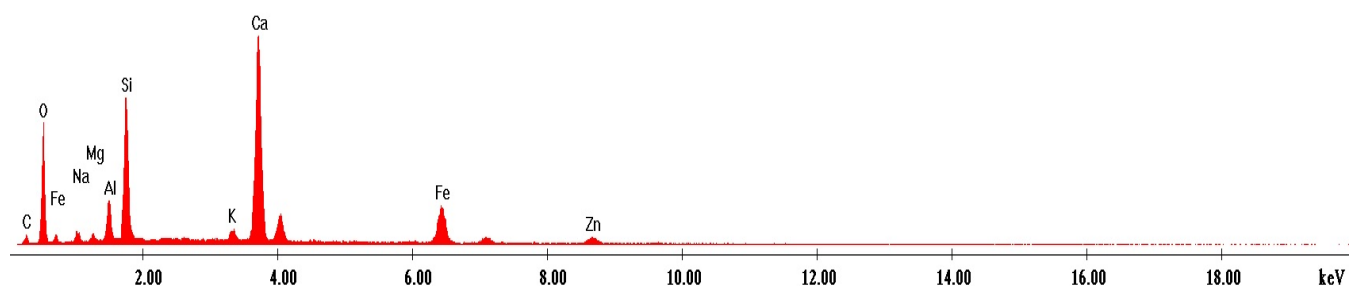
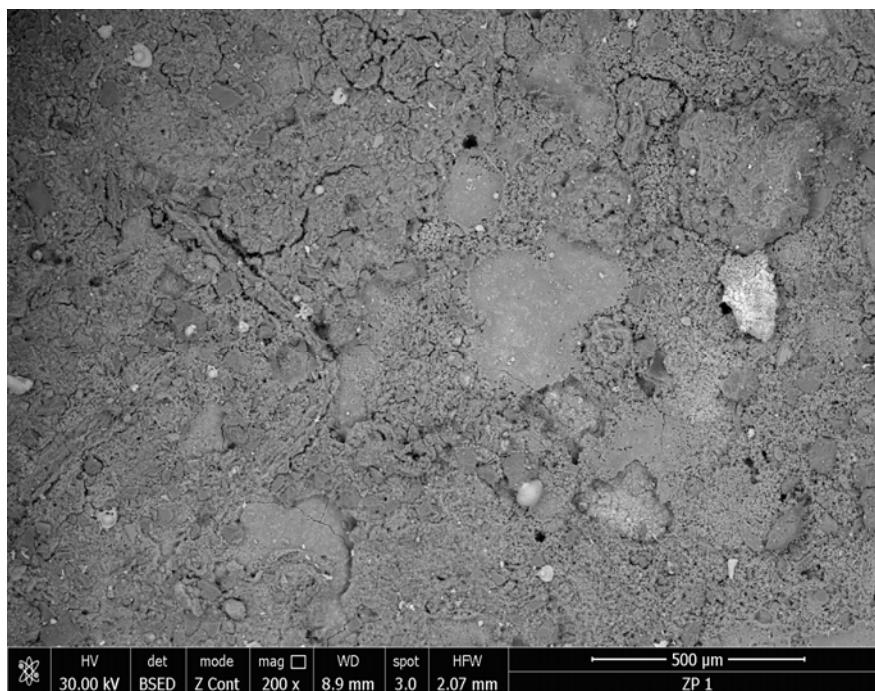


Foto. nr.15 Imagine SEM (sus) a specimenului aflat in sol și analiza EDX (jos) a specimenului

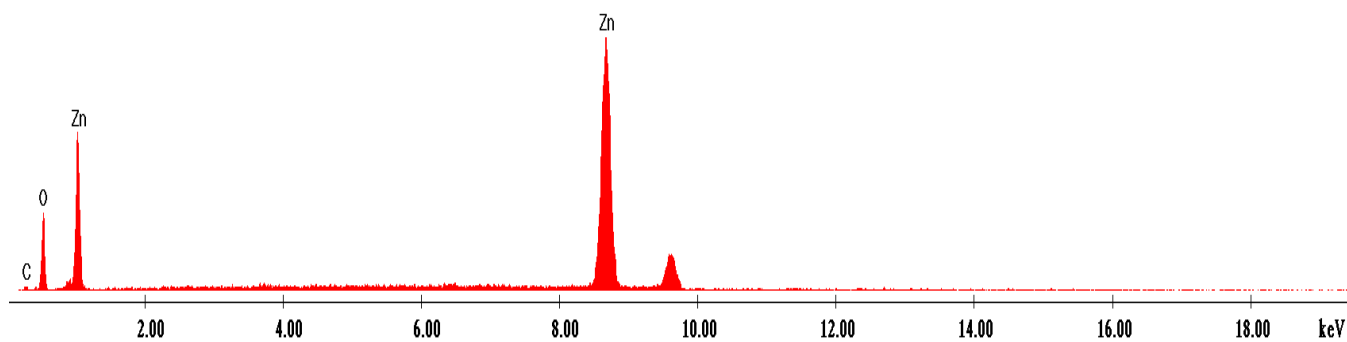
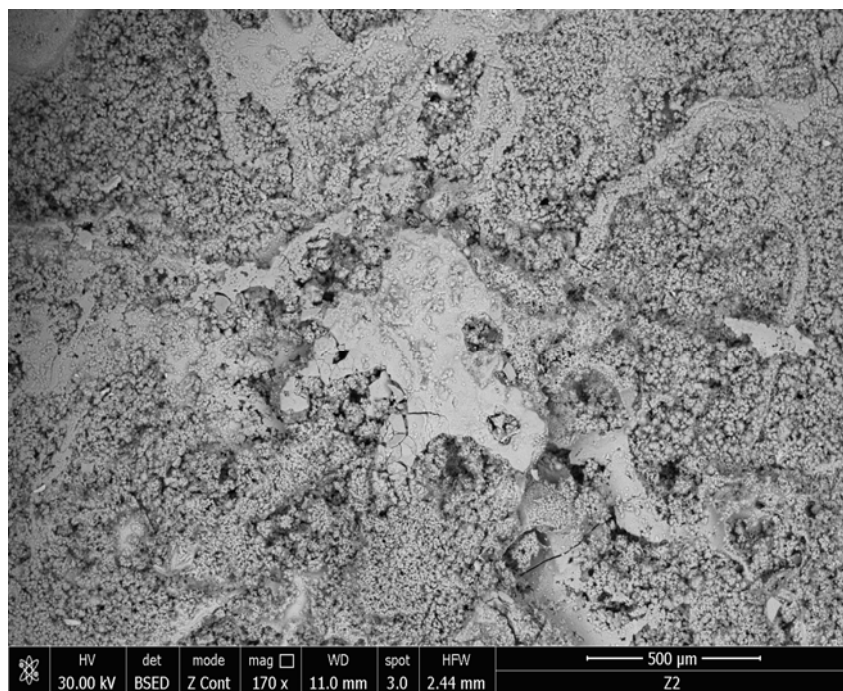


Foto. nr.16 Imagine SEM (sus) a specimenului expus în ceață salină și analiză EDX (jos) a specimenului

Aspecte privind predicția coroziunii electrozilor de pământare în solul municipiului Timișoara
 Partea a II-a. Teste ceață salină

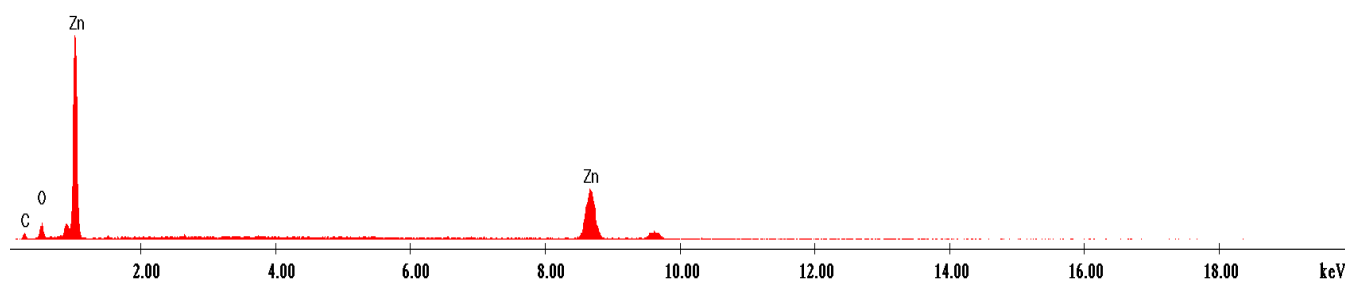
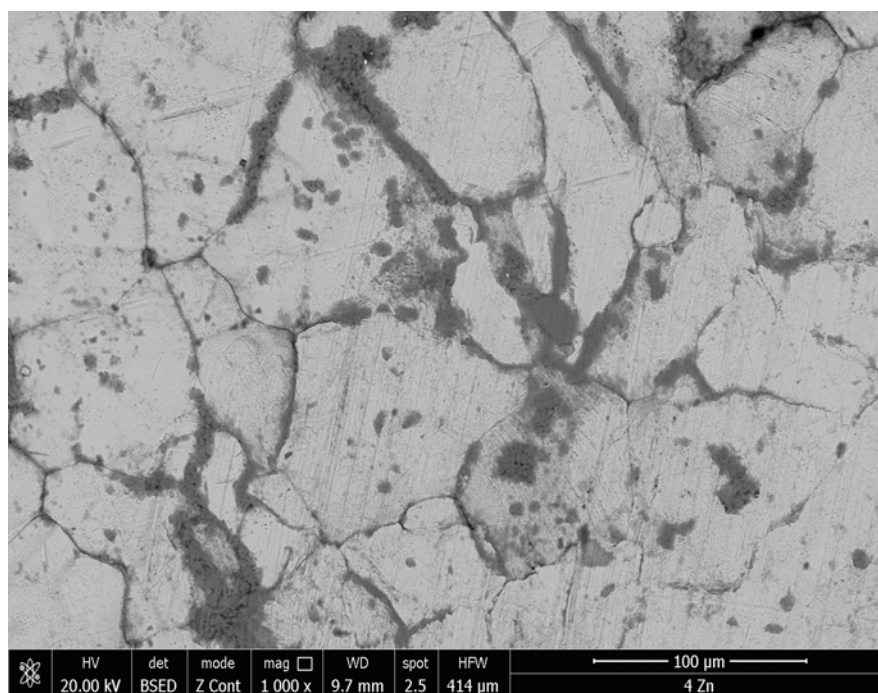


Foto. nr.17 Imagine SEM (sus) a specimenului inițial și analiză EDX (jos) a specimenului



Foto nr. 18 Aparat de măsură pentru grosimea stratului de acoperire (zinc) "PosiTector" [13]

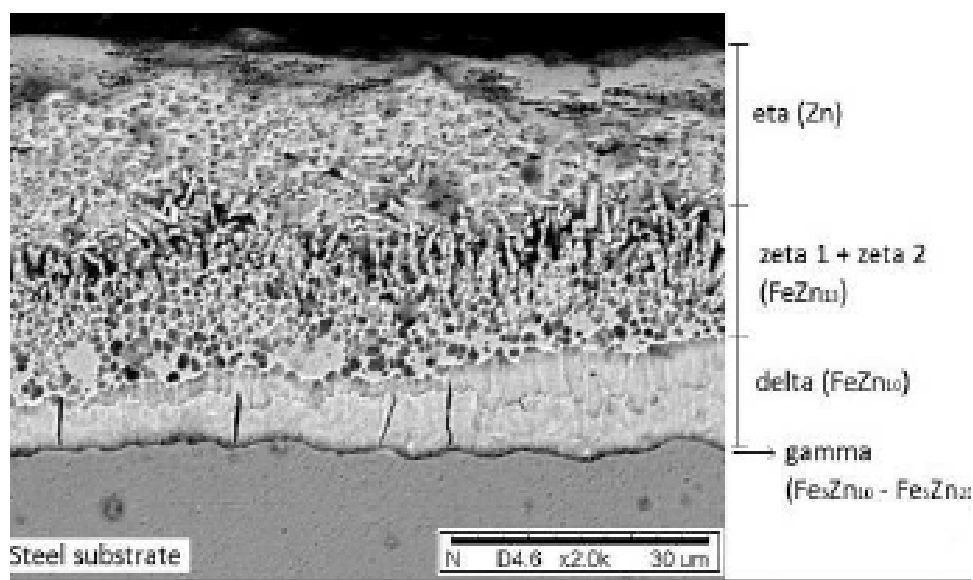


Foto nr. 19 Microstructura de acoperire a zincului aplicată pe oțel [14]

Procedura de evaluare a indicatorilor de performanta pentru masini frigorifice sau pompe de caldura

Procedure for evaluating performance indicators for refrigeration machines or heat pumps

Florin IORDACHE¹, Alexandru DRAGHICI²

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

Rezumat. Lucrarea are ca obiectiv prezentarea unei proceduri de evaluare a indicatorilor energetici aferenti masinilor frigorifice cu comprimare mecanica, folosite pentru extragerea caldurii (EER) sau furnizarea acesteia (COP) in mediul consumatorului. Procedura are ca date de intrare temperatura mediului rece si a mediului cald in care se gasesc vaporizatorul, respectiv condensatorul instalatiei, tinand totodata seama de randamentul motorului electric aferent compresorului si de randamentul izentropic de comprimare a agentului frigorific. In cadrul simularilor de functionare realizate in programul CoolPack, eficienta masinii frigorifice la comprimare izentropica este utilizata ca indicator energetic de baza.

Cuvinte cheie: masini frigorifice, comprimare mecanica

Abstract. This paper presents a numerical procedure for evaluating the energetical indicators of the refrigeration systems with mechanical compression, that can be used to extract (EER) or to supply heat (COP) to the consumer. The procedure uses as input data the temperature values of the cold environment (where the frigorific evaporator is installed) and warm environment (surrounding the frigorific condenser). The electric and isentropic efficiencies of the compressor are also taken into account. Within the functional simulation developed in CoolPack software, the evaporator efficiency at isentropic compression is used as a fundamental energetical indicator.

Keywords: refrigeration machines, mechanical compression

1. Introducere

O serie de aplicatii de inginerie civila fac apel la utilizarea surselor regenerabile prin intermediul sistemelor neconventionale, cum ar fi utilizarea energiei solare pentru incalzirea cladirilor sau pentru prepararea apei calde de consum sau utilizarea pompelor de caldura, care extrag o putere termica dintr-un mediu cu temperatura mai

scazuta si o livreaza intr-un mediu cu temperatura mai ridicata. Este firesc ca specialistul din domeniul ingineriei civile sa apeleze la temperaturile mediilor rece si cald, pentru a urmari functionarea sistemului compus din pompa de caldura (cu rol de sursa) si instalatia consumatorului (de incalzire a spatiilor sau de preparare a apei calde de consum). Pe de alta parte, ciclul frigorific tine seama de caracteristicile constructiv-functionale ale masinii, adica de tipul motorului electric utilizat pentru antrenarea compresorului, de tipul compresorului, de schimbatoarele de caldura folosite la vaporizare si condensare si de tipul agentului frigorific utilizat. Valorile efective ale indicatorilor de performanta depind desigur de nivelul temperaturilor absolute ale agentului frigorific la vaporizare si condensare, care, la randul lor, sunt direct legate de temperaturile mediilor rece si cald mentionate. S-a considerat ca motorul electric care antreneaza compresorul pompei de caldura functioneaza cu randamentul (subunitar) η_{EL} , doar o parte din puterea electrica absorbita din retea fiind utilizata pentru procesul de comprimare mecanica. Pentru evaluarea indicatorilor de performanta energetica aferenti ciclului masinii frigorifice, s-a utilizat soft-ul de specialitate CoolPack [1].

2. Descrierea procedurii de evaluare

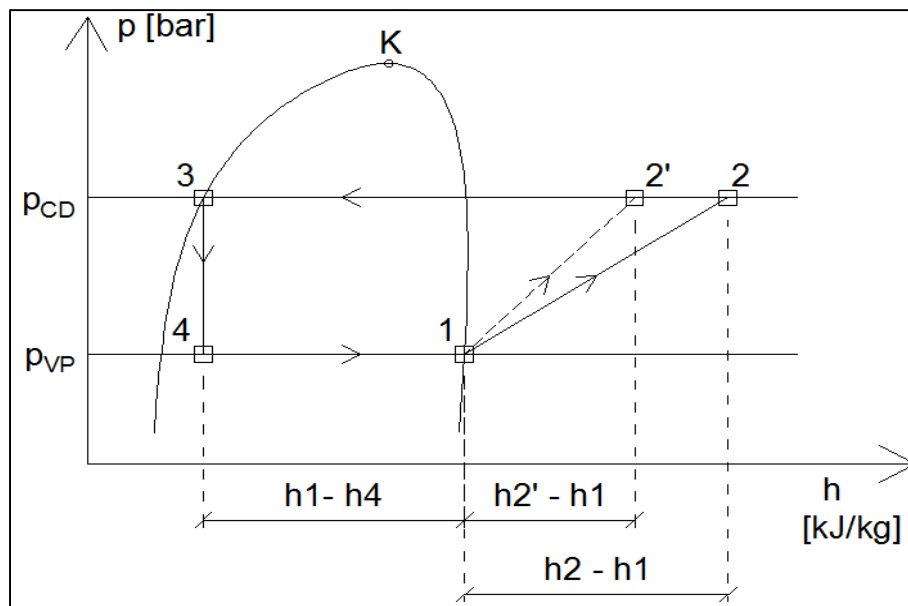


Fig. 1

În Fig. 1 se prezintă schematic ciclul termodinamic al agentului frigorific în diagrama presiune-entalpie ($p-h$) [2]. Procesul de comprimare real urmează linia 1-2, linia 1-2' fiind situația ideală în care procesul de comprimare s-ar desfășura la entropie constantă. Randamentul izentropic al compresorului [3] se definește ca:

Procedura de evaluare a indicatorilor de performanta pentru masini frigorifice sau pompe de caldura

$$\eta_{iz} = \frac{h_{2'} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (1)$$

Pe de alta parte, eficienta (bruta) a masinii frigorifice [2] este:

$$\varepsilon_{VP}^* = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2)$$

Aceasta eficienta are valoarea maxima (mai mica totusi decat eficienta Carnot omoloaga) in situatia in care comprimarea agentului frigorific se face la entropie constanta, adica dupa linia 1-2'. Din combinarea relatiilor (2) si (1), rezulta:

$$\varepsilon_{VP}^* = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{h_1 - h_4}{h_{2'} - h_1} \cdot \eta_{iz} \quad (3)$$

Daca se noteaza:

$$\varepsilon_{VP_iz}^* = \frac{h_1 - h_4}{h_{2'} - h_1} \quad (4)$$

Atunci relatia (3) se poate scrie:

$$\varepsilon_{VP}^* = \varepsilon_{VP_iz}^* \cdot \eta_{iz} \quad (5)$$

unde cu $\varepsilon_{VP_iz}^*$ s-a notat valoarea maxima a eficientei brute la vaporizator.

In ceea ce priveste eficienta bruta a pompei de caldura, aceasta este:

$$\varepsilon_{CD}^* = \frac{h_2 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{h_2 - h_4}{h_{2'} - h_1} \cdot \eta_{iz}$$

sau

$$\varepsilon_{CD}^* = \frac{h_2 - h_1}{h_{2'} - h_1} \cdot \eta_{iz} + \frac{h_1 - h_4}{h_{2'} - h_1} \cdot \eta_{iz} \quad (6)$$

sau

$$\varepsilon_{CD}^* = 1 + \varepsilon_{VP_iz}^* \cdot \eta_{iz}$$

Trecerea la eficientele nete ale masinii frigorifice / pompei de caldura se face tinand seama de randamentul motorului electric care actioneaza compresorul, η_{EL} . Astfel:

$$\begin{aligned}
 EER &= \varepsilon_{VP} = \left(\varepsilon_{VP_iz}^* \cdot \eta_{iz} \right) \cdot \eta_{EL} \\
 si \\
 COP &= \varepsilon_{CD} = \left(1 + \varepsilon_{VP_iz}^* \cdot \eta_{iz} \right) \cdot \eta_{EL}
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

Rezulta destul de clar ca indicatorul central care trebuie determinat este eficienta maxima a masinii frigorifice, $\varepsilon_{VP_iz}^*$, toate celelalte eficiente stabilindu-se pe baza acesteia si a constantelor constructiv-functionale ale masinii frigorifice / pompei de caldura.

