

Revista Română de Inginerie Civilă

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

Volumul 6 (2015), Numărul 3
ISSN 2068-3987

Stadiul actual și tendințe noi în perspectiva creșterii performanțelor energetice a clădirilor din Republica Moldova	233-240
<i>Constantin Țuleanu, Adrian Retezan, Andrei Bînzari, Iulia Negară, Livia Leanca</i>	
Posibilitatea trecerii unor consumatori energetici industriali de la combustibil gazos la combustibil biogenic – aplicație la generatoarele de aer cald	241-250
<i>Nicolae Antonescu, Paul-Dan Stănescu</i>	
Influența tipului de casă de scară asupra consumurilor energetice ale unei clădiri	251-262
<i>Margareta-Irina Țipel, Ștefan Creițeanu, Vlad Iordache</i>	
Sistem sursa cu captatoare solare și pompe de caldura	263-279
<i>Florin Iordache, Mugurel Talpiga</i>	
Sistem inteligent de iluminare publică	280-287
<i>Cristina Gabriela Sărăcin, Flavius Gheorghe Buzea</i>	
Compararea performanțelor unei instalații frigorifice auto utilizând agenții R134a și HFO1234yf	288-296
<i>Răzvan Calotă, Alexandru Nițu</i>	
Estimarea coeficienților de dispersie longitudinală utilizând mărimi hidraulice ușor măsurabile	297-303
<i>Marius Iliescu, Elena Iatan</i>	
Application of solar-photovoltaic systems in rural areas	304-311
<i>Georgiana Corsiuc</i>	
The efficiency of harnessing thermal-solar energy in existing buildings connected to the district heating system	312-319
<i>Teodora-Melania Șoimoșan, Raluca-Andreea Felseghi, Călin-Ovidiu Săfireșcu, Emil Moldovan</i>	

COLEGIUL EDITORIAL

Prof.dr.ing. Ioan BOIAN, *Universitatea Transilvania Braşov*
Prof.dr.ing. Alexandru CĂTĂRIG, *Universitatea Tehnică Cluj Napoca*
Conf.dr.ing. Victoria COTOROBAL, *Universitatea Tehnică Gh. Asachi Iaşi*
Prof. dr. mat. Rodica DĂNEŢ, *Universitatea Tehnică de Construcţii Bucureşti*
Prof.dr.ing. Carlos Infante FERREIRA, *Delft University of Technology, The Netherlands*
Prof.dr.ing. Dragoş HERA, *Universitatea Tehnică de Construcţii Bucureşti – redactor şef*
Prof.dr.ing. Ovidiu IANCULESCU, *director editorial*
Prof.dr.ing. Gheorghe Constantin IONESCU, *Universitatea Oradea*
Prof.dr.ing. Florin IORDACHE, *Universitatea Tehnică de Construcţii Bucureşti*
Prof.dr.ing. Vlad IORDACHE, *Universitatea Tehnică de Construcţii Bucureşti*
Prof.dr.ing. Carmen Elena MAFTEI, *Universitatea Ovidius Constanţa*
Prof.dr.ing. Ion MIREL, *Universitatea Politehnica Timişoara*
Prof.dr.ing. Dan GEORGESCU, *Universitatea Tehnică de Construcţii Bucureşti*
Prof.dr.ing. Mircea PETRINA, *Universitatea Tehnică Cluj Napoca*
Conf.dr.ing. Dorel PLĂTICĂ, *Universitatea Tehnică Gh. Asachi Iaşi*
Prof.dr.ing. Nicolae POSTĂVARU, *Universitatea Tehnică de Construcţii Bucureşti-redactor şef*
Prof.dr.ing. Daniela PREDA, *Universitatea Tehnică de Construcţii Bucureşti*
Prof.dr.ing. Ioan SÎRBU, *Universitatea Politehnica Timişoara*
Prof.dr.ing. Ioan TUNS, *Universitatea Transilvania Braşov*

ISSN 2068-3987

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

Stadiul actual și tendințe noi în perspectiva creșterii performanțelor energetice a clădirilor din Republica Moldova

Curent staj and new trends in the perspective increasing energy performance of buildings in Moldova

Constantin Țuleanu¹, Adrian Retezan², Andrei Bînzari³, Iulia Negară⁴, Livia Leanca⁵

¹Tehnică University of Moldova, ³ “Politehnica” University of Timisoara, Romania

¹ ctuleanu@mail.ru,

² adrian_retezan@yahoo.com

³ binzariandreiagv@yahoo.com

⁴ iunegara@gmail.com,

⁵ lica-041@mail.ru

REZUMAT: În lucrare sunt tratate concepțiile specifice care pot fi puse la baza sporirii performanțelor energetice și ecologice a clădirilor din Republica Moldova, precum și rezultatele obținute prin auditarea energetică a unui spectru larg de clădiri publice din țară.

Cuvinte cheie: energie, performanță energetică, potențial de reducere, dinamic-adaptiv

ABSTRACT: In this scientific article we are talking about specific concepts that can be used for energetical and ecological performance increasement of buildings in the Republic of Moldova and also the results that we obtain doing the energetical audits for a big varieties of buildings from our country.

Keywords: Dwelling stock, energy efficiency, energy resources, energy performance.

1. INTRODUCERE

Printre preocupările majore menite să faciliteze evoluția progresului societății din Republica Moldova și care revin pe primul plan în condițiile schimbărilor climatice și de mediu, sunt problematicile condiționate de asigurarea cu energie și resurse energetice a consumatorilor, la prețuri accesibile și competitive. În acest context Guvernul Republicii Moldova prin Programul Național pentru Eficiență Energetică (PNEE) 2011-2020 și-a propus să reducă intensitatea energetică în

economia națională și dependența de piața externă a purtătorilor de energie, prin diminuarea importului de resurse energetice. Astfel, în vederea reducerii dependenței de importul resurselor energetice de pe piața externă a purtătorilor de energie și a impactului sectorului energetic asupra schimbărilor climatice, PNEE urmărește următoarele obiective:

- reducerea cu 20 % până în anul 2020, comparativ cu anul 2009, a consumului global de energie primară;
- reducerea către anul 2020 comparativ cu anul 1990 cu cel puțin 25 % a emisiilor de gaze cu efect de seră.

Printre obiectivele prioritare chemate să contribuie la soluționarea acestor deziderate importante, conform Strategiei Naționale de Dezvoltare „Moldova 2020” se regăsește și cel care în mod categoric impune *diminuarea consumului de energie prin sporirea eficienței energetice și utilizarea surselor regenerabile de energie*.

În această ordine de idei PNEE prevede o serie de măsuri care vizează creșterea performanței energetice a clădirilor și instalațiilor aferente pentru crearea confortului ambiental.

În acest context, pe lângă măsurile ce țin de elaborarea cadrului legal, chemat să reglementeze domeniul performanței energetice și ecologice a clădirilor, un deziderat foarte important prevăzut de PNEE are ca obiectiv promovarea în Republica Moldova a conceptului de clădiri cu cosum „*aproape egal cu zero*” Net Zero Building Energy NZBE.

Actul legislativ național care va promova și reglementa pe viitor diversitatea aspectelor strategice legate strict de clădiri și materialele, echipamentele, sistemele care le deservește precum și a celor ce țin de mediul înconjurător este ***Legea nr. 128 din 11.02.2014 privind performanța energetică a clădirilor***, aprobată de către Parlamentul Republicii Moldova și pusă în aplicare începând cu 01.01.2015.

În prezenta lucrare se încearcă de a scoate în evidență unele aspecte conceptuale care vizează impactul energetic, ecologic și de mediu al clădirilor în Republica Moldova precum și unele concepții, strategii și principii moderne de sporire a performanțelor energetice și ecologice a clădirilor existente și nou construite.

2. STADIUL ACTUAL AL ENERGETICII REPUBLICII MOLDOVA

Necătând la acțiunile de proporție promovate în complexul energetic, în particular în ceea ce vizează restructurarea lui și liberalizarea pieței resurselor energetice, Republica Moldova rămâne și pe parcurs extrem de vulnerabilă în ceea ce privește securitatea energetică (atât din punct de vedere al securității în aprovizionarea cu resurse energetice primare, pe care țara le importă la 97-98 % de pe piața externă a purtătorilor de energie, cât și din punct de vedere al fiabilității sistemelor pentru transportul și distribuția acestora), valorificare a surselor regenerabile de energie și mai cu seamă la capitolul eficientizării consumului de energie și resurse energetice.

Un indicator de performanță care permite de a judeca despre gradul de industrializare tehnologică a unui stat și a impactului acestuia asupra eficientizării consumului de energie și resurse energetice, este – ***intensitatea energetică***.

Stadiul actual și tendințe noi în perspectiva creșterii performanțelor energetice a clădirilor din Republica Moldova

Nivelul la care se află Republica Moldova privind intensitatea energetică în comparație cu țările UE se poate estima analizând evoluția prezentată în figura 1.

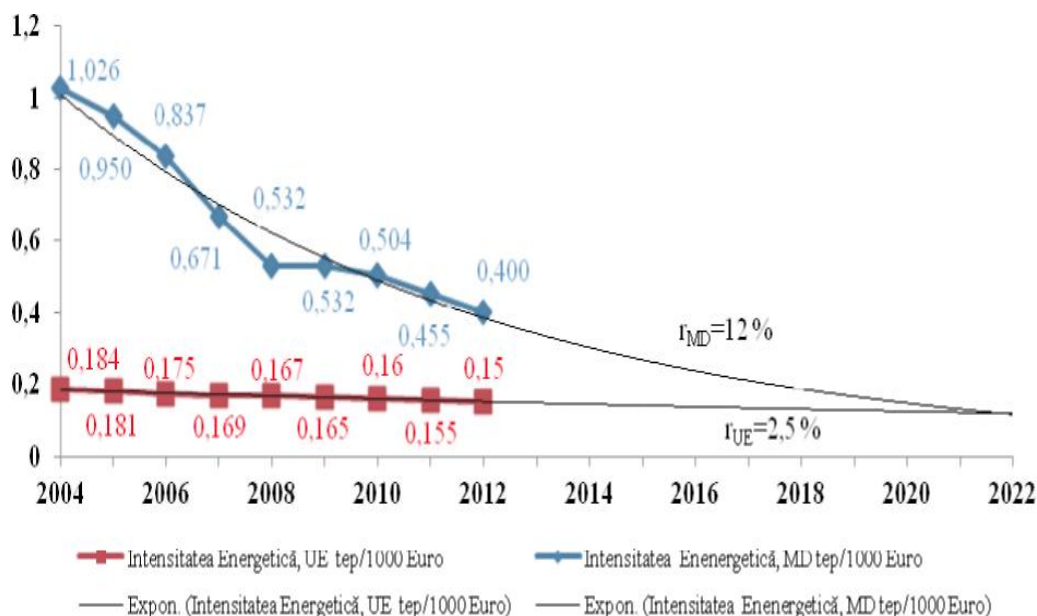


Fig. 1. Evoluția Intensității Energetice în Republica Moldova și Uniunea Europeană

Conform prevederilor PNEE în Republica Moldova, asigurarea eficienței energetice la nivel național se va realiza conceptual și strategic prin diminuarea intensității energetice din toate sectoarele economiei naționale (industrial, agricol, transport, rezidențial etc), modernizarea sistemului energetic (producere, transport, distribuție, utilizare), precum și sensibilizarea publicului larg privitor la necesitatea economisirii energiei în diverse sfere de activitate.

Structura consumurilor de resurse energetice în sectoarele rezidențial și terțiar pentru țările din Uniunea Europeană și Republica Moldova este prezentată în figura 2.

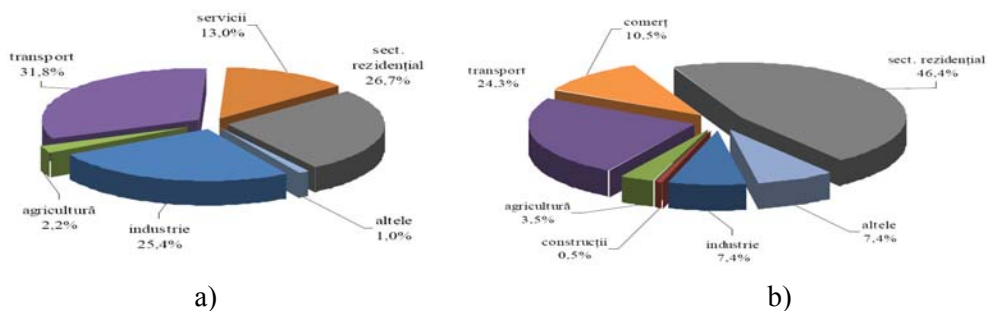


Fig. 2. Structura consumului final de resurse energetice pe sectoare ale economiei naționale pentru Uniunea Europeană (a) și Republica Moldova (b)

Analizând structura prezentată a consumului de resurse energetice din Republica Moldova, putem observa că cele mai energofage sunt acele sectoare unde energia se

consuma prioritar pentru asigurarea activităților desfășurate în clădiri (rezidențiale, comerț, terțiare etc), ceea ce ne permite în esență să evaluăm cu unele aproximații impactul energetic, economic și ecologic al clădirilor asupra evoluției progresului societății din Republica Moldova.

Consumul semnificativ de energie în clădiri este condiționat de mai mulți factori cum ar fi:

- gradul înalt de uzură, grație exploatării îndelungate a clădirilor (uzura fondului locativ se estimează la 50 – 70 %);
- performanța energetică redusă a elementelor de anvelopă a clădirilor;
- tipologia arhitecturală și structurală diversificată a clădirilor, construite la diferite etape în baza multiplelor soluții structurale și arhitecturale;
- randamentele scăzute ale sistemelor de încălzire, ventilare și condiționare a aerului, preparare a apei calde de consum, care asigură confortul ambiental.

Din cele nominalizate, devine evident că unul dintre domeniile asupra cărora se poate acționa cu cea mai mare eficiență în condițiile impuse de necesitatea economisirii energiei și resurselor energetice, este în mod categoric cel al clădirilor, care s-au dovedit a fi mari consumatoare de energie și mari poluatoare cu CO₂. Din aceste considerente obiectivele prioritare ale conceptului dezvoltării durabile implementat la nivel mondial și național, înaintează pe primul plan problematicile care vizează eficientizarea energetică, economică și ecologică a clădirilor și care implică în mod categoric o abordare complexă, interdisciplinară în care locul principal îl ocupă identificarea și selectarea strategiilor optime de acțiuni care includ măsuri de proporție referitoare la creșterea nivelului de protecție termică a anvelopei clădirilor, optimizarea funcționării instalațiilor aferente care asigură confortul ambiental.

Vom remarca că PNEE prognozează către anul 2016 o economie de energie în domeniul clădirilor de cca 465 ktep și o reducere a emisiilor de gaze cu efect de seră cu aproximativ 1 046 250 tone CO₂.

3. CONCEPȚII, STRATEGII ȘI PRINCIPII DE EFICIENTIZARE ENERGETICĂ A CLĂDIRILOR

Centrele științifice din lume preocupate de domeniul clădirilor depun eforturi considerabile în ceea ce privește dezvoltarea durabilă a clădirilor viitorului la general și a unor noi concepții, soluții, principii de sporire a performanței energetice a clădirilor noi și celor existente în particular.

Concepțiile arhitecturale și structurale privitor la casa viitorului sunt destul de diversificate și ramificate atât ca obiective, cât și ca soluții. Printre acestea pot fi evidențiate - *arhitectura dinamică, arhitectura sustenabilă, arhitectura organică, arhitectura bio-climatică, arhitectura ecologică, arhitectura solară, arhitectura pasivă, arhitectura regenerativă.*

Indiferent care principii vor fi puse la baza acestor concepte pentru specialiștii din domeniul instalațiilor un lucru este cert, că conceperea adecvată a sistemelor de

utilități care să deservească aceste clădiri și să facă față cerințelor actuale de confort, indiferent de climatul din exterior, este o mare provocare.

Pentru a satisface adecvat nevoilor prezentului și viitorului acestea ar trebui:

- să economisească cât mai eficient resursele prețioase (apa, energia);
- să fie dinamic – adaptive, adică la variațiile condițiilor climatice și a exigențelor utilizatorilor aflate după cum se cunoaște într-o permanentă deviere;
- să fie flexibile, permițând o continuă transformare a spațiului deservit;
- să utilizeze surse regenerabile și curate de energie;
- să nu polueze mediul și să nu genereze deșeuri finale;
- să prezinte un înalt grad de prefabricare și de adaptivitate la noile tehnologii a domeniului;
- să fie adaptive și ușor integrabile în diverse structuri;
- să poată fi facil monitorizate și dirijate prin sisteme automatizate moderne de management energetic.

Obiectivele nominalizate pot fi realizate intervenind asupra:

- **geometriei clădirii** – prin realizarea unor anvelope cu o configurare geometrică cât mai eficientă din punct de vedere energetic, principiu la baza căruia se impune de fapt gestionarea adecvată a dimensiunilor geometrice și volumetrice a clădirii. Această gestionare se realizează prin intermediul unor indicatori al geometriei clădirii cum ar fi:

- Gradul de compacitate termică = raportul suprafață de schimb/volum locuibil;
- Raportul suprafață construită/volum;
- Perimetrul expus (perimetrul suprafeței construite);
- Raportul între lungimea și lățimea în plan a suprafeței construite;
- Rapoarte suprafețe expuse pe diferite orientări/suprafață laterală totală.

- **protecției termice**, lucru care se poate realiza prin utilizarea mai multor strategii pasive și active printre care: hiperizolare termică; hiperetanșare; transformarea unor elemente de anvelopă în stocatoare energetice; creșterea inerției termice a unor elemente bine alese, în scopul atenuării oscilațiilor diurne ale temperaturii/radiației solare, utilizarea unor strategii de termo-reglare a anvelopei, cuplajul corect anvelopă/sol, în raport cu caracteristicile anvelopei și particularitățile climatice etc.

- **utilizarea energiei solare în sisteme pasive** - pereți, tâmplărie etc;
- **utilizarea energiei solare în sisteme active** – instalații de încălzire solare și cu pompe de căldură, precum și de ventilare - condiționare a aerului cu pompe de căldură, puțuri canadiene și tuburi termice.

4. ANALIZA POTENȚIALULUI DE REDUCERE A CONSUMULUI DE ENERGIE DIN CLĂDIRILE PUBLICE A REPUBLICII MOLDOVA

Pentru a estima impactul energetic, ecologic și economic intervenit ca rezultat al aplicării conceptelor și principiilor de sporire a performanței energetice a clădirilor descrise anterior, pentru domeniul clădirilor din Republica Moldova, s-au analizat rezultatele auditărilor energetice efectuate pentru un spectru larg de clădiri publice cu diversă destinație amplasate în diferite zone climatice a țării, acțiuni promovate în cadrul apelurilor de proiecte propuse pentru finanțare prin intermediul Fondului de Eficiență Energetică al Republicii Moldova.

În rezultatul studiului s-a estimat care este potențialul real de reducere a consumului de energie la aplicarea soluțiilor moderne de protecție termică a elementelor de anvelopă, necesarul în investiții pentru realizarea măsurilor de protecție termică adoptate, precum și care pot fi așteptările în reducerea emisiilor de CO₂.

În diagrama din figura 1 este prezentată repartizarea procentuală a numărului de clădiri publice supuse auditării energetice în cadrul studiilor de caz promovate în diferite zone climatice a Republicii Moldova.

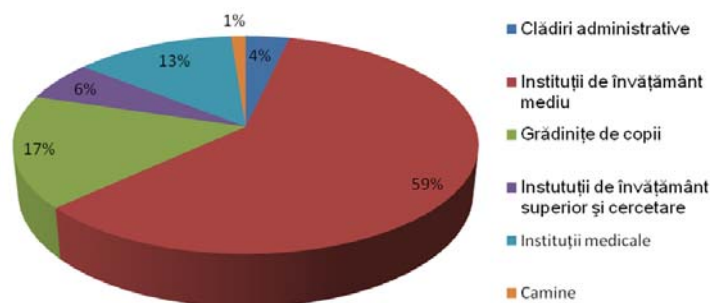


Fig. 1. Repartizarea procentuală pe categorii a numărului de clădiri publice audiate

În tabelul 1 sunt specificate rezultatele obținute prin auditarea energetică a 84 clădiri publice și estimările necesarului în investiții pentru realizarea măsurilor de conservare a potențialului de reducere a consumului de energie și resurse energetice.

Stadiul actual și tendințe noi în perspectiva creșterii performanțelor energetice a clădirilor din Republica Moldova

Table 1. Rezultatele auditărilor energetice efectuate pentru clădiri publice

Nr. ord.	Destinația clădirii	Numărul de clădiri	Consumul de energie până la implementarea măsurilor, kWh/an	Potențialul de conservare a energiei, kWh/an	Necesarul de investiții, lei	Consumul mediu de energie, kWh/m ² -an		Reducerea de CO ₂ , tone/an
						înainte de implementare	după implementare	
1	Clădiri administrative	3	670384	168884	1031696	227	135	45,8
2	Instituții de învățământ mediu	50	45874576	24139968	126474497	225	103	5736,3
3	Grădinițe de copii	14	9557956	5511457	27864931	364	158	1253,1
4	Instituții de învățământ superior și cercetare	5	9277996	4006661	18817101	185	106	750,2
5	Instituții medicale	11	15463112	6878588	38230322	221	111	1509,2
6	Cămine	1	3537894	2730300	6642608	369	84	651,4
		84	84381918	43435859	219061155			9946

Se cere de remarcat că pentru a se putea face o estimare a potențialului de reducere a consumului de energie și resurse energetice, precum și de diminuare a emisiilor de CO₂ în atmosferă pentru clădirile publice luate în studiu, după caz au fost analizate următoarele soluții de reabilitare energetică a acestora:

1. Izolarea termică a pereților exteriori cu polistiren expandat EPS de 10 și 15 cm după caz;
2. Izolarea soclului cu polistiren extrudat XPS de 10 și 15 cm după caz;
3. Izolarea termică a teraselor cu 10 cm vată minerală;
4. Modernizarea tâmplăriei exterioare prin înlocuirea ferestrelor și ușilor exterioare cu geamuri termopan și etanșarea rosturilor acestora.
5. Alte măsuri de eficiență energetică cum ar fi modernizarea izolației termice a conductelor care transportă agenți termici, dotarea centralelor termice cu cazane pe biomasă, dotarea cu SRE etc.

5. CONCLUZII

Din analiza prezentată putem constata că pentru Republica Moldova, cu o industrie slab dezvoltată, sectorul clădirilor este cel mai vulnerabil la capitolul consumului de energie și resurse energetice, inclusiv și a emisiilor de gaze cu efect de seră, deaceia la moment parcul imobiliar este acel domeniu asupra căruia trebuie de întreprins acțiuni de proporție pentru eficientizarea energetică, economică și ecologică a clădirilor, deziderat care va contribui cu certitudine la reducerea esențială a dependenței țării de importul resurselor energetice de pe piața externă a purtătorilor de energie.

Rezultatele auditărilor eneregetice efectuate pentru sectorul clădirilor publice ne conduc la următoarele concluzii:

- în clădirile publice din Republica Moldova există un potențial semnificativ de reducere a consumului de energie, care poate fi valorificat prin implementarea unor măsuri concrete de reabilitare termică a acestor categorii de clădiri;
- prin adoptarea soluțiilor de reabilitare rezultate din auditurile energetice efectuate pentru ansamblul de clădiri publice examinate se poate atinge o reducere a consumului de energie, în principal pentru încălzirea spațiilor cu 46 – 61 % funcție de categoria și tipologia clădirii;
- diminuarea emisiilor de CO₂ în atmosferă în rezultatul implementării soluțiilor adoptate de reabilitare se estimează la 12960 tone anual.
- termenele de recuperare a investițiilor sunt unele rezonabile și nu depășesc durata de 7 ani.

6. BIBLIOGRAFIE

1. Legea nr. 128 a Parlamentului Republicii Moldova din 11 iulie 2011 **Privind performanța energetică a clădirilor**. Publicată în Monitorul Oficial nr. 297-309 din 10 octombrie 2014, intrată în vigoare de la 01 ianuarie 2015.
2. Directiva nr. 2010/31/UE a Parlamentului European și a Consiliului din 19 mai 2010 privind performanța energetică a clădirilor, publicată în Jurnalul Oficial al Uniunii Europene nr. L 153 din 18 iunie 2010.
3. C. Țuleanu, A. Bînzari, E. Nicolaev. Analiza performanțelor energetice ale clădirilor din Republica Moldova, un deziderat important în contextul actual al reducerii consumurilor de resurse energetice și a impactului asupra mediului înconjurător. Revista română de Inginerie Civilă. Volumul 4 nr. 3. ISSN 2068-3987. Editura MATRIX ROM. București. 2013

Posibilitatea trecerii unor consumatori energetici industriali de la combustibil gazos la combustibil biogenic – aplicație la generatoarele de aer cald

Possibility of switching some industrial consumers from gaseous fuel to biogenic fuel – application for hot air generators

Nicolae Antonescu, Paul-Dan Stănescu

UTC București – Facultatea de Inginerie a Instalațiilor
București, sector 2, blv. Pache Protopopescu 66, Romania
E-mail: nicuant@yahoo.com

Rezumat. *In multe aplicații industriale de producere de aer cald pentru scopuri tehnologice sau de încălzire se folosesc arzătoare de combustibil gazos. Înlocuirea arzătoarelor de combustibil gazos cu unele utilizând combustibili biogenici, în particular peleți, prezintă o serie de avantaje. Pe lângă aspectul ecologic de reducere a amprente de CO₂ se generează și importante economii materiale în paralel cu mărirea gradului de independență energetică a consumatorului. În prezenta lucrare se analizează funcțional o soluție de generator de aer cald de tip cameră de ardere, oferindu-se caracterizarea parametrică atât pentru funcționarea cu combustibil gazos cât și pentru funcționarea cu combustibil biogenic de tip peleți din rumeguș.*

Cuvinte cheie: peleți, combustibil gazos, generator de aer cald, amprentă CO₂, economii.

Abstract. *In many industrial applications gaseous fuels are used for the production of hot air for technological or heating purposes. Replacing fuel gas burners with ones using biogenic fuels, in particular pellets, provides a number of advantages. In addition to reducing the CO₂ footprint, significant savings are generated along with enhancing the consumer energy independence. The present paper analyzes functionally a typical solution of hot air generator, combustion chamber type, offering parametric characterization for both functioning with gaseous fuel or biogenic fuel, namely sawdust pellets.*

Key words: pellets, gaseous fuel, hot air generator, CO₂ footprint reduction, savings.

1. Cadru general

In multe aplicații industriale de producere de aer cald pentru scopuri tehnologice sau de încălzire se folosesc arzătoare de combustibil gazos.

In general, schimbătoarele utilizate sunt de tip focar din tablă cu manta de aer. Pentru scăderea temperaturii peretelui metalic se pot aplica două soluții tehnologice și

anume izolarea refractară la interior (pe partea gazelor de ardere) sau extinderea de suprafață la exterior (în traseul de aer).

Prima soluție prezintă avantajul simplității de proiectare dar și o serie de dezavantaje, cum ar fi:

- creșterea gabaritului și a masei utilajului;
- creșterea semnificativă a costurilor de materiale și manoperă;
- limitarea fiabilității ansamblului datorită problemelor inerente generate de tencuielile sau zidăriile refractare aplicate pe pereți metalici răciți;
- datorită masei de material termorezistent, apare limitarea drastică a posibilității de reglare rapidă a parametrilor de funcționare, în paralel cu o intrare în regim dificilă și pierderi mari de căldură la răcirea utilajului.

Cea de-a doua soluție elimină dezavantajele enunțate anterior dar necesită o proiectare de tip optimizare de soluție, ceea ce, pentru acest tip de utilaje, implică realizarea unui program de calcul automat. Mai mult, așa cum s-a arătat într-o comunicare anterioară [Antonescu N.N., Stănescu P.D. - *Calculul focarelor tip tub de flacără cu pereți de înaltă temperatură* - 2012], însuși modelul de calcul al focarului trebuie adaptat, ținând cont atât de particularitatea dată de peretele cald cât și de cea dată de geometria suprafeței de schimb de căldură pe partea aerului. În figura 1 se prezintă generic o soluție constructivă de focar încălzitor de aer cu extindere de suprafață pe partea aerului.

