

Revista Română de Inginerie Civilă
Indexată în bazele de date internaționale (BDI)
ProQuest, INSPEC, EBSCO
INDEX COPERNICUS, ULRICH'S și JOURNALSEEK
Volumul 6 (2015), Numărul 2
ISSN 2068-3987

Etude thermique d'un capteur solaire innovant à circulation d'air <i>Cristiana Croitoru, Amina Meslem, Ramy Atta</i>	<i>101-111</i>
Impact of freeze-thaw cycles on the performance of polymer modified bitumen <i>Bachir Glaoui, M'hamed Merbouh, Martin Van de Ven, Mahdjoub Bendjima</i>	<i>112-120</i>
Application of multivariate statistical analysis to evaluate parameters in a wastewater treatment <i>Marius-Daniel Roman</i>	<i>121-127</i>
Instalație multischimbător pentru utilizarea peletilor în sisteme de încălzire industrială <i>Nicolae Antonescu, Laurențiu Tăcutu</i>	<i>128-138</i>
Theoretical and experimental study on ice-slurry use in comfort air-conditioning <i>Rodica Dumitrescu, Anica Ilie, Răzvan Calotă, Teodora Mădălina Nichita, Andrei Damian</i>	<i>139-148</i>
Model experimental pentru studierea curgerii apei într-o conductă de canalizare <i>Marius Iliescu, Elena Iatan, Mihnea Sandu</i>	<i>149-163</i>
Management system for improving energy consumption in public buildings <i>Ion Miciu, Cristina Ogescu</i>	<i>164-173</i>
Influența conținutului și fineții filerului de calcar asupra proprietăților cimentului cu adaos de calcar <i>Nastasia Saca, Maria Georgescu</i>	<i>174-184</i>
Aplicații ale ciclului Rankine organic utilizând surse de energie regenerabile <i>Pavel Atănăsoae</i>	<i>185-192</i>
Piața imobiliară rezidențială sub aspectul crizei economice <i>Gabriela Mehedințu, Nicolae Postăvaru</i>	<i>193-201</i>
Analiza energetică privind utilizarea unui sistem de cogenerare pentru alimentarea cu căldură a unui ansamblu de blocuri din mediu urban <i>Florin Iordache, Radu-Alexandru Baci, Ștefan Burchilă</i>	<i>202-222</i>
Aspecte privind modul de realizare a cladirilor si a instalatiilor aferente in SUA <i>Mihai Ilina, Matei Traian Ilina</i>	<i>223-231</i>

COLEGIUL EDITORIAL

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

ISSN 2068-3987

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

Etude thermique d'un capteur solaire innovant à circulation d'air

Thermal study of a innovative solar colector with air circulation

Cristiana Croitoru¹, Amina Meslem², Ramy Atta²

CAMBI Research Center, Technical University of Civil Engineering in Bucharest, Building Services Faculty.

Avenue Pache Protopescu 66, Bucharest, Romania

E-mail: cristianaveronacroitoru@gmail.com

² LaSIE, University of La Rochelle, Pôle Sciences et Technologie,
Avenue Michel Crépeau, 17042 La Rochelle, France

Rezumat. *L'utilisation des énergies renouvelables est une solution attractive pour satisfaire deux exigences: la qualité à l'intérieur et l'efficacité énergétique. Les systèmes solaires passifs sont faciles à mettre en œuvre et efficace dans les zones à fort potentiel solaire. Le mur solaire transpiré non vitré (UTSW) est en bardage métallique avec perforations, installé à plusieurs centimètres du mur du bâtiment, créant ainsi une cavité. Cette étude est une approche d'analyse préliminaire sur l'importance de la forme de l'orifice du panneau perforé pour le transfert de chaleur. L'article présente des données extraites de recherche expérimentale du transfert de chaleur entre la plaque perforée et la circulation de l'air. La comparaison entre deux géométries de perforations en termes de transfert de chaleur a montré de différence significative. La forme innovante de l'orifice lobes a été trouvée plus efficace en ce qui concerne le transfert thermique entre la plaque chauffée et l'air, grâce aux structures tourbillonnaires longitudinales caractéristiques.*

Cuvinte cheie: énergie solaire; mur solaire transpiré non vitré; transfert de chaleur;

Abstract. *The use of renewable energy is an attractive solution to fulfill two requirements: quality indoor and energy efficiency. Passive solar systems are easy to implement and effective in areas with high solar potential. The unglazed transpired solar wall (UTSW) is perforated with metal siding, installed several inches from the building wall, creating a cavity. This study is a preliminary analysis approach to the importance of the shape of the orifice of the perforated panel to the heat transfer. The article presents data from experimental research of heat transfer between the perforated plate and the flow of air. The evaluation between two geometries of perforations in terms of heat transfer showed significant difference. The innovative shape of the lobes orifice has been found more efficient as regards heat transfer between the heated plate and the air, thanks to the longitudinal vortex structures characteristics.*

Key words: solar energy; unglazed transpired solar wall; heat transfer;

1. Introduction

Les demandes des occupants sont de plus en plus exigeantes et atteindre le confort intérieur est l'un des défis les plus importants pour les ingénieurs civils. En général, le secteur du bâtiment consomme 35,3% de la demande totale d'énergie [1, 2]. Cette demande d'énergie est due aux systèmes CVC (Chauffage, Ventilation et Climatisation). Les conditions locales climatiques influent directement sur la consommation d'énergie des bâtiments par des systèmes CVC, s'il y a une demande un chauffage ou de refroidissement. Pendant la saison froide dans les pays froids, la demande de chaleur du bâtiment représente le plus fort pourcentage du montant total de la demande d'énergie, alors que pendant l'été, la ventilation ou le traitement d'air est un grand consommateur d'énergie électrique. Par exemple, au Royaume-Uni, l'énergie utilisée pour la demande de chaleur intérieure était d'environ 50% de la consommation totale d'énergie en 2004. D'autre part, les systèmes de refroidissement à air utilisent plus de 40% de la charge de pointe en été chaud à Shanghai. Tous ces consommations d'énergie, qu'il s'agisse de chauffage ou de refroidissement, peuvent être traduits en termes d'émissions de CO₂ [1, 3, 4].

Dans ce contexte, l'utilisation des énergies renouvelables est une solution attractive pour satisfaire deux exigences: La qualité intérieure et l'efficacité énergétique. Parmi ces énergies renouvelables, les systèmes solaires passifs sont faciles à mettre en œuvre et efficace du point de vue de l'accessibilité dans les zones à fort potentiel solaire [5]. Ces systèmes ont une contribution significative pour atteindre de l'haute performance des enveloppes et dans le même temps économiser de l'énergie pour que ce soit pour le chauffage en hiver ou de climatisation en été. La multitude de solutions pour l'utilisation de l'énergie thermique du soleil présente des avantages importants mais aussi des inconvénients qui maintiennent la recherche dans ce domaine. Parmi eux, les murs thermiques peuvent être divisées en quelques catégories (ex. murs Trombe, les murs solaires eutectiques, autres systèmes qui stockent l'énergie)[6]. Une des solutions les plus intéressantes est, de notre point de vue, les murs capteurs solaires ou Unglazed Transpired Solar Walls (UTSW).

Un UTSW est fait d'une feuille en métal avec des perforations, installée à plusieurs centimètres de la paroi du bâtiment, créant ainsi une cavité. Le dessin schématique de ce type de capteur solaire est tel qu'illustré à la Figure 1. La plaque métallique est chauffée par le rayonnement solaire, et à l'aide d'un ventilateur, on crée une pression négative dans la cavité, l'air étant aspiré et chauffé à travers le panneau perforé. L'air est généralement prise sur le haut du mur (en raison des gradients de température dans la cavité) pour assurer que toute la chaleur solaire produite est recueillie, et en ensuite, distribuée dans le bâtiment par le système de ventilation.

D'autre part, les techniques de mélange passif appliquées aux unités de diffusion pour HVAC ont été fortement développés au cours des dernières années, depuis que des équipes de recherche en collaboration l'Université de La Rochelle et UTCB ont effectué nombreuses études consacrées à ces dispositifs [7-16]. Une nouvelle direction de recherche a été lancée l'année dernière à l'Université de La Rochelle (ULR) en ce qui concerne la possibilité d'utiliser le contrôle passif pour

améliorer le transfert de chaleur pour des jets impactants [17]. Toutes ces études utilisent une géométrie spéciale, qui est appelé "géométrie lobée". Un exemple d'une telle géométrie est l'orifice lobé. La Figure 1 b présenté un panneau percé d'orifices lobes (ou orifices en forme de croix à 4 lobes). Pour la même aire (même diamètre équivalent) le périmètre du jet lobé est beaucoup plus grand que celui de l'orifice circulaire, en augmentant la limite de contact entre le flux d'air passant à travers l'orifice et l'épaisseur de l'orifice. Sous nombres de Reynolds faibles ou modérés, comme celle qui caractérise les écoulements dans le UTSW, l'analyse de la buse lobée élémentaire et orifice jets montre que la forme lobée présente de cisaillement transversal sur les creux du lobe [12, 18-20].

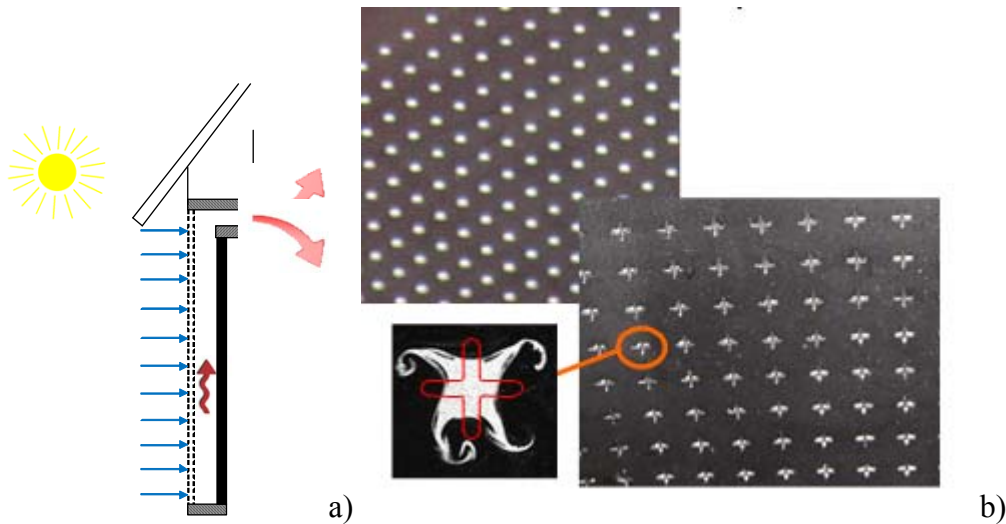


Fig. 1 a) Schéma de UTSW (unglazed transpired solar wall), b) Panneau perforé innovant développé au ULR [21]

Notre idée consiste à introduire orifices lobées innovantes en panneaux perforés utilisés pour UTSW afin d'améliorer dans ces dispositifs passifs de récupération de chaleur solaires. En quelques études récentes [56, 57] certaines caractéristiques intéressantes de l'écoulement en amont de l'orifice lobes ont été mises en évidence: la contrainte de cisaillement à la paroi et les distributions de tourbillons sur le plan amont d'orifice générés dans un jet lobé, à partir de simulations LES, suggèrent la possibilité d'utiliser la géométrie lobée aux UTSW pour un transfert de chaleur élevé.

Cette étude est une première approche des tests expérimentaux pour essayer d'évaluer si les panneaux perforés sont appropriées pour être intégrés dans UTSW.

2. Méthode expérimentale

L'enquête expérimentale a été réalisée dans des conditions contrôlées en laboratoire où la température et l'humidité relative ont été surveillées en permanence. Deux types de panneaux perforés ont été testés. Le panneau de base est de forme ronde et les perforations du panneau innovantes a lobé perforations en forme de croix. Le De diamètre équivalent de deux géométries d'orifices était 5mm. Deux porosités

différentes ont été testées pour chaque type de panneau, en faisant varier la distance entre les deux orifices adjacents de 3 et 4 De.

L'ensemble est composé d'une plaque perforée en acier galvanisé appelée absorbeur.

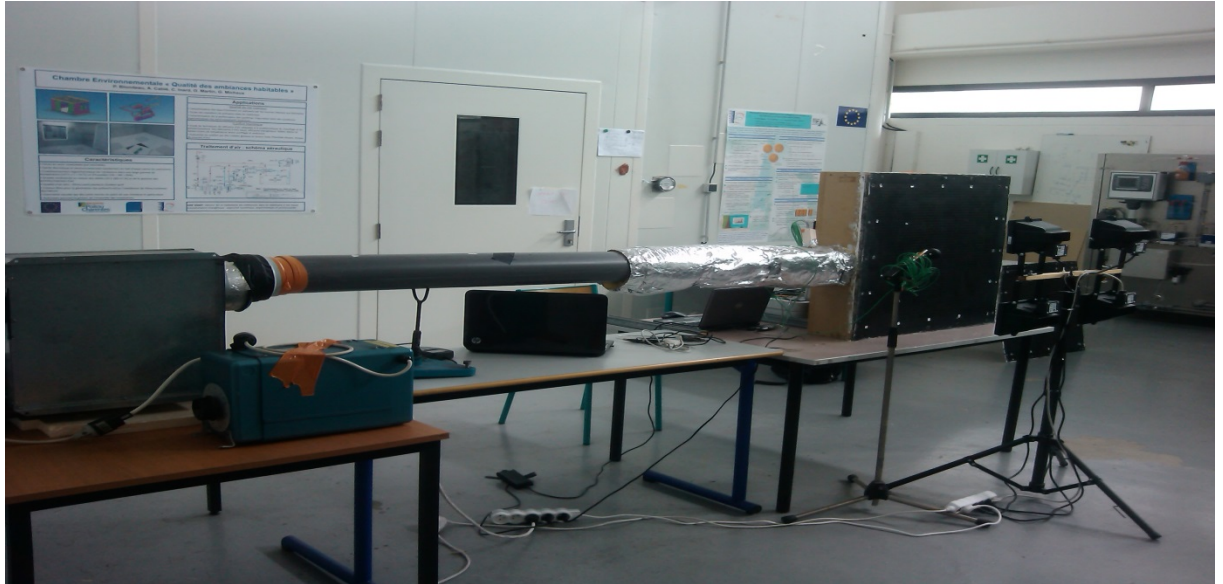


Fig. 2 Photo de la manipulation: le panneau perforé et les lampes de radiation

L'air extérieur est préchauffé dès lors qu'il passe au travers de l'absorbeur, lui-même chauffé par le rayonnement solaire incident, d'une cavité d'air, fermée à toutes ses extrémités, créée par le volume entre l'absorbeur et sa structure support : l'air préchauffé y circule et est canalisé jusqu'au système de traitement de l'air. Un banc expérimental à échelle réduite a été conçu et est présenté. Il s'agit d'une boîte en panneaux bois de 150mm de profondeur et environ 700mm de côté, fermée sur une de ses faces par la plaque perforée à tester.

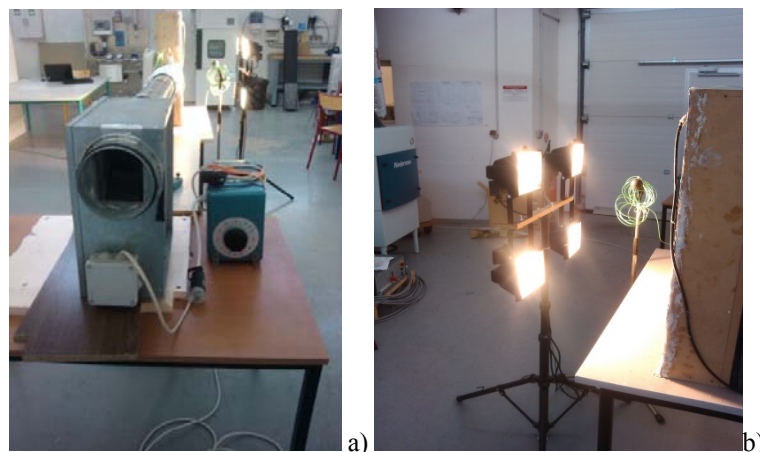


Fig. 3 a) Le ventilateur fonctionnant en aspiration de marque EAB VARIAC et à débit variable; b) L'éclairage solaire simulé par 4 lampes halogène de 400W situées à 50 cm de la plaque

La boîte est reliée à un ventilateur fonctionnant en aspiration. L'éclairement solaire est simulé par quatre lampes halogène de 400W chacune, placées à une distance de 50 cm. Plusieurs couples de plaques perforées circulaire/lobée existent et seront à comparer. Le banc expérimental est instrumenté (capteurs de température, capteur de vitesse), ce qui permet de mesurer la puissance extraite pour chaque plaque perforée. Le débit d'air extrait sera à faire varier et les courbes $Y = \text{Puissance extraite}$ en fonction de $X = \text{débit d'air extrait}$, seront à comparer pour chaque couple de panneaux. Le panneau reçoit presque 800 W/m^2 du flux de chaleur émis par la source ([22]).

Trois sondes de température (thermocouples de type K) ont été utilisés pour mesurer la température de l'air ambiant (T_{amb}), la température de l'air à l'intérieur de la boîte (T_{box}) et la température de l'air à l'entrée de la conduite d'aspiration (T_{pipe}).

Le débit volumétrique extrait a varié entre 10 et 150 m^3 / h . Le débit a été évalué en utilisant des sondes de vitesse omnidirectionnelles de TSI qui a été placé à l'intérieur du tuyau.

3. Résultats et Discussion

Les études réalisées sur les systèmes de murs solaires montrent de bons résultats en termes d'efficacité énergétique. Dans ce contexte, l'utilisation de systèmes solaires passifs est encouragée par les réglementations nationales, car ils peuvent avoir une contribution significative à atteindre des performances élevées et des économies d'énergie pour le chauffage en hiver et en été pour refroidir. Le tableau 1 résume certaines des études de cas disponibles dans la littérature.

Tableau 1

Etudes de cas sur UTSW

Référence	Type	Débit air [$\text{m}^3/\text{h}/\text{m}^2$]	Delta t	Efficienne	Economie d'énergie
[23]	1877 m^2 ; mur vertical; 2% porosité; 1% canopée;	125	12.5 °C	57%	917 $\text{kWh}/\text{m}^2/\text{an}$
[23], [24]	420 m^2 aire; 2%porosité; 1% canopée	72	13 °C	52%	754 $\text{kWh}/\text{m}^2/\text{an}$
[23]	27.9 m^2 ; 2% porosité	N/A	N/A	63-68%	N/A
[25]	335 m^2 ; aluminium ondulé	N/A	N/A	N/A	195 700 kWh/m^2
[25]	Solarwall panneau aire=1.1664 m^2 ; PV cellules couvertes 24% de la surface totale	100	N/A	Efficienne thermique 48% Efficienne combinée 51%	500-1000 $\text{kWh}/\text{m}^2/\text{an}$ En total
[26]	2 m^2 ; mur solaire perforé	117	13.2°C		
Cet étude	0.47 m^2 ; mur solaire perforé; 0.6 % - 10% porosité; panneau noir en aluminium	10-150 [$\text{m}^3/\text{h}/\text{m}^2$]	9°C- 30°C	60-70% pour débits d'air plus grands que 50 [$\text{m}^3/\text{h}/\text{m}^2$]	N/A

Un rapide sondage nous permet d'être au courant des possibilités énormes de tels dispositifs de récupération d'énergie. Par exemple, l'étude CFD de Arulanadam et al. [27] conclut que non seulement les panneaux métalliques pourraient être utilisés pour l'absorbeur perforé mais même les matériaux à faible conductivité peuvent conduire à une efficacité thermique acceptable du système, ou de faible porosité des absorbeurs de plaques transpiré ou pour faibles débits etc. Mais des études comme celles de Van Decker et al. [28], Gunnewieck et al. [29, 30] est très intéressante de notre point de vue, compte tenu de l'information connexe sur les possibilités directes d'amélioration de ces dispositifs. L'étude numérique de début de Gunnewieck et al. [29] souligne l'importance d'un écoulement non uniforme et d'une faible vitesse sur l'efficacité des dispositifs de chauffage solaire de l'air transpiré non vitrés de grande surface. Van Decker et al. [28] montre que en conditions sans vent, environ 62% de la hausse de la température finale de l'air est prévu pour le devant de plat, 28% dans le trou et 10% à l'arrière de la plaque.

Cordeau and Barrington [31] dans leur étude sur UTSW utilisé pour amener de l'air frais dans une grange de poulets, révèlent que l'efficacité de l'air en pré-chauffe solaires a atteint 65% pour des vitesses de vent de 2 m/s, mais a chuté sous 25% pour des vitesses de vent supérieures à 7 m / s, avec un retour sur investissement annuel de l'an de 4,7%. Différentes autres études de cas de UTSW [22, 29-39] soulignent l'efficacité énergétique du système de 52% à 68%, soit un bénéfice important en termes de consommation d'énergie fossile.

Dans la présente étude, la chaleur transférée de la plaque à l'air (P) a été quantifiée par l'augmentation de la température de l'air, en utilisant:

$$P = m_{air} * c_p * (T_{pipe} - T_{amb}) \quad (1)$$

m_{air} : débit massique de l'air ;

$c_{p,air}$: chaleur massique de l'air à pression atmosphérique et à température ambiante ;

Quatre cas ont été étudiés par rapport à la configuration standard d'un panneau perforé pour les systèmes commerciaux UTSW. Les cas étudiés sont: 3R - orifices ronds avec $S = 3DE$, 4R - orifices ronds avec $S = 4DE$, 3C - orifices en forme de croix avec $S = 3DE$ et 4C orifices en forme croix avec $S = 4DE$.

Le rendement du panneau a été défini comme:

$$\varepsilon = \frac{P}{I_T A_{pl}} \quad (2)$$

Où P est la chaleur transférée de la plaque à l'air, I c'est l'irradiation fournie par les lampes au niveau de la plaque et A est la surface de la plaque de 0.47 m^2 .

In Fig. 4 nous avons représenté l'évolution du rendement thermique pour les quatre cas étudiés, en comparaison avec le résultat obtenu en utilisant un UTSW commercial et les deux modèles proposés par Belusko et al. et Shukla et al. pour UTSW sans vent et avec des perforations circulaires de même diamètre que dans notre cas [37, 40].

Etude thermique d'un capteur solaire innovant à circulation d'air

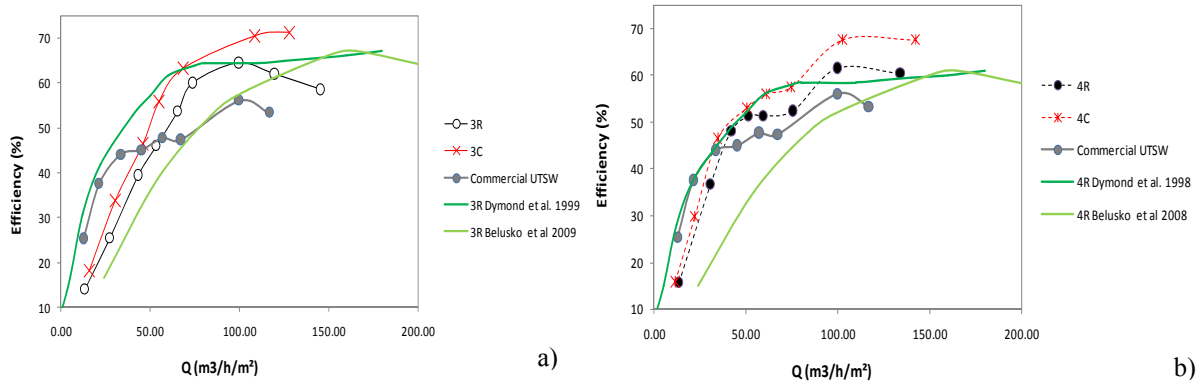


Fig. 4 Efficacité de l'UTSW pour différents débits: a) S=3De, b) S=4De

Pour les deux taux de perforation étudiés dans la présente campagne expérimentale, nous pouvons voir l'avantage de la plaque perforée innovante avec orifices lobés par rapport aux panneaux avec orifices ronds de base. En outre, ils présentent un avantage évident pour des débits élevés par rapport aux modèles analytiques de Belusko et al. et Shukla et al. pour des panneaux ayant des perforations circulaires.

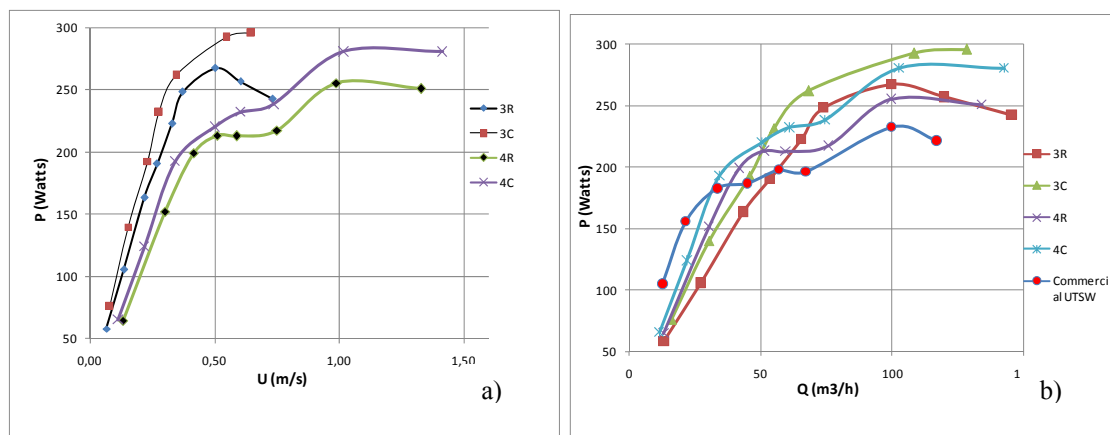


Fig. 5 a) Evolution de transfert de chaleur en fonction de la vitesse dans la conduite, b) l'évolution de transfert de chaleur en fonction du débit de l'air

La même conclusion peut être extraite de la variation de la chaleur transférée par la vitesse sur le trou. Les trous en forme de croix ont un rendement supérieur par rapport aux orifices ronds, jusqu'à 30 W pour chaque type de porosité. Plus la vitesse est élevée, plus la chaleur transférée de la plaque à l'air est grande.

D'autre part, la différence entre la température ambiante et la température du flux d'air qui a traversé la plaque perforée diminue avec l'augmentation de la vitesse ou de débit d'air. Pour le cas 3C et 3R nous avons fait plusieurs mesures pour évaluer plus correctement le transfert de chaleur de ces deux cas.

Tableau 2

Range de debits pour le cas 3C et 3R

Qtube	P_3C	P_3R	Efficacité
m^3/h	W	W	%
20	144,96	120,71	20,08%
40	218,42	183,90	18,77%
60	261,40	220,87	18,35%
80	291,89	247,09	18,13%
100	315,54	267,44	17,99%
120	334,87	284,06	17,89%
140	351,20	298,11	17,81%
160	365,36	310,28	17,75%
180	377,84	321,02	17,70%
200	389,01	330,63	17,66%
220	399,11	339,31	17,62%
240	408,33	347,25	17,59%
260	416,82	354,54	17,56%
280	424,67	361,30	17,54%
300	431,98	367,59	17,52%

Pour évaluer l'efficacité de la plaque 3C, on la compare avec les puissances obtenues sur la plaque 3R (Tableau 2).

En considérant ces valeurs, on voit sur le graphique l'évolution de la puissance en fonction de la gamme des débits. On peut voir que l'efficacité du panneau avec perforations lobées se préserve tout au long de la courbe de variation (Fig. 6).

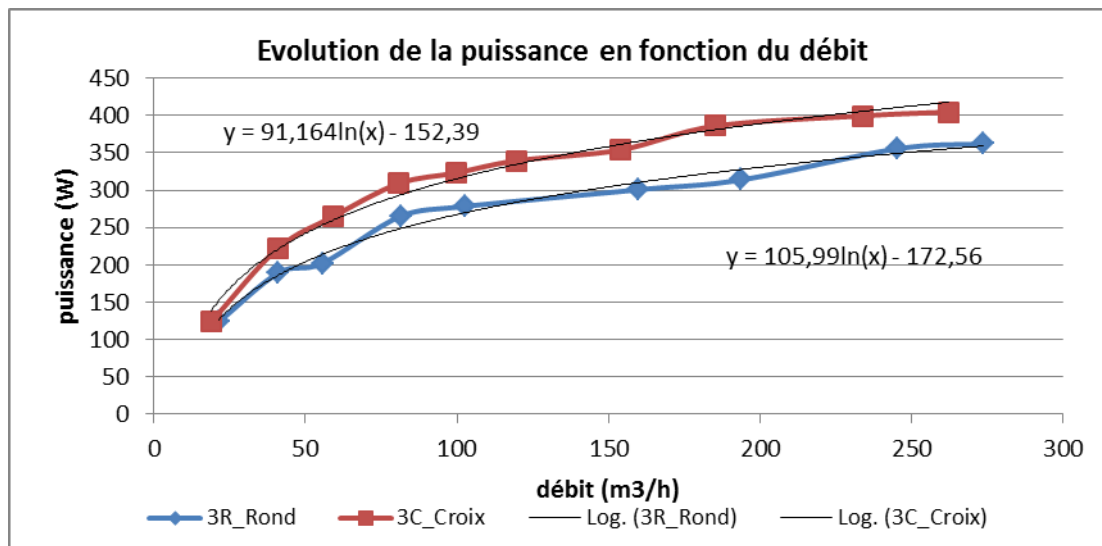


Fig. 6 Evolution de la puissance en fonction du débit

4. Conclusions

L'étude a été un premier test sur un capteur solaire non vitré transpiré (UTSW) qui est équipé de perforations de forme de croix. Le modèle physique utilisé montre de bons résultats en accord avec la littérature. Plus de cela, la comparaison d'un UTSW classique avec un nouveau avec des géométries de perforation innovantes conduit à des résultats intéressants. La géométrie lobée est plus efficace et le cas 3C est le meilleur. Nous pouvons voir que le gain de puissance en choisissant la plaque 3C varie entre 17,5% et 20% ce qui est un rendement assez élevé. Ce gain est seulement testé sur une petite surface de plaque (0,47 m²). A l'échelle d'un bâtiment, cela génère une source d'économie très intéressante.

