

Revista Română de Inginerie Civilă

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

Volumul 11 (2020), Numărul 1

Aspecte privind predicția coroziunii electrozilor de pământare în solul municipiului Timișoara Partea a III-a. Predicția matematică a coroziunii Aspects regarding the corrosion prediction of earth electrodes in the soil of the municipality of Timisoara Part III. The mathematical prediction of corrosion <i>Ștefan PAVEL, Ioan-Bogdan PASCU, Bogdan-Ovidiu ȚĂRANU, Oana-Alexandra GRAD, Romeo NEGREA</i>	1-7
Innovation of pneumatic waste in building sound insulation systems against internal and external noise <i>Bounoua TAB, Ahmed TAFRAOUI, Naima SEGHOUI</i>	8-16
Case study regarding the energy efficiency of green buildings envelope <i>Georgiana CORSIUC, Carmen MĂRZA</i>	17-24
Randamentul captatorului solar plan. Forma pătratică, aspecte teoretice Flat plate solar collector efficiency. Theoretical aspects of the quadratic form <i>Alexandru DRĂGHICI, Florin IORDACHE</i>	25-36
Mechanical properties of high-performance concrete made incorporating dune sand as fine aggregate <i>Fatima Zahra RENNANI, Abdelkadir MAKANI, Noureddine AGHA, Ahmed TAFRAOUI, Farid BENMERIOUL, Said ZAOIAI</i>	37-46
Analiza și estimarea parametrilor care influențează temperaturile stratului de gaze fierbinți într-un compartiment de incendiu, în funcție de sistemul de ventilație folosit Analysis and estimation of parameters influencing hot gas layer temperatures in a fire compartment as a function of the type of the ventilation system <i>Alexandra TEODOR, Alexandru-Florin CHIOJDOIU, Octavian LALU, Ion ANGHEL, Aurel TROFIN, Ionel Alin MOCIOI, Liviu-Valentin BALANESCU</i>	47-69
Hydromechanical coupling in the soil-structure interaction <i>Belbekri M., Draoui B., Berga A.</i>	70-82
Impactul climatic al particulelor atmosferice; Studiu de caz pentru municipiul București Climatic impact of atmospheric particles; Case study for Bucharest municipality <i>Florinela ARDELEAN</i>	83-92
Securitatea datelor în instalații fixe de alimentare ale sistemului de tracțiune electrică feroviară Data security in fixed power installations of the railway electric traction system <i>Cristina Gabriela SĂRĂCIN</i>	93-100

Determinarea numerică a câmpului bidimensional de temperatură într-o regiune plană în regim termic staționar rezolvată în Microsoft Excel	
Numerical determination of the temperature two-dimensional field in a plane region in stationary thermal solution resolved in Excel Microsoft	101-113
<i>Gelu-Adrian CHISĂLIȚĂ</i>	
Studiu comparativ pentru alimentarea cu agent termic a unui bloc de locuințe	
Comparative study for the supply of a block of flats with thermal agent	114-121
<i>Constantin CILIBIU</i>	
Comportamentul termic dinamic al unui sistem activ de preparare a apei calde utilizând energia solară	
Dynamic thermal behavior of an active hot water preparation system using solar energy	122-132
<i>Alexandru DRĂGHICI, Florin IORDACHE</i>	

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

COLEGIUL EDITORIAL

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

Revista Română de Inginerie Civilă este publicată şi finanţată de editura
MATRIX ROM
Director executiv: mat. Iancu ILIE

Online edition ISSN 2559-7485

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

Aspecte privind predicția coroziunii electrozilor de pământare în solul municipiului Timișoara

Partea a III-a. Predicția matematică a coroziunii

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

Part III. The mathematical prediction of corrosion

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

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

⁽²⁾ Universitatea Politehnica Timișoara- ICER, Romania

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

⁽⁴⁾ Universitatea Politehnica Timișoara- ICER, Romania

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

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

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

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

Keywords: soil, earth electrode, corrosion, prediction

5. Predicția matematică

În statistici, validarea de regresie este procesul de a decide dacă rezultatele numerice cuantificând relațiile ipoteze între variabile, obținute din analiza de regresie, sunt acceptabile ca descrieri ale datelor. Procesul de validare poate implica analiza bunăstării potrivirii regresiei, analizarea faptului dacă reziduurile de regresie sunt aleatorii și verificarea faptului dacă performanța predictivă a modelului se deteriorează substanțial atunci când este aplicată datelor care nu au fost utilizate în estimarea modelului.

O măsură a bunăstării de potrivire este R^2 (coeficientul de determinare), care în cele mai mici pătrate obișnuite, cu interceptul variază între 0 și 1. În timp ce un R^2 scăzut presupune că modelul nu se potrivește bine

În statistici, coeficientul de determinare, notat R^2 , este proporția varianței variabilei dependente care este previzibilă de la variabilele independente.

În regresie, coeficientul de determinare R^2 este o măsură statistică a modului în care predicțiile de regresie aproximează punctele reale de date.

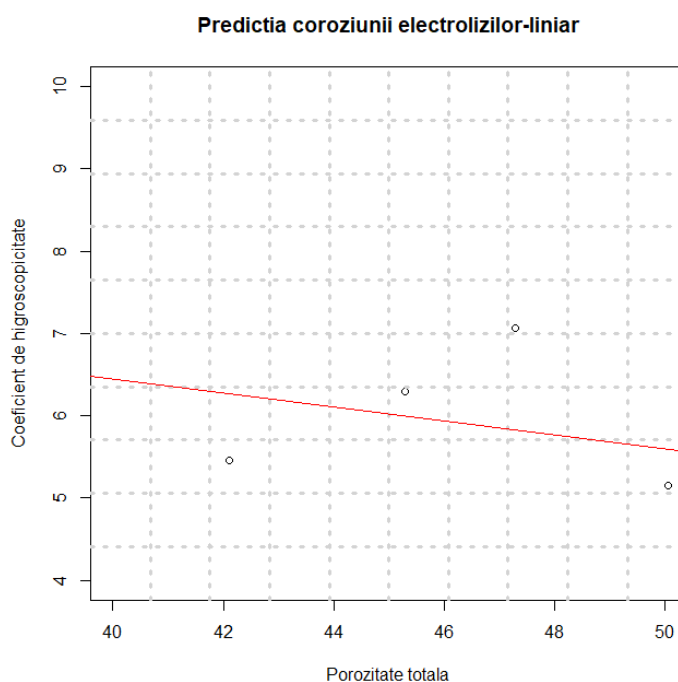
În regresie, ipoteza Null este că coeficienții asociați cu variabilele (independente) sunt egale cu zero. Ipoteza alternativă este că coeficienții nu sunt egali cu zero (adică există o relație între variabila independentă în cauză și variabila dependentă).

Atunci când P-valoarea p este mai mică decât nivelul de semnificație ($<0,05$), putem respinge în mod sigur ipoteza nulă că coeficientul β al predictorului (variabila independentă) este zero.

1. Datele din tabelul 4

a) Cazul liniar $y=a+b*x$

Valoarea parametrului b	P-valoarea	Coeficient de determinare
-0.08509	0.434	0.2132

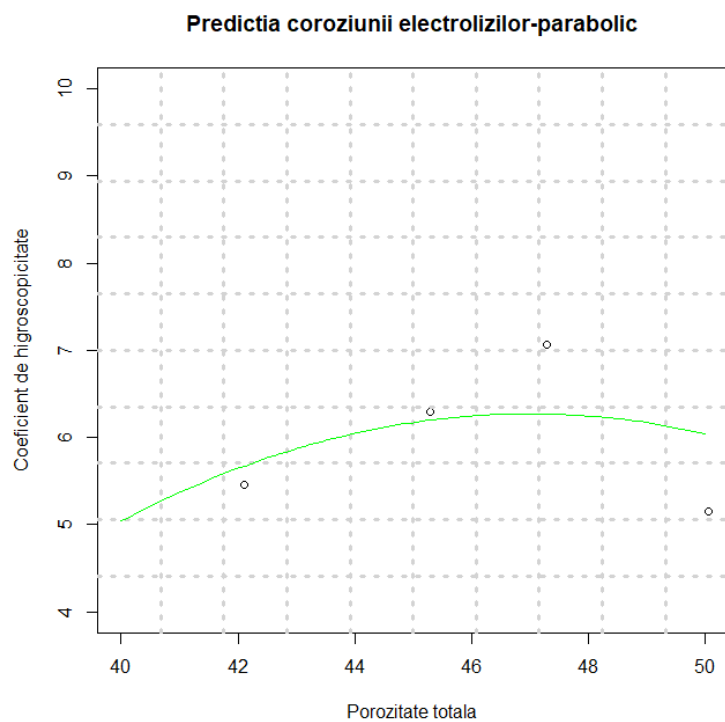


- Modelul este nepotrivit

b) Cazul parabolic $y=a+b*x+c*x^2$

Parametru b	P-valoarea	Parametrul c	P-valoarea	Coeficientul R^2
2.36555	0.371	-0.02517	0.357	0.5381

Aspecte privind predicția coroziunii electrozilor de pământare în solul municipiului Timișoara
 Partea a III-a. Predicția matematică a coroziunii

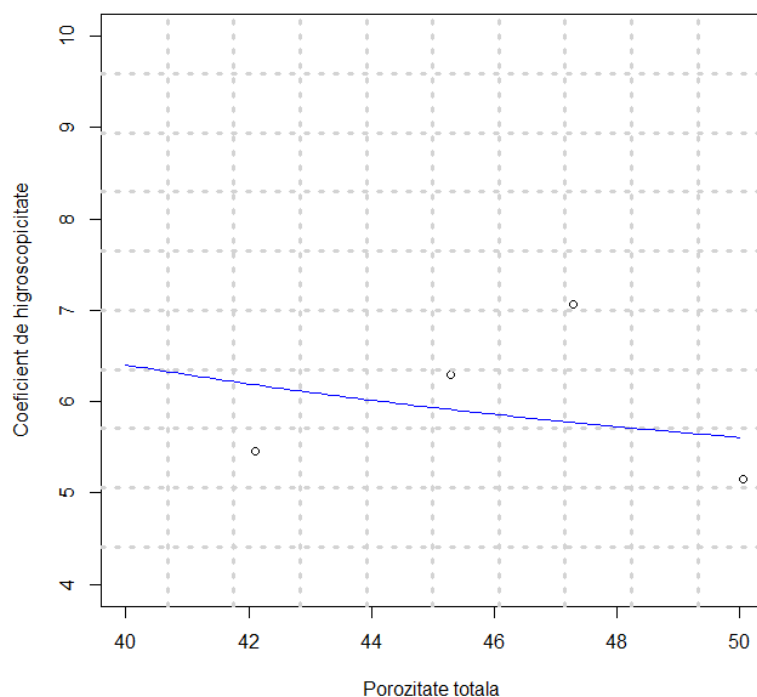


- Modelul este mai bun decat cel liniar dar inca nepotrivit pentru datele noastre

c) Rational de gradul I, $y = \frac{a \cdot x}{b + x}$

a	P-valoare	b	P-valoare	R ²
3.746	0.171	-16.598	0.396	0.672

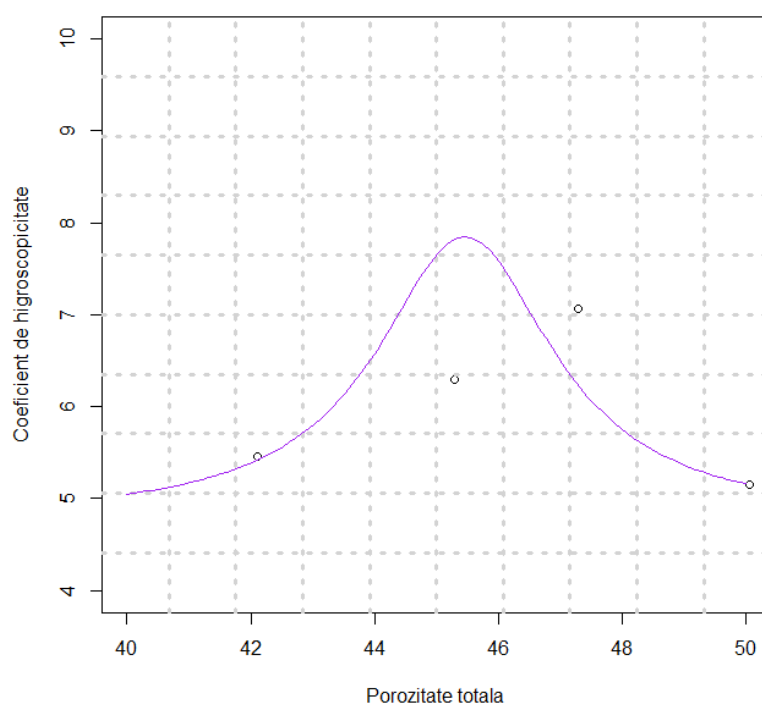
Predictia coroziunii electrolizilor-rational grad I



d) Rational de gradul al doilea $y=(a*x^2+b*x+1)/(b*x^2+1)$

Parametrul a	P-valoarea	Parametrul b	P-valoarea	R ²
0.10612	0.00462	-9.64899	0.0053	0.9973

Predictia coroziunii electrolizilor-rational gr II

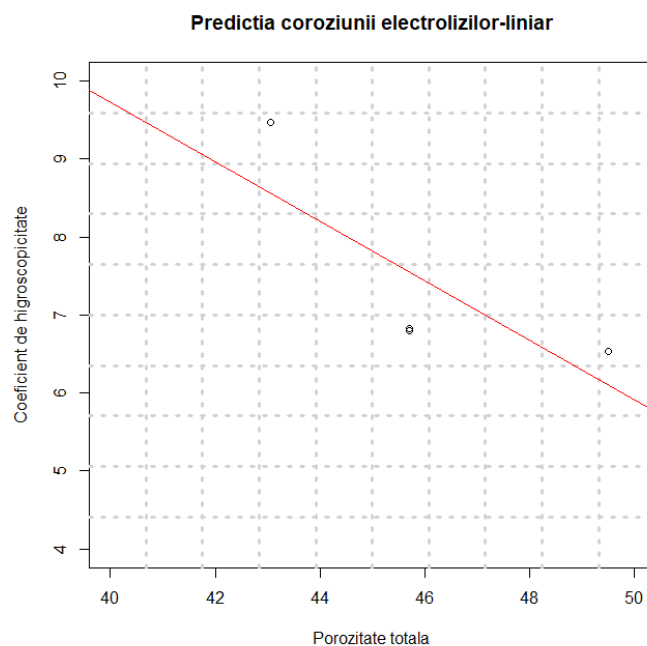


- Modelul este potrivit din punct de vedere statistic.

2. Pentru datele din tabelul 5

a) Modelul linear $y=a+b*x$

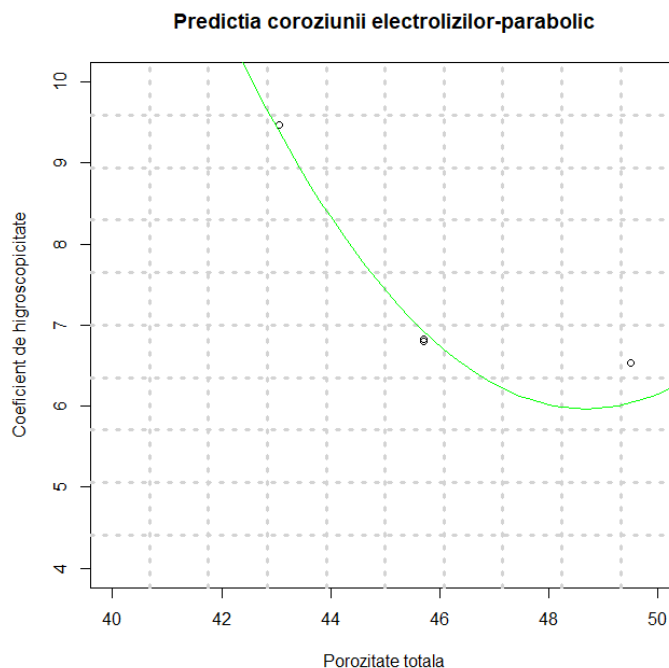
Parametrul b	P-valoarea	Coeficientul R ²
-0.3820	0.0782	0.7152



- Modelul este potrivit

b) Cazul parabolic $y=a+b*x+c*x^2$

Parametrul b	P-valoarea	Parametrul c	P-valoarea	R ²
-10.4904	0.0930	- 0.1077	0.0911	0.9463



- Modelul este potrivit

6. Concluzie

În concluzie, un model de regresie este potrivit dacă P-valoarea testului t este mică (sub un prag de eroare, de obicei 0.05) și valoarea coeficientului de determinare este cât mai mare (mai aproape de 1).

Bibliografie:

- [1] <https://ro.wikipedia.org/wiki/Timi%C8%99oara>;
- [2] *Starea de sănătate a solurilor municipiului Timișoara, trecut, prezent, viitor*. Contract de cercetare științifică încheiat de Primăria Municipiului Timișoara cu Facultatea de Agricultură din cadrul U.S.A.M.V.B., intitulat „Identificarea și evaluarea gradului de poluare a solurilor din zonele cu potențial...”,
- [3] Consumatori de Energie Electrică, Materiale, Măsurări, Aparare, Instalații; autori: Nicolae GOLOVANOV, Ioan IONESCU, Nicolae MIRA, Petru POSTOLACHE, Cornel TOADER, Editura AGIR, București, 2009;
- [4] Manualul Instalațiilor Electrice, editura Colecția Tehnică, Schneider Electric, 2007;
- [5] Ghid de Aplicare-Calitatea Energiei Electrice, Legarea la pământ&CEM, Instalații de legare la pământ-Bazele teoretice pentru calcul și proiectare, Prof.Henrzk Markiewicz&Dr. Antoni Klajn, Wroclaw University of Technology, iunie 2003, European Copper Institute (ECI) Societatea Inginerilor Energeticieni din România;
- [6] Normativ privind proiectarea, execuția, și exploatarea instalațiilor aferente clădirilor, Indicativ I7-2011;

- [7] Consumatori de Energie Electrică, materiale, măsurări, aparate, instalații, Nicolae GOLOVANOV, Ioan IONESCU, Nicolae MIRA, Petre POSTOLACHE, Cornel TOADER, editura AGIR 2009, ISBN 978-973-720-240-6.
- [8] Manualul instalațiilor electrice, Schneider Electric România S.R.L., ediția Mai 2007, pg.E12;
- [9] ***<http://www.creeaza.com/referate/geografie/geologie/PROPRIETATILE-FIZICE-SI-FIZICO288.php>;
- [10] st.drd. Alina SIMINA, *Rezultate Laborator*, Oficiul de Studii Pedologice și Agrochimice filiala Timiș, 2018;
- [11] ANAZ România, Sustenabilitatea prin zincare termică, Cluj Napoca 15 noiembrie 2017, Prescrierea zincării termice în documentații: Folosirea SR EN ISO 1461 în Managementul Calității, ing.Karol IONAȘ, S.C. BERG BANAT;
- [12] Universitatea de Științe Agricole și Medicină Veterinară a Banatului din Timișoara, Regele Mihai I al României;
- [13] S.C. BERG - BANAT S.R.L.;
- [14] Corrosion of Galvanized Steel Under Different Soil Moisture Contents, Roseana Florentino da Costa Pereira, Edkarlla Sousa Dantas de Oliveira, Maria Alice Gomes de Andrade Lima, Simone Louise Delarue Cezar Brasil, Materials Research. 2015; 18(3): 563-568 DOI: <http://dx.doi.org/10.1590-1439.341714>;
- [15] ***https://translate.google.ro/translate?hl=ro&sl=en&u=https://en.wikipedia.org/wiki/Tafel_equation&prev=search;
- [16] ***<https://ro.wikipedia.org/wiki/Analiz%>

Innovation of pneumatic waste in building sound insulation systems against internal and external noise

Bounoua TAB¹, Ahmed TAFRAOUI², Naima SEGHOUANI².

¹Laboratory of mechanical engineering reliability.
University TAHRI MOHAMED BECHAR, Algeria
BP 412 ROUTE KENDSA
Boun_tab@yahoo.fr

²Laboratory of mechanical engineering reliability.
University TAHRI MOHAMED BECHAR, Algeria
BP 412 ROUTE KENDSA
Ahmedtafraoui@yahoo.fr

²Laboratory of mechanical engineering reliability.
University TAHRI MOHAMED BECHAR, Algeria
BP 412 ROUTE KENDSA
tafraat@yahoo.fr

Abstract – *After the experiment of the same material in thermal insulation, the present work is a new investigation to answer the problem of acoustic comfort of the constructions while clearing the environment of the pneumatic waste which by their long life occupy large spaces and by their incineration emit polluting gases. Numerous tests have been carried out on reduced or real models representing either the floors or partition walls that are the main conductors of sound in a building. In comparison with the expensive materials currently used in acoustic insulation, the proposed innovation has shown unexpected technical sound insulation performances accompanied by a great economic interest.*

Keywords: Acoustic Insulation, Noise, Acoustic Vibration, Building, Pneumatic waste.

1. Introduction

With the changing of life concepts and the demand of the multiple build function, builders will face many challenges. Population growth has forced the latter to design collective dwellings in height to allow a large population to live in a small space. This situation has generated problems and even very significant environmental scourges. Among these scourges noise, subject of the present study, it is caused by the fluctuations of the atmospheric pressure and its transmission speed depends on the modulus of elasticity and the density of the fluid crossed [1]. It poses a direct danger to human health that can range from simple nervous behavior to complete loss of hearing. Faced with this scourge, researchers concerned with acoustic comfort and the "well-being" of occupants have been divided into two complementary categories, some of which have examined the issue of sound evaluation and the search for its sources, while others take care of noise insulation.

In urban areas, heating, ventilation and air-conditioning appliances that promote internal comfort become themselves sources of urban noise pollution. The authors of the article [2] propose as remedy, regulated acoustic emission limits in the manufacture of these devices. For their part, the authors in [3] classify recorded sounds to determine their harmfulness. In the same category, researchers in [4] carried out a high-level holistic analysis to conclude that poorly insulated class design affects up to 50% of students' learning abilities. Aspects of noise propagation in ventilation / air conditioning ducts and the measures needed to mitigate them have had their share of interest with the authors of the article [5].

On the contrary, from the thermal problem where the insulation can be assisted by heating and air-conditioning systems, the noise problem can only be dealt with by an effective acoustic insulation system. The emergence of new materials and the innovation of waste in construction have not only improved the mechanical properties of materials but also the saving of energy by insulation, watertightness and even appearance.

For the second category of researchers, this problem continues to leak a lot of ink. Indeed the work published by the company "Index" [6] shows several solutions by integration of materials even in the structural parts of a building. These same researchers not only perfected their results in acoustic insulation but supplemented them with the treatment of thermal insulation in their edition 2010-1 [7]. In turn, the authors in the paper [8] deal with the determination of the intensity of sound and propose the appropriate material for sound insulation.

In the same concept the present work wants to be an investigation in the acoustic insulation. The innovation of pneumatic waste in the thermal insulation is a first experiment which gave very interesting results. Noting the similarity of the conductors of heat and sound in a building, it is proposed to carry out sound permeability tests on the same specimens made in the laboratory "LFGM" and used in previous non-destructive tests. It seeks to combine comfort and "well-being" with the occupant of the building on the one hand and environmental safeguard on the other.

2. Materials and Methods

Many researchers have invested in waste recycling. The authors of the work [9] proved the very positive influence of recycled aggregates on the mechanical and durability properties of high performance concrete. Other researchers have tried to innovate new materials in concrete formulations. Ahmed Tafraoui [10] proved that Metakaolin offers better performance in the durability of ultra-high performance concrete. In this section a brief overview will be given on the innovative materials in concrete formulation and sound insulation.

2. 1. Used materials.

2. 1.1. Construction material.

In the southern region of Algeria sand dune is found in abundance in nature. Its particularity of displacement makes it an element harmful to the environment

especially in recent decades where large agricultural areas in the north are invaded by sand from where the plague of desertification of these zones. Since its creation, the laboratory has been carrying out research on the development of dune sand from Western Erg. This crushed dune sand yielded interesting performances in the strength of self-compacted concrete [11]. The sand dune and the cement used for the manufacture of the different test pieces figure (1), are the same for all the cases of insulation.



Fig. 1. Main constituent elements of concrete.

2. 1.2. Insulation material.

Following a literature search, it turned out that the environmental problem of used tires is of particular interest to researchers. The mechanical engineering reliability laboratory published in 2010 [12-13] works on the use of rubber waste in self-compacted concrete. In 2018 the authors in [15] resumed work on self-placing concrete. The authors [14] conclude after reviewing the literature that not only pneumatic waste has found its place in self-placing concrete but its use is economical and presents a solution to an environmental problem. In the same last contexts, the present investigation uses the user tires crushed figure (2) as a filling of the insulation layer.



Fig. 2. Waste Crushed Tires

2. 2. Methods.

2. 2.1 Mixing Concrete.

Figure (3) shows the mixing operations of the concretes which are carried out according to the same formulation and the same mixing speed in order to have a uniform concrete for all the specimens.



Fig. 3: Concrete mixing

2.2.2 Preparation of test pieces.

The test pieces to be made for such tests shall represent the conductive elements of noise in a building. The literature review showed that the principal conductors are the floors through which the vertical transfer between floors is made while the external walls are exposed directly to the different noises coming from the outside and are subject to a horizontal transfer.

From these main constituents, the different test specimens were made by pouring the concrete into two walls separated by the insulating element as illustrated in the different photos (a), (b), (c) and (d) of Figure (4) which show the realization of the different specimens in two layers of concrete separated by the insulation material used.

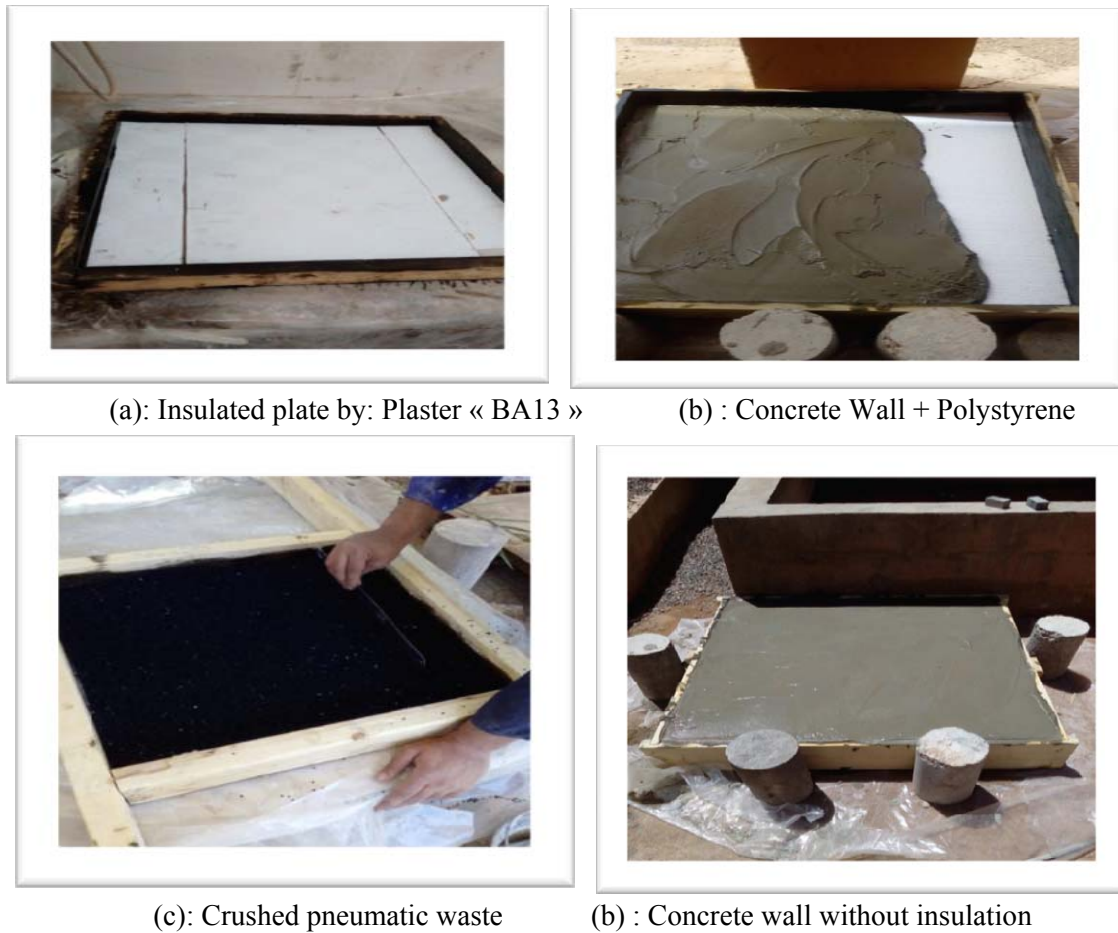


Fig. 4: Test specimens.

2. 2.3 Appliances used

As illustrated in Figure (5). The device that was used for the various acoustic measurements needed for our study consists of a laptop, an enclosure to simulate the source of noise and a sound meter to measure the intensity of sound.



Fig. 5: Operating Mode

2.3. Realized tests

The principle of the test carried out for each specimen is to place a source of noise in a chamber with five insulating walls in which two amps emitting a pre-recorded sound are deposited. The sixth wall of the enclosure is closed by the specimen. On the other side of the test tube is placed the sound acquisition system which is measured by the sound level meter. In addition to the sound level meter setting, a funnel connected to the sound level meter is used to prevent unwanted and accidental noise during the test.

The test is carried out with the same conditions favored for each specimen. The photos in figure (6) show the progress of the different tests.



Concrete plate + plaster



Concrete wall + polystyrene



Concrete plate + crushed rubber

Fig. 6. Conduct of the test on the different test pieces.

The tests were carried out for each material used. Previous photos are given as an example.

3. Results and discussions

For each test, the measurements recorded with the sound level meter and a synchronized camera are recorded and processed by specialized software that gave the variations of the sound passing through the insulation as a function of time. Each curve representing the efficiency of the insulating material used is accompanied by the comparative curve of the sound without insulation.

The results are directly illustrated by the graphs of the following figures:

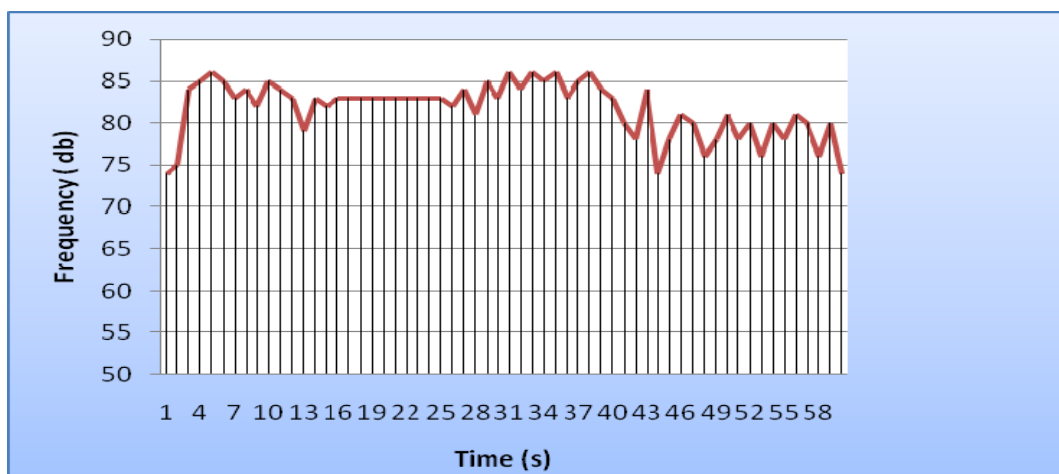


Fig. 7. Sound measurement curve (source) used for testing.

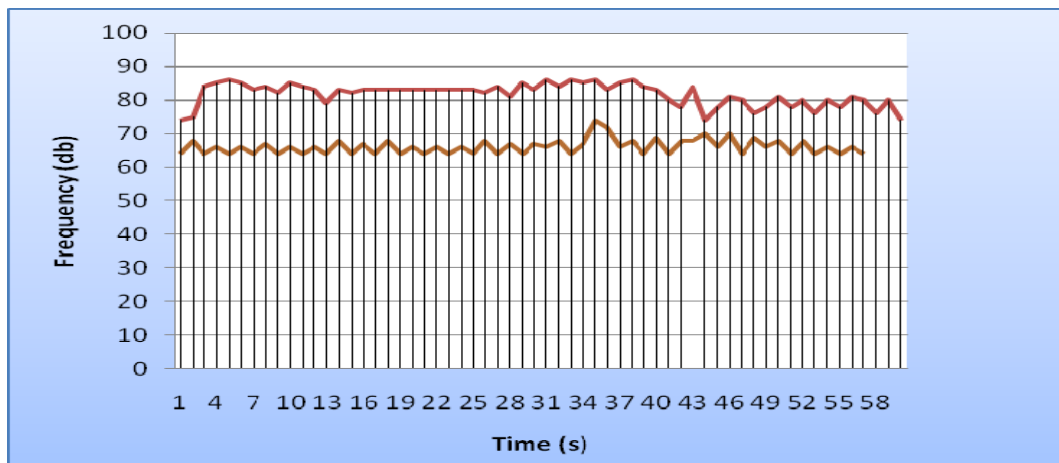


Fig. 8. Sound test curve with rubber insulation.

The upper curve in figure (8) represents the source sound and the lower curve gives the variation of the sound recorded behind the test piece which consists of two concrete plates separated by a 5 cm thick rubber insulating layer. The insulation efficiency to be taken from this graph lies in the ability of the insulating material to attenuate the sound emitted by the source. This property of the material can also be qualified by impermeability or non-conductivity of the noise..

Finally and for a better comparison, the curves of the six materials used are superimposed on one and the same graph of the figure (9). It is thus easy to observe the attenuation of the noise of the different materials grouped together in one and the same zone, whereas the curve of the subject material of the present study differs markedly from the bottom of the other materials..

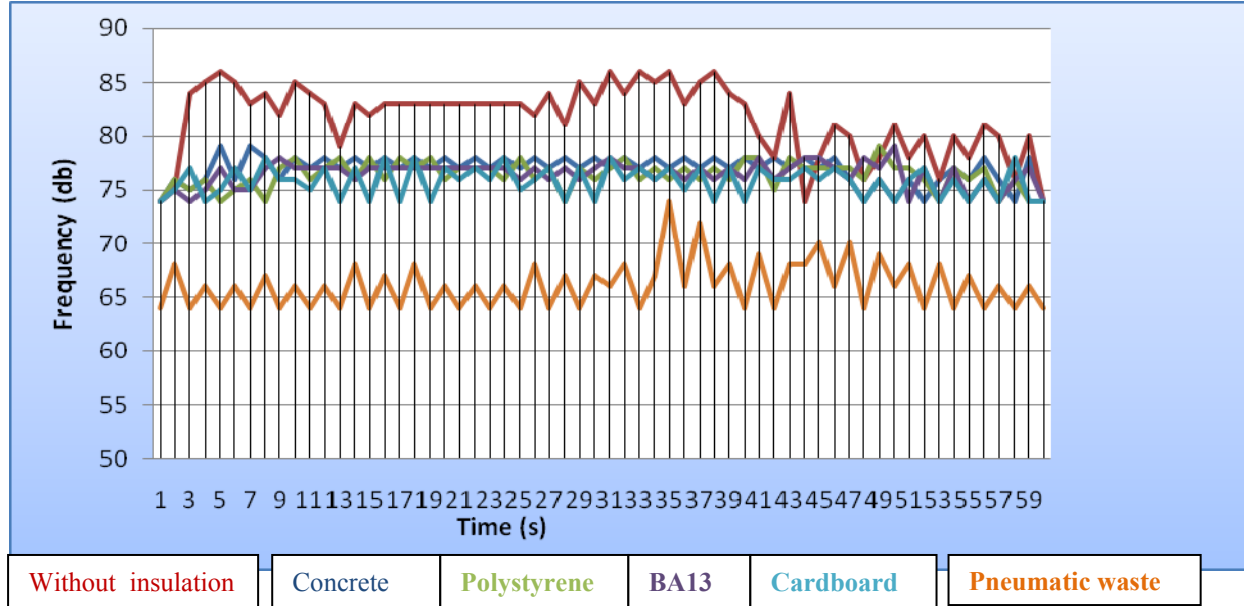


Fig. 9. Summary curve of the isolations used

4. Conclusion

Rubber has always distinguished itself by its ability to absorb noise and wave propagation vibrations which made it essential in these applications but its use in the acoustic insulation of the building was not possible because of the high blow of the raw material. The idea of taking advantage of rubber sound insulation performance by circumventing the cost problem was widely exploited during this investigation. The experience undertaken has shown a clear performance in the case of the use of pneumatic waste. Indeed the minimal permeability conductivity of the sound from the outside to the inside or from one floor to its superior in the same building has yielded very interesting results. This powerful insulation reduces the intensity of noise by 30% by making it fit within the tolerance range of the human ear. This goal alone deserves all interest. In addition to this benefit this work makes the role of such an industrialized experience in saving the environment clear by removing one of the largest bulky and non-biodegradable waste. The steel frame removed from the tires offers a wide scarecrow of use as a reinforcement element.

References

- [1] R.M.E.DiamantMSc, DipChemE, MInstE, CEng Chapter 8 –" Insulation against noise Thermal and Acoustic Insulation", Butterworth-Heinemann Copyright © 1986 Elsevier Ltd. All rights reserved 1986, Pages 274-310
- [2] Mihai Vlad IONIȚA, Vlad IORDACHE: "Abacuses for acoustic barrier sizing during design stage", Romanian Journal of civil Engineering, Volume 9, Nr.1, 2018
- [3] PanuMaijala^a, ZhaoShuyang^b, Toni Heittola^b, TuomasVirtanen^b: "Environmental noise monitoring using source classification in sensors" Applied Acoustics Volume 129, 1 January 2018, Pages 258-267
- [4] PeterBarrett¹, FayDavies¹, YufanZhang², Lucinda Barrett³: "The impact of classroom design on pupils' learning: Final results of a holistic, multi-level analysis", Building and Environment Volume 89, July 2015, Pages 118-133
- [5] Carmen Mârza, Georgiana Corsiuc: " Aspects of noise propagation caused by aeraulic flow" Romanian Journal of civil Engineering, Volume 9, Nr. 4, 2018
- [6] 2nd Division, 3rd Division : "ACOUSTIC INSULATION FOR BUILDING" Index Construction Systemes and Product. Edition 2007.
- [7] Index'GBC Italia': "ACOUSTIC AND THERMAL INSULATION FOR BUILDING" Index Construction Systemes and Product. Ed. 2010-1
- [8] Materials Acoustic: "https://svetlanaroit.files.wordpress.com/2009/.../about_materials1.p".(19/04/2019)
- [9] Andreu Gonzalez-Crominas¹, Miren Etxeberria¹, Chi-sun Poom²: "Influence of the Quality of Recycled Aggregates on the Mechanical and Durability Properties of High Performnace Concrete", CrossMark, Springer Science+BusinessMedia Dordrecht 2016.
- [10] Ahmed Taфраoui^{a,*}, Gilles Escadeillas^b, Thierry Vidal^b: "Durability of the Ultra High Performances Concrete containing metakaolin", Construction and Building Materials 112 (2016) pages 980-987.
- [11] Farid Benmerioul^{a,*}, Abdelkadir Makani^b, Ahmed Taфраoui^b, Said Zaouai^a: "Valorization of the crushed dune sand in the formulation of self-compacting-concrete", Procedia Engineering 171 (2017) pages 672-678.
- [12] S. Zaoiai^{*1}, A. Makani², A. Taфраoui² and F. Benmerioul¹: "OPTIMIZATION AND MECHANICAL CHARACTERIZATION OF SELF- COMPACTING CONCRETE INCORPORATING RUBBER AGGREGATES", ASIAN JOURNAL OF CIVIL ENGINEERING (BHRC) VOL. 17, NO. 6(2016), PAGES 817-829.
- [13] S. Zaoiai¹, A. Makani¹, A. Taфраoui², F. Benmerioul¹: "Optimization and Characterization Mechanic of Self- Compacting Concrete a base Aggregates Rubber", International Review of Civil Engineering (I.R.E.C.E.), Vol. xx, June 2010
- [14] Robert Bušić, Ivana Milićević *, Tanja Kalman Šipoš and Kristina Strugar: "Recycled Rubber as an Aggregate Replacement in Self-Compacting Concrete—Literature Overview", Materials 2018, 11, 1729
- [15] Bensaci Hamza¹, Menadi Belkacem¹, Kenai Said¹ et Yahiaoui Walid¹: "Performance of self-compacting rubberized concrete", MATEC Web of Conferences 149, 01070 (2018)
- [16] Carmen MÂRZA,Georgiana CORSIUC : "About the relationship environmental comfort - air quality - air permeability of buildings", Romanian Journal of civil Engineering Volume 8, N. 3,2017
- [17] Z.AzkorraabG.PérezcJ.ComacL.F.CabezacS.BuresdJ.E.ÁlvaroeA.ErkorekaabM.Urrestarazuf: "Evaluation of green walls as a passive acoustic insulation system for buildings" Applied Acoustics Volume 89, March 2015, Pages 46-56

Case study regarding the energy efficiency of green buildings envelope.

Georgiana Corsiuc¹, Carmen Mârza².

¹Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, Facultatea de Instalații
B-dul 21 Decembrie 1989, nr. 128-130, Cluj Napoca, România
E-mail: georgiana@mail.utcluj.ro

² Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, Facultatea de Instalații
B-dul 21 Decembrie 1989, nr. 128-130, Cluj Napoca, România
E-mail: carmen.marza@insta.utcluj.ro

Abstract. *Green buildings must use materials with a positive impact on the human being and environment while ensuring a high degree of thermal insulation. The structure of the exterior wall proposed by the authors was designed to meet as many requirements as possible: to have good insulating properties and a proper behavior to the diffusion of vapors, to comply with the requirements imposed by regulations regarding the thermal stability of the construction elements, to use environmentally friendly materials and also to have a light weight so that it can be prefabricated or used in modular constructions that require transport and manipulation.*

Key words: green buildings, wall structure, energy efficiency, thermal resistance, heat transfer.

1. Introduction

Considering the two challenges of the present, energy and the environment, the European Union endorsed within the largest research and innovation program Horizon 2020, several directions aimed at solving, at least partially, these problems. We specify that the program runs between 2014-2020 and has the political support of the European Parliament members and European leaders. It aims at international cooperation for smart and sustainable economic growth, provided that the safety of life and human health are respected and improved [1].

Thus, within the program can be identified several directions that refer to the field of construction, such as [1]:

- energy efficiency of buildings;
- construction of smart cities and regions;
- innovations regarding water and its management - as an existential vital source;
- implementation of renewable energies characterized by low CO₂ emissions.

The first of these directions aims at the rehabilitation of existing constructions, the construction of new buildings according to current architectural concepts, updated

materials and technologies, as well as performant heating, ventilation, air conditioning and lighting systems, in order to ensure the comfort in buildings, all of these characterized by low energy consumption.

A relatively new concept, which fits very well on the requirements regarding the energy efficiency, which ensures to the habitants' optimal conditions of thermal comfort, having in addition beneficial psychological influences, is represented by the ecological or green buildings.

Ecological buildings represent more than a passive house or a house with low energy consumption. There are several definitions for an ecological building, but we can synthetically say that it is a building constructed and used in a responsible way with respect to the environment, throughout their entire life cycle, starting from the design phase, construction execution, and then on its operation, maintenance, renovation, including the demolition phase [2].

The authors proposed to debate in this paper some aspects regarding the composition structure of the exterior walls of the green buildings - as an integral part of the building envelope, being one of the strategies pursued by the designers of the green building concept.

2. Aspects regarding the green building envelope

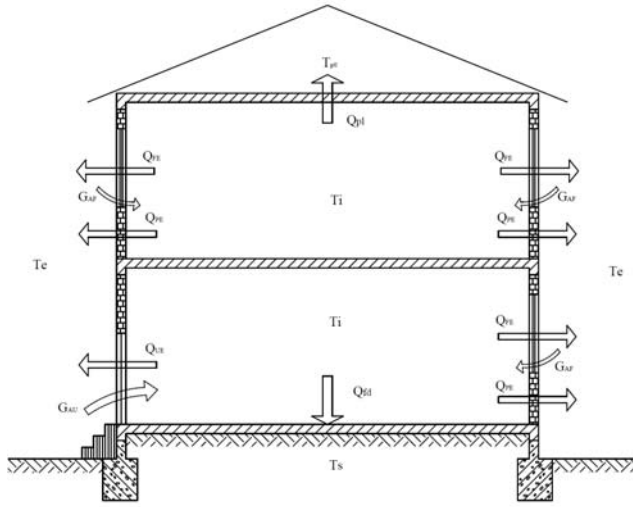
2.1. Overview about the green building envelope

The building envelope plays a significant role in achieving and maintaining the comfort conditions for a building in general and implicitly for a green building. Exhaustively, this separates the heated volume of the building from elements characterized by different temperatures, such as: outdoor air, soil (on floors in direct contact with the land), placed either above the level of the systemized land terrain or below this level, as well as on the walls in contact with the land), attached rooms of the buildings, not heated or much less heated, separated by the building through walls and / or floors, properly insulated (warehouses, basements or storage rooms, cellars, attics, loggias and balconies closed with exterior carpentry, etc.), spaces that are part of the building but which have other functions or destinations (commercial spaces on the ground floor of residential buildings, offices etc.), respectively other buildings, with adjacent walls separated by the building considered by joints [3].

The heat exchanges, with the exterior, of a residential building envelope can be schematically represented as in figure 1.

Following some statistics on heat loss through the building envelope, resulted that these have the following structure: about 35% through walls, 30% through roofs, 20% through glazed surfaces and about 15% through floors [1]. This information, even for guidance, is useful for having an overview of the choice of materials and solutions related to the envelope elements, so that the energy performance of the buildings can be improved.

Case study regarding the energy efficiency of green buildings envelope



Q_{PE} = heat loss through walls;
 Q_{FE} = heat loss through windows;
 Q_{UE} = heat loss through doors;
 Q_{PI} = heat loss through ceilings;
 Q_{PD} = heat loss through floors;
 G_{AF} = cold air infiltration through windows;
 G_{AU} = cold air infiltration through doors;
 T_i = indoor temperature;
 T_e = outside temperature;
 T_{po} = attic temperature;
 T_s = soil or basement temperature.

Fig. 1. Heat transfer in buildings.

2.2. Physical quantities that characterize the thermotechnics properties of the construction elements

One recalls the fundamental physical quantities to which references are made, when analyzing and characterizing the thermal transfer through the construction elements [3,4,5]:

- Specific thermal resistance [m^2K/W] → defines the property of the materials through which the heat is transferred to oppose the propagation of heat losses. In the case of a construction element consisting of several homogeneous layers, it represents the sum of the convective resistances of the fluid media (air) in the vicinity of the element and the actual conductive resistance of the element. This is calculated with the formula:

$$R = R_{si} + \sum R_s + \sum R_a + R_{se} \quad (1)$$

or explicitly,

$$R = 1/\alpha_i + \sum d/\lambda + \sum R_a + 1/\alpha_e \quad (2)$$

where,

R_{si} , R_{se} represents superficial thermal resistances, calculated according to the direction and sense of the thermal flow (they are given in norms);

R_s represents the resistance of a homogeneous layer of a construction element;

R_a resistance of unventilated air layers;

$\alpha_{i,e}$ - coefficient of superficial surface heat transfer to the inside, respectively to the outside [W/m^2K];

d - finished thickness of the wall [m];

λ - the thermal conductivity of the material [W/mK].