Date fiind disponibilitățile de spațiu și lipsa unor constrângeri de tip estetic sau de confort acustic, înlocuirea arzătoarelor de combustibil gazos cu unele utilizând combustibili biogenici, în particular peleți, prezintă o serie de avantaje. Pe lângă aspectul ecologic de reducere a amprente de CO₂ se generează și importante economii materiale datorită scăderii costurilor cu combustibilul, în paralel cu mărirea gradului de independență energetică a consumatorului.

Trecerea de la utilizarea combustibilului gazos la utilizarea combustibilului biogenic, în speță a peleților din rumeguș, se poate face, din punct de vedere funcțional, păstrând utilajul focar încălzitor de aer, în două moduri:

- fie se cuplează schimbătorul de căldură cu un antefocar de ardere a peleților;
- fie se prevede un arzător cu aer insuflat pe flanșa de racord a schimbătorului de căldură, în locul arzătorului de combustibil gazos, flacăra dezvoltându-se chiar în volumul schimbătorului.

În situația utilizării unui antefocar, avantajul major este dat de gradul mare de siguranță a procesului de ardere și de compatibilitatea generală a oricărui sistem de ardere cu orice focar, singurele condiții de cuplare fiind date de sarcina termică și de suprapresiunea sistemului schimbător de căldură. În cazul alegerii soluției de arzător de peleți montat direct pe focar, pe lângă impunerea condițiilor de sarcină și suprapresiune a gazelor de ardere se impun și condiții de geometrie a flăcării.

Din punct de vedere funcțional, al fenomenelor de transfer de căldură, principala diferență este generată de lipsa radiației flăcării în cazul utilizării antifocarelor.

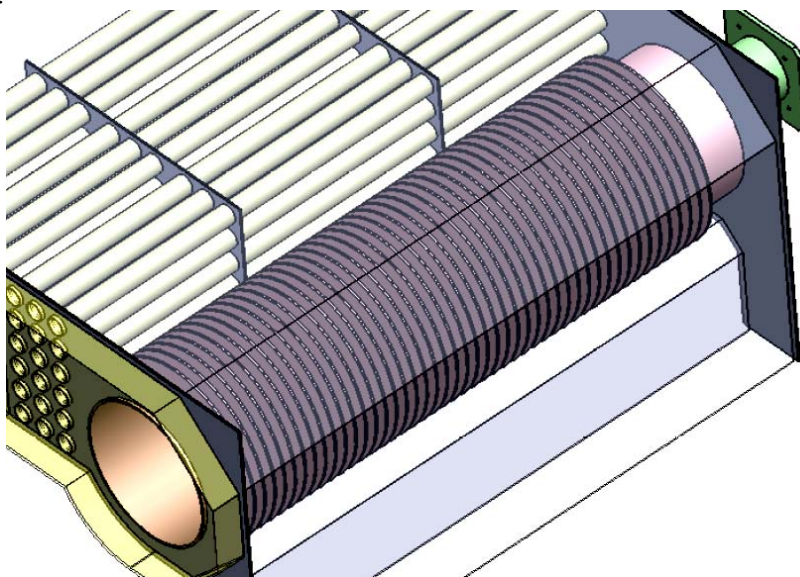


Figura 1 : soluție de focar încălzitor de aer cu extindere de suprafață

În prezenta lucrare se analizează funcțional o soluție de generator de aer cald de tip cameră de ardere, oferindu-se caracterizarea parametrică atât pentru funcționarea cu combustibil gazos cât și pentru funcționarea cu combustibil biogenic de tip peleți din rumeguș.

2. Variante analizate și metodică de calcul:

Pentru a putea face o analiză funcțională comparativă între situația utilizării combustibilului gazos și situația utilizării peleților, au fost în primul rând definite soluțiile de ardere, astfel:

- arzător cu combustibil gazos, ardere în volumul focarului încălzitor de aer;
- antifocar cvasiadiabat pentru arderea combustibilului peletizat;
- ardere directă a peleților, cu aer insuflat, în volumul focarului.

În vederea identificării facile acelor trei variante de ardere, se vor utiliza în continuare notații sugestive abreviate după cum urmează:

- pentru cazul utilizării arzătorului cu aer insuflat de combustibil gazos -> **ACG** (Arzător de Combustibil Gazos);
- pentru situația arderii peleților în antifocar -> **AFP** (AnteFocar pentru Peleți);
- pentru situația arderii peleților direct în focar, cu arzător cu aer insuflat -> **AZP** (ArZător pentru Peleți).

Modelul de calcul, prezentat anterior în lucrarea „Calculul focarelor tip tub de flacără cu pereți de înaltă temperatură”, este foarte potrivit pentru calculul sistemelor radiante în regim radiant-convectiv și în situația particulară a temperaturilor de perete înalte, de peste 250 °C, dar nu ține cont de radiația flăcării. Faptul este normal,

deoarece modelul derivă din calculul convectivelor de temperatură înaltă, situație care exclude prezența fizică a flăcării și deci implicit efectele acesteia asupra transferului de căldură. Dacă acest aspect este acceptabil pentru situația funcționării focarului cu combustibil gazos (flacără neluminoasă și încărcări volumice sub 500 kW/m^3) și corect pentru focarul cu precameră de ardere a peleiilor, în situația arderii directe a peleiilor în volumul focar această particularitate nu mai poate fi păstrată.

Tinând cont de acest aspect, modelul de calcul a fost modificat, prin corectarea coeficientului de absorbție cu componenta de emisivitate a flăcării. S-a realizat astfel o combinație între modelul de calcul radiativ al focarului și modelul de calcul radiativ-convectiv al convectivelor de temperatură înaltă, preluându-se metodică de calcul a coeficientului de absorbție al amestecului gaze de ardere – flacără de la calculul focarelor clasice și metodică de echivalare a radiației în termeni de convecție de la calculul convectivelor.

Astfel, modelul rezultat a avut capacitatea de a ține cont de toți factorii definitorii și de particularitățile pentru situația dată:

- transfer de căldură radiativ cu componentă luminoasă a flăcării;
- transfer de căldură convectiv datorită vitezelor de curgere a gazelor de ardere în focar;
- temperatură a peretelui focar ce poate atinge valori de $400 - 500 \text{ }^{\circ}\text{C}$ și chiar mai mult.

Ca algoritm, modelul fizico-matematic al focarului încălzitor de aer cu suprafață extinsă pe partea aerului a fost conceput și transpus în program de calcul automat ca și calcul de verificare, pornindu-se de la o soluție constructivă dată și determinându-se parametrii funcționali pentru o anumită situație de lucru.

Parametrii constructivi aleși au fost:

- diametru focar = 500 mm ;
- lungime focar = 2000 mm ;
- înălțime aripioară circulară = 150 mm , cu grosime de tablă = 4 mm și pas între aripioare de 24 mm (20 mm canal liber între aripioare).

Parametrii funcționali pentru cazul studiat au fost:

- sarcină termică la arzător (pentru fiecare tip de combustibil în parte) cuprinsă între 50 și 150 kW ;
- viteză de circulație a aerului de 20 m/s ;

Sarcinile termice au fost alese în domeniul enunțat avându-se în vedere cifrele de încărcare volumică și pe secțiune ale focarului, uzuale pentru acest tip de aplicații. Astfel, au rezultat încărcări volumice ($Q_{\text{combustibil}}/\text{Volum focar}$) în domeniul $150 - 400 \text{ kW/m}^3$ și încărcări pe secțiunea de curgere a gazelor de ardere ($Q_{\text{comb}}/\text{Scurgere focar}$) de $250 - 750 \text{ kW/m}^2$.

În figura 2 se prezintă o serie de vederi ale utilajului și se precizează mărimile principale ale geometriei suprafeței de schimb de căldură. În aceeași figură se pot urmări și traseele celor 2 agenți termici.

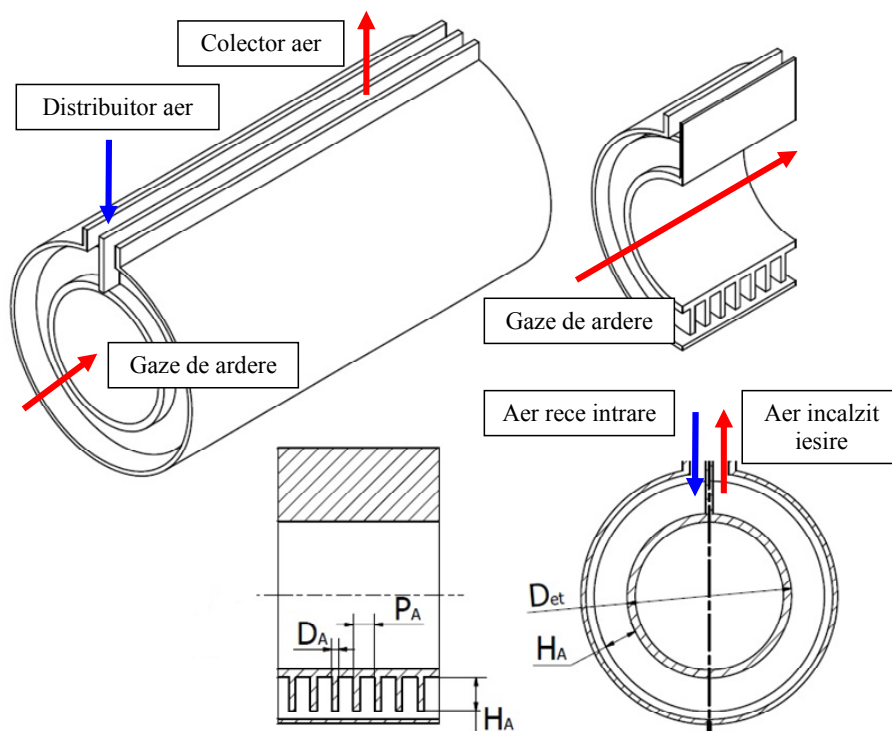


Figura 2 : vederi ale utilajului și circulația agenților termici

Combustibilul gazos ales pentru modelare a fost combustibilul gazos de rețea iar pentru peleți s-a ales o compoziție medie caracteristică pentru o umiditate de 2% (peleți de calitate bună).

Considerând un exces de aer 1,2 pentru combustibilul gazos și un exces de aer 1,4 pentru combustibilul solid, au rezultat temperaturile teoretice de 1760 °C și respectiv 1580 °C.

Din punct de vedere al geometriei de transfer de căldură, a rezultat un raport de creștere pentru suprafața exterioară (pe partea aerului) față de suprafața interioară (lisă, pe partea gazelor de ardere) de cca. 17,5 în condițiile unui randament al extinderii de suprafață de cca. 30 %.

Pentru calculul schimbătorului de căldură a fost folosită o metodologie de verificare, adică de determinare a parametrilor de ieșire din schimbător, pornindu-se de la parametrii de intrare și geometria schimbătorului.

Astfel, prin bucle de convergență a rezultatului, s-au calculat și s-au închis cu o eroare relativă sub 0,5 % temperaturile de ieșire ale celor doi agenți termici și temperatura peretelui focar (temperatura medie pe partea lisă). A rezultat, implicit,

debitul de căldură cedat de gazele de ardere și respectiv primit de aerul cald preparat (s-a considerat randamentul schimbătorului egal cu unitatea).

O particularitate a condițiilor de inițializare este aceea că nu a fost impus un debit fix de aer ce se încălzește, ci s-a impus o viteză de circulație medie, în domeniul uzual aplicațiilor industriale (20 m/s), rezultând ca parametri calculați temperatura de ieșire și debitul de aer preparat.

Desigur, o astfel de abordare prezintă riscul unei convergențe dificile sau chiar al unei divergențe, datorită implicațiilor majore asupra regimului de transfer de căldură ale debitului și mai ales ale temperaturii agentului secundar, dar totuși sistemul și-a păstrat convergența, rezultatele finale obținându-se fără a fi necesare atenuări la modificarea parametrilor pentru reluarea buclelor de calcul. Mai mult, condițiile de verificare ale închiderii temperaturilor pe bucla de calcul s-au impus numai pentru temperatura de ieșire a gazelor de ardere și respectiv temperatura de ieșire a aerului încălzit. Cu toate că pentru temperatura peretelui focar diferența de temperatură pe buclă a fost doar înregistrată, în urma analizei rezultatelor, s-a observat încadrarea convergenței soluției pentru temperatura peretelui focar în limita de 0,5 % , rezultând ca nefiind necesară inițierea suplimentară a unei bucle de închidere separat pentru această mărime.

3. Rezultatele modelării:

În vederea caracterizării funcționării încălzitorului industrial de aer la schimbarea combustibilului (și a arzătorului, implicit), după cum am arătat anterior, s-au definit trei variante funcționale: **ACG** (Arzător de Combustibil Gazos), **AFP** (AnteFocar pentru Peleți) și **AZP** (ArZător pentru Peleți).

Ca prim parametru analizat, de importanță majoră în evaluarea deciziei de schimbare a combustibilului (sau completare a posibilităților funcționale), se prezintă în continuare, în figura 3, variația fluxului util de căldură în cele trei situații de lucru.

Analizând comparativ cele 3 curbe rezultate, se poate observa scăderea fluxului util transmis de focar în cazul utilizării peleților în sistem de ardere cu precameră în comparație cu situația funcționării cu combustibil gazos, fapt datorat în principal scăderii temperaturii teoretice de ardere în condițiile menținerii debitului de gaze de ardere (variația de viteză medie a gazelor de ardere în focar este de numai cca. 5 % între cele 3 soluții funcționale). Pentru situația arderii directe însă, datorită componentei radiative a flăcării luminoase de combustibil solid, nu numai că se menține fluxul util transmis, dar chiar se înregistrează o creștere a acestuia.

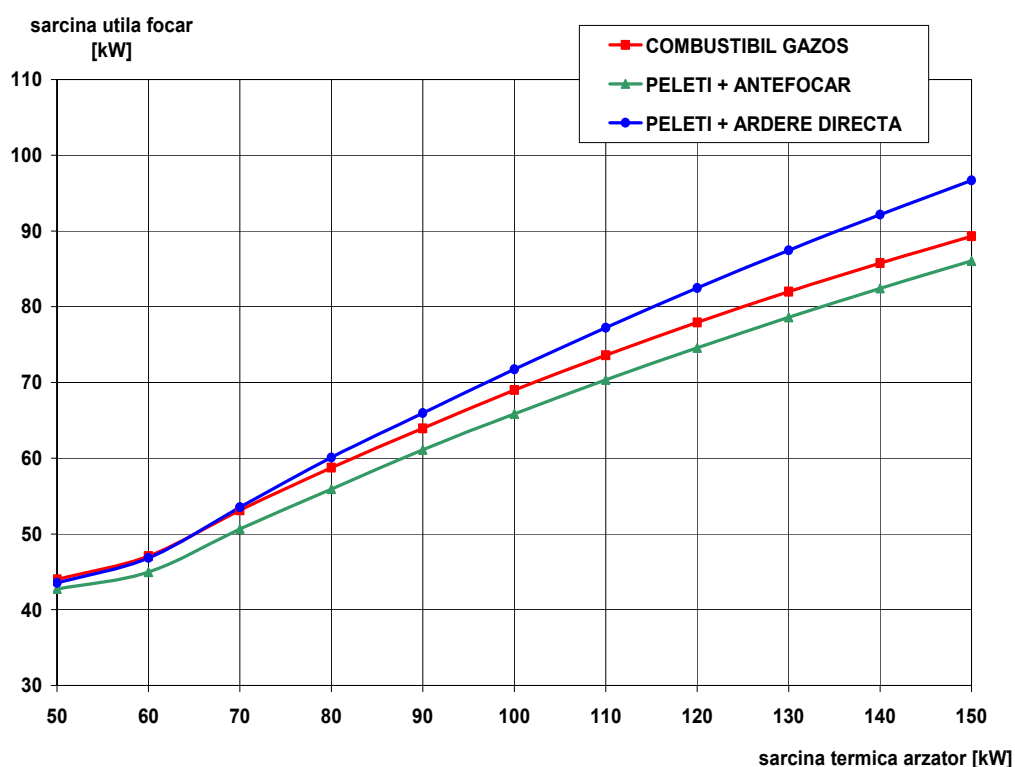


Figura 3 : fluxul util de căldură în cele trei situații de lucru analizate

Privind însă ansamblul curbelor, deoarece variația se încadrează într-un domeniu de $(-5) \% \leftrightarrow (+8) \%$, se poate concluziona că, din punct de vedere al sarcinii utile, cele trei variante funcționale sunt echivalente, permițând funcționarea în oricare configurație de lucru.

În figura 4 se prezintă graficele de variație ale temperaturii gazelor de ardere la ieșirea din focar și graficele de variație ale încălzirii termice specifice ale suprafeței focarului ($Q_{util}/S_{focar} - [kW/m^2]$), pe partea lisă (a gazelor de ardere).

Pentru a putea trage o concluzie finală referitor la problema analizată, este necesară cunoașterea a încă unui parametru definitoriu pentru funcționarea unei astfel de aplicații industriale, și anume temperatura peretelui. În figura 5 se prezintă variația acestei temperaturi.

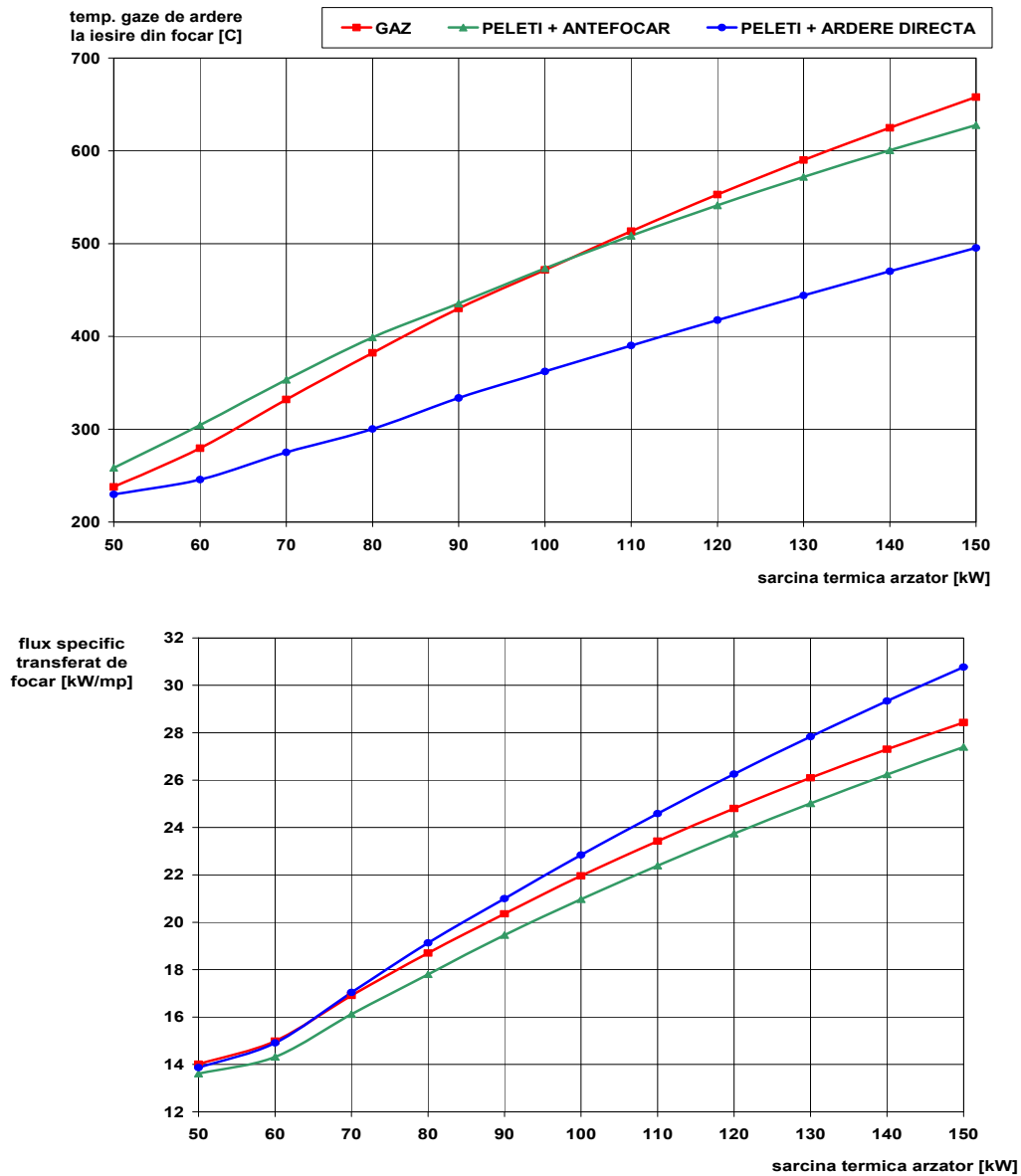


Figura 4 : temperatura gazelor de ardere la ieșirea din focar și încărcarea termică specifică

Chiar dacă în cazul **AZP** temperatura peretelui este sensibil mai mare decât în celelalte două situații funcționale, totuși se poate observa că nu depășește pragul critic de 500 °C, ceea ce sugerează posibilitatea menținerii soluției constructive din oțeluri clasice, nerefractare.

Calculul focarelor tip tub de flacără cu pereți de înaltă temperatură

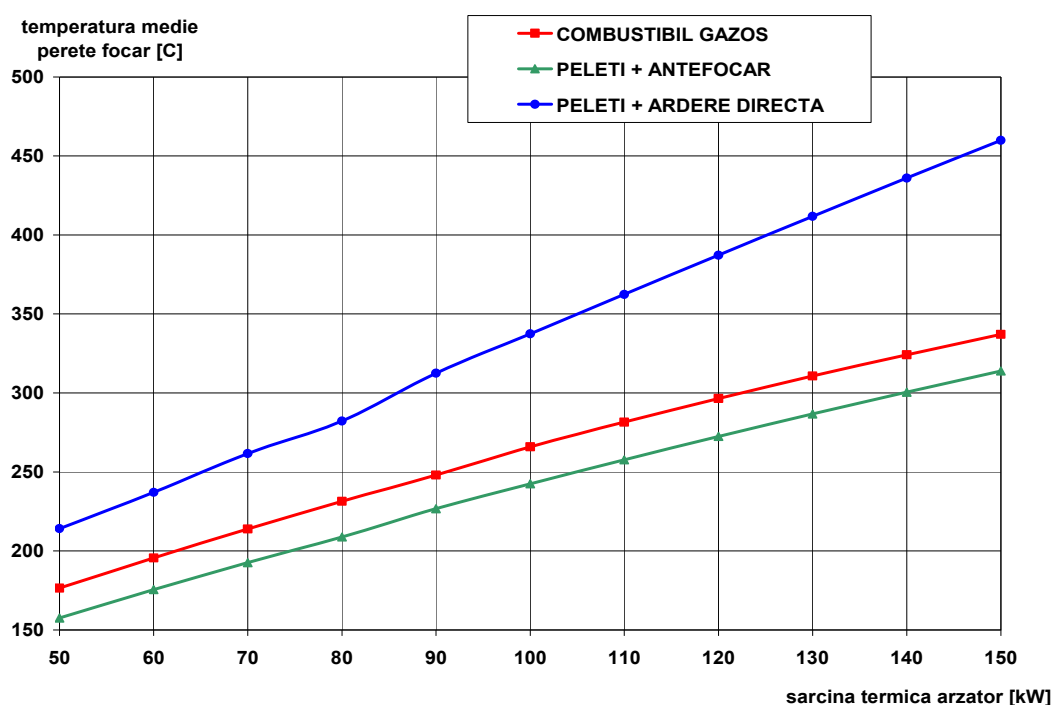


Figura 5 : temperatura medie a peretelui focar

Explicația acestei temperaturi semnificativ mai ridicate în cazul **AZP** se găsește în valoarea coeficientului de transfer de căldură de la gazele de ardere la pereții focar, coeficient care are valori de 30 – 45 [W/(m².K)] pentru cazurile **ACG** și **AFP** și valori de ordinul 50 – 90 [W/(m².K)] pentru situația **AZP**. În condițiile unor coeficienți convectivi absoluți pe partea aerului (fără considerarea randamentului extinderii de suprafață) de cca. 50 [W/(m².K)] și a unor coeficienți corecți (caracteristici pentru ansamblul suprafeței extinse) de 16 – 17 [W/(m².K)] pentru toate cele 3 soluții, este normal fenomenologic să se înregistreze un salt de temperatură a peretelui focar pentru situația **AZP**.

Debitele de aer preparat, datorită condiției de închidere impuse (viteză medie constantă), scad cu creșterea sarcinii termice, în contrapartidă cu creșterea temperaturii finale a aerului. Astfel, pentru sarcina termică de 100 kW, debitele normalizate de aer sunt între 530 și 630 m³_N/h la temperaturi cuprinse între 300 și 350 °C.

Analizând comparativ temperaturile de perete și cele ale aerului, reiese că la nivel global calculul este corect, dar în această variantă nu se pot oferi informații legate de variația temperaturii peretelui, neputându-se astfel prezice nici valoarea maximă și nici intervalul de variație al acesteia. Deoarece ambii parametri sunt definitorii pentru buna proiectare și funcționare a unui astfel de utilaj industrial, rezultă clar necesitatea rafinării modelului de calcul prin trecerea de la o abordare globală la una de tip diferențe finite, păstrând însă modelele fizice, seturile de ecuații și algoritmul de calcul, elemente care și-au dovedit deja corectitudinea și coerența în prezenta modelare.

4. Concluzii:

În urma modelării realizate, cu toate că datorită generalității rezultatelor (valori medii sau globale pe întreg schimbătorul) nu se poate face o proiectare detaliată și nici o optimizare parametrică a unor factori cum ar fi geometria extinderii de suprafață sau vitezele de circulație ale agentului secundar, se pot trage însă concluzii valide și argumentate referitor la problema pusă inițial și anume posibilitatea de înlocuire a combustibilului gazos cu combustibil biogenic la utilaje industriale, în speță la generatoarele de aer cald de tip convectiv-radiativ.

Analizând datele prezentate, rezultă clar că soluția de înlocuire propusă este perfect fezabilă și acceptabilă atât la nivelul utilajului cât și la nivelul procesului în care acesta funcționează, variația principalilor parametri de lucru încadrându-se în limite suficient de strânse pentru a nu pune nici un fel de probleme unui reglaj funcțional sau unei automatizări de proces.

În consecință, perspectiva înlocuirii arzătoarelor de combustibil gazos cu unele utilizând combustibili biogenici, în particular peleti, obținându-se astfel o serie de avantaje privind aspectul ecologic de reducere a amprentei de CO₂ și aspectul material al realizării unor importante economii datorită scăderii costurilor cu combustibilul, în paralel cu mărirea gradului de independență energetică, se prezintă ca o alternativă viabilă și deosebit de interesantă pentru o serie de consumatori energetici industriali.