Les résultats nous laissent supposer que plus la température surfacique de la plaque est basse, plus le rendement de la puissance est meilleur.

Remerciements (Acknowledgements)

CNCS – UEFISCDI, Project numéro PN-II-RU-PD-2012-3-0144.

Références

1. IEA, *Renewables for heating and cooling: untapped potential*. France: OECD/IEA; 2007.
2. Chan, H.-Y., S.B. Riffat, and J. Zhu, *Review of passive solar heating and cooling technologies*. Renewable and Sustainable Energy REviews, 2010. **14**(2): p. 781-789.
3. IEA, *World energy outlook 2007: China and India insights*. France: OECD/IEA; 2007.
4. IEA, *Worldwide trends in energy use and efficiency: key insights from IEA indicator analysis*. France: OECD/IEA. 2008.
5. IEA. *Solar's Untapped Potential*. 2005; Available from: <http://www.iea-shc.org/solarenergy/potential.htm>.
6. Hami, K., B. Draoui, and O. Hami, *The thermal performances of a solar wall*. Energy, 2012. **39**(1): p. 11-16.
7. Meslem, A., I. Nastase, and F. Allard, *Passive mixing control for innovative air diffusion terminal devices for buildings*. Building and Environment, 2010. **45** (2679-2688).
8. Meslem, A., I. Nastase, and K. Abed-Meraim, *Experimental investigation of a lobed jet flow mixing performance*. Journal of Engineering Physics and Thermophysics, 2007. **81**(1).
9. Meslem, A., M. El-Hassan, and I. Nastase, *Analysis of jet entrainment mechanism in the transitional regime by time-resolved PIV*. Journal of Visualization, 2010. **online first**: p. 1-12.

10. Meslem, A., et al., *A comparison of three turbulence models for the prediction of parallel lobed jets in perforated panel optimization*. Building and Environment, 2011. **46**(11): p. 2203-2219.
11. Nastase, I., et al., *Lobed grilles for high mixing ventilation - An experimental analysis in a full scale model room*. Building and Environment, 2011. **46**(3): p. 547-555.
12. Nastase, I., A. Meslem, and P. Gervais, *Primary and secondary vortical structures contribution in the entrainment of low Reynolds number jet flows*. Experiments in Fluids, 2008. **44**(6): p. 1027-1033.
13. Nastase, I., A. Meslem, and M. El Hassan, *Image processing analysis of vortex dynamics of lobed jets from three-dimensional diffusers*. Fluid Dynamics Research, 2011. **43**(6).
14. Nastase, I. and A. Meslem, *Vortex Dynamics and mass entrainment in turbulent lobed jets with and without lobe deflection angles*. Experiments in Fluids, 2010. **48**(4): p. 693-714.
15. Nastase, I. and A. Meslem, *Vortex dynamics and entrainment mechanisms in low Reynolds orifice jets*. Journal of Visualization, 2008. **11**(4).
16. Nastase, I. and A. Meslem. *Lobed jets for improving air diffusion performance in buildings*. in *The 29th AIVC Conference*. 2008. Kyoto, Japon.
17. Kristiawan, M., et al., *Wall shear rates and mass transfer in impinging jets: Comparison of circular convergent and cross-shaped orifice nozzles*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012. **55**(1–3): p. 282-293.
18. Nastase, I. and A. Meslem, *Vortex Dynamics and Entrainment Mechanisms in Low Reynolds Orifice Jets*. Journal of Visualisation, 2008. **11**(4): p. 309-318.
19. Nastase, I. and A. Meslem, *Vortex dynamics and mass entrainment in turbulent lobed jets with and without lobe deflection angles*. Experiments in Fluids, 2010. **48**(4): p. 693-714.
20. El-Hassan, M. and A. Meslem, *Time-resolved stereoscopic PIV investigation of the entrainment in the near-field of circular and daisy-shaped orifice jets*. Physics of Fluids, 2010. **22**.
21. Meslem, A., I. Nastase, and F. Allard, *Passive mixing control for innovative air diffusion terminal devices for buildings*. Building and Environment, 2010. **45**: p. 2679-2688.
22. Leon, M.A. and S. Kumar, *Mathematical modeling and thermal performance analysis of unglazed transpired solar collectors*. Solar Energy, 2007. **81**(1): p. 62-75.
23. Cali, A., Kutscher, C.F., Dymond, C.S., Pfluger, R., Hollick, J., Kokko, J., et al. , *A report of Task 14 Air Systems Working Group: low cost high performance solar airheating systems using perforated absorbers*, in 1999, International Energy Agency (IEA): Washington.
24. Hollick, J.C., *Unglazed solar wall air heaters*. Renewable Energy, 1994. **5**: p. 415-21.
25. Hollick, J.C., *World's largest and tallest solar recladding*. Renewable Energy, 1996. **9**: p. 703-7.

26. Chan, H.Y., S. Riffat, and J. Zhu, *Experimental performance of unglazed transpired solar collector for air heating*, in *World Renewable Energy Congress*. 2011: Sweden.
27. Arulanandam, S.J., K.G.T. Hollands, and E. Brundrett, *A CFD heat transfer analysis of the transpired solar collector under no-wind conditions*. *Solar Energy*, 1999. **67**(1–3): p. 93-100.
28. Van Decker, G.W.E., K.G.T. Hollands, and A.P. Brunger, *Heat-exchange relations for unglazed transpired solar collectors with circular holes on a square or triangular pitch*. *Solar Energy*, 2001. **71**(1): p. 33-45.
29. Gunnewiek, L.H., E. Brundrett, and K.G.T. Hollands, *Flow distribution in unglazed transpired plate solar air heaters of large area*. *Solar Energy*, 1996. **58**(4–6): p. 227-237.
30. Gunnewiek, L.H., K.G.T. Hollands, and E. Brundrett, *Effect of wind on flow distribution in unglazed transpired-plate collectors*. *Solar Energy*, 2002. **72**(4): p. 317-325.
31. Cordeau, S. and S. Barrington, *Performance of unglazed solar ventilation air pre-heaters for broiler barns*. *Solar Energy*, 2011. **85**(7): p. 1418-1429.
32. Hollick, J.C., *Unglazed solar wall air heaters*. *Renewable Energy*, 1994. **5**(1–4): p. 415-421.
33. Hollick, J.C., *Solar cogeneration panels*. *Renewable Energy*, 1998. **15**(1–4): p. 195-200.
34. Konttinen, P., T. Salo, and P.D. Lund, *Degradation of unglazed rough graphite-aluminium solar absorber surfaces in simulated acid and neutral rain*. *Solar Energy*, 2005. **78**(1): p. 41-48.
35. Sopian, K., et al., *Performance of a non-metallic unglazed solar water heater with integrated storage system*. *Renewable Energy*, 2004. **29**(9): p. 1421-1430.
36. Nábilek, B., et al., *Performance of an unglazed textile-plastic solar absorber*. *Renewable Energy*, 1999. **16**(1–4): p. 635-638.
37. Belusko, M., W. Saman, and F. Bruno, *Performance of jet impingement in unglazed air collectors*. *Solar Energy*, 2008. **82**(5): p. 389-398.
38. Molineaux, B., B. Lachal, and O. Guisan, *Thermal analysis of five unglazed solar collector systems for the heating of outdoor swimming pools*. *Solar Energy*, 1994. **53**(1): p. 27-32.
39. Kumar, S. and S.C. Mullick, *Wind heat transfer coefficient in solar collectors in outdoor conditions*. *Solar Energy*, 2010. **84**(6): p. 956-963.
40. Shukla, A., et al., *A state of art review on the performance of transpired solar collector*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2012. **16**(6): p. 3975-3985.

Impact of freeze-thaw cycles on the performance of polymer modified bitumen

Bachir Glaoui^{1*}, M'hamed Merbough¹, Martin Van de Ven²,
Mahdjoub Bendjima¹

¹Laboratoire de la Fiabilité des Matériaux et Structures en Régions Sahariennes (FIMAS)-
Université de Béchar B.P. 417, Béchar, 08000 Algérie
glaoui_bachir@yahoo.fr

²Laboratory of Road and Railway Engineering – TU Delft –
P.O. Box 5048 2600 GA Delft The Netherlands

ABSTRACT

In seasonal frozen region, the performance of asphalt pavement is affected severely by the freeze-thaw cycles. The binder is the first factor that affected by these cycles. The objective of this study is to evaluate the performance of EVA polymer modified bitumen after freeze – thaw cycles. Before and after thermal cycling, the complex modulus and phase angle, creep and recovery, also m-value and creep stiffness, were experimentally determined by the rheometers DSR and BBR. Results obtained indicate that freezing – thawing cycles change the rheological behavior of polymer modified bitumen, which translated in reducing the performance of this binder.

Key words: polymer modified bitumen, freeze - thaw, temperature, complex modulus, phase angle, creep - recovery, m - value, creep stiffness.

1. INTRODUCTION

The asphalt layers of roads are designed by the concept of average climate of year, which is average temperature equivalent. However, the change in temperature due to day-night makes thermal cycles, which accelerate the degradation of asphalt by increasing the rigidity, fragility or rutting.

During the winter, temperatures can reach negative values at night, or even -10 °C or less in cold regions and highlands. The temperature difference is similar to that experienced in the summer. In Europe, according to the French National Group Bitumen [1], this phenomenon is crucial in the south than in the north, a difference of 5 °C can delay or accelerate the risk of cracking a period of about three years.

The flexible pavements are subjected to deterioration from seasonal freezing and thawing [2]. In the winter, the pavement structures modulus increases because of ice segregation in the unbound base or subgrade and because of the influence of temperature on the viscosity of the asphalt concrete. During spring thaw, the pavement foundation can become saturated with water from the thawing ice lenses, thus reducing the structural adequacy of the base or subgrade. With a weakened structure, the

pavement cannot support the load it was designed for; therefore, one can expect most of the damage to a pavement to occur during the spring thaw. Damage to the pavement structure will reveal itself on the surface in the form of fatigue cracking and rutting [3]. However, current methods of pavement design traffic and aircraft do not take into consideration the specific climatic conditions and thermal history of bituminous materials, for each region. In reality the effect of this phenomenon adds to the effect of traffic and it is not considered when standard tests to characterize fatigue [4].

This study focuses on the impact of freeze-thaw cycles on the performance of binder. In this research, the objective is to determine the evolution of rheological behavior of EVA polymer modified bitumen under effects of the thermal cycles with freezing – thawing.

2. MATERIALS

The bitumen binder used in this study is 40/50-penetration grade. Usually, it is used in aerodrome and road pavements in hot regions in Algeria.

The polymer was used as a modifying agent; thermoplastic material of Ethylene Vinyl Acetate (EVA) copolymer with 18% Vinyl Acetate contents.

The polymer modified bitumen was manufactured at the laboratory of LCPC (Central laboratory of bridges and pavements (France)) by mixing during 02 hours the bitumen with 5% of polymer under moderate shear stirring (about 1000 tours/minute) at 160°C temperature.

3. EXPERIMENTAL PROGRAM

3.1. Simulation of freeze-thaw cycles

This research focuses on the fundamental rheological properties of two binders:

- The unaged polymer modified bitumen is: 40/50 bitumen modified with 5% of EVA polymer.
- The aged polymer modified bitumen with thermal cycles; which is resulted from the same origin of unaged polymer modified bitumen binder.

The experimental method of freeze - thaw cycles in this study is as below:

Firstly, using a freezer to regulate the low temperature wanted and controlled temperature room. Then, putting the polymer modified bitumen inside the freezer. After that, getting out the modified bitumen, and putting inside a controlled temperature room to produce the thaw of this binder. The repeating thermal cycles on modified binder leads to produce a phenomenon of thermal fatigue.

The aged polymer modified binder was submitted to thermal fatigue with freezing – thawing cycles. The temperatures of the study tests were: -10°C for freezing and 25°C

for thawing. The specimen was exposed to 100 cycles of thermal loading. Table 1 illustrates one cycle of temperatures in 24 hours. As shown in this table, the duration of freezing and thawing was the same: 12 hours.

Table 01

Condition of freeze/thaw cycles

Sample	Extreme temperature (°C)	Nombre of cycles	Duration of cycle (hours)
- Nine	—	—	—
- Freeze/thaw	T ₋ = -10, T ₊ = +25	100	12

3.2. Complex modulus test

The study of rheological behaviour of polymer modified bitumens was carried out at laboratory of Road and Railway engineering (TU Delft, Netherlands).

The fundamental characterization was done using the Dynamic Shear Rheometer (DSR).

The Dynamic Shear Rheometer (DSR) was used to perform frequency sweeps on aged and unaged binders at different temperatures -5, 0, 20, 30, 40, 50 and 60°C. Also, DSR was used to do static creep and recovery tests at temperatures 20 and 40°C.

Measurements were taken at different temperatures. The 8-mm spindle was used for measurements at the temperature -5, 0, 20 and 30°C. The 25-mm spindle was used for the temperatures 40, 50 and 60°C. The gap width of 2 mm and 1 mm was used for the small spindle (8 mm) and the large spindle (25 mm) respectively.

3.3. Creep – recovery test

The creep - recovery test was carried out to characterize binders. Measurements were performed using the rheometer DSR. The device is used in controlled stresses with different diameter of spindles according the temperature of test (table 02).

Table 02.

Conditions of creep – recovery test

Test	Temperature (°C)	Diameter (mm)	Stress (kPa)
Creep	20	8	100
Creep	40	25	10
Recovery	20	8	0
Recovery	40	25	0

3.4. Creep stiffness and m-value

The Bending Beam Rheometer (BBR) was used in this research, to measure the creep stiffness and m-value. which were taken at low temperature-20°C.

4. Results and discussion

4.1. Effects of thermal cycles with freeze/thaw

4.1.1. Complex modulus and phase angle

The determination of rheological behaviour of binder from rheological parameters (complex modulus, phase angle,...), can be a good indicator to evaluate the performance in front of the risk of rutting and cracking under extreme temperatures of service.

The bituminous binder is a material, which is more susceptible to the variation of temperature. The latter produces thermal stresses that accelerate the degradation at extreme temperature.

Figure 1 presents black curves of aged polymer modified bitumen submitted to freeze - thaw cycles, and unaged polymer modified bitumen. These cycles change the binder behaviour by increasing the complex modulus and decreasing phase angle. The slope rate of aged polymer modified bitumen is decreased for each temperature, i.e. a little variation in the phase angle. The effects of thermal cycles on modified binder reduce the performance and the durability of pavements. At low temperatures (-5 and 0°C), a little change is observed a slight increase in the complex modulus and slight decrease in the phase angle. These changes are not favourable since it makes the binders stiffer and more elastic, as mentioned in the research of [5]. So, freeze-cycles lead the modified binder to behave unfavourably concerning thermal cracking.

At intermediate temperatures (20 and 30°C), the rate of variation of the phase angle is smaller than virgin binder. There is a decrease in the curve slope of aged polymer modified bitumen. Increasing of the complex modulus and decreasing in variation of phase angle appears the changes. In this case, the increasing in the complex modulus is not favourable for fatigue cracking, especially for thin pavements [5].

At high temperatures (40 and 50°C), the direction of the curve slopes of aged polymer modified bitumen is changed. The phase angle decreases when the complex modulus increases. This indicates an increase in rigidity and in elasticity, which results in better resistance to permanent deformation [5]. In this case, the EVA polymer reduces the thermal susceptibility [6], which means a better behaviour concerning the permanent deformation resistance. However, at 60°C, the phase angle is observed to be higher for the aged modified bitumen and it remain constant during this temperature. Freezing - thawing cycles make polymer-modified bitumen softer, and this change is not favourable for permanent deformation resistance.

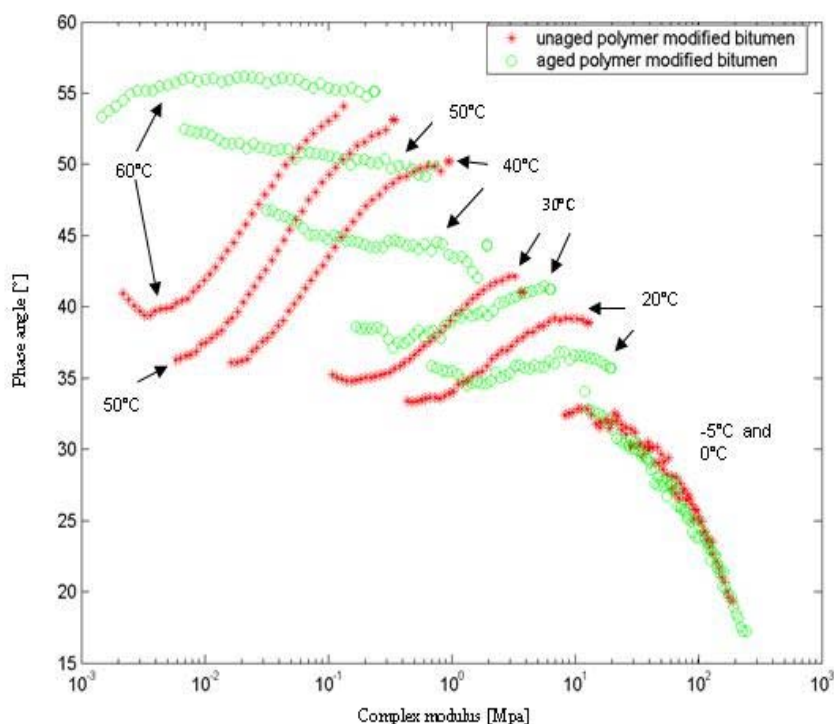


Figure 1. Comparison between origin and aged polymer modified bitumen binders.

4.1.2. Static creep – recovery

Effect of freezing – thawing cycles on the evolution of behavior of binders is rarely cited in the literature.

The pavement design is based on bituminous binder behavior at constant extreme temperature without taking into account the thermal history (effects of thermal cycles) and the evolution of its initial characteristics.

From the figure 2, it appears that the polymer modified bitumen which is exhibited to freeze - thaw cycles has big strains in front of origin modified binder [7]. The creep strain of aged polymer modified bitumen is the higher with a value around 10%. Also, strain which is not recovered is somewhat the higher around 9% (increase in the slope of the creep curve and therefore the total strain increases). So, freeze – thaw cycles produce the susceptibility to permanent deformation of polymer modified bitumen [8].

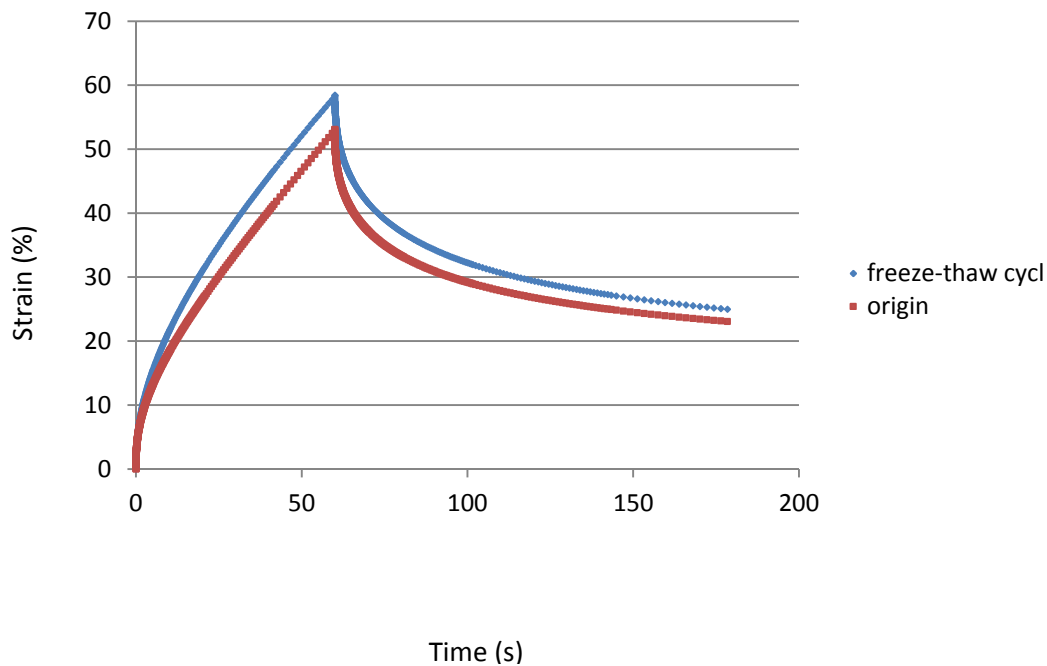


Fig. 2. creep recovery of polymer modified bitumen at 20°C.

Figure 3 presents creep recovery test of aged and origin polymer modified bitumen at 40°C. The effect of freeze – thaw cycles is appeared by increasing the both creep strains and strains which are not recovered. The strain of creep is increased around a value 57%, and also strain which is not recovered is increased with a percentage of 78%. In this case, the aged binder is more deformable at the temperature 40°C, which is more susceptible to deformation permanent [7].

The rate of change the strains between binders is increasing with temperature (from 20 to 40°C). The freeze – thaw cycles lead the binder more deformable at high temperature [8].

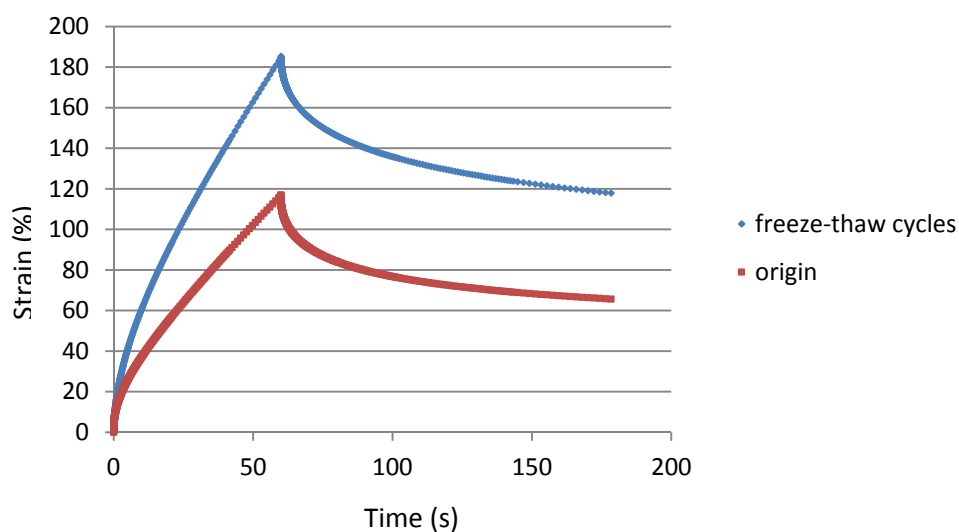


Fig. 3. creep - recovery of polymer modified bitumen (with and without thermal fatigue cycles) at 40°C.

4.1.3. Stiffness and m-value

the creep stiffness at 60 sec of origin polymer modified bitumen is higher than aged polymer modified bitumen. By the recommendation of SHRP, the specific maximum creep stiffness value at 60 sec is 300 Mpa [9]. The results of the two binders are within the limited value (fig.4).

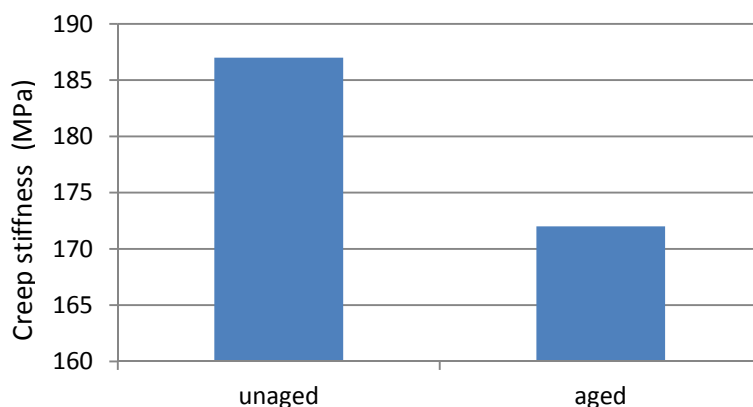


Fig. 4. Creep stiffness of aged and unaged of polymer modified bitumen

The m-value of origin polymer modified bitumen is higher than aged polymer modified bitumen, which [9] represents the viscosity of origin binder is higher than aged binder with freeze-thaw cycles. Considering the recommended minimum m-value, 0.3 by SHRP, the test results are within the limited (fig.5) [9].

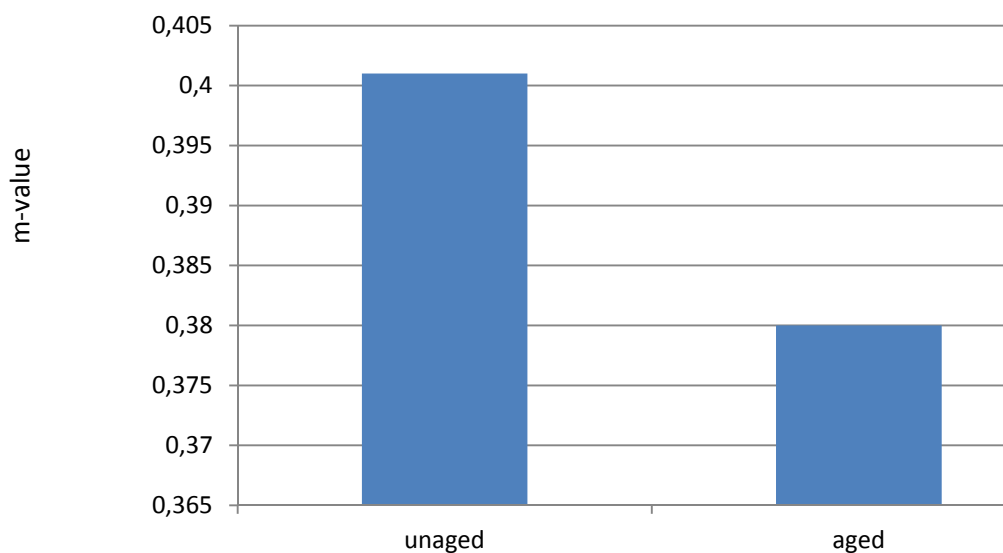


Fig. 5. m-value of aged and unaged of polymer modified bitumen

From these results of creep stiffness and m-value, it appears that thermal freeze-thaw cycles weaken the quality of polymer modified bitumen. So, the modified binder becomes more deformable when it submitted to freezing-thawing cycles. In cold regions, the bituminous mixes are exhibited, under effect of freeze-thaw cycles, to quick degradations.

5. CONCLUSION

Allowing the procedure in laboratory to experiment the real of thermal cycle phenomenon, and although the modified binder was exhibited only to 100 cycles of thermal loading of freezing – thawing; the results of experimental indicated that thermal fatigue cycles were changed the rheological behavior of polymer modified bitumen. At low temperatures, complex modulus was slightly increased and phase angle was slightly decreased, which are not favorable for thermal cracking. Within intermediate temperatures, increasing of complex modulus and decreasing in variation of phase angle appears the changes. These changes are not good for fatigue cracking. At high temperatures 40 and 50°C, there is a decreasing of phase angle and an increasing of complex modulus. In this case, the polymer-modified bitumen has an increase in rigidity and in elasticity, which results a better behavior in front of permanent deformation resistance. However, the results of creep recovery at temperatures 20 and 40°C explain that the aged polymer modified bitumen has a bad behavior to permanent deformation resistance. At 60°C, the higher of phase angle was not favorable for permanent deformation resistance. Freeze – thaw cycles make the modified binder softer and more deformable.

From test of creep – recovery, it appears that freezing – thawing cycles increase the susceptibility and accelerate the risk of rutting. Degradation by freeze - thaw cycles produce a loss of consistency.

Also from results of the lower values of creep stiffness and m-value, which indicate that the modified bitumen becomes more deformable.

The pavement performance is affected by freeze thaw cycles (influencing thermal cracking, fatigue cracking and permanent deformation resistance).

Acknowledgement

Many thanks to the head of laboratory of TU Delft (Netherlands) because allows to us doing the experimental part.

REFERENCES

1. Anderson. D.A. L. Lapalu. M.O. Marasteanu. Y.M.L. Hir. J.P. Planche and D. Martin. (2007). Low-Temperature Thermal Cracking of Asphalt Binders as Ranked by Strength and Fracture Properties. *J. Trans. Res. Rec.*, USA.
2. Karen S.H., J.P. Olson, Farrington and J. Lens. (2005). Improved performance of unpaved roads during spring thaw. Engineer research and development center, Cold regions research and engineering laboratory, united state.
3. Janoo V. C. and L. Berg (1990). Predicting the behavior of asphalt concrete pavements in seasonal frost areas using nondestructive techniques. Defense technical information center.
4. M'hammed Merbouh. (2012).Effect of thermal cycling on creep – recovery behavior of road bitumen, *J. Energy procedia*, Elsevier, pages 1106-1114.
5. Bahia H.U. (2009). Modeling of Asphalt Concrete. ASCE Press, chapter, 02, New York.

6. Brule B. and M. Maze. (1995). Application of SHRP binder tests to the characterization of polymer modified bitumens, J. Assoc. Asphalt Paving Technol.
7. Yann L. H. D. A. Anderson J. P. Planche and D. Martin. (2003). Performance testing and evaluation bituminous materials. processing of 6th International RILEM Symposium.
8. Glaoui Bachir. (2011). Thermal fatigue with freeze-thaw of polymer modified bitumen. Journal of Applied Sciences, vol. 11, issue 6, pp. 1012-1018.
9. Lee K. (1997). The determination of the flexural creep stiffness of asphalt binder using bending beam rheometer, KSCE J. Civil eng., pages 49-57.