- Heat transfer coefficient (or transmittance) [W/m^2K], frequently used both in thermotechnics calculations of construction and also in the catalogues of some

companies that produce or sell construction materials, represents the reverse of the thermal resistance and is determined with the relationship:

$$U = 1/R \quad (3)$$

It reflects the heat transfer capacity, so the lower the U value is, the lower the transmission losses are.

2.3. Proposed solution for the structure of the exterior walls of a green building

The green buildings do not have special recommended values of the thermotechnical characteristics, they must be within the limits imposed by the standards for buildings with low energy consumption, namely the heat exchanges with the outside to be minimal and to be characterized by a thermal energy requirement below 30 kWh/m² year (in passive houses the target is 15 kWh/m² year).

To ensure a certain degree of interior comfort, the thermal resistance of the wall must exceed certain minimum values established by calculation, which implies the achievement of the comfort level. More specifically, the following conditions must be met (accomplished):

- avoiding condensation on the interior surface of the wall;
- avoiding discomfort due to cold wall radiation;
- compliance with certain technical-economic principles.

Green buildings must use materials with a positive impact on the human being and environment while ensuring a high degree of thermal insulation.

The concepts of green building and building life cycle are closely linked. The latter can have two approaches: temporal life cycle and physical life cycle. The temporal life cycle can be defined as a succession of events that take place over time while the physical life cycle refers to the flow of materials that transform along the various stages [6].

A wall structure proposed by the authors is presented in 3D representation in figure 2, respectively a section through the exterior wall in figure 3

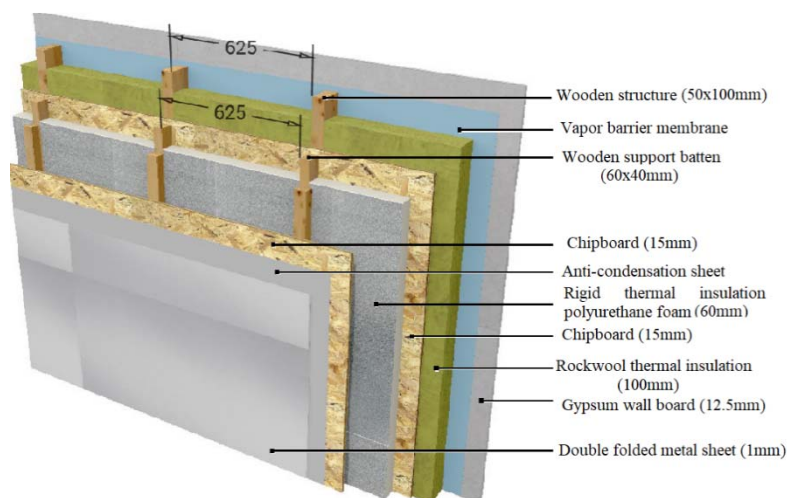


Fig. 2. The structure of the proposed exterior wall

This type of wall was designed for buildings with a light load-bearing structure, which can be made from metal profiles as well or wooden beams and the materials used for the wall structure have high thermotechnical properties even though the thickness of the exterior walls is relatively reduced. It is suitable in this way for modular buildings that must be transported from the place of production to the final site. The authors proposed this structure for a government funded project within the Start Up Nation Project, and besides the conception part - to which the authors contributed, it also benefits of a production line [7].

For the exterior finishing, in the present case, double folded was used, for aesthetic reasons being in accordance with current trends in architecture. In the same time, the metal sheet finishing ensures high resistance and easy maintenance.

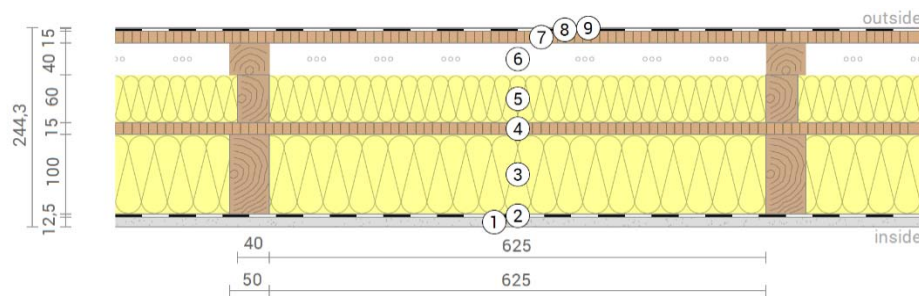


Fig. 3. Cross section through the exterior wall: 1. Gypsum wall board; 2. Vapor barrier membrane; 3. Rockwool thermal insulation; 4. Chipboard; 5. Rigid thermal insulation; 6. Ventilated air layer; 7. Chipboard; 8. Anti-condensation sheet; 9. Double folded metal sheet.

The following table shows the thermo-insulating properties of the materials that make up the outer exterior wall according to EN ISO 6946 [8].

Table 1.

Thermal resistance and conductivity of the wall components

Material	Thickness (cm)	Thermal conductivity (W/mK)	Thermal resistance (m ² K/W)
Thermal contact resistance inside (R _{si})			0.130
Gypsum wall board	1.25	0.350	0.036
Vapor barrier membrane	0.05	0.220	0.002
Rockwool thermal insulation 100mm	10.00	0.038	2.632
Wooden structure 50x100mm	10.00	0.130	0.769
Chipboard	1.50	0.130	0.115
Polyurethane foam	6.00	0.029	2.069
Wooden support batten	6.00	0.130	0.462
Thermal contact resistance outside (R _{se})			0.130
Whole component	24.43		

Using the uBakus U-value calculator , a specific thermal resistance $R = 4,436 \text{ m}^2\text{K/W}$, respectively a heat transfer coefficient $U = 0.23 \text{ W/m}^2\text{K}$ was obtained for the exterior wall in current field. Applying the relations 1, 2 and 3 very close values were

obtained. Figure 4 shows the temperature variation in the successive layers of the wall obtained using the U-value calculator [9].

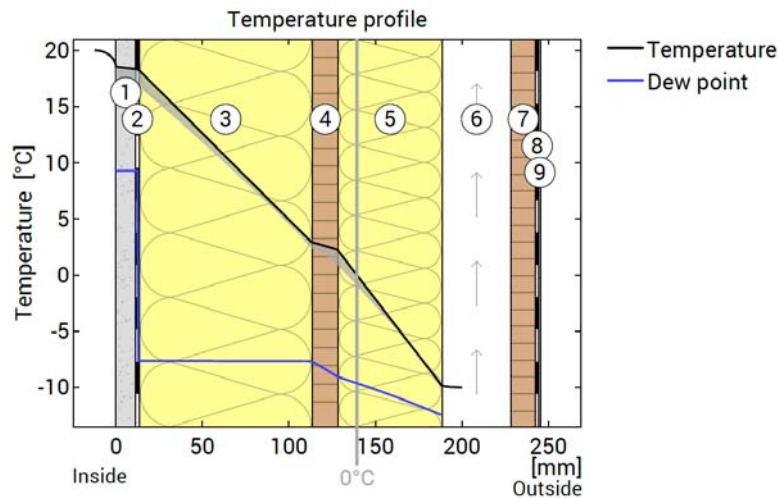


Fig. 4. Temperature variation in the exterior wall [9]

One observes that the temperature of the layers, respectively the temperature variation is above the dew point temperature, so that the solution is favorable, avoiding the occurrence of the structural condensation phenomenon.

Another important criterion which must be verified for an exterior wall is the moisture proofing.

The behavior of the outer wall to vapor diffusion has two components [3,4]:

- dew deposits on the interior surfaces of the construction elements of the envelope in the area of thermal bridges and at corners;
- water accumulation inside the construction element;

The uBakus calculator allows the simulation of the water accumulation behavior inside the constructive elements using the graphical method, as seen in figure 5.

In order to have a proper behavior, it is necessary that the humidity what accumulates in the cold season can evaporate in the warm season. Also, the relative mass humidity must not exceed an allowable value recommended, obviously being below the saturation limit.

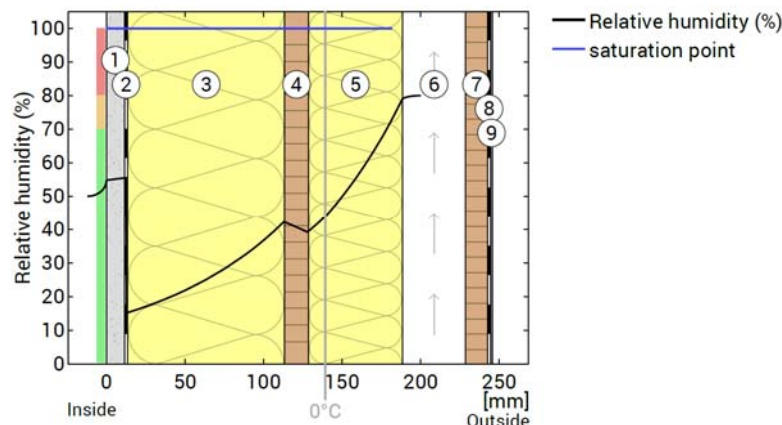


Fig. 5. Water accumulation behavior inside the constructive elements [9]

Another criterion of performance in the hygrothermal design of the buildings is the thermal stability of the closing elements that are characterized by [5]:

- the attenuation coefficient of the amplitude of the external air temperature oscillations;
- the phase shift coefficient of the ambient air temperature fluctuations.

The thermal stability represents the ability to maintain the amplitudes of the indoor air temperature variations and the interior surfaces temperature within permissible limits, required to respect the indoor thermal comfort conditions. This is verified both in winter and in summer. In figure 6, the oscillation of the internal and external temperature in the conditions of the warm season, during one day, was graphically represented. It is observed that the phase shift coefficient is 10.2 hours, which means that the heat wave reaches the maximum value in the first half of the night. One finds that for the group of residential buildings this wall complies with the condition imposed by the norm C107 / 7-2002, which must be at least 9 hours for exterior wall.

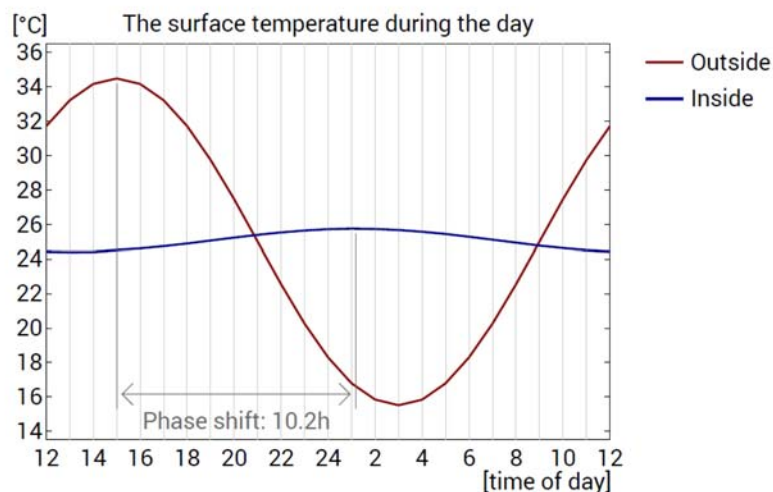


Fig. 6. Oscillation of the internal and external temperature [9]

3. Conclusions

In Romania there has been a reluctance regarding the constructions with wooden structure in the residential buildings. Masonry and concrete constructions were preferred. In the last period, with the implementation of the sustainable development concept, energy efficient houses, respectively green houses have gained the confidence of both developers and customers. This fact is accentuated by the efficiency of achieving the constructions, as well as by the well-being feeling offered to the occupants.

The authors proposed an exterior wall structure that was designed to meet as many requirements as possible:

- to have good insulating properties: ie a high specific thermal resistance, respectively a low thermal transfer coefficient; an important role belongs to the ventilated air layer;
- also, to have a proper behaviour to the diffusion of vapors, not allowing the accumulation of water in the wall structure;
- to comply with the requirements imposed by regulations regarding the thermal stability of the construction elements;
- to have a light weight so that it can be prefabricated or used in modular constructions that require transport and handling; The relatively small wall thickness also contributes to this requirement;
- to use environmentally friendly materials (wood) or which can be recycled or reused.

References

- [1] C. Mârza, G. Corsiuc, Aspecte privind structura pereților exteriori a clădirilor verzi, Volumul Conferinței „Instalații pentru începutul mileniului trei”, Sinaia, 12-14 oct 2016, Ed. Matrix Rom, pp. 298-307
- [2] C. Mârza, G. Corsiuc, R. Moldovan. V. Dragos, The concept of autonomous building in the context of sustainable developmen , Bulletin Of The Transilvania University Of Brasov, Vol. 11 (60) Special Issue No.1 – 2018, Series I: Engineering Sciences, Proceeding of the International Scientific Conference „CIBV 2018”, Brasov, Romania, pp. 349-356
- [3] C. Mârza , A. Abrudan, Elemente de termotehnica construcțiilor, U.T.Press, Cluj-Napoca, 2012
- [4] E. Comsa, I. Moga, C. Munteanu, Proiectarea higrotermica si auditul energetic al anvelopei cladirilor civile, U.T. Press, Cluj Napoca, 2010
- [5] ***C107-2005 Normativ privind calculul termotehnic al elementelor de construcție ale clădirilor
- [6] S. Watson, The building life cycle: A conceptual aide for environmental design, Proceedings of ANZAScA Conference,2003, Sydney, S Hayman, pp 642-652
- [7] C. Mârza, G. Corsiuc, A.M. Graur, Study on modular houses design, Journal of Industrial Design and Engineering Graphics, Vol. 14, Issue 1, 2019, pp. 75-78
- [8] ***ISO 6946:2017 Building components and building elements — Thermal resistance and thermal transmittance — Calculation methods
- [9] <https://www.ubakus.de/u-wert-rechner>

Randamentul captatorului solar plan. Forma pătratică, aspecte teoretice

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

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

Universitatea Tehnică de Construcții București

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

E-mail: draghicialexandru23@yahoo.com, fliord@yahoo.com

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

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

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

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

1. Introducere

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

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

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

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

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

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

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

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

2. Descrierea sistemului și ipoteze de calcul

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

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

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

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

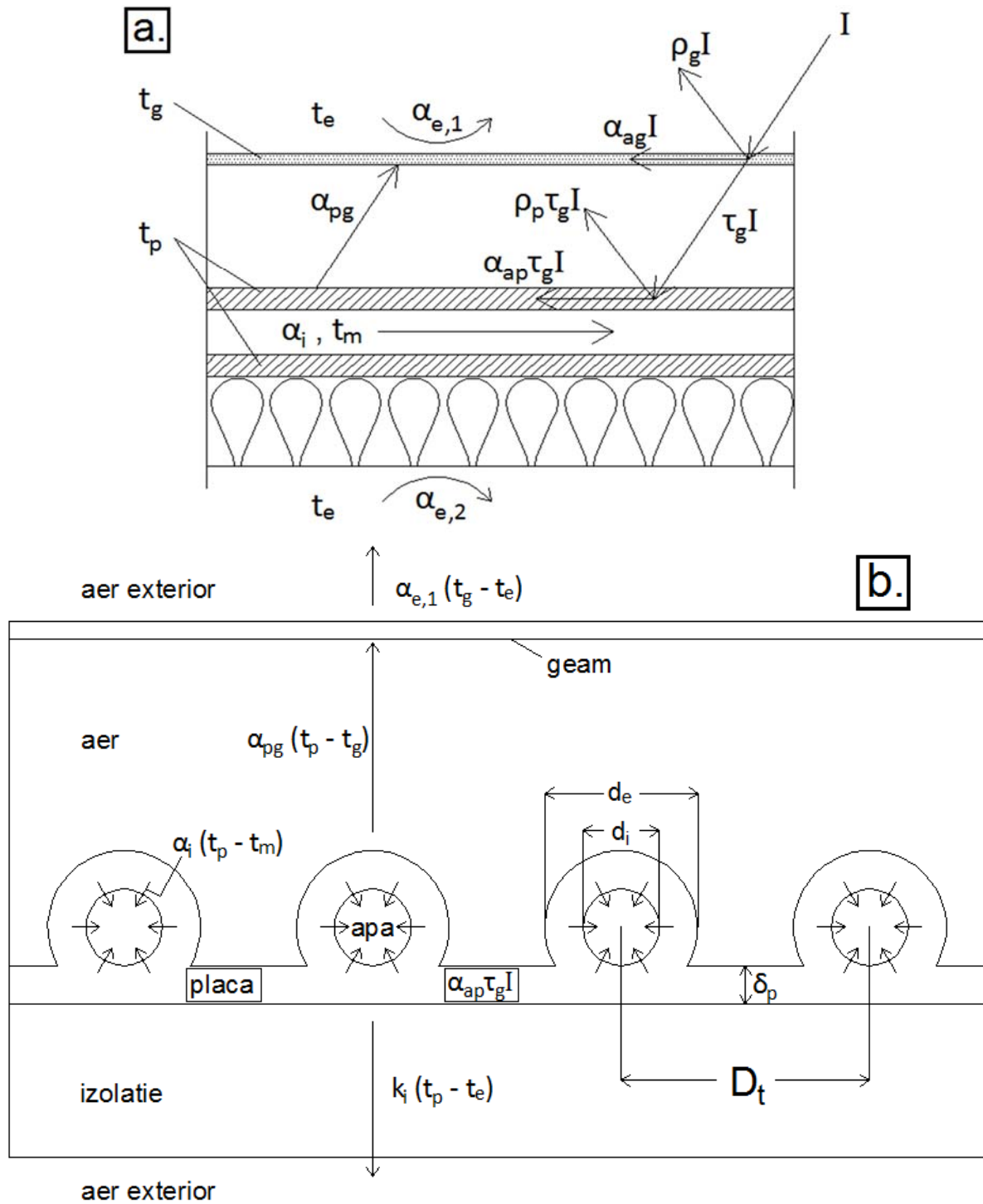


Fig. 1. Captator solar cu placă plană și un singur geam [8, 9]

a. secțiune longitudinală; b. secțiune transversală

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

În cadrul simulării experimentale, se consideră măsurabili următorii parametri:

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

Valorile k_c , η_c vor fi determinate pentru $I \in \{300; 500; 700; 900\}$ W/m² și considerând că temperatura apei la intrarea în captator poate fi reglată la valorile $t_0 \in \{25; 35; 45; 55\}$ °C.

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

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

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

Tabelul 1

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

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

Tabelul 2

Parametri constanți pe durata simulării experimentale			
Parametru	Simbol	Unitate de măsură	Valoare
înălțimea CSPP	H	[m]	2.220
lățimea CSPP	L	[m]	1.056
grosimea CSPP	δ	[m]	0.090
unghi de înclinare CSPP față de planul orizontal	φ	°	30
diametru exterior țevă	d_e	[m]	0.01
grosime țevă	δ_t	[m]	0.001
distanța dintre țevi, notată conform Fig. 1	D_t	[m]	0.031
grosimea plăcii absorbante	δ_p	[m]	$0.5 \cdot 10^{-3}$
grosimea izolației termice	δ_{iz}	[m]	0.040
conductivitatea termică a plăcii	λ_p	[W/(m·K)]	240
conductivitatea termică a izolației termice	λ_{iz}	[W/(m·K)]	0.04
coeficient de transmisie asociat geamului	τ_g	[-]	0.92
coeficient de absorbție asociat geamului	α_{ag}	[-]	0.03
coeficient de absorbție asociat plăcii	α_{ap}	[-]	0.95
emisivitatea geamului	ε_g	[-]	0.90
emisivitatea plăcii absorbante	ε_p	[-]	0.05
debitul volumic de apă vehiculat prin țevi	G	[m³/s]	3.256E-5
presiunea apei la interiorul țevelor	p_w	[Pa]	10^5
presiunea aerului la interiorul / exteriorul CSPP	p_{aer}	[Pa]	101325
temperatura aerului exterior	t_e	[°C]	25

4. Modelarea proceselor termice specifice captatorului solar

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

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

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

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

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

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

Coeficientul de convecție forțată la interiorul țevelor are expresia:

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

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

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

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

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

Numărul Reynolds este, în acest caz:

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

Viteza apei se va calcula cu relația:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

unde:

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

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

Coeficientul de convecție liberă dintre placă și geam este:

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

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

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

unde: T_p, T_g [K];

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

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

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

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

Scriindu-se bilanțul termic pentru placa absorbantă:

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

și bilanțul termic pentru geam:

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

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

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

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

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

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

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

unde: ρ_w, c_w sunt cele determinate la p_w, t_m ;

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

Prin prelucrări matematice, se ajunge la expresia:

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

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

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

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

permite scrierea relațiilor:

$$\begin{aligned}\eta_C &= F_R \cdot (\alpha_{ap} \cdot \tau_g - k_C \cdot \beta_0) \\ \eta_C &= \frac{F_R}{E_C} \cdot (\alpha_{ap} \cdot \tau_g - k_C \cdot \beta_f)\end{aligned}\quad (21)$$

în care:

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

5. Prelucrarea rezultatelor obținute. Caracteristica termică

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

Tabelul 3

Rezultatele obținute în cazul valorilor t_0, I considerate

I [W/m²]	t_0 [°C]							
	25		35		45		55	
	k_C W/(m²K)	η_C -	k_C W/(m²K)	η_C -	k_C W/(m²K)	η_C -	k_C W/(m²K)	η_C -
300	1.833	0.860	2.169	0.786	2.310	0.705	2.410	0.619
500	1.919	0.859	2.190	0.814	2.324	0.765	2.421	0.713
700	1.970	0.859	2.210	0.826	2.338	0.791	2.432	0.753
900	2.016	0.858	2.229	0.833	2.351	0.805	2.443	0.775

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

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

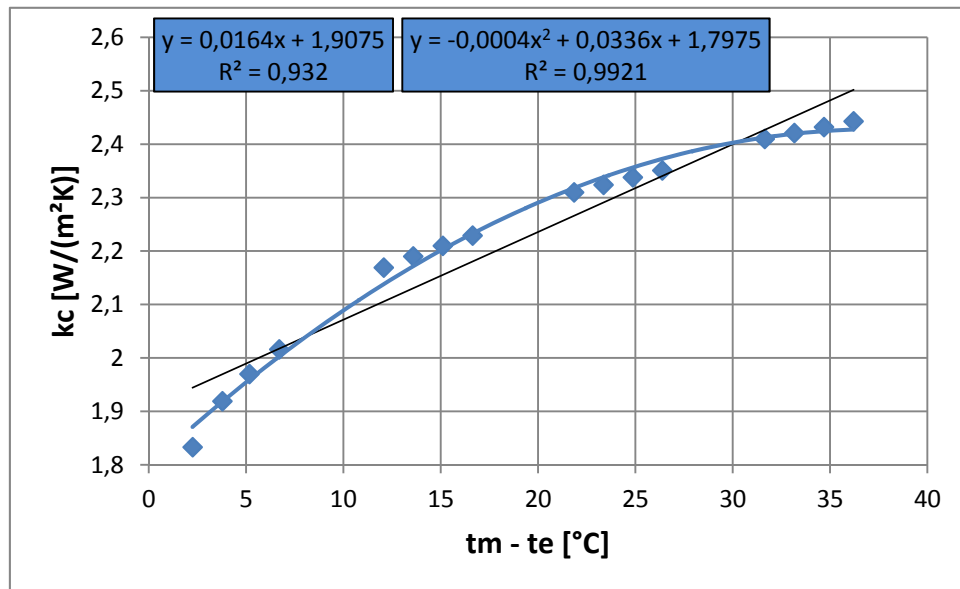


Fig. 2. Corelația dintre k_C și $(t_m - t_e)$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

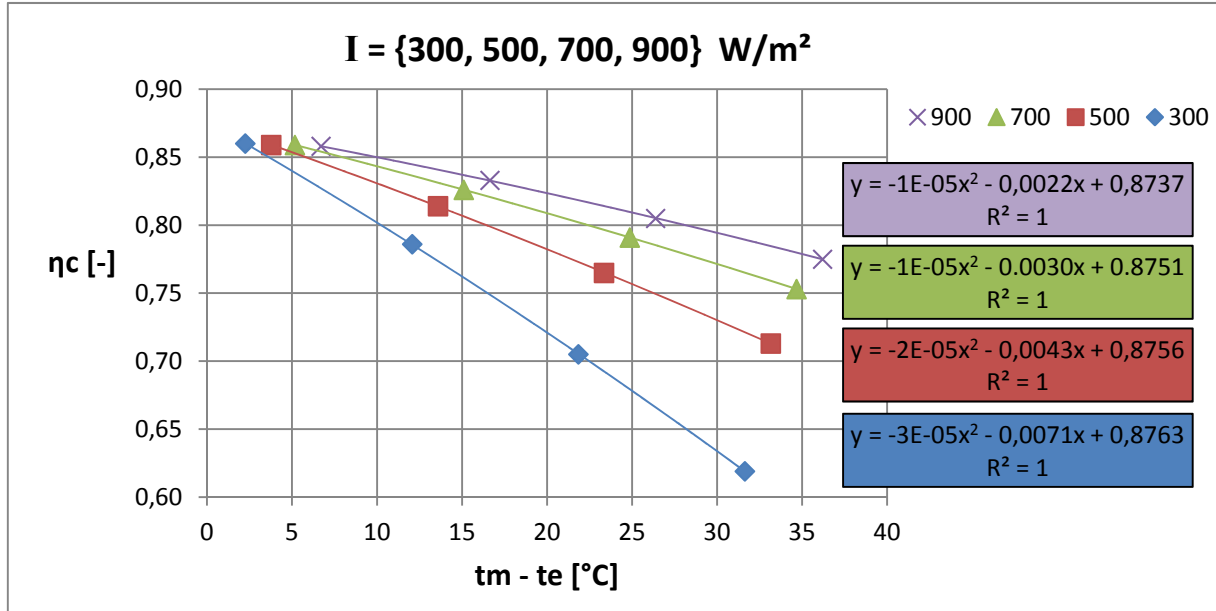
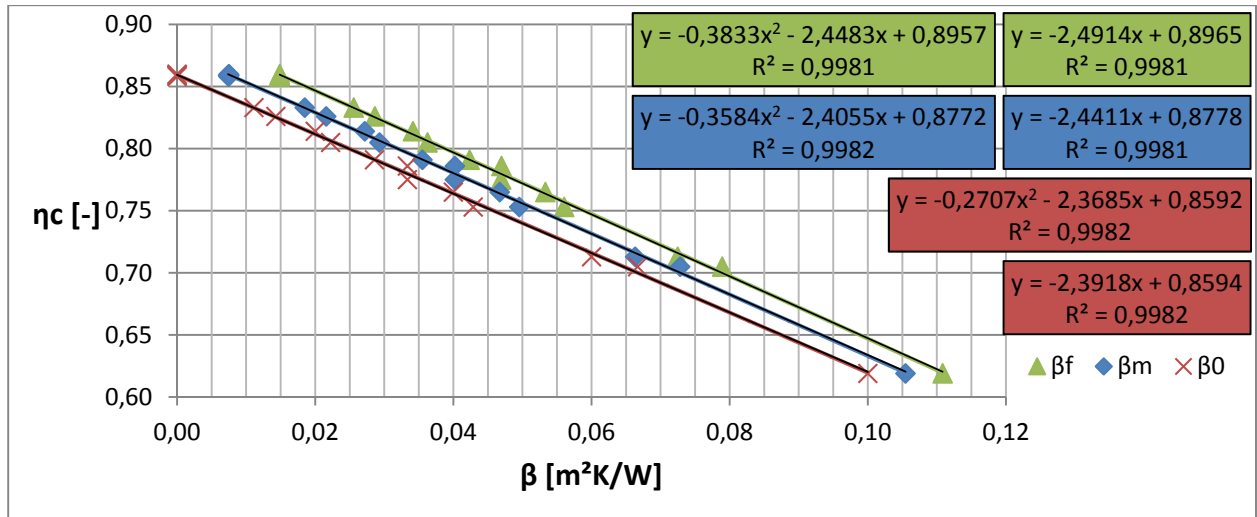


Fig. 3. Corelația dintre η_C și $(t_m - t_e)$ la diferite valori I

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

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


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

6. Concluzii

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

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

În schimb, randamentul CSPP scade la creșterea diferenței de temperatură menționate, precum și la creșterea factorilor β_0 , β_m , β_f . Dacă dependența $\eta_c = f(t_m - t_e)$ este tot de tipul unui polinom de gradul al doilea, corelațiile $\eta_c = f(\beta_{0,m,f})$, cunoscute sub numele de "caracteristici termice ale captatorului solar", sunt, mai degrabă, liniare.

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

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

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

Listă de notații

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

Bibliografie

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

Mechanical properties of high-performance concrete made incorporating dune sand as fine aggregate.

Fatima Zahra Rennani¹, Abdelkadir Makani², Nouredine Agha²,
Ahmed Taфраoui², Farid Benmerioul², Said Zaoiai²

¹TAHRI Mohamed University of Bechar, Department of Civil Engineering, FIMAS (Laboratoire de Fiabilité des Matériaux et Structures)

BP 417 Bechar (08000), Algeria

E-mail: makaniabdelkadir@yahoo.fr, fzrennani@gmail.com

²TAHRI Mohamed University of Bechar, Department of Civil Engineering, LFGM (Laboratoire de Fiabilité du Génie Mécanique)

BP 417 Bechar (08000), Algeria

E-mail: makaniabdelkadir@yahoo.fr, fzrennani@gmail.com, ahmedtafraoui@yahoo.fr, nagha@gmail.com, farid.benm@yahoo.com, zawi.said@yahoo.com

Abstract. *The main objective of this research is to contribute to an experimental study of the behavior of high-performance concrete (HPC) based on dune sand of Taghit (Bechar-Algeria). This work also optimizes the formulation of HPC based on local materials. We used Taghit's dune sand to formulate HPC as fine sand substituting the fine amount of quarry sand fines. This substitution makes it possible to improve the distribution of the granular skeleton, the microstructure (size and network of the pores), the mechanical strength of the hydrated cement pastes in the short and long term, and consequently the performances of these concretes. The results show that the modification of sand quarry ($0 < 0.315$) by dune sand in the composition of HPC contributes to a slight improvement of properties in the fresh state. The mechanical behavior (strength and compressive modulus of elasticity) increased slightly with control concrete (about 5%) at 28 days for all proportions (25%, 50% and 100%). Finally, we can say that our study has shown that it is possible to realize a HPC based on dune sand, and that the development of dune sand can provide a solution for some work in the desert regions.*

Key words: High-Performance Concrete, Dune sand, Compressive strength, Modulus of elasticity

1. Introducere

The Algerian desert contains inexhaustible quantities of dune sand, is an abundant natural material that has never been seriously used in constructions. According to the chemical properties it has high quartz silica content, it is a very clean and fine sand, its cost of extraction almost nil except the cost of transport [1-3].

Many researchers [2-4], in various scientific themes, seek to exploit this type of sand, clean and present to abundance. And use in different areas of construction, hence

the interest is related to its very high silica content, and rising demand for construction sand in Algeria, the inability of Algerian quarries to provide fine sand and the planned stoppage of the use of beach sand, which leads to a major ecological and tourist problem for Algeria, they are all reasons which lead to the valorization of this product and also presents a great economic and environmental interest which could present the use of sand dunes for the formulation of concretes of which it would be the main constituent.

This work aims to valuing dune sand by their uses in the field of civil engineering (study the behavior of high-performance concrete (HPC) made from sand dune in the fresh and hardened state), and look for solutions to optimize a HPC formula based on local materials.

The modulus of elasticity is absolutely necessary for the calculation of stresses and deformations in a structure in service. In addition, both the compressive strength and the elastic modulus change over time depending on the degree of hydration of the cement paste. The predicting models generally link these two properties. To make it easier to compare the various models, each of which uses its own system of notation, a unified notation based on that of Eurocode 2 is adopted: f_{cm} and E_{cm} are respectively the average compressive strength and the modulus of elasticity in compression of concrete at 28 days. The modulus of elasticity can be estimated from the equations of the various models listed in Table 1.

Table 1 Prediction of the modulus of elasticity by the five models

Model	Modulus of elasticity in GPa
Eurocode 2 [6]	$E_{cm} = 22 \cdot \left(\frac{f_{cm}}{10}\right)^{0.3}$ (1)
ACI 318 [7]	$E_{cm} = 43 \cdot 10^{-6} \cdot \rho^{1.5} \sqrt{f_{cm}}$ (2)
FIB Model [8]	$E_{cm} = 21.5 \cdot \alpha_E \cdot \left(\frac{f_{cm}}{10}\right)^{1/3}$ (3)
B3 Model [9]	$E_{cm} = 4.734 \cdot \sqrt{f_{cm}}$ (4)
GL2000 Model [10]	$E_{cm} = 3.5 + 4.3 \sqrt{f_{cm}}$ (5)
with f_{cm} in MPa, ρ the concrete density in kg/m ³ and α_E a parameter that depends on the mineralogical nature of the aggregates (1.2 for basalt or compact limestone, 1.0 for quartz, 0.9 for limestone, 0.7 for sandstone)	

The estimation of the modulus of elasticity depends only on the compressive strength value for most of these models. The confrontation of experimental values of the Young's modulus with those calculated using these empirical relationships often shows notable variations [4-5]. The fib Model Code 2010 is the only model that takes

Mechanical properties of high-performance concrete made incorporating dune sand as fine aggregate

the influence of the aggregate mineralogy on modulus of elasticity into account, through the α_E parameter.

2. Materials and experimental procedures

The cement used is Portland cement Composed CEM II / B resistance real Matine 42.5 MPa (under its trade name).

Dune sand coming from the commune of Taghit, wilaya of Bechar (Algeria) 0 < 0.315). Sand rolled of class (0/3mm), (3/8 mm, 8/15 mm) were used in the formulation of concrete.

Table 2 present a Physical properties of Portland cement and dune sand.

Table 2 Physical properties of cement and dune sand [2]

Parameters	Cement	Dune Sand	Regulatory
Absolute density	3.05	2.8	NF P 18-558
specific surface (cm ² /g)	3200	3000	EN 196-6
Unit weight (kg/m ³)	1120	1300	NF P 18-554

The results of DRX analysis carried out on the dune sand of Taghit and Portland cement are presented graphically on Figure 1. It was noticed a peak of approximately 100 % of silica with dune sand and calcite for cement which translated the predominance of SiO₂ and CaCO₃, the others revealed elements present at small percentages.

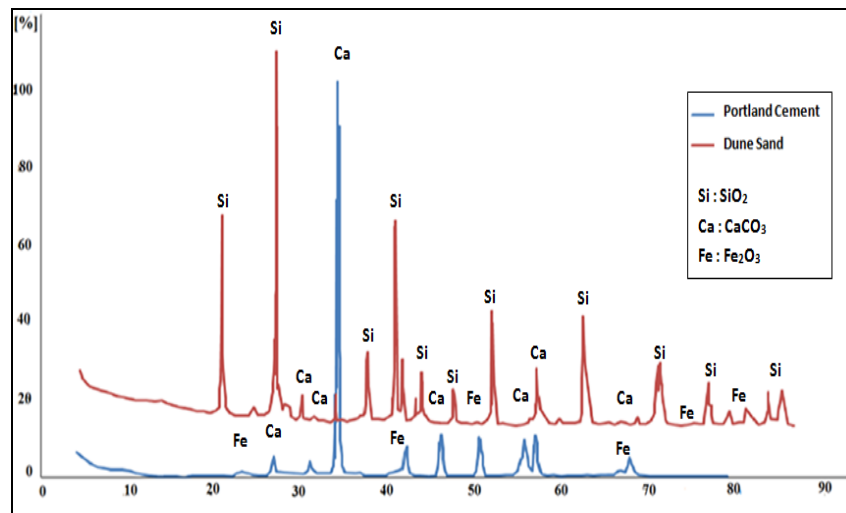


Fig. 1. XRD analyze of Portland cement and dune sand [2].

From the figure 2, it was observed that the shape of Portland cement particle is angular, dapped, broken or round forms observed for dune sand.

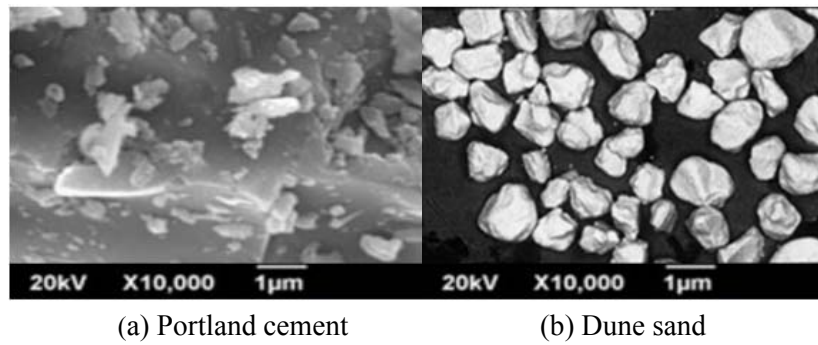


Fig.2. SEM photographs of additions used [1].

Figure 3 represents the particle size distribution curves of the aggregates used.

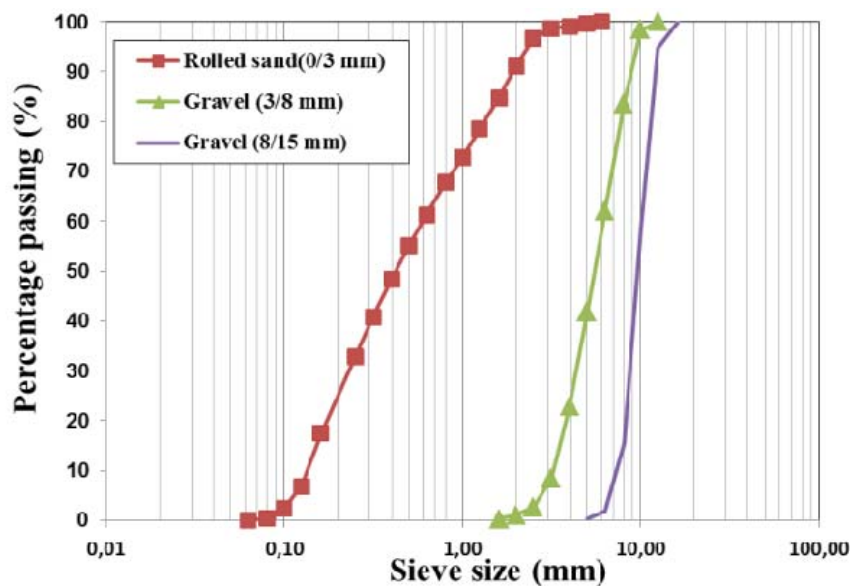


Fig.3. Particle size distribution curves of the aggregates used.

The superplastifiant SIKAPLAST 5045 / high reductive self-timer of water / for ready to use concrete and HPC are compliant with NF en 934-2.

The concrete mixtures were designed with a W/C ratio of 0.35 and a cement content of 405 kg/m^3 and G/S ratio of 1.5. The proportions of concrete value may be considered a little low for GC according to Dreux composition [11]. The final formulation HPC is given in Table 3.

Table 3 Reference Composition of High Performance Concrete (kg/m³)

Composition	Dosage (kg/m ³)
Cement	450
Sand 0/3	687
Gavel 3/8	1125
Water	157
Superplasticizer (2%)	9
G/S	1.5
W/C	0.35

The sequence of mixing was as follows:

- Mixing during 30s of the dry components (aggregates, fine and cement).
- Introduction of mixing water with part of the adjuvant and to continue mixing during 1 min 30 s.
- Introduction of the remaining part of the additives and mixing during 2 min.

In this study, the dune sand is used as a fine sand ($0 < 0.315$) has been prepared and examined to quantify the properties of HPC for the modification of sand quarry ($0 < 0.315$) by dune sand by sand dune (0%, 25%, 50%, 100%). The mixtures having a fixed water / cement of 0.35 ratio and a constant total amount of binder of 450 kg/m³ (Table 4).

Table 4. Mix proportion of High Performance concrete (kg/m³)

Dosage (kg/m ³)		HPC0%DS	HPC25%DS	HPC50%DS	HPC100%DS
Cement		450			
Dune Sand		0	103	206	412
Sand 0/3	Sand <0.315	412	309	206	0
	Sand 0.315-3	275			
Gavel 3/8		1125			
Water		157			
Superplasticizer		9			

A slump test, an air content test and a unit mass test will be done on the fresh concrete (figure 4). As the air content is known as a percentage of the mix volume, it is necessary to calculate the volume in litres of each ingredient in order to know exactly the final composition of concrete.

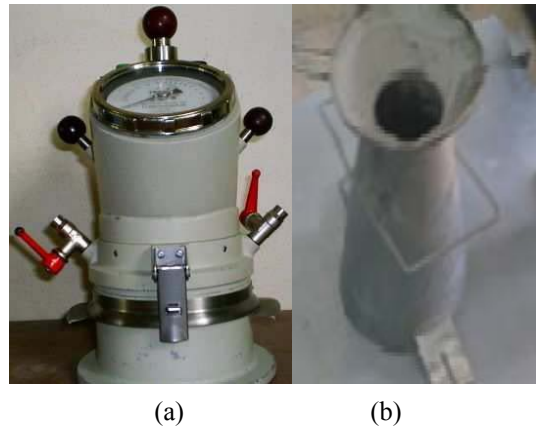


Fig.4. Tests on fresh HPC: (a) Air content, (b) slump test.

For assessing mechanical compressive strength with RILEM standard [12], the compression test (fig.5a) breaks the test specimen between the two plates of a compression press. The press used is the ELE AUTOTEST compression machine.

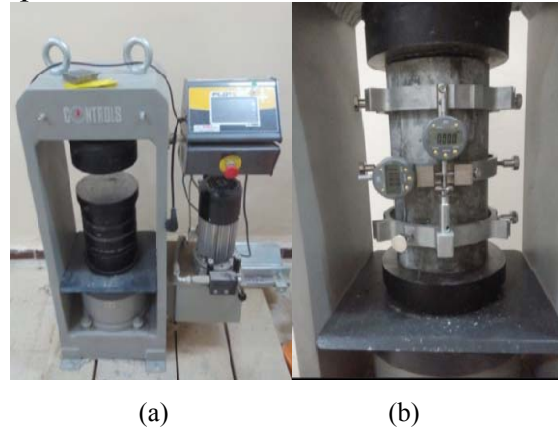


Fig. 5. Compression machine for (a) compressive strength test (b) Extensometric system to measure axial strain.

The modulus of elasticity corresponds to the secant modulus at 30% of the rupture stress. It is assessed with an “extensometric” system with two induction sensors which measure axial strains between two rings (12 cm of distance between the two rings). The extensometric system is shown in Fig 5b.

3. Results and discussion

The first hours of fresh concrete are very important for the performance of the concrete structure because it controls the long-term behaviour (ultimate strength compressive, elastic modulus, shrinkage, creep, and durability). A slump test, an air content test and a unit mass test will be done on the fresh concrete (Table 5).

Table 5. Fresh properties of self- compacting mixes

SCC mixes	Fresh properties of HPC			
	HPC0%DS	HPC 25% DS	HPC 50%DS	HPC 100% DS
Density of fresh concrete	2.450	2.456	2.464	2.474
Air content (%)	2.8	2.6	2.5	2.2
Slump (cm)	22.5	23.2	24.4	25.7

The compressive strength is an indicative feature of concrete which allows us to consider other properties. Generally, enhanced durability properties can be obtained with concretes of higher compressive strength [13]. The Fig. 6a presents the compressive strength of HPC mixes determined at different ages (7 and 28 days). Mostly, the compressive strength of HPC increased with age.

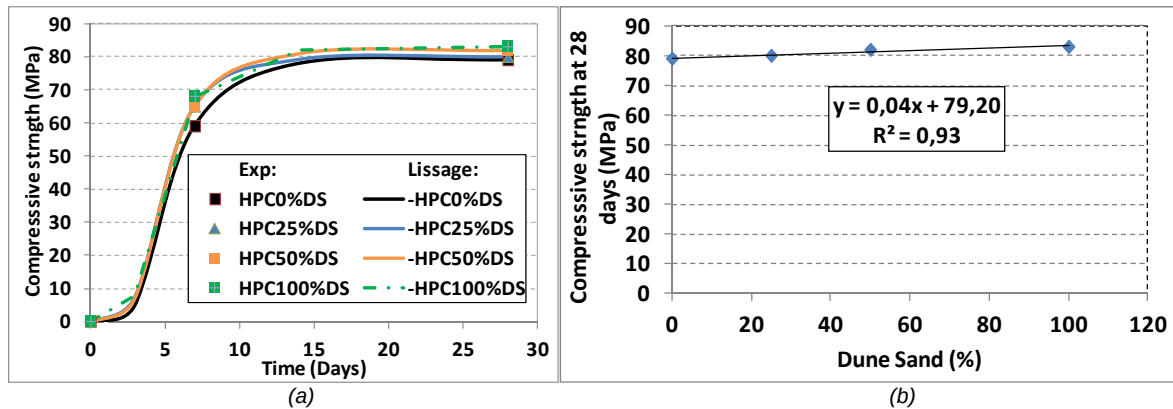


Fig. 6. Evolution of HPC compressive strength with different percentage of DS.

As can be observed, the compressive strength slightly increased with increase of amount of dune sand. This is due to the physical nature of better packing, as addition of dune sand governs the compressive strength due to the denser matrix and the better dispersion of cement grains [2,3]. The fine dune sand has improved the properties of HPC such as porosity reduced and better bonding in inter transition zone.

The Figure 6b presents the evolution of compressive strength with different percentage of fine dune sand of High performance concrete, good relationship exists between compressive strength and dune sand percentage for various mixtures of HPC which can be inferred from Figure 6b.

$R^2 = 0.93$. R^2 = A number that reveals how closely the estimated values of equations corresponds to actual data. The compliance of above equation is justified since they were found to have $R^2 = 1$.

The modulus of elasticity is a parameter necessary in structural analysis for the determination of the strain distributions and displacements, especially when the design of the structure is based on elasticity considerations. This is why it was interesting to

quantify its value from the influential parameters by offering a predictive model useable by engineers. However, we limited the study of its value to the date of 28 days since this corresponds to the value taken in most cases when designing concrete structures.

Models code prediction correlates directly the modulus of elasticity to the compressive strength. In order to verify the accuracy of its formula, Figure 7 presents a comparison between the increasing evolution of modulus of versus the compressive strength calculated from this model code and the experimental results obtained in this study and data collated from the available literature [5, 14, 15, 16, 17].

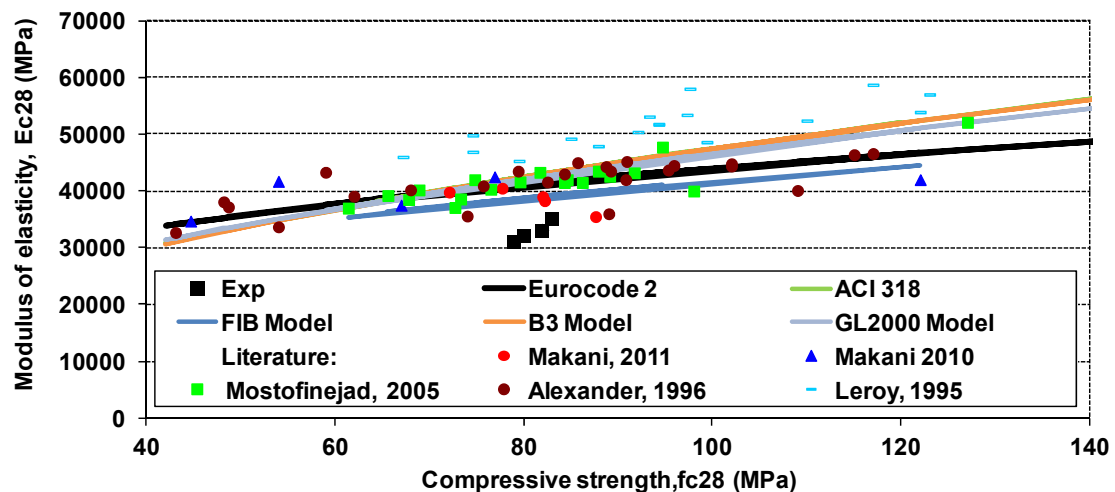


Fig. 7. Evolution of modulus of elasticity of HPC with different percentage of dune sand.

