



EDIȚIA a XXXI-a

**ASOCIAȚIA INGINERILOR DE INSTALAȚII DIN ROMÂNIA
FILIALA MOLDOVA
Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi” din Iași
Facultatea de Construcții și Instalații
Departamentul de Ingineria Instalațiilor
DAS - Iași**



CONFERINȚA

**TEHNICO-ȘTIINȚIFICĂ
cu participare internațională**

INSTALAȚII PENTRU CONSTRUCȚII ȘI ECONOMIA DE ENERGIE

**1 - 2 iulie 2021
IAȘI
ROMÂNIA**

**MATRIX ROM
București, 2021**

Comitete

Președintele Conferinței

Vasilică CIOCAN

CONF.UNIV.DR.ING. PREȘEDINTE AIIR FILIALA MOLDOVA

Președintele Onorific al Conferinței

Adrian RETEZAN

PROF.UNIV.EM.DR.ING. PREȘEDINTE ONORIFIC AIIR FILIALA BANAT

Comitetul Științific

Vasilică CIOCAN

Marina VERDEȘ

Mihai PROFIRE

Cătălin-Daniel GĂLĂȚANU

Victoria COTOROBAI

Cătălin-George POPOVICI

Ana-Diana ANCAȘ

Nelu-Cristian CHERECHEȘ

Andrei BURLACU

Iulian GHERASIM

Răzvan-Silviu LUCIU

Marius-Costel BALAN

Valeriu-Sebastian HUDIȘTEANU

Florin Emilian ȚURCANU

Comitetul de Organizare

Vasilică CIOCAN

Marina VERDEȘ

Mihai PROFIRE

Cătălin-Daniel GĂLĂȚANU

Victoria COTOROBAI

Cătălin-George POPOVICI

Ana-Diana ANCAȘ

Nelu-Cristian CHERECHEȘ

Andrei BURLACU

Iulian GHERASIM

Răzvan-Silviu LUCIU

Marius-Costel BALAN

Valeriu-Sebastian HUDIȘTEANU

Florin Emilian ȚURCANU

Gheorghe AVRAM

Angela AVRAM

Lidia CĂRAUȘ

Secretariat

Elena CREȚU

Redactare

Vasilică CIOCAN

Andrei BURLACU

Marius Costel BALAN

Autorii își asumă responsabilitatea pentru forma și conținutul lucrărilor.

CUPRINS

1.	CONCEPTUL DE TIMP TEHNIC	03
	<i>ADRIAN RETEZAN, REMUS RETEZAN, STEFAN DUNA, IOAN-SILVIU DOBOSI</i>	
2.	METODOLOGIE, MODEL MATEMATIC ȘI DESCRIEREA PROCESULUI CICLULUI DE ABSORBȚIE NH₃ / H₂O	09
	<i>MARINA VERDEȘ, VASILICA CIOCAN, CĂTĂLIN GEORGE POPOVICI, ANA DIANA ANCAS, NELU-CRISTIAN CHERECHES, MARIUS COSTEL BĂLAN, RĂZVAN SILVIU LUCIU, SEBASTIAN VALERIU HUDISTEANU, EMILIAN FLORIN TURCANU</i>	
3.	DULAPURI FRIGORIFICE ECOLOGICE PENTRU DEPOZITARE VACCINURI	18
	<i>GRATIELA TARLEA, MIOARA VINCERIUC, TEMISTOCLE FLORIN</i>	
4.	MODELUL MATEMATIC PRIVIND SIMULAREA UNUI PANOU FOTOVOLTAIC	24
	<i>FLORIN TURCANU, SEBASTIAN VALERIU HUDISTEANU, NELU-CRISTIAN CHERECHES, MARINA VERDEȘ, VASILICA CIOCAN, CĂTĂLIN GEORGE POPOVICI, ANA DIANA ANCAS, MARIUS COSTEL BĂLAN</i>	
5.	STUDIU PRIVIND ÎMBUNĂTĂȚIREA EFICIENȚEI ENERGETICE A UNUI PANOU FOTOVOLTAIC	32
	<i>MARIUS BRĂNOAEA, ANDREI BURLACU, MARINA VERDEȘ, ROBERT ȘTEFAN VIZITIU, MARIUS COSTEL BALAN</i>	
6.	INTERFAȚA GRAFICĂ PENTRU SIMULAREA SCHEMELOR DE COMANDĂ A ILUMINATULUI	49
	<i>MARIUS ALEXA, SEBASTIAN-VALERIU HUDIȘTEANU, NELU-CRISTIAN CHERECHEȘ</i>	
7.	STUDIUL NUMERIC PRIVIND NUMARUL LUI NUSSELT INTR-O CONDUCTA RECTANGULARA	64
	<i>ANDREI-AURELIAN IANOS, NELU-CRISTIAN CHERECHES, SEBASTIAN VALERIU HUDISTEANU, EMILIAN FLORIN TURCANU</i>	
8.	ANALIZA COMPARATIVĂ A UNOR MATERIALE CU SCHIMBARE DE FAZĂ FOLOSITE ÎNTR-UN RECUPERATOR DE CĂLDURĂ	73
	<i>ROBERT-ȘTEFAN VIZITIU, ANDREI BURLACU, ȘTEFĂNICA-ELIZA VIZITIU, MARIUS BRĂNOAEA, VASILICĂ CIOCAN, MARIUS COSTEL BALAN</i>	
9.	ANALIZA COMPARATIVĂ A NECESARULUI DE CĂLDURĂ PENTRU O LOCUINȚĂ INDIVIDUALĂ CU REGIMUL DE ÎNĂLȚIME S+P+E+M UTILIZÂND DIFERITE METODE DE CALCUL	82
	<i>ANDREI BURLACU, IULIAN ENARU, ANATOLII COȚOFANĂ, MARIUS ALEXA</i>	
10.	ANALIZA CONFORTULUI TERMIC ÎN ÎNCĂPERI CE UTILIZEAZĂ SISTEME DE ÎNCALZIRE PRIN CONVECȚIE ȘI RADIAȚIE DE JOASĂ TEMPERATURĂ	95
	<i>ȘTEFĂNICA-ELIZA VIZITIU, ROBERT-ȘTEFAN VIZITIU, ANDREI BURLACU, MARIUS BRANOAEA, MARIUS-COSTEL BALAN</i>	
11.	CREȘTEREA TRANSFERULUI DE CĂLDURĂ DE LA CORPURILE DE ÎNCĂLZIRE, ÎN FUNCȚIE DE METODA DE ALIMENTARE CU AGENT TERMIC	104
	<i>VERA GUȚUL, OLEG ZAIȚEV, VERA GUȚUL, EKATERINA ZAIȚEVA</i>	

12.	TEHNOLOGIE PENTRU ÎMBUNĂTĂȚIREA REZILIENȚEI SEISMICE LA CONDUCTE DE DISTRIBUȚIE A APEI	110
	<i>ANA – DIANA ANCAȘ, FLORIN-EMILIAN ȚURCANU, MARINA VERDEȘ, NELU- CRISTIAN CHERECHEȘ, SEBASTIAN HUDIȘTEANU</i>	
13.	CONSIDERAȚII PRIVIND FUNCȚIONAREA ÎN GOL A TRANSFORMATORULUI TRIFAZAT	121
	<i>VASILE BAHRIN</i>	
14.	REJEȚIA PERTURBAȚIEI ÎN SISTEMELE DE ACȚIONARE CU SERVOMOTOARE DE CURENT CONTINUU	128
	<i>BAHRIN VASILE</i>	
15.	CUPRINS	137
16.	SPONSORII EDIȚIEI	139



CONCEPTUL DE TIMP TEHNIC

Adrian RETEZAN, Remus RETEZAN, Stefan DUNA, Ioan-Silviu DOBOSI

A.I.I.R. - Filiala Banat Timisoara

Rezumat

În lucrare se definește noțiunea de timp tehnic, căruia i se prezintă principiile de bază. Ca aplicație (utilă) se propune un exemplu de lucru – canalizare ape uzate – pentru care se menționează principiul de calcul.

1. INTRODUCERE

Sistemul internațional (SI) al unităților de măsură conține șapte unități fundamentale, neredundante din punct de vedere al domeniilor mărimilor fizice măsurate, din care (sau prin care) se pot defini un număr nelimitat de unități derivate coerente (fără factori de scară), care după caz (chiar tradiție), permit o mai bună înțelegere și aplicare se acceptă.

Mărimea (fundamentală) timp (t) este, cu siguranță, cea mai ‘‘ subiectivă ‘‘, neputând fi percepută cu simțurile umane. Poate și de aceea importanța sa, ca și în sociologie și mai ales, în tehnică. El, timpul, dă măsura duratei fenomenelor/evenimentelor, în contextul definirii lui. Pe cale de consecință, timpul are unități de măsură care nu aparțin SI, dar se folosesc frecvent : minut, oră, zi, an, sau capătă sensuri noi, de măsură a altor mărimi : an lumină, măsură a unghiurilor în geometrie.

În ultimă instanță, timpul fiind legat/derivat/pus în concordanță cu fenomene reale existente/manifeste pe Pământ sau în univers (cosmos), capătă un sens mai profund, mai viu și de acceptat unanim, pentru a defini/încadra/caracteriza fenomene/acțiuni/procese de și din viață.

2. MOD DE ELABORARE

Se acceptă că timpul reprezintă ‘‘mersul/derularea înainte continuă și nedefinită a existenței/evenimentelor care survin într-o succesiune, după toate constatările, ireversibilă, din trecut, prin prezent, spre viitor’’.

Evoluția cunoașterii s-a ‘‘răsfrânt’’, evident/necesar, și asupra mărimii TIMP iar, ‘‘folosirea’’/înțelegerea lui a ajuns să fie ‘‘clasificată’’ pe domenii, cum ar fi: cel al fizicii – fiind considerat, ‘‘dimensiune a naturii’’, văzut ca o măsură a schimbării;

- Al filozofiei – este văzut ca un ‘‘flux neîntrerupt, ireversibil’’,curgând într-un singur sens (săgeata timpului) :

- Altele (cu interpretări funcție de ‘‘interes’’ (scopul urmărit) cum sunt domeniile economiei, social, ‘‘tehnic’’.

În cadrul domeniilor timpul este definit/interpretat/folosit în funcție de ‘‘nivelul’’ dezvoltării explicării fenomenelor. Spre exemplu în fizica clasică, timpul este continuu, iar în fizica cuantică continuitatea este de tipul ‘‘spațiu-timp’’.

Domeniul tehnic preia date, informații derivate din mărimile fizice, noțiuni filozofice, sociale, economice, toate puse în slujba satisfacerii cerințelor de viață ale omului în armonie cu natura.(Din păcate, de prea multe ori această armonie este neglijată sau și mai grav, încălcată cu bună știință urmărindu-se doar profitul).

În tehnica inginerescă (construcțiile aparținându-i și, în plus, oferind altor discipline/specializări ‘‘câmp operațional’’), prezența timpului, ca mărime fundamentală, este prezentă în toate fazele (concepție, proiectare, execuție, exploatare, întreținere, dezafectare) având la bază principii directe :

- Este necesar a fixa originea timpului – punctul zero -;
- Ordinea cronologică și duratele fenomenelor/fazelor sunt independente de observator/executant/experimentator;
- Fiecărui eveniment îi corespunde un punct unic pe axa timpului;
- Timpul este omogen, se scurge permanent la fel de repede(fiind independent de spațiu).

Pentru fiecare specializare a domeniilor/disciplinelor etc. timpul, direct ca mărime fundamentală sau component a unei mărimi derivate, influențează desfășurarea lucrărilor, fenomenelor, evoluția parametrilor/componentelor în cauză, direct sau indirect, simplu sau complex.

Evidențierea modului în care timpul este componentă a unui proces/fenomen poate conduce la rezultate utile în ceea ce privește acțiunile de protecție a mediului, economiei de energie, confortului ambiental..

3. TIMPUL TEHNIC

Domeniul construcțiilor (cea mai veche meserie material-productivă, de-a lungul vremii s-a dezvoltat, extins, perfecționat, ajungând să fie componentă definitorie a tuturor ‘‘minunilor’’ realizate de om din antichitate și până în prezent. Ele, construcțiile oferă omului adăpost pentru muncă și odihnă, spațiu specializat de învățământ,sănătate, recreere, practicare

a sporturilor, culturalizare, transportul etc. În accepțiunea curentă realizarea unei construcții presupune mai multe faze (a nu se confunda cu etapele);

- Conceperea (definește scopul/utilitatea și amplasamentul);
- Proiectarea;
- Execuția;
- Exploatarea;
- Demolarea (sau conservarea).

Specialiștii antrenați, arhitecți și urbaniști, ingineri constructori (de mai multe specializări: geotehnicieni, structuriști metaliști în betoane, lemn ș.a.m.d.), instalatori, în colaborare, asigură funcționalitatea, rezistența și stabilitatea, respectiv viața (aer, apă, lumină, căldură). Condiția reușitei depline nu constă doar în simpla colaborare, ci și în adaptarea tehnologiilor și materialelor (echipamentelor), instalațiilor performante atât în alcătuirea obiectivului cât și în execuția și exploatarea lui. Numitorul lor comun este timpul (în fiecare fază și componentă!

Pentru exemplificare se pornește de la simplu la complex, cu o lucrare simplă (la care se menționează și etapele). Se presupune realizarea unui sistem de canalizare la o localitate rurală (de cca. 2.000 locuitori). Succesiunea acțiunilor de realizare (fără menționarea suprapunerilor, revenirilor, “ajutoarelor” și piedicilor, deci “pe bune”) ar fi:

- Decizia de realizare (conceperea), motivate prin necesitate și oportunitate;
- Obținerea fondurilor (problem majoră ! și mult discutată);
- Tema de proiectare + caiet de sarcini + organizarea licitației;
- Proiectarea (inclusiv obținerea avizelor tehnice care se impun) cu fazele

tehnice aferente

(DTAC, PTh, DDE);

- Alegerea/licitație pentru executant;
- Angajarea unui “diriginte” de șantier;
- Execuția, cu angajarea unui “responsabil tehnic” cu execuția;
- Recepția lucrărilor;
- Darea în folosință

Obs.:

1. fiecare “operațiune” necesită o durată de realizare (timp calendaristic);
2. timpul “tehnic” afectează structura conceptuală de proiectare și funcționare.

(Timpul calendaristic se derulează pozitiv sau negativ pentru lucrare, iar timpul tehnic se manifestă pe toată durata funcțională a obiectivului).

Schema sistemului de canalizare explicativă – fig. 1.

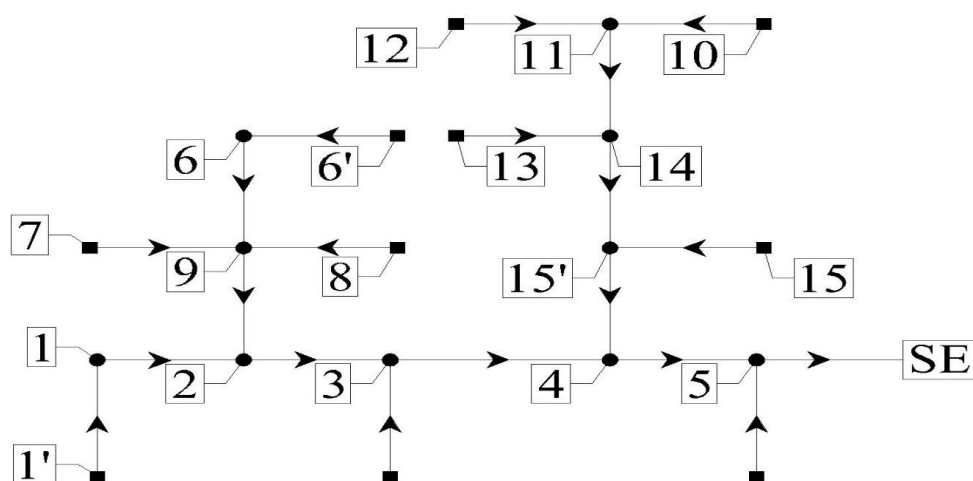


Fig. 1. Schema de calcul

c.s. – canal stradal; C.S. – colector secundar; C.P. – colector principal;

■ – camin racord/camin de vizitare; ● – camin de vizitare.

Are ca date finale, după proiectare, caracteristicile fiecărui tronson:

Geometrice : L, Ct, Cr am/av, i, a;

Hidraulice : Qc, Qp, V, Vp, h, u, S (prin D sau B/H).

Precizare: pentru "simplificare" se consideră canalizarea în sistem separativ, pentru ape uzate.

Ca bază pentru proiectare sunt debitul de calcul (Qc) și panta hidraulică (i); curgerea este gravitațională (ipoteza de lucru).

Debitul de calcul (orar maxim) poate fi influențat de timpul tehnic prin viteza de curgere a apei, care se caută a fi încadrată în limitele $V_{cr} > V > V_{ad.max}$ ($V_{cr} \geq 0,7$ m/s, asigură viteza de autocurățire a canalului iar $V_{ad.max}$ protejează materialul canalului).

Ținând seama că debitul de calcul într-o secțiune de calcul $Q_c = Q_a + Q_{tr}$ depinde de evacuării aferenți tronsonului/ex. tronson 4-5, secț. de calcul în nodul (5), adică $Q_{c,4-5}$ și $Q_{tr,4-5}$ care se înglobează debitele de calcul $Q_{c,3-4}$ și $Q_{c,16-4}$, se pune întrebarea dacă acest proces este sau nu corect. Pentru aceasta – în primă instanță – verificăm două lucruri importante:

Dacă ora de maxim consum este aceeași pentru toată localitatea;

Obs. Această verificare este specifică (și utilă) marilor orașe a căror organizare urbanistică

(zone rezidențiale unifamiliale sau cu blocuri având locatari diverși sau aparținători unor firme, corporații definite zone de agrement, zone industriale etc.), fiind posibilă decalarea cu ± 1 oră, ora de maxim consum de apă, respectiv de evacuare ape uzate.

Precizare: pentru apele meteorice canalizate "variabila" este coeficientul de scurgere al apelor de pe suprafețele deservite (zonate).

Lungimea critică (Lcr) aferentă curgerii în ora de maximă evacuare (maxim consum de apă)

Obs. În prima aproximație se ia în calcul viteza de autocurățire (Vcr) obținând : $Lcr = Vcr \times t_o$, unde t_o este timpul, în secunde, al unei ore (3600 s), iar $Vcr = 0,7$ m/s, rezultă că $Lcr = 2500$ m (sproximativ). Pentru tronsoanele amonte cu distanțe mai mari de 2500 m față de secțiunea de calcul (în cazul exemplului nostru, nodul 5, pe traseele 5-4-3-2 cu ramificațiile 2-1-1' și 2-9-6-6', respective 5-5-10-14-12-19/10.

Pot apărea discuții de genul:

Se iau în calcul lungimile racordurilor?; propunem DA;

Canalele stradale (de serviciu) se consider secționate prin racorduri?; propunem NU;

Lungimea critică intersectează doar un tronson, care va fi lungimea considerata, propunem

ca cea a întregului tronson.

Când Lcr este la distanță mai mică de 2500 m se procedează "clasic", adică la debitul maxim orar. Dacă rămân în afara razei de 2500 m (lungime a canalelor colectoare) tronsoane de canalizare, pentru acestea debitul de tranzit cu care "contribuie" va fi Qzimax.

Presupunând că în exemplul nostru de rețea de canalizare limita (amonte) a lungimii critice intersectează tronsoanele de canal 2-1, 2-9 și 12-9, tronsoanele 1'-1-2; 2-9, 9-7, 9-8, -6-6' și 12-19 au aport la debitul de tranzit din secțiunea de dimensionare 5 doar debitele lor zilnic maxime, adică contribuția lor la valoarea debitului de tranzit, X, va fi cu:

$\Delta = k_o/k_{zi} > 1$ mai mică (sau $\Delta = k_{zi}/k_o \times X$).

Precizare: raportul Δ poate fi folosit doar în situațiile în care $k_o > k_{zi}$; când $k_o \leq k_{zi}$ se are în vedere raportul: $\Delta^\circ = Q_{omax} / Q_{zimax}$.

Cu debitele de calcul astfel obținute/determinate se face dimensionarea sistemului de canalizare rezultând și viteza reală de curgere a apei (pe fiecare tronson), viteze care vor conduce la o altă valoare pentru lungimea critică:

$$Lcr^\circ \approx \frac{\sum V_{ij} * L_{ij}}{\sum L_{ij}}$$

care va fi aplicată (luată în considerare) corespunzător, dacă:

$Lcr - Lcr^\circ$

- 200 m, se refac calculele de stabilire a Qc care să conducă la optimizarea dimensionării
 - 200 m, se impune intervenția pentru asigurarea vitezei de autocurățire
- Sau după graficul de principiu din figura 2.)

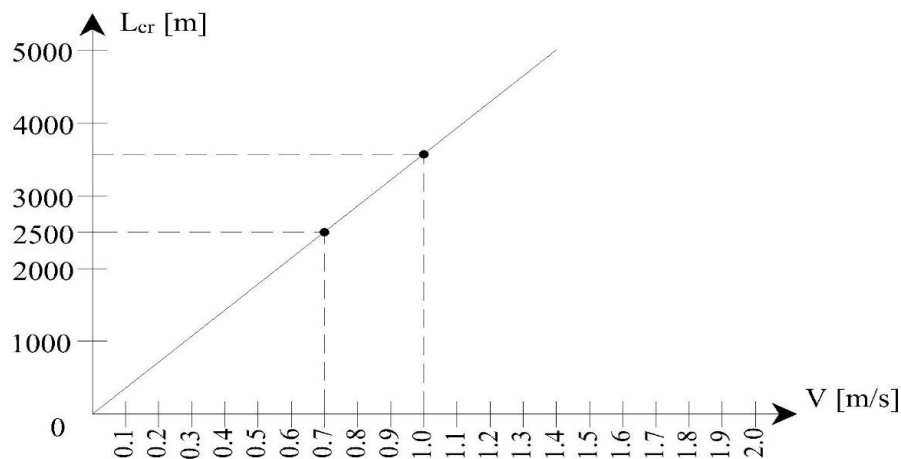


Fig. 2. Dependenta L_{cr} - V

Prin modificarea debitului (micșorarea sa) se evidențiază, în fapt, creșterea capacității de transport sau după caz, se indică micșorarea secțiunii colectorului (D , B/H) pentru păstrarea/asigurarea vitezei de autocurățare.

3. CONCLUZII

Considerarea timpului tehnic ca "factor dinamic" în curgerea fluidelor poate contribui la o mai bună înțelegere a fenomenului, la optimizarea dimensionării sistemelor de vehiculare a acestora, fie că este vorba de apă (curată, convențional curată, poluată, chiar nămol; rece sau caldă sau sub formă de abur) ger sau fum.

Acest factor a fost luat în calculele hidraulice termice etc., ca mărime fizică, dar atunci când capătă "impotantă" poate fi generator de soluții noi/îmbunătățite în folosul economiei de energie, protecției mediului, confortului ambiental, mai ales când se operează cu date de pornire (de ex. debite specifice de consum; număr de locuitori, ocupanți; valori admisibile de temperaturi; umiditate; diferiți coeficienți etc.).

Domeniile de utilitate a considerării timpului tehnic sunt multiple, pornind de la satisfacerea unor necesități prin proiectare/dimensionare - cazul lucrărilor noi -, dar și în cazul (des întâlnit al extinderilor, reabilitărilor, modernizărilor).

Prin modificarea debitului (micșorarea sa) se evidențiază, în fapt, creșterea capacității de transport sau după caz, se indică micșorarea secțiunii colectorului (D , B/H) pentru păstrarea/asigurarea vitezei de autocurățare.

THE CONCEPT OF TECHNICAL TIME

Abstract

The paper defines the notion of technical time, to which the basic principles are presented. As an application (useful) an example of work is proposed - sewage - for which the calculation principle is presented.



METODOLOGIE, MODEL MATEMATIC ȘI DESCRIEREA PROCESULUI CICLULUI DE ABSORBȚIE NH₃ / H₂O

Marina Verdeș, Vasilica Ciocan, Cătălin George Popovici, Ana Diana Ancas, Nelu-Cristian Chereches, Marius Costel Bălan, Răzvan Silviu Luciu, Sebastian Valeriu Hudisteanu, Emilian Florin Turcanu

Universitatea Tehnică "Gheorghe Asachi" din Iași, Facultatea de Construcții și Instalații

Rezumat

Refrigerarea prin absorbție este cea mai economică metodă de răcire. În acest articol, elaborăm baza acestei metode și introducem modelul matematic al sistemului de frigidere, pentru a calcula parametrii săi principali, bazându-ne pe estimarea noastră anterior arătată a proprietăților de refrigerare. Ambele funcționează fără baze de date dificil disponibile și programe costisitoare.

In vederea realizării obiectivului s-a utilizat programul de simulare, Simulink / Matlab 2021.

1. INTRODUCERE

Absorption cycles for refrigeration or air conditioning systems have recently attracted a huge attention. It has some important advantages which aid to reduce the greenhouse emissions. Among absorption cycles, NH₃/H₂O cycle is considered most attractive one. In this work, a brief description about the system process, simulation methodology and the mathematical model of the NH₃/H₂O is presented. The technique of modelling is also performed in brief.

2. WORKING PRINCIPLES & SYSTEM DESCRIPTION

An absorption refrigerator is a refrigerator that uses a heat source (e.g., solar energy, a fossil-fueled flame, waste heat from factories, or district heating systems) to provide the energy needed to drive the cooling process. The system uses two coolants, the first of which performs evaporative cooling and is then absorbed into the second coolant; heat is needed to reset the two coolants to their initial states. The principle can also be used to air-condition buildings using the waste heat from a gas turbine or water heater. Generally, absorption refrigerators are commonly used in recreational vehicles, campers, hotels, and caravans because they can be powered with propane fuel, rather than electricity. Common absorption refrigerators use a refrigerant with a very low boiling point (less than -18°C (0°F)) just like compressor refrigerators. Compression refrigerators typically use HCFC or HFC, while absorption refrigerators typically use ammonia or water and need at least a second fluid able to absorb the coolant, the absorbent, respectively water (for ammonia) or brine (for water). Both types use evaporative cooling: when the refrigerant evaporates (boils), it takes some heat away with it, providing the cooling effect. The main difference between the two systems is the way the refrigerant is changed from a gas back into a liquid so that the cycle can repeat. An absorption refrigerator changes the gas back into a liquid using a method that needs only heat and has no moving parts other than the fluids. The absorption cooling cycle can be described in three phases:

1. Evaporation: A liquid refrigerant evaporates in a low partial pressure environment, thus extracting heat from its surroundings (e.g. the refrigerator's compartment). Because of the low partial pressure, the temperature needed for evaporation is also low.
2. Absorption: The second fluid, in a depleted state, sucks out the now gaseous refrigerant, thus providing the low partial pressure. This produces a refrigerant-saturated liquid which then flows to the next step:
3. Regeneration: The refrigerant-saturated liquid is heated, causing the refrigerant to evaporate out.
 - The evaporation occurs at the lower end of a narrow tube; the bubbles of refrigerant gas push the refrigerant-depleted liquid into a higher chamber, from which it will flow by gravity to the absorption chamber.
 - The hot gaseous refrigerant passes through a heat exchanger, transferring its heat outside the system (such as to surrounding ambient-temperature air), and condenses at a higher place. The condensed (liquid) refrigerant will then flow by gravity to supply the evaporation phase.

2.1. System description

The working of ammonia-water absorption refrigeration system is based on the simple vapor absorption refrigeration system. In this system ammonia is used as the refrigerant and water is used as the absorbent. The ammonia-water absorption system ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) is used in the domestic as well the commercial applications where the requirement of the temperature is above 32-degree F . The major advantage of the ammonia-water solution is that water has strong affinity for ammonia, and they are soluble with each other in wide operating conditions that occur in different refrigeration applications. Further, the ammonia-water solution is highly stable and works well with many materials except copper and its alloys that get

corroded in the presence of ammonia. The typical $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ absorption cycle is shown in Figure (1). $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ absorption is containing the following:

Air conditioning as cooling load and this part is attached to the evaporator unit. Fan cooling unit is attached to the air cooler unit. In the evaporator where the refrigerant pure ammonia (NH_3) in liquid state produces the cooling effect. It absorbs the heat from the substance to be cooled and gets evaporated. From here, the ammonia passes to the absorber in the gaseous state.

In the absorber the weak solution of ammonia-water is already present. The water, used as the absorbent in the solution, is unsaturated and it has the capacity to absorb more ammonia gas. As the ammonia from evaporator enters the absorber, it is readily absorbed by water and the strong solution of ammonia-water is formed. During the process of absorption heat is liberated which can reduce the ammonia absorption capacity of water; hence the absorber is cooled by the cooling water. Due to absorption of ammonia, strong solution of ammonia-water is formed in the absorber.

Generator unit and this part is attached to the solar part. The flash evaporation tank will generate the enough steam in order to drive on the generator unit. The strong solution of ammonia refrigerant and water absorbent are heated by the external source of heat such as steam or hot water. It can also be heated by other sources like natural gas, electric heater, waste exhaust heat etc. Due to heating the refrigerant ammonia gets vaporized and it leaves the generator.

Due to cooling the remaining water vapor mixed with the ammonia refrigerant also gets condensed along with some particles of ammonia. This weak solution of water and ammonia drains down to the condenser and then to the generator. The pure ammonia refrigerant in the vapor state and at high pressure then enters the condenser where it is cooled by water. The refrigerant ammonia gets converted into the liquid state and it then passes through the expansion valve where its temperature and pressure fall suddenly. Ammonia refrigerant finally enters the evaporator, where it produces the cooling effect. This cycle keeps on repeating continuously. Meanwhile, when ammonia gets vaporized in the generator, weak solution of ammonia and water is left in it. This solution is expanded in the expansion valve and passed back to the absorber and its cycle repeats.

The cycle is considered a closed cycle related to the working flowed through it

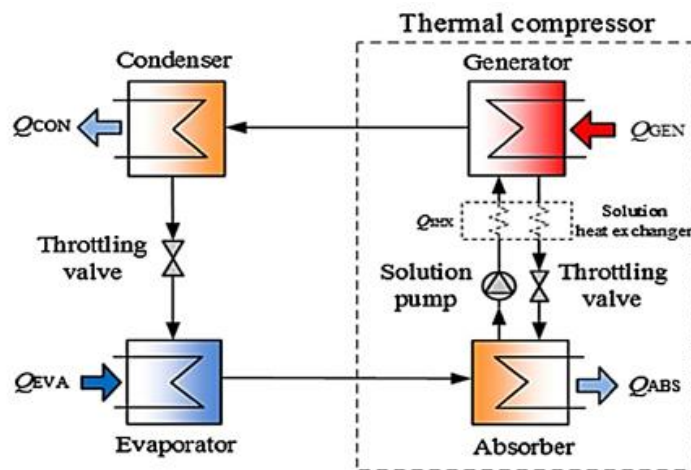


Figure 1. Typical $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ absorption cycle

3. MODELING & SIMULATION

3.1. The modelling methodology & assumptions

The unknown parameters are the areas, dimensions, mass flow rates, and the entire process temperatures or any other calculated physical properties. For absorption processes, it becomes very important to specify the cooling load capacity, thence; the thermal loads on evaporator, absorber, condenser and generator will be calculated. In this work, the desired refrigerant load capacity in ton refrigerant ($TR = \frac{Q_{evp} \cdot kW}{3.517}$) is specified as a known parameter in order to calculate all design aspects and mass flow rate through the cycle. Specifying the system cooling load would calculate the required thermal load. Besides, the required design limits and performance calculations would be pass out instantly. The modeling assumptions are listed in Table 1. Saturated liquid and vapor phases of pressure, temperature, enthalpy, specific volume, and specific entropy are stored behind the modeled blocks and lookup tables. The source of physical properties is obtained from NIST [1] web chemistry book. Table 1 illustrates the design operating conditions and the assumptions that been considered in this work. Table 2 list the mathematical model that been used in this work. The proposed model control panel (see Figure 2) is a visual interface that been created in order to control the system inputs. All units have been constructed based on the same behavior considering input & output streams to between them. Iteration loop has been considered in order to calculate the forward and backward streams. Matlab/Simulink model environment has been used in order to create the model browser. It has some features such as:

The model allows easily change to the plant variables and different operating conditions with ultimate stream allowance.

Stream connection will play a vital role to connect between all different units.

Table 1: Data assumptions for the ETC/PTC-H₂O/LiBr and NH₃/H₂O configurations.

Unit Process	Assigned Data	Calculated Data
NH₃/H₂O: - Absorption working fluid is NH₃-H₂O	✓ Absorber temperature, °C=30-35 ✓ Generator temperature, °C=80-90 ✓ Condenser temperature, °C=40-45 ✓ Hot air temperature, °C=35 ✓ Target cooled air temperature, °C=20 ✓ Evaporator temperature, °C=5-10 ✓ Cooling load, TR=varying ✓ Condenser effectiveness, %=80 ✓ Cooling tower effectiveness, %=60 ✓ Fan system efficiency, %=85 ✓ Pumping system efficiency, %=75	Absorption Unit: ➤ Weak & strong solutions, kg/s ➤ *Design data ➤ Thermal power, kW ➤ Total cycle flow rate, kg/s ➤ Generator power, kW ➤ Cooling fan power, kW ➤ COP ➤ Relative performance ➤ Exergy destruction, kW
Notes:	▪ Data are run out based on steady state operating conditions. ▪ Ambient temperature is fixed as 25°C for all process runs. ▪ *Design data means area, length, width, etc...	

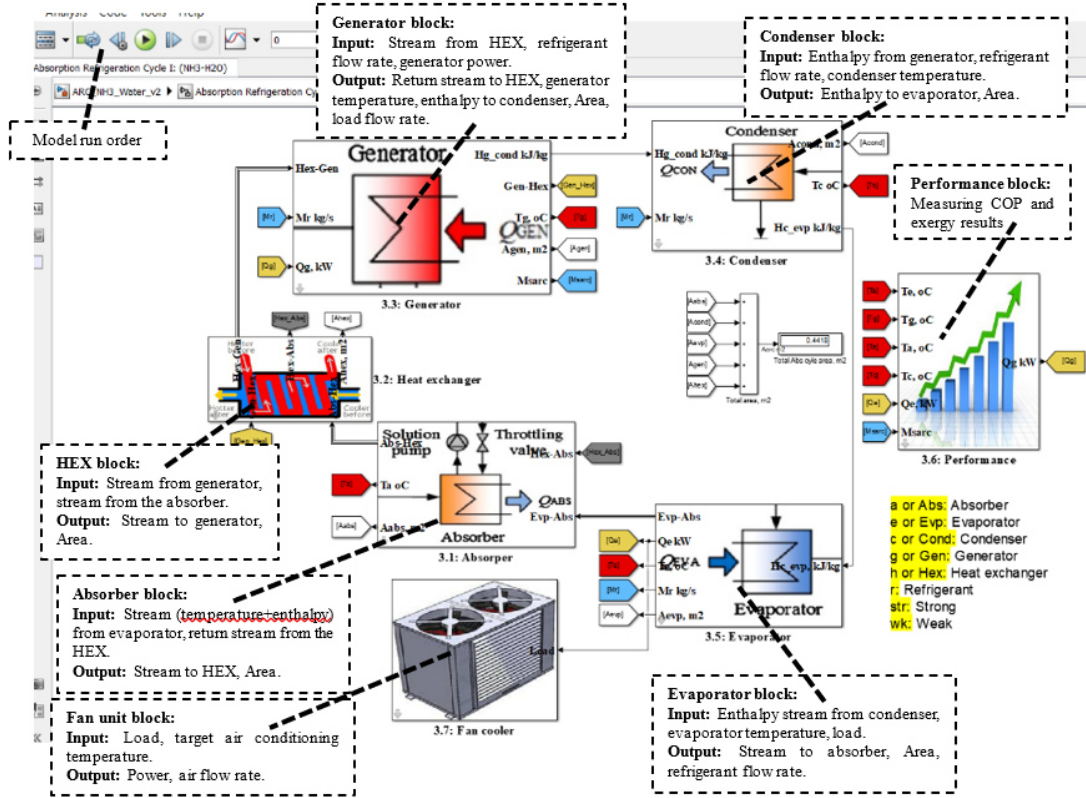


Figure 2. NH3/H2O model browser control panel under matlab/simulink toolbox

3.2. The mathematical model

The process modelling via matlab/Simulink toolbox has been performed based on the following mathematical model that been presented in Table 2.

Table 2: The mathematical model of the system units.	
Absorption unit [2, 5]:	
1. The absorber unit [2, 4]:	
For absorber unit, the flow factor parameter is an especially important parameter in the calculation procedures of the thermal power through the mode. The flow rate ratio factor f is calculated based on the absorber temperature as following [2]:	
$f = 0.4067 \times \exp(0.05606 \times T_a) + 5.09e - 07 \times \exp(0.3293 \times T_a) \dots (1)$	
The strong solution mass flow rate, kg/s, M_{str} is calculated based on total refrigerant flow rate and the flow factor:	
$M_{str} = M_r \times f \dots (2)$	
The weak solution mass flow rate, kg/s:	
$M_{wk} = M_{str} - M_r \dots (3)$	
The Absorber thermal power, kW is calculated based on the energy balance across the absorber between inlet and outlet streams, where H denotes to enthalpy, kJ/kg:	
$Q_a = M_r \times (H_{e-abs} + (M_{wk} \times H_{hex-a}) - (M_{str} \times H_{a-hex})) \dots (4)$	
Overall heat loss, kW/m ² oC [5]:	
$U_a = 1.6175 + 0.1537e - 3 \times T_a + 0.1825e - 3 \times T_a^2 - 8.026e - 8 \times T_a^3 \dots (5)$	
The absorber area, m ² :	

$$A_a = \frac{Q_a}{U_a \times \Delta T} \dots (6)$$

2. Heat exchanger unit [2-5]:

For heat exchanger unit, the mass flow ratio is obtained as following:

$$f = \frac{M_{str}}{M_{str} - M_{wk}} \dots (7)$$

The NH3 concentration percentage [2, 3]:

$$X_{NH3} = \frac{\frac{M_{str}}{f}}{M_r + M_{wk}} \dots (8)$$

The outlet heat exchanger stream temperature towards the absorber unit, oC is calculated based on the heat exchanger effectiveness:

$$T_{hex_a} = T_g - (\varepsilon_{hex} \times (T_g - T_a)) \dots (9)$$

Outlet heat exchanger temperature to the generator unit, oC:

$$T_{hex_g} = T_a + (\varepsilon_{hex} \times (T_g - T_a)) \dots (10)$$

The enthalpy of NH3/H2O solution outlet to the absorber unit, kJ/kg is calculated based on temperature, oK and specific heat capacity, kJ/kgK:

$$H_{hex_a} = C_{p_{NH3}}(T_{hex-a} + 273) \times (T_{hex-a} + 273) \dots (11)$$

Where the specific heat capacity for NH3, kJ/kgK:

$$C_{p_{NH3}} = \frac{27.31 + 0.02383 \times T + 1.707e-5 \times (T^2) - 1.185e-8 \times (T^3)}{17.0305} \dots (12)$$

The enthalpy of NH3/H2O solution outlet to the generator unit, kJ/kg:

$$H_{hex_g} = C_{p_{NH3}}(T_{hex-g} + 273) \times (T_{hex-g} + 273) \dots (13)$$

The heat exchanger thermal power is then calculated based on the thermal energy balance between inlet and outlet streams, kW:

$$Q_{hex} = (M_{str} - M_{wk}) \times (f - 1) \times (H_{g-hex} - H_{hex-a}) \dots (14)$$

Enthalpy stream from the absorber towards the heat exchanger, kJ/kg:

$$H_{a-hex} = H_{hex-g} - \left(\left(\frac{f-1}{f} \right) \times (H_{g-hex} - H_{hex-a}) \right) \dots (15)$$

Mean temperature, oC:

$$T_{hex_m} = \frac{T_{hex-a} + T_{hex-g}}{2} \dots (16)$$

Overall heat loss, kW/m2oC:

$$U_{hex} = 1.6175 + 0.1537e - 3 \times T_{hex_m}^1 + 0.1825e - 3 \times T_{hex_m}^2 - 8.026e - 8 \times T_{hex_m}^3 \dots (17)$$

Heat exchanger area, m2:

$$A_{hex} = \frac{Q_{hex}}{U_{hex} \times \Delta T} \dots (18)$$

3. Generator unit [3-5]:

Outlet enthalpy to the HEX, kJ/kg is calculated based on energy balance between both units and flow rate ratio:

$$H_{g_hex} = \frac{\left(\frac{Q_g}{M_r} \right) - H_{g-cond} + (f \times H_{hex-g})}{f-1} \dots (19)$$

Overall heat loss, kW/m2oC through the generator tubes is calculated as following [4]:

$$U_g = 1.6175 + 0.1537e - 3 \times T_g^1 + 0.1825e - 3 \times T_g^2 - 8.026e - 8 \times T_g^3 \dots (20)$$

Generator area, m²:

$$A_g = \frac{Q_g}{U_g \times \Delta T} \dots (21)$$

Inlet driving steam mass flow rate, kg/s is calculated based on the latent heat, kJ/kg from the heat source:

$$M_s = \frac{Q_g}{0.95 \times h_{fg}} \dots (22)$$

Where, h_{fg} is the latent heat of distillate vapor evaporation (pure Ammonia) [2-5]:

$$h_{fg} = -46.53 \times \exp(0.02096 \times T) + 1305 \times \exp(-0.001835 \times T) \dots (23)$$

4. Condenser unit:

Condenser thermal power, kW:

$$Q_c = M_r \times (H_{g-cond} - H_{cond-e}) \dots (24)$$

The overall heat loss, kW/m²oC:

$$U_c = 1.6175 + 0.1537e - 3 \times T_c^1 + 0.1825e - 3 \times T_c^2 - 8.026e - 8 \times T_c^3 \dots (25)$$

The condenser area, m²:

$$A_c = \frac{Q_c}{U_c \times \Delta T} \dots (26)$$

Inlet cooling water enthalpy, kJ/kg:

$$H_{c_{cwi}} = 421.2 \times \exp(0.004008 \times T_{c_{cwi}}) - 435.9 \times \exp(-0.007559 \times T_{c_{cwi}}) \dots (27)$$

Outlet cooling water enthalpy, kJ/kg:

$$H_{c_{cwo}} = \left(\frac{Q_c}{M_{cw}} \right) + H_{c_{cwi}} \dots (28)$$

5. Evaporator unit:

Thermal load on evaporator unit, kW [6]:

$$Q_e = Load_{TR} \times 3.517 \dots (29)$$

Refrigerant mass flow rate, kg/s can be calculated based on the energy balance across the evaporator:

$$M_r = \frac{Q_e}{H_{e-abs} - H_{cond-e}} \dots (30)$$

Fan unit [5]:

Cooling air mass flow rate, kg/s is calculated based on thermal power (Q_e, kW), specific heat capacity of the air, C_p, kJ/kg^oC and the temperature difference between input and outlet cases, oC:

$$M_{air} = \frac{Load \times 3.517}{C_p (T_{a_m}) \times (T_{a_i} - T_{a_o})} \dots (28)$$

Air flow velocity, m/s based on air duct diameter, D_{ta}, m mass flow rate, and air density:

$$V_{air} = \frac{M_{air}}{\rho_a (T_{a_m}) \times \left(\left(\frac{\pi}{4} \right) \times (D_{ta}^2) \right)} \dots (29)$$

Pressure drop across the air-cooled condenser, kPa based on air density, air velocity, and mean air temperature, T_{am}, oC:

$$\Delta P = \sqrt{\frac{V_{air} \times \rho_a (T_{a_m})}{0.85}} \dots (30)$$

Fan Power, kW:

$$FHP = \frac{\left(\frac{\pi}{4}\right) \times D_{ta}^2 \times V_{air} \times \Delta P}{\eta_{fan}} \dots (31)$$

Exergy & Performance [7-9]:

For any system goes under steady state, the mass, energy, and entropy balances equations under steady state condition should be developed as following.

$$\sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} = 0, kg/s$$

$$\sum \dot{e}_{in} - \sum \dot{e}_{out} = 0, kJ/kg$$

$$\sum \dot{s}_{in} - \sum \dot{s}_{out} = 0, kJ/kg \cdot ^\circ C$$

The general form of the availability is defined by the following equation.

$$A_2 - A_1 = A_q + A_w + A_{fi} - A_{fo} - I$$

Where $A_2 - A_1 = 0$ is the non-flow availability change in steady state condition, $A_q = \sum_j (1 - T_{amb}/T_j) Q_j$ is the availability transfer due to the heat transfer between the control volume and its surroundings, $A_w = -W_{cv} + P_o (V_2 - V_1)$ is equal to the negative value of the work produced by the control volume but in most cases the control volume has a constant volume, therefore A_w can be further simplified. And $I = T_{amb} \times S_{gen}$ is the availability destruction in the process. The flow availability expressed as $A_{fi,o} = \sum_{i,o} \dot{m}_{i,o} a_{fi,o}$. So, the general form in steady state condition would become;

$$0 = A_q + A_w + A_{fi} - A_{fo} - I$$

For performance calculations, the C.O.P is calculated based on evaporator and generator thermal powers, $COP = \frac{Q_e}{Q_g}$, where the Max C.O.P is found as $COP_{max} = \frac{(T_e + 273.15) \times (T_g - T_a)}{(T_g + 273.15) \times (T_c - T_e)}$, and the relative performance ratio could be then estimated as $RPR = \frac{COP}{COP_{max}}$

3. CONCLUSION

Absorption refrigeration cycle based on NH₃/H₂O has been modeled and presented. The cycle components are, evaporator unit, absorber, condenser heat exchanger unit, and generator. The following highlights can be withdrawn:

- Process description has been presented.
- Model code has been performed and presented.
- Process data result has been illustrated.

Abstract

The absorption refrigeration is the most economical cooling method. In this article, we draw up the base of this method, and introduce mathematical model of the refrigerator system, to calculate its main parameters, leaning on our previously showed estimation of properties of refrigeration. Both work without difficultly available databases and expensive programs background.

In order to achieve the goal, it was used the simulation program Simulink/Matlab 2021.

Bibliografie

- [1] <https://webbook.nist.gov/chemistry/name-ser/>
- [2] M Conde, Theoretical Analysis of $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ Refrigeration System Coupled with Diesel Engine: A Thermodynamic Study, Zurich, 2004.
- [3] Y.T. Ge, S.A. Tassou, I. Chaer, Modelling and performance evaluation of a low-temperature ammonia–water absorption refrigeration system, International Journal of Low-Carbon Technologies 2009, 4, 68–77.
- [4] N. Shankar Ganesh, T. Srinivas, Evaluation of thermodynamic properties of ammonia/water mixture up to 100bar for power application systems, Journal of Mechanical Engineering Research Vol. 3. (1), pp. 25-39, January 2011.
- [5] CECIL E. VANDERZEE, DELBERT L. KING, The enthalpies of solution and formation of ammonia, J. Chem. Thermodynamics 1972, 4, 675-683.
- [6] S. Bittanti, A. De Marco, M. Giannatempo, V. Prandoni, A Dynamic Model of an Absorption Chiller for Air Conditioning, <https://doi.org/10.24084/repqj08.428>
- [7] Abdul Rahman Mallah, Mohd Nashrul Mohd Zubir, Omer A. Alawi, Kazi Md Salim Newaz, Ahmad Badarudin Mohamad Badry, Plasmonic nanofluids for high photothermal conversion efficiency in direct absorption solar collectors: Fundamentals and applications, Solar Energy Materials and Solar Cells 201 (2019) 110084.



DULAPURI FRIGORIFICE ECOLOGICE PENTRU DEPOZITARE VACCINURI

GRATIELA TARLEA, MIOARA VINCERIUC, TEMISTOCLE FLORIN

Rezumat

In lucrarea de fata se analizeaza din punct de vedere ecologic, un dulap frigorific ce foloseste depozitării în condiții de siguranță a vaccinurilor (COVID-19), a celulelor umane, a țesuturilor și a altor probe de laborator la temperaturi ultra-scăzute cuprinse între -20° C și -86° C. Aceste congelatoare sunt fiabile pentru depozitarea în siguranță a vaccinurilor si sunt echipate cu un sistem de răcire performant, care asigură o temperatura optima și o eficiența energetică buna. Determinarea proprietatilor termodinamice a fost realizata cu ajutorul programului Refprop. Analiza factorului TEWI a fost realizata pentru o instalatie frigorifica in cascada ce deservește depozitării vaccinurilor ce functioneaza in prezent cu R290/R170 comparativ co o alta clasica cu R23/R404A.

1. INTRODUCERE

Datorita măsurilor din ce în ce mai severe întreprinse pentru eliminarea agenților frigorifici de tip HFC substanțe de sinteză pe care natura nu le poate disocia rapid și care acumulându-se pot contribui la incalzirea globala se realizeaza cercetari intense, in care se analizeaza diverse variante de agenti frigorifici si mixturi ecologice in conformitate cu Regulamentul (UE) nr. 517/2014 al Parlamentului European și al Consiliului din 16 aprilie 2014. Se cunoaste ca R23 care a fost utilizat in multiple aplicatii criogenice in cascada din domeniul medical si nu numai, a fost interzis in toate sistemele noi la 01.01.2020 avand un GWP mult peste 2500.

In Regulamentul precizat mai sus se urmareste obiectivul general , de a proteja mediul prin reducerea emisiilor de gaze fluorurate cu efect de seră si pentru aplicatii speciale din domeniul medical- farmaceutic.

Un alt deziderat in toate sistemele speciale, este de reducere a cantității de agent frigorific naturali care se confrunta cu probleme de safety (R290 si R170 sunt puternic inflamabili fiind in clasa 3 conform SREN 378).

În Tabelul 1 se pot observa atât valorile critice din punct de vedere termodinamic, ale agenților frigorifici naturali din lucrare, cât și masele molare precum și avantajele acestor celor doi agenți frigorifici naturali R290 și R170.

R170 este un agent frigorific natural adecvat pentru utilizare în aplicații frigorifice la temperaturi foarte scăzute, fiind utilizat în general în aplicații industriale de conservare prin frig. R290 este și el un agent frigorific natural care are performanțe termodinamice excelente.

Dulapul frigorific de depozitare la temperaturi foarte scăzute, prezentat în figura 1, este fabricat din oțel având corpul interior din oțel inoxidabil. Izolația dulapului frigorific este din spumă poliuretanică, iar ușa de etansare este dotată cu valvă de depresurizare.