Application of multivariate statistical analysis to evaluate parameters in a wastewater treatment

Aplicarea analizei statistice multivariate pentru evaluarea parametrilor la o stație de epurare a apei

Marius-Daniel Roman

Technical University of Building Services Engineering Department
Boulevard December 21, no. 128-130, 400604, Cluj-Napoca, ROMÂNIA
E-mail: Marius.ROMAN@insta.utcluj.ro

Rezumat. Autorul lucrării de față prezintă rezultatele în urma aplicării analizei componentelor principale (PCA). Datele colectate de la influentul și efluentul stației de epurare a apelor uzate Gherla în perioada (mai 2013- mai 2014), au fost analizate pentru a găsi o relație între parametrii fizico-chimici. PCA este conceput pentru a transforma variabilele originale în noi variabile necorelate (axe), numite componente principale, care sunt combinații liniare ale variabilelor originale. Noile axe se află de-a lungul direcției de variație maximă. PCA oferă o modalitate obiectivă de a găsi indicii de acest tip, astfel încât variația în date să poată fi pe cât posibil concisă. Aplicarea PCA este utilizată pentru a obține, pe lângă datele statistice, imaginile care pot fi studiate și interpretate vizual.

Cuvinte cheie: PCA, analiza cluster, parametrii, apă uzată.

Abstract. The author of the present paper presents the results following the application of Principal Components Analysis (PCA). The collected data of influent and effluent from Gherla's wastewater treatment plant during (May 2013- May 2014), were analyzed to find a relationship between physical-chemical parameters. PCA is designed to transform the original variables into new, uncorrelated variables (axes) called the principal components, that are linear combinations of the original variables. The new axes lie along the directions of maximum variance. PCA provides an objective way of finding indices of this type so that the variation in the data can be accounted for as concisely as possible. The application of PCA used to obtain, besides statistical data, the images which can be studied and interpreted visual.

Key words: PCA, cluster analysis, parameters, wastewater.

1. Introduction

The characteristics of municipal wastewaters are varied, depending upon the sources of discharge, the effluents from industries, land uses and groundwater levels [4].

Municipal wastewater characteristics properties its essential as well as concentrations of suspended and dissolved inorganic and organic pollutants. Among the organic pollutants present in sewage are phenols, hydrocarbons, biological oxygen demand (BOD), carbohydrates, lignin, fats, soaps, synthetic detergents, proteins and their decomposition products, as well as various natural and synthetic organic chemicals from the process industries [1]. Inorganic pollutants comprises of compounds of trace minerals, nitrogen and phosphorous.

A major role of wastewater treatment is to restore and maintain the chemical, physical and biological integrity of waters. There is a rapid growth in the re-use of municipal wastewater for irrigation and ground water recharge, which necessitates enhanced treatment to remove nutrients (nitrogen and phosphorus), suspended solids, and other contaminants. The changing of the environmental parameters may change the life cycle of populations from an entire species.

In the present paper, a series of physical-chemical parameters of wastewater, before and after water treatment at Gherla's WWTP, recorded over one year were included into analysis, in order to find relevant relationships between them.

2. Problem formulation

Principal component analysis (PCA) is a vector space transformation often used to transform multivariable space into a subspace which preserves maximum variance of the original space in minimum number of dimensions. The measured process variables are usually correlated to each other. PCA finds linear combinations of variables that describe major trends in data set. Mathematically, PCA is based on an orthogonal decomposition of the covariance matrix of the process variables along the directions that explain the maximum variation of the data.

The collected data at every month at Gherla's wastewater treatment plant (WWTP) include pH, total suspended matter (MTS), biochemical oxygen demand in five days – BOD₅, chemical oxygen demand – COD, and ammonium (NH₄-N) are presented in table 1. Values exceeding maximum standard limits (according to NTPA 001/2005 and NTPA 002/2005, respectively) in table 1.

Table 1

Evolution of parameters in wastewater treatment plant of Gherla, during 2013-2014

Year	Mo	pH		MTS		BOD ₅		COD		NH ₄ -N	
		infl.	effl.	infl.	effl.	infl.	effl.	infl.	effl.	infl.	effl.
2013	May	7,53	7,51	233	21,26	184,42	6,26	267,35	53,87	15,0	1,15
	Jun	7,58	7,54	100,90	20,03	134,97	4,57	204,16	50,83	11,4	0,90
	Jul	7,54	7,53	106,19	20,48	148,39	5,06	229,54	71,33	10,6	0,77
	Aug	7,26	7,10	156,35	22,77	187,63	7,74	264,48	58,42	10	0,62
	Sept	7,34	7,18	139,50	16,70	227,43	9,10	325,12	59	10,9	0,82
	Oct	7,38	7,29	155,42	14,74	237,48	9,66	421,35	54,41	11,0	0,93
	Nov	7,41	7,27	166,97	16,47	213,50	8,73	433,92	56,64	10,2	0,70
	Dec	7,35	6,95	246,77	19,13	246,58	7,32	458,19	64,98	14,9	1,12
2014	Jan	7,35	7,01	221,87	17,42	245,90	8,61	416,43	63,41	12,01	0,72
	Feb	7,37	7,06	165,45	21,76	200,50	7,68	364,63	61,64	11,78	0,97
	Mar	7,01	7,01	241,58	17,19	204,61	7,35	397,59	51,74	10,5	0,57
	Apr	6,79	7,04	220,45	16,87	259,60	10,87	451,30	42,87	10,3	0,48
	May	6,86	7,12	178,98	17,98	254,07	12,97	400,83	37,25	10,5	0,30

4. Problem solution

There are several multivariate statistical methods for the analysis of process. Some of this methods have recently been used successfully for monitoring parameters [3]. These methods are useful because reduces the dimensionality of the original historical data by projecting it onto a lower dimensionality space.

Cluster analysis is a powerful exploratory technique for discovering groups of similar observations within a data set. The idea of cluster analysis is to use values of variables to devise a scheme for grouping objects in such a way that similar objects will belong to the same group (in some sense or another) to each other than to those in other groups.

The association analysis was conducted with 1-r as classification measure, where r represents the Pearson's correlation coefficient [2]. The results are depicted in figure 1.

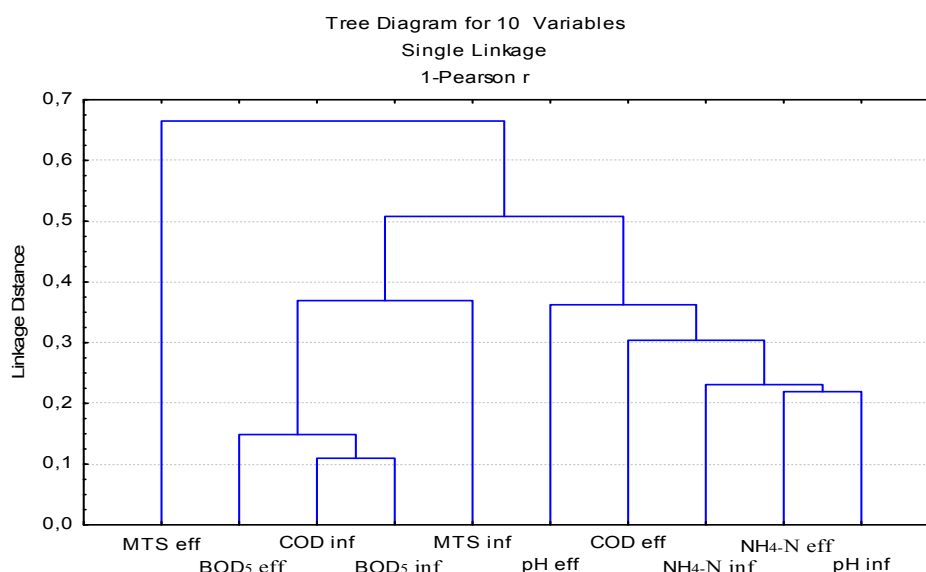


Fig. 1. Single linkage influent and effluent values of the observed variables

The results from figure 1 shows that variables were also included in order to reveal if periodicity is the main factor in the given observable. The strongest association is between BOD₅ (biochemical oxygen demand at 20°C in 5 days) and COD (chemical oxygen demand) values at the effluent of WWTP (being below 0.2 degree of dissimilarity). The next link is at about 0.3 degree of dissimilarity (about 0.5 correlations) and is established between the same observable, but at the influent of the treatment plant. An interesting association is established between the values of CBO₅ and COD at the effluent of the plant and the value of NH₄-N at the influent of the plant, suggesting that somehow the efficiency of the treatment in the WWTP is not affected by the ammonium in treated wastewater.

Total suspended matter at influent (MTS) of WWTP also connects with the cluster formed by BOD₅ influent and COD influent (almost 0.4 degree of dissimilarity), suggesting the influence of season on the quality of inflow. That means that quantity of total suspended matter, which increases along with increase of rain amount, affects oxygen exchange within surface water.

The next figure (fig. 2) shows the explanatory degree of the principal components in the values of the variables depending on the number of the components.

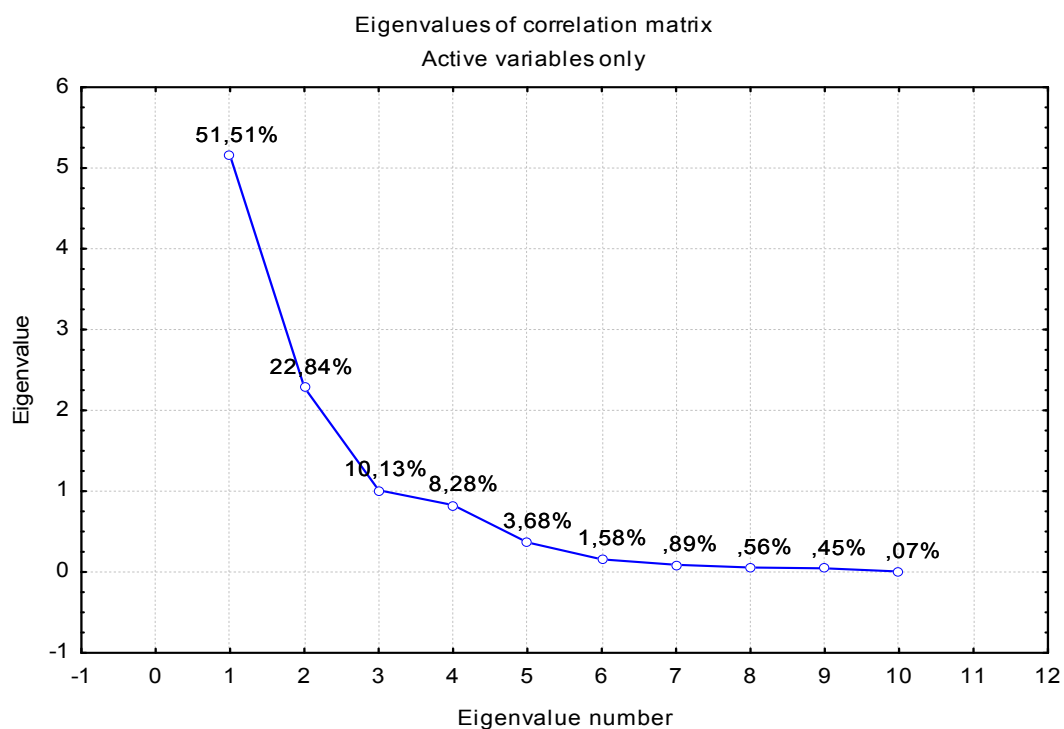


Fig. 2. Explained variance by each consecutive component in principal component analysis

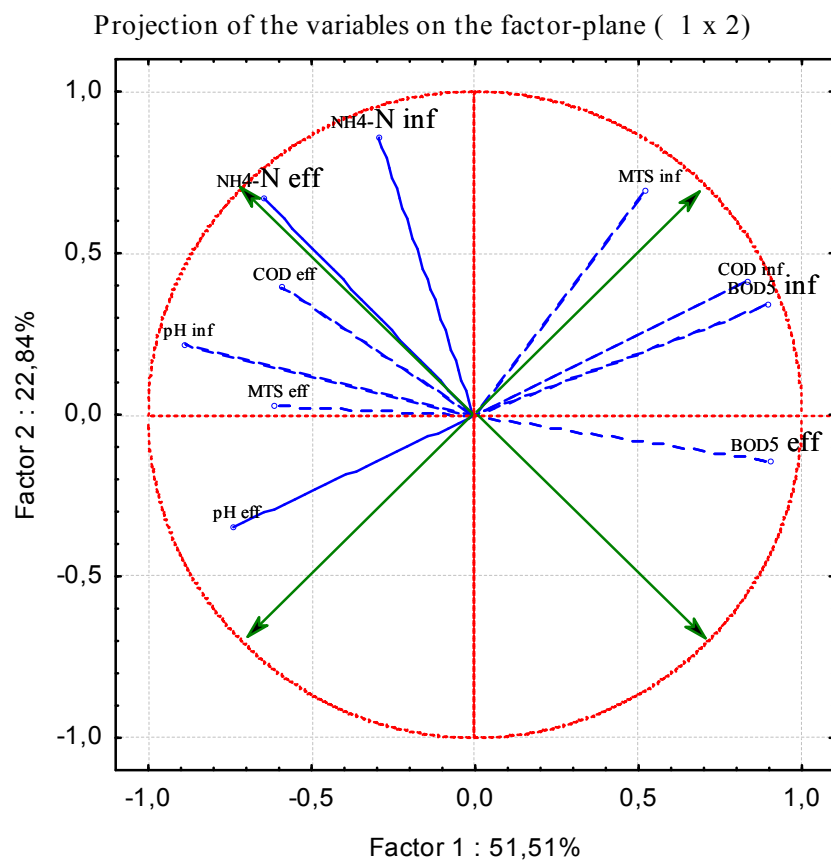


Fig. 3. Projection of the variables in the plane of the first two principal components

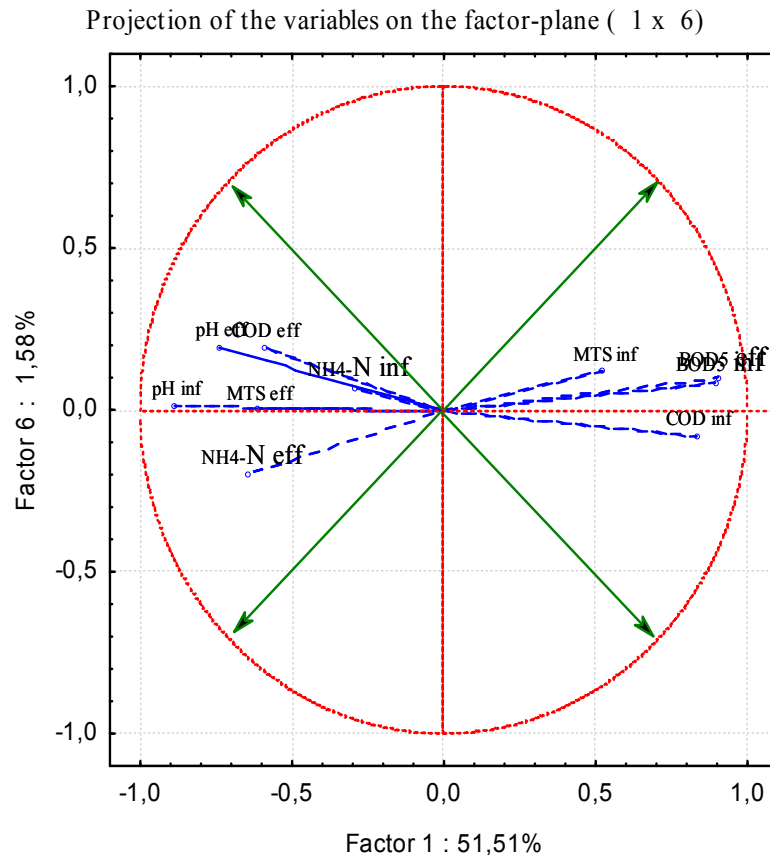


Fig. 4. Projection of the variables in the plane of the first and six principal components

The values from figure 2 reveals that no more than three principal components should be assigned to the deterministic factors in monitored parameters. It is easy to see how the factors starting from factor 3 (with explained variance of 10,13 %) until factor 10 (with explained variance of 0.07 %) fit to a straight line and their explanatory variance is only an expression of overfitting.

The next figure (fig. 3) depicts the projection of the variables on the plane of the first two principal components (explaining over 60 % of the variance present in the observed values of the active variables).

The analysis of the projections given in figure 3 reveals a strong association of the influent value of the pH at the influent of the WWTP with the BOD₅ factor as well as that both are along the first component of the total variability. This result suggests that the main factor giving variation in the observed variables is the value of pH, and this factor is a slow changing one, varying in approximately good agreement with the BOD₅ of the observation. The analysis of the projections given in figure 4 reveals a strong association of the influent value of the COD at the influent of the WWTP with the ammonium NH₄-N from influent.

6. Conclusions

Statistical methods revealed a strong relationship between chemical and biochemical demand, especially for the effluent of WWTP, which explains why the efficiency of BOD₅ and COD reduction represents a criterion for assessing wastewater treatment degree. These results correlated with the exceeding values reported during the monitored period (May 2013- May 2014) show the influence of ammonium on the efficiency of wastewater treatment process.

Season represents one of the main variation factor, especially concerning the change in suspended matter (MTS) content.

Projection of the variables on the factor plane is able to effluent in detail around which observables gather the identified variation factors.

The obtained statistically significant model allows an analytical expression of intrinsic link between the physical-chemical parameters.

Comparing the values observed in different observation points (influent and effluent) in different times (month, year) are able to highlight on the one hand the extent that the treatment process caused differences in values of environmental parameters controlled and monitored in WWTP and how much systematic changes appeared year to year to influence the water quality if untreated and treated, respectively.

The result of analyzed collected data shows that there is some interrelationship among wastewater parameters. The parameters interrelationship can be assembled into two groups by PCA results. The first group is BOD₅ and COD and the second group is NH₄-N and COD.

Acknowledgements:

This paper is supported by the Sectoral Operational Programme Human Resources Development POSDRU/159/1.5/S/137516 financed from the European Social Fund and by the Romanian Government.

References

- [1] Jäntschi, L., S.D. Bolboacă, „The Jungle of Linear Regression Revisited”, Leonardo Electronic Journal of Practices and Technologies, 2007, 6(10):169-187.
- [2] Pearson, K. (1900). On the criterion that a given system of deviations from the probable in the case of a correlated system of variables is such that it can be reasonably supposed to have arisen from random sampling. Philosophical Magazine 5th Ser 50:157-175.
- [3] POP, H.F, EINAX, J.W., Sârbu, C., Classical and Fuzzy Principal Component Analysis of Some Environmental Samples Concerning the Pollution with Heavy Metals, Chemometrics and Intelligent Laboratory Systems, 2009, 97(1), 25-32.
- [4] R. R. Bansode, „Treatment of organic and inorganic pollutants in municipal wastewater by agricultural by-product based granular activated carbons” [M.S. thesis], The Department of Food Science, Louisiana State University and Agricultural and Mechanical College, Baton Rouge, La, USA, 2002.

Instalație multischimbător pentru utilizarea peletilor în sisteme de încălzire industrială*

Multiple-exchangers installation for industrial heating using wood pellets

Nicolae Antonescu, Laurențiu Tăcutu

UTCB București – Facultatea de Inginerie a Instalațiilor

București, sector 2, blv. Pache Protopopescu, nr. 66

E-mail: nicuant@yahoo.com

Rezumat. *Încălzirea spațiilor industriale de tip hală, slab izolate termic și cu permeabilitate ridicată, cu convecto-radiatoare, este improprie, iar cea cu generatoare de aer cald, cu toate că se pretează mai bine aplicației, rămâne totuși energofagă. Problemele care se pun la utilizarea combustibililor biogenici (ecologici și ieftini), ca alternativă la combustibilii clasici, sunt generate de imposibilitatea de a renunța la prezența unui agent intermediar (în cazul folosirii cazanelor), de prezența traseelor de temperatură foarte înaltă (peste 750 °C) la folosirea camerelor de ardere cvasi-adiabate cuplate cu sisteme de disipare radiativă (tuburi radiante) și de imposibilitatea, în cazul folosirii unei instalații monocomponent (cazan sau sistem de radiație ori generator de aer cald), de a cupla pe aceeași cameră de ardere mai mulți consumatori de tip diferit (aer cald și radiație). Instalația prezentată rezolvă în mod integrat problemele enunțate anterior și constituie o soluție tehnico-economică optimă de utilizare a combustibilului biogenic pentru realizarea încălzirii multisistem a halelor și incintelor industriale.*

Cuvinte cheie: *ardere peleti, combustibil biogenic, încălzirea spațiilor industriale, cos preîncălzitor, tuburi radiante, eficiența energetică.*

Abstract. *Heating with convecto-radiators the industrial buildings generally poorly insulated and with high permeability, is improper, and using air generators, although more suitable for the application, still remains a great energy consumer. Problems which arise at the use of biogenic fuels (ecological and cheap), as an alternative to classic fuels, are generated by the presence of an intermediate agent (in the case of using boilers), the presence of high temperature ducts (above 750 °C) at the use of quasi-adiabatic combustion chambers coupled with radiative dissipating systems (radiant tubes) and the impossibility, in the case of using a mono-component systems (boiler or radiation system or hot air generator), to connect on the same combustion chamber different types of consumers (hot air and radiation). The installation presented solves the problems previously mentioned and represents a solution for the optimal use of biogenic fuels for the multi-system heating of halls and industrial buildings.*

Key words: *biogenic fuels, air heater, radiant heating, high efficiency, industrial heating.*

* Lucrare inclusă în programul conferinței RCEPB 2014

1. Cadrul general

În multe situații practice apare necesitatea încălzirii unor spații de tip industrial (hale, depozite, anexe etc.) care de multe ori sunt caracterizate de un grad de izolare termică a anvelopei relativ redus și de infiltrații de aer proaspăt semnificativ mai mari decât cele necesare asigurării numărului de schimburi de aer pentru confort.

Mai mult, în unele situații apar deschideri frecvente ale ușilor (care de obicei au dimensiuni semnificative pentru a permite accesul cu motostivuitoare) și imposibilitatea delimitării prin alveolare a spațiilor de lucru față de zonele menite pentru depozitare sau tranzit al producției.

În această situație, încălzirea cu convecto-radiatoare este improprie iar cea cu generatoare de aer cald, cu toate că se pretează mai bine aplicației, rămâne totuși energofagă.

Pentru a rezolva economic astfel de situații, se pot propune mai multe direcții de acțiune:

- Înlocuirea combustibilului clasic (gazos sau lichid) cu un combustibil ieftin și ecologic;
- Înlocuirea sistemului de încălzire de tip centralizat cu unul descentralizat în vederea eliminării rețelelor de transport agent termic primar (cauzatoare de pierderi);
- Înlocuirea, unde este posibil, a sistemelor de încălzire ce folosesc un agent intermediar (convecto-radiatoare sau generatoare de aer cald) cu sisteme directe de încălzire prin radiație de temperatură înaltă.

Din gama combustibililor ecologici și ieftini, cei de tip biogenic reprezintă o pondere covârșitoare, fie că aceștia se găsesc sub forma lor cea mai brută (de lemn bucăți), fie că se găsesc în forma prelucrată de peleti.

Problemele care se pun în aceste cazuri (la utilizarea combustibililor biogenici în instalații de încălzire) și la care instalația prezentată în lucrare își propune să găsească soluții sunt:

- Imposibilitatea de renunțare la prezența unui agent intermediar în cazul folosirii cazanelor funcționând cu un material biogenic;
- Prezența traseelor de temperatură foarte înaltă (peste 750 °C) la folosirea camerelor de ardere cvasi-adiabate cuplate cu sisteme de disipare radiativă (tuburi radiante); aceste trasee apar datorită diferenței de cote (între 3 și 7 m uzual) dintre camera de ardere și tubul radiant; traseele ori sunt puternic izolate refractar aducând costuri semnificative de investiție și durabilitate redusă în funcționare, fie sunt montate în exteriorul incintei în cuști de protecție anti-atingere, generând pierderi semnificative de căldură;
- Imposibilitatea în cazul folosirii unei instalații monocomponent (cazan sau sistem de radiație sau generator de aer cald) de a cupla pe aceeași

cameră de ardere mai mulți consumatori de tipuri diferite de transmitere finală a căldurii; astfel, dacă într-o zonă de hală există sectoare de lucru ce necesită încălzire cu aer cald (de exemplu, datorită prezenței unor obstacole sau mobilier care nu permite utilizarea sistemelor de încălzire prin radiație) iar în alte sectoare este recomandată o încălzire prin radiație (de exemplu, în zona de acces mecanizat în hală cu deschideri frecvente ale ușilor și cu regim mare de înălțime), soluțiile clasice impun fie renunțarea la dualitatea sistemului de încălzire, fie impun separarea sistemelor cu efectele negative tehnico-economice și de exploatare inerente.

- În cazul imposibilității de grupare a consumatorilor de mai multe tipuri rezultă necesitatea realizării unui număr mare de subsisteme de putere mică, ceea ce va duce la creșterea semnificativă a investiției, la complicarea deosebită a logisticii de alimentare și supraveghere a arzătoarelor (camerelor de ardere) și, în final, la renunțarea utilizării unui combustibil ieftin și ecologic în favoarea unui sistem unitar clasic ce are combustibil superior și scump, o eficiență termică scăzută, dar prezintă avantajele unor costuri inițiale mai scăzute și poate fi mai ușor de exploatat.

Instalația prezentată în continuare rezolvă într-un mod integrat problemele enunțate anterior și se constituie într-o soluție tehnico-economică optimă de utilizare a combustibilului biogenic pentru realizarea încălzirii multisistem a halelor și incintelor industriale.

2. Descrierea instalației și prezentarea principalelor avantaje ale acesteia :

În figura 1 se prezintă o schemă generală a instalației propuse. Camera de ardere este prevăzută cu unul sau mai multe arzătoare de tip Stocker ori unul de tip cuvă de ardere (echivalentul pentru peletii a soluției constructive de arzător cu aer insuflat pentru combustibili superiori). Arderea se produce în prima parte a camerei de ardere iar gazele de ardere formate se deplasează către secțiunea de ieșire depășind două șicane verticale. Trecerea peste prima șicană are ca scop realizarea unei turbulențe suplimentare de amestecare între excesul de aer și elementele de ardere incompletă ce se mai găsesc în gazele de ardere, iar cea de-a doua șicană are rol de desprăfuitor inerțial grosier. Pereții șicană nu trebuie să aibă masivitate termică și structurală, ei nefiind supuși la eforturi mecanice și neavând rol de volant termic. Desigur însă, în funcționarea de regim, temperatura acestora depășește pragul de temperatură de aprindere (cca. 800 °C), constituindu-se astfel în suprafețe de stabilizare pentru procesul de ardere.

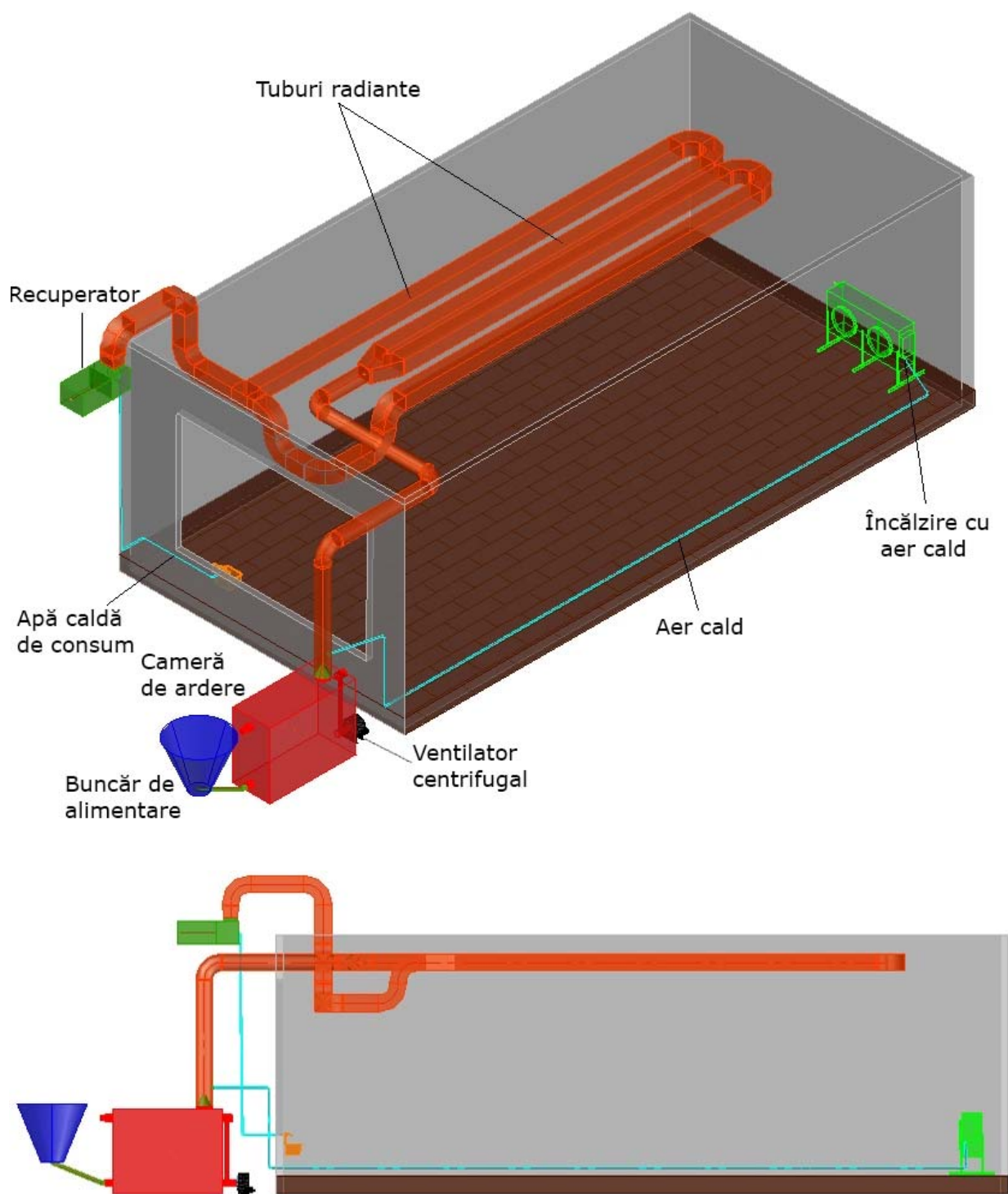


Figura 1: schema generală a instalației multischimbător pentru utilizarea peletilor în sisteme de încălzire industrială.