Bibliografie

- *ANTONESCU N., CALUIANU V., STANESCU D., ANTONESCU N.N.* – Echipamente termice pentru instalații de habitat și industriale – Editura BLACK SEA – București 2003 – 246 pag.
- *ANTONESCU N.N., STANESCU P.D.* - Calculul focarelor tip tub de flacără cu pereți de înaltă temperatură – Editura MATRIXROM – RRIC 2012.
- *CALUIANU V., STANESCU D., ANTONESCU N.N.* – Aparatură termică – Schimbătoare de căldură - îndrumător de proiectare – Editura U.T.C.B.- –București ISBN 973-8165-85-7 dec. 2003 - 174 pag.
- *ANTONESCU N.N.* - Instalații de ardere și cazane cu eficiență energetică ridicată și poluare redusă – Complemente de curs - Editura MATRIX ROM – București 2011-ISBN 978-973-755-699-8 – 269 pag.
- *ANTONESCU N.N.* - Studiu comparativ privind procesele și parametrii funcționali ai focarelor de cazane mici - comunicare și publicat în volumul Conferința XXX de Instalații - Sinaia oct.1996;
- *ANTONESCU N., ANTONESCU N.N.*- Metode analitice de determinare a fluxului termic al tuburilor radiante pe suprafețe cu obiecte verticale – Conferința a XXI-a „Știința modernă și energia” - Universitatea Tehnică Cluj-Napoca – mai 2002 - - volumul: „Producerea, Transportul și Utilizarea Energiei” - pg.83-90 – ISBN 973-656-224 -7 ;
- *ANTONESCU N.N.* - Modelisation numerique de la distribution des radiations thermiques dans une enceinte - comunicare SIENE - sept. 1991;

Influența tipului de casă de scară asupra consumurilor energetice ale unei clădiri

Staircase type influence on the energy consumption of a building

Margareta-Irina Țipel¹, Ștefan Crețeanu², Vlad Iordache³

¹ Universitatea Tehnică de Construcții București

Adresă: Pache Protopopescu, nr 66, sector 2, Bucuresti, ROMANIA

E-mail: irinatpl@yahoo.com

² Universitatea Tehnică de Construcții București

Adresă: Pache Protopopescu, nr 66, sector 2, Bucuresti, ROMANIA

E-mail: creiteanustef@yahoo.com

³ Universitatea Tehnică de Construcții București

Adresă: Pache Protopopescu, nr 66, sector 2, Bucuresti, ROMANIA

E-mail: viordach@yahoo.com

Rezumat: În ultimii ani, mai multe studii au avut ca obiectiv determinarea celor mai importanți factori care influențează consumul de energie termică, dar niciunul dintre studii nu a vizat compararea de diferite structuri arhitecturale. În acest studiu am comparat trei tipuri diferite de casa scării, în scopul de a înțelege care este arhitectura ce conduce la cel mai mic consum de căldură și cea mai bună clasă energetică. Această comparație a fost realizată pentru parametrii diferiți ai clădirii (numărul de etaje, rezistența termică a pereților exteriori și ferestre) și parametrii legați de destinația clădirilor (temperatura interioară, aporturi interne de căldură și rata de infiltrare a aerului). În urma calcului consumului și clasei energetice pentru fiecare structură arhitecturală a reieșit că tipul casei scării poate aduce o schimbare de maxim 40% din consumul anual specific dar nu aduce nici o schimbare a clasei energetice.

Cuvinte cheie: performanța energetică a clădirilor, eficiență energetică, consum de energie pentru încălzire

Abstract: Over the last decade several studies aimed to find the most important factors that influence the thermal energy consumption, but none of them were carried out to compare different architectural structures. In this study we compared three different types of stairwell in order to understand which architecture leads to the smallest heat consumption and the best energy class. This comparison was carried out for different building parameters (number of floors, thermal resistance of the external walls and windows) and building operation condition (indoor temperature, indoor heat gains and air infiltration rate). The architectural structure of the stairwell was found to bring a maximum 40% change of thermal consumption but no change of the energy class.

Key words: building energy performance,, energy efficiency, thermal energy consumption

1. Introducere

Consumul de energie finală pentru clădirile de locuit construite după anul 2000 variază între 120-230 kWh/m²an, iar aceasta variație poate fi explicată funcție de caracteristicile termice ale elementelor de anvelopă [1]. În diferite studii anterioare au fost evidențiați factorii care au un impact important asupra performanței energetice a clădirilor [2]: rezistența termică a pereților exteriori, rezistența termică a ferestrelor, temperatura interioară, degajările de la sursele interioare și rata de ventilare/infiltrații. Alte studii au pus în evidență alți factori complexi care regroupează în interiorul lor influența mai multor alți factori [3, 4]: coeficientul global de izolare termică a clădirii, factorul de compactitate sau suprafața echivalentă sud. Dar nici un alt studiu nu a pus în evidență influența factorilor de tip arhitectural.

În acest studiu ne propunem să determinăm influența pe care o are un astfel de factor de tip arhitectural (modificarea tipului de casă de scară a unei clădiri) asupra consumului energetic, în condițiile în care se variază factorii enunțați anterior și regimul de înălțime al clădirii. Au fost vizate în acest studiu trei tipuri principale de casă de scară diferite din punct de vedere arhitectural. Această modificare conduce și la modificarea valorii temperaturii casei scării, determinată pe baza ecuației de bilanț termic de fluxuri.

Obiectivul studiului constă în compararea influenței tipului de casei scării prin intermediul consumului specific de energie pentru încălzire [kWh/m²an] și al clasei energetice.

În continuare, articolul prezintă metoda aplicată în vederea determinării influenței tipului casei scării și rezultatele referitor la care structura de casă de scară are influența cea mai ridicată asupra consumului și clasei energetice a clădirii.

2. Metodă

Efectul tipului de casă de scară asupra consumului energetic este diferit funcție de starea celorlalți parametri care influențează consumul energetic. Astfel efectul casei scării a fost analizat pentru mai multe configurații ale aceleiași clădiri (aceeași geometrie, arhitectură, și orientare).

Influența casei de scară asupra consumurilor energetice ale clădirii este studiată pentru trei situații în care clădirea analizată are regimuri de înălțime diferite, și anume: S+P+1E, S+P+6E și S+P+14E. Suplimentar pentru fiecare regim de înălțime, au fost analizate trei tipuri diferite de anvelopă și de exploatare a clădirii. În total, au fost analizate 27 de clădiri, obținute în urma asocierii cazurilor prezentate în studiu (trei tipuri de casă de scară, trei regimuri de înălțime și trei tipuri de anvelopă).

Pentru fiecare dintre aceste cazuri a fost calculat consumul energetic al clădirii, pe baza metodologiei de calcul al performanțelor energetice a clădirilor Mc 001 : 2006 [5].

2.1. Descrierea tipurilor de casă de scară utilizate în studiu

În acest studiu sunt utilizate trei tipuri arhitectural diferite de casă de scară neîncălzite spre care apare un flux energetic de la spațiul încălzit al clădirii. Cel mai des întâlnite tipuri de casă de scară, folosite de noi în acest studiu, sunt caracterizate de suprafețe diferite prin care se realizează pierderile de căldură de la spațiile încălzite spre casa scării, dar și prin suprafețe diferite prin care se realizează pierderile de căldură de la casa scării spre exterior.

Primul tip de casă de scară (CS1) are suprafața de transfer termic de la interiorul spațiului încălzit foarte mare, iar pierderile de căldură se realizează prin pereții de la intrarea în casa scării și prin terasa casei scării (**Figura 1a**). Pentru al doilea tip de casă de scară (CS2) suprafața de transfer termic de la interiorul spațiului încălzit scade, iar suprafața de pereți exteriori ai casei scării crește procentual (**Figura 1b**). Al treilea tip de casă de scară (CS3) păstrează dimensiunile întâlnite în cazul CS2, dar suprafața de transfer de căldură către exterior este mult mai mare (**Figura 1c**).

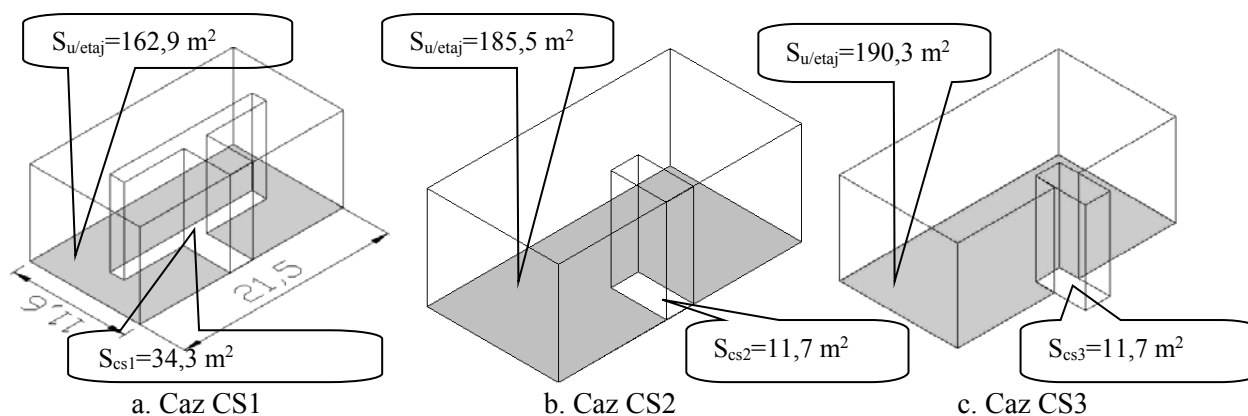


Figura 1. Cele trei cazuri de casă de scară analizate

2.2. Descrierea elementelor de anvelopă și a condițiilor interioare și de exploatare a clădirii

Pentru o clădire colectivă de locuințe cei mai importanți parametri care influențează consumul energetic sunt: rezistențele termice ale pereților exteriori și ai ferestrelor (parametri constructivi ai clădirii) și temperatura interioară, aporturile interne și rata de ventilare/infiltrații (parametri de exploatare ai clădirii) [2]. Astfel, pentru a pune în evidență influența casei scării pentru o gamă cât mai largă de situații de anvelopă și de exploatare a clădirii, vom lua în considerare în această analiză două situații extreme și una intermediară pentru care vom determina consumurile energetice ale clădirii și influența pe care o are tipul de casă de scară.

Cele trei situații diferite sunt definite prin valori diferite ale parametrilor (Tabelul 1): rezistența termică a pereților exteriori R'_{PE} [$\text{m}^2\text{K/W}$], rezistența termică a ferestrelor R'_{FE} [$\text{m}^2\text{K/W}$], temperatura interioară θ_i [$^{\circ}\text{C}$], rata de infiltrații n_a [$1/\text{h}$], aporturile interne φ_i [W/m^2].

Pentru fiecare dintre situații a fost determinată temperatura casei scării prin ecuație de bilanț și apoi consumul energetic al spațiului încălzit de la interiorul clădirii respectându-se metodologia națională de calcul Mc 001 [4].

Tabelul 1

Gruparea parametrilor ce descriu anvelopa clădirii și condițiile interioare și de exploatare a clădirii

Situație clădire (anvelopă + exploatare)	R' _{PE} [m ² K/W]	R' _{FE} [m ² K/W]	θ _i [°C]	φ _i [W/m ²]	n _a [1/h]
S1: anvelopă eficiență energetică ridicată	2,42	0,9	18	16	0,5
S2: anvelopă eficiență energetică medie	1,11	0,51	21	8	1,1
S3: anvelopă eficiență energetică scăzută	0,46	0,17	24	4	1,7

2.3. Breviar de calcul

Calculul consumurilor energetice se realizează pentru fiecare din cele 27 clădiri în două etape: determinarea temperaturii casei scării privită ca și spațiu neîncălzit și determinarea necesarului de căldură conform metodologiei Românești.

Temperatura casei de scară se determină pe baza ecuației de bilanț termic de fluxuri de caldura:

$$\theta_{cs} = \frac{\theta_i \left(\frac{S_{PI}}{R'_{PI}} + \frac{S_{UI}}{R'_{UI}} + V_{cs} \cdot n_{a_ics} \cdot \rho_{aer} \cdot c_{aer} \right) + \theta_e \left(\frac{S_{PE}}{R'_{PE}} + \frac{S_{FE}}{R'_{FE}} + \frac{S_{TE}}{R'_{TE}} + \frac{S_{UE}}{R'_{UE}} + V_{cs} \cdot n_{a_ecs} \cdot \rho_{aer} \cdot c_{aer} \right)}{\frac{S_{PI}}{R'_{PI}} + \frac{S_{UI}}{R'_{UI}} + V_{cs} \cdot n_{a_ics} \cdot \rho_{aer} \cdot c_{aer} + \frac{S_{PE}}{R'_{PE}} + \frac{S_{FE}}{R'_{FE}} + \frac{S_{TE}}{R'_{TE}} + \frac{S_{UE}}{R'_{UE}} + V_{cs} \cdot n_{a_ecs} \cdot \rho_{aer} \cdot c_{aer}}, \quad (1)$$

unde:

- θ_{cs} reprezintă temperatura casei de scară [°C];
- θ_i reprezintă temperatura interioară [°C];
- θ_e reprezintă temperatura exterioară de calcul [°C];
- S_{PI} reprezintă suprafața pereților interiori prin care se realizează transferul termic de la spațiul încălzit către casa de scară [m²];
- S_{UI} reprezintă suprafața ușilor interioare prin care se realizează transferul termic de la spațiul încălzit către casa de scară [m²];
- S_{PE} reprezintă suprafața pereților exteriori prin care se realizează transferul termic de la casa de scară către exterior [m²];
- S_{FE} reprezintă suprafața ferestrelor prin care se realizează transferul termic de la casa de scară către exterior [m²];
- S_{TE} reprezintă suprafața terasei prin care se realizează transferul termic de la casa de scară către exterior [m²];
- S_{UE} reprezintă suprafața ușilor exterioare prin care se realizează transferul termic de la casa de scară către exterior [m²];
- R'_{PI} reprezintă rezistența termică corectată a pereților interiori [m²K/W];
- R'_{PE} reprezintă rezistența termică corectată a pereților exteriori [m²K/W];
- R'_{TE} reprezintă rezistența termică corectată a terasei [m²K/W];
- R'_{UI} reprezintă rezistența termică a ușilor interioare [m²K/W];

- R_{UE} reprezintă rezistența termică a ușilor exterioare [m^2K/W];
- R_{FE} reprezintă rezistența termică a ferestrelor [m^2K/W];
- $n_{a_{ics}}$ reprezintă rata de infiltrații de la casa de scară către apartamente [$1/h$] și are valoarea de 0,5 $1/h$;
- $n_{a_{ecs}}$ reprezintă rata de infiltrații de la exteriorul clădirii către casa de scară [$1/h$] și are valoarea considerată în ipoteza de calcul (**Tabel 1**);
- V_{cs} reprezintă volumul casei de scară [m^3];
- ρ_{aer} reprezintă densitatea aparentă a aerului [kg/m^3];
- c_{aer} reprezintă capacitatea termică volumică a aerului [Ws/kgK].

Valoarea acestei temperaturi a spațiului casei scării reprezintă o „dată de intrare” în calculul necesarului anual de căldură pentru încălzire al clădirii analizate.

Metoda de calcul pentru stabilirea necesarului anual de căldură pentru încălzire al unei clădiri [5-8] are la bază întocmirea unui bilanț energetic care include următorii termeni:

- pierderile de căldură prin transmisie și ventilare de la spațiul încălzit către mediul exterior;
- pierderile de căldură prin transmisie și ventilare între zonele învecinate;
- degajările interne de căldură;
- aporturile solare;
- pierderile de căldură aferente producerii, distribuției, și reglajului instalației de încălzire;
- energiile introduse în instalația de încălzire, inclusiv energia recuperată [5].

S-a realizat calculul monozonă al clădirii, încălzită la o anumită temperatură interioară. Parametri climatici sunt caracteristice municipiului București și se utilizează sub forma valorilor medii lunare [5][9].

Pierderile de căldură ale clădirii, pentru o perioadă de calcul sunt:

$$Q_L = H \cdot (\theta_i - \theta_e) \cdot t, \quad (2)$$

unde:

- H reprezintă coeficientul de pierderi termice al clădirii [W/K];
- θ_i reprezintă temperatura interioară de calcul [$^{\circ}C$];
- θ_e reprezintă temperatură exterioară medie pentru perioada de calcul [$^{\circ}C$];
- t reprezintă numărul de ore din perioada de calcul [h].

Coeficientul de pierderi termice se determină cu relația:

$$H = H_T + H_V, \quad (3)$$

unde:

- H_T reprezintă coeficientul de pierderi termice prin transmisie [W/K];
- H_V reprezintă coeficientul de pierderi termice cauzate de permeabilitatea la aer a anvelopei [W/K].

Aporturile de căldură se obțin din însumarea degajărilor interioare de căldură cu aporturile radiației solare:

$$Q_g = Q_i + Q_s, \quad (4)$$

unde:

- Q_i reprezintă cantitatea de căldură generată în spațiul încălzit de sursele interioare $[W]$;
- Q_s reprezintă aporturile solare prin suprafețele vitrate $[W]$.

Cantitatea de căldură generată în spațiul încălzit de sursele interioare se determină cu relația:

$$Q_i = \varphi_i \cdot A_{inc} \cdot t, \quad (5)$$

unde:

- φ_i reprezintă fluxul termic mediu lunar $[W/m^2]$;
- A_{inc} reprezintă aria încălzită $[m^2]$.

Aporturile solare prin suprafețele vitrate se determină cu relația:

$$Q_s = \left(\sum_j I_{sj} \sum_n A_{snj} \right) t = \left(\sum_j I_{sj} \sum_n A_{nj} \cdot F_{sn} \cdot F_F \cdot g_n \right) t, \quad (6)$$

unde:

- I_{sj} reprezintă radiația solară totală medie pe perioada de calcul pe o suprafață de $1 m^2$, având orientarea j $[W/m^2]$;
- A_{nj} reprezintă aria totală a elementului vitrat n , având orientarea j $[m^2]$;
- F_{sn} reprezintă factorul de umbră al suprafeței n ;
- F_F reprezintă factorul de reducere pentru ramele vitrajelor, fiind exprimat prin raportul dintre aria suprafețelor transparente și aria totală a elementului vitrat;
- g_n reprezintă transmitanța totală la energia solară a suprafeței n .

Factorul de utilizare al aporturilor de căldură se determină cu relația:

$$\eta = \begin{cases} \frac{1 - \gamma^a}{1 - \gamma^{a+1}} & \text{pentru } \gamma \neq 1 \\ \frac{a}{a+1} & \text{pentru } \gamma = 1 \end{cases} \quad (7)$$

$$\gamma = \frac{Q_g}{Q_L},$$

unde:

- a reprezintă un parametru numeric $[h]$;
- γ reprezintă un coeficient adimensional $[-]$;

Perioada de încălzire se stabilește în funcție de temperatura de echilibru a clădirii, care se determină cu relația:

$$\theta_{ed} = \theta_i - \frac{\eta \cdot \phi_g}{H}, \quad (9)$$

unde:

- θ_i reprezintă temperatura interioară $[^\circ C]$;
- η_1 reprezintă factorul de utilizare al aporturilor de căldură determinat la prima iterație $[-]$;
- ϕ_g reprezintă aportul de căldură pentru perioada de calcul $[W]$;
- H reprezintă coeficientul de pierderi de căldură al clădirii $[W/K]$.

Necesarul de căldură al clădirii pentru încălzire se determină pentru fiecare perioadă de calcul cu relația:

$$Q_h = Q_L - \eta \cdot Q_g, \quad (10)$$

unde:

- Q_L reprezintă pierderile de căldură ale clădirii, determinate pentru perioada de calcul [kWh];
- Q_g reprezintă aporturile de căldură, determinate pentru perioada de calcul [kWh];
- η reprezintă factorul de utilizare al aporturilor de căldură.

Necesarul de căldură specific pentru încălzire al clădirii se determină cu relația:

$$q_h^c = \frac{Q_h}{A_{inc}}, \quad (11)$$

unde:

- Q_h reprezintă necesarul anual de căldură al clădirii [kWh/an];
- A_{inc} reprezintă aria încălzită [m²].

Consumul de căldură pentru încălzire la bransament, considerandu-se recuperările de caldura nule, se determină pentru fiecare perioadă de calcul cu relația:

$$Q_h^B = \frac{Q_h}{\eta_r \eta_d \eta_g}, \quad (12)$$

unde:

- Q_h reprezintă necesarul anual de căldură al clădirii [kWh/an];
- η_c reprezintă eficiența sistemului de reglare [-];
- η_d reprezintă eficiența sistemului de distribuție [-];
- η_g reprezintă eficiența sistemului de generare [-].

Cele trei randamente variază foarte puțin de la o clădire la cealalta, ca urmare aceste trei randamente au fost considerate cu aceeași valoare pentru toate clădirile analizate.

Consumul anual specific de energie pentru încălzire la bransament se determină cu relația:

$$q_h^B = \frac{Q_h^B}{A_{inc}}, \quad (13)$$

unde:

- Q_h^B reprezintă consumul total de căldură pentru încălzire la bransament [kWh/an];
- A_{inc} reprezintă aria încălzită [m²].

Pe baza consumului specific de energie pentru încălzire se realizează încadrarea în clase de performanță energetică conform metodologiei de calcul MC001/III:2006.

Consumul energetic și clasele energetice au fost determinate pentru clădirea analizată pentru trei situații diferite de anvelopă și exploatare, trei cazuri diferite de casa scării și trei regimuri diferite de înălțime, deci în total 27 cazuri diferite.

3. Rezultate

Breviarul de calcul prezentat în capitolul anterior a stat la baza determinării consumurilor energetice pentru toate clădirile obținute în urma asocierii tipului de casă de scară cu regimul de înălțime al clădirii și cu tipul de anvelopă și condițiile de exploatare al clădirii.

Pe baza valorilor obținute ale temperaturii casei scării și a consumurilor anuale specifice pentru încălzire, se compară influența tipului de casă de scară asupra acestor valori.

În primul rând, vom urmări modul în care variază temperatura casei de scară în funcție de tipul de casă de scară. Această temperatură a fost determinată pe baza ecuației de bilanț termic al fluxurilor (Ecuația 1). Temperatura casei de scară are pentru toate tipurile de anvelopă o variație descrescătoare de la tipul de casă de scară 1 (CS1 – suprafața de transfer termic de la interior mai mare) la tipul de casă de scară 3 (CS3 – suprafața de transfer termic de la interior minimă și suprafața de transfer termic către exterior maximă) (**Figura 2**).

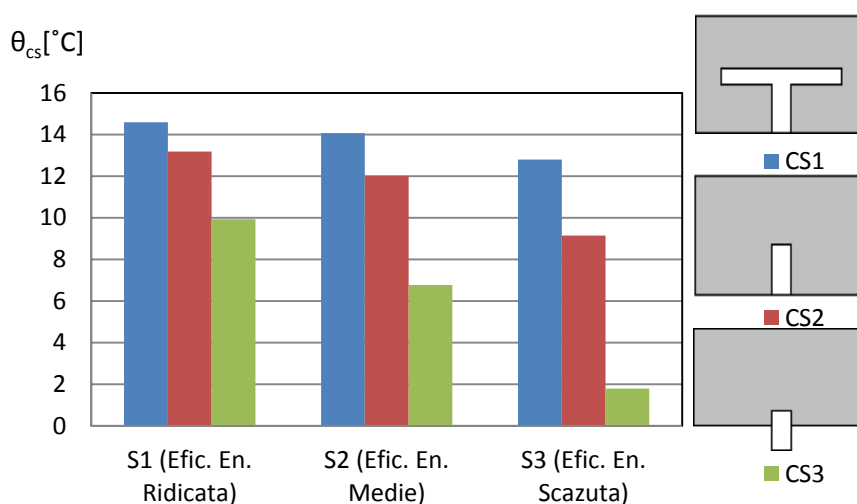


Figura 2. Variația temperaturii casei de scară pentru regimul de înălțime S+P+14E

În continuare vom prezenta influența tipului casei scării asupra consumurilor energetice pentru diferitele situații de anvelopă și exploatare (S1, S2, S3) și diferitele regimuri de înălțime a clădirii (S+P+1E, S+P+6E, S+P+14E).

Pentru cazul clădirii de regim de înălțime S+P+1E consumul maxim de energie pentru încălzire corespunde tipului de casă de scară CS1. Față de acesta, consumurile de energie pentru încălzire determinate pentru celelalte două tipuri de casă de scară scad cu 11-17% (pentru CS2) și 13-19% (pentru CS3), această valoare depinzând de tipul de anvelopă al clădirii (**Figura 3**).

Influența tipului de casă de scară asupra consumurilor energetice ale unei clădiri

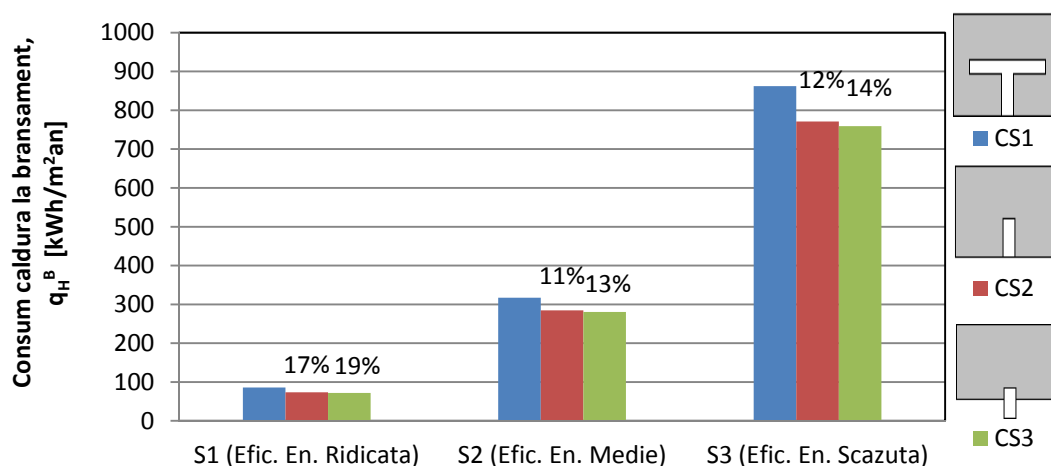


Figura 3. Influența tipului casei scării asupra consumului specific de energie pentru încălzire determinat pentru clădirea cu regim de înălțime S+P+1E

Pentru cazul în care clădirea are regimul de înălțime S+P+6E, asemănător clădirii de regim de înălțime S+P+1E, consumul maxim de energie pentru încălzire este cel pentru tipul de casă de scară CS1. Față de această casă de scară, consumurile de energie pentru încălzire determinate pentru celelalte două tipuri de casă de scară scad cu 13-40% (pentru CS2) și 15-40% (pentru CS3), această valoare depinzând de tipul de anvelopă al clădirii (**Figura 4**).

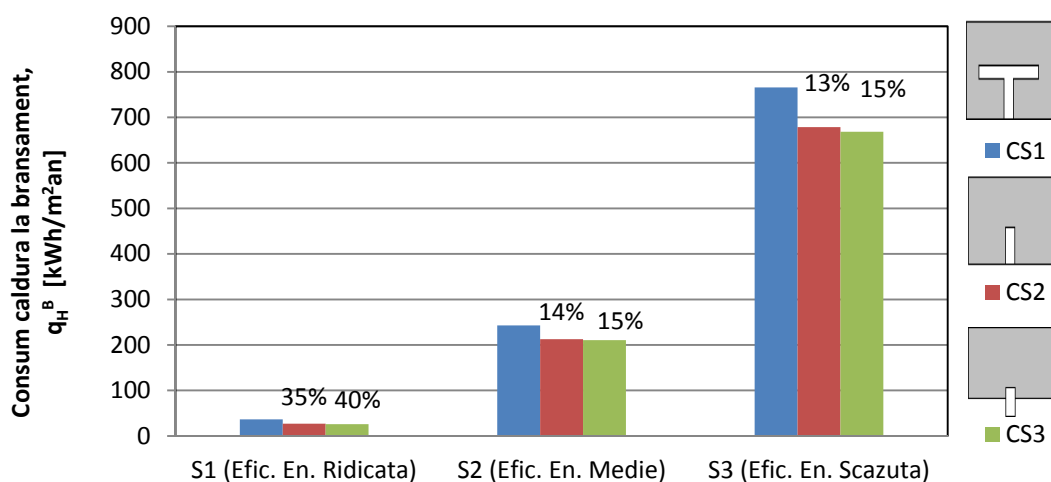


Figura 4. Influența tipului casei scării asupra consumului specific de energie pentru încălzire determinat pentru clădirea cu regim de înălțime S+P+6E

Pentru cazul în care clădirea are regimul de înălțime S+P+14E, asemănător celorlalte două clădiri de regim de înălțime mai scăzut, consumul maxim de energie pentru încălzire este cel pentru tipul de casă de scară CS1. Față de acesta, consumurile de energie pentru încălzire determinate pentru celelalte două tipuri de casă de scară scad cu 13-38% (pentru CS2) și 15-39% (pentru CS3), această valoare depinzând de tipul de anvelopă al clădirii (**Figura 5**).