Fig. 1 Dulap frigorific

În general, aceste dulapuri frigorifice (denumite și congelatoare) sunt proiectate eficient asigurând un consum redus de energie și un nivel de zgomot scăzut. Temperatura aerului din interiorul dulapului frigorific se măsoară cu un senzor de temperatură tip PT100 și este controlată electronic cu ajutorul unui display care afișează schimbările de temperatură în timpul funcționării instalației frigorifice.

Tabel 1. Caracteristicile agenților frigorifici naturali R290/R170 și agenților frigorifici de tranziție R23/ R404A utilizați în dulapul frigorific [1,5,7]

Agentul frigorific	R290	R170	R23	R404A
Temperatura critică [°C]	96.7	32.1 °C	25.9	72.07
Presiunea critică [bar]	42.5	48.7	48.3	37.3
Densitatea critică [kg/m ³]	220.48	206.18	525.02	484.5
Masa molară [kg/kmol]	44	30	70	97.6

2. STUDIU COMPARATIV

În acest articol, se prezintă un studiu pentru instalația frigorifică (dulap frigorific) în cascada, din punct de vedere al contribuției la încălzirea globală (Fig 5) prin prezentarea calculului factorului TEWI.

Congelatoarele (dulap frigorific) sunt dispozitive destinate stocării vaccinurilor (ex. COVID-19), componentelor sanguine și plasma sanguină, celule umane, țesuturi și alte probe de laborator la temperaturi ultra- scăzute (până la -86°C).

Dispozitivele includ un sistem de alarmă integrat care avertizează împotriva creșterii temperaturii accidental precum și a întreruperii de curent.

Analiza este realizată în principal, pentru instalația în cascada funcționând cu cei doi agenți frigorifici ecologici cu ODP 0 și GWP reduse. Analiza comparativă a factorului TEWI s-a făcut pentru instalația frigorifică comercială ce funcționează în prezent cu R290/R170.

Dulapurile frigorifice- congelatoare prezentate mai sus, sunt sisteme de răcire închise ermetic ce funcționează cu agenți frigorifici ca R290 și R170. Tuburile capilare sunt utilizate ca dispozitive de expansiune. La aceste sisteme se utilizează un vaporizator special static tub- în plăci fixat pe partea spumată a căptușelii interioare.

Condensatorul poate fi răcit cu aer sau cu apă.

Congelatoarele sunt echipate cu un ventilator de înaltă eficiență de tip EC pentru răcirea echipamentului condensator - compresor.

Compresoarele cu piston, sunt echipate cu un releu de pornire pentru a permite un cuplu de pornire ridicat. Cele două trepte sunt conectate la placa principală care declanșează ciclurile de pornire și oprire ale compresoarelor.

Schema instalației frigorifice în cascada a congelatoarelor (dulapuri frigorifice) de acest tip este prezentată în figura de mai jos:

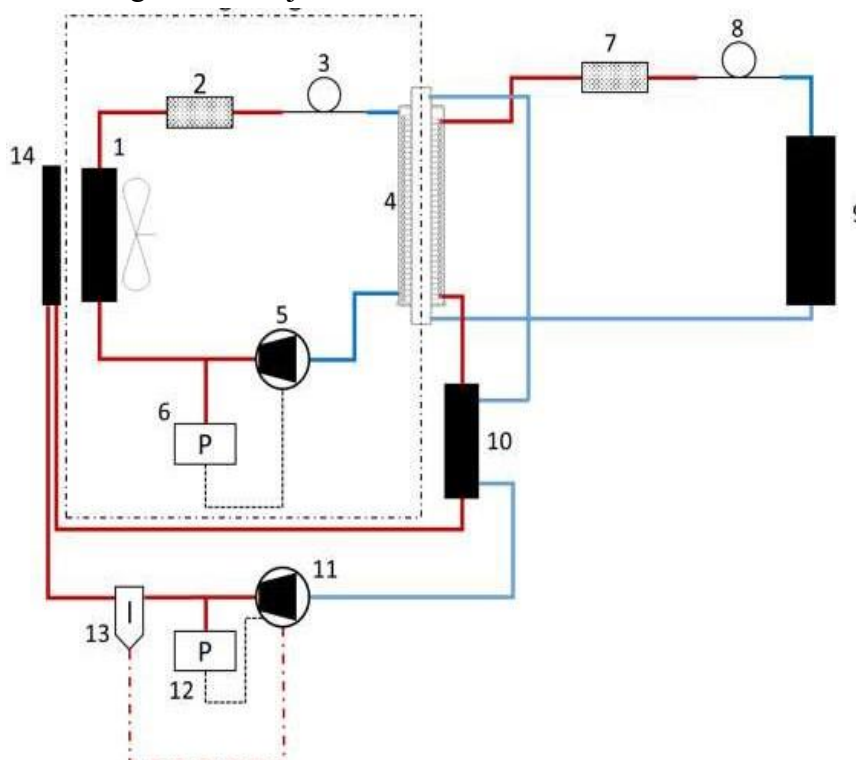


Fig.2 Instalație frigorifică în cascada R290/R170 vs. R23/R404A

Legenda: 1- Condensator treapta inalta, 2- Filtru deshidrator treapta inalta, 3-Tub capilar treapta inalta, 4-Schimbător de căldură în cascadă, 5-Compresor treapta inalta, 6- Presostat treapta inalta, 7- Filtru deshidrator treapta joasa, 8 - Tub capilar treapta joasa, 9-Vaporizator treapta joasa, 10-Schimbator de caldura treapta joasa, 11- Compresor treapta joasa, 12 - Presostat treapta joasa, 13- Separator ulei treapta joasa, 14- Subracitor treapta joasa

În lucrare a fost calculat (funcție de cantitatea de agent frigorific și puterea electrică consumată) impactul de încălzire echivalentă total al primului sistemului frigorific în cascada ce funcționează cu agenții frigorifici R290/R170 pentru sistemul frigorific 1, iar pentru al doilea sistem frigorific în cascada R23/R404A (Fig. 4). Instalația s-a considerat că funcționează timp de 12 ore pe zi, 182,5 de zile pe an. Scăparea de agent frigorific a fost în toate cazurile de 8% din masa de agent, factorul recuperator a fost considerat 0,75, timpul de operare al sistemului a fost de 15 ani, iar emisia de CO₂ de 0,289kg/kWh (Tabelul 2).

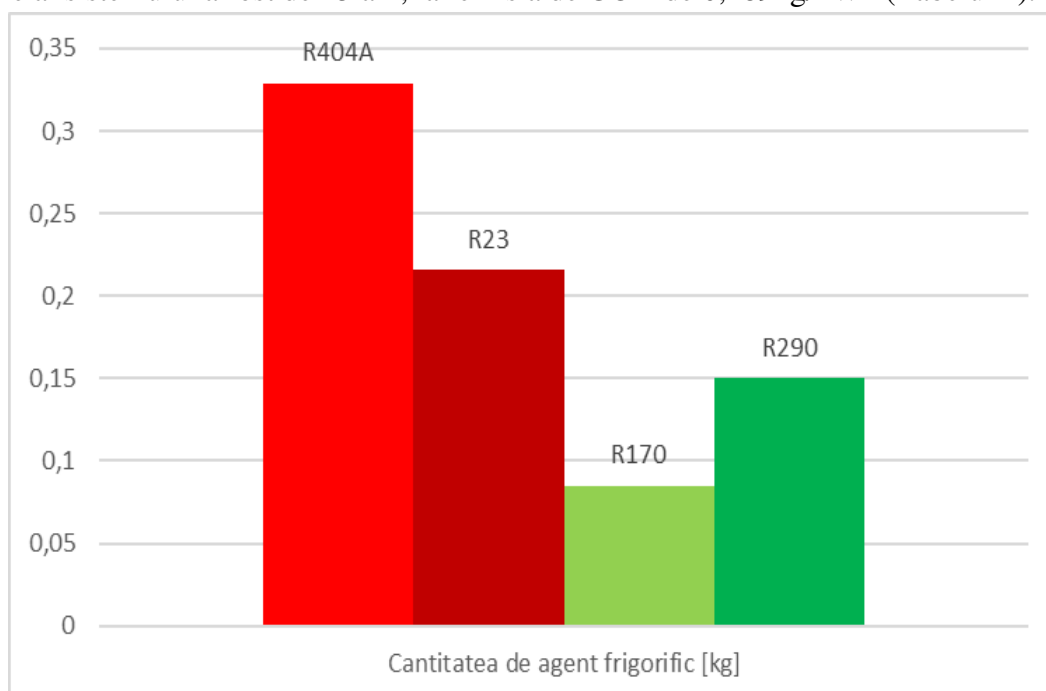


Fig. 3 Cantitatea de agent frigorific

Tabel 2. Studiu comparativ al factorului TEWI pentru sistemul frigorific în cascada R290/R170 și R23/R404A

Agentul frigorific	Sistem în cascada R290/R170	Sistem în cascada R23/R404A
GWP	3/6	6
TEWI[in kg CO ₂]	37975.9	44481

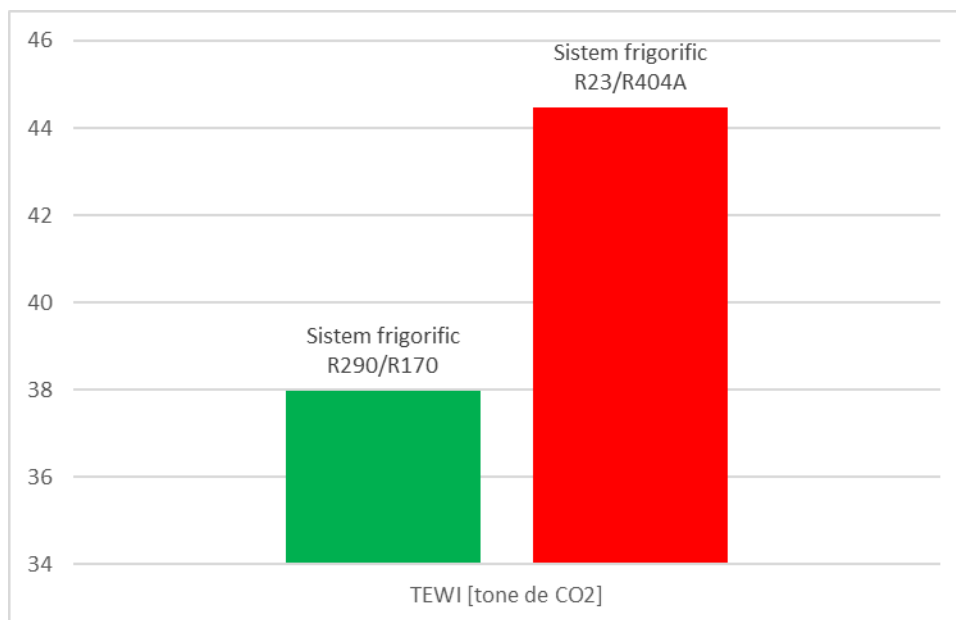


Fig. 4 Factorul TEWI pentru cele doua sisteme frigorifice in cascada

3. CONCLUZII

Studiul prezentat in acest articol pentru o instalatie frigorifice in cascada din domeniul medical, destinata depozitarii vaccinurilor, a urmarit impactul instalatiei frigorifice asupra mediului in concordanta cu SR EN 378 si cu respectarea legislatiei UE in vigoare (Regulamentul 517/2014).

Din punct de vedere ecologic dulapul frigorific nou, functionand cu cei doi agenti frigorifici naturali R290 (GWP =3) si R170 (GWP =6) prezinta cel mai bun factor TEWI in comparatie cu sistemele vechi functionand cu R23 si R404a .

De asemenea pentru sistemul 1, se remarca si un avantaj si din punct de vedere al costurilor, deoarece agentii frigorifici R290 si R170 sunt mai convenabili in comparatie cu HFC R23 si R404A.

ECOLOGICAL REFRIGERATION CABINETS FOR VACCINES STORAGE

Abstract

This paper presents an ecological analysis of a refrigerated cabinet that is used for the safe storage of vaccines (COVID-19), human cells, tissues and other laboratory samples at ultra-low temperatures between -20°C and -86°C . These freezers are reliable for the safe storage of vaccines and are equipped with a high-performance cooling system, which ensures an optimal temperature and good energy efficiency. The determination of the thermodynamic properties was performed with the help of the Refprop program. The comparative analysis of the TEWI factor was performed for a two-stage refrigeration installation that deserves the storage of vaccines currently operating with R290 and R170 in comparison with a classical one working with 23/R404A.

Bibliografie

- [1]. ASHRAE – Thermophysical Properties of Refrigerants, -Chapter 20, 2009
- [2]. Codul bunelor practici – Domeniul frigului si aerului conditionat, Editura AGIR, Bucuresti, 2008-2009
- [3]. Regulation (EC) No 517/2014 of the European Parliament and of the council on certain fluorinated greenhouse gases.
- [4]. Standard European EN 378-1:2008
- [5]. Bitzer - Refrigerent Report 2018
- [6]. The National Institute of Standards and Technology (NIST) - REFPROP V 8.0, Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties
- [7]. Târlea G.M. , Vinceriu M. Popescu G. , Theoretical Comparative Study Case, Hydrocarbons and HFC Mixture Alternatives Retrofit, Gustav Lorentzen, Delft 2012.
- [8] <https://www.bmedicalsyste.ms.com/en/solutions/vaccine-cold-chain/ultra-low-vaccine-freezers/>.



MODELUL MATEMATIC PRIVIND SIMULAREA UNUI PANOU FOTOVOLTAIC

Florin Turcanu, Sebastian Valeriu Hudisteanu, Nelu-Cristian Chereches, Marina Verdeș, Vasilica Ciocan, Cătălin George Popovici, Ana Diana Ancas, Marius Costel Bălan

Universitatea Tehnică “Gheorghe Asachi” din Iași, Facultatea de Construcții și Instalații

Rezumat

Această lucrare propune o metodă de modelare și simulare a panourilor fotovoltaice (PV). Obiectivul principal aici este realizarea unui model de simulare bazat pe circuite a unei celule fotovoltaice (PV) pentru a estima comportamentul electric al celulei practice în ceea ce privește modificarea parametrilor de mediu, cum ar fi iradierea și temperatura. Modelarea panourilor fotovoltaice servește ca o componentă fundamentală pentru orice activitate de cercetare legată de sistemul fotovoltaic. Metoda propusă este implementată în mediul MATLAB / Simulink și rezultatele arată că la ieșire, panoul are o comportare neliniară și curent aproape constant până la tensiunea circuitului deschis, iar puterea are un vârf maxim în raport cu tensiunea pentru o anumită stare din mediu.

In vederea realizării obiectivului s-a utilizat programul de simulare, Simulink / Matlab 2021.

1. INTRODUCERE

Photovoltaic (PV) array which is composed of modules is considered as the fundamental power conversion unit of a PV generator system. The PV array has nonlinear characteristics and it is quite expensive and takes much time to get the operating curves of PV array under varying operating conditions. In order to overcome these obstacles, common and simple models of solar panel have been developed and integrated to many engineering software including Matlab/Simulink. However, these models are not adequate for application involving hybrid energy system since they need a flexible tuning of some parameters in the system and not easily understandable for readers to use by themselves

Therefore, this paper presents a step-by-step procedure for the simulation of PV cells/modules/arrays with Tag tools in Matlab/Simulink. A DS-100M solar panel is used as reference model. The operation characteristics of PV array are also investigated at a wide range of operating conditions and physical parameters.

2. MODELING AND SIMULATION

2.1. The developed software model

Engineering processes consist of a number of interactive units. Using these units in a wide range of process configurations and types can be obtained. Generally, to understand the behavior of these processes under different operating conditions, a flexible and general computer program is really needed. Using such program, large number of flow sheeting problems can be controlled. These problems can be broadly divided into two classes: (i) performance problems, and (ii) design problems (current model). In the performance problem, the variables associated with the feed streams to a process unit and all design parameters (such as PV module area, PV panel's dimensions, etc.) are assumed to be known. The variables associated the internal and output streams are the unknowns.

In the design problem, unique to this work, some design parameters (areas, dimensions, voltage, current, number of cells, unit cost, etc.) and/or feed variables are left unspecified and become unknown to be determined. What is left known in general is the boarder streams of the process or the system and in such case, is the superpower of the PV module. In order to simulate and predict the characteristics of different types of PV system; a lot of real data are taken from a real manufacture manual of each module type. It is projected that by identifying the output power from the system application, the design limits would be counted. The PV system is modeled according to the actual data presented through more than 3150 data points from the manufacturing manuals. MatLab/SimuLink [1-4] browser is used to model and visualize the PV and/or HWT system program. The design limits for the PV example are summarized as follows:

- The open circuit voltage V and the short circuit current A .
- The maximum voltage and current.
- The cell and module efficiencies.
- The number of cells and modules of the system.
- The module and system weights, dimensions and areas.
- The battery bank capacity.
- The total costs of the system..

2.2 The model control panel

The model control panel (see Figure's (1-4)) is a visual interface that been created in order to control the system inputs. The model has these submenus which are the following:

PV menu which contains operating conditions and design:

Operating conditions: Solar radiation, W/m^2 within the range of 100-1200 W/m^2 . Real solar radiation data can be used and be imported to the system as an external input.

Design: PV module power should be assigned within the range of 5-300Watt/module.

Battery menu which contains design parameters:

Battery depth of charge=0.8

Operating hours=12h

Number of cloudy days=2

Load voltage, V

Battery current, A

Battery voltage, V

Battery efficiency, %

Battery cost, \$

The developed code was built based on these references [5]-[6].i.

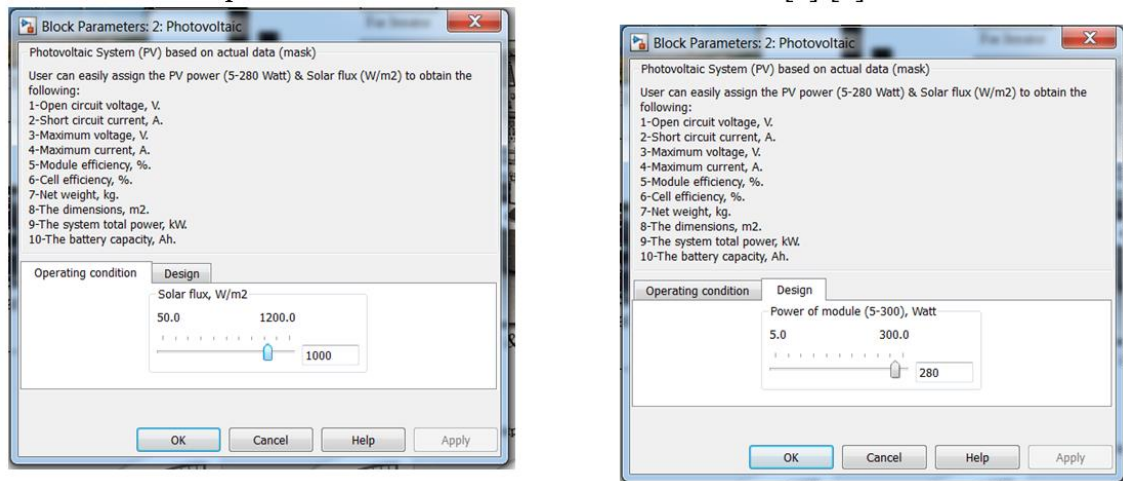


Fig. 1. PV sub-menus

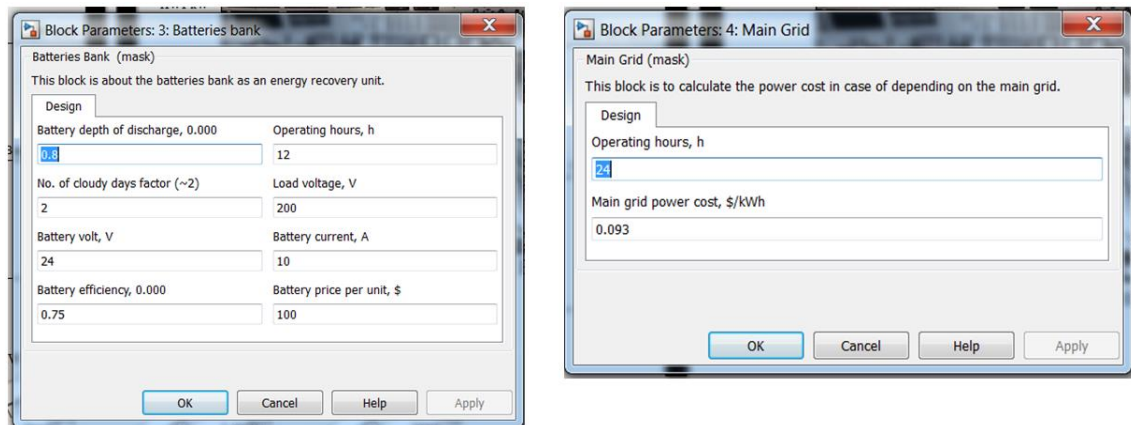


Fig. 2 Main grid block sub-menu

Fig.3 Battery block sub-menu

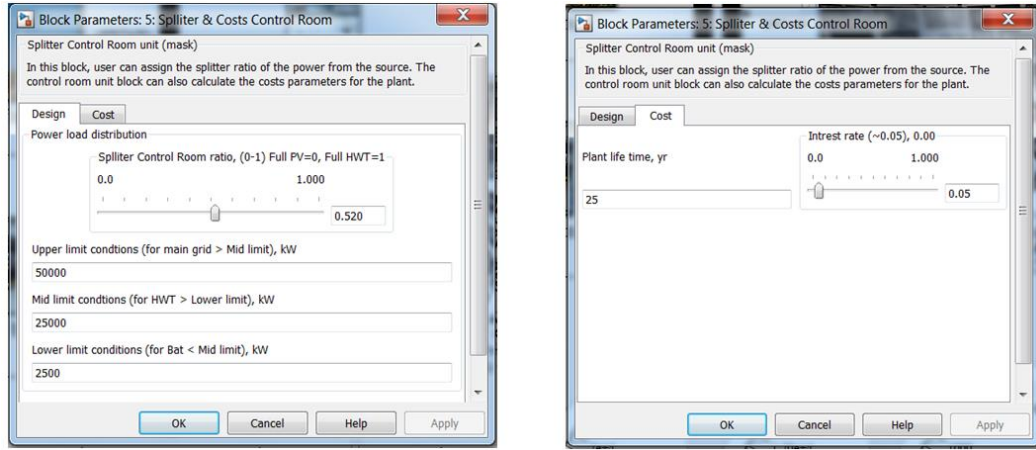


Fig. 4. Control room block sub-menu

2.3 The modelling technique of the PV

The PV model that presented in this work is completely differing from any other presented models in the literature. The main differences concluded in that the actual data presented in the core code of the model are performing the code itself. Data manuals are fed into the core of the code in order to give a real sense of the curve fitting. The n-D Lookup Table block evaluates a sampled representation of a function in N variables $y=f(x_1, x_2, x_3 \dots x_n)$ where the function f can be empirical. The block maps inputs to an output value by looking up or interpolating a table of values you define with block parameters. The block supports flat (constant), linear, and cubic-spline interpolation methods. In case of matching the values of indices in breakpoint data sets, the outputs the table value at the intersection of the row, column, and higher dimension breakpoints. The main advantage of such method, is that user can easily specify one or two parameters in order to obtain many parameters. Only the user has to do is to feed the lookup table with the accurate and required data from the manual. In case of no matching of the values of indices in breakpoint data sets, but if within range, then interpolates appropriate table values, using the interpolation method of use choice. In case nonmatching data are out of range, extrapolates the output value, use the extrapolation method. In this study, the range of the operating module type is from 5-380 Watt. Each module watt type can calculate the module specification based on the data fed in the table. Figure (5) shows a schematic diagram of the lookup table polynomial method.

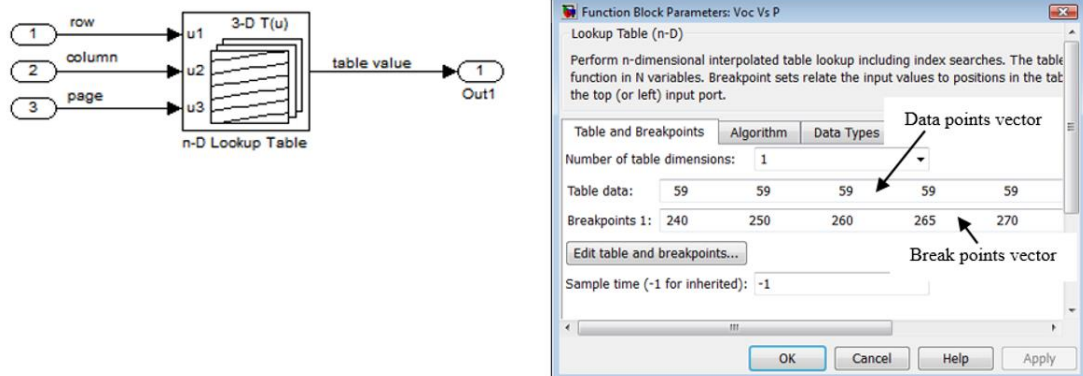


Fig. 5. Schematic diagram of the n-D lookup table. Lookup table block under SimuLink tool box is allowed to insert the actual data as a matrix. The data can be arranged as row, column and page. The figure shows the data row versus the break points row.

Based on the module power, the following code can be calculated. The number of PV modules (NOM) could be calculated based on total power and module power: Based on the module power, the following code can be calculated. The number of PV modules (NOM) could be calculated based on total power and module power:

$$NOM = \frac{P_t}{P_m} \dots (1)$$

And the module area in m2 is then calculated:

$$A_m = 100 \times \frac{P_m}{G_b \times \eta_m} \dots (2)$$

Then the total area in m2 can be calculated:

$$A_t = A_m \times NOM \dots (3)$$

The cell area in cm2 based on the number of cells (NC) that's been calculated from the lookup table.

$$A_c = \frac{A_m \times 10^3}{NC} \dots (4)$$

The battery storage in WH based on the operating hours (OH), number of cells (NC), the total power (Pt), battery efficiency and depth of discharge (DOD):

$$BS = \frac{OH \times NOC \times P_t}{DOD \times \eta_b} \dots (5)$$

If a 24 V system is chosen, the required (AH) of batteries=16 585/24700 AH.

$$AH = \frac{BS}{V_m} \dots (6)$$

Number of batteries can be calculated as follows based on the maximum voltage and the battery voltage:

$$NOB = \frac{V_m}{V_b} \dots (7)$$

The system total costs in (Ct, \$) are then calculated based on the full over board costs of the modules (FOBc) and the battery costs (Cb):

$$C_t = (P_t \times FOB_c) + (C_b \times NOB) \dots (8)$$

Where; the FOBc includes the cables, connections, workers' time, inverter unit, and the maintenance costs. Fig. 3 shows the model browser of the PV under the construction of polynomial look up table method. The presented model associated with the above method has some important features, eliminating need for user to deal with complicated code or equations, such as:

Easy model handling: it can be easily built by the use of the lookup table block where the hard part is to collect and arrange the needed data vector.

- Easy model handling: it can be easily built by the use of the lookup table block where the hard part is to collect and arrange the needed data vector.

- The main specifications are easily calculated based on one parameter (the identification of the module power can drive out nine parameters). However; in the other modeling techniques, it is not found that one parameter can result out nine parameters.

- Such technique of modeling is not investigated before.

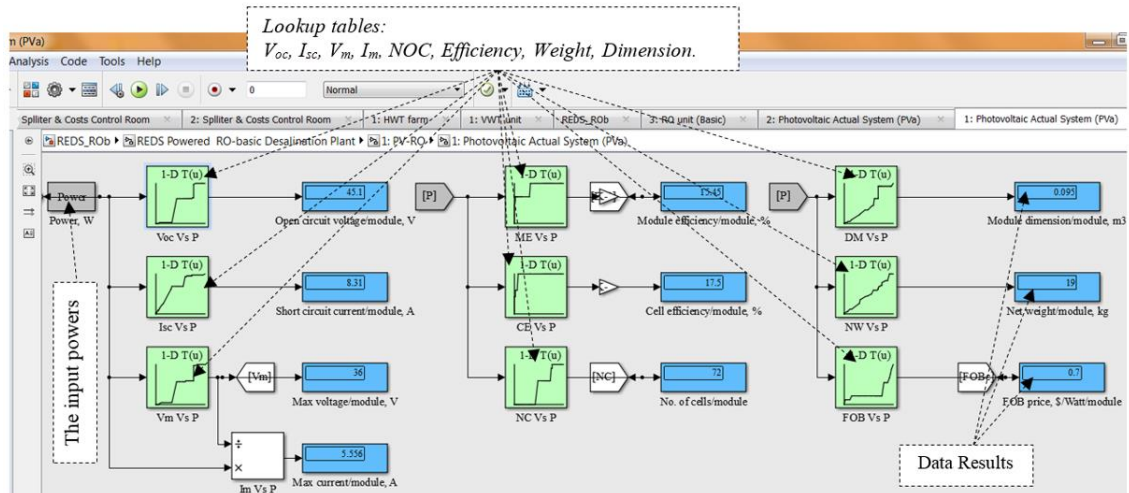
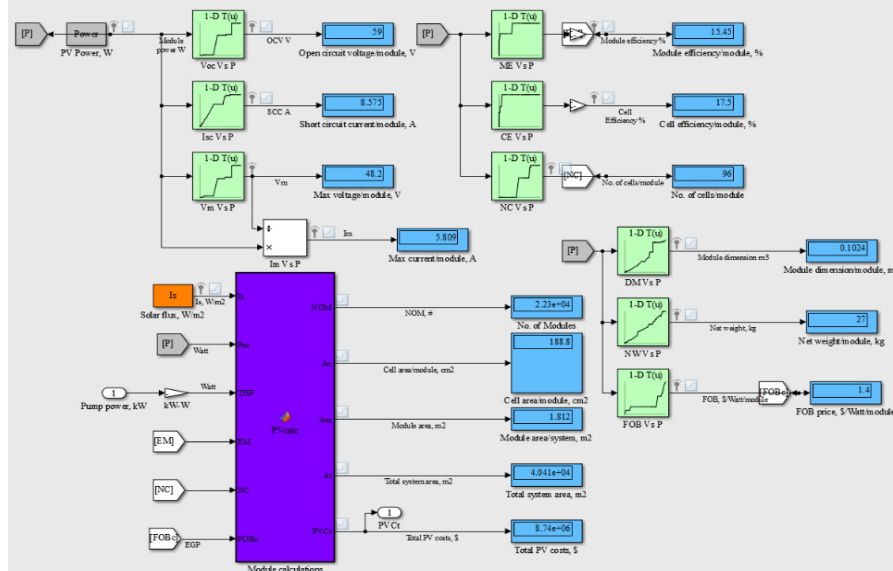


Fig. 6. PV data results based on the lookup table method

3. THE MODEL BLOCKS AND CODE

PV block & code

Inputs:	Outputs (Calculated Parameters):
P, Power: Module power, Watt	NOM: Number of modules, #
Is: Solar radiation, W/m ²	Ac: Cell area, cm ²
THP: Total plant power load from the applications, kW	Am: Module area, m ²
The module power (P) is responsible for the calculations of module design parameters such as open circuit voltage, OVC, short circuit current, SCC, maximum voltage, Vm, maximum current, Im, module efficiency, cell efficiency, and number of cells/module.	At: Total PV plant area, m ²
	PVct: Total PV costs, \$



```
function [NOM, Ac, Am, At, PVct] = PVcalc(Is, Pm, THP, EM, NC, FOBc)
%#codegen

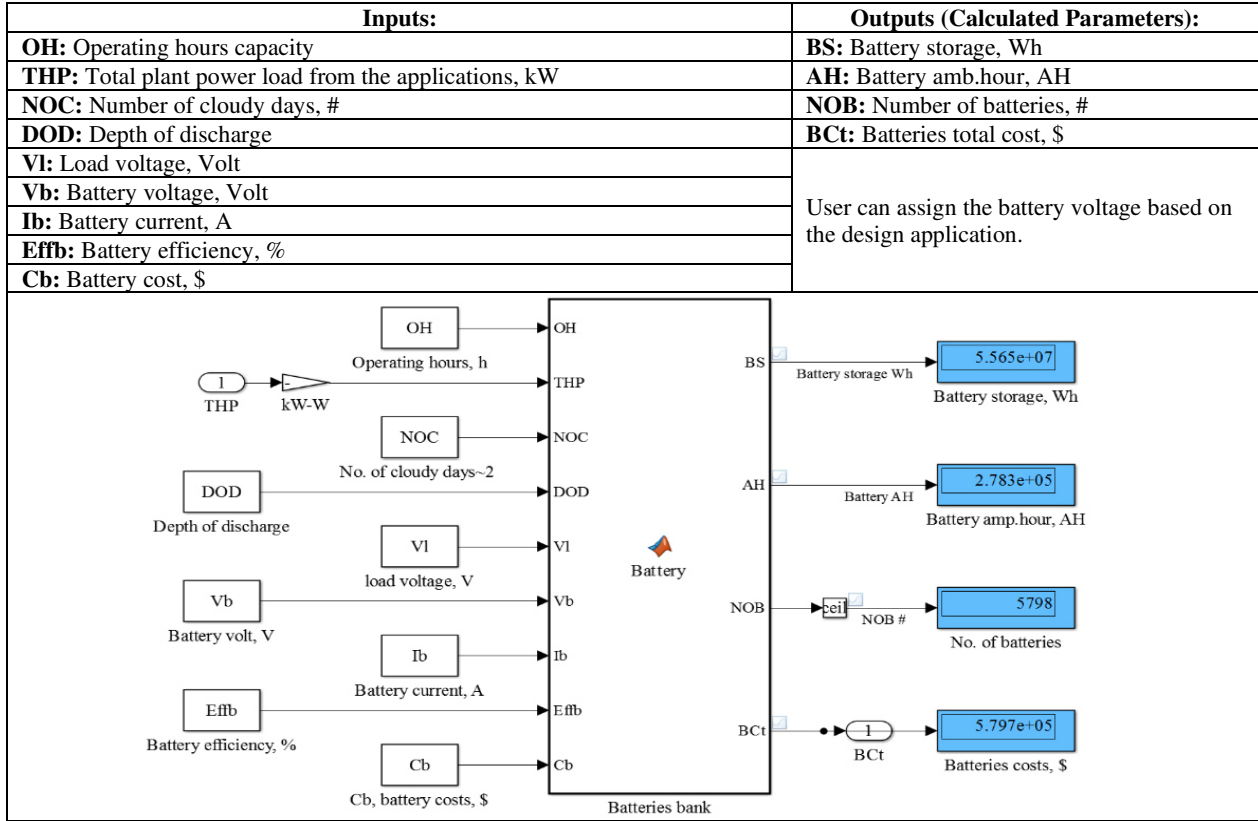
if THP>0
%The number of modules could be calculated based on total power and module
%power:
NOM=ceil(THP./Pm);
%The Module area m2:
Am=100.*Pm./(Is.*EM);
%The total area m2:
At=Am.*NOM;
%The cell area cm2:
Ac=(Am.*10000)./NC;
end
```

```

%The total system costs:
PVct=(THP.*FOBc)+(0);
else
    NOM=0;Ac=0;Am=0;At=0;PVct=0;
end

```

Battery bank block & code



```

function [BS,AH,NOB,BCt]= Battery(OH,THP,NOC,DOD,Vl,Vb,Ib,Effb,Cb)
%#codegen

if THP>0.001
%Battery storage Wh:
BS=(OH.*NOC.*THP)./(DOD.*Effb);
%If a 24 V system is chosen, the required amp.hours of batteries=16 585/24=700 AH.
AH=BS./Vl;
%Load current, A:
Il=THP./Vl;
%Number of batteries:
Xb=Vl./Vb;
Yb=Il./Ib;
NOB=Xb.*Yb;
%Batteries cost, $:
BCt=Cb.*NOB;
else
    BS=0;    AH=0;    NOB=0;    BCt=0;end

```

4. CONCLUSION

The modeling technique and the proposed system model are useful for power electronics designers who need a simple, fast, accurate, and easy-to-use modeling method for using in simulations of PV systems. Traditional modeling techniques are too difficult for the investor/designer to specify accurately the specific point of design (power, module efficiency, wind speed, design limits, etc.). Thence; the need for an accurate software programming to

make a general selection based design and simulation of different types of wind turbines and PV system is essential. Therefore, the techniques of modeling (GUI with lookup table) is used in this work in order to design and simulate Photovoltaic (PV) systems. The required models are investigated and compared with the actual data from the manufacturer's manuals of the PV. The models have many features such as;

- Easy model construction.
- Covering a wide range of power.
- Easy of combination with other technologies such as desalination and/or photovoltaic.
- Ease of converting the model codes into C++ or Visual Basic software programming.
- It becomes very easy for the designer to specify the power point and simply elect the turbine from the market based on the model data results.
- The developed model is very easy to be used instead of the using the complicated aerodynamic equations of the wind turbines and complicated correlations for the PV systems. No need for complicated differential equations and correlations.
- Only one parameter is needed to be assigned (power load) to solve the model outputs.

Abstract

This paper proposes a method of modeling and simulation of Photovoltaic (PV) arrays. The main objective here is to achieve a circuit based simulation model of a Photovoltaic (PV) cell in order to estimate the electrical behavior of the practical cell with respect to change in environmental parameters like irradiation and temperature. The modeling of PV array serve as a fundamental component for any research activity related with PV system. The proposed method is implemented in MATLAB/Simulink environment and the results reveal that the array output is nonlinear in nature and nearly constant current up to open circuit voltage and the power has maximum pick with respect to the voltage for particular environmental condition.

In order to achieve the goal, it was used the simulation program Simulink/Matlab 2021.

Bibliografie

1. [1] <http://www.awsopenwind.org/>
- [2] <http://www.windsim.com/product-overview.aspx>
- [3] <https://webbook.nist.gov/chemistry/name-ser/>
- [4] <http://www.mathworks.com/index.html>
- [5] A.S. Nafey, M.A. Sharaf, Lourdes García-Rodríguez. A new visual library for design and simulation of solar desalination systems (SDS). Desalination 259 (2010) 197–207.
- [6] Mohamed A Sharaf Eldean, Adel El Shahat, AM Soliman, A new modeling technique based on performance data for photovoltaic modules and horizontal axis wind turbines, Wind Engineering, <https://doi.org/10.1177/0309524X17737052> DOI: 10.1177/0309524X17737052



STUDIU PRIVIND ÎMBUNĂTĂȚIREA EFICIENȚEI ENERGETICE A UNUI PANOU FOTOVOLTAIC

**MARIUS BRĂNOAEA, ANDREI BURLACU, MARINA VERDEȘ,
ROBERT ȘTEFAN VIZITIU, MARIUS COSTEL BALAN**

Rezumat

Sisteme hibride generează nu numai o cantitate considerabilă de energie electrică, ci furnizează și energie termică. Energia termică produsă de PVT poate susține nevoile clădirii și poate limita consumul de gaz în sistemul de încălzire.

Acest studiu își propune conceperea unui sistem de fotovoltaic hibrid prin răcirea unui panou fotovoltaic utilizând apă ca agent de răcire, sporind astfel eficiența celulelor fotovoltaice și în același timp obținând apă caldă ce fie poate fi utilizată direct fie poate fi utilizată drept sursă primară preîncălzită pentru producerea de apă caldă de consum sau agent de încălzire, obținând astfel o reducere succesivă a costurilor prin reducerea consumului de combustibil.

1. INTRODUCERE

În prezent, cererea mondială de energie este în creștere, măsurătorile făcute de Agenția Internațională pentru Energie evidențiază faptul că cererea globală de energie a crescut anual în ultimii 50 de ani, cu singurele excepții fiind criza financiară din 2008 și actuala criză sanitară COVID [1].

Cererea din ce în ce mai mare de energie în întreaga lume reprezintă unul dintre principalele motive pentru dezvoltarea instabilă și degradarea planetei noastre. Creșterea populației mondiale și creșterea accesibilității la energie pentru tot mai mulți oameni justifică creșterea cererii de energie. Exploatarea și consumul de combustibili fosili neregenerabili care au un impact mare asupra mediului sunt în prezent principala sursă de producere a energiei, dar dezavantajul major al acestora îl constituie emisiile de gaze cu efect de seră care reprezintă o mare amenințare pentru mediu [2, 3].

Datorită creșterii rapide a urbanizării, a defrișărilor, a schimbărilor climatice globale și a cererii crescute de confort termic cauzate de creșterea timpului petrecut în interior, consumul de energie al clădirilor reprezintă 40% din consumul global de energie și reprezintă peste 30% din emisiile globale de CO₂ [4].

În ultimele decenii, interesul pentru atenuarea schimbărilor climatice a crescut la scară internațională. Urmând această tendință, UE a adoptat în 2012 o legislație cu obiectivul de a reduce emisiile de gaze cu efect de seră până în 2020 cu 20% față de valorile din 1990. Studiile efectuate în 2017 au arătat că aceste condiții nu ar fi îndeplinite și, ca urmare, restricțiile au fost crescute, obiectivele pentru 2030 cerand o scădere cu 27% a consumului de energie electrică și o reducere a emisiilor de gaze cu efect de seră cu 40% [5].

Dezvoltarea durabilă și economică a sectorului energetic în ultimii ani s-a axat pe energia regenerabilă. Sursele de energie regenerabile includ energia eoliană, hidroenergia, energia geotermală, energia solară fotovoltaică și termică, biomasa lichidă sau solidă, biogazul, energia mareelor și a undelor, precum și deșeurile anorganice sau organice. Aproape toate aceste surse de energie regenerabilă, cu excepția puterii geotermale și a mareelor, sunt legate direct sau indirect de insolația solară, chiar și biomasa este dependentă de lumina soarelui. Cea mai semnificativă caracteristică a energiei solare este potențialul său de a fi unul dintre cei mai mari furnizori de energie durabilă din lume, fiind mai fiabil și are avantajul unei accesibilități simple, este gratuită, este disponibil în orice locație de pe glob și are o conversie directă în energie

electrică folosind panouri fotovoltaice (PV) sau în energie termică folosind panouri solar-termice [6].

1.1. Panourile fotovoltaice

Sistemele fotovoltaice (PV) constau din celule fotovoltaice care convertesc direct radiația solară în energie electrică. O celulă fotovoltaică este alcătuită din două straturi de semiconductor dopat de siliciu.

Atunci când fotonii din radiația solară cad pe semiconductorul de siliciu, aceștia sunt absorbiți generând electroni liberi. Doparea cu diferite metale/nemetale a semiconductorului de siliciu intensifică generarea de sarcini electrice. Structura unui panou fotovoltaic este prezentată în Fig. 1.

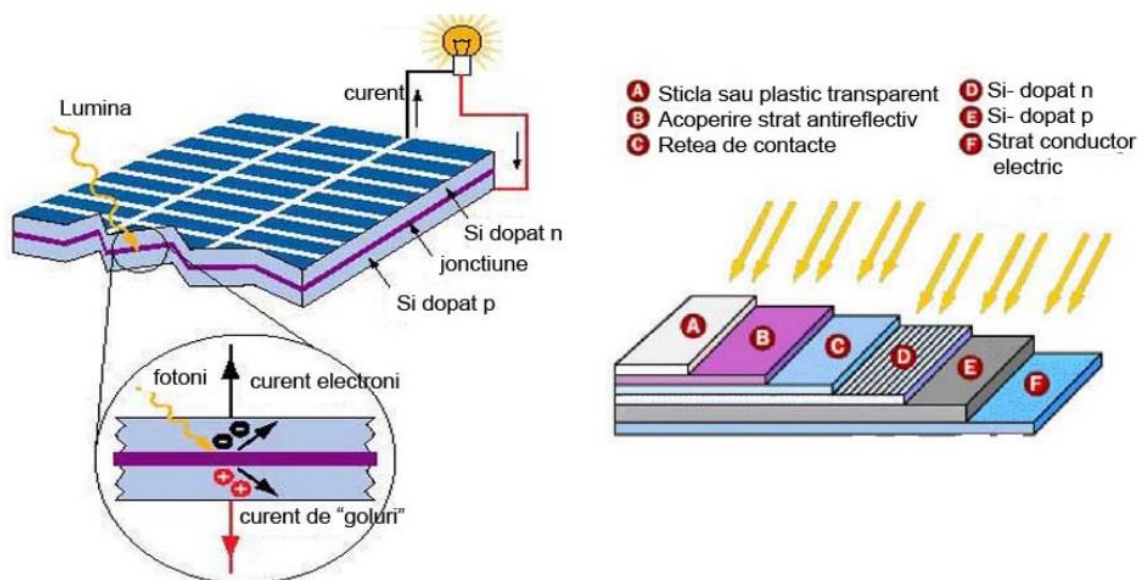


Figura 1. Structura panoului fotovoltaic

Cu toate acestea, radiația solară absorbită care nu este convertită în energie electrică crește temperatura celulei fotovoltaice, ducând la o reducere a eficienței conversiei fotovoltaice, evidențiată în Fig. 2. Prin urmare, răcirea panourilor fotovoltaice este necesară pentru a menține eficiența electrică la un nivel satisfăcător. și poate fi realizat, de exemplu, prin extracția căldurii cu ajutorul lichidelor, precum apa, sau a aerului [7].

Eficiența actuală a majorității celulelor fotovoltaice comerciale este de obicei de aproximativ 17-18% [8]. Celulele fotovoltaice complexe au devenit mai accesibile și pot atinge o eficiență maximă mai mare, eficiența teoretică maximă realizabilă într-o singură celulă de joncțiune p-n este de aproximativ 29,4% [9].

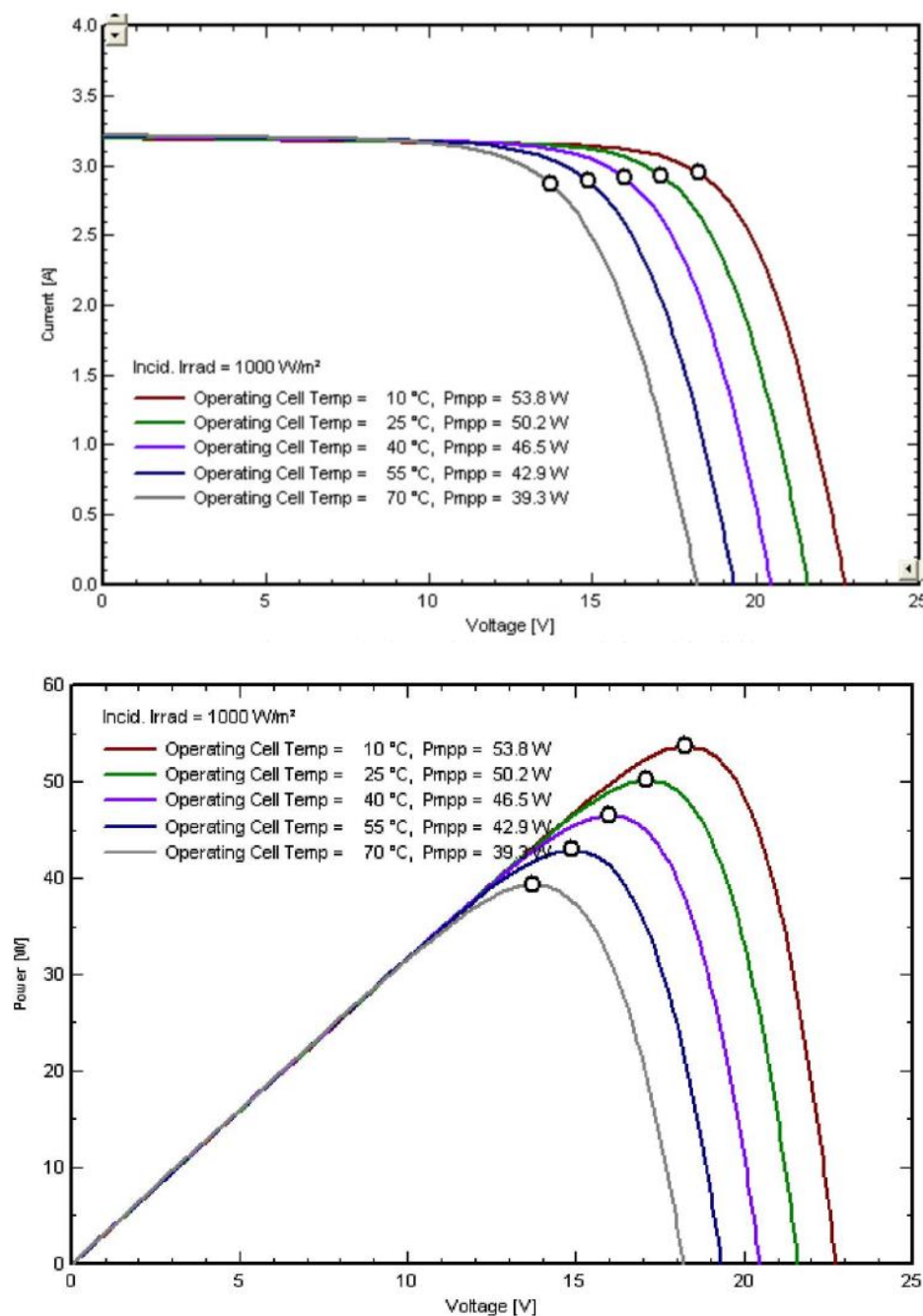


Figura 2. Variația eficienței celulei fotovoltaice în funcție de temperatura celulei

Temperatura de funcționare a celulelor fotovoltaice dintr-un panou fotovoltaic a fost studiată de mai mulți cercetători. În condiții normale, temperatura de funcționare a unei celule fotovoltaice este mai mare decât temperatura ambiantă. În analiza lor, cercetătorii au stabilit că temperatura celulelor fotovoltaice este dependentă de temperatura ambiantă și de radiația solară [10, 11].

În continuare vor fi prezentat modul de determinare a temperaturii celulelor fotovoltaice cât și temperatura celulelor fotovoltaice în cazul unui panou fotovoltaic- termic.