Camera de ardere este căptușită refractar, dar condiția de izolare se limitează la o temperatură pe suprafața exterioară de cca. 200 °C, deoarece întreaga căptușeală este

cuprinsă într-o carcasă metalică ventilată. Ventilarea spațiului format între peretele refractar al cuptorului și carcasa metalică se face cu ajutorul unui ventilator centrifugal ce refulează aer atmosferic în două colectoare longitudinale aflate de o parte și de alta a carcasei metalice. Prin reglarea secțiunii de curgere se poate realiza optimul între o bună răcire a căptușelii refractare și menținerea căderilor de presiune aeraulice într-un domeniu acceptabil. Din experiența similară a autorilor, grosimea căptușelii refractare se înscrie în domeniul 80 – 120 mm.

Aerul încălzit este colectat la partea superioară a carcasei cuptorului și este introdus în secțiunea ascendentă a “coșului preîncălzitor de aer”.

Coșul preîncălzitor de aer este prima treaptă de transfer de căldură din lanțul de trepte propus.

În mod clasic, această soluție de schimbător de căldură este utilizată la evacuarea cu recuperare energetică (în sens tehnologic) a gazelor de ardere de temperatură înaltă din procese industriale (motiv pentru care se și numește “coș”).

În cadrul instalației prezentate schimbătorul are rol de încălzitor de aer pentru utilizare în sisteme de încălzire cu aer cald. Soluția constructivă, prezentată în figura 2, este formată dintr-un canal de gaze de ardere din oțel pe exteriorul căruia se sudează nervuri longitudinale. Ansamblul este învelit într-o carcasă metalică izolată.

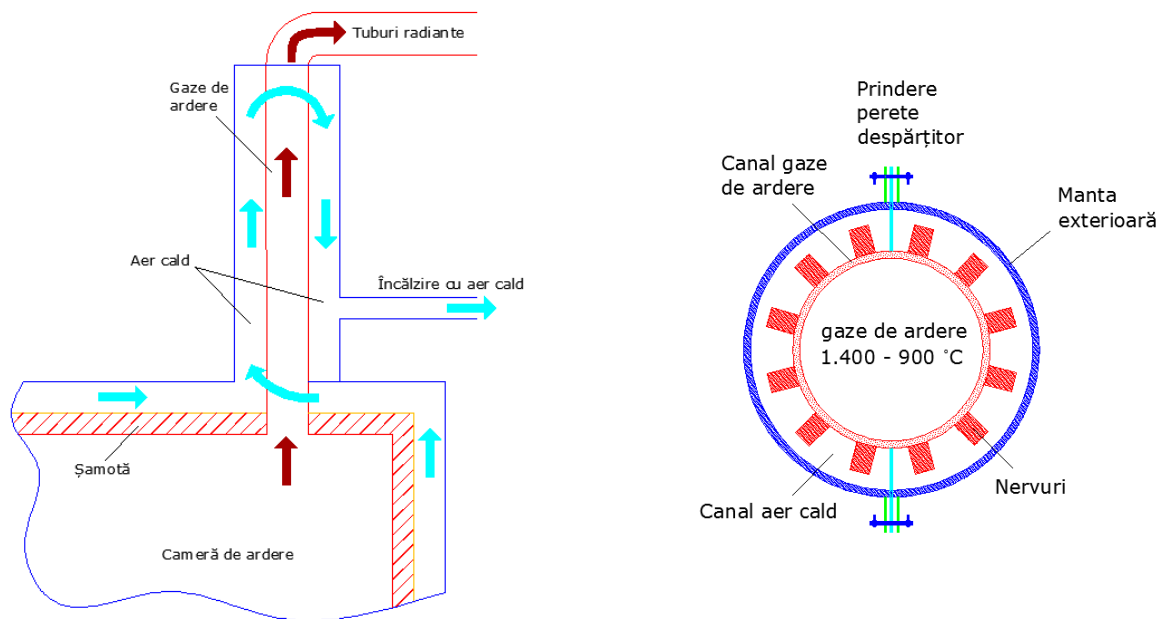


Figura 2: soluția constructivă de coș nervurat preîncălzitor de aer.

Aerul preîncălzit prelevat din carcasa cuptorului este introdus la partea inferioară a schimbătorului și parcurge ascendent lungimea acestuia încălzindu-se.

La partea superioară a schimbătorului se realizează trecerea în cea de-a doua secțiune, coborâtore, aerul încălzindu-se în continuare pe traseul descendent. Separația între cele două treceri ale schimbătorului se realizează prin intermediul unor membrane sudate pe țeava interioară și prindere cu garnituri între cele două cochilii ce

formează carcasa coșului preîncălzitor de aer. Aerul se încălzește la temperaturi între 80 °C și 200 °C în funcție de necesitățile de utilizare.

În figura 3 se prezintă în vedere 3D soluția constructivă de coș preîncălzitor nervurat cu două treceri longitudinale

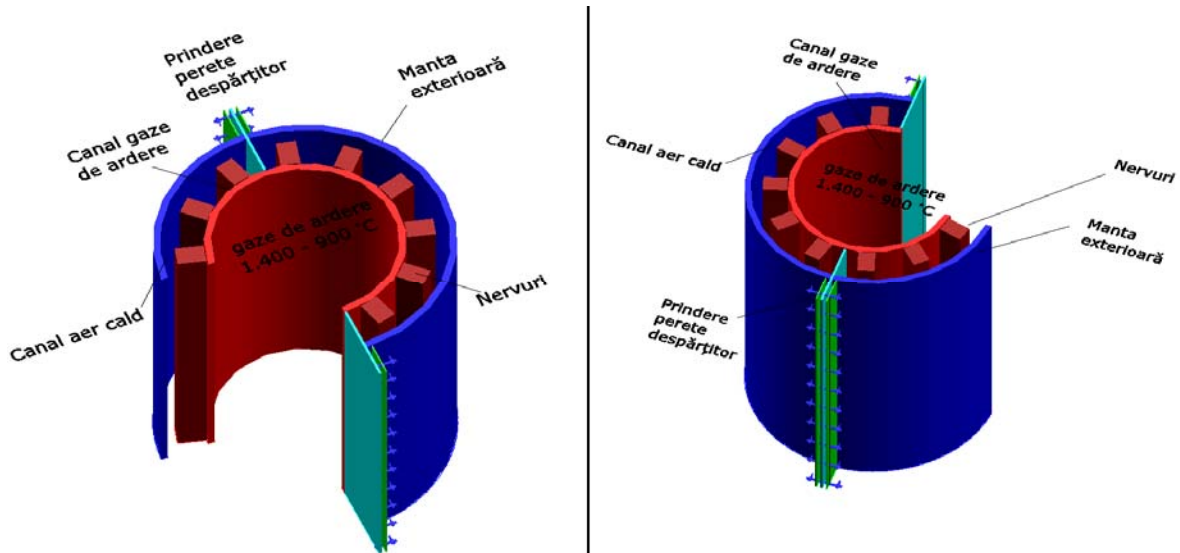


Figura 3: soluția constructivă de coș nervurat preîncălzitor de aer (model 3D)

Față de utilizarea unei soluții constructive de încălzitor de aer de tip baterie de țevi lise, soluția constructivă aleasă de coș nervurat are o serie de avantaje:

- asigură menținerea temperaturii peretelui de transfer de căldură sub temperatura critică de 450 °C care ar necesita utilizarea oțelurilor refractare (inox) ce au un cost mare de procurare, ce mai prezintă și dificultăți de prelucrare și montaj;
- permite scăderea semnificativă a pierderilor de sarcină atât pe traseul gazelor de ardere cât și pe traseul aerului încălzit, astfel se poate folosi un singur ventilator pentru întregul traseu (camera de ardere - încălzitor de aer);
- rezolvă constructiv și funcțional problema aducțiunii gazelor de ardere fierbinți de la cota camerei de ardere la cota de utilizare în treapta de încălzire prin radiație (tuburi radiante) fără a mai fi necesare izolații refractare, minimizând pierderile de căldură către mediul ambiant (mai ales în cazul montării exterioare) și eliminând orice pericol de incendiu legat de acest traseu;
- la intervențiile de mentenanță este ușor de curățat atât pe partea gazelor de ardere cât și pe partea aerului cald.

Procesul de transfer de căldură este relativ complex, în figura 4 fiind prezentat modelul utilizat în calcul. Se pun astfel în evidență principalele transferuri de căldură:

- flux de căldură transmis radiativ de gazele de ardere către fața interioară a tubulaturii de gaze de ardere Q_{gr} ;
- flux de căldură cedat convectiv de gazele de ardere feței interioare a tubulaturii de gaze de ardere Q_{gc} ;
- transfer de căldură radiativ între conducta de gaze de ardere (nervurată) și cămașa metalică a schimbătorului (carcasa exterioră izolată) Q_{12} ;

Instalație multischimbător pentru utilizarea peleților în sisteme de încălzire industrială

- transfer de căldură convectiv între aerul încălzit și nervurile drumului de gaze de ardere Q_{na} ;
- transfer de căldură convectiv între aerul încălzit și peretele drumului de gaze de ardere Q_{1a} ;
- transfer de căldură convectiv între aerul încălzit și cămașa metalică a schimbătorului (carcasa exterioară izolată) Q_{2a} .

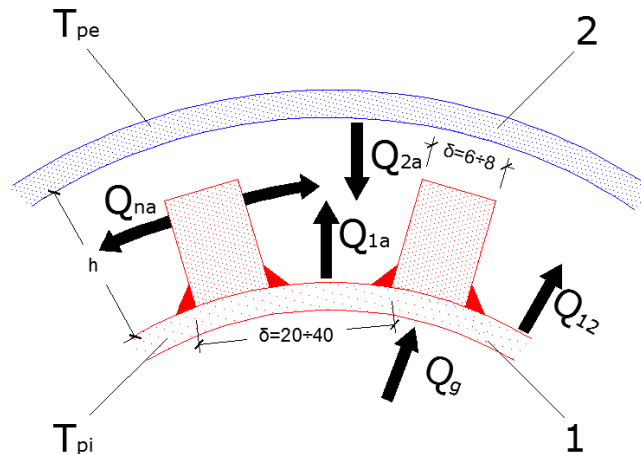


Figura 4: modelul de transfer de căldură utilizat în calcul pentru coșul nervurat.

Calculul unui astfel de schimbător de căldură se realizează pe secțiuni de discretizare având ca necunoscute temperaturile caracteristice ale componentelor și temperaturile de intrare și ieșire ale agenților termici.

Setul de ecuații care se generează are la bază următoarele bilanțuri termice:

- bilanț termic al secțiunii de conductă nervurată de gaze de ardere;
- bilanț termic al secțiunii din cămașa izolată a schimbătorului;
- bilanț termic al agenților termici (pe secțiune);

Condițiile de interconectare și de închidere a sistemului se referă atât la planurile de cuplaj între secțiuni cât și la ansamblul schimbătorului. Principala condiție de închidere este ca temperatura calculată de ieșire a aerului încălzit în traseul ascendent să fie egală (în limita unei erori admise, de exemplu 0,1 K) cu temperatura de intrare a aerului în secțiunea de trecere calculată pornind de la secțiunea de bază. Practic, sistemul de calcul pornește de la baza schimbătorului și avansează, secțiune după secțiune, generând o matrice de temperaturi care se va îmbunătăți la fiecare parcurgere a sistemului de ecuații, până când condiția de închidere este atinsă.

După parcurgerea încălzitorului de aer de tip coș nervurat, gazele de ardere sunt răcite la o temperatură cuprinsă între 500 și 1000 °C (în funcție de specificul instalației).

Aerul cald preparat se poate folosi într-o instalație de încălzire cu aer cald, fie direct, fie după diluție cu aer proaspăt, funcție de temperatura de producere a aerului

cald și de necesitățile specifice beneficiarului. În orice caz, debitul produs se poate constitui cu succes în aport de aer proaspăt pentru secții de producție cu generări masive de poluanți, cum ar fi vopsitorii, tratamente chimice și ale suprafețelor, secții de prelucrare lemn (emisii de praf) etc..

Asa cum este prezentat și în figura 1, după ieșirea gazelor de ardere din tronsonul urcător (constituit de încălzitorul de aer nervurat), acestea se află la cota necesară intrării într-un sistem de încălzire de tip radiativ.

Datorită caracterului industrial al aplicației și deoarece nu este economică realizarea unor instalații de ardere a peleților sau deșeurilor lemnoase sub 20 – 30 kW, se propune o soluție specială de tub radiant, cu lungime mare și 2 până la 4 ramuri alimentate în paralel. Tuburile sunt de tip “U” deoarece, mai ales la lungimi mari, este necesară compensarea neuniformității de radiație dintre capete prin această soluție constructivă.

Tuburile radiante se propune a fi montate jumelat, pe carcase semihexagonale înclinate, așa cum este indicat în figura 5.

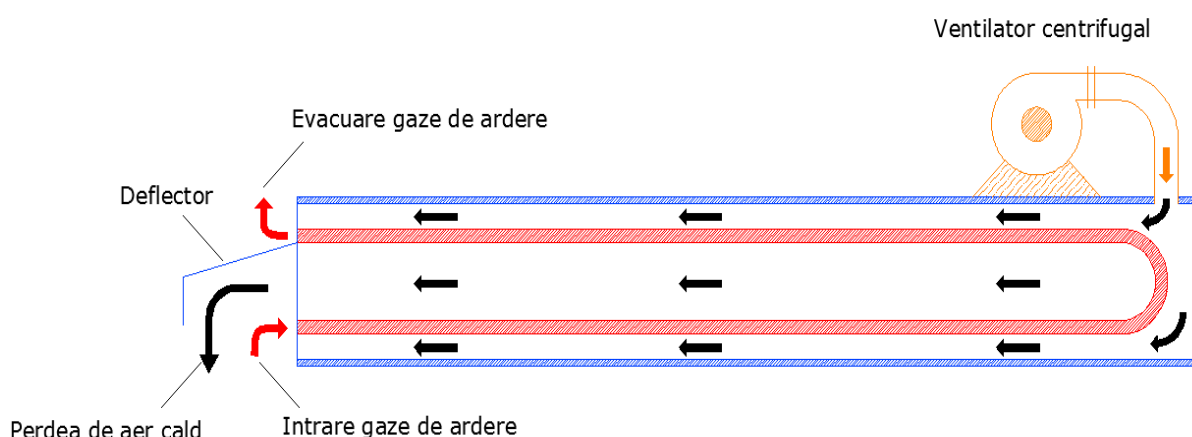


Figura 5: soluția constructivă a tuburilor radiative, vedere în profil.

Avantajul unui astfel de montaj este dat atât de aspectul unei distribuții a radiației pe o zonă mai mare (față de montajul orizontal) cât și de formarea unui canal între cele două tuburi jumelate. Prin închiderea canalului cu o tablă (subțire și minim izolată) și montarea unui ventilator de circulație, se poate realiza pe de o parte o foarte eficientă izolare termică a tuburilor radiante (cu agentul termic de joasă temperatură) și pe de altă parte se produce un agent termic util de tip aer cald ce se poate folosi la crearea unor perdele de protecție în dreptul unor uși de acces sau în dreptul unor suprafețe vitrate.

În figura 6 se prezintă în secțiune soluția constructivă propusă, cu evidențierea montajului tuburilor radiante și a formării canalului de aer cald.

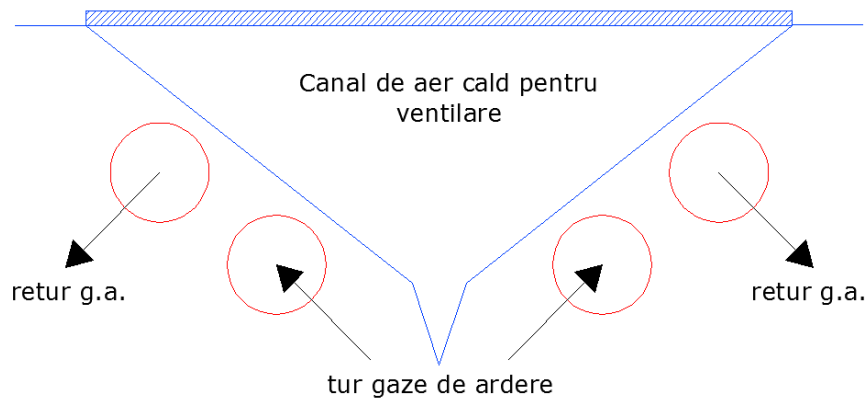


Figura 6: soluția constructivă a tuburilor radiative, secțiune.

Modelul de calcul ce se poate folosi pentru determinarea funcționării tuburilor radiante are la bază scrierea ecuațiilor de bilanț pentru fiecare secțiune de tub, de la intrarea gazelor de ardere și până la ieșire acestora către următoarea treaptă de schimb de căldură (sau, eventual, către coș).

Calculul se realizează iterativ atât în cazul proiectării (determinarea lungimii de tub radiant când se impune temperatura de ieșire a gazelor de ardere) cât și în cazul verificării (determinarea temperaturii de ieșire a gazelor de ardere dacă se cunosc datele dimensionale ale tubului radiant).

Indiferent de situație, pentru fiecare secțiune de discretizare, se pot identifica următoarele fluxuri de căldură și temperaturi, așa cum sunt detaliate în figura 7:

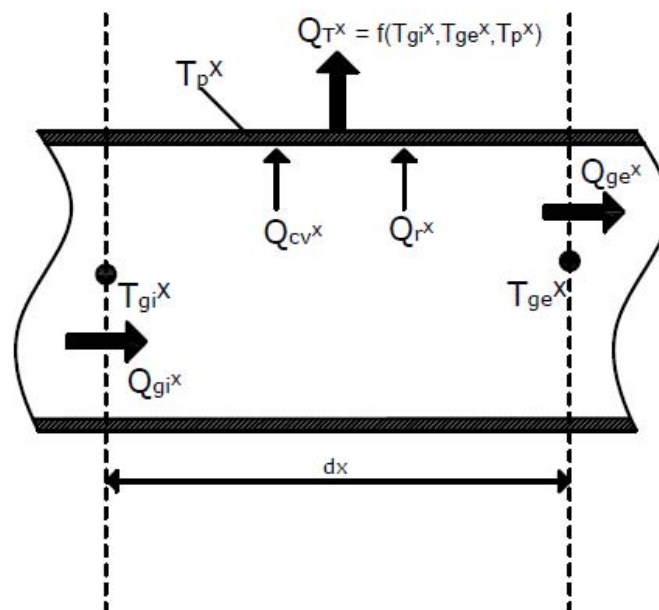


Figura 7: modelul de transfer de căldură utilizat în calcul pentru panourile radiative.

- Q_{cv} – flux de căldură transmis convectiv de la gazele de ardere la peretele tubului radiant;
- Q_r – flux de căldură transmis radiativ de la gazele de ardere la peretele tubului radiant;
- Q_{gi} / Q_{ge} – fluxuri de căldură intrat și respectiv ieșit din secțiunea de calcul cu debitul de gaze de ardere;
- Q_T – flux de căldură transmis de tubul radiant către zona de încălzire.

Bilanțurile termice :

$$Q_{cv} + Q_r = Q_{gi} - Q_{ge}$$

și

$$Q_T = Q_{cv} + Q_r$$

dertermină variația temperaturii gazelor de ardere și a peretelui tubului în lungul acestuia.

După treapta de încălzire prin radiație, gazele de ardere au un potențial termic scăzut, având temperaturi economice între 150 și 250 °C.

Totuși, dacă se consideră util (și economic rentabil), se poate propune încă o treaptă de recuperare de căldură prin producerea de apă caldă de consum într-un schimbător de căldură cu tuburi termice cuplat cu un sistem de acumulare apă caldă de consum (pentru nevoile proprii ale beneficiarului industrial).

În figura 8 se prezintă o soluție de schimbător de căldură cu tuburi termice recomandabilă pentru acest tip de aplicație.

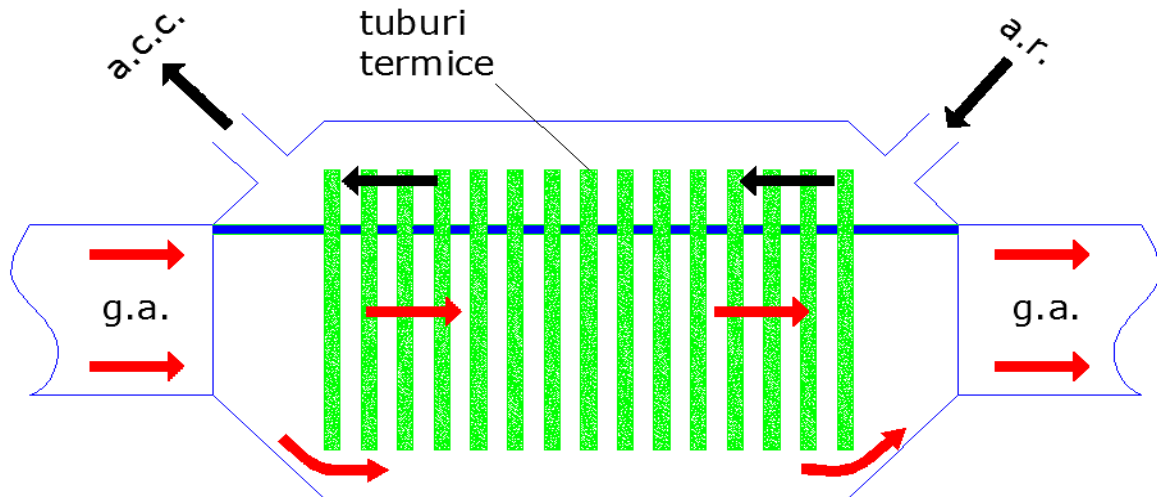


Figura 8: soluția constructivă a recuperatorului cu tuburi termice.

Utilizarea acestei soluții constructive se impune deoarece oferă o serie de avantaje funcționale:

- minimizarea pierderilor de sarcină pe traseul gazelor de ardere;
- echilibrarea raportului dintre suprafața de transfer în gaze de ardere și cea de transfer în apă fără a fi necesară utilizarea extinderilor de suprafață;

- minimizarea diferenței de temperatură minime economice între cei doi agenți termici;
- construcție simplă (industrială) și curățire facilă a suprafeței de transfer de căldură (pe ambele părți);
- cost de construcție redus datorită scăderii semnificative a prețului tuburilor termice în ultimii ani (mai ales la tuburile termice din domeniul de temperaturi specific acestei aplicații).

După parcurgerea schimbătorului de căldură cu tuburi termice, gazele de ardere sunt evacuate la un coș de dispersie.

3. Concluzii și perspective:

Instalația prezentată rezolvă într-un mod integrat problemele specifice (numeroase și complexe) generate de utilizarea peletilor, lemnului și în general a combustibililor biogenici la încălzirea spațiilor industriale și se constituie într-o soluție tehnico-economică optimă, sigură și aplicabilă în orice situație, indiferent de particularitățile beneficiarului industrial.

Autorii își propun pentru viitor realizarea unor modele și programe de calcul complexe pentru proiectarea fiecărei componente din instalația propusă și pentru evaluarea funcțională a instalației complete, în vederea generării unor familii de instalații care să răspundă unei cât mai variate tipologii de beneficiari de încălzire industrială.

Validarea sistemelor de calcul prin realizarea de instalații pilot și măsurarea complexă a acestora, precum și completarea calculelor de proiectare cu calcule economice, vor întări modelele de calcul și rezultatele acestora și se vor constitui în repere de proiectare în domeniu.

Bibliografie

- *ANTONESCU N., CALUIANU V., STANESCU D., ANTONESCU N.N.* – Echipamente termice pentru instalații de habitat și industriale – Editura BLACK SEA – București 2003 – 246 pag.
- *CALUIANU V., STANESCU D., ANTONESCU N.N.* – Aparat termice – Schimbătoare de căldură - îndrumător de proiectare – Editura U.T.C.B.- –București ISBN 973-8165-85-7 dec. 2003 - 174 pag.
- *STANESCU P.D., ANTONESCU N.N., s.a.* – Indrumător de proiectare cazane - Editura MATRIX ROM - ISBN 973-755-087-0 - Bucuresti 2006 - 265 pag.
- *ANTONESCU N.N.* - Instalații de ardere și cazane cu eficiență energetică ridicată și poluare redusă – Complemente de curs - Editura MATRIX ROM – Bucuresti 2011-ISBN 978-973-755-699-8 – 269 pag.
- *ANTONESCU N., ANTONESCU N.N.*- Metode analitice de determinare a fluxului termic al tuburilor radiante pe suprafețe cu obiecte verticale – Conferința a XXI-a „Știința modernă și energia” - Universitatea Tehnică Cluj-Napoca – mai 2002 - - volumul: „Producerea, Transportul și Utilizarea Energiei” - pg.83-90 – ISBN 973-656-224 -7 ;
- *ANTONESCU N.N. , STANESCU P.D.* – Aparat Termice - Curs - Editura MATRIX ROM – Bucuresti 2013-ISBN 978-973-755-878-7 – 432 pag.

Theoretical and experimental study on ice-slurry use in comfort air-conditioning

Rodica DUMITRESCU^(*), Anica ILIE^(*), Răzvan CALOTĂ^(*),
Teodora Mădălina NICHITA^(*), Andrei DAMIAN^(*)

^(*)Technical University of Civil Engineering, Bd. Lacul Tei 122-124, Bucharest, Romania,
anica_59@yahoo.com

Abstract

This paper develops a theoretical and experimental study on convective heat transfer characteristics in a mini-channel type air-cooler, operating with ice-slurry. Although ice slurry is usually employed as a secondary fluid in air conditioning systems, this paper investigates its behaviour as a primary fluid. Furthermore, since previous investigations on ice slurry mostly referred to plate heat exchangers, little information is yet available in the literature regarding ice slurry use in mini-channel heat exchangers, this study employed several correlations recommended by the open literature for binary mediums, such as ice-slurry, in order to identify the best fitted correlation in terms of best agreement with the experimental results obtained for the given geometrical configuration of the heat exchanger, ice mass fraction, and specific operating conditions. Besides the theoretical study, the authors have also developed an experimental study and a comparative analysis of theoretical vs. experimental results with respect to the heat transfer coefficient on ice-slurry side as a function of ice mass fraction, of ice-slurry flow rate and air flow rate.

Keywords: ice-slurry, heat transfer, comfort air-conditioning.

1.Introduction

Ice slurry - a binary solution of water and ice -, with different possible ice-fraction represents an alternative solution to cooled water as a working fluid in technological and comfort air conditioning systems. This technical option has some indisputable advantages among which, the main one is its high heat transportation rate due to the latent heat of ice crystals, which leads to improved heat transfer performance. Ice slurry can provide the same cooling load with much lower volume flow rates as compared to cooled water, thus allowing smaller and more compact heat exchangers to be used, such as plate heat exchangers and mini-channel heat exchangers, characterized by a large heat transfer area to volume ratio, reduced weight and capital cost.

Besides advantages regarding cooling capacity, in moderate concentrations ice slurry offers significant savings in pumping costs as well as in pipe and equipment size. It can be easily pumped, transported and stored without needing to change pumping

equipment, distribution network or accumulation tanks. In addition, ice-slurry is one of the environmentally friendly working fluid.

Due to all the previous considerations ice slurry continues to be a subject of intense research. Since in our knowledge, there are no available correlations in literature to describe the behavior with ice slurry in mini channel heat exchangers this paper attempts to identify the best correlation developed for compact heat exchangers to fit the experimental results.

2.Experimental stand

The experimental facility presented in Figure 1 and Photo 1 consisted of 3 major sections:

1. ice-slurry generating system of 7.5 kW maximum refrigerating capacity, working with R404A. Ice slurry was produced by circulating the carrier fluid (10% wt ethylene glycol water solution) through the ice slurry scraped-surface generator. Ice-slurry is stored into an insulated tank with a capacity of 1m³. In order to prevent the ice particles agglomeration inside the tank and to keep the ice slurry homogeneous, the binary system is continuously stirred during the experiments by a mixing device. Ice slurry is pumped from the tank, by means of a centrifugal pump to the heat exchanger, placed inside the vertical closed air loop. The ice mass fraction is controlled at both inlet and outlet of the heat exchanger, by means of two Coriolis flow meters. The ice-slurry generating system is placed on a platform above the air cooler level;

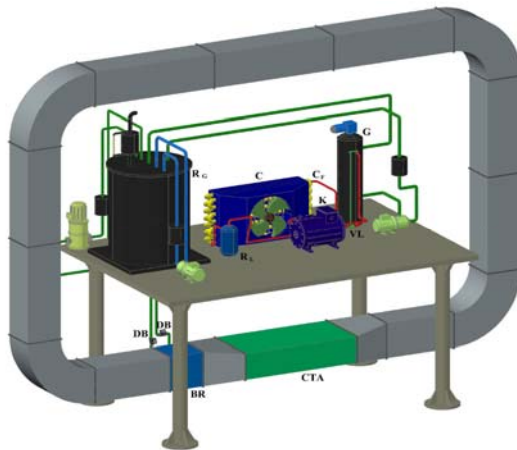


Figure 1.Experimental facility

Legend: CTA – Air Handling Unit; G – ice-slurry Generator; C – Condenser; K – Compressor; P– ice-slurry Pump; R_G – ice-slurry tank; R_L – Liquid Refrigerant Receiver; VL – Expansion Valve; BR – Air Cooler; DB – flow meter.