In vederea utilizarii software de specialitate, se evalueaza temperaturile absolute de vaporizare si de condensare ale agentului frigorific in cadrul ciclului. Astfel:

$$\begin{aligned}
 T_{VP} &= t_{VP} + 273,15 = \theta_{VP} - \Delta t_{VP} + 273,15 \\
 T_{CD} &= t_{CD} + 273,15 = \theta_{CD} + \Delta t_{CD} + 273,15
 \end{aligned}
 \tag{8}$$

Prelucrarea rezultatelor obtinute in urma utilizarii CoolPack arata ca intre eficienta maxima $\varepsilon_{VP_iz}^*$ si raportul $f = T_{CD}/T_{VP}$ pot fi stabilite relatii de forma:

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_{VP_iz}^* &= A \cdot \exp(-B \cdot f) \\
 unde : \\
 f &= \frac{T_{CD}}{T_{VP}}
 \end{aligned}
 \tag{9}$$

Rezulta, in consecinta, ca eficientele brute ale masinii frigorifice / pompei de caldura au expresiile:

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_{VP}^* &= \varepsilon_{VP_iz}^* \cdot \eta_{iz} = A \cdot \exp(-B \cdot f) \cdot \eta_{iz} \\
 \varepsilon_{CD}^* &= 1 + \varepsilon_{VP_iz}^* \cdot \eta_{iz} = 1 + A \cdot \exp(-B \cdot f) \cdot \eta_{iz}
 \end{aligned}
 \tag{10}$$

iar eficientele nete pot fi scrise:

$$\begin{aligned}
 EER &= \varepsilon_{VP} = \left(A \cdot \exp(-B \cdot f) \cdot \eta_{iz} \right) \cdot \eta_{EL} \\
 si \\
 COP &= \varepsilon_{CD} = \left(1 + A \cdot \exp(-B \cdot f) \cdot \eta_{iz} \right) \cdot \eta_{EL}
 \end{aligned}
 \tag{11}$$

Corelatia (9) este prezentata in Fig. 2, pentru agentul frigorific R410A.

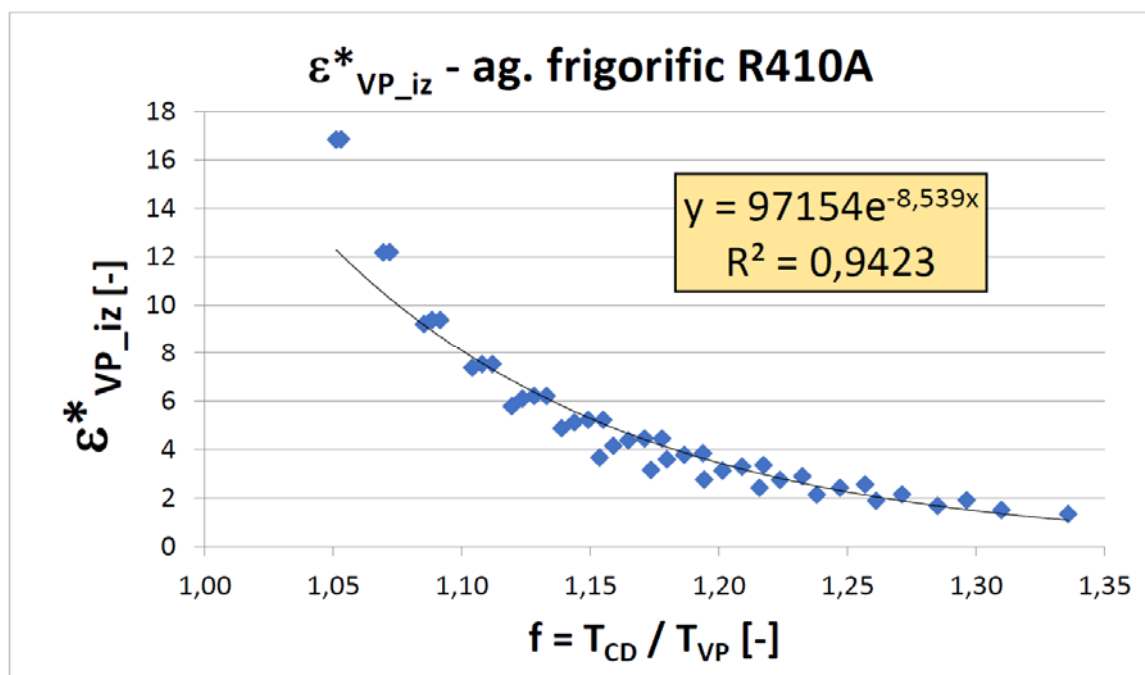


Fig. 2

Pentru seria de agenti frigorifici testati (R410A, R134a, R407C, R507, R32), valorile aproximative ale coeficientilor A si B din expresia (91) sunt cele date in Tabelul 1.

Tabelul 1

Agentul frigorific	A	B
R410A	97 154	8.539
R134a	57 893	8.013
R407C	67 460	8.186
R507	311 889	9.624
R32	51 737	7.949

Daca inasa prelucrarea rezultatelor oferite de programul CoolPack privind eficienta maxima $\epsilon^*_{VP_{iz}}$ se face utilizand ca parametru intermediar eficienta Carnot a masinii frigorifice, ϵ^C_{VP} , atunci se obtin relatii de forma:

$$\epsilon^*_{VP_{iz}} = M \cdot \epsilon^C_{VP} - N$$

unde:

$$\epsilon^C_{VP} = \frac{1}{f-1}, \quad f = \frac{T_{CD}}{T_{VP}} \quad (12)$$

In acest caz, rezulta ca eficientele brute ale masinii frigorifice / pompei de caldura au expresiile:

$$\varepsilon_{VP}^* = \varepsilon_{VP_iz}^* \cdot \eta_{iz} = \left(M \cdot \frac{1}{f-1} - N \right) \cdot \eta_{iz}$$

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

iar eficientele nete capata forma:

$$EER = \varepsilon_{VP} = \left(M \cdot \frac{1}{f-1} - N \right) \cdot \eta_{iz} \cdot \eta_{EL}$$

$$COP = \varepsilon_{CD} = \left[1 + \left(M \cdot \frac{1}{f-1} - N \right) \cdot \eta_{iz} \right] \cdot \eta_{EL} \quad (14)$$

Relatiile (11) si (14) sunt formal asemanatoare dat fiind ca ambele utilizeaza 2 constante depinzand de agentul frigorific folosit si ambele depind de: $f = T_{CD}/T_{VP}$, η_{iz} si η_{EL} . Corelatia dintre eficienta izentropica si eficienta Carnot ale masinii frigorifice este prezentata in Fig. 3, pentru agentul frigorific R410A. Corelatia intre cele 2 tipuri de eficiente este liniara gradul de corelare fiind superior, spre 99%, motiv pentru care s-a considerat utila prezentarea corelari intre cele doua tipuri de eficiente.

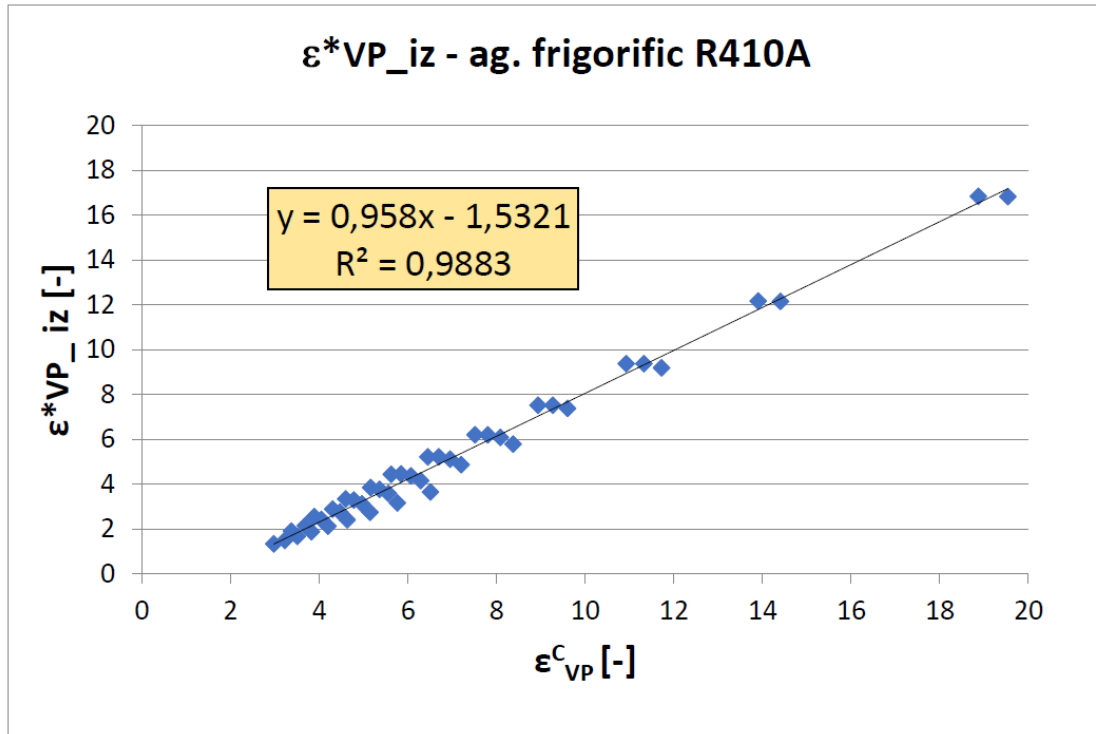


Fig. 3

Procedura de evaluare a indicatorilor de performanta pentru masini frigorifice sau pompe de caldura

Pentru agentii R410A, R134a, R407C, R507, R32, valorile aproximative ale coeficientilor M si N din expresia (121) sunt cele date in Tabelul 2.

Tabelul 2

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

3. Analiza performantelor energetice in functie de tipul agentului utilizat

In Fig. 4 se prezinta diagrama curbelor de variatie a eficientei izentropice a masinii frigorifice in functie de raportul $f = T_{CD}/T_{VP}$, pentru cei 5 agenti mentionati anterior.

Este de remarcat faptul ca, pentru fiecare agent frigorific, multimea de puncte rezultate din testele efectuate cu programul CoolPack a putut fi bine aproximata cu o curba de natura exponentiala, coeficientul de corelatie R^2 avand valori ridicate, de 94-95 %.

Se observa ca cele 5 curbe corespunzatoare agentilor testati se plaseaza in diagrama destul de compact; totusi, in zona valorilor $f = 1.15...1.25$, diferentele de eficienta $\varepsilon^*_{VP_iz}$ intre R134a si R507 ajung la valori usor supraunitare chiar. Desigur, aceste diferente se diminueaza atunci cand, prin inmultirea cu randamentul izentropic si randamentul electric, se ajunge la eficientele nete EER si COP.

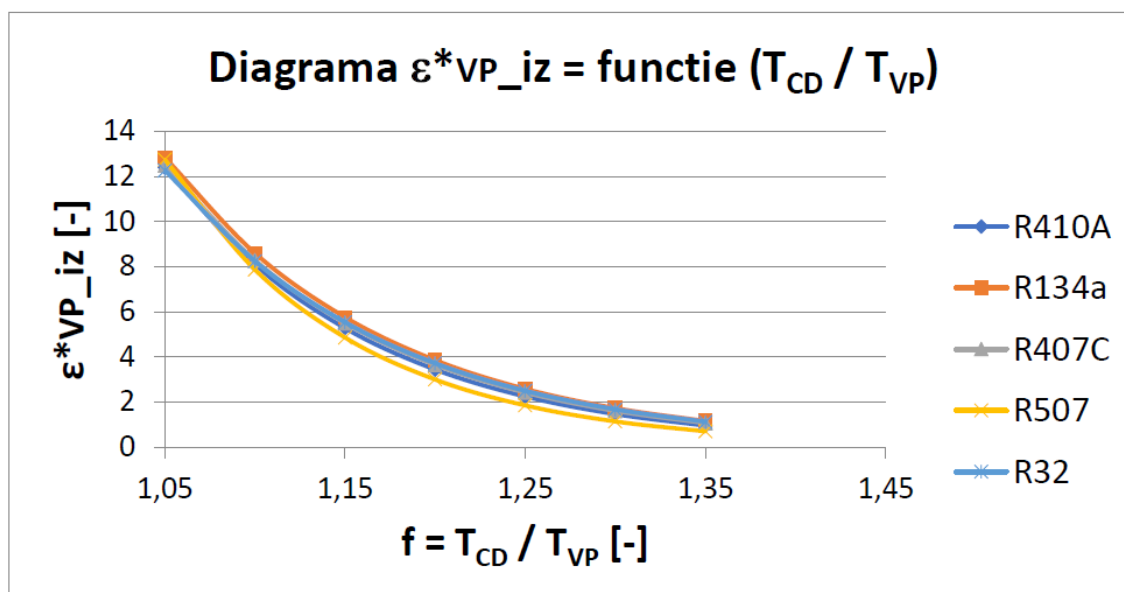


Fig. 4

Dependentele liniare din Fig. 5, bazate pe corelatia (121), sunt chiar mai precise decat cele exponentiale ($R^2 = 98 - 99 \%$). Totodata, diferentele dintre agentii frigorifici sunt mai greu de sesizat.

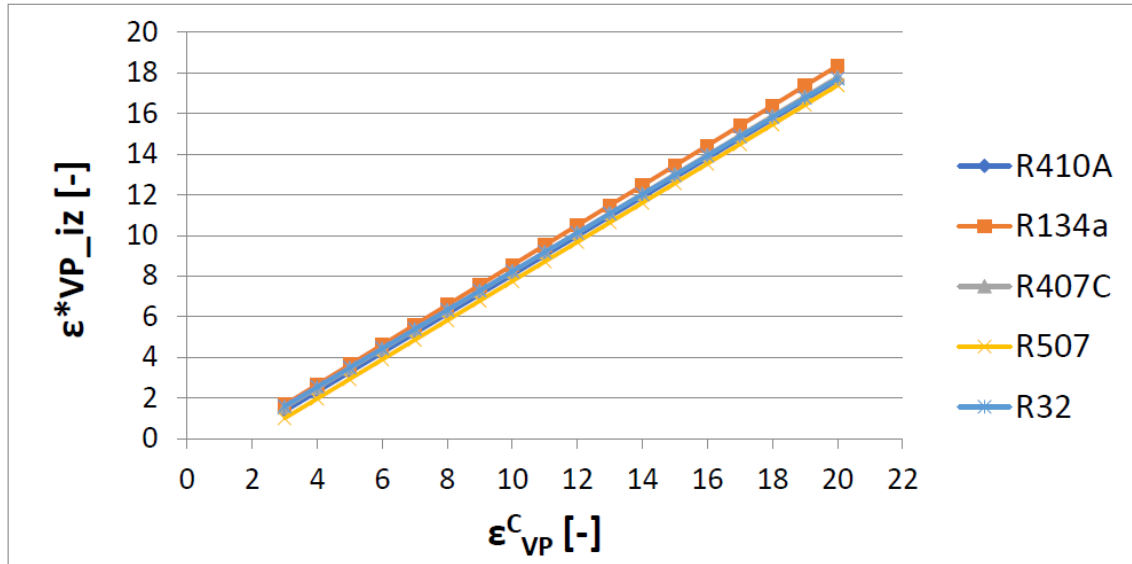


Fig. 5

Daca se face referire doar la agentul frigorific R410A si se cauta reprezentarea $\epsilon_{VP_iz}^*$ in functie de temperaturile T_{VP} si T_{CD} , rezulta diagrama din Fig. 6. In abscisa este trecuta temperatura mediului rece (de unde se extrage fluxul termic), θ_{VP} , curbele diferentiindu-se dupa valoarea temperaturii mediului cald (unde se livreaza fluxul termic), θ_{CD} . Pentru trecerea de la T_{VP} si T_{CD} la θ_{VP} , respectiv θ_{CD} , s-au folosit relatiile (8), cu $\Delta t_{VP} = \Delta t_{CD} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$. Se observa cum eficienta bruta izentropica a masinii frigorifice este mai scazuta cu cat diferenta temperaturilor celor doua medii de lucru este mai mare. Acest lucru se transmite si mai departe la eficientele finale EER si COP. Pe de alta parte, este important de mentionat ca intre eficientele stabilite pentru masina frigorifica exista inegalitatea: $\epsilon_{VP}^C > \epsilon_{VP_iz}^* > \epsilon_{VP}^*$. Aceeasi situatie comparativa rezulta si intre eficientele brute si cele nete ale pompei de caldura.

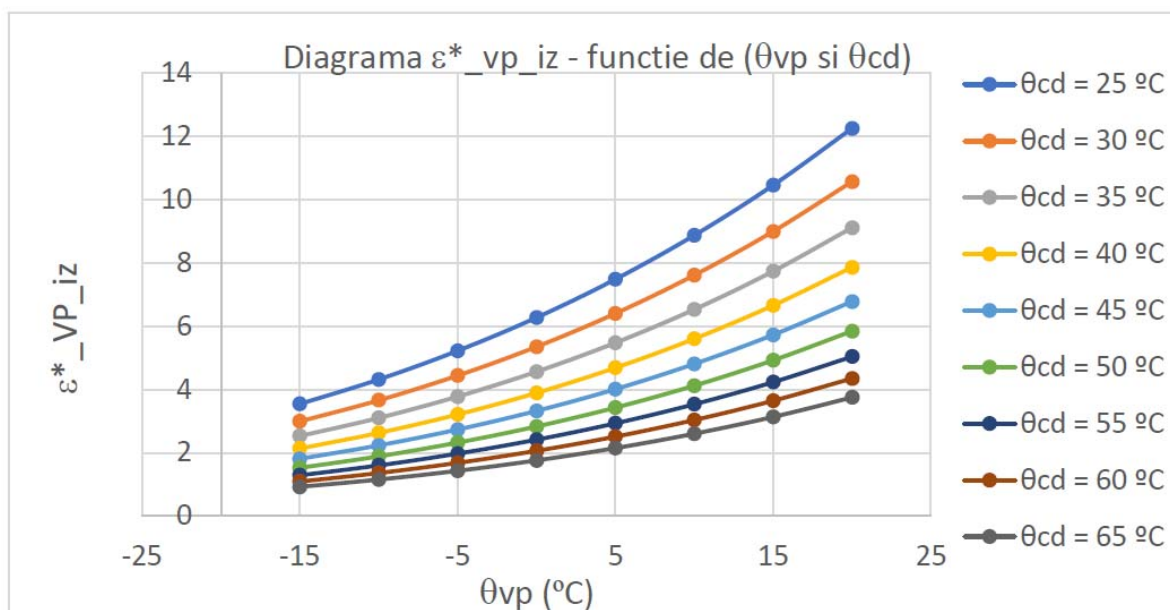


Fig. 6

Cu titlu de exemplu, utilizand relatiile (10) si (11) pentru agentul frigorific R410A, in situatia in care $\eta_{iz} = 0.7$ si $\eta_{EL} = 0.7$, rezulta diagramele din Fig. 7 si Fig. 8 pentru eficienta energetica a masinii frigorifice, EER, respectiv pentru coeficientul de performanta al pompei de caldura, COP.

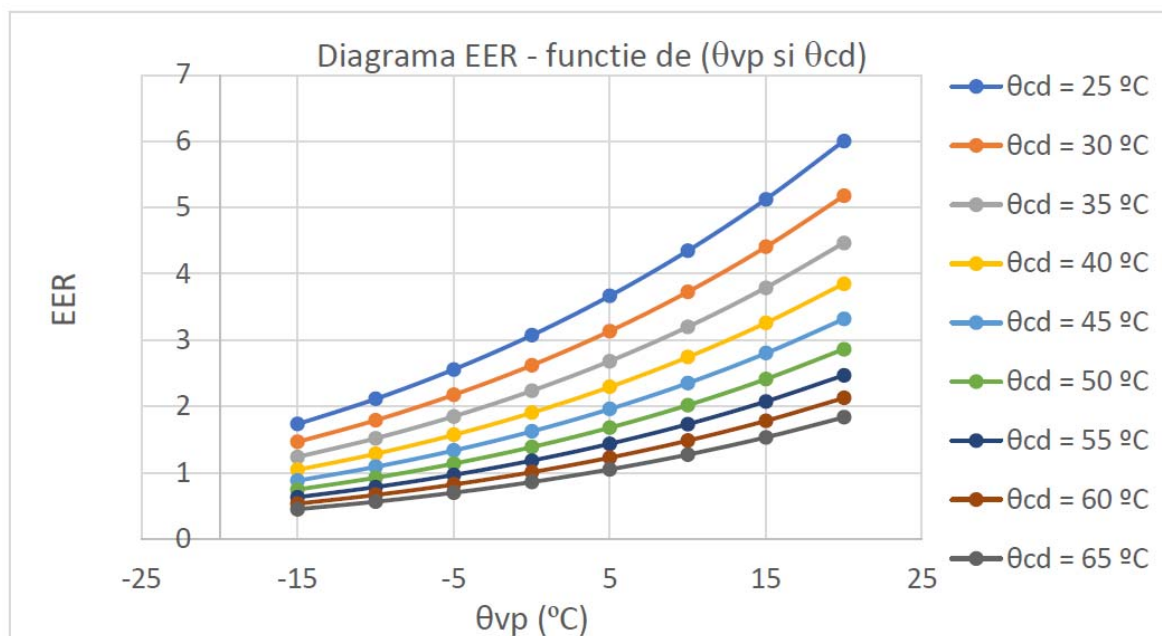


Fig. 7

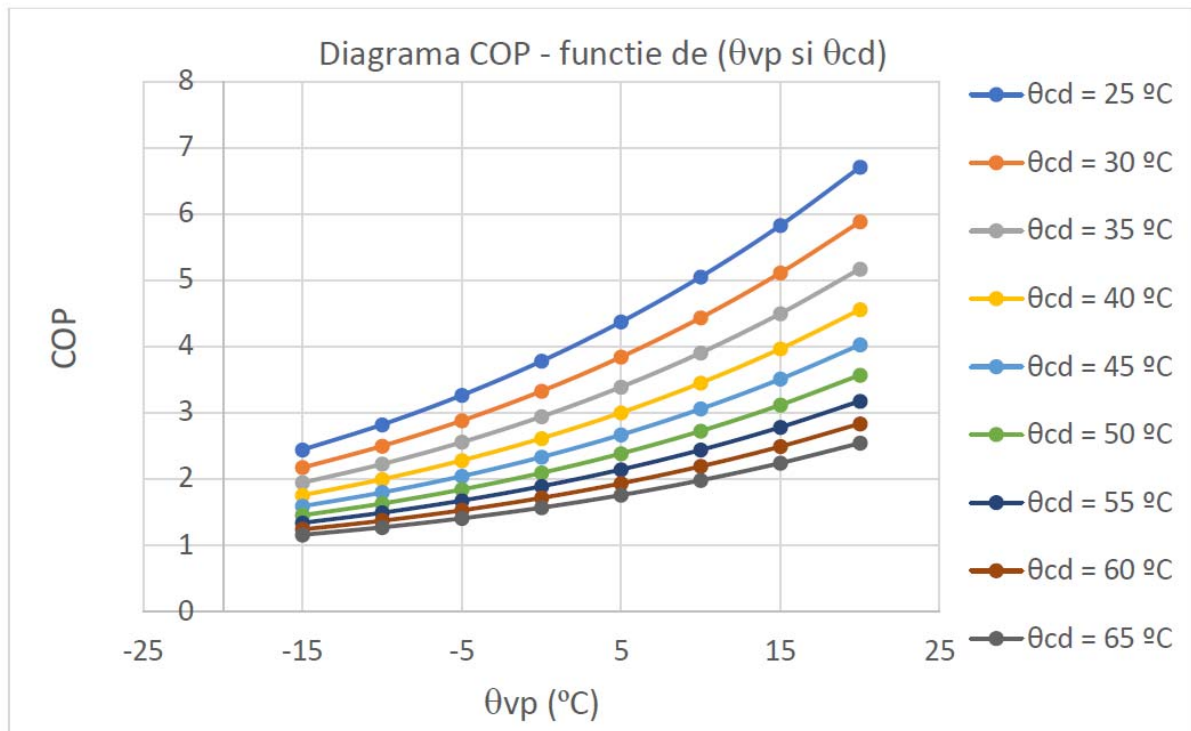


Fig. 8

4. Concluzii

Utilizarea soft-urilor de specialitate ofera posibilitatea stabilirii valorilor brute ale eficientelor ε^*_{VP} si ε^*_{CD} caracteristice masinilor frigorifice / pompelor de caldura, fara a se tine seama de randamentul motorului electric care antreneaza compresorul masinii frigorifice si apeland la temperaturile absolute de vaporizare (TVP) si de condensare (TCD) a agentului frigorific.