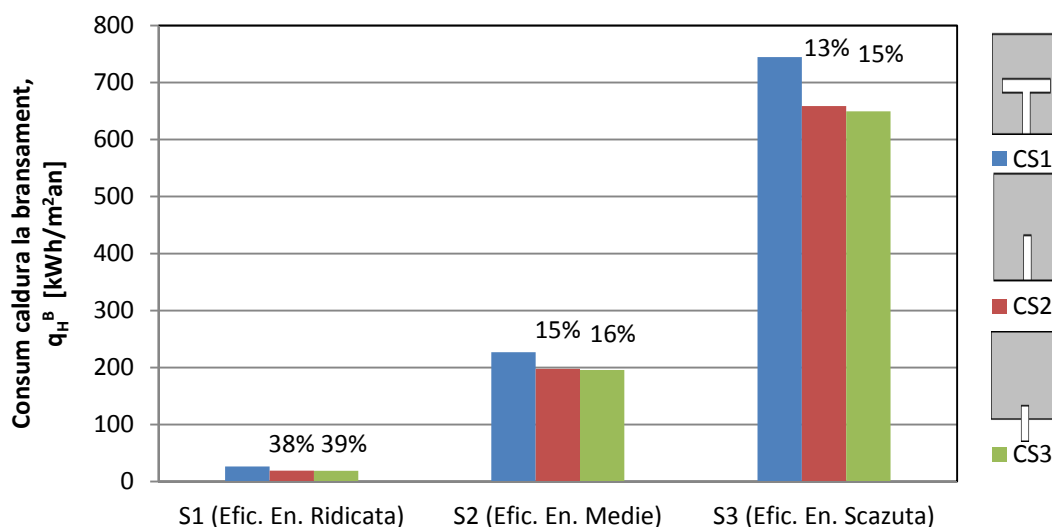


Figura 5. Influența tipului casei scării asupra consumului specific de energie pentru încălzire determinat pentru clădirea cu regim de înălțime S+P+14E

Pentru cazul în care clădirea este caracterizată de o anvelopă de eficiență energetică ridicată, față de consumul maxim de energie pentru încălzire obținut pentru primul tip de casă de scară, consumurile de energie pentru încălzire se reduc față de aceasta cu 35-40% pentru regimul de înălțime S+P+1E (**Figura 6**).

Pentru celelalte asocieri ale tipului de anvelopă cu regimul de înălțime se obține o scădere a consumului de energie pentru încălzire, însă aceasta are aproximativ aceleași valori independent de regimul de înălțime al clădirii.

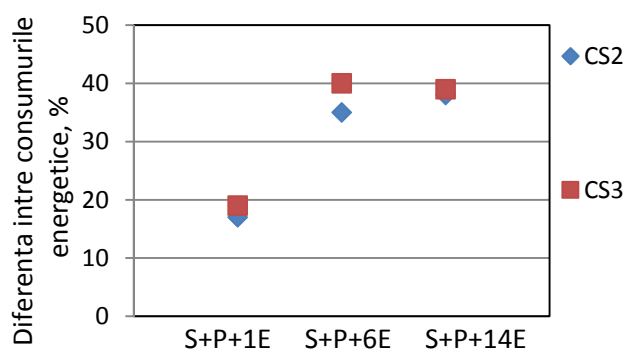


Figura 6. Valoarea procentuală a scăderii consumului de energie pentru CS2 și CS3 față de CS1, pentru anvelopa de eficiență energetică ridicată

Dacă influența tipului casei scării asupra consumului energetic poate ajunge spre 40% (pentru clădirile foarte bine izolate termic), totuși influența pe care o are tipul casei scării asupra clasei energetice este nulă. Pentru aceeași clădire (același regim de înălțime și aceeași situație de calcul) clasa energetică este aceeași. (**Figura 7**).

Influența tipului de casă de scară asupra consumurilor energetice ale unei clădiri

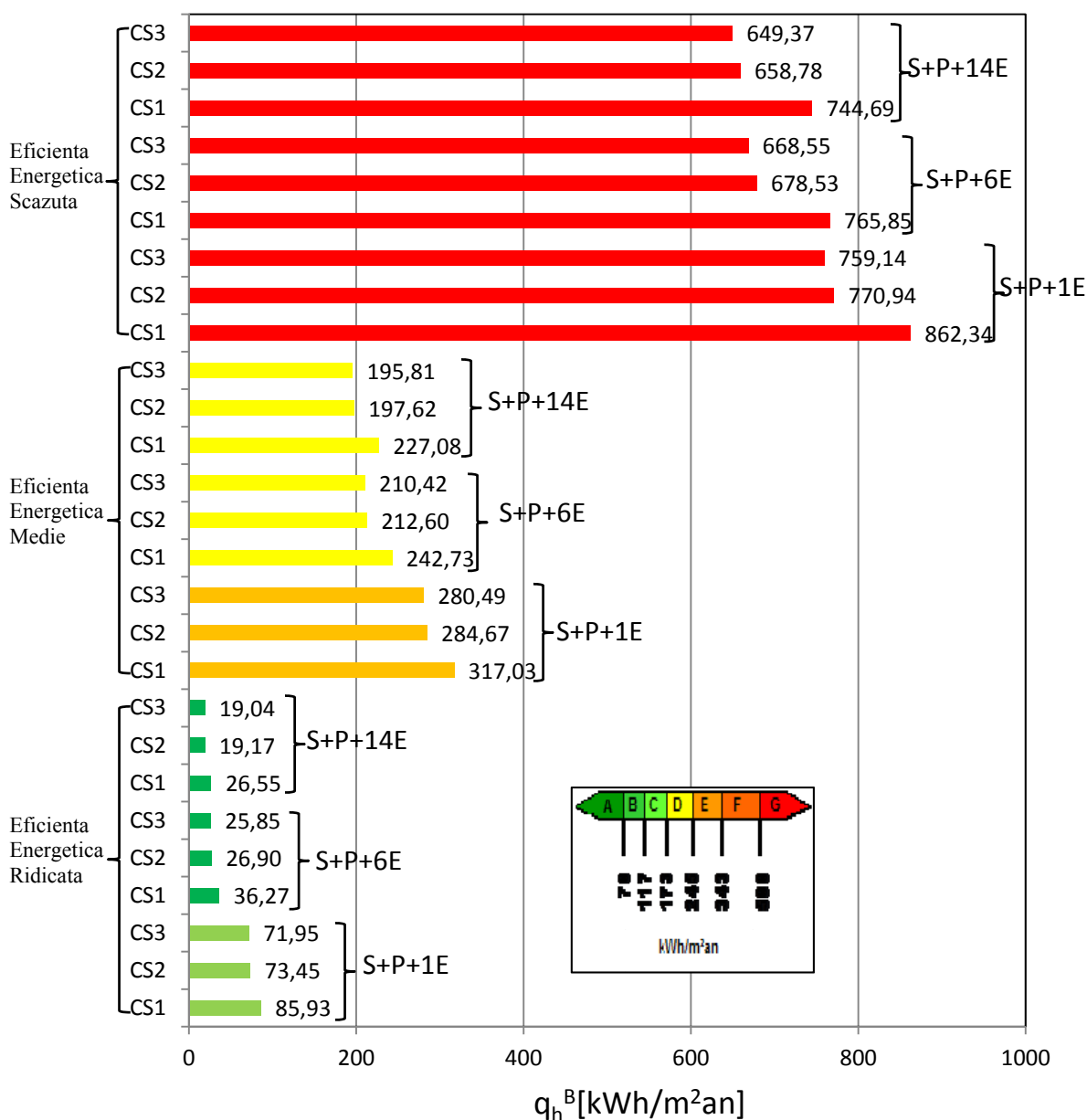


Figura 7. Consumuri și clase energetice pentru încălzire pentru cele 27 clădiri

În continuare vom prezenta consumul specific de energie pentru încălzire la bransament pentru toate situațiile de anvelopă și exploatare (S1, S2, S3), toate regimurile de înălțime a clădirii (S+P+1E, S+P+6E, S+P+14E) și toate tipurile de casă de scară.

Pentru fiecare situație de anvelopă și fiecare regim de înălțime al clădirii consumul specific de energie pentru încălzire la bransament cel mai mare se obține pentru primul tip de casă de scară analizat (CS1); iar consumurile specifice de energie pentru încălzire la bransament pentru al doilea și al treilea tip de casă de scară (CS2 și CS3) au valori apropiate.

4. Concluzii

Primul tip de casă de scară analizat (CS1) duce la determinarea temperaturii casei de scară maxime față de celelalte două tipuri de casă de scară, pentru toate regimurile de înălțime și toate tipurile de anvelopă analizate, datorită suprafeței de transfer de căldură maxime de la interiorul spațiului încălzit către casa de scară. La cealaltă extremă, temperatura minimă a casei de scară se obține pentru al treilea tip de casă de scară (CS3), datorită suprafeței de transfer mare dintre casa de scară și exteriorul clădirii. Temperatura medie a casei de scară se obține pentru al doilea tip de casă de scară.

Din punct de vedere al clasei energetice, nu s-a constatat nici o diferență între cele trei tipuri de casa de scara; cladirile sunt incadrate in aceeași clasa energetica indiferent de regimul de înălțime, de caracteristicile anvelopei și de condițiile interioare și de exploatare ale clădirii.

Din punct de vedere al consumului de energie pentru incalzire, valorile maxime au fost obținute pentru același tip de casă de scară CS1 indiferent de tipul clădirii, de regimul de înălțime sau de tipul anvelopei și exploatarea clădirii datorită unei suprafețe foarte mare de pereți interiori între spațiile încălzite și casa scarii. Diferența de consum energetic între tipurile CS2 și CS3 față de CS1 este de până în 20% pentru clădirile neizolate termic și spre 40% pentru clădirile bine izolate termic.

În concluzie, considerăm că forma arhitecturală a casei scării are o importanță semnificativă în special pentru clădirile bine izolate termic.

Referințe

- [1] Raport de analiză a stării actuale, proiect BUILD UP Skills – România, august 2012
- [2] Iordache V, Iordache F, Performanța energetică a clădirilor. Analiza factorilor determinanți. Energy performance of the building. Factors analysis. Buletinul Stiintific, an XLIX, nr 2, 2006, pp 66-75
- [3] Catalina T, Iordache V, Caracaleanu, B, Multiple regression model for fast prediction of the heating energy demand, Energy and Building, vol 57, february 2013, p 302-312
- [4] Florin Iordache, Tiberiu Catalina, Vlad Iordache , Rapid Assessment Procedure of the energy performance of a building's heating system, Mathematical Modelling in Civil Engineering, Anul 2012, Volum 2, ISSN 2066-6926
- [5] Mc 001:2006 - Metodologie de calcul al performanțelor energetice a clădirilor –
- [6] NP 048:2000 - Normativ pentru expertizarea termică și energetică a clădirilor existente și a instalațiilor de încălzire și preparare a apei calde de consum aferente acestora
- [7] C107:2010 - Normativ privind calculul termotehnic al elementelor de construcție ale clădirilor
- [8] EN ISO 13790:2005 - Performanța termică a clădirilor. Calculul necesarului de energie pentru încălzirea spațiilor – SR
- [9] SR 4839 - Numărul anual de grade-zile

Sistem sursa cu captatoare solare si pompe de caldura

Power system with solar collectors and heat pumps

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Key words : solar collectors, heat pumps, energy recovery

1. Introducere

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

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

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

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

Obiectivul lucrarii este de realizare a modelarii matematice a proceselor de captare a energiei solare, transfer termic, si acumulare a caldurii, de extractie din rezervor si furnizare cu pompa de caldura catre consumator a energiei termice necesare acestuia. Se vor urmări atât etapele de încărcare termică a rezervorului de acumulare cât și cea de descărcare către consumatorului cuplat la acest sistem de surse complex.

2. Descrierea sistemului sursa. Mod de functionare

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

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

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

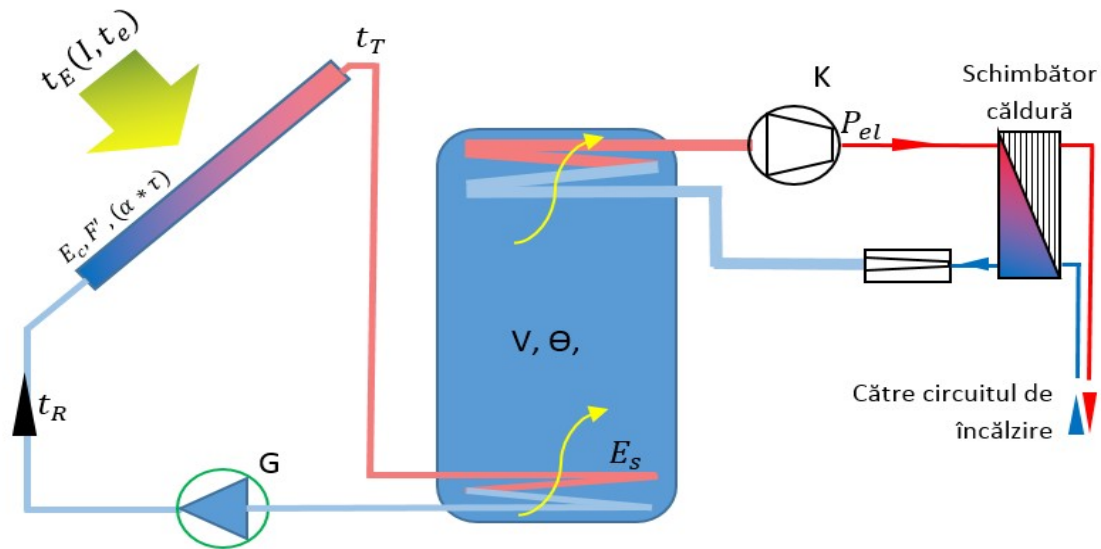


Fig 2.1

3. Modelarea proceselor de transfer termic din cadrul sistemului sursa

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

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

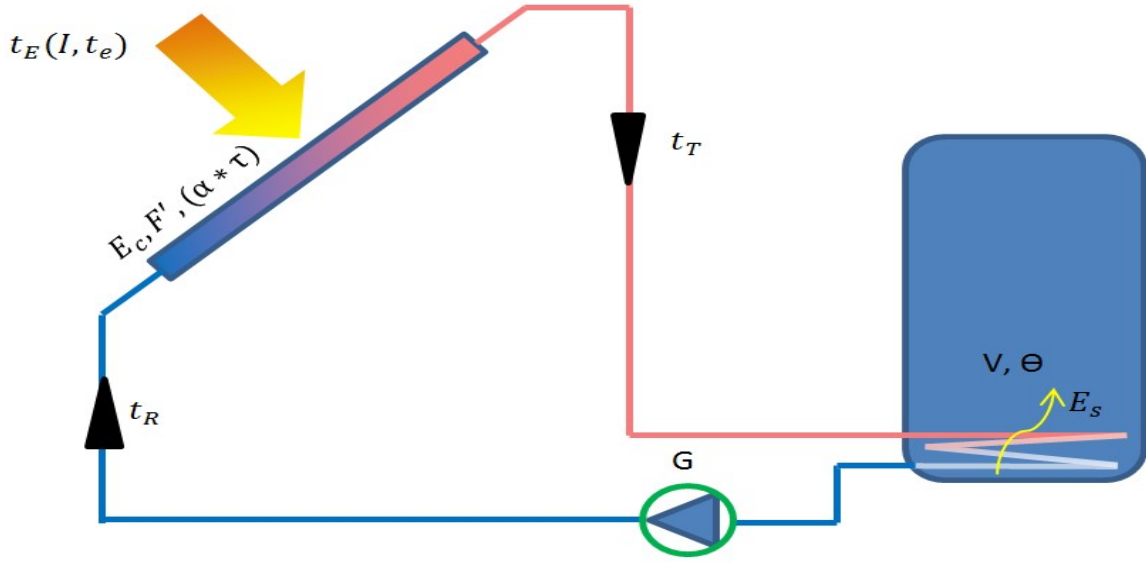


Fig.3.1

Pentru captatorii solari:

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

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

Pentru schimbătorul de căldură înglobat:

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

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

Rezultă sistemul:

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

Din rezolvare se obține:

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

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

Puterea termică transferată rezultă ca fiind:

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

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

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

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

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

care are soluția:

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

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

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

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

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

Constanta de timp a acestui sistem este :

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

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

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

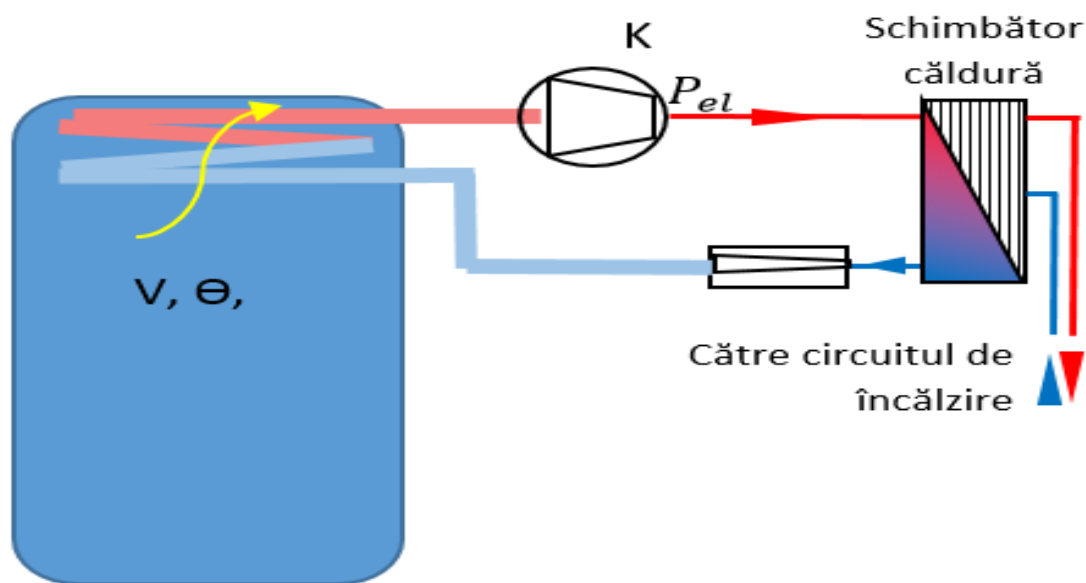


Fig. 3.2 – Rezervor acumulare cu pompa de căldură

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

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

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

Inlocuind (3.13₁) in (3.13₂) rezulta :

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

Cum insa :

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

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

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

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

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

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

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

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

Sau :

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

Unde :

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

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

Integrarea ecuatiei (3.18) se poate face relativ simplu :

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

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

Notam :-

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

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

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

Mergand insa mai departe cu ipoteza Δ_{VP} constant rezulta :

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

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

Integrand rezulta :

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

Unde constanta de integrare are evident valoarea :

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

Inlocuind rezulta :

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

Sau :

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

Sau :

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

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

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

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

4. Studiu de caz – ilustrativ

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

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

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

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

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

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

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

θ_0 si θ_1 – temperaturile uniforme din rezervorul de acumulare la inceputul si respective sfarsitul etapei de incarcare; Rezulta ca $\theta_{VP1} = \theta_0$ si $\theta_{VP0} = \theta_1$.

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

Sau :

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

Inlocuind (3.31₁) in (3.31₂) rezulta pentru temperatura minima stabilizata in rezervorul de acumulare expresia :

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Sau :

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

Cazul concret analizat a presupus urmatoarele valori de parametrii :

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

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

$I = 400$ W/m² – intensitatea medie a radiatiei solare pe perioada celor 6 ore de incarcare termica a rezervorului;

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

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

$kC = 3$ W/m².K – coeficientul global de transfer termic al captatorilor solari;

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

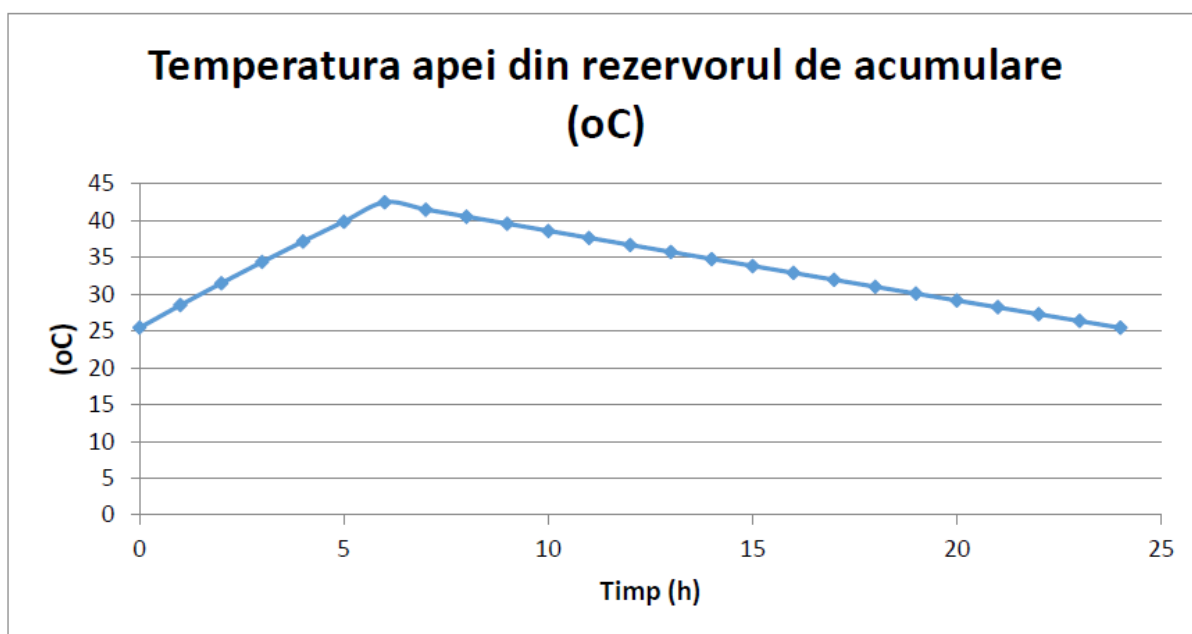


Fig. 4.1

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

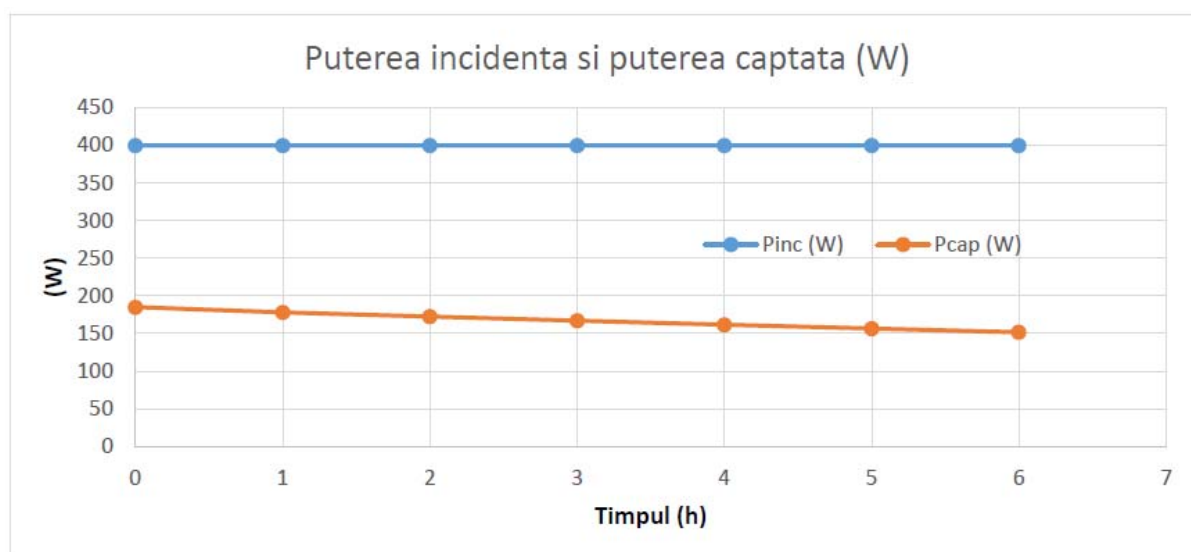


Fig 4.2

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

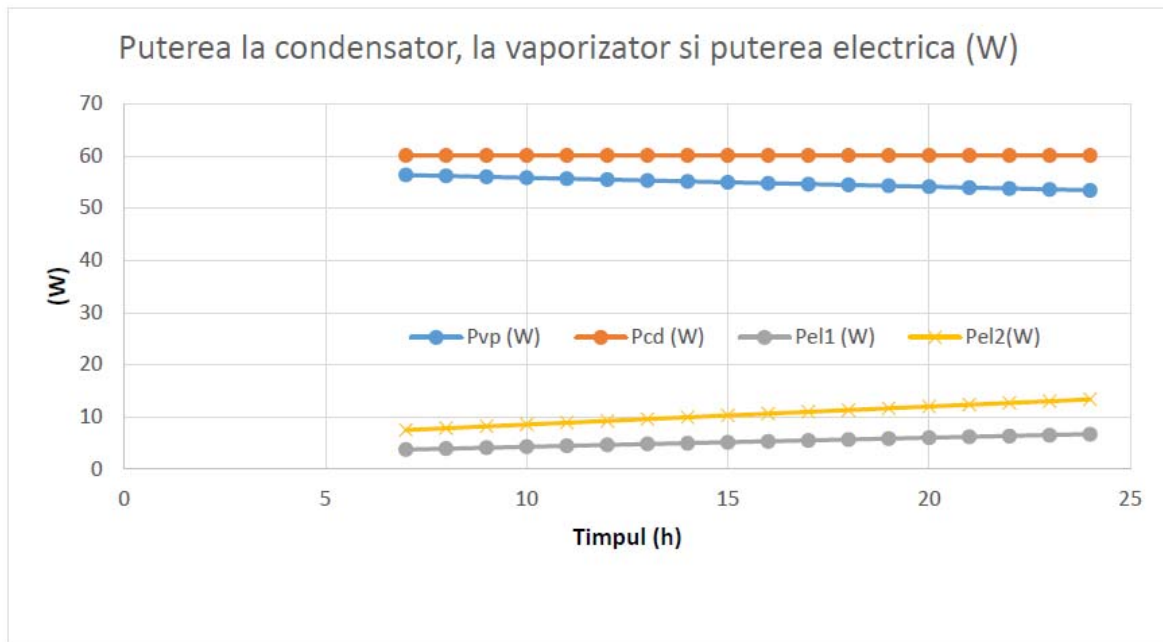


Fig. 4.3

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

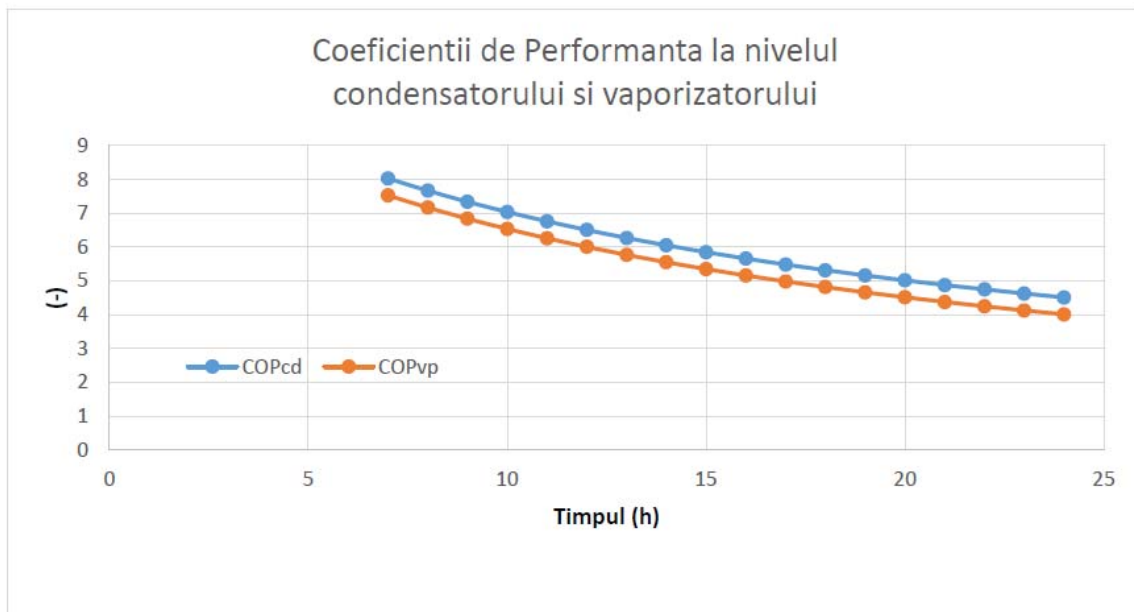


Fig. 4.4

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

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

5. Concluzii

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

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

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

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

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

Lista de Notatii

- t_e - temperatura mediului exterior în cazul captatoarelor solare, °C;
- t_E - temperatura echivalentă factor sintetic de climă, °C;
- θ - temperatura uniformă a apei din rezervorul de acumulare, °C ;
- θ_0 - temperatura inițială a apei din rezervorul de acumulare, °C ;
- t_I, t_R - temperatura de intrare și respectiv de ieșire a agentului termic din suprafața de captare, °C ;
- I - intensitatea radiației solare, W/m²;
- F' - factor de corecție al fluxului de caldura captat în funcție de

geometria captatorilor solari, - ;

V - volumul rezervorului de acumulare, m^3 ;

ρ - densitatea apei din rezervorul de acumulare, kg/m^3 ;

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

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

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

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

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

S_C - suprafața captatoarelor solare, m^2 ;

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

P_C - puterea termica captata, W ;

Q - cantitatea de caldura acumulata in rezervor, J ;

τ - timpul curent, s ;

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

η_{HP} – randamentul pompei de caldura, -;

η_{SYS} – randamentul sistemului hibrid, -;

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

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

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

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

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

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

Bibliografie

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

Sistem inteligent de iluminare publică

Public Lighting Smart System

Cristina Gabriela Sărăcin¹, Flavius Gheorghe Buzea²

¹Universitatea POLITEHNICA din București, Romania

Splaiul Independenței 313

E-mail: cristina.saracin@upb.ro

²Universitatea POLITEHNICA din București, Romania

Splaiul Independenței 313

E-mail: flavius.buza@yahoo.es

Rezumat. Reducerea consumului global de energie primară cu 20% până în anul 2020 reprezintă unul dintre obiectivele Comisiei Europene. Sistemul inteligent propus în cadrul lucrării controlează intensitatea fluxului luminos al corpurilor de iluminat public (stradal și rezidențial). Intensitatea luminoasă variază în funcție de deplasarea persoanelor pe trotuar, intensitatea traficului rutier și fenomenele meteorologice. Scopul lucrării constă în realizarea unei platforme de simulare a iluminării publice conform CIE No. 115:2007. Pentru aceasta am utilizat microcontrolerul ATmega2560. Platforma are în componență următoarele: senzor de lumină (fotorezistență), senzor de mișcare, senzor de umiditate și senzor de distanță (infraroșu). Ultimul senzor a fost amplasat astfel încât să permită posibilitatea determinării distanței la care se situează autovehiculul aflat în mișcare. Pentru iluminare sau utilizat corpuri de iluminat stradal și rezidențial MATRIX-02 NG 30 LED/700 DIM 4000K.