1.2. Temperatura de funcționare a celulelor fotovoltaice

Temperatura de funcționare a celulelor fotovoltaice montate pe un cadru înclinat în mod normal spre soarele de la amiază a fost măsurată în condiții de circuit deschis, fără sarcină atașată, în condiții de mediu terestru nominal (NTE), cu un flux solar global de 800 W/m^2 , viteza medie a vântului: 1 m/s , temperatura ambientală de 293.16 K (20°C) și cu aceste înregistrări a fost dezvoltată următoarea ecuație pentru calcularea temperaturii nominale de funcționare a celulei (NOCT):

$$\text{NOCT} = (T_c - T_a)_{\text{NTE}} + 20^\circ\text{C} \quad (1)$$

T_c = temperatura celulei fotovoltaice ($^\circ\text{C}$)

T_a = temperatura ambientală ($^\circ\text{C}$)

Energia transferată prin convecție are următoarea expresie:

$$Q_c = h \times A \times (T_c - T_a) \quad (2)$$

O expresie bine cunoscută pentru temperatura de funcționare a celulei fotovoltaice ce ia în calcul temperatura nominală de funcționare este [12]:

$$T_c = T_a + \left(\frac{G_T}{G_{\text{NOCT}}} \right) \left(\frac{U_{L,\text{NOCT}}}{U_L} \right) (T_{\text{NOCT}} - T_{a,\text{NOCT}}) \quad ((3)$$

G_T = fluxul de radiație solară pe planul panoului la temperatura celulei (W/m^2)

G_{NOCT} = fluxul de radiație solară la temperatura nominală de funcționare a celulei (W/m^2)

U_L = coeficientul global de pierdere termică la temperatura celulei ($\text{W/m}^2\text{K}$)

$U_{L,\text{NOCT}}$ = coeficientul global de pierdere termică la temperatura nominală de funcționare a celulei ($\text{W/m}^2\text{K}$)

T_{NOCT} = temperatura nominală de funcționare a celulei ($^\circ\text{C}$)

$T_{a,\text{NOCT}}$ = temperatura ambientală la temperatura nominală de funcționare a celulei ($^\circ\text{C}$)

Ecuația (2) poate fi simplificată prin eliminarea coeficienților de pierdere termică rezultând:

$$T_c = T_a + \left(\frac{G_T}{G_{\text{NOCT}}} \right) (T_{\text{NOCT}} - T_{a,\text{NOCT}}) \quad (4)$$

Temperatura de funcționare a celulelor fotovoltaice în cazul unui panou fotovoltaic-termic

Includerea unui sistem de răcire este benefică datorită caracteristicilor variabile ale celulei fotovoltaice la temperaturi de funcționare mai ridicate, rezultând diverse ineficiențe de performanță ale sistemului fotovoltaic.

În această secțiune, este evaluat transferul de căldură între un fluidul de răcire, apa de mare în cazul acestui studiu și celulele fotovoltaice.

Un sistem de răcire integrat oferă o tehnică importantă pentru menținerea modulelor fotovoltaice la temperaturi de funcționare mai scăzute, astfel încât energia termică recuperată să poată fi utilizată pentru a spori eficiența modulului fotovoltaic. De asemenea, puterea de energie electrică este îmbunătățită pentru a crește eficiența modulului. Lichidul de răcire este apă de mare de la intrarea modulului fotovoltaic, condusă printr-o pompă, cu temperatura la 20 °C. Această convecție forțată este adăugată prin partea laterală a modulului PV pentru a extrage căldura. Căldura transferată de la radiația solară în interiorul modulului fotovoltaic este aceeași cu cea fără lichid de răcire [12].

Energia transferată prin convecție și energia transferată prin radiație sunt definite ca [10]:

$$Q_c = h_c \times A \times (T_c - T_a) \quad (5)$$

$$Q_r = \varepsilon \times \sigma \times A \times (T_c^4 - T_a^4) \quad (6)$$

ε = Emisivitatea suprafeței modulului PVT = 0.9

σ = Constanta Stefan-Boltzmann = 5.67×10^{-8} (W/m²K⁴)

A = suprafața modulului fotovoltaic (m²)

Transferul de căldură prin convecție (h_c) a lichidului de răcire este dat în funcție de numărul Nusselt ($Nu = 4.36$):

$$h_c = \frac{Nu \times k}{D} \quad (7)$$

k = conductivitatea termică a apei = 0.58 (W/m K)

D = diametrul conductei de răcire cu apă (m)

Energia electrică (E_c) este calculată folosind energia radiației solare (Φ) și eficiența electrică de referință a panoului (η_{ref}) dată de producător cu următoarea formulă:

$$E_c = \Phi \times \eta_{ref} \quad (8)$$

Temperatura reală a celulei fotovoltaice în orice moment poate fi exprimată prin simpla aplicare a ecuației echilibrului energetic:

$$T_c = \frac{\Delta t}{\rho V C_p} (\alpha \Phi - Q_c - Q_r - E_c) \quad (9)$$

ρ = densitatea celulelor fotovoltaice din siliciu policristalin (kg/m^3)

V = volumul modulului (m^3)

C_p = căldură specifică medie a modulului (J/kg K)

α = absorbabilitatea = 0.9

Conform literaturii, o creștere de 1°C a temperaturii celulare a unității fotovoltaice din siliciu policristalin, monocristalin și amorf va scădea eficiența electrică cu aproape 0,45%, 0,45% și respectiv 0,25% [13, 14]

Când modulul este încălzit, decalajul de bandă al celulei fotovoltaice va scădea, rezultând o reducere semnificativă a tensiunii circuitului deschis. Tensiunea în circuit deschis este unul dintre cei mai influențați parametri electrici care afectează eficiența electrică. Astfel, prin ajustarea temperaturii de funcționare a modulului PV cu sistemul de răcire, eficiența electrică a modulului poate fi îmbunătățită. Cu alte cuvinte, scăderea pierderii de energie termică are ca rezultat o eficiență sporită în sistemul fotovoltaic.

Efectul pronunțat pe care temperatura de funcționare PV îl are asupra eficienței electrice a celulei fotovoltaice (η_c) este bine documentat [10].

$$\eta_c = \eta_{ref} - [\beta_{ref} \times \eta_{ref} \times (T_c - T_{ref})] \quad (10)$$

β_{ref} = coeficientul radiației solare

T_{ref} = temperatura de referință a celulei ($^\circ\text{C}$)

Valorile T_{ref} și β_{ref} sunt furnizate în mod normal de producătorul modulului.

Lichidul de răcire care circulă are ca rezultat o temperatură de funcționare mai mică a modului PV și o rată de producție a energiei electrice mai mare. Relația de bază pentru puterea obținută este următoarea:

$$P = G_T \times I_{pv} \times \eta_c \quad (11)$$

I_{pv} = transmitanța celulei fotovoltaice

O strategie eficientă pentru îmbunătățirea eficienței electrice a unui panou fotovoltaice este prin atașarea unui sistem de recuperare a căldurii la unitatea fotovoltaică, deoarece prin absorbția căldurii excesive scade temperatura suprafeței celulei. Acest sistem hibrid este denumit sistem fotovoltaic- termic (PVT). Sistemul fotovoltaic- termic, ca sistem de cogenerare, transformă fotonii atât în energie termică, cât și în energie electrică. Generarea simultană de energie termică și energie de înaltă calitate (electrică). PVT pot fi utilizate pentru case, în instalații de aer condiționat și alte aplicații domestice cum ar fi încălzirea și producerea de apă caldă [15].

Tipul de fluid de răcire joacă un rol fundamental în performanța PVT-urilor. Aerul, apa pură și agenții frigorifici sunt cele mai frecvente fluide de răcire care sunt utilizate în PVT [16].

1.3.PVT răcite cu aer

În primele etape ale dezvoltării PVT, pentru a elimina excesul de căldură acumulată în modulele PV, aerul a fost utilizat pe scară largă ca fluid de transfer de căldură cu ajutorul unui colector termic (sau canal), ventilator (sau suflantă) și unitatea de control a debitului. PVT-urile sunt simple de proiectat, ieftine de fabricat și rentabile de operat. Prin urmare, multe cercetări din literatură, fie experimentale, fie numerice, au investigat PVT răcite cu aer în termeni de evaluări ale energiei și exergiei. Deși unele cercetări importante privind PVT-urile răcite cu aer sunt revizuite pe scurt în această secțiune [17].

Într-unul dintre primele studii, s-a evaluat analitic PVT răcite cu aer conectate în serie N. În studiul lor, au fost investigate două modele diferite de colectori. În primul proiect, colectorul de aer a fost acoperit cu o unitate fotovoltaică și fluxul de aer deasupra absorbantului. În al doilea design, colectorul de aer a fost acoperit cu o unitate fotovoltaică și fluxul de aer sub absorbant. Au descoperit că atât primul cât și al doilea model au fost eficiente atât în cazul vitezei de curgere a aerului mai mare cât și pentru viteze mai mici [18].

În alt studiu s-a examinat comportamentul electric și termic al unui PVT răcit cu aer și s-a comparat performanța electrică a PVT propus cu cea a unui modul PV individual. Conform

acestui studiu, prin creșterea debitului de aer de la 0 la $0,1 \text{ kg/s m}^2$, eficiența energetică a PVT crește de la 10,8 la 12,1%. În plus, eficiența termică a PVT la debitul de aer de $0,1 \text{ kg /s.m}^2$ a fost de aproximativ 55% [19].

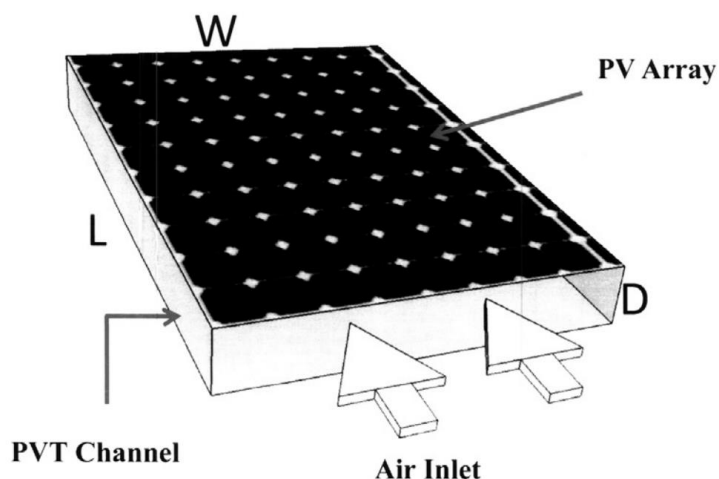


Figura 3. Structura panoului fotovoltaic - termic răcit cu aer [20]

În cazul PVT răcite cu aer, viteza fluxului de aer trebuie să fie semnificativ ridicată pentru a putea absorbi căldura modulelor PV în mod corespunzător. Astfel, acest tip de sistem consumă o cantitate mare de energie electrică pentru circulația fluxului de aer în canalele implementate. În plus, temperatura aerului este variabilă în timpul zilei și, în general, temperatura aerului are valoarea maximă la amiază, exact atunci când sistemul trebuie răcit sever. Ca rezultat, performanța PVT răcite cu aer este variabilă în timpul zilei, iar capacitatea de absorbție a căldurii aerului este la minimum în orele fierbinți ale zilei. Pentru a face față acestor probleme și a crește gestionarea termică a unității fotovoltaice, sunt utilizate PVT răcite cu lichid. În cele ce urmează, performanța PVTS răcite cu lichid în diferite studii este raportată, explicată și analizată.

1.4.PVT răcite cu lichid

Deși aerul este ieftin și accesibil, scăderea eficienței energetice a PVTS datorită proprietăților termice scăzute ale aerului duce la înlocuirea aerului cu lichid care are proprietăți termice mai mari, cum ar fi apa pură, etilen glicol (EG) și așa mai departe. Experimental și teoretic, efectul diferiților parametri de funcționare, cum ar fi debitul masic a fluidului de transfer de căldură, viteza vântului și intensitatea radiației solare asupra eficienței unui PVT răcite cu lichid a fost analizat [21].

Structura unui PVT răcit cu lichid este prezentată în Fig.4

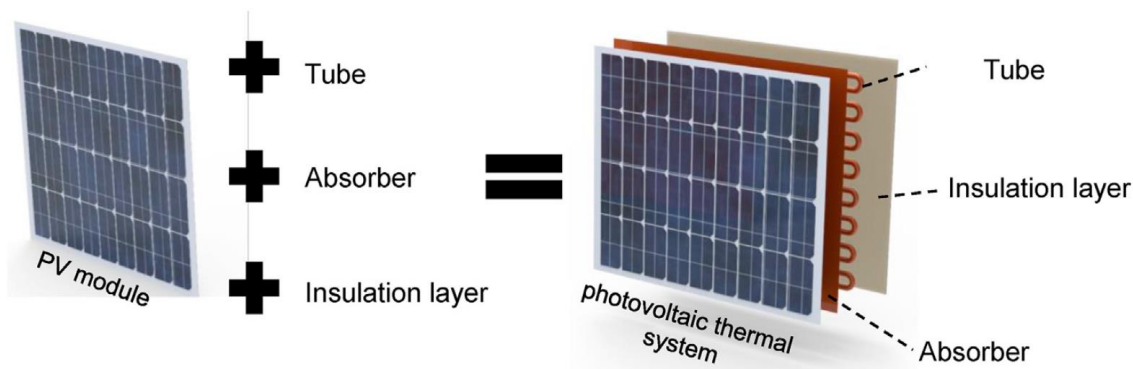


Figura 4. Structura panoului fotovoltaic - termic racit cu lichid [16]

Prin studii s-a aratat că creșterea vitezei vântului și a debitul masic a fluidului de transfer de căldură duce la o scădere a eficienței exergice; cu toate acestea, creșterea intensității radiației solare a sporit eficiența exergiei. Au fost studiate efectele modului de conectare, numărul de PVT într-o conexiune și debitul de apă asupra schimbării temperaturii și a producției de energie. S-a ajuns la concluzia că, în modul de conectare în serie a PVT, prin creșterea debitului masic a fluidului, producția zilnică a PVT scade. Mai mult prin studiu au fost obținute modul de conectare optim al panourilor ($N = 2$) și debitul masic optim de ($0,035 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$) [22].

Într-un alt studiu a fost analizat efectul implementării unei plăci de răcire din aluminiu cu canale drepte și elicoidale asupra eficienței electrice și a eficienței termice a PVT răcit cu lichid. Eficiența electrică a PVT cu canalul drept și elicoidal a fost cu 31,1 și 38,4% mai mare decât cea a unei unități fara răcite [23].

Pe baza studiilor menționate mai sus, utilizarea fluidelor de transfer de căldură precum apa și etilen glicolul poate îmbunătăți în mod remarcabil performanțele electrice și termice ale PVT.

2. METODOLOGIA CERCETĂRII

Cercetarea abordează multiple simulări numerice efectuate cu ajutorul simulărilor numerice de tip CFD realizate în programul Autodesk CFD ca mijloc de studiere a distribuției termice a ambelor sisteme pe parcursul funcționării panourilor fotovoltaice, pentru a demonstra viabilitatea sistemului în îmbunătățirea performanței energetice și sporirea producției de energie electrică a panourilor fotovoltaice.

Pentru acest studiu au fost concepute două modele în software-ul Autodesk Inventor, un model clasic de panou fotovoltaic și un model cu un panou fotovoltaic răcit prin intermediul unei plăci metalice perforate prin care circulă apă ca agent de răcire.

Panoul fotovoltaic este format din 60 de celule fotovoltaice de $156 \times 156 \text{ mm}$ cu o grosime de 5 mm făcute din siliciu monocristalin. Aceste celule se află între 2 straturi de sticlă. Eficiența celulelor fotovoltaice este 17.20% la temperatura normală de funcționare de, $T_{\text{NOCT}} = 46.9 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Scăderea eficienței celulelor fotovoltaice este de $0.467 \text{ } \%/^{\circ}\text{C}$

Celulele fotovoltaice sunt răcite prin intermediul unei plăci metalice în interiorul căreia se află orificii prin care circulă agentul de răcire (apă rece).

Apa intră în placa metalică printr-o conductă de diametru 20 mm , preluând căldura de la celulele fotovoltaice.

Pentru a putea face o comparație cât mai concludentă am analizat cazurile în care debitul agentului este 6 l/min , unul mai scăzut, 1 l/min și mai ridicat, 10 l/min .

În prima fază a fost necesară modelarea fiecărei piese individuale în programul **Autodesk Inventor Professional 2021**.

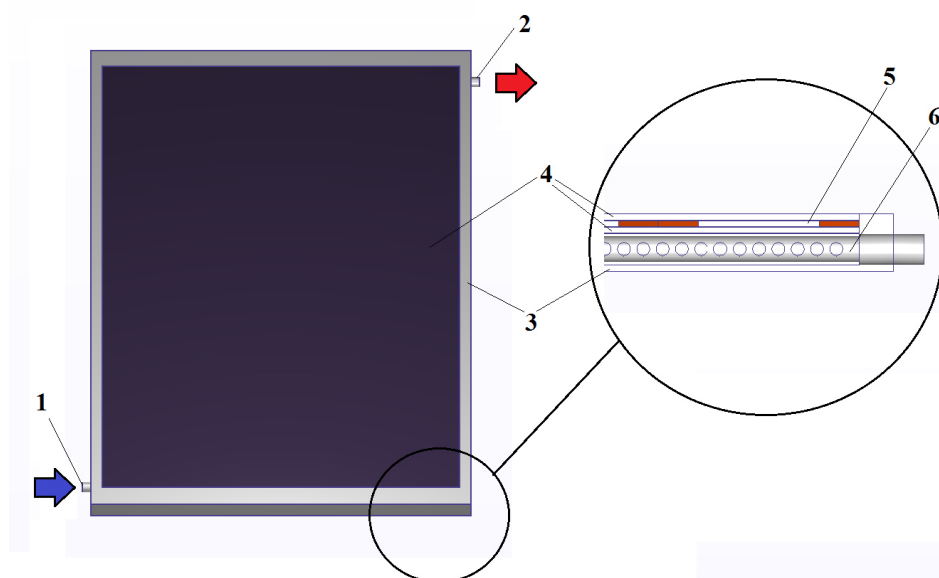


Figura 5. Alcătuirea panoului fotovoltaic răcit

Panoul, prezentat în Fig 5, este format din următoarele elemente:

1. Intrare agent de răcire, apă, $D=20 \text{ mm}$
2. Ieșire agent de răcire, apă, $D=20 \text{ mm}$
3. Carcasă oțel, $L=1677 \text{ mm}$, $l=990 \text{ mm}$, $h=45 \text{ mm}$
4. Strat de sticlă, $L=1560 \text{ mm}$, $l=936 \text{ mm}$, $h=5 \text{ mm}$
5. Celule fotovoltaice, $L=156 \text{ mm}$, $l=156 \text{ mm}$, $h=5 \text{ mm}$

6. Placă metalică recuperatoare de căldură, $L=1560$ mm, $l=936$ mm, $h=25$ mm

A doua etapă constă în atribuirea parametrilor de simulare.

Deoarece panourile fotovoltaice se află sub influența radiației solare, acestea se pot încălzi foarte mult, temperatura de 65°C a fost impusă pentru temperatura celulelor solare ca și condiție inițială în timpul funcționării.

Ulterior a fost impus debitul de intrare al apei în placa recuperatoare de căldură pentru fiecare din cazurile studiate, 6 l/min, 1 l/min și 10 l/min și temperatura apei de 10°C .

În urma rulării simulării numerice pentru debitul de 1 l/min media temperaturilor de operare ale celulelor fotovoltaice a fost 56.45°C și temperatura apei la ieșirea din panou a rezultat 54.86°C Fig.6.

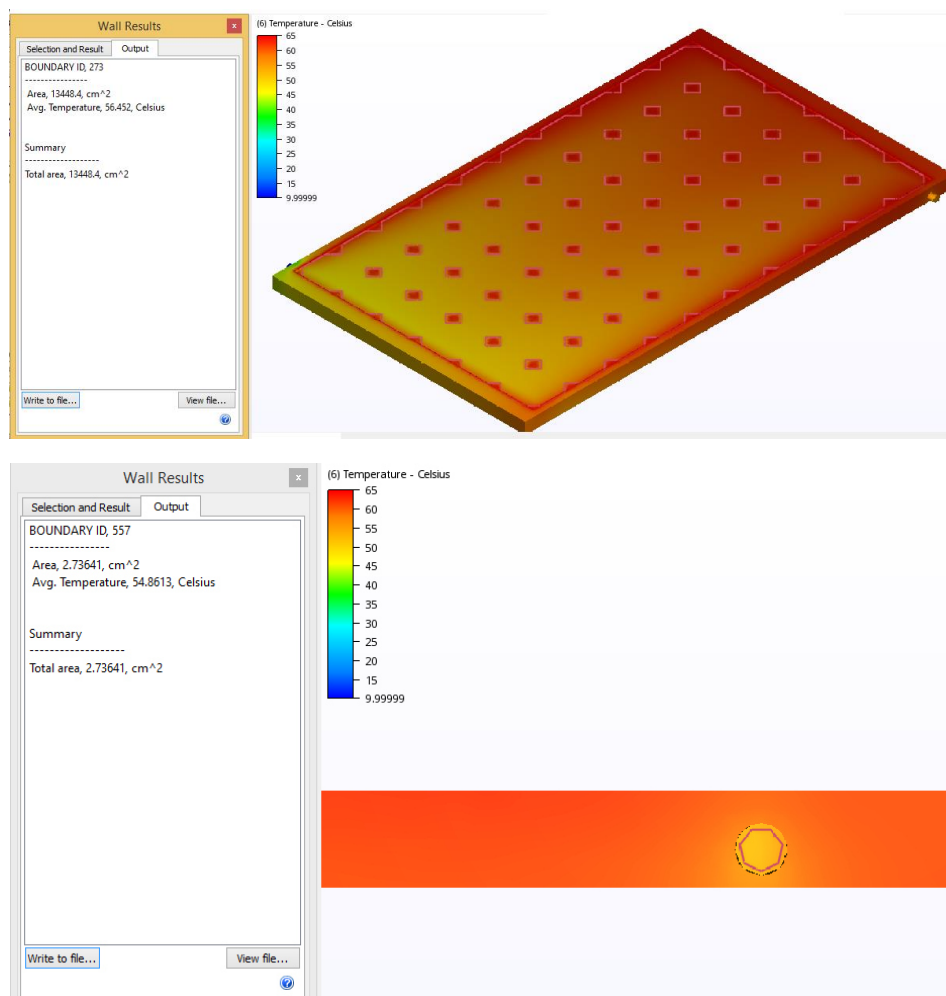


Figura 6. Temperatura celulelor panoului răcit cu apă la debitul $v= 1$ l/min

În urma rulării simulării numerice pentru debitul de 1 l/min media temperaturilor de operare ale celulelor fotovoltaice a fost 49.19 °C si temperatura apei la ieșirea din panou a rezultat 25.16 °C Fig.7.

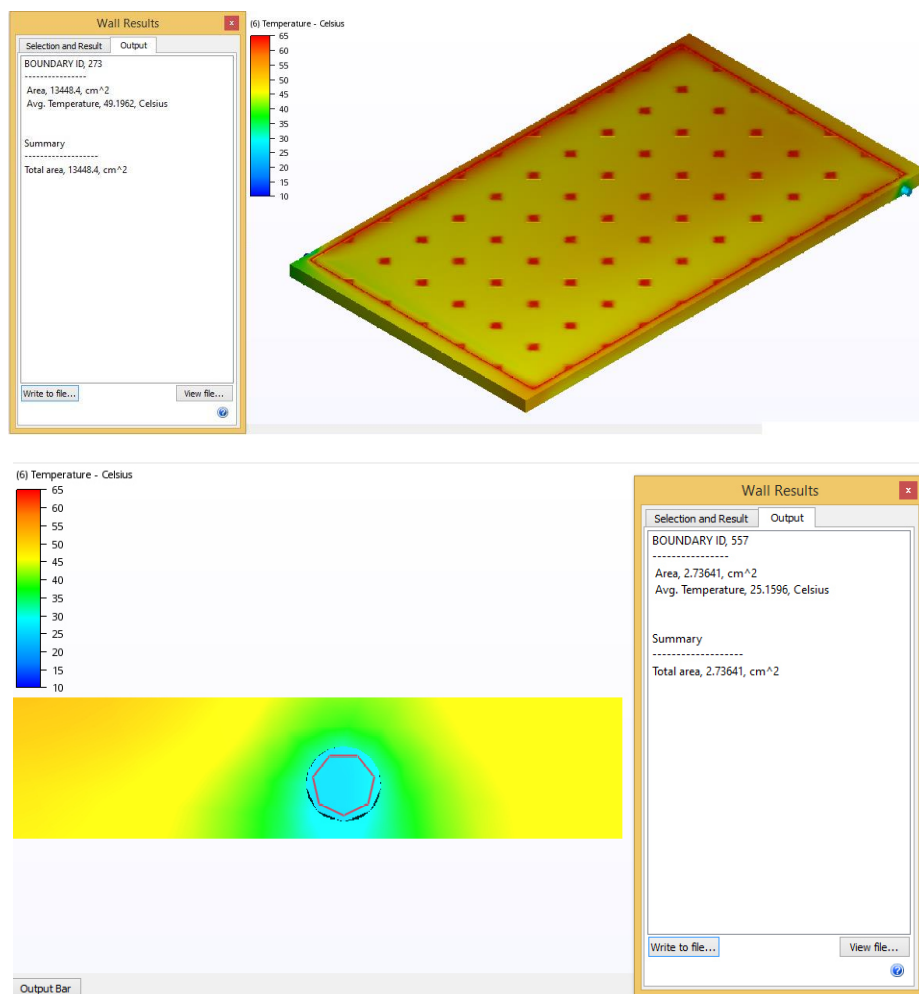


Figura 7. Temperatura celulelor panoului răcit cu apă la debitul $v = 6$ l/min

În urma rulării simulării numerice pentru debitul de 1 l/min media temperaturilor de operare ale celulelor fotovoltaice a fost 48.15 °C si temperatura apei la ieșirea din panou a rezultat 19.93 °C Fig.8.

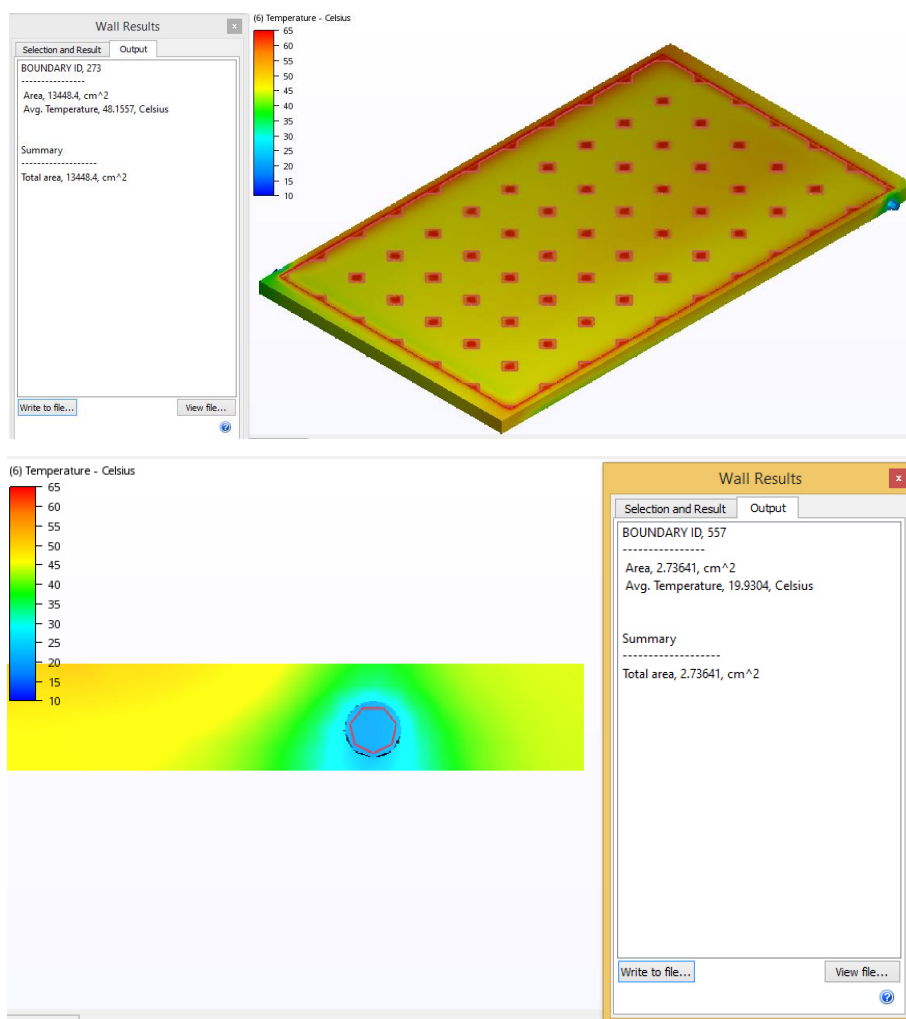


Figura 8. Temperatura celulelor panoului răcit cu apă la debitul $v = 10$ l/min

În ceea ce privește eficiența panoului fotovoltaic, în cazul funcționării fără sistem de răcire eficiența celulelor este de 15.74, iar în cazul panoului răcit cu apă la debitul $v = 10$ l/min, eficiența celulelor este de 17.1. după cum se poate observă în Fig.9.

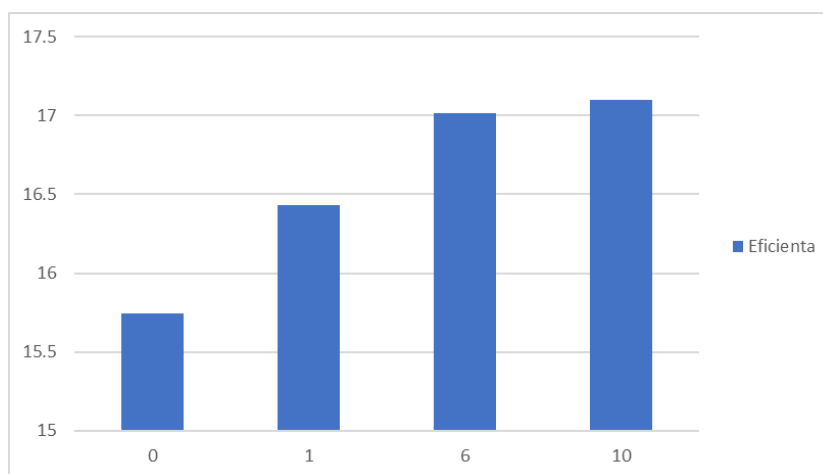


Figura 9. Eficiența celulelor panoului fotovoltaic

3. CONCLUZII

Sistemele hibride generează nu numai o cantitate considerabilă de energie electrică, ci furnizează și energie termică. Energia termică produsă de PVT poate susține nevoile clădirii și poate limita consumul de gaz în sistemul de încălzire.

Acest studiu își propune conceperea unui sistem de fotovoltaic hibrid prin răcirea unui panou fotovoltaic utilizând apa ca agent de răcire.

Prin răcirea unui panou fotovoltaic utilizând apă ca agent de răcire, sporind astfel eficiența celulelor fotovoltaice de la 15.74 în cazul panoului nerăcit până la 17.1 în cazul panoului răcit cu apă la debitul $v = 10$ l/min, obținând în același timp și apă caldă cu temperaturi cuprinse între 19.93 și 54.86 °C, care poate fi utilizată direct sau poate fi utilizată drept sursă primară preîncălzită pentru producerea de apă caldă de consum sau agent de încălzire, obținând astfel o reducere suplimentară a costurilor prin reducerea consumului de combustibil.

STUDY ON IMPROVING THE ENERGY EFFICIENCY OF A PHOTOVOLTAIC PANEL

Abstract

Hybrid systems not only generate a considerable amount of electricity, but also provide heat. The thermal energy produced by PVT systems can support the needs of the building and can limit the gas consumption in the heating system.

This study aims to design a hybrid photovoltaic system by cooling a photovoltaic panel using water as a coolant, thus increasing the efficiency of photovoltaic cells and at the same time obtaining hot water that can either be used directly or can be used as a preheated primary source for the production of hot drinking water or heating agent, thus obtaining a successive reduction of costs by reducing fuel consumption.

Bibliografie

- [1] „IEA (2020), Global Energy Review 2020,” IEA, Paris, [Interactiv]. Available: <https://www.iea.org/reports/global-energy-review-2020>.
- [2] E. Akalpler și M. E. Shingil, „Statistical reasoning the link between energy demand, CO2 emissions and growth: Evidence from China,” *Procedia Computer Science*, vol. 120, p. 182–188, 2017.
- [3] P. Fotis, S. Karkalakos și D. Asteriou, „The relationship between energy demand and real GDP growth rate: The role of price asymmetries and spatial externalities within 34 countries across the globe,” *Energy Economics*, vol. 66, pp. 69-84, 2017.
- [4] X. Cao, X. Dai și J. Liu, „Building energy-consumption status worldwide and the state-of-the-art technologies for zero-energy buildings during the past decade,” *Energy and Buildings*, vol. 128, p. 198–213, 2016.
- [5] F. P. Cambeiro, J. Armesto, G. Bastos, J. I. P. López și F. P. Barbeito, „Economic appraisal of energy efficiency renovations in tertiary buildings,” *Sustainable Cities and Society*, vol. 47, p. 101503, 2019.
- [6] H. Kopnina, „Energy Policy in the European Union: Renewable Energy and the Risks of Subversion,” în *Governance and Security Issues of the European Union*, M.C. Asser Press, The Hague, 2016, pp. 167-184.
- [7] V. J. Fesharaki, M. Dehghani și J. J. Fesharaki, „The Effect of Temperature on Photovoltaic Cell Efficiency,” în *Proceedings of the 1st International Conference on Emerging Trends in Energy Conservation - ETEC*, Tehran, 2011.
- [8] M. F. Abdullah, M. A. Alghoul, H. Naser, N. Asim, S. Ahmadi, B. Yatim și K. Sopian, „Research and development efforts on texturization to reduce the optical losses at front surface of silicon solar cell,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 66, pp. 380-398, 2016.
- [9] A. Richter, M. Hermle și W. Glunz, „Reassessment of the Limiting Efficiency for Crystalline Silicon Solar Cells,” *IEEE Journal of Photovoltaics*, vol. 3, pp. 1184-1191, 2013.
- [10] E. Skoplaki și J. A. Palyvos, „On the temperature dependence of photovoltaic module electrical performance: A review of efficiency/power correlations,” *Solar Energy*, vol. 83, nr. 5, pp. 614-624, 2009.
- [11] E. Skoplaki și J. A. Palyvos, „Operating temperature of photovoltaic modules: A survey of pertinent correlations,” *Renewable Energy*, vol. 34, nr. 1, pp. 23-29, 2009.
- [12] A. A. Tarabsheh, I. Etier, H. Fath, A. Ghazal, Y. Morci, M. Asad și A. E. Haj, „Performance of photovoltaic cells in photovoltaic thermal (PVT) modules,” *IET Renewable Power Generation*, vol. 10, nr. 7, pp. 1017-1023, 2016.
- [13] A. I. A. AL-Musawi, A. Taheri, A. Farzanehnia, M. Sardarabadi și M. Passandideh-Fard, „Numerical study of the effects of nanofluids and phase-change materials in photovoltaic thermal (PVT) systems,” *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, vol. 137, p. pages623–636, 2019.

- [14] S. A. Kalogirou și Y. Tripanagnostopoulos, „Hybrid PV/T solar systems for domestic hot water and electricity production,” *Energy Conversion and Management*, vol. 47, nr. 18-19, pp. 3368-3382, 2006.
- [15] L. Sahota și G. N. Tiwari, „Review on series connected photovoltaic thermal (PVT) systems: Analytical and experimental studies,” *Solar Energy*, vol. 150, pp. 96-127, 2017.
- [16] A. Salari, A. Taheri, A. Farzanehnia, M. Passandideh-fard și M. Sardarabadi, „An updated review of the performance of nanofluid-based photovoltaic thermal systems from energy, exergy, economic, and environmental (4E) approaches,” *Journal of Cleaner Production*, p. 124318, 2020.
- [17] A. Fudholi, M. F. Musthafa, A. Ridwan, R. Yendra, Hartono, A. P. Desvina, M. K. B. M. Ali și K. Sopian, „Review of solar photovoltaic/thermal (PV/T) air collector,” *International Journal of Electrical and Computer Engineering*, vol. 9, pp. 126-133, 2019.
- [18] S. Dubey, S. C. Solanki și A. Tiwari, „Energy and exergy analysis of PV/T air collectors connected in series,” *Energy and Buildings*, vol. 41, nr. 8, pp. 863-870, 2009.
- [19] S. M. Bambrook și A. B. Sproul, „Maximising the energy output of a PVT air system,” *Solar Energy*, vol. 86, nr. 6, pp. 1857-1871, 2012.
- [20] M. Farshchiminfared, J. I. Bilbao și A. B. Sproul, „Channel depth, air mass flow rate and air distribution duct diameter optimization of photovoltaic thermal (PV/T) air collectors linked to residential buildings,” *Renewable Energy*, vol. 76, pp. 27-35, 2015.
- [21] J. Yazdanpanahi, F. Sarhaddi și M. M. Adeli, „Experimental investigation of exergy efficiency of a solar photovoltaic thermal (PVT) water collector based on exergy losses,” *Solar Energy*, vol. 118, pp. 197-208, 2015.
- [22] Y. Yuan, L. Ouyang, L. Sun, X. Cao, B. Xiang și X. Zhang, „Effect of connection mode and mass flux on the energy output of a PVT hot water system,” *Solar Energy*, vol. 158, pp. 285-294, 2017.
- [23] M. R. Salem, R. K. Ali și K. M. Elshazly, „Experimental investigation of the performance of a hybrid photovoltaic/thermal solar system using aluminium cooling plate with straight and helical channels,” *Solar Energy*, vol. 157, pp. 147-156, 2017.



INTERFAȚA GRAFICĂ PENTRU SIMULAREA SCHEMELOR DE COMANDĂ A ILUMINATULUI

**MARIUS ALEXA, SEBASTIAN-VALERIU HUDIȘTEANU, NELU-CRISTIAN
CHERECHES**

Universitatea Tehnică “Gheorghe Asachi” din Iași, Facultatea de Construcții și Instalații

Rezumat

Lumea în care trăim astăzi este o lume complexă, este un mediu complex; suntem obișnuiți să avem o viață complexă, susținută de tehnologie, instrumente automate și automatizări destinate a ne susține tot confortul. În toate domeniile modelarea și simularea au ca rol principal rezolvarea problemei cheltuielilor resurselor financiare, umane și de timp. În domeniile înalt tehnologizate, care implică operatori foarte bine pregătiți, abilitățile principale sunt formate și îmbunătățite prin multe ore de teorie, dar și practică pe simulatoare specifice. Simulatoarele virtuale și constructive joacă un rol primordial în procesul de formare al specialiștilor, iar aceștia nu pot opera în realitate până când nu trec printr-un program de instruire pe un simulator specific. Domeniul instalațiilor în construcții a început să fie, datorită tehnologiilor și implicațiilor asupra societății, unul din acele domenii înalt tehnologizate, iar formarea corectă a specialiștilor se poate realiza doar cu ajutorul “jocurilor serioase”.

1. INTRODUCERE

Gândirea sistemică este o disciplină complexă, de multe ori este văzută ca o simplă colecție de instrumente și metode dar ea în sine este chiar o filosofie. Atunci când experimentezi încă dintr-un rol de începător gândirea sistemică vei fi atras de instrumentele practice precum diagramele și simulatoarele, sperând că acestea te vor ajuta să-ți depășești anumite probleme din organizația / echipa în care activezi.

Gândirea sistemică pleacă însă de la înțelegerea naturii circulare a lumii în care trăim, iar pentru un astfel de insight te ajută o perspectivă cât mai diversă – explorarea lumii prin filtrul mai multor culturi / țări / industrii / organizații.

Această etapă te va ajuta să conștientizezi rolul structurilor în crearea condițiilor cu care ne confruntăm: o recunoaștere a faptului că există legături și legi puternice ale sistemelor pe care nu le cunoaștem și mai ales o **realizare a faptului că există consecințe atât asupra noastră, cât și consecințe directe ale acțiunilor noastre pe care le ignorăm, neavând imaginea de ansamblu**

Inițial gândirea sistemică s-a orientat spre explorarea sistemelor stabile – homeostabile – având ca principal instrument modelul sistemului în „echilibru mecanic”, stabilitatea căruia este menținută prin opoziția manifestată față de orice schimbări percepute ca abateri accidentale de la programul de funcționare stabilit. Se convenea că procesele care decurg în interiorul unui sistem nu necesită explicații, ci interpretări complete, în funcție de cauză și efect, prezentând relațiile dintre părți într-o manieră holistică, ca pe un întreg. Măsurările, observările și experiența sunt organizate astfel încât să poată surprinde ce intrări și ce anume ieșiri produc. Acest mod de raportare la realitate permite reducerea proceselor complexe la „simple procese de reglare” (Blum, 1994, p. 70). Pentru analiza funcționării sistemului se folosește conceptul de „cutie neagră” (black box) cu ajutorul căruia sistemul studiat este descris ca un ansamblu unitar și nediferențiat structural, făcându-se abstracție de procesele sale interne.

Ulterior abordarea sistemică a dezvoltat, pe baza studiului „buclelor de reacție” sau a conexiunilor inverse (feedback), modele homeostatice caracterizate prin existența unor circuite informaționale care au ca punct de plecare anumite intrări (input-uri) pentru un proces care modifică starea inițială a sistemului într-o singură direcție sau spre o singură ieșire. În aceste modele managementul apare ca reglare pe bază de feedback a proceselor, prin alocarea resurselor disponibile în contextul menținerii sub control a tuturor secvențelor de funcționare necesare pentru obținerea rezultatelor proiectate în structura praxiologică a obiectivului sistemului. În această familie de modele, decizia managerială este definită ca exercitarea controlului asupra dinamicii întregului sistem. Limitele acestor modele rezultă din incapacitatea de a oferi explicații privind schimbările calitative din sistem, respectiv trecerea elementelor și a întregului sistem de la o anumită structură funcțională (ordine) la alta. Caracterul static al acestor modele se datorează accentului pus pe conexiunea inversă negativă, care asigură stabilitatea sistemului, realizând în acest scop reglarea elementelor și funcțiilor.

Educația și învățarea, cei doi piloni de bază care contribuie la desăvârșirea omului ca “om”, sunt definiți și de markerii evoluției care ne arată cum educația s-a transformat și a trecut prin trei etape: paradigma magico mitică, paradigma deterministă științifică, acum aflându-ne în paradigma schimbării sistemice.

Leadershipul ajustat realității prezente tratează o problemă astfel: cum poți să automatizezi problema cu ajutorul tehnologiei, iar apoi cum poți să organizezi și programezi resursele umane, în acest timp studiind efectul problemei într-un cadru controlat. Pentru educație acesta este un pas foarte mare deoarece se apropie de modul în care studiem și gestionăm o afacere. Este o tranziție de la elementele de bază ale epocii industriale (construcții, resurse umane, stabilire de obiective, gestionarea problemelor) către un model mult mai sustenabil și care în sine se ajustează conform condițiilor din exterior.

Exercițiul de gândire sistemică pe care ți-l propunem este următorul: ia următoarea decizie din viața ta profesională nu înainte de a-ți face o listă cu toate elementele din viața ta

care pot fi influențate de această decizie – și imaginează-ți și cum va fi. Practică empatia și încearcă să descoperi consecințele asupra tuturor oamenilor / departamentelor / organizației / mediului înconjurător / societății înainte de a lua decizia.

Sintetizând constatările noastre după analizarea pieței simulărilor și jocurilor serioase pentru decidenți, apreciem că există două trenduri importante:

1. Centrarea pe obiectivul de a reda cât mai fidel realitatea simulată;
2. Utilizarea unor simulări folosind teoria jocurilor sau alte instrumente matematice pentru evaluarea unor scenarii și “deghizarea” acestora sub o interfață grafică. Dacă în primul caz, grafica ocupă o mare parte din timpul și bugetul jocului, conținutul de transmis fiind unul extrem de simplu, în cea de-a doua situație, scenariul este mai complex, însă grafica este de cele mai multe ori plictisitoare, iar interfața jocului complicată.

2. CONSIDERENTE TEORETICE

În literatura de specialitate simulările sunt împărțite astfel:

1. **Simularea reală (live simulation)** – oameni reali operează sisteme reale în condiții reale;

Un exemplu ar fi efectuarea diferitelor lucrări de laborator, într-un mediu 100% controlat, sub supravegherea unui cadru didactic.

Prin această metodă are loc o sedimentare a cunoștințelor, o fixare logică a acestora și, mai mult decât atât, se creează anumite conexiuni între cunoștințele teoretice, deprinderile practice și procedurile / algoritmii necesari îndeplinirii task-urilor.

2. **Simularea virtuală (virtual simulation)** – oameni reali operează sisteme virtuale în condiții virtuale, dar condițiile virtuale sunt programate (create) de către oameni reali;

Un exemplu îl reprezintă antrenarea piloților pe sistemele de simulare, în condiții meteo și de vizibilitate create artificial de către instructori (oameni reali).

Un alt exemplu, din tehnică de această dată, îl reprezintă modelarea unui sistem în Matlab, rularea acestuia și identificarea procedurii de funcționare a sistemului, comportarea acestuia pentru diferite date de intrare (INPUTS) și datele de ieșire (OUTPUTS); un astfel de simulare reprezintă unul din acele jocuri serioase care se încadrează în specificațiile unei simulări virtuale.

3. **Simularea constructivă (Constructive simulation)** – oameni virtuali operează sisteme virtuale, în condiții virtuale, dar scenariul este construit de către oameni reali și modul de comportare (behaviour - în literatura de specialitate) al oamenilor virtuali este stabilit de către oamenii reali;

Platforma de simulare DIALux reprezintă un astfel de sistem: după proiectarea inițială a sistemului de iluminat, verificarea acestuia – teoretică și construirea în DIALux, oamenii virtuali din clădirile virtuale reprezintă subiecții care vor fi analizați din punctul de vedere al nivelului de iluminare, intensitatea luminoasă etc.

Fără a exista riscul efectelor negative asupra oamenilor din viața reală, subiecții virtuali despre care am discutat mai sus vor fi supuși fenomenelor de orbire, iluminare excesivă sau un grad slab de iluminare etc.

După identificarea și verificarea soluției optime se poate trece, cu adevărat, la punerea în practică a sistemului de iluminat simulat.

4. **Simularea distribuită (distributed simulation)** – mediu sintetic conceput să asigure schimbul de date în timp real dintre diferite aplicații autonome de simulare;

În câmpul virtual se folosește un întreg “paletar” de sisteme de simulare, legate între ele și standardizate pe o platformă comună, astfel încât să vorbească un “limbaj comun”.

Cel mai bun exemplu îl constituie interconectarea celor două programe specifice domeniului instalații pentru construcții: DIALux și AllPlan.

După ce se construiește în AllPlan partea de structură, sistemele și subsistemele specifice unei clădiri funcționale, indiferent de destinația acesteia, pentru proiectarea și execuția unui sistem de iluminat optim se caută soluția cea mai performantă, din punct de vedere etnic și economic, cu ajutorul programului DIALux.

După identificarea soluției optime se trece la implementarea acesteia în AllPlan, ultima etapă constând în generarea planșelor.

Simularea pe mai multe niveluri este un model de federație, o conexiune între simulări constructive, virtuale și reale și că conexiunea se face cu standardul HLA (High Level Architecture). HLA este o parte esențială standard a unei simulări pe mai multe niveluri și este cheia pentru modele de genul asta. Din punct de vedere tehnic, este o procedură, un limbaj comun între diferite tipuri de simulări. Scopul simulatorului pe mai multe niveluri este de a oferi un feedback personalului.

Conceptul de The High Level Architecture (HLA)

În literatura de specialitate găsim teorii cu privire la ceea ce presupune arhitectura la nivel înalt; (HLA) se bazează pe specificarea unei arhitecturi tehnice comune destinate utilizării, în toate clasele de simulări, al unui mediu complex, interconectând diferite tipuri de simulatoare.

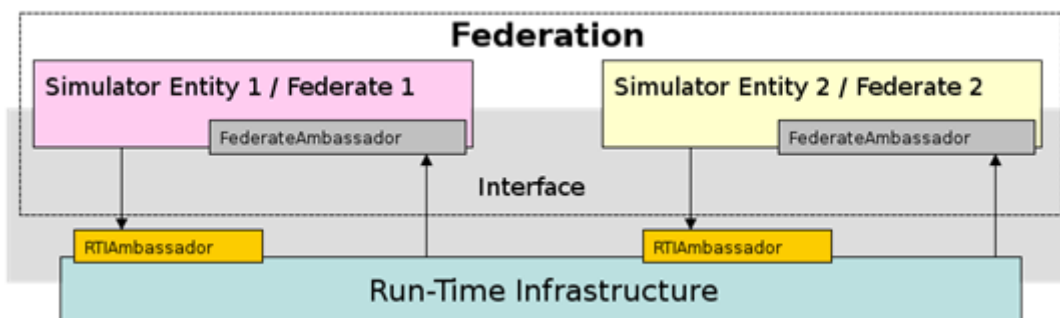


Figura 1. Conceptul de High Level Architecture (HLA)

Acesta oferă baza structurală pentru interoperabilitatea simulării. Definiția de referință a HLA include regulile HLA, specificația interfeței HLA și șablonul model de obiect HLA (OMM). Specificația interfeței HLA prevede o specificație a interfețelor funcționale dintre federalii HLA și infrastructura de execuție HLA. Modelul de obiect HLA (OMT) oferă un format comun de prezentare pentru modelele de simulare HLA și de obiecte de federație.

High Level Architecture (HLA) este o arhitectură software destinată creării de modele computaționale sau simulări din modele de componente. HLA a fost adoptat de Către Departamentul Apărării al Statelor Unite (DoD) pentru a fi utilizat de toate activitățile sale de modelare și simulare.

HLA este implementat în foarte multe aplicații civile. Inițial numele a fost adoptat de către DoD, în contextul unei varietăți de programe de simulare militare. HLA era considerat un model de limbaj de "nivel înalt", programe de simulare care rula în timp și generau date de ieșire (informații) modelate în timp.

Arhitectura la nivel înalt (HLA) este un standard care permite tuturor tipurilor de sisteme de simulare să lucreze împreună. Sistemele de simulări trebuie să lucreze împreună astfel încât să poată atinge un obiectiv global prin schimbul de servicii. Conform literaturii de specialitate, există cinci concepte importante privind HLA (Figura 2):

1. **Infrastructura Runtime (RTI)** este o parte a software-ului care furnizează serviciile HLA. Serviciul principal este de a trimite și de a primi dreptul de date la receptor. De asemenea, RTI este o componentă care furnizează infrastructura (cum ar fi o bandă automată) prin care federalii, într-o federație, pot face schimb de date.