Photo 1.Experimental facility

2. vertical closed air loop - made of insulating sandwich type panels of 20mm thickness, exteriorly covered with a thin aluminum sheet. This air loop contains inside its lower horizontal branch the tested air cooler or, in other words, the consumer of an air conditioning system. Inside the same lower horizontal branch there is an air

handling unit whose role is to maintain at approximately constant values the air parameters at the air cooler inlet. In order to do this, the air handling unit comprises its own air cooler, air heater and a variable speed fan. The cooling/heating heat exchangers are fed with cooled/warm water from the existing water management system of the laboratory;

3. tested air cooler shown in Figure 2. This compact mini-channel type heat exchanger, specially designed and built for this project, is defined by the following geometric configuration: 25 parallel aluminum tubes with 6 inner orifices each, of 1.58 mm hydraulic diameter, aluminum plate fins of 0.1mm thickness and the following overall dimensions: length of 0.5m; width of 0.018 m; height of 0.287 m. The total exterior heat transfer area is 1.1498 m² and the side area of the tubes is 0.45 m². Number of tubes connected in parallel: 8, 8 and 9. Number of flow paths: 3.

The experimental setup was equipped with a data acquisition system.

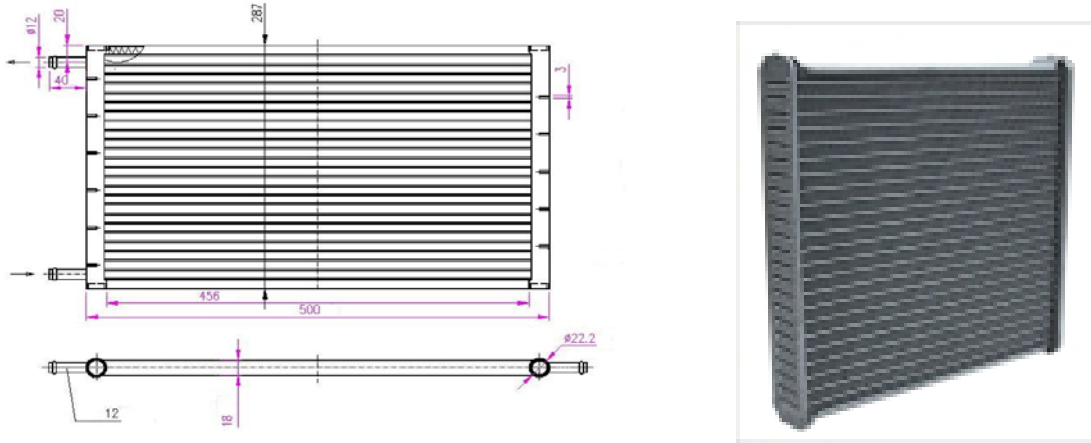


Figure 2. Compact mini-channel heat exchanger subjected to testing

3. Methodology

The heat transfer rate was experimentally determined from the energy balances on the air side and on the ice slurry side, as an arithmetic average, as stated Eq. (1):

$$\bar{Q}_{\text{exp}} = (\dot{Q}_{\text{exp}}^{\text{air}} + \dot{Q}_{\text{exp}}^{\text{is}}) / 2 \quad (1)$$

where:

$\dot{Q}_{\text{exp}}^{\text{air}}$ was calculated as a function of the specific enthalpies of the air, using the relation:

$$\dot{Q}_{\text{exp}}^{\text{air}} = (h_{\text{air}}^{\text{in}} - h_{\text{air}}^{\text{out}}) \cdot \rho \cdot \dot{V} \quad (2)$$

where:

$h_{\text{air}}^{\text{in}}$ and $h_{\text{air}}^{\text{out}}$ are the specific enthalpies of the air at the inlet and outlet of the heat exchanger, respectively [J/kg]; ρ is the air density, evaluated using the average of the inlet and outlet air temperature [kg/m³]; $\dot{V}$ is the air volumetric flow rate [m³/s];

$\dot{Q}_{\text{exp}}^{\text{is}}$ was calculated based on the following relation:

$$\dot{Q}_{\text{exp}}^{\text{is}} = \dot{m}_{\text{is}} \cdot (h_{\text{is}}^{\text{in}} - h_{\text{is}}^{\text{out}}) \quad (3)$$

where:

h_{is}^{in} and h_{is}^{out} are the specific enthalpies of the ice slurry at the inlet and outlet of the heat exchanger, respectively [J/kg]; h_{is}^{in} is given by the relation: $h_{is}^{in} = f^{in} \cdot h_s + (1 - f^{in}) \cdot h_{cf}$ and h_{is}^{out} is given by the relation: $h_{is}^{out} = f^{out} \cdot h_s + (1 - f^{out}) \cdot h_{cf}$; $h_s = c_{ps} \cdot t - r_s$; the ice and the carrier fluid enthalpies (h_s and h_{cf} , respectively) were obtained according to Melinder (1997) and Lugo et al., 2002, respectively; $\dot{m}_{is}$ is the ice slurry mass flow rate [kg/s].

The average experimental heat flux density, $\bar{q}_{exp}$, was obtained by dividing the average experimental heat flux, $\bar{Q}_{exp}$, to the total exterior heat transfer area, S_T , - side area of the tubes, S_t , ratio:

$$\bar{q}_{exp} = \frac{\bar{Q}_{exp}}{\left(\frac{S_T}{S_t} \right)} \quad (4)$$

The average inner tube surface temperature was numerically calculated by solving the steady-state one - dimensional heat conduction equation, given the experimental heat flux density, $\bar{q}_{exp}$, and the measured outer tube wall temperature, as:

$$T_{iw} = T_{ow} - \bar{q}_{exp} \cdot \frac{\delta}{\lambda} \quad (5)$$

where:

T_{iw} and T_{ow} are the inner tube wall and the outer tube wall temperatures, respectively [°C]; δ is the tube wall thickness [m]; λ is the tube thermal conductivity [W/(m·K)].

For a constant wall heat flux density, $\bar{q}_{exp}$, the ice slurry experimental convective heat transfer coefficient, α_{exp} , was obtained according to Eq.6:

$$\alpha_{exp} = \frac{\bar{q}_{exp}}{(T_{iw} - T_{is})} \quad (6)$$

The following parameters have been measured throughout the experiments:

- on the air side: air cooler outlet cross section velocity, w_{air} [m/s]; inlet and outlet temperature t_{air}^{in} , t_{air}^{out} [°C]; relative humidity, ϕ_{air} [%];
- on the ice-slurry side: density, ρ_{is} [kg/m³]; mass flow rate, $\dot{m}_{is}$ [kg/s]; temperature at both the air cooler inlet and outlet t_{is}^{in} , t_{is}^{out} [°C];
- outer tube wall temperature, T_{ow} , [°C].

Two cross sectional grids have been used in order to measure the air temperature at the air cooler inlet and outlet, each of them with 5 measuring points. The temperature has been thus calculated as an average value, according to current standards requirements.

The following parameters have been calculated based on the measured ones:

- air volumetric flow rate, $\dot{V}$, based on air velocity measurements;

- inlet and outlet ice mass fractions, f , based on ice slurry density, ρ_{is} , measured using a Coriolis effect mass flow meter, as: $f = \frac{\rho_{cf} - \rho_{is}}{\rho_{cf} - \rho_s}$; the ice and the carrier fluid densities (ρ_s and ρ_{cf} , respectively) were obtained according to Melinder (1997) and Lugo et al., 2002, respectively;
- ice slurry specific enthalpy, h_{is} , and ice specific enthalpy, h_s ;
- inner tube wall temperature, T_{iw} .

Calculations have been based on reliable measured data corresponding to a quasi-steady state operating regime. It was considered as such the regime characterized by maximum $\pm 5\%$ variation of the measured parameters, recorded during at least 20 minutes at 20 seconds intervals. Data used in calculation represent the average values of the measured parameters.

Measuring devices:

Device	Type	Accuracy
Hot wire anemometer (air velocity)	FV A935-TH5	$\pm 2\%$
Mass flow rate and density (ice slurry)	Coriolis ProMass 63	$\pm 0,1\%$
Temperature sensors (air and outer tube surface)	T-type thermocouples	$\pm 0,25^\circ\text{C}$
Data acquisition unit	Almemo 5590	500kB memory

In order to calculate the convection heat transfer coefficient on the ice-slurry side the correlations have been selected from the literature based on the following criteria: to be applicable to ice slurry, to be applicable to compact heat exchangers and to have the validity range satisfied, as much as possible, by the present experiment.

The following correlations have been used:

- Stamatiou, E.; Kawaji, M. (2005) for laminar flow:

$$Nu_{cf,x} = 4.0 \cdot Gz^{0.486} \cdot \bar{f}^{0.30} \cdot \left(\frac{\eta_{cf}}{\eta_w} \right)^{0.24} \quad (7)$$

where:

Gz - Graetz number; x - axial distance from the inlet of the heat exchanger. The validity range of the correlation above is: laminar flow defined as: $2100 < Re_{cf} < 4000$; $1\% < f < 25\%$.

- Since in our knowledge, there are no consensual available data in literature to indicate the range of Reynolds number defining the ice slurry flow in mini-channel heat exchangers, the authors have decided to also take into consideration for this study the correlation by Stamatiou, E.; Kawaji, M. (2005) for turbulent flow:

$$\bar{Nu}_{is} = \frac{\bar{\alpha}_{is} \cdot D_h}{\lambda_{cf}} = \bar{Nu}_{gn} \cdot (1 + 1.85 \cdot 10^5 \cdot \bar{f}^{0.72} \cdot (Re_{cf})^{-1.3} \cdot \left(\frac{\eta_{cf}}{\eta_w} \right)^{2.47}) \quad (8)$$

where:

- $\bar{Nu}_{gn}$ is the single-phase Nusselt number predicted by Gnielinski (1976 and 1983) given by Eq. 9:

$$\overline{Nu}_{gn} = \frac{(f_{fr}/2) \cdot (Re_{cf} - 1000) \cdot Pr_{cf}}{1 + 12,7 \cdot (f_{fr}/2)^{0,5} \cdot (Pr_{cf}^{2/3} - 1)} \quad (9)$$

$$- f_{fr} \text{ is the friction factor defined as: } f_{fr} = [1,82 \cdot \log(Re_{cf}) - 1,64]^{-2} \quad (10)$$

- Re_{cf} is the Reynolds number evaluated based on the ice slurry velocity (w_{is}), the hydraulic diameter of the mini-channels (D_h), and the carrier fluid kinematic viscosity, (ν_{cf}), defined as:

$$Re_{cf} = \frac{w_{is} \cdot D_h}{\nu_{cf}} \quad (11)$$

The validity range of the correlation above is: turbulent flow, defined as: $3300 < Re_{cf} < 11000$; $0\% < f < 25\%$.

- Norgaard E. et al., (2001)

$$\alpha_{is} = \frac{\lambda_{is} \cdot \varphi}{D_h} \cdot 0,31 \cdot (Re_{is})^{0,61} \cdot (Pr_{is})^y \quad (12)$$

where:

$$\varphi - \text{correction factor, [-]}; \varphi = \left(\frac{\eta_{is}}{\eta_{cf}} \right)^{\frac{0,3}{(Re_{is}+6)^{0,125}}} \text{ and } y = e^{\frac{6,4}{3 \cdot (Pr_{is}+30)}} \quad (13)$$

The validity range of the correlation above is: laminar or turbulent flow; glycol concentration of 30 wt %; ice mass fraction between 10% and 30%; equivalent diameter of 2 mm; heat flux between 10 and 20 kW/m².

4. Experimental results

The ice slurry temperature was set at approximately - 1°C and slightly varied around this value throughout the experiments, as data in Table 1 show. The air flow rate was controlled and maintained at an average value of 2200 m³/h through the experiments. The average inlet ice mass fraction was set at 8% by varying the ice slurry mass flow rate. The average outlet ice mass fraction was 5%.

The main measured and calculated values, of those mentioned above, are summarized in Tables 1 and 2.

Table 1.

Measured values of ice-slurry and air

Ice-slurry			Air			
Inlet/outlet temperature, [°C]	Mass flow rate, [kg/s]	Outer tube wall temperature, [°C]	Inlet temperature, [°C]	Inlet relative humidity, [%]	Outlet temperature, [°C]	Velocity, [m/s]
-1.0	0.397	-0.5	28.2	49.0	22.9	6.93
-1.2	0.383	-0.7	27.9	50.2	23.1	6.30
-1.4	0.404	-1.0	28.1	50.1	23.0	6.25
-1.3	0.390	-0.8	28.0	49.8	22.9	6.30
-1.1	0.383	-0.6	28.1	50.0	23.2	6.51

Table 2.

Calculated values of ice-slurry and air					
Ice-slurry			Air		Deviation, [-]
Average ice mass fraction [%]	Specific enthalpy change, [J/kg]	Heat transfer rate, [W]	Volumetric flow rate, [m ³ /s]	Heat transfer rate, [W]	
6.5	9.900	3940	0.66	4514	0,13
7.0	9.900	3804	0.6	4104	0,07
6.75	8.300	3336	0.595	4070	0,18
7.0	9.900	3865	0.6	4104	0,06
7.0	9.900	3802	0.62	4241	0,10

As can be seen in Table 2, the heat transfer rate calculated by applying the energy balance in the air side is on average with 10% greater than that obtained by applying the energy balance in the ice slurry side.

As Table 2 shows the average deviation between the energy balances applied in both sides of the heat exchanger (ice slurry and air) varied between 6% and 18%, throughout the series of experiments. These values lead to an overall deviation of 11%, computed as an arithmetic average. This value is considered acceptable by the authors taking into account the well-known experimental difficulties in terms of measurements accuracy associated with the air flow.

The measured and averaged quantities based on which the experimental ice slurry convective heat transfer coefficient was computed, according to Eq.6 are given in Table 3.

As data in Table 3 show the experimental α value ranges between 3309 and 3623 W/(m² K), which leads to an averaged value of 3467 W/(m² K).

Table 3.

The experimental ice slurry convective heat transfer coefficient				
Temperature, [°C]		Average heat transfer rate, $\bar{Q}$, [W]	Average heat flux density, $\bar{q}$, [W/m ²]	Convective heat transfer coefficient, α_{exp} , [W/(m ² K)]
Ice slurry	Difference between the inner tube wall and ice slurry, ($T_{iw} - T_{is}$)			
-1.0	0.50	4227	1654	3309
-1.2	0.45	3954	1547	3439
-1.4	0.40	3703	1449	3623
-1.3	0.45	3985	1559	3465
-1.1	0.45	4021	1574	3497

Figure 3 illustrates the variation of the local ice slurry α values predicted by Eq. 7 (Stamatiou, E.; Kawaji, M. (2005) for laminar flow) with the axial distance from the heat exchanger inlet. It shows that the local ice slurry α values constantly decrease with the axial distance from the inlet of the mini-channel heat exchanger, in all tests carried out.

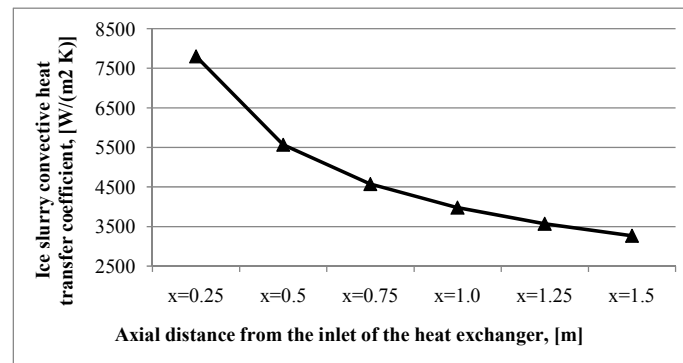


Figure 3. Convective heat transfer coefficient variation with the axial distance from the heat exchanger inlet

Figure 4 compares the experimental ice slurry convective heat transfer coefficient results with those predicted by Eq. 7 (Stamatiou, E.; Kawaji, M. (2005) for laminar flow), by Eq. 8 (Stamatiou, E.; Kawaji, M. (2005) for turbulent flow), and by Eq.12 (Norgaard E. et al., (2001)).

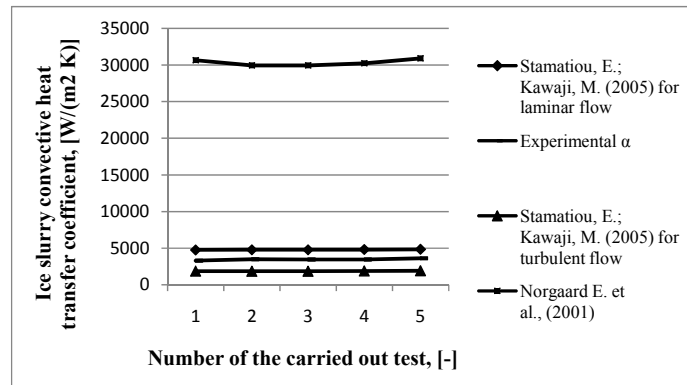


Figure 4. Experimental and predicted ice slurry convective heat transfer coefficient obtained in each carried out test

In Figure 4 the average theoretical value from Eq. 7 (Stamatiou, E.; Kawaji, M. (2005) for laminar flow) is plotted. Based on the local theoretical α values, the average α value has been computed, as an average corresponding to the total axial distance from the inlet of the heat exchanger. This average value ranges from 4612 to 4860 W/(m² K). Laminar or slightly turbulent the flow may be assumed since the 25 tubes were connected in three flow paths (of eight, eight and nine tubes, in parallel, respectively).

5. Conclusions

This theoretical and experimental study was performed on a compact mini-channel type air cooler and aimed to identify the best fitted correlation, of those available at present, in the authors' knowledge, to evaluate the ice slurry convective heat transfer coefficient. Three correlations, whose validity range generally satisfies the present experimental conditions have been considered: Stamatiou, E.; Kawaji, M. (2005) for laminar flow, Stamatiou, E.; Kawaji, M. (2005) for turbulent flow and Norgaard E. et

al., (2001). The study assumed laminar or slightly turbulent ice slurry flow and concluded that, for the specific geometrical configuration of the compact mini-channel type air cooler and the specific operating conditions, the best agreement between the experimental and theoretical results was obtained using the correlation proposed by Stamatiou, E.; Kawaji, M. (2005) for laminar flow, with an average deviation of 28%. The deviations have even lower values for axial distances higher than 1.25m and range between -9% and +7%.

The other two correlations showed unacceptable high deviations from the experimental results.

Nomenclature

$\bar{q}$ - average heat flux density, W/m²; $\bar{Q}$ - average heat flux, W; h - specific enthalpy, J/kg; $\dot{m}$ - mass flow rate, kg/s; $\dot{V}$ - volumetric flow rate, m³/s; f - ice mass fraction %; c_p - specific heat at constant pressure, J/(kg K); r - specific latent heat of fusion, J/kg; S - area, m²; T - temperature, K; Gz - Graetz number; $Gz = \frac{Re_{cf} \cdot Pr_{cf} \cdot D_h}{x}$; Re - Reynolds number; Pr - Prandtl number; Nu - Nusselt number; D_h - hydraulic diameter, m; x - axial distance from the inlet of the heat exchanger, m; w - velocity, m/s;
Greek symbols: α - convective heat transfer coefficient, W/(m² K); ρ - density, kg/m³; δ - tube wall thickness, m; λ - thermal conductivity, W/(m K); η - dynamic viscosity, Pa s; ν - kinematic viscosity, m²/s;
Subscripts: *is* - ice slurry; *exp* – experimental; *air* - on the air side; *in* – inlet; *out* - outlet; *s* - solid (ice); *cf* - carrier fluid (10% wt ethylene glycol water solution); *T* - total; *t* – tubes; *iw* - inner wall; *ow* - outer wall; *w* – wall.

6. References

- Snoek, C. W.; Bellamy, J.: *Heat Transfer Measurements of Ice-Slurry in Tube Flow*, ExHFT 4, Brussels, Belgium, 1997;
- Dumitrescu, R., Ilie, A., Chiriac, F.: Ice slurry vs. Cooled water, as a refrigerant in comfort air-conditioning systems. Thermal Energy Storage for Efficiency and Sustainability Stockholm, June 14 - 17 2009.
- Norgaard E.; Sorensen, T.A.; Hansen, T.M.;Kauffeld, M. 2001: Performance of components in ice slurry systems, plate heat exchanger, fittings. Third Workshop on Ice Slurries of the IIR, Horw/Lucerne, Switzerland, pp. 129-136,.
- Stamatiou, E.; Kawaji, M. 2005. Thermal and flow behavior of ice slurries in a vertical rectangular channel - Part I Local distribution measurements in adiabatic flow. International Journal of Heat and Mass Transfer 48 (2005) 3527–3543.
- A. Melinder, E. Granryd, Using property values of aqueous solution and ice to estimate ice concentrations and enthalpies of ice slurries, Int J Refrigeration 28 (2005) 13–19.
- Lugo, R., Fournaison, L., Chourot, J-M., Guilpart, J., 2002. An excess function method to model the thermophysical properties of one-phase secondary refrigerants. *Int. J. Refrigeration* 25, 916-923.
- Melinder, A., 1997. Thermophysical properties of liquid secondary refrigerants. Tables and diagrams for the refrigeration industry. *IIR Handbook, Paris*.

- Illan, F., Viedma, A., 2009a. Experimental study on pressure drop and heat transfer in pipelines for brine based ice slurry. Part I: Operational parameters correlations. *Int. J. Refrigeration* 32, 1015-1023.
- Illan, F., Viedma, A., 2009b. Experimental study on pressure drop and heat transfer in pipelines for brine based ice slurry. Part II: Dimensional analysis and rheological model. *Int. J. Refrigeration* 32, 1024-1031.
- Kumano, H., Asaoka, T., Saito A., Okawa, S., 2007. Study on latent heat of fusion of ice in aqueous solutions. *Int. J. Refrigeration* 30, 267-273.
- Kumano, H., Hirata, T., Shirakawa, M., Shouji, R., Hagiwara, Y., 2010a. Flow characteristics of ice slurry in narrow tubes. *Int. J. Refrigeration* 33, 1513-1522.
- Kumano, H., Hirata, T., Shouji, R., Shirakawa, M., 2010b. Experimental study on heat transfer characteristics of ice slurry. *Int. J. Refrigeration* 33, 1540-1549.
- Kumano, H., Tamura, F., Sawada, S., Asaoka, T., 2013. Study on flow and heat transfer characteristics of ice slurry in the transition region. *Int. J. Refrigeration* 36, 801-808.

Model experimental pentru studierea curgerii apei într-o conductă de canalizare

Experimental model to study the water flow to a sewer pipe

Marius Iliescu¹, Elena Iatan¹, Mihnea Sandu¹

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

Rezumat. În aceasta lucrare se prezintă modelul experimental realizat în laboratorul Facultății de Inginerie a Instalațiilor din cadrul Universității Tehnice de Construcții București cu ajutorul căruia se realizează curgerea într-o conductă de canalizare cu depuneri de sedimente la partea inferioară a conductei. Curgerea în interiorul conductei se face gravitațional, cu suprafață liberă. Cu ajutorul unei vane de reglaj se poate fixa debitul de apă canalizat, în timp ce debitmetrul cu ultrasunete oferă posibilitatea reglării cu acuratețe a acestuia. Rezultatele preliminare, obținute în urma determinărilor PIV pe acest model, sunt coerente, comparabile cu alte valori din literatură.

Cuvinte cheie: model experimental, curgere gravitațională peste o frontieră rugoasă, tehnica de măsurare PIV

Abstract. This paper is presenting an experimental model conceived in the Building Services Faculty Laboratory, part of the Technical University of Civil Engineering Bucharest, in order to experimentally study the flow in a sewage pipe with deposition. The flow inside the pipe is by gravity, with free surface. A setting valve is used to set the flow of the drained water, while a ultrasonic flowmeter offers the possibility to set the flow with accuracy. The preliminary results, which are obtained using the PIV method on this model, are coherent, and comparable to values presented in literature.

Key words: experimental model, gravity flow over a harsh surface, PIV method

1. Introducere

Dezvoltarea rapidă a zonelor urbane a atras în decursul anilor extinderea rețelelor de alimentare cu apă și implicit a condus la suprasolicitarea rețelelor existente de canalizare. În timp, acestea din urmă nu își mai păstrează caracteristicile de transport proiectate datorită apariției depunerilor de sedimente consolidate. Pentru proiectarea rețelelor de canalizare, calculul vitezei de curgere a apei se realizează fără a ține cont de depunerile de sedimente în decursul timpului. Toate calculele de dimensionare se bazează pe coeficienți obținuți empiric în cazul curgerii apei curate prin conducte noi.

De aceea am considerat importantă studierea curgerii printr-o conductă de canalizare cu depuneri pentru determinarea unor coeficienți ce caracteriză rugozitatea conductei. În aceasta lucrare se prezintă modelul fizic conceput la Facultatea de Inginerie a Instalațiilor din cadrul UTCB.

2. Modelul experimental

Se considera un sistem în care se simulează curgerea gravitațională cu suprafața liberă într-o conductă de canalizare de secțiune circulară și cu depuneri la partea inferioară a conductei. Conducta este realizată din plexiglas are diametrul Dn150 ($D_i=144\text{mm}$) și o lungime de 3,9m constituită din două tronsoane egale. Îmbinarea celor două tronsoane s-a realizat cu o flanșă confecționată special tot din plexiglas și garnitură de cauciuc. Suprafața garniturii de cauciuc a fost pe cât posibil netezită pentru ca prezența acestei îmbinări să nu introducă perturbații suplimentare în curgere. Circuitul hidraulic, cuprinzând rezervor, pompă, debitmetru și conducte este reprezentat pe scurt în Figura 1.

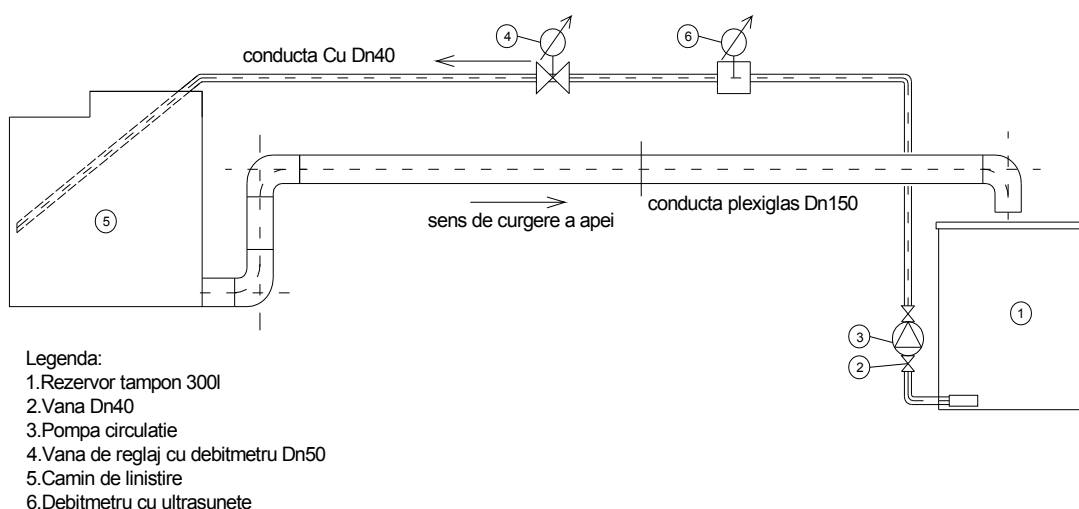


Figura 1– Circuitul hidraulic al modelului experimental

Depunerile din interiorul conductei au fost simulate cu ajutorul unor plăci confecționate ce reprezintă o rugozitate artificială. Pentru realizarea rugozităților dispuse bidimensional am amplasat la partea inferioară a conductelor rugozități de forma unor semisfere cu diametrul de 4,5 mm care să simuleze depunerile de sedimente consolidate la partea inferioară a curgerii. Pentru realizarea rugozităților s-au achiziționat bile calibrate care au fost introduse în plăcuțe de plexiglas perforate în acest scop. Pentru precizie plăcuțele de plexiglas au fost decupate cu un sistem laser. În figura 2 sunt prezentate plăcuțele perforate și plăcuțele cu rugozitățile artificiale. Lipirea bilelor calibrate în decupajele circulare s-a făcut cu o soluție de acetonă și di-cloretan.

Diametrul golurilor realizate cu laser a fost de 4,2 mm deoarece soluția utilizată pentru lipire dizolvă local materialul de plexiglas. Diametrul de 4,2 mm a fost stabilit prin încercări astfel încât în urma topirii locale a materialului bila calibrată să rămână pe jumătate în relief. Cantitatea de soluție utilizată pentru lipire a fost introdusă controlat cu o seringă. Modalitatea de dispunere a elementelor de rugozitate a fost aleasă pentru compararea cu alte date experimentale similare.

Plăcuțele au fost aliniate la partea inferioară a modelului din plexiglas astfel încât generatoarea inferioară a conductelor transparente să fie paralelă cu linia mediană trasată la nivelul plăcuțelor. Ele au fost prevăzute cu "piciorușe", poziționate la extremități, care au fost decupate astfel încât să urmărească curbura conductei. În zona acestor "piciorușe" s-a utilizat silicon pentru a realiza fixare de conducta de plexiglas. Pentru anularea efectului introdus în curgere de muchia ce apare în lateralul plăcuțelor, la îmbinarea cu conducta de plexiglas s-a rotunjit muchia cu ajutorul unui strat de silicon rezistent la apă.