In cadrul lucrarii de fata s-a cautat a se stabili o procedura de lucru care sa vizeze evaluarea eficientelor nete EER si COP, facand apel la temperaturile mediilor rece, θ_{VP} si respectiv cald, θ_{CD} . Mai mult, procedura de lucru presupune stabilirea eficientei brute izentropice a masinii frigorifice, $\varepsilon^*_{VP_{iz}}$, ca nucleu al indicatorilor de performanta energetica. Pe baza acestui parametru, utilizand randamentul izentropic de comprimare, η_{iz} , si randamentul motorului electric, η_{EL} , se determina eficientele brute si nete ale masinii frigorifice si ale pompei de caldura. Asa numitul nucleu al procedurii depinde de agentul frigorific utilizat, diferentele intre agentii frigorifici fiind totusi destul de mici.

Se considera ca procedura de lucru descrisa poate fi utila in lucrari de analiza energetica si dimensionare in cadrul sistemelor compuse din masini frigorifice / pompe de caldura ca sistem sursa, cuplate cu consumatori de tipul instalatiilor de incalzire sau de preparare a apei calde de consum aferente cladirilor.

Lista de notatii

p_{VP} – presiunea agentului frigorific in vaporizator, bar;
 p_{CD} – presiunea agentului frigorific in condensator, bar;
 θ_{VP} – temperatura mediului rece din care se extrage flux termic, °C;
 θ_{CD} – temperatura mediului cald in care se livreaza flux termic, °C;
 t_{VP} – temperatura de vaporizare a agentului frigorific, °C;
 t_{CD} – temperatura de condensare a agentului frigorific, °C;
 Δt_{VP} – diferenta medie logaritmica de temperatura la vaporizator, °C;
 Δt_{CD} – diferenta medie logaritmica de temperatura la condensator, °C;
 T_{VP} – temperatura absoluta de vaporizare a agentului frigorific, K;
 T_{CD} – temperatura absoluta de condensare a agentului frigorific, K;
 h – entalpia specifica, kJ/kg;
 η_{iz} – randamentul izentropic, -;
 η_{EL} – randamentul motorului electric aferent compresorului, -;
 ε_{VP}^C – eficienta Carnot a masinii frigorifice, -;
 $\varepsilon_{VP_iz}^*$ – eficienta bruta a masinii frigorifice in ipoteza comprimarii izentropice, -;
 ε_{VP}^* – eficienta bruta a masinii frigorifice, -;
 ε_{CD}^* – eficienta bruta a pompei de caldura, -;
 $EER = \varepsilon_{VP}$ – eficienta masinii frigorifice, -;
 $COP = \varepsilon_{CD}$ – eficienta pompei de caldura, -;

Bibliografie

1. CoolPack 1.50 (colectie de modele de simulare pentru sistemele frigorifice)
2. A. Ilie et al., "Calculul termic, cicluri și scheme pentru proiectarea instalațiilor frigorifice cu comprimare mecanică", Matrix Rom, Bucuresti, 2014, p. 15, 17
3. <https://www.nuclear-power.net/nuclear-engineering/thermodynamics/thermodynamic-processes/isentropic-process/isentropic-efficiency-turbinecompressornozzle/> (11.11.2019)

Spectrografia în infraroșu. Oportunități, domenii și limite de aplicare

Infrared Spectrography. Opportunities, areas and limits of application

Claudiu JIPA¹, Mihai DIMA^{1,2}, Vlad IORDACHE¹

¹ Centrul de cercetare CAMBI, Facultatea de inginerie a instalațiilor, UTCB, Bd. Pache Protopopescu, Nr. 66, sector 2, București

² Facultatea de Pompieri, Academia de Politie Al. I. Cuza, Sos. Morarilor, Nr. 3, sector 2, Bucuresti,

E-mail: claudiu.jipa@ecertificare.ro, dimamihai28@yahoo.com, viordach@yahoo.com

Rezumat. Aplicarea cu performanțe maxime a acestei procedurii depinde de înțelegerea corectă a fenomenului (legile fizice care îl guvernează, condițiile, avantajele și limitele examinării în infraroșu-IR) atât în ceea ce privește captarea imaginilor, cât mai ales în analiza și interpretarea acestora. Există riscul unor determinări cu erori de peste 150 % în cazul aplicării sau interpretării greșite. Prezenta lucrare își propune să detalieze principiile metodei și să constituie un instrument util adresat specialiștilor pentru o alegere optimă a echipamentului termografic corespunzător domeniului de interes analizat.

Cuvinte cheie: Termografie, Radiație infraroșu, Echipament termografic.

Abstract. The maximum performance of this procedure depends on the correct understanding of the phenomenon, both in capturing IR images and in their analysis and interpretation. In the case of mis-application or mis-interpretation, there are risks for determinations of over 150%. This paper aims to detail the principles of the method and to be a useful tool for specialists in choosing thermographic equipment corresponding to the area of interest analyzed.

Keywords: Thermography, Infrared radiation, Thermographic equipment.

1. Introducere

Descoperirea radiației termice (William Herschel în anul 1800 [1]) urmată de apariția primelor aplicații practice pentru detectarea icebergurilor [2], [3], a primei camere sensibile la radiația infraroșie (fabricată în 1924 de fizicianul Kalman Tihany pentru armata britanică [4]), dar și evoluția continuă a tehnologiei, au reliefat imensul potențial de utilizare al termografiei IR în diverse domenii de aplicare.

Destinată inițial domeniului militar, utilizarea camerelor de termoviziune s-a extins într-o gamă vastă de domenii (pază și securitate, mentenanța sistemelor electrice și mecanice, aplicații medicale, cercetare, studiul și controlul arderii, detectarea

defectelor structurale și a umidității în construcții, etc). Criteriul principal de alegere a unei camere este *intervalul de temperatură specific fenomenului sau sistemului studiat*. Deși în general, în practică se scanează termic țintele fără a se interveni asupra lor (*termografie pasivă*), totuși pot exista situații în care contrastul termic între zonele studiate este insuficient pentru o vizualizare IR corespunzătoare, fiind necesară excitarea suprafeței examinate cu lămpi cu infraroșu, ultraviolete, laser. Această procedură (*termografia activă* [5]) este folosită în principal la studierea țăintelor cu potențial termic scăzut (pentru a maximiza detectarea/localizarea defectelor structurale).

În funcție de domeniul de utilizare camerele termografice pot fi *fără răcirea detectorului* (cele cu precizie mică și medie, având domenii de temperatură cuprinse între $-20^{\circ}\text{C} \div 1500^{\circ}\text{C}$) sau *cu răcirea detectorului* (în general cu azot lichid)-camere de înaltă precizie și temperaturi ridicate ($-20^{\circ}\text{C} \div 3000^{\circ}\text{C}$) pentru cercetare. Camerele clasice cu detectori termici (cu sau fără răcire) sunt în general utilizate în mentenanța clădirilor, studiul și prevenirea incendiilor, aplicații biomedicale, transportul și distribuția energiei electrice, în timp ce camerele din generația a 3-a cu detectori de fotoni sunt destinate cercetării științifice și domeniului militar.

2. Principiile metodei

Neregularitățile în proprietățile termice ale corpurilor se traduc în neuniformitatea pierderilor de căldură prin acestea, mai precis în variații de temperatură la suprafața lor [6] (câmpul de temperaturi). Vizualizarea acestuia la clădiri conduce la detectarea/localizarea defectelor ascunse în structură sau de izolare, a infiltrațiilor de aer prin neetanșeitățile elementelor anvelopei (rosturi de tâmplărie, fisuri), a zonelor cu umiditate în exces, sau cu intensificare a fluxului de căldură schimbat cu exteriorul (punți termice) [7]. Domeniul de interes pentru termografie este cel în IR, cu lungimi de undă cuprinse între $0,4 \mu\text{m} \div 100 \mu\text{m}$. Acesta conține sub-domeniile : *IR apropiat* ($0,75 \div 3 \mu\text{m}$) , *IR mediu* ($3 \div 6 \mu\text{m}$) , *IR îndepărtat* ($6 \div 15 \mu\text{m}$) și *IR extrem* ($15 \div 100 \mu\text{m}$). Mai precis camerele termografice actuale lucrează în intervalul de lungimi de undă $2\text{-}5 \mu\text{m}$ și $8\text{-}14 \mu\text{m}$ [8], adică între cele două domenii *IR mediu* și *IR îndepărtat* (unde lungi). Nu se utilizează la camerele termografice banda dintre domeniile *IR mediu* și *IR îndepărtat* (lungimi de undă între $5,5 \div 7,5 \mu\text{m}$) datorită absorbției atmosferice (influența CO , CO_2 și a vaporilor de apă din atmosferă reduc la zero transmisia atmosferică).

De interes în termografie este energia emisă prin radiație de corpul însuși (aceasta influențează temperatura suprafeței), problema principală în termografie fiind estimarea cât mai exactă a acesteia. Astfel devine importantă determinarea *emisivității* suprafeței corpului țintă (mărime adimensională și notată în continuare cu ϵ , $0 < \epsilon < 1$) și care reprezintă raportul dintre emitanța energetică a corpului studiat și emitanța energetică a corpului negru (absoarbe totalitatea radiațiilor incidente, $\rho = \tau = 0$). Emisivitatea este echivalentul *strălucirii* din domeniul vizibil , fiind teoretic o funcție

de material, de direcția propagării, de lungimea de undă și de temperatură (ISO 16714-2016). Puterea specifică a radiației emise de un corp cu emisivitatea egală cu cea a corpului negru, între două lungimi de undă y_1, y_2 este dată de legea lui Planck care integrată pentru lungimi de undă de la $y=0$ la $y=\infty$ conduce la expresia energiei sau puterii radiante totale a *corpului negru* (legea Stefan-Boltzman) :

$$W = \frac{2\pi^5 k^4}{15 \cdot c^2 \cdot h^3} \cdot T^4 = \sigma \cdot T^4 \quad (\text{W/m}^2) \quad (1)$$

unde σ ($\text{W/m}^2 \cdot \text{K}^4$) este constanta Stefan-Boltzman, $\sigma=5,77 \cdot 10^{-8} \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K}^4)$; T (K) este temperatura absoluta a corpului; h ($\text{J} \cdot \text{s}$) este constanta lui Planck, $h=6,6 \cdot 10^{-34} \text{ J} \cdot \text{s}$, c (m/s) este viteza luminii, $c=3 \cdot 10^8 \text{ m/s}$, k (J/K) este constanta lui Boltzman, $k=1,3806 \cdot 10^{-3} \text{ J/K}$.

Pentru corpurile gri (reale) ecuatia (1) devine :

$$W = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad (\text{W/m}^2) \quad (2)$$

unde ε (-) este emisivitatea corpului.

Protocolul de măsurare și reglajele camerei IR sunt funcție de scopul urmărit—ISO 13374/2004. Pentru a avea referințe se impune examinarea atât a zonelor țintei susceptibile de a prezenta anomalii cât și a celor care nu prezintă defecte. Este foarte important ce reprezintă valorile măsurate de cameră, anume faptul că sunt înregistrate *valorile instantanee ale temperaturii suprafețelor* (în cazul clădirilor, acestea pot reprezenta temperatura unei stări din trecut – datorita inerției termice - defazaj termic).

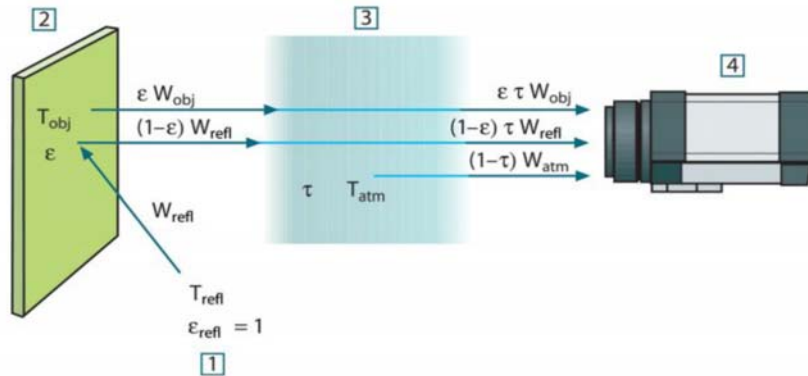


Fig. 1. Schema a procesului general al măsurărilor termografice

[1] Mediul înconjurător; [2] Obiectul analizat; [3] Atmosfera; [4] Camera IR [9], $\tau_{obj} = 0$

În Fig. 1 se observă componenta energiei radiante totale incidentă pe o cameră IR. Astfel dacă scopul examinării este determinarea temperaturii obiectului țintă (T_{obj}), având emisivitatea ε , energia/puterea captată de cameră va fi :

$$W = \varepsilon \tau W_{obj} + (1-\varepsilon) \tau W_{refl} + (1-\tau) W_{atm} \quad (\text{W}) \quad (3),$$

unde ε (-) și $(1 - \varepsilon)$ (-) reprezintă emisivitatea și respectiv reflectanța țintei; τ (-) și $(1 - \tau)$ (-) reprezintă transmitanța și respectiv emitanța atmosferică, în ipoteza că reflectanța acesteia este neglijabilă; W_{obj} (W) este puterea radiantă totală evacuată de țintă; W_{refl} (W) este puterea radiantă reflectată pe țintă emisă de sursele exterioare aflate în fața țintei; W_{atm} (W) este puterea radiantă totală evacuată de atmosferă (funcție de temperatura atmosferică T_{atm}).

Puterea totală W din ecuația (3) este citită de camera IR, iar pentru determinarea primului termen (cel care cf. legii lui Planck da valoarea T_{obj}) trebuie cunoscuți și setați cu acuratețe următorii doi termeni: $(1 - \varepsilon)\tau W_{refl}$, respectiv $(1 - \tau) W_{atm}$ (a doua cea mai mare influență asupra măsurătorii după setarea/măsurarea emisivității țintei).

Ca regulă general valabilă în practica termografică : la corpurile cu emisivitate mare (apropiată de 1) întotdeauna temperatura aparentă este apropiată de temperatura reală a țintei (putem avea încredere în ceea ce vedem pe cameră), în timp ce la corpurile țintă cu emisivități mici (aproprite de 0) temperatura aparentă este apropiată de temperatura aparentă a mediului înconjurător (informația afișată de cameră nu este credibilă, fiind posibile erori majore de interpretare) [9]. Cu cât o suprafață este mai rugoasă cu atât emisivitatea ei este mai mare. Geometria obiectului țintă (cavitățile, unghiurile, găurile) generează, prin reflexie multiplă și implicit prin creșterea absorbției condiții similare corpurilor negre. La scanarea corpurilor cilindrice întotdeauna zonele din axa corpului apar în imagini mai calde decât cele de la extremități, deși ele au aceeași temperatură (datorită unghiului de vizare camera primește mai multă radiație din zona aflată în centrul corpului, perpendicular pe cameră, decât de la zonele extreme).

Gradientul termic (schimbarea graduală de temperatură cu distanța) are o importanță majoră în analiza imaginii termice, indicând direcția fluxului de căldură.

3. Particularități constructive ale camerelor de termoviziune

Principalele componente ale unei camere sunt: sistemul optic (lentile care preiau și focalizează radiația pe detector, la camerele obișnuite lentila principală fiind din germaniu), detectorul, sistemul de procesare a datelor (transformă semnalul termic în semnal electric și apoi în imagini prin tehnologia RGB), ecranul LCD (afișează informații ca: temperatura, data, spectrul de culori, la camerele moderne tehnologia MSX permitând suprapunerea imaginii termice peste cea fotografică-vizibilă), butoane de reglare și control, memoria de stocare, software de gestiune și generare rapoarte. Orice cameră are trei funcții importante pentru îmbunătățirea capacității de identificare a amprentei termice: *reglarea focalizării termice* (alegerea optimă a culorilor unei imagini pentru maximizarea contrastului), *izoterma* (înlocuiește câteva culori din cadrul domeniului de temperatură al imaginii-span cu o culoare de mare contrast, marcând un interval de temperaturi aparente egale și punând astfel în evidență zona de interes), *paleta de culori* (stabilește culorile de marcă a nivelurilor specifice de temperaturi aparente— se utilizează palete cu contrast mare pentru ținte cu contrast mic și palete cu contrast mic pentru ținte cu contrast mare) și uneori *funcția PROFIL*

(generează profilul de temperatură de-a lungul unei linii trasate într-o imagine termică) și *funcția SPOT* (stabilește punctele de maxim și de minim de temperatură din imaginea termică). O importanță majoră o are verificarea *calibrării camerei*, procedură ce necesită o țintă cu emisivitate mare și cunoscută, temperatură cunoscută și diferită de cea a mediului înconjurător (se folosește apă cu gheață sau apă în fierbere). Trebuie efectuate verificări în minim două puncte. Dacă instrumentul este decalibrat, abaterea de la calibrare este de regula mare (recalibrările nu se fac decât în fabrică sau la producător). Camerele IR uzuale au ca *detector* microbolometrul (inventat în 1880 de Langley consta dintr-o lamelă de platină conectată la o punte Wheatstone și un galvanometru), iar la cele de înaltă precizie *detectorii* sunt din InGaAs, InSb (3....5 μm) și HgTeCd (8....12 μm) răciți cu azot lichid (77 K). Limitările în cazul *detectorilor* se datorează nu atât performanțelor ansamblului detector-preamplificator, cât zgomotului radiației incidente, adică a fluctuației debitului de fotoni.

4. Domenii de aplicație

Medicina. Avansul tehnologic rapid al camerelor de termoviziune în ultimii ani a condus la folosirea intensă a lor în domeniul medical. Termografia medicală este non invazivă, precisă, cuantificabilă, cu multiple aplicații (monitorizarea temperaturii corpului – hărți de temperatură, evaluarea cardio-vasculară, identificarea tumorilor și a zonelor cu sângerare, imagistica creierului, etc).