2. **The Federate** este unitatea de bază a compoziției unei simulări bazate pe HLA. Un Federate este un sistem care interconectează un simulator la RTI. Fiecare federat poate modela orice număr de obiecte dintr-o simulare, poate încapsula o aplicație care participă la o simulare bazată pe HLA; de exemplu, se poate conecta un simulator de aeronave cu un simulator de apărare aeriană și un simulator radar și toate pot fi conectate cu un simulator constructiv.

3. Un federat HLA este descris de un **Simulation Object Model (SOM)**. SOM este un fișier bazat pe XML care descrie interfața unui federat în termeni de date pe care le generează ca ieșiri și a datelor pe care le solicită ca intrări.

4. **HLA Federation** este un set de federate care sunt utilizați pentru a construi o simulare și sunt toți federali împreună cu RTI, sunt utilizați pentru a construi o simulare și este descris de un FOM.

5. **Federation Object Model (FOM)** that they use.

Acesta este grupul de sisteme care interoperează și descrie modul în care federalii dintr-o federație sunt conectați între ei, conține o descriere a schimbului de date în federație și acest lucru poate fi văzut ca limba federației. Funcționarea efectivă a unei federații HLA se numește HLA Federation Execution.

6. **The Federation Execution** este o sesiune în care federația candidează. Dacă se rulează federația de mai multe ori, se vor obține mai multe execuții ale federației, așadar se vor obține mai multe seturi de rezultate, rezultate care vor putea fi interpretate sub formă statistică.

HLA definește două mecanisme pentru a permite federalaților să-și coordoneze activitățile:

- punctele de sincronizare permit seturilor de federații, din aceeași federație, să-și sincronizeze activitățile;
- interacțiunile permit federațiilor să efectueze acțiuni care au efect asupra altor federații din aceeași federație.

Ca orice fel de sisteme de simulări, federațiile sunt caracterizate prin interfețele lor (este necesar să se construiască un instrument care reprezintă legătura dintre instrumente - simulator și ținta principală de tren - operatorul). Structura acestor interfețe este, la rândul său, definită de standardul HLA. La cele de bază interfața definește datele "federate" cu nevoi de intrare și datele "federate" generate ca ieșire.

3. APLICAȚII PRACTICE

Simulatorul schemelor de comandă ale iluminatului a fost scris în .NET, Visual Studio C# și are implementate 6 aparate electrice, aparate studiate în cadrul orelor de laborator la disciplina Aparate electrice.

Fiecare buton de pe interfața grafică principală activează un form cu aparatul respectiv, după ce, în prealabil, a fost introdusă o parolă prestabilită în fereastra de TextBox.

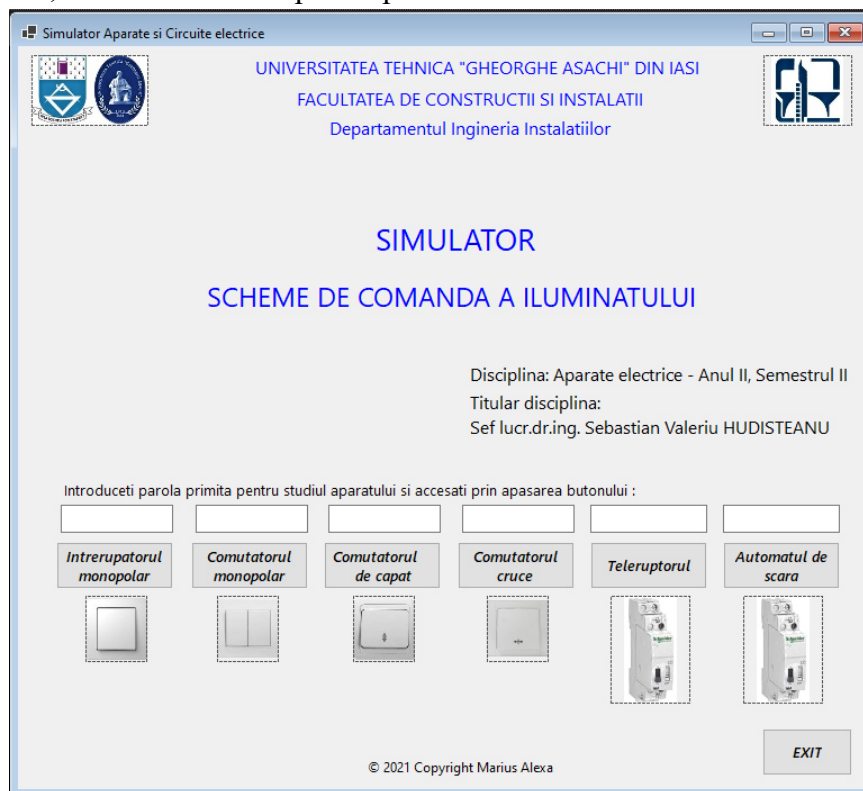


Figura 2. Interfața principală a simulatorului pentru comanda iluminatului

Pentru activarea elementelor grafice specifice schemelor de comandă a iluminatului (conductorii), este obligatoriu bifarea elementelor de tip CheckList: ConductorLinie, ConductorNeutru și ConductorProtectie.

Softul a fost astfel conceput încât, fără bifarea CheckList-urilor specificate mai sus, circuitul electric nu se închide (nu circulă curent electric prin conductori) și acționarea aparatului electric nu are nici un fel de efect (lămpile de iluminat nu se aprind).

În continuare vom prezenta, pe scurt, aparatele electrice implementate în soft și modul de funcționare al acestora.

1. Comanda iluminatului cu ajutorul întrerupătorului monopolar (IM)

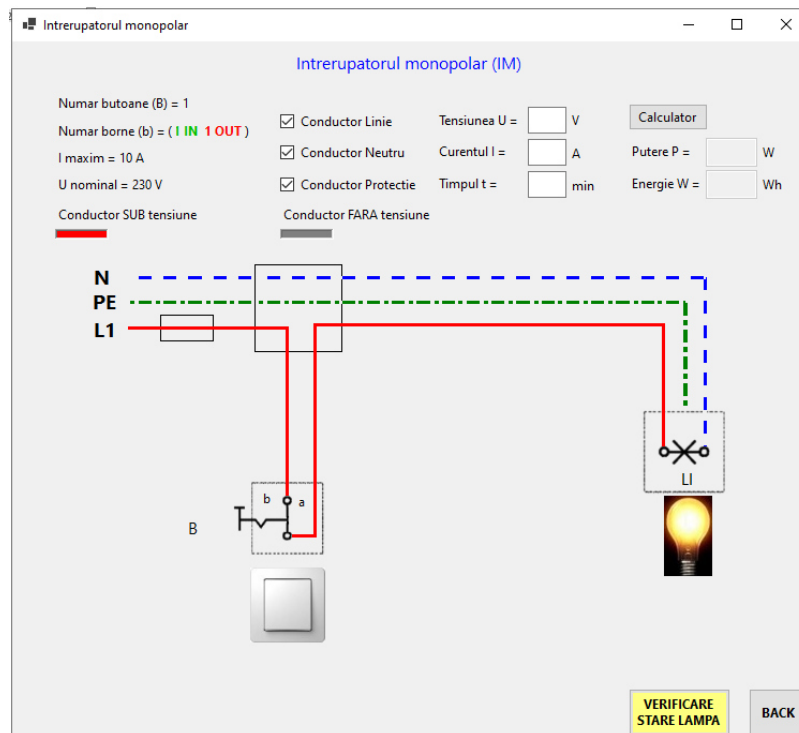


Figura 3. Comanda iluminatului cu ajutorul întrerupătorului monopolar (IM)

La elaborarea diagramelor și asamblarea circuitelor trebuie întotdeauna să se asigure deconectarea prin întrerupător a conductoarelor active (L1). Dacă întrerupătorul este conectat cu oricare alt conductor, există o șansă ca tensiunea să rămână încă prezentă atunci când circuitul este deconectat.

Atunci când se realizează un circuit, dispunerea componentelor ar trebui să urmeze pe cât posibil poziția lor din desen. Dacă se conectează dulia unei lămpi de iluminat, conductorul de fază (L1) trebuie conectat în zona mediană la baza dulei. Realizarea montajului are ca obiectiv înțelegerea principiilor de conectare a unei lămpi incandescente într-un circuit electric și a modului de funcționare al celui mai simplu aparat electric de conectare, respectiv întrerupătorul monopolar.

Întrerupătorul monopolar (IM) (Figura 3) se utilizează pentru comanda unei sigure lămpi electrice sau a unui grup de lămpi, care se aprind simultan, fără a depăși sarcina admisibilă. Se montează pe conductorul de linie (fază).

2. Comanda iluminatului cu ajutorul comutatorului monopolar (CM)

La elaborarea diagramelor și asamblarea circuitelor trebuie întotdeauna să se asigure deconectarea prin întrerupător a conductoarelor active (L1). Dacă întrerupătorul este conectat cu oricare alt conductor, există o șansă ca tensiunea să rămână încă prezentă atunci când circuitul este deconectat.

Atunci când se realizează un circuit, dispunerea componentelor ar trebui să urmeze pe cât posibil poziția lor din desen. Dacă se conectează dulia unei lămpi de iluminat, conductorul de fază (L1) trebuie conectat în zona mediană la baza dulei. Realizarea montajului are ca obiectiv înțelegerea principiilor de conectare a unei lămpi incandescente într-un circuit electric și a modului de funcționare al comutatorului monopolar

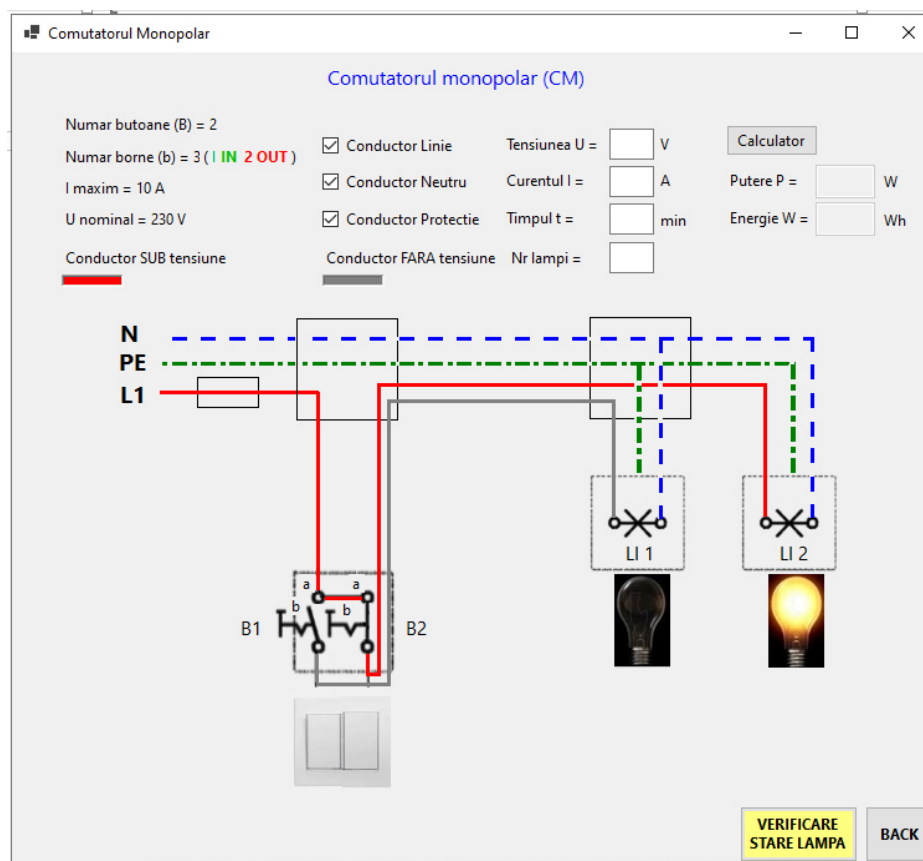


Figura 4. Comanda iluminatului cu ajutorul comutatorului monopolar (CM)

Comutatorul monopolar (CM) (Figura 4) sau cu întrerupere în serie, se utilizează pentru comanda corpurilor de iluminat cu mai multe lămpi pentru a permite aprinderea selectivă a acestora. Se mai întâlnește sub denumirea de comutator pentru lustră. Se montează pe conductorul de linie (fază).

Comutatorul monopolar a fost implementat, în softul de simulare, ca un sistem de sine stătător dar constituit din 2 subsisteme, legate individual de câte o lampă de iluminat (procedură care se aplică și în realitate, o lampă de iluminat sau un grup de lămpi de iluminat legându-se, separat, de către o bornă a aparatului electric).

Rolul celor două subsisteme este tocmai acela de a arăta, cât mai clar, modul în care funcționează comutatorul monopolar, modul în care se fac legăturile între borne și lămpile de iluminat, prin intermediul conductorilor.

3. Comanda iluminatului din două puncte cu ajutorul comutatoarelor de capăt (CCAP)

La elaborarea diagramelor și asamblarea circuitelor trebuie întotdeauna să se asigure deconectarea prin întrerupător a conductoarelor active (L1). În cazul în care comutatorul este conectat cu oricare alt conductor, există o șansă ca tensiunea să rămână încă prezentă atunci când circuitul este deconectat.

Atunci când se realizează un circuit, dispunerea componentelor ar trebui să urmeze pe cât posibil poziția lor din desen. Dacă se conectează dulia unei lămpi de iluminat, conductorul de fază (L1) trebuie conectat în zona mediană la baza duliei.

Realizarea montajului are ca obiectiv înțelegerea modului de funcționare a comutatorului de capăt și utilizarea corectă a acestuia pentru realizarea comenzii unei sau grup de lămpi din două puncte diferite. Se montează pe fază.

Acest tip de schemă este des utilizată în cazul încăperilor cu două intrări. De asemenea schema este recomandată și pentru dormitoare de exemplu, cu un buton de acționare la intrarea în încăpere și unul lângă pat.

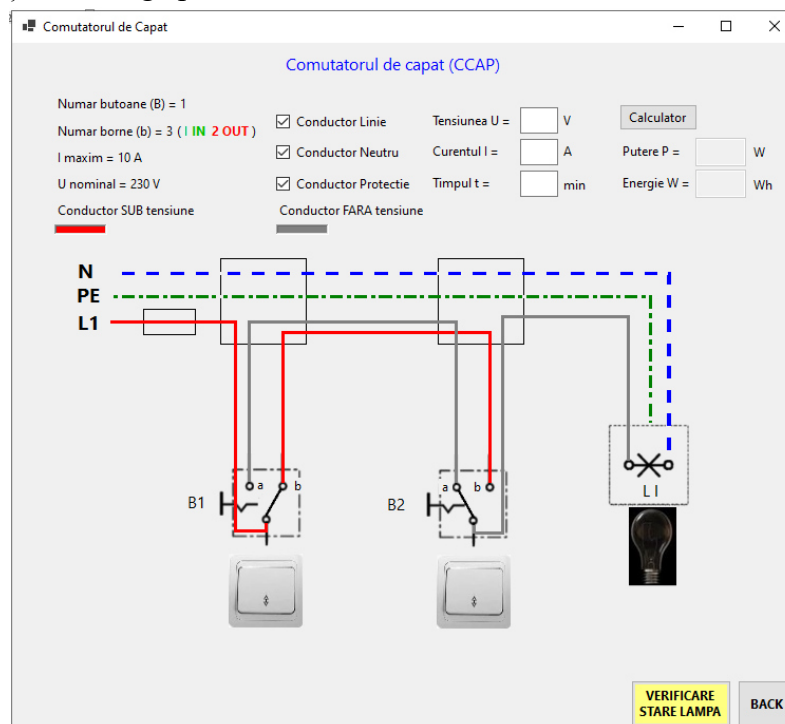


Figura 5. Comanda iluminatului cu ajutorul **Comutatorului de capăt (CCAP)**

Pentru comanda comutatorului de capăt s-a ținut cont de posibilitatea acționării lămpii de iluminat din ambele puncte, lampa de iluminat schimbându-și starea la apăsarea butonului oricărui comutator de capăt (Figura 5).

Lampa de iluminat își va schimba starea de aprins/stins funcție de starea avută înainte de acționarea unui buton. Cu alte cuvinte, dacă lampa era aprinsă, la acționarea oricărui buton aceasta se va stinge

4. Comanda iluminatului dintr-un număr nelimitat de puncte cu ajutorul **comutatoarelor de capăt (CCAP) și comutatoarelor cruce (CC)**

La elaborarea diagramelor și asamblarea circuitelor trebuie întotdeauna să se asigure deconectarea prin întrerupător a conductoarelor active (L1). Dacă întrerupătorul este conectat cu oricare alt conductor, există o șansă ca tensiunea să rămână încă prezentă atunci când circuitul este deconectat.

Atunci când se realizează un circuit, dispunerea componentelor ar trebui să urmeze pe cât posibil poziția lor din desen. Dacă se conectează dulia unei lămpi de iluminat, conductorul de fază (L1) trebuie conectat în zona mediană la baza duliei.

Realizarea montajului are ca obiectiv înțelegerea modului de funcționare a comutatorului cruce și utilizarea corectă a acestuia împreună cu două comutatoare de capăt pentru realizarea comenzii unei lămpi sau grup de lămpi dintr-un număr nelimitat puncte diferite. Se montează pe fază. În această lucrare se va realiza comanda unei lămpi de iluminat din trei puncte diferite. În mod similar se poate comanda o lampă dintr-un număr nelimitat de puncte, prin intercalarea de comutatoare cruce între cele două comutatoare de capăt

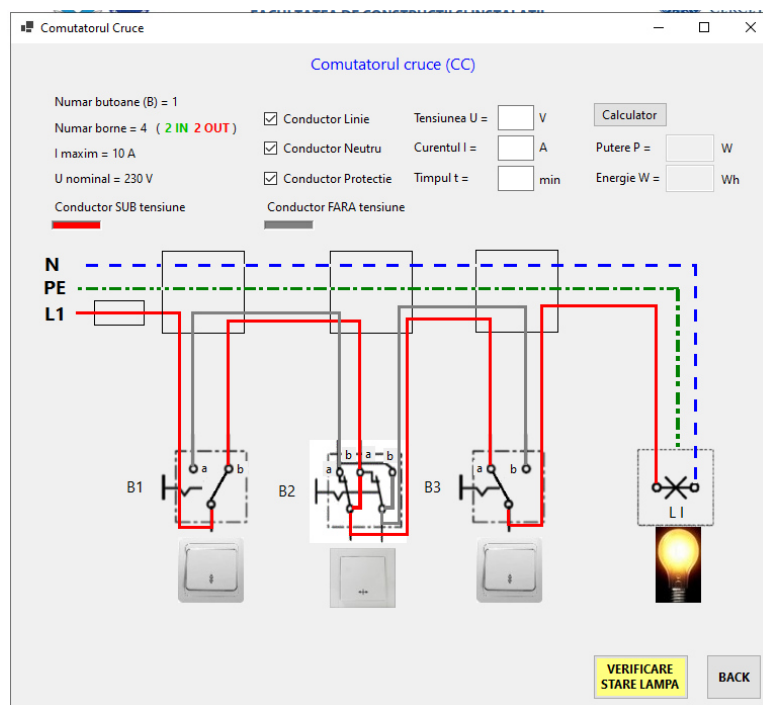


Figura 6. Comanda iluminatului dintr-un nr. nelimitat de puncte cu ajutorul **comutatoarelor de capăt (CCAP) și comutatoarelor cruce (CC)**

Comutatorul cruce a fost implementat ca un subsistem care permite acționarea lămpii de iluminat din oricare punct al unei încăperi, ținând cont de starea celorlalte două aparate electrice și de starea lămpii de iluminat.

Pentru a se respecta întocmai principiul de funcționare, în codul sursă am implementat un memento al stărilor tuturor elementelor componente ale schemei de iluminat, astfel încât schimbarea stării oricărui subsistem afectează starea lămpii de iluminat.

5. Comanda iluminatului dintr-un număr nelimitat de puncte cu ajutorul **teleruptorului (TL)**

Comanda unui corp de iluminat dintr-un număr nelimitat de puncte reprezintă o bună alternativă la comutatoarele speciale „cap de scară” și „cruce”. Un dezavantaj ar fi prețul mai mare al releului, în schimb cablarea este mult mai ușoară (necesită numai două cabluri între comutatoare, care se pot pune foarte subțiri, partea de putere fiind de la releu spre consumator).

La elaborarea diagramelor și asamblarea circuitelor trebuie întotdeauna să se asigure deconectarea prin întrerupător a conductoarelor de linie (L1). În cazul în care comutatorul este conectat cu oricare alt conductor, există o șansă ca tensiunea să rămână încă prezentă atunci când circuitul este deconectat.

Atunci când se realizează un circuit, dispunerea componentelor ar trebui să urmeze pe cât posibil poziția lor din desen. Dacă se conectează dulia unei lămpi de iluminat, conductorul de linie (L1) trebuie conectat în zona mediană la baza duliei.

Realizarea montajului are ca obiectiv înțelegerea modului de funcționare a teleruptorului și utilizarea corectă a acestuia pentru realizarea comenzii unei sau grup de lămpi din mai multe puncte diferite. Teleruptorul se poate monta atât pe conductorul de linie cât și pe neutru.

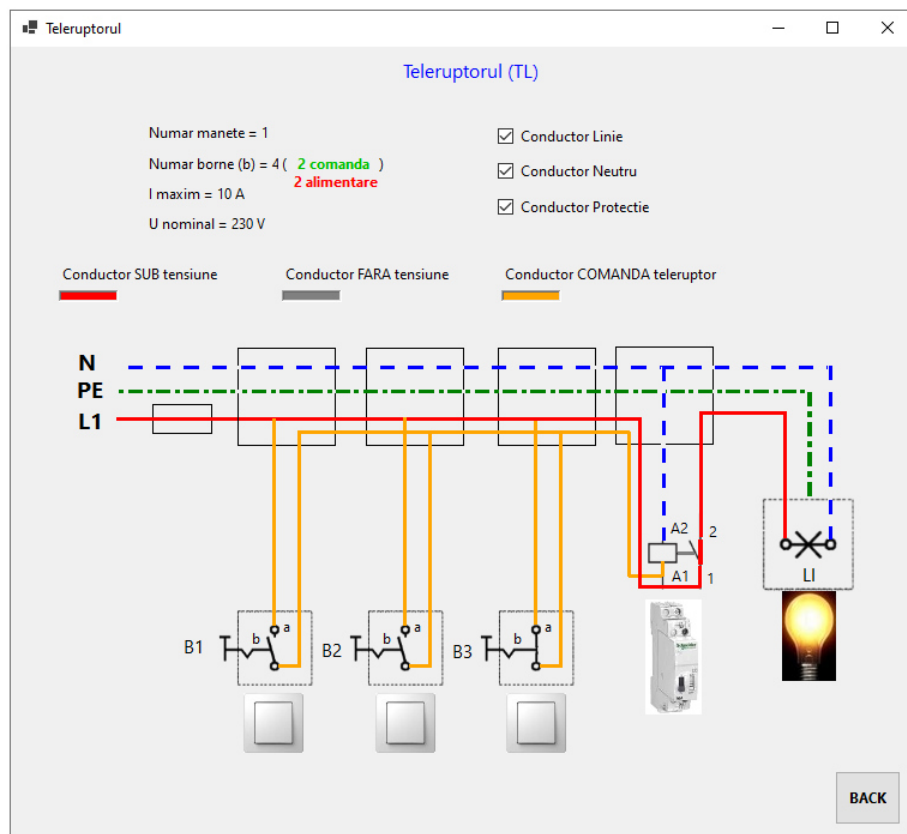


Figura 7. Comanda iluminatului dintr-un număr nelimitat de puncte cu ajutorul **teleruptorului (TL)**

În cazul teleruptorului, pentru a pune mai bine în evidență rolul impulsului acestuia în acționarea stării lămpii de iluminat am apelat la un eveniment des întâlnit în programare și anume `MouseLeave`.

Comanda către lampa de iluminat, la apăsarea oricărui buton, a fost materializată printr-un conductor de culoare galbenă (semnalul) și rămâne active (vizibil) atâta timp cât mouse-ul utilizatorului rămâne poziționat deasupra butonului, fără a se apăsa. De asemenea lampa își schimbă starea (APRINS/STINS) față de starea imediat anterioară.

După îndepărtarea mouse-ului de pe buton (de pe suprafața activă a butonului) nu se mai transmite semnal prin conductor (momentului finalizării impulsului a fost pus în evidență prin revenirea conductorului la culoarea gri) iar aparatele electrice trec pe poziția DESCHIS (circuitul este pe poziția DESCHIS, dar lampa de iluminat își păstrează starea APRINS/STINS).

Mai jos am introdus partea de cod sursă prin care am pus în evidență modul în care funcționează teleruptorul.

6. Comanda iluminatului cu ajutorul **Automatului de scară (AS)**:

Montajul se bazează pe microcontrolerul PIC12C508 (Microchip). Tensiunea de alimentare a montajului este derivată din cea de rețea și stabilizată la 5 volți. Apăsarea butonului de acționare conduce la amorsarea triacului pe o perioadă determinată prin J0 ... J1.

În timpul funcționării dacă se va mai apăsa butonul de acționare se reinițializează durata de temporizare prestabilită. O apăsare dublă, la pornire, conduce la dublarea timpului de aprindere. Cu zece secunde înainte de terminarea timpului de temporizare MCU avertizează printr-o secvență de clipire (cu reducerea intensității luminoase). Dacă se dorește

blocarea automatului în stare pornită va trebui să se țină apăsat butonul de acționare cel puțin 5 secunde.

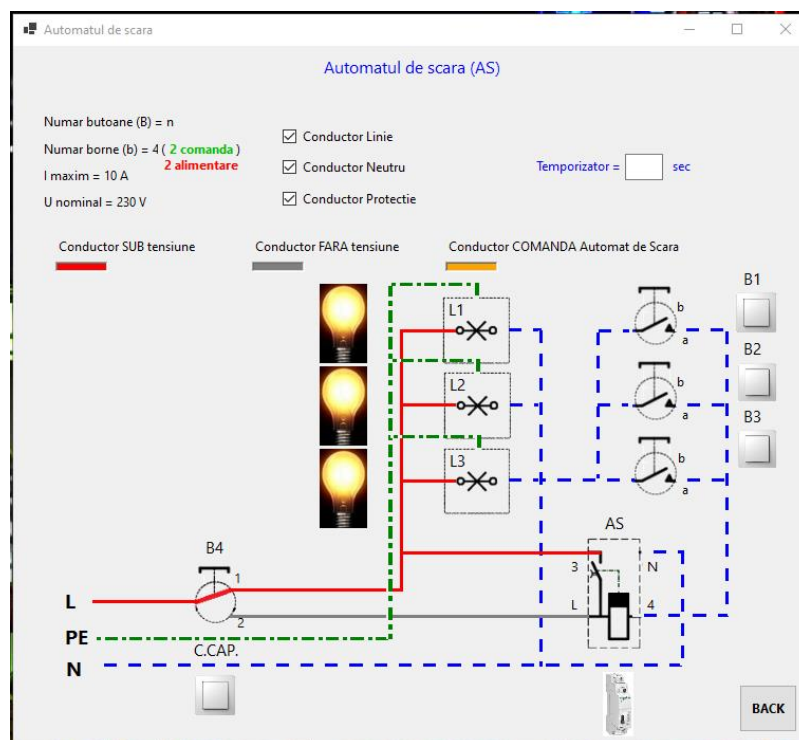


Figura 8. Comanda iluminatului cu ajutorul **Automatului de scară (AS)**, **poziția B4-1**

Pentru a evidenția modul de funcționare al Automatului de scară (figura 8) , pe lângă codul culorilor utilizat pentru a scoate în evidență conductorii de alimentare și semnal, s-a introdus în codul sursă o subrutină timer_Tick, subrutină care are rolul temporizatorului de scară.

În cazul în care comutatorul B4 se află pe poziția 1, prin apăsarea Comutatorului de capăt, atunci lămpile de iluminat vor trece pe poziția APRINS și vor rămâne în această poziție, indiferent de comenzile care se dau comutatoarelor B1 – B3. Cu alte cuvinte nu este influențată poziția lămpilor de schimbarea poziției celor 3 comutatoare.

În cazul în care B4, prin apăsarea Comutatorului de capăt, trece pe poziția 2, au loc următoarele modificări vizuale destinate pregătirii evidențierii funcționării:

1. culoarea conductorului care leagă borna 2 / B4 de borna L / AS se va modifica în gri;
2. culoarea conductorilor care leagă borna 1 / B4, borna 3 / AS și aparatele de iluminat se va modifica în gri;
3. AS (automatul de scară) și aparatele B1-B3 sunt neinițializate – fără semnal.

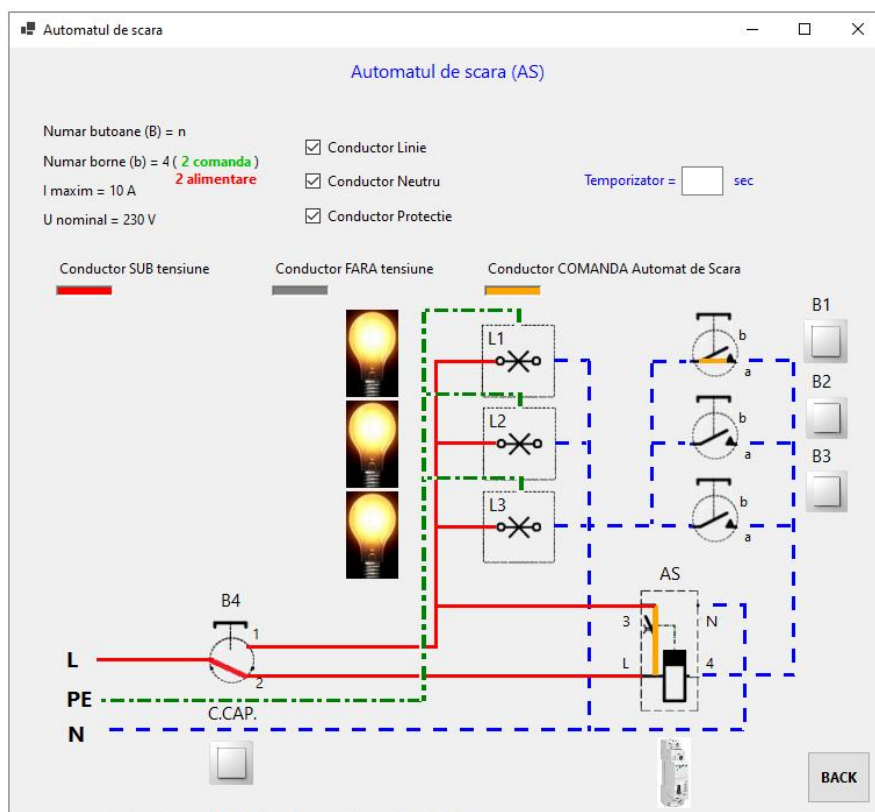


Figura 9. Comanda iluminatului cu ajutorul **Automatului de scară (AS)**, **poziția B4-2**

La apăsarea oricărui din cele 3 aparate (B1-B3) (figura 9) au loc următoarele modificări vizuale:

1. culoarea conductorului care leagă borna 2 / B4 de borna L / AS se va modifica în roșu;
2. culoarea conductorului care alimentează lămpile de iluminat se va modifica în roșu (se va afla sub tensiune);
3. comanda propriu-zisă (semnalul) trimis de la oricare din cele 3 butoane (B1-B3) prin automatul de scară pentru aprinderea lămpilor de iluminat a fost pus în evidență prin cele două legături de culoare galbenă.

Întregul sistem a fost astfel conceput încât să explice, vizual, în mod clar și coerent, modul de funcționare al automatului de scară, demonstrându-se, în felul acesta, rolul simulării în procesul de învățare sistemică.

4. CONCLUZII

Domeniul Instalații pentru construcții nu mai este un domeniu care să se reducă la iluminat, alimentare cu utilități și deversare deșuri menajere sau industriale.

Domeniul reprezintă o piesă importantă a domeniului numit societate, reprezintă o piesă cu efecte majore asupra sănătății oamenilor (lucru care a fost dovedit, mai mult decât oricând, în această perioadă de pandemie) și pentru a avea implicații pozitive asupra traiului, specialiștii care lucrează în acest domeniu trebuie să fie dintre cei mai buni.

Un alt factor important care guvernează Instalațiile pentru construcții îl reprezintă nivelul de tehnologizare și automatizare.

Pentru a asigura condiții de trai optime, pentru a asigura condițiile conform normativelor în vigoare în clădirile cu funcțiuni speciale, pentru a evita tragedii și dezastre, instalațiile pentru construcții sunt proiectate, executate și menținute în funcțiune cu ajutorul multiplelor instrumente de un înalt nivel tehnologic.

Cele mai noi tehnologii se folosesc în toate domeniile de activitate și nu mai există proceduri care să nu fie asistate de calculator sau automatizate. De aceea specialiștii din acest domeniu trebuie să fie specialiști foarte buni, bine ancorați în zona de IT și foarte buni cunoscători ai algoritmilor de automatizare.

Acești specialiști pot fi formați și perfecționați dacă se folosesc, din ce în ce mai mult, simulatoarele. De asemenea, toate etapele de proiectare, execuție și testare a instalațiilor și aparatelor din domeniul instalațiilor se pot executa doar cu ajutorul sistemelor de simulare.

În concluzie putem spune că softul de simulare al celor 6 aparate electrice reprezintă nu doar un instrument care să vină în sprijinul studenților din anii 1 și 2, al electricienilor și al tehnicienilor, ci un mod de a forma noii specialiști, de a le educa deprinderile, de a le perfecționa, de a-i obișnui să se folosească de toate instrumentele din domeniul modelării și simulării pentru a obține maximum de eficiență în proiectare și execuție.

Ca și motto de final putem spune că:

curățenia contează = un bun inginer de instalații contează



Bibliografie

- [1] Nelu-Cristian Cherecheș, Jan Ignat, Aparate electrice pentru instalații electrice de joasă tensiune - îndrumar de laborator, 2016;
- [2]. Nelu-Cristian Cherecheș, Valeriu-Sebastian Hudișteanu, Jan Ignat, Instalații electrice de joasă tensiune pentru iluminat, 2019;
- [3] Normativ Instalații electrice GHID de măsurare a instalațiilor de legare la pământ conform I7, 2011;
- [4] US Department of Defence, Modeling and Simulation (M&S) Glossary , 2011 ;
- [5] Hodson, D. D., and R. R. Hill. 2013. "The Art and Science of Live, Virtual, and Constructive Simulation for Test and Evaluation". Journal of Defense Modeling and Simulation, 2013 ;
- [6] Jelke van der Pal, Michel Keuning & Arjan Lemmers, A comprehensive perspective on training: live, virtual and constructive. NATO Modeling and Simulation Group (NMSG), 2011 ;
- [7] Cerghit Ioan, Vlăsceanu Lazăr (coord.), Curs de pedagogie, Universitatea București, 1988;
- [8] Cerghit Ioan, Teoria și metodologia instruirii, Universitatea din București, 1996.

- [9] Cerghit Ioan, Neacșu Ioan, Negreț-Dobridor Ioan, Pânișoară Ion Ovidiu, Prelegeri pedagogice, Editura Polirom, Iași, 2001.
- [10] Constantin Galatan, Susana Galatan, Curs de programare in Visual C# Studio, 2010;
- [11] J.S. Dahmann, U.S. Defense Modeling and Simulation Office, USA, Proceedings First International Workshop on Distributed Interactive Simulation and Real Time Applications;
- [12] J. Dahmann, K. Morse, Proceedings 2nd International Workshop on Distributed Interactive Simulation and Real-Time Applications, 1998;



STUDIUL NUMERIC PRIVIND NUMARUL LUI NUSSELT INTR-O CONDUCTA RECTANGULARA

**Andrei-Aurelian Ianos, Nelu-Cristian Chereches, Sebastian Valeriu Hudisteanu,
Emilian Florin Turcanu**

Universitatea Tehnică "Gheorghe Asachi" din Iași, Facultatea de Construcții și Instalații

Rezumat

Lucrarea de față își propune să aducă în prim plan direcțiile de cercetare urmate de autori în vederea susținerii lucrării de disertație, care au făcut obiectul unor lucrări științifice de referință în domeniul dinamicii fluidelor în general și al transferului de căldură convectiv în particular, cu vizibilitate atât la nivel național, cât și internațional.

Obiectivul principal al studiului numeric privind numărul Nusselt este obținerea unor date noi necesare analizei transferului de căldură prin materialele metalice, în scopul îmbunătățirii funcționalității acestora, plecând de la metodologia generală de studiere a criteriilor de similitudine.

In vederea realizării obiectivului s-a utilizat programul de simulare, Ansys 2020

R2

1. INTRODUCERE

Diversitatea domeniilor de aplicare a fenomenelor de transfer de căldură se datorează multiplelor aspecte sub care acestea se manifestă în procesele industriale. În aplicațiile practice, procesele de transfer de căldură și de masă se pot desfășura separat sau împreună.

Nu putem ignora fizica construcțiilor care are ca obiect studiul proceselor care se desfășoară între mediul exterior și cel interior (delimitat de construcție), în scopul adoptării unor măsuri de protecție care să conducă la asigurarea condițiilor optime pentru desfășurarea activităților omului, respectiv a condițiilor de igienă și confort, iar pentru clădiri cu alte destinații decât cele de locuit, a condițiilor favorabile unor procese specifice.

Pe baza datelor din sondaje, care raportează că mai mult de jumătate dintre liderii resurselor umane au indicat tehnologia și / sau infrastructura slabă ca fiind cea mai mare barieră în calea funcționării eficiente la distanță, Ansys Inc. a realizat un produs software de mare ajutor, în plină redefinire, care vine în sprijinul și susținerea inginerului proiectant.

Evoluția continuă a echipamentelor electronice care au aplicații în mai toate domeniile de activitate, a impus crearea unor structuri de calcul capabile să facă față noilor cerințe ale standardelor de fiabilitate, miniaturizare și costuri de fabricație. În această categorie se încadrează și programul Ansys 2020 R2 cu care s-au efectuat experimentele prezentului studiu.[1]

Lucrarea a fost stabilită știindu-se că obiectivele generale ale studiului transferului de căldură sunt constituite din găsirea metodelor și procedeele de frânare a acestui fenomen în cazul elementelor de izolare termică, sau de intensificare în cazul unor instalații de diverse tipuri.[7]

În dinamica fluidelor, numărul Nusselt (Nu) este raportul dintre convectiv și transferul de căldură conductiv la limita unui fluid, ocupând un loc important. Convecția include atât advecția (mișcarea fluidului), cât și difuzia (conducția). Numărul lui Nusselt va da informații asupra fenomenului dominant care are loc pentru un anumit tip de produs care se încălzește sau răcește.

Această lucrare oferă o aplicabilitate practică imediată prin utilizarea programului Ansys 2020 R2 care asigură cea mai cuprinzătoare suită de soluții de simulare din lume la ora actuală.[1]

2. NOTIUNI TEORETICE

Transferul de căldură a fost în atenția multor cercetători care au scris tomuri întregi, dar pentru prezentul studiu se face referire doar la câteva noțiuni teoretice absolut necesare. Datorită diferențelor de temperatură dintre aer și elementele de construcții are loc transferul căldurii prin conducție, convecție și radiație.

- Transmiterea prin conducție, caracterizată prin lipsa mișcărilor macroscopice. Este modul curent de transmitere a căldurii în corpurile solide și se bazează pe mișcările moleculare.

- Transmiterea prin radiație, caracterizată prin transferul termic prin radiație electromagnetică din gama infraroșu, respectiv unde electromagnetice cu lungimea de undă, λ , cuprinsă între 0,8 și 40 μm . Transformarea căldurii în energie radiantă și invers are loc printr-un fenomen complex de oscilație interatomică și intraatomică.

- Transmiterea prin convecție, caracterizată prin existența mișcărilor macroscopice de curgere. Este modul curent de transmitere a căldurii în corpurile lichide și gazoase, inclusiv la limitele lor, la contactul cu alte faze.

Se poate demonstra experimental ca transferul convectiv al căldurii poate fi descris de următoarele marimi fizice adimensionale:

$$\text{Numărul lui Nusselt (Nu)} = (hcD/k)$$

$$\text{Numărul lui Prandtl (Pr)} = (c_p \mu / k)$$

$$\text{Numărul lui Grashof (Gr)} = (D^3 \rho^2 g \beta \Delta T / \mu^2)$$

$$\text{Raportul lungimilor } L/D$$

Cele mai utilizate criterii de similitudine sunt:

- criteriul Nusselt (Nu) - reprezintă raportul dintre gradientul temperaturii fluidului la suprafața peretelui și un gradient de referință al temperaturii. Acesta este cel mai important invariant deoarece include coeficientul de convecție α care trebuie determinat.

- criteriul Reynolds (Re) – caracterizează regimul de curgere al fluidului și reprezintă raportul dintre forțele de inerție și forțele de viscozitate.

- criteriul Prandtl (Pr) - caracterizează proprietățile fizice ale fluidului și reprezintă raportul dintre distribuția vitezei și cea a temperaturii.[8]

Numărul Nusselt este raportul dintre convectiv și transferul de căldură conductiv peste o graniță.

Un număr Nusselt de valoarea 1 (unu) reprezintă transferul de căldură prin conducție pură. O valoare între 1 și 10 este caracteristică fluxului de melc sau fluxului laminar. Un număr mai mare al lui Nusselt corespunde unei convecții mai active, cu un flux turbulent de obicei în intervalul 100 - 1000. [5] O valoare între 10 și 100 este caracteristică fluxului tranzitoriu.

În funcție de natura mișcărilor macroscopice convecția poate fi:

- convecție liberă (naturală) – mișcarea fluidului este determinată numai de diferențele de densitate din masa fluidului, apărute ca urmare a diferențelor de temperatură existente între diferite puncte ale fluidului.

- convecție forțată – fluidul este pus în mișcare prin mijloace externe. Mișcarea fluidului apare sub acțiunea unor gradienti de presiune produși de acțiunea mecanică a unui dispozitiv de transport (pompă, ventilator, compresor etc.) sau a unui dispozitiv de amestecare (agitator, injector etc.).

Relațiile care descriu convecția forțată se bazează pe date experimentale. În acest caz se folosește numărul lui Reynolds deoarece el poate indica tipul de curgere al fluidului.[10]

3. DESCRIEREA GEOMETRIEI SI A CONDITIILOR LA LIMITA

Au fost efectuate toate setările impuse de programul Ansys 2020 R2 în vederea obținerii studiului.

Exemplificarea setărilor efectuate, de la geometrie până la condițiile limită sunt prezentate în figuri succesive. S-a ales această variantă, cea a screenshotului, pentru “munca” de setare fiind mai concludentă și pentru că partea scrisă poate fi accesată răsfoind manualul programului Ansys ([2])

4. FORMULAREA PROBLEMEI

În această lucrare este prezentată și discutată variația numerică a numărului Nusselt pentru transferul de căldură la trecerea apei printr-o conductă rectangulară și distribuția

transferului local de căldură convectivă liberă pe suprafață pentru valoarea constanta de 998 a numărului Reynolds la intrare (considerăm curgerea fluidului ca laminară deoarece $Re < 1000$). de 6mm, secțiunea de sus este apa care curge. Aportul de căldură este din peretele inferior care este din aluminiu iar fluxul de căldură este 1250 W/m^2 .

Dispozitivul nostru experimental ales în programul Ansys 2020 R2 este prezentat în Fig. 1 și constă într-o conductă rectangulară cu următoarele dimensiuni: lungimea $L=300 \text{ mm}$, înălțimea $h=10 \text{ mm}$ și lățimea $l=20 \text{ mm}$. Secțiunea de jos este o placă de aluminiu cu grosimea

Pe acest dispozitiv experimental s-a determinat variația numerică a numărului Nusselt de suprafață în următoarele condiții de lucru:

- numărul Reynolds este de 998, constant la intrare;
- variația temperaturii pe 300mm, respectiv: cazul 1 - 30° C și cazul 2 - 75° C
- variația vitezei pe 300mm, respectiv: de la 0.01 m/s până la 0.05 m/s , inclusiv pentru fiecare caz în parte.

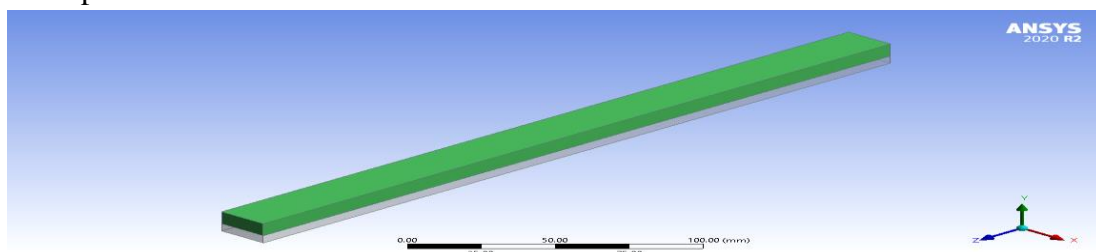


Fig. 1. Conducta rectangulară utilizată în experiment

5. REZULTATELE CERCETĂRII

Cazul 1. Condițiile de lucru:

- numărul Reynolds 998 – constant la intrare;
- temperatura pe 300mm 30° C
- variația vitezei pe 300mm, respectiv: de la 0.01 m/s până la 0.05 m/s .

Variația numerică a numărului Nusselt în lungul conductei pentru cazul 1 este prezentată în Fig.2, iar câmpurile de temperatură și de viteză în secțiunea conductei sunt prezentate în Fig.4.

Cazul 2. Condițiile de lucru:

- numărul Reynolds 998 – constant la intrare;
- temperatura pe 300mm 75° C
- variația vitezei pe 300mm, respectiv: de la 0.01 m/s până la 0.05 m/s .

Variația numerică a numărului Nusselt în lungul conductei pentru cazul 2 este prezentată în Fig.3, iar câmpurile de temperatură și de viteză în secțiunea conductei sunt prezentate în Fig.5.

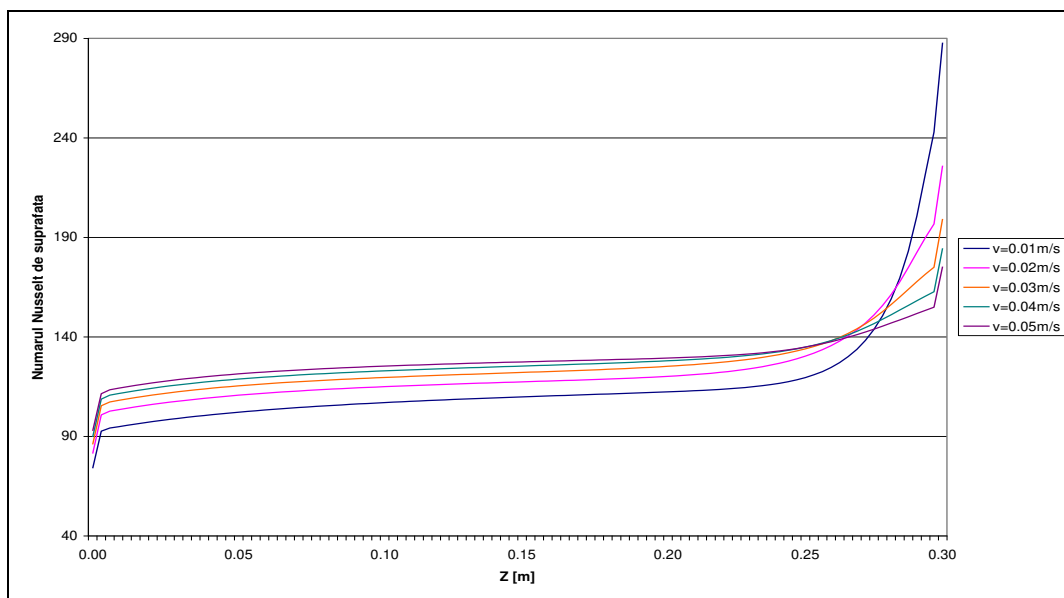


Fig. 2. Variația numerică a numărului Nusselt în lungul conductei pentru cazul 1

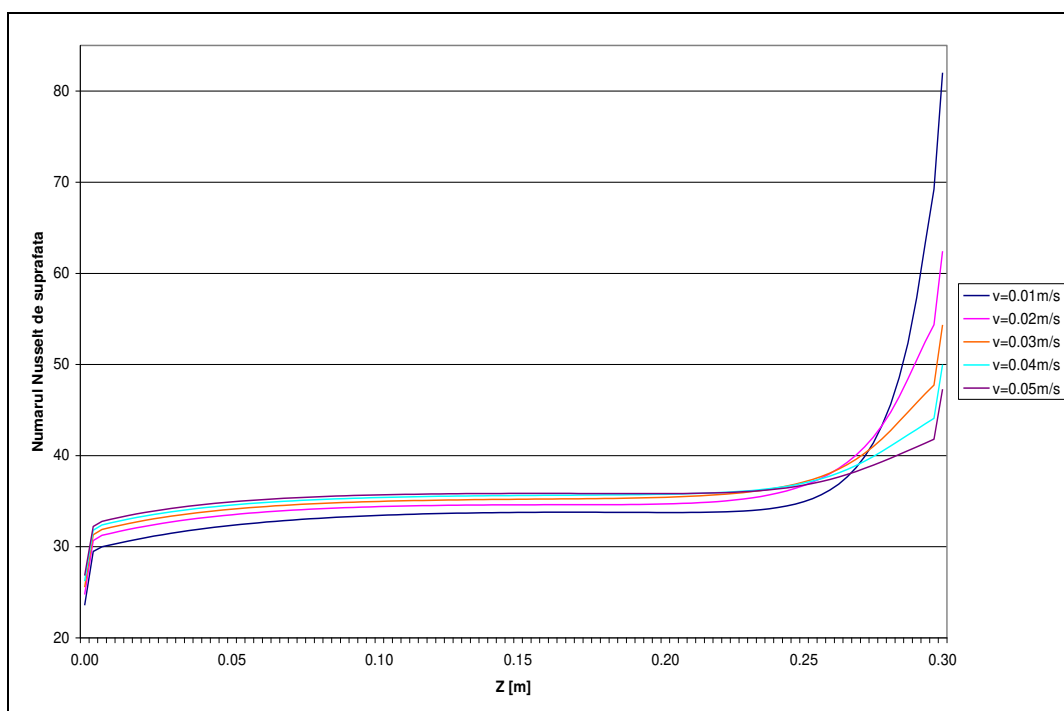


Fig. 3. Variația numerică a numărului Nusselt în lungul conductei pentru cazul 2

Din reprezentarea grafică a variației numerice a numărului Nusselt în lungul conductei la cele două temperaturi, respectiv 30°C și 75°C s-a stabilit că avem puncte diferite ale suprafeței în care numerele Nusselt au valori relativ apropiate. La temperatura de 30°C acest “punct” este mai aproape de 0.27m, deci mai aproape de capătul conductei, pe când la 75°C este aproximativ la 0.25m deci mai în interiorul conductei.