The Figure 7 illustrate a correlation between the modulus of elasticity measured at 28 days with different level of dune sand (DS).good relationship exists between both the modulus of elasticity and DS percentage for various mixtures of high performance concrete are obtained.

The models GL2000, B3, FIB 99, ACI-318, Eurocode2 are used as a model for predicting the Modulus values. The B3 model is the latest version in a number of deformation models. The first version was developed by Bazant and Baweja [9].The ACI-318 model recommended by the American concrete Institute. The model is purely empirical, based on deformations testing data representing the mean behavior for hundreds of tested specimens. The Eurocode2 is applicable for concretes having a compressive strength at 28 days lower or equal to 90 MPa. It is based mainly on code AFREM [8].

It may be noted that only the model Eurocode 2 (EN 1992-2) considering the presence / absence of mineral addition. Indeed, it is considered in this model, specifically developed for high performance concretes [6], the presence or absence of mineral addition in the concrete composition plays a major role compared to the type of cement. The ACI model takes into account in particular the density of concrete. The FIP model presents as well as mineralogical nature of the aggregates. The model B3 GL2000 considers the content of cement, aggregates and water. Although all the

Mechanical properties of high-performance concrete made incorporating dune sand as fine aggregate

models use geometrical size factor translating the Specimen size, it should be noted that this one is defined differently according to the codes.

The Figure 8 shows a comparison between the accuracy of different models which is according to following equation:

$$\text{Error coefficient}(\%) = \sum \frac{E_{cal} - E_{exp}}{E_{exp}} \times 100 \quad (6)$$

E_{cal} : Modulus value calculated by proposed models.

E_{exp} : Value of measured Modulus.

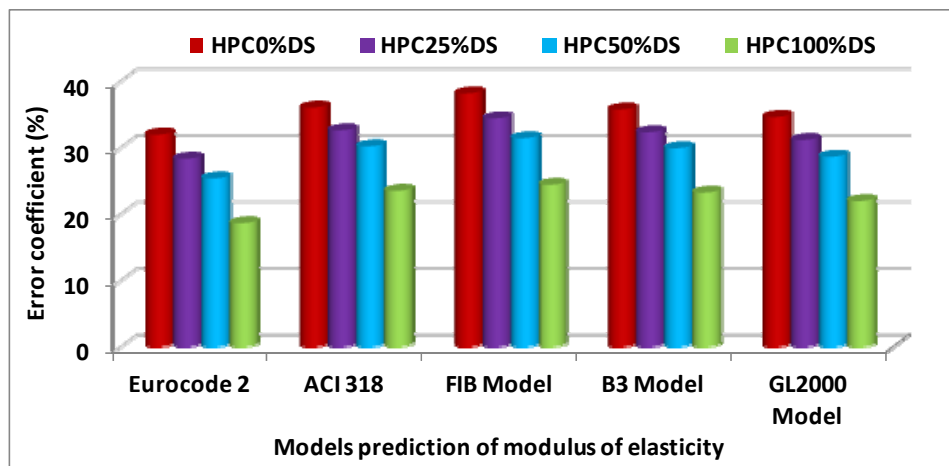


Fig.8. Error coefficients for prediction models.

The comparison between the experimental results and calculated according to FIB, ACI-318, B3 and GL 2000 model shows a similar prediction for HPC mixture. From this Figure 8 it can be observed that Eurocode 2 model has a good prediction compared to the data base of HPC mixture for HPC 100%DS (error coefficient is very low).

The error coefficient is the lowest for the Eurocode 2 models as compared to the other models for all concrete. They are more accurate model than the other models.

6. Conclusions

The experimental results of this research some known conclusions have been confirmed:

- It is necessary to estimate the workability fresh concrete (slump, air content and density test) are very important for the performance of the concrete structure.
- Linear relationships between compressive strength and fine dune sand percentage with acceptable coefficients of correlation show that by increasing the dune sand percentage compressive strength increases. The significant effect of HPC is obvious at high level of HPC100DS%.

- The value of modulus of elasticity of HPC is compared with the prediction model. It was noted difference between the experimental and estimated results for each model (Eurocode 2, FIB, ACI-318, B3 and GL 2000 model). On the other hand, the error coefficient is the lowest for the Eurocode 2 models as compared to the other models for all concrete.

References

- [1] A. Taфраoui, S. Lebaïli. "Valorization of the sand of dune of the western erg (Algeria) in the formulation of the UHPC". *Journal of Applied Sciences*, vol. 13, 2006, pp. 2833-2836.
- [2] F. Benmerioul, A. Taфраoui, A. Makani, S. Zaouai. "A study on mechanical properties of self-compacting concrete made utilizing ground dune sand. *Romanian Journal of Materials*, vol. 47 no. 3, 2017, pp. 328 -335.
- [3] S. Guettala, B. Mezghiche. "Compressive strength and hydration with age of cement pastes containing dune sand powder". *Construction and Building Materials*, vol. 25, no. 3, 2011, pp. 1263-1269.
- [4] A. Makani. "Analytical Estimate of the Mechanical Behavior of Rock: Granitic Aggregates". *Arabian Journal for Science and Engineering*, vol. 39, no. 5, 2014, pp. 3651-3663.
- [5] A. Makani, T. Vidal, G. Pons, and G. Escadeillas. Time-dependent behaviour of high performance concrete: influence of coarse aggregate characteristics, *EPJ Web of conferences* 2010, 6, 03002.
- [6] Eurocode 2, EN 1992-2, "Design of concrete structures. Concrete bridges", AFNOR, 2006.
- [7] ACI Committee 209. "Prediction of creep, shrinkage and temperature effects in concrete structures", Detroit 1992.
- [8] CEB-FIP . "Structural Concrete, Updated knowledge of the CEB/FIP Model Code 1990", Bulletin 1.1999.
- [9] Z.P. Bazant, S. Baweja. "Short form of creep and shrinkage prediction model B3 for structures of medium sensitivity". *Materials and Structures*, vol. 29, no. 10, 1996, pp. 587-593.
- [10] N.J. Gardner, M.J. Lockman. "Design provisions for drying shrinkage and creep of normal-strength concrete". *ACI Materials Journal*, vol. 98, no. 2, 2001, pp. 159-167.
- [11] G. Dreux and J. Festa, "Nouveau guide du béton", Final Edition. Wiley, New-York 1995.
- [12] Recommandations RILEM CPC8. "Modulus of elasticity of concrete in compression". *Materials and Structures*. Vol. 6, no. 30, 1972, pp. 507-512.
- [13] Neville, A.M. "Properties of Concrete", Fourth and Final Edition. Wiley, New-York 1996.
- [14] A. Makani. "Influence de la nature minéralogique des granulats sur le comportement mécanique différé des bétons". Ph.D. dissertation, INSA, Toulouse University., France 2011.
- [15] D. Mostofinejad and M. Nozhati, "Prediction of the Modulus of Elasticity of High Strength Concrete", *Iranian Journal of Science & Technology* 2005. Vol. 29, no. B3. pp. 311-321.
- [16] M.G. Alexander, "Aggregates and the Deformation Properties of Concrete", *ACI Materials Journal*, vol. 93, no.6, 1996, pp. 569-577.
- [17] R. Le Roy, "Déformations instantanées et différées des bétons à hautes performances", Série Ouvrages d'art-OA22, Laboratoire Central des Ponts et Chaussées, Paris 1996.

Analiza și estimarea parametrilor care influențează temperaturile stratului de gaze fierbinți într-un compartiment de incendiu, în funcție de sistemul de ventilație folosit

Analysis and estimation of parameters influencing hot gas layer temperatures in a fire compartment as a function of the type of the ventilation system

Alexandra TEODOR¹, Alexandru-Florin CHIOJDOIU², Octavian LALU³, Ion ANGHEL⁴, Aurel TROFIN⁵, Ionel Alin MOCIOI⁶, Liviu-Valentin BALANESCU⁷

¹Academia de Politie “Alexandru Ioan Cuza” – Facultatea de Pompieri
București, sector 2, Șoseaua Morarilor, nr.3, Romania
alexandravictorioteodor@gmail.com

²Inspectoratul pentru situații de urgență “Dealul Spirii” București-Ilfov
București, sector 5, Calea 13 Septembrie, nr.135, Romania
alex.floryn@yahoo.com

³British Research Establishment, Watford, UK.
octavian.lalu@gmail.com

⁴Academia de Politie “Alexandru Ioan Cuza” – Facultatea de Pompieri
București, sector 2, Șoseaua Morarilor, nr.3, Romania
ion_anghel2003@yahoo.com

⁵Academia de Politie “Alexandru Ioan Cuza” – Facultatea de Pompieri
București, sector 2, Șoseaua Morarilor, nr.3, Romania
aureltrofin@gmail.com

⁶Academia de Politie “Alexandru Ioan Cuza” – Facultatea de Pompieri
București, sector 2, Șoseaua Morarilor, nr.3, Romania
alin.mocioi@gmail.com

⁷Academia de Politie “Alexandru Ioan Cuza” – Facultatea de Pompieri
București, sector 2, Șoseaua Morarilor, nr.3, Romania
liviubalanescu@yahoo.com

Rezumat. În acest studiu s-au utilizat metode empirice de estimare a temperaturilor stratului de gaze fierbinți într-un compartiment de incendiu cu dimensiuni standardizate. S-au impus o serie de ipoteze și limitări metodelor utilizate, în baza cărora au fost analizate două scenarii de incendiu, și anume: compartimentul de incendiu, ale cărui suprafețe interioare sunt căptușite, pe rând, cu PAL, ghips carton, polistiren și beton, arde și este ventilat în două moduri diferite: ventilație naturală și, respectiv, ventilație mecanică. De asemenea, s-a considerat că valoarea fluxului de căldură degajat (HRR) este constantă, aceasta luând, pe rând, valorile de 250 kW, 500 kW și, respectiv, 1000 kW. Prin utilizarea Fire Dynamics Tools (FDT[®]) dezvoltat de US Nuclear Regulatory Commission [11], s-au obținut diagrame ale temperaturii stratului de gaze fierbinți și s-a efectuat o analiză comparativă a rezultatelor obținute. Astfel, s-a constatat că valorile de temperatură din stratul de gaze fierbinți degajate într-un compartiment în urma unui incendiu sunt influențate de o serie de parametri, cum ar fi: proprietățile termice ale finisajelor interioare, fluxul de căldură degajat, geometria compartimentului de incendiu, sistemul de ventilație utilizat. În cadrul Facultății de Pompieri a fost creat un astfel de compartiment de incendiu, care urmează să fie folosit pentru teste experimentale în scopul validării rezultatelor empirice, estimate cu FDT[®] în prezentul articol.

Cuvinte cheie: fluxul de căldură degajat, temperatură strat gaze fierbinți, influență ventilare, proprietăți termice ale finisajelor

Abstract. In this study, some empirical methods were used to estimate the temperatures of the hot gas layer in a fire compartment with standardised dimensions. A number of assumptions and limitations were imposed on the methods used, on the basis of which two fire scenarios were analysed, namely: the fire compartment, whose inner surfaces are lined, successively, with chipboard, gypsum board, expanded polystyrene and concrete is natural ventilated, respectively mechanically ventilated. It was also considered that the value of the heat release rate (HRR) is constant, with values of 250 kW, 500 kW and 1000 kW. By using the Fire Dynamics Tools (FDT[®]) developed by the US Nuclear Regulatory Commission [11], diagrams of the temperature of the hot gas layer were obtained and a comparative analysis of the results was performed. Thus, it was found that the temperature values of the hot gas layer released in a fire compartment are influenced by a number of parameters, such as: the thermal properties of the interior finishes, the heat release rate, the geometry of the fire compartment, respectively the ventilation system that was used. On the premises of Fire Safety Engineering Faculty, one such a fire compartment was built. In the fire compartment. This fire compartment will be used for, experimental tests that are to be conducted in order to validate the empirical results initially estimated with FDT[®].

Key words: heat release rate, hot gas layer temperature, ventilation influence, thermal properties of interior lining

1. Introducere

Prezenta lucrare de cercetare descrie metodologia de calcul a temperaturii stratului de gaze fierbinți într-un compartiment de incendiu, utilizând un sistem de ventilație naturală sau forțată. Compartimentul este considerat, în mod alternativ, cu următoarele finisaje la interior: placă de PAL, placă de ghips carton, panou decorativ din polistiren, respectiv, beton. Un incendiu inițiat într-un compartiment poate fi tratat ca un incendiu

liber, până când feedback-ul termic și scăderea cantității de oxigen devin relevante. Evoluția unui incendiu depinde de următoarele variabile: fluxul degajării de căldură (HRR), dimensiunile, structura și tipul de ventilație al încăperii.

Pe timpul dezvoltării unui incendiu, fluxul termic de căldură degajat variază în funcție de cele patru faze distincte ale incendiului: inițierea sau aprinderea incendiului (începutul combustiei); perioada pre-flashover sau de creștere (incendiul este localizat la câteva obiecte care ard); stadiul post-flashover (incendiul este complet dezvoltat și a cuprins întreg compartimentul de incendiu); stadiul de stingere. Trecerea de la faza de creștere la cea de dezvoltare se numește *flashover*. Fluxul de degajare a căldurii depinde de caracteristicile combustibilului, inflamabilitatea, căldura degajată de combustie, cantitatea de combustibil, aranjarea în spațiu a elementelor din compartiment, proximitatea primului material aprins față de alte material inflamabile, caracteristicile materialelor ce intră în construcția compartimentului, rata de absorbție termică și inflamabilitatea, mărimea și geometria compartimentului, respectiv de condițiile de ventilare.

În vederea aprofundării fenomenelor care apar pe timpul dezvoltării unui incendiu, specialiștii din domeniul securității la incendiu au folosit modelarea matematică. Aceasta ajută în aplicațiile de protecție împotriva incendiilor, în cuantificarea posibilităților de predicție ale modelelor de incendiu, dar și în comparația modelelor matematice cu datele experimentale existente.

S-au efectuat numeroase cercetări privind stabilirea unor corelații care să facă predicții cu privire la valoarea parametrilor rezultați în urma unui incendiu.

Un astfel de exemplu îl constituie corelația McCaffrey, Quintiere și Harkleroad (MQH) [1], care reprezintă o estimare simplificată a temperaturilor stratului de gaze fierbinți. Această metodă a fost obținută în urma efectuării a peste 100 de experimente și se bazează pe expresia conservării energiei, presupunându-se că fluxul de energie convectivă care iese din incintă și pierderile prin conducție prin suprafețele incintei ale unui strat superior, cu temperatură uniformă, sunt egale cu fluxul căldurii degajate de incendiu.

Au fost efectuate cercetări asupra unei noi corelații, capabilă să facă predicția temperaturii gazelor fierbinți atât în cazul incendiilor slab ventilate cât și în cazul incendiilor puternic ventilate [2]. Această corelație a fost stabilită și validată prin comparația cu un set de experimente și prin comparația cu corelația MQH. Pentru obținerea rezultatelor experimentale s-au folosit incinte de mici dimensiuni (0,8 m x 1,2 m x 0,8 m), prevăzute cu o tavă de carburant lichid, dispusă pe podea, în diverse zone ale camerei și cu diferite configurații ale ușii, în cazul încăperilor puternic ventilate, respectiv cu diferite configurații ale ferestrei, în cazul încăperilor slab ventilate. Astfel, s-a constatat faptul că noua corelație a condus la rezultate mai apropiate de valorile experimentale, doar în cazul încăperilor slab ventilate. La încăperile puternic ventilate, s-au obținut valori specifice corelației MQH.

Utilizându-se corelația Law, o metodă de estimare a temperaturii maxime din compartimentele de incendiu cu ventilație naturală, care se bazează pe o serie de teste efectuate la scară naturală, a fost dezvoltată o formulă a debitului masic care arată

dependența acestuia de factorul de ventilație $[(\text{aria uşii} / \text{înălţimea uşii})^{1/2}]$, raportul de aspect al uşii (lăţimea uşii / înălţimea uşii) şi temperatura stratului de fum [3]. Caracteristicile constructive ale unei incinte, date de existenţa uşilor şi / sau a ferestrelor, influenţează, în mod direct, evoluţia unui incendiu. Această formulă, însă, nu se aplică configuraţiilor de tip fereastră. Ventilaţia prin ferestre este mai complexă decât cea prin uşi, datorită efectului dat de înălţimea pervazului ferestrei. În acest sens, a fost dezvoltată o formulă generală pentru debitul masic, prin utilizarea unui model teoretic reprezentat de o sursă de aprindere ideală, la nivelul podelei, şi două zone staţionare, caracterizate de faptul că nu are loc amestecul dintre stratul de fum şi aer. Astfel, prin combinarea configuraţiilor în cazul ventilaţiilor prin uşi şi ferestre într-o singură ecuaţie, a fost obţinută o formulă cu o acurateţe de până la 15 %, în comparaţie cu datele experimentale disponibile [4].

Totodată, a fost dezvoltată o altă corelaţie, care face predicţia pierderii de masă a combustibilului şi care este dependentă de efectele răspunsului termic, curentul de aer ambiental şi cantitatea de aer acumulată la nivelul deschiderii [5]. Condiţiile atmosferice, cum ar fi prezenţa vântului, influenţează circulaţia aerului în clădiri şi, implicit, evoluţia unui incendiu. Astfel, vântul poate intra prin geamurile sparte sau topite ale ferestrelor unei clădiri şi poate devia flacăra, ceea ce ar conduce la propagarea incendiului la alte etaje sau la clădirile învecinate şi poate influenţa mişcarea fumului şi eficienţa evacuării acestuia. Flăcările ies din încăperea incendiată prin deschiderile acesteia, când debitul de aer care intră nu este suficient pentru ardere, acesta numindu-se foc sub-ventilat. Pentru a analiza influenţa vântului, s-au efectuat studii privind caracteristicile unui incendiu într-un compartiment cu două deschideri (uşă şi fereastră), amplasate la niveluri verticale diferite, pe ziduri opuse, în condiţiile unui vânt ambiental. La viteze mici ale vântului, aerul proaspăt intră în compartiment prin partea de jos a uşii, iar gazele fierbinţi şi flăcările ies pe geam şi prin partea de sus a uşii. La viteze mari ale vântului, flăcările ies pe uşă. Aceasta reprezintă tranziţia mişcării fumului de la forţa de rezistenţă a vântului cu curgere în sus (viteza de intrare a vântului în compartiment pe geam este mică, iar gazele fierbinţi ies pe geam), la forţa de rezistenţă a vântului cu curgere în jos (viteza de intrare a vântului în compartiment pe geam este mare, iar gazele fierbinţi ies prin partea de jos a uşii). Rata de pierdere a masei combustibilului este influenţată de temperatura din apropierea tavanului. În baza analizelor dimensionale este propusă o lungime caracteristică, „l”, care reprezintă cantitatea de aer acumulată la intrarea pe uşă. Lungimea caracteristică „l” poate fi utilizată pentru a estima efectele vântului asupra ratei de pierdere de masă a combustibilului. Creşterea vitezei vântului ar conduce la ieşirea flăcărilor pe uşă şi restricţionarea intrării aerului pe uşă, ceea ce ar reduce pierderea de masă a combustibilului.

Predicţia debitului masic al gazelor fierbinţi are o deosebită importanţă, în vederea evaluării expunerii oamenilor la căldura şi fumul degajate în urma incendiului. În acest sens, a fost dezvoltată o ecuaţie, în baza căreia poate fi estimat debitul masic al gazelor fierbinţi, atunci când înălţimea stratului gazelor fierbinţi este cunoscută. S-a constatat, astfel, că debitul masic este dependent de înălţimea şi temperatura stratului gazelor

fierbinți la evacuarea dintr-un compartiment de incendiu [6]. De asemenea, s-au efectuat cercetări în vederea estimării debitului masic, a temperaturii și a interfeței înălțimilor stratului de gaze fierbinți, atât într-un compartiment de incendiu, cât și în încăperea adiacentă acestuia. Au fost folosite două metode, prima metodă fiind reprezentată de două modele empirice similare corelației MQH, a doua metodă fiind bazată pe principiul conservării energiei și masei [7].

Cea mai importantă predicție, pe care un model de incendiu o poate face este temperatura stratului gazelor fierbinți. Astfel, impactul incendiului (amplimea și intensitatea incendiului) nu este influențat atât de mult de fluxul de eliberare a căldurii, ci, mai ales, de temperatura înregistrată în interiorul compartimentului [12].

Pe lângă metoda MQH [1], care estimează temperatura stratului de gaze fierbinți într-un compartiment cu ventilație naturală, în cuprinsul acestei lucrări sunt prezentate alte câteva metode empirice. Astfel, Beyler [8] a creat o formulă pentru a estima temperatura stratului de gaze fierbinți într-o încăpere închisă, în timp ce Deal și Beyler (DB) [9], respectiv Foote, Pagni și Alvares (FPA) [10] au dezvoltat o metodă de predicție a temperaturii stratului de gaze într-o încăpere cu ventilație forțată. Aceste corelații au stat la baza unor studii efectuate la nivel internațional, dintre care se poate aminti cel referitor la verificarea și validarea unor modele de incendiu selectate pentru aplicații ale centralelor nucleare [12]. Acel studiu a constatat în realizarea a șase seturi de teste și compararea estimărilor teoretice ale temperaturilor stratului de gaze fierbinți obținute prin metodele empirice [1], [8], [9], [10] cu valorile experimentale obținute.

Astfel, preocupările în domeniu la nivel internațional întăresc faptul că prezentul studiu conține informații importante și de actualitate.

2. Metode empirice de estimare a temperaturii stratului de gaze fierbinți într-un compartiment

2.1. Estimarea temperaturii stratului de gaze fierbinți într-un compartiment cu ventilație naturală; metoda lui McCaffrey, Quintiere și Harkleroad (MQH)

Temperatura de-a lungul compartimentului este afectată de aerul care alimentează incendiul și de locul prin care intră aerul în compartimentul de incendiu.

De obicei, pentru experimente ce implică incendii în spații închise este folosită o încăpere cu o singură deschidere dreptunghiulară în perete, deoarece astfel de scenarii sunt des întâlnite în viața reală, unde o singură ușă sau fereastră reprezintă calea pentru ventilație naturală. Stratul de gaze fierbinți, care se formează, coboară la nivelul deschiderii până când se atinge un echilibru cvasi-static între debitul masic spre interiorul stratului de gaze fierbinți și debitul masic spre exterior.

McCaffrey, Quintiere și Harkleroad [1] au dezvoltat o corelație statistică, adimensională pentru estimarea temperaturii stratului de gaze fierbinți cu ventilație naturală, pentru care sursa incendiului a fost plasată în centrul compartimentului. Formula este dată de expresia:

$$\Delta T_g = 6,85 \left(\frac{\dot{Q}^2}{A_v \sqrt{h_v A_T h_k}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (1)$$

unde

$\Delta T_g = T_g - T_a$ - creșterea temperaturii gazului din stratul superior față de temperatura ambientală (K);

T_a - temperatura aerului ambiental (K);

$\dot{Q}$ - fluxul termic de căldură degajat de către incendiu (kW);

A_v - aria deschiderii ventilației (m²);

h_v - înălțimea deschiderii (m);

h_k - coeficientul de transfer termic efectiv (kW/m²K);

A_T - suprafața totală a compartimentului care acoperă marginile suprafeței, cu excepția suprafeței deschiderilor de ventilare (m²).

Calcularea ariei deschiderii ventilației se realizează după formula $A_v = (w_v)(h_v)$, unde w_v și h_v sunt lățimea, respectiv înălțimea deschiderii. Aria totală a suprafețelor interioare ale compartimentului se obține după expresia:

$$A_T = 2w_c l_c + 2h_c w_c + 2h_c l_c - A_v \quad (2)$$

unde

w_c - lățimea compartimentului (m);

l_c - lungimea compartimentului (m);

h_c - înălțimea compartimentului (m).

Coeficientul de transfer termic efectiv, h_k , este constanta de proporționalitate dintre fluxul de căldură și diferența de temperatură. Acesta se calculează în funcție de timpul de penetrare, t_p , timpul necesar ca temperatura să fie transferată în material înainte de a începe să se piardă prin partea (rece) opusă focului. Dacă perioada de ardere nu depășește timpul de penetrare termică, materialul de suprafață va reține mare parte din energia transferată. Astfel, h_k are următoarea expresie:

$$h_k = \begin{cases} \sqrt{\frac{k\rho c}{t}}, & t \leq t_p \\ \frac{k}{\rho}, & t > t_p \end{cases} \quad (3)$$

unde

$k\rho c$ - inerția termică a construcției interioare (proprietate termică a materialului responsabil pentru creșterea temperaturii) (kW/m²K)²sec;

k - conductivitatea termică a materialului (kW/mK);

ρ - densitatea materialului (kg/m³);

c - capacitatea termică (J/K);

t - timpul după aprindere (sec).

Durata de penetrare termică este aproximată astfel:

$$t_p = \frac{\rho c_p}{k} \left(\frac{\delta}{2} \right)^2 \quad (4)$$

Analiza parametrilor care influențează temperaturile stratului de gaze fierbinți într-un compartiment de incendiu și metode utilizate pentru estimarea acestora în funcție de sistemul de ventilație folosit

unde

t_p - durata de penetrare termică (sec);

c_p - căldura specifică a materialului (kJ/kgK);

δ - grosimea materialului (m).

2.2. Estimarea temperaturii stratului de gaze fierbinți într-un compartiment cu ventilare forțată

Foote, Pagni și Alvares (FPA) [10] au creat o metodă de predicție a temperaturii stratului de gaze într-o încăpere cu ventilare forțată, pe baza metodei MQH. Experimentele care au stat la baza metodei au presupus introducerea de aer la nivelul podelei și scoaterea afară a gazelor de la nivelul tavanului printr-un ventilator axial. Au obținut următoarea corelație adimensională:

$$\frac{\Delta T_g}{T_a} = 0,63 \left(\frac{\dot{Q}}{mc_a T_a} \right)^{0,72} \left(\frac{h_k A_T}{mc_a} \right)^{-0,36} \quad (5)$$

unde

m - debitul masic de ventilație din compartiment (kg/sec);

c_a - căldura specifică a aerului (kJ/kgK).

Metoda lui Deal and Beyler (DB) [9] constă într-o ecuație quasi-staționară de conservare energie simplificată (modelul presupunând pierderea de căldură printr-un singur perete).

$$\Delta T_g = \frac{\dot{Q}}{mc_a + h_k A_T} \quad (6)$$

Aici coeficientul de transfer termic este dat de expresia

$$h_k = \begin{cases} 0,4 \sqrt{\frac{k\rho c}{t}}, & t < t_p \\ 0,4 \frac{k}{\rho}, & t > t_p \end{cases} \quad (7)$$

2.3. Estimarea temperaturii stratului de gaze fierbinți într-un compartiment închis

Formula dezvoltată de Beyler [8] pentru a estima temperatura stratului de gaze fierbinți într-o încăpere închisă este următoarea:

$$\Delta T_g = \frac{2K_2}{K_1^2} (K_1 \sqrt{t} - 1 + e^{-K_1 \sqrt{t}}) \quad (8)$$

unde:

$$K_1 = \frac{2(0,4\sqrt{k\rho c})A_T}{mc_a} \quad (9)$$

$$K_2 = \frac{Q}{mc_a} \quad (10)$$

m - masa gazului în compartiment (kg).

3. Scenariile de incendiu analizate

Scenariile de incendiu constau în următoarele situații: un compartiment de lățime 3,1 m, lungime 5,4 m și înălțime 2,1 m (după cum se poate observa în *figura 1*) este ventilat natural sau forțat. Pentru ventilarea naturală s-au luat în considerare două cazuri: pentru primul caz, deschiderea este o ușă de lățime 0,9 m și înălțime 2 m, amplasată la nivelul podelei; pentru cel de-al doilea, deschiderea este o fereastră de lățime 1,4 m, înălțime 1 m, amplasată la o distanță de 0,8 m deasupra podelei. Materialul de finisaj al suprafețelor interioare este, pe rând, placă de PAL, placă de ghips carton, panou decorativ din polistiren și beton având grosimea de 1,2 cm, 1,25 cm, 2 cm, respectiv 3 cm. Fluxul degajării de căldură (HRR) ia pe rând valoarea de 250 kW, 500kW, respectiv 1000 kW.

Temperatura ambientală (T_a) e considerată 25 °C, căldura specifică a aerului (c_a) este 1,00 kJ/kgK și densitatea aerului ambiental (ρ_a) este 1,18 kg/m³.

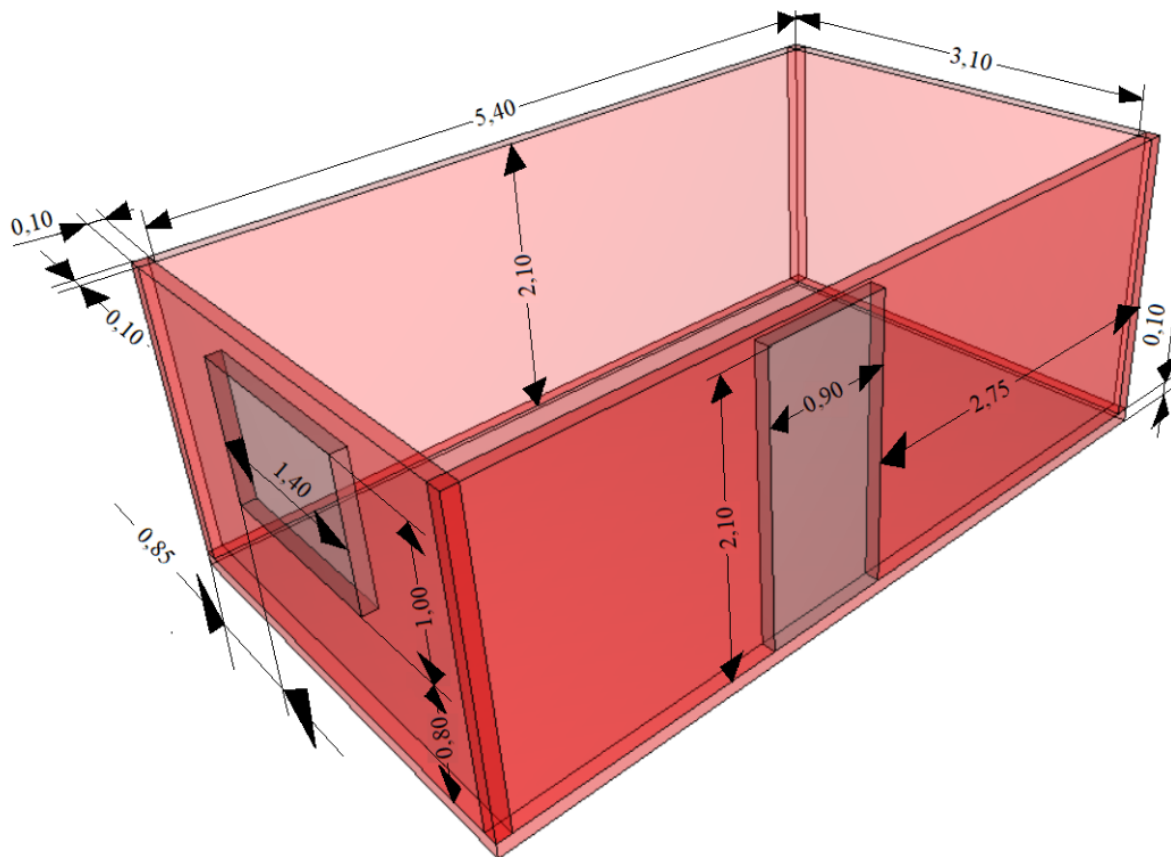


Fig. 1. Compartimentul de incendiu analizat

Materialele utilizate ca finisaje în interiorul compartimentului de incendiu prezintă valori diferite ale proprietăților termice, ceea ce conduce la comportări diferite pe timpul variațiilor de temperatură.

Placa de ghips-carton constă dintr-un strat de ghips sandwich, între două foi de hârtie de acoperire. Particulele de cristal ale ghipsului brut ($\text{CaSO}_4 \times 2\text{H}_2\text{O}$) conțin apă legată chimic (apă de cristalizare) în aproximativ 21% din greutate. Atunci când este

expus la un mediu cu temperatură înaltă, sulfatul de calciu dihidrat ($\text{CaSO}_4 \times 2\text{H}_2\text{O}$) suferă două reacții de descompunere endoterme, în timpul cărora apa legată chimic se disociază și se evaporă. Acest proces, cunoscut sub numele de „deshidratare de ghips” (sau „calcinare”), are loc între 80 °C și 250 °C [13]. Proprietățile termice ale plăcii de ghips variază în funcție de compoziția miezului (interiorului) acesteia. Variația temperaturii cu capacitatea termică volumică (ρc_p , unde ρ este densitatea și c_p este căldura specifică) a ipsosului pur a fost ilustrată de Kodur [14], pe baza informațiilor raportate în literatură [15]. Conductivitatea termică a produselor din ghips este dificil de evaluat, datorită variațiilor mari ale porozităților lor și naturii agregatelor.

O valoare tipică a conductivității termice pentru plăcile de ipsos cu o densitate de aproximativ 700 kg·m⁻³ este de 0,25 W·m⁻¹·K⁻¹. Au fost efectuate măsurători ale căldurii specifice, la o viteză de încălzire de 2 °C/min și s-a constatat că deshidratarea ghipsului a condus la două vârfuri, care apar în curba de căldură specifică, la temperaturi de aproximativ 100 °C și 650 °C. Valorile de vârf sunt ușor diferite față de cele raportate anterior de Kodur [15]. Acest lucru se poate datora compoziției neomogene a ghipsului. Placa de ghips normal poate cădea de pe un zid sau tavan imediat ce ghips-cartonul s-a deshidratat, aproape simultan cu începerea arderii montanților de lemn. Plăcile îmbunătățite cu fibră de sticlă și fixări realizate la distanțe mici vor cădea atunci când fibra de sticlă se topește, respectiv când întreaga placă ajunge la o temperatură de aproape 700 °C [16]. În lucrarea „Structural design for fire safety”, sunt prezentate două temperaturi de desprindere a plăcilor de ghips-carton: 800 °C pentru perete și 600 °C pentru plafon (Konig and Walleij, 2000). Temperatura plăcii de ghips în momentul căderii primei bucăți de ghips-carton nu este un criteriu adecvat pentru cedarea plăcii, variind într-un interval mare de la un tip de asamblare la altul, fără să fie stabilite corelații între parametrii asamblărilor [17].

Polistirenul expandat, atunci când este expus la temperaturi de peste 100 °C, începe să se înmoaie, să se contracte și în cele din urmă să se topească. La temperaturi mai ridicate, produsele combustibile gazoase se formează prin descompunerea topiturii. Dacă acestea pot fi aprinse de o flacără sau scânteie, depinde în mare măsură de temperatura, de durata expunerii, de fluxul de căldură și de aerul din jurul materialului (disponibilitatea oxigenului). În mod normal, polistirenul nu se va aprinde prin scânteie de sudură sau de la jarul unei țigări aprinse; totuși, flăcările mici îl vor aprinde ușor, cu excepția cazului în care conține aditivi ignifugi. Temperatura de aprindere a acestui material este de 360 °C, iar dacă acesta este tratat ajunge la 370 °C. Temperatura de autoaprindere a polistirenului expandat topit, în clasa sa standard, este de 450 °C. După aprinderea materialului standard, arderea se va propaga ușor pe suprafața expusă din cauza densității scăzute, 98 % aer și 2 % polistiren și va continua să ardă până când se va consuma tot materialul. Prin urmare, cantitatea de căldură eliminată este, de asemenea, scăzută [18]. În concluzie, polistirenul este inflamabil, așa cum sunt multe alte materiale de construcție. Se recomandă ca polistirenul expandat să fie întotdeauna protejat de un material confecționat în acest scop sau prin încapsulare completă.

În ceea ce privește PAL-ul, lemnul este o parte integrantă a structurilor, dar este și sursa principală de realizare a mobilierului pe care-l regăsim în construcțiile din întreaga lume. Plăcile din PAL sunt realizate din aşchii de lemn aglomerate cu răşini sintetice. Ele se confecţionează din deşuri sau particule de lemn de foioase moi sau răşinoase, mărunţite pe cale mecanică şi aglomerate cu ajutorul unor adezivi sintetici, sub influenţa presiunii şi temperaturii. Când lemnul este încălzit treptat, la temperaturi ridicate, încep să apară schimbări în structura sa, accelerate de creşterile de temperatură. Cele trei componente polimerice din lemn încep să se descompună termic într-un amestec de gaze volatile, gudron (levoglucosan) şi reziduu carbonizat cu conţinut de cărbune. Descompunerea este adesea privită ca suprapunerea mecanismelor de descompunere a constituenţilor individuali: hemiceluloza se descompune mai întâi (la 180-350 °C), urmată de celuloză (la 275-350 °C) şi lignină (la 250-500 °C) [19]. Stabilitatea termică a ligninei este datorată structurii sale puternic reticulate şi greutatei moleculare înalte [19]. Reacţiile moleculare de oxidare deshidratează celuloza şi începe repolimerizarea levoglucosanului, slăbind structurile aromatice care devin structuri de carbon grafitat, în jurul la 500 °C. Acest proces de descompunere este numit piroliză. Piroliza lemnului a făcut obiectul unor cercetări ample în ultimii ani [20]. Astfel de studii au arătat că, în timp ce suprafaţa carbonizată a lemnului poate avea temperaturi de 800 °C, piroliza principală a lemnului începe la temperaturi de peste 225 °C şi se termină la temperaturi sub 500 °C. Pentru a înţelege şi modifica acest comportament la foc al lemnului, este necesar să cunoaştem cât mai multe detalii cu privire la procesele sale de descompunere. Pentru acest scop sunt utilizate diferite tehnici de analiză termică şi de evaluare a inflamabilităţii, inclusiv analiza termogravimetrică (TGA), con-calorimetria şi testul SBI (eng: Single Burning Item) - a unui singur element arzând. Rezultatele acestor teste sunt, deseori, în mare măsură, dependente de diferiţi parametri. Printre aceşti parametri se includ: modificările compoziţiei gazului, ale temperaturii, viteza de încălzire şi dimensiunea formei eşantionului. În cazul expunerii lemnului la acţiunea focului, încep reacţiile moleculare de oxidare care duc la deshidratarea celulozei şi începe repolimerizarea levoglucosanului; acest lucru slăbeşte structurile aromatice, care devin structuri de carbon grafitat în jurul temperaturii de 500 °C. Atunci când s-a atins concentraţia adecvată a amestecului combustibil-aer, oxidarea gazelor de piroliză conduce la arderea cu flacără. În continuare, oxidarea reziduuului carbonizat se produce cu incandescenţă sau cu ardere mocnită.

Betonul este un material de construcţii compus din ciment, agregat (pietriş şi nisip) şi apă. Proprietăţile termice ale betonului variază în funcţie de o serie de factori: raportul apă – ciment, dozajul de ciment, granulometria. În cazul încălzirii betonului (inclusiv a betonului armat) fiecare componentă va avea o comportare diferită, având coeficienţi de dilatare proprii, ceea ce conduce la apariţia şi dezvoltarea unor microfisuri şi, în final, la fenomenul de degradare termică a betonului la temperatură. Cedarea la foc a elementelor şi structurilor din beton armat poate avea loc prin: a) atingerea temperaturii critice în armătură (cca. 550 °C la betonul armat şi 450 °C la betonul precomprimat) datorită desprinderii totale sau parţiale a stratului de acoperire

Analiza parametrilor care influențează temperaturile stratului de gaze fierbinți într-un compartiment de incendiu și metode utilizate pentru estimarea acestora în funcție de sistemul de ventilație folosit

al armăturii în timpul incendiului sau prin atingerea locală a temperaturii critice în dreptul unei fisuri; b) pierderea aderenței dintre beton și armătură din cauza dilatării inegale ale armăturii și betonului, cu smulgerea armăturilor ancorate și prăbușirea bruscă a elementului; c) explozia betonului - fenomen ce se manifestă prin desprinderea rapidă a unor bucăți de material de pe suprafețele încălzite ale elementelor de construcții după 5 – 15 minute, cu efecte sonore caracteristice (bubuituri). Explozia este provocată la temperaturi de aproximativ 400 – 500 °C de către dilatarea puternică a gazelor, precum și a vaporilor de apă rezultați din umiditate. Vaporii de apă e află într-un sistem închis prin impermeabilizarea stratului superficial, datorită particulelor de liant care închid porii de filtrare. Existența unor microfisuri care permit evacuarea gazului, precum și umiditatea insuficientă împiedică apariția fenomenului; d) Corodarea rapidă a armăturilor din beton, din cauza acțiunii agresive a unor substanțe chimice rezultate în urma intervenției pentru stingerea incendiului (de exemplu: acidul clorhidric rezultat din contactul apei cu produșii de ardere ai policlorurii de vinil). Elementele de construcții supuse la momente de încovoiere și la forțe tăietoare cedează mai repede sub acțiunea focului decât cele supuse la compresiune. Majoritatea betoanelor își schimbă culoarea în roz la cca. 300 °C. La 500 – 600 °C betonul devine gri și friabil. La 1200 °C betonul sinterizează, formând o suprafață fisurată de culoare galbenă, cu pete brune [21].

Proprietățile termice ale materialelor sunt prezentate în *Tabelul 1*:

Tabelul 1

Proprietățile termice ale materialelor [11]

Material	k_{pc} (kW/m ² K) ² sec	k (kW/mK)	c (kJ/kgK)	ρ (kg/m ³)
PAL	0,15	0,00015	1,25	800
Ghips carton	0,18	0,00017	1,10	960
Polistiren	0,001	0,000034	1,5	20
Beton	2,90	0,0016	0,75	2400

Scenariile sunt centralizate în *Tabelul 2*:

Tabelul 2

Tipurile de scenarii utilizate

Nr.	Cod scenariu	Tip deschidere	HRR (kW)	Tip ventilație	Metodă
1.	U+F 250VN	Ușă și fereastră	250	Naturală	MHQ
2.	U+F 500VN	Ușă și fereastră	500	Naturală	MHQ
3.	U+F 1000VN	Ușă și fereastră	1000	Naturală	MHQ
4.	250VF1	-	250	Forțată	FPA
5.	500VF1	-	500	Forțată	FPA
6.	1000VF1	-	1000	Forțată	FPA
7.	250VF2	-	250	Forțată	DB
8.	500VF2	-	500	Forțată	DB
9.	1000VF2	-	1000	Forțată	DB

Codurile descrise în scenariile 1 – 9 au următoarele semnificații, care sunt prezentate în *Tabelul 3*:

Tabelul 3

Semnificațiile codurilor prezentate în scenariile de incendiu		
Nr.	Element cod scenariu	Semnificație
1.	U+F	Compartiment de incendiu prevăzut cu deschidere tip ușă, respectiv tip fereastră. Ventilația naturală a fost analizată separat pentru compartimentul cu deschidere tip ușă, respectiv pentru deschidere tip fereastră, cele două rezultate fiind prezentate pe aceeași diagramă.
2.	VN	Ventilație naturală (în compartimentul de incendiu a fost utilizată ventilația naturală)
3.	VF1	Ventilație forțată 1 (în compartimentul de incendiu a fost utilizată ventilația forțată – folosindu-se metoda FPA pentru calculul temperaturilor stratului de gaze fierbinți)
4.	VF2	Ventilație forțată 2 (în compartimentul de incendiu a fost utilizată ventilația forțată – folosindu-se metoda DB pentru calculul temperaturilor stratului de gaze fierbinți)
5.	250, 500, 1000	Valorile fluxului de căldură degajat

4. Ipoteze și limitări

Metodele prezentate în acest studiu implică o serie de presupuneri și limitări, în funcție de tipurile de mișcare a aerului, și anume: prin convecție naturală, respectiv convecție forțată.

Există ipoteze și limitări care se aplică atât situațiilor caracterizate prin convecție naturală, cât și celor prin convecție forțată. Acestea se referă la faptul că metodele utilizate în acest studiu se aplică cel mai bine încăperilor cu dimensiuni standardizate, ele trebuie să fie folosite cu precauție în cazul încăperilor mari. Geometria compartimentului presupune ca acesta să aibă o formă paralelipipedică, fără buzunare laterale, pentru a nu fi afectată rata de umplere cu fum a încăperii. Metodele se aplică atât incendiilor cu dezvoltare tranzitivă, cât și celor cu dezvoltare stabilă. Valoarea parametrului HRR este cunoscută. Nu este nevoie ca acesta să fie constantă, valoarea lui putându-se modifica în funcție de timp. Aceste metode prezentate anterior fac o predicție a temperaturilor medii și nu se aplică în cazurile în care se dorește predicția unor temperaturi punctuale. În situația în care, la partea superioară a încăperii există o serie de obstacole, cum ar fi trasee de cabluri electrice, conducte, tubulatură de ventilație, acestea necesită o analiză amănunțită. Se folosește un singur coeficient de transfer termic pentru toată suprafața interioară a încăperii. Fluxul termic către și prin limitele încăperii este unidimensional, ignorându-se colțurile și marginile. Aceste metode presupun că pierderea de căldură are loc în urma debitului masic ce iese prin deschiderile încăperii. În consecință, aceste metode nu se aplică în cazurile în care trece un timp semnificativ înainte ca gazele fierbinți să iasă prin deschiderile încăperii.

Analiza parametrilor care influențează temperaturile stratului de gaze fierbinți într-un compartiment de incendiu și metode utilizate pentru estimarea acestora în funcție de sistemul de ventilație folosit

În cazul în care mișcarea aerului într-o încăpere este caracterizată doar prin convecție naturală, corelațiile sunt valabile pentru încăperi în care temperatura straturilor superioare de gaze fierbinți atinge 600 °C, ventilația se face natural și apare un echilibru cvasistatic între debitul masic ce intră și debitul masic ce iese din stratul de gaze fierbinți. Aceste corelații presupun că incendiul se localizează în centrul încăperii. Corelația asupra înălțimii stratului de fum ia în calcul o valoare medie constantă a densității stratului superior de fum pe toată durata procesului de umplere cu fum a încăperii. De asemenea, gurile de ventilare nu se amplasează în tavan.

În situația în care mișcarea aerului într-o încăpere este caracterizată doar prin convecție forțată, aceste corelații admit că încăperea este deschisă și că presiunea este de aproximativ o atmosferă. Aceste corelații nu se aplică pentru evaluarea sursei incendiului și se presupune că incendiul se localizează în centrul încăperii.

De asemenea, nu este luată în calcul contribuția materialelor de finisaj la ardere și nici influența descompunerii termice a acestora asupra proprietăților termice ale materialelor, cum ar fi conductivitatea termică, care se modifică în funcție de temperatură.

5. Rezultate. Analiza rezultatelor

Pentru obținerea graficelor comparative prezentate în figurile 2 ÷ 4, 5 ÷ 7, 8 ÷ 10, au fost prelucrate și comparate datele rezultate prin utilizarea Fire Dynamics Tools (FDT^s) dezvoltat de US Nuclear Regulatory Commission [11]. În acest studiu sunt analizate două situații, și anume: estimarea temperaturilor stratului de gaze fierbinți în cazul utilizării ventilației, naturale în cadrul unui compartiment de incendiu care arde, respectiv în cazul utilizării unui sistem de ventilație forțată.