Cuvinte cheie: sistem de iluminat, platformă de simulare, corpuri de iluminat cu led

Abstract. The reducing of global primary energy consumption with 20% till 2020 is one of the objectives of the European Commission. The intelligent proposed system, within this paper work, controls the intensity of public lighting devices (street and residential). The luminous intensity varies depending on the movement of the people on the sidewalk, road traffic intensity and weather conditions. The paper's purpose consists in providing a simulation platform versus the public lighting system according to CIE No. 115: from 2007.

In the respect to this purpose, I used microcontroller ATmega2560. The platform has the following components: Light sensor (photo resistor), motion sensor, humidity sensor and remote sensing sensor (infrared sensor). The last sensor has been placed in such a way as to enable the determination of the distance between sensor and a moving vehicle. For lighting, they have been used street and residential lighting devices such as LED MATRIX-02 NG 30/700 DIM 4000K.

Key words: lighting system, simulation platform, LED lighting devices

1. Introducere

Serviciul de iluminare publică face parte din sfera serviciilor comunitare de utilități publice. Serviciile comunitare de utilități cuprind totalitatea acțiunilor și activităților de interes economic și social general desfășurate la nivelul oricărui tip de localitate: de la un sat pierdut în zone izolate până la orașe și municipii dens populate.

Serviciul de iluminare publică se realizează prin intermediul unui ansamblu tehnologic și funcțional alcătuit din construcții, instalații și echipamente specifice care poartă denumirea de sistem public de iluminat.

Comisia Europeană propune în setul de documente care reprezintă Noua Politică Energetică a UE între 2010 și 2020 următoarele obiective:

- reducerea emisiilor de gaze cu efect de seră cu 20 %;
- creșterea ponderii resurselor regenerabile de energie în totalul mixului energetic, de la mai puțin de 7% în anul 2006, la 20% din totalul consumului de energie al UE până în anul 2020;
- reducerea consumului global de energie primară cu 20% până în anul 2020.

Calitatea de stat membru al Uniunii Europene pentru România impune aplicarea directivelor privind eficiența energetică la utilizatorii finali și serviciile energetice, cogenerarea de înaltă eficiență, încadrarea în normele de mediu precum și respectarea angajamentelor asumate de România prin tratatul de aderare.

Referindu-ne la iluminatul public este evident faptul că nu se poate face economie de energie electrică astfel încât să periclităm siguranța publică a circulației prin oprirea completă a sistemului de iluminat, astfel trebuie asigurat un nivel minim de confort și siguranță.

Iluminatul public și domestic au devenit factori de poluare importanți pentru mediu, luând în considerare randamentul scăzut a lămpilor cu vapori de mercur, cu halogenuri metalice, cu vapori de sodiu de înaltă presiune. Tendința actuală este tehnologia LED (Lighting Emitting Diode) care este economică și ecologică. Pentru moment fiind considerată soluția viitorului.

2. Clasificarea sistemelor de iluminat public

Clasificarea sistemelor de iluminat public este prezentată în figura 1.

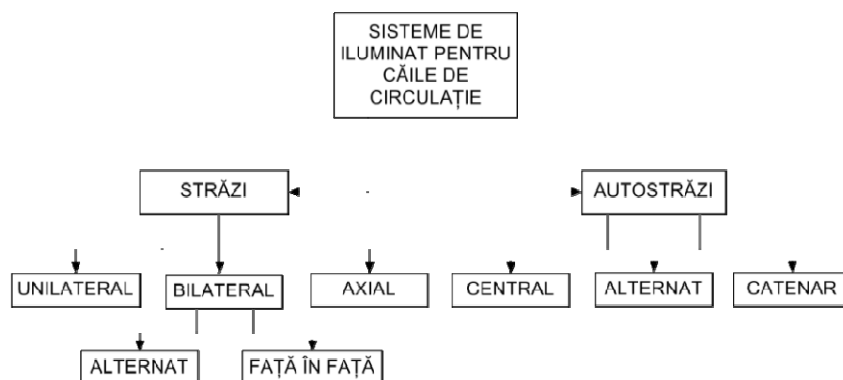


Fig. 1. Clasificarea sistemului de iluminat rutier [1]

Sistemele pentru iluminat public, sunt sisteme uniform distribuite. Trebuie menționat faptul că sistemele de iluminat pot fi realizate separat pentru arterele de circulație rutieră și separat pentru trotuare sau același sistem poate să deservească atât trotuarul aferent cât și artera de circulație rutieră.

În cadrul acestei lucrări s-a optat pentru proiectarea unui sistem de iluminat stradal corespunzător clasei de iluminare ME4 ce vizează drumurile urbane de legătură mai puțin importante, străzi rurale, drumuri de acces în zonele rezidențiale, drumuri de acces la străzi și șosele importante.

3. Componentele sistemului inteligent de iluminare publică

Sistemul inteligent de iluminare publică are la bază următoarele componente care vor fi enumerate în continuare și avantajul tehnologiei de programare care constă în reducerea componentelor intermediare, astfel obținându-se un grad de siguranță (fiabilitate) crescut și un volum redus al sistemului.

Sursele de lumină ale lămpilor, sunt LED-urile de putere, care au un sistem optic specializat pentru iluminatul stradal și rezidențial, cu temperatura de culoare alb-negru 4000K, cu o durată de viață L70B50 de minim 50.000 ore la $T_a=25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Sistemul cu LED-uri este echivalent cu lămpile cu vapori de sodiu de înaltă presiune, HST 150 W.

Tabelul 1.

Caracteristici tehnice ale corpului de iluminat MATRIX-02 NG 30 LED/700 DIM 4000K [2]

Randamentul corpului de iluminat	Fluxul luminos total al corpului de iluminat	Puterea activă	Tensiunea nominală	Eficacitatea luminoasă globală	Factor de putere	Numărul de lămpi din corp (LED-uri)
$\eta_c[\%]$	$\Phi_{lt}[\text{lm}]$	$P[\text{W}]$	$U[\text{V}]$	$[\text{lm/W}]$	$\cos\phi[-]$	$n_l[-]$
88	8944	68	230	132	$\geq 0,96$	30

Platforma hardware Arduino este alcătuită din porturi de intrare/ieșire, un microcontroler ATmega2560, un cristal de quartz (care trimite impulsuri către microcontroler pentru a-i permite o viteză de operare corectă) și un regulator liniar de 5 V_{cc} . Pini de pe platforma Arduino pot fi configurați ca intrare/ieșire, digitală sau analogică.

Tabelul 2.

Caracteristici tehnice (Arduino) [3]

Microcontroler	Tensiune de lucru	Tensiune de intrare	Pini digitali	Pini analogici	Curent de ieșire	Flash Memory	SRAM	EEPROM
	$U[\text{V}]$	$U[\text{V}]$			$I[\text{mA}]$	$[\text{KB}]$	$[\text{KB}]$	$[\text{KB}]$
ATmega2560	7-12	6-20	54	16	40	256	8	4

Citirile datelor primite de la senzori pe porturile platformei Arduino se realizează în felul următor:

- pe porturile analogice: senzorul oferă o tensiune cuprinsă între 0 și 5 V_{cc}, această tensiune este preluată de convertorul analog digital pe 10 biți al microcontrolerului ATmega2560 și convertită în intervalul 0 – 1023;
- pe porturile digitale: senzorul oferă valori numerice 0 sau 1, corespunzător tensiunii de 0 și 5 V_{cc} această tensiune este preluată de convertorul digital analogic pe 8 biți al microcontrolerului ATmega2560 și convertită în intervalul 0 – 255.

Scrierile datelor primite de la senzori pe porturile platformei Arduino se realizează în felul următor:

- pe porturile de ieșire analogice: pentru nivelul maxim de tensiune electrică (5 V_{cc}) corespunde numărul 1023;
- pe porturile de ieșire digitale: putem utiliza o ieșire digitală PWM, numărul corespunzător este 255 sau o ieșire digitală în cadrul programului ARDUINO IDE care este declarată „HIGH”.

În figura 2, este prezentată platforma de simulare care cuprinde toate elementele componentele sistemului inteligent.

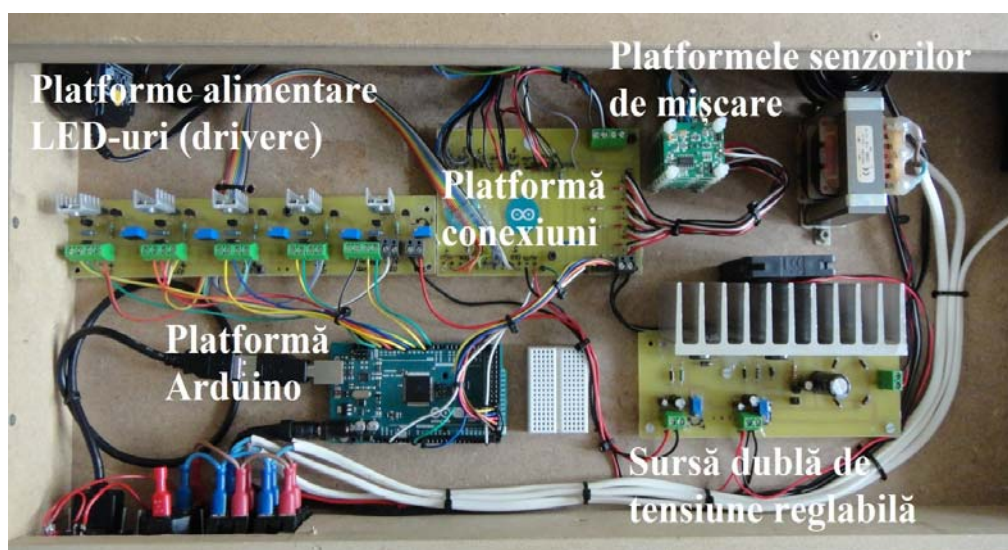


Fig. 2 Vedere de ansamblu a componentelor sistemului inteligent de iluminare publică

În figura 3 sunt prezentați senzorii necesari sistemului.



Fig. 3 Senzorii platformei experimentale a) senzorii zi/noapte și umiditate; b) senzorul distanță.

4. Funcționarea sistemului inteligent de iluminare publică

Pentru a pune în evidență funcționarea sistemului inteligent de iluminare publică s-a realizat o platformă experimentală. Pentru aceasta s-a considerat o amplasare unilaterală a corpurilor de iluminat stradal, o singură bandă pentru autovehicule și un singur trotuar.

Funcționarea sistemului inteligent de iluminare publică se bazează pe semnalele analogice și digitale transmise de senzorii sistemului. În figura 4 este reprezentată organigrama sistemului inteligent de iluminare publică.

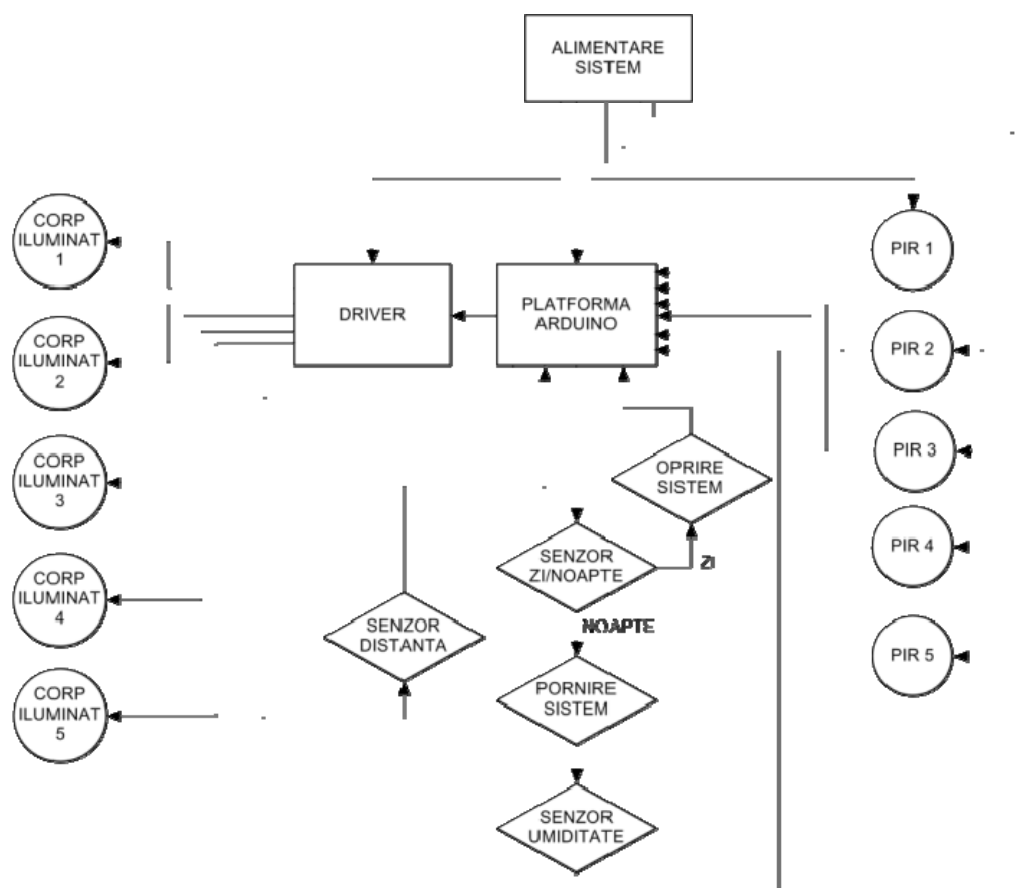


Fig. 4 Organigrama sistemului inteligent de iluminare publică

Sistemul inteligent de iluminare publică este alimentat de la două surse independente. Prima sursă având tensiunea electrică de $9V_{cc}$ alimentează cu energie electrică platforma Arduino și senzorii de mișcare încorporați în corpurile de iluminat public. A doua sursă o sursă dublă de tensiune reglabilă alimentează platformele electronice (driverule) cu $4,4 V_{cc}$ și circuitul care simulează deplasarea autovehiculelor pe carosabil cu $5,2 V_{cc}$. Platformele electronice alimentează la rândul lor LED-urile corpurilor de iluminat.

În figura 5 este reprezentat modul de funcționare al sistemului de iluminat în momentul deplasării autovehiculelor pe carosabil. Atunci când autovehiculul se situează în dreptul primului corp de iluminat public (a), intră în funcțiune primele patru corpuri de iluminat, iar când el ajunge în dreptul stâpului 4 (b), primele două

corpuri de iluminat se sting. Astfel asigurăm o iluminare publică conform *CIE No.115:2007* și totodată o reducere a consumului de energie electrică.



Fig.5. Modul de funcționare a corpurilor de iluminat public în momentul deplasării autovehiculului pe carosabil

Pentru realizarea detecției zi/noapte, sistemul inteligent de iluminare are în componență o fotorezistență a cărei rezistență se modifică în funcție de intensitatea fluxului luminos incident pe suprafața rezistorului în intervalul $1,3 \text{ k}\Omega$ - $510 \text{ k}\Omega$. Valorile oferite de fotorezistență sunt citite pe pin-ul A2 de intrare analogică a platformei Arduino.

Pentru realizarea unui iluminat optim a suprafeței carosabilului, respectiv a trotuarului, sistemul inteligent are în componență un senzor de umiditate care oferă la ieșire o valoare a tensiunii electrice cuprinsă între $2,09 \text{ V}_{cc}$ și $4,03 \text{ V}_{cc}$ în funcție de umiditatea din mediul ambiant. Valorile oferite de senzorul de umiditate sunt citite pe pin-ul A0 al platformei Arduino. Aceste valori sunt prelucrate în program, astfel încât, se poate stabili o intensitatea maximă a fluxului luminos care este generat de corpurile de iluminat public.

Intrarea în funcțiune a unui corp de iluminat poate fi realizată de senzorul de distanță sau de senzorul de mișcare. Sensorii de mișcare au rolul de a detecta prezența umană pe baza radiațiilor infraroșii emise de corpul uman. Aceștia determinând intrarea în funcțiune a unui corp de iluminat corespunzător senzorului respectiv. Astfel, cum a fost specificat și anterior, lampa cu LED-uri realizează o iluminare progresivă până când se ajunge la valoarea maximă, optimă, valoare indicată de senzorul de umiditate. Dacă sunt persoane în raza de acoperire a senzorului de mișcare, corespunzător unui corp de iluminat, LED-urile lămpii rămân în funcțiune până când senzorul de prezență nu a mai detectat prezență. În momentul în care senzorul de prezență nu mai detectează nimic se realizează o diminuare progresivă a intensității fluxului luminos până când aceasta se stinge complet.

Pentru realizarea iluminării optime impuse prin standard, conducătorului auto, aflat în deplasare cu autovehiculul pe carosabil trebuie să i se asigure o distanță de vizibilitate optimă. Această distanță este de aprox. 100 m., distanță care permite depistarea eventualelor obiecte obstacol care pot apărea pe carosabil. De asemenea trebuie asigurată și intrarea în funcțiune a unui corp de iluminat în urma autovehiculului. Această măsură prezintă un grad sporit de siguranță oferită conducătorului auto.

Senzorul de distanță sesizează prezența autovehiculelor pe carosabil și contribuie la intrarea în funcțiune a corpurilor de iluminat. În acest mod asigurând o

vizibilitate optimă a conducătorului auto. Senzorul de distanță oferă la ieșire o valoare analogică, citită pe pin-ul A15 al platformei Arduino, în funcție de distanța la care se află autovehiculul față de poziția senzorului. Pe baza acestor valori se stabilește momentul în care autovehiculul se situează în dreptul unui corp de iluminat.

5. Dimensionarea elementelor sistemului inteligent de iluminare

Calculul sistemului de iluminare publică s-a realizat pentru o amplasare unilaterală a corpurilor de iluminat (fig. 6) unde s-a considerat o lățime a carosabilului de 5m și a trotuarului de 1,5m.

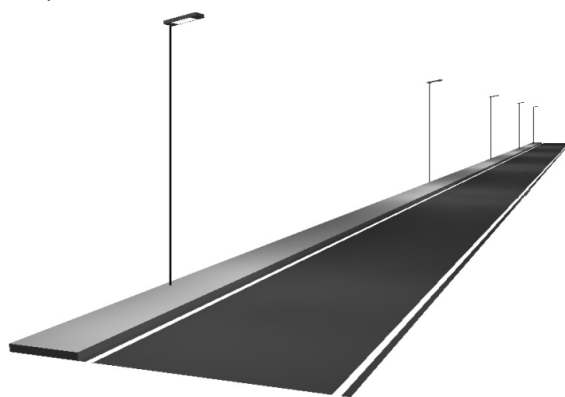


Fig. 6. Amplasare unilaterală a corpurilor de iluminat

Calculul sistemului de iluminat și amplasarea corpurilor de iluminat s-a realizat pe baza curbelor fotometrice.

Rezultatele obținute sunt următoarele:

- fluxul luminos al corpului 7279 [lm]
- fluxul luminos al lămpii 8307 [lm]
- distanța dintre corpuri 26 [m]
- înălțimea de montaj 6 [m]
- „înaintarea”, distanța cuprinsă între limita laterală a carosabilului și proiecția centrului fotometric al corpului de iluminat pe planul util 0 [m]
- unghiul de înclinare al corpului 10,0°
- lungimea brațului de susținere 0,638 [m]
- factor de corecție 1.

6. Concluzii

Sistemul de iluminat public propus asigură în timpul perioadelor nocturne o bună vizibilitate utilizatorilor zonelor publice. Scopul acestuia este de a menține siguranța și fluiditatea traficului precum și siguranța publică. La ora actuală există tendința de a cauta noi soluții și criterii privind achizițiile publice din punct de vedere al iluminatului public. Acest sistem poate fi folosit în orice domeniu unde este nevoie de lumină ținând cont de particularități.

Proiectarea unui sistem de iluminare necorespunzător poate genera un disconfort din punct de vedere al utilizatorului. Starea de disconfort poate fi cauzată de existența necontrolată a fenomenului de orbire și nerespectarea criteriilor de calitate impuse prin standarde și normative.

Nivelul de iluminare medie recomandat este stabilit pe baza unor studii tehnico-economice conform CIE No. 115:2007. Comparând costul instalației de iluminat, pierderile indirecte datorate costurilor sociale, accidentelor, agresiunilor pe timp de noapte, economia de energie electrică necesară sistemelor de iluminat public nu se poate obține doar prin reducerea intensității fluxului luminos ci numai prin utilizarea de sisteme de iluminare performante.

Pe lângă corpurile de iluminat cu LED-uri care formează majoritatea achizițiilor publice la ora actuală apar și alte mijloace (echipamente) care conduc la reducerea consumului energetic. Un exemplu fiind sistemul prezentat în cadrul acestei lucrări.

Din studiul realizat din punct de vedere economic și al consumului de energie electrică putem concluziona că sistemul inteligent de iluminare publică proiectat permite o reducere a costurilor de 79 %.

Limitarea nivelului de poluare a mediului și menținerea rezervelor de materii prime și energie sunt principalele ținte ale analizelor privind eficiența energetică. Eficiența măsurilor pentru scăderea consumului de energie pot fi evaluate prin determinarea reducerii cantității de dioxid de carbon.

Politicile Uniunii Europene în domeniul energiei electrice dar mai ales în domeniul mediului înconjurător prevăd reducerea drastică a emisiilor de gaze cu efect de seră.

Preocuparea pentru mediul ambiant și pentru utilizarea eficientă a resurselor astfel încât să beneficieze și generațiile viitoare de un mediu curat, reprezintă principalul obiectiv al implementării resurselor regenerabile în aplicații specifice.

Referințe

- [1] Binachi, C., Moroldo, D., Ionecu, C., Dumitrescu, L., Petrescu, D., Lazăr Ș., - Manualul de instalații. Sisteme de iluminat, instalații electrice și de automatizare. Editura Artecno București S.R.L., 2010.
- [2] ***<http://www.elba.ro/produs/matrix-02-ng-led-6200k/#matrix-02-ng-30led1000>
- [3] *** http://www.robofun.ro/arduino_mega2560
- [4] Sărăcin, M., Sărăcin, C. G., - Traductoare. Interfețe. Achiziții de date, Ed. Matrix Rom, 2010.
- [5] Sărăcin, C. G., - Instalații electrice, Editura Matrix ROM, 2009.
- [6] Moroldo D. - Iluminatul urban. Aspecte fundamentale, soluții și calculul sistemelor de iluminat, Editura Matrix Rom, București 1999.
- [7] Moroldo D., Moroldo H., Mira N., Binachi C. – Sisteme de iluminat interior și exterior, Editura Matrix Rom, București, Ediția a VII-a 2014.
- [8] Miki, M.; Hiroyasu, T. ; Imazato, K., - Proposal for an intelligent lighting system, and verification of control method effectiveness, Cybernetics and Intelligent Systems, 2004 IEEE Conference, Date 1-3 Dec. 2004, pp. 520 - 525 vol.1.
- [9] Wojnicki, I., Ernst, S., Kotulski, L., Se, dziwy, A.: Advanced street lighting control. Expert Systems with Applications 41(4 Pt. 1), 999–1005 (2014).

Compararea performanțelor unei instalații frigorifice auto utilizând agenții R134a și HFO1234yf

Comparing the performance of a refrigeration car using R134a agencies and HFO1234yf

Răzvan CALOTĂ¹, Alexandru NIȚU²

^{1,2} Technical University of Civil Engineering, 66, Pache Protopopescu Bd. Bucharest 2, Romania

Rezumat. Uniunea Europeană propune interzicerea folosirii agenților frigorifici care au coeficientul de încălzire globală (GWP) mai mare de 150, astfel încât se intenționează ca pe viitor freonul R134a, cu un GWP de 1430, să fie înlocuit de noul freon HFO-1234yf, cu un GWP de 4, prevenind astfel distrugerea stratului de ozon, dar și reducerea efectului negativ asupra încălzirii globale.

Lucrarea de față prezintă o comparație între agenții frigorifici R134a și HFO-1234yf, având în vedere reglementările actuale din punct de vedere al protecției mediului înconjurător. HFO-1234yf, este un agent frigorific de tip hidro-fluoro-olefină, cu un raport de comprimare mai scăzut cu 9% decât R134a și este compatibil cu materialele din care sunt realizate echipamentele din sistemele frigorifice actuale.

Cuvinte cheie: agenți frigorifici, protecția mediului, freon

Abstract. EU proposes ban on the use of refrigerants that have coefficient of global warming (GWP) below 150, so it is intended that future refrigerant R134a, with a GWP of 1430, to be replaced by the new refrigerant HFO - 1234yf, with a GWP 4, thereby preventing destruction of the ozone layer and reduce the negative effect on global warming.

This paper presents a comparison between R134a and HFO refrigerants - 1234yf, given current regulations in terms of environmental protection. HFO - 1234yf is a refrigerant - type hydro- fluoro -olefins with a compression ratio of 9% lower than R134a and is compatible with the materials they are made from refrigeration systems current equipment.