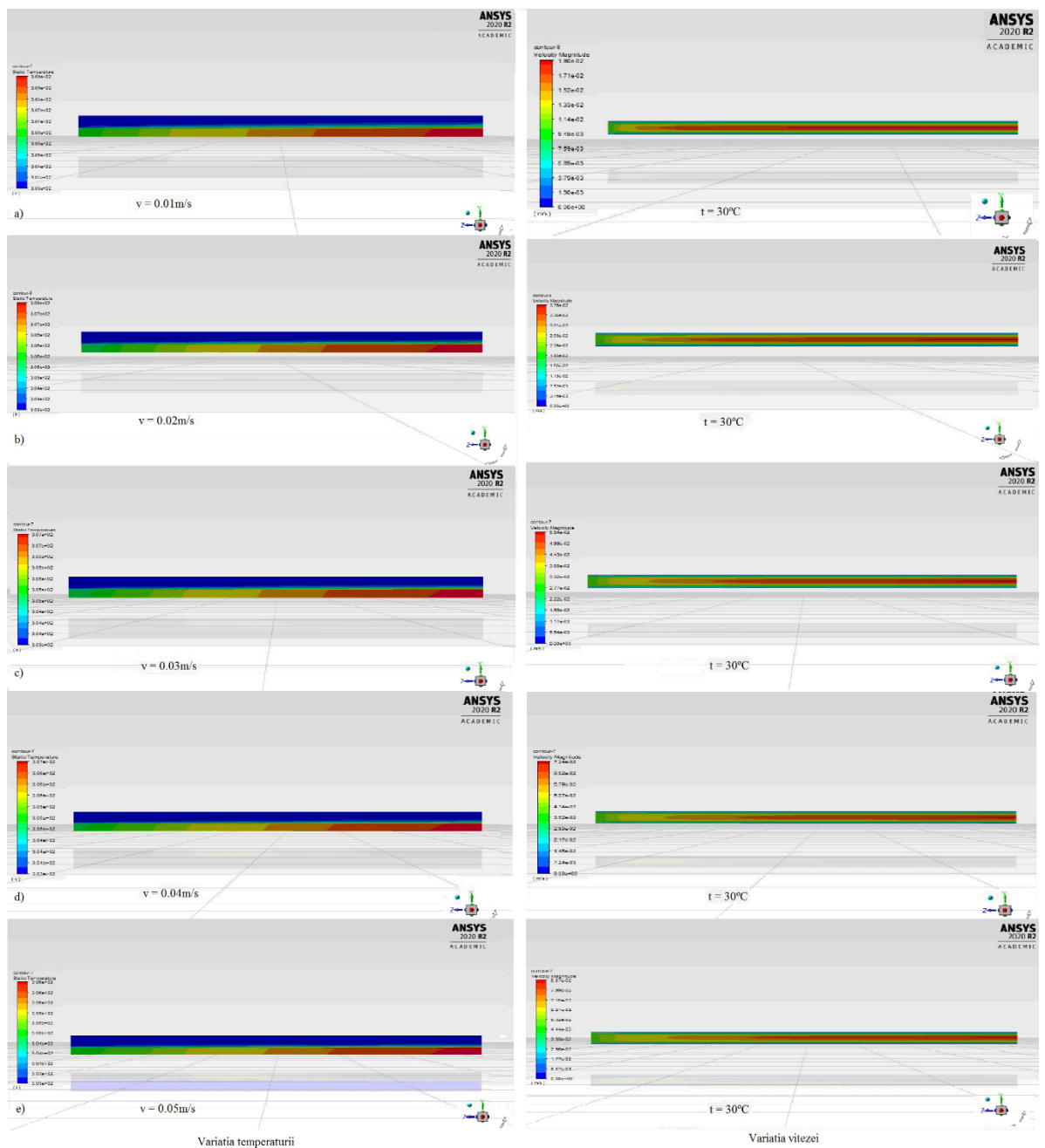


Fig.4. Câmpurile de temperatură și de viteză în secțiunea conductei pentru cazul 1, $t=30^\circ\text{C}$: a) $v=0.01\text{m/s}$; b) $v=0.02\text{m/s}$; c) $v=0.03\text{m/s}$; d) $v=0.04\text{m/s}$; e) $v=0.05\text{m/s}$

6. CONCLUZII

Dacă în cazul fluxului laminar ($Re < 1000$; $Nu = 1 \div 10$) fluidul curge în filamente sau linii aerodinamice care nu se amestecă, în cazul fluxului turbulent ($Re < 1000$; $Nu = 100 \div 1000$), cazul nostru nr.1, are loc amestecarea fluidului. În cazul nostru nr.2 ($Re < 1000$; $Nu = 10 \div 100$) fluxul este tranzitoriu putând trece de la un regim la altul. Prin urmare, transferul de căldură de la o suprafață în flux laminar trebuie să aibă loc prin fluidul însuși deci rata transferului de căldură va fi scăzută și foarte dependentă de conductivitatea termică a fluidului.

În cazul fluxului turbulent, un „pachet” de fluid poate fi la un moment dat aproape de suprafața încălzită și apoi se poate transfera și disipa rapid în flux, transferând astfel căldura foarte repede la volumul de fluid. Un grad mai mare de turbulență implică o rată mai mare a transferului de căldură implicând o convecție activă. Transferul de căldură va fi cu atât mai intens, cu cât regimul de curgere va fi mai puternic turbulent.

Făcând analiza comparativă a datelor experimentului se pot trage următoarele concluzii:

1. la viteză mică numărul Nusselt are o valoare mai mare la temperatură constantă mică și avem o convecție activă foarte eficientă cu flux turbulent.
2. numărul Nusselt scade cu creșterea vitezei la temperatură constantă.
3. la intrarea în conductă valorile numărului Nusselt sunt mai mici la temperatură mai mare
4. cu creșterea temperaturii numărul Nusselt are valori în domeniul $10 \div 100$ fluxul fiind tranzitoriu și convecția relativ scăzută
5. evoluția transferului de căldură funcție de numărul lui Nusselt de suprafață poate fi descrisă ca un schimb în trei niveluri: unul inițial de conducție a căldurii, unul intermediar de convecție a căldurii și un ultim nivel de echilibru.

În practica curentă, respectiv la instalațiile termoelectrice, este indicat să avem în vedere aceste rezultate în momentul poziționării.

Pentru fluxul turbulent, sunt necesare analize teoretice și metode alternative pentru a evalua coeficienții de transfer de căldură la suprafață pentru condițiile generale de curgere.

Astfel, cu creșterea temperaturii și a vitezei fluidului prin conducte numărul Nusselt scade ceea ce înseamnă o convecție activă determinată de un flux tranzitoriu cu eficiență în scădere.

NUMERICAL STUDY REGARDING NUSSELT'S NUMBER IN A RECTANGULAR PIPE

Abstract

Present work / This paper aims to bring in foreground the research directions followed by the author in order to support the dissertation, which have been the subject of reference scientific papers in the field of fluid dynamics generally and convective heat transfer particularly, with visibility both nationally and internationally.

The primary objective of the numerical study on the Nusselt number is to obtain new data necessary for the analysis of heat transfer through metallic materials, in order to improve their functionality, based on the general methodology for the study of the criteria of similarity.

In order to achieve the goal, it was used the simulation program Ansys 2020 R2.

Bibliografie

- [1]***<https://www.ansys.com>
- [2] dr.ing.Peter Kohnke ,Ansys Inc. – Referinte teoretice/Manual program Ansys, Versiunea 5.6, 1999
- [3] Coman,Gelu, Transfer de caldura și masa, Curs Universitatea Galati, 2016
- [4] Badea, A., Bazele transferului de caldura, Editura Academiei Romane, Bucuresti, 2005.
- [5] *** <https://ro.wikipedia.org/>
- [6] Stefanescu, D. - Bazele transferului de căldură și masă în construcții, Bucuresti, 2015
- [7] Leca, A., sa. Procese de transfer de căldură, Ed. Tehnică, București,2000
- [8] Badea,A.A., Initiere in transferul de căldură și masă., București, 2004
- [9] Socaciu,L., Giugiu, O. – Termotehnica.Sinteza lucrari de laborator, Univ.Tehnica Cluj-Napoca, 2017
- [10] Incropera F.P., DeWitt D.P, Fundamentals of heat and mass transfer (fourth edition). U.S.A.John Wiley & Sons. 1996.



ANALIZA COMPARATIVĂ A UNOR MATERIALE CU SCHIMBARE DE FAZĂ FOLOSITE ÎNTR-UN RECUPERATOR DE CĂLDURĂ

**ROBERT-ȘTEFAN VIZITIU, ANDREI BURLACU, ȘTEFÂNICA-ELIZA VIZITIU,
MARIUS BRĂNOAEA, VASILICĂ CIOCAN, MARIUS COSTEL BALAN**

Universitatea Tehnică “Gheorghe Asachi” din Iași, Facultatea de Construcții și Instalații

Rezumat

Acest studiu are ca scop găsirea unui material cu schimbare de fază eficient care poate fi utilizat pentru un sistem inovator de recuperare a căldurii. Cea mai importantă capacitate a materialelor cu schimbare de fază este că pot stoca energie termică și o pot elibera sub formă de căldură latentă atunci când sursa de energie devine indisponibilă. Deoarece sursa de căldură este intermitentă într-un sistem de recuperare a căldurii, alegerea unui material cu schimbare de fază adecvat pentru echipament poate avea un impact semnificativ asupra eficienței energetice a acestuia.

1. INTRODUCERE

Implementarea materialelor cu schimbare de fază în sistemele de recuperare a căldurii poate contribui la promovarea neconcordanței dintre cerere și ofertă. Principalele lor avantaje sunt capacitatea de a stoca cantități semnificative de energie termică la o temperatură aproape constantă, într-un volum relativ mic. Astfel, în timpul procesului de topire, PCM-urile (phase change materials) absorb cantități mari de energie sub formă de căldură latentă și eliberează o cantitate egală de energie în timpul procesului de solidificare.

Materialele cu schimbare de fază pot fi de tip solid-solid, solid-lichid, solid-gaz sau lichid-gaz, pe baza stării lor. Cele mai eficiente în majoritatea aplicațiilor sunt de obicei cele solid-lichide. Principalul dezavantaj al acestora este faptul că, în timpul procesului de topire, au o tendință de scurgere care poate fi rezolvată prin încapsulare. Deoarece are o gamă largă de temperaturi de lucru și o stabilitate chimică mai bună, ceara de parafină este unul dintre cele mai utilizate materiale din categoria materialelor cu schimbare de fază organice. Cele anorganice, cum ar fi hidrurile de sare, au o variație de volum mai mică în timpul schimbării fazei și conduc căldura mai eficient, dar se solidifică mai rapid și sunt corozive. [1]

1.1 Stadiul actual al cercetărilor

Fornarelli și colab. a efectuat simulări numerice ale unui dispozitiv de stocare a energiei termice pe baza unui material cu schimbare de fază, pentru a observa etapele de încărcare și descărcare a PCM. Constatările lor au confirmat că performanța și comportamentul dispozitivului sunt influențate de starea materialului cu schimbare de fază.[2]

Un alt studiu privind topirea PCM într-un schimbător de căldură a arătat că mișcarea descendentă a fluidului în țevile interioare reduce considerabil timpul de topire, deși debitul masic al fluidului de transfer de căldură nu influențează rata de topire. [3]

Youssef și colab. a dezvoltat un schimbător de căldură PCM cu tuburi spiralate. Simulările au arătat că, în condiții specifice de funcționare, timpul de încărcare este mult mai rapid decât timpul de descărcare. Modificarea temperaturii de intrare a fluidului de transfer de căldură poate îmbunătăți procesul de încărcare și descărcare, dar schimbările în stocarea și eliberarea căldurii sensibile nu sunt semnificative. [4]

Obiectivul acestui studiu este de a găsi un material cu schimbare de fază eficient pentru o aplicație care recuperează și stochează energia termică din fluide reziduale încărcate termic folosind tuburi termice.

Prezenta lucrare se bazează pe o cercetare care studiază comportamentul unui HPHE (heat pipe heat exchanger) inovator. Echipamentul recuperează energia termică din fluide reziduale folosind nouă tuburi termice care sunt introduse vertical prin evaporator și condensator. Tuburile termice acționează ca un conductor și transferă energia termică către materialul cu schimbare de fază care umple condensatorul. În timpul acestui transfer, materialul pentru schimbarea fazei se topește și stochează căldura, în timp ce căldura suplimentară este transferată agentului secundar care curge printr-o serpentină din interiorul condensatorului. [5]

Studiul nostru se concentrează pe procesul de topire-solidificare a diferitelor materiale de schimbare a fazelor care pot fi utilizate pentru acest echipament [6-12]. Am ales trei materiale pentru această analiză, două organice care sunt parafina RT21, parafina RT15 și una anorganică care este o hidrură de sare numită fluorură de potasiu tetrahidrat ($\text{KF} \cdot 4\text{H}_2\text{O}$).

Proprietățile PCM organice sunt furnizate de Rubitherm [13] și prezintă o capacitate de stocare în căldură latentă impresionantă într-un interval de temperatură restrâns datorită purității și compoziției specifice. Parafina este inertă chimic și durata sa de viață este foarte lungă, cu o performanță stabilă pe parcursul ciclurilor de schimbare de fază.

Cei mai valoroși hidrați de sare sunt cei care se topesc congruent, abundenți și au un cost redus [14-15]. Unul dintre puținele care îndeplinesc parțial criteriile de mai sus este PFT, care are o proporție în greutate de sare și apă de 44,64%, respectiv 55,36%. Informațiile disponibile cu privire la proprietățile sale fizice sunt foarte limitate, dar cele mai importante au fost furnizate de Shamberger și Reid [16].

2. SIMULĂRI NUMERICE

2.1. Descrierea modelului 3D

Geometria a fost construită folosind componenta Design Modeler din software-ul ANSYS 18.2. Pentru simulări, am luat în considerare doar un singur tub termic înconjurat de

un strat circular de material cu schimbare de fază. Tubul termic are o lungime de 1 m cu un diametru de 0.03 m. Tubul termic este acoperit într-un strat circular de PCM cu un diametru de 0.05 m. (Fig1).

Scopul PCM este de a stoca căldura suplimentară primită de la agentul primar prin intermediul tubului termic și de a o elibera către agentul secundar ce circulă prin serpentină când sursa de căldură dispare. Deoarece regimul sursei de căldură este intermitent, stocarea căldurii suplimentare devine foarte importantă pentru eficiența sistemului.

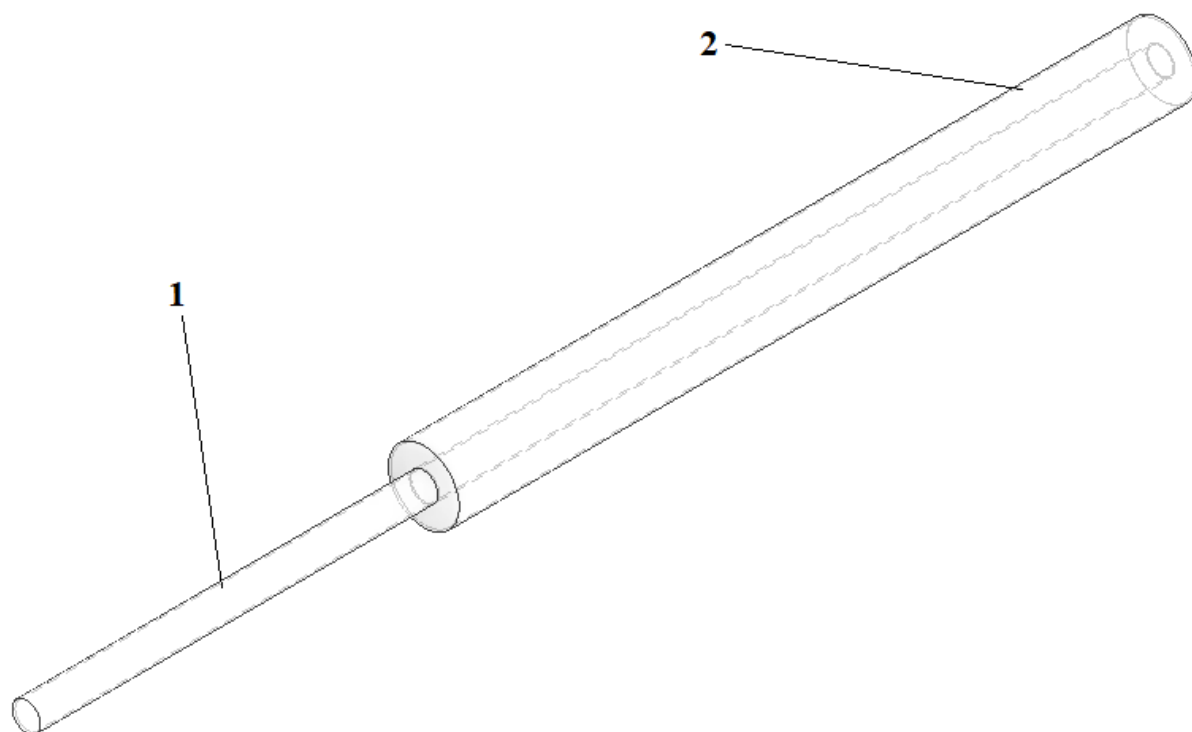


Figura 1. Tub termic cu înveliș de PCM, 1- tub termic, 2- strat de PCM

2.2 Condiții la limită

Simulările de tranziție de fază au fost rulate folosind modelul de solidificare / topire în software-ul ANSYS 18.2. Am considerat interiorul conductei de căldură ca fiind un volum de apă cu o curgere continuă pentru a fi menținută o temperatură constantă. Pentru topirea PCM-urilor, am considerat o viteză a fluidului de 0.1 m / s cu o temperatură de 47°C, în timp ce am atribuit o temperatură de 10 °C volumului de PCM. Pentru solidificare, am folosit aceeași viteză a fluidului, dar cu o temperatură de 10 °C la intrare, în timp ce volumului de PCM i-a fost atribuită o temperatură inițială de 47°C .

Proprietățile termice ale materialelor cu schimbare de fază simulate sub descries în tabel 1.

Table 1. Proprietățile materialelor cu schimbare de fază testate.

	PFT [5]	RT15 [3]	RT21 [3]
C_p [J/kg*K]	2470	2000	2000
ρ [kg/m ³]	1460	805	935
λ [W/(m*K)]	0.608	0.200	0.200
Punct de topire	18-20	10-17	18-23

2.3 Rezultate și discuții

Rezultatele au arătat că hidrura de sare PFT este topită într-un procentaj de 99.7% după aproximativ 25 de minute, după cum putem observa în figura 2. După aproximativ 30 de secunde apare prima picătură de lichid, iar după aproximativ 10 minute mai mult de jumătate din volumul de PFT ajunge în stare lichidă. Conform rezultatelor simulării, putem observa că viteza de topire a materialului cu schimbare de fază nu depinde de variația temperaturii.

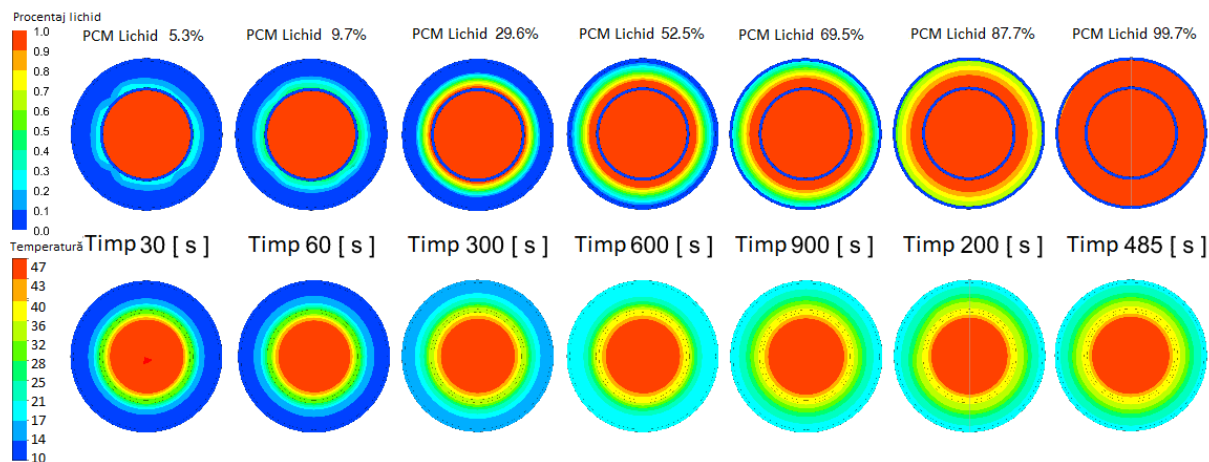


Figura 2. Procesul de topire a hidrurii de sare PFT

După 47 de minute și 10 secunde, temperatura este uniformă în volumul de material cu schimbare de fază. Începând cu acest moment, dacă sursa de căldură este îndepărtată, hidrura de sare va începe procesul de solidificare după aproximativ 5 minute, process care durează 70 de minute. Dacă pentru procesul de topire a durat 10 minute până când procentajul de lichid a devenit egal cu cel de solid, pentru procesul de solidificare durata a fost de aproximativ 25 de minute. (Figura 3)

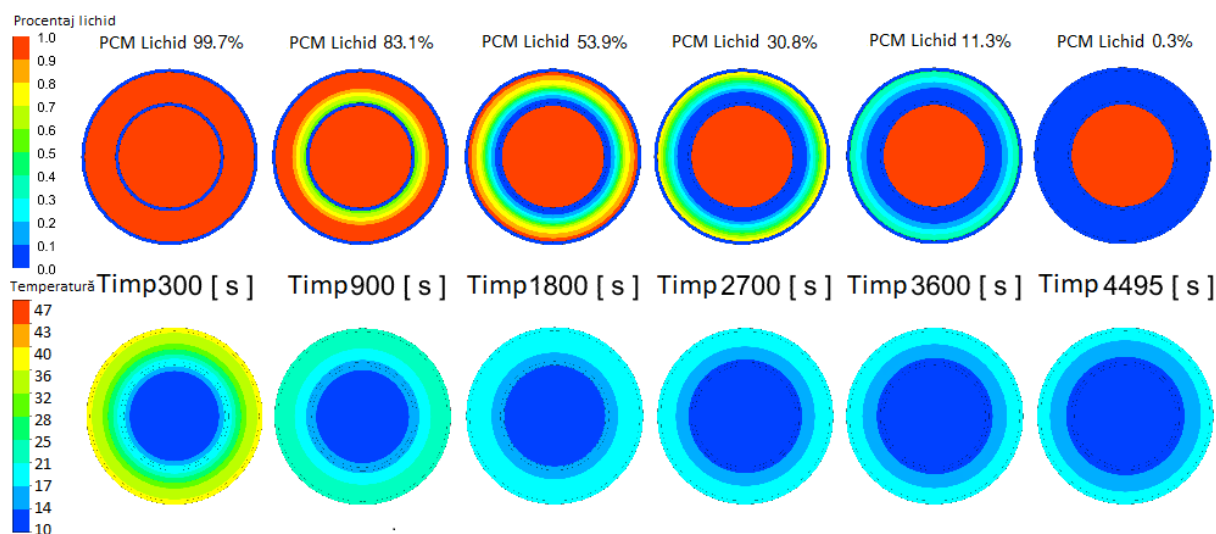


Figura 3. Procesul de solidificare a hidrurii de sare PFT

Rezultatele au arătat că hidrura de sare PFT este topită într-un procentaj de 99.7% după aproximativ 25 de minute, după cum putem observa în figura 2. După aproximativ 30 de secunde apare prima picătură de lichid, iar după aproximativ 10 minute mai mult de jumătate

din volumul de PFT ajunge în stare lichidă. Conform rezultatelor simulării, putem observa ca viteza de topire a materialului cu schimbare de fază nu depinde de variația temperaturii.

Similar cu hidrura de sare, topirea parafinei RT21 a început destul de rapid iar după 30 de secunde procentajul de lichid a ajuns deja la 4%. Durează puțin peste 10 minute ca jumătate din volumul de parafină să devină lichid, și 30 de minute ca procentajul de lichid să atingă 97%.

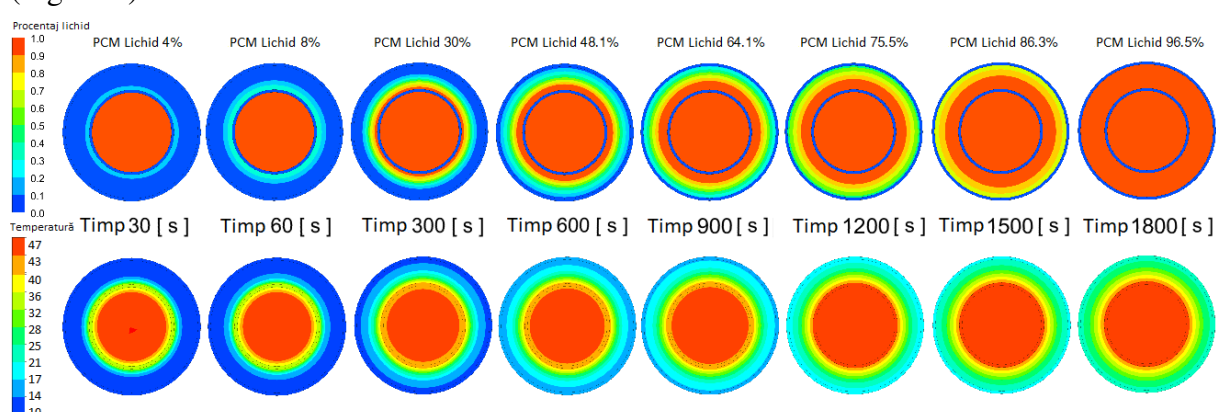


Figura 4. Procesul de topire a parafinei RT 21

Procesul de descărcare începe după aproximativ 2 minute și jumătate după ce sursa de căldură este îndepărtată, și durează aproximativ 90 de minute până când procentajul de parafină solidă atinge 98%. După cum era de așteptat, procesul de solidificare durează de aproximativ 3 ori mai mult decât procesul de topire a parafinei RT 21.

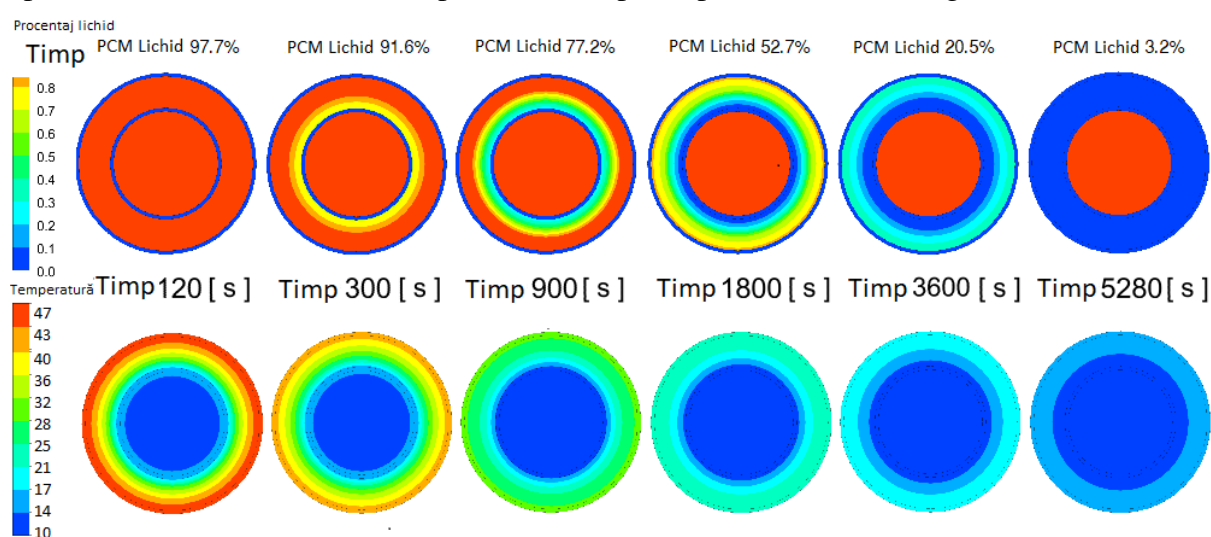


Figura 5. Procesul de solidificare a parafinei RT 21

Conform proprietăților termice ale parafinei RT 15, acest material cu schimbare de fază ajunge la solidificare completă la temperatura de -15°C . Dat fiind faptul că temperatura fluidului din simulare este de 10°C , parafina RT 15 nu va ajunge niciodată la o solidificare completă. Astfel, la 10 secunde după începutul simulării procentajul de lichid este de 69.2%. Acest procentaj atinge 97.2% după doar 10 minute și 40 de secunde.

Procesul de solidificare începe la 7 minute și jumătate din momentul îndepărtării sursei de căldură. Procentajul de lichid inițial, de aproximativ 70%, este atins după 90 de minute.

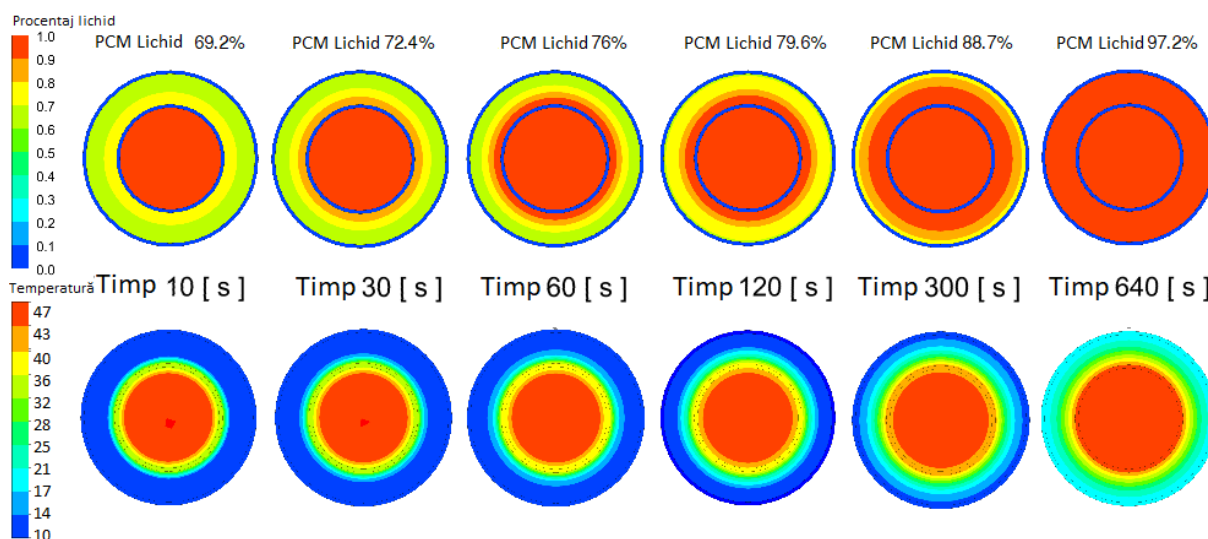


Figura 6. Procesul de topire a parafinii RT 15

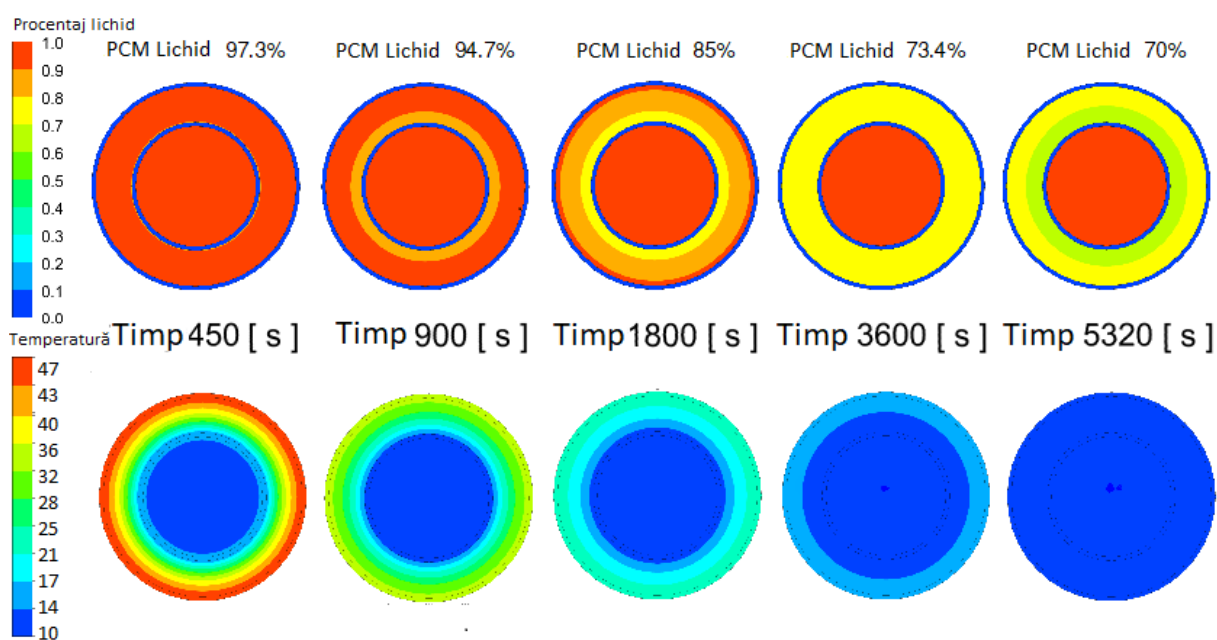


Figura 7. Procesul de solidificare a parafinii RT 15

Rezultatele simulărilor au fost centralizate și reprezentate grafic atât pentru procesul de topire cât și pentru cel de solidificare. După cum se poate observa în figura 8, hidrura de sare și parafina RT 21 au un comportament similar pe parcursul procesului de topire, diferența dintre acestea fiind data de timpul de topire mai îndelungat al parafinii.

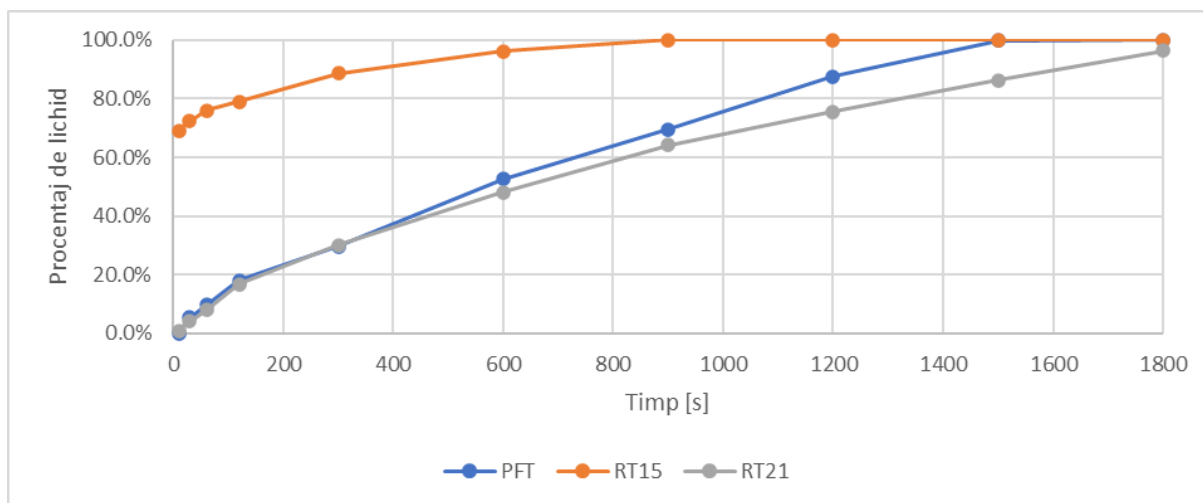


Figura 8. Faza de încărcare

În ceea ce privește solidificarea, toate cele 3 materiale cu schimbare de fază încep de la o stare complet lichidă însă prima care alunge la solidificare complete este hidrura de sare. Procesul de solidificare a parafinii este cu 17 minute mai lung decât cel al hidrurii de sare iar parafina RT 15 nu va atinge un procentaj de solid mai mic de 70% datorită punctul ei de solidificare de -15°C .

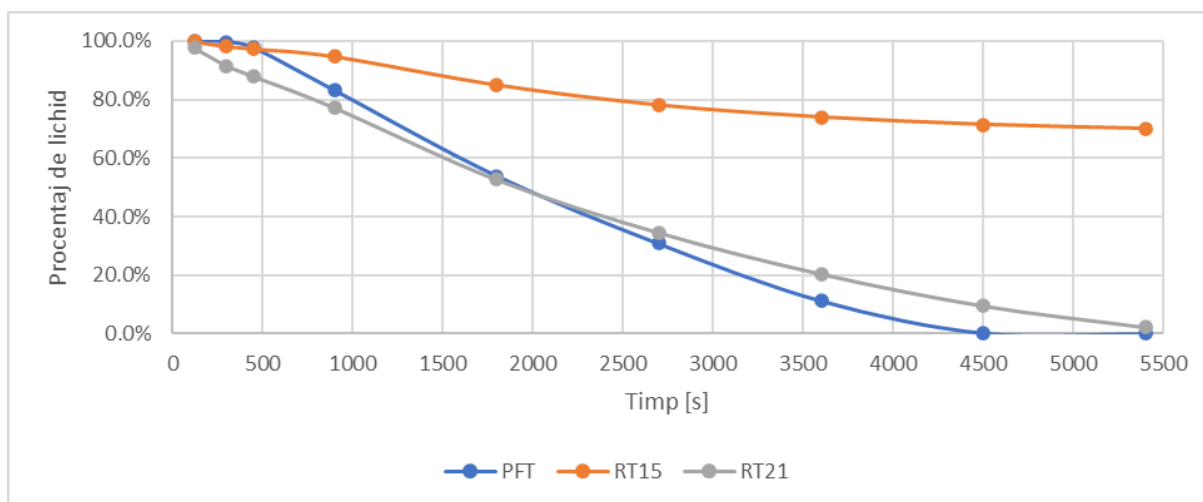


Figura 8. Faza de descărcare

CONCLUZII

În urma analizelor efectuate, putem concluziona că fiecare din cele 3 materiale cu schimbare de fază are avantajele și dezavantajele sale. Un aspect important este faptul că toate cele 3 PCM-uri au o conductivitate termică redusă, ceea ce înseamnă că transferul de căldură dintre tuburile termice și agentul secundar din serpentină va fi destul de redus până când materialul cu schimbare de fază va termina faza de încărcare.

Hidrura de sare are o conductivitate termică mai ridicată decât parafinile, însă este agresivă din punct de vedere chimic asupra tuburilor termice de cupru, fiind corozivă. Avantajul acestuia este viteza sa mai ridicată de topire însă se și solidifică mai rapid decât parafinile, ceea ce înseamnă că stochează mai puțină energie termică.

Avantajul prafinei RT 15 este faptul că aceasta nu se solidifică niciodată în totalitate pentru aplicația în cauză, ceea ce înseamnă că nu va expanda la fel de mult ca cealaltă parafină în momentul schimbării de fază. Aceasta va fi eficientă și la aplicații cu temperaturi mai reduse.

Putem concluziona că parafina RT 21 pare a fi alegerea potrivită pentru această aplicație datorită faptului că există o corelare între punctul ei de topire și regimul de funcționare optimă a tuburilor termostate. Datorită faptului că durata ei de solidificare completă este de aproximativ 90 de minute, acest material cu schimbare de fază poate stoca mai multă energie termică decât celelalte două materiale.

Energy efficient phase change materials used for an originally designed heat recovery system

Abstract

This study is aimed to find an efficient phase change material that can be used for an innovative heat recovery system. The most important capability of phase change materials is that they can store thermal energy and release it in the form of latent heat when the energy source becomes unavailable. Since the heat source is intermittent in a heat recovery system, choosing a proper phase change material for the equipment can have a significant impact on the overall energy efficiency of it.

Bibliografie

- [1] W. Chandrakant, K.L. Praveen, A review of phase change materials as an alternative for solar thermal energy storage, *Materials today:Proceedings*, 4 (2017) 10264-10267.
- [2] F. Fornarelli, V. Ceglie, B. Fortunato, S.M. Camporeale, M. Torresi, P. Oresta, A. Miliozzi, Numerical simulation of a complete charging-discharging phase of a shell and tube thermal energy storage with phase change material, *Energy Procedia*, 126 (2017) 501-508.
- [3] Y. Pahamli, M. J. Hosseini, A. A. Ranjbar, R. Bahrampoury, Inner pipe downward movement effect on melting of PCM in a double pipe heat exchanger, *Applied Mathematics and Computation*, 316 (2018) 30-42.
- [4] W. Youssef, Y.T. Ge, S.A. Tassou, CFD modelling development and experimental validation of a phase change material (PCM) heat exchanger with spiral-wired tubes, *Energy Conversion and Management*, 157 (2018) 498-510.
- [5] A. Burlacu, G. Sosoi, R.S. Vizitiu, M. Barbuta, C.D. Lazarescu, M. Verdes, A.A. Serbanoiu, Innovative system for heat recovery from used water in the building sector, *Procedia Manufacturing*, 22 (2018) 722-729.
- [6] M. Esapour, A. Hamzehnezhad, A.A.R. Darzi, M. Jourabian, Melting and solidification of PCM embedded in porous metal foam in horizontal multi-tube heat storage system, *Energy Conversion and Management*, 171 (2018) 398-410.
- [7] A. Allouhi, A. A. Msaad, M. B. Amine, R. Saidur, M. Mahdaoui, T. Kousksou, A. K. Pandey, A. Jamil, N. Moujibi, A. Benbassou, Optimization of melting and

- solidification processes of PCM: Application to integrated collector storage solar water heaters (ICSSWH), *Solar Energy*, 171 (2018) 562-570.
- [8] S. Tiari, S. Qiu, M. Mahdavi, Discharging process of a finned heat pipe-assisted thermal energy storage system with high temperature phase change material, *Energy Conversion and Management*, 118 (2016) 426-437.
 - [9] S. Motahar, R. Khodabandeh, Experimental study on the melting and solidification of a phase change material enhanced by heat pipe, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 73 (2016) 1-6.
 - [10] N. Sharifi, S. Wang, T. L. Bergman, A. Faghri, Heat pipe-assisted melting of a phase change material, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55 (2012) 3458-3469.
 - [11] F. Tardy, S. M. Sami, Thermal analysis of heat pipes during thermal storage, *Applied Thermal Engineering*, 29 (2009) 329-333.
 - [12] S. Tiari, S. Qiu, M. Mahdavi, Numerical study of a finned heat pipe-assisted thermal energy storage system with high temperature phase change material, *Energy Conversion and Management*, 89 (2015) 833-842.
 - [13] <https://www.rubitherm.eu/en/index.php/productcategory/organische-pcm-rt>.
 - [14] M. Kenisarin, K. Mahkamov, Salt hydrates as latent heat storage materials: Thermophysical properties and costs, *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 145 (2016) 255-286.
 - [15] G. Zhou, Y. Han, Numerical simulation on thermal characteristics of supercooled salt hydrate PCM for energy storage: Multiphase model, *Applied Thermal Engineering*, 125 (2017) 145-152.
 - [16] P.J. Shamberger, T. Reid, Thermophysical properties of potassium fluoride tetrahydrate from (243 to 348) K, *Journal of Chemical & Engineering Data*, 58(2) (2013) 294-300.



ANALIZA COMPARATIVĂ A NECESARULUI DE CĂLDURĂ PENTRU O LOCUINȚĂ INDIVIDUALĂ CU REGIMUL DE ÎNĂLȚIME S+P+E+M UTILIZÂND DIFERITE METODE DE CALCUL

ANDREI BURLACU, IULIAN ENARU, ANATOLII COȚOFANĂ, MARIUS ALEXA

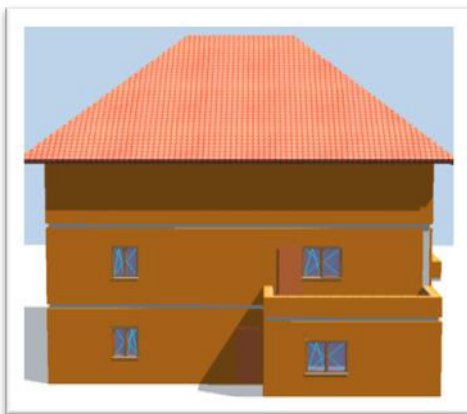
Universitatea Tehnică “Gheorghe Asachi” din Iași, Facultatea de Construcții și Instalații

Rezumat

În lucrare de față se prezintă studiul și comparația necesarului de căldură pentru o locuință individuală S+P+E+M, utilizând următoarele standarde: Standardul Român SR_1907_1997 (1), Standardul Român SR_1907_2014 (2) și versiunea română a Standardul European H_EN_12831_RO_02. Standardul European H_EN_12831_RO_02 (3) a fost calculat automat cu ajutorul programului de simulare Allplan AX 3000.

1. INTRODUCERE

Creșterea eficienței energetice este un obiectiv național și european în contextual dezvoltării durabile. Pentru a crește performanța energetică a clădirilor se țin seama de condițiile climatice exterioare și de amplasament, de cerințele de confort interioare, de nivelul optim din punct de vedere al costurilor, al cerințelor de performanță energetică, precum și de ameliorarea aspectului urbanistic al localităților.



STANDARD ROMÂN

Acest standar stabilește modul de determinare, în condiții de regim nestaționar, a necesarului de căldură de calcul pentru clădirile civile și industrial, în vederea proiectării instalațiilor de încălzire.

Edițiile 1997 și 2014 ale SR 1907-1 au o perioadă de coexistență până la data de 31 decembrie 2016.

În această perioadă se va urmări aplicarea standardului în proiectare în raport cu reglementările tehnice din domeniu.

Aplicarea ediției din 2014 are caracter experimental. Se recomandă ca utilizatorii ediției 2014 să comunice rezultatele obținute către ASRO în vederea definitivării.

Standardul intră în patrimoniul comitetului tehnic ASRO/CT 302, Instalații de încălzire, ventilare și condiționare a aerului.

Revizuirea acestor standard a urmărit creșterea performanței energetice a clădirilor prin:

- **proiectarea unor noi clădiri cu consumuri reduse de energie și prin reabilitarea termică a clădirilor existente și implicit, aplicarea strategiilor de reabilitare energetică a unei clădiri;**

- **reducerea consumurilor de energie prin aplicarea unor măsuri pasive asociate unor consumuri minime de energie, integrate în concepția arhitecturală și constructivă a clădirilor.**

Standardul poate fi utilizat atât la determinarea necesarului de căldură de calcul pentru:

- a) clădiri noi realizate conform cerintelor minime impuse prin reglementările tehnice în vigoare precum și pentru cele existente care se modernizează.

- b) clădiri noi foarte eficiente din punct de vedere energetic, din categoria celor cu consum de energie aproape egal cu zero.

Caracterul nestaționar al regimului de transfer de căldură prin elementele de construcție opac care formează anvelopa supratrană a încăperilor / clădirilor este inclus în valorile temperaturii exterioare de calcul care participă la bilanțul energetic al încăperilor.

Elementele de anvelopă subterane beneficiază de răspuns termic determinat de liniile de flux termic care traversează solul în lungul unor tuburi de curent caracterizate de capacitatea termică variabilă în funcție de lungimea liniilor de flux termic. Integrarea în raport cu spațiul (lungimea liniilor de flux) a anvelopei opace (izolată sau neizolată termic).

Metoda de calcul adoptată generalizează abordarea din SR 1907_1:1997 pentru diferite tipuri de rezolvări ale frontierei, clădire - sol.

În funcție de tipul și destinația clădirii, anumite simplificări, ipoteze, valori stabilite, condiții la limită particulare se poate ajunge la metode simplificate care pot fi aplicate la clădirile existente. În general, simplificarea maximă admisibilă a unei metode de calcul și datele de intrare sunt determinate de cantitatea și de exactitatea datelor cerute la ieșire.

Metodele simplificate provin din descrierea proceselor de transfer termic dintr-o clădire care stă la baza metodei de calcul.

Față de ediția din 1997 s-a făcut următoarele modificări:

- s-au modificat temperaturile exterioare convenționale de calcul și zonarea climatică a României – prin introducerea zonei climatice V (anexa A);

- a fost eliminat adaosul pentru compensarea efectului suprafețelor reci;
 - a fost modificat modul de calcul al sarcinii termice pentru încălzirea aerului de ventilare;
 - a fost modificat modul de calcul al transferului de căldură prin elemente de construcție în contact cu solul;
 - a fost modificat modul de calcul al sarcinii termice pentru sisteme de încălzire prioritar convective;
 - au fost introduse 10 anexe informative noi care se adresează unor cazuri speciale proprii clădirilor noi eficiente din punct de vedere energetic, precum și clădirilor existente care beneficiază de lucrări de renovare majoră;
 - a fost introdusă o anexă nouă B, cu un exemplu de determinare a numărului de pereți interiori, Npi-sistem de încălzire prioritar convectiv;
 - a fost introdusă o anexă nouă C privind determinarea fluxului termic cedat prin sol și a temperaturilor spațiilor secundare în contact cu solul;
 - a fost introdusă anexă nouă D privind calculul temperaturii interioare rezultate a incintelor neîncălzite direct, incluse în zonele principale ale clădirilor;
 - a fost introdusă anexă nouă E privind calculul necesarului de căldură de calcul al clădirilor noi care se încălzesc rar;
 - a fost modificat exemplul de calcul pentru sisteme de încălzire predominant convective (anexa F);
 - a fost introdusă o anexă nouă G, privind determinarea necesarului de căldură de calcul pentru construcții dotate cu sisteme de încălzire predominant radiative (de joasă temperatură – pardoseală sau/și tavan);
 - au fost introduse anexe noi H, I și J cu exemple de determinare a necesarului de căldură de calcul caracteristic unui sistem de încălzire de tip prioritar radiativ;
 - a fost introdusă o anexă nouă K cu scopul prezentării schemelor de conformare a instalațiilor interioare de încălzire a clădirilor existente care beneficiază de renovări majore și de calcul al parametrilor termodinamici intensivi și extensivi ai agentului termic, în condiții de calcul;
 - au fost eliminate excepțiile formulate la articolul 1.2 SR 1907-1:1997;
- Utilizare acestei metode de calcul nu exclude utilizarea altor metode de calcul și nu împiedică evoluțiile viitoare.