5.1. Ventilație naturală

În cazul unui incendiu într-un compartiment cu ventilație naturală, folosindu-se metoda lui McCaffrey, Quintiere și Harkleroad [1], se iau în considerare două situații: în primul caz compartimentul este prevăzut cu o deschidere tip ușă, iar în al doilea caz, compartimentul este prevăzut cu o deschidere tip fereastră.

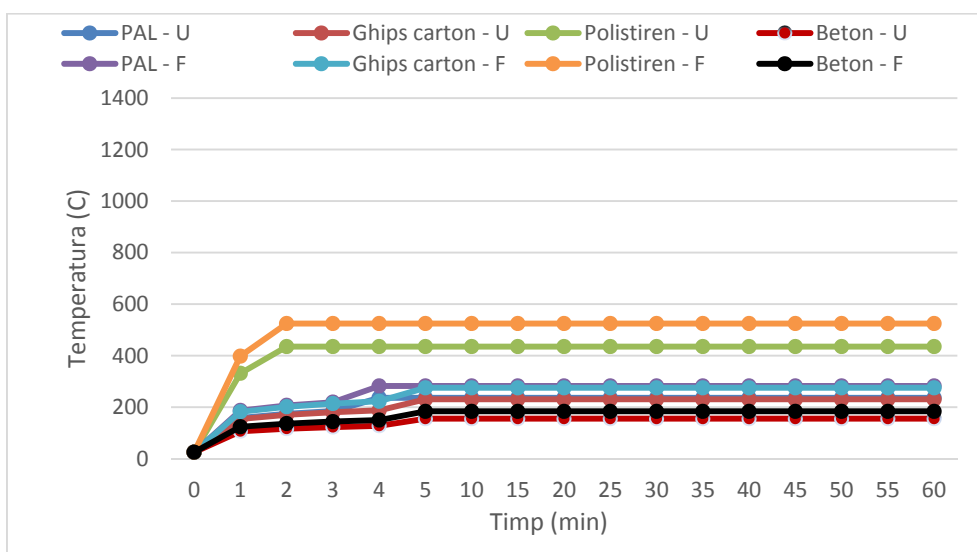


Fig. 2. Evoluția temperaturilor din stratul de gaze fierbinți în cazul scenariului (U+F)250VN

Analizând figura 2, se constată că temperatura stratului de gaze fierbinți atinge cea mai mare valoare, de aproximativ 435 °C, în timpul cel mai scurt, 2 minute, în cazul finisajului interior din polistiren, aproximativ 236 °C, în 4 minute în cazul finisajului interior din PAL, aproximativ 230 °C, în 5 minute în cazul finisajului interior din ghips carton, respectiv aproximativ 155 °C, în 5 minute în cazul betonului, pentru deschiderea tip ușă. În situația compartimentului prevăzut cu deschidere tip fereastră, temperatura stratului de gaze fierbinți atinge cea mai mare valoare, de aproximativ 525 °C, în timpul cel mai scurt, 2 minute, în cazul finisajului interior din polistiren, aproximativ 282 °C, în 4 minute în cazul finisajului interior din PAL, aproximativ 275 °C, în 5 minute în cazul finisajului interior din ghips carton, respectiv aproximativ 183 °C, în 5 minute în cazul betonului. Rezultatele sunt obținute în ipoteza în care fluxul căldurii degajate în compartimentul de incendiu are valoarea constantă de 250 kW.

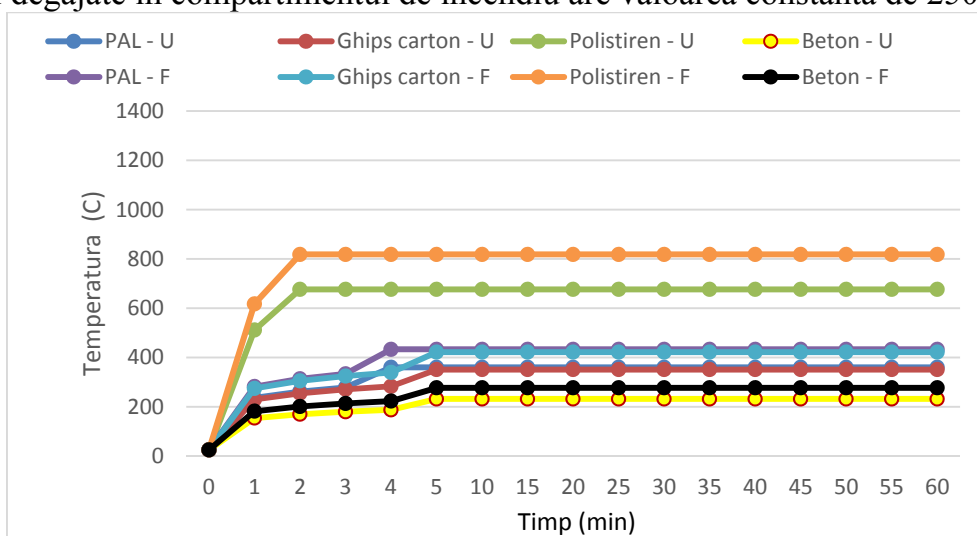


Fig. 3. Evoluția temperaturilor din stratul de gaze fierbinți în cazul scenariului (U+F)500VN

Analizând figura 3, se constată că temperatura stratului de gaze fierbinți atinge cea mai mare valoare, de aproximativ 676 °C, în timpul cel mai scurt, 2 minute, în cazul finisajului interior din polistiren, aproximativ 360 °C, în 4 minute în cazul finisajului interior din PAL, aproximativ 350 °C, în 5 minute în cazul finisajului interior din ghips carton, respectiv aproximativ 231 °C, în 5 minute în cazul betonului, pentru deschiderea tip ușă. În situația compartimentului prevăzut cu deschidere tip fereastră, temperatura stratului de gaze fierbinți atinge cea mai mare valoare, de aproximativ 818 °C, în timpul cel mai scurt, 2 minute, în cazul finisajului interior din polistiren, aproximativ 433 °C, în 4 minute în cazul finisajului interior din PAL, aproximativ 421 °C, în 5 minute în cazul finisajului interior din ghips carton, respectiv aproximativ 276 °C, în 5 minute în cazul betonului. Rezultatele sunt obținute în ipoteza în care fluxul căldurii degajate în compartimentul de incendiu are valoarea constantă de 500 kW.

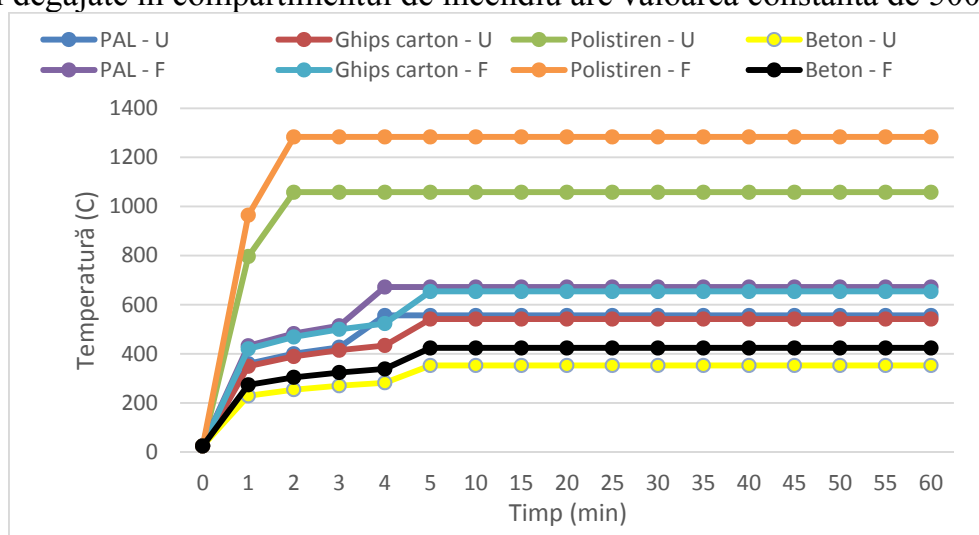


Fig. 4. Evoluția temperaturilor din stratul de gaze fierbinți în cazul scenariului (U+F)1000VN

Analizând figura 4, se constată că temperatura stratului de gaze fierbinți atinge cea mai mare valoare, de aproximativ 1058 °C, în timpul cel mai scurt, 2 minute, în cazul finisajului interior din polistiren, aproximativ 556 °C, în 4 minute în cazul finisajului interior din PAL, aproximativ 542 °C, în 5 minute în cazul finisajului interior din ghips carton, respectiv aproximativ 353 °C, în 5 minute în cazul betonului pentru deschiderea tip ușă. În situația compartimentului prevăzut cu deschidere tip fereastră, temperatura stratului de gaze fierbinți atinge cea mai mare valoare, de aproximativ 1283 °C, în timpul cel mai scurt, 2 minute, în cazul finisajului interior din polistiren, aproximativ 672 °C, în 4 minute în cazul finisajului interior din PAL, aproximativ 654 °C, în 5 minute în cazul finisajului interior din ghips carton, respectiv aproximativ 424 °C, în 5 minute în cazul betonului. Rezultatele sunt obținute în ipoteza în care fluxul căldurii degajate în compartimentul de incendiu are valoarea constantă de 1000 kW.

În situația compartimentului de incendiu cu ventilație naturală, atât în cazul configurației tip ușă, cât și în cazul configurației tip fereastră, din figurile 2, 3 și 4 se constată faptul că, începând cu momentele 2 (minute), 4 (minute) și 5 (minute), pentru

finisajele interioare din panou decorativ din polistiren, placă de PAL, placă de ghips carton, respectiv beton, valoarea temperaturii stratului de gaze fierbinți este constantă. Acest lucru se datorează ipotezei conform căreia, valoarea fluxului de căldură degajată de incendiu este constantă, luând pe rând valorile 250 kW, 500 kW, respectiv 1000 kW.

5.2. Ventilație forțată

În vederea estimării temperaturilor stratului de gaze fierbinți în cazul unui incendiu cu ventilație forțată, se folosesc două metode, și anume metoda Foote, Pagni și Alvares (FPA) [10], respectiv metoda Deal and Beyler (DB) [9]. Astfel, se consideră faptul că, debitul de fum și gaze toxice evacuate din compartimentul de incendiu, în cazul ventilației forțate, prin utilizarea unui ventilator axial, are valoarea de $10 \text{ m}^3/\text{s}$.

5.2.1. Metoda Foote, Pagni și Alvares (FPA)

Utilizând metoda lui Foote, Pagni și Alvares (FPA) [10], metodă de predicție a temperaturii stratului de gaze într-o încăpăre cu ventilare forțată, se obțin rezultatele prezentate în figurile 5, 6 și 7.

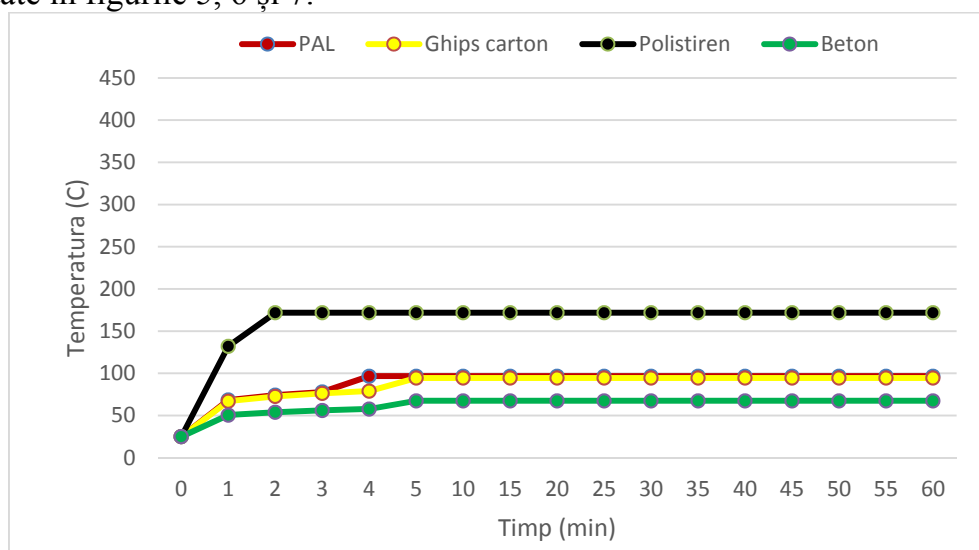


Fig. 5. Evoluția temperaturilor din stratul de gaze fierbinți în cazul scenariului 250VF1

Analizând figura 5, se constată că temperatura stratului de gaze fierbinți atinge cea mai mare valoare, de aproximativ 172 °C, în timpul cel mai scurt, 2 minute, în cazul finisajului interior din polistiren, aproximativ 97 °C, în 4 minute în cazul finisajului interior din PAL, aproximativ 94 °C, în 5 minute în cazul finisajului interior din ghips carton, respectiv aproximativ 67 °C, în 5 minute în cazul betonului. Rezultatele sunt obținute în ipoteza în care fluxul căldurii degajate în compartimentul de incendiu are valoarea constantă de 250 kW.

Analiza parametrilor care influențează temperaturile stratului de gaze fierbinți într-un compartiment de incendiu și metode utilizate pentru estimarea acestora în funcție de sistemul de ventilație folosit

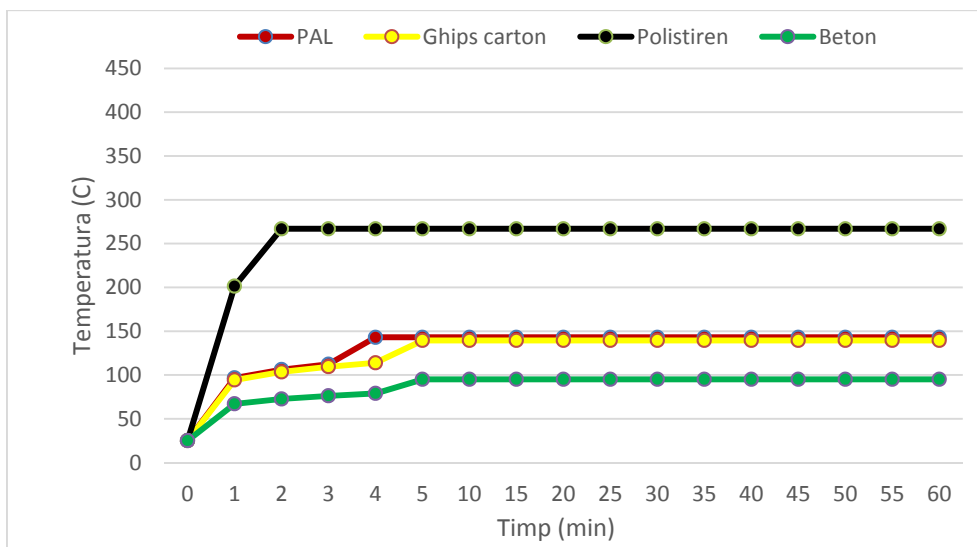


Fig. 6. Evoluția temperaturilor din stratul de gaze fierbinți în cazul scenariului 500VF1

Analizând figura 6, se constată că temperatura stratului de gaze fierbinți atinge cea mai mare valoare, de aproximativ 267 °C, în timpul cel mai scurt, 2 minute, în cazul finisajului interior din polistiren, aproximativ 143 °C, în 4 minute în cazul finisajului interior din PAL, aproximativ 140 °C, în 5 minute în cazul finisajului interior din ghips carton, respectiv aproximativ 95 °C, în 5 minute în cazul betonului. Rezultatele sunt obținute în ipoteza în care fluxul căldurii degajate în compartimentul de incendiu are valoarea constantă de 500 kW.

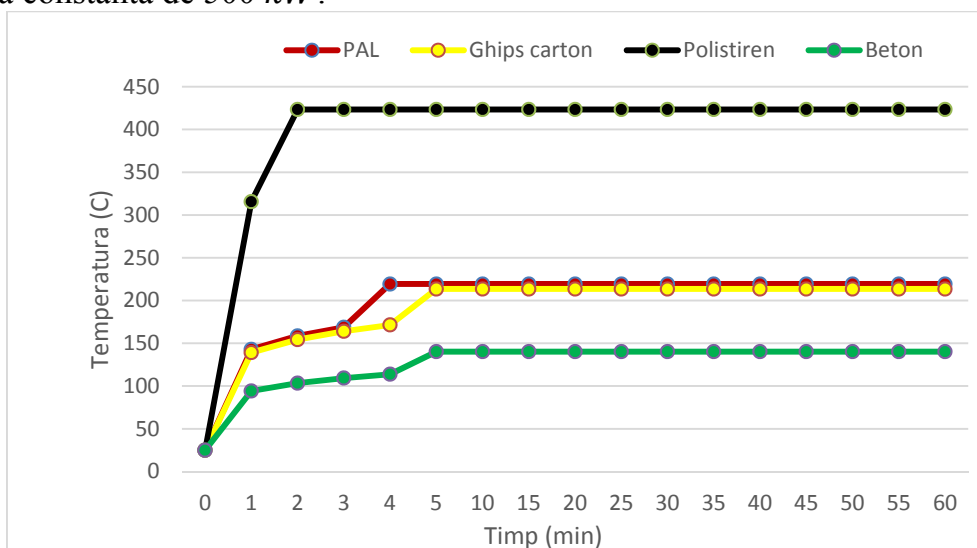


Fig. 7. Evoluția temperaturilor din stratul de gaze fierbinți în cazul scenariului 1000VF1

Analizând figura 7, se constată că temperatura stratului de gaze fierbinți atinge cea mai mare valoare, de aproximativ 423 °C, în timpul cel mai scurt, 2 minute, în cazul finisajului interior din polistiren, aproximativ 219 °C, în 4 minute în cazul finisajului interior din PAL, aproximativ 213 °C, în 5 minute în cazul finisajului interior din ghips carton, respectiv aproximativ 140 °C, în 5 minute în cazul betonului.

carton, respectiv aproximativ 140 °C, în 5 minute în cazul betonului. Rezultatele sunt obținute în ipoteza în care fluxul căldurii degajate în compartimentul de incendiu are valoarea constantă de 1000 kW.

5.2.2. Metoda Deal and Beyler (DB)

Utilizând metoda lui Deal and Beyler [9], se obțin rezultatele prezentate în figurile 8, 9 și 10.

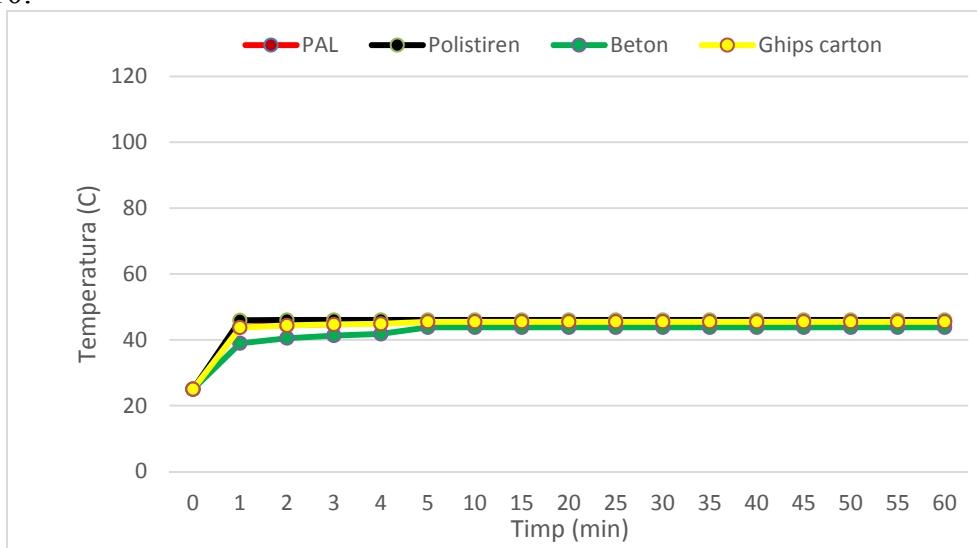


Fig. 8. Evoluția temperaturilor din stratul de gaze fierbinți în cazul scenariului 250VF2

Analizând figura 8, se constată că temperatura stratului de gaze fierbinți atinge cea mai mare valoare, de 46,02 °C, în timpul cel mai scurt, 2 minute, în cazul finisajului interior din polistiren, 45,51 °C, în 4 minute în cazul finisajului interior din PAL, 45,45 °C, în 5 minute în cazul finisajului interior din ghips carton, respectiv 43,77 °C, în 5 minute în cazul betonului. Rezultatele sunt obținute în ipoteza în care fluxul căldurii degajate în compartimentul de incendiu are valoarea constantă de 250 kW.

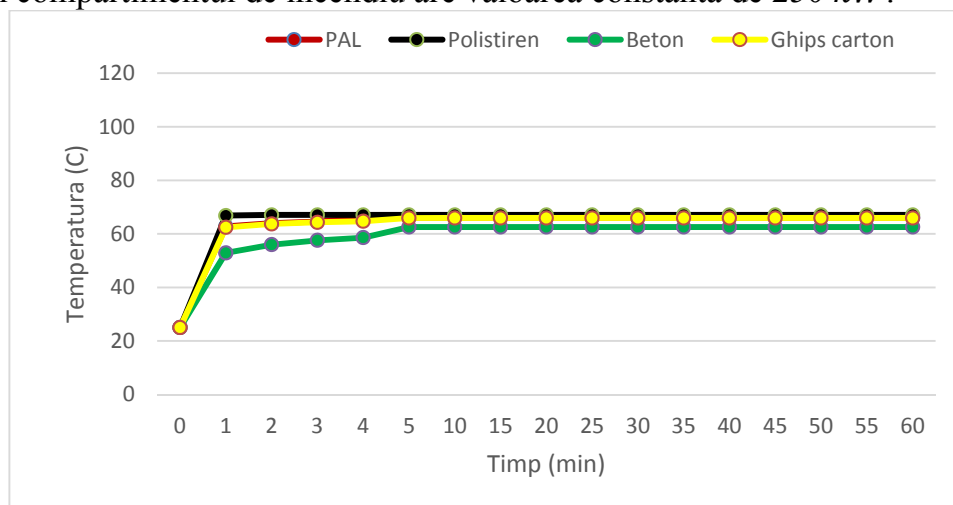


Fig. 9. Evoluția temperaturilor din stratul de gaze fierbinți în cazul scenariului 500VF2

Analizând figura 9, se constată că temperatura stratului de gaze fierbinți atinge cea mai mare valoare, de 67,04 °C, în timpul cel mai scurt, 2 minute, în cazul finisajului interior din polistiren, 66,01 °C, în 4 minute în cazul finisajului interior din PAL, 65,91 °C, în 5 minute în cazul finisajului interior din ghips carton, respectiv 62,53 °C, în 5 minute în cazul betonului. Rezultatele sunt obținute în ipoteza în care fluxul căldurii degajate în compartimentul de incendiu are valoarea constantă de 500 kW.

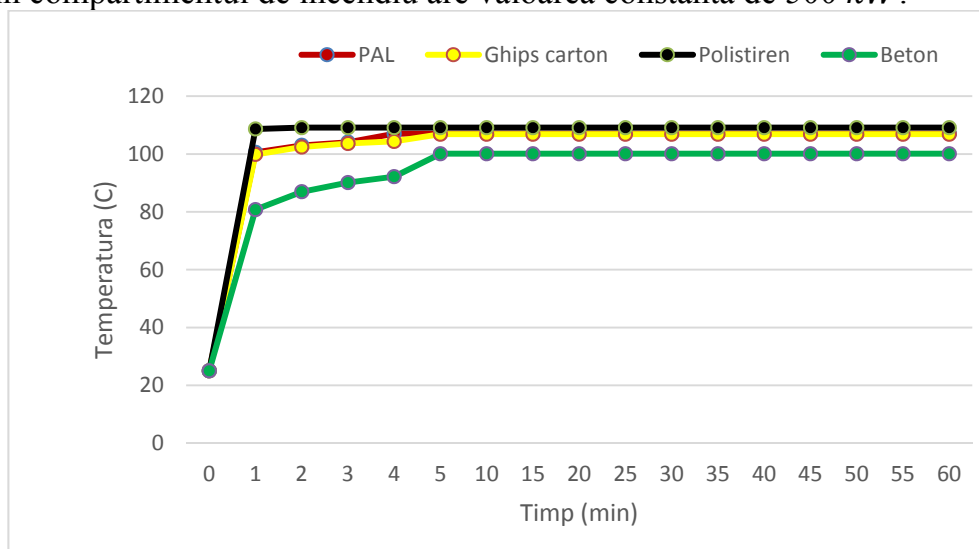


Fig. 10. Evoluția temperaturilor din stratul de gaze fierbinți în cazul scenariului 1000VF2

Analizând figura 10, se constată că temperatura stratului de gaze fierbinți atinge cea mai mare valoare, de 109,09 °C, în timpul cel mai scurt, 2 minute, în cazul finisajului interior din polistiren, 107,02 °C, în 4 minute în cazul finisajului interior din PAL, 106,82 °C, în 5 minute în cazul finisajului interior din ghips carton, respectiv aproximativ 100,07 °C, în 5 minute în cazul betonului. Rezultatele sunt obținute în ipoteza în care fluxul căldurii degajate în compartimentul de incendiu are valoarea constantă de 1000 kW.

În situația compartimentului de incendiu cu ventilație forțată, atât în cazul utilizării metodei pentru estimarea temperaturilor stratului de gaze fierbinți a lui Foote, Pagni și Alvares (FPA), cât și în cazul utilizării metodei lui Deal and Beyler (DB), din figurile 5, 6, 7 respectiv 8, 9, 10, se constată faptul că, începând cu momentele 2 (minute), 4 (minute) și 5 (minute), pentru finisaje interioare din panou decorativ din polistiren, placă de PAL, placă de ghips carton, respectiv beton, valoarea temperaturii stratului de gaze fierbinți este constantă. Acest lucru se datorează ipotezei conform căreia, valoarea fluxului de căldură degajată de incendiu este constantă, luând pe rând valorile 250 kW, 500 kW, respectiv 1000 kW.

Concluzii

În cadrul acestui studiu, s-au obținut valori mari ale temperaturilor stratului de gaze fierbinți, atât în cazul finisajelor din polistiren, cât și în cazul PAL-ului, ghips-

cartonului sau al betonului. Cele mai mari valori ale temperaturilor stratului de gaze fierbinți au fost obținute în cazul compartimentului de incendiu prevăzut cu finisaj din polistiren, atât pentru valoarea HRR de 250 kW, cât și pentru valoarea de 500 kW, respectiv 1000 kW, în condițiile utilizării ventilației mecanice. Valorile mari ale temperaturilor stratului de gaze fierbinți, pot fi explicate și prin analiza rezultatelor obținute în urma proiectului efectuat pentru verificarea și validarea unor modele de incendiu selectate pentru aplicații ale centralelor nucleare prin utilizarea Fire Dynamics Tools (FDT^s) dezvoltat de US Nuclear Regulatory Commission [12]. Astfel, în cadrul aceluși studiu, în urma realizării a șase seturi de teste, s-a constatat că FDT^s supraestimează valorile teoretice ale temperaturilor stratului de gaze fierbinți obținute prin metodele empirice [1], [8], [9], [10] comparativ cu datele experimentale.

Pe de altă parte, valorile mari obținute ale temperaturilor stratului de gaze fierbinți se datorează faptului că nu este luată în calcul contribuția materialelor de finisaj la ardere și nici influența descompunerii termice. Astfel, la atingerea temperaturii de termodegradare a materialelor, se modifică conductivitatea termică a acestora. Conductivitatea termică, proprietate fizică specifică fiecărui tip de material, care exprimă comportarea acestuia la transferul termic conductiv, este dependentă de proprietățile fizice ale materialului, cum ar fi temperatura, densitatea, porozitatea și umiditatea. Conductivitatea termică crește liniar cu creșterea temperaturii. Betonul este însă, singurul material care nu contribuie la dezvoltarea incendiului, iar conductivitatea termică a acestuia scade la temperaturi mai mari de 100°C, ca urmare a schimbării conținutului de umiditate. De asemenea, în ceea ce privește descompunerea termică a materialelor, și anume atingerea, respectiv depășirea pe timpul incendiului a temperaturii de aprindere, temperatura cea mai mică, la care acesta poate împreună cu aerul să formeze un amestec gazos care să poată fi aprins, conduce la creșterea temperaturii stratului de gaze fierbinți.

Se constată astfel că, atât contribuția materialelor de finisaj la ardere cât și influența descompunerii termice conduc la creșterea temperaturii în interiorul compartimentului și, implicit, a temperaturii stratului de gaze fierbinți. Acest lucru explică astfel valorile supraestimate ale temperaturilor prin utilizarea modelului matematic.

În urma studiului efectuat se constată că temperaturile gazelor de ardere rezultate în urma unui incendiu sunt influențate de o serie de factori.

a) Influența proprietăților termice ale finisajelor interioare

Din figurile și calculele obținute se observă că, atât în cazul ventilației naturale, precum și în cazul ventilației forțate, valoarea cea mai mare a temperaturilor gazelor de ardere este în cazul finisajelor interioare din polistiren, fiind urmată de cele din PAL, ghips carton, respectiv beton.

Proprietățile termice ale materialelor folosite ca finisaje interioare, și anume placă de ghips carton, placa de PAL, panou decorativ din polistiren și beton influențează în mod direct temperatura gazelor fierbinți degajate în urma procesului de ardere.

Astfel, se observă faptul că, temperatura gazelor de ardere în compartimentul placat cu polistiren este cea mai mare, fiind urmată de temperatura gazelor de ardere în compartimentul placat cu PAL, ghips carton, respectiv beton. Acest lucru este posibil, deoarece, inerția termică, și anume capacitatea de a acumula căldura degajată în urma incendiului, este cea mai mică în cazul polistirenului (0,001) comparativ cu PAL (0,15), ghips carton (0,18), respectiv beton (2,90).

De asemenea, valorile mari ale temperaturilor gazelor de ardere obținute în cazul polistirenului, urmate de cele în cazul PAL-ului, ghips-cartonului, respectiv betonului se datorează și conductivității termice, caracterizată prin capacitatea unui material de a transmite căldura, prin conducție termică, atunci când este supus unei diferențe de temperatură. Conductivitatea termică este cea mai scăzută în cazul panoului decorativ din polistiren (0,000034), fiind urmată de conductivitatea termică a plăcii din PAL (0,00015), ghips carton (0,00017), respectiv beton (0,0016).

Se observă astfel că, temperatura maximă a gazelor de ardere se atinge în timpul cel mai scurt, 2 minute, în cazul polistirenului, respectiv 4 minute în cazul PAL-ului și 5 minute în cazul ghips cartonului și betonului.

Temperaturile gazelor de ardere în cazul compartimentului cu finisaj din PAL și ghips carton au valori apropiate, deoarece, plăcile din PAL și din ghips carton au valoarea inerției termice, respectiv a conductivității termice apropiate.

b) Influența fluxului de căldură degajat (HRR)

Rata de creștere a arderii în perioada pre-flashover și producerea de căldură și gaze toxice depind de caracteristicile combustibilului, cum ar fi inflamabilitatea, căldura degajată la combustie, cantitatea de combustibil și aranjarea în spațiu a elementelor din compartiment, proximitatea primului material aprins față de alte materiale inflamabile și caracteristicile materialelor ce intră în construcția compartimentului, ca rată de absorbție termică și inflamabilitatea, mărimea compartimentului, geometria și condițiile de ventilare.

Valoarea fluxului de căldură degajat influențează valorile temperaturilor gazelor de ardere. Astfel, cu cât parametrul HRR crește, luând pe rând valorile 250 kW, 500 kW respectiv 1000 kW, cu atât cresc temperaturile gazelor de ardere în cazul celor trei tipuri de finisaje interioare.

De asemenea, cu cât valoarea fluxului de căldură degajat în compartimentul de incendiu este mai mare și cu cât este mai mică suprafața deschiderii (aerisirea), cu atât crește temperatura stratului superior de gaze degajate în urma incendiului.

c) Influența geometriei compartimentului de incendiu

Tipul configurațiilor deschiderilor incintei, tip ușă, respectiv tip fereastră, prezintă o relație invers proporțională cu temperaturile gazelor de ardere.

În acest studiu se consideră că deschiderea tip ușă este mai mare decât deschiderea tip fereastră, ușa având o suprafață de $1,80 \text{ m}^2$, iar fereastra o suprafață de $1,40 \text{ m}^2$.

În cazul ventilației naturale, la o valoare a HRR, pentru compartimentul de incendiu prevăzut cu ușă, de 250 kW, 500 kW, respectiv 1000 kW egală cu valoarea HRR, pentru compartimentul de incendiu prevăzut cu fereastră, de 250 kW, 500 kW, respectiv 1000 kW, temperaturile gazelor de ardere sunt mai mari în cazul compartimentelor prevăzute cu fereastră, comparativ cu cele prevăzute cu ușă.

Astfel, cu cât suprafața deschiderii compartimentului de incendiu este mai mare, cu atât valoarea temperaturii gazelor de ardere este mai mică. Acest lucru demonstrează importanța existenței deschiderilor și implicit a spațiilor vitrate în clădiri. Cu cât numărul deschiderilor către exteriorul clădirii (ferestre, luminatoare, trape de desfumare) este mai mare, cu atât mai ușor le este echipelor de intervenție să execute operațiunile de evacuare a fumului și gazelor fierbinți rezultate în urma incendiului într-un timp cât mai scurt. Acest lucru conduce la scăderea temperaturii în compartimentul de incendiu și la îmbunătățirea vizibilității. Dacă aceste deschideri sunt într-un număr mic, sau lipsesc (cum s-a constatat în unele cazuri la locul intervenției), echipele de intervenție sunt nevoite să execute desfaceri, dislocări sau demolări ale elementelor de construcție, în lipsa unor echipamente pentru efectuarea ventilației mecanice. Acest aspect conduce la îngreunarea misiunilor de căutare-salvare, respectiv la creșterea timpului de localizare și lichidare a incendiului.

d) Influența sistemului de ventilație utilizat în compartimentul de incendiu

Temperaturile înregistrate într-un compartiment de incendiu sunt influențate atât de cantitatea de aer cu care este alimentat un incendiu cât și de locul în care aerul intră în compartiment.

Unul dintre parametrii analizați în această lucrare este reprezentat de influența sistemului de ventilație naturală, respectiv a sistemului de ventilație mecanică (forțată) asupra temperaturii stratului de gaze fierbinți.

Astfel, se constată că temperatura gazelor de ardere este mai mare în cazul compartimentului de incendiu în care se utilizează ventilația naturală, decât în cazul ventilației forțate.

Acest rezultat subliniază importanța dotării construcțiilor cu instalații de desfumare, precum și importanța dotării și utilizării de către echipele de intervenție a echipamentelor pentru efectuarea ventilației mecanice (fie prin introducerea de aer proaspăt în interiorul clădirii și realizarea unor deschideri la nivelul superior al acesteia în vederea scoaterii fumului, fie prin evacuarea fumului din clădire) în vederea protecției și salvării vieții oamenilor. Astfel, chiar dacă ventilația mecanică, comparativ cu ventilația naturală, prezintă dezavantajul unor costuri mai mari în ceea ce privește achiziția și mentenanța echipamentelor, principalul avantaj îl constituie evacuarea fumului într-un timp mai scurt, ceea ce conduce la scăderea temperaturii din compartimentul de incendiu, îmbunătățirea vizibilității și rezolvarea în timp operativ a misiunilor de căutare-salvare victimelor și de stingere a incendiilor.

Acknowledgements

This work was supported by a grant of the Romanian Ministry of Research and Innovation, CCCDI – UEFISCDI, project number PN-III-P1-1.2-PCCDI-2017-0350 / 02.03.2018 (Graphene4Life), within PNCDI III.

Referințe

- [1] B. J. McCaffrey, J. G. Quintiere & M. Harkleroad, Estimating room temperature and likelihood of flashover using fire test data correlation, *Fire Technology*, **v. 17**, No. 2, 1981, p.98-119.
- [2] M. A. Delichatsios, I. P. Lee, P. Tofilo, A new correlation for gas temperature inside a burning enclosure, *Fire Safety Journal*, **v.44**, 2009, p.1003-1009.
- [3] L. Wang, J. G. Quintiere, An analysis of compartment fire doorways flows, *Fire Safety Journal*, **v.44**, 2009, p.718-731.
- [4] J. G. Quintiere, L. Wang, A general formula for the prediction of vent flows, *Fire Safety Journal*, **v.44**, 2009, p.789-792.
- [5] J. Ji, M. Li, M. Yuan, J. Sun, Ambient wind effect on combustion characteristics in compartment with simultaneous door and window opened, *Energy and Buildings*, **v.105**, 2015, p.217-225.
- [6] N. Johansson, P. Van Hees, A Simplified Relation Between Hot Layer Height and Opening Mass Flow, *Fire Safety Science-Proceedings of the eleventh international Symposium*, 2014, p.432-443.
- [7] N. Johansson, S. Svensson, P. Van Hess, An evaluation of two methods to predict temperatures in multi-room compartment fires, *Fire Safety Journal-Proceedings of the eleventh international symposium*, **v.77**, 2015.
- [8] C. Beyler, Analysis of Compartment Fires with Overhead Forced Ventilation Science, *Proceeding of the 3rd International Symposium, International Association of Fire Safety Science (IAFSS)*, Fire Safety (pp. 291-300), New York: Cox and Langford, Editors, Elsevier Applied Science, (1991);
- [9] S. Deal & C. L. Beyler, Correlating Preflashover Room Fire Temperatures, *SFPE Journal of Fire Protection Engineering*, **v. 2**, 1990, p.33-48.
- [10] K. L. Foote, P. J. Pagni & N. L. Alvares, Temperatures Correlations for Forced-Ventilated Compartment Fires, *Fire Safety Science-Proceedings of the First International Symposium International Association of Fire Safety Science (IAFSS)*, p. 139-148. New York: Grant and Pagni, Editors, Hemisphere Publishing Corporation, 1985.
- [11] N. Iqbal & M. H. Salley, Fire Dynamics Tools (FDTs): Quantitative Fire Hazard Analysis Methods for the US Nuclear Regulatory Commission Fire Protection Inspection Program. Final Report, 2006.
- [12] K. Hill, J. Dreisbach, Verification and Validation of Selected Fire Models for Nuclear Power Plant Applications. Final Report, Fire Dynamics Tools (FDTs), **Volumul 3**, (2006), p.1-132.
- [13] S. Zhong, K. Ni & J. Li, Properties of mortars made by uncalcined FGD gypsum-fly ash-ground granulated blast furnace slag composite binder. *Waste management*, **32(7)**, (2012), p.1468-1472.
- [14] P. Ljunggren, Determination of Mineralogical Transformations of Gypsum by Differential Thermal Analysis. *Journal of the American Ceramic Society*, **43(4)**, 1960, p.227-227.
- [15] V. K. R. Kodur, T. Z. Harmathy, Properties of building materials. In *SFPE handbook of fire protection engineering* Springer, New York, NY(2016), p. 277-324.
- [16] A. H. Buchanan & A. K. Abu, Structural design for fire safety, John Wiley & Sons, 2017.
- [17] M. Sultan, Gypsum board performance in fire rated floor assemblies, National Research Council Canada, 2008.
- [18] V. Babrauskas, Ignition Handbook. Fire Science Publishers. A division of Fire Science and Technology Inc. Issaquah, WA 98027 USA, ISBN 0-9728111-3-3, 2003.
- [19] H. S. Kim, S. Kim, H. J. Kim, H. S. Yang, Thermal properties of bio-flour-filled polyolefin composites with different compatibilizing agent type and content. *ThermochimActa* 451:181–188, 2006.
- [20] K. E. Bland, Behaviour of wood exposed to fire: a review and expert judgement procedure for predicting assembly failure. Dissertation, Worcester Polytechnic Institute, 1991.
- [21] S. Calotă, Elemente de teoria modernă a arderii; Editura Ministerului de Interne, 1990.

Hydromechanical coupling in the soil-structure interaction

Belbekri M.¹, Draoui B.², Berga A.³

¹ENERGARID Laboratory
Tahri Mohamed University, Bechar, Algeria
belbekri.malika.1900@gmail.com

²ENERGARID Laboratory
Tahri Mohamed University, Bechar, Algeria
bdraoui@yahoo.fr

³FIMAS Laboratory
Tahri Mohamed University, Bechar, Algeria
berga.abdelmadjid@gmail.com

Abstract. *Historically, in civil engineering construction, the structural design takes account the gravity, overload and water pressure as fundamental forces. Becomes later the consideration of the dynamics effects as the machine vibration and the earthquake, the fire resistance...etc. After all, the survey of projects like building, road, pavement -as example- show that there is always appearance of various anomalies and damages that are evolutionary in time. Often, they can be due to the water cycle. The paper handles the hydro mechanical coupling case, shows how conducting the analysis and proof the feasibility of the structural design in these conditions. The results are obtained in the frame of the finite element analysis and they open the horizon for more improvements.*

Key words: Soil, structure, water, hydromechanical, interaction, Finite element method

1. Introduction

The structural mechanics is devoted to ensure strength and stability of structures. In spite of sophisticated methods of construction, there exists various problems of dysfunction, material damage, fissuring, distortion and out of use due to the soil-structure and the soil-water interactions. The problem is also aggravated by the climatic changes as water table variation, subsurface flow, flooding and dryness. The concerned structures are houses, light buildings, public institutions, urban substructures, roads, etc. In these circumstances, constructive arrangements are inefficient because they represent a prevention rules that are based upon limited cases

without considering the scale of phenomena and their interdependences. Several disciplines are interested by the same questions but for various purposes as in hydrology [1], agronomy [2], [3] and biology [4], [5]. The aim of the present is to take account, for the design engineering, the hydromechanical interaction. To do, we show the global methodology that allows a rigorous analysis of hydromechanical effects on structures using a simplified but efficient finite element model. After this introduction, a bibliographic section presents various researches in the thematic. The mathematical and the finite element models are then achieved. The application section shows the feasibility of the method and is followed by the conclusion and the references section.

2. Literature review

There exist relevant works even they are devoted for various targets, as in water management, the simulation of the subsurface soil water evaporation [1] and in Agronomy where the hydro thermal model is improved and validated by experimental measures [2], [3], the modeling of the root zone water redistribution [6], influence of the mulch layer on the soil-atmosphere interface water exchange [7], numerical modeling of a hydrothermal physical model [8], spatial and temporal variability of soil moisture applied to irrigation [9]. In geomechanics, constitutive and numerical modeling of the unsaturated soil with an elasto-plastic model [10]. In water management strategies, the numerical simulation of pesticide transport with application to groundwater anti-pollution [11].

In industry, hydrothermal modeling and experimentation on hydration operation of date palm fruits [5], simulation of heat and mass transfer during artificial ground freezing [12], modeling of food products shrinkage [13], modeling of biocalcification in non-saturated conditions [14], application to mint leaves drying [15]. Effect of the degree of saturation on the hydro-mechanical behavior of unsaturated soil [16], analytical modeling of the water content profile during evaporation where focus is made on the case of sandy soil with presence of water table [17], estimation of the soil water retention curve [18], modeling of the mechanical behavior of unsaturated soils using a genetic algorithm-based neural network [19], numerical modeling of multiphase fluid flow in porous media where the flow consists to a two immiscible compressible wetting and non-wetting pore fluids, and the application deals with seismic analysis of earth and rockfill dams [20], unconfined seepage through porous media, application to seepage problems through earth dams and to the dynamic consolidation of soil [21], soil-water coupled elasto-plastic analysis applied to bearing capacity of natural clay [22].

In waste management and anti pollution design, as modeling of the dilute species transport in porous medium with a thermo hydro chemical and geomechanical coupling [23], hydrodynamic processes coupled to pollutant transfer in unsaturated heterogeneous soil, with experimental and numerical analysis [24], heat and mass transfer in expansive clay with application to radioactive waste stocking [25]. Modeling of the dynamic of soil saturation by the moving boundary approach [26]. In Risk management as the estimation of the degree of saturation of shallow soils from satellite observations, heat and moisture balance and application to soil slip detection [27].

3. The mathematical model

The local problem is an initial value type involving the structural equilibrium coupled to a fluid diffusion through partially saturated porous medium. The diffusion problem in partially saturated medium is governed by the Richards equation. It is established according to the continuity or conservation equation associated to the Darcy law. Let h be the hydraulic head

$$h = \frac{s}{\gamma_w} + z \quad (1)$$

where z is the elevation and s is the suction defined as

$$s = s(\theta) = p_a - p_w \quad (2)$$

and θ is the liquid volume fraction

$$\theta = \frac{v_w}{v_t} \quad (3)$$

with v_w is the water volume, v_t the total volume, p_a is the air pressure and p_w is the water pressure. The Darcy law relates the liquid flux $\mathbf{q}$ or the velocity $\mathbf{u}$ to the hydraulic head by introducing the permeability coefficient k . In the case of isotropic behavior, the Darcy law is expressed by

$$\mathbf{q} = \mathbf{u} = -k(\theta) \mathbf{grad} h = -k(\theta) \nabla h \quad (4)$$

where ∇ is the gradient symbol. The continuity equation for the water diffusion in both case of wetting or drying, without sink term is

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = -\text{div} \mathbf{u} = -\nabla \cdot \mathbf{q} \quad (5)$$

where t is the time variable. Using (4) and (5) one obtain the Richards equation :

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \nabla \left[k(\theta) \frac{\partial h}{\partial \theta} \nabla \theta \right] + \frac{\partial k(\theta)}{\partial z} \quad (6)$$

This differential equation describes the flux of liquid in non saturated medium. The phenomenon depends, on the permeability propriety that varies with the liquid volume fraction $k(\theta)$, the characteristic of the liquid retention through the term $\frac{\partial h}{\partial \theta}$ that is the slope of the $s(\theta)$ curve. The $\frac{\partial k(\theta)}{\partial z}$ term express the gravity influence. The term $D(\theta) = k(\theta) \frac{\partial h}{\partial \theta}$ is the diffusivity. When the problem is expressed with pressure variable, the Richards equation can be written under the general form :

$$\rho \left(\frac{C_m}{\rho g} + S_e S \right) \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \left[\frac{\kappa_s}{\mu} k_r (\nabla p + \rho g \nabla z) \right] = Q_m \quad (7)$$

in which p is the pressure variable, ρ is the fluid density, g is the acceleration of gravity, C_m is the specific moisture capacity, S_e the effective saturation, S is the storage coefficient, κ_s gives the hydraulic permeability, μ is the fluid dynamic viscosity, k_r denotes the relative permeability. Q_m is the fluid source (positive) or sink (negative). Thus, the fluid velocity $\mathbf{u}$ is computed by the expression

$$\mathbf{u} = \frac{\kappa_s}{\mu} k_r (\nabla p + \rho g \nabla z) \quad (8)$$

while the liquid volume fraction θ is given by the retention characteristic. Here, the Van Genuchten model is used :

$$\theta = \begin{cases} \theta_r + S_e (\theta_s - \theta_r) & H_p < 0 \\ \theta_s & H_p \geq 0 \end{cases} \quad (9)$$

where θ_r (respectively θ_s) is the residual (respectively the saturated) liquid volume fraction, H_p is the pressure head.

$$H_p = \frac{p}{\rho g} \quad (10)$$

The effective saturation is given by

$$S_e = \begin{cases} \frac{1}{[1 + |\alpha H_p|^n]^m} & H_p < 0 \\ 1 & H_p \geq 0 \end{cases} \quad (11)$$

where α , n are a parameters and $m=1 - 1/n$. The specific moisture capacity is defined by

$$C_m = \begin{cases} \frac{\alpha m}{1-m} (\theta_s - \theta_r) S_e^{\frac{1}{m}} (1 - S_e^{\frac{1}{m}})^m & H_p < 0 \\ 0 & H_p \geq 0 \end{cases} \quad (12)$$

The relative permeability is

$$k_r = \begin{cases} S_e^l [1 - (1 - S_e^{\frac{1}{m}})^m]^2 & H_p < 0 \\ 1 & H_p \geq 0 \end{cases} \quad (13)$$

in which, l is a parameter. The storage S can be evaluated by the linear relation

$$S = \theta_s \chi_f + (1 - \theta_s) \chi_p \quad (14)$$

where χ_f (respectively χ_p) is the compressibility of the fluid (respectively the porous medium).