Keywords : refrigerants, environmental protection, freon

1. Introducere

1.1 Scurt istoric

În anul 1939 compania Packard Motors a fost primul producător auto care a implementat un sistem de climatizare în interiorul mașinilor. Această primă încercare de climatizare a vehiculelor nu a avut succes din următoarele considerente:

- vaporizatorul și sistemul de introducere a aerului climatizat în habitacul mașinii ocupa jumătate din spațiul portbagajului;
- nu exista un termostat de oprire a instalației sau un mecanism de oprire a ventilatorului pentru a stopa accesul aerului climatizat în interiorul mașinii;

În anul 1954, Nash Ambassador a fost prima mașină din America care avea integrată în partea din față toată instalația de climatizare auto: vaporizator, codensator, compresor, ventil de laminare.

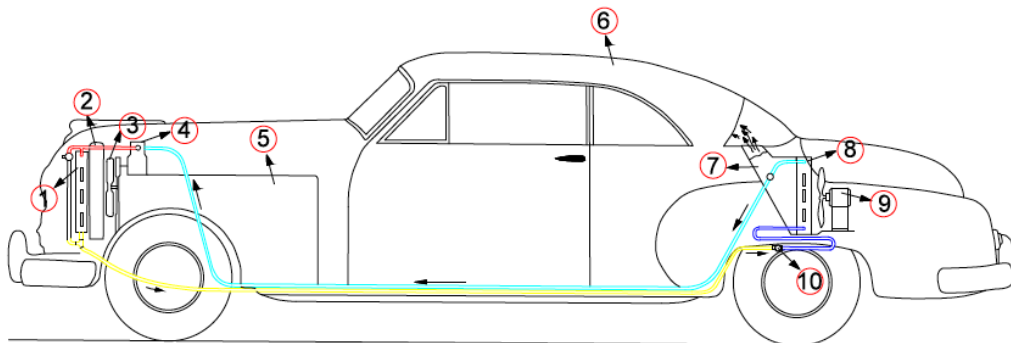


Figura 1. Schema instalației frigorifice a unui automobil în anul 1939, [4].

Legendă: 1-vaporizator, 2-radiator, 3-ventilator, 4-compresor, 5-motor, 6-automobil, 7-aeroterma, 8-vaporizator, 9-ventilator, 10-ventil de laminare.

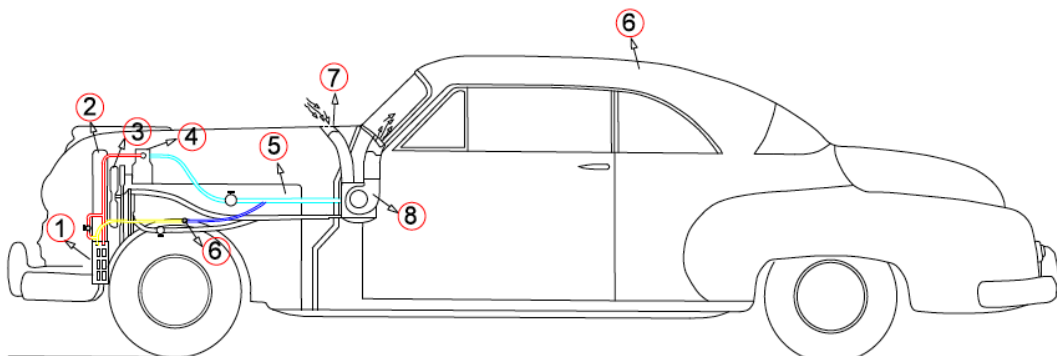


Figura 2. Schema instalației frigorifice a unui automobil în anul 1954, [4].

Legendă: 1-vaporizator, 2-radiator, 3-ventilator, 4-compresor, 5-motor, 6-automobil, 7-priză aspirație aer exterior, 8-vaporizator, 9-ventil de laminare

Din acel moment instalația de climatizare s-a dezvoltat permanent, schimbătoarele de căldură devenind din ce în ce mai compacte, agenții frigorifici utilizați având un efect scăzut asupra încălzirii globale, iar automatizarea a devenit în zilele noastre completă pentru tot sistemul.

1.2 Prezentarea agenților frigorifici utilizați în instalația de climatizare auto

Ca urmare a efectului asupra încălzirii globale, Comisia Europeană a propus interzicerea utilizării agentului frigorific R134a, în instalațiile de aer condiționat din cadrul mașinilor noi, încă de la 1 ianuarie 2011. Aplicarea acestei propuneri a fost amânată pentru viitorul apropiat. Agenții frigorifici de înlocuire trebuie să aibă un coeficient de încălzire globală mai mic de 150. Până de curând, principalul candidat pentru a înlocui R134a a fost dioxidul de carbon cu GWP de valoare 1. Acesta însă are mai multe dezavantaje, inclusiv presiune semnificativ mai mare și eficiență mai mică a ciclului termodinamic. În plus instalația de climatizare auto necesită modificări semnificative de proiectare.

HFO-1234yf a fost identificat recent ca o alternativă potențială, cu proprietăți similare R134a, și care îndeplinește cerințele de reglementare ale UE, privind protecția mediului.

Potrivit comunicatelor de presă, au fost efectuate numeroase teste pe instalații auto care utilizau agentul HFO-1234yf. Daimler a susținut găsirea unui anumit scenariu în care agentul frigorific se poate scurge la presiuni ridicate și aprinde. În urma unor teste s-a constatat că după o coliziune auto frontală conductele de agent frigorific se pot rupe, pulverizând freonul pe sistemul de evacuare, existând posibilitatea producerii unui incendiu. Pe baza acestor experimente Daimler a declarat că va continua să folosească agentul R134a în toate instalațiile de climatizare a automobilelor sale. [8], [9].

Proprietățile termodinamice ale agentului HFO-1234yf sunt asemănătoare cu cele ale R134a conform Tabelului 1 și Figura 3. Punctul de fierbere, punctul critic și densitatea de lichid și vaporii sunt comparabile cu cele corespunzătoare R134a. Presiunea vaporilor este ușor mai mare la temperaturi sub 25°C și puțin mai mică la temperaturi de peste 60°C, ceea ce poate genera un raport de comprimare mai mic și o mai bună eficiență a compresorului.

Tabel 1.

Comparație între proprietățile termodinamice ale agenților

Proprietăți termofizice	HFO-1234yf	HFC-134a
Punct de fierbere, t_f [°C]	-29	-26
Punct critic, t_{cr} [°C]	95	102
p_0 , [MPa] (25 °C)	0.677	0.665
p_0 , [MPa] (80 °C)	2.44	2.63
ρ_l , [kg/m ³] (25 °C)	1094	1207
ρ_v , [kg/m ³] (25 °C)	37.6	32.4

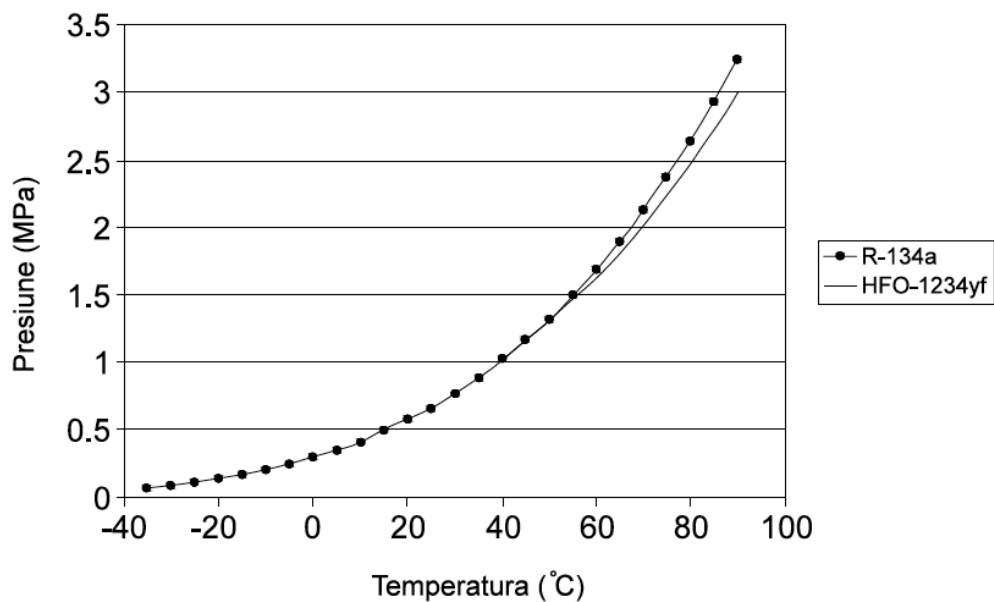


Figura 3. Grafic comparativ între agenții R134a și HFO 1234yf

Figura 3 reprezintă influența temperaturii asupra presiunii de vaporizare pentru cei doi agenți de lucru. Se poate observa că presiunea de vaporizare a agentului HFO-1234yf este aproximativ egală cu cea a agentului utilizat în prezent în instalațiile de climatizare auto, respectiv R134a.

2. Schema instalației de climatizare auto

Instalația frigorifică auto are scopul de răcire a aerului din habitacul în sezonul cald, atunci când temperaturile exterioare depășesc indicele de confort termic, și de a reduce umiditatea relativă din interiorul mașinii. Componentele principale ale instalației sunt compresorul, condensatorul,

vaporizatorul și ventilul de laminare, care, împreună cu alte componente auxiliare, cum ar fi separatorul de lichid, dezhidratorul, contribuie la realizarea efectului de frig.

Cantitatea de freon folosită în instalațiile de climatizare auto diferă în funcție de volumul habitaculului. În general se încarcă cu 500÷1000 g de freon în funcție de producător.

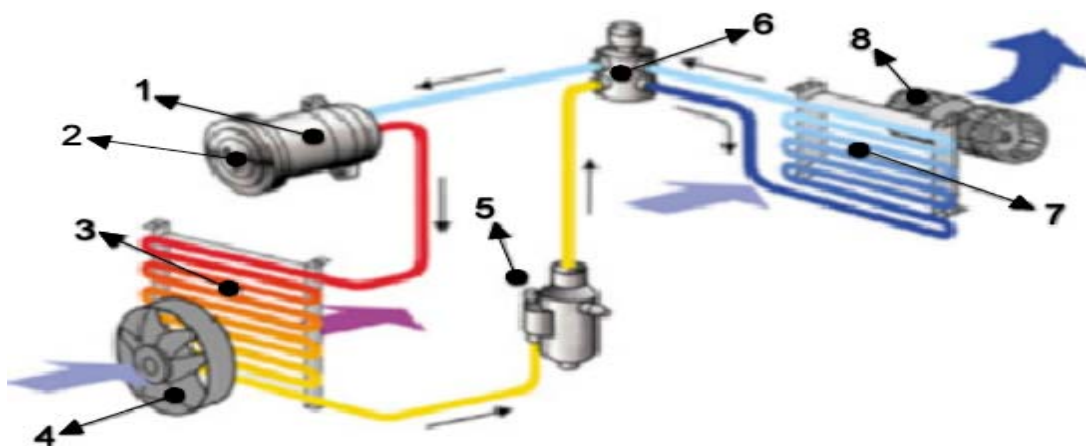


Figura 4. Elementele instalației de aer condiționat pentru automobile, [8].

Legendă: 1-compresor, 2-ambreaj compresor, 3-condensator, 4-ventilator condensator, 5-deshidrator, 6-ventil de laminare, 7-vaporizator, 8-ventilator.

3. Analiza ciclurilor termodinamice ale agenților HFO-1234yf și R134a

3.1. Alegerea parametrilor de calcul

S-a făcut un studiu comparativ cu următoarele date de intrare:

- agentul frigorific: R134a și HFO1234yf;
- agentul răcit: aer
- temperatura exterioară a aerului exterior (proaspăt) în sezonul cald; $t_{i1} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$
- temperatura aerului refulat în habitacul auto; $t_{r1} = 17\text{ }^{\circ}\text{C}$
- agentul de răcire: aerul exterior
- temperatura evacuată de pe suprafața condensatorului: $t_{e2} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$
- puterea de comprimare pentru un habitacul auto de 3 m^3 , $P_k = 0.736\text{ kW} = 1\text{ CP}$ - valoare aleasă în urma cercetărilor în domeniu. [1]

3.2. Stabilirea parametrilor termodinamici ai celor 2 agenți

În funcție de temperaturile $t_0 = 11^{\circ}\text{C}$ și $t_c = 46^{\circ}\text{C}$ se determină presiunea, entalpia masică, volumul masic atât pentru vapori saturați (stările 1 și 2''), cât și pentru lichid saturat (stările 4 și 6), din tabelele cu proprietăți termodinamice pe curba de saturație. Din diagramele presiune-entalpie specific, în urma trasării ciclurilor termodinamice rezultă restul parametrilor.

3.2.1. Agentul frigorific R134a

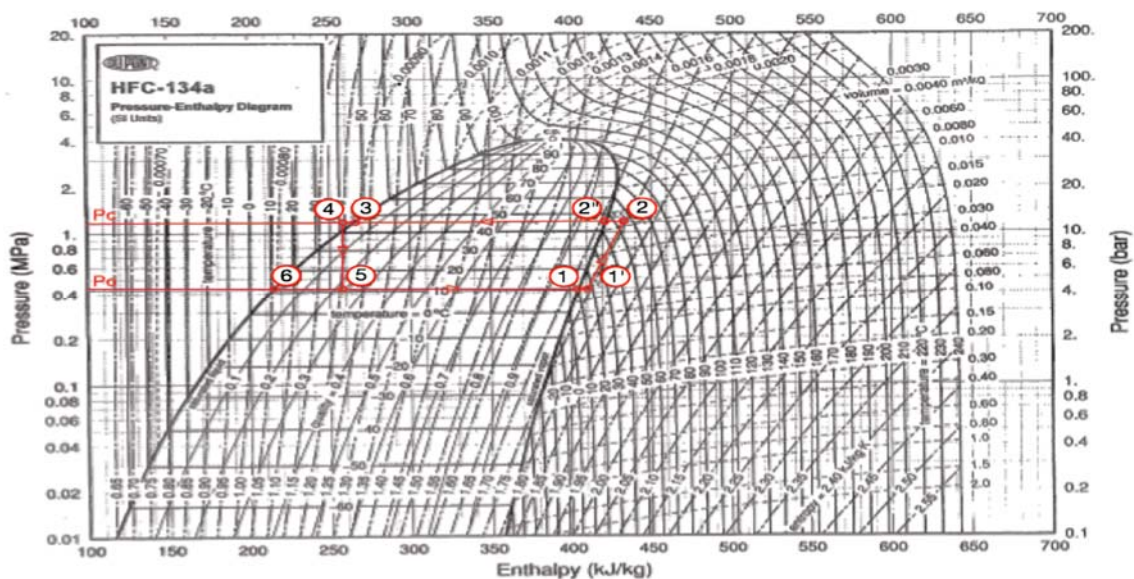


Figura 5. Diagrama log p-h reprezentând ciclul termodinamic teoretic pentru R134a

3.2.2. Agentul frigorific HFO-1234yf:

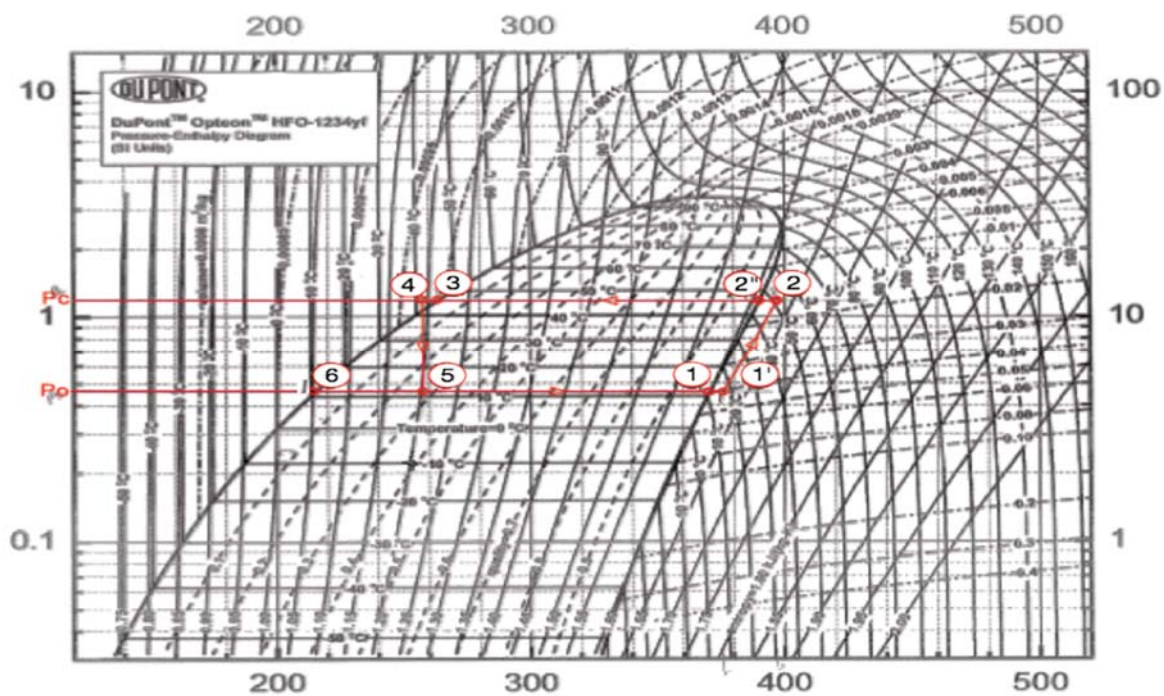


Figura 6. Diagrama log p-h reprezentând ciclul termodinamic teoretic pentru HFO-1234yf

Tabel 2.

Parametrii termodinamici ai ciclului

Punct	1	1'	2	2''	3	4	5	6
t [°C]	11	16	55	46	46	41	11	11
p [bar]	4.28	4.28	11.9	11.9	11.9	11.9	4.28	4.28
h [kJ/kg]	405.1	410	434	422.3	265.7	258	258	215
v [m ³ /kg]	0.0478	0.050	0.017	0.0169	0.0009	0.00088	-	0.0008

Tabel 3.

Parametrii termodinamici ai ciclului

Punct	1	1'	2	2''	3	4	5	6
t [°C]	11	16	51.5	46	46	41	11	11
p [bar]	4.71	4.71	12.6	12.6	12.6	12.6	4.71	4.71
h [kJ/kg]	370.3	377.7	398.5	390.1	263.8	258.4	258.4	214.4
v [m ³ /kg]	0.04	0.04	0.015	0.0147	0.00099	0.00095	-	0.00087

Valorile parametrilor agenților frigorifici se vor centraliza în Tabelul 4 după cum urmează:

Tabel 4. Compararea principalelor proprietăților termodinamice

Agent frigorific Parametrii	R134 a	HFO-1234yf
p_0 [bar]	4.28	4.71
p_c [bar]	11.9	12.6
Raport comprimare	2.78	2.67
$\dot{m}_{ag.f}$ [kg/s]	0.031	0.035
$\dot{Q}_0$ [kW]	4.66	4.22
$\dot{Q}_c$ [kW]	5.39	4.96
EER [-]	6.33	5.73
GWP [-]	1430	4
Clasa de inflamabilitate	A1	A2L

Unde: p_0 – presiunea de vaporizare, p_c – presiunea de condensare, $\dot{m}_{ag.f}$ – debit masic de agent frigorific, $\dot{Q}_0$ – puterea frigorifică, $\dot{Q}_c$ – puterea de condensare, EER – eficiența frigorifică.

În urma trasării ciclului termodinamic și a efectuării calculelor putem concluziona că proprietățile termodinamice ale celor doi agenți sunt apropiate ca valoare, permițând astfel înlocuirea agentului R134a, cu noul agent HFO-1234yf în instalațiile auto existente, fără a interveni modificări majore asupra instalației de climatizare.

4. Alte caracteristici rezultate din diferite încercări experimentale

Teste independente efectuate de DuPont și Honeywell, au arătat că HFO-1234yf este "foarte dificil de a se aprinde" și acest agent frigorific "arată același comportament de inflamabilitate ca și R-134a." Acest rezultat a fost obținut în urma unor teste de laborator, având un stand experimental de dimensiunile habitaculului unui automobil mic, respectiv un volum de 2.5 m^3 . Testul de inflamabilitate a cuprins două tipuri de aprinderi: un aprinzător cu butelie pe gaz, Figura 7, simulând astfel aprinderea unei brichete și un aparat de sudură cu arc electric, Figura 8, simulând astfel o eventuală descărcare electrică.

Testele au fost făcute simulând o scurgere de freon în urma unei coroziuni la sistemul de climatizare sau a unei eventuale rupturi a unei conducte din sistemul de climatizare.

În urma testelor de laborator nu s-a constatat aprinderea prin scânteele a eventualelor scăpări de freon în habitacul.

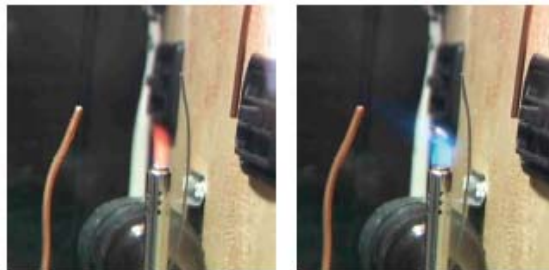


Figura 7. Test cu un aprinzător pe gaz în urma unei scurgeri de freon cauzată de coroziune

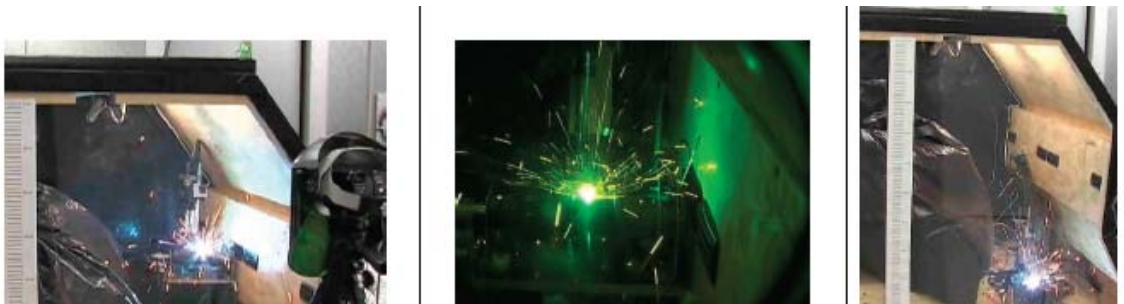


Figura 8. Test cu aparat de sudură cu arc electric, amplasat în zona grilelor de evacuare, [5].

5. Concluzii

În urma studiului efectuat și a cercetărilor teoretice s-au tras următoarele concluzii:

- diferența din punct de vedere a toxicității dintre cei doi agenți nu este mare, nivelul acesteia fiind mai mică sau egal cu 400 ppm într-un volum dat.

- clasa 1 de inflamabilitate a agentului R134a, indică agenți frigorifici care nu prezintă flacără de propagare, comparativ cu noul agent HFO-1234yf care are clasa de inflamabilitate 2L, fiind un agent frigorific dificil de aprins, având o propagare lentă a flăcării (1.5 cm/s).

- coeficientul de încălzire globală corespunzător agentului HFO-1234yf are valoarea 4, fiind un care respectă noile normative impuse de Uniunea Europeană, comparativ cu freonul utilizat în instalațiile auto actuale, R134a, cu un GWP de 1430.

- în urma trasării ciclului termodinamic și a efectuării calculelor rezultă că proprietățile termodinamice ale celor doi agenți folosiți sunt apropiate ca valoare.

Concluzia generală este că se poate înlocui vechiul agent R134a în instalațiile auto, cu noul agent HFO-1234yf, acesta din urmă fiind mai puțin poluant, fără a interveni modificări majore asupra echipamentelor componente ale instalației de climatizare auto.

6. Bibliografie

- [1] Hera D., Drughean L., Girip A. (2009) - *Scheme și cicluri frigorifice pentru instalații cu comprimare mecanică, Îndrumător de proiect*, Editura V, Matrix Rom.
- [2] Hera D. (2009) - *Instalații frigorifice. Volumul III. Echipamente frigorifice*. București, Ed. Matrix Rom.
- [3] Robert V. Anderson (1956) - Air conditioning system for automobiles, patent US2286961 A.
- [4] Barbara Minor, Mark Spatz (2008) - HFO-1234yf Low GWP Refrigerant Update, The International Refrigeration and Air Conditioning Conference.
- [5] Coolpack software
- [6] www2.dupont.com/ISCEON
- [7] <http://www.eurospecialists.co.uk/portals/0/Images/AirCon%20Diagram.jpg>
- [8] http://switchboard.nrdc.org/blogs/ddoniger/european_commission_holds_firm.html
- [9] <http://fridgehub.com/News/335/european-commission-launch-legal-proceedings-against-germany-over-banned-refrigerant/>

Estimarea coeficienților de dispersie longitudinală utilizând mărimi hidraulice ușor măsurabile

Estimation of longitudinal dispersion coefficient using hydraulic measurable sizes

Marius Iliescu¹, Elena Iatan¹

¹ Universitatea Tehnică de Construcții București – Facultatea de Inginerie a Instalațiilor,
Bd. Pache Protopopescu, nr.66, București, România
E-mail: marius.iliescu.utcb@gmail.com

Rezumat. *Situația în care o substanță nedorită este deversată într-o curgere constituie o problemă pentru evaluarea calității apei din avalul punctului de deversare. Pentru a estima calitatea apelor curgătoare trebuie studiate fenomenele de transport asociate curgerii. Coeficientul de dispersie longitudinală este asociat celui mai important mecanism de transport și este absolut necesară estimarea acestuia. În lucrarea de față este prezentat un scurt istoric al apariției relațiilor utilizate pentru evaluarea coeficientului de dispersie longitudinală și de asemenea sunt precizate simplificările pe care acestea le introduc și efectele unei evaluări imprecise ale coeficientului de dispersie longitudinală.*

Abstract. *In case of an accidentally spill in a flowing water it is necessary to estimate the water quality downstream of the spill. In order to estimate the water quality we are interested in the study of transport phenomena. The dispersion coefficient is associated to the most effective transport mechanism. In this paper we present a brief historical development of the relations used to estimate the longitudinal dispersion coefficient, the introduced approximations and the effects of an imprecise estimation of the longitudinal dispersion coefficient.*

1. INTRODUCERE

Pentru a evalua calitatea apelor curgătoare trebuie studiate fenomenele de transport asociate curgerii. În cele ce urmează se va considera transportul unei substanțe pasive iar masa substanței introdusă în curgere se consideră suficient de amestecată cu apa din emisar astfel încât să ocupe întreaga secțiune transversală a curgerii. Distribuția concentrației tinde către o distribuție Gaussiană. În aceste condiții Taylor a demonstrat că efectele bidimensionale ale difuziei laterale și convecției longitudinale pot fi exprimate printr-o ecuație monodimensională de tip difuziv, scrisă sub forma prezentată în ecuația (1):

$$\frac{\partial C}{\partial t} + U \frac{\partial C}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(D \frac{\partial C}{\partial x} \right) \quad (1)$$

în care U este viteza medie pe secțiunea curgerii, C este concentrația substanței, t este timpul, x este coordonata în lungul căreia are loc curgerea iar D este coeficientul de dispersie longitudinală ce va trebui estimat. Dacă se cunosc condițiile limită și condițiile inițiale există soluție analitică a relației (1) prezentată mai sus.

În tabelul (1) sunt centralizate intervale specifice de valori pentru diverși coeficienți de transport cu scopul de a evidenția importanța și raportul dintre fenomenele implicate.