STANDAR EUROPEAN

Acest standar folosit de programul de simulare Allplan AX 3000 reprezintă versiunea română a standardului european SR EN 12831:2004.

Standardul a fost tradus de ASRO, are același statut ca și versiunile oficiale și a fost publicat cu permisiunea CEN.

Standardului European SR EN 12831:2004 a fost adoptat initial la data de 23 august 2004 prin publicarea unei file de confirmare a adoptării. Fila de confirmare a adoptării este înlocuită de acest standard.

Acest standard stabilește procedura de calcul al puterii termice care trebuie furnizată în condiții de calcul convenționale pentru a se asigura obținerea temperaturii interioare de calcul cerute.

Acest standard stabilește procedura de calcul a sarcinii termice nominale:

- pentru fiecare încăpere sau spațiu încălzit, pentru a se dimensiona aparatele de emisie a căldurii;
- pentru o clădire întreagă sau o parte din clădire, pentru a se dimensiona instalația generală a căldurii;

De asemenea, acest standard stabilește o metodă de calcul simplificat.

Se recomandă ca valorile datelor de intrare și factorii care se introduc în calculul sarcinii termice să fie determinați într-o anexă națională a acestui standard. Anexa D conține un tabel cu toți acești factori, care pot fi determinați la nivel național și indică valori implicite pentru cazul în care nu există valori naționale disponibile.

2. CONSIDERATII TEORETICE

SR 1907-1:2014 determinarea necesarului de căldură

Determinarea necesarului de căldură de calcul pentru construcții doate cu sisteme de încălzire predominant convective.

- Necesarul de căldură de calcul, Q_o , exprimat în wați, al unei încăperi prevăzute cu sisteme de încălzire predominant convective (corpuri statice de încălzire (radiatoare, convectoare), aer cald) se determină cu ajutorul relației (1):.

$$Q_o = Q_T + Q_i \quad [W] \quad (1)$$

în care:

Q_T – fluxul termic cedat prin transmisie, considerat în regim termic staționar, prin elemente de construcție care delimitează încăperea de mediul exterior, în condițiile zilei de iarnă de calcul, determinat conform 1.1 [w];

Q_i – fluxul termic pentru încălzirea aerului proaspăt necesar asigurării confortului fiziologic în încăperea și a aerului rece pătruns la deschiderea ușilor, de la temperatura exterioară de referință la temperatura medie a aerului interior, determinat conform 4.1.2, exprimat în [W];

- Necesarul de căldură de calcul al unei încăperi se majorează sau se micșorează cu fluxul termic absorbit sau cedat de diverse procese cu caracter permanent dacă acesta depășește 5% din necesarul de căldură de calcul, Q_o .

Fluxul termic cedat prin transmisie, Q_T , exprimat în wați, se calculează cu ajutorul relației (2):

$$Q_T = cM * \sum_j \left(\frac{A_j}{R_j} * (\theta_i - \theta_e) + Q_S \right) \quad (2)$$

în care:

A_j - reprezintă aria suprafeței fiecărui element de construcție “j”, determinată luându-se în considerare dimensiunile interioare totale, exprimată în [m²];

θ_i - reprezintă temperatura interioară convențională de calcul a încăperii, conform SR 1907-2, exprimată în [°C];

θ_e - reprezintă temperatura spațiului exterior adiacent elementului de construcție “j”, care se ia după caz:

- temperatura exterioară convențională de calcul, pentru elementele de constructive adiacente mediului exterior, θ_e , conform anexei A a acestui standard, exprimată în [°C];

- temperatura interioară convențională de calcul θ_i , pentru încăperile alăturate, încălzite sau neîncălzite, care respectă condiția $|\Delta\theta_j| \leq 1K$ (în care $\Delta\theta_j$ reprezintă diferența dintre temperatura interioară convențională de calcul a încăperii considerate și temperatura caracteristică spațiului alăturat "j", conform SR 1907-2, exprimată în $^{\circ}C$);

R_j - reprezintă rezistența termică specifică corectată a elementului de construcție "j" considerat, stabilită ținându-se seama de influența punților termice, exprimată în $[m^2K/W]$;

Q_s - reprezintă fluxul termic cedat prin sol, determinat conform 4.1.1. exprimat în $[W]$;

c_M - reprezintă coeficientul de corecție a necesarului de căldură de calcul în funcție de

masa specifică a construcției, determinată conform 4.1.1.2.

- Sarcina termică pentru încălzirea aerului proaspăt necesar asigurării confortului termic și calitatea aerului interior în încăperea și a aerului pătruns la deschiderea ușilor, de la temperatura exterioară de referință la temperatura medie a aerului interior, măsurată în $[W]$, se determină cu ajutorul relației (3):

$$Q_i = 0,334 * n_a * c_M * V_i * (\theta_a - \theta_{eo}) + Q_u \quad (3)$$

în care:

n_a - reprezintă numărul de schimburi de aer necesar în încăperea pentru asigurarea condițiilor de confort termic și de calitatea aerului interior sau impuse de activitatea tehnologică, exprimată în $[h^{-1}]$;

V_i - reprezintă volumul interior (aparent) al încăperii, determinat în funcție de dimensiunile interioare ale încăperii (măsurate între suprafețele interioare aparente (lumini), exprimat în $[m^3]$;

θ_a - reprezintă temperatura aerului interior, exprimată în $^{\circ}C$;

θ_{eo} - reprezintă temperatura exterioară convențională de calcul, exprimată în $^{\circ}C$, determinate conform anexei A la acest standard;

Q_u - reprezintă sarcina termică pentru încălzirea aerului pătruns la deschiderea ușilor exterioare, conform 4.1.2.3, exprimată în $[W]$;

c_M - reprezintă coeficientul de corecție a necesarului de căldură de calcul în funcție de masa specifică a construcției, determinată conform 4.1.1.2.

SR 1907-1:1997 determinarea necesarului de căldură

- Necesarul de căldură de calcul, Q , exprimat în wați, al unei încăperi se calculează cu relația:

$$Q = Q_T \left(1 + \frac{A_c + A_0}{100} \right) + Q_i \quad [W] \quad (1)$$

în care:

Q_T - fluxul termic cedat prin transmisie, considerat în regim staționar, corespunzător diferenței de temperatură între interiorul și exteriorul elementelor de construcție care delimitează încăperea, calculat conform 2.1.1 în wați.

Qi - sarcina termică pentru încălzirea de la temperatura exterioară convențională de calcul a aerului infiltrat prin neetanșeitățile ușilor și ferestrelor și a aerului pătruns la deschiderea acestora, calculat conform 2.1.3, în wați.

A0 - Adaosul pentru orintare, conform 2.1.2 și 2.1.2.1.

Ac - Adaosul pentru compensarea efectului suprafețelor reci, conform 2.1.2 și 2.1.2.2.

Necesarul de căldură de calcul al unei încăperi se majorează sau se micșorează cu fluxul termic absorbit sau cedat de diverse procese cu caracter permanent dacă acesta depășește 5% sin necesarul de căldură de calcul, Q.

• Fluxul termic cedat prin transmisie , QT, exprimat în wați, se calculează cu relația:

$$Q_T = \sum \left(C_M * m_A * \frac{\theta_a - \theta_{eo}}{R'} + Q_s \right) \quad [W] \quad (2)$$

în care:

m - coeficientul de masivitate termică a elementelor de construcție exterioare, conform 2.1.1.2;

A - aria suprafeței fiecărui element de construcție, determinat conform STAS 6472/3 în metri pătrați.

θi - temperatura interioară convențională de calcul, conform SR 1907 - 2, în grade Celsius;

θe - temperatura spațiilor exterioare încăperii considerate, în grade Celsius, care se ia după caz:

temperatura exterioară convențională de calcul, conform Anexei A la prezentul standard;

temperatura interioară convențională de calcul pentru încăperile alăturate, conform SR 1907-2;

R` - rezistența termică specifică corectată a elementului de construcție considerat, stabilită conform STAS 6472/3, în metri pătrați grad Kelvin pe watt;

Qs - reprezintă fluxul termic cedat prin sol, determinat conform 2.1.1.3 exprimat în [W];

cM - coeficientul de corecție al necesarului de căldură de calcul funcție de masa specifică a construcției, determinată conform 2.1.1.4

Sarcina termică pentru încălzirea de la temperatura exterioară la temperatura interioară a aerului infiltrate prin neetanșeitățile ușilor și ferestrelor și a aerului pătruns la deschiderea acestora Qi, se determină ca valoarea maxima între sarcina termică Qi1 și Qi2, exprimate în wați, în care:

Qi1 - Sarcina termică pentru încălzirea de la temperatura exterioară convențională la calcul la temperatura interioară convențională de calcul, a aerului infiltrat prin neetanșeitățile ușilor și ferestrelor și a aerului pătruns la deschiderea acestora, determinată ținând seama de numărul de schiburi de aer necesar în încăperea din condiții de confort fiziologic cu relația:

$$Q_{I1} = [n_{ao} * c_M * V * \rho * C_p * (\theta_i - \theta_e) + Q_u] * \left(1 + \frac{A_c}{100} \right) \quad [W] \quad (3)$$

Qi2 - Sarcina termică pentru încălzirea de la temperatura exterioară convențională de calcul la temperatura interioară convențională de calcul, a aerului infiltrat prin neetanșeitățile

ușilor și ferestrelor și a aerului pătruns la deschiderea acestora, determinată ținând seama de numărul de schimburi de aer necesar în încăperea din condiții de confort fiziologic cu relația:

$$Q_{l2} = \left\{ cM * \left[E * \sum iL * v^{\frac{4}{3}} * (\theta_i - \theta_e) \right] + Q_u \right\} * \left(1 + \frac{Ac}{100} \right) \quad [W] \quad (4)$$

în care:

nao - numărul de schimburi de aer necesar în încăperea din condiții de confort fiziologic, în metri cubi pe secundă pe metru cub;

V - volumul încăperii, în metri cubi;

Cp - căldura specifică la presiunea constantă a aerului la temperatura θ_i , în joule pe kilogram grad Kelvin;

ρ - densitatea aerului la temperatura θ_i , în kilograme pe metri cubi;

E - factorul de corecție de înălțime, conform 2.1.3.2;

i - coeficient de infiltrație a aerului prin rosturi, conform 2.1.3.2, în wați pe metru grad Kelvin (secunde pe metru) $4/3$;

L - lungimea rosturilor ușilor și ferestrelor din fațadele supuse acțiunii vântului, conform 2.1.3.3, în metri;

v - viteza convențională a vântului de calcul, conform 2.1.3.4, în metri pe secundă;

Qu - sarcina termică pentru încălzirea aerului pătruns la deschiderea ușilor exterioare, conform 2.1.3.5, în wați.

3. REZULTATE OBTINUTE

Rezultate comparative SR 1907_1997, SR 1907_2014 și Allplan AX3000 (H_EN_12831_RO_02)										
Exemplu de calcul		Simbol			SR 1907_1997		SR 1907_2014		Allplan AX3000 H_EN_12831_RO_02	
Nr. Crt	Denumire încăperi		θ_i	Vint	Qnec	q	Qnec	q	Qnec	q
			[°C]	[m³]	W	W/m³	W	W/m³	W	W/m³
1	Bucatarie	P.01	18	77	1398	18	1325	17	977	13
2	Living	P.02	20	202	3277	16	3001	15	2720	13
3	Baie serviciu	P.03	22	47	774	16	624	13	753	16
4	Hol intrare	P.04	18	20	420	21	376	19	345	17
5	Birou	P.05	20	73	1490	20	1193	16	1120	15
6	Dormitor 1	Et. 01	20	76	1208	16	1188	16	1120	15
7	Dormitor 2	Et. 02	20	77	1212	16	1223	16	1274	17
8	Hol etaj	Et. 03	18	123	1236	10	1103	9	1212	10
9	Baie etaj	Et. 04	22	36	869	24	790	22	631	18
10	Dormitor mic	Et. 05	20	55	1178	21	1029	19	1068	19
11	Mansardă Generală	M01	10	365	1596	4	2253	6	2675	7
12	Mansardă Camera 1	M02	10	69	306	4	531	8	378	5
13	Mansardă Camera 2	M03	10	51	239	5	411	8	503	10
14	Subsol cameră 1	S01	10	300	-392	-1	231	1	980	3

15	Subsol cameră 2	S02	10	36	-47	-1	230	6	95	3		
16	Subsol cameră 3	S03	10	36	-49	-1	28	1	99	3		
						1643	14715	11,81	15535	12	15950	12
						Abatere % SR 1907_2014 și SR 1907_1997 =					5,28%	
						Abatere % SR 1907_1997 și Allplan AX3000 (H_EN_12831_RO_02) =					7,74%	
						Abatere % SR 1907_2014 și Allplan AX3000 (H_EN_12831_RO_02) =					2,60%	

Tabel 1 Rezultate comparative SR 1907_1997, SR 1907_2014 și Allplan AX3000 (H_EN_12831_RO_02)

Rezultate comparative SR 1907_1997, SR 1907_2014 și Allplan AX3000 (H_EN_12831_RO_02) PARTER+ETAJ													
Exemplu de calcul				Simbol				SR 1907_1997		SR 1907_2014		Allplan AX3000 H_EN_12831_RO_02	
Nr. Crt	Denumire încăperi				θi	Vint	Qnec	q	Qnec	q	Qnec	q	
					[°C]	[m³]	W	W/m³	W	W/m³	W	W/m³	
1	Bucatarie			P.01	18	77	1398	18	1325	17	977	13	
2	Living			P.02	20	202	3277	16	3001	15	2720	13	
3	Baie serviciu			P.03	22	47	774	16	624	13	753	16	
4	Hol intrare			P.04	18	20	420	21	376	19	345	17	
5	Birou			P.05	20	73	1490	20	1193	16	1120	15	
6	Dormitor 1			Et. 01	20	76	1208	16	1188	16	1120	15	
7	Dormitor 2			Et. 02	20	77	1212	16	1223	16	1274	17	
8	Hol etaj			Et. 03	18	123	1236	10	1103	9	1212	10	
9	Baie etaj			Et. 04	22	36	869	24	790	22	631	18	
10	Dormitor mic			Et. 05	20	55	1178	21	1029	19	1068	19	
							13062	18	11851	16	11220	15	
						Abatere % SR 1907_1997 și SR 1907_2014 =						9,27%	
						Abatere % SR 1907_1997 și Allplan AX3000 (H_EN_12831_RO_02) =						14,10%	
						Abatere % SR 1907_2014 și Allplan AX3000 (H_EN_12831_RO_02) =						5,32%	

Tabel 2 Rezultate Comparative SR 1907_1997, SR 1907_2014 și Allplan AX3000 (H_EN_12831_RO_02)PARTER+ETAJ

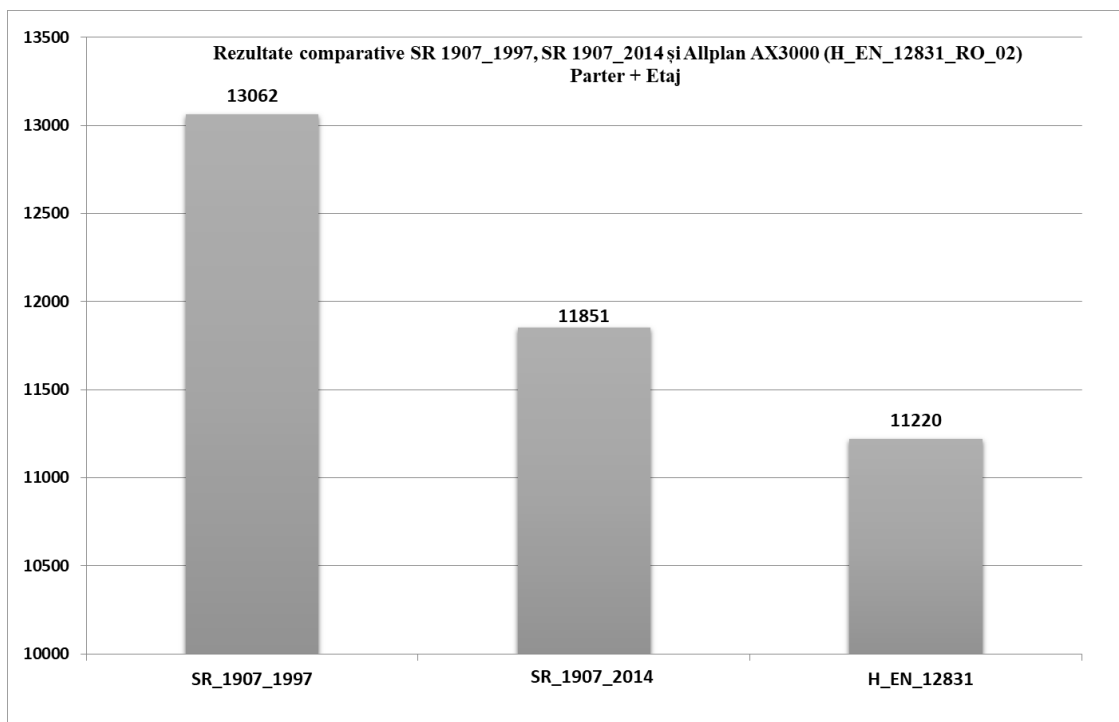


Figura 1. Grafic rezultate comparative SR 1907_1997, SR 1907_2014 și Allplan AX3000 (H_EN_12831_RO_02) PARTER+ETAJ

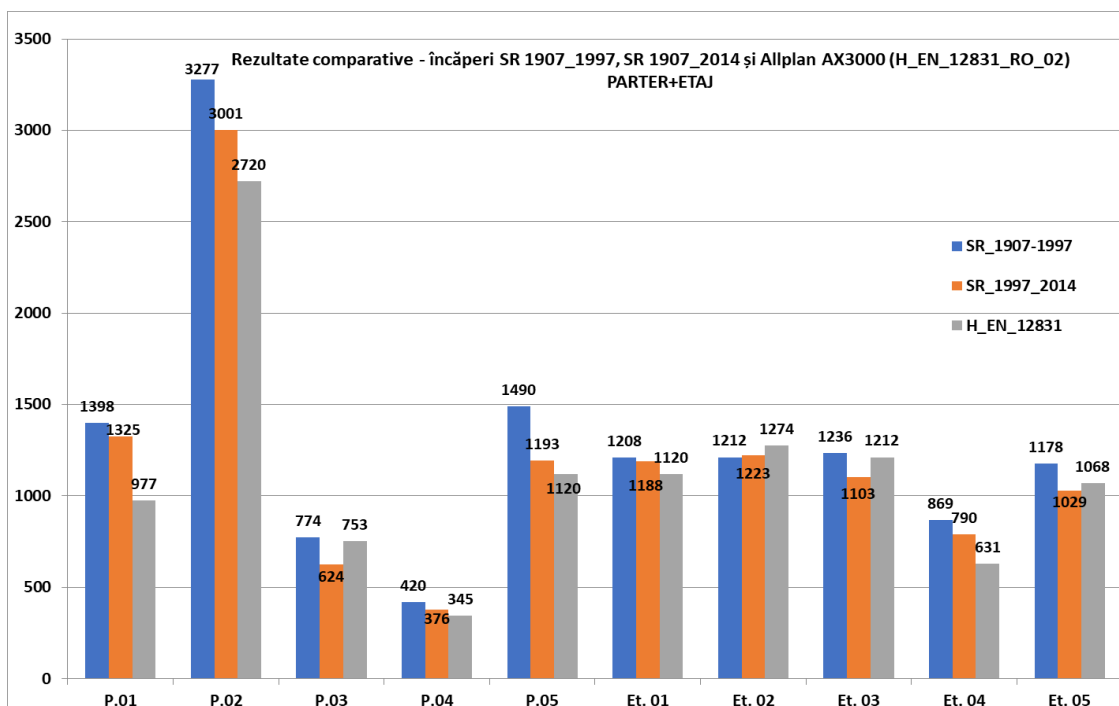


Figura 2. Grafic rezultate comparative - încăperi SR 1907_1997, SR 1907_2014 și Allplan AX3000 (H_EN_12831_RO_02) PARTER+ETAJ

Rezultate comparative SR 1907_2014 și Allplan AX3000 (H_EN_12831_RO_02) -S+P+E+M								
Exemplu de calcul		Simbol			SR 1907_2014		Allplan AX3000 (H_EN_12831_RO_02)	
Nr. Crt	Denumire încăperi		θi	Vint	Qnec	q	Qnec	q
			[°C]	[m³]	W	W/m³	W	W/m³
1	Bucatarie	P.01	18	77	1325	17	977	13
2	Living	P.02	20	202	3001	15	2720	13
3	Baie serviciu	P.03	22	47	624	13	753	16
4	Hol intrare	P.04	18	20	376	19	345	17
5	Birou	P.05	20	73	1193	16	1120	15
6	Dormitor 1	Et. 01	20	76	1188	16	1120	15
7	Dormitor 2	Et. 02	20	77	1223	16	1274	17
8	Hol etaj	Et. 03	18	123	1103	9	1212	10
9	Baie etaj	Et. 04	22	36	790	22	631	18
10	Dormitor mic	Et. 05	20	55	1029	19	1068	19
11	Mansadră Generală	M01	10	365	2253	6	2675	7
12	Mansardă Camera 1	M02	10	69	531	8	378	5
13	Mansardă Camera 2	M03	10	51	411	8	503	10
14	Subsol cameră 1	S01	10	300	231	1	980	3
15	Subsol cameră 2	S02	10	36	230	6	95	3
16	Subsol cameră 3	S03	10	36	28	1	99	3
				1643	15535	12	15950	12
			Abatere % SR 1907_2014 și Allplan AX3000 (H_EN_12831_RO_02)=					2,60 %

Tabel 3 Rezultate comparative SR_1907_2014 și Allplan AX3000 (H_EN_12831)-S+P+E+M

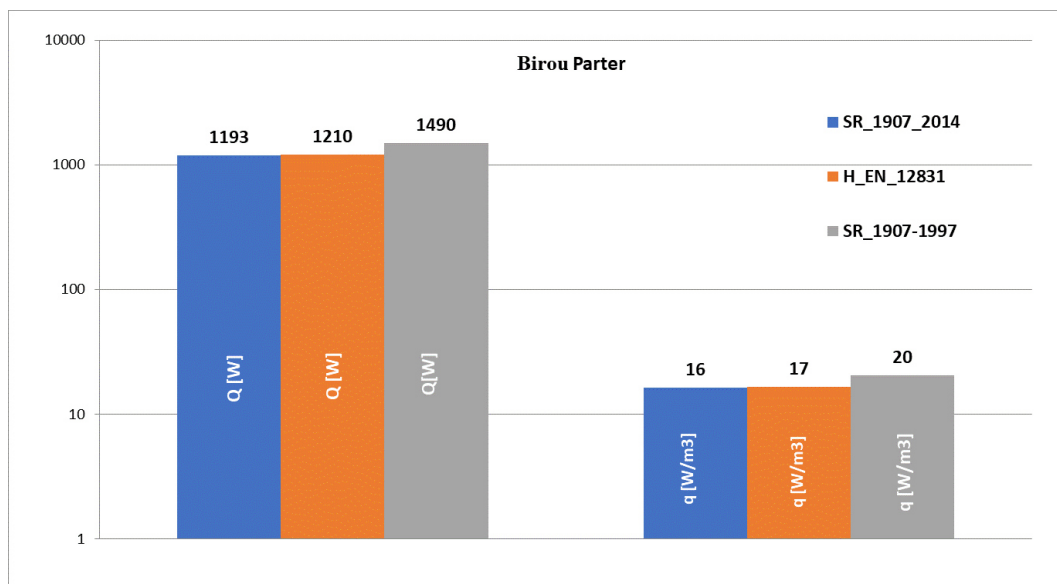


Figura 3. Grafic rezultate SR_1907_2014, Allplan AX3000 (H_EN_12831) și SR_1907_1997 - BIROU PLAN PARTER

Abatere % SR 1907_2014 și SR 1907_1997 = 19,7%
Abatere % SR 1907_1997 și Allplan AX3000 H_EN_12831_RO_02 =18,7%
Abatere % Allplan AX3000 H_EN_12831_RO_02 și SR 1907_2014 = 1,4%

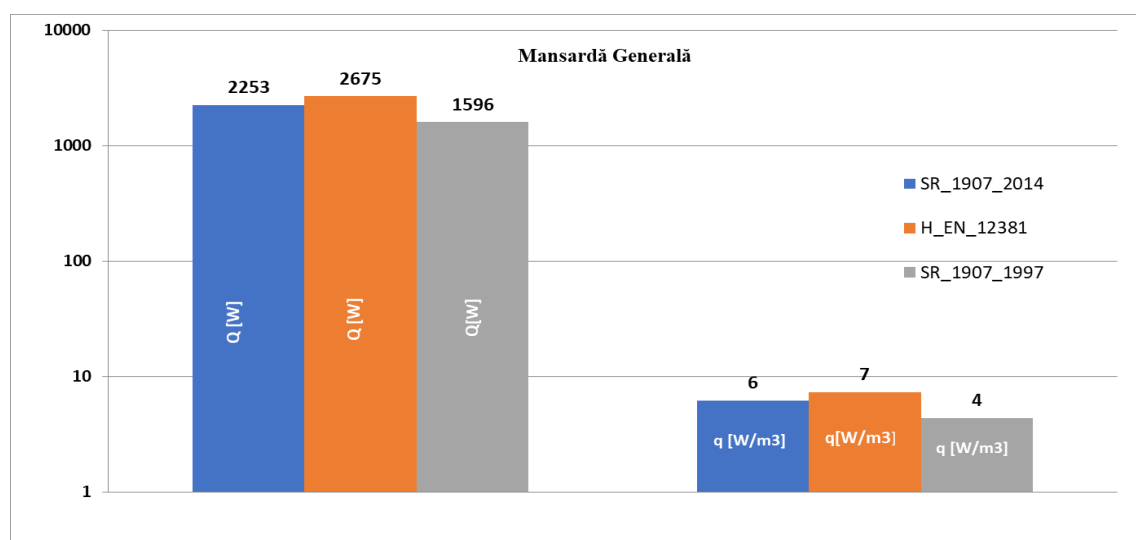


Figura 4. Grafic rezultate SR_1907_2014, Allplan AX3000 și SR_1907_1997 (H_EN_12831) - MANSARDĂ GENERALĂ PLAN MANSARDĂ

Abatere % SR 1907_1997 și SR 1907_2014= 29,1%
Abatere % Allplan AX3000 H_EN_12831_RO_02 și SR 1907_1997 = 40%
Abatere % Allplan AX3000 H_EN_12831_RO_02 și SR 1907_2014 = 15,7 %

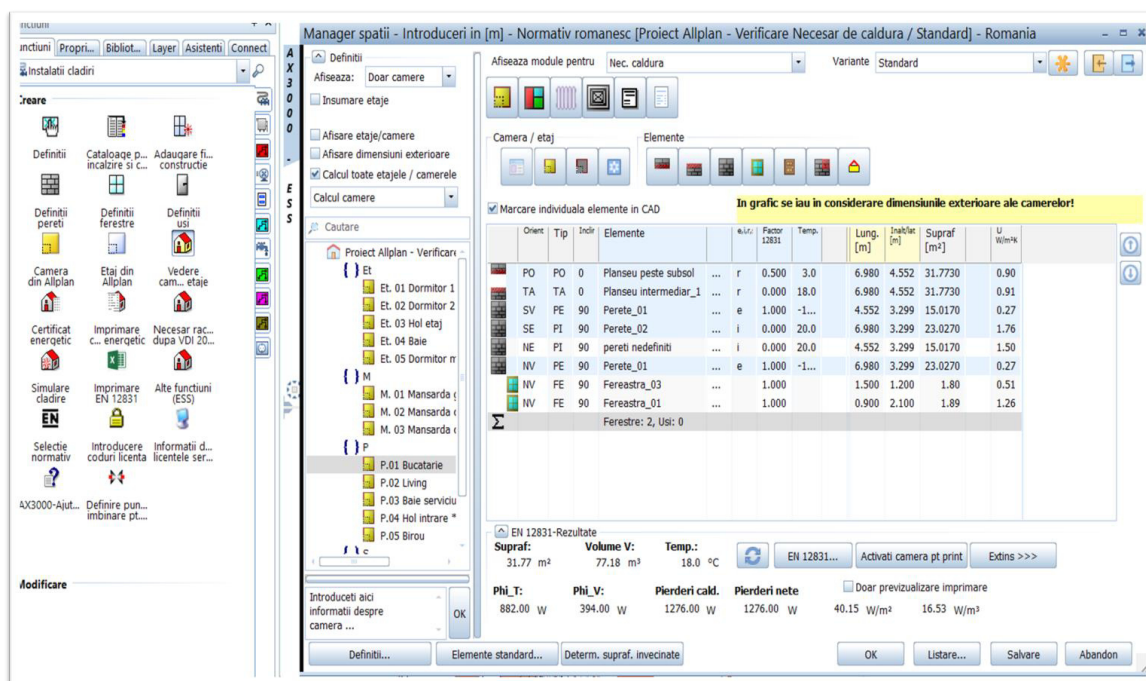


Figura 5. Exemplu de calcul automat cu ajutorul programului de simulare Allplan AX3000 (H_EN_12831).

4. CONCLUZII

În urma studiului comparativ privind necesarul de căldură pentru o locuință S+P+E+M au

rezultat mai multe concluzii:

- o comparație generală privind necesarul de căldură între cele 3 standarde, standardul roman

SR_1907_1907, standardul roman SR_1907_2014 și standardul european versiunea română H_EN_12831 folosit de sistemul de calcul automat Allplan AX3000, au rezultat următoarele abateri: între SR 1907_2014 și SR 1907_1997 a rezultat o abatere de 5,28%, între SR 1907_1997 și Allplan AX3000 H_EN_12831_RO_02 a rezultat o abatere de 7,74%, între SR 1907_2014 și Allplan AX3000 H_EN_12831_RO_02 a rezultat o abatere de 2,6%.

- în comparația dintre normativul românesc SR_1907_1997 și normativul românesc

SR_1907_2014 se observă o scădere a necesarului de căldură la o locuință individuală (S+P+E+M) privind planul parter și planul etaj cu o abatere de 9,2% (standardul român SR_1907_2014 a rezultat cu o valoare de 1212W mai mică).

Calculul privind planul subsol și planul mansardă utilizând standardul românesc

SR_1907_2014 au rezultat valori mai mari în comparație cu standardul românesc SR_1907_1907, aceste diferențe se datorează următoarelor modificări:

- a fost modificat modul de calcul al transferului de căldură prin elemente de construcție în contact cu solul;
- a fost modificat modul de calcul al sarcinii termice pentru sisteme de încălzire proritar convective, a fost introdusă o anexă nouă C privind determinarea fluxului termic cedat prin sol și a temperaturilor spațiilor secundare în contact cu solul;

- a fost introdusă o anexă nouă G, privind determinarea necesarului de căldură de calcul pentru construcții dotate cu sisteme de încălzire predominant radiative (de joasă temperatură - pardoseală sau/și tavan);

- a fost determinat fluxului cedat prin pod și au fost introduse anexele H,I și J cu exemple de determinare a necesarului de căldură de calcul caracteristic unui sistem de încălzire de tip radiativ.

Aceste modificări au fost introduse în standardul românesc SR_1907_2014;

- din calcul au rezultat date apropiate între standardul român SR_1907_2014 și standardul european versiunea română H_EN_12831 folosit de sistemul de calcul automat Allplan AX3000, cu o abatere pe întreg necesarul de căldură de 2,60% (standardul român SR_1907_2014 a rezultat cu o valoare de 415W mai mică față de standardul european versiunea română H_EN_12831).

- au rezultat și alte diferențe privind calculul pe încăperi între standardul român SR_1907_1907, standardul român SR_1907_2014 și standardul european versiunea română H_EN_12831 folosit de sistemul de calcul automat Allplan AX3000 cum ar fi:

- birou plan parter au rezultat următoarele abateri: între SR 1907_2014 și SR 1907_1997 a rezultat o abatere de 19,7%, între Abatere % SR 1907_1997 și Allplan AX3000 H_EN_12831_RO_02 a rezultat o abatere de 18,7%, între Allplan AX3000 H_EN_12831_RO_02 și SR 1907_2014 a rezultat o abatere de 1,4%.

- mansardă generală plan mansardă au rezultat următoarele abateri: între SR 1907_2014 și SR 1907_1997 a rezultat o abatere de 29,1%, între Abatere % SR 1907_1997 și Allplan AX3000 H_EN_12831_RO_02 a rezultat o abatere de 40%, între Allplan AX3000 H_EN_12831_RO_02 și SR 1907_2014 a rezultat o abatere de 15,7%.

.

Bibliografie

- (1) Standard Român SR_1907_2014;
- (2) Standard Român SR_1907_1997;
- (3) Standard Român SR EN 12831;



ANALIZA CONFORTULUI TERMIC ÎN ÎNCĂPERI CE UTILIZEAZĂ SISTEME DE ÎNCĂLZIRE PRIN CONVECȚIE ȘI RADIAȚIE DE JOASĂ TEMPERATURĂ

**Ștefănica-Eliza VIZITIU, Robert-Ștefan VIZITIU, Andrei BURLACU, Marius
BRANOAEA, Marius-Costel BALAN**

Rezumat

În cadrul lucrării au fost realizate o serie de simulări în programul Autodesk CFD Simulation, cu scopul de a studia influența soluției terminale de încălzire asupra confortului termic, într-o încăpere.

S-au analizat trei soluții de caz, după cum urmează: încălzirea unei încăperi cu radiator din oțel, încălzirea unei încăperi cu radiator din aluminiu și încălzirea unei încăperi cu pardoseală încălzitoare. Au fost comparate valorile rezultate prin simulări numerice pentru temperaturile medii pe înălțimea încăperii cu valorile pentru încălzirea ideală. S-a observat că încălzirea în pardoseală este cea mai eficientă sursă de încălzire dintre cele analizate, corpul uman simțindu-se mai confortabil datorită repartizării uniforme a temperaturii de la nivelul solului, pe înălțime.

1. INTRODUCERE

Conceptul de energie este în strânsă legătură cu clădirile și sistemele de încălzire utilizate pentru acestea, implicit economisirea de energie, care este o problemă actuală a clădirilor noi, dar mai ales a celor vechi. O metodă eficientă de a reduce consumul de energie utilizat pentru încălzire, și totodată costurile, este alegerea unui sistem care să fie cât mai eficient și sustenabil. Clădirile se află printre cei mai mari consumatori de energie din întreaga lume, cu o pondere de aproximativ 45% din consumul total de energie [1]. Încălzirea clădirilor contribuie la acest aport cu o rată ridicată și prin urmare, cererea pentru sisteme care au o eficiență ridicată și o performanță termică mare, a crescut din ce în ce mai mult în ultimii ani.

1.1. Stadiul actual al cercetărilor

În calitate de emițătoare extrem de eficiente de căldură, radiatoarele produc nivele înalte de confort termic în orice clădire, fiind regăsite în majoritatea locuințelor din Europa.

Temperatura și distribuția acesteia în încăpere este un factor de o importanță deosebită când vorbim de confort.

La evaluarea confortului termic pentru încălzirea cu sisteme ce utilizează convecția sau radiația, în literatura de specialitate nu s-a ajuns încă la niște concluzii ferme în ceea ce privește eficiența sistemului, existând încă contradicții în acest sens. [2]

În literatură, [3] și [4], încălzirea prin radiație a generat mai multe voturi de confort termic datorită faptului că mișcarea aerului este mult mai mică în încăpere. Totuși, conform unor studii [5] și [6], au fost raportate mai multe voturi de insatisfacție în spațiile încălzite de sisteme prin radiație, datorită faptului că nu simt mișcarea aerului în încăpere și din această cauză, se îndoiesc de calitatea acestuia.

Din studiul realizat de Tian și Love [6], s-a tras concluzia că mișcarea slabă a aerului în cazul sistemelor prin radiație a dus la mai multe plângeri, și este preferată o mișcare mai mare a aerului în încăpere, deoarece viteza aerului este asociată de cei mai mulți ocupanți cu ventilația și prospețimea aerului.

2. ANALIZĂ ÎNTRE SISTEMELE DE ÎNCĂLZIRE PRIN SIMULĂRI NUMERICE

În cadrul lucrării au fost realizate o serie de simulări în programul Autodesk **CFD Simulation**, cu scopul de a studia influența soluției terminale de încălzire asupra confortului termic, într-o încăpere. Modelele constructive au fost realizate în programul Autodesk Inventor 2021, cu o licență educațională.

S-au analizat trei soluții de caz, după cum urmează:

2.1 Sistem de încălzire cu radiator din oțel

2.2 Sistem de încălzire cu radiator din aluminiu

2.3 Sistem de încălzire cu serpentină în pardoseală

A. Model constructiv încăpere

Pentru acest studiu, s-a propus o încăpere cu următoarele dimensiuni constructive:

- Lungime exterioară : 5,0 m ;
- Lățime exterioară : 3,0 m ;
- Înălțime exterioară: 2,7 m ;

Suprafața totală a încăperii a rezultat de 11m², respectiv un volum de 26,5m³. Grosimea pereților interiori este de 0,15 m, iar grosimea peretelui exterior este de 0,25 m. În jurul camerei a fost considerat un strat de aer, cu o grosime de 0,5m față de fiecare dintre suprafețele exterioare ale camerei.

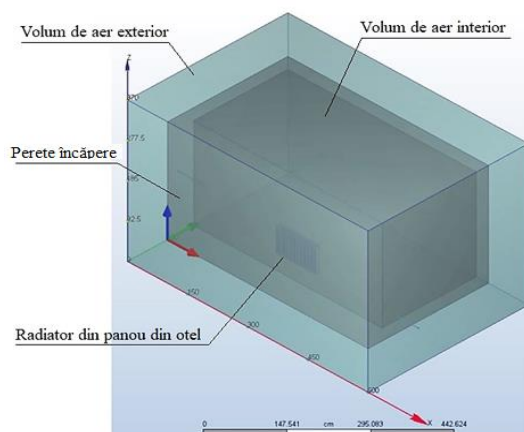


Figura 1. Model 3D pentru încăperea studiată utilizând sistemul de încălzire cu radiator din oțel

Pentru al treilea caz, încăperea va fi încălzită cu un sistem ce utilizează serpentină în pardoseală de tip spiralată, datorită capacității sale de a încălzi încăperea uniform, prin radiație. Încăperea are aceleași dimensiuni constructive menționate anterior, iar înălțarea de la cota plăcii de beton este de 13cm în acest caz, compusă din:

- 3 cm polistiren extrudat ;
- 2,3 cm placă cu nuturi pentru pardoseală ;
- 1,7 cm țevă de încălzire în pardoseală 16x2mm ;
- 4,5 cm șapă (nisip, ciment, apă, aditiv) ;
- 1,5 cm parchet

B. Modele constructive corpuri de încălzire

2.1 Sistem de încălzire cu radiator din oțel

Pentru primul scenariu, încăperea va fi încălzită cu un radiator din oțel de tip panou, poziționat pe peretele exterior a încăperii, având următoarele caracteristici constructive :

- Lungime : 1100 mm ;
- Înălțime : 600 mm ;
- Adâncime : 104 mm ;
- Tip : 22 ;
- Model : panou ;
- Material : oțel ;
- Presiune maximă de lucru : 10 bar ;
- Presiune de probă : 13 bar ;
- Volum interior : 6.93 l ;
- Grosime tablă panou : 1,13 mm ;
- Masa. 31,79kg ;
- Brand : VISION ;

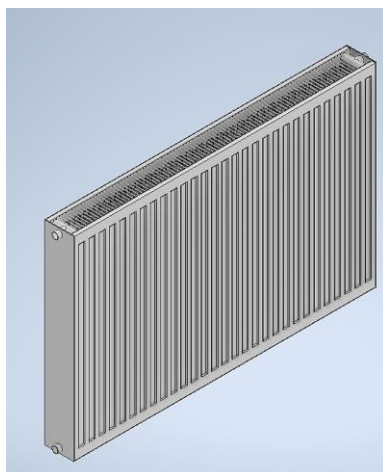


Figura 2. Geometrie 3D realizată pentru radiatorul tip panou din oțel

2.2 Sistem de încălzire cu radiator din aluminiu

Pentru al doilea scenariu, încăperea va fi încălzită cu un radiator de aluminiu alcătuit din 13 elemente, poziționat pe pretele exterior al încăperii, având următoarele caracteristici constructive:

- Lungime : 1040 mm;
- Înălțime : 657 mm;
- Adâncime : 97 mm;
- Material : aluminiu ;
- Tip : D3/600 ;
- Nr. elemente : 13 buc. ;
- Putere termică/element la $\Delta T=60^{\circ}\text{C}$: 169,2 W/element ;
- Conținut de apă : 0,29 litri/element ;
- Brand : EXCLUSIVO ;
- Presiune de exercițiu. 16 bar ;
- Presiune de testare : 24 bar ;
- Presiune de spargere : 60 bar

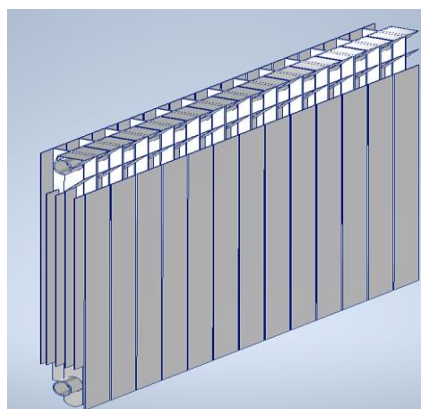


Figura 3. Geometrie 3D realizată pentru radiatorul tip panou din oțel

2.3 Sistem de încălzire cu serpentină în pardoseală

Pentru al treilea scenariu, încăperea va fi încălzită cu o serpentină în pardoseală de tip spiralată, alcătuită dintr-o țevă de încălzire pardoseală Herz 16x2mm, cu următoarele caracteristici :

- Coeficient de dilatare : 0,19 mm/mK;
- Conductivitate termică: 0.35 W/mK;
- Temperatura maximă de funcționare: 70°C;
- Presiunea maximă de funcționare: 6 bar;
- Raza de îndoire: 5x12mm;

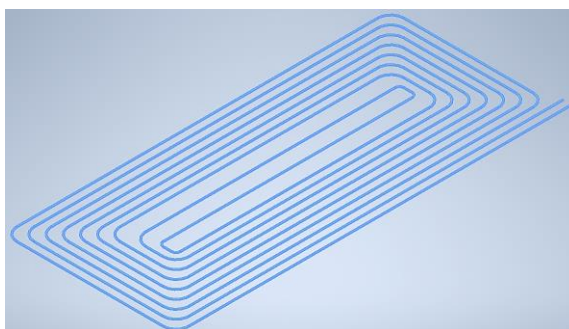


Figura 4. Geometrie 3D realizată pentru serpentina în pardoseală

C. Condiții la limită

Modelele 3D au fost importate în programul de simulare Autodesk CFD 2021, unde au fost atribuite materialele corespunzătoare fiecărui element.

Pe suprafața exterioară a volumului de aer exterior, paralelă cu pereții a cărui grosime este de 0,5 m, s-a impus o temperatură de 1°C. Pe restul suprafețelor exterioare ale volumului de aer exterior, s-a impus o temperatură de 15°C.

Radiatorului de oțel și celui din aluminiu i-a fost impusă o putere termică de 1000W, pentru a atinge o temperatură de aproximativ 70°C.

Serpentinei încălzitoare i-a fost impusă o putere termică de 300W, pentru a atinge o temperatură de aproximativ 37,76°C.

D. Meshing

În această etapă, s-a realizat discretizarea geometriei într-un număr finit de elemente, procedură cunoscută și sub numele de “*meshing*”.

A rezultat un număr de aproximativ 570000 elemente pentru cazul utilizării radiatorului din oțel și 2.1 milioane de elemente în cazul radiatorului din aluminiu. Pentru ultimul caz, cel al încălzirii cu serpentina în pardoseală rezultat un număr de 510000 de elemente.

E. Rezultate

În urma simulărilor, au fost realizate planuri transversale și longitudinale în interiorul încăperii pentru a observa stratificarea temperaturii în volumul de aer interior. Pentru fiecare plan s-a calculat o temperatură medie.

Înălțime față de suprafața exterioară a încăperii - H [m]	0,25	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5
Temperatură medie [°C] Încălzire cu radiator din oțel	26,1	27,4	28,0	28,7	29,6	28,2
Temperatură medie [°C] Încălzire cu radiator din aluminiu	19,4	21,3	22,1	23,3	24,6	24,2
Temperatură medie [°C] Încălzire cu serpentină în pardoseală	20,6	20,3	20,6	20,8	20,8	20,3

Tabel 1. Valori ale temperaturii medii rezultate în plan transversal

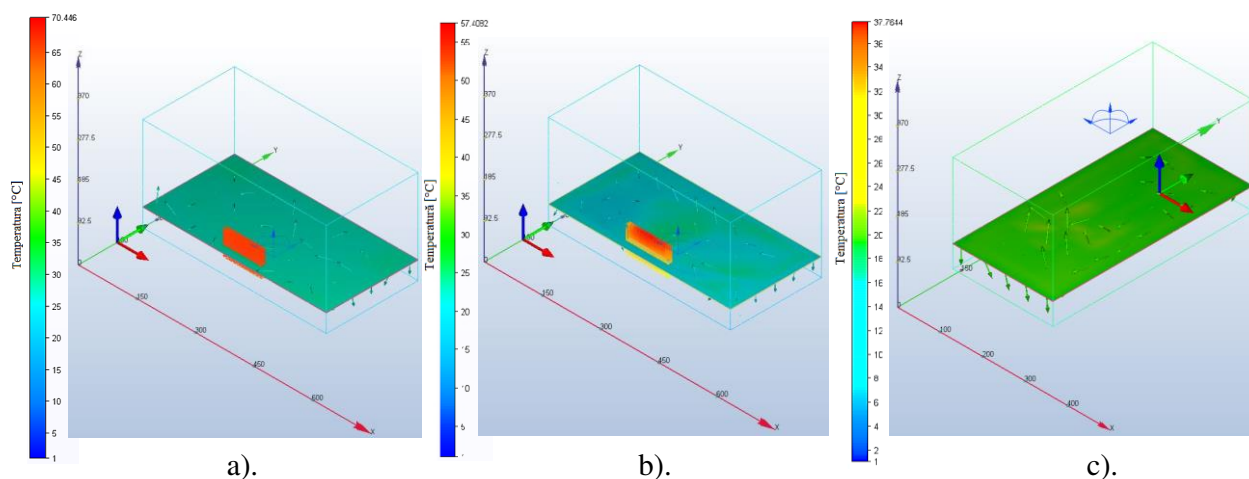


Figura 5. Secțiuni în plan transversal la H=0,5m, pentru încălzirea cu:

- a). radiator din oțel
- b). radiator din aluminiu
- c). Serpentină în pardoseală

Distanța față de peretele exterior - L [m]	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	2,8
Temperatură medie [°C] Încălzire cu radiator din oțel	25,7	28,2	28,3	28,2	28,2	27,7
Temperatură medie [°C] Încălzire cu radiator din aluminiu	22,6	22,5	23,0	23,0	22,9	20,9
Temperatură medie [°C] Încălzire cu serpentină în pardoseală	18,7	20,8	20,7	20,8	20,8	19,7

Tabel 2. Valori ale temperaturii medii rezultate în plan longitudinal

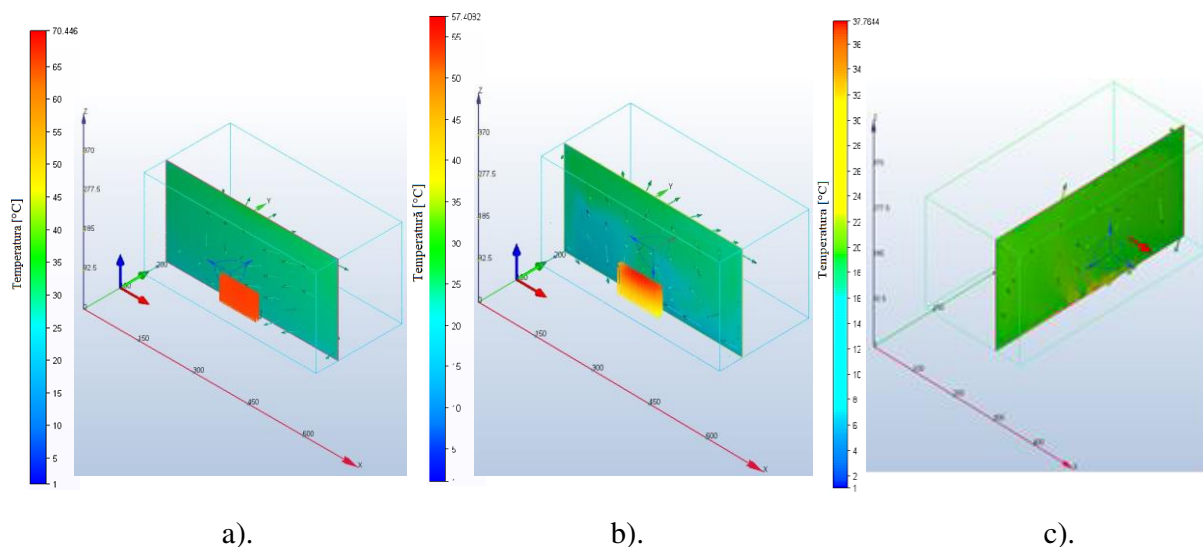


Figura 6. Secțiuni în plan longitudinal la $L=1,0$ m, pentru încălzirea cu:

- a). radiator din oțel
- b). radiator din aluminiu
- c). Serpentină în pardoseală

3. CONCLUZII

În urma efectuării celor trei simulări numerice, putem compara rezultatele obținute privind temperatura medie rezultată în încăpere pentru cazul încălzirii cu radiatoare și cel cu serpentină în pardoseală, cu valori ale temperaturii medii pentru situația ideală.