The mechanical problem is described by the equilibrium condition. In static, the governing equation is

$$\nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} + \mathbf{F}_v = 0 \quad (15)$$

where $\boldsymbol{\sigma}$ is the stress tensor and $\mathbf{F}_v$ is the vector of body forces. It is possible to combine the mechanical problem to fluid flux in saturated or unsaturated problem by the use of the effective stress principle due to Bishop

$$\boldsymbol{\sigma}' = (\boldsymbol{\sigma} - \mathbf{I} p_a) + \xi s \mathbf{I} \quad (16)$$

in which, $\boldsymbol{\sigma}'$ is the effective stress tensor in the solid skeleton, $\boldsymbol{\sigma}$ is the total stress, $\mathbf{I}$ is the identity matrix and $\xi = \xi(S_e)$ is a parameter depending on the effective saturation, the suction s , the soil microstructure and the loading paths. The use of the effective stress allow analysis of various applications in coupled fluid-soil analysis as the consolidation problems, stability of embankments and slopes. Also it is possible to combine the mechanical problem to the diffusion one as in poroelasticity where the stress tensor is defined as

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{C} \boldsymbol{\varepsilon} - \alpha_B P_f \mathbf{I} \quad (17)$$

with $\mathbf{C}$ is the elasticity matrix, $\boldsymbol{\varepsilon}$ the strain tensor, α_B the Biot-Willis coefficient, P_f the fluid pore pressure. In the mechanical problem, the behavior relationships other than (17) can be used to determine the solution for various applications.

4. The finite element model

The local problem is composed of two coupled partial differential equations. One for fluid diffusion through the unsaturated porous media (7) while the second is related to the mechanical equilibrium of the deformable porous media and connected structures (15). The problem is then a time dependent one, with an initial value problem and a boundary value problem.

The numerical solution is conducted by integration of the system of the partial differential equations. When the solution exists, it is obtained with the definition of the initial and the connections conditions. The local problem is transformed to a global one that describe the all concerned domain by using the integral or variation methods associated to the finite element procedure [28], [29], [30]. At the same time, the procedure performs two important transformations on the mathematical problem. First, the continuous variable becomes discrete because the unknown fields are approximated within the finite element area. For this, the finite element method use an interpolation functions related to the nodal unknowns. Second, the spatial derivation are introduced on the interpolation function while the time derivation are approximated by finite difference. So, the partial differential equations system becomes an algebraic system.

5. Applications

As example of the feasibility of the hydromechanical coupling in soil-structure interaction, we simulate the effect of a subsurface water inlet and outlet with presence of an expansive layer. The phenomena is particularly prejudicial when the soil water swings from weak to large content and inversely. To reproduce the cyclic change between moist and dry period, the incoming flux is taken with positive (pressure) or negative (suction) value. The demonstration is conducted in 2D plane strain configuration and the earth structure is assumed to be rigid (Fig. 1).

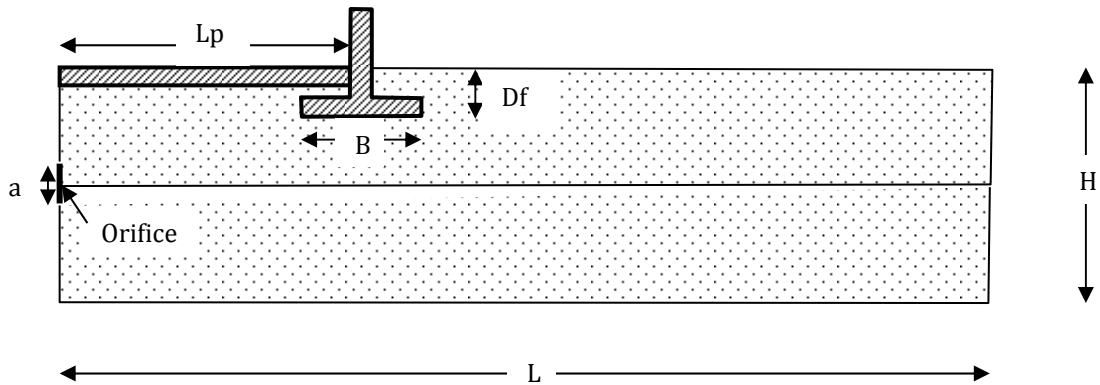


Fig. 1. The geometry.

Let consider a shallow footing attached to a floor as a reinforced concrete structure in interaction with the surrounding soil. The soil massif is composed of two layers whose the superficial one is an expansive clayey soil. The water flows across an orifice located somewhere along the massif boundaries. The principal goals in the present simulation is to show the effect of the moisture change upon the stability of the foundation. The geometry is data are $L=16\text{m}$ is the width of the massif, $H=4\text{m}$ is the depth of the massif, $B=2\text{m}$ is the footing width, $L_p=5\text{m}$ is the floor length, $D_f=0,8\text{m}$ is footing depth and $a=0,8\text{m}$ is the orifice diameter. The mechanical boundary conditions are defined in (Fig. 2).

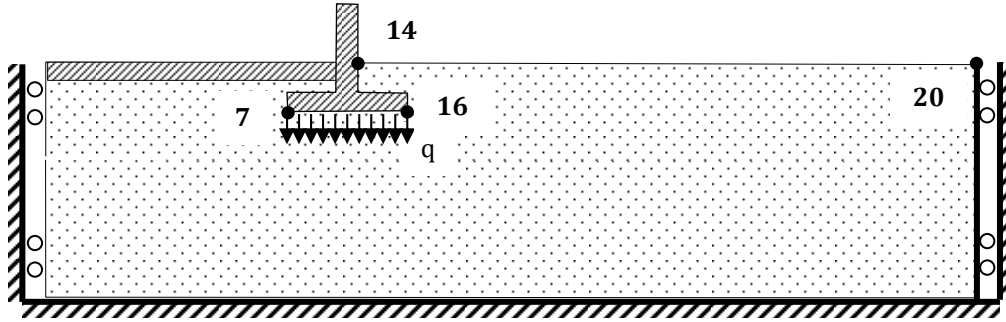


Fig. 2. The mechanical boundary conditions and the post-processing points.

All exterior boundaries are impervious except the inlet or outlet orifice. Also, (Fig. 2) shows the points used for post-processing where the nodes 7, 14 and 16 belong to the structures while the node 20 belongs to the soil. The mechanical load q transmitted by the footing is considered as a service load. The hydraulic loading is defined along a large period of 400 days (Fig. 3).

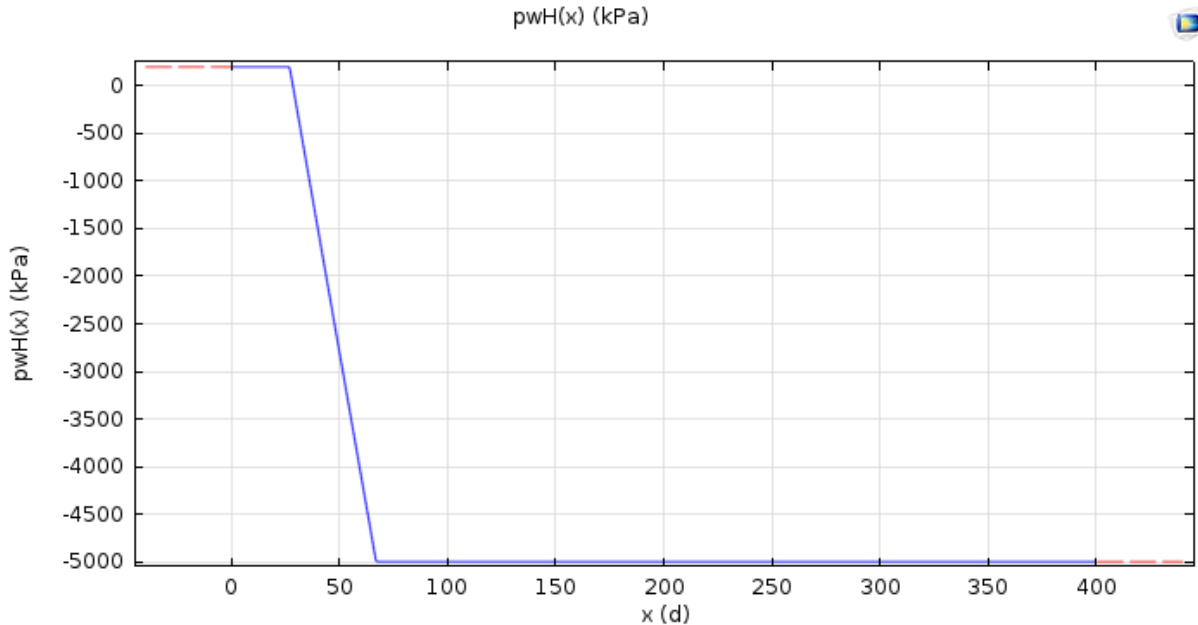


Fig. 3. The hydraulic loading

The reinforced concrete is elastic with the density $\rho = 2500 \text{ kg/m}^3$, the Young's modulus $E = 50 \text{ GPa}$, the Poisson's ratio $\nu = 0.2$.

The massif is elastic with Mohr-Coulomb associated plasticity where the shallow expansive layer has $H/2$ of thickness and $\rho = 1800 \text{ kg/m}^3$, $E = 50 \text{ MPa}$, $\nu = 0.3$, the cohesion is $c = 50 \text{ kPa}$ and the internal friction angle is $\phi = 30^\circ$.

The bottom layer has $\rho = 2000 \text{ kg/m}^3$, $E = 90 \text{ MPa}$, $\nu = 0.3$, $c = 50 \text{ kPa}$ and $\phi = 35^\circ$. The water density is : $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$.

The hydraulic characteristics of the massif taken as a porous medium are : the saturated liquid volume fraction $\theta_s = 0.4$, the residual liquid volume fraction $\theta_r = 1.e-6$. The hydraulic conductivity K_s is variable with the hydraulic phase and is $0,5 \text{ m/d}$ in Humidification and $1,5 \text{ m/d}$ in drainage. The storage is $S = 5e-6 \text{ Pa}^{-1}$.

The van Genuchten retention model is defined with $\alpha = 0.87 \text{ m}^{-1}$, $n = 1.38$ and $l = 0.5$.

The reinforced concrete hydraulic characteristics are : $\theta_s = 0.1$, $\theta_r = 1.e-8$. $K_s = 2e-12 \text{ m/s}$, $S = 0.01 \text{ Pa}^{-1}$, $\alpha = 1 \text{ m}^{-1}$, $n = 2$ and $l = 0.5$.

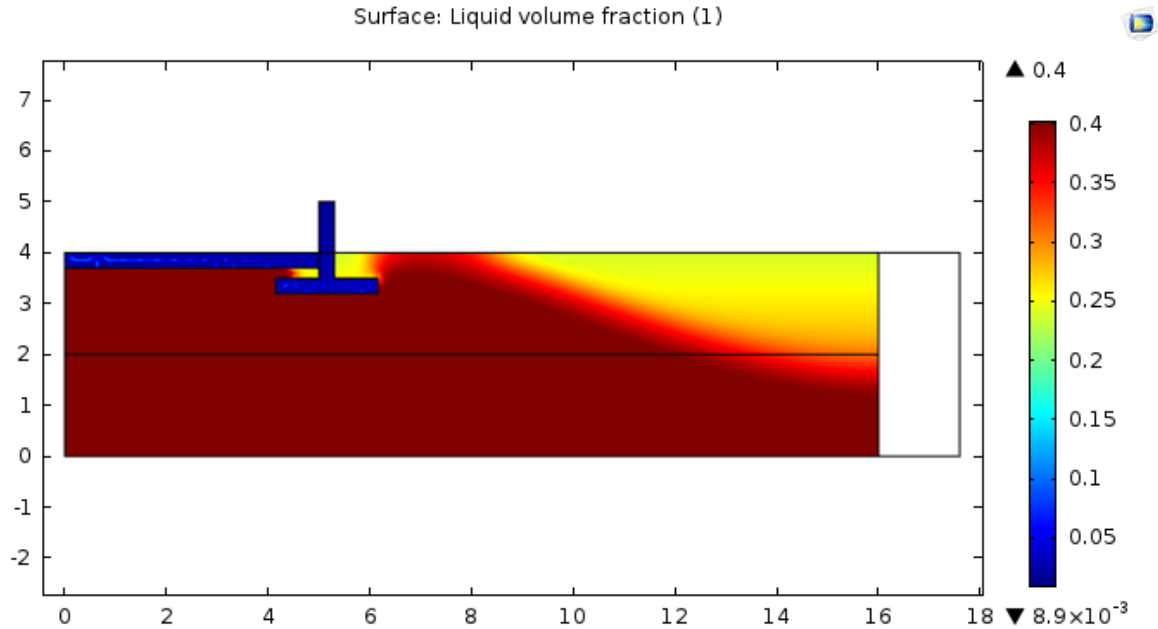


Fig. 4. profile of the liquid volume fraction at $t = 7$ day.

The initial stress has been estimated with the elastic plastic soil behavior. After, assuming that the service load is lower than the plastic limit load, the elastic behavior is used to simulate the hydro mechanical coupling.

Because we are interested to the reinforced concrete structure behavior, the analysis is conducted in total stresses. The simulation results are resumed as follow. The evolution of the liquid volume fraction profile is showed in (Fig. 4) at $t = 7$ day.

The total saturation is obtained at $t = 16$ day. In the drainage phase, (Fig. 5) shows the liquid volume fraction at $t = 360$ day.

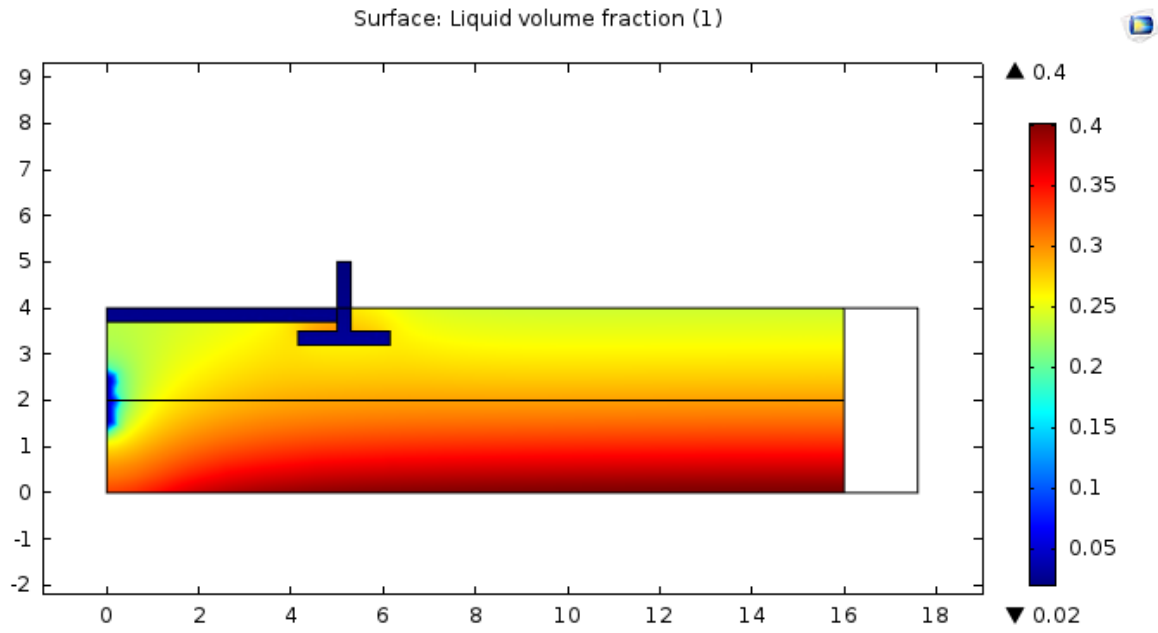


Fig. 5. The liquid volume fraction at $t = 360$ day.

The time evolution of the local liquid volume fraction is given in (Fig. 6).

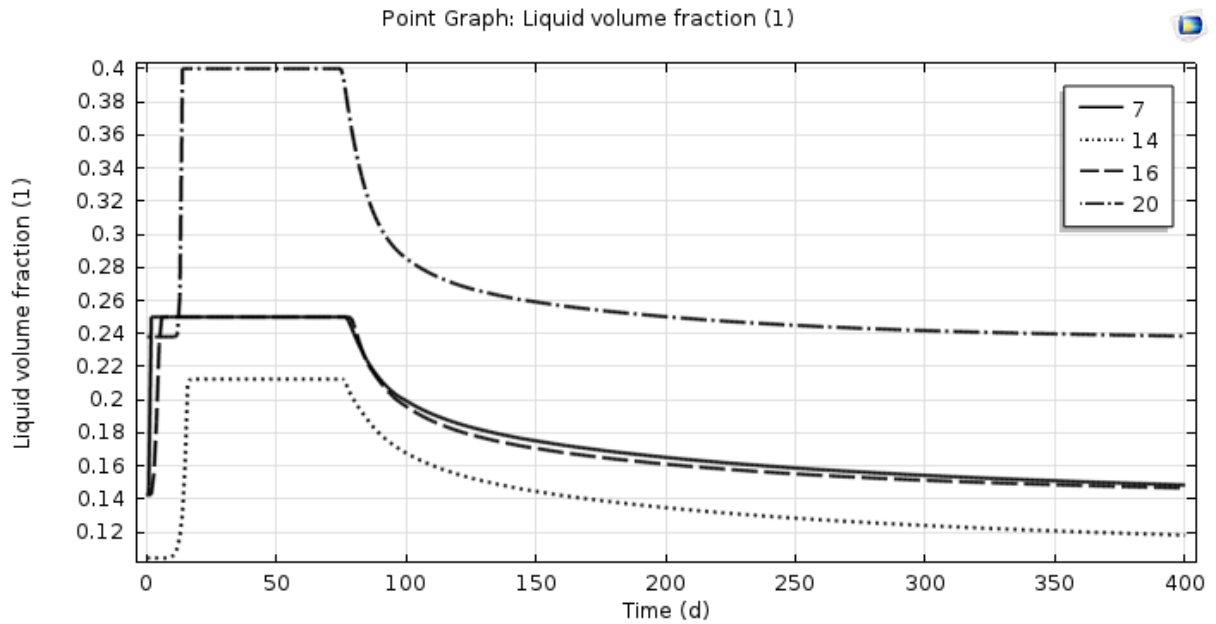


Fig. 6. The time evolution of the local liquid volume fraction.

To illustrate the distortion generated at the footing level, (Fig. 7) show vertical displacement of the footing corners.

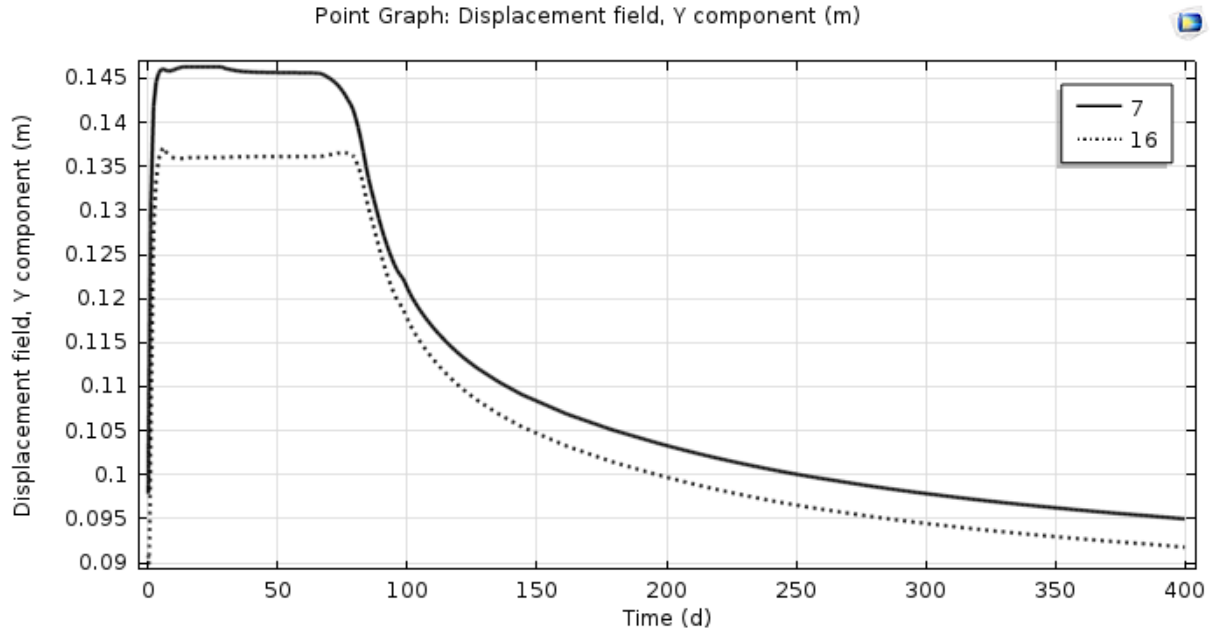


Fig. 7. The footing corners displacement . Case of rigid footing.

Also, (Fig. 8) quantify the vertical stress variation. The conclusions can be expressed here.

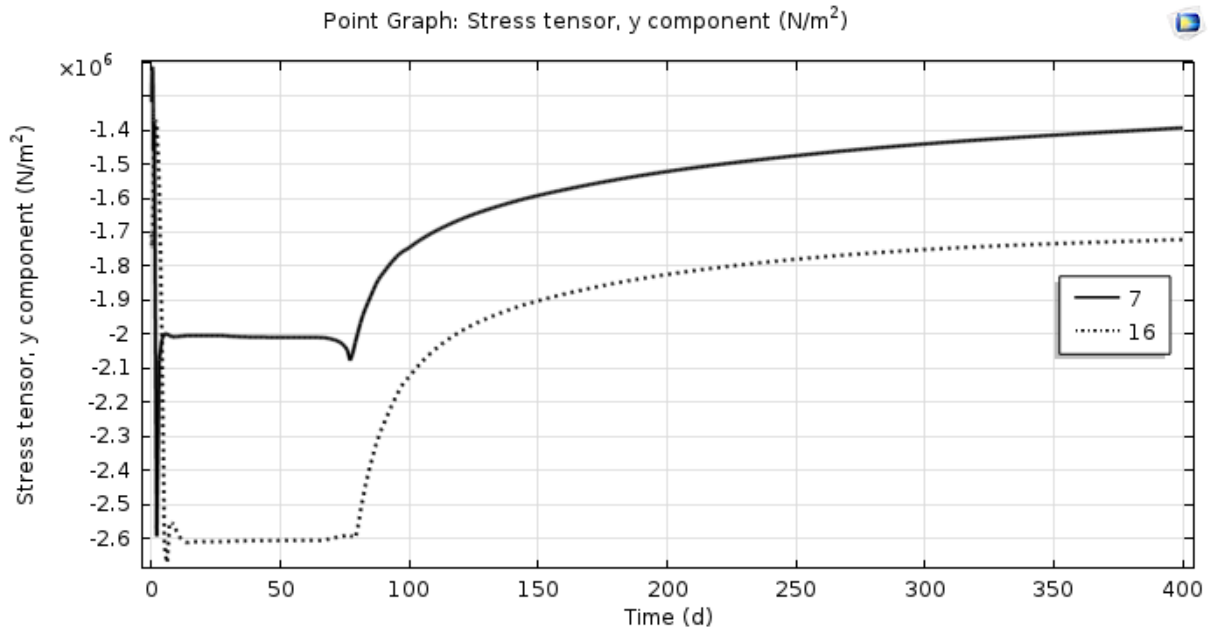


Fig. 8. The footing corners stress. Case of rigid footing.

The required time for drying is most important than for saturation as shown in (Fig. 6). One see that the nodes 7, 16 belonging to the structures, reach quickly the saturated volume fraction firstly because they are relatively near to the inlet. They are followed by the soil node 20 that is far away and for which the saturated volume fraction is greater. The node 14 reaches the saturation late because it is located beyond the glutted zone (Fig. 4). Do to the swelling stress, the distortion becomes maximum

when the saturation take place (Fig. 7). In the drying phase, the distortion seems relatively constant. The same remarks as above can be formulated for the stress fields with the difference that stress distortion is always large and affect the all phases with appearance of several peaks (Fig. 8). Thus, the cyclic soil-structure-water interaction leads to cyclic distortion and stress that induce the footing incline, eccentricity towards the transmitted load and the modification of the footing base as shown in (Fig. 9, 10).

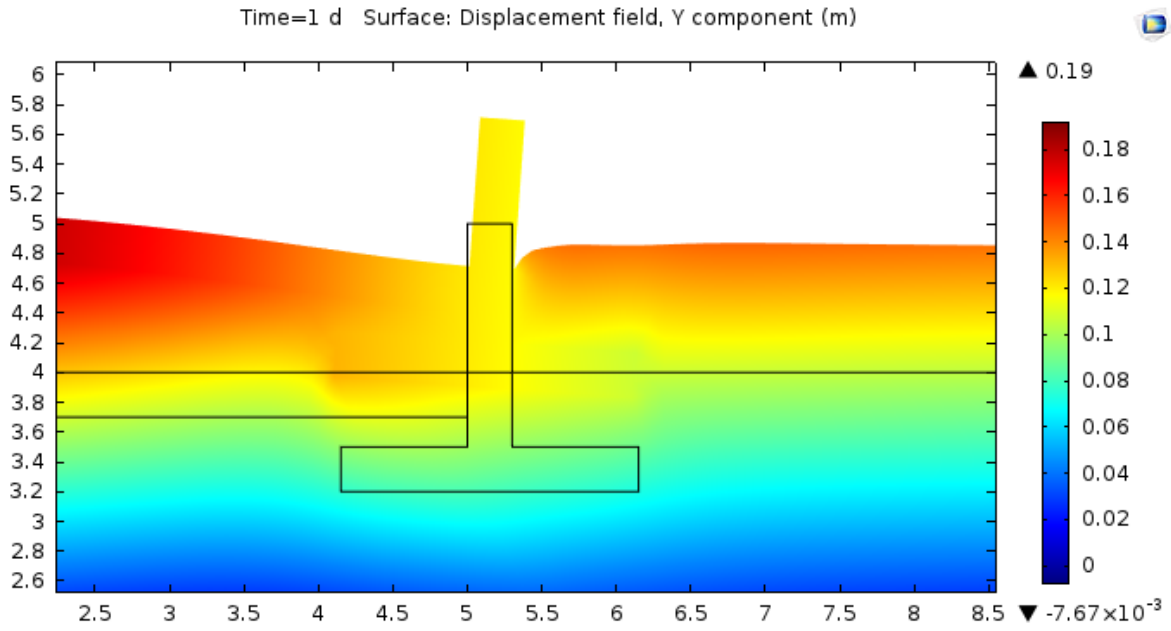


Fig. 9. The footing distortion for one cycle humidification-drainage.

Then, in addition to the reduction of the limit load, the earth structures suffer a serious warps, damages, cracking that is transmitted to the superstructures.

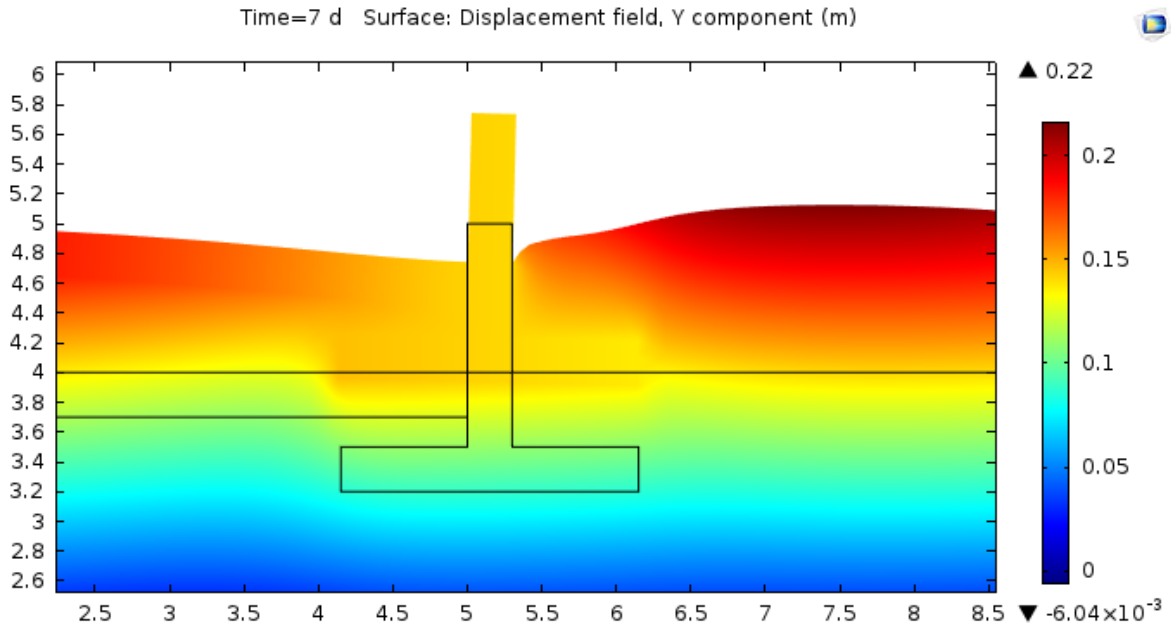


Fig. 10. The footing distortion for one cycle humidification-drainage.

6. Conclusion

The soil-structure-water interaction is the origin of rigorous problems particularly in the domain of construction. Through this paper we have presented the practical methodology and we have shown the feasibility with an hydromechanical application. The simulation enable the quantification of damages in terms of general distortion and general stress. This conducts to loss of the load capacity and the development of a second order effects variables with the soil moisture. The soil behavior model can be satisfied with the linear laws that are simples and require less parameters or use sophisticated ones as the viscous elastic plastic laws for unsaturated soils. Also, the analysis can be generalized to take account the hydrothermal exchanges and evaporation to get a more sophisticated model and larger applications.

7. References

- [1] Sakai Masaru, Jones Scott B. and Tuller Markus, 2011, Numerical evaluation of subsurface soil water evaporation derived from sensible heat balance, *Water resources research*, Vol. 47, W02547, doi:10.1029/2010WR009866, 2011
- [2] Banimahd S.A., Zand-Parsa Sh., 2013, Simulation of evaporation, coupled liquid water, water vapor and heat transport through the soil medium, *Agricultural Water Management* 130 (2013) 168–177
- [3] Wu C.L., Chau K.W., Huang J.S., 2007, Modelling coupled water and heat transport in a soil–mulch–plant–atmosphere continuum (SMPAC) system, *Applied Mathematical Modelling* 31 (2007) 152–169
- [4] Xiao B., Zhao Y.-G., Shao M. -A., 2010, Characteristics and numeric simulation of soil evaporation in biological soil crusts, *Journal of Arid Environments* 74 (2010) 121–130
- [5] Lakoud A., Curet S., Hassouna M., 2015, Modeling and Simulation of Hydration Operation of Date Palm Fruits Using COMSOL®Multiphysics, Excerpt from the Proceedings of the 2015 COMSOL Conference in Grenoble
- [6] Brown Hamish, Carrick Sam, Müller Karin, Thomas Steve, Sharp Joanna, Cichota Rogerio, Holzworth Dean, Clothier Brent, 2018, Modelling soil-water dynamics in the rootzone of structured and water-repellent soils, *Computers and Geosciences* 113 (2018) 33-42
- [7] Mahdavi Seyed Mohamad, Neyshabouri Mohammad Reza, Fujimaki Haruyuki, Heris Abolfazl Majnooni, 2017, Coupled heat and moisture transfer and evaporation in mulched soils, *Catena* 151 (2017) 34-48
- [8] An Ni, Hemmati Sahar, Cui Yu-jun, Tang Chao-sheng, 2018, Numerical investigation of water evaporation from Fontainebleau sand in an environmental chamber, *Engineering Geology* 234 (2018) 55-64
- [9] Pandey Vanita, Pankaj K. Pandey, 2010, Spatial and Temporal Variability of Soil Moisture, *International Journal of Geosciences*, 2010, 1, 87-98
- [10] Daichao Sheng, 2011, Review of fundamental principles in modelling unsaturated soil behaviour, *Computers and Geotechnics* 38 (2011) 757–776

- [11] Petitta Marco, MARÍÑO Miguel A., 2010, Numerical Simulation of Pesticide Transport and Fate for Water Management in the Fucino Plain, Italy, *J. Water Resource and Protection*, 2010, 2, 29-41
- [12] Liu Quan, Hu Rui, 2017, Simulation of Heat and Mass Transfer during Artificial Ground Freezing in Saturated Saline Groundwater, Excerpt from the Proceedings of the 2017 COMSOL Conference in Rotterdam
- [13] Meot Jean-Michel, Briffaz Aurélien, Jacquin Didier, Rashidi Salim, 2015, 1D central symmetry modelling of shrinkage for non-porous materials, Excerpt from the proceedings of the 2015 COMSOL Conference in Grenoble
- [14] Poirier Catherine Raymond and Courcelles Benoît, 2015, Modeling of Biocalcification in Non-saturated Conditions, Excerpt from the Proceedings of the 2015 COMSOL Conference in Boston
- [15] Touati Boumediene, Lips Bernard, Benyoucef Boumediene and Virgone Joseph, 2012, Superficial evaporation in forced convection of porous medium in transitory laminates regime « Application on mint leaves drying », *Energy Procedia* 18 (2012) 966 – 973
- [16] Sun De'an, Sun Wenjing, Xiang Li, 2010, Effect of degree of saturation on mechanical behaviour of unsaturated soils and its elastoplastic simulation, *Computers and Geotechnics* 37 (2010) 678–688
- [17] Teng Jidong, Yasufuku Noriyuki, Zhang Sheng, He Yi, 2016, Modelling water content redistribution during evaporation from sandy soil in the presence of water table, *Computers and Geotechnics* 75 (2016) 210–224
- [18] Castellini Mirko, Prima Simone Di, Iovino Massimo, 2018, An assessment of the BEST procedure to estimate the soil water retention curve: A comparison with the evaporation method, *Geoderma* 320 (2018) 82–94
- [19] Johari A., Javadi A.A., Habibagahi G., 2011, Modelling the mechanical behaviour of unsaturated soils using a genetic algorithm-based neural network, *Computers and Geotechnics* 38 (2011) 2–13
- [20] Khoei A.R., Mohammadnejad T., 2011, Numerical modeling of multiphase fluid flow in deforming porous media: A comparison between two- and three-phase models for seismic analysis of earth and rockfill dams, *Computers and Geotechnics* 38 (2011) 142–166
- [21] Navas Pedro, López-Querol Susana, Yu Rena C. and Li Bo, 2015, B-bar based algorithm applied to meshfree numerical schemes to solve unconfined seepage problems through porous media, *Int. J. Numer. Anal. Meth. Geomech.* (2015)
- [22] Noda T., Yamada S., 2005, Soil-water coupled elasto-plastic analysis on bearing capacity of naturally deposited clay soil, *Proceedings of the 16th International Conference on Soil Mechanics and Geotechnical Engineering*, © 2005–2006 Millpress Science Publishers/IOS Press
- [23] Seetharam Suresh C, and Diederik Jacques, 2013, Developments in a Coupled Thermal-Hydraulic-Chemical-Geomechanical Model for Soil and Concrete, Excerpt from the proceedings of the 2013 Comsol Conference in Rotterdam
- [24] Bien Le Binh, Predelus Dieuseul, Lassabatere Laurent, Winiarski Thierry, Angulo-Jaramillo Rafael, 2013, Combined Effect of Infiltration, Capillary Barrier and Sloping Layered Soil on Flow and Solute Transfer in a Heterogeneous Lysimeter, *Open Journal of Modern Hydrology*, 2013, 3, 138-153
- [25] Robinet J.C., Dang K.D., Bui T.D. & Trinh Q.V., 2005, Heat and mass transfer in expansive clay. Mechanisms analysis and application to the predictive modelling of a large scale in situ experiment, *Proceedings of the 16th International Conference on Soil Mechanics and Geotechnical Engineering*, © 2005–2006 Millpress Science Publishers/IOS Press.

- [26] Brindt Naaran and Wallach Rony, 2017, The moving-boundary approach for modeling gravity-driven stable and unstable flow in soils, *Water Resour. Res.*, 53, doi:10.1002/2016WR019252
- [27] Montrasio Lorella, Valentino Roberto, Quintavalla Chiara, 2010, Estimation of the Degree of Saturation of Shallow Soils from Satellite Observations to Model Soil Slips Occurred in Emilia Romagna Region of Northern Italy, *International Journal of Geosciences*, 2010, 1, 58-65
- [28] Smith I. M. and Griffiths D. V., *Programming the finite element method*, Second edition, John Wiley & Sons, Chichester, 1988
- [29] Bathe K.J., *Finite Element Procedures*, Prentice–Hall, New Jersey, 1996
- [30] Wood D. M., *Geotechnical modelling*, CRC Press, July 22, 2004

Impactul climatic al particulelor atmosferice; Studiu de caz pentru municipiul București

Climatic impact of atmospheric particles; Case study for Bucharest municipality

Florinela Ardelean¹

¹Universitatea Tehnică de Construcții București, Facultatea de Inginerie a Instalațiilor, B-dul Pache Protopopescu nr. 66, București, România
E-mail: florinela.ardelean@gmail.com

Rezumat. Emisiile rezultate din transportul rutier participă direct și indirect la schimbările climatice resimțite la nivel local, regional și planetar. Aerosolii solizi și lichizi influențează troposfera urbană din punct de vedere fizico-chimic, modifică bilanțul radiativ înregistrat la nivelul suprafeței terestre și atmosferei, afectează biosfera și implicit sănătatea umană. Folosindu-se o bază de date formată din valorile medii orare ale concentrației de particule PM10, corespunzătoare anilor 2018 și 2019, se va analiza calitatea aerului în București în strânsă legătură cu indicii specifici, atât în perioada rece cât și în cea caldă. Se vor identifica intervalele de timp din zi în care potențialul de poluare crește semnificativ. Datele astfel obținute se pot folosi în elaborarea unor strategii de protecție a atmosferei prin măsuri de amenajare a teritoriului.

Cuvinte cheie: trafic rutier, particule, schimbări climatice, bilanț radiativ, ciclu hidrologic

Abstract. Emissions resulted from road transport participate directly and indirectly to climate changes felt at local, regional and planetary levels. Solid and liquid aerosols influence the urban troposphere from a physical and chemical perspective, modify the radiative balance recorded at the earth's surface and atmosphere, and affect the biosphere and implicitly human health. Using a database created from hourly average values of PM10 particles concentrations, corresponding to 2018 and 2019, air quality in Bucharest will be analyzed in strong connection with specific indices, in the cold as well as hot periods. Certain time intervals within the day, in which pollution potential increases significantly, will be identified. The data obtained can be used in elaborating an atmosphere protection strategy with landscaping measures.

Key words: traffic, particles, climate change, radiative balance, hydrological cycle

1. Introducere

Asistăm în prezent la o accentuare a dezechilibrelor ecologice datorate în principal intervenției tot mai agresive a factorului antropic. Activitățile umane din ce

în ce mai diversificate au dus la perturbarea ciclurilor biogeochimice, modificarea ecosistemelor, scăderea biodiversității prin substituții de biocenoze, poluarea aerului, apei, solului și la schimbări climatice. Emisiile rezultate din surse artificiale (preponderent) și naturale se prezintă sub formă de pulberi și gaze și influențează direct condițiile de mezoclimat. Particulele solide emise au o importanță mare în analiza troposferei urbane din punct de vedere fizico-chimic. Particulele cu un diametru mai mare de 75 μm se depun destul de repede și sunt denumite pulberi, iar cele cu diametrul mai mic de 50 μm pot rămâne în aer sub formă de aerosoli (particule în suspensie) [1]. Natura acestor particule este foarte variată. Astfel, ele pot conține particule de carbon (funingine), metale grele (plumb, cadmiu, crom, mangan, etc.), oxizi de fier, sulfati, dar și alte substanțe toxice, unele dintre acestea având efecte cancerigene (de exemplu hidrocarburile aromatice policiclice, adsorbite pe suprafața particulelor de aerosoli solizi). Aerosolii solizi și lichizi din aer cu dimensiuni variabile influențează echilibrul energetic al Pământului, ciclul hidrologic și circulația atmosferică. Aerosolii solizi pot acționa de multe ori ca și catalizatori în desfășurarea unor reacții chimice. Parametrii primari ai aerosolilor ce influențează efectele asupra mediului și asupra sănătății organismelor vii sunt concentrația, dimensiunea, structura și compoziția lor chimică [2].

Efectele aerosolilor asupra atmosferei, climatului și organismelor vii se numără printre temele importante ale cercetării în domeniul mediului [3,4,5,6] și al sănătății omului [7], dar se impune continuarea studiilor atât în domeniul limitării emisiilor de particule cu scopul respectării condițiilor de calitate ale aerului exterior și interior, a studierii efectelor acestora asupra sănătății oamenilor de sensibilități diferite, cât și în cel al diminuării urmărilor încălzirii globale prin acțiuni de adaptare.

Un aerosol este în general definit ca o suspensie de particule lichide sau solide într-un gaz, cu diametrul particulelor ce variază în intervalul 10^{-9} - 10^{-4} m (limita inferioară-dimensiune moleculară; limita superioară-sedimentare) [8]. În domeniul fizicii atmosferice, termenul aerosol se referă în mod tradițional la particulele în suspensie care conțin o proporție mare de substanțe condensate, altele decât apa, în timp ce norii sunt tratați separat din punct de vedere fenomenologic. Particulele aerosolului atmosferic provin dintr-o largă varietate de surse naturale și antropice. Particulele primare sunt emise direct sub formă de substanțe solide sau lichide, iar dintre surse s-ar putea aminti: arderea incompletă a combustibililor fosili, arderea biomasei, erupțiile vulcanice, praful mineral, pământul, cristalele de sare marină și materialele biologice (fragmente de plante, microorganisme, polen, etc.). Particulele apărute prin procese secundare (aerosoli secundari) sunt rezultatul conversiei gaz-particulă, fenomen ce are loc în atmosferă ca urmare a condensării gazelor precursoare.

După cum se poate observa în figura 1, particulele din aer pot interacționa fizic și chimic, pot suferi modificări ale dimensiunii, structurii și compoziției prin coagulare (proces care are loc într-un sistem coloidal sau analog, prin care se produce unirea particulelor în suspensie în particule mai mari, care formează un precipitat [8]). Multe particule se comportă ca și nuclee de condensare (microparticule solide higroscopice cu rol de suport pentru apa lichidă sau cristalul de gheață) favorizând formarea norilor

[9]. Durata de viață a particulelor (timpul de rezidență; îmbătrânirea), variază în funcție de proprietățile aerosolului și de condițiile meteorologice.

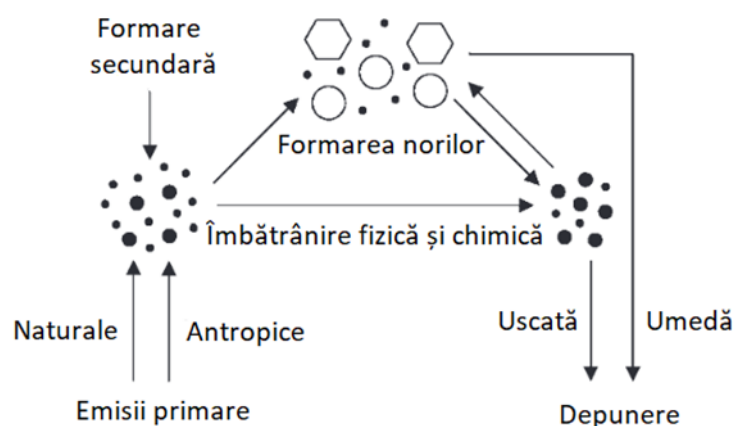


Fig. 1. Ciclul atmosferic al aerosolilor

Particulele de aerosol primar tind să fie mai mari și au un diametru mai mare de $1\ \mu\text{m}$, fiind în cea mai mare parte de origine mecanică. Frațiunea fină reprezintă de cele mai multe ori categoria particulelor secundare, cu dimensiuni ce variază între $0,1$ și $1\ \mu\text{m}$ în diametru, fiind în principal de origine chimică. Sulfatii sunt considerați a fi cele mai importante elemente de împrăștiere ale radiației solare la scară globală, producând o răcire netă la suprafața Pământului, în timp ce funinginea are tendința de a fi un absorbant major al radiației solare și are un efect de încălzire netă [10]. Particulele tind să fie cele mai eficiente în difuzia radiațiilor cu lungimi de undă comparabile cu dimensiunile lor fizice; particulele de praf submicronic pot avea un efect de răcire datorită absorbției unei părți a radiației solare incidente din domeniul vizibil, în special în apropierea suprafeței Pământului. Deoarece radiația reflectată de suprafața terestră aparține zonei de infraroșu IR și mineralele silicați au benzile de absorbție în IR, se poate spune că ele acționează ca și "particule cu efect de seră". Produsele de condensare din nori folosesc ca și suport higroscopic particula. Numărul, dimensiunile și compoziția acestor nuclee au influențe majore asupra formării norilor. Materialele higroscopice, cum ar fi sulfatii și cristalele de sare marină, sunt deosebit de eficiente ca și nuclee de condensare; praful mineral și produsele de ardere pot fi, de asemenea, eficiente, mai ales dacă sunt umectabile. Numărul crescut de nuclee de condensare conduce la mai multe picături în nor și scăderi concomitente ale dimensiunilor acestora. Din cauza dispersiei multiple ce are loc în interiorul norului, albedoul norului (raportul dintre energia reflectată prin difuzie și energia incidentă [9]) tinde să crească în condițiile unor dimensiuni reduse ale particulelor de aerosol higroscopic, ceea ce are ca rezultat accentuarea efectului de răcire. În plus, norii cu picături mai mari și mai mici precipită mai greu și, prin urmare, persistă mai mult, având mai mult timp pentru a-și exercita efectul de răcire.

Procese de transport ale particulelor din atmosferă la suprafața ce face obiectul studiului sunt analizate ținându-se cont de cele două posibilități de depunere:

uscată sau umedă [11]. *Depozitul uscat* este definit ca și rezultat al colectării gazelor și pulberii direct pe suprafață. Procesele dezvoltate sunt complexe, iar viteza de depunere depinde atât de concentrația din atmosferă cât și de rezistența suprafeței pe care se realizează sedimentarea. *Depozitul umed* este rezultatul încorporării poluanților în produsele de condensare din aerul umed suprasaturat din zone ale atmosferei în care se formează ceața sau chiciura, în aerul umed rarefiat din norii în care se formează ploaia sau ninsoarea, precum și direct în precipitațiile sub formă de ploaie, lapoviță sau ninsoare. Aceste fenomene sunt de o mare complexitate, depind de intensitatea producerii lor și de originea acestora. "*Depunerea umedă*" este de fapt modalitatea principală de curățare a atmosferei de particulele de aerosol. Depunerea particulelor fără precipitarea hidrometeorilor (particule de apă în aer), adică "depunerea uscată" prin transportul, difuzia și aderența la suprafața Pământului este mai puțin importantă la scara unei aglomerări urbane, dar este extrem de relevantă în ceea ce privește efectele asupra sănătății la nivel local (inhalarea și depunerea în tractul respirator uman), murdărirea clădirilor și a monumentelor culturale și de patrimoniu.