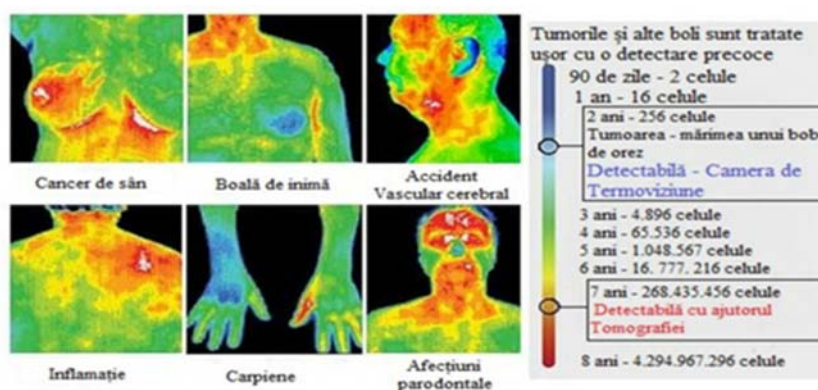


Fig.2 Aplicații medicale ale spectrografiei în infraroșu [9]

Paza și stingerea incendiilor (PSI), supravegherea frontierelor. Intervențiile pompierilor devin mai eficiente (detectarea rapidă a focarelor), mai sigure (crește siguranța personalului implicat) [10], rezultând pagube materiale și consum de substanțe de stingere mai reduse. În fazele incipiente ale incendiului apar degajări de produse de ardere invizibile (fără fum și fără flacără) și degajări crescânde de căldură, urmate de declanșarea fazei de ardere activă localizată (detectabilă de camera IR). Etapa următoare în evoluția incendiului este descompunerea materialelor expuse la temperaturi apropiate de cea de autoaprindere în gaze volatile și inflamabile (proces asemănător pirolizei) cu degajare masivă de fum, urmată brusc (la aproximativ 600°C) de trecerea la incendiarea generalizată a tuturor materialelor din încăpere, însoțită de

degajări mari de căldură (peste 20 kW/m^2) și creșterea temperaturii chiar și la 1000°C - fenomenul *flash-hover* care pune în pericol viața personalului de intervenție.

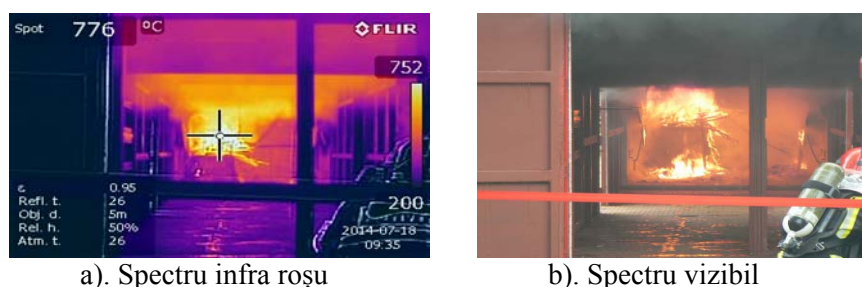
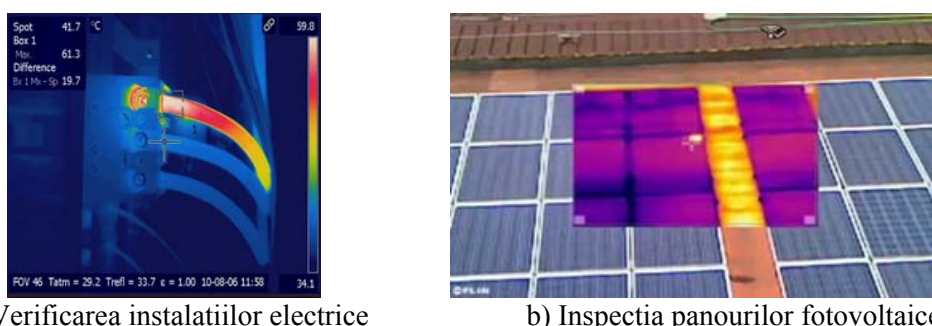


Fig. 3 Fenomenul Flash-hover

Inspecția și întreținerea instalațiilor electrice. Camerele IR pot identifica anomaliile în funcționarea instalațiilor electrice (care se traduc prin creșterea temperaturii zonelor cu probleme), cum ar fi : contacte slabe sau imperfecte- Fig. 4a), supraîncălziri ale lagărelor motoarelor electrice sau ale transformatoarelor etc.



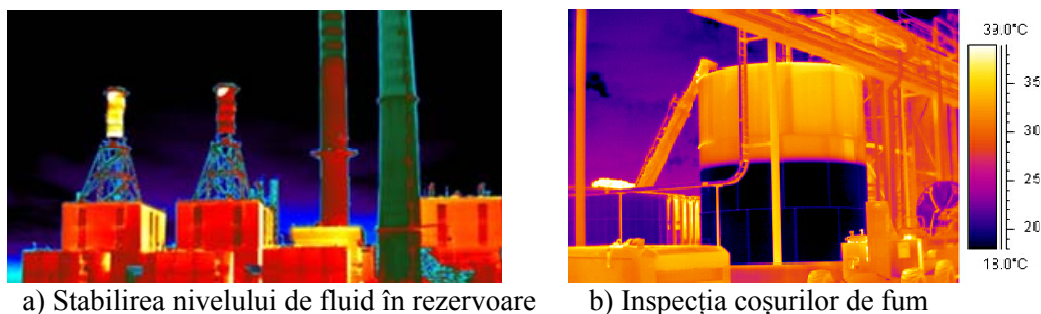
a) Verificarea instalațiilor electrice

b) Inspecția panourilor fotovoltaice

Fig.4 Inspecția și întreținerea instalațiilor electrice

În ultimii ani a luat o amploare deosebită inspecția și supravegherea turbinelor eoliene și a rețelilor de distribuție/transport a energiei electrice cu ajutorul camerelor termografice montate pe drone (identificarea conexiunilor supraîncălzite).

Industrie. Există o gamă foarte extinsă de utilizare la: inspecția rezervoarelor de apă (stabilirea nivelului sau depunerea de sedimente)- Fig.5a), inspecția rezervoarelor de gaze lichefiate (formarea de gheață în izolația acestora), mentenanța echipamentelor în mișcare ale instalațiilor mecanice (lagărele pompelor sau ale benzilor transportoare, funcționarea defectuoasă a cilindrilor motoarelor cu ardere internă, lipsa lubrifierii, funcționarea transmisiilor prin curele), depistarea defectelor ascunse în electronică (plăci cu semiconductori) sau micro-electronică (asocierea camerei IR cu un microscop), scanarea țevelor și arzătoarelor, identificarea defectelor de izolație refractară la cuptoare sau coșuri de gaze arse-Fig.5b), identificarea defectelor de etanșare la rezervoare sub presiune, inspecția schimbătoarelor de căldură (vizualizarea zonele blocate), inspecția panourilor fotovoltaice (supraîncălzirea contactelor)-Fig.4b), etc.



a) Stabilirea nivelului de fluid în rezervoare b) Inspectia coșurilor de fum

Fig.5 Utilizarea camerelor de termoviziune în industrie

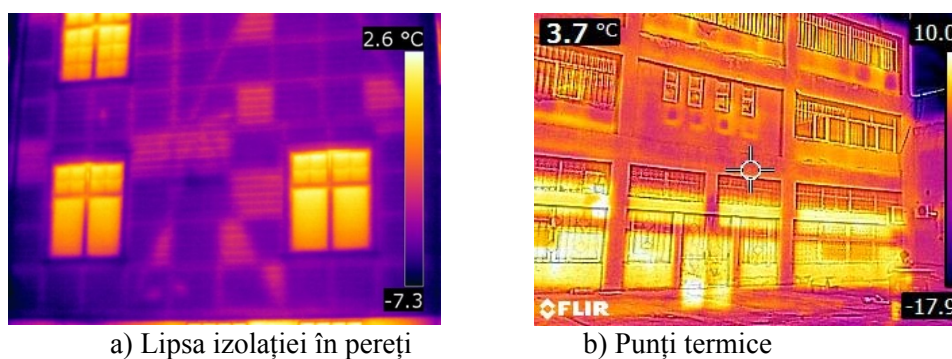
Instalații pentru cladiri. Termografia este utilă la inspecția și detectarea instalațiilor pentru cladiri: inspecția cazanelor (detectia defectelor de izolație sau de etanșare), a centralelor termice și a instalațiilor de climatizare, eficiența arderii combustibililor, controlul flăcării, identificarea și controlul traseelor rețelelor de încălzire/răcire –Fig. 6).



Fig.6 Identificare traseu încălzire prin pardoseala

Construcții. Performanțele foarte bune ale camerelor de termoviziune raportate la dimensiunile foarte mici la care ajung cele actuale, le recomandă ca instrument util în aprecierea și analiza performanțelor energetice ale clădirilor [11] (ISO 6781/1983 [12] și SR EN 13187/2000), aprecierea gradului de izolare termică [13]- Fig. 7a), identificarea punților termice (zone de intensificare a schimbului de căldură prin anvelopa clădirii [14] -Fig. 7b), măsurarea temperaturilor superficiale ale pereților în zone cu risc de condens și implicit de mușcări (ISO 10211 [15]), determinarea conductivității termice ale materialelor din componența anvelopei (ISO 14683 [16], evidențierea defectelor structurale ale clădirilor–greu sau imposibil de descoperit cu alte metode [17], controlul montajului tâmplăriei [18] și a infiltrațiilor de aer [19]- Fig.8a), detectarea umidității în structuri și a infiltrațiilor de apă-Fig.8b), etc.

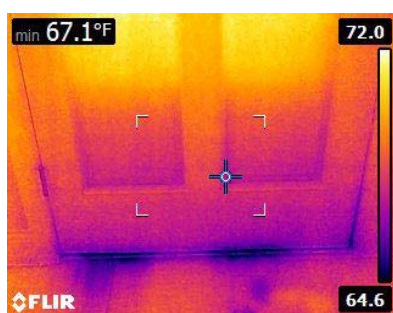
Știința și Cercetarea beneficiază din plin de avantajele metodei (studiul arderii, a exploziilor–prin captarea până la 62000 imagini/s, analiza termică și dinamică a jetului prin palele turbinelor la motoare cu reacție, a proiectilelor, studiul semiconductorilor, studiul aderenței, în agricultură–analiza culturilor, etc.



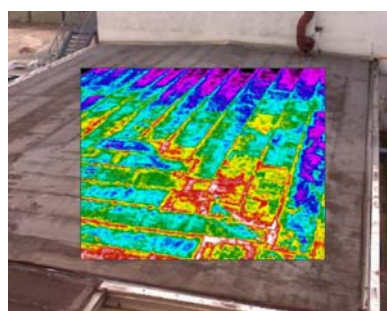
a) Lipsa izolației în pereți

b) Punți termice

Fig. 7 Verificarea termografică a cladirilor



a) Infiltrații de aer



b) Infiltrații apă (hidroizolație precară)

Fig. 8 Aplicații ale camerelor IR în detectarea infiltrațiilor

5. Analiza comparativă

O prezentare generală a camerelor IR pe domenii de aplicare, domenii de temperatură, sensibilități și câmp de vizualizare este prezentată în Tabel 1.

Din punct de vedere al intervalului de temperatură pentru care camerele de termoviziune sunt utilizate, aceste intervale variază destul de mult, funcție de aplicațiile deservite. În general se observă că variațiile în industrie și cele medicale au intervalul cel mai restrâns de variație, în timp ce aplicațiile în domeniul securității la incendiu au domeniul de variație cel mai larg (Fig. 9a).

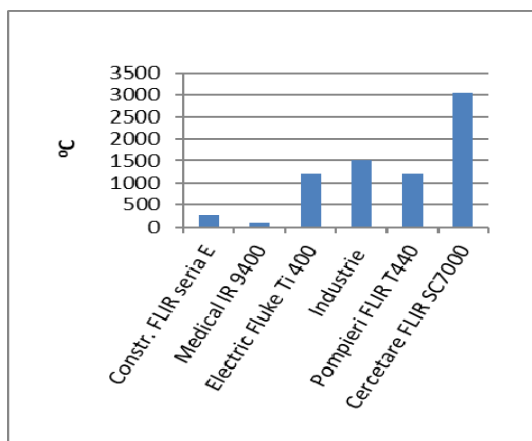
Deși din punct de vedere al dimensiunilor acestora, aparatele de termoviziune sunt comparabile, totuși din punct de vedere al rezoluției, camerele folosite în domeniul medical și la nivel de cercetare folosesc rezoluții mult mai performante comparativ cu alte domenii (Fig. 9b).

Din punct de vedere al masei acestor camere de termoviziune se disting camerele cu aplicații în medicina, caracterizate de o masă de peste 4 ori mai mare decât cele din domeniul construcției sau securitate la incendiu.

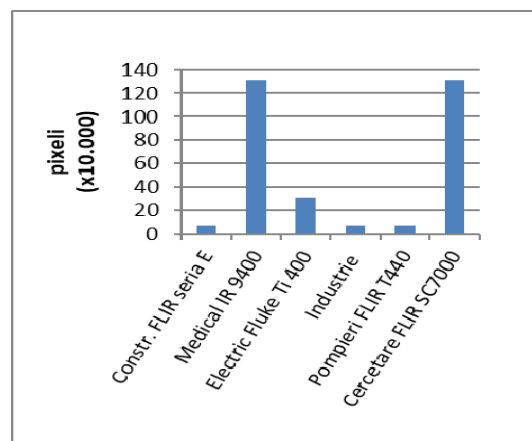
Câmpul de vizualizare este o altă caracteristică importantă. În acest caz se disting camerele de termoviziune din domeniul construcției, unde pentru captarea unei imagini a întregii fațade a unei clădiri se folosesc lentile speciale, numite superangular, caracterizate de deschideri spre 45° (variante profesionale ajung la deschideri de 80°), în timp ce pentru alte aplicații deschiderea câmpului de vizualizare nu depășește 25°.

Tabel 1. Analiză comparativă a caracteristicilor camerelor în domeniile prezentate [20, 21]

Domeniu	Construcții		Medical	Electrice	Industrie	PSI
Caracteristici	Flir E8	Testo 875i	Image IR 9400 (INFRATEC)	Fluke Ti 400	GasFindl R-LW	Flir T440
Rezoluție	320 x 240	320 x 240	1.280 x 1.024	640 x 480	320 x 240	320 x 240
Interval temperatură	(-20 to 250 °C)	(-20°C - +100°C) (0°C - +280°C)	(-40...70)°C (-20...50)°C	(-20- 1.200 °C)	(-15°C - +40°C) (-30°C - +50°C)	(-20- 1.200 °C)
Acuratețe	±2°C	±2°C	±1°C	±2°C	±2°C	±2°C
Masa	0,55 Kg	0,90 Kg	4 Kg	1,04 Kg	2 Kg	0,88 Kg
Autonomie Baterie	240 min	240 min	-	4 h	-	4 h
Câmp de vizualizare	45° x 34°	32° x 23°	-	24° x 17°	22° x 11° 5,5	25° x 19°
Dimensiuni (mm)	(385 x 165 x 315)	(152 x 108 x 262)	(235 x 120 x 160)	(277 x 122 x 167)	(300 x 132 x 152)	(106 x 201 x 125)



a) Comparatie domeniu de temperatură



b) Comparatie rezoluții

Fig. 9 Analiza comparativă a sase camere de termoviziune functie de domeniul de aplicare

6. Concluzii

Deși evoluția tehnologică a condus la apariția de camere IR specializate aproape pentru orice domeniu, cu rezoluții, sensibilități și precizii de măsurare în continuă creștere, totuși datorită complexității fenomenului și a multitudinii de factori care pot influența acuratețea măsurării este absolut necesară o foarte bună documentare pentru formarea specialiștilor în domeniu. Având în vedere că, aparatura de detecție în infraroșu este destul de scumpă, pentru maximizarea rezultatelor acestei metode, se impune pe lângă baza teoretică absolut necesară și o alegere corectă a tipului de camera utilizat funcție de fenomenul sau domeniul analizat. Se evita astfel situațiile deloc placute în care după achiziția unei camere (cu un buget considerat inițial optim), pe parcursul cercetării sau evaluării în infraroșu a fenomenului, se constată o totală inadvertență între rezultatele așteptate și posibilitățile tehnice ale camerei.

Astfel in acest articol se trec in revista pe langa cateva elemente de teorie ale termoviziunii in infrarosu, cateva dintre domeniile de aplicabilitate si principalele caracteristici ale camerelor de termoviziune specifice acestor domenii.

Referințe

- [1] ‘W. Herschel, „Experiments on the refrangibility of the visible rays of the sun”, Philosophical Transactions of the Royal Society of London, vol. 90, pp. 284–292, 1800.’
- [2] ‘L. Bellingham, „Means for detecting the presence at a distance of icebergs, steamships, and other cool or hot objects,” US patent no. 1,158,967.’
- [3] ‘Parker (R.D.), „Thermic balance or radiometer”, U.S. Patent No 1,099,199 June 9, 1914.’
- [4] ‘Naughton, Russell, „Monash University”, Archived from the original on 24 October 2003’, .
- [5] C. Lerma, E. Barreira, and R. M. S. F. Almeida, ‘A discussion concerning active infrared thermography in the evaluation of buildings air infiltration’, *Energy Build.*, vol. 168, pp. 56–66, 2018.
- [6] H. Heinrich and K. Dahlem, ‘Thermography of Low Energy Buildings’, *Qirt 2000, Reims, Fr.*, pp. 1–6, 2000.
- [7] A. Capozzoli, A. Gorrino, and V. Corrado, ‘A building thermal bridges sensitivity analysis’, *Appl. Energy*, vol. 107, pp. 229–243, 2013.
- [8] E. Lucchi, ‘Applications of the infrared thermography in the energy audit of buildings: A review’, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 82, no. November 2017, pp. 3077–3090, 2018.
- [9] FLIR, ‘User’s manual FLIR Tools/Tools+’, p. 176, 2017.
- [10] ‘M. Richardson, „Safe use of thermal imaging technology”, Fire International 5 (2001).’
- [11] E. Lucchi, ‘Applications of the infrared thermography in the energy audit of buildings: A review’, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 82, no. November 2017, pp. 3077–3090, 2018.
- [12] ‘ISO DIN 6781/1983 („Thermal performance in buildings. Qualitative detection of thermal irregularities in buildings envelope. Infrared method ”)’.
- [13] B. Coffey, S. Borgeson, S. Selkowitz, J. Apte, P. Mathew, and P. Haves, ‘Towards a very low-energy building stock: Modelling the US commercial building sector to support policy and innovation planning’, *Build. Res. Inf.*, vol. 37, no. 5–6, pp. 610–624, 2009.
- [14] M. O’Grady, A. A. Lechowska, and A. M. Harte, ‘Infrared thermography technique as an in-situ method of assessing heat loss through thermal bridging’, *Energy Build.*, vol. 135, pp. 20–32, 2017.
- [15] ‘EN ISO 10211 („Thermal bridge in buildings construction – heat flow and surface temperatures”’.
- [16] ‘EN ISO 14683 („Thermal bridge in buildings construction –linear thermal transmittation”).’
- [17] M. Fox, S. Goodhew, and P. De Wilde, ‘Building defect detection: External versus internal thermography’, *Build. Environ.*, vol. 105, pp. 317–331, 2016.
- [18] R. M. S. F. Almeida, N. M. M. Ramos, and P. F. Pereira, ‘A contribution for the quantification of the influence of windows on the airtightness of Southern European buildings’, *Energy Build.*, vol. 139, pp. 174–185, 2017.
- [19] M. Sherman and M. Modera, ‘Comparison of measured and predicted infiltration using the LBL infiltration model’, *Meas. Air Leakage Build. ASTM STP 904*, no. July 2015, pp. 325–347, 1986.
- [20] <https://www.infratec-infrared.com/thermography/industries-applications/medicine/>. – pagina web a firmei InfraTec
- [21] <https://www.trutechtools.com/ThermalImagersByApplication>. – pagina web a firmei TruTechTools

Thermographic inspection for building diagnosis

Andrei PREDA^{1*}, Lelia Letitia POPESCU², Stefan Razvan POPESCU²

¹Faculty of Naval Electro-Mechanics, Constanta Maritime University, 104 Mircea cel Batran Street, Constanta, Romania
email: andrei.preda@yahoo.com

²Technical University of Civil Engineering of Bucharest, 66 Pache Protopopescu Blv. Bucharest, Romania

Abstract. Thermography (infrared thermal imaging) is one of the non-destructive methods by which surface temperature variations can be determined on the surface of a building. By this method one can exemplify, at one time, the heat loss through the surface of the building. Thermovision consists of scanning the building with infrared, using a special camera. This allows us to identify the hottest areas where the greatest heat loss occurs. On the basis of the information obtained, the optimal solutions for reducing energy losses can be established, resulting in a better environment for buildings and lower costs in terms of thermal energy, and not only. Thermal camera recordings are converted into color images. The range of colors and color intensity give us insights into temperature differences from the surface of the building under test. All of this creates an overview of the entire building, so construction specialists can make a fair interpretation and offer the most appropriate solution for the issue.

Keywords: thermography, thermovision

Case study

This work is the result of a thermography study of a residential building located on 119 Ferdinand Boulevard in Bucharest. This study was carried out at the request of the beneficiary because there were high energy consumption to achieve thermal comfort in the apartments.

In this study we used a Testo 885-2 thermal imaging camera. With its help, professional thermography works can be carried out covering the whole range of industrial and civil constructions and their related facilities.

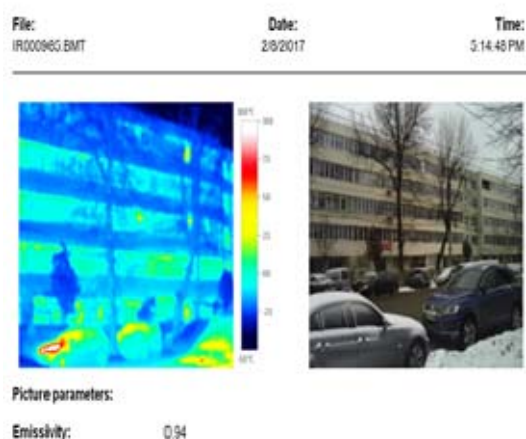


Fig. 1. South- east façade of the building

The date of the thermographic inspection is February 7, 2017. The outside temperature was -3 degrees Celsius and the outside humidity 92% rH.