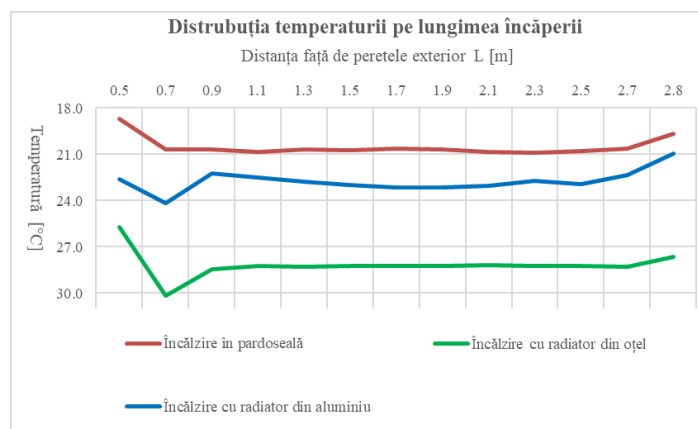


Figura 7. Graficul de distribuție a temperaturilor pe lungimea încăperii pentru încălzirea cu radiator din oțel, încălzirea cu radiator din aluminiu și încălzire cu serpentine în pardoseală

Comparând rezultatele obținute prin simulări numerice pentru cele trei cazuri, putem observa că temperaturile pe lungimea încăperii sunt constante în cazul încălzirii cu serpentină în pardoseală, față de încălzirea cu radiatoare.

În acest caz, temperatura medie rămâne constantă la valoarea de $20,7 - 20,8$ °C, fără variații majore care ar putea afecta confortul termic din încăpere. Temperatura maximă atinsă

are valoarea de 20,9°C la distanța de 2,3m față de peretele considerat exterior, iar temperatura minima este la suprafața peretelui înconjurat de volumul de aer mai rece, la o valoare de 18,7 °C.

Temperaturile rezultate în urma încălzirii încăperii cu radiatorul din aluminiu sunt apropiate de cele rezultate la încălzirea cu serpentină în pardoseală. Curbele de temperatură rezultate sunt asemănătoare în cele două cazuri, confortul termic realizat în încăperea fiind optim. În cazul încălzirii cu radiatorul de oțel însă, temperatura maximă atinsă este de 30,2 °C în proximitatea radiatorului, după cum era de așteptat, iar temperaturile cele mai scăzute au rezultat pe extremități. Temperaturile ridicate rezultate de-a lungul încăperii afectează confortul termic, fiind astfel mai puțin eficient decât încălzirea în pardoseală, din acest punct de vedere.

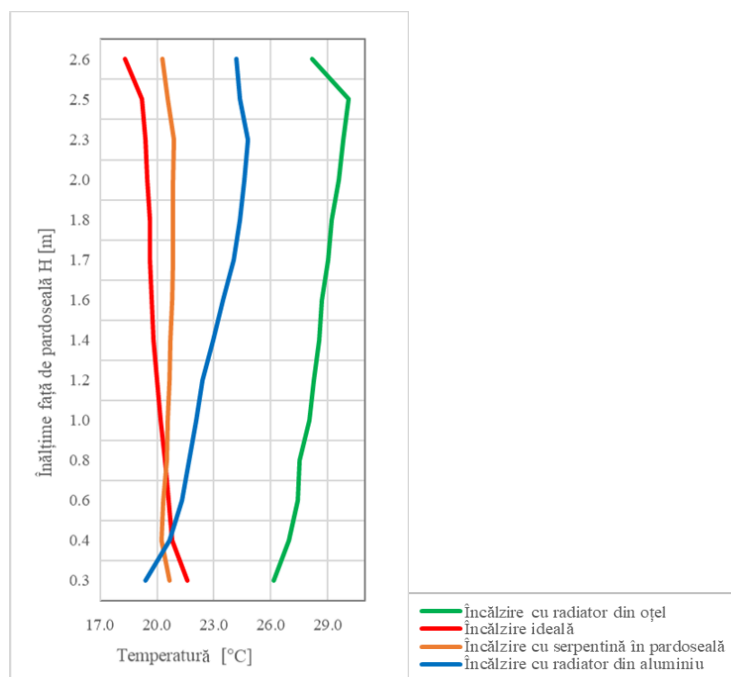


Figura 8. Graficul de distribuție a temperaturilor pe înălțimea încăperii între încălzire cu radiator de aluminiu, radiator de oțel, serpentină în pardoseală și încălzirea ideală

Comparând temperaturile pe înălțimea încăperii cu o curbă ideală de încălzire, rezultatele ne arată din nou că încălzirea utilizând serpentină în pardoseală are valorile cele mai apropiate de această curbă ideală. În această situație, corpul uman se simte cel mai confortabil datorită repartizării uniforme a temperaturii de la nivelul solului, pe înălțime. La nivelul picioarelor, temperatura atinge valoarea de 20,6 °C, aceasta fiind constantă până la nivelul capului. În cazul încălzirii cu radiatoare, temperatura rezultată la nivelul capului este cu mult mai ridicată decât temperatura de la nivelul picioarelor, ecartul rezultat fiind de 3-5°C. Diferențele de temperatură sunt mari deoarece încălzirea se face punctual, iar astfel se creează curenți de aer în încăperea care antrenează totodată particulele de praf, căldura nefiind repartizată uniform în încăperea.

Încălzirea prin pardoseală distribuie căldura în mod radiant, de la nivelul podelei în sus, pe toată suprafața pardoselii, ceea ce duce la distribuirea temperaturii în mod uniform în toată încăperea.

Prin comparație, radiatoarele emană căldura prin convecție, aerul cald ridicându-se deasupra radiatorului, spre tavan și odată ajuns sus, coboară spre pardoseală, pentru a fi din nou încălzit. Astfel, se creează goluri de aer rece, respective cald, fiind mai cald în apropierea radiatorului în timp ce în restul încăperii se înregistrează temperaturi mai scăzute,

Se poate observa că încălzirea în pardoseală este cea mai eficientă soluție de încălzire dintre cele studiate, având valorile cele mai apropiate de curba de încălzire ideală, corpul uman simțindu-se mai confortabil datorită repartizării uniforme a temperaturii de la nivelul solului, pe înălțime.

THERMAL COMFORT ANALYSIS IN ROOMS USING LOW TEMPERATURE CONVECTIVE AND RADIANT HEATING TERMINALS

Abstract

In this paper a series of numerical simulations were made in Autodesk CFD Simulation in order to study the influence of terminal heating systems over the thermal comfort in rooms.

Three case solutions were analysed, as follows: heating a room using a steel radiator, heating a room using an aluminum radiator and heating a room using underfloor heating.

The values resulted through numerical simulations for the average room temperature were compared with the values for ideal heating. It was observed that underfloor heating is the most efficient source of heating among those analysed. The human body feels the most comfortable due to the uniform distribution of temperature from ground level, on height.

Bibliografie

- [1] Calisir, T., Baskaya, S. *The influence of different geometrical dimensions of convectors on the heat transfer from panel radiators*, SN Appl. Sci. 3, 284 (2021).
- [2] E. Halawa, J. van Hoof, V. Soebarto, *The impacts of the thermal radiation field on thermal comfort, energy consumption and control. A critical overview*, Renew. Sustain. Energy Rev. 37 (2014) 907-918.
- [3] T. Catalina, J. Virgone, F. Kuznik, *Evaluation of thermal comfort using combined CFD and experimentation study in a test room equipped with a cooling ceiling*, Build. Environ. 44 (2009) 1740-1750.
- [4] T. Catalina, J. Virgone, F. Kuznik, *Evaluation of thermal comfort using combined CFD and experimentation study in a test room equipped with a cooling ceiling*, B. Lin et al. / Building and Environment 106 (2016) 91-102
- [5] K. Kitagawa, N. Komoda, H. Hayano, S. Tanabe, *Effect of humidity and small air movement on thermal comfort under a radiant cooling ceiling by subjective experiments*, Energy Build. 30 (1999) 185-193.
- [6] Z. Tian, J.A. Love, *A field study of occupant thermal comfort and thermal environments with radiant slab cooling*, Build. Environ. 43 (2008) 1658-1670.

CREȘTEREA TRANSFERULUI DE CĂLDURĂ DE LA CORPURILE DE ÎNCĂLZIRE, ÎN FUNCȚIE DE METODA DE ALIMENTARE CU AGENT TERMIC

Vera GUȚUL¹, Oleg Zaițev², Vera GUȚUL¹, Ekaterina Zaițeva²

¹Universitatea Tehnică din Moldova

²Academia de Inginerie Civilă și Arhitectură V. Vernadsky, Simferopol

Rezumat

În lucrare a fost efectuate cercetări teoretice privind creșterea transferului de căldură de la corpurile de încălzire, în funcție de modul de alimentare cu agent termic. Cercetările s-au efectuat cu ajutorul programul SolidWorks.

1. INTRODUCERE

Pentru a crea și menține confortul termic în clădiri, sunt necesare sisteme de încălzire avansate și fiabile. În prezent, direcția și intensitatea îmbunătățirii sistemului de încălzire sunt determinate de sarcinile generale ale dezvoltării socio-economice a țării, de conservare a energiei și utilizarea eficientă a resurselor naturale [1-5].

Transferului de căldură de la corpurile de încălzire depinde de mai mulți factori: tipul sistemului, metoda de alimentare cu agent termic/racordarea corpurilor de încălzire ș.a.

Sistemele de încălzire cu apă caldă în funcție de numărul conductelor de distribuție a agentului termic se clasifică în două tipuri: monotubulare și bitubulare.

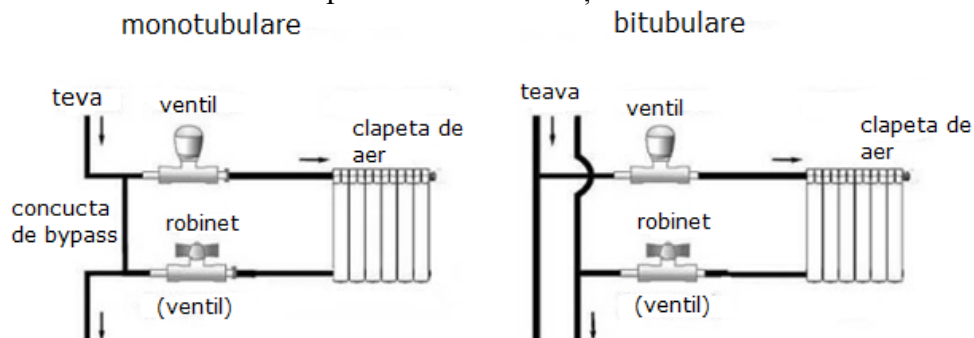


Fig. 1 Sisteme de încălzire

Sistemul monotubular. Comparativ cu instalația de încălzire bitubulară cu distribuție superioară, diferențele apar la configurația coloanelor și la modalitatea de racord a corpurilor de încălzire la coloane. Cel mai frecvent, instalațiile de încălzire monotubulare sunt realizate fie în varianta cu racordare unilaterală, caz în care corpurile de încălzire sunt racordate numai pe o parte a coloanei, fie în varianta cu racordare bilaterală, caz în care corpurile de încălzire sunt racordate pe ambele părți ale coloanei.

Apa se răcește succesiv în corpurile de încălzire, căderea de temperatură totală între ducere/tur și întoarcere/retur fiind de 20 °C, repartizată neuniform între corpurile de încălzire. Acest lucru conduce la valori ale temperaturii de alimentare cu atât mai scăzute cu cât numărul corpurilor de încălzire înseriate este mai mare și, implicit, la necesitatea măririi suprafețelor de încălzire cu cât acestea sunt amplasate la nivelele inferioare.

Sistemul bitubular. La intrarea în fiecare corp de încălzire agentul termic ajunge cu aceeași temperatură, iar apa răcită este colectată într-o altă conductă. Principalul avantaj al unei astfel de instalații, constă în aceea că agentul termic intră practic cu aceeași temperatură în fiecare corp de încălzire și că toate corpurile de încălzire primesc aceeași cantitate de agent termic. De asemenea, există posibilitatea reglării intensității transferului de căldură cu ajutorul robinetelor instalate la intrarea agentului termic în corpul de încălzire.

Racordarea corpurilor de încălzire la coloanele unei instalații de încălzire se poate face în mai multe moduri indicate în fig. 2, variantele de racordare influențează emisia termică a corpurilor de încălzire [2, 4, 5]. De regulă, se folosesc racordări cu circulația agentului termic sus-jos, care conduc atât la obținerea celor mai mari valori ale puterilor termice, cât și la reducerea dimensiunilor corpurilor. În general, corpurile de încălzire cu lungimea <1,2 m se racordează pe aceeași parte (dacă construcția corpului de încălzire permite acest lucru), iar corpurile cu lungimi >1,2 m se racordează în diagonală. Pentru legarea corpurilor de încălzire la coloane, se recomandă respectarea distanțelor minime între corp și coloană, prescrise de normative. Când nu se pot respecta aceste distanțe, racordarea se face în diagonală. În cazul altor scheme de racordare (de exemplu, în cazul distribuției individuale monotubulare orizontală în pardoseală), legarea corpurilor de încălzire se face conform instrucțiunilor tehnice ale furnizorului elementelor de racordare folosite.

Deci, cele mai des întâlnite scheme de racordare a corpurilor de încălzire sunt:

- racordare unilaterală: sus-jos, jos-sus, jos-jos;
- racordare bilaterală: pe diagonală (sus-jos, jos-sus), jos-jos;
- racordare inferioară.

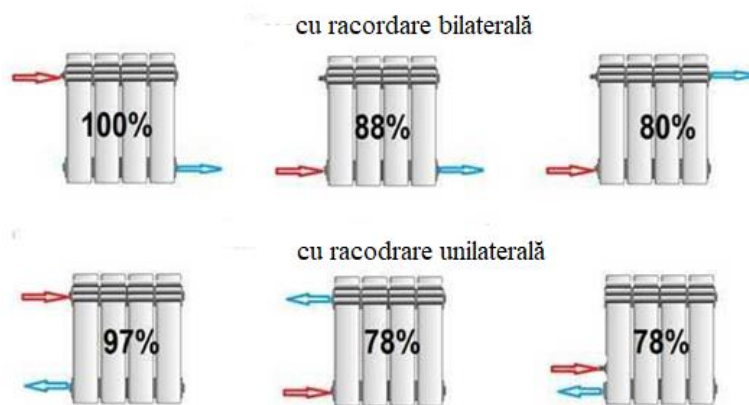


Fig. 2 Moduri de racordare a corpurilor de încălzite la coloane

Racordare unilaterală, caz în care corpurile de încălzire sunt racordate numai pe o parte a coloanei. Acest mod de racordare este cel mai des utilizat și eficient, deoarece permite preluarea maximă a cantității de căldură de la agentul termic, care circulă prin întregul corp de încălzire. De regulă, schema este sus-jos, conducta de ducere este în partea de sus și cea de întoarcere este în partea de jos. Atunci când se utilizează o armatură specială poate fi utilizată schema jos-jos, aceasta va permite să se ascundă la maxim conductele dar și reduce semnificativ transferul de căldură a corpului de încălzire cu 20 - 30%.

Racordare bilaterală - pe diagonală a corpurilor de încălzire- conducta de ducere se face pe o parte a corpului de încălzire, de sus, dar de întoarcere din cealaltă parte, de jos. Acest tip de racordare este utilizat în cazul în care lungimea radiatorului depășește 12 secții, iar corpul de încălzire tip panou are o lungime mai mare de 1200 mm. La instalarea corpurilor de încălzire lungi cu racordare unilaterală, apare o încălzire neuniformă a suprafeței în partea cea mai îndepărtată de coloană. Pentru ca corpul de încălzire să se încălzească uniform, se folosește racordarea bilaterală - pe diagonală.

Racordare inferioară – conducta de ducere și întoarcere se racordează în partea inferioară a corpului de încălzire. Această racordare este utilizată pentru instalarea ascunsă a conductelor. Eficiența transferului de căldură a corpului de încălzire conform acestei scheme este redusă cu 15-20%.

Se consideră că racordarea în diagonală, când conducta de ducere se racordează în partea de sus a corpului de încălzire iar conducta de întoarcere din partea inferioară pe cealaltă parte - este cea mai eficientă. Anume în acest fel sunt racordate corpurile de încălzire la fabrică în timpul testării. Cea mai ineficientă este – racordarea unilaterală inversă schema jos-sus (apa caldă este furnizată de jos, iar cea răcită este preluată pe aceeași parte de sus) – pentru cazul dat pierderile de căldură ajung la 32%.

Rezultatele cercetărilor teoretice

În studiu dat s-a cercetat emisia termică al radiatorului în funcție de modul de racordare la coloană pentru diferite scheme de alimentare cu agent termic. Pentru cercetare a fost selectat un radiator model 21, cu lungimea de 500 mm și înălțimea 300 mm. Cercetarea a fost realizată cu ajutorul programul SolidWorks. Date inițiale pentru cercetare:

- materialul radiatorului - Steel (Slab);
- presiunea în mediul înconjurător - 201650 Pa;
- debitul masic de agent termic la ieșire din corpul de încălzire - 0,0833 kg/s (300 kg/h);
- tipul mediului fluid (agentului termic) – lichid;
- temperatura agentului termic în sistemul de încălzire - 80 °C.

În lucrare au fost cercetate: racordare unilaterală, schema sus-jos și schema jos-sus; racordare bilaterală, schema sus-sus; racordare bilaterală - pe diagonală, schema sus-jos și jos-sus; racordare inferioară. Unele rezultate sunt prezentate în fig. 3-6.

1. Racordare unilaterală, schema sus-jos (conducta de ducere este în partea de sus, iar de întoarcere este în partea de jos).

Din fig. 3 se observă o distribuția neuniformă a temperaturii pe suprafața corpului de încălzire, partea stângă este mai încălzită. Partea din dreapta a radiatorului nu este implicată, fluxul de apă nu se răspândește la extremitatea dreaptă.

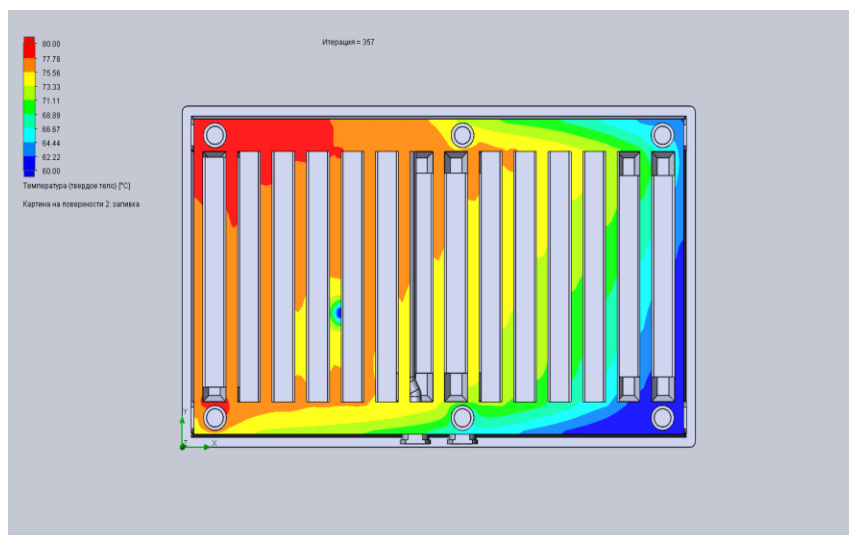


Fig. 3. Distribuția temperaturii pe suprafața radiatorului

2. Racordare unilaterală, schema jos-sus (conducta de ducere este în partea de jos, iar de întoarcere este în partea de sus).

Din fig. 4 se observă că pe suprafața radiatorului are loc o distribuție mai eficientă a temperaturii pe întregul perimetru, dar există o pierdere de agent termic pe partea dreaptă a radiatorului.

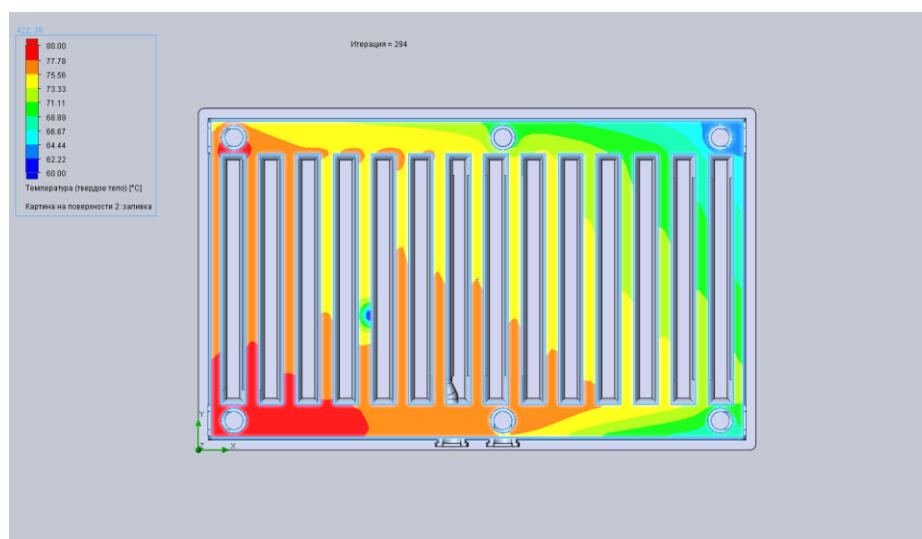


Fig. 4. Distribuția temperaturii pe suprafața radiatorului

3. Racordare bilaterală - pe diagonală, schema sus-jos (conducta de ducere este în partea stânga de sus și cea de întoarcere este în partea dreapta de jos). Rezultatele modelării sunt prezentate în fig. 5.

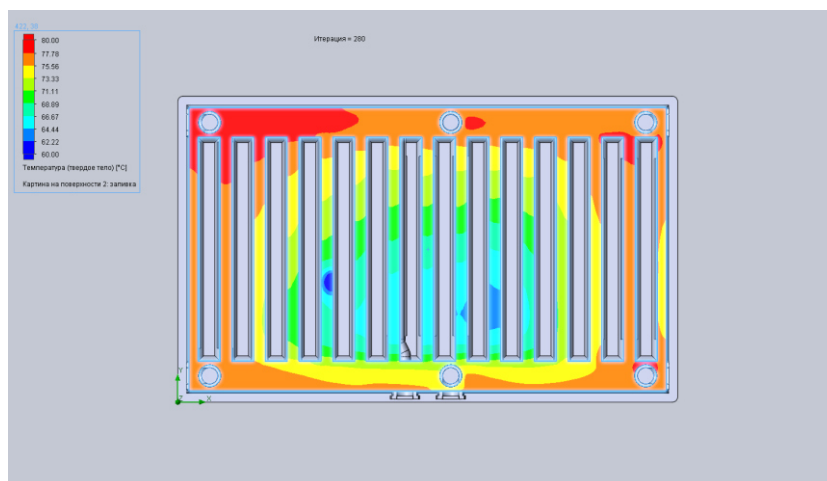


Fig. 5. Distribuția temperaturii pe suprafața radiatorului

4. Racordare inferioară. Racordarea din partea inferioară a corpului de încălzire (conducta de ducere și de întoarcere se află în partea inferioară-de jos a radiatorului). Rezultatele modelării sunt prezentate în fig. 6.

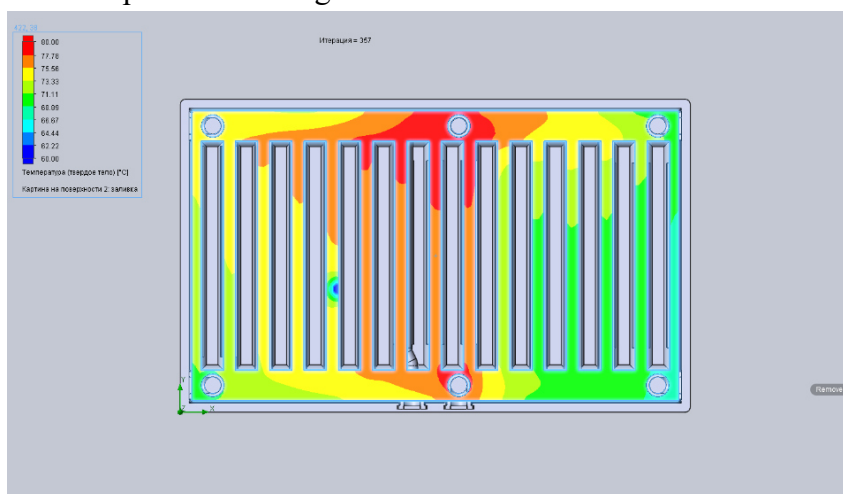


Fig. 6. Distribuția temperaturii pe suprafața radiatorului

2. CONCLUZII

- transferul de căldură al corpului de încălzire depinde nu doar de temperatura agentului termic, tipul corpului de încălzire și de materialul utilizat, dar mult depinde și de modul de racordare a corpului de încălzire la coloana sistemului de încălzire;
- sistemul de încălzire monotubular este mai dezavantajos în comparație cu sistemul bitubular, pierderea de căldură fluctuează între 30-45%.
- în cazul racordării inferioare a corpului de încălzire se pierde până la 10% din energie.
- modurile de racordare unilaterală, schema sus-jos și racordare bilaterală - pe diagonală a corpurilor de încălzire, schema sus-jos sunt cele mai des utilizate și eficiente, deoarece permit o încălzire mai uniformă și o preluarea maximă a cantității de căldură de la agentul termic.

Abstract

The paper carried out theoretical research on increasing heat transfer from heaters, depending on the method of heat supply. The research was conducted using the SolidWorks program.

Bibliografie

1. СП 60.13330.2012. Свод правил. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха: актуализированная редакция СНиП 41-01-2003: утв. Минрегионом России от 30.06.2012 № 279. - Введ. 01.01.2013. - Москва: НИЦ «Строительство», 2012. – 87.
2. Богословский В. Н, Сканава А. Н. Отопление. Учебник для ВУЗов\ М.: Стройиздат, 1991 г.
3. Внутренние санитарно-технические устройства. Часть 1 отопление. Под ред. к.т.н. И.Г. Старовойта. М. Стройиздат - 1990г. - 358с.
4. Отопление и тепловые сети Ю. М. Варфоломеев, О. Я. Кокорин Издательство: Инфра-М Год: 2006 Страниц: 480.
5. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Книга 1-я. Р. В. Щекин и др. Киев, «Будивельник», 1976, стр. 416.



TEHNOLOGIE PENTRU ÎMBUNĂTĂȚIREA REZILIENȚEI SEISMICE LA CONDUCTE DE DISTRIBUȚIE A APEI

**ANA – DIANA ANCAȘ, FLORIN-EMILIAN ȚURCANU, MARINA VERDEȘ, NELU-
CRISTIAN CHERECHEȘ, SEBASTIAN HUDIȘTEANU**

Universitatea Tehnică "Gheorghe Asachi" din Iași, Facultatea de Construcții și Instalații

Rezumat

Sub efectul acțiunilor seismice, atât masivul de pământ cât și lucrarea subterană efectuează mișcări oscilatorii în urma cărora poate apărea o schimbare semnificativă a stării de eforturi și deformații atât în structură cât și în masivul de pământ. Aceste schimbări pot produce avarii grave care sunt greu de remediat și necesită eforturi de investiție importante la care se adaugă pagubele umane și materiale legate de întreruperea funcționării sistemului de alimentare cu apă, vital în intervenția în caz de un dezastru natural. Multitudinea avariilor posibile dar mai ales evitarea scoaterii totale din funcțiune impune respectarea unor măsuri și recomandări de protecție pentru rețele de apă, iar printe acestea se află și de a prevedea îmbinări flexibile la conducte, la ieșirea dintr-o "construcție" și pe traseele rectilinii din 25-30 m. Pornind de la această prevedere, în prezentul articol se prezintă rezultatele experimentale obținute prin încercarea unui model experimental de distribuție a apei, flexibil, montat aerian, pe platforma seismică și validarea lor pe cale teoretică. Se dorește ca acest tip de sistem descris de modelul experimental să poată fi utilizat în practică nu numai în zone cu acțiune seismică dar și în zone de transport rutier greu, zone cu alunecări de teren etc. prin utilizarea lui în punctele cele mai solicitate ale rețelei (intrare/ieșire cămin, înainte/după un cot etc.) dar și pe trasee lungi la distanțe optime. Rezultatele obținute sunt pentru conducte GRP (poliesteri armați cu fibră de sticlă și inserție de nisip), diametru nominal DN=250 mm. dar pe baza lor putem trage concluzii care să ajute în cercetările viitoare în care se dorește luarea în calcul și a masivului de pământ. Rezultatele de față sunt acoperitoare pentru conducte îngropate acționate dinamic sau seismic la intensitate mica-medie, acest tip de seisme întâlnindu-se din ce în ce mai des în Europa. Încercările experimentale din prezentul articol nu au caracteristicile necesare unei acțiuni seismice de intensitate mare (peste 5 ° Richter).

1. INTRODUCERE

Problema comportării elastice a conductelor subterane se pune și în cazul conductelor flexibile din materiale polimerice, dificultatea tratării problemei și solicitarea complexă a structurii conductei conducând la rezultate diferite de la autor la autor. În calculul acțiunilor trebuie ținut seama de prevederile normelor și de recomandări dar trebuie subliniat că o evaluare cât mai exactă a intensității acțiunilor constituie încă o problemă care nu a fost deplin rezolvată, cauza fiind multitudinea de factori și parametri care intervin în modelarea fenomenelor, a căror influență este dificil de exprimat în relații analitice conforme cu realitatea [1]. În cazul acțiunii seismice, aceste probleme devin și mai complexe. Acțiunile în regim dinamic provin din acțiunea pământului (în cazul conductelor îngropate) și din acțiunea apei: suprapresiunile la conductele sub presiune, efectele propagării undelor seismice în lungul structurii. Conductele circulare flexibile și cele semirigide, îngropate, au deformații mult mai mari în secțiunea transversală comparativ cu conductele rigide. Modelul, pentru a exprima o comportare satisfăcătoare a fenomenelor reale, trebuie caracterizat de un număr cât mai mare de parametri. În antiteză, modelul trebuie caracterizat de un număr cât mai mic de parametri pentru a fi posibilă integrarea ecuațiilor de interacțiune [2,3]. Toate aceste aspecte fac, ca la ora actuală, să nu existe o metodă exactă pentru calculul intensității acțiunilor din pământ, relațiile de calcul utilizate fiind obținute pe baza prelucrării rezultatelor încercărilor de laborator și a observațiilor făcute în urma aplicării practice.

1.1 Stadiul actual al cercetării

Pe plan mondial există un număr de infrastructuri critice a căror perturbare în funcționare sau distrugere ar influența semnificativ menținerea funcțiilor societale vitale, a sănătății, siguranței, securității, bunăstării sociale sau economice a persoanelor, ar avea un impact semnificativ la nivel local, regional și național, ca urmare a incapacității de a menține respectivele funcții, având totodata și efecte transfrontaliere similare. Acestea ar putea include efecte transfrontaliere intersectoriale ce rezultă din relațiile de interdependență dintre infrastructurile interconectate (ex.: ieșirea din funcțiune a unei porțiuni din rețeaua de apă potabilă, ar face imposibilă intervenția pompierilor în caz de catastrofă, etc.)

O tehnologie inovativă de proiectare, reabilitare sau modernizare a infrastructurii de instalații în sensul în care acestea să cuprindă și o modalitate de creștere a rezilienței seismice a infrastructurii critice de instalații este impetuos necesară având în vedere riscurile la seism asociate sistemelor de conducte: pierderea integrității/etanșeității ansamblului sau parțial, pe subcomponente [4]. Acest lucru ar duce la riscuri de generare a dezastrelor, cu impact major în protecția civilă, asupra siguranței naționale sau asupra siguranței unor obiective de importanță majoră.

Conceptul de „reziliență” a fost preluat din știința materialelor și adoptat, în anii 2000, în ingineria structurilor și apoi, la nivel de comunitate și global. Intre proprietățile rezilienței s-au enumerat: robustețea, redundanța, existența resurselor și rapiditatea [5,6] Noțiunea de „reziliență” poate fi definită prin două categorii: prima ține cont de tot ce implică etapa imediat post-seism și reflectă necesarul de timp pentru recuperare, atingerea nivelului inițial de funcționalitate al sistemului [7,8], cea de-a doua categorie analizează atât faza de urgență post-eveniment, cât și cea premergătoare acesteia.

Elaborarea unui program de creștere a rezilienței seismice în zonele de interes, este bazată pe respectarea următoarelor principii: flexibilitatea sistemului supus acțiunii seismice, - proprietatea de a suferi deteriorări admisibile, fără să pericliteze funcționalitatea; redundanța sistemului – capacitatea de a face posibilă înlocuirea componentelor sistemului fără a întrerupe funcționalitatea; ingeniozitatea - abilitatea de a identifica și de a utiliza, în mod eficient, resursele disponibile, materiale sau umane și rapiditatea descrisă de capacitatea de a atinge obiectivele propuse, într-un interval de timp redus [9,10]. Pe aceste baze s-a definit reziliența seismică, în sensul capacității sau abilității unui sistem de a avea o probabilitate redusă de producere a unui șoc – de ex. să se prevină cedarea bruscă a unei structuri puse în situația de a absorbi un astfel de șoc (daca se produce, de ex. reducerea bruscă a performanței) și de a reveni repede după un astfel de șoc la o performanță normală.

Experiența ultimelor decenii a arătat că este necesar un salt calitativ, dat de noile sisteme tehnologice de control al performanțelor seismice.

Activitatea seismică de mică, medie sau mare intensitate are un efect distructiv asupra rețelelor de aducțiune și distribuție a apei, existente. În literatura de specialitate acestea sunt cuprinse în Clasa I - Sistemele de Performanță Vitală a căror funcționare trebuie să fie neîntreruptă în cazul unui eveniment seismic. Rețelele de apă sunt esențiale și pentru siguranța funcționării anumitor subsisteme critice în cazul unui seism (sistemele de stins incendiu etc.), pentru a nu cauza pierderi de vieți omenești, a reduce impactul nefavorabil asupra mediului și a limita distrugerile cauzate de incendii. Acest lucru se poate obține prin creșterea rezilienței seismice a rețelelor de distribuție a apei.

În literatura de specialitate există numeroase studii privind reziliența seismică a structurilor civile, a rezervoarelor, a coșurilor de fum, privind creșterea gradului de siguranță la seism tot pentru acest tip de structuri dar foarte puține cercetări pentru sisteme ale infrastructurii de distribuție a apei. Studiile existente pe plan internațional privind comportarea la acțiuni dinamice a rețelelor se referă în principal la acțiunea traficului greu asupra rețelelor și nu la acțiuni seismice.

Statisticile și literatura de specialitate conțin puține date privind ingineria seismică a conductelor pentru alimentarea și distribuția apei. Din practică s-a remarcat că aducțiunile și rețelele de distribuție sunt cele mai vulnerabile la acțiunea seismică. Sensibilitatea lor la acțiunea seismică se datorează faptului că ele se desfășoară pe zone extinse, cu o variabilitate mare a caracteristicilor fizico-mecanice ale terenurilor în care sunt amplasate și în general terenuri relative slabe.

Gradul de vulnerabilitate al rețelelor de aducțiune și distribuție a apei a condus la adoptarea unor strategii specifice privind protecția acestor structuri la acțiunea seismică.

Examinarea numeroaselor cazuri de rupe de conducte din polimeri, produse de-a lungul timpului, arată că doar în condiții particulare o conductă este supusă numai la presiunea verticală din pământ. Cel mai adesea, ruperile observate au la bază și alte forțe, care produc solicitări longitudinale ale conductei, cum ar fi întinderea-compresiunea cauzată de forțe axiale sau încovoiere longitudinală, generată de momente încovoietoare și forțe tăietoare din secțiunile transversale ale conductei. Aceste eforturi din secțiunile transversale indică un comportament de bară sau grindă încovoiată și au ca rezultat apariția de tensiuni normale axiale în pereții conductei. Una dintre cauzele majore care produc un comportament de bară

sau grindă solicitată la încovoiere axială a conductelor este mișcarea terenului la acțiuni exterioare precum acțiunea seismică sau alte acțiuni dinamice.

Analiza dinamică în cazul unui seism a unei structuri îngropate pentru transportul apei, trebuie efectuată atât în secțiunea transversală a structurii, cât și pe direcție longitudinală, la acțiunea seismică nesincronă paralelă cu axul lucrării. Imposibilitatea integrării ecuațiilor de mișcare obținute pe baza dinamicii mediilor continue a dus la dezvoltarea diverselor modele și metode de calcul pentru determinarea răsunsului structurii.

Conductele circulare îngropate sunt elemente structurale de tip placă curbă cilindrică, a cărei lungime este foarte mare comparativ cu diametrul, fiind rezemate continuu pe un pat de fundare și în permanentă interacțiune cu masivul de pământ înconjurător și cu fluidele transportate. Se întâlnesc trei categorii de comportare a conductelor circulare îngropate: conducte rigide, conducte semirigide și conducte flexibile.

Conductele flexibile au în secțiunea transversală deformații mari. Aceste deformații sunt parte împiedicate de reacțiunea patului de fundare și a pământului de umplutură bine compactat, cu efect favorabil asupra mărimii solicitărilor din conducte. Stabilirea categoriei de comportare a conductelor cu secțiune circulară are o mare importanță pentru definirea cât mai corectă a modelelor de calcul și a determinării unei stări de eforturi și deformații cât mai apropiată de cea reală.

Este lesne de observat că prin mărirea indicelui de flexibilitate pentru conductă atât prin materialul ales pentru structura conductei cât și printr-un sistem special conceput pentru acest fapt, comportarea rețelei la acțiuni dinamice este radical îmbunătățită.

1.2 Stadiul actual al cercetării

Materialul numit generic GRP (poliesteri armați cu fibră de sticlă și inserție de nisip) face parte din categoria polymerilor și este realizat în straturi din componente diferite, dozate corespunzător și ansamblate într-o matrită. Polymerul GRP se folosește în multiple domenii, cum ar fi rețelele de apă și canalizare (conducte, rezervoare, fittinguri), industria auto și aeronautică, petrochimică, energetică (conducte hidro/termoenergie, turbine eoliene), construcții

Producerea acestui polymer poate fi descrisă simplificat prin realizarea de straturi alternative de fibră de sticlă, rășini, precum și alți excipienți (nisip cuarțos, coloranți etc.), în funcție de destinația produsului finit

Aplicația cea mai cunoscută a acestui polymer o reprezintă țevile sau tuburile GRP utilizate în domeniul apă- canal.

Conductele GRP au un comportament semielastic (conlucrează cu terenul, cedându-i acestuia o parte din încărcări) și anizotrop. Dintre toate materialele folosite în rețelele de apă, are cea mai redusă amprentă de carbon.

O conductă ca element principal al unei rețele de apă, trebuie să aibă suficientă rezistență și/sau rigiditate și nu în ultimul rând stabilitate pentru a-și putea exercita în bune condiții funcția destinată.

Din punct de vedere al standardelor de proiectare, materialele conductelor sunt plasate în una din două clase generale: rigide sau flexibile.

Conductele din polimerul GRP sunt considerate conducte flexibile, ele având flexibilitate mare, permițând deformări elastice de până la 25% din diametru fără afectarea

structurii de rezistență. La conductele flexibile dimensionarea rezultă din condiția de stabilitate față de cele rigide la care dimensionarea se face utilizând condiția de rezistență, cea de stabilitate fiind îndeplinită.

În tabelul 1 sunt prezentate caracteristicile mecanice și elastice ale materialului GRP pentru o conductă cu diametrul nominal de 250mm.

Tabel 1. Caracteristicile mecanice și elastice ale materialului GRP

	Diametrul nominal DN(mm)	Grosimea peretelui t(mm)	Modulul de elasticitate longitudinal E (MPa)	Modulul de elasticitate transv. G (MPa)	Coef Poisson (μ)	Greut. specifică (kN/m³)	Lim. de curgere (mPa)
GRP250	250	6.2	18 000	3 300	0.29	9.5	25

Specific acestui tip de conducte se definește termenul de rigiditate specifică. Aceasta este o caracteristică fizică a conductei, exprimată în N/m² și este măsura rezistenței la deformare transversală pe metru de lungime, sub încărcare externă.

În anumite zone, mișcările ample ale pământului asociate unui cutremur pot fi devastatoare pentru orice construcție, inclusiv rețele de conducte. Aceste zone critice sunt acelea în care au loc mișcări diferențiale ample precum o zonă de falie, un plan de forfecare al solului sau zone de tranziție unde conducta intră într-o structură

De asemenea unele soluri tind să se lichefieze în timpul vibrației seismice și linia de conducte îngropate poate să se ridice sau tinde să plutească. Pe de altă parte majoritatea liniilor de conducte flexibile îngropate pot supraviețui unui cutremur. Un material de conductă mai flexibil, cu o îmbinare mai flexibilă, va permite conductei să se conformeze mișcării pământului fără distrugeri semnificative.

În zonele cu probabilitate mare de apariție a cutremurelor, proiectarea seismică este luată în considerare pentru conducte care trebuie să îndeplinească o funcție esențială (ca asigurarea apei pentru protecția la foc), ori să prevină degajarea de conținuturi toxice sau inflamabile.

O mare cantitate de date cu privire la comportarea construcțiilor respectiv conductelor îngropate pe durata cutremurelor, a fost adunată în ultimii 30 de ani dar cu toate acestea nu s-au stabilit măsuri de siguranță seismică.

Trecerea undelor seismice prin sol generează într-o conductă îngropată tensiuni de compresiune/întindere și de încovoiere. Au fost propuse valori ale deformațiilor limită de compresiune, pentru a evita voalarea peretelui conductei, de ordinul $0,4t/DN$ până la $2,42 t/DN$ sau de (1-2)%, unde t-grosimea peretelui conductei, DN-diametrul nominal.

1.2 Stadiul actual al cercetării

În prezentul articol se prezintă rezultatele cercetării obținute prin testarea pe platforma seismică a unui model experimental și verificarea rezultatelor obținute prin metode teoretice și de simulare numerică Scopul este conceperea și validarea unei tehnologii de îmbunătățire a rezilienței seismice pentru conductele de distribuție a apei GRP 250 mm

Modelul experimental este un sistem compus din două tronsoane de conducte GRP250 îmbinate printr-o piesă flexibilă. Flexibilitatea sistemului este conferită pe lângă materialul conductei și de elementul de îmbinare.

Acest sistem se poate utiliza în execuție la ieșirile dintr-un cămin a unei conducte, pe trasee rectilinii lungi îmbunătățind comportarea sistemului de distribuție al apei în ansamblul lui la acțiuni dinamice din transportul greu, alunecări de tren, acțiuni seismice de mica și medie intensitate.

2. MODELUL EXPERIMENTAL

Incercările experimentale au fost realizate pe platforma seismică existentă la Universitatea Tehnică Gheorghe Asachi din Iași. În cadrul unui proiect de cercetare derulat pe o perioadă de 3 luni și au constat în supunerea unui ansamblu tronson conductă-piesă flexibilă-tronson conductă din polymerul GRP, utilizat pentru distribuția apei, unei forțe de compresiune paralel cu axa conductei care generează tensiuni similare cu cele din trecerea unei unde seismice.

Platforma seismică inaugurată în anul 2006, are o capacitate de 16 tone oferă posibilitatea încercărilor experimentale pe modele la scară naturală la acțiunea cutremurelor. Facultatea de Construcții și Instalații, Universitatea Tehnică "Gheorghe Asachi" din Iași este unica instituție de învățământ din România care poate efectua încercări experimentale la acțiunea seismică, <https://erris.gov.ro/Centrul-multidisciplinar-Ing>

S-a considerat un tronson de conductă GRP de lungime 500 mm. și diametru de 250mm. conectat prin intermediul joncțiunii flexibile de alt tronson de conductă din același material și de același diametru care a fost fixat pentru ca rotirile și deplasările în secțiunea respectivă să fie împiedicate pe toate cele trei direcții (figura 1). GRP-ul este considerat un material flexibil dar pentru a conferi o mai mare flexibilitate sistemului de conducte supus încercării s-a utilizat și această piesă de îmbinare Flexal SC250 care realizează îmbinarea dintre tronsonul de 500 mm. și celălalt tronson fixat.

Schema statică a modelului este reprezentată ca o bară dublu încastrată având o articulație intermediară.

Tronsonul a fost conectat prin intermediul unei flanșe de către un actuator orizontal cu o capacitate de 600 kN. Pentru a măsura și înregistra variațiile forței aplicate ansamblului la capătul actuatorului a fost montată o celulă de forță de tip AEP Transducers cu o capacitate de 100 kN. Forța de împingere laterală este transmisă ansamblului prin intermediul unei articulații care, pe lângă rolul de protecție al echipamentelor folosite, mai are și rolul de a simula eventualele rotiri care pot apărea la o structură în cazul producerii unui seism.

Deplasare pe orizontală produsă de actuator a fost monitorizată prin intermediul unui traductor de deplasare cu fir tip Celesco PT5AV pentru ca împreună cu înregistrările valorilor forței să obținem curbe forță-deplasare ca parametri de intrare pentru evaluarea răspunsului sistemului format din cele două tronsoane de conductă și piesa flexibilă.

Întreg sistemul a fost umplut cu apă la presiunea de 1 bar. Trebuie notat faptul că manșonul flexibil Flexseal SC250 este garantat la o presiune internă de 2,5 bari. Presiunea apei în interiorul ansamblului a fost monitorizată prin intermediul unui manometru montat pe tronsonul de conductă fixat pe cadrul rigid.

Întreg sistemul a fost montat aerian, acesta fiind cazul cel mai dezavantajos de analiză a comportării seismice (toate deplasările se produc liber fără a fi împiedicate de existența pământului din jurul conductei).



Fig.1. Imbinarea tronsoanelor de conductă cu armătura Flexseal SC250

În faza de montaj precum și înaintea încercării experimentale s-a avut în vedere obținerea orizontalității componentelor ansamblului : a tronsoanelor de conductă , a manșonului de legătură , a flanșei de transmitere a încărcărilor orizontale , precum și a tijelor traductorilor de deplasare inductivi , și a firului traductorului de deplasare Celesco PT5AV .

Datele experimentale au fost înregistrate cu ajutorul unui sistem de achiziție de tip ESAM Traveller CF cu 64 de canale de înregistrare. Rata de eșantionare a fost fixată la 10 înregistrări pe secundă pe fiecare canal atât pentru traductorii de deplasare cât și pentru celula de forță.

3. REZULTATE ȘI DISCUȚII

Scenariul experimental a fost denumit CA500 (conducta sub presiune, 500 mm.) astfel încât să reflecte lungimea tronsonului de conductă considerat direct atașat de o construcție, simbolizată prin celula de forță și actuator, precum și cazul conductei pline cu apă.

Rezultatul încercărilor experimentale pentru scenariul CA500 este prezentat în figura 2.

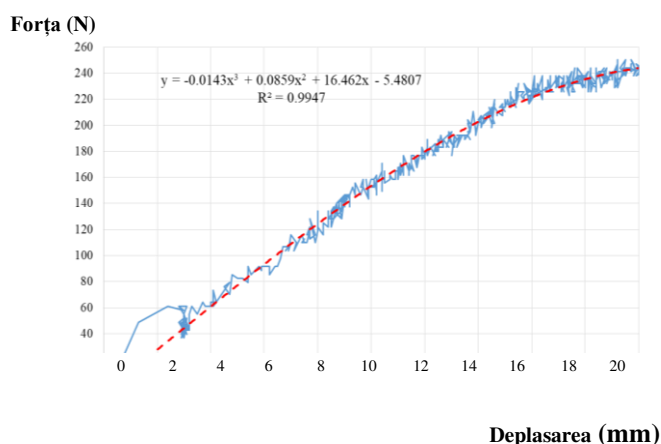


Fig.2. Graficul forță-deplasare și curba de aproximație pentru CA500

Se poate observa faptul că prezența apei în interiorul ansamblului joacă un rol benefic. Chiar dacă, de această dată rearanjarea ansamblului datorită rotirii manșonului flexibil are loc la o deplasare laterală de aproximativ 3 mm, forma curbei forță-deplasare este una mai curată fără variații mari în raport cu linia mediană. Acest lucru se reflectă și prin valoarea coeficientului de corelație R2.

Tinând cont de cercetările anterioare referitoare la conducta goală CG500 s-a realizat un grafic comparativ forță-deplasare laterală pentru tronsonul de conductă de 500 mm, scenariile CG500 și CA500 prezentat în figura 3 iar rezultatele centralizate în Tabelul 2.

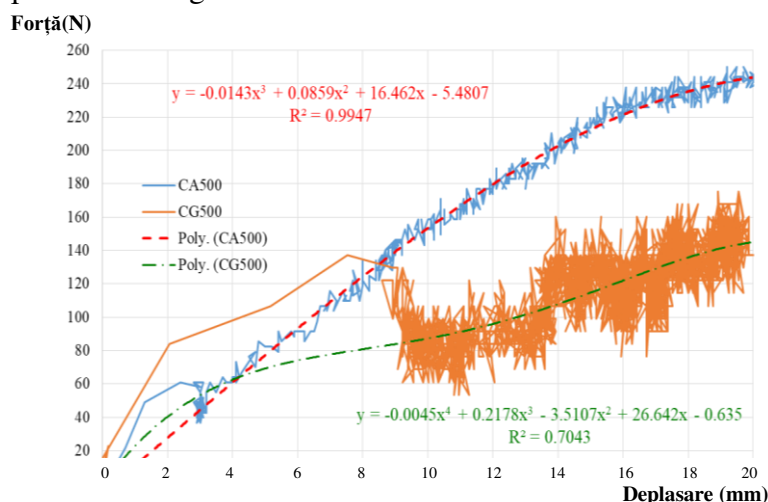


Fig.3. Graficul forță-deplasare și curba de aproximație pentru CG500 și CA500

Tabel 2. Compararea rezultatelor experimentale pentru CG500 și CA500

Scenariul	Deplasarea laterală DL [mm]	Forța F [N]	Coeficientul de corecție R^2	Rotația maximă [°]
CG500	20,02	175,41	0,7043	1,239
CA500	20,20	250,15	0,9947	1,489

Aportul prezenței apei la stabilitatea întregului ansamblu poate fi considerat ca fiind unul benefic atât prin intensitatea forței corespunzătoare deplasării laterale țintă (creștere de 42,61%) cât și a unghiului de rotație (creștere de doar 20,17%). Conform tabelului de mai sus, la o forță de 250 N, deformația este de 2 cm.