În figura 2 este evidențiată strânsa legătură dintre compoziția aerosolului și proprietățile dependente de aceasta, transformările atmosferice, efectele climatice și asupra sănătății, precum și sursele acestor poluanți. Analiza acestor interacțiuni este foarte importantă în studierea fenomenelor asociate poluării atmosferei și a schimbărilor climatice.

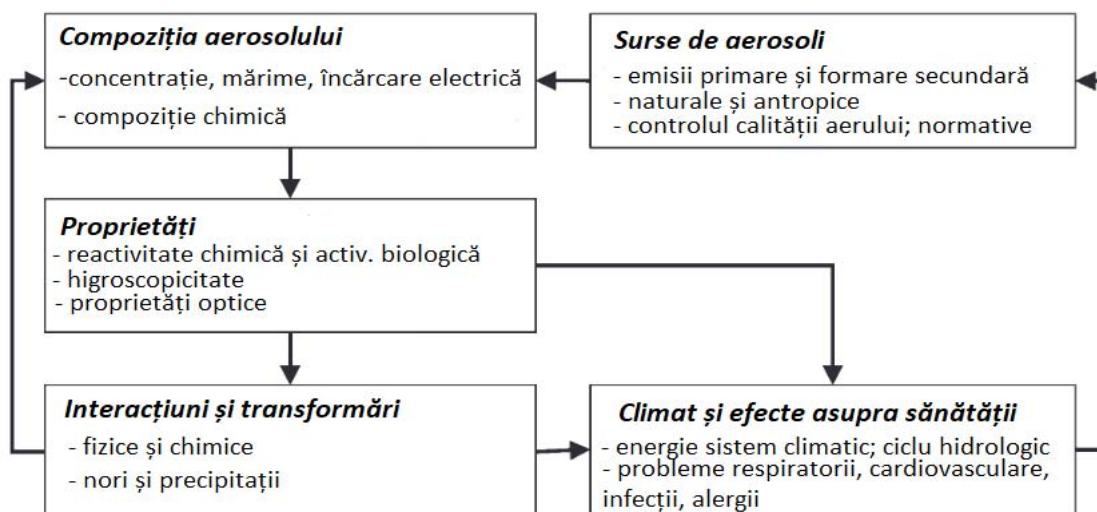


Fig. 2. Schemă a interacțiunilor dintre compoziția aerosolului atmosferic, proprietățile și transformările acestuia, schimbările climatice, efecte asupra sănătății și surse de poluare

În general, în troposfera urbană, componenta chimică predominantă a particulelor din aer (PM) se prezintă sub formă de sulfat, nitrat, amoniac, sare de mare, praf mineral, compuși organici și cărbune negru [7]. Controlul nivelului de poluare atmosferică presupune cercetarea particulelor cu diametre aerodinamice $\leq 1\mu\text{m}$ (PM1-extrafine) sau $\leq 2,5\mu\text{m}$ (PM2.5-fine) și $\leq 10\mu\text{m}$ (PM10-mari).

Avându-se în vedere complexitatea studierii factorilor ce determină încălzirea globală, a interacțiunilor dintre aceștia, acest articol se dorește a fi un instrument în cercetarea teoretică și experimentală a influenței particulelor din atmosfera poluată asupra bilanțului radiativ de la nivelul suprafeței terestre, a ciclului hidrologic, precum și a efectelor asupra sănătății, în strânsă legătură cu sursele de aerosoli.

2. Contribuția particulelor la încălzirea globală

Variațiile concentrațiilor atmosferice ale aerosolilor și gazelor cu efect de seră, albedoul terestru (raportul dintre radiația reflectată de suprafața terestră și cea incidentă [9]) și radiația solară influențează bilanțul energetic al sistemului climatic și contribuie la încălzirea globală. Cercetarea în acest domeniu presupune o analiză a absorbției, difuziei și emisiei radiației ce au loc în atmosferă și la nivelul suprafeței terestre. Un bilanț radiativ pozitiv la nivelul suprafeței terestre determină o accentuare a efectului de seră și implicit o încălzire, iar un bilanț radiativ negativ antrenează o răcire. Variațiile pozitive sau negative ale bilanțului energetic poartă numele de “forcaj radiativ”[12].

Forcajul radiativ datorat aerosolilor se numește *direct* dacă rezultă din absorbția radiației de către particulele aerosolului în sine și *indirect* dacă rezultă din influența particulelor asupra proprietăților optice, cantităților și duratelor de viață (timpului de rezidență) din nori. Mărimea efectelor radiative ale particulelor aerosol depinde de compoziția, dimensiunile, higroscopicitățile, densitățile și indicii de refracție ai acestora [10]. Unii dintre acești parametri sunt interdependenți și pot varia în funcție de localitate, surse și variabilele de mediu, dintre care am putea aminti intensitatea radiației solare și umiditatea relativă a aerului.

Contribuțiile antropice ale particulelor aerosol (în principal sulfați, carbon organic, cărbune negru, nitrați și praf) produc un efect global de răcire, cu un forcaj radiativ direct total de $-0,5$ [$-0,9$ la $-0,1$] W/m^2 și un forcaj indirect datorat albedoului norilor de $-0,7$ [$-1,8$ la $-0,3$] W/m^2 [12]. Aerosolii, pe de altă parte, influențează și cantitatea de precipitații (aerosolii cu rol de nuclee de condensare – nuclee Aitken). Particulele de tip funingine sunt rezultatul arderii incomplete a combustibililor fosili, a biocombustibilului și a biomasei și sunt tipul dominant de particule cu un efect de încălzire globală. Raportul IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change) [12] indică faptul că forța lor globală anuală medie de radiație directă (RF) este de aproximativ $0,34 \text{ W/m}^2$, contribuind cel mai mult la încălzirea globală după dioxid de carbon și metan [13].

3. Evaluarea contribuției traficului rutier la poluarea cu particule a troposferei urbane - Studiu de caz pentru București

3.1. Generalități

Transportul rutier se consideră a fi principala sursă de poluare într-o zonă cu densitate mare de locuitori. Nu face excepție nici capitala României [14].

Dintre sursele de poluare cu pulberi înregistrate în municipiul București, pe lângă traficul rutier, s-ar putea aminti: activitățile industriale, centralele termoelectrice, șantierele de construcții, sistemul de încălzire a populației (sobe sau centrale cu combustibili solizi), depozitele de deșeuri industriale și municipale [15]. Particulele aerosol se regăsesc în toate zonele urbane, proprietățile lor optice fiind afectate de forma și poziția lor în particulele gazdă [10].

Emisiile poluante ale motoarelor cu ardere internă ce echipează autovehiculele provin din trei surse principale: gazele de eșapament, antrenarea prafului existent în zona de rulare și evaporarea combustibilului lichid [16].

3.2. Studiu experimental

În cadrul studiului experimental s-a evaluat impactul emisiilor poluante sub formă de particule generate de circulația autovehiculelor asupra imisiilor înregistrate într-o zonă caracterizată prin trafic rutier intens – centrul municipiului București. Municipiul București este cea mai mare aglomerare urbană din România, populația sa fiind de 1.943.981, ceea ce reprezintă puțin mai mult de 9% din populația totală a țării, din care 51% reprezintă populația activă [15]. Municipiul București are o suprafață de 228 km² (0.8 % din suprafața României), din care suprafața construită este de 70%.

Datele referitoare la imisia din zona centrală au fost preluate de la Agenția Națională pentru Protecția Mediului (ANPM), ce are în administrare Rețeaua Națională de Monitorizare a Calității Aerului (RNMCA). Municipiul București este parte componentă a regiunii 8 din RNMCA (București-Ilfov).

Rețeaua este formată din 8 stații fixe de monitorizare calitate aer ce sunt de tip industrial (B2 – Titan, B4 – Berceni, B5- Drumul Taberei), de trafic (B3-Mihai Bravu, B6 – Cercul Militar), de fond urban (B1 – Lacul Morii), de fond suburban (B7 – Măgurele) și de fond regional (B8 – Balotești) [17]. În figura 3 se poate observa diseminarea acestor stații pe teritoriul municipiului București.

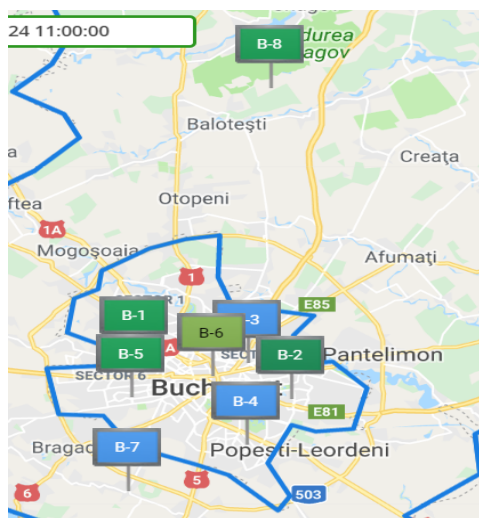


Fig. 3. Distribuția stațiilor ce formează rețeaua de monitorizare a calității aerului din municipiul București

Dimensiunea particulelor este strâns legată de gravitatea efectelor negative. O problemă importantă o reprezintă particulele cu diametrul aerodinamic mai mic de 10 μm (PM10), fapt care permite trecerea prin nas și gât și pătrunderea în alveolele pulmonare provocând inflamații și intoxicații.

Potrivit legislației în vigoare [18] valorile limită pentru categoria de poluanți particule în suspensie PM10 sunt:

- 50 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ – valoarea limită zilnică pentru protecția sănătății umane
- 40 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ – valoarea limită anuală pentru protecția sănătății umane

În anul 2010, toate cele 8 stații de monitorizare a calității aerului din zona București-Ilfov au înregistrat depășiri ale concentrațiilor limită zilnice pentru PM10 [19].

Organizația Mondială a Sănătății (OMS) a clasificat efectele poluanților atmosferici asupra sănătății în efecte pe termen scurt și efecte pe termen lung. O sinteză a efectelor pulberilor în suspensie PM10 și PM2.5 asupra sănătății este prezentată în tabelul 1 [19].

Tabelul 1

Efectele poluanților atmosferici PM 10 și PM 2.5 asupra sănătății

Tip de poluant	Efecte la expunerea pe termen scurt	Efecte la expunerea pe termen lung
Pulberi în suspensie (PM 10 și PM 2.5)	Reacții inflamatorii la nivelul plămânului	Creșterea simptomelor respiratorii
	Efecte negative asupra sistemului cardiovascular	Scăderea funcției respiratorii la copii
	Creșterea consumului de medicamente	Creșterea prevalenței bolilor respiratorii obstructive
	Creșterea numărului de internări	Scăderea capacității vitale la adulți
	Creșterea mortalității	Scăderea speranței de viață prin creșterea patologiei cardio-pulmonare și, posibil, a cancerului pulmonar

Valorile măsurate au fost evaluate în funcție de reglementările impuse de către Uniunea Europeană pe baza cărora ANPM folosește o scară în șase trepte (1-6) pentru clasificarea aerului de la *excelent* (1) la *foarte rău* (6).

Indicele specific corespunzător particulelor în suspensie se stabilește prin încadrarea mediei aritmetice a valorilor orare, înregistrate în ultimele 24 de ore, în unul dintre domeniile de concentrații înscrise în tabelul 2 [17]:

Tabelul 2

Indicele specific corespunzător particulelor în suspensie

Domeniu de concentrații pentru particule în suspensie ($\mu\text{g}/\text{m}^3$)	Indice specific
0-10	1
10-20	2
20-30	3
30-50	4
50-100	5
>100	6

Având în vedere faptul că din analiza ultimelor rapoarte privind calitatea aerului în România realizate în anii 2017 și 2018 de ANPM [20] a rezultat faptul că cele mai multe depășiri ale valorilor limită anuale la PM 10 și PM 2.5 s-au înregistrat la stații de trafic și de fond urban, s-a impus o analiză a calității aerului într-o zonă centrală a municipiului București, zonă caracterizată prin trafic rutier intens.

Cele două stații ce fac obiectul acestei analize sunt B3 (Șos. Mihai Bravu) și B6 (Piața Universității – Cercul Militar Național). Baza de date folosită în acest studiu este aferentă anilor 2018 și 2019 și este formată din concentrațiile medii orare ale poluantului PM₁₀, valori înregistrate în perioade mai calde (11.06.2018-30.06.2018; 17.06.2019-03.07.2019) sau mai reci (30.10.2018-08.11.2018).

În figurile 4 și 5 se pot observa variațiile concentrației medii zilnice ale PM₁₀, și raportarea rezultatelor obținute la indicii specifici 3, 4 și 5.

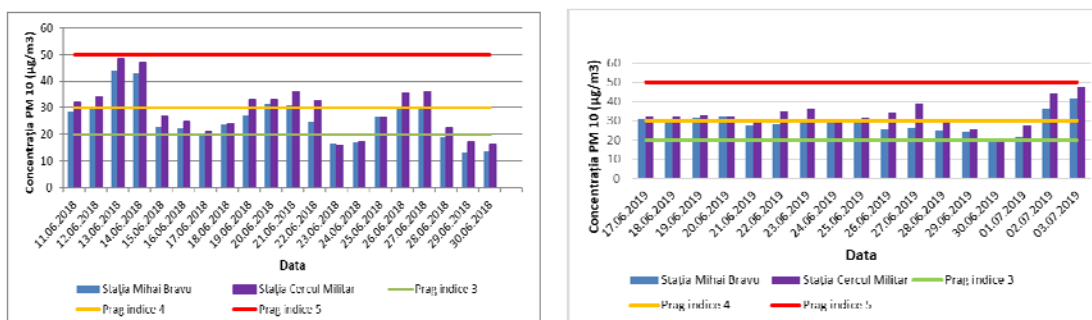


Fig. 4. Variația concentrației medii zilnice a PM₁₀ (perioada caldă)

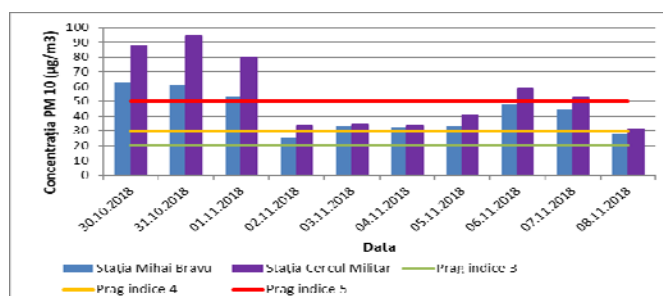


Fig. 5. Variația concentrației medii zilnice a PM₁₀ (perioada rece)

Analizându-se cele trei reprezentări grafice se pot desprinde următoarele concluzii:

- Nivelul de poluare cu PM₁₀ este destul de mare atât în perioada caldă cât și în cea rece; s-au înregistrat frecvent depășiri ale indicelui specific 4 și chiar ale valorii limită pe 24 ore pentru protecția sănătății umane - indicele specific 5 (30.10.2018-01.11.2018);
- Pragul superior de evaluare – 35 µg/m³ [18] s-a atins frecvent la ambele stații, atât în perioada caldă cât și în cea rece;
- În aceleași intervale de timp, valorile concentrației medii zilnice a PM₁₀ sunt mai mici la stația Mihai Bravu decât la cea amplasată în apropierea Pieței Universității; explicația ar consta în intensitatea mult mai mare a traficului în zona Cercului Militar.

Studiul experimental se continuă cu identificarea intervalor orare din zi caracterizate prin imisii mai mari pentru categoria de poluant PM₁₀. Se va face de asemenea o

analiză comparativă pentru cele două stații. Baza de date folosită este asociată intervalului 16.06.2019-03.07.2019 și este formată din valorile concentrațiilor medii orare ale acestui poluant. Prelucrarea acestor date a făcut posibilă obținerea unei zile generice, considerată a fi de referință pentru intervalul de timp ce a făcut obiectul acestei analize și pentru fiecare stație de trafic analizată. Reprezentarea grafică a rezultatelor obținute se poate observa în figura 6.

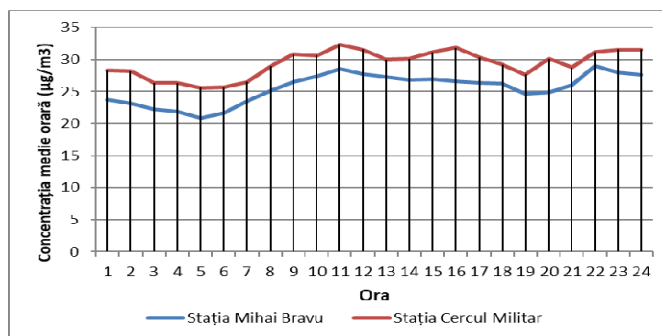


Fig. 6. Variația concentrației medii orare a PM10 (zi generică)

Această parte a studiului experimental a făcut posibilă evidențierea următoarelor aspecte:

- Vârfurile de poluare s-au înregistrat la ambele stații în intervalele de timp 10.00-12.00, 15.00-17.00 și 22.00-24.00;
- Din analiza datelor aferente perioadei de studiu a rezultat faptul că cele mai multe valori maxime s-au înregistrat seara, în intervalul de timp 20.00-01.00 (la stația Mihai Bravu de 11 ori și la stația Cercul Militar de 9 ori);
- Alura graficelor de variație a concentrației medii orare pentru PM10 este asemănătoare la cele două stații de trafic; valorile mai mici s-au înregistrat tot la stația amplasată pe Șoseaua Mihai Bravu, emisiile rezultate din traficul rutier fiind mai mici.

4. Concluzii

- Particulele aerosol influențează clima globală prin absorbția și difuzia radiației solare incidente sau a radiației terestre, precum și prin modificarea proprietăților radiative ale unui nor;
- Traficul rutier este o sursă importantă de particule și participă direct și indirect la schimbările climatice;
- Municipiul București intră în categoria aglomerărilor urbane cu un nivel ridicat de poluare cu particule;
- Vulnerabilitatea orașelor la impactul schimbărilor climatice trebuie să determine autoritățile locale și centrale să încurajeze achiziționarea de autovehicule ce folosesc energii de substituție, nepoluante, precum și să ia

măsurile de amenajare a teritoriului care să favorizeze dispersia poluanților și autopurificarea atmosferei.

Referințe

- [1] Ardelean, F., Iordache, V. „Ecologie și protecția mediului”, Editura MATRIX ROM ISBN 978-973-755-255-6, 256 pag., 2007
- [2] Carslaw, K. S., Boucher, O., Spracklen, D. V., et al. „A review of natural aerosol interactions and feedbacks within the Earth system”, *Atmos. Chem. Phys.*, **Vol. 10**, pp. 1701-1737, <https://doi.org/10.5194/acp-10-1701-2010>, 2010
- [3] Hallquist, M., Wenger, J. C., Baltensperger, U. et al. „The formation, properties and impact of secondary organic aerosol: current and emerging issues”, *Atmos. Chem. Phys.*, **Vol. 9**, pp. 5155-5236, <https://doi.org/10.5194/acp-9-5155-2009>, 2009
- [4] Martin, S.T., Andreae, M., Artaxo, P., et al. „Sources and properties of Amazonian aerosol particles”, *Reviews of Geophysics*, **Vol. 48**, Issue 2, 2010
- [5] Pöschl, U., Martin, S.T., Sinha, B. et al. „Rainforest Aerosols as Biogenic Nuclei of Clouds and Precipitation in the Amazon”, *Rev. Science*, **Vol. 329**, pp. 1513-1516, 2010
- [6] Scott, C. E., Arnold, S. R., Monks, S. A., et al. „Substantial large-scale feedbacks between natural aerosols and climate”, *Nature Geoscience*, **Vol. 11**, pp. 44-48, 2018
- [7] Pöschl, U., „Atmospheric Aerosols: Composition, Transformation, Climate and Health Effects”, *Angewandte International Edition Chemie*, **Vol. 44**, Issue 46, pp. 7485-7647, 2005
- [8] Runcanu, T., Bacinschi, D., Pescaru, V. I., Makkai, G., Tanczer, T. „Dicționar meteorologic”, Societatea Meteorologică Română, ISBN 978-973-0-17096-2, București, 1526 pag., 2014
- [9] Ardelean, F. „Elemente de meteorologie și climatologie”, Editura MATRIX ROM, ISBN 978-606-25-0073-3, 277 pagini, 2014
- [10] Buseck, P. R., Posfai, M. „Airborne minerals and related aerosol particles: Effects on climate and the environment”, *Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America*, pp. 3372-3379, 1999
- [11] Brimblecombe, P., „Effect of Air Pollution on the Built Environment”, Imperial College Press, ISBN 9781860942914, 449 pp, 2003
- [12] Pachauri, R.K., Reisinger, A. „Bilan 2007 des changements climatiques: Rapport de synthèse”, Geneva, 103 pages, Groupe d’experts intergouvernemental sur l’évolution du climat, ISBN 92-9169-222-0, 2008
- [13] Adachi, K., Chung, S. H., Buseck, P. R., „Shapes of soot aerosol particles and implications for their effects on climate”, *Journal of Geophysical Research*, **Vol. 115**, D15206, 2010
- [14] Gavrila, C., Coman, A., Gruia, I., Ardelean, F., Vartires, A., „Prediction Method Applied for the Evaluation of the Tropospheric Ozone Concentrations in Bucharest”, *Romanian Journal of Physics*, **Vol. 61**, Number 5-6, pp.1067-1078, ENVIRONMENTEL AND EARTH PHYSICS, 2016
- [15] <http://www.pmb.ro/>
- [16] ***EMEP/EEA air pollutant emission inventory guidebook 2016
- [17] <http://www.calitateaer.ro>
- [18] *** Legea calității aerului nr. 104/15 iunie 2011 republicată
- [19] Centrul pentru Politici Durabile Ecopolis „Calitatea aerului în București. Efecte asupra sănătății”, 2011
- [20] Ministerul Mediului-Agenția Națională pentru Protecția Mediului „Raport privind calitatea aerului în România în anul 2018”;
<http://www.anpm.ro/documents/12220/2723600/Raport+calitatea+aerului+in+Romania+in+2018.pdf/dbb627ed-a6a8-44e2-a1d7-0523f1042711>

Securitatea datelor în instalații fixe de alimentare ale sistemului de tracțiune electrică feroviară

Data security in fixed power installations of the railway electric traction system

Cristina Gabriela Sărăcin¹

¹Universitatea Politehnica din București
Splaiul Independenței Nr.313, Romania
E-mail: cristina.saracin@upb.ro

Rezumat.— Această lucrare prezintă o soluție viabilă pentru securitatea datelor în cadrul instalațiilor fixe de alimentare ale sistemului de tracțiune electrică feroviară. Transmiterea informațiilor din proces către structurile de control, supraveghere și achiziții de date (SCADA) se face prin rețeaua locală privată și prin rețeaua publică (serve cloud). În aceste condiții, devine posibil accesul persoanelor neautorizate la rețeaua feroviară. Având în vedere acest aspect, lucrarea pune accentul pe managementul distribuitorilor de energie feroviară și metodele lor de securitate date. Pentru fiecare echipament este identificat nivelul său de accesibilitate rezultat din gradul de vulnerabilitate. Având în vedere acest aspect, trebuie luate măsuri de securitate a datelor pentru a preveni potențialele consecințe negative asupra sistemului informatic. Atacurile cibernetice asupra rețelei de calculatoare din cadrul dispeceratelor feroviare pot avea loc intern (SCADA) și extern (protocoale și transmisii de date). Securitatea informațiilor, în contextul managementului traficului de date în timp real din cadrul dispeceratului energetic feroviar, conduce la creșterea nivelului de protecție al infrastructurilor critice naționale și europene.

Cuvinte cheie: instalații fixe de alimentare, SCADA, cloud, transmisii de date

Abstract.— This paper presents a viable solution for data security within the fixed power installations of the railway electric traction system. Transmission of process information to control, surveillance and data acquisition structures (SCADA) is done through the private local network and the public network (cloud servers). Under these conditions, unauthorized persons access to the railway network becomes possible. With this in mind, the paper focuses on the management of railway power distributors and their security methods. For each equipment, its level of accessibility resulting from the degree of vulnerability is identified. Therefore, data security measures must be taken to prevent potential negative consequences for the computer system. Cyber attacks on the computer network within the railway dispatchers can take place internally (SCADA) and externally (protocols and data transmissions). Information security, in the context of real-time data traffic management within the rail energy dispatcher, leads to an increase in the level of protection of national and European critical infrastructures.

Key words: fixed power plants, SCADA, cloud, data transmissions

1. Introducere

Pentru a câștiga în cursa transformării digitale, personalul calificat și autorizat din cadrul dispeceratelor energetice feroviare va trebui să aplice noi norme de securitate și să monitorizeze constant drepturile de acces ale utilizatorilor. În acest sens pot fi depistate posibile nereguli la nivelul sistemului de teleconducere.

Un obiectiv important pe linia asigurării interoperabilității infrastructurii căii ferate române cu infrastructura feroviară europeană îl constituie retehnologizarea instalațiilor fixe de alimentare a liniei de contact. Soluțiile de modernizare din posturile centrale dispecer, substațiile de tracțiune și posturile căii, prevăd utilizarea automatelor programabile [1, 2], a sistemelor de tip Supervisory Control and Data Acquisition (SCADA) și a calculatoarelor de proces. Volumul informațiilor schimbate cu punctele controlate va permite exploatarea fără personal permanent a instalațiilor fixe de tracțiune electrică. Astfel, vor fi preluate informațiile referitoare la: telemăsurarea tensiunilor și curenților din substațiile de tracțiune și din posturile de secționare, precum și telecontorizarea energiei electrice absorbite de la furnizor. Pentru situația în care funcționează sistemul de protecție dintr-o substație de tracțiune, echipamentul de telecontrol va permite în timp real reconfigurarea alimentării instalațiilor fixe de tracțiune.

Sistemele SCADA asistă dispecerii în conducerea procesului de alimentare cu energie electrică a sistemului de tracțiune electrică feroviară, permit înregistrarea manevrelor, a convorbirilor operative și a incidentelor survenite. În acest fel, bazele de date create vor putea fi accesate de la nivelurile superioare de conducere (Centrul de Electrificare, Divizia Electrificare și respectiv Serviciul de Exploatare de la nivelul Electrificare CFR SA). Deși căile de comunicație utilizate pentru transmisia informațiilor fac parte dintr-o structură privată, în cadrul arhitecturii SCADA există calculatoare conectate într-o rețea locală publică care pot reprezenta o poartă de acces pentru personalul neautorizat.

2. Securitatea calculatoarelor de proces

Principalele metode de combatere ale vulnerabilității calculatoarelor de proces sunt următoarele:

- managementul complex al “patch-urilor” implică un plan al securității datelor pentru toate tipurile de sisteme de operare prezente în centrele de electrificare;
- accesul personalului la datele companiei necesită parole sigure la nivel de utilizator;
- sisteme de prevenire a intruziunii (Intrusion Prevention Systems) care controlează accesul la rețeaua IT și protejează de abuzuri și atacuri cibernetice. Aceste sisteme sunt concepute pentru a monitoriza datele de intrare și pentru a lua măsurile necesare pentru a preveni dezvoltarea unui atac cibernetic. Conform unui recent studiu, o treime din atacuri vor fi la nivelul resurselor IT [3];

- adoptarea tehnologiilor de autotestare a securității aplicațiilor, autodiagnosticare și autoprotecție (RASP) care se realizează prin evaluarea și remedierea vulnerabilităților interne ale rețelei și prin scanarea sistemului de operare, a serverelor de rețea, a stațiilor de lucru cât și a imprimantelor pentru a descoperi ariile unde există o lipsă a protecției informatice [4];
- protecția centralizată a desktop-urilor din rețea se efectuează printr-un software local sau bazat pe cloud. Cloud Access Security Broker (CASB) poate fi o soluție pentru monitorizarea activității din cadrul dispeceratelor energetice feroviare. Schimbul de date din cadrul sistemului de telecomandă va putea fi salvat pe un cloud, iar la nivelul acestuia să existe firewall de rețea, portal web securizat (SWG) și platforme firewall pentru aplicații web (WAF) [5];
- managementul regulilor de securitate în rețea asigură alinierea tuturor userilor la aceleași reguli de accesare rețea. Aceste reguli includ schimbarea regulată a parolilor, limitarea accesului/controlului pe stațiile de lucru a administratorului rețelei (introducerea tehnologiilor de recunoaștere utilizator) și asigurarea că update-urile și patch-urile sunt instalate la timp și pe toate stațiile de lucru;
- adoptarea unei soluții de management de tip IdaaS asociat cu Okta's Universal Directory bazat pe cloud care să se asigure că numai acei utilizatori care au permisiunile de securitate corecte pot accesa date restricționate. Acest tip de management are avantajul de a controla traficul de date sensibile (peer to peer) [6].

3. Stabilirea gradului de vulnerabilitate a echipamentelor și a sistemului informatic din instalațiile fixe de alimentare ale tracțiunii feroviare

Sistemul informatic din instalațiile fixe de alimentare ale tracțiunii feroviare prezintă un grad ridicat de accesibilitate asupra informațiilor. Acest sistem trebuie controlat și securizat împotriva atacurilor cibernetice de orice tip, deoarece orice intruziune poate avea efecte nedorite. Astfel trebuie identificate echipamentele cu grad ridicat de vulnerabilitate din cadrul sistemului informatic, vulnerabilitățile sistemului de protecție al aplicațiilor SCADA și riscurile apariției evenimentelor în cadrul rețelei feroviare.

Stabilirea gradului de vulnerabilitate al unui echipament utilizat în cadrul instalațiilor fixe de tracțiune feroviară va fi determinat pe baza nivelului de accesibilitate și control de la distanță. Pentru aceasta este implementat un model topologic de rețea, sub forma unui graf orientat, în cadrul căruia fiecărui element (dispozitiv electronic, automat programabil, releu de protecție) i se atribuie un anumit grad de vulnerabilitate.

Echipamentele primare controlate de la distanță din cadrul sistemului de telecomandă pot reprezenta ținte vulnerabile în cadrul unui atac informatic. În acest sens se va urmări evidențierea echipamentelor cu grad ridicat de vizibilitate din partea "hacker"-ului, cât și legătura către echipamentul primar care poate fi activată de către acesta și gradul de vulnerabilitate.

În categoria echipamentelor controlate de la distanță sunt incluse dispozitivele de acționare ale aparatajului primar, releele numerice de protecție, automatele programabile, echipamentele electronice inteligente și calculatoarele de proces din substații.

Prezența mai multor tipuri de protocoale la nivelul circuitelor secundare ale echipamentelor inteligente distribuite conduce la creșterea gradului de dificultate privind implementarea unui sistem de protecție împotriva atacurilor cibernetice.

Fiecare canal de comunicație existent în cadrul sistemului permite echipamentelor comunicația între acestea în diverse moduri utilizând porturi și protocoale specifice. În același timp aceste canale de comunicație logice sporesc gradul de vizibilitate al echipamentelor către “hacker”.

În figura 1 este prezentată schema bloc de principiu a unui sistem de teleconducere, prezentându-se și căile de acces de la distanță:

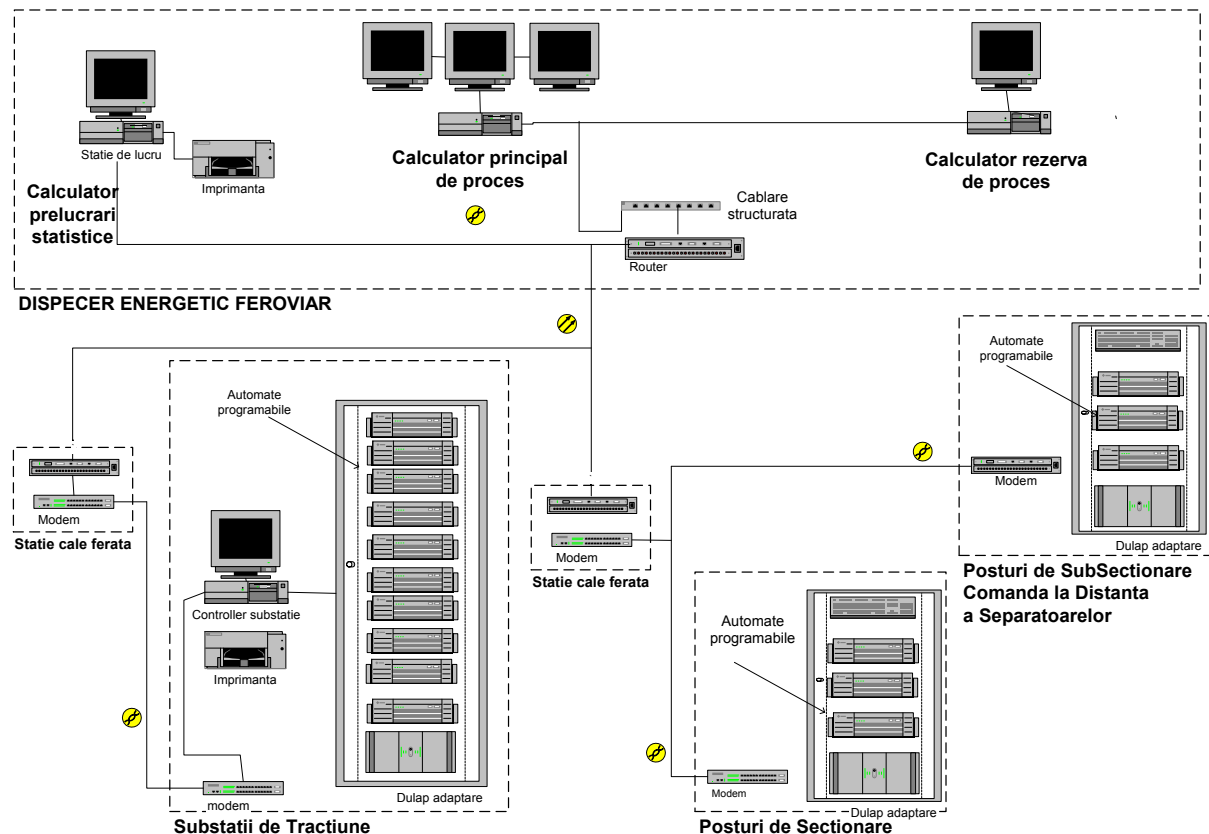


Fig. 1. Schema sistemului de teleconducere

Achiziția de date reprezintă procesul de preluare și măsurare a informațiilor din sistem (substațiile de tracțiune, posturile de secționare, posturile de subsecționare, comanda la distanță a separatoarelor din stațiile de cale ferată). Aceste informații pot deveni variabile țintă. Captarea informațiilor de calitate, transformarea lor în analize bogate oferă dispecerului energetic feroviar seturi de date eficiente și credibile.

În figura 2 sunt prezentate rețelele de comunicație prezente în cadrul sistemului de teleconducere.

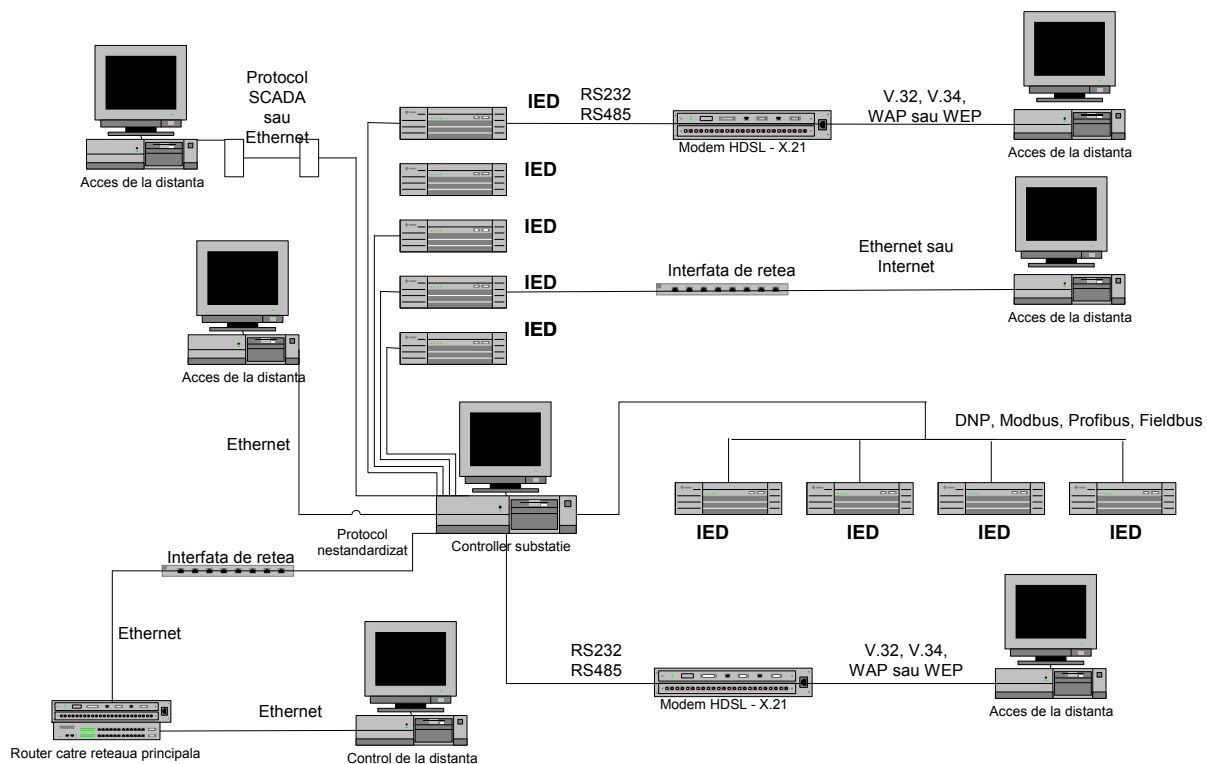


Fig. 2. Schema bloc a rețelor de comunicații din cadrul sistemului de telecomandă

Procesul de achiziție a datelor necesită o infrastructură IT convergentă pentru fiecare instalație (software, rețea, server și stocare) prin care:

- se vor colecta și stoca datele primite de senzori, de automatele programabile, de dispozitivele electronice inteligente (IED) și de alte surse externe;
- se vor efectua analize în timp real asupra stării sistemului;
- se vor partaja prin diversele metode de conectivitate toate datele obținute de la proces. Aceste date sunt procesate (extragere, transformare, validare) și apoi salvate la nivelul controller-ului din substația de tracțiune.

Pentru o achiziție în timp real a datelor, echipamentele trebuie să poată fi interfațate între ele astfel încât toate informațiile primite din teren de la substațiile de tracțiune să ajungă la calculatorul de proces din dispeceratul energetic feroviar (figura 1).

Prin utilizarea de către dispeceri a unei interfațe grafice cât mai intuitive pot fi prelucrate datele obținute din mai multe surse și transformate în informații care să permită experților din domeniu o analiză detaliată asupra sistemului de alimentare cu energie electrică a căii ferate. Utilizând un instrument bun de integrare a datelor, această mapare este reprezentată vizual pe un monitor în dispeceratele electrice feroviare, în așa fel încât, să fie ușor de urmărit calea datelor (de unde vin, modul în care sunt procesate sau transformate pe măsură ce trec prin sistem și unde merg).

Procesul de transformare și integrare a datelor oferă date într-un format standardizat. Astfel, prin algoritmi potriviți se codifică informațiile obținute din datele

inițiale. Procesul abordează problema datelor primite și stocate din mai multe locuri și în mai multe formate.

Prin *evaluarea datelor*, experții analizează datele și caută modele care prezic defecțiuni potențiale cu ajutorul unor algoritmi avansați verificați prin expertize în domeniu. Faza de evaluare a datelor se ocupă atât de analiza pe termen scurt, cât și pe termen lung. Analiza pe termen scurt este realizată în timp real, în timp ce analiza pe termen lung oferă o viziune totală asupra sistemului de întreținere a securității datelor.

Sistemele SCADA utilizează rețele de comunicații proprii, însă ele efectuează și schimburi de informații cu calculatoarele din sistem ceea ce poate conduce la vulnerabilitatea datelor din cadrul rețelelor. Sistemele de securitate vor utiliza: nume utilizator, parolă, noi tehnologii de recunoaștere utilizator, limitare timp acces și protocoale de criptare.

Securitatea rețelelor a fost controlată în ultimii ani cu adoptarea rețelelor de control de supraveghere și de achiziție a datelor (SCADA) care au creat oportunități dar și provocări personalului din cadrul dispeceratelor energetice feroviare. Printre cele mai des întâlnite amenințări se numără:

- persoane sau grupuri rău intenționate care doresc să obțină acces la o rețea SCADA și să o controleze din interior;
- programe malware utilizate pentru perturbarea rețelelor și proceselor (virusii de calculator, programele spyware);
- atacuri teroriste pentru a obține acces la o rețea SCADA;
- eroarea interioară bazată pe soluții greșite (software sau hardware) alese de dispecerul energetic feroviar.

Punctele slabe și vulnerabilitățile SCADA constau în:

- angajații nu sunt instruiți în monitorizarea, identificarea și prevenirea potențialelor amenințări la adresa securității sistemului;
- atacuri care pot apare la actualizarea sau modificarea unui sistem SCADA. Această vulnerabilitate poate fi eliminată prin introducerea soluțiilor Cloud Access Security Broker;
- sistemele de teleconducere complexe sunt controlate cu aplicații standard de rețea;
- monitorizarea în timp real a informațiilor. Pentru o bună protecție a datelor ar trebui utilizate Firewall-urile Enterprise și un sistem de detectare a intruziunilor;
- lipsa de întreținere a rețelei. Aceasta vulnerabilitate poate fi soluționată prin actualizări periodice hardware, corecții software și administrare corespunzătoare a rețelei.

Rețelele în sine se schimbă, apare comunicația la nivel de cloud și astfel arhitectura de rețea online este tot mai deschisă amenințărilor de securitate și vulnerabilităților.

Profilul de protecție al unui sistem de teleconducere industrial este prezentat în figura 3.

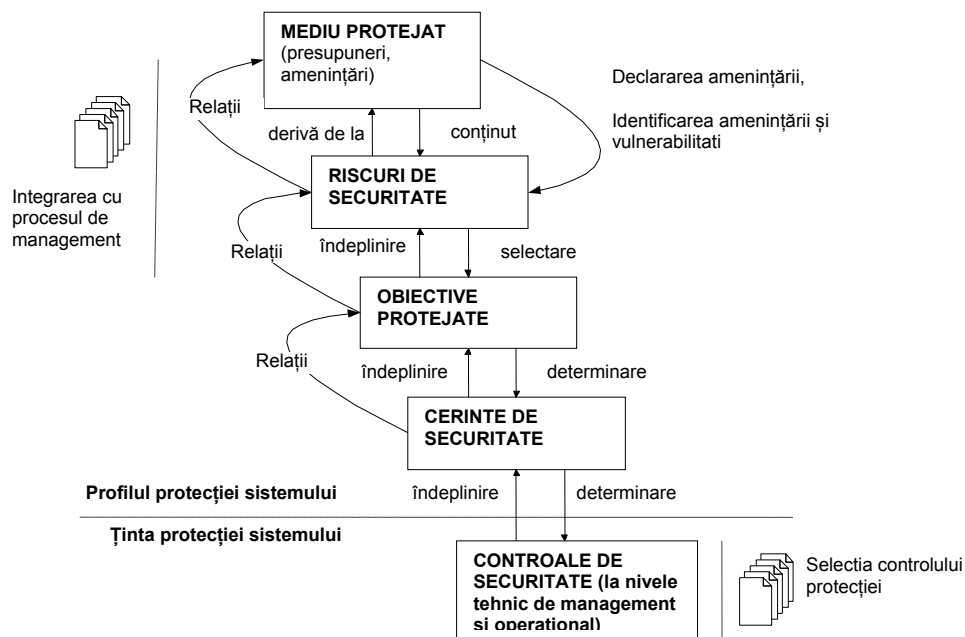


Fig. 3. Profilul protecției sistemului de telecomandare

Mediul protejat este descris prin agenții de amenințare care conduc un atac asupra bunurilor. Fiecare agent este particularizat prin resursele disponibile necesare înscenării atacului și motivațiile acestuia. Atacul este descris prin metoda utilizată, vulnerabilitățile exploatate pentru accesul la echipamentul protejat și prin oportunitatea existenței unei breșe prin intermediul căreia să se producă atacul.

Riscurile de securitate sunt date de totalitatea riscurilor din sistemul informațional. Fiecare risc este dat de valoarea echipamentului, de nivelul de pericol asociat, de vulnerabilitățile asociate. Riscul reprezintă potențialul ca un pericol dat să exploateze vulnerabilitățile cauzate de pierderile și defectele la un echipament sau grup de echipamente.

Obiectivele protejate se referă la identificarea echipamentelor care compun sistemul de control informațional.

Cerințele de securitate determină selecția controalelor de securitate necesare pentru a asigura protecția echipamentelor sistemului țintă.

Profilul protecției sistemului de telecomandare industrială trebuie realizat în conformitate cu standardele specifice transmisiilor de date din substațiile feroviare ISO/IEC 15408-1:2009[7], IEC 60850:2014 [8], IEC60870:2018 [9],[10].

Controalele de securitate sunt prezentate la nivel de management operațional și tehnic [11] și constau în măsurile de reacție dintr-un sistem informațional [12]. Acestea păstrează confidențialitatea, integritatea și accesibilitatea unui sistem și a informațiilor din cadrul acestuia.

4. Concluzii

Metodologia elaborării unei astfel de lucrări a constat în: identificarea echipamentelor cu grad ridicat de vulnerabilitate din instalațiile fixe de tracțiune electrică, identificarea rețelelor de comunicații, identificarea și clasificarea atacurilor informatice, identificarea utilizatorului prin parole, noi tehnologii de recunoaștere a utilizatorului, limitarea timpului de acces, cuantificarea riscurilor apariției evenimentelor în cadrul rețelei feroviare, realizarea unui model pentru sistemul informatic, securitatea prin utilizarea protocoalelor de criptare pentru modem, securitatea rețelelor de comunicație, implementarea unui sistem de protecție al unui sistem de teleconducere industrial.

Ultimul deceniu a evidențiat o creștere a numărului dar și a nivelului de complexitate al atacurilor cibernetice îndreptate împotriva infrastructurilor critice industriale, în funcție de țara și de producătorul sistemului industrial. S-au semnalat cazuri deosebit de grave de perturbări ale proceselor critice și chiar distrugerea sistemelor de teleconducere industriale. Creșterea securității datelor în sistemele de control industrial reprezintă o nevoie imperioasă pentru tot mai multe organizații la nivel mondial. Pe de altă parte, administratorii de rețea evită protejarea on line a sistemelor de tracțiune electrică feroviară prin introducerea unor sisteme de tip IPS datorită posibilității de degradare accidentală sau de blocare a sistemelor. Totodată, soluțiile menționate pot afecta performanța acestor sisteme. De aceea, este necesară o nouă abordare a securității datelor în sistemele de control industrial care să respecte cu strictețe standardele actuale de protecție. Această nouă implementare trebuie să reunească tehnologiile de bază într-un mod în care să prevină chiar și atacuri cibernetice avansate. Integrarea acestei noi soluții de securitate a datelor cu sistemele de teleconducere existente trebuie să permită existența unei interfețe care să efectueze acțiuni de securitate date în mod automat.