As we can clearly see in the both figures no. 1 and no. 2 there are some areas where the heat loss signature is increased due to some collateral facts that do not have anything in common with building insulation.

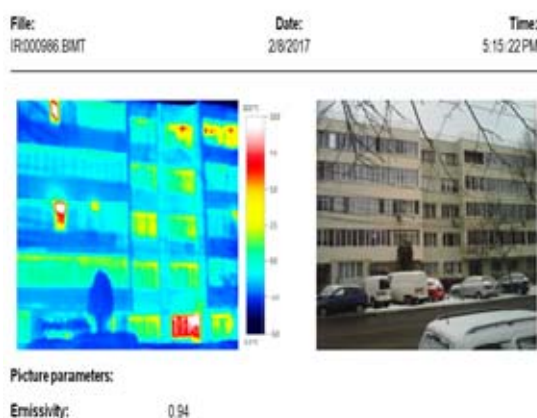


Fig.2. South- east façade – continuation

The red and yellow areas are due not to poor isolation, but rather to open windows to the kitchens, through which hot air is evacuated; as well as the use of a lower quality bottle when closing the balconies.

As time goes on, the constructions as a whole, but also the materials they are made of, undergo certain changes due to use, degradation, but especially due to exposure to environmental factors. What undergoes changes are the thermotechnical parameters of the building as a whole and of the building materials from which the installations are made. In the following two figures, 3 and 4, the last two entrances of the block are shown, where some areas where there is a worse insulation or where the joints have not been covered properly can be seen, even with the naked eye.

Thermographic inspection for building diagnosis

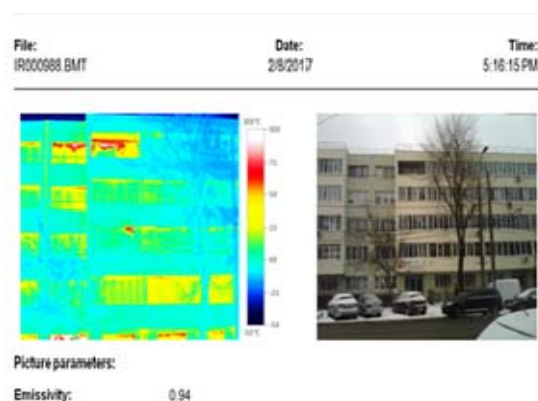


Fig. 3. South -east façade – last entrance

This method also helps in discovering hidden flaws that create an increased discomfort within the premises. Here, reference is made to non-insulated thermal bridges that can also generate dampness and insulation cracks that can cause a continuous cold feeling.

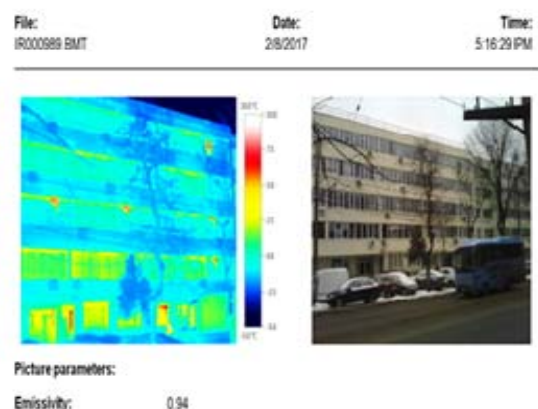


Fig. 4. South -east façade – last apartments.

This thermography is done only externally to determine the potential loss through the building envelope. Figure no. 5 is one of the most expressive, within it being noticed, how much the thickness of insulation, its quality and the quality of glass matters.

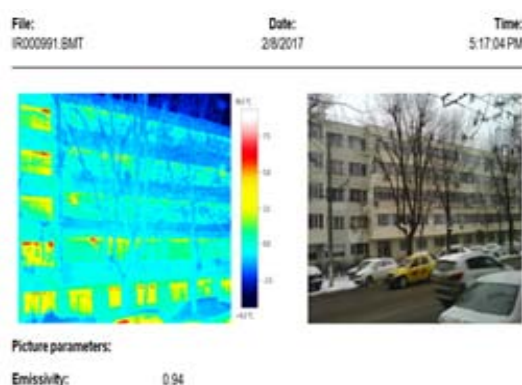


Fig. 5. East corner view

In order to have an overview, the thermo-thermography is done on the entire building so that the maximum risk areas can be observed.

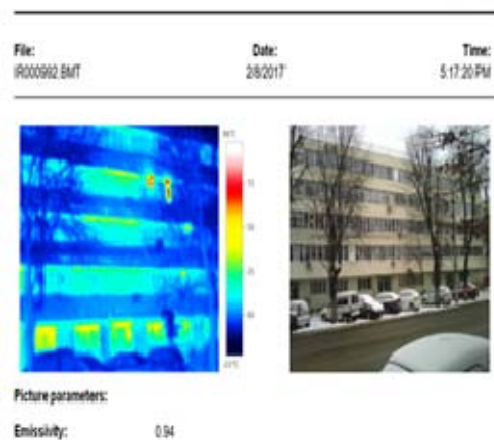


Fig. 6. Caption of the Figure 1. Below the figure

In figure no. 6 there is a large loss of heat through the windows on the ground floor. It is clear that the balcony is not warmed up properly and there is a risk that the mold will appear at the top.

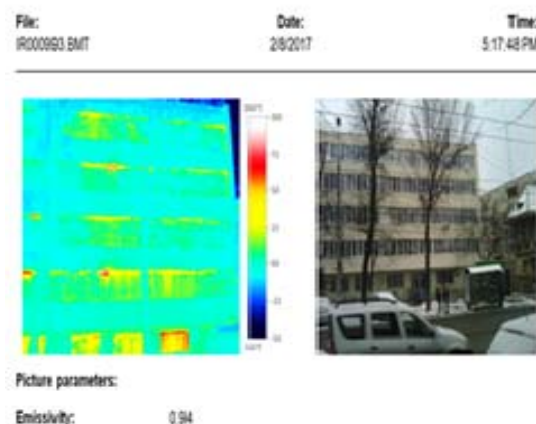


Fig. 7. View of the west end.

The next step in determining heat loss is the actual calculation. A check can be made if the insulation is the right one or should be thicker. The following figures show how to isolate the corner of a building. There is a more pronounced yellow to red color area, an area that is an open window. There is a pronounced blue area. This is the air temperature in the area.

Given the obstacles ahead of the building, the observations made are conclusive. The apparent temperature on the building is consistent with the outdoor air temperature. Thermal points specific to a poor isolation are no longer visible, which indicates that the thermal insulation applied has the expected effectiveness. The thermal field is distorted by some open windows and the air conditioners that are mounted on the façade.

Depending on the angle of view, the windows at the upper levels reflect the image of the sky. The thermal image of the balconies is influenced by the relationship with the room or the heated space. Windows can be fitted with curtains or blinds, can also be opened or closed. All these factors influence the thermal image. Depending on the angle at which the thermography (angle of view) is made, the image of the sky is reflected in the top windows. The image of the balconies is directly influenced by the heated space and the relationship with the thermal imaging camera.

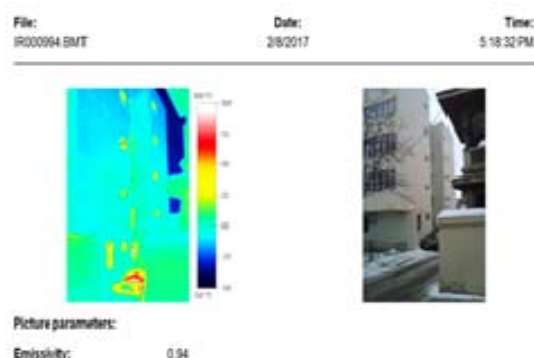


Fig. 8. West corner view of the building

The windows have some general features present in most of the records. Frames and window frames represent a thermal bridge with a difference of about 2-3 degrees Celsius. This is why in the upper part there is a slightly higher temperature than the rest, which should not be interpreted as a thermal bridge.

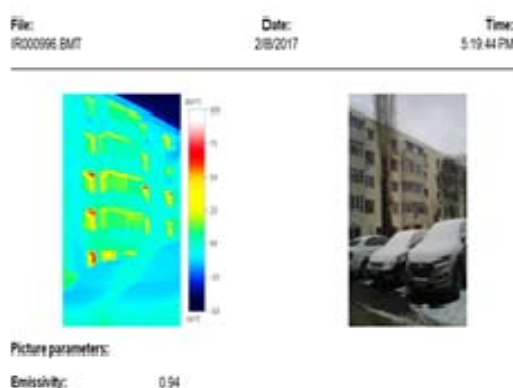


Fig. 9. View along east side of the building

As it is known, thermal imaging is a key element alongside the energy audit and energy performance certificate. All of this in one place competes in providing a detailed picture of the energy status of that space.

Results

In this situation, the use of thermal imaging applied to this building has led to the observation of the key elements related to heat loss and heat transfer. We must not neglect that this method is much used only during the cold period of the year. It can be

done during the summer only if a cold air source, whether it is air-conditioning or just conditioning, starts in the room.

This method, corroborated with the calculation of the energy certificate, could provide a technical and economical solution, obviously in close collaboration with the designated architect, for the problem of thermal discomfort in the building. Considering that the building is an average age for the city of Bucharest, which was built in 1985, from concrete slabs with quite large joints between them, and the quality of the primary insulation was of a poor bill, the following solution was offered for the reduction thermal discomfort: replacing glasses where appropriate with some of the highest quality or installing protective films to reflect ultraviolet rays. In order to preserve the architectural structure of the facade, it was used to insulate on the inside with extruded polystyrene where appropriate. Where there is an open balcony - installing solar protectors to reduce heat inputs from the outside.

Applying all of these methods resulted in a quick, cheap and lasting result.

Conclusions

These temperature measurements give us a qualitative picture of the degree of thermal protection of various areas of the building that is subject to the process, highlighting mainly thermal bridges and other weaker areas, as well as any possible defects (whether they are visible or hidden).

This method, thermovision, is one of the best non-destructive and non-invasive methods, making it useful in the following situations:

- determining areas with heat loss of buildings, identifying deficiencies of thermal insulation;
- identification of excessive air infiltration;
- determining the areas where condensation and mold are likely to occur;
- identifying clogged pipes;
- determining constructive issues, and so on.

At the same time, elements of poor quality from the thermal point of view can be determined: the exterior of the doors / windows. It is possible to detect sanitary or heating installations hidden in walls / floors (when they are in operation). The radiated heat of the installation leads to a temperature variation on the surface of the building element in which they are embedded. Water infiltrations in façades / pedestals / terraces can also be detected if these infiltrates affect the outer layers, visible through the process of building thermography (building thermography), because wetlands have different temperatures than dry areas.

The entire thermovision procedure in construction offers optimum results when the temperature difference between the outside and the inner environment is approx. 20 ° C.

Following the thermography inspection, a specialist engineer measures the surface temperatures of the inspected item by means of a thermographic camera. The thermography chamber measures and interprets the wavelength of the infrared ray radiation emitted by the measured body. This gives you some point maps that are then

converted by the device into a color image. The color intensity and palette is consistent with temperature differences from the surface of the measured body.

Other thermal applications are in the industrial field. It can detect operating faults and operating parameters to determine if the machine is prone to a fault. It is used for corrective maintenance but most importantly for preventive maintenance, the role played by it being defining.

Of the areas of interest in which this method is used, we mention:

- Detection of imperfect, corroded electrical contacts
- Thermovision of furnaces
- High voltage installations, voltage poles, transformers, transformer stations
- Determination of thermal parameters for transmission boxes, motors, bearings, bearings, pumps, other machine parts.
- Determination of thermal parameters for air conditioning systems, evaporators, radiators, compressors, cold / heating installation routes.
- Determination of thermal parameters for air intake systems, braking systems, complex systems.

References

1. Flir., "Thermal Imaging guidebook for buildings and renewable energy applications " www.flir.com M. Ben Rabha, M.F. Boujmil, M. Saadoun, B. Bessaïs, Eur. Phys. J. Appl. Phys. (to be published)
2. Giuliano Dall'O' , Luca Sarto, Angela Panza., "Infrared Screening of Residential Buildings for Energy Audit Purposes: Results of a Field Test," Energies 2013, 6, 3859-3878; doi:10.3390/en6083859 F. De Lillo, F. Cecconi, G. Lacorata, A. Vulpiani, EPL, **84** (2008)
3. Flir., "Thermal Imaging guidebook for buildings and renewable energy applications " www.flir.com M. Ben Rabha, M.F. Boujmil, M. Saadoun, B. Bessaïs, Eur. Phys. J. Appl. Phys. (to be published)
4. Palyvos, J.A. A survey of wind convection coefficient correlations for building envelope energy systems' modeling. Appl. Therm. Eng. 2008, 28, 801–808)
5. http://www.testline.ro/custom_images/dl/ghid_buzunar_-_termografie_ro.pdf - Testo - Ghid de buzunar, Teorie – Aplicatii practice – Solutii si trucuri.
6. Commission of the European Communities. Green Paper: A European Strategy for Sustainable, Competitive and Secure Energy; COM (2006) 105 Final; European Commission: Brussels, Belgium, 2006.
7. Ruddock , R.W. Basic Infrared Thermography Principles, Reliabilityweb.com , USA 2013.
8. Barreira ,E; De Freitas V. P.; Thermography Applications in the Study of Buildings Hygrothermal Behaviour, www.intechopen.com March 2014
9. Barreira ,E; Almeida ,R; Infrared Thermography for Building Moisture Inspection, 2018
10. Barreira ,E; De Freitas V. P.; Evaluation of building materials using infrared thermography, Elsevier, 2007
11. <https://www.certificatulmeu.ro/termografie-in-constructii/>
12. <http://certificat-energetic24h.eu/termografia-in-constructii-termoviziune-sau-termografie-cladiri.html>.

Determination of stresses the interface of a rigid eccentric footing, accounting for the effect of soil mechanical characteristics and footing geometrical parameters

Determination of stresses the interface of a rigid eccentric footing, accounting for the effect of soil mechanical characteristics and footing geometrical parameters

Benayad Slimane¹, Kadri Fatima², Yousfi Aimen²

¹Tahri Mohammed University
Bechar, Algeria
E-mail: sbenayad@yahoo.fr

²Tahri Mohammed University
Bechar, Algeria
E-mail: : kfatimagc@gmail.com, aimen.yousfi@yahoo.com

Abstract. *As footings are the most important elements in any construction, it seems judicious to dwell on the sizes that condition these dimensions, as well as soil quality on which these footings will be constructed, especially that they often subject to eccentric loads caused by catastrophic natural phenomena (earthquakes, land pressures, wind, etc. It is therefore important to know, with the largest possible approximation, stresses distribution under the footing, and therefore to what extent the structure can remain stable. The study presented herein examines stresses distribution at soil-footing interface for different combinations of soil properties, foundation geometry and applied load eccentricity using 2D finite element modeling. The FEM evaluation is accomplished by using COMSOL software program. The results prove importance and effect of these mechanical and geometrical characteristics on stress distribution at the interface while theoretical solutions strongly ignore some of them.*

Key words: Eccentric footing, finite element method, soil behavior, soil-footing interaction, stress distribution

1. Introduction

The footings subjected to eccentric or inclined loads are frequently encountered in the case of retaining walls footings, abutments, columns, gantries, machines foundations, etc. this type of load reduces the soil ultimate bearing capacity and the stress distribution under footing will be non-uniform causing uneven distribution on both edges.

As an exhaustive presentation of literature on the problem of shallow foundations subjected to eccentric loading is practically impossible because of its huge volume, especially as a wealth of theoretical solutions has been proposed, involving various methods of elasticity or plasticity analysis, using experimental procedures, numerical techniques, analytic developments, and other procedures that still serve needs of research, which focus on aspects of foundation geometry, nature and number of applied loads applied on footing and soil as well the model describing the soil and the soil-footing interface. will be briefly presented below.

In what follows, we present a review in its majority recent of these theoretical solutions. Beginning by the experimental studies Patra et al [1], Sawwaf [2], Ehsan & al [3] conducted laboratory model tests to develop approaches and empirical relationships for footing resting on geogrid-reinforced soil under eccentric load, Singh et al [4] showed the effect of soil confinement on the behavior of an eccentric footing resting on sand, Musso and Ferlisi [5] carried experimental tests on a small physical model strip footing, resting on a saturated dense sandy soil, able to reproduce effective stress levels equivalent to those prevailing in prototype problems, thanks to the maintenance of a downward steady-state seepage in the soil.

Numerical methods have also played an active role for theoretical solutions of this problem, based on either finite difference or finite element techniques, which have been developed to overcome the defects of the conventional limit equilibrium method, among these studies, Massih et al [6] have worked on computation of the failure loads of a rough rigid strip footing subjected to a vertical, inclined or eccentric loading, Lu et al [7] have proposed a numerical procedure to create an explicit collapse mode combining a modified smeared shear band approach with a modified initial stress method. There are also researchers studied on eccentric loading as numerical and theoretical perspectives. Some of them are Nawghare et al [8], Saran et al [9], and Loukidis et al [10].

several studies describe the use of artificial neural networks (ANN), who serves as simple and reliable tool for predicting the behavior of eccentric footings, among which may be mentioned the work of Murat [11] which presented a study describing a multi-linear regression model for the prediction of ultimate loads of eccentric and eccentric inclined loaded strip footings.

Many studies have also used boundary analysis for this problem type, Prakash et al [12] used the concept of one-sided failure mechanism to prove the bearing capacity of eccentrically loaded strip footings considerably affected by the value of e/B , Michalowski and You [13] have examined and confirmed the classical solution of the changes of slip surface with increasing eccentricity and verified the reduction of ultimate bearing capacity due to load eccentricity for associative materials using the variational limit equilibrium approach apply to strip smooth footings,

This indicative list shows that the fundamental problem of the bearing capacity of an eccentric footing is not yet exhausted and will continue to offer new research topics on all its theoretical and applied aspects.

2. Stress distribution

The starting point for safe constructing a footing is constituted by the good estimate of the stress's distribution induced by the acting loads on this footing at the contact interface with soil. In reality, the distribution of these stresses could never assume a linear distribution neither in the elastic region nor in the plastic region.

In this context, the classical formulas of Boussinesq for the determination of the distribution of the stresses under a rigid foundation were developed for infinite stresses at the both edges [14], which is not compatible with the real mechanical properties of soil, this elastic state corresponds to the stresses at the central part of footing Fig. 1. Prandtl [15] has given the values to the both edges so that at any distance from the axis of symmetry the other values of the stresses must be equal to that of Boussinesq, this state is called Prandtl plastic state Fig. 2.

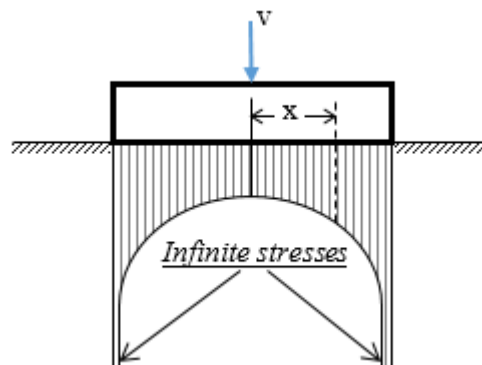


Fig. 1. Contraintes de contact sous une semelle rigide selon Boussinesq.

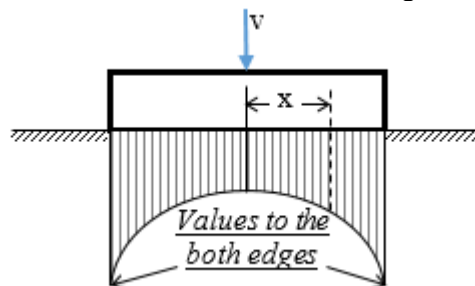


Fig. 2. Contraintes de contact sous une semelle rigide selon l'état plastique de Prandtl.

Schultze [16] developed a method predicts the contact pressure distribution with reasonable accuracy. This method was fairly evaluated by another elastoplastic method developed by Waddah [17].

For the case of footing subjected to eccentric load, most researches successfully discussed the changes of slip surface with increasing eccentricity and verified the reduction of ultimate bearing capacity due to load eccentricity. first Prandtl [15] and Reissner [18] assume that the load applied to the footing is symmetric, this useful hypothesis in which the footing width is reduced by twice the eccentricity to its "effective" size was suggested by Meyerhof [19] wich has been widely accepted in geotechnical design. Michalowski and You [13] have examined and confirmed this

Determination of stresses the interface of a rigid eccentric footing, accounting for the effect of soil mechanical characteristics and footing geometrical parameters

classical solution for associative materials using the variational limit equilibrium approach apply to strip smooth footings.