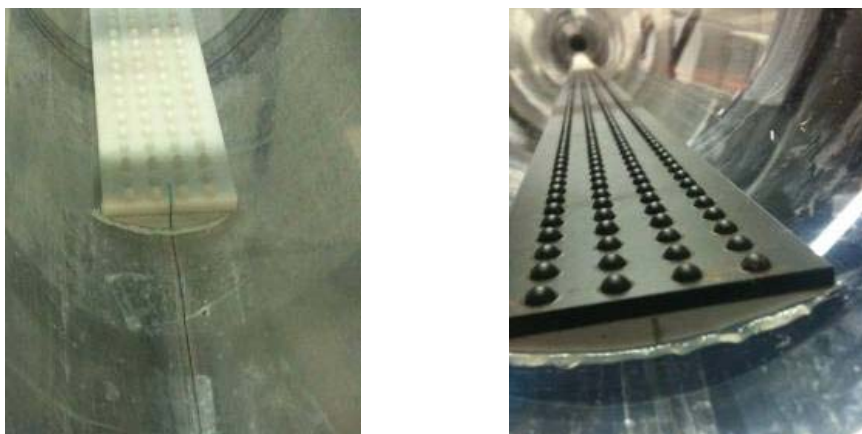


Figura 2– Alinierea plăcuțelor de plexiglas relativ la generatoarea inferioară a conductelor

Pentru asigurarea unui debit constant în circuitul standului experimental s-a montat o pompă de circulație marca DAB, tipul A 110/180XM.



Figura 3– Pompa circulație DAB model A110/180XM; Rezervor tampon deschis 300 l

Rezervorul tampon montat pe aspirația pompei de circulație este de tip Valrom, cu un volum total de 300 l. Dimensiunile acestuia sunt $L \times l \times H = 880\text{mm} \times 680\text{mm} \times 950\text{mm}$.

Pentru reglarea debitului s-a utilizat o vană de reglaj cu debitmetru, Dn 2", marca CALEFFI 132, prezentată în fig.4. Aceasta vană s-a montat pe circuitul conductelor de cupru care asigură recircularea volumului de apă din sistemul descris. Se urmărește realizarea măsurărilor pentru diferite valori ale debitului.

Vana de reglaj cu debitmetru are o plajă de fixare a valorilor între 50 și 200 l/min.



Figura 4— Poziția vanei de reglaj cu fluxometru CALEFFI în cadrul modelului experimental

Pentru măsurarea exactă a debitului s-a folosit un debitmetru cu ultrasunete de tip SIEMENS SITRANS F (Figura 5). Acesta s-a montat pe conducta din cupru Dn1 1/4", în amonte de vana de reglaj cu fluxometru, la o distanță de peste șase diametre față de orice fitting sau organ de reglaj pentru a evita erorile de măsurare (Figura 5).



Figura 5— Debitmetru cu ultrasunete SIEMENS SITRANS F; Montaj debitmetru cu ultrasunete

Pentru a simula curgerea gravitațională într-un sistem de canalizare s-a folosit un cămin de liniștire. Acesta este de tip Valrom 200/160, cu o înălțime $H=1130\text{ mm}$. Curgerea se face pompat din rezervorul tampon până în căminul de liniștire, iar de aici, mai departe, gravitațional prin conductele de plexiglas.

3. Principii de funcționare

Modelul experimental reprezintă o curgere cu suprafață liberă cu depuneri consolidate la partea inferioară a curgerii. Depunerile sunt simulate cu ajutorul unor semisfere cu diametrul de 4,5mm fixate pe plăci lise din material plastic.

Rezervorul tampon de 300 l și căminul de liniștire se umplu cu apa până când aceasta ajunge la nivelul cotului Dn150 din partea superioară a căminului de liniștire.

Standul experimental prezintă un circuit închis al apei. În conductele din Cu Dn1 1/4" apa curge sub presiune, debitul fiind asigurat de pompa de circulație. Pentru a trece de la curgerea sub presiune la o curgere gravitațională cu suprafață liberă, se montează un cămin de liniștire.

În momentul în care nivelul apei depășește nivelul inferior al cotului de la intrarea în sistemul de conducte din plexiglas, curgerea devine gravitațională. Debitul evacuat prin conducta de plexiglas este egal cu debitul vehiculat în interiorul conductei de Cu Dn1 1/4".

Pentru a regla și măsura debitul s-a folosit o vana de reglare cu fluxostat Dn50. Acestea funcționează după următorul principiu: se stabilește debitul dorit și se închide / deschide treptat vana de reglaj până în momentul în care valoarea citită a debitului corespunde valorii setate.

Prin utilizarea standului experimental descris mai sus se obține o curgere gravitațională stabilă în interiorul conductelor. Pentru a nu influența în vreun fel curgerea gravitațională (eventuale vibrații datorate funcționării pompei de circulație) sistemul de conducte gravitaționale este izolat din punct de vedere al suporti lor și susținerilor fata de restul conductelor din cupru și echipamentelor montate.



Figura 6– Stand experimental – Cămin de liniștire și elemente de susținere a componentelor

Pentru determinarea câmpurilor de viteze se injectează la partea inferioară a conductei un amestec de apă cu particule trasoare. Acestea sunt sfere cu pereți subțiri din sticlă, îmbrăcate în argint, cu diametrul D_{50} egal cu $10\ \mu\text{m}$. Pentru o evaluare a înregistrărilor PIV este necesară prezența unui număr suficient de mare de particule trasoare în zona de interes.

Pentru realizarea măsurărilor PIV se propune următoarea configurație a echipamentelor de măsură:

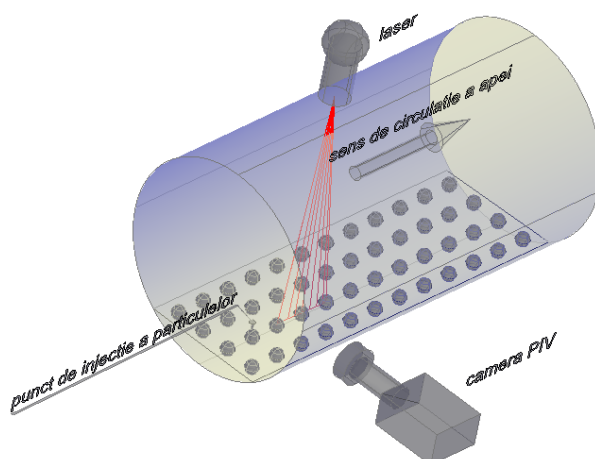


Figura 7 – Schema de principiu pentru măsurările PIV

La Laboratorul de Instalații din cadrul Facultății de Inginerie a Instalațiilor, a Universității Tehnice de Construcții București sunt disponibile la ora actuală două sisteme optice de măsură:

Un sistem PIV clasic, compus dintr-o cameră de înaltă sensibilitate FlowSense MKII 4M, cu captor CCD, având o rezoluție de $4 * 106$ pixeli și dintr-un laser Litron de 200mJ, ce produce un plan luminos cu lungimea de undă de 532nm. Frecvența de achiziție a sistemului este de 7.5Hz.

Un sistem PIV rapid, compus dintr-o cameră Nanosense, cu captor CMOS, de rezoluție $512 * 512$ pixeli, și dintr-un laser Nanopower ce produce un plan luminos cu o lungime de 765nm. Frecvența maximă de achiziție a acestui sistem este de 3.5 KHz.

4. Sistemul PIV utilizat

Sistemul PIV utilizat a fost cel cu camera de tip Nanosense MKII, cu un obiectiv Nikon cu o distanță focală de 50 mm și o deschidere de 1.2. Această cameră are o frecvență de achiziție de 5000 Hz pentru o imagine de 512×512 pixels. Imaginile sunt realizate pentru frecvențe de 300, 500 și 1000 Hz. Numărul imaginilor înregistrate variază între 1000 și 3000. Imaginile stocate pe memoria internă a camerei sunt transferate la finalul fiecărei achiziții pe PC. Pentru iluminarea particulelor trasoare din cadrul curgerii (particulele sunt sfere de diametru $10 \mu\text{m}$) se folosește un laser cu infraroșu Nanopower, având puterea de 4W producând o lungime de undă de 795 nm.

Alegerea noastră s-a îndreptat către acest sistem dată fiind posibilitatea de surprindere a dinamicii curgerii studiate datorită frecvențelor de achiziție importante. Sistemul PIV clasic disponibil la centrul de cercetare CAMBI, a fost utilizat în cadrul tezei de doctorat al dnei. Dr. Ing. Elena Iatan [1].

Cea mai comună metodă a tehnicilor PIV este de a înregistra două imagini consecutive asupra curgerii fluidului. În lichidul de lucru se introduc particule trasoare care urmăresc mișcarea locală a fluidului, fără o influență majoră a acestuia. Între cele două imagini există un timp de decalare, Δt , foarte mic, ce poate varia între câteva zeci și câteva sute de μs . Imaginile ce conțin câmpul de particule trasoare sunt împărțite în zone elementare (de obicei pătrate cu latura de 32 pixeli) pentru o determinare probabilistică a deplasării locale a particulelor. Prima estimare a vitezei locale a fluidului este obținută astfel:

$$v = \frac{\Delta x}{\Delta t}$$

În cadrul măsurărilor s-au folosit ca particule trasoare sfere cu pereți subțiri din sticla, îmbrăcate în argint, cu diametrul D50 egal cu $10 \mu\text{m}$. Pentru o evaluare a

înregistrărilor PIV este necesară prezenta unui număr suficient de mare de particule trasoare în zona de interes.

În general, pentru măsurările PIV, controlul cantității de particule introduse în curgere reprezintă un aspect delicat pentru că pe lângă omogenitatea însămânțării trebuie asigurată o densitate de particule de minim 8 particule pe celula de interogare. Mai mult, întotdeauna trebuie examinat numărul mediu de pixeli asociați unei particule. Astfel, odată ce obiectivul camerei și câmpul de măsură sunt fixate, trebuie verificat dacă particula măsoară în jur de 2×2 pixeli. Într-adevăr, cu cât numărul de pixeli este mai mare, vârful de corelare este amplificat și precizia de deplasare medie a particulelor poate fi alterată. Cu cât numărul este mai mic, fenomenul de « blocaj de vârf » poate apărea, ceea ce introduce erori de calcul în metodele de evaluare sub-pixel [2,3].



Figura 8– Sistem utilizat pentru măsurările PIV

Sistemul PIV este folosit în cadrul lucrării pentru determinarea distribuțiilor de viteze, identificarea punctului de desprindere a stratului limită și determinarea liniei suprafeței libere.

Pentru măsurarea distribuțiilor de viteze s-a folosit un număr de 350 perechi de imagini înregistrate cu frecvența de 1000 Hz.

Etapele în post-procesarea înregistrărilor PIV sunt următoarele:

1. Achiziționarea de imagini succesive la un interval de timp Δt ;
2. După achiziționare este necesară îndepărtarea imaginilor foarte luminoase și a imaginilor cu puține particule;
3. Zonele de neinteres se vor "masca", astfel se va oferi procesarea cu mai puține erori;
4. Analiza se bazează pe mai multe imagini (350 de perechi de imagini);
5. Imaginile sunt împărțite în zone egale. Aceste zone au o rezoluție de 16×16 pixeli, unde sunt urmărite deplasările particulelor;
6. Se obțin 360 de câmpuri instantanee de viteză;
7. Se calculează media statistică a câmpurilor de viteză, obținându-se vectorii medii precum și abaterile pătratice (rms) ale acestora.

Etalonarea imaginilor a rezultat într-o rezoluție spațială de 0.07mm/pixel ceea ce corespunde unui câmp de vizualizare de 36mm × 29mm. Cele 350 perechi de imagini au fost procesate cu ajutorul unui algoritm de corelare adaptați-vă pe mai multe niveluri de grilă ținând cont de deformarea celulelor și deplasarea sub-pixel. Grila finală este compusă din celule de 16×16 pixeli cu 75% acoperire ceea ce poate fi tradus ca fiind un vector la fiecare 4.12 pixeli sau, o rezoluție spațială de 0.36 mm.

În ambele cazuri metoda de corelare a fost validată la fiecare nivel dacă valoarea SNR a corelării este mai mare față de un prag fixat la 1.1. În medie, mai puțin de 2% din vectori au fost detectați ca fiind invalizi. Aceștia au fost corectați printr-o interpolare biliniară. O inspecție sistematică a histogramelor de deplasare a particulelor arată o distribuție bimodală bine discretizată (fără prezența « blocajului de vârf ») [4].

Precizia algoritmilor de corelare din în cadrul software-ului Dynamic Studio utilizat, a fost evaluată de Calluad [5] plecând de la o imagine reală a unei curgeri în care au fost injectate particule solide cu traiectorie impusă. Pentru algoritmi “convenționali” de corelare ce au fost utilizați în cadrul acestui studiu, s-a găsit o rezoluție de aproximare sub-pixel de ordinul a 1/64 pixeli. Pentru estimarea erorii sistematice pentru măsurările PIV cu acest sistem a fost utilizată ca referință o tehnică LDV (Laser Doppler Velocimetry) a cărei precizie a fost prealabil validată. Acest studiu a fost realizat în cadrul unor lucrări anterioare [6]. Astfel eroarea relativă nu depășește 3% pentru component de viteză în lungul direcției principale a curgerii. Pentru cealaltă component de viteză, date fiind valorile foarte mici, eroarea poate atinge 35%.

5. Protocolul de măsură

S-au realizat măsurări în condiții de laborator utilizând standul experimental și sistemul de măsură descrise în paragraful precedent. Configurațiile studiate și planurile în care s-au realizat măsurătorile PIV sunt prezentate în Figura . Sensul curgerii este în lungul axei X iar axa Y este perpendiculară pe sensul curgerii.

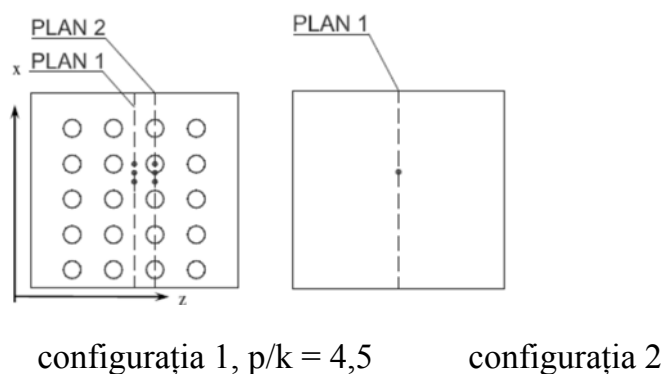


Figura 9. Configurații studiate pentru poziția rugozităților artificiale

Tabelul 1

Debitul (l/s)	Plan 1 și 2	Plan 1
1,1	Configurația 1 cu rugozități artificiale	Configurația 2 cu placă plană netedă
0,9		
0,7		

În tabelul 1 sunt prezentate valorile celor 3 debite la care s-au realizat măsurările PIV.

Așa cum precizam mai devreme, pentru determinarea câmpurilor de viteză prin metoda PIV este necesară introducerea particulelor de argint în volumul de apă. Metoda de măsură PIV se bazează în mod indirect pe vizualizările obținute prin iluminarea acestor particule cu ajutorul sursei laser. Aceasta sursă este prevăzută cu un modul optic realizat din lentile speciale ce generează o pânză fină de lumină.

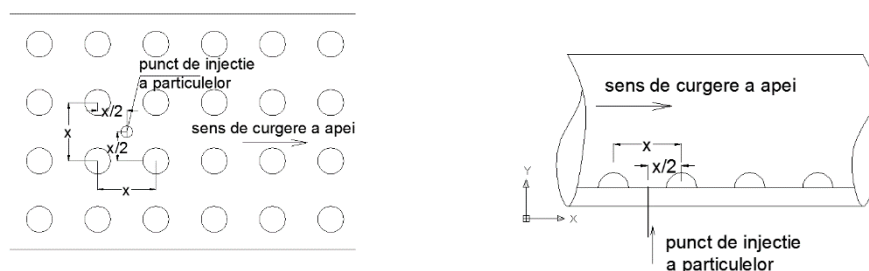


Figura 10. – Principul de injecție a particulelor în domeniul de măsură

Pentru realizarea vizualizărilor au fost injectate particule la partea inferioară a colectorului așa cum este arătat în Figura 10. Pentru configurația cu rugozități artificiale, au fost studiate cele două planuri longitudinale din Figura 10 pentru cele trei debite din Tabelul 1, respectiv 0,7 l/s, 0,9 l/s și 1,1 l/s.

Planul luminos generat de sursa laser a fost amplasat, inițial în planul 1 de măsură, adică în planul median al canalului, ceea ce revine la o configurație de măsură între două rânduri de semisfere. Într-o a doua etapă planul a fost re poziționat în configurația 2 de măsură pe primul rând de semisfere adiacent planului median.

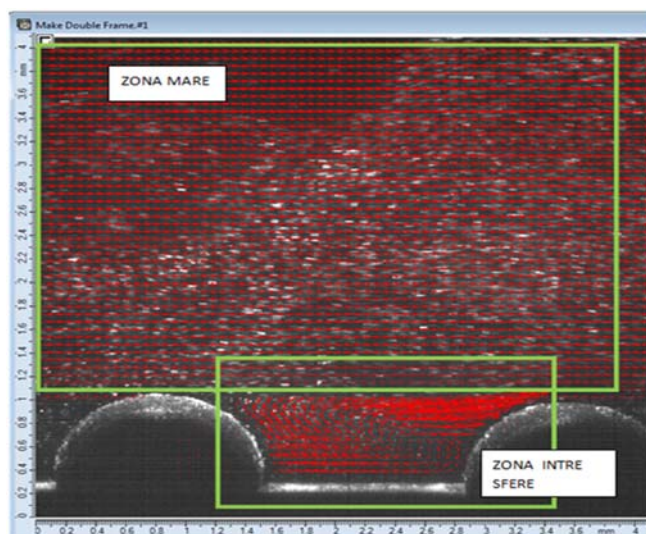


Figura 11 – Subdivizarea zonei de măsură în două regiuni cu parametri de corelare diferiți

Așa cum era de așteptat, din literatură și pe baza studiile anterioare ale dr. ing. Elena Iatan [1], dinamica curgerii peste semisfere este una foarte complexă. Sistemul PIV utilizat, având o rezoluție mai mică decât cel din studiile anterioare, necesită pentru operațiunile de corelare a imaginilor de particule, subdivizarea câmpului vizualizat în două regiuni în care parametrii de corelare să fie ușor diferiți. Această împărțire este prezentată în Figura 11.

Prezentăm în cele ce urmează (Figurile 12 - 14) distribuții tipice ale celor două componente medii ale vitezei în planurile de măsură pentru diferitele configurații studiate. Vectorii sunt colorați în funcție de magnitudinea lor.

Vectorii de viteza sunt reprezentați în figurile de mai jos, atât pentru spațiul cuprins între două sfere, cât și pentru zona de deasupra sferelor, pentru cele trei valori ale debitelor, respectiv 0,7 l/s, 0,9 l/s și 1,1 l/s. De asemenea, sunt reprezentați vectorii de viteza în sensul curgerii apei pentru cele două planuri de măsură, deasupra sferelor și în plan median, între sfere.

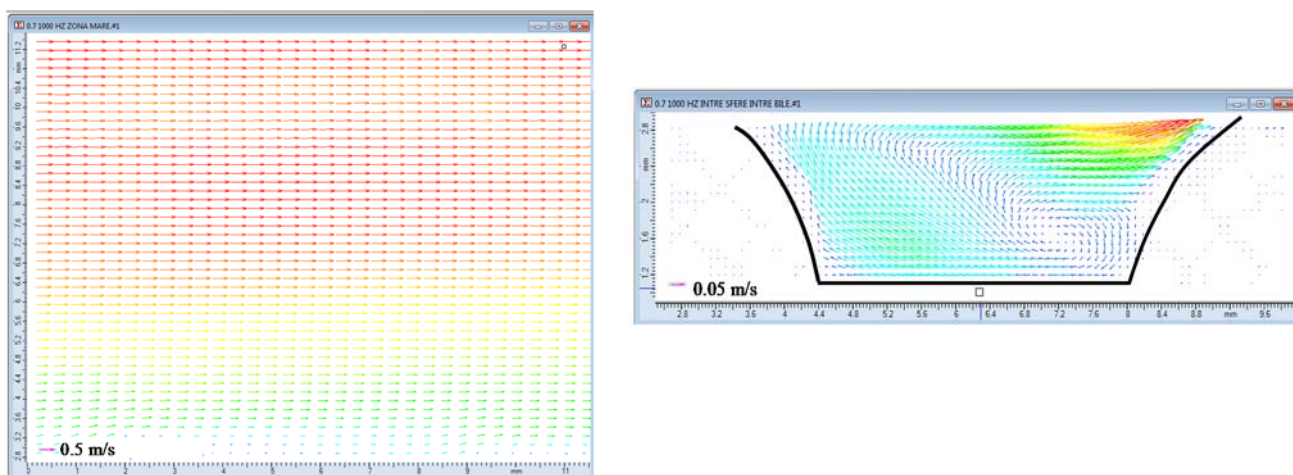


Figura 12. – Configurația 1 – Plan 2 - Vectori de viteza pentru debitul de 0,7l/s în zona de deasupra semisferelor; Vectori de viteza pentru debitul de 0,7l/s în zona dintre semisfere

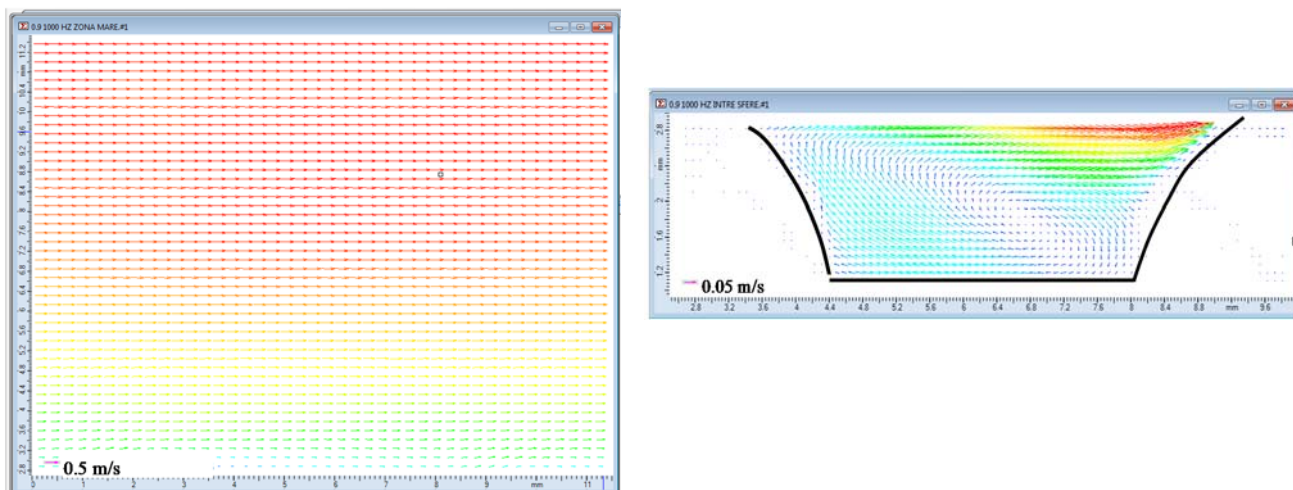


Figura 13– Configurația 1 – Plan 2 - Vectori de viteza pentru debitul de 0,9l/s în zona de deasupra semisferelor; Vectori de viteza pentru debitul de 0,9l/s în zona dintre semisfere

Model experimental pentru studierea curgerii apei într-o conductă de canalizare

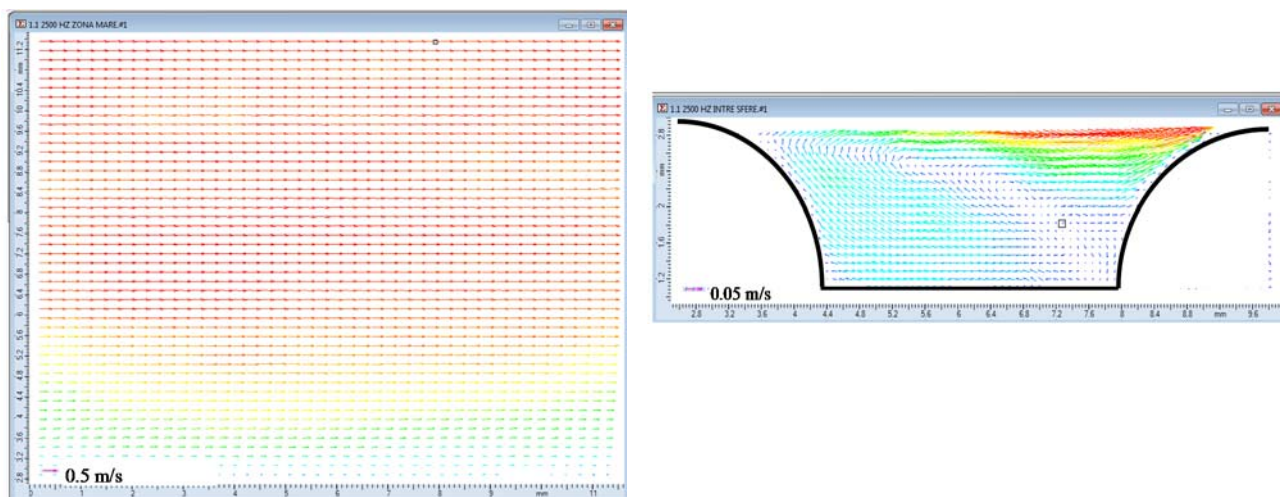


Figura 14 – Configurația 1 – Plan 2 - Vectori de viteza pentru debitul de 1,1l/s în zona de deasupra semisferelor; Vectori de viteza pentru debitul de 1,1l/s în zona dintre semisfere

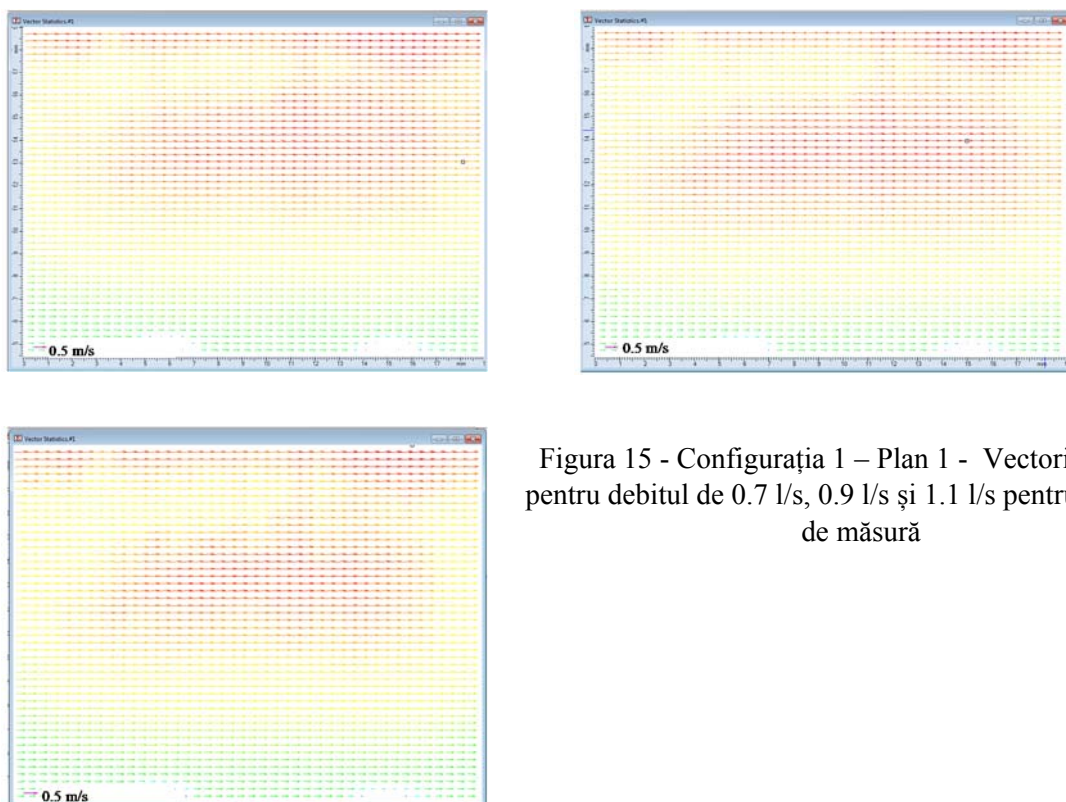


Figura 15 - Configurația 1 – Plan 1 - Vectori de viteza pentru debitul de 0.7 l/s, 0.9 l/s și 1.1 l/s pentru tot planul de măsură

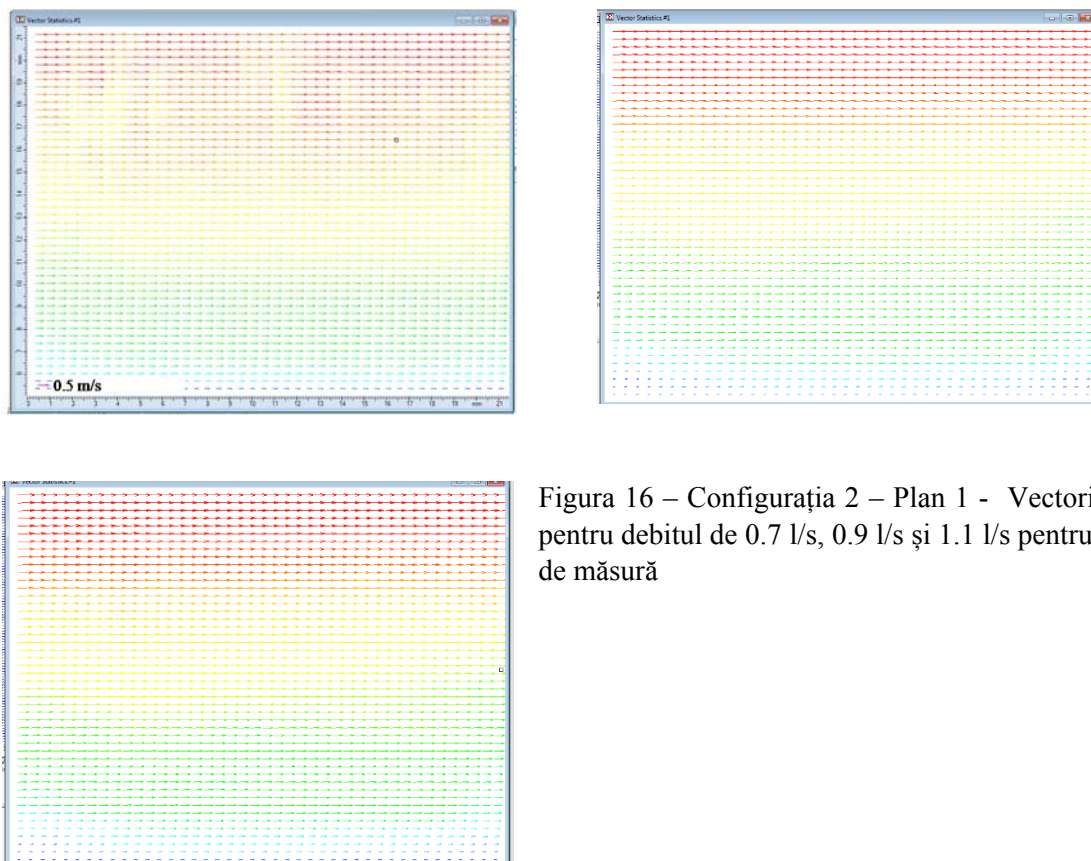


Figura 16 – Configurația 2 – Plan 1 - Vectori de viteza pentru debitul de 0.7 l/s, 0.9 l/s și 1.1 l/s pentru tot planul de măsură

În figurile anterioare se pot observa vectorii viteza pentru diferite viteze de curgere într-un canal cu rugozități. Liniile de câmp, în zona de deasupra sferelor, sunt paralele în sensul de curgere al apei. În zona dintre sfere se observa formarea vârtejurilor și o circulație în sens opus curgerii în canal.