De menționat este și faptul că presiunea în interiorul ansamblului a crescut în timpul încercării experimentale de la valoarea inițială de 1 bar până la 2 bari, foarte aproape de limita superioară a presiunii de utilizare pentru Flexseal SC200 de 2,5 bari.

4. VALIDARE TEORETICĂ REZULTATE EXPERIMENTALE

Validarea rezultatelor pe cale teoretică s-a realizat plecând de la ecuația corespunzătoare acțiunilor speciale (seism) corespunzătoare fazei de exploatare a conductei care stabilește limita maximă a deplasării pentru care conducta rezistă solicitării considerate

$$\Delta = \frac{DL}{2(DN - t)} \leq 5\%$$

DN, t – diametrul nominal, grosimea peretelui conductei (mm)

Conform datelor experimentale centralizate în Tabel 2:

$$\Delta = \frac{20,20}{2(250 - 6,2)} = 0,041 \leq 5\%$$

Conform figurii 3:

$$\Delta = 0,05 = \frac{DL}{2(250 - 6,2)} \rightarrow DL = 24,38 \text{ mm.} \rightarrow F > 240N$$

Concluzia finală este că tronsonul sub presiune lucrează mult mai bine ținând cont de intensitatea forței.

5.CONCLUZII

Orice cauză capabilă să genereze stări de solicitare mecanică într-o structură constituie o acțiune asupra respectivei structuri. Acțiunea unui seism face parte din acțiunile excepționale întâlnite pe durata de viață a unei structuri la valori semnificative, dar o structură este supusă la diverse acțiuni dinamice care pot fi permanente, temporare cvasipermanente.

Folosirea materialelor moderne în realizarea rețelilor de apă, canalizare, gaz, etc.cere și găsirea de soluții adecvate care să conducă la comportări adecvate sub acțiunea diferitelor sarcini.

O soluție pentru îmbunătățirea a rezilienței seismice pentru conducte de alimentare cu apă este creșterea flexibilității sistemului. Acest lucru se poate face prin alegerea materialului dar în multe cazuri nu este suficient.Pe trasee lungi, la ieșirile din "construcții" este necesară creșterea flexibilității pentru că aceste secțiuni sunt cel mai periculoase.

În prezenta lucrare s-a demonstrat experimental și validat teoretic că utilizarea de joncțiuni flexibile duce la creșterea flexibilității conductei astfel încât avariile în secțiunile cele mai solicitate apar mult mai greu.

Utilizarea joncțiunii flexibile permite mărirea sarcinilor capabile preluate de conductă în regim dinamic suprapusă peste avantajele obținute din materialul conductei GRP, material compozit care oferă o anumită flexibilitate acesteia. Rezultatele obținute sunt de luat în calcul doar în cazul sistemelor de apă realizate din acest tip de materiale compozite, în cazul conductelor rigide rezultatele fiind nesemnificative.

Soluția propusă poate fi implementată încă din faza de proiectare a conductelor de distribuție a apei dar se poate aplica și în cazul reabilitării conductelor.

Această soluție este pentru conducte GRP de diametru 250mm.și se dorește reluarea experimentelor și validarea rezultatelor si pentru alte diametre de conducte des utilizate în execuție.

TECHNOLOGY FOR IMPROVING SEISMIC RESILIENCE IN WATER DISTRIBUTION PIPES

Abstract

Under the effect of seismic motion, both the earth mass and the underground installations perform oscillating movements as a result of which there can be a significant change in the state of stress and deformations both in the structure and in the earth mass. These changes can cause serious damage that is difficult to remedy and requires significant investment efforts to which are added the human and material damage related to the interruption of the water supply system, vital in the intervention in case of natural disasters. The multitude of possible emergencies but most of all the necessity to avoid total decommissioning requires compliance with measures and recommendations for the protection

of water networks, and among them there is the provision of flexible connections to the pipes, at the exit of a "construction" and on straight lines of 25-30 m. Starting from this assumption, this article presents the experimental results obtained by testing an experimental model of water distribution which is flexible and above-head mounted on a seismic platform, and their validation in a theoretical manner but also by the Finite Element Method, using the ANSYS simulation program. It is hoped that this type of system described by the experimental model can be used in practice not only in areas with seismic action but also in areas of heavy road transport, landslides, etc. by its being used in the most stressed points of the network. (entry / exit of the hearth, before / after an elbow, etc.) but also on long routes, at optimal distances. The results obtained are related to Glass Reinforced Plastics pipes nominal diameter DN = 250 mm, but based on them, we can also draw conclusions to help in future research in which it is desired to take into account the mass of the earth. The present results are comprehensive for buried pipes operated dynamically or seismically at low-medium intensity, as this type of earthquake occurs more and more often in Europe. The experimental tests in this article do not have the characteristics necessary for a high intensity seismic action (above 5 ° Richter).

Bibliografie

- [1] Simão, M.; Mora-Rodriguez, J.; Ramos, H.M. Design Criteria for Suspended Pipelines Based on Structural Analysis. *Water*2016, 8,256
- [2] Shin, S.; Lee, S.; Judi, D.R.; Parvania, M.; Goharian, E.; McPherson, T.; Buria, S.J. A Systematic Review of Quantitative Resilience Measures for Water Infrastructure Systems. *Water*2018, 10, 164.
- [3] ASRO (Asociația de Standardizare din România) - SR EN 1998-4:2007 Eurocode 8. Proiectarea structurilor pentru rezistența la cutremur. Partea 4: Silozuri, rezervoare, conducte, [Design of structures for earthquake resistance. Part 4: Silos, Tanks, Pipe], 2007.
- [4] Așchilean, I.; Badea, G., Giurca, I., Naghiu, G. S. and Iloaie, F. G. Determining priorities concerning water distribution network rehabilitation. *Energy Procedia* 2017, 112, 27-34.
- [5] Bruneau, M.; Chang, S.E.; Eguchi, R.T.; Lee, G.C.; O'Rourke, T.D.; Reinhorn; A.M.; Shinozuka; M., Tierney; K., Wallace; W.A., Winterfeldt, D. A framework to quantitatively assess and enhance the seismic resilience of communities, *Earthquake Spectra* 2003, 19(4), 733–752.
- [6] Alzabeebee, S.; Chapman, D.; Jefferson, I.; Faramarzi, A. The response of buried pipes to UK standard traffic loading. *Proceedings of the Institution of Civil Engineers - Geotechnical Engineering* 2017, 170(1).
- [7] Amarasinghe, P.; Liu, A.; Egodawatta, P.; Barnes, P.; McGree, J.; Goonetille, A. Quantitative assessment of resilience of a water supply system under rainfall reduction due to climate change. *Journal of Hydrology* 2016, 540, 1043-1052.
- [8] Soldi, D.; Candelieri, A.; Archetti, F. Resilience and vulnerability in urban water distribution networks through network theory and hydraulic simulation. *Procedia Engineering* 2015, 119(1), 1259-1268.

- [9] Cimellaro, G.P.; Fumo, C.; Reinhorn, A.; Bruneau, M. .Seismic Resilience of Health Care Facilities, Proceedings of the 14th World Conference on Earthquake Engineering WCEE 2008, Beijing, China.
- [10] Bunea, G.; Atanasiu, G.M. . Overview of Romania's Seismicity Focusing at Country and Regional Level, Proceedings of the First Split Workshop at the Technical University "Gheorghe Asachi" of Iasi, ERA Net FP7 – Concert Japan, Road Networks for Earthquake Resilient Societies - Roaders Project, ctr. 3003/2013, Iași, România, 29-50.

CONSIDERAȚII PRIVIND FUNCȚIONAREA ÎN GOL A TRANSFORMATORULUI TRIFAZAT

VASILE BAHRIN

Universitatea Tehnică "Gheorghe Asachi" din Iași

Rezumat

În această lucrare se fac referiri privind influența modului de conectare a înfășurărilor la funcționarea în gol a transformatorului trifazat.

Sunt prezentate particularități constructive ale transformatoarelor trifazate.

Sunt precizate unele aspecte funcționale pentru diverse tipuri de conexiuni ale înfășurărilor transformatoarelor trifazate.

1. INTRODUCERE

Transformatoarele electrice trifazate sunt aparate electromagnetice utilizate la transportul și distribuția energiei electrice trifazate și pot fi realizate în două variante constructive. În prima variantă se utilizează trei unități monofazate, câte un transformator monofazat (Fig. 1) pe fiecare fază; această variantă constructivă se numește grup transformatoric sau transformator cu fluxuri libere.

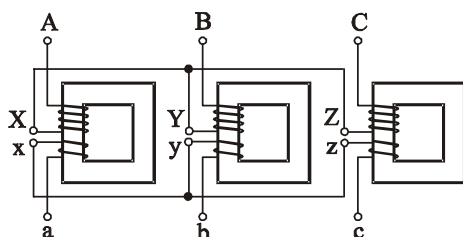


Fig. 1. Transformator cu fluxuri libere.

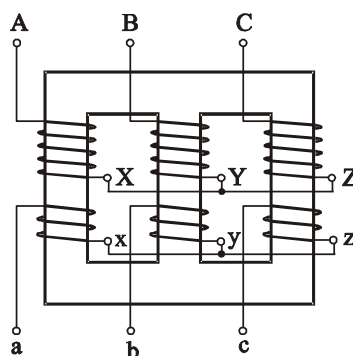


Fig. 2. Transformator cu fluxuri forțate.

În a doua variantă (transformator cu fluxuri forțate), transformatorul trifazat are un singur miez alcătuit din trei coloane și două juguri (Fig. 2), pe fiecare coloană fiind dispuse înfășurarea primară (de înaltă tensiune-I.T.) și înfășurarea secundară (de joasă tensiune-J.T.) aparținând unei faze.

Modul de conectare a înfășurărilor se numește conexiune.

Conexiunea în stea (Fig. 3a) se poate realiza atât la înfășurările de I.T. (se simbolizează cu litera Y), cât și la înfășurările de J.T. (y). Pentru realizarea acestei conexiuni bornele de sfârșit ale înfășurărilor se leagă împreună, constituind punctul comun (N pentru înfășurarea de I.T. și n pentru cea de J.T.) la care se racordează un conductor, numit neutru (sau de nul), scos la placa de borne a transformatorului; în acest caz se spune că nulul transformatorului este accesibil, iar simbolul acestei conexiuni este YN, respectiv yn.

Conexiunea în triunghi (Fig. 3b) se simbolizează cu litera D pentru înfășurările de I.T. și litera d pentru înfășurările de J.T.; această conexiune se realizează prin legarea sfârșitului unei înfășurări de pe o fază cu începutul următoarei (sau precedentei) înfășurări.

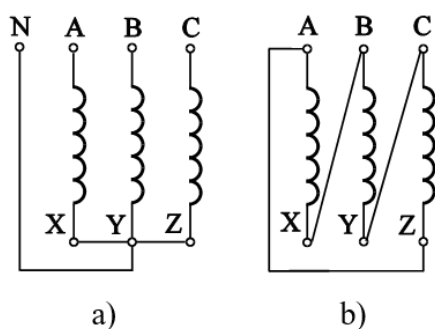


Fig. 3. a) conexiunea în stea;

b) conexiunea în triunghi.

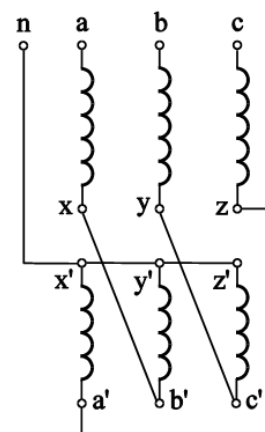


Fig. 4. Conexiunea în zig-zag

Conexiunea în zig-zag (Fig. 4) constituie o variantă a conexiunii în stea, se practică numai pentru înfășurările de J.T. și se simbolizează cu litera z; pentru realizarea acestei conexiuni, înfășurările de J.T. se secționează în câte două semibobine cu numere egale de spire.

2. FUNCȚIONAREA TRANSFORMATORULUI TRIFAZAT ÎN GOL

La funcționarea în gol impedanța echivalentă a sarcinii tinde la infinit, iar curentul prin înfășurarea de J.T. este nul. Curentul absorbit din rețea de către transformator are formă nesinusoidală; deformarea undei curentului este provocată de efectele neliniarității curbei de magnetizare a miezului, fenomenului de histerezis și curenților turbionari induși în miez. Fluxul magnetic care se închide prin miez are o variație în timp sinusoidală.

Curentul periodic de funcționare în gol este descris de o seria Fourier care conține armonici impare în sinus:

$$i_{op} = i_{01} + i_{03} + i_{05} + \dots + i_{0\gamma} = I_{1om} \cdot \sin \omega t + I_{3om} \cdot \sin 3\omega t + I_{5om} \cdot \sin 5\omega t + \dots + I_{\gamma om} \cdot \sin \gamma \omega t, \quad (1)$$

unde: 1, 3, 5.... γ constituie ordinul armonicii, iar ..., sunt amplitudinile armonicilor respective.

Armonica curentului de ordinul trei are o influență majoră, deoarece la $\omega = 1,4T$ această componentă constituie cca 30% din armonica fundamentală; celelalte armonici (5, 7, 11 etc.) au valori mici și nu influențează semnificativ procesele electromagnetice în transformator.

Armonicile de ordinul trei au expresiile:

$$\begin{aligned} i_{A3} &= I_{3m} \cdot \sin 3\omega t, \\ i_{B3} &= I_{3m} \sin 3(\omega t - 120^\circ) = I_{3m} \sin(3\omega t - 360^\circ) = I_{3m} \sin 3\omega t, \\ i_{C3} &= I_{3m} \sin 3(\omega t - 240^\circ) = I_{3m} \sin(3\omega t - 720^\circ) = I_{3m} \sin 3\omega t. \end{aligned} \quad (2)$$

Curenții armonici de ordinul 3 coincid după fază, concluzie valabilă și la armonicile impare de ordin multiplu de trei (9, 15, 21 etc.); acest fenomen are o influență importantă la procesul de magnetizare a miezului transformatoarelor trifazate.

2.1. Conexiunea înfășurărilor Yy_0 .

Întrucât neutrul înfășurării de I.T. este izolat curenții de ordinul trei, având aceeași direcție, nu au cale de închidere și lipsesc în spectrul seriei Fourier; curentul absorbit din rețea are o variație apropiată de cea sinusoidală (armonicile de ordin 5, 7, 11 sunt neglijabile).

Între fluxul magnetic util și curentul de magnetizare există o dependență neliniară; fluxul magnetic inductor se va deforma, devenind nesinusoidal și poate fi descris de o serie Fourier (în care intervin armonici impare în sinus). Lipsa armonicii trei în spectrul curentului de magnetizare provoacă apariția armonicilor superioară în spectrul fluxului magnetic, cea mai importantă fiind armonica de ordinul trei. În reprezentarea din figura 5 se evidențiază variația fluxului magnetic util, ϕ , și a componentelor ϕ_1 și ϕ_3 , în cazul în care curentul de magnetizare, i_{0p} , este sinusoidal..

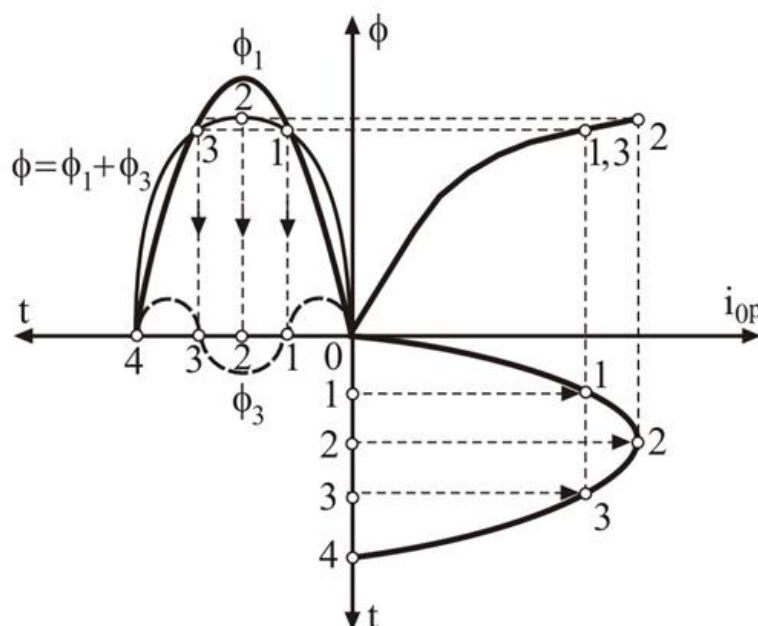


Fig. 5. Variația fluxului magnetic util ϕ și a componentelor ϕ_1 și ϕ_3 .

Ca și în cazul sistemului trifazat de curenți nesinusoidali armonicele de ordinul trei (și multiplii ei) ale fluxurilor magnetice pentru cele trei faze sunt sinfazice:

$$\begin{cases} \phi_{A3} = \Phi_{3m} \sin 3\omega t, \\ \phi_{B3} = \Phi_{3m} \sin 3\omega t(\omega t - 120^\circ) = \Phi_{3m} \sin 3\omega t, \\ \phi_{C3} = \Phi_{3m} \sin 3\omega t(\omega t - 240^\circ) = \Phi_{3m} \sin 3\omega t. \end{cases} \quad (3)$$

În transformatoarele trifazate cu fluxuri forțate aceste fluxuri nu se pot închide prin miez, dar se închid de la un jug la altul prin ulei și prin pereții cuvei (Fig. 6); întrucât pe aceste trasee reluctanța magnetică este foarte mare, armonica de ordinul trei este semnificativ slăbită.

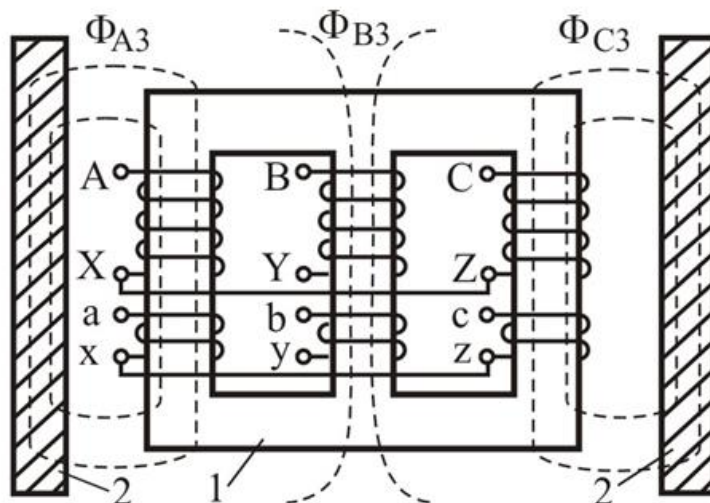


Fig. 6. Cale de închidere a armonicii de ordinul trei, ϕ_3 , a fluxului util în transformatorul cu fluxuri forțate: 1-miez; 2-pereții cuvei.

Se poate considera că în fluxul magnetic util lipsește armonica de ordinul trei, iar fluxul inductor variază după o curba apropiată de cea sinusoidală. În aceste condiții, tensiunile electromotoare (t.e.m.) induse în cele trei înfășurări de fază (primare-I.T. și secundare-J.T.) ale transformatorului au practic formă sinusoidală (în t.e.m. indusă amplitudinea armonicii de ordinul trei reprezintă doar 5÷7% din amplitudinea fundamentalei).

Armonica de ordinul trei a fluxului inductor influențează numai pierderile de putere provocate de curenții turbionari induși în pereții cuvei și în alte componente metalice prin care se închide fluxul acestei armonici; dacă inducția magnetică este de 1,6 T pierderile de putere corespunzătoare armonicii de ordinul trei reprezintă 50÷65% din pierderile de putere datorate armonicii fundamentale.

La transformatorul trifazat cu fluxuri libere, întrucât miezurile fiecărei faze sunt separate, atât armonica fundamentală cât și armonica de ordinal trei ale fluxurilor magnetice se închid prin miezurile fazelor respective, iar fluxul rezultat are expresia:

$$\Phi = \Phi_{1m} \cdot \sin \omega t + \Phi_{3m} \cdot \sin 3\omega t + \dots \quad (4)$$

Valoarea corespunzătoare fluxului armonicii de ordinul trei poate să reprezinte 15÷20% din valoarea fluxului fundamentalei, Φ_1 . Aceste componente induc în înfășurările de fază ale transformatorului tensiuni electromotoare defazate în urma fluxului cu unghiul $\pi/2$; t.e.m. rezultantă indusă în înfășurările de fază este nesinusoidală:

$$\begin{aligned}
e &= e_1 + e_3 = -N \frac{d\phi_1}{dt} - N \frac{d\phi_3}{dt} = -N \frac{d(\Phi_{1m} \cdot \sin \omega t)}{dt} - N \frac{d(\Phi_{3m} \cdot \sin 3\omega t)}{dt} = \\
&= \omega \cdot N \cdot \Phi_{1m} \cdot \sin\left(\omega t - \frac{\pi}{2}\right) + 3\omega \cdot N \cdot \Phi_{3m} \cdot \sin\left(3\omega t - \frac{\pi}{2}\right) = E_{1m} \cdot \sin\left(\omega t - \frac{\pi}{2}\right) + \\
&+ E_{3m} \cdot \sin\left(3\omega t - \frac{\pi}{2}\right).
\end{aligned} \tag{5}$$

Întrucât frecvența armonicii de ordinul trei este de trei ori mai mare decât frecvența fundamentalei, t.e.m. e_3 poate reprezenta 45÷60% din e_1 . T.e.m. rezultantă, e , este puternic deformată, motiv pentru care conexiunea în stea nu se utilizează la înfășurările primare, cu excepția cazului în care neutrul înfășurărilor primare este legat cu neutrul sursei de alimentare (în acest caz curentul armonice de ordinul trei se regăsește în spectrul curentului de magnetizare, iar fluxul inductor devine sinusoidal).

2.2. Conexiunea înfășurărilor Dy sau Yd.

Dacă înfășurările de I.T. ale transformatorului sunt legate în triunghi, armonicile de ordinul trei ale curenților celor trei faze sunt sinfazici (se închid prin laturile triunghiului) și se regăsesc în spectrul curenților de fază ale înfășurărilor primare ale transformatorului (armonicile de ordinul trei nu apare în spectrul curentului de linie absorbit de transformator din rețea). Fluxul util inductor este sinusoidal și induce în înfășurările de fază ale transformatorului t.e.m. de formă sinusoidală, ceea ce constituie un avantaj al conexiunii Dy în comparație cu conexiunea Yy.

Când înfășurările de I.T. au conexiunea în stea iar înfășurările de J.T. în triunghi, în curentul de magnetizare lipsește armonica de ordinul trei, iar fluxul util inductor se deformează și în spectrul lui, pe lângă fundamentală, va fi prezentă și armonica de ordinul trei. Aceste două componente ale fluxului induc în înfășurările de fază ale secundarului t.e.m. $e_{1(2)}$ și $e_{3(2)}$ defazate în urmă față de fluxurile respective cu unghiul $\pi/2$. Întrucât t.e.m. de fază ale armonicilor de ordinul trei, $e_{3(2)}$, sunt sinfazice, în laturile triunghiului se stabilește un curent de circulație. Frecvența armonice de ordinul trei este de $f_3 = 3f_1$, iar reactanța inductivă a înfășurărilor secundare, $X_{3(2)}$, pentru această armonică este mult mai mare decât rezistența $R_{3(2)}$; în aceste condiții, curentul armonicii de ordinul trei, I_3 , poate fi considerat inductiv și defazat în urmă față de E_3 cu $\pi/2$. Curentul I_3 produce un flux de reacție (numit flux de ecranare), Φ_{3e} , care este în opoziție cu fluxul Φ_3 și pe care îl micșorează (Fig. 7); armonica de ordinul trei a fluxului inductor este semnificativ redusă și prin coloanele miezului circulă fluxuri practic sinusoidale, care induc în înfășurările de fază ale transformatorului t.e.m. de formă sinusoidală.

CONSIDERATIONS REGARDING IDLE OPERATION OF THE THREE-PHASE TRANSFORMER

Abstract

This paper refers to the influence of the windings connecting modes to the idle operation of the three-phase transformer.

Constructive features of three-phase transformers are presented.

Some functional aspects for various types of three-phase transformer windings are specified..

Bibliografie

- [1]. Dobrea V., Cociu R. Mașini electrice. Editura Pontos, Chișinău, R. Moldova, 2014.
- [2]. Boldea I. Transformatoare și mașini electrice. Editura Politehnica, București, 2009.
- [3]. Cosma V.M., Bahrin V. Electrotehnică. Baze teoretice și aplicații tehnice. Editura Performantica, Iași, 2007.
- [4]. Ghiță C. Mașini electrice. Editura Matrix Rom, București, 2005.
- [5]. Câmpeanu A., Vlad I. Mașini electrice I. Reprografia Universității din Craiova, 2002.
- [6]. Simion Al. Mașini electrice. Vol. I, Transformatoare electrice. Editura Gh. Asachi, Iași, 2000



REJEȚIA PERTURBAȚIEI ÎN SISTEMELE DE ACȚIONARE CU SERVOMOTOARE DE CURENT CONTINUU

BAHRIN VASILE

Universitatea Tehnică "Gheorghe Asachi" din Iași

Rezumat

Se analizează sistemul de control cu estimator de cuplu pentru rejecția perturbației în sisteme de acționare cu servomotoare de c.c.; sunt precizate particularități ale sistemului cu estimator de cuplu pornind de la structura de control cu model intern. Sunt evidențiate aspecte legate de implementarea algoritmilor de conducere optimală liniar pătratică a sistemelor de acționare.

1. INTRODUCERE

Calculatorul numeric și sistemele numerice de reglare sunt utilizate în diverse aplicații industriale. Cercetările în domeniul algoritmilor de reglare au fost completate de activitatea legată de asigurarea unor funcții adiționale de control și supervizare: controlul robust, controlul adaptiv, identificarea parametrilor, diagnoza și comunicarea la distanță etc. Aceste funcții reclamă utilizarea unui controler performant și ridică o problemă software notabilă, datorită restricțiilor impuse pentru operarea în timp real; sistemul de timp real asigură controlul unui proces, iar valorile mărimilor de comandă și timpul la care aceste valori sunt produse este esențial pentru funcționarea corectă a sistemului.

Pentru aplicațiile de control în timp real cu restricții severe de timp, configurația cu transputer are avantaje notabile: putere de calcul ridicată, timp mic necesar pentru schimbarea contextului procesului, un planificator microprogramat și legături seriale de comunicație de mare viteză ce permit conectarea transputerelor în rețele ușor expandabile. Transputerul a fost proiectat ca element de bază pentru procesoarele paralele; datorită legăturilor seriale de mare viteză ale transputerului, este posibilă conectarea într-o structură modulară, reconfigurabilă, cu un număr minimal de legături hardware

Microprocesoarele au facilitat obținerea unor sisteme de reglare pornindu-se de la teoria fazorilor spațiali, care reprezintă fundamentul reglării cu orientare după câmp. La baza reglării cu orientare după câmp stă analogia dintre mașina de c.a. și cea de c.c. cu excitație separată. Prin aplicarea fazorilor spațiali, se obține un model matematic simplu al mașinilor de c.a., cu posibilitatea separării componentei active de cea reactivă a curentului și a realizării a două bucle de reglare independente. Sistemele multiprocesor permit introducerea inteligenței artificiale în comanda acționărilor electrice, cu rolul de a prelua unele sarcini ale operatorului uman (reglări ale echipamentelor tehnologice, revizii periodice a echipamentului mecanic și electric), dar în special, supravegherea de către sistemul de conducere, cu posibilitatea de a răspunde prompt la orice modificare. Aceste sisteme de calcul au capacitatea de a lua anumite decizii pe baza informațiilor primite și de a iniția noi acțiuni.

2. SISTEMUL DE CONTROL PENTRU REJECTIA PERTURBATIEI CU ESTIMATOR DE CUPLU

Sistemele de acționare electrică cu servomotoare de c.c. sunt larg utilizate în industrie, inclusiv pentru acționarea roboților industriali; funcționarea sistemului de acționare al unei articulații este afectat de cupluri perturbatoare: cuplul de sarcină, cupluri gravitaționale, cupluri datorate forțelor Coriolis și centrifugale, cupluri de fricțiune. Controlul precis al forței (cuplului) când sistemul mecanic atinge un obiect, implică detectarea regimului tranzitoriu al cuplului motor (forței generate) prin mai mulți senzori, care, la rândul lor, sunt afectați de perturbații necunoscute (cum ar fi variația temperaturii).

Robotul este un sistem neliniar, controlul rapid și precis al mișcării reclamând compensarea cuplurilor perturbatoare și a variațiilor parametrice. Prin metoda compensării perturbației (utilizând un estimator de perturbații) se pot calcula variațiile sarcinii cauzate de obiectul necunoscut, fricțiune și de riplul cuplului. Cuplul perturbator estimat conține variațiile sarcinii, riplul cuplului, forțele de fricțiune, forțele de reacțiune datorate contactului cu obiectul și forțele interactive (forțe gravitaționale, forțe centrifugale și forțele Coriolis). Metoda compensării perturbației nu necesită cunoașterea naturii și valorii perturbațiilor, compensarea perturbației cu observer de cuplu fiind o implementare a controlului cu două grade de libertate. O articulație a robotului este comandată individual, iar cuplurile de interacțiune cu celelalte articulații, sunt tratate implicit ca având acțiuni perturbatoare. Pentru fiecare articulație se estimează on-line o perturbație globală, a cărei valoare se adaugă mărimii de comandă furnizată de regulatorul local PD sau PID, în scopul anihilării efectului perturbațiilor externe.

2.1. Analiza sistemului cu estimator de cuplu pornind de la structura de control cu model intern

Structura de control cu model intern (Internal Model Control-IMC) constituie o alternativă la structura clasică cu reacție negativă; cel mai frecvent, aceste modele sunt utilizate ca modele cu parametri nedeterminați în scopul identificării și/sau controlul adaptiv. Modelele cu parametri fixați sunt utilizate, cu precădere, în structuri de reglare cu model intern.

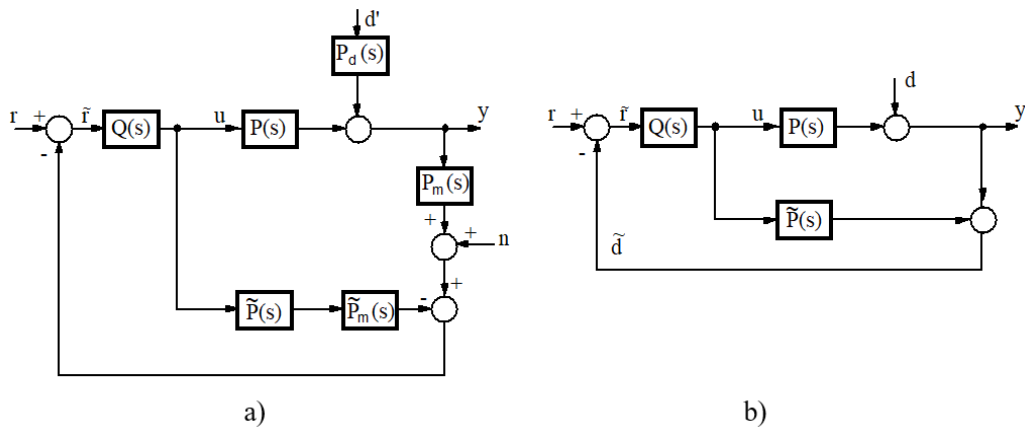


Fig.1. Structura de control cu model intern: a) cazul general; b) structura simplificată

În structura sistemului IMC (Fig.1) P constituie partea fixată, P_m - funcția de transfer a traductorului (P și P_m nu sunt cunoscute cu exactitate, ci numai modelele lor, $\tilde{P}$ și $\tilde{P}_m$, la valori nominale), P_d - funcția de transfer (evidențiază efectul perturbației d' asupra ieșirii procesului), Q - regulatorul care determină valoarea comenzii u , iar n este zgomotul de măsurare.

În schema bloc simplificată $\tilde{d}$ reprezintă efectul perturbației d' asupra ieșirii y a sistemului (care este considerată cunoscută: $P_m = 1$, $n = 0$). În aceste condiții, semnalul de reacție are următoarea formă:

$$\tilde{d}(s) = (P - \tilde{P})u(s) + d(s). \quad (1)$$

În cazul în care modelul ($\tilde{y}$) este exact și asupra sistemului nu acționează perturbații ($d = 0$), ieșirea modelului și ieșirea procesului sunt egale ($P = \tilde{P}$), iar semnalul de reacție $\tilde{d}$ este nul. Sistemul este în buclă deschisă când asupra modelului nu planează incertitudini și nu există intrări (d) necunoscute. Pentru procesele stabile în buclă deschisă, reacția negativă este impusă doar de existența unor incertitudini asupra modelului sau a perturbației. Semnalul de reacție în cazul unui model imperfect, materializează atât influența perturbației (de regulă de nemăsurat), cât și cea a erorilor datorate modelării. Întrucât semnalul de reacție înglobează influența perturbațiilor, controlerul IMC poate determina anularea acestor influențe.

Modelul părții fixate oferă informații asupra comportamentului dinamic al procesului și poate avea forma unui sistem de ecuații diferențiale parțiale, sau să fie evidențiat numai prin factorul de amplificare și durata regimului tranzitoriu. Comportamentul părții fixate suferă modificări în timp, care nu sunt prinse totdeauna în modele. Ideal, un astfel de controler nu trebuie să fie afectat de erorile de modelare menționate (incertitudini ale modelului), deci trebuie să fie robust, caracteristică care în proiectare constituie un obiectiv major.

Pentru ca sistemul IMC să fie stabil intern este necesar ca partea fixată, P , și controlerul, Q , să fie stabile. Stabilizarea sistemelor instabile în buclă deschisă reclamă existența reacției negative, făcând inutilizabilă în astfel de cazuri structura IMC. Teoretic, s-ar putea trage concluzia că incertitudinea modelului poate determina apariția unui semnal de reacție care să conducă la stabilizarea sistemului IMC, dar compromisul de condiționare a stabilității sistemului de incertitudinea modelului este de neacceptat.

Pentru aplicarea structurii IMC la sistemele care conțin elemente integratoare (sisteme mecanice, vehicule etc.), partea fixată instabilă se completează cu o buclă cu reacție negativă locală, după care structura IMC se aplică sistemului stabil în buclă închisă astfel obținut.

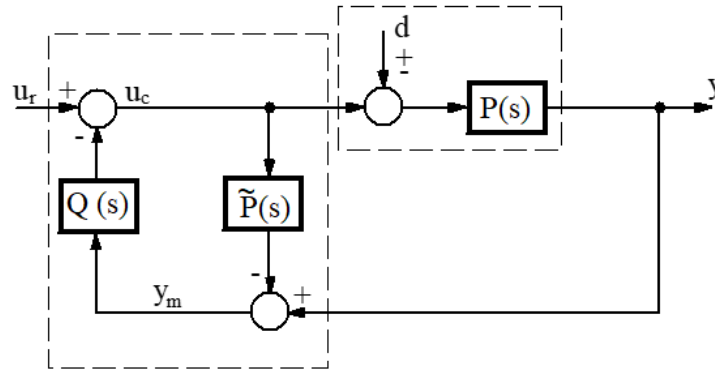


Fig.2. Structura de control cu model intern modificata

În figura 2 este prezentată o structură IMC modificată, la care atât partea fixată cât și modelul său sunt excitate de același semnal variabil u_c , iar diferența dintre semnalele obținute la ieșirile sistemului și modelului este adusă prin feedback cu ajutorul unui filtru; această structură poate fi utilizată atât la sistemele continue cât și la cele discrete, funcțiile P , $\tilde{P}$, Q și R putând fi funcții de transfer în domeniul s sau z :

$$R(s) \begin{bmatrix} U_c(s) \\ y(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -Q(s)P(s) \\ P(s) & (1 - Q(s)\tilde{P}(s))P(s) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} U_r(s) \\ d(s) \end{bmatrix},$$

$$R(s) = 1 + Q(s)(P(s) - \tilde{P}(s)). \quad (2)$$

Ieșirea sistemului, y , nu este afectată de perturbații dacă $Q(s) = P^{-1}(s)$, dar cum această condiție nu poate fi realizată se apelează la o funcție de transfer de forma:

$$Q(s) = F(s)\tilde{P}^{-1}(s), \quad (3)$$

în care $F(s)$ este un filtru trece-jos al cărui factor de amplificare este egal cu 1.

2.2 Implementarea unui estimator de cuplu

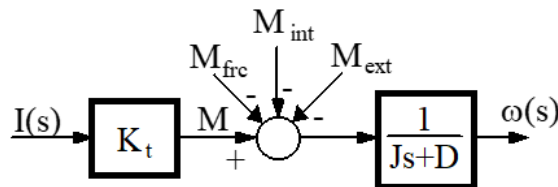


Fig.3. Schema bloc a servomotorului de c.c.

Schema bloc a servomotorului de c.c., cu punerea în evidență a cuplurilor perturbatoare, este prezentată în figura 3: M este cuplul motor (K_t este coeficientul de cuplu), M_{frc} - cuplul de frecare datorat frecării uscate, M_{int} - cuplul interactiv (cuplul coriolis, centrifugal și gravitațional), M_{ext} - cuplul de reacțiune când sistemul mecanic atinge obiectul, J - momentul de inerție total redus la arborele servomotorului, D este coeficientul de vâscozitate, iar M_r este cuplul rezistent (static):

$$M_r = M_{frc} + M_{int} + M_{ext} + D\omega, \quad Js\omega = M - M_r. \quad (4)$$

Inerția și coeficientul de cuplu înregistrează variații a căror evoluție poate fi pusă în evidență prin ecuațiile:

$$J = J_n + (J - J_n) = J_n + \Delta J, \quad K_t = K_{tn} + (K_t - K_{tn}) = K_{tn} + \Delta K_t, \quad (5)$$

în care J_n este momentul de inerție total redus la arborele servomotorului, iar K_{tn} este coeficientul de cuplu nominal.

Din relațiile (4) și (5) se obține expresia:

$$s\omega J_n = K_{tn}I - (M_r + \Delta Js\omega - \Delta K_t I), \quad (6)$$

în care, în paranteză a fost pusă în evidență perturbația datorată variațiilor parametrice.

Cuplul perturbator poate avea variații neregulate, iar în expresia sa se regăsesc variația momentului de inerție, cuplul de frecare, cuplul interactiv, cuplul reactiv și riplul cuplului motor:

$$M_p = M_r + \Delta Js\omega - \Delta K_t I = M_{int} + M_{ext} + M_{frc} + (J - J_n)s\omega + (K_{tn} - K_t)I. \quad (7)$$

Întrucât operația de măsurare directă a accelerației nu este facilă, se preferă un estimator bazat pe semnalul de viteză.

Schema bloc a estimatorului de cuplu este prezentată în figura 4; estimatorul de cuplu permite realizarea unui controler de accelerație prin feedback-ul cuplului perturbator.

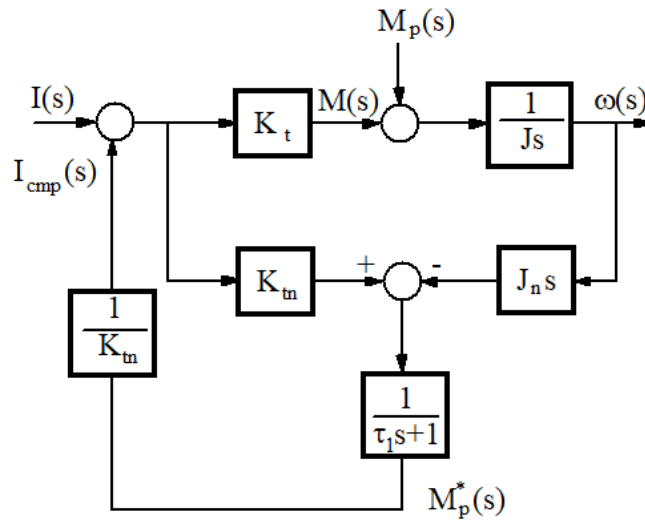


Fig. 4. Schema bloc a estimatorului de cuplu.

Pentru servomotorul de c.c. cu rezistența rotorică R , inductanța indusului L și factorul de amplificare al redresorului comandat Kee căruia i se aplică tensiunea u , schema bloc a sistemului de reglare este prezentată în figura 5; această structură cu controler de accelerație se recomandă la controlul hibrid forță-poziție sau forță-viteză a acționării, algoritmul de reglare discret fiind obținut prin discretizarea funcțiilor de transfer care intervin în structura controlerului.

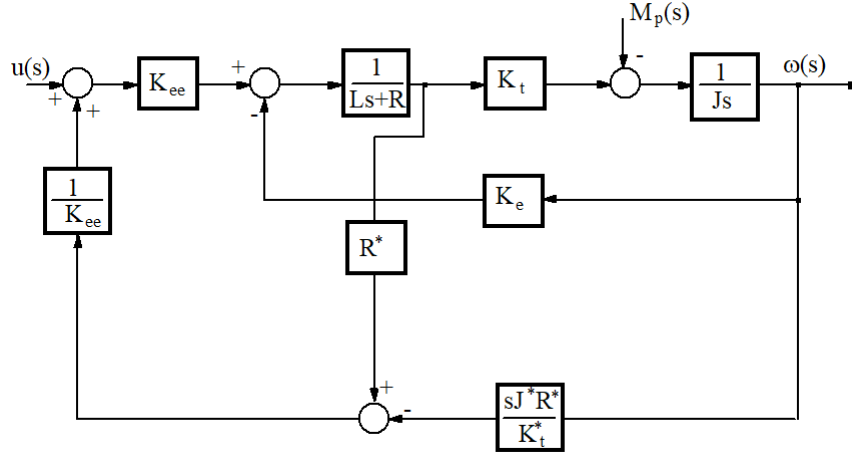


Fig. 5. Schema bloc a sistemului de reglare.

Algoritmul de reglare poate fi implementat numeric prin aproximarea derivatei vitezei cu derivata calculată pe o perioadă de eşantionare. Pentru ca aproximația să fie suficient de bună, este necesar ca perioada de eşantionare să fie mai mică decât valoarea constantelor de timp ale servomotorului.

2.3. Implementarea algoritmilor de conducere optimală liniar pătratică a sistemelor de acționare

Problema de optimizare abordată va avea în vedere procesele dinamice multivariabile care sunt describite prin modele liniare.

Fie sistemul liniar invariant:

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t), \quad (8)$$

cu $x(t) \in \mathbb{R}^n$, $u(t) \in \mathbb{R}^m$, iar A și B matrici de dimensiuni corespunzătoare.

Conducere optimală a acestui sistem liniar are în vedere atât aspectul energetic, cât și aspectele calitative referitoare la comportarea în regim dinamic, considerându-se un indice de calitate de forma:

$$I = \frac{1}{2} x^T(t_f) S x(t_f) + \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_f} [x^T(t) Q x(t) + u^T(t) P u(t)] dt, \quad (9)$$

în care matricile S , Q și P sunt constante, simetrice, de semn definit: $S \geq 0$, $Q \geq 0$ și $P > 0$.

În aceste ipoteze, ecuațiile canonice și condițiile de transversalitate scrise pentru hamiltonianul problemei, sunt date de relațiile:

$$p(t) = -Qx(t) - A^T P(t), \quad P \in \mathbb{R}^n, \quad u(t) = -p^{-1} B^T p(t), \quad p(t_f) = Sx(t_f). \quad (10)$$

Implementarea algoritmului și obținerea unor rezultate prin simulare numerică, pentru cazul cuplului rezistent constant, au la bază programe de simulare scrise în MATLAB.

Parametrii servomotorului folosiți la simularea numerică au valorile: $U_n = 110$ V, $I_n = 3,3$ A, $R_A = 3,1$ Ω , $L_A = 0,16$ H, $K_E = 0,58$ Vs/rad, $K_M = 0,58$ Nm/A, $J_r = 0,028$ Nms²/rad.

Modelul servomotorului este:

$$\begin{bmatrix} \dot{\omega}(t) \\ \dot{i}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 20 \\ -3,5 & -19,375 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega(t) \\ i(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 6,25 \end{bmatrix} u(t) + \begin{bmatrix} -35,71428 \\ 0 \end{bmatrix} m(t) \quad (11)$$

Indicele de calitate are expresia:

$$I = \frac{1}{2} [x_d - x(t_f)]^T S [x_d - x(t_f)] + \frac{1}{2} \int_0^{t_f} \{ [x(t) - z_d]^T Q [x(t) - z_d] + u^T(t) P u(t) \} dt \quad (12)$$

în care matricile $S \geq 0$ și $Q \geq 0$ sunt constante, simetrice, de regulă diagonale, iar P este un scalar; s-au considerat $S = \text{diag}(1 \ 0)$, $Q = \text{diag}(1 \ 3 \ 1)$, $P = 2$ și $t_f = 0,9$ s.

Răspunsurile servomotorului analizat, cu comandă optimală, pentru $x_0 = 25$ rad/s, $x_d = 50$ rad/s, cu perturbație de cuplu $m = 0$ Nm și pentru $x_d = x_0 = 50$ rad/s, cu perturbație de cuplu $m = 0,78$ Nm, sunt prezentate în figura 6, respectiv în figura 7.

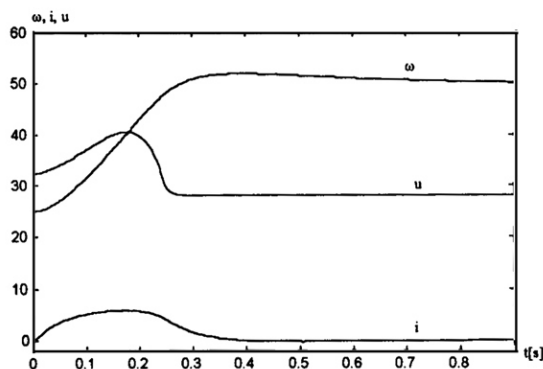


Fig. 6. Răspunsul servomotorului cu comandă optimală fără perturbație de cuplu și $x_0 = 25$ rad/s, $x_d = 50$ rad/s.

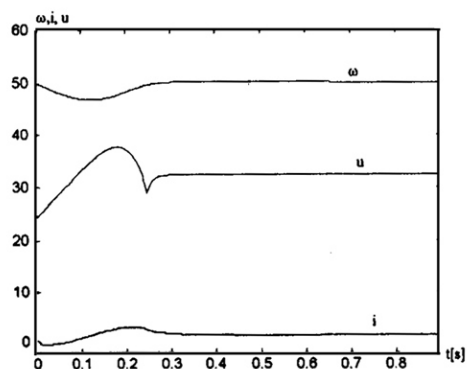


Fig. 7. Răspunsul servomotorului cu comandă optimală, perturbație de cuplu $m = 0,78$ Nm și $x_d = x_0 = 50$ rad/s.

3. CONCLUZII

Sistemele de acționare în structura cărora sunt microprocesorul și sisteme multiprocesor devin mai performante:

- îmbunătățirea performanțelor de comandă prin luarea în considerare atât a unor neliniarități funcționale, cât și prin introducerea unor reglaje, cum ar fi cele impuse de regimul de curent întrerupt și neîntrerupt al unei acționări reglabile de c.c.;

- îmbunătățirea preciziei comenzii vitezei prin eliminarea dispozitivelor analogice care prezintă dezavantajul dereglării în timp;

- interfațarea mai facilă cu semnale numerice și eliminarea convertoarelor analog-numerice din bucla de comandă;

- asigurarea unor operații de diagnoză a echipamentului, printr-un control prefuncțional al unor mărimi importante; controlul permanent pe durata funcționării, sesizarea unor condiții de avarie (supracurenți, tensiuni minime, funcționarea monofazică etc.) prin indicarea acestora și înregistrarea continuă a mărimilor de bază în scopul cunoașterii succesiunii evenimentelor precedente; supravegherea anumitor echipamente (sub aspectul vibrațiilor mecanice, al temperaturii, vitezelor, curenților etc.) prin verificarea valorilor periculoase și luarea unor decizii care să preîntâmpine aceste situații nefavorabile;

- înregistrarea datelor de funcționare, cum ar fi numărul orelor de funcționare, numărul produselor, consumul de energie etc.

Controlul optimal trebuie să asigure:

- a) o bună funcționare a sistemului la sfârșitul perioadei de optimizare, prin impunerea comenzii la valoarea corespunzătoare regimului staționar;
- b) micșorarea volumului de calcul prin creșterea perioadei de eșantionare a componentei de corecție a comenzii optimale.

REJECTION OF DISTURBANCE IN DRIVE SYSTEMS WITH DC SERVOMOTORS

Abstract

The control system with torque estimator for the rejection of the disturbance in drive systems with dc servomotors is analyzed; particularities of the system with torque estimator are specified, starting from the control structure with internal model. Aspects related to the implementation of the algorithms for the optimal linear quadratic control of the drive systems are highlighted.

Bibliografie

- [1] Mosca E. Optimal Predictive and Adaptive Control. Prentice-Hall, New Jersey, 1995.
- [2] Moore J.B. Optimization and Dynamical Systems. Springer - Verlag, 1998.
- [3] Wilson D.I. Adaptive Control. Electrical Engineering Karlstad University, 2001.
- [4] Togneri R. Adaptive systems. Electrical and Electronic Engineering, The University of Western Australia, 2002.
- [5] Ioannou P. Robust adaptive control. University of Southern California, Los Angeles, 2003.
- [6] Voicu M. Advances in Automatic Control. Kluwer Academic Publishers, London, 2004.
- [7] Bahrin V., Arădoaei S. Consideration regarding identification of dynamic process parameters. Proceedings of the International Scientific Conference CIBv 2015, Braşov, 331-334..

PARTENERI



S.C. DAS S.R.L.



S.C. CLIMA THERM CENTER S.R.L.



S.C. TEHNOTERM S.R.L.



MATRIX ROM S.R.L.



S.C. NOVINGAIR VENTILATIE S.R.L.



S.C. ROLPROIECT S.R.L.