According to the literature review, none of the published studies takes into account both the effect of footing thickness and soil mechanical characteristics on footing lifting and stress distribution at the interface of an eccentric footing. Therefore, this study attempts to better understand the effect of these geometrical and mechanical characteristics to the footing behavior resting on a homogeneous soil under eccentric loads

3. Numerical modeling procedures

COMSOL software was used for two-dimensional simulation. The used model in this study represents a footing of varying width (B) and height (h) laid on a clay layer, which extends ($9.5 B$) from the foundation edge, and ($6B$) in depth. The boundary conditions are illustrated in the following Fig. 3.

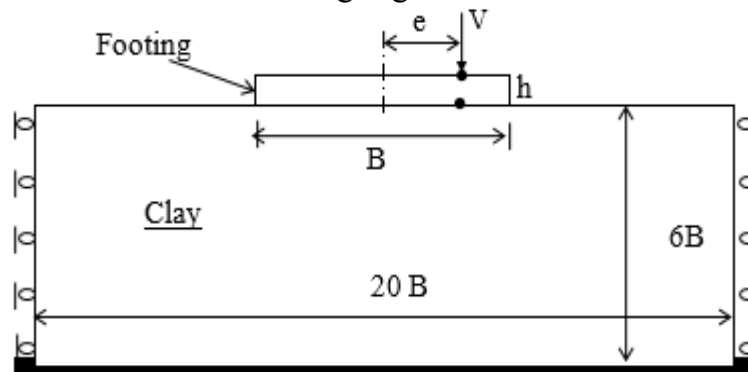


Fig. 3. Geometric characteristics and boundary conditions.

The soil behavior is governed by an elastic-perfectly plastic law and the friction criterion adopted corresponds to that of Mohr-Coulomb. The values of the calculation parameters (E , ν , γ , and φ) mentioned in Table I were determined experimentally by the West Public Works Laboratory (WPWL) of Algeria. They correspond to the clay of Abadla city, the region of Bechar, Algeria.

The footing is subjected to an eccentric load, its material is supposed to be a concrete, as for him, to follow a behavior of an isotropic linear elastic type. Its high rigidity compared to that of clay makes it possible to assimilate the kinematics of the footing to that of a rigid body, so the loading is modeled by the application of an imposed displacement instead of a load. This imposed displacement can be specified by the maximum stability value of the footing so that it does not tip over, without creating resistance to rotation and maintained vertical as the footing has rotated. The imposed displacement value is variable, related to the footing geometrical parameters and the soil mechanical characteristics.

Table I

Materials Constitutive parameters

Parameters	Name	Soil type - Clay	Concrete	Unit
Model type	Model	Mohr-coulomb	Elastic	-
Weight	ρ	1700	2200	Kg/m ³
Young's modulus	E	$2,06 \times 10^6$	20×10^9	Pa
Poisson Coefficient	ν	0,3	0,23	-
Cohesion	c	19,4	-	KN/m ³
Friction Angle	φ	24,73	-	°
Angle of dilatation	ψ	10	-	°

The model has no geometric symmetry because of the load eccentricity, it has been discretized in its entirety by quadratic isoparametric finite elements type with 8 nodes. The same type of elements has been adopted for the footing mesh, in order to ensure a correct assembly. Local mesh refinement was carried out in the suspected zones with strong stress gradients: in the footing vicinity, under its base.

For the treatment of the contact problem, the penalty method is used with a Coulomb's friction coefficient equal to 0.3.

The parametric study targeted four parameters: the first two are of geometrical natures corresponding to the footing thickness and width, while the other two are of mechanical natures related to the cohesion and internal friction angle of clay..

4. Results analysis

4.1 Effect of footing thickness

The effect of footing thickness on its uplift (δ) (Fig. 4) was studied by making numerical simulations on footings with different thickness-width ratios ($h / B = 0.125, 0.25, 0.375, 0.5, 0.625, 0.75, 0.875, 0.1, 1.125, 1.25, 1.375, 1.5, 1.625, 1.75, 1.875$ and 2) and for each ratio (h / B) the eccentricity value (e) is varied. All the footings rested on the soil surface without embedding.

Determination of stresses the interface of a rigid eccentric footing, accounting for the effect of soil mechanical characteristics and footing geometrical parameters

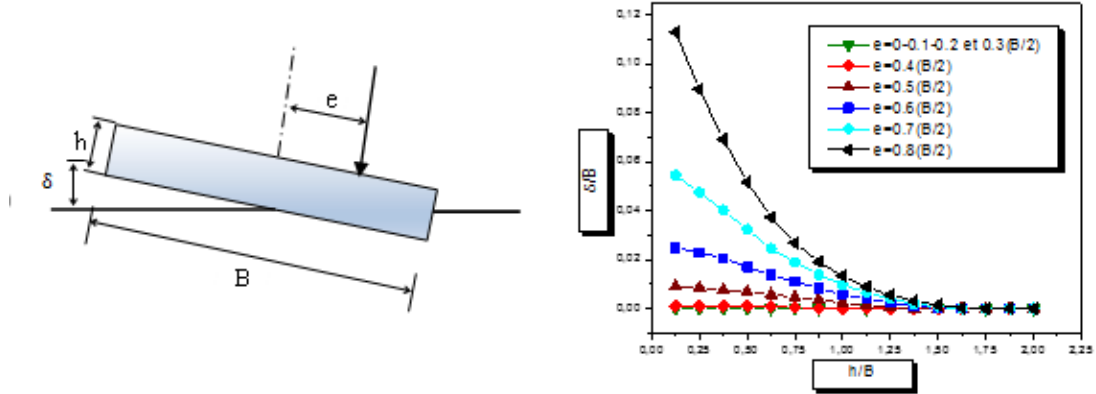


Fig. 4. Contraintes de contact sous une semelle rigide selon Boussinesq.

By examining the curves of this previous Fig. 4. it appears from these graphs that for eccentricities ($e=0.1(B/2), 0.2(B/2), 0.3(B/2)$) there is no uplift of the other footing extremity ($\delta=0$), beyond the eccentricity $e=0.3(B/2)$ the lifting (δ) increases by the decreasing of the footing thickness (h) and vice versa.

In uplift case, a part of the footing base does not participate in the transmission of pressure at the soil. This phenomenon is admissible for footings under columns solicited by moments due to the variable load.

4.2 Effect of cohesion and internal friction angle

The influence of the clay mechanical properties (ϕ and C) on the distribution of the contact stresses at the interface was studied by analyzing a footing with fixed geometry ($h=0.25\text{m}$, $B=2\text{m}$), subjected to an imposed eccentric displacement equal to 0.67m , the used eccentricities are ($e=0, 0.3$ and 0.7m) and for each eccentricity we have varied (ϕ) then (C). In reality, the eccentricities over than $(B/6)$ (out of the central third) are rare because the pressure becomes equal to zero at one of the edges of the footing. The effect of the variation of these characteristics is illustrated by the figures below:

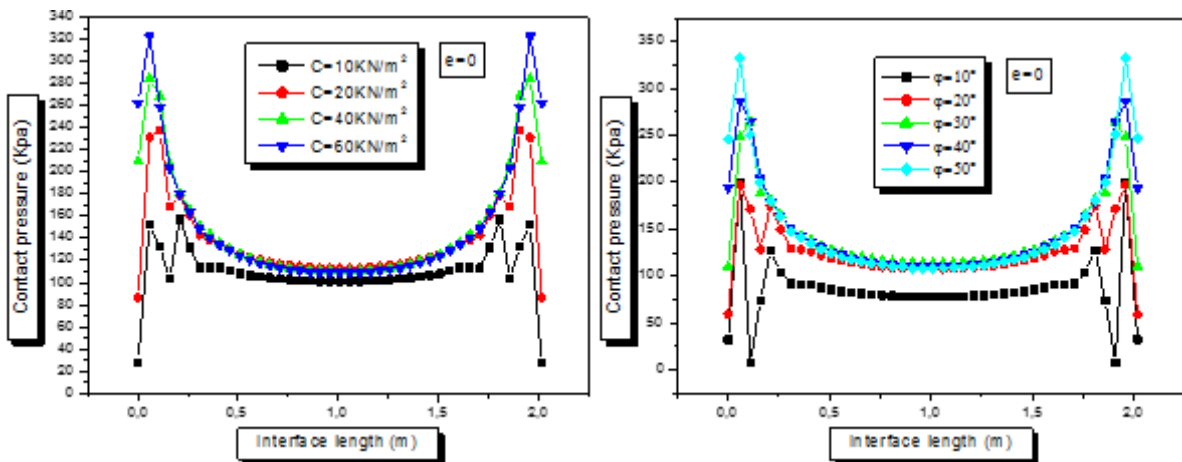


Fig. 5. Contact pressure at the interface (C and ϕ are variable, $e = 0.0\text{m}$).

Determination of stresses the interface of a rigid eccentric footing, accounting for the effect of soil mechanical characteristics and footing geometrical parameters

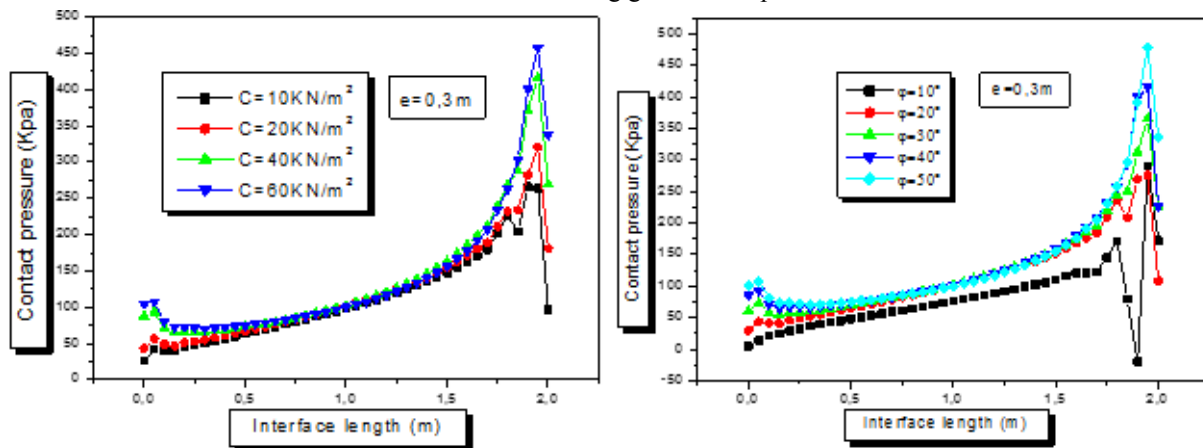


Fig. 6. Contact pressure at the interface (C and φ are variable, $e = 0.3\text{m}$).

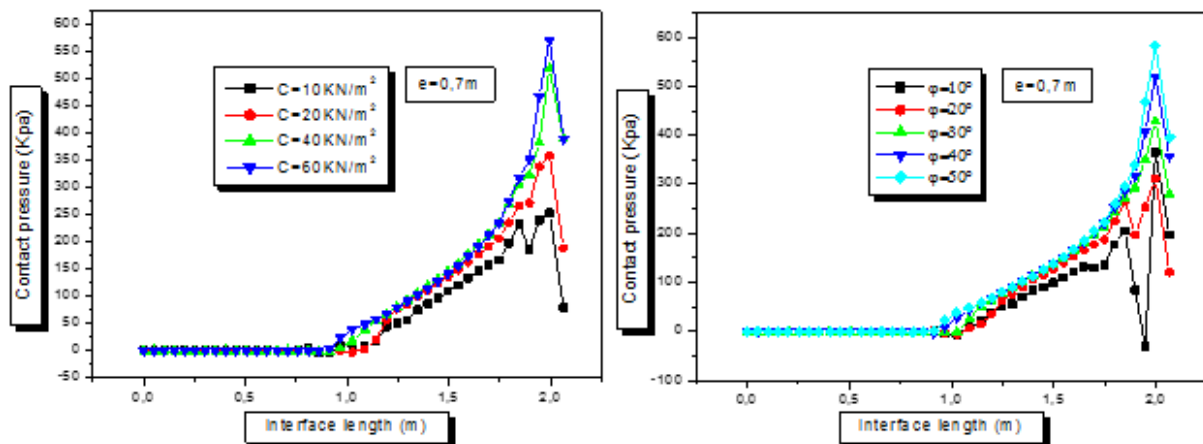


Fig. 7. Contact pressure at the interface (C and φ are variable, $e = 0.7\text{m}$).

From the figures (Fig. 5, 6 and 7) above, it can be observed that the increase of the mechanical characteristics C and φ causes the increase of the contact pressure. It is also clear that the stresses are much greater at the edges than the centre. As one might expect, the footing edge closest to the load sinks deeper than the center. It can be seen that eccentricity has little influence on the settlement at the center but much more on the edge.

These results are significantly different with several analytical formulas, they indicate that the stress distribution does not depend only on the eccentricity, the footing width and the applied load, but also on the footing thickness, as well as the mechanical characteristics of the soil (Cohesion and internal friction angle). They showed the importance of these characteristics (geometric and mechanical) on the influence of this distribution, especially at the edges.

5. Conclusion

This numerical study has shown the influence of the thickness of an eccentric footing on its uplift, while all theoretical solutions ignore the effect of this parameter. As well as the influence of the soil mechanical characteristics on the stress distribution

Determination of stresses the interface of a rigid eccentric footing, accounting for the effect of soil mechanical characteristics and footing geometrical parameters

at the soil-footing interface, especially at the edges. The results obtained make it possible to envisage a better understanding of the fact that the behaviour of the interface of an eccentric footing with the soil is influenced by the geometrical characteristics of this footing and the soil mechanical characteristics.

References

- [1] CR.Patra, BM.Das, M.Bhoi, EC.Shin, „Eccentrically loaded strip foundation on geogrid-reinforced sand”, *Geotextiles and Geomembranes*, vol.24, no. 4, August 2006, pp. 254–259
- [2] M.Sawwaf, „Experimental and Numerical Study of Eccentrically Loaded Strip Footings Resting on Reinforced Sand”, *Journal of Geotechnical and Geoenvironmental Engineering*, ASCE, vol.135, no. 10, October 2009, pp. 1509–1518
- [3] B. Ehsan, N.Ali, M.Bhoi, Z.Shima, „Eccentric behavior of square and circular footings resting on geogrid reinforced sand”, *International Journal of Geotechnical Engineering*, vol. 24, no. 4, January 2018, pp. 1–11
- [4] V.K.Singh, A.Prasad, R.K.Agrawal, „Effect of Soil Confinement on Ultimate Bearing Capacity of Square Footing under Eccentric–Inclined Load”, *Electronic Journal of Geotechnical Engineering*, vol. 12, January 2006, pp. 1–14
- [5] A.Musso, S.Ferlisi, „Collapse of a model strip footing on dense sand under vertical eccentric loads”, *Geotechnical and Geological Engineering*, vol. 27, April 2009, pp. 265–279
- [6] D.S.Y.A.Massih, A.H.Soubra, „Numerical simulations for the bearing capacity of strip footings”, [J] *Conference Proceedings, Advances in Shallow Foundations*, ASCE, vol. 235, no. 5, October 2006, pp. 1–10
- [7] L.Lu, K.Arai, Z.Wang, „Numerical and experimental analysis for bearing capacity of rigid strip footing subject to eccentric load”, *Journal of Central South University*, vol. 21, October 2014, pp. 3983–3992
- [8] S.M.Nawghare, S.R.Pathak, S.H.Gawande, EC.Shin, „Experimental investigations of bearing capacity for eccentrically loaded footing”, *International Journal of Engineering, Science and Technology*, vol. 2, no. 10, October 2010, pp. 5257–5264
- [9] S.Saran, S.Kumar, K.G.Garg, A.Kumar, „Analysis of square and rectangular footings subjected to eccentric-inclined load resting on reinforced sand”, *Geotechnical and Geological Engineering*, vol. 25, no. 1, February 2007, pp. 123–137
- [10] D.Loukidis, T.Chakraborty, R.Salgado, „Bearing capacity of strip footings on purely frictional soil under eccentric and inclined loads”, *Canadian Geotechnical Journal*, vol. 45, no. 6, June 2008, pp. 768–787
- [11] O.Murat, „Estimation of ultimate loads of eccentric-inclined loaded strip footing rested on sandy soils”, *Neural Computing and Applications*, vol. 25, no. 1, July 2014, pp. 39–54
- [12] S.Parakash, S.Saran, „Bearing capacity of eccentrically loaded footings”, *Journal of the Soil Mechanics and Foundations Division: ASCE*, vol. 97, no. 1, July 1971, pp. 95–117
- [13] R.L.Michalowski, L.You, „Effective width rule in calculations of bearing capacity of shallow footings”, *Computers and Geotechnics*, vol. 23, no. 4, December 1998, pp. 237–253
- [14] H.G.Poulos, E.H.Davis, „Elastic Solutions for Soils and Rock Mechanics John Wiley and Sons, INC, 1973
- [15] L.Prandtl, „Ueber die Haerte plastischer Koerper”, *Nachr Ges Wissensch, Goettingen, math.-phys. Klasse*, 1920, pp. 74–85
- [16] E.Schultze, „Distribution of stress beneath a rigid foundation”, *Proceedings of the International Conference on Soil Mechanics and Foundation Engineering*, Paris, vol. 1, 1961, pp. 807–813
- [17] S.A.Waddah, „New Elastoplastic Method for Calculating the Contact Pressure Distribution under Rigid Foundations”, *Jordan Journal of Civil Engineering*, vol. 2, no. 1, January 2008, pp. 71–89

Determination of stresses the interface of a rigid eccentric footing, accounting for the effect of soil mechanical characteristics and footing geometrical parameters

- [18] H.Reissner, „Zum Erddruckproblem”, in Proceedings of the 1st International Congress of Applied Mechanics, Delft, The Netherlands, 1924, pp. 295–311
- [19] G.G.Meyerhof, „The bearing capacity of foundations under eccentric and inclined loads”, In: 3rd ICSMFE, Zürich, vol. 1, 1953, pp. 440–445

Transparent Concrete

Georgia Alexandra COVALEOV

Technical University Of Civil Engineering Of Bucharest
Adress: Bulevardul Lacul Tei 124, București 020396, Romania
email: *andrandra@gmail.com*

Abstract. Reinforced concrete was invented and developed simultaneously by several people in the mid-nineteenth century. Besides versions "classical" fiber reinforced concrete (by using steel bars, whatever "style" of them), there are new ways to further concrete strength. Transparent concretes (translucent) is gaining much ground in the construction of the West Europe. "Light Transmitting Concrete" is a concrete-like product, which is translucent due to the mixture of fiber glass, plus a combination of finely divided crushed stone, cement and water. After the strengthening of composition, blocks of various shapes are obtained, with features of concrete and glass. Transparent concrete is a translucent material created by the combination of concrete and thousands of optical fiber wires acting as a filler.

Keywords: transparent concrete, fiber glass

1 Introduction

Besides the "classic" concrete reinforcement variants (with steel bars, regardless of their "style"), there are new methods to add concrete strength. I felt a special attraction to tell about some innovative methods of applying concrete to modern constructions, combining their structural (engineering) and aesthetic (architectural) role.

Although it has not yet found a place on the Romanian market, transparent concrete (more precisely translucent) is gaining a lot of ground in the construction of Western Europe. Our Hungarian neighbors were the ones who found this way to treat an already classic building element and gradually spread it to Europe. The Italians are no less outspoken and have appeared on the market with a similar product. True, the structural role is not very well supported by this type of concrete, but if we take it together with its aesthetic role, we get an innovative product that deserves much attention.

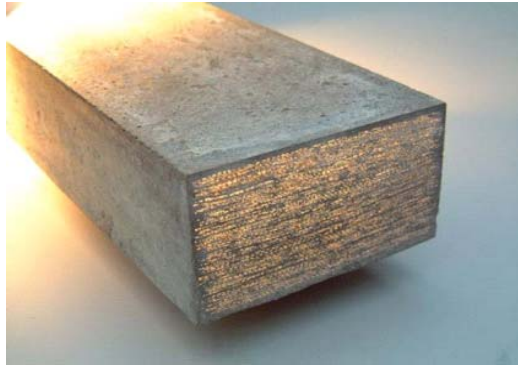


Table 1. LiTraCon ("Light Transmitting Concrete")

"Light Transmitting Concrete" is a concrete-like product, which is translucent due to the mixture of fiber glass, plus a combination of finely divided crushed stone, cement and water. After the strengthening of the composition, are obtained blocks of various shapes, with features of concrete and glass.

The process was invented and patented by the Hungarian architect Áron Losonczi in 2001. LiTraCon is produced by the inventor company, LiTraCon Bt, which was founded in the spring of 2004. The office and factory are located in the city of Csongrád, located 160 km from the Hungarian capital, the city of Budapest. All existing LiTraCon-type products up to this year were made only by LiTraCon Bt. [1]



Fig. 2.a. Fiberglass



Fig. 2.b. Fiberglass

Transparent translucent concrete is a material created through the combination of concrete and thousands of wires, optical fiber, which acts as an aggregate.



Fig. 3. Wires Fiber Optic

2 Technical data

For making translucent concrete there are two basic materials: one is from the construction region and other is from sensing region. The material used are cement, fine aggregate, aggregate dust, Optical Fiber and Water

Cement: Generally selection criteria of cement are based on requirement of strength and durability of concrete. The type of cement used in this type of work is ordinary Portland cement of 53 -grade, generally used for huge structures like building foundations, bridges, tall buildings.

Fine Aggregates: Dust aggregate and **Water:** For the Litracon concrete block all normal concreting sands are suitable. Fine aggregate can be natural or manufactured; the fine aggregate used, are having the specific gravity of 2.65 and passing through 4.75mm sieve. Drinkable water is used for the proper workability and binding in translucent concrete. Normal river sand as fine aggregate and 10mm-20mm aggregate size will be used as coarse aggregate.

Optical Fiber: Fiber optic lines are thin strands of optically pure glass or plastic and the diameter is slightly thicker than human hair. Generally optical fibers are used to pass on the light at specific wavelength. As the optical fiber used in project is plastic optic fiber made up of plastic. Optical fibers are available in market.[2]

Shape: prefabricated blocks

Ingredients: 96% fiber concrete 4% optical fiber

Density: 2100-2400 kg / m³

Compressive strength: 50 N / mm²

Finish: Polished

Block dimensions: The maximum block size: 1200 x 400 mm

Thickness: 25-500mm

Due to the small size of the fibers, these are mixed into the concrete as aggregate. In this way, the result is a homogeneous material with good light transmission through it.

The manufacturing process of translucent concrete is same as the conventional concrete only the optical fiber are spread all through the aggregate and cement mix. Light transmitting concrete is produced by adding the 4%-5% of optical fibers by volume into the concrete mix. Initially the fibers are arranged in required pattern previous to casting of concrete. The thickness of optical fiber is in between 2 μ m and 2mm which is suitable for requirement of light transmission. Smaller or thin layers permit a more quantity of light to pass through concrete. [2]

3 Use

Litracon can be used as building material for walls.

Litracon can be used outdoors and also for interior walls.

Due litracon hardness, it is possible to use this material as supporting structure. If necessary, strengthening litracon is also possible. Litracon products will be manufactured as insulating materials.

4 Translucent facade - new style n construction

Technology for the facades have evolved over time with the advent of new architectural current, and considering concepts emerged in recent years, such as ecological systems. Among the most modern are translucent facades with the ability to save energy in the indoor environment.



Fig. 4. Italian Pavilion at Shanghai

Europe is the area in which this idea was publicized and accepted especially for office development. Designers and builders try to add transparency, smoothness and efficiency of both new buildings and those being renovated.

Such facade has the ability to generate power, is an excellent insulator sound and offers residents the opportunity to enjoy natural light most of the day, but without having problems with the hot sun or other climatic factors.

One of the biggest problems is the protection of glass facades from sun radiation. Researchers have shown that an ideal environment for work or recreation must have a maximum temperature of 26 degrees Celsius.

The translucent concrete, as a building envelope, can offset some lighting energy that is consumed within a room in an office. It is constructed from concrete panels which are functionalized by embedding optical fibers during the manufacturing phase to transmit sunlight. From preliminary results, a volumetric fiber ratio of 6% used in the translucent concrete panel leads to savings in lighting energy by around 50%. The utility of panels is enhanced if it reduces the heating and cooling requirements of the office room. The sunlight channeled by optical fibers can contribute in heating of room during winter but in summer months, it leads to cooling. Also, daylight reduces heat dissipation from lighting installations and positively impacts cooling loads. The conduction through walls allows heat to be removed from the room during morning but transmits heat from ambient environment into the room later in the afternoon and evening. The translucent panels can cut down energy expenditure by 18% for a fiber volumetric ratio of 6% which renders the fabrication process to be practical.[3]

5 Environmental impact

When a solid wall is imbued with the ability to transmit light, it means that a home can use fewer lights in their house during daylight hours. Since the insulating capacity of the wall is unchanged, the result is a net energy gain.[4]

6 Works made of transparent concrete in europe

For the first time transparent concrete was put into practice in the construction of an alley in Stockholm, a work that has attracted the attention of specialists. Alley looks normal during the day but at night is unique in that it is illuminated behind concrete pieces.

The first major project in which transparent concrete was used, is Gate of Europe in Hungary, this monument was erected to celebrate Hungary's accession to the EU.

Georgia Alexandra COVALEOV



Fig. 5.a. The Gate of Europe, Ungaria.

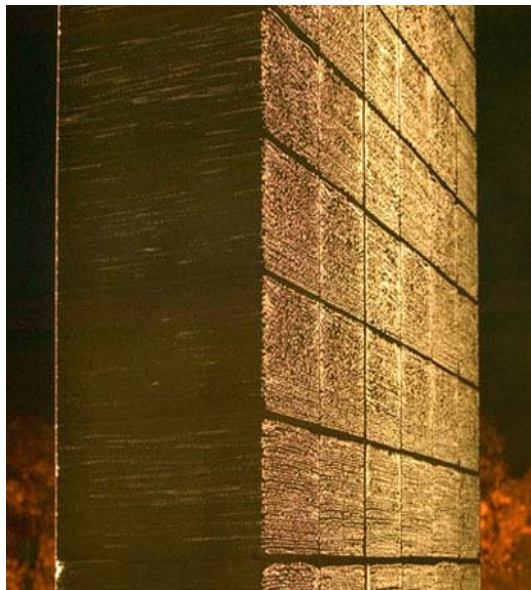


Fig. 5.b. The Gate of Europe, Ungaria.

Transparent Concrete



Fig. 5.c. The Gate of Europe, Ungaria.



Fig. 5.d. The Gate of Europe, Ungaria.

From a distance, it looks like normal concrete, but up close, we can see thousands of tiny holes that allow the passage of light, but do not compromise the structural strength of the material.

The Germans also took over the process and specialized in the production of transparent concrete blocks and in 2010 the Italians were the ones who built a pavilion for the World Exhibition in Shanghai from a similar material with which they hoped to revolutionize the world of materials of construction.

Both the Hungarians and the Germans used a fiber-reinforced cement, and the Italians replaced the fiber with resin, obtaining new material they intend to use, including the construction of the Bangkok embassy.

The price of a transparent concrete slab exceeds 300 euros per square meter. Innovative material has been used so far to construct the Italian flag at the 2010 Universal Exhibition in Shanghai, China .

Transparent concrete has also been used in projects around the world, including the Cella Septichora Museum in Hungary, the Hungarian Embassy in Paris, and the Iberville Veterans Parish Memorial in Louisiana. [5]

7 Transparent concrete works in North America

Transparent concrete was used for the first time in North America when it was built Veterans Memorial Iberville Parish in Baton Rouge, Louisiana

Although this is still unconfirmed, architects project Freedom Tower in New York City as a new, novelty building, "dressed" in LiTraCon.

The debut of the transparent concrete prefabricated concrete in North America at Greenbuild was made by the Italcementi Group, where they introduced a new, transparent cement innovation, as well as its applications explained by designers and architects.

"The i.light walls are representative of our industry's innovation for building design developments," said Michael McSweeney, President and CEO of the Cement Association in Canada.

"The walls change our traditional perceptions of cement and concrete by presenting their possibilities and the potential to transform our communities in new and exciting ways."

Transparency in concrete is achieved through innovative technology developed by the Italcementi Group & D department. This allows the manufacture of insulated concrete panels made of concrete, which transmit light, both natural and artificial. I.light panels are guaranteed to last as long as a panel made of traditional cement.

The result of transparent panels is simply genius, as it creates a sequence of lights and shadows in constant evolution throughout the day. The transparent effect is more obvious when it is dark and is seen from the outside. The ability to transmit light leads to the use of less electricity, thus helping to save energy.

The National Museum of Construction in Washington hosts an exhibition of translucent materials that construction firms or individuals can purchase for spectacular aesthetic effects and to meet practical requirements. With the title "Transparent Stones", the exhibition presents different types of translucent concrete, a modern replica of the old building materials used so far. One of the exhibits is a wall made of translucent concrete blocks, which looks like a backlit backlight. When someone stands in front of him, the shadow of the person can be clearly seen from the other side. [6-8]

Transparent Concrete

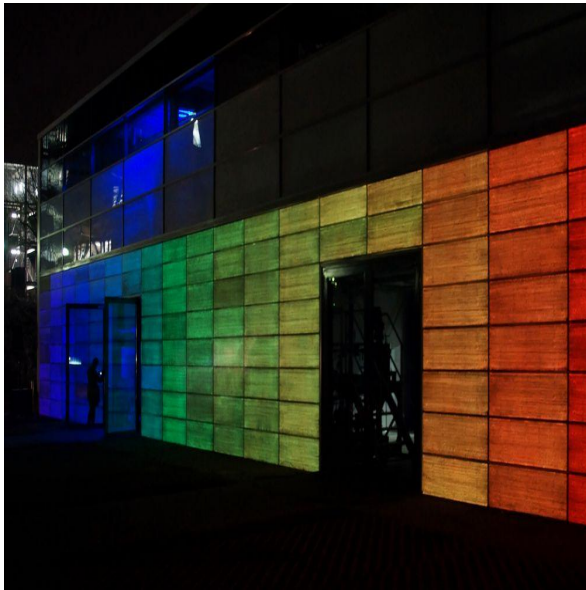


Fig. 6.a. Pavilion Germany



Fig. 6.b. Pavilion Germany



Fig. 6. Pavilion Germany

8 Conclusions

The whole study of the type of transparent concrete can be an open door and an urge to explore this very new field in the construction world, helping to create a "friendship" and good collaboration between architects (those looking for aesthetic and appearance) and construction engineers (realists and stable builders in time). In a way, we can say that it is possible to combine the usefulness with the jeweler and at the same time make it efficient and solve (besides the aesthetic side) a great problem raised by the natural lighting of the buildings and the thermal insulation of the buildings.

Bibliography

1. *LiTraCon. Official Site*
2. P.R. Sangshetty, Dr.A.W. Dhawale, *An Overview of energy Efficiency of Translucent Concrete , International Journal of Application or Innovation in Engineering & Management, Volume 6*, (February 2017)
3. A.Ahuja, K.M. Mosalam, *Evaluating energy consumption saving from translucent concrete building envelope. Energy and Buildings*, (15 October 2017)
4. A.B. Kamdi, *Transparent concrete as green material for Building*
5. *International Journal of Structural and Civil Engineering Research, Volume 2*, (August 2013)
6. LUCEM, *Lichtbeton official site: <http://www.lucem.de>*
7. C. Kellogg, *Space-Age Concrete Blocks That Let You See the Light. New York Times. Late Edition (East Coast) New York*, (15 April 2004)
8. K. Gomez, *LiTraCon shows concrete in new light. Construction Contractor (Australia)*, (Aug. 2005)
9. Anonymous, *Translucent concrete developed in Europe." Civil Engineering : Magazine of the South African Institution of Civil Engineering. Yeoville: (Oct 2005)*

Analiza energetica privind dimensionarea si evaluarea performantelor energetice ale instalatiilor utilizand captatoarele solare termice

Energy analysis regarding the dimensioning and evaluation of the energy performance of the installations using solar thermal collectors

Florin IORDACHE

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

Rezumat. In cadrul lucrarii se stabileste o relatie de evaluare a gradului de acoperire energetica a necesarului de caldura pentru incalzirea spatiilor sau prepararea a apei calde. In cadru acestei relatii se identifica o serie de 3 parametrii de configurare energetica a sistemului consumator – instalatie solara dar si un indicator energetic climatic important in special din punct de vedere al locatiei de amplasare a consumatorului. Se ofera astfel posibilitatea de a se pune in balanta atat influentele parametrilor de configurare constructiva ai sistemului cat si indicatorul energetic climatic in vederea optimizarii sistemului sursa functie de locatie de amplasare a consumatorului.

Cuvinte cheie: captatoare solare termice, incalzire

Abstract. In the paper a relationship is established for assessing the degree of energy coverage of the heat demand for space heating or the preparation of hot water. Within this relationship we identify a series of 3 parameters of the energy configuration of the consumer - solar installation and also an important climatic energy indicator especially in terms of the location of the consumer location. This provides the possibility of balancing both the influences of the constructive configuration parameters of the system and the climatic energy indicator in order to optimize the source system according to the location of the consumer's location.

Keywords: solar thermal collectors, heating

1. Introducere

Utilizarea energiei solare pentru incalzirea spatiilor si prepararea apei calde este la ora actuala o solutie din ce in ce mai des abordata pentru a realiza economie de energie provenita din surse neregenerabile. Structura sistemelor neconventionale termice de utilizare a energiei solare este destul de bine pusa la punct, acestea continand si sursa de rezerva. Problemele de interes in acest domeniu la ora actuala sunt dimensionarea corespunzatoare a acestor sisteme si evaluarea performantelor

energetice ale acestora. Lucrarea de fata are ca obiectiv tocmai discutarea procedurii de evaluare a performantelor energetice a unei astfel de sistem hibrid de utilizare a energiei solare cu consecinte directe privind optimizarea acestor sisteme.

1. Structura sistemelor neconventionale de utilizare a energiei solare

- Schema pentru incalzirea spatiilor

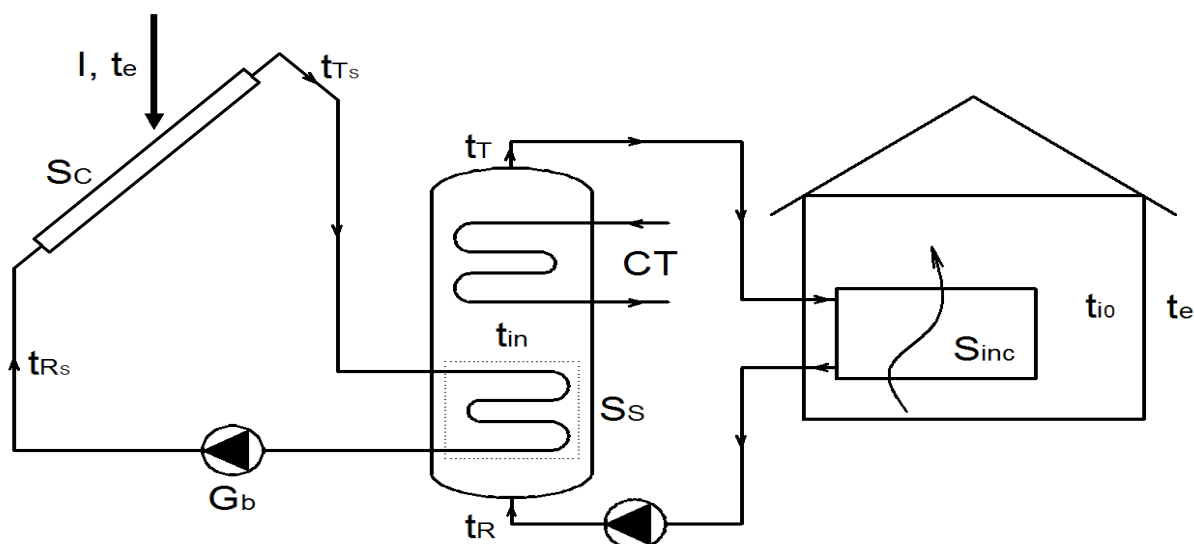


Fig. 1 – Schema instalatie solara pentru incalzirea spatiilor unei cladiri

- Schema pentru prepararea apei calde de consum

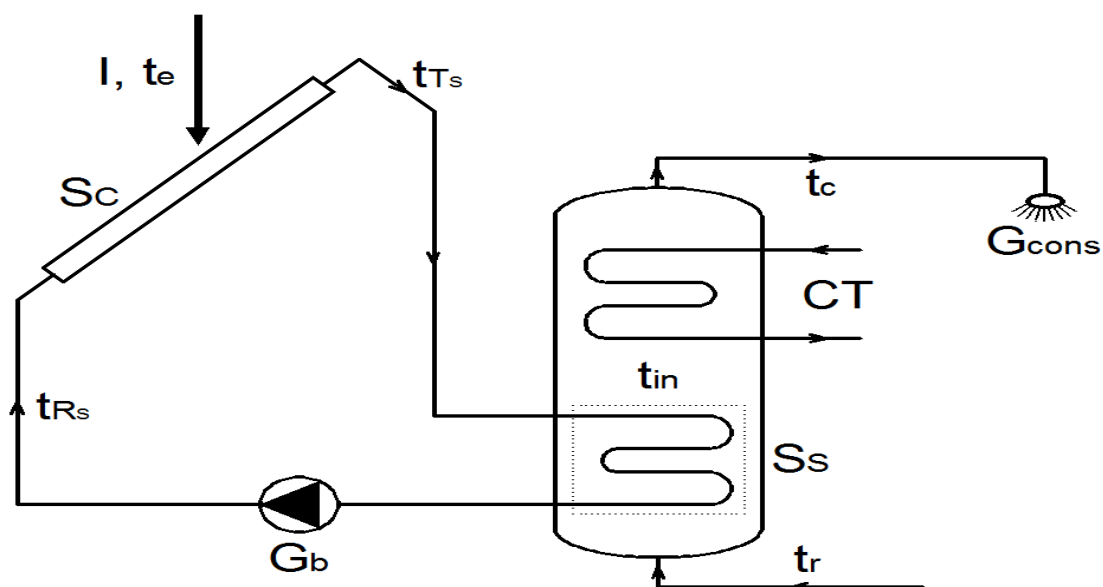


Fig. 2 – Schema instalatie solara pentru prepararea apei calde de consum

Analiza energetica privind dimensionarea si evaluarea performantelor energetice ale instalatiilor utilizand captatoarele solare termice

In vederea evaluarii performantelor energetice ale acestor sisteme trebuie trecute in revista in primul rand marimile echipamentelor din cadrul componentelor sistemului existent si a parametrilor termici si hidraulici implicati: S_C , k_C , H , G_{CONS} , V , t_{T0}/t_{R0} , t_{i0} , t_{e0} , t_e , I , t_r/t_c .

Indicatorii energetici urmariti sunt : Randamentul de Captare – $RND = \eta_{BC}$ Si Gradul de Acoperire Energetica – G_{AET} ;

2. Stabilirea relatiei referitoare la acoperirea energetica a instalatiei solare

Stabilirea relatiilor utilizate in cadrul analizei energetice se bazeaza pe metodologia de utilizarea a energiei solare elaborate in cadrul Metodologiei de evaluare a performantelor energetice a cladirilor Mc001 din 2019, sectiunea referitoare la implementarea surselor regenerabile de energie. Se prezinta in continuare pe scurt relatiile importante din Mc001-2019 utilizate in cadrul lucrarii de fata. Astfel, pentru incalzirea spatiilor :

$$\eta_{BC} = F_R^{BC} \cdot [(\alpha \cdot \tau) - k_C \cdot F_{INC} \cdot \beta_{REF}] \quad (1)$$

Unde :

$$F_R^{BC} = \left(\frac{1}{F_R^B} + \frac{1}{F_R^C} \right)^{-1} \quad (2)$$

$$F_R^B = \frac{1.163 \cdot G_C / S_C}{k_C} \cdot (1 - E_{CS}) \quad (3)$$

$$F_R^C = 2 \cdot \frac{H / S_C}{k_C} \cdot \frac{t_{i0} - t_{e0}}{t_{T0} - t_{R0}} \quad (4)$$

$$F_{INC} = \frac{t_{R0} - t_{e0}}{t_{i0} - t_{e0}} \quad (5)$$

Si :

$$E_{CS} = \frac{E_C \cdot (1 - E_S) + E_S \cdot (1 - E_C)}{1 - E_C \cdot E_S} \quad (6)$$

$$E_C = \exp \left(- \frac{F \cdot k_C}{1.163 \cdot G_C / S_C} \right) \quad (7)$$

$$E_s = \exp\left(-\frac{F' \cdot k_c}{1.163 \cdot G_c / S_c} \cdot \frac{k_s}{F' \cdot k_c} \cdot \frac{S_s}{S_c}\right)$$

$$E_s = E_c^{\left(\frac{k_s \cdot S_s}{F' \cdot k_c \cdot S_c}\right)} \quad (8)$$

Iar :

$$\beta_{REF} = \frac{t_{i0} - t_e}{f_s \cdot I} \quad (9)$$

Se remarca faptul ca parametrul β_{REF} este o sinteza a factorilor climatici aferenti localitatii in care se gaseste cladirea cu instalatia solara continand si temperatura interioara din spatiile incalzite si putem sa conferim lui β_{REF} calitatea de indicator energetic climatic al localitatii consumatorului.

Gradul de acoperire energetica este definit ca fiind :

$$G_{AET} = \frac{P_{CP}}{P_{CONS}} \quad (10)$$

Unde :

$$P_{CONS} = H \cdot (t_{i0} - t_e) \quad (11)$$

$$P_{CP} = S_c \cdot I \cdot \eta_{BC} \cdot f_u \quad (12)$$

Rezulta:

$$G_{AET} = \frac{P_{CP}}{P_{CONS}} = \frac{S_c \cdot I \cdot \eta_{BC} \cdot f_u}{H \cdot (t_{i0} - t_e)}$$

$$G_{AET} = \frac{f_u}{f_s} \cdot \frac{\eta_{BC}}{H/S_c \cdot \frac{(t_{i0} - t_e)}{f_s \cdot I}} \quad (13)$$

Rezulta in final pentru gradul de acoperire energetica expresia :

$$G_{AET} = \frac{f_u}{f_s} \cdot F_R^{BC} \cdot \frac{k_c}{H/S_c} \cdot \left(\frac{(\alpha \cdot \tau)}{k_c} \cdot \frac{1}{\beta_{REF}} - F_{INC} \right) \quad (14)$$

Se remarca faptul ca atat in expresia randamentului de captare a energiei solare (1) cat si in expresia gradului de acoperire energetica (14) apar 2 seturi de parametrii si anume:

- Parametrii de configurare: k_c , H/S_c si $t_{T0}/t_{R0}/t_{i0}$. Aici trebuie sa mentionam faptul ca parametrul H se refera la instalatia de incalzire a consumatorului si atunci il

Analiza energetica privind dimensionarea si evaluarea performantelor energetice ale instalatiilor utilizand captatoarele solare termice

putem denumi H_{INC} , dar se poate referi si la instalatia de preparare a apei calde a consumatorului si atunci il putem denumi H_{ACC} , avand expresia :

$$H_{ACC} = 1.163 \cdot G_{CONS} \quad (15)$$

In cazul prepararii apei calde expresia randamentului si gradului de acoperire energetica este usor modificata, forma efectiva fiind :

$$\eta_{BC} = F_R^{BC} \cdot [(\alpha \cdot \tau) - k_C \cdot \beta_{REF}] \quad (16)$$

$$\beta_{REF} = \frac{t_r - t_e}{f_s \cdot I} \quad (17)$$

$$G_{AET} = \frac{f_u}{f_s} \cdot F_R^{BC} \cdot \frac{k_C}{H_{ACC}/S_C} \cdot \left[\frac{(\alpha \cdot \tau)}{k_C} \cdot \frac{1}{\beta_{REF}} - 1 \right] \frac{(t_r - t_e)}{(t_e - t_r)} \quad (18)$$

Iar parametrul F_R^C se stabileste cu :

$$F_R^C = 2 \cdot \frac{H_{ACC}/S_C}{k_C} \quad (19)$$

- Parametrii climatici: β_{REF} (t_r , t_e , I); (mentionam faptul ca valoarea intensitatii radiatiei solare este obtinuta prin medierea pe cele 24 de ore ale zilei)

3. Analiza energetica asupra parametrilor de configurare si climatici

Analiza prezentata in continuare se va referi doar la cazul consumatorului de tip incalzirea spatiilor, pentru consumatorul de tip preparare apei calde analiza fiind asemanatoare.

In ceea ce priveste parametrii de configurare ai instalatiei de utilizare a energiei solare se remarca pentru coeficientul global de transfer termic al captatorilor solari un domeniu de valori cuprins in intervalul $2 \div 4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ motiv pentru care analiza s-a efectuat pentru valorile 2, 3 si 4.

Al doilea parametru de configurare foarte important este raportul H/S_C . Pentru acesta au rezultat valori in domeniu $5 \div 25 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ in cazul consumatorului pe parte de incalzirea spatiilor si in domeniul $2 \div 12 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ in cazul consumatorului pe parte de preparare a apei calde. Din acest motiv s-au investigat concret valorile 5, 15 si 25 la incalzire.

Al treilea parametru de configurare important este setul temperaturilor nominale ale agentului termic prin instalatia de incalzire t_{T0}/t_{R0} sau a temperaturilor nominale de preparare a apei calde t_{c0}/t_{r0} . Analiza efectuata in aceasta etapa s-a referit numai la instalatia de incalzire a spatiilor consumatorului, valorile considerate fiind $t_{T0}/t_{R0} = 50/30$;

În ceea ce privește parametrul climatic s-au investigat cupluri de valori de temperatura exterioară cu intensități de radiație solară și anume: pentru temperatura exterioară $t_e = -5, 0, +5^\circ \text{C}$, iar pentru intensitatea radiației solare $I = 100, 150$ și 200 W/m^2 . Au rezultat în acest fel pentru indicatorul energetic climatic β_{REF} un domeniu de valori între $0,015$ și $0,065 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$.

Testele efectuate în vederea analizei vizând parametrii de configurare ai instalațiilor consumatorului s-au realizat la setul de parametri climatici $t_e = 3^\circ \text{C}$ și $I = 190 \text{ W/m}^2$, indicatorii de performanță energetică rezultați fiind randamentul instalației de captare și utilizare a radiației solare (RND) și gradul de acoperire energetică

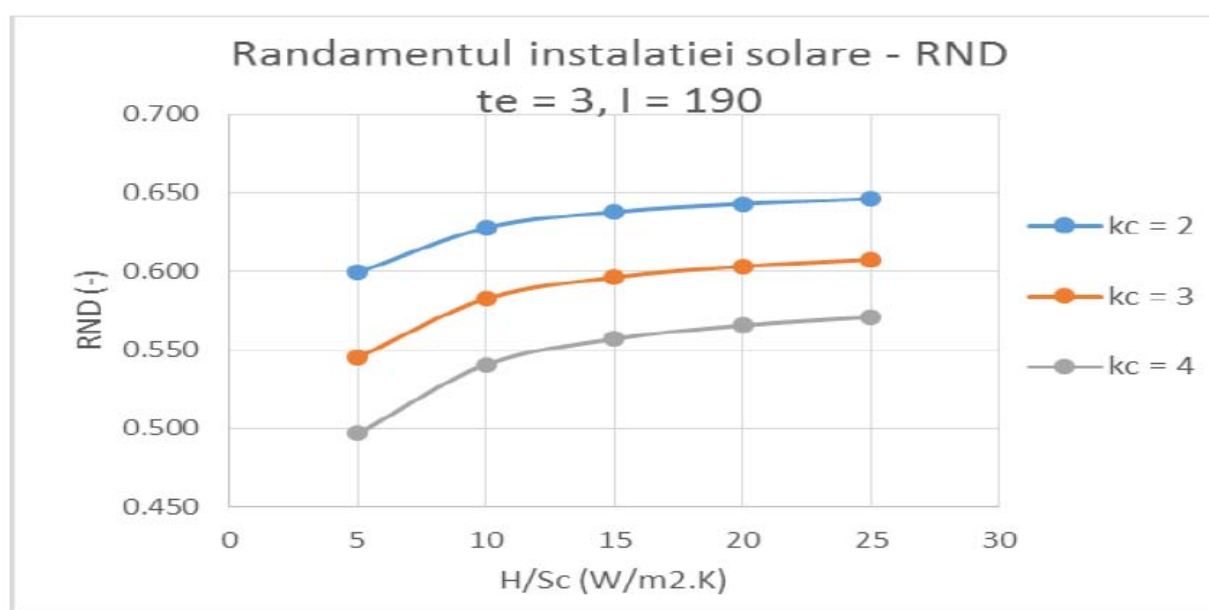


Fig. 3 – Influența tipului captatorilor solari și a măririi suprafeței de captare asupra randamentului de captare

Din fig. 3 se observă că tipul captatorilor solari caracterizați prin coeficientul global de transfer termic al acestora influențează direct randamentul de captare, în timp ce raportul H/SC are o influență mai scăzută.

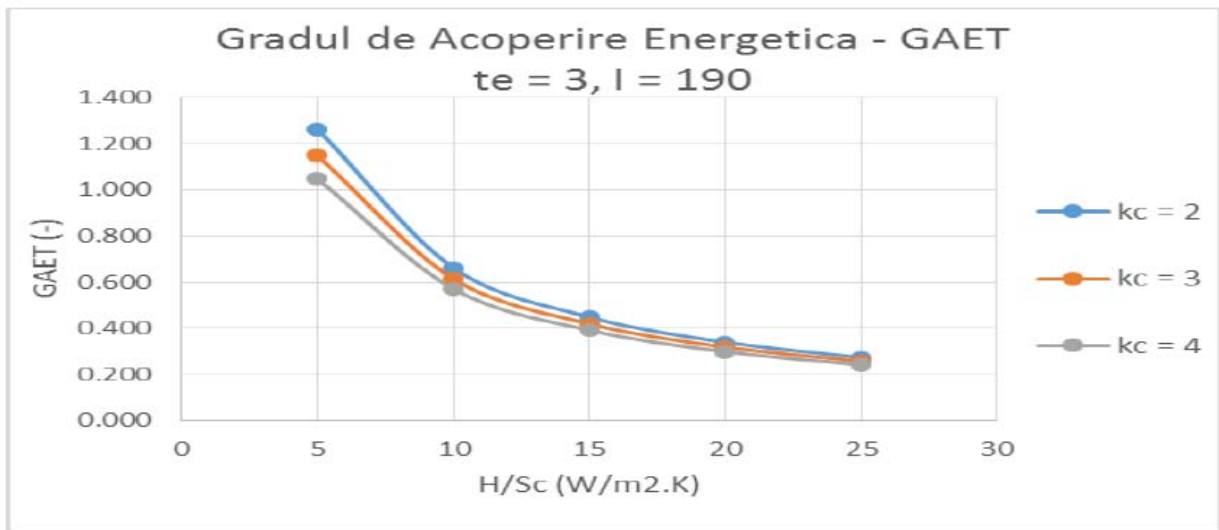


Fig. 4 – Influenta tipului captatorilor solari si a marimii suprafetei de captare asupra gradului de acoperire energetica

Se observa din fig. 4 ca o influenta sensibil mai apreciabila o are marimea suprafetei de captare solara decat tipul captatorilor solari. Acest lucru este destul de evident in cazul suprafetelor de captare mai scazute.

In continuare s-a urmarit evidentierea influentei parametrilor climatici asupra performantelor energetice ale sistemului. Astfel s-a considerat o configurare data pentru sistem, reprezentata prin $k_c = 3 \text{ W/m}^2.\text{K}$, $H/SC = 15 \text{ W/m}^2.\text{K}$ si $t_{T0}/t_{R0} = 50/30^\circ \text{C}$.

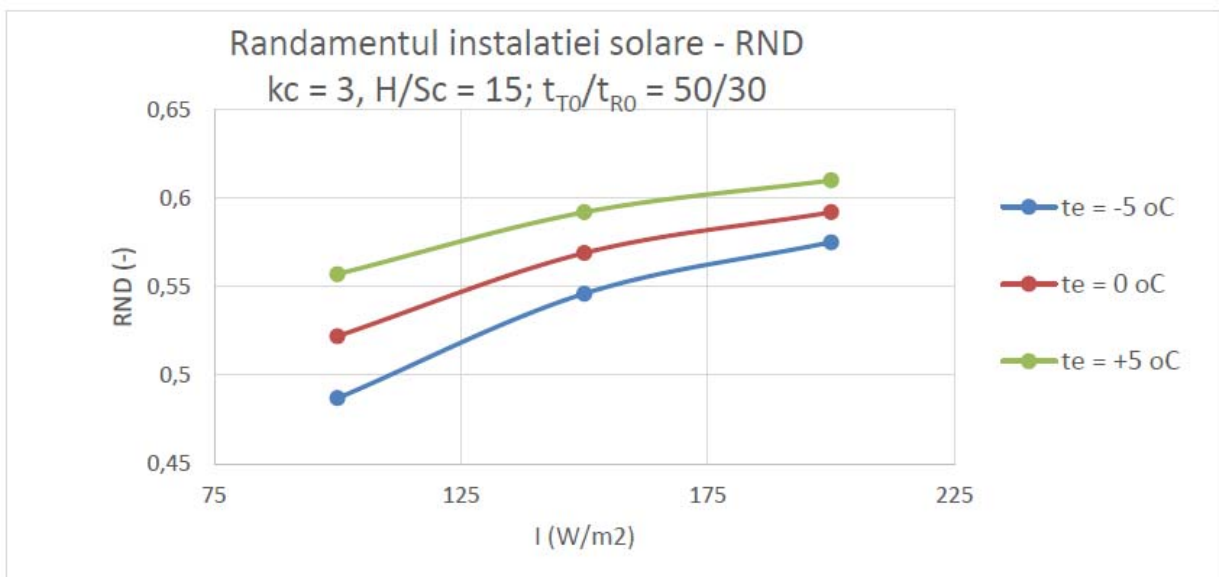


Fig. 5 – Dependenta randamentului instalatiei solare de parametrii climatici

Din fig. 5 se observa, dupa cum este si normal, faptul ca atat cresterea intensitatii radiatiei solare cat si cresterea temperaturii exterioare conduc la cresterea randamentului de captare

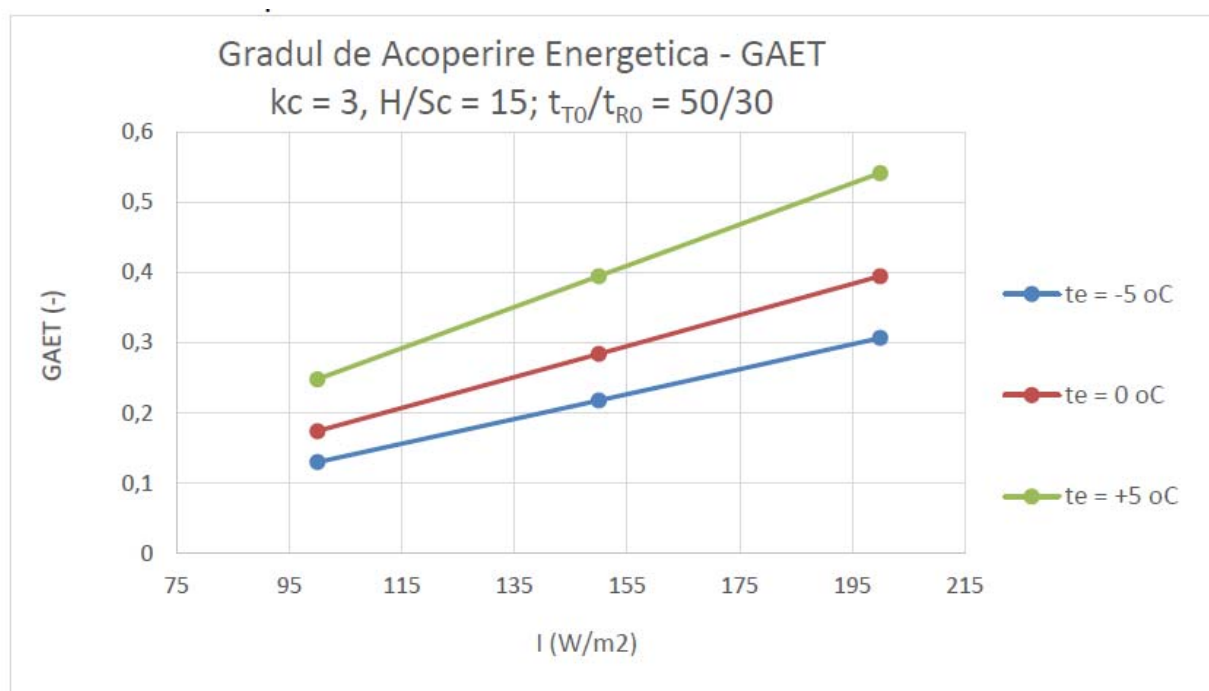
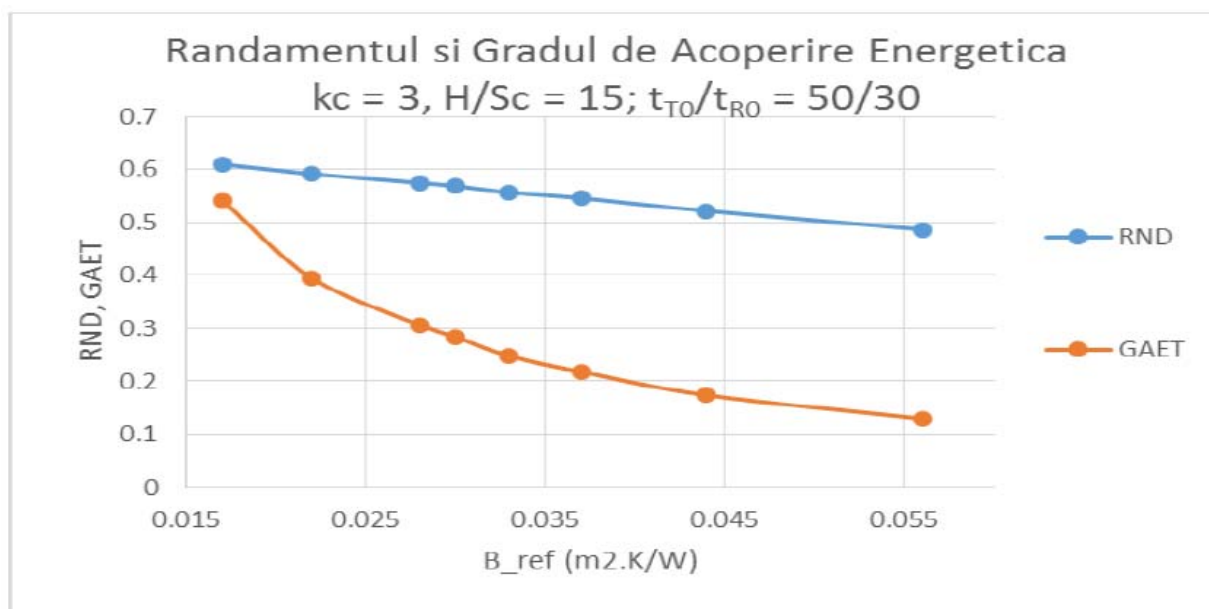


Fig. 6 – Dependenta gradului de acoperire energetica de parametrii climatici

Din fig. 6 se observa, deasemenea dupa cum este si normal, faptul ca atat cresterea intensitatii radiatiei solare cat si cresterea temperaturii exterioare conduc la cresterea gradului de acoperire energetica.

Fig. 7 – Dependenta randamentului si gradului de acoperire energetica de indicatorul energetic climatic $\beta_{REF}(t_{i0}, t_e, I)$

Din fig. 7 se observa ca indicatorul energetic climatic este sensibil mai influent asupra gradului de acoperire energetica decat asupra randamentului de captare.

4. Concluzii

O prima concluzie importanta care rezulta din lucrare consta in posibilitatea identificarii unui indicator energetic climatic pe baza caruia sa poata fi evaluate practic si direct consecintele asupra gradului de acoperire energetica si asupra randamentului de captare solara.

O a doua concluzie importanta consta in faptul ca este posibil de a se pune in balanta atat influentele parametrilor de configurare constructiva a sistemului cat si indicatorul energetic climatic.

Rezulta destul de clar si procedura practica de lucru care trebuie aplicata :

- Se identifica indicatorul energetic climatic al localitatii in care este amplasata cladirea - β_{REF} ;
- Se identifica parametrii nominali de temperatura ai agentului termic din instalatia de incalzire a cladirii - t_{T0}/t_{R0} ;
- Se particularizeaza expresia gradului de acoperire energetica pentru cazul efectiv analizat si rezulta in consecinta gradul de acoperire energetica ca o functie de 2 parametrii constructivi si anume tipul captatorilor solari utilizati (k_C) si suprafata de captare (S_C);
- Pe baza unui calcul economic de audit energetic rezulta perechea celor 2 parametrii care trebuie adoptata;

In concluzie se poate identifica pe baza unui studiu de auditare energetica solutia optima de configurare a sistemului si a pretentiilor privind gradul de acoperire energetica, astfel incat durata de recuperare a investitiilor facute in instalatia solara sa rezulte cat mai scazuta.

Lista de Notatii

- t_{i0} – temperatura interioara normata in spatiile incalzite, °C;
- t_{e0} – temperatura exterioara de calcul, °C;
- t_{T0} – temperatura de calcul agent termic la intrarea in instalatia de incalzire (°C);
- t_{R0} – temperatura de calcul agent termic la iesirea din instalatia de incalzire (°C);
- t_c – temperatura de preparare apei calde de consum, °C;
- t_r – temperatura apei reci utilizate la prepararea apei calde de consum, °C;
- t_e – temperatura exterioara medie lunara sau anuala, °C;
- I – intensitatea radiatiei solare medie lunara sau anuala, (W/m^2);
- k_C – coeficientul global de transfer termic al suprafetei de captare solara, ($W/m^2.K$);
- k_S – coeficientul global de transfer termic - schimbator de caldura imersat, ($W/m^2.K$);
- S_C – suprafata de captare a energiei solare, m^2 ;

S_S – suprafata schimbatorului de caldura imersat, m^2 ;
 G_C – debitul de agent termic vehiculat in bucla solara, l/h ;
 G_{CONS} – debitul orar mediu zilnic de apa calda al consumatorului, l/h ;
 H – capacitatea de transfer termic aferenta cladirii deservite, W/K ;
 P_{CP} – puterea termica captata, W ;
 P_{CONS} – puterea termica necesara la consumator, W ;
 F' – factor de corectie functie de constructia captatorului solar, -;
 α - coeficientul de absorbtie al placii captatorului solar, -;
 τ - coeficientul de transparenta al suprafetei superioare a captatorului solar, -;
 f_U – factor de utilizare a volumului de acumulare, -;
 f_S – factor de insorire mediu lunar, -;
 $R_{ND} = \eta_{BC}$ – randamentul instalatiei solare, -;
 G_{AET} – gradul de acoperire energetica termic, -;

Bibliografie

- [1] – Metodologia de evaluare a performantelor energetice ale cladirilor – Mc001-2019 – Sectiunea surse regenerabile (Utilizarea Energiei Solare);
- [2] – Florin Iordache – Comportamentul dinamic al echipamentelor și sistemelor termice (ediția 3-a) – editura Matrixrom, București, 2008;
- [3] – Florin Iordache – Energetica echipamentelor si sistemelor termice din instalatii, editura Conspress, Bucuresti, 2010;