Tabel (1)

Proces de transport	Direcție	Interval tipic de valori [m ² /s]
Difuzie moleculară	Vertical	10 ⁻⁸10 ⁻⁹
	Lateral	10 ⁻⁸10 ⁻⁹
	Longitudinal	10 ⁻⁸10 ⁻⁹
Difuzie turbulentă	Vertical	10 ⁻⁶10 ⁻²
	Lateral	10 ⁻²10 ²
	Longitudinal	10 ⁻²10 ²
Dispersie	Vertical	10 ⁻³10 ⁻¹
	Lateral	10 ⁻²10 ⁰
	Longitudinal	10 ⁻¹10 ⁴

2. ESTIMAREA COEFICIENȚILOR DE DISPERSIE LONGITUDINALĂ

Pentru un canal prismatic de adâncime constantă, rata transportului dispersiv este proporțională cu gradientul longitudinal al concentrației, invers proporțional cu coeficientul de difuzie turbulentă mediat pe adâncime, notat $\langle \varepsilon_T \rangle$, și depinde de asemenea de integrala deficitului de viteză mediată pe adâncimea curgerii. Exprimarea fluxului de dispersie este similară legii lui Fick, cu coeficientul de dispersie longitudinală pe post de coeficient de transfer al masei. Fischer (1979) a scris generalizat forma coeficientului de dispersie longitudinală astfel:

$$D = -\frac{1}{A} \int_0^B \left\{ (\langle u \rangle - U) y(\eta) \int_0^\eta \left[\frac{1}{\langle \varepsilon_T \rangle y(\eta)} \int_0^\eta (\langle u \rangle - U) y(\eta) d\eta \right] d\eta \right\} d\eta \quad (2)$$

În care B este lățimea secțiunii curgerii, y este adâncimea locală iar η este parametrul de integrare în direcția transversală.

Dacă sunt disponibile măsurări ale vitezei și este cunoscut coeficientul de difuzie turbulentă, utilizând relația (2) prezentată mai sus se poate estima coeficientul de

Estimarea coeficienților de dispersie longitudinală utilizând mărimi hidraulice ușor măsurabile

dispersie longitudinală. Această relație nu este însă comod de utilizat. Astfel, Fischer a propus și o relație ce utilizează mărimi hidraulice ușor măsurabile, structurată după relația (2) obținută din considerente teoretice pentru un canal de adâncime constantă.

$$D = I \overline{(\langle u \rangle - U)^2} l^2 / \langle \varepsilon_T \rangle \quad (3)$$

În care I este o integrală adimensională a cărei valoare depinde de distribuția vitezei; bara de deasupra indică media pe secțiunea transversală iar l este o lungime considerată caracteristică. Fischer a estimat valoarea parametrului $I = 0,07$ și media pe secțiunea transversală a curgerii a pătratului deficitului de viteză, prin măsurări în laborator, ca fiind egală cu $0,2U^2$; considerând forma oarecum asimetrică a secțiunilor curgerii a ales $l = 0,7B$ iar ca valoare medie pentru coeficientul de difuzie turbulentă a utilizat $\langle \varepsilon_T \rangle = 0,6hu_*$, unde h este adâncimea medie iar u_* media vitezei de frecare. Relația (3) a luat forma:

$$D = \frac{0,011U^2 B^2}{hu_*} \quad (4)$$

Rezultatele obținute cu această relație sunt destul de aproximative (Fischer 1979). Avantajul ei este că este mai comod de utilizat în aplicații practice, rezultatele obținute fiind relativ mai puțin sensibile la valoarea exactă a lui D deoarece valoarea maximă a concentrației și lungimea norului de substanță depind de $\sqrt{D}$.

Relația (3) mai poate fi scrisă sub forma:

$$D = \langle u' \rangle^2 \frac{(0,7B)^2}{0,6hu_*} \quad (5)$$

Unde u' este media deviației vitezei și în acest moment principala problemă devine evaluarea acesteia. Pornind de la legea deficitului de viteză: $u' = u - U = (u_* / \kappa) F(\xi)$ unde ξ distanța adimensională de la frontiera solidă. Distribuția vitezei într-o curgere naturală este însă mult mai complicată decât funcția $F(\xi)$. Se poate scrie $\langle u' \rangle^2 = \phi(u_* / \kappa)^2$ iar relația (5) devine:

$$D = \Phi \frac{u_* B^2}{h} \quad (6)$$

Parametrul Φ înglobând în el toate constantele.

Factorul Φ a fost evaluat utilizând date experimentale obținute de la 16 curgeri râuri [1] și s-a obținut o valoare medie de 0,6. Cu această valoare medie introdusă în relația

(6) s-au obținut apoi valori pentru coeficientul de dispersie longitudinală. Experimental [1] s-a observat că relația (6) duce la o îmbunătățire a rezultatelor în comparație cu relația (4). Diferențele dintre valorile calculate și cele măsurate ale coeficientului de dispersie longitudinală sunt datorate și blocării temporare a substanței studiate în anumite zone (cavități) existente la frontiera curgerii. Acest fenomen nu este cuprins în relația (4) iar în relația (6) apare doar implicit și incomplet prin intermediul parametrului Φ . Abordarea monodimensională a fenomenului este valabilă doar după o anumită perioadă de timp în care transportul este bidimensional astfel, punctele de măsura trebuie fixate în zonele în care relațiile de mai sus sunt aplicabile. Fischer a sugerat că aproximarea monodimensională este adecvată pentru valori ale lui $x > 0,4UB^2 / \langle \varepsilon_T \rangle$, o distanță care poate ajunge la valori importante.

Alte relații care utilizează mărimi hidraulice ușor măsurabile pentru evaluarea coeficientului de dispersie longitudinală sunt specificate mai jos:

$$\text{Elder (1959): } D = 5,93hu_* \quad (7)$$

unde h este adâncimea curgerii iar u_* este viteza de frecare.

$$\text{Fischer (1975): } D = 0,011 \frac{u^2 B^2}{hu_*} \quad (8)$$

unde u este viteza medie în secțiunea transversală a curegrii, B este lățimea canalului, h este adâncimea medie a curgerii iar u_* este viteza de frecare.

$$\text{McQuivey \& Keefer (1974): } D = 0,058 \frac{hu}{S} \quad (9)$$

$$\text{Liu (1977): } D = \beta \frac{u^2 B^2}{hu_*} \quad (10)$$

Utilizând metoda celor mai mici pătrate s-a dedus următoarea formă pentru coeficientul β :

$$\beta = 0,18 \left(\frac{u_*}{u} \right)^{1,5}$$

$$\text{Magazine (1988): } \frac{D}{Ru} = 75,86P^{-1,632} \quad (11)$$

unde $\frac{D}{Ru}$ este coeficientul adimensional de dispersie longitudinală, R este raza hidraulică, u este viteza medie pe secțiunea transversală a curgerii, u_* este viteza de frecare și P este un parametru care înglobează atât influența rezistenței la înaintare cât și efectele de “blocare” a substanței considerate în zonele moarte dintr-o curgere.

Estimarea coeficienților de dispersie longitudinală utilizând mărimi hidraulice ușor măsurabile

$$\text{Iwasa \& Aya (1991): } \frac{D}{hu_*} = 2 \left(\frac{B}{h} \right)^{1,5} \quad (12)$$

În care termenii utilizați au semnificația de mai sus.

Relația (7) în general s-a observat că subestimează puternic valoarea coeficientului de dispersie longitudinală cel mai probabil deoarece a fost obținută în condiții de laborator. Această relație nu poate fi utilizată pentru curgeri în cursuri naturale. Pentru curgeri în canale cu lățime mai mare de 200 m atât ecuația (8) cât și ecuația (10) supraestimează valorile coeficientului de dispersie longitudinală cel mai probabil datorită termenului u^2 . Relațiile (9) și (12) dau rezultate relativ bune, fără subestimări sau supraestimări importante.

Pornind de la relația de dependență de mai jos:

$D = f_1(\rho, \mu, u, u_*, h, B, S_f, S_n)$ în care S_f reprezintă un factor care ține cont de forma patului curgerii și S_n este un factor care ține cont de sinuozitățile curgerii și utilizând analiza dimensională se obține o nouă relație scrisă utilizând grupări adimensionale:

$\frac{D}{hu_*} = f_2 \left(\rho \frac{uh}{\mu}, \frac{u}{u_*}, \frac{B}{h}, S_f, S_n \right)$ unde $\frac{D}{hu_*}$ este coeficient adimensional de dispersie; $\rho \frac{uh}{\mu}$ este numărul Reynolds; $\frac{B}{h}$ este raportul dintre lățimea și adâncimea secțiunii curgerii; $\frac{u}{u_*} = (8/f)^{0,5}$ iar S_f și S_n sunt neregularități verticale și transversale pe parcursul curgerii naturale. Aceste neregularități cauzează curenți secundari care influențează procesul de amestec. Deoarece acești parametri sunt greu de evaluat și au fost incluși în coeficientul de frecare. Pentru curgeri complet turbulente în canale cu suprafață liberă și frontiera curgerii rugoasă s-a demonstrat că efectul numărului Reynolds este neglijabil. Astfel, relația (12) devine:

$$\frac{D}{hu_*} = f_3 \left(\frac{u}{u_*}, \frac{B}{h} \right) \quad (13)$$

Experimental^[2] s-a demonstrat creșterea coeficientului de dispersie longitudinală exprimat adimensional atât cu creșterea termenului ce exprimă fenomenul de frecare cât și cu creșterea raportului dintre caracteristicile geometrice ale secțiunii curgerii B/h .

Utilizand^[2] date experimentale provenite de la 35 de cursuri naturale (latimea, adancimea, panta, viteza medie pe sectiune, viteza de frecare valori ale coeficientului de dispersie) și metoda de regresie Hubert s-au obtinut coeficienții aferenți relației de

mai sus și o nouă relație ce utilizează mărimi hidraulice ușor măsurabile pentru a evalua coeficientul de dispersie longitudinală.

$$\frac{D}{hu_*} = 5,915 \left(\frac{u}{u_*} \right)^{0,620} \left(\frac{B}{h} \right)^{1,428} \quad (14)$$

Ca metodă de regresie s-a utilizat și metoda celor mai mici pătrate obținându-se relația următoare:

$$\frac{D}{hu_*} = 0,64 \left(\frac{u}{u_*} \right)^{1,23} \left(\frac{B}{h} \right)^{1,25} \quad (15)$$

În cazul relației (14) coeficientul de corelare cu datele experimentale este de 0,75 iar în cazul relației (15) valoarea lui este 0,66.

Pentru a evalua precizia acestei noi relații s-au folosit date experimentale provenite de la 24 de râuri și relațiile care s-au dovedit a da rezultate relativ bune, anume cele propuse de McQuivey & Keefer (1974), Liu (1977) și Iwasa & Aya (1991). Se definește rata de discrepanță astfel:

$$RD = \log \frac{De}{Dm} \quad (16)$$

Unde De este valoarea estimată pentru coeficientul de dispersie longitudinală iar Dm este valoarea obținută experimental. Când rata de discrepanță are valoarea 0 valorile estimate coincid cu valorile măsurate. Dacă rata de discrepanță are valori mai mari de 0 înseamnă că relația utilizată pentru coeficientul de dispersie longitudinală supraestimează valorile iar dacă relația (16) are valori negative înseamnă că există o subestimare a coeficientului de dispersie longitudinală. Acuratețea obținută utilizând o anumită relație se definește ca procentul de valori ale ratei de discrepanță care se găsesc în intervalul $-0,3$ și $0,3$ din numărul total de valori disponibile.

3. EFECTELE UNEI EVALUARI IMPRECISE A COEFICIENTULUI DE DISPERSIE LONGITUDINALĂ

Rezultatul modelului propus de Taylor (1954) este că dispersia longitudinală poate fi modelată utilizând legea difuziei de tip Fick. Astfel, se poate scrie următoarea relație pentru a obține valoarea de vârf a concentrației:

$$C_v = \frac{M}{2A\sqrt{\pi Dx/u}} \quad (17)$$

Estimarea coeficienților de dispersie longitudinală utilizând mărimi hidraulice ușor măsurabile

Pornind de la intervalul considerat acceptabil pentru rata de discrepantă se obține:
 $RD = \log(De / Dm) \Rightarrow De \cong 2Dm \Rightarrow \sqrt{De} \cong 1,4\sqrt{Dm}$.

Este importantă evaluarea implicațiilor unei determinări imprecise a coeficientului de dispersie longitudinală. Lungimea norului de substanță poluantă se poate evalua cu relația:

$$L \approx 4\sqrt{2Dt} \quad (18)$$

Iar vârful concentrației cu relația:

$$C_v = M / \sqrt{4\pi Dt} \quad (19)$$

În intervalul $0,5 \leq D / D_{estimat} \leq 2$ erorile relative față de evaluarea lungimii norului de poluant și a vârfului concentrației sunt date de relațiile (20) și (21):

$$\Delta L / L = \sqrt{D_{estimat} / D} - 1 \quad (20)$$

$$\Delta C_v / C_v = \sqrt{D / D_{estimat}} - 1 \quad (21)$$

și se găsesc în intervalul $-0,3 \leq \Delta L / L \leq 0,4$ respectiv $-0,3 \leq \Delta C_{max} / C_{max} \leq 0,4$. Aceste abateri nu sunt neglijabile. Chiar și în aceste condiții introducerea fenomenului de dispersie aduce acuratețe suplimentară în procedurile de evaluare a calității apei.

4. BIBLIOGRAFIE

- [1] Koussis A.D. & Mirasol J.R. – Hydraulic estimation of dispersion coefficient for streams – Journal of Hydraulic Engineering – 1998
- [2] Seo I. W. & Cheong T. S. – Predicting longitudinal dispersion coefficient in natural streams – Journal of Hydraulic Engineering – 1998
- [3] Brodkey & Hershey – Transport phenomena – 1992
- [4] Iamandi C. & Damian R. M. – Notțiuni de difuzie și dispersie – 1983
- [5] Fischer H. B. – Longitudinal dispersion in laboratory and natural streams – 1966

Application of solar-photovoltaic systems in rural areas

Georgiana Corsiuc¹

¹Technical University of Cluj Napoca, Faculty of Building Services.
Boulevard December 21, no. 128-130, 400604, Cluj-Napoca, România
E-mail: Georgiana.Iacob@insta.utcluj.ro

Abstract.. *In this paper two solar energy systems using photovoltaic panels are analyzed. Since the character of solar radiation is not continuous and constant a backup system is needed to cover the energy needs in periods when the PV panels do not produce energy. If the consumer is connected to the grid the solution it is much simpler. The energy uncovered by the solar system is purchased from the national energy system and the excess energy is sold. If the connection to the utility grid is impossible or too expensive the system needs to be equipped with batteries for energy storage and generators. Thus, a series of simulations are conducted to observe the functioning of the two systems.*

Key words: energy, solar energy, photovoltaic panel, rural areas.

1. Introduction

Electricity is a major contributor of global development. It is the foundation for technological advancement and industrialization, which results in a higher standard of living. However, in Romania there are some rural areas partially connected or not connected to a centralized power grid. The extension of the main grid to low population areas is associated with high capital outlays and high transmission losses.

About 45% of Romania's population lives in rural areas, from isolated communities with few inhabitants to some relatively large communities, with a population approaching 10,000 people. In the last decade the needs of the rural population have diversified with the development of technologies, increasing the energy requirements. Thus, to ensure decent living conditions that comply to European norms the energy infrastructure must develop even in rural areas. Electricity plants must be scaled to cover the increased demand for energy or the load can be supplemented or replace with energy produced from renewable sources on site.

Renewable energy sources represents the basic components in the sustainable development of human communities whose energy demand continues to grow, the development of renewable sector being a possible answer for both consumers connected and those isolated from national electricity grid.

The solution to provide electric power to a house depends on several factors, such as:

- geographical position;

- energy demand;
- consumption chart;
- weather conditions
- distance to the nearest point of connection to the National Energy System.

In the case of isolated buildings, the optimal solution (often more advantageous) is a off grid renewable energy system [1]. In this case, is required to be equipped with an energy storage system and, optional, a generator. This solution is chosen when the connection to the national grid is difficult to achieve - because of the difficult terrain, long distances - or due to financial reasons. If the consumer is tied to the utility grid the option for a renewable energy system reduces the maintenance costs.

When we speak about off-grid system is required to have a reserve of energy to cover the demand when renewable source does not have sufficient power. This is accomplished by equipping the system with batteries and electric generator [2]. If grid connection does not raise major problems, it is recommended to replace the storage system with the National Energy System. This solution is more advantageous in several ways, namely:

- the power is provided without interruption throughout the year, regardless of weather conditions or how many consecutive days energy from renewable sources is not produced;
- excess energy is injected into the network for profit;
- the decrease of energy loss because is no longer needed to convert the energy for storage.

This paper presents two systems of electricity production using photovoltaic (PV) panels, an off-grid system and one connected to the utility grid. Using iHOGA software, a series of simulations are conducted to determine the operating mode, but also aspects related to the energy production, price and CO₂ emissions.

iHoga - Hybrid Optimization by Genetic Algorithms - is a simulation and optimization software based on genetic algorithms. It is used for the generation of electrical energy and can simulate or optimize stand-alone or grid-connected systems. During the simulation iHOGA calculates the power generated by PV panels - P_{PV} , as a function of irradiation and shortcut current [3]:

$$P_{PV} = \frac{I_{sc} \cdot G \cdot V_{PV} \cdot N_{PVs} \cdot N_{PVp}}{LF} \quad (1)$$

where,

I_{sc} – shortcut current [A];

G – solar irradiance on the surface of the panels [kWh/m²];

V_{PV} – voltage generated by the PV pannel [V];

N_{PVs} – number of PV pannels in serial;

N_{PVp} – number of PV pannels in parallel;

LF – loss factor due to dirt or possible errors on the panel orientation.

2. The consumer characteristics

In this paper are analyzed two types of solar systems that supplies energy to a household located in a rural area of Cluj county. For this area we used the official meteorological data of solar radiation intensity presented in Table 1 [4]. The average values of the solar irradiation on the plane of the PV panells are :

- daily average irradiation 3,69 kWh/m² ;
- total annual irradiation 1347,06 kWh/m² .

Table 1

Average irradiation [3]					
Month	Daily average irradiation [kWh/m ²]	Monthly average irradiation [kWh/m ²]	Month	Daily average irradiation [kWh/m ²]	Monthly average irradiation [kWh/m ²]
January	1,35	41,85	July	5,35	165,85
February	2,16	60,48	August	4,93	152,83
March	3,18	98,58	September	3,47	104,1
April	4,02	120,6	October	2,37	73,47
May	4,87	150,97	November	1,42	42,6
June	5,32	159,6	December	1,08	33,48

Estimating the needs of a rural household, was established the energy load, considering the following consumers:

- indoor lighting;
- outdoor lighting;
- electronic appliances: fridge, TV , computer, washing machine, iron.

Based on the energy consumers, and taking into account the normal regime of life in rural areas, was considered an average energy consumption of 3.62 kWh/day and the following loads:

- maximum AC load : 339 W;
- hourly AC load : 151 W.

In Fig. 2 is presented the consumption chart for a day during the cold season.

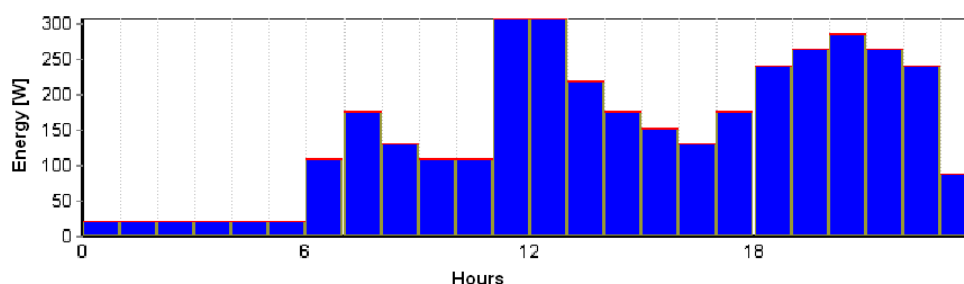


Fig. 1. Graph of consumption for a day

Simulations were performed during a year of the operating system, and the weather conditions and load are considered constant for the remaining years of the system functioning (25 years).

3. Off-grid solar energy system

Performing the simulations for the off grid solar energy system [2], the algorithms have determined the optimal configuration of the system according to the energy load required, having the following components – Fig. 2:

- 12 PV panels of 175Wp each, with a total power of 3 kWp ;
- 8 batteries, having a capacity of 200Ah each;
- AC generator diesel of 1,9 kVA;
- inverter, 900VA ;
- PV battery charge controller of 149A ;
- Battery charger of 1900W.

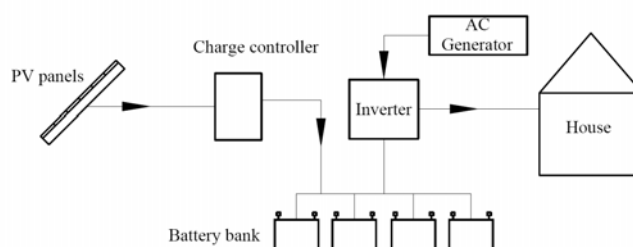


Fig. 2. Components of a solar-photovoltaic energy system

Following the simulation, it can be seen in Fig 3 the chart with the monthly and annual average values of electricity production using photovoltaic panels. In Tables 2 are presented the results of the simulations on the total energy production, excess energy, unmet energy and CO₂ emissions. It may be noted that energy demand is covered entirely by the PV panels and batteries, the generator being for backup.

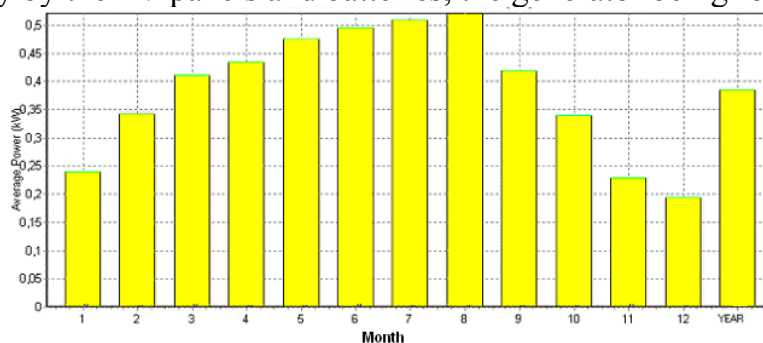


Fig. 3. Monthly and annual average PV panels power

Table 2

Simulation results

Overall Load Energy [kWh/year]	1327
Unmet load [kWh/year]	0
Energy delivered by PV [kWh/year]	3367
Energy delivered by generator [kWh/year]	0
Excess Energy [kWh/year]	1728
Energy charged by Batteries [kWh/year]	737
Energy discharged by Batteries [kWh/year]	739
Total CO ₂ emissions [kg CO ₂ /year]	181

Fig. 4 describes how the system works over a period of 24 hours during the warm season (August). It can be seen that up to 7am the batteries are discharging, providing electricity to the consumer. During the day, the energy demand is covered by the PV panels. From the surplus energy the batteries are charged (from 7 am until 12 am) but the excess energy produced after 12 am is lost.

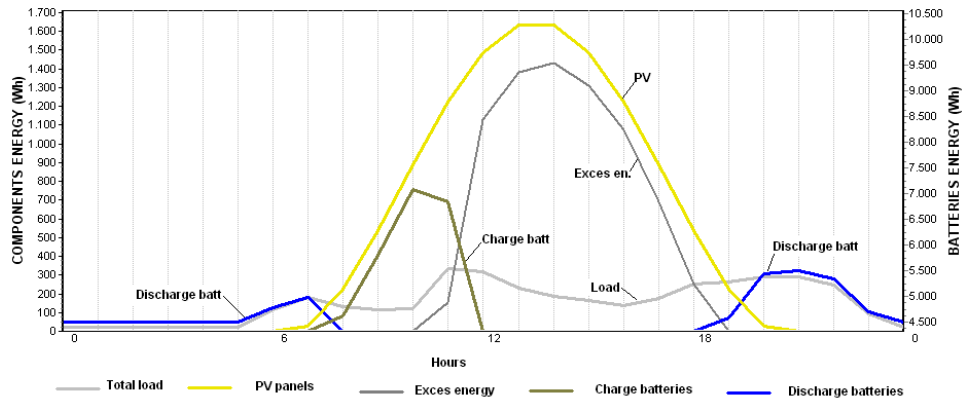


Fig. 4. Simulation of the solar system functioning in august

In Fig. 5 is presented the simulation of the solar system functioning during a day in the cold season (December). Since solar radiation is not so strong, it can be seen that this time we do not have a large amount of excess energy. The PV panels are covering the energy load in a shorter period - between 9 and 16. Also the period in which the batteries can charge is limited and the time in which they must provide the necessary energy is longer.

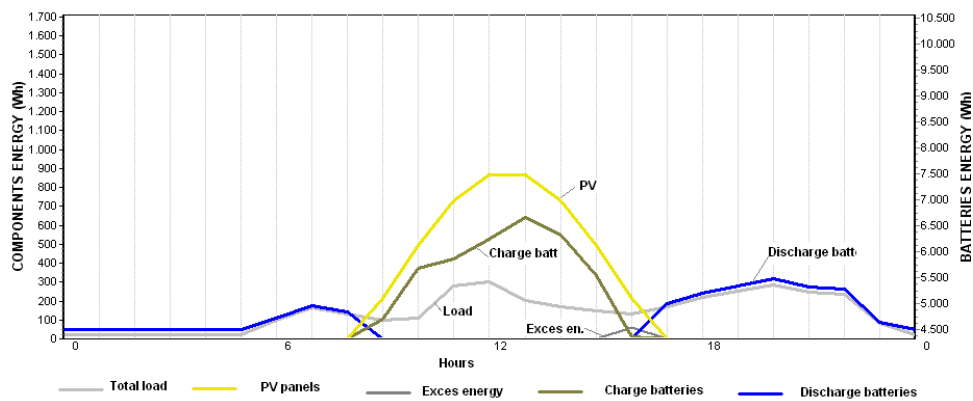


Fig. 5. Simulation of the solar system functioning in a day of december

In Fig. 6 the percentage costs of the analyzed system are shown. It can be seen that the batteries hold the highest share of the total cost -38.15%, as these have a lower lifespan than the other components of the system and must be replaced after a certain number of charge/ discharge cycles. The cost of the PV panels represents only 19.5% of the total investment, a large percentage being held by the auxiliary equipment - 30.7%.

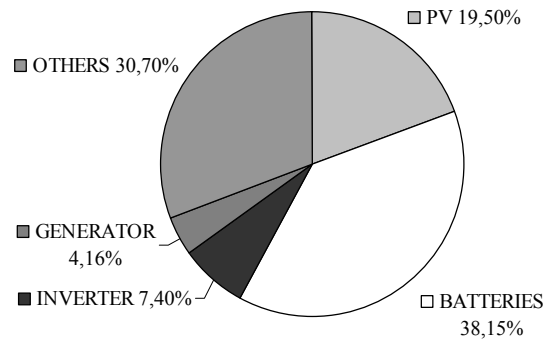


Fig. 6. Percentage cost of the equipments

4. Grid-connected solar energy system

For the grid-connected solar energy system, simulations were performed, having the following components – Figure 3:

- 12 PV panels of 175Wp each, with a total power of 3 kWp ;
- inverter, 900VA ;

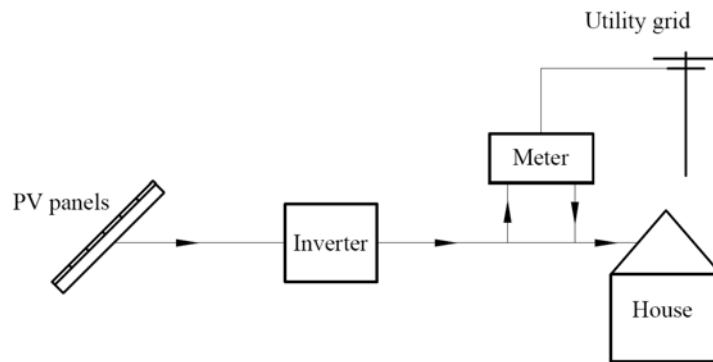


Fig. 7.Components of a solar-photovoltaic energy system

Performing the simulations for the solar-PV system are obtained the results shown in Table 3. It can be noticed that from the total energy consumed only 57.3% is produced from renewable sources and 42.7% is provided by the national electricity grid. Of the total energy produced by photovoltaic panels only 22.5% is used for consumption, the rest being sold to the utility grid.