Această lucrare prezintă o imagine de ansamblu asupra capabilităților de bază care ar trebui să definească sistemul de securitate date pentru instalațiile fixe de alimentare ale sistemului de tracțiune electrică feroviară.

Referințe

- [1] C. G. Sărăcin, M. Sărăcin, V.V. Golea, „Sisteme de telemăsurare”, Editura Matrix ROM, 2004.
- [2] C. G. Sărăcin, „Instalații electrice”, Editura Matrix ROM, 2009.
- [3] <https://www.gartner.com/smarterwithgartner/top-10-security-predictions-2016/>
- [4] <https://www.immun.io/blog/how-rasp-works-in-a-devops-environment>
- [5] <https://www.netskope.com/company/about-casb>
- [6] <https://www.okta.com/identity-101/idaas/>
- [7] <https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso-iec:15408:-1:ed-3:v2:en>
- [8] <https://webstore.iec.ch/publication/3685>,
- [9] <https://webstore.iec.ch/publication/3755>
- [10] https://download.beckhoff.com/download/document/automation/twincat3/TF6500_TC3_IEC60870-5-10x_EN.pdf
- [11] <https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso-iec:15408:-1:ed-3:v2:en>
- [12] <https://www.hitachivantara.com/en-us/pdfd/white-paper/use-iot-to-advance-railway-predictive-maintenance-whitepaper.pdf>

Determinarea numerică a câmpului bidimensional de temperatură într-o regiune plană în regim termic staționar rezolvată în Microsoft Excel

Numerical determination of the temperature two-dimensional field in a plane region in stationary thermal solution resolved in Excel Microsoft

Șef lucr. Dr. ing. Gelu-Adrian CHISĂLIȚĂ

Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, Facultatea de Instalații, Romania

E-mail: gelu.chisalita@insta.utcluj.ro

Abstract

The paper presents the construction and use of a new software tool for numerical analysis of the two-dimensional temperature distribution in a flat region of rectangular shape of a body with constant thermal conductivity and no generation, when the temperatures on the bounding surfaces of the body are known. The finite difference method (FDM) is used to solve the system of linear equations by properly calling the Solver tool from the Microsoft Excel® software application.

Keywords: transfer, heat, field, temperature, stationary, two-dimensional, differences, finite, system, equations, linear, solver, excel

Rezumat

Lucrarea prezintă o modalitate de construcție și utilizare a unui instrument software pentru determinarea numerică a distribuției temperaturii într-o regiune plană de formă rectangulară, considerând transmiterea căldurii în regim termic staționar printr-un corp fără surse interioare de căldură și cunoscând temperaturile pe suprafețele delimitatoare ale acestuia. Ca metoda de lucru principală este folosită metoda calculului cu diferențe finite (MDF) rezolvarea sistemului de ecuații liniare fiind efectuată cu ajutorul instrumentului Solver din aplicația software Microsoft Excel® aparținând suitei Microsoft Office®.

Cuvinte cheie: transfer, căldură, câmp, temperatură, staționar, bidimensional, diferențe, finite, sistem, ecuații, liniare, Solver, Excel

1. INTRODUCERE

În cazurile corpurilor în care se transmitea căldurii se face prin conducție termică ecuația fundamentală a conducției termice (EFCT sau ecuația lui FOURIER) are forma generală (1) descrisă în [1], [2], [3], [4], [5], [6], [7] ș.a.:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \cdot \left(\nabla^2 t + \frac{\dot{q}_{SIC}}{\lambda} \right) \text{ sau } \frac{1}{a} \cdot \frac{\partial t}{\partial \tau} = \nabla^2 t + \frac{\dot{q}_{SIC}}{\lambda} \quad (1)$$

Pentru regimul de transfer termic staționar $\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0$ și considerând situația în care nu există prezente surse interioare de căldură $\dot{q}_{SIC} = 0$, iar dacă se neglijează variația temperaturii în direcția axei de coordonate Oz $\frac{\partial t}{\partial z} = 0$ EFCT se reduce la forma (2) [1], [2], [3] ș.a.

$$\nabla^2 t = 0 \text{ sau } \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = 0 \quad (2)$$

S-a indicat în lucrarea [2] modul în care această ecuație diferențială cu derivate parțiale de ordinul al doilea poate fi integrată numeric (aproximativ) utilizând metoda diferențelor finite (MDF) [3], [4], [5], [6] ș.a. prin înlocuirea ecuației (2) cu o relație bazată pe diferențe finite în forma (3)

$$\frac{\Delta_x(\Delta t_x)}{\Delta x^2} + \frac{\Delta_y(\Delta t_y)}{\Delta y^2} = 0 \quad (3)$$

exprimarea diferențelor finite de ordinul întâi Δt_x și Δt_y (4) și al doilea (5)

$$\Delta t_x = t_{x+\Delta x, y} - t_{x, y}; \Delta t_y = t_{x, y+\Delta y} - t_{x, y} \quad (4)$$

$$\Delta_x(\Delta t_x) = (t_{x+\Delta x, y} - t_{x, y}) - (t_{x, y} - t_{x-\Delta x, y})$$

$$\Delta_y(\Delta t_y) = (t_{x, y+\Delta y} - t_{x, y}) - (t_{x, y} - t_{x, y-\Delta y}) \quad (5)$$

și obținerea unei relații generale (6) de determinare a temperaturii $t_{x, y}$ într-un nod de coordonate (x,y) al unei rețele rectangulare de dispunere a nodurilor de calcul [1], [5], [6], [7] ca în figura 1.

$$t_{x, y} = \frac{\frac{t_{x+\Delta x, y} + t_{x-\Delta x, y}}{\Delta x^2} + \frac{t_{x, y+\Delta y} + t_{x, y-\Delta y}}{\Delta y^2}}{2 \cdot \left(\frac{1}{\Delta x^2} + \frac{1}{\Delta y^2} \right)} \quad (6)$$

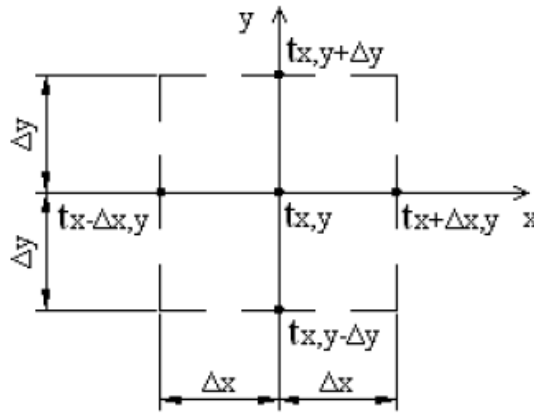


Figura 1. Temperatura $t_{x, y}$ în nodul de coordonate (x,y) [2]

Pentru cazul obișnuit în care se preferă utilizarea unei rețele pătrate de analiză a câmpului bidimensional de temperatură folosind un pas egal $\Delta x = \Delta y = \Delta$ pe cele două axe de coordonate Ox și Oy relația (6) se simplifică și devine [1], [2], [3], [4], [5], [7] ș.a.:

$$t_{x, y} = \frac{t_{x+\Delta, y} + t_{x-\Delta, y} + t_{x, y+\Delta} + t_{x, y-\Delta}}{4} \quad (7)$$

În lucrarea de față este prezentat un exemplu de calcul numeric al distribuției temperaturii în interiorul unei regiuni cu secțiune rectangulară cunoscând

Determinarea numerică a câmpului bidimensional de temperatură într-o regiune plană în regim termic staționar rezolvată în Microsoft Excel

temperaturile pe suprafețele delimitatoare ale acesteia (condiții la limită de tip DIRICHLET) și folosind pentru rezolvarea sistemului de ecuații liniare format instrumentul Solver din Microsoft Excel®.

Acest instrument de lucru operează cu un grup de celule corelate direct și/sau indirect cu o celulă-țintă denumită obiectiv care conține o valoare precizată sau care poate fi minimizată/maximizată. Instrumentul modifică valorile inițiale din anumite celulele indicate de către utilizator pentru a obține apoi în celula-țintă rezultatul dorit, cu o eroare minimă de calcul, ținând cont de constrângerile (restricțiile) care definesc domeniul de soluții acceptabile și algoritmul de rezolvare selectat pentru soluționarea problemei.

Metoda de rezolvare prezentată nu solicită din partea utilizatorului depunerea unui efort deosebit de implementare pe calculator, rezultatele numerice și/sau grafice sunt obținute rapid și este deosebit de utilă mai ales în studiul și analiza unor situații în care datele problemei suferă modificări față de valorile inițiale luate în calcul.

2. IMPLEMENTAREA ȘI REZOLVAREA PROBLEMEI DE TRANSFER TERMIC

Pentru compararea și verificarea rezultatelor obținute se propune implementarea pe calculator și rezolvarea aceleiași probleme de transmitere bidimensională a căldurii prin conducție termică în regim staționar formulată în [2] și enunțată astfel:

Un stâlp cu secțiunea rectangulară 50×30 cm este supus pe suprafețele laterale influențelor unor medii având temperaturile: $t_{s1}=120^\circ\text{C}$, $t_{s2}=80^\circ\text{C}$, $t_{s3}=20^\circ\text{C}$ și $t_{s4}=70^\circ\text{C}$. Să se determine prin metoda calculului cu diferențe finite (MDF) temperaturile în nodurile unei rețele pătrate având pasul egal pe axe de coordonate $\Delta x=\Delta y=10$ cm (figura 2).

Construcția foi de calcul automat utilizate în scopul soluționării problemei propuse implică parcurgerea următoarelor etape principale.

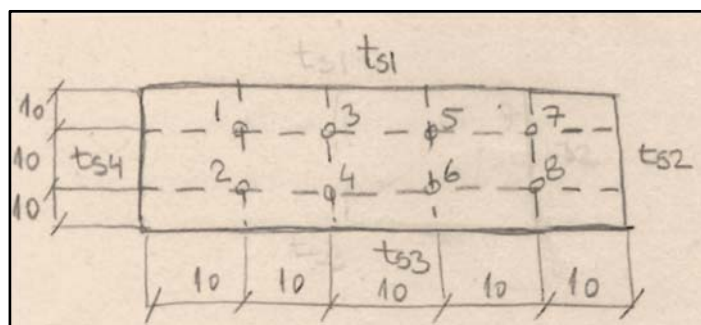


Figura 2. Rețea pătrată de dispunere a nodurilor de calcul a temperaturii cu pasul $\Delta x=\Delta y=10$ cm [2]

Se definesc și se implementează datele inițiale ale problemei (figura 3) constituite de temperaturile t_{s1} , t_{s2} , t_{s3} și t_{s4} pe suprafețele delimitatoare ale secțiunii

rectangulare. Cu toate că există alternativa folosirii acestora cu valori constante direct introduse în formulele de calcul este preferabilă implementarea temperaturilor ca variabile separate. În cazul efectuării unui studiu extins al câmpului de temperatură bidimensional generat de diverse combinații de valori ale temperaturilor pe suprafețele delimitatoare acestea sunt ușor de accesat și modificat.

Marime	ID	U.M.	Valoare
Temp. suprafata 1	ts1	120	C
Temp. suprafata 2	ts2	80	C
Temp. suprafata 3	ts3	20	C
Temp. suprafata 4	ts4	70	C

Figura 3. Implementarea datelor inițiale ale problemei

Utilizarea rezultatelor MDF prin folosirea relației (7) pentru exprimarea temperaturilor în nodurile rețelei de calcul adoptate generează setul de formule (8) prezentat în [2]

$$\left\{ \begin{array}{l} t_1 = \frac{t_{s1}+t_3+t_2++t_{s4}}{4} \\ t_2 = \frac{t_1+t_4+t_{s3}+t_{s4}}{4} \\ t_3 = \frac{t_{s1}+t_5+t_4+t_1}{4} \\ t_4 = \frac{t_3+t_6+t_{s3}+t_2}{4} \\ t_5 = \frac{t_{s1}+t_7+t_6+t_3}{4} \\ t_6 = \frac{t_5+t_8+t_{s3}+t_4}{4} \\ t_7 = \frac{t_{s1}+t_{s2}+t_8+t_5}{4} \\ t_8 = \frac{t_7+t_{s2}+t_{s3}+t_6}{4} \end{array} \right. \quad (8)$$

care pe urmă este transformat într-un sistem de opt ecuații liniare (SEL) cu opt necunoscute (9) care reprezintă temperaturile căutate $t_1 \dots t_8$ [2].

$$\begin{array}{l} 4 \cdot t_1 - t_2 - t_3 + 0 \cdot t_4 + 0 \cdot t_5 + 0 \cdot t_6 + 0 \cdot t_7 + 0 \cdot t_8 = t_{s1} + t_{s4} \\ -t_1 + 4 \cdot t_2 + 0 \cdot t_3 - t_4 + 0 \cdot t_5 + 0 \cdot t_6 + 0 \cdot t_7 + 0 \cdot t_8 = t_{s3} + t_{s4} \\ -t_1 + 0 \cdot t_2 + 4 \cdot t_3 - t_4 - t_5 + 0 \cdot t_6 + 0 \cdot t_7 + 0 \cdot t_8 = t_{s1} \\ 0 \cdot t_1 - t_2 - t_3 + 4 \cdot t_4 + 0 \cdot t_5 - t_6 + 0 \cdot t_7 + 0 \cdot t_8 = t_{s3} \\ 0 \cdot t_1 + 0 \cdot t_2 - t_3 + 0 \cdot t_4 + 4 \cdot t_5 - t_6 - t_7 + 0 \cdot t_8 = t_{s1} \\ 0 \cdot t_1 + 0 \cdot t_2 + 0 \cdot t_3 - t_4 - t_5 + 4 \cdot t_6 + 0 \cdot t_7 - t_8 = t_{s3} \\ 0 \cdot t_1 + 0 \cdot t_2 + 0 \cdot t_3 + 0 \cdot t_4 - t_5 + 0 \cdot t_6 + 4 \cdot t_7 - t_8 = t_{s1} + t_{s2} \\ 0 \cdot t_1 + 0 \cdot t_2 + 0 \cdot t_3 + 0 \cdot t_4 + 0 \cdot t_5 - t_6 - t_7 + 4 \cdot t_8 = t_{s2} + t_{s3} \end{array} \quad (9)$$

Ținând cont de faptul că instrumentul Solver operează cu un grup de celule corelate cu o celulă-țintă denumită obiectiv și modifică în urma rezolvării valorile din celulele indicate de către utilizator se inițializează valorile temperaturilor $t_1 \dots t_8$ ca în figura 4.

Determinarea numerică a câmpului bidimensional de temperatură într-o regiune plană în regim termic staționar rezolvată în Microsoft Excel

Implementare in Excel								
	t1	t2	t3	t4	t5	t6	t7	t8
Valori variabile	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000

Figura 4. Inițializarea temperaturilor necunoscute din nodurile rețelei de calcul

Sistemul de ecuații liniare SEL (9) se transpune în forma matricială obișnuită (10) [2]

$$MC \times VN = VTL \quad (10)$$

în care MC reprezintă matricea coeficienților (11), VN este vectorul necunoscutelor și VTL vectorul termenilor liberi (12) [2].

$$MC = \begin{bmatrix} 4 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 4 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 4 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & -1 & 4 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 4 & -1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & -1 & 4 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 4 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & -1 & 4 \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$VN = \begin{bmatrix} t_1 \\ t_2 \\ t_3 \\ t_4 \\ t_5 \\ t_6 \\ t_7 \\ t_8 \end{bmatrix} \quad VTL = \begin{bmatrix} t_{s1} + t_{s4} \\ t_{s3} + t_{s4} \\ t_{s1} \\ t_{s3} \\ t_{s1} \\ t_{s3} \\ t_{s1} + t_{s2} \\ t_{s2} + t_{s3} \end{bmatrix} \quad (12)$$

Matricea coeficienților MC este implementată în foaia de calcul ca în figura 5. Folosind valorile inițiale ale temperaturilor din figura 4 și ecuațiile SEL se calculează o coloană de rezultate preliminare care se compară cu valorile corespunzătoare ale VTL din figura 6.

Ecuatia1	4.0	-1.0	-1.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Ecuatia2	-1.0	4.0	0.0	-1.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Ecuatia3	-1.0	0.0	4.0	-1.0	-1.0	0.0	0.0	0.0
Ecuatia4	0.0	-1.0	-1.0	4.0	0.0	-1.0	0.0	0.0
Ecuatia5	0.0	0.0	-1.0	0.0	4.0	-1.0	-1.0	0.0
Ecuatia6	0.0	0.0	0.0	-1.0	-1.0	4.0	0.0	-1.0
Ecuatia7	0.0	0.0	0.0	0.0	-1.0	0.0	4.0	-1.0
Ecuatia8	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	-1.0	-1.0	4.0

Figura 5. Introducerea MC (matricea coeficienților)

Rezultat	Op.	Problema
2.0	=	190.0
2.0	=	90.0
1.0	=	120.0
1.0	=	20.0
1.0	=	120.0
1.0	=	20.0
2.0	=	200.0
2.0	=	100.0

Figura 6. Rezultate preliminare și valorile VTL

În urma rezolvării numerice a SEL cu opt necunoscute (9) valorile din coloana **Rezultat** trebuie să fie identice cu cele ale VTL.

Pentru a putea specifica celula-țintă sau obiectivul Solver-ului ca parametru necesar în rezolvarea problemei se introduce în foaia de calcul o linie suplimentară denumită **Condiție** care va conține această celulă.

Se poate utiliza oricare dintre ecuațiile sistemului de ecuații liniare (9) pentru precizarea condiției, iar în figura 7 este exemplificată folosirea primei ecuații pentru acest rol.

Condiție	4.0	-1.0	-1.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	2.0	=	190.0
----------	-----	------	------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	---	-------

Figura 7. Precizarea condiției care conține celula-țintă (obiectivul Solver-ului)

Asamblând toate elementele prezentate mai sus în figurile 5, 6 și 7: matricea coeficienților MC, coloana de rezultate preliminare / finale, vectorul termenilor liberi VTL și condiția suplimentară care conține obiectivul Solver-ului implementarea pe calculator a rezolvării problemei propuse este finalizată fiind redată în totalitate în figura 8.

Implementare in Excel												
	t1	t2	t3	t4	t5	t6	t7	t8	Rezultat	Op.	Problema	
Valori variabile	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000				
Ecuatia1	4.0	-1.0	-1.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	2.0	=	190.0	
Ecuatia2	-1.0	4.0	0.0	-1.0	0.0	0.0	0.0	0.0	2.0	=	90.0	
Ecuatia3	-1.0	0.0	4.0	-1.0	-1.0	0.0	0.0	0.0	1.0	=	120.0	
Ecuatia4	0.0	-1.0	-1.0	4.0	0.0	-1.0	0.0	0.0	1.0	=	20.0	
Ecuatia5	0.0	0.0	-1.0	0.0	4.0	-1.0	-1.0	0.0	1.0	=	120.0	
Ecuatia6	0.0	0.0	0.0	-1.0	-1.0	4.0	0.0	-1.0	1.0	=	20.0	
Ecuatia7	0.0	0.0	0.0	0.0	-1.0	0.0	4.0	-1.0	2.0	=	200.0	
Ecuatia8	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	-1.0	-1.0	4.0	2.0	=	100.0	
Conditie	4.0	-1.0	-1.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	2.0	=	190.0	

Figura 8. Implementarea pe calculator a rezolvării problemei

Determinarea temperaturilor necunoscute în nodurile rețelei de calcul adoptate (figura 2) se face rezolvând numeric SEL (9) cu ajutorul Solver-ului prin parcurgerea următorilor pași:

Determinarea numerică a câmpului bidimensional de temperatură într-o regiune plană în regim termic staționar rezolvată în Microsoft Excel

- a) Se apelează instrumentul Solver din tab-ul Data al aplicației software Microsoft Excel®. Deoarece Solver-ul este un add-in trebuie instalat înainte de prima utilizare. Instalarea se face din meniul *File -> Options -> Add-ins -> Excel Add-ins -> Go ...* apelând fereastra de dialog indicată în figura 9 în care se marchează caseta de validare corespunzătoare;

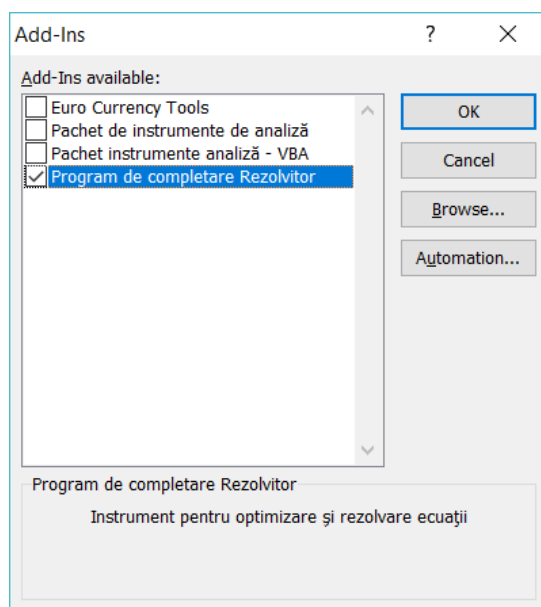


Figura 9. Instalarea Solver-ului ca add-in

- b) Se introduce referința la celula-țintă sau obiectiv (\$K\$41 din figura 10) conținută în linia suplimentară Condiție, iar în caseta de text aflată mai jos se precizează valoarea urmărită a fi obținută.
Deoarece a fost aleasă pentru Condiție prima ecuație a SEL (9) valoarea necesară este corespunzător prima din VTL (figura 6 și figura 8);
- c) Se indică direct sau prin selecție celulele care conțin valorile variabile ale temperaturilor necunoscute inițializate ca în figura 4. Pentru a fi mai ușor de operat cu acestea este recomandat ca ele să alcătuiască un domeniu contiguu e.g., \$C\$32:\$J\$32 în figura 10;

Figura 10. Specificarea parametrilor de rezolvare utilizați în Solver

- d) Se introduc în caseta-listă următoare restricțiile / constrângerile care definesc rezolvarea problemei utilizând în acest scop butoanele pentru adăugare, modificare sau ștergere ale ferestrei de dialog. Soluționarea numerică a SEL (9) se obține atunci când valorile din coloana **Rezultat** devin identice cu cele din coloana **Problema** care reprezintă valorile VTL (figura 8);
- e) Se selectează o metodă de rezolvare potrivită dintre cele pe care le pune la dispoziția utilizatorului instrumentul Solver (Simplex LP în figura 10) și dacă este necesar se aleg suplimentar alte opțiuni avansate de rezolvare;
- f) Se apasă butonul **Rezolvare**.

În urma rezolvării numerice a SEL (9) se obțin valorile temperaturilor necunoscute $t_1 \dots t_8$ în nodurile rețelei de calcul adoptate (figura 11), dispuse în celulele indicate de către utilizator la punctul c) mai sus.

Determinarea numerică a câmpului bidimensional de temperatură într-o regiune plană în regim termic staționar rezolvată în Microsoft Excel

Rezultate	t1	t2	t3	t4	t5	t6	t7	t8	Rezultat	Op.	Problema
Valori variabile	83.340	57.024	86.335	54.756	87.244	55.665	86.976	60.660			
Ecuatia1	4.0	-1.0	-1.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	190.0	=	190.0
Ecuatia2	-1.0	4.0	0.0	-1.0	0.0	0.0	0.0	0.0	90.0	=	90.0
Ecuatia3	-1.0	0.0	4.0	-1.0	-1.0	0.0	0.0	0.0	120.0	=	120.0
Ecuatia4	0.0	-1.0	-1.0	4.0	0.0	-1.0	0.0	0.0	20.0	=	20.0
Ecuatia5	0.0	0.0	-1.0	0.0	4.0	-1.0	-1.0	0.0	120.0	=	120.0
Ecuatia6	0.0	0.0	0.0	-1.0	-1.0	4.0	0.0	-1.0	20.0	=	20.0
Ecuatia7	0.0	0.0	0.0	0.0	-1.0	0.0	4.0	-1.0	200.0	=	200.0
Ecuatia8	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	-1.0	-1.0	4.0	100.0	=	100.0
Conditie	4.0	-1.0	-1.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	190.0	=	190.0

Figura 11. Rezultate numerice temperaturi $t_1 \dots t_8$

Rezultatele numerice privind temperaturile în nodurile rețelei de calcul și valorile temperaturilor de pe suprafețele delimitatoare ale secțiunii rectangulare analizate se pot grupa împreună într-o zonă diferită a foii de calcul oferind în final o imagine numerică de ansamblu a câmpului bidimensional de temperatură al secțiunii (figura 12).

95	120	120	120	120	100
70	83.340	86.335	87.244	86.976	80
70	57.024	54.756	55.665	60.660	80
45	20	20	20	20	50

Figura 12. Câmpul bidimensional de temperatură al secțiunii reprezentat numeric

Valorile numerice din figura 12 pot fi transpuse grafic utilizând una dintre multiplele modalități de afișare oferite în acest scop de către aplicația software Microsoft Excel®, de exemplu prin reprezentarea cu ajutorul unor contururi interpolate ca în figura 13.

În lipsa altor precizări tehnice suplimentare nodurile aflate la intersecția a două suprafețe cu temperaturi constante au estimată temperatura ca reprezentând media aritmetică a temperaturilor suprafețelor respective (13):

$$t_{j,Nod(m-n)} = \frac{t_{s,m} + t_{s,n}}{2} \quad (13)$$

Având în vedere datele problemei soluționate se observă că rezultatele obținute sunt identice cu cele prezentate în [2] (figura 14) confirmând rezolvarea corectă a acesteia printr-o implementare diferită pe calculator folosind aplicația Microsoft Excel® și utilizarea unui alt instrument de rezolvare a SEL format (Solver-ul).

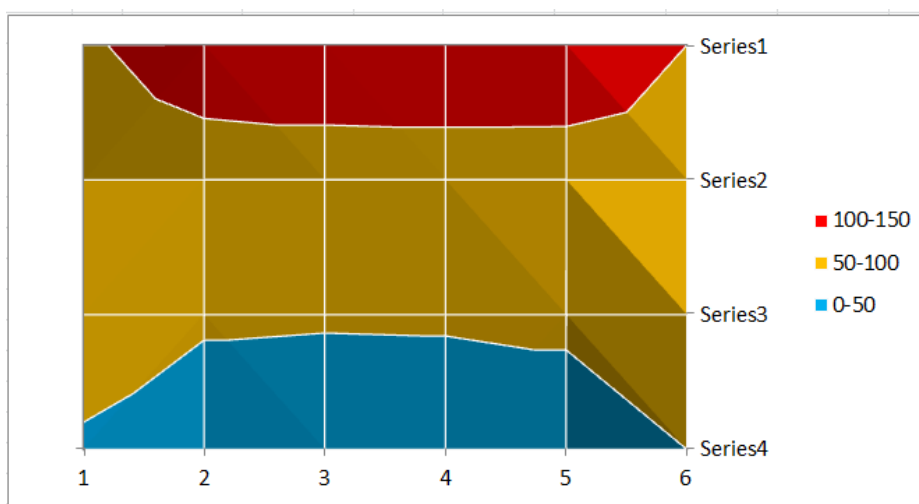


Figura 13. Reprezentarea grafică a câmpului bidimensional de temperatură din secțiune

	1	2	3	4	5	6	
m_temp =	95	120	120	120	120	100	°C
2	70	83.34	86.335	87.244	86.976	80	
3	70	57.024	54.756	55.665	60.66	80	
4	45	20	20	20	20	50	

Figura 14. Reprezentarea numerică a câmpului de temperatură al secțiunii rectangulare [2]

Instrumentul software creat poate fi utilizat cu succes pentru studiul câmpului bidimensional de temperatură în cazurile în care se modifică valorile temperaturilor pe suprafețele delimitatoare ale secțiunii. De asemenea poate fi adaptat cu un anumit efort de implementare suplimentar pentru utilizarea unui pas diferit de dispunere a nodurilor de calcul a temperaturii și rezolvarea unui alt SEL, eventual mai extins, rafinând soluțiile obținute anterior.

Având în vedere faptul că temperaturile pe suprafețele delimitatoare ale secțiunii au fost implementate ca variabile separate se modifică în celulele din figura 3 valorile temperaturilor respective și se apelează din nou instrumentul Solver folosind aceiași parametri de rezolvare ca cei din figura 10.

Sunt prezentate în figurile următoare atât datele inițiale cât și rezultatele numerice și grafice obținute cu ajutorul instrumentului software pentru următoarele trei cazuri studiate:

- Cazul nr. 1: $t_{s1}=120^{\circ}\text{C}$, $t_{s2}=t_{s3}=t_{s4}=50^{\circ}\text{C}$ (figura 15);
- Cazul nr. 2: $t_{s1}=120^{\circ}\text{C}$, $t_{s2}=60^{\circ}\text{C}$, $t_{s3}=25^{\circ}\text{C}$, $t_{s4}=60^{\circ}\text{C}$ (figura 16);
- Cazul nr. 3: $t_{s1}=30^{\circ}\text{C}$, $t_{s2}=120^{\circ}\text{C}$, $t_{s3}=30^{\circ}\text{C}$, $t_{s4}=60^{\circ}\text{C}$ (figura 17).

Determinarea numerică a câmpului bidimensional de temperatură într-o regiune plană în regim termic staționar rezolvată în Microsoft Excel

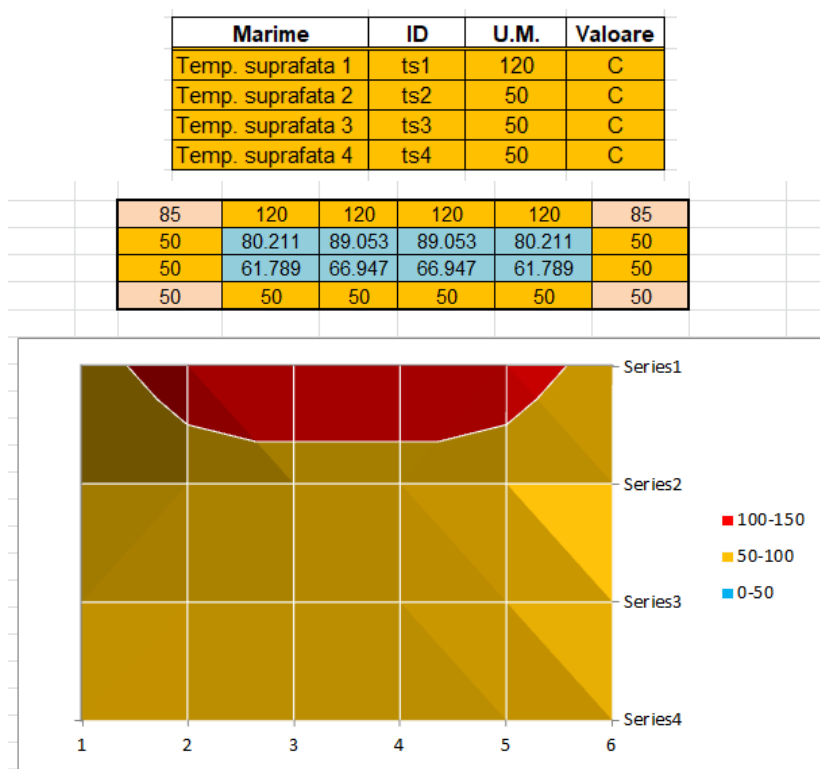


Figura 15. Datele inițiale și reprezentarea numerică și grafică a câmpului bidimensional de temperatură pentru cazul nr. 1: $t_{s1}=120^{\circ}\text{C}$, $t_{s2}=t_{s3}=t_{s4}=50^{\circ}\text{C}$

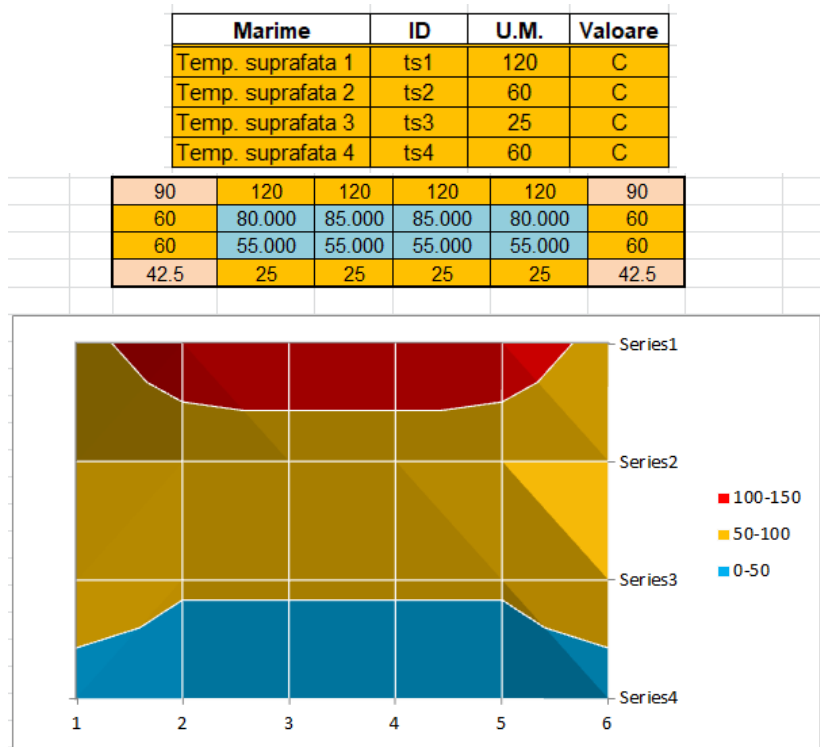


Figura 16. Datele inițiale și reprezentarea numerică și grafică a câmpului bidimensional de temperatură pentru cazul nr. 2: $t_{s1}=120^{\circ}\text{C}$, $t_{s2}=60^{\circ}\text{C}$, $t_{s3}=25^{\circ}\text{C}$, $t_{s4}=60^{\circ}\text{C}$

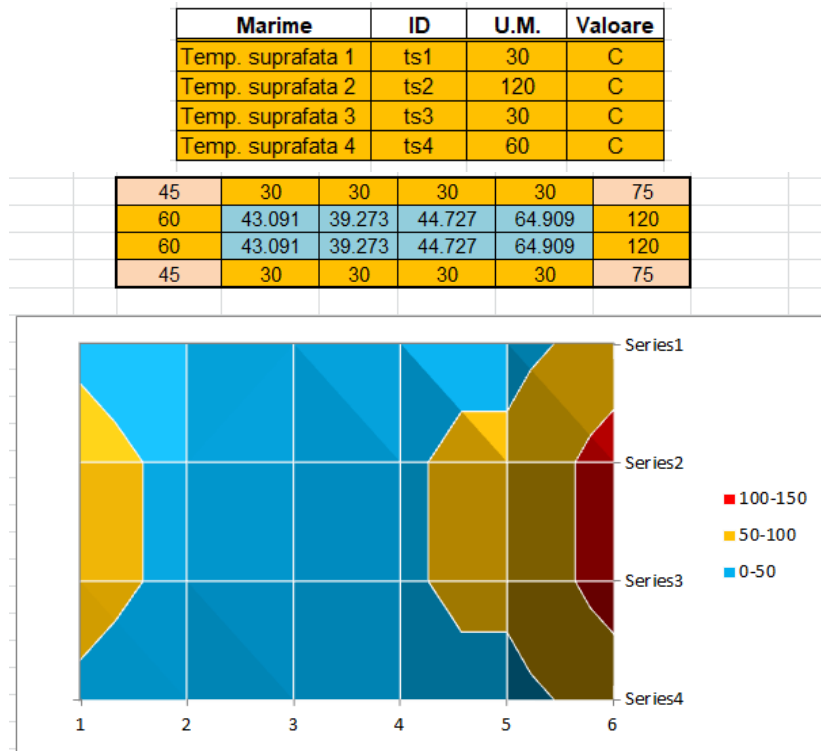


Figura 17. Datele inițiale și reprezentarea numerică și grafică a câmpului bidimensional de temperatură pentru cazul nr. 3: $t_{s1}=30^{\circ}\text{C}$, $t_{s2}=120^{\circ}\text{C}$, $t_{s3}=30^{\circ}\text{C}$, $t_{s4}=60^{\circ}\text{C}$

3. CONCLUZII

Soluționarea problemei de transfer termic bidimensional (2D) a căldurii în regim termic staționar într-o secțiune de formă rectangulară se poate efectua numeric utilizând metoda diferențe finite (MDF), înlocuind ecuația diferențială (2) printr-o ecuație cu diferențe finite (3) și folosind pentru exprimarea temperaturilor în nodurile unei rețele de calcul pătrată relația (7).

Implementarea rezolvării problemei propuse a fost făcută în aplicația software Microsoft Excel® din Microsoft Office® utilizând instrumentul de rezolvare Solver care modifică valorile inițial precizate de către utilizator în anumite celule pentru a obține apoi în celula-țintă sau obiectiv rezultatul urmărit.

Sistemul de ecuații liniare SEL (9) a fost descris în formă matricială prin relația (10) fiind implementate matricea coeficienților MC (figura 5), vectorul termenilor liberi VTL (figura 6) și o linie suplimentară denumită Condiție utilizată în precizarea obiectivului instrumentului Solver (figura 7 și figura 8).

Rezolvarea numerică a SEL (9) format se face prin utilizarea Solver-ului precizând referința la celula-țintă sau obiectiv, celulele care conțin valorile variabile ale temperaturilor necunoscute, restricțiile / constrângerile care definesc rezolvarea problemei și alegând o metodă de rezolvare potrivită (figura 10).

Rezultatele obținute privind câmpul bidimensional de temperatură al secțiunii rectangulare pot fi reprezentate numeric împreună cu temperaturile de pe suprafețele delimitatoare pentru a oferi o imagine de ansamblu a acestuia (figura 12) sau pot fi reprezentate grafic pentru o vizualizare mai intuitivă folosind o anumită modalitate de

afișare oferită utilizatorului în acest scop de către aplicația software Microsoft Excel® (figura 13).

Datorită implementării ca variabile separate a temperaturilor pe suprafețele delimitatoare ale secțiunii rectangulare pot fi studiate diverse situații în care valorile temperaturilor respective generează o anumită încărcare termică simetrică sau asimetrică. Prin apelarea repetată a instrumentului Solver rezultatele numerice sunt apoi calculate rapid, iar afișarea grafică a acestora se face automat.

Instrumentul software prezentat poate fi adaptat cu un anumit efort suplimentar de implementare pentru analiza unor câmpuri de temperatură mai detaliate modificând în acest scop pasul de dispunere a nodurilor în cadrul rețelei rectangulare utilizate. Dacă totuși numărul acestora devine foarte ridicat, exprimarea temperaturilor în noduri și formarea sistemului de ecuații liniare devine mai dificilă fiind preferabilă în acest caz utilizarea unei aplicații pentru calculator dedicate care să genereze automat și să rezolve SEL respectiv.

Instrumentul de analiză și calcul automat al transferului de căldură bidimensional (2D) prezentat în lucrare este util atât studenților de la Facultățile de Instalații care studiază transmiterea căldurii în mai multe dimensiuni cât și specialiștilor din domeniu interesați de rezolvarea practică a acestor tipuri de aplicații ingineresti.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Chisăliță, G.A., Transmiterea căldurii, Note de curs, 2010-2019.
- [2] Chisăliță, G.A., Calculul numeric al câmpului bidimensional de temperatură în regim termic staționar într-o regiune rectangulară rezolvat în Mathcad, Conferința “Știința Modernă și Energia”, Editura RISOPRINT, Cluj-Napoca, ISSN 2066-4125, 2017, pp. 180-193.
- [3] Bergman, T.L., Lavine, A.S., Incropera, F.P., Dewitt D.P., Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7th edition, ISBN 978-0470-50197-9, John Wiley & Sons, Inc., 2011, pp. 83-87, 230-261.
- [4] Cengel, Y.A., Ghajar A.J., Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications, 5th edition, ISBN 978-0073398181, McGraw-Hill Education, 2014, pp. 62-86, 269-311.
- [5] Leonăchescu, N., Termotehnică, E.D.P, București, 1981, pp. 251-258, 342-361.
- [6] Oprețoiu, A., Termotehnică și aparate termice – Transmiterea căldurii, Litografia I.P.C.-N., Cluj-Napoca, 1992, pp. 11-16, 37-40.
- [7] Lienhard IV, J.H., Lienhard V, J.H., A Heat Transfer Textbook, 4th edition, ISBN 0-486-47931-5, Dover Publications Inc., 2011, pp. 49-77, 234-247.
- [8] Popa B., Vintilă C., Transfer de căldură în procese industriale, Editura Dacia, Cluj-Napoca, 1975, pp. 88-93.
- [9] Leonăchescu, N. ș.a., Probleme de termotehnică, E.D.P, București, 1977, pp. 225-237.
- [10] Muntea, C., Câmpăanu, A., Transfer de căldură – Probleme, ISBN 973-95386-2-2, Editura Ana, Cluj-Napoca, 1997, pp. 38-40.

Studiu comparativ pentru alimentarea cu agent termic a unui bloc de locuințe

Comparative study for the supply of a block of flats with thermal agent

Constantin CILIBIU

Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, Facultatea de Instalații,
Bd. 21 Decembrie 1989, Nr. 128-130, Mun. Cluj-Napoca, Jud. Cluj, Romania
E-mail: constantin.cilibiu@insta.utcluj.ro

Rezumat. *Lucrarea prezintă un studiu de caz pentru alimentarea cu agent termic a unui bloc de locuințe ce este alimentat în prezent prin intermediul unei centrale termice de bloc, aceasta deserving întreaga clădire. Analiza se face pentru două soluții tehnice distincte, prima opțiune fiind reabilitarea și modernizarea centralei termice existente, iar cea de-a doua soluție fiind cu montarea unor centrale individuale de apartament.*

Cuvinte cheie: centrala termica, reabilitare termica

Abstract. *The paper presents a case study for the supply of thermal agent to a housing block that is currently powered by a block thermal power station, serving the entire building. The analysis is done for two distinct technical solutions, the first option being the rehabilitation and modernization of the existing thermal power station, and the second solution is with the installation of individual apartment plants.*

Keywords: thermal power plant, thermal rehabilitation

INTRODUCERE

Clădirea este amplasată în Mun. Cluj-Napoca, Jud. Cluj, fiind alimentată cu agent termic de la o centrala termică de bloc, amplasată într-o încăpere special amenajată în acest scop, situată la demisolul imobilului. Puterea cazanului existent este de 162 kW, apa caldă menajera fiind preparată într-un rezervor cu capacitatea de 1000 l prin intermediul unui schimbător de căldură de 80 kW.

În centrala termică nu există în prezent nici un sistem de automatizare, astfel că în timpul sezonului rece, instalația de încălzire are o funcționare de tip energofag, cazanul livrând agent termic către consumatori la temperatura de 60°C continuu pe tot parcursul sezonului de încălzire, indiferent de necesitățile termice ale fiecărui utilizator.

Singura opțiune de ajustare a temperaturii interioare în apartamente este reprezentată în prezent de acționarea robinetelor cu termostat montate pe radiatoare. Fiecare locatar având posibilitatea practic doar să limiteze debitul de căldură ce îi este

livrat de cazan, care de cele mai multe ori nu satisface cerințele utilizatorilor. Contorizarea energiei termice se face prin intermediul unor repartitoare de cost, montate tot pe radiatoare.

Programul și stilul de viață al ocupanților clădirii este destul de divers, în clădire existând deopotrivă persoane tinere cu un stil de viață activ și persoane în vârstă cu un stil viață sedentar. În acest fel și necesitățile din punct de vedere termic sunt diferite.

Astfel, de cele mai multe ori, în scopul economiei de energie, în încăperile ce nu sunt utilizate în mod curent, robinetele cu termostat sunt închise de către locatari, repartitoarele neînregistrând consum de energie termică.

Apare în acest fel o discrepanță destul de mare între consumul de combustibil al cazanului și consumul de energie înregistrat de repartitoare. Diferența de energie se include în prepararea apei calde și pierderi, iar acestea trebuie suportate tot de către locatari, chiar dacă unii dintre ei nu au beneficiat de căldură propriu-zis, dar cazanul produce și apa caldă de consum. Diferențele de costuri reies astfel în prețul de producere al apei calde menajere, persoanele ce nu beneficiază de căldură ajungând astfel să plătească un pret foarte mare pentru apa caldă de consum și pierderile de căldură pe sistemul de distribuție.

DESCRIEREA CLĂDIRII

- Categoria clădirii: de locuit, cu mai multe apartamente
- Număr de niveluri: D+P+4E

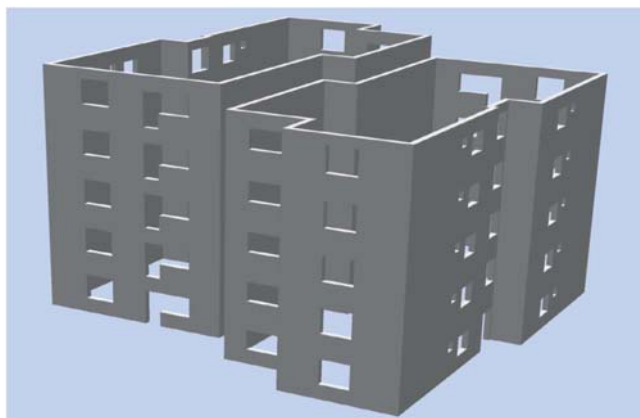


Figura 1 Vedere de ansamblu a blocului de locuințe

- Imobilul este compus din 20 de apartamente cu patru tipuri de compartimentare, după cum urmează:
 - 5 ap cu 2 camere, cu suprafață utilă de 65,91 mp;
 - 5 ap cu 2 camere, cu suprafață utilă de 69,33 mp;
 - 5 ap cu 2 camere, cu suprafață utilă de 72,67 mp;
 - 5 ap cu 3 camere, cu suprafață utilă de 85,75 mp.

- Anvelopa clădirii este constituită din pereți de cărămidă cu goluri, cu grosimea de 30 cm, fără izolație termică, planșeul și placa pe sol fiind din beton de asemenea tot fără izolație termică. Tâmplăria ferestrelor exterioare este din PVC.

EVALUAREA PERFORMANTELOR ENERGETICE A CLĂDIRII

Performanța energetică a clădirii este reprezentată de cantitatea de energie estimată pentru a răspunde necesităților legate de utilizarea normală a clădirii, necesități care includ în principal încălzirea spațiilor interioare și prepararea apei calde de consum.

Pentru stabilirea performanței energetice a clădirii, s-au avut în vedere următoarele aspecte:

- o alcătuirea elementelor de construcție ale anvelopei clădirii;
- o volumetria clădirii;
- o amplasarea clădirii - influența poziției și orientării clădirii, inclusiv a parametrilor climatici exteriori;
- o condițiile de climat interior;
- o destinația, funcțiunea și regimul de utilizare a clădirii.

Determinarea performanțelor energetice și a consumului anual de energie al clădirii s-a realizat în conformitate cu [1,2], utilizând datele obținute prin activitatea de investigare preliminară a clădirii.

Determinarea rezistențelor termice corectate ale elementelor de construcție din componența anvelopei clădirii

Pentru determinarea rezistențelor termice unidirecționale și a rezistențelor termice corectate ale tuturor elementelor de construcție din componența anvelopei clădirii de locuit s-au utilizat caracteristicile geometrice și termotehnice ale elementelor clădirii.