6. Concluzii

Scopul lucrării este de a prezenta realizarea unui model cu ajutorul căruia să se simuleze curgerea cu suprafață liberă printr-o conductă de canalizare, peste o suprafață rugoasă. Modelul de laborator asigură posibilitatea controlului exact al debitului de apă canalizat. Acest model are rolul de a permite validarea rezultatelor obținute cu ajutorul simulărilor numerice. Prin înlocuirea plăcuțelor de pe generatoarea inferioară a conductei, se poate simula curgerea peste suprafețe cu diverse rugozități sau curgerea peste o frontieră netedă.

7. Bibliografie

1. Iatan, E., *Contribuții la studiul efectelor poluării accidentale în rețele urbane de canalizare*, în *Facultatea de Hidrotehnica, U.T.C.B.* 2012.
2. Huang, H., D. Dabiri, and M. Gharib, *On errors of digital particle image velocimetry*. Measurement Science and Technology, 1997. **8**: p. 1427-1440.
3. Lecordier, B., et al., *Estimation of the accuracy of PIV treatment for turbulent flow studies by direct numerical simulation of multi-phase flow*. Meas Sci Technol, 2001. **12**: p. 1382-1391.
4. Raffel, M., et al., *Particle Image Velocimetry A Practical Guide*, ed. Springer. 2007.
5. Callaud, D. and L. David, *Stereoscopic particle image velocimetry measurements of the flow around a surface-mounted block*. Experiments in Fluids, 2004. **36**(1): p. 53-61.
6. Nastase, I., *Analyse des jets lobés en vue de leur intégration dans les Unités Terminales de Diffusion d'air*. 2007, Université de La Rochelle: Ph.D. Thesis.

Management system for improving energy consumption in public buildings*

Ion MICIU, Cristina OGESCU

SIAT SA, Autonomus Grup SRL
Calea Floreasca 169, Bucharest, Romania
ion_miciu4@yahoo.com, cogescu@gmail.com

SUMMARY

Based on partners experience in past research energy projects, SIMENERG project successfully integrates and validates an Energy Management System (ENMAS) to save up to 30% of energy and CO₂ emissions in buildings by monitoring and control systems in real-time conditions. The software developed improves the control and management of heating, ventilation, air conditioning, lighting and other energy-hungry devices; smart metering tools as well as the use of new lighting techniques and the integration of energy micro generation systems. The Energy Management Software monitors and controls the Energy produced with the implemented renewable energy sources and performs the energy balance (Production of Energy/Consumption of Energy). The software user interface is built to make the building's network as simple as possible to use, due to a selected combination of intelligent and interoperable services. SIMENERG designs local automation systems to promote a new role for buildings that will change the consumers' behavior from passive to active consumers. SIMENERG carries out a market analysis to explore what is the state-of-the-art and track emerging trends of ICT support for energy consumption awareness and strategies for conservation.

Keywords: energy efficiency, energy management software, intelligent buildings

Introduction

Energy consumption in residential and commercial buildings and public spaces represent approximately 40% of total final energy consumption and CO₂ emissions in the EU [1], [5]. Activities related to buildings are a big part of the EU economy, about 9% of EU GDP and 8.7% of employment in the EU and have enormous importance of the sector in terms of the social, cultural and historical needs. Therefore, the EU buildings sector can play a key role in meeting the EU economic growth, energy and climate policy objectives fulfillment, while helping to improve the comfort and decrease energy bills for consumers [1], [6], [8]. In order to achieve the objectives, the project SIMENERG is based on experience in the field of consortium partners. The main objective of SIMENERG is to develop an application program for Energy Management System (ENMAS) to save up to 30% energy and reduce CO₂ emissions in buildings and public spaces through monitoring and control systems under real time conditions.

* Lucrare inclusă în programul conferinței RCEPB 2015

1.Objectives

1.1 Integration and validation of software ENMAS:

Data collection:

- Building general information (location, category, shape and physical data, climate area)
- Climatic data (detailed in days), heating, cooling,
- Lighting
- Energy consumption (based on metered consumption)

Internal processing: ENMAS uses multiple correlation saving coefficients to calculate energy savings.

ENMAS improves control and management for heating, ventilation, air conditioning, lighting, and other energy-consuming devices, smart metering instruments and the use of new lighting techniques and the integration of micro-power generation systems.

ENMAS monitors and controls the energy from conventional sources and (possibly) energy from renewable energy sources and carry out energy balance (Energy Production / Energy Consumption) and also optimize energy saving modes (heat, ventilation, cooling, lighting, etc.).

2.2 Prediction tools for energy consumption:

SIMENERG uses mathematical models to integrate and validate predicting tools for energy consumption in buildings by meteorological data and building characteristics (design plans). Analysis of the data retrieved can be divided into two categories: routine analysis and investigative analysis [1], [2].

2.2.1 Routine Analysis: This type of analysis is provided regularly. This includes analysis for the following parameters: power consumption, energy costs, energy performance and specific energy requirements for defined periods (daily, weekly, annually - far).

Techniques for analysis of the performance commonly used in routine analysis are: Specific Energy Report - SER (Specific Energy Ratio), normalized performance indicator - NPI (Normalized Performance Indicator), descriptive diagram and historical comparison.

2.2.2 Investigative Analysis: Investigative techniques used are similar to those used in the statistical quality control. The techniques uses and combine: linear regression, cumulative sum (CUSUM) charts and control diagrams [1], [3].

2.3 Web service architecture for energy sensor data

SIMENERG implements an web platform that is able to transform numerous and heterogeneous distributed raw data collected by the sensing network into suitable energy information services to make available to final users (energy consumers and/or providers).

The platform will optimize energy consumption in order to preserve energy assets and to avoid outages. Using the SIMENERG platform, the user(operator) always will know where all of the thermostats are located across its service area, regardless of network type, and can send Web Services-based messages to one or many thermostats. This type

of application can be deployed within months, quickly adding value to both energy provider and customer.

2.4 Infrastructure sensing

SIMENERG integrates a sensing infrastructure to collect, store and process electricity measurement data. The device is a wireless framework for power plugs and fuse boxes. This solution requires less power and fewer base stations than existing radio solutions available [1], [3].

2.5 User Interface

The software implements an intuitive user interface to make the buildings network as simple as possible to use, thanks to a right combination of intelligent and interoperable services.

The use of these interfaces will increase the consciousness of energy issues; support the end user to make the right choices from energy efficiency point of view, and by the efficient management of local heat and power networks.

2.6 Dissemination and Awareness: An important goal of SIMENERG is encouraging an awareness of the energy problem and showcase what is possible to be technically done. This action is important in the area of energy where it is essential to create a public awareness of the energy problem, particularly showing that there are solutions and alternatives. SIMENERG presents technical and scientific results obtained during implementation of the project on the website that will be done and in the literature (articles in particular) [1], [7].

2.9 Future Electricity Market: SIMENERG designs local automation systems to promote a new role for buildings that will change from passive to active consumers. Buildings ability to participate in the energy market will be substantially represented by their capability of modulating the load profile as result of market signals (electricity price) or system signals (network emergency event) [1], [4], [5].

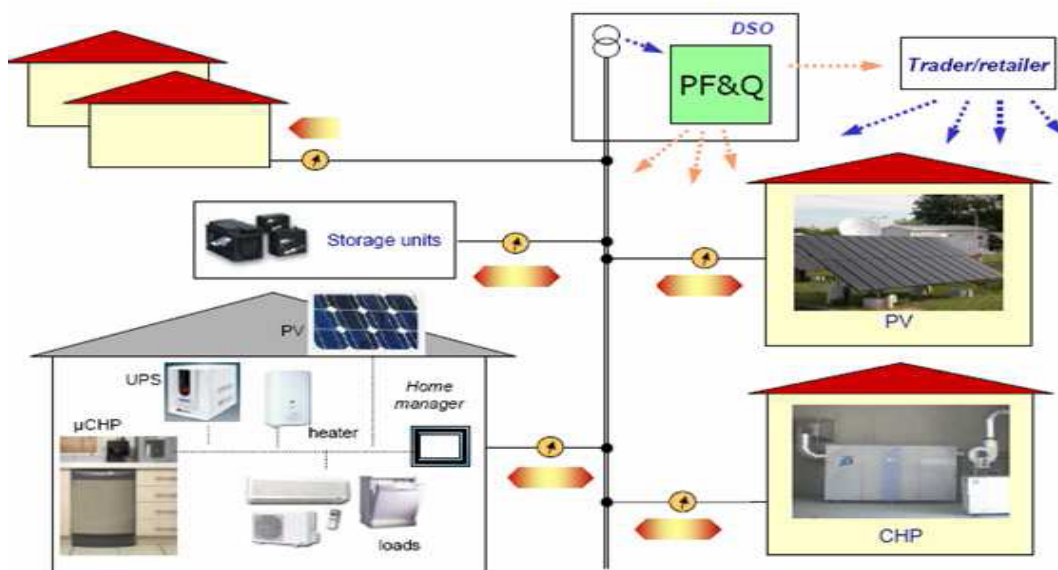


Fig 1. Management system of energetic consumers

ENMAS in accordance with the European Committee of Standardizations (communications within an intelligent building) may be divided into three areas, in terms of its functions and the equipment used:

- Level 1: Field level, covering sensors and actuators, lighting systems
- Level 2: Automation level, covering the outstation/controllers
- Level 3: Management (i.e. supervisory) level

Communication protocols include: Ethernet, ModBus. The trend of development is that the ENMAS will become an integral part of an information management system.

3. THE novelty and complexity

SIMENERG brings the following novelties compared with already implemented solutions at national and European level:

3.1 Innovations

ENMAS (Energy Management System): The Energy Management System (ENMAS) is a computer-based control system that will be installed in buildings/public spaces and controls and monitors the building's mechanical and electrical equipment such ventilation, lighting, cooling, heating and power systems.

The software program is configured in a hierarchical manner, using protocols. Its core function will be to manage and monitor the environment temperature, CO₂ level and energy consumption within a building and public spaces.

ENMAS software monitors and controls the energy produced with the renewable energy sources implemented and will perform the energy balance (Production of Energy/Consumption of Energy).

The main objective of the Energy Management System (ENMAS) is to reduce CO₂ emissions and save up to 30% of energy consumption in buildings and public spaces by monitoring and control systems in real-time conditions [1], [3], [5], [6].

The innovations that ENMAS will bring about are:

The “intelligent” objects: these objects will have embedded electronic chips, as well as the appropriate resources (including potential OS) to achieve local computing and interact with the outside, therefore being able to manage appropriate protocol(s) to acquire and supply information [1].

The communications: these will allow sensors, actuators, indeed all intelligent objects to communicate among them and with services over the network. They will be based on open standardized protocols.

The multimodal interactive interfaces: the ultimate objective of these interfaces is to make the in-house network as simple to use as possible, thanks to a right combination of intelligent and interoperable services, new techniques of man-machine interactions

(ambient intelligence, augmented/dual reality, tangible interfaces, robots, and so on), and learning technologies for all communicating objects. These interfaces should also be means to share ambient information spaces or ambient working environments thanks to personal advanced communication devices. They should adapt to the available attention of users, using and avoid overloading their "cognitive bandwidth" with unnecessary warnings or redundant feedbacks [1], [2].

The development of these pillars is based on the current legacy and State of the Art, which includes [1], [2]:

- Wired and wireless sensors: lots of various remote controlled devices, with the use of such devices (HVAC, lighting, audio-video equipments) being currently investigated in the built environment through preliminary deployment and experimentations.
- Wireless and wire line connection models & protocols: still under development and even more looking for harmonization and standardization (NFC-Near Field Communication, Bluetooth, Wi-Fi, RFID, PLC, etc.)
- Proprietary platforms & networks: current platforms implementing connected objects are mainly experimental platforms, with no standardization of management of and communication between any kind of "intelligent" objects. There are already developments around de-facto standard platforms or execution environments, but these are still mainly at an experimental level.
- Multimodal context-aware interfaces / devices: still few intelligent objects that are not intrusive and offer appropriate interfaces to allow the final user to seamlessly integrate the ubiquitous network.
- Scheduling

Holiday Scheduling. ENMAS software typically provides the holiday schedules as default. These schedules are as simple as a full-day shutdown at setback levels (such as a typical weekend day) or a partial shutdown of the facility for various hours of the day. Holiday schedules can be programmed a year or more in advance, often for 26 or more special holiday schedules. Each holiday can be designated as a single date or a range of dates for extended shutdowns. This feature reduces unnecessary energy use on unoccupied dates.

Zonal Scheduling. Zonal scheduling refers to controlling ENMAS at the zone level with schedules, so that unoccupied areas can be shut down. Ideally, this means that when a space is unoccupied, the dampers of the terminal units go past minimum to shut. The zone terminals do not open (except to maintain a low or high limit) until the zone is occupied (controlled by occupancy sensors or tied to light switches, etc.). This saves energy during generally occupied periods and greatly saves during afterhours overrides.

Benefits:

The Energy Management Software ENMAS monitors and controls the Energy produced with the renewable energy sources and will perform the energy balance (Production of Energy/Consumption of Energy) [1], [6].

SIMENERG allows the end user visualization on a display for all data circulating in the system (of an onsite - dispatcher) on the assumption that this exchange of data happens in real time. It will allow the real-time display of all equipment, always knowing the behaviour of the installation and condition of the electrical distribution lines of the installation.

Sending information to end user on commodity prices or consumer advice in the hope that the end user adjusts power consumption according to the situation or prices, or even adjust consumption behavior, regardless of pricing.

Via a communication network to the energy company that will now have a complete overview on the consumption and consumption behaviour of all connected end users (premises); this data exchange is likely to be on a daily basis with an option for more frequent updates.

Sending the end user information on commodity prices or consumption advice with the expectation that the end user adjusts his consumption according to the price situation, or even adjusts his consumption behaviour irrespective of pricing.

Control of the use of certain appliances at the end user site, provided that the building automation network controlled electronic devices and interfaces to allow communication access through the meter and the gateway device.

Enable the on-line parameterization of all connected devices, facilitating the configuration of all of them from the control unit. It will be able to be programmed: digital outputs, analog inputs and outputs, etc.

Alarm module: The alarm module, through a pre-programming, the user can display in real time any incident occurring at the installation. The alarms can be easily attached to any parameter either an integrated electrical parameter or process with the purpose of carrying out an excellent preventive maintenance of the installation.

Great versatility and easy to use: The ENMAS is an easy and intuitive tool. No need any training in data acquisition system.

Comfort: Avoiding automatically energy meter disconnection when power absorption exceeds contractual limit. The user specifies a priority level for each appliance in order that most important loads may keep goes on working while the local energy & power manager sheds less important ones. Critical equipment (security devices, etc.) obviously are not subject to the local power management.

4. Description of the management energy system

Functions performed by SIMENERG energy management system are:

- Increasing the efficiency of energy consumption of the plugs by eliminating or minimizing their consumption as long as there is no human presence at the workplace.
- Improving the energy consumption of air-conditioning, cooling/heating system depending on summer or winter schedule.
- Improving the energy consumption of electrical lighting systems depending on natural day lighting and the human presence at work posts.

The detailed structure of the components of the SIMENERG system is as follow:

Level 1: Field elements:

- Presence detectors: for detecting presence / absence of human operator at the workstation.
- Closed window detectors (magnetic contacts) are used to control the air conditioning.
- Humidity and Temperature detectors: are used to control the air conditioning. 8 are installed in existing climatic chambers on the 4th floor of the building;
- Single-phase meters for single phase active power: the meters work separately and record the energy consumed on each post; data are entered manually in the server at the end of each calendar month;
- Twilight Detectors
- CO2 Emission Detectors: It is used to measure the amount of CO2 from work spaces, halls and values are registered into the database server for testing purposes. Required: 2 pcs.

Level 2: Programmable Logic Controller – PLC

Functions performed by the PLC:

- The measurement of analog signals (4 ... 20mA) or digital (+ 24V = 1 / 0V = 0) corresponding to the technological parameters of the field transducers;
- The conversion of measured signals into digital signals;
- Transmission of the processed data in the equipment room and receiving input data;
- Sending commands to the field actuators.

NOTE:

Both the capacity of CPU and runtime support software with 2048 tags make it possible the extension of the program application in the entire pilot building.

Level 3: Monitoring

To monitor the energy consumption of the functional model SIMENERG, a server is required to achieve real-time monitoring of consumption of the building network, to allow analysis of data recorded in the system and to make system audits.

Power supply from renewable sources The functional model provides power from renewable sources for at least the following components: PLC, server monitoring, temperature and humidity sensors, presence sensors.

This was taken into account as renewable energy sources help reduce global CO2 emissions being green energy sources, non-polluting, protecting the environment, being one of the objectives of the European Union which states that by 2020 the emissions reduction to be 30% for CO₂. Power supply for all field elements, PLC and peripherals is provided by a 3000W solar system (consisting of photovoltaic solar panels 250W, 12V DC battery / 250Ah - 8 pcs, current regulators on each system, 48Vcc inverter / 230Vac, 50Hz, AAR equipment).

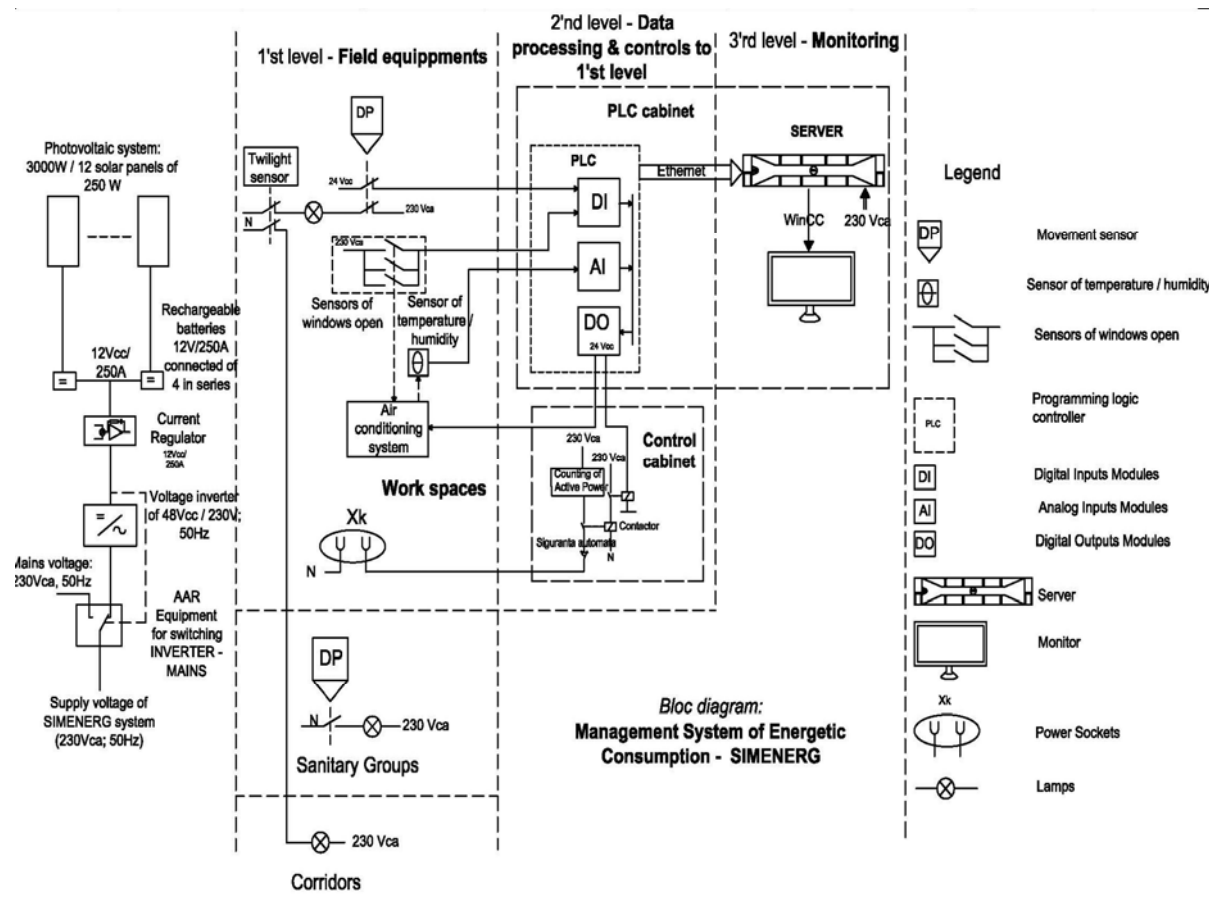


Fig. 2. Block Diagram of SIMENERG System

5. Results

The application was developed and tested in a 7 floors pilot building (for energy efficient lighting in the halls and restrooms on 7 levels) and in the 4th floor offices of this building (for management of lighting, heating and cooling, consumption of electric appliances).

In terms of the evolution of electricity consumption and CO₂ emissions, the comparative analysis of the bill ENEL 2014-2013 on 4th floor / TD1 and TD2 sections of the building was observed following evolution:

Table 1

Month	Energy consumption trend [kWh]	CO ₂ Emissions Trend (2)x0,09 [kg]
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>
October 2014	- 1540	- 138,6 kg
November 2014	+ 1920	+ 172,8 kg
December 2014	+ 200	+ 18 kg

In October 2014 vs. October 2013 there is a total electricity savings (TD1 + TD2) of 1540 kWh in consumption of electricity and heat.

In November 2014 there is an increase of 1920 kWh in consumption of electricity per two sections vs. November 2013. The cause is electrical heating of the 4th floor (and the whole building) because during the month, the average outdoor temperature between the hours 18.00 to 6.00 didn't decrease below +10°C for three consecutive nights and the gas heating system didn't start to work. In Nov. 2013 the building heating was gas heating. The same explanation applies in the month of December 2014 when the building heating was electrical heating instead gas heating.

6. Conclusions

The SIMENERG Management System of energy consumption is a system that can be implemented in public buildings using the existing components on the industrial market. Its extension can be done according with building architecture. The ENMAS program software is developed on a simple architecture with software modules, with access to various parameters that are configured by human operator and provides adaptive functional models in order to improve energy savings and consumer comfort.

The main benefits of the SIMENERG system implementation will be:

- Real-time access to information regarding various parameters (indoor climate, equipment consumption, energy saving, etc.)
- Online management of the process control system using intuitive graphical interfaces
- Reporting the current energy consumption and support of final consumer in energy saving actions
- The software application is adaptable and expandable allowing adding of new functions on user requirements
- Changing of consumer behaviour and improving of level comfort.

Using this system into a public building, important electrical energy savings can be obtained up to 30% per year, along with reduction of CO₂ emissions.

Note:

The project is supported by the program „Programul Operational Sectorial „Cresterea Competitivitatii Economice”” cofinanced by Fondul European de Dezvoltare Regionala „Investitii pentru viitorul dumneavoastra”.

REFERENCES

1. SMART 2020: Enabling the low carbon economy in the information age; THE CLIMATE GROUP
2. Metodologie de calcul a performanței energetice a clădirilor MC 01, 02, 03/2006. MINISTERUL TRANSPORTURILOR, CONSTRUCȚIILOR SI TURISMULUI.
3. COMISIA EUROPEANĂ, “Eficiența energetică în Comunitatea Europeană: către o strategie a utilizării raționale a energiei”, COM (98) 248, 1988.
4. COMISIA EUROPEANĂ, Raportul comprehensiv de monitorizare 2005 privind România, www.insse.ro
5. COMMISSION OF THE EUROPEAN COMMUNITIES, LISBON Action Plan Incorporating EU Lisbon Program and Recommendations for Actions to Member States for Inclusion in their National Lisbon Programs, Companion document to the Communication to the Spring European Council 2005 [COM (2005) 24]. Working together for growth and jobs, Brussels, 3.2.2005, SEC (2005);
6. COMMISSION OF THE EUROPEAN COMMUNITIES, Green Paper on Energy Efficiency- Doing More with Less, 2005;
7. COMMISSION OF THE EUROPEAN COMMUNITIES, Green Paper, Towards a European strategy for the security of energy supply, Italy, 2001;
8. COMMISSION OF THE EUROPEAN COMMUNITIES, Green Paper, A European Strategy for Sustainable, Competitive and Secure Energy, COM(2006) 105 final, Brussels, 8.3.2006.

Influența conținutului și fineții filerului de calcar asupra proprietăților cimentului cu adaos de calcar

Influence of limestone filler content and fineness on the properties of limestone filler cements

Nastasia Saca¹, Maria Georgescu²

¹Universitatea Tehnică de Construcții București

Bdul Lacul Tei nr. 122-124, Sector 2, București

nastasiasaca@gmail.com

²Universitatea Politehnica București – Facultatea de Chimie Aplicată și Știința Materialelor

Str. Gh. Polizu nr. 1-7, Sector 1, București

maricica.georgescu@gmail.com

Rezumat. *Lucrarea aduce informații referitoare la influența conținutului de calcar (10...40%) și fineții acestuia (suprafața specifică Blaine = 4600 cm²/g, 5200 cm²/g și 7000 cm²/g) asupra unor proprietăți ale cimenturilor mixte care-l conțin: timp de priză, rezistențe mecanice și porozitate. Adaosul de filer calcaros accelerează, în general, priza cimentului iar necesarul de apă pentru pasta de consistență standard este redus față de cimentul etalon, consecință a unei distribuții granulometrice mai bună în domeniul granulației fine. Un conținut de 10% filer calcaros nu determină modificări majore ale rezistenței la compresiune. La creșterea conținutului de filer calcaros rezistența la compresiune a scăzut, indiferent de finețea lui și durata de întărire.*

Cuvinte cheie: ciment, filer calcaros, rezistențe mecanice, porozitate

Abstract. *This paper brings some data regarding to the influence of limestone filler content (from 10% to 40%) and its fineness (Blaine specific surface area of 4600 cm²/g, 5200 cm²/g and 7000 cm²/g) on some properties: setting time, mechanical strenghts and porosity. Both initial and final setting times were diminished by the limestone addition. Limestone filler addition diminished the water requirement for standard consistency in comparison with Portland cement, as consequence of improved particle size distribution in the range of the fine granulation. The presence of 10% limestone in cement does not cause significant changes in compressive strength. The increasing of limestone filler added to cement up to 40% determines a decreasing of compressive strength regardless the fineness of limestone and age of mortars.*

Keywords: cement, limestone filler addition, mechanical strength, porosity

1. Introducere

Protejarea mediului înconjurător este o problemă acută a acestor timpuri. Industria obținerii materialelor de construcție, în general, și a cimentului Portland, în particular este mare generatoare de emisii de CO₂. La obținerea unei tone de ciment se emit aproximativ 0.87 tone CO₂ [1, 2]. Pentru reducerea emisiilor de CO₂ se poate acționa prin diferite mijloace, cum ar fi: folosirea unor adaosuri de materiale cu proprietăți cimentoide, hidraulic-active sau filere, fără a compromite calitatea cimentului, folosirea de combustibili alternativi la arderea clincherului etc.

Cimenturile cu adaos filer calcaros oferă beneficii atât ecologice, cât și tehnice și economice [3-5]. Adaosul de filer calcaros la ciment influențează proprietățile acestuia prin [6-13]:

- efectul de filer, determinat de particulele fine de calcar ;
- participarea calcarului la reacțiile de hidratare ale componentilor cimentului, cu formare de hidrocarboalumiinați și, eventual, hidrocarbosilicat de calciu.

În prezent, SR EN 197-1 [14] identifică patru tipuri de ciment cu conținut de calcar: II/A-L și II/A-LL - pentru 6-20% adaos și respectiv, tip II/B-L și II/B-LL – pentru 21-35% adaos.

În această lucrare sunt prezentate unele informații proprii, referitoare la influența conținutului de calcar (10%, 20%, 30% și 40%) și fineții acestuia (suprafața specifică Blaine 4600 cm²/g, 5200 cm²/g și 7000 cm²/g) asupra timpului de priză, rezistențelor mecanice și porozității cimenturilor mixte, rezultate.

2. Materiale si metode

Materialele utilizate în cercetări au fost: ciment Portland unitar – CEM I 52.5 (CP) și filer de calcar (L). Acesta din urmă, cu un conținut de aproximativ 75% CaCO₃, a avut fineți de măcinare diferite (exprimate prin suprafața specifică Blaine) - 4600 cm²/g (L1), 5200 cm²/g (L2) și 7000 cm²/g (L3).

Cimenturile compozite au fost obținute prin omogenizarea cimentului Portland cu filerul de calcar într-o moară cu bile. Compozițiile liante sunt prezentate în tabelul 1.

Tabelul 1

Compoziții liante studiate				
Cod	PC (% wt.)	L1 (% wt.)	L2 (% wt.)	L3 (% wt.)
C1	100			
C1-L1-10	90	10		
C1-L1-20	80	20		
C1-L1-30	70	30		
C1-L1-40	60	40		
C1-L2-10	90		10	
C1-L2-20	80		20	
C1-L2-30	70		30	
C1-L2-40	60		40	
C1-L3-10	90			10
C1-L3-20	80			20
C1-L3-30	70			30
C1-L3-40	60			40

Utilizând lianții astfel obținuți au fost preparate mortare cu raportul apă/ciment=0.5 și raportul ciment:nisip=1:3. Probe cubice, cu latura de 20 mm preparate din astfel de mortare, au fost păstrate o zi în tipare și apoi, până la termenul de încercare (2...180 zile), în apă, la 20°C.

Rezistența la compresiune a fost determinată cu o presă hidraulică WPN. Fiecare rezultat este calculat ca medie a trei determinări.

Determinările de porozitate au fost făcute pe paste întărite din ciment CEM I 52.5R – fără și cu adaos de filer calcaros (raport apă/liant=0.5), întărite 7 și 28 zile. Pentru determinare a fost folosit un porozimetru cu mercur Pascal 140/240.

3. Rezultate și discuții

3.1 Apa pentru pasta de consistență standard și timpul de priză

Timpul de priză al lianților prezintă o mare importanță practică deoarece determină perioada de timp în care mortarul/betonul poate fi pus în operă. A fost determinat pe paste liante de consistență standard, necesarul de apă pentru prepararea acestor paste fiind determinat, conform prevederilor SR EN 196-3 [15].

Un adaos de 10% filer calcaros nu modifică necesarul de apă pentru pasta de consistență standard (fig.1).

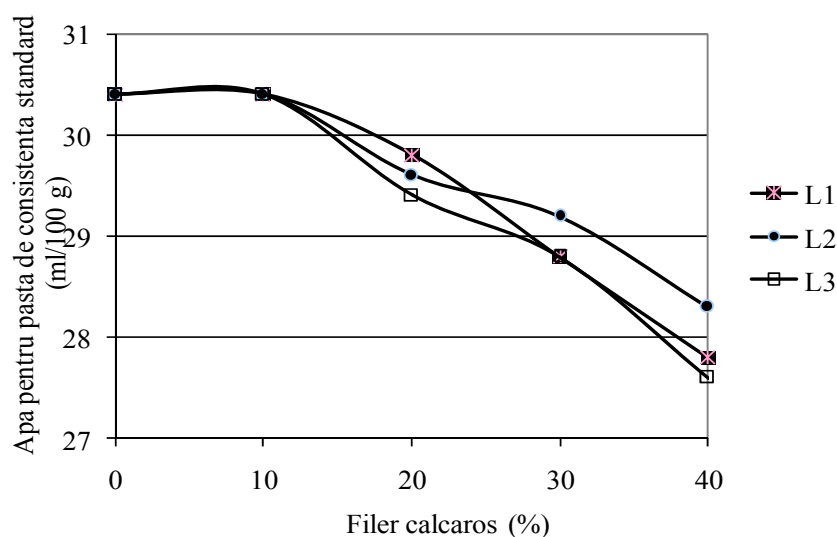


Fig. 1. Apa pentru pasta de consistență standard, pentru cimenturi cu conținut variabil de filer calcaros, cu suprafețe specifice Blaine diferite.

Cimenturile cu adaosuri de 20 - 40% filer calcaros necesită cantități mai mici de apă pentru prepararea pastelor de consistență standard, comparativ cu cimentul Portland unitar, fapt explicabil prin distribuția dimensională mai largă, asigurată de particulele fine de calcar, comparativ cu cimentul Portland. O distribuție

granulometrică îmbunătățită, îndeosebi în domeniul granulației fine, conduce la o “împachetare” mai bună a particulelor, ceea ce determină reținerea unui volum mai mic de apă între acestea. Umplând golurile dintre particulele mai grosiere, granulele fine de calcar asigură o eficiență mai mare a apei de amestecare în obținerea unei anumite fluidități a pastei liante. Reducerile cele mai importate ale cantității de apă necesare pentru prepararea pastei standard au fost obținute pentru calcarul cu finețea cea mai avansată, suprafața specifică Blaine 7000 cm²/g.

Prezența filerului calcaros influențează valorile timpilor inițial și final de priză, în general, în sensul reducerii acestora pe măsura creșterii conținutului procentual de calcar (Tabel 2). Creșterea fineții calcarului, corespunzătoare unei suprafețe specifice Blaine de 7000 cm²/g, determină începerea prizei și sfârșitul acesteia mai devreme decât pentru toate celelalte mase liante, indiferent de proporția de calcar în amestec. Un adaos de 10% calcar având finețe de măcinare nu prea avansată, întârzie ușor priza liantului, fapt care se regăsește și în unele date din literatura de specialitate [16].

Tabelul 2

Timpul de priză al lianților cu adaos de calcar

Cod	Inceput de priză (min.)	Sfârșit de priză (min.)
C1	130	240
C1-L1-10	140	265
C1-L1-20	125	200
C1-L1-30	115	165
C1-L1-40	100	155
C1-L2-10	135	225
C1-L2-20	120	195
C1-L2-30	130	180
C1-L2-40	90	170
C1-L3-10	125	195
C1-L3-20	110	170
C1-L3-30	90	165
C1-L3-40	80	140

3.2 Rezistențe mecanice

Evoluția în timp a rezistențelor la compresiune ale lianților pe bază de ciment Portland cu adaosuri variabile de filer calcaros (10-40%) este redată în figurile 2-5. Un conținut de 10% filer calcaros nu determină modificări importante ale rezistențelor mecanice în raport cu cimentul Portland unitar.

Pentru masele liante cu 10% calcar având fineți diferite, se observă o comportare foarte asemănătoare, apropiată de a compozițiilor cu filer calcaros până la 14 zile, rezistențele mecanice având valori apropiate (fig. 2-5). La 28 zile, mortarul cu ciment cu filer calcaros cu suprafața specifică Blaine 7000 cm²/g dezvoltă rezistența la compresiune cea mai mare, valoare care continuă să crească ușor în timp (45,5 MPa față de 42,9 MPa pentru mortarul cu ciment Portland unitar, 42,8 MPa pentru mortarul

cu liant cu 10% calcar L1 respectiv, 38,7 MPa pentru mortarul cu liant cu 10% calcar L2).

După 180 zile de întărire, rezistența la compresiune a probei C1-L3-10 este apropiată de valoarea corespunzătoare cimentului Portland unitar și mortarelor cu lianți cu calcar cu suprafața specifică Blaine 4600 cm²/g (C1-L1-10) și respectiv, 5200 cm²/g (C1-L2-10) (fig. 2-5). Rezistențele la compresiune dezvoltate de cele 4 compoziții au valori situate în intervalul 48-49 MPa.

Creșterea conținutului de filer duce la scăderea rezistențelor la compresiune dezvoltate de cimenturi, ca urmare a efectului de diluție a cimentului de către calcar. Pentru compozițiile cu calcar L2, creșterea conținutului de filer calcaros de la 10% la 40% implică o diminuare a rezistenței la compresiune de 13 MPa pentru 28 zile și 20 MPa pentru 180 zile. Creșterea dozajului de filer de calcar L1 și L3, de la 10% la 40%, atrage, de asemenea, micșorarea rezistenței la compresiune; diferența de rezistență este situată în intervalul 20 MPa...22 MPa pentru 28 și 180 zile.

Creșterea fineții de măcinare a calcarului, în limitele unor suprafețe specifice de 4600 – 7000 cm²/g nu determină modificări importante ale rezistențelor mecanice.

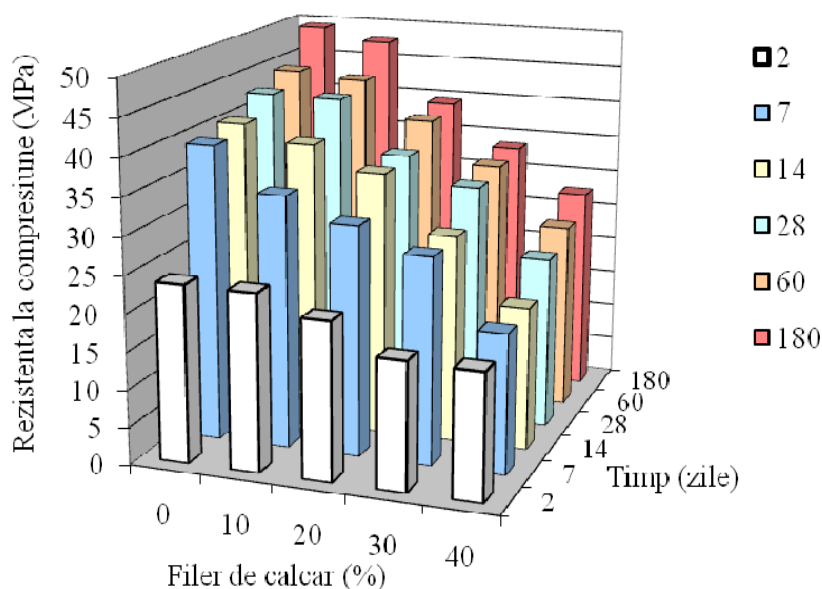


Fig. 2. Influența conținutului de filer calcaros (4600 cm²/g) asupra rezistenței la compresiune a mortarelor.

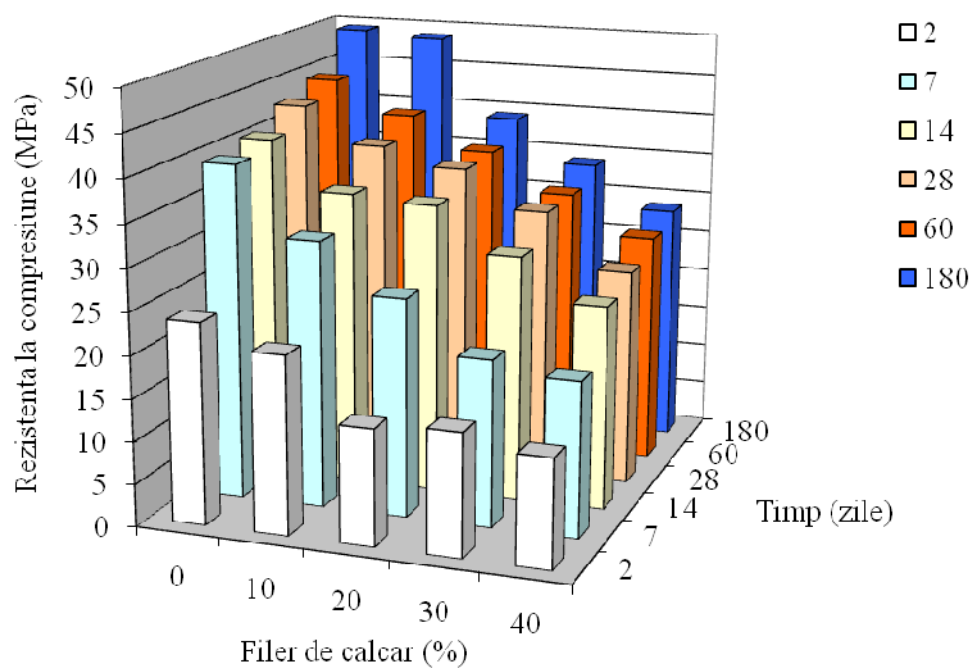


Fig. 3. Influența conținutului de filer calcaros cu $S_{sp.}=5200 \text{ cm}^2/\text{g}$ asupra dezvoltării rezistențelor mecanice.

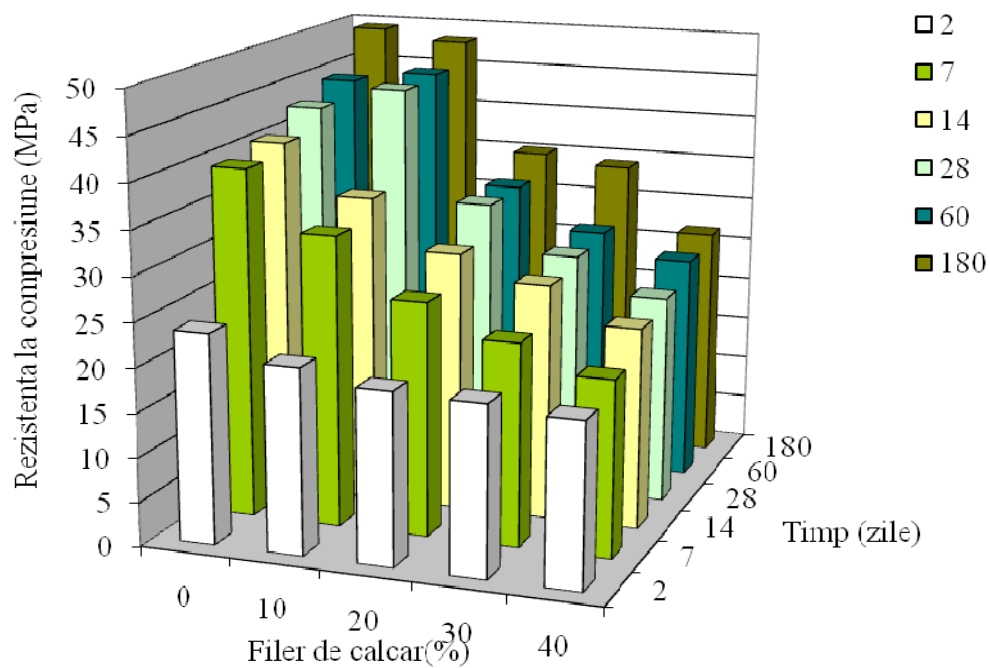


Fig. 4. Influența conținutului de filer calcaros cu $S_{sp.}=7000 \text{ cm}^2/\text{g}$ asupra dezvoltării rezistențelor mecanice.

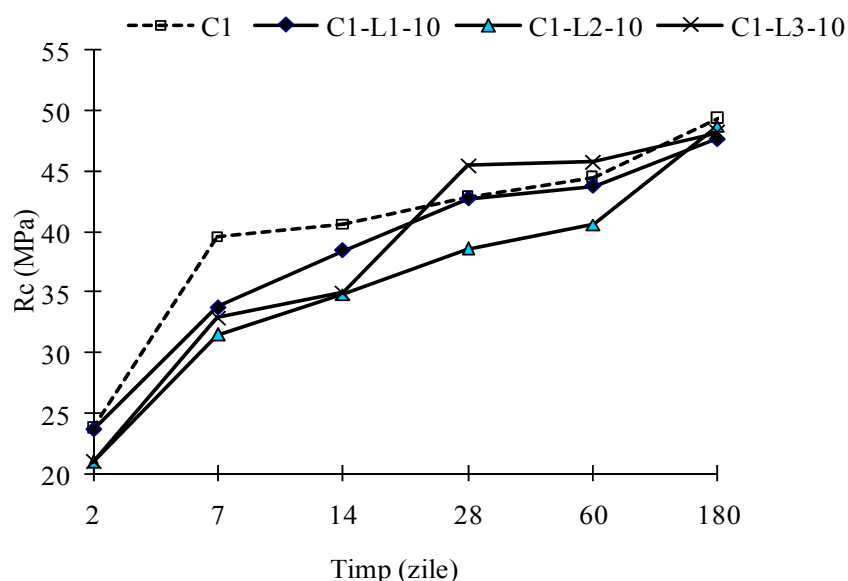


Fig. 5. Evoluția în timp a rezistenței la compresie a mortarelor cu liant cu 10% calcar cu fineți diferite.

Considerând informațiile furnizate de Tsivilis și colab. [3], se poate presupune că cimentul Portland utilizat în lianții cercetați nu a avut o compoziție minerală care să asigure valorificarea potențiale influențe favorabile a calcarului, prin participarea la procese chimice cu fazele aluminatice/feritaluminatice și apa. Este de presupus o acțiune preponderent fizică a acestuia, ca filer, deci de “umplere”, de mai buna “împachetare”.

Pentru a evidenția mai clar contribuția filerului calcaros la proprietățile mecanice ale lianților micști care îl conțin, Tsivilis și colab. [3] au propus calcularea factorului de interacție cu relația următoare:

$$F.I. = \frac{S_1 \times 100}{S_0 \times Cl} \quad (1)$$

în care: S_1 – rezistența la compresie, la 28 zile, a cimentului cu filer calcaros (MPa);

S_0 - rezistența la compresie, la 28 zile, a cimentului unitar (MPa);

Cl – conținutul de clincher (%).

Pentru valori $F. I. > 1$, calcarul are efect benefic asupra rezistențelor mecanice.

Prin aplicarea acestei relații pentru lianții cercetați, s-au obținut valorile $F. I.$ prezentate în figurile 6-8.

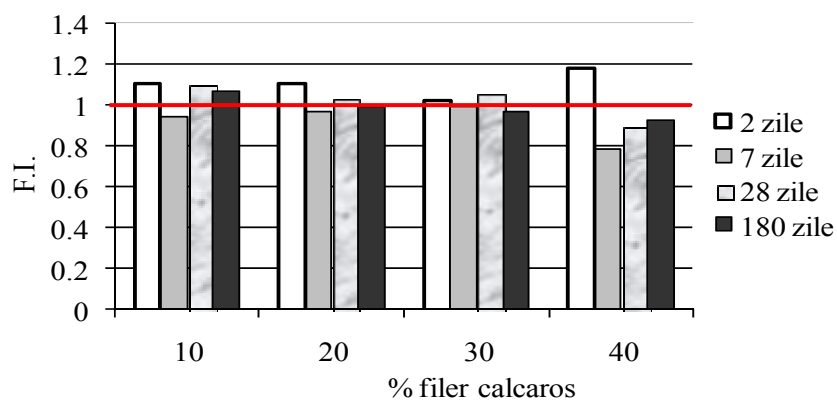


Fig. 6. Valori ale factorului de interacție F.I. pentru compoziții cu 10-40% filer calcaros cu suprafață specifică Blaine 4600 cm²/g.

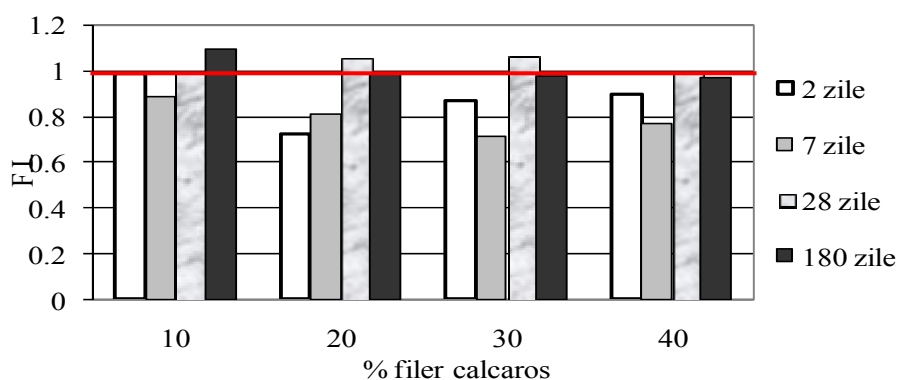


Fig. 7. Valori ale factorului de interacție F.I. pentru compoziții cu 10-40% filer calcaros cu suprafață specifică Blaine 5200 cm²/g.

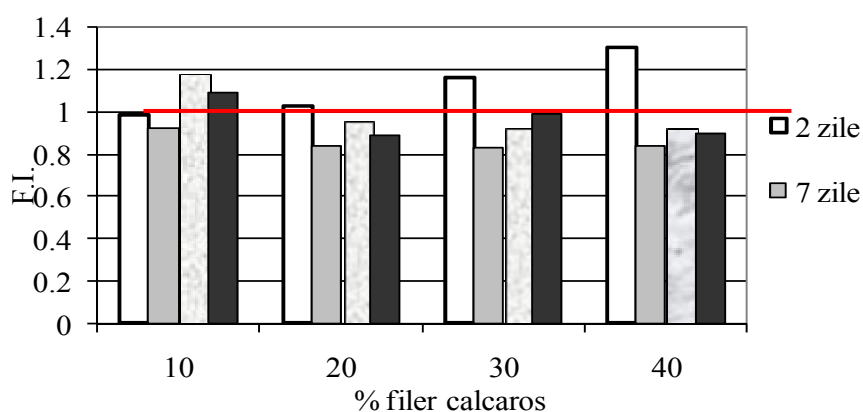


Fig. 8. Valori ale factorului de interacție F.I. pentru compoziții cu 10-40% filer calcaros cu suprafață specifică Blaine 7000 cm²/g.

Analizând figurile 6-8 se poate constata că, în general, majoritatea valorilor F.I. pentru 2 zile sunt mai mari decât 1 deci, prezența calcarului în ciment are efect pozitiv asupra rezistențelor mecanice inițiale. Un adaos de 10% filer calcaros în ciment este benefic pentru dezvoltarea rezistențelor mecanice chiar și la perioade mari de întărire. În general, creșterea proporției de filer calcaros conduce la scăderea factorului de interacție.

3.3 Porozitatea

Porozitatea unor paste/mortare/betoane prezintă o mare importanță în controlul calității și în realizarea unor materiale cu proprietăți performante. În acest context au fost realizate și unele investigații privind porozitatea pastelor întărite din ciment CEM I 52.5R și un liant cu 10% filer calcaros L2.

Rezultatele privind porozitatea totală, diametrul mediu al porilor și distribuția dimensională a acestora sunt prezentate în tabelele 3 și 4.

Tabelul 3

Valori ale porozității totale și ale diametrului mediu al porilor existenți în paste de ciment fără/cu filer calcaros, întărite 7 și 28 zile

Indicativ liant	Perioada de întărire	Porozitatea totală (%)	Diametrul mediu al porilor (μm)
Ciment Portland unitar	7 zile	26.65	0.04999
	28 zile	21.06	0.03544
Ciment+10% filer calcaros	7 zile	16.69	0.03932
	28 zile	23.35	0.03637

Tabelul 4

Volumul specific al porilor existenți existenți în paste de ciment fără/cu filer calcaros, întărite 7 și 28 zile

Diametru pori (μm)	Volum specific (mm^3/g) pentru paste realizate din:			
	ciment Portland unitar		ciment+10% filer calcaros	
	7 zile	28 zile	7 zile	28 zile
60-50	0.210	0.000	0.000	0.130
50-40	0.280	0.000	0.000	0.570
40-30	0.280	0.000	0.000	0.950
30-20	0.560	0.000	0.000	1.760
20-10	0.910	0.130	0.590	2.710
10-9	0.980	0.130	0.590	2.840
9-8	1.050	0.130	0.590	3.030
8-7	1.120	0.130	0.590	3.340
7-6	1.260	0.130	0.590	3.530
6-5	1.060	0.130	0.590	3.660
5-4	1.130	0.130	0.590	3.910
4-3	1.330	0.000	0.590	4.100
3-2	1.890	0.000	1.900	4.160
2-1	10.270	0.250	5.840	4.480

Prezența a 10% filer calcaros în masa liantă determină reducerea, atât a porozității totale, cât și a diametrului mediu al porilor, pentru 7 zile de întărire, comparativ cu cimentul portland unitar (tabel 3). La 28 zile de întărire, pasta de ciment cu 10% filer calcaros are o porozitate totală mai mare decât etalonul, în timp ce diametrul mediu al porilor are valori apropiate de cele corespunzătoare pastei de ciment Portland unitar.

La porozitatea totală mai mare a probei de ciment cu 10% filer calcaros întărită 28 zile, comparativ cu etalonul, contribuie îndeosebi porii de dimensiuni mici ($<20\ \mu\text{m}$) (Tabel 4). Dacă se are în vedere scăderea importantă a porozității totale a probei etalon, la 28 zile, când volumul de hidrocompuși a crescut față de proba întărită 7 zile, volumul mai mic al acestora în proba de ciment cu calcar poate fi corelat cu porozitatea mai mare a acesteia.

În general, se observă tendința de reducere a diametrului mediu al porilor precum și preponderența porilor cu diametrul mediu de $1\text{--}2\ \mu\text{m}$.

4. Concluzii

- Cimenturile cu adaos de filer calcaros necesită cantități diminuate de apă pentru obținerea unor paste de consistență standard, comparativ cu cimentul Portland unitar, în special pentru filerul calcaros cu suprafața specifică Blaine= $7000\ \text{cm}^2/\text{g}$. Acest efect este consecință a unei distribuții dimensionale a granulelor îmbunătățită.
- Timpul de priză s-a redus, în general, pe măsura creșterii conținutului procentual de calcar de la 10% la 40%, în corelare cu necesarul mai mare de apă pentru pasta de consistență standard.
- Un conținut de 10% filer calcaros are efect benefic pentru dezvoltarea rezistențelor mecanice chiar și la perioade mari de întărire.
- La mărirea conținutului de filer calcaros în cimentul mixt, rezistențele la compresiune au diminuat indiferent de durata de întărire și finețea calcarului.
- Porozitatea masei liante cu 10% filer calcaros precum și diametrului mediu al porilor, pentru 7 zile de întărire au valori mai mici comparativ cu pasta de ciment etalon, situație care se inversează pentru vârsta de 28 zile. Astfel de date pot fi explicate considerând rolul pe care îl au în porozitatea pietrei de ciment, pe de o parte, particulele fine de calcar și, pe de altă parte, volumul de hidrocompuși, important îndeosebi după 28 zile de întărire, când acesta este mai mare în cimentul Portland unitar.
- Considerând valorile factorului de interacție F.I., precum și rezultatele proprii, publicate în lucrări anterioare [17-20], se poate aprecia că adaosul de calcar fin în cimenturile cercetate, a avut cu precădere, un efect fizic, de “umplere”.

Referințe

- [1] J.S.Damtoft, J.Lukasik, D.Herfort, D.Sorrentino, E.M.Gartner, “Sustainable development and climate change initiatives”, Cement and Concrete Research, vol. 38, no. 2, 2008, pp. 115–127
- [2] N.Saca, M.Georgescu, “Behaviour of ternary blended cements containing limestone filler and fly ash in magnesium sulfate solution at low temperature”, Construction and Building Materials, vol. 71, 2014, pp. 246-253

- [3] S.Tsivilis, E.Chaniotakis, E.Badogiannis, G.Pahoulas, A.Ilias, "A study on the parameters affecting the properties of Portland limestone cements", Cement and Concrete Composites, vol. 21, no. 2, 1999, pp. 107-116
- [4] T.Vuk, V.Tinta, R.Gobrosek, V.Kancie, "The effects of limestone addition, clinker type and fineness on properties of Portland cement", Cement and Concrete Research, vol. 31, no. 1, 2001, pp. 135-139
- [5] V.S.Ramachandran, "Cement with calcium carbonate additions", 8th International Congress on Chemistry of Cement, Rio de Janeiro 1986, v. III, pp. 109
- [6] C.Vernet, S.Noworyta, "Mechanism of limestone fillers reactions in the System $C_3A-C\bar{S}H_2-CH-C\bar{C}-H$: competition between calcium monocarbo- and monosulfo-aluminate hydrates formation", 9th International Congress on Chemistry of Cement, New Delhi 1992, v. IV, pp. 430
- [7] J.Pera, S.Husson, B.Guilhot, "Influence of finely ground limestone on cement hydration", Cement and Concrete Composites, vol. 21, no. 2, 1999, pp. 99-105
- [8] G.Kakali, S.Tsivilis, E.Aggeti, M.Bati, "Hydration products of C_3A , C_3S and Portland cement in the presence of $CaCO_3$ ", Cement and Concrete Research, vol. 30, no. 7, 2000, pp. 1073-1077
- [9] V.L.Bonavetti, V.F.Rahhal, E.F.Irassar, "Studies on the carboaluminate formation in limestone filler blended cements", Cement and Concrete Research, vol. 31, no. 6, 2001, pp.853-859
- [10] M.Georgescu, N.Panait, "The influence of $CaCO_3$ on hydration and hardening processes in C_3S-H_2O system", Romanian Journal of Materials, vol. 34, no. 1, 2004, 34(1), 27-35
- [11] M.Collepari, "Thaumasite formation and deterioration in historic buildings", Cement and Concrete Composites, vol. 21, no. 2, 1999, 147.
- [12] O.Baghabra Al-Amoudi, "Attack on plain and blended cements exposed to aggressive sulfate environments", Cement and Concrete Composites, vol. 24, no. 3-4, 2002, 305-316
- [13] E.F.Irassar, D.Violini, V.F.Rahhal, C.Milanesi, M.A.Trezza, "Influence of limestone content, gypsum content and fineness on early age properties of Portland limestone cement produced by inter-grinding", Cement and Concrete Composites, vol. 33, no. 2, 2011, 33(2), 192-200
- [14] SR EN 197-1 - Ciment Partea 1: Compoziție, specificații și criterii de conformitate ale cimenturilor uzuale
- [15] SR EN 196-3 - Metode de încercări ale cimenturilor. Partea 3: Determinarea timpului de priză și a stabilității
- [16] G.Kakali, S.Tsivilis, E.Aggeli E., M.Bati, "Hydration products of C_3A , C_3S and Portland cement in the presence of $CaCO_3$ ", Cement and Concrete Research, vol. 30, no. 7, 2000, pp. 1073-1077
- [17] M.Georgescu, N.Panait, Influența adaosurilor de $CaCO_3$ asupra proceselor de hidratare și întărire în sistemul C_3S-H_2O , Revista Română de Materiale, vol. 34, no. 1, 2004, pp. 27-35
- [18] M.Georgescu, N.Panait, Influența unor adaosuri de $CaCO_3$ asupra proceselor de hidratare și întărire în sistemul liant $C_3A-(C\bar{S}H_2)-H$, Revista Română de Chimie, vol. 55, no. 12, 2004, pp. 971
- [19] M.Georgescu, N.Saca(Panait), G.Mincu, Cimenturi complexe, cu conținut de calcar și zgură, Revista Română