Table 3

Simulation results	
Overall Load Energy [kWh/year]	1327
Unmet load [kWh/year]	566
Energy delivered by PV [kWh/year]	3367
Excess Energy [kWh/year]	2528
Energy sold to AC grid [kWh/year]	1800
Energy purchased from AC grid: [kWh/year]	566,4
Total CO ₂ emissions [kg CO ₂ /year]	322

In Figures 8 and 9 is shown the functioning of the grid-connected system for a period of 24 hours during the cold and warm season.

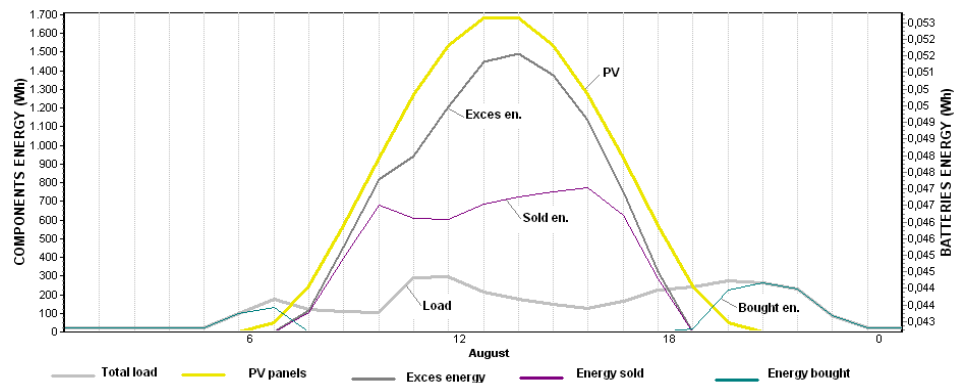


Fig. 8. Simulation of the grid-connected solar system functioning in august

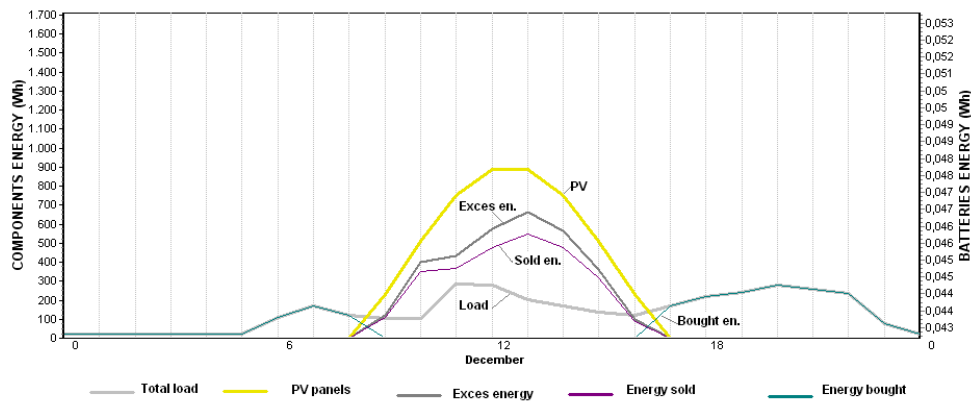


Fig. 9. Simulation of the grid-connected solar system functioning in december

In Fig. 10. a comparison was made between the total cost of investment for both systems. It can be seen that the cost of the off-grid system is approximately 5 times higher than the grid-connected system. In Fig. 10.b. the levelized cost of energy is compared for the two systems.

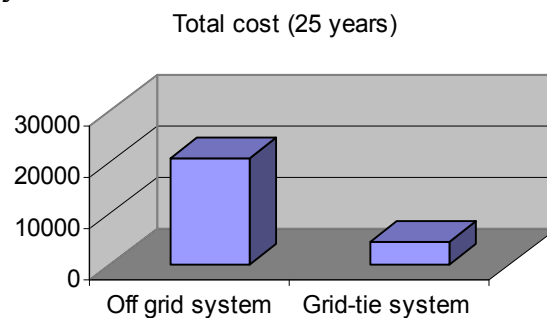


Fig. 10. Economical comparison between the two solar systems

6. Conclusions

Installing an electricity production system using photovoltaic panels can be considered both for isolated consumers, as well as when consumers are connected to the national grid. In the case of isolated consumers an autonomous system is chosen

equipped with battery bank - which stores the excess energy. In the case of grid-connected systems, the national grid acts as a battery, having the advantage that no energy is lost through conversion.

Grid-connected systems have a number of advantages, such as:

- reduced cost of the investment;
- lower number of equipments;
- eliminate the risk of remaining without electricity in case there are several days without sun;
- excess energy does not require storage;
- depreciation of the investment by selling the excess energy.

The off grid systems have the advantage that can be easily installed to supply electricity where the connection to the utility grid is not possible or requires expensive investment. Unlike grid-connected systems, these are much more complex, so the price is also higher. In this case, to supply continuous energy to the consumers it requires a back-up system such as battery bank or AC generator. The disadvantage of using batteries, besides the higher price - because they have lower lifetime than the rest of the components and must be replaced - is that through conversion a significant amount of energy is lost. The ideal case is to use energy when and where it is produced, but this solution is difficult because of the unstable character of solar energy.

In the context of sustainable development, renewable energy resources are the optimal alternative to solve energy issues and protection against environmental degradation [5].

Acknowledgement

This paper was supported by the project „Inter-University Partnership for Excellence in Engineering - PARTING - project coordinated by the Technical University of Cluj-Napoca” contract no. POSDRU/159/1.5/S/137516, project cofounded by the European Social Fund through the Sectorial Operational Program Human Resources 2007-2013.

References

- [1] G. Corsiuc, C. Marza, R. Felseghi, T. Soimosan, M. Roman: Analysis of using stand-alone solar-wind power system in rural areas, Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Vol. 7 (56) Special issue No.1 – 2014, Series I, pp. 373-381.
- [2] E. Ceuca, A. Tulbure, S. Plesa, The battery management in green energy production, Electronics Technology (ISSE), 35th International Spring Seminar, 2012, pp. 350-354.
- [3] R. Dufo-López, J. Bernal-Agustín, iHOGA Software and iHOGA User Manual, Faculty of Engineering, University of Saragossa, Spain.
- [4] <https://eosweb.larc.nasa.gov>.
- [5] E. Ceuca, A. Tulbure, S. Plesa, Integrated monitoring system for tracking green energy production, Design and Technology in Electronic Packaging (SIITME), 2011, IEEE 17th International Symposium, pp. 145-148.

The efficiency of harnessing thermal-solar energy in existing buildings connected to the district heating system*

Teodora-Melania Șoimoșan*¹, Raluca-Andreea Felseghi¹,
Călin-Ovidiu Safirescu¹, Emil Moldovan¹

*Corresponding author

¹Technical University of Cluj-Napoca, Building Services Engineering Department
December 21 Blv., Nr. 128-130, City of Cluj-Napoca, Romania

*E-mail: teodora.soimosan@insta.utcluj.ro

Rezumat. Valorificarea surselor regenerabile de energie (SRE) în scopul acoperirii cererii de energie pentru încălzirea clădirilor și prepararea apei calde menajere reprezintă una dintre soluțiile majore de reducere a consumurilor de combustibili fosili respectiv a emisiilor asociate de CO₂ și a creșterii securității în domeniul energetic. În această direcție, eficiența de utilizare SRE constituie unul dintre cele mai importante obiective în contextul energetic actual internațional. Pornind de la considerentul că energia termosolară (SRE-S) reprezintă forma de energie cea mai răspândită, curată și ușor valorificabilă, în concluzie cea mai reprezentativă formă de energie cu potențial scăzut de temperatură convertibilă în energie termică, obiectivul acestei lucrări este de a evidenția importanța creării premiselor în vederea integrării eficiente a acesteia în clădirile existente racordate la sistemul districtual de încălzire (DH). În acest sens, au fost efectuate un set de simulări operaționale pe clădirea de referință, pe parcursul unui an de operare, pentru diferite scenarii de anvelopare, în scopul de a evalua impactul configurației consumatorului asupra eficienței de utilizare SRE-S în clădiri.

Cuvinte cheie: surse regenerabile, energie termosolară, eficiență energetică, clădiri

Abstract. Using renewable energy sources (RES) in order to cover heat demands for space heating and domestic hot water preparation represents one of all major reduction solutions for diminishing the consumption of fossil fuels, lowering the quantities of CO₂ associate emissions and increasing the energy security in this field. In this direction, the efficient use of the RES is one of the most important goals in the nowadays international energy context. Starting from the premise that solar energy (RES-S) represents the most widespread, the most representative and the most reachable form of renewable energy with lower potential that can be converted into thermal energy, the aim of the case-study is to highlight the importance of creating the optimal premises in order to efficiently integrate it, into existing buildings connected to the district heating (DH) system. In this regard, a set of operating simulations were carried out on the targeted building, during one year of operation, for different types of configuration, in order to evaluate the impact of their performances on the solar-thermal using efficiency.

Key words: renewable sources, thermal solar energy, efficiency, buildings

* Lucrare inclusă în programul conferinței Știința Modernă și Energia - SME 2015

1. Introduction

In the actual context, to a global level in the field of energy consumption and harnessing the energy resources, there is a multitude of ways to answer the challenge of sustainable development. An essential objective is to optimize the use of energy and the energy resources, focusing on the percentage increase in harnessing renewable and clean sources. Optimizing the energy balance in the urban area meets these goals. In Europe, 72% of its population lives in urban areas, percentage that will continue to grow until 2050 till 84% (United Nations estimation, 2008).

Identifying the issues that set the grounds for the energy performances reduction of the existing buildings connected to the district heating system represents the first step in increasing the energy efficiency of the thermal system in both stages - rehabilitating, in order to achieve the initial performances set during the design stage and the technological modernization stage. It is essential to significantly reduce energy losses throughout the lifetime of buildings. The energy loss in buildings is mainly due to the inadequate energy characteristics of the envelope (walls, floors, roofs, doors, windows, etc). The exterior walls of the buildings represent a major source of heat loss mainly through transmission in relation to the other elements part of the envelope. The percentage rises to a share of 30-40% in the composition of heat losses. The materials used in the structure of the exterior walls have considerably diversified from both, the technological applied and the accomplished energy performance point of view, allowing the configuration of a great number of scenarios of energy optimization.

As the thermal solar energy is still considered economically uncompetitive in relation to the classical thermal sources that use fossil fuels, in case of significant expansion of the district heating systems, as a result of the intensive urban development, the integration of the thermal-solar energy becomes the main clean competitive technology [1,2].

Modifying in time the thermoenergetic characteristics of the existing building's envelopes, (ex. caused by the gradual thermal enveloping, etc.), generates important variations in the heating systems' operating parametric having a great impact on the systemical efficiency of using energy resources, harnessing renewable energy resources respectively. In this context, the biggest challenge is to efficiently combine from an energy point of view, two complementary concepts, the buildings' energy efficiency and the efficiency in using RES in buildings.

In this regard, a number of operational simulations were carried out on the reference building during one year of operation, for different scenarios of gradual enveloping, in order to quantitatively and qualitatively assess the impact of the consumer's configuration on the efficiency of active use of the energy resources with low thermal potential, particularly the thermal-solar energy (RES-S) in buildings.

2. Case Study

The consumer's profile.

The enveloping level of a building is mainly given by the typology of the elements used in the structure of the exterior walls. Several representative structures are identified in table 1 for an existing building located in urban area, height conditions Ground Floor+Attic and the frequently used rehabilitation/modernization scenarios related:

Tabel 1

Working scenarios for structural exterior walls of efficient masonry

Scen. No.	Exterior wall	Type of exterior wall	Thermal conductivity λ	Thermal transmittance U	Thermal transmittance resistance R
-	-	-	W/(m $\times$ K)	W/(m 2 $\times$ K)	(m 2 $\times$ K)/W
1	EW1	One-layer brick masonry 30 without EIFS*	0,228	0,725	1,38
2	EW2	One-layer brick masonry 38 without EIFS*	0,217	0,543	1,84
3	EW3	Multi-layer brick masonry 38+25 without EIFS*	0,249	0,386	2,59
4	EW4	One-layer brick masonry 30 with EIFS* (mineral wool 12 cm)	0,098	0,224	4,46
5	EW5	One-layer brick masonry 38 with EIFS (mineral wool 12 cm)	0,105	0,204	4,91
6	EW6	Multi-layer brick masonry 38+25 with EIFS* (mineral wool 12 cm)	0,135	0,176	5,67

EIFS* - Exterior Insulation and Finish System

Increasing the role of the envelope as an active interface between the outdoor and indoor environment and its capacity to adapt to the operating conditions by future incorporating the state-of-the-art materials with higher thermal insulation properties into the structures (silicates, phase change materials PCMs, vacuum material embedded), can lead to the reduction of the energy footprint of an existing building up to half of the initial value.

Next, we will refer to an annual active thermal system for space heating and domestic hot water indirect preparation for a multifamily dwelling (no absence) building, situated in East-European geographical area with a temperate moderate-to-cold climate, having the following characteristics:

- it is situated in the climatic zone II, conventional outdoor temperature for calcul in cold season is -15°C and aeolian zone IV, [3];
- it is situated in the insolation zone II, annual global solar average radiation respectively difusse radiation taking into account are $1.293,3 \text{ kWh/m}^2$ respectively $585,7 \text{ kWh/m}^2$, [4]; The annual average duration of sunshine is between 2000 - 2100 hours/year.
- the altitude and latitude are 157 m respectively 47° North;
- the total build area is 496 m^2 , envelope area (heat transfer area) is 796 m^2 and interior heated volume, 1.456 m^3 ;
- the compactness coefficient A/V is 0,55;
- the classe of importance is III (normal), the cathegory of importance is D, (low importance).

The thermoenergetic characteristics and the heat demands of the reference consumer for the scenarios suggested in table 1 are centralized below:

Tabel 2

Thermoenergetic characteristics of the reference building

Scen. No.	Global coefficient of thermal insulation of the building G	Hourly specific space heating demand	Annual specific space heating demand	Energy classification of the building function of the annual specific heating demand*	Energy classification of the building function of the annual specific domestic hot water demand*	Integrated energy classification of the building *
-	$\text{W}/(\text{m}^3 \times \text{K})$	W/m^2	$\text{kWh}/(\text{m}^2 \times \text{year})$	-	-	-
1	0,70	111	173	D	B	C
2	0,65	105	130	C	B	C
3	0,63	99	94	B	B	B
4	0,60	93	57	A	B	B
5	0,60	92	52	A	B	B
6	0,59	90	46	A	B	B

* According to the classification system and energy certification in Romania.

The thermoenergetic characteristics of the reference building for the suggested working scenarios were established with the computing programs and thermotechnical and energetical simulations [5,6]. The calculation methodology is according with the Romanian standards [7,8].

Hybrid Thermal System Configuration. Working Method.

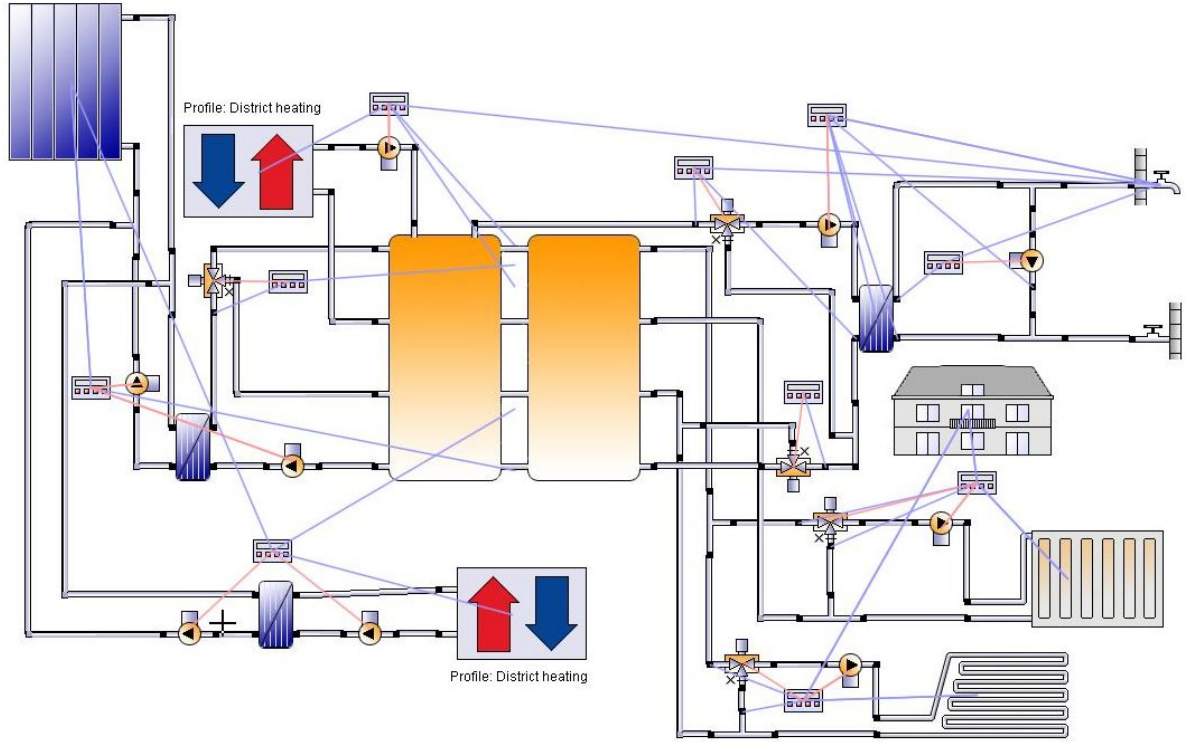


Fig. 1. Hibrid heating system - Hydronic schematic [4].

The operating regime in the hybrid thermal system is with variable flow. To ensure a constant and certain flow of the entire collecting field, (without stagnation areas of the solar agent bearing the risk of increasing the temperature in the system), the volumetric flow must be high enough. In this case, the volumetric flow is automatically adjusted function of the temperature in real time in the storage tank, the temperature of the collecting field respectively. Being a medium-sized collecting field, the thermal inertia and the generated delay in the action of control are negligible.

For a quantitative and qualitative energy assessment of the hybrid system, the following performance indicators were analyzed:

- the annual solar fraction;
- the annual solar thermal energy delivered to the system;
- the solar collector field yield;
- the annual global energy efficiency of the hybrid heating system E_{fa} ;

The following expression was used to calculate the annual energy efficiency of the hybrid heating system:

$$E_{fa} = Q_c / (E_{aux} + E_p) \quad (1)$$

where:

Q_c represents the annual energy, effectively consumed by the consumers, including the energy consumption for domestic hot water DHW and for space heating, in kWh;

E_{aux} - heat generator fuel and electrical energy annual consumption, in kWh;

E_p - annual electrical energy consumption of pumping system, in kWh.

Solar fraction is defined as a fraction between annual solar heat delivered in the heating system and the sum of annual auxiliary heat delivered by the auxiliary source (district heating source) to the system and the annual solar heat delivered in the heating system.

3. Results and discussions

The simulations carried out on the reference system, (computationally achieved with the help of the simulation software Polysun [4]), during one year of operation, led to the following results (the most representative are centralized in table 3):

Tabel 3

The hybrid heating system's performance indicators				
Scen. No.	Annual solar fraction	Annual thermal solar energy delivered to the system	Collector field yield (related to the aperture area)	Annual energy efficiency
-	%	kWh	kWh/(m ² x an)	-
1	13,1	59.317,7	796,3	1,32
2	16,3	58.406,4	784,1	1,13
3	20,7	57.395,3	770,5	0,94
4	28,9	56.061,5	752,6	0,73
5	30,3	55.919,6	750,7	0,70
6	32,7	55.821,1	749,4	0,66

In chart no. 2, the solar fractions obtained for the reference scenario no.1 and scenario no. 6 respectively, are presented in a comparative way:

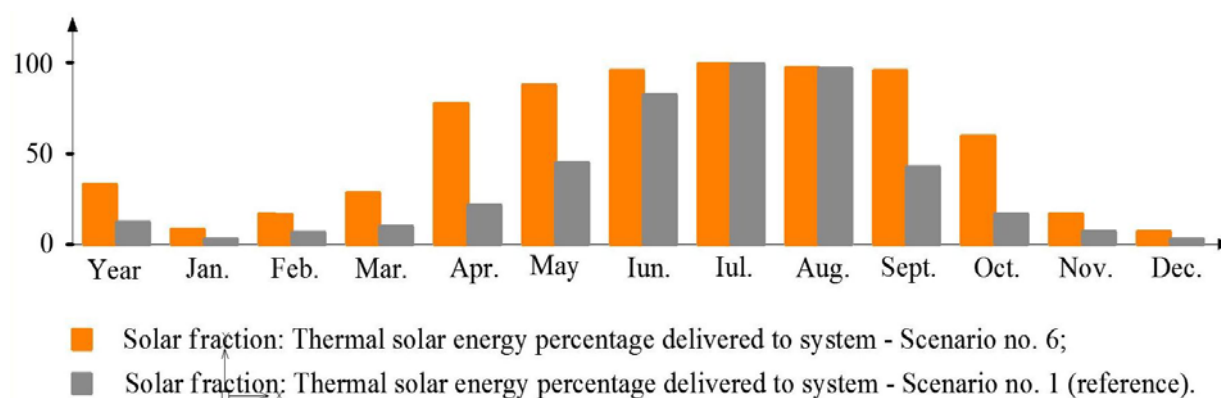


Fig. 2. Fractions of solar energy to the system.

In chart no. 3, the performance indicators achieved in the six scenarios of envelope configurations for the reference building are graphically represented:

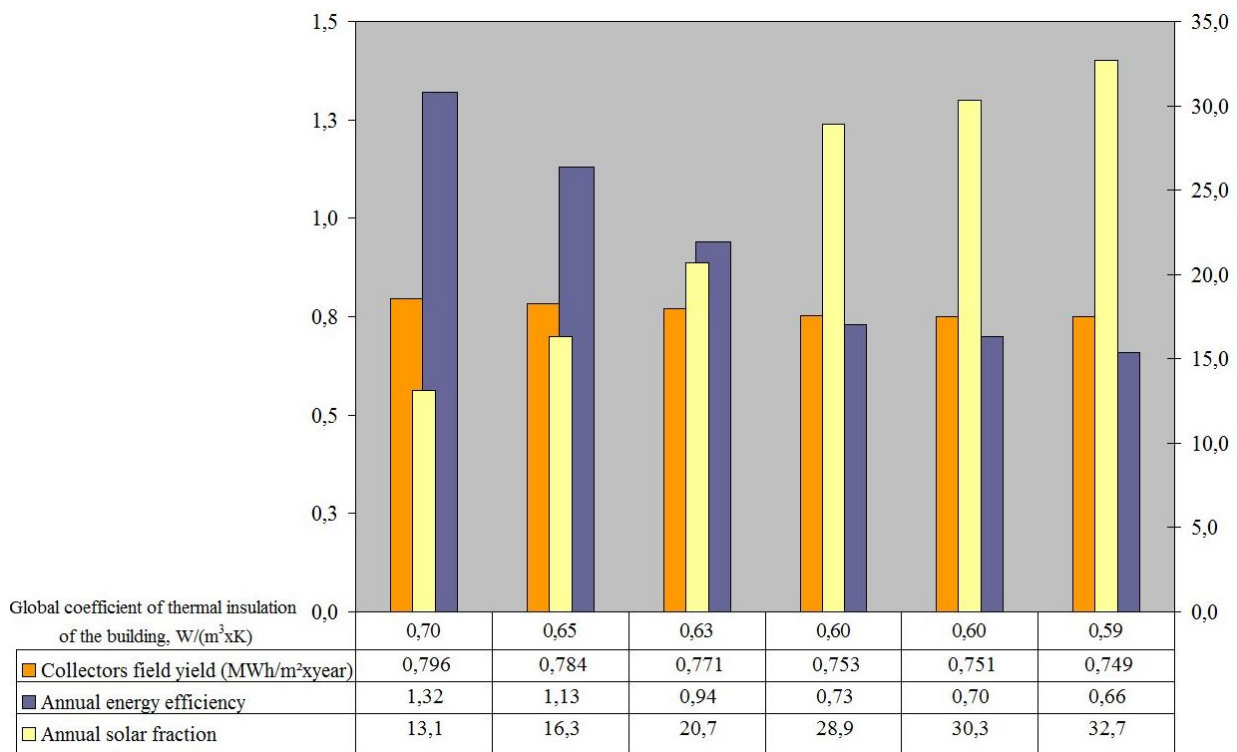


Fig. 3. System performance indicators - Comparative chart.

The followings were observed within the simulation scenarios for the suggested thermal consumer:

- Unlike the individual thermal consumers, (equipped with its own heating and domestic hot water preparation systems), for which the solar fraction has an upper limitation due to the periods with thermal energy excess [9], in the case of integrate the thermal-solar collector fields in the district heating system in a decentralized way, the solar fraction can rise in order to cover the thermal demand, (100% DHW), without the risk of appearing heat excess in the thermal system and without enlarging the storage capacity (the excess heat being taken over by the district heating network);
- The rehabilitation/modernization of the building's envelope influences ascending the participation share of the renewable energies with low thermal potential, (particularly the solar fraction), but the effect on the thermal field yield and on the annual global energy efficiency of the hybrid thermal system, respectively, is a decreasing one;
- To avoid a negative impact of the gradual modernization of the existing buildings equipped with technologies that harness renewable energy sources with low thermal potential, a number of compensating measures in order to improve systemic overall performance (ex. long-term thermal-solar energy storage, redirecting the thermal-solar energy in the district heating network, reducing the operating temperature in the district heating system, etc. [10]).

4. Conclusions

In the actual energy context that focuses on the reduction of energy consumption as well as on increasing the energy economy in the existing buildings, the greatest challenge is to optimally combine two complementary concepts - the energy efficiency of the buildings and the efficiency in harnessing the renewable sources of energy in buildings, respectively.

In order to increase in terms of energy efficiency the share of renewable energies usage in buildings it is compulsory to elaborate and comparatively analyse the energy balance sheets of the heating systems. One can increase the share of RES participation in the energy mix only after the necessary premises of efficiently integrating and establishing the new optimized parametric system for the operating of heating system are ensured.

Acknowledgements:

This paper was supported by the project *"Inter-University Partnership for Excellence in Engineering - PARTING -"*, project coordinated by the Technical University of Cluj-Napoca contract nr. **POSDRU/159/1.5/S/137516**, project cofounded by the European Social Fund through the Sectorial Operational Program Human Resources.

References

- [1] H. Lund, B. Möller, B.V. Mathiesen, A. Dyrelund, „The role of district heating in future renewable energy systems”, *Energy* **35**, pp. 1381-1390, 2010.
- [2] Ursula Eicker, „Renewable Energy Sources Within Urban Areas - Results From European Case Studies”, ASHRAE Transactions, Chicago Winter Conference 2012.
- [3] ***SR 1907/1997, Instalații de încălzire. Necesarul de căldură de calcul.
- [4] ***Polysun Designer Software Solarthermal, Velasolaris, 2014.
- [5] ***Winwatt-Ro XXI, Program computațional de calcul termotehnic pentru clădiri.
- [6] ***AllEnergy® V7.2 2014, Algorithm+ SRL & IPCT Instalații, 2014.
- [7] ***C107-2005, Normativ privind calculul termotehnic al elementelor de construcție ale clădirilor, Editura FAST PRINT, România, București, 2006;
- [8] *Universitatea de Inginerie Civilă București, INCERC București and oth.* Mc **001**, Metodologie de calcul al performanței energetice a clădirilor, România, București, 2006.
- [9] Gh. Badea, Teodora M. Șoimoșan and oth., „Aspects regarding using solar energy in heating systems and sanitary hot water”, Recent Advances in Urban Planning and Construction-Energy, Environmental and Structural Engineering Series/**20**, Proceedings of the WSEAS International Conference USCUDAR'13, Budapesta, Ungaria, 2013.
- [10] Teodora M. Șoimoșan, Andreea R. Felseghi, Georgiana D. Corsiuc, „Integrating decentralized thermal-solar systems in the district thermal network”, *Applied Mechanics and Materials* Vol. **656** (2014), pp. 242-251, ©(2014), Trans Tech Publications, Switzerland, 2014.