Rezistențele termice ale elementelor de construcție ale anvelopei clădirii s-au determinat prin calcul termotehnic. Astfel, pentru pereții exteriori $R = 0.752 \text{ m}^2\text{K/W}$, pentru pereții interiori $R = 0.491 \text{ m}^2\text{K/W}$, pentru planșeul exterior $R = 1.225 \text{ m}^2\text{K/W}$, planșeu pe sol $R = 0.710 \text{ m}^2\text{K/W}$,

Determinarea consumului anual de energie, total și specific pentru încălzirea spațiilor, la nivelul sursei de energie a clădirii

Determinarea consumului anual de energie s-a efectuat conform [2].

Încălzire centrală (corpuri de încălzire de joasă temperatură):

- determinarea necesarului de căldură sezonier sau pe intervale finite impuse de regimul de furnizare a căldurii;
- estimarea randamentului de reglare a furnizării căldurii;
- estimarea randamentului de distribuție;

- evaluarea randamentului sursei locale de căldură - cazane;
- determinarea performanței energetice a clădirii.

Consumul anual de căldură pentru încălzirea spațiilor se determină comparând valorile temperaturii interioare reduse a spațiului încălzit și temperatura exterioară de referință caracteristică spațiului încălzit. Începutul și sfârșitul sezonului de încălzire se determină din condiția de identitate între cele două temperaturi.

Pentru determinarea acestor temperaturi s-au determinat temperaturile exterioare echivalente caracteristice ale elementelor opace sau translucide ale pereților, tâmplăriei anvelopei, precum și ale casei scărilor și acoperișului.

Consumuri de energie

Consumul total anual de energie [3] pentru încălzire și preparare apă caldă menajeră în sistem centralizat este de 307 kWh/m²an, din care consumul anual de energie pentru încălzire este de 238 kWh/m²an, iar consumul anual de energie pentru preparare apă caldă menajeră este de 69 kWh/m²an.

Consumul total anual de energie [3] pentru încălzire și preparare apă caldă menajeră în sistem individual este puțin diminuat datorită faptului că nu mai există pierderi de căldură pe conductele de distribuție din subol, acesta fiind de 290 kWh/m²an, din care consumul anual de energie pentru încălzire este de 224 kWh/m²an, iar consumul anual de energie pentru preparare apă caldă menajeră este de 66 kWh/m²an.

RANDAMENTUL INSTALAȚIEI DE ÎNCĂLZIRE CENTRALĂ ȘI PREPARARE APĂ CALDĂ MENAJERĂ

Calculul randamentului instalației de încălzire și preparare apă caldă menajeră s-a realizat conform [2].

Randamentele cazanelor sunt raportate la puterea calorifică superioară și sunt calculate pentru trei cazuri distincte: situația existentă, soluția cu centrală de bloc și soluția cu centrale de apartament.

Soluția cu centrala de bloc cuprinde:

- înlocuirea cazanului existent cu două cazane murale, cu condensare, cu puterea de 85 kW fiecare, cu automatizare în cascada și kit de evacuare gaze arse
- înlocuirea rezervorului de preparare apă caldă menajeră și a schimbătorului de căldură existent cu un alt rezervor de aceeași capacitate cu o serpentină interioară
- înlocuirea distribuitor-colectorului și montarea unei butelii de egalizare a presiunilor

Soluția cu centrală de apartament cuprinde:

- montarea unui cazan mural, cu condensare, cu puterea de 24 kW în fiecare apartament
- înlocuirea instalației de distribuție din interiorul apartamentelor
- execuția instalației de alimentare cu gaze naturale a cazanului mural

Randamentul sistemului pentru situația existentă

Randamentul cazanului la putere maximă (80/60°C) este 82%.

Randamentul cazanului la putere minimă (80/60°C) este 80%.

Randamentul sezonier brut al cazanului este dat de relația următoare:

$$\eta_{cz} = 0,5 \cdot (\eta_{\max} + \eta_{\min}) - 1,7 + (0,209 \cdot b \cdot L \cdot V) - 4p \quad (1)$$

Randamentul sezonier brut al cazanului este $\eta_{cz} = 79,3\%$

Randamentul corpurilor de încălzire este $\eta_{ci} = 90\%$

Randamentul sistemului de distribuție a agentului termic este $\eta_a = 85\%$

Randamentul sistemului de reglare a instalației de încălzire este $\eta_R = 92\%$

Randamentul sistemului de încălzire centrală se calculează cu următoarea relație:

$$\eta_{IC} = \eta_{cz} \cdot \eta_{ci} \cdot \eta_a \cdot \eta_R \quad (2)$$

$$\eta_{IC} = 55,8\%$$

Randamentul sistemului de distribuție apă caldă menajeră este $\eta_{dam} = 81\%$

Randamentul sistemului de preparare apă caldă menajeră este $\eta_{pacm} = 64\%$

Randamentul sistemului de preparare apă caldă menajeră se calculează cu următoarea relație:

$$\eta_{ACM} = \eta_{dam} \cdot \eta_{pacm} \quad (3)$$

$$\eta_{ACM} = 51,8\%$$

Randamentul pentru soluția cu centrală termică de bloc

Randamentul cazanului la putere maximă (80/60°C) este 87,85%.

Randamentul cazanului la putere minimă (80/60°C) este 89,11%.

Randamentul cazanului la putere maximă (50/30°C) este 95,15%.

Randamentul cazanului la putere minimă (50/30°C) este 98,30%.

Randamentul sezonier brut al cazanului este dat de relația următoare:

$$\eta_{cz} = 0,5 \cdot (\eta_{\max} + \eta_{\min}) - 1,7 + (0,209 \cdot b \cdot L \cdot V) - 4p \quad (4)$$

Randamentul sezonier brut al cazanului este $\eta_{cz} = 91,37\%$

Randamentul corpurilor de încălzire este $\eta_{ci} = 90\%$

Randamentul sistemului de distribuție a agentului termic este $\eta_a = 85\%$

Randamentul sistemului de reglare a instalației de încălzire este $\eta_R = 92\%$

Randamentul sistemului de încălzire centrală se calculează cu următoarea relație:

$$\eta_{IC} = \eta_{cz} \cdot \eta_{ci} \cdot \eta_a \cdot \eta_R \quad (5)$$

$$\eta_{IC} = 64,3\%$$

Randamentul sistemului de distribuție apă caldă menajeră este $\eta_{dacm} = 81\%$

Randamentul sistemului de preparare apă caldă menajeră este $\eta_{pacm} = 90,5\%$

Randamentul sistemului de preparare apă caldă menajeră se calculează cu următoarea relație:

$$\eta_{ACM} = \eta_{dam} \cdot \eta_{pacm} \quad (6)$$

$$\eta_{ACM} = 73,3\%$$

Randamentul pentru soluția cu centrală termică de apartament

Randamentul cazanului la putere maximă (80/60°C) este 87,85%.

Randamentul cazanului la putere minimă (80/60°C) este 87,9%.

Randamentul cazanului la putere maximă (50/30°C) este 95,3%.

Randamentul cazanului la putere minimă (50/30°C) este 97,03%.

Randamentul sezonier brut al cazanului este dat de relația următoare:

$$\eta_{cz} = 0,5 \cdot (\eta_{\max} + \eta_{\min}) - 2,1 - 4p \quad (7)$$

Randamentul sezonier brut al cazanului este $\eta_{cz} = 94,1\%$

Randamentul corpurilor de încălzire este $\eta_{ci} = 90\%$

Randamentul sistemului de distribuție a agentului termic este $\eta_a = 94\%$

Randamentul sistemului de reglare a instalației de încălzire este $\eta_R = 98\%$

Randamentul sistemului de încălzire centrală se calculează cu următoarea relație:

$$\eta_{IC} = \eta_{cz} \cdot \eta_{ci} \cdot \eta_a \cdot \eta_R \quad (8)$$

$$\eta_{IC} = 82,3\%$$

$$\eta_{IC} = 78.01 \%$$

Randamentul sistemului de distribuție apă caldă menajeră este $\eta_{dacm} = 94\%$

Randamentul sistemului de preparare apă caldă menajeră este $\eta_{pacm} = 85,9\%$

Randamentul sistemului de preparare apă caldă menajeră se calculează cu următoarea relație:

$$\eta_{ACM} = \eta_{dam} \cdot \eta_{pacm} \quad (9)$$

$$\eta_{ACM} = 80,7\%$$

ANALIZA COMPARATIVĂ A SOLUȚIILOR PROPUSE

Din punct de vedere al randamentului celor două sisteme propuse, soluția cu centrale de apartament înregistrează o valoare îmbunătățită cu 14 % pentru sistemul de încălzire și cu 7 % pentru sistemul de apă caldă de consum, datorită faptului că nu există pierderi pe sistemul de distribuție.

Din punct de vedere economic, costul de referință a unității de energie obținută din gaz natural s-a adoptat 0,1612 lei/kWh.

Rezultatele obținute în urma analizei tehnico-economice a celor două sisteme sunt prezentate centralizat în tabelul 1.

Tabelul 1 Centralizator indicatori tehnico-economici

Soluție	Costul de investiție	Consumul de energie	Economia anuală de energie		Cost energie	
[-]	[lei/m ²]	[kWh/an]	[kWh/an]	[lei]	[lei/kW(termic)]	
Centrala termică de bloc	58,48	478472,84	-	-	Încălzire	0,2515
					ACM	0,2192
Centrală termică de apartament	145,18	382264,88	96207,96	15508,72	Încălzire	0,1951
					ACM	0,1999

CONCLUZII

Din punct de vedere tehnic, sistemul cu centrale de apartament individuale prezintă valori ușor îmbunătățite, în principal datorită faptului că nu mai există pierderi în subsol, nici pe sistemul de distribuție a agentului termic și nici pe conducta de distribuție a apei calde de consum.

Din prisma costurilor de investiție, acestea sunt mult mai scăzute în cazul reabilitării și modernizării centralei termice de bloc. Având în vedere că pentru fiecare centrală termică de apartament trebuie înlocuite toate conductele de distribuție existente din apartamente și că la fiecare apartament trebuie executată o instalație de alimentare cu gaze naturale combustibile, costul de implementare a soluției cu centrale de apartament este de aproximativ trei ori mai ridicat fără a fi luate în considerare costurile de execuție pentru alimentarea cu gaze naturale.

Centrale de apartament oferă pe de altă parte o flexibilitate mult mai mare, fiecare utilizator având posibilitatea unui reglaj atât cantitativ cât și calitativ, curbele de

funcționare a centralei termice de apartament fiind astfel aproape de suprapunere cu necesitățile locatarilor. Suplimentar, utilizatorii au posibilitatea stabilirii unei temperaturi interioare de confort în funcție de necesitățile individuale.

Din punct de vedere al contorizării energiei termice și a reglajului calitativ oferit utilizatorului, dat fiind și programul și stilul de viață divers al ocupanților clădirii, soluția cu centrale termice de apartament răspunde mai bine necesităților individuale, fiecare locatar având astfel controlul deplin al funcționării instalației de încălzire interioară și a costurilor de mentenanță și exploatare aferente acesteia.

Indiferent de soluția ce poate fi adoptată, etapa de optimizare a sursei de energie reprezintă doar o prima etapă, dintr-o serie de alte măsuri, în vederea reabilitării termice a imobilului, a creșterii performanțelor energetice și a condițiilor de confort interior. Astfel se impune cea mai importantă măsură conexasă - sporirea rezistenței termice a pereților exteriori, a plăcii pe sol și a planseului exterior peste valoarea minimă prevăzută de normele tehnice în vigoare, prin izolarea termică;

BIBLIOGRAFIE

- [1] Metodologie de calcul al performanței energetice a clădirilor, indicativ MC 001/I – 2006, Anvelopa clădirii;
- [2] Metodologie de calcul al performanței energetice a clădirilor, indicativ MC 001/II – 2006, Performanța energetică a instalațiilor aferente clădirii;
- [3] Metodologie de calcul al performanței energetice a clădirilor, indicativ MC 001/III – 2006, Auditul și certificatul de performanță a clădirii;
- [4] Metodologie de calcul al performanței energetice a clădirilor, indicativ MC 001/IV – 2006, Breviar de calcul al performanței energetice a clădirilor și apartamentelor;
- [5] SR 1907-1:2014 Instalații de încălzire. Necesarul de căldură de calcul. Metodă de calcul;
- [6] SR 1907-2:2014 Instalații de încălzire. Necesarul de căldură de calcul. Temperaturi interioare convenționale de calcul;
- [7] SR 4839:2014 Instalatii de Incalzire. Numarul anual de grade zile.

Comportamentul termic dinamic al unui sistem activ de preparare a apei calde utilizând energia solară

Dynamic thermal behavior of an active hot water preparation system using solar energy

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

Universitatea Tehnică de Construcții București

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

E-mail: draghicialexandru23@yahoo.com, fliord@yahoo.com

Rezumat. *Lucrarea are ca obiectiv modelarea și simularea comportamentului termic dinamic al unui sistem neconvențional ce utilizează energie solară pentru alimentarea unui consumator de apă caldă menajeră. Sistemul este compus dintr-un rezervor de acumulare și o buclă solară, care conține suprafața de captare a energiei solare și schimbătorul de căldură imersat în rezervor. Suplimentar, sistemul include o vană cu trei căi și o conductă de ocolire a rezervorului, în vederea reglării temperaturii apei calde furnizate la consumator. În final, se urmărește optimizarea constructivă a sistemului neconvențional.*

Cuvinte cheie: colector solar, rezervor de acumulare, grad de acoperire energetică

Abstract. *The main objective of this paper is to model and simulate the dynamic thermal behavior of an unconventional system that uses solar energy for supplying a domestic hot water consumer. The system is composed of a water tank and a solar loop, containing the solar energy collecting surface and a heat exchanger sunk in the tank. Moreover, the system includes a three way valve and a pipe which bypasses the water tank, with the purpose of controlling the temperature of the delivered hot water. Finally, the constructional optimization of the unconventional system is targeted.*

Key words: solar collector, water tank, covered demand rate

1. Introducere

Disponibilitatea ridicată în timp și spațiu, precum și caracterul nepoluant al energiei solare au făcut ca utilizarea ei să fie extrem de promovată în prezent, în vederea satisfacerii cerințelor de confort aferente factorului uman [1, 2].

Totuși, această soluție prezintă o serie de inconveniente destul de importante [2]. În cazul sistemelor care folosesc energia solară pentru prepararea apei calde, se poate afirma că:

- este necesar un spațiu de stocare a energiei termice captate pe durata zilei, astfel încât consumul de căldură să poată avea loc și în absența radiației solare;
- randamentul de funcționare al acestor sisteme este unul destul de scăzut;
- în multe situații, necesarul termic al consumatorului nu poate fi asigurat integral cu ajutorul căldurii captate de la Soare, ceea ce duce la necesitatea cuplării sistemului la o sursă auxiliară de energie (centrală termică, cel mai adesea).

Diverse studii au dus, în decursul timpului, la elaborarea unor lucrări care vizează multiplele posibilități de optimizare a sistemelor termice solare.

În anul 2015, A. Allouhi et al. au studiat variația temperaturilor aferente unor astfel de sisteme pe durata unor zile reprezentative din februarie, respectiv iulie, pentru mai multe tipuri de colectoare solare [3].

Rezultatele cercetării lui H. Sheng Xue, publicate din 2016, includ un grafic ce ilustrează dependența randamentului unui sistem clasic de colectare cu tuburi vidate, folosit la prepararea apei calde, față de raportul dintre volumul de stocare al rezervorului aferent și aria suprafeței colectoare [4].

Ulterior, în cadrul unui studiu din 2018, Fang Guo et al. își propun să determine valorile optime ale acestui raport, pentru cazul unei aplicații de încălzire a unui spațiu locuit [5].

În acest context, prezenta lucrare are drept obiectiv evaluarea efectelor date de mărimea ariei specifice a suprafeței de captare, respectiv a volumului specific de stocare asupra performanțelor unui sistem cu acumulare, ce utilizează energia solară pentru a prepara apă caldă de consum. Sistemul funcționează pe durata unei zile de vară, într-un oraș din sudul României. Principalii parametri vizați sunt temperatura apei din rezervorul de acumulare și gradul de acoperire a necesarului energetic aferent consumatorului.

2. Descrierea sistemului

În Fig. 1 este prezentată o schemă a sistemului termic solar studiat [6, 7]. Radiația provenită de la Soare este incidentă pe suprafața captatorului, încălzind apa de la interiorul acestuia de la valoarea temperaturii de retur, t_R , la cea a temperaturii de tur, t_T . Energia termică primită astfel este cedată apei din rezervor prin intermediul unei serpentine schimbătoare de căldură, de suprafață S_s . Agentul termic din bucla de captare este vehiculat cu ajutorul pompei P_C , protejate prin clapeta de sens CS de efectul unei eventuale circulații de sens contrar. Se presupune că rezervorul este izolat termic de mediul ambiant. Totuși, pe durata orelor cu radiație solară de intensitate redusă sau chiar nulă, este posibilă apariția unei tendințe de transfer termic în sensul contrar celui dorit: apa din rezervor tinde să cedeze căldura acumulată, prin serpentină, către colectorul solar, aflat la o temperatură insuficient de ridicată. În astfel de cazuri, se comandă oprirea pompei, urmată de acționarea robinetului de închidere, RI . Astfel, transferul termic către exterior este estompat prin anularea debitului G .

Pe durata orelor de consum, în rezervor este introdusă apă rece, de temperatură t_0 , care este încălzită până la valoarea θ . În cazul în care temperatura apei la ieșirea din rezervor are o valoare cel mult egală cu cea normată, debitul vehiculat prin conducta

Comportamentul termic dinamic al unui sistem activ de preparare a apei calde utilizând energia solară de ocolire, G_{cb} , este nul (întregul debit de consum trece prin rezervor: $G_{cr} = G_c$). Pentru cazurile în care θ depășește valoarea cerută de consumator, se realizează, prin vana cu trei căi V3C, un amestec de debite cu temperaturi diferite: $G_{cb} > 0$, $G_{cr} < G_c$.

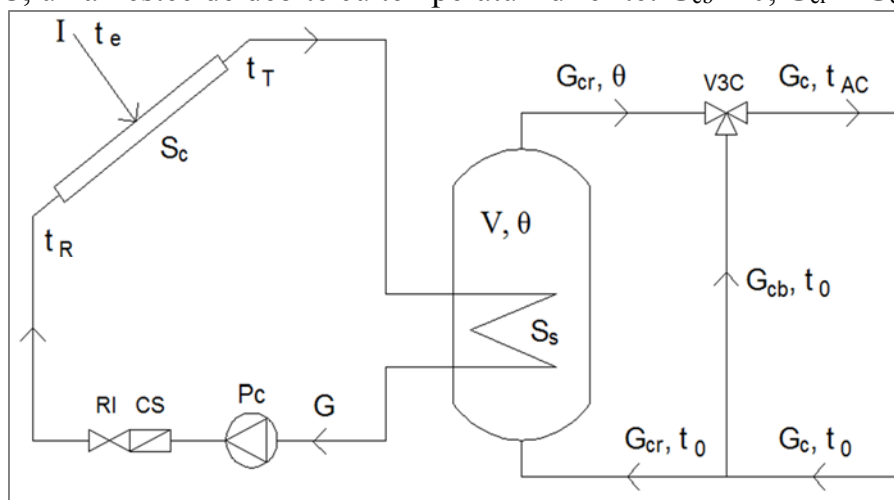


Fig. 1. Sistem termic format din colector solar, rezervor de acumulare cu schimbător de căldură înglobat și buclă de reglare a temperaturii obținute

3. Modelarea proceselor de transfer termic aferente sistemului. Ipoteze de calcul

Datele meteorologice considerate sunt caracteristice unei zile din luna iulie, pentru un oraș din sudul României. Panoul solar este plasat cu fața către sud, fiind înclinat la 30° față de planul solului.

Se consideră că debitul de apă caldă consumat este: $g_{cons,zi} = 70 \text{ L}/(\text{pers. zi})$.

Inițial, se studiază cazul repartiției orare uniforme a acestui necesar zilnic, determinându-se consumul orar mediu: $g_{cons,or} = g_{cons,zi} / 24 = 2.92 \text{ L}/(\text{pers. oră})$.

În cel de-al doilea scenariu, apa din rezervor este consumată doar în intervalele orare 6-9, 18-22. Astfel, primul interval este caracterizat de $g_{cons,or1} = 7 \text{ L}/(\text{pers. oră})$ iar cel de-al doilea interval, de $g_{cons,or2} = 12.25 \text{ L}/(\text{pers. oră})$.

Pentru simplificarea calculelor, se adoptă ipoteza distribuției uniforme a apei la interiorul rezervorului. Astfel, la un moment dat, întregul volum de apă din rezervor este caracterizat de o singură valoare a temperaturii, θ (se cunoaște faptul că, în realitate, apa din rezervor are o distribuție stratificată).

Se mai consideră că rezervorul este alimentat doar pe durata orelor de consum, cu apă la temperatura constantă $t_0 = 10^\circ \text{C}$ și că debitul de apă consumat din rezervor este întotdeauna egal cu cel introdus.

De asemenea, se admite că, indiferent de temperatura considerată, densitatea și căldura specifică a apei se mențin la valorile: $\rho_w = 1000 \text{ kg}/\text{m}^3$ și $c_w = 4186 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$.

Pierderile termice prin mantaua rezervorului, respectiv prin pereții conductelor sunt neglijate.

Parametrii meteorologici considerați

Ora	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$t_e [^{\circ}\text{C}]$	21.0	20.0	18.9	17.8	16.8	17.2	18.0	19.0	20.2	21.3	22.4	23.4	24.1
$I [\text{W}/\text{m}^2]$	0	0	0	0	0	20	83	197	359	462	624	712	693
Ora	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	
$t_e [^{\circ}\text{C}]$	24.8	25.0	25.2	25.1	24.5	23.7	22.8	21.7	20.7	19.6	18.5	17.5	
$I [\text{W}/\text{m}^2]$	808	571	589	401	179	82	3	0	0	0	0	0	

Se propun valorile: $a = 1.389 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$; $k_C = 3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$;

$k_S = 400 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; $S_S/S_C = 0.1$; $\alpha = 0.9$; $\tau_{tr} = 0.9$; $F' = 0.9$.

Variația parametrilor meteorologici, precum și acumularea de căldură în rezervor conferă un caracter nestăionar proceselor de transfer termic aferente sistemului. Conform [6], bilanțul termic al sistemului se poate scrie:

$$G \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot (t_T - t_R) + G_c \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot (t_0 - \theta) = V \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot \frac{d\theta}{d\tau} \quad (1)$$

în care:

$$t_T - t_R = (1 - E_{CS}) \cdot (t_E - \theta) \quad (2)$$

$$t_E = \frac{\alpha \cdot \tau_{tr} \cdot I}{k_C} + t_e \quad (3)$$

$$E_{CS} = \frac{E_C \cdot (1 - E_S) + E_S \cdot (1 - E_C)}{1 - E_C \cdot E_S}; E_C = e^{-NTU_C}, E_S = e^{-NTU_S} \quad (4)$$

$$NTU_C = \frac{F' \cdot k_C \cdot S_C}{G \cdot \rho_w \cdot c_w} = \frac{F' \cdot k_C}{a \cdot \rho_w \cdot c_w}; a = \frac{G}{S_C} \quad (5)$$

$$NTU_S = \frac{k_S \cdot S_S}{G \cdot \rho_w \cdot c_w} = \frac{k_S}{a \cdot \rho_w \cdot c_w} \cdot \frac{S_S}{S_C} \quad (6)$$

Ecuția diferențială (1) se reduce la:

$$\frac{d\theta}{d\tau} = -\frac{1}{C_T} \cdot \theta + \frac{1}{C_T} \cdot t^* \quad (7)$$

în care:

$$C_T = \frac{V \cdot \rho_w \cdot c_w}{G \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot (1 - E_{CS}) + G_c \cdot \rho_w \cdot c_w} = \frac{V}{G \cdot (1 - E_{CS}) + G_c} \quad (8)$$

$$t^* = \frac{G \cdot (1 - E_{CS}) \cdot t_E + G_c \cdot t_0}{G \cdot (1 - E_{CS}) + G_c} \quad (9)$$

Comportamentul termic dinamic al unui sistem activ de preparare a apei calde utilizând energia solară

Considerându-se variația orară a debitului de consum după modelul menționat, se dau următoarele relații între mărimile extensive și cele specifice:

$$G_c = g_{cons,or(1,2)} \cdot N_p ; \frac{S_c}{N_p} = s_c ; \frac{V}{S_c} = v \quad (10)$$

4. Rezolvarea numerică aferentă modelului de simulare a funcționării sistemului

În ipoteza că t^* este caracterizată de o valoare medie constantă pentru fiecare interval orar (practic, este neglijată variația în timp real a acestui factor), soluția ecuației (1) are forma:

$$\theta_j = E_{j-1} \cdot \theta_{j-1} + (1 - E_{j-1}) \cdot t_{j-1,j}^* \quad (11)$$

în care indicii $j - 1, j$ marchează valori determinate pentru două momente de timp succesive. În cadrul acestui model, se consideră un moment pentru fiecare oră din zi.

$$E = e^{(-\Delta\tau/C_T)} \quad (12)$$

Intervalul de timp cuprins între două momente succesive s-a notat cu $\Delta\tau = 1$ h.

$$t_{j-1,j}^* = 0.5 \cdot (t_{j-1}^* + t_j^*) \quad (13)$$

Calculul demarează odată cu setarea unei valori inițiale pentru temperatura apei din rezervor, θ_0 . În această lucrare, pentru toate cazurile studiate, se alege o valoare θ_0 arbitrară, care urmează a fi corectată printr-o procedură de calcul iterativ (valoarea θ finală pentru iterația curentă, i , este preluată ca valoare inițială aferentă iterației următoare, $i+1$): $\theta_{24}^{(i)} = \theta_0^{(i+1)}$, până când se ajunge, în cadrul aceluiași pas de calcul, la egalitatea $\theta_{24} = \theta_0$. Această situație corespunde unui regim stabilizat de temperatură a apei din rezervor (variația diurnă θ se păstrează pe durata unui șir de zile, dacă, în fiecare zi, variația parametrilor I și t_e este cea dată în capitolul 3).

Se consideră că, în orice moment, apa caldă trebuie să ajungă la consumator cu temperatura $t_{AC,cerut} = 55$ °C. Pe intervalele de timp în care $\theta < t_{AC,cerut}$, apa livrată de sistemul termic solar poate fi trecută printr-un schimbător de căldură suplimentar, pentru a fi încălzită până la valoarea dorită.

Dacă, în schimb, există consum și $\theta > t_{AC,cerut}$, debitul de apă rece intrat în sistem se împarte între rezervor și conducta de by-pass, cu ajutorul V3C. Procesul de repartiție a debitelor este descris de ecuația de continuitate, după cum urmează:

$$G_c = G_{cb} + G_{cr} \quad (14)$$

În consecință, fluxul de căldură evacuat din rezervor se reduce de la valoarea $G_c \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot \theta$ la $G_{cr} \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot \theta$. Scriind ecuația de conservare a energiei (principiul I al termodinamicii) în jurul V3C, în unitatea de timp, rezultă că:

$$G_c \cdot t_{AC,obt} = G_{cr} \cdot \theta + G_{cb} \cdot t_0 \quad (15)$$

Conform ecuațiilor (14) și (15), temperatura apei calde obținute la ieșirea din V3C este:

$$t_{AC,obt} = \frac{G_{cr}}{G_c} \cdot \theta + \left(1 - \frac{G_{cr}}{G_c}\right) \cdot t_0 \quad (16)$$

Însă, cum scopul este acela de a obține temperatura cerută, debitul G_{cr} este determinat cu relația:

$$G_{cr} = \frac{t_{AC,cerut} - t_0}{\theta - t_0} \cdot G_c \quad (17)$$

În continuare, este descrisă pe scurt procedura de calcul aferentă buclei de reglaj termic, în cazul unui consum continuu pe durata zilei (consumul intermitent necesită o abordare diferită). Calculul începe introducând în relația (17) valoarea θ de la prima oră de consum pentru care se observă depășirea pragului dat de $t_{AC,cerut}$. În expresiile C_T , t^* , debitul G_c este înlocuit de G_{cr} .

Noua valoare θ , calculată conform ecuației (11), este introdusă în relația (16) și, ulterior, în (16). Se continuă calculul iterativ, conform Fig. 2, până la stabilizarea valorii θ , pentru care $t_{AC,obt} = t_{AC,cerut}$.

La sfârșitul procedurii iterative, valorile C_T , t^* , θ obținute la ora curentă sunt utilizate pentru a calcula, cu relația (11), temperatura în rezervor pentru următoarea oră. Procedura se execută în același mod la toate orele pentru care $\theta > t_{AC,cerut}$.

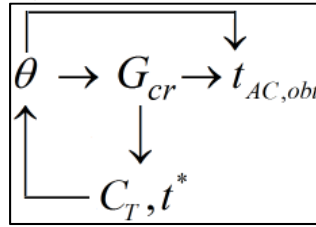


Fig. 2. Schema procedurii de calcul iterativ aferente reglajului termic pe partea consumatorului

În cazul orelor în care $I \cong 0$ sau $\theta > t_E$, în general, se optează pentru anularea debitului prin bucla solară: $G = 0$. Această măsură afectează diverși parametri de calcul. Din analiza relațiilor ((4))-((6)), ((8)), ((9)) se observă că:

$$E_{CS} = 0 ; C_T = \frac{V}{G_{c(r)}} ; t^* = t_0 \quad (18)$$

Dacă debitele G , G_c au concomitent valori nule:

$$t^* = 0.5 \cdot (t_E + t_0) ; E = 1 \quad (19)$$

5. Optimizarea constructiv-funcțională a sistemului

În cadrul acestei lucrări, a fost studiat comportamentul sistemului din Fig. 1 pentru combinațiile de valori: s_c [m²/pers] $\in \{0.5; 1; 1.5\}$, v [L/m²] $\in \{30; 40 \dots 70\}$.

Este de notat faptul că, pentru valori $v < 30$ L/m², pot apărea disfuncționalități severe: deoarece inerția termică a rezervorului variază în același sens cu volumul acestuia, un volum mic de apă poate conduce la supraîncălzirea apei din rezervor, pe durata orelor cu radiație solară intensă, urmată de pierderea rapidă a căldurii acumulate, în afara acestor ore. Din astfel de considerente, se evită utilizarea sistemelor cu volume mici de acumulare.

Pentru fiecare caz studiat, procedura de calcul descrisă în capitolul 4 a fost implementată cu ajutorul soft-ului Scilab 6.0.0. Rezultatele obținute au fost stocate

Comportamentul termic dinamic al unui sistem activ de preparare a apei calde utilizând energia solară într-un document de tip Microsoft Excel, în vederea prelucrării și expunerii lor sub formă grafică.

O primă reprezentare de această formă surprinde variația parametrilor meteorologici în decursul zilei considerate. Influența combinată a parametrilor I și t_e asupra sistemului a fost luată în considerare prin introducerea temperaturii exterioare echivalente. Din Fig. 3, se observă similitudinea dintre variația t_E și cea a intensității radiației solare.

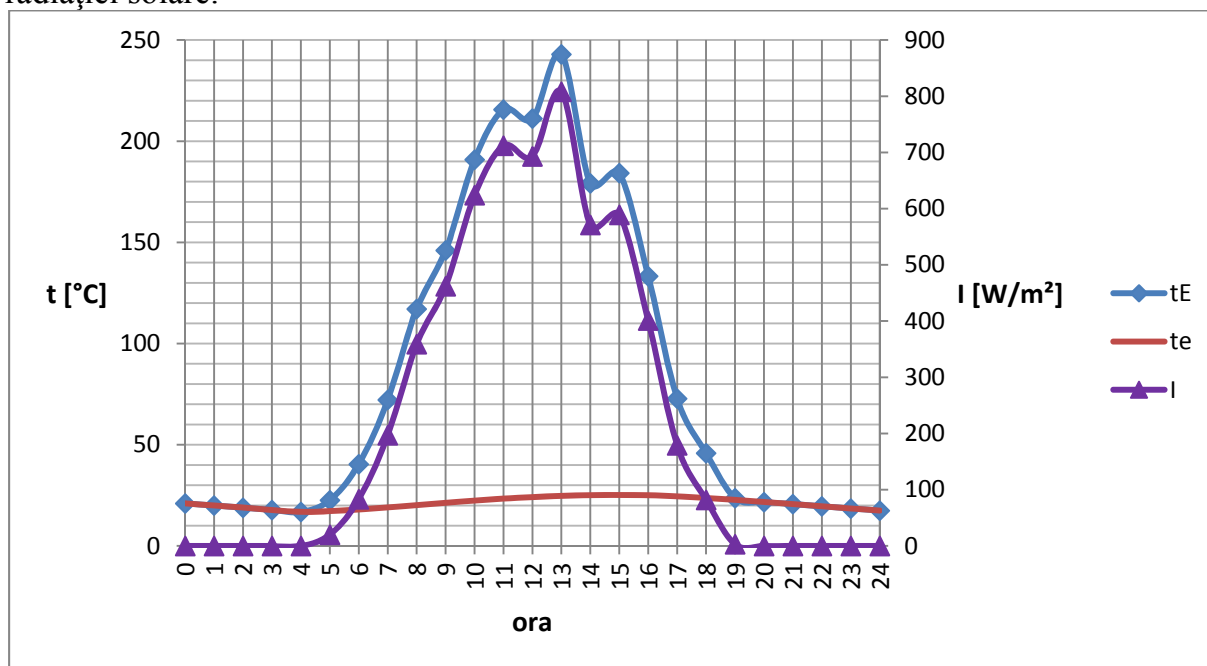


Fig. 3. Variația diurnă a parametrilor meteorologici, în condițiile date

În continuare, este ilustrat un exemplu de variație a temperaturilor t^* și θ , când $s_c = 1 \text{ m}^2/\text{pers}$, $v = \{30; 50; 70\} \text{ L/m}^2$. Se observă că volumul specific v nu influențează temperatura t^* , aceasta putând să varieze doar pentru orele la care se impune realizarea reglajului termic prin V3C. Creșterea v atenuează, în schimb, variația θ ; această atenuare este o marcă a creșterii inerției termice a rezervorului de acumulare, introduse în calcul prin constanta de timp - a se vedea relațiile (8), (10). Scenariul de consum intermitent se deosebește de cel al consumului uniform prin variații termice mai bruște și mai accentuate, justificate de următoarele aspecte:

- în lipsa consumului și în prezența circulației agentului din bucla solară, $t^* = t_E$, ceea ce duce la o creștere spectaculoasă a θ , la orele cu o radiație solară intensă;
- în intervalul orar 18-22 se consumă cantități mari de apă, în condițiile unei intensități reduse a radiației solare, astfel că temperatura apei din rezervor scade notabil, apropiindu-se de valoarea temperaturii apei de alimentare, t_0 ;
- în lipsa consumului și a circulației de agent termic prin bucla solară, valoarea θ nu se modifică, deoarece pierderile de căldură prin mantaua rezervorului au fost neglijate.

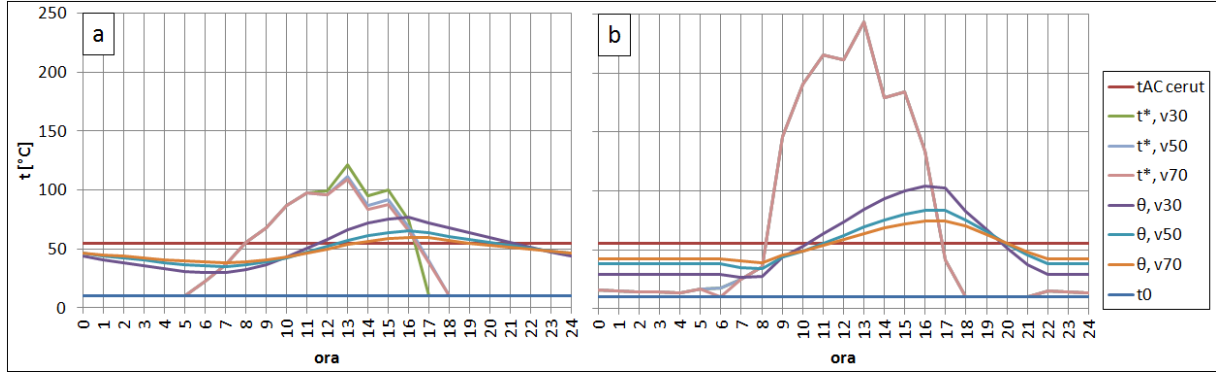


Fig. 4. Variația diurnă a temperaturilor t^* , θ pentru $s_c = 1 \text{ m}^2/\text{pers}$, $v = \{30; 50; 70\} \text{ L/m}^2$
a. consum uniform; b. program de consum

Fig. 5 ilustrează, în cele două situații de funcționare menționate, paralelismul dintre profilul temperaturii θ și profilul debitului vehiculat prin conducta de by-pass, G_{cb} , exprimat ca procent din debitul total de consum, G_c . Se observă că $G_{cb} > 0$ doar pentru intervalele orare în care $\theta > t_{AC,cerut}$ și $G_c > 0$, având, pe toată durata acestor intervale, valoarea necesară pentru a limita temperatura apei livrate, $t_{AC,obt}$, la 55°C . Convențional, s-a considerat că $t_{AC,obt} = 0$ în afara orelor de consum.

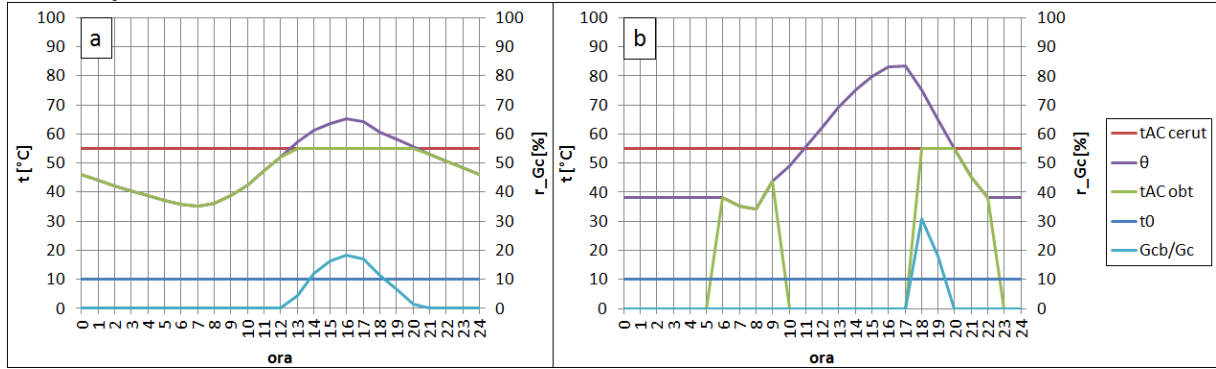


Fig. 5. Variația temperaturii apei livrate la consumator, pentru $s_c = 1 \text{ m}^2/\text{pers}$, $v = 50 \text{ L/m}^2$
a. consum uniform; b. program de consum

Gradul de acoperire energetică (GAE) se calculează, pe durata zilei considerate, ca raport între căldura furnizată de sistemul termic solar către consumator ($\Phi_{ts,zi}$) și necesarul termic aferent apei calde de consum, $\Phi_{nec,zi}$:

$$GAE = \frac{\Phi_{ts,zi}}{\Phi_{nec,zi}} = \frac{\int_{\tau_0}^{\tau_{24}} G_c \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot (t_{AC,obt} - t_0) d\tau}{\int_{\tau_0}^{\tau_{24}} G_c \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot (t_{AC,cerut} - t_0) d\tau} \quad (20)$$

Știind, conform ipotezelor formulate, că ρ_w , c_w au valori unice, independente de temperatura apei și că $t_{AC,cerut}$, t_0 nu variază în timp, se ajunge la următoarele expresii:

– în situația de consum uniform:

$$GAE = \frac{\sum_{\tau_0}^{\tau_{23}} (t_{AC,obt} - t_0)}{24 \cdot (t_{AC,cerut} - t_0)} \quad (21)$$

– pentru programul de consum stabilit:

$$GAE = \frac{G_{c,1} \cdot \int_{\tau_6}^{\tau_9} (t_{AC,obt} - t_0) d\tau + G_{c,2} \cdot \int_{\tau_{18}}^{\tau_{22}} (t_{AC,obt} - t_0) d\tau}{G_{c,1} \cdot \int_{\tau_6}^{\tau_9} (t_{AC,cerut} - t_0) d\tau + G_{c,2} \cdot \int_{\tau_{18}}^{\tau_{22}} (t_{AC,cerut} - t_0) d\tau} \quad (22)$$

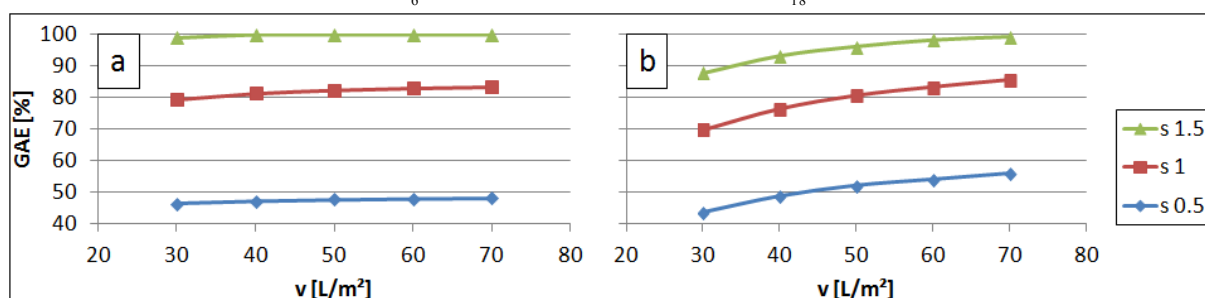


Fig. 6. Variația gradului de acoperire în funcție de parametrii de configurare ai sistemului
a. consum uniform; b. program de consum

Curbele din Fig. 6 reflectă tendința de creștere a GAE odată cu creșterea s_c . Variația GAE în același sens cu v este, de asemenea, vizibilă, deși mai puțin semnificativă decât prima. Tot din Fig. 6 se observă că trecerea de la $s_c = 1 \text{ m}^2/\text{pers}$ la $s_c = 1.5 \text{ m}^2/\text{pers}$ este însoțită de o creștere mai puțin spectaculoasă a GAE decât cea obținută pentru trecerea de la $s_c = 0.5 \text{ m}^2/\text{pers}$ la $s_c = 1 \text{ m}^2/\text{pers}$.

Conform acestor observații, rezultă că sistemul cu o suprafață specifică de captare de $1 \text{ m}^2/\text{pers}$ și volumul specific de acumulare de $70 \text{ L}/\text{m}^2$ ar fi alegerea cea mai rentabilă.

În ceea ce privește programul de funcționare a sistemului, reiese că necesarul consumatorului este acoperit într-o proporție mai mare în situația de consum uniform, pentru $s_c \in [1; 1.5] \text{ m}^2/\text{pers}$ și $v < 70 \text{ L}/\text{m}^2$.

6. Concluzii

Lucrarea are ca obiectiv optimizarea unui sistem termic solar destinat preparării apei calde de consum. Funcționarea sistemului pe durata unei zile de vară este simulată pentru diferite valori ale parametrilor de configurare, în două situații de consum.

Rezultatele obținute arată că, în condițiile date, funcționarea sistemului este rentabilă pentru valori medii ale suprafeței specifice de captare ($s_c = 1 \text{ m}^2/\text{pers}$) și valori ridicate ale volumului specific de acumulare ($v = 70 \text{ L}/\text{m}^2$).

În ambele situații de consum, un grad înalt de acoperire a necesarului termic aferent consumatorului este asigurat de valori ridicate ale parametrilor s_c , v .

Totuși, sunt preferabile acele programe de consum care se apropie, pe cât posibil, de situația repartizării orare uniforme a necesarului zilnic de apă, deoarece astfel de cazuri favorizează, în general, îndeplinirea cerințelor consumatorului, garantând, totodată, o funcționare mai stabilă a sistemului.

Listă de notații

a	debit volumic prin captator, raportat la aria suprafeței de captare [$\text{m}^3/(\text{m}^2\text{s})$]
C_T	constanta de timp a sistemului [h]
c_w	căldura specifică a apei [$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$]
e	numărul lui Euler [-]
E_C	modulul termic al colectorului solar [-]
E_{CS}	modulul termic al buclei colectoare [-]
E_S	modulul termic al serpentinei imersate în rezervor [-]
F'	factor de corecție a fluxului termic captat de panoul solar [-]
G	debit volumic de apă prin bucla solară [m^3/s]
G_c	debit volumic de apă cerut de consumator [m^3/s]
I	intensitatea radiației solare [W/m^2]
k_C	coeficient global de transfer termic aferent colectorului solar [$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$]
k_S	coeficient global de transfer termic al serpentinei imersate [$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$]
N_p	numărul de persoane care alcătuiesc consumatorul [pers]
NTU_C	numărul unităților de transfer termic, aferent colectorului solar [-]
NTU_S	numărul unităților de transfer termic, aferent serpentinei [-]
s_C	aria suprafeței de captare a energiei solare, aferentă unei persoane [m^2/pers]
S_C	aria totală a suprafeței de captare [m^2]
S_S	aria suprafeței de transfer termic a serpentinei imersate [m^2]
t^*	temperatură sintetică [$^{\circ}\text{C}$]
t_0	temperatura apei reci introduse în sistem [$^{\circ}\text{C}$]
$t_{AC, \text{cerut}}$	temperatura apei calde cerute [$^{\circ}\text{C}$]
$t_{AC, \text{obt}}$	temperatura apei calde obținute [$^{\circ}\text{C}$]
t_e	temperatura aerului exterior [$^{\circ}\text{C}$]
t_E	temperatura exterioară echivalentă [$^{\circ}\text{C}$]
v	volum de acumulare, raportat la suprafața de captare [m^3/m^2]
V	volumul rezervorului de acumulare [m^3]
α	coeficient de absorbție a radiației solare la nivelul plăcii captatoare [-]
$\Phi_{\text{nec, zi}}$	necesarul zilnic de energie termică aferent apei calde de consum [kWh]
ρ_w	densitatea apei [kg/m^3]
θ	temperatura apei din rezervor [$^{\circ}\text{C}$]
τ	timp [h]
τ_{tr}	coef. de transmisie a radiației prin elementul vitrat al colectorului solar [-]

Abrevieri

GAE grad de acoperire energetică [-]

V3C vană cu trei căi

Bibliografie

1. *Ge, T.S., et al.*, Solar heating and cooling: Present and future development. *Renewable Energy*, 2018. **126**: p. 1126-1140 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.06.081>.
2. *Shafieian, A., M. Khiadani, and A. Nosrati*, A review of latest developments, progress, and applications of heat pipe solar collectors. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018. **95**: p. 273-304 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.07.014>.
3. *Allouhi, A., et al.*, Solar domestic heating water systems in Morocco: An energy analysis. *Energy Conversion and Management*, 2015. **92**: p. 105-113 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.12.055>.
4. *Xue, H.S.*, Experimental investigation of a domestic solar water heater with solar collector coupled phase-change energy storage. *Renewable Energy*, 2016. **86**: p. 257-261 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.08.017>.
5. *Guo, F., et al.*, Analysis on the optimum matching of collector and storage size of solar water heating systems in building space heating applications. *Building Simulation*, 2018. **11**(3): p. 549-560 DOI: 10.1007/s12273-018-0429-9.
6. *Iordache, F.*, Energetica echipamentelor și sistemelor termice din instalații. 2010, București: Conspress. p. 41-64.
7. *Duffie, J.A. and W.A. Beckman*, *Solar Engineering of Thermal Processes (Fourth Edition)*, ed. WILEY. 2013. p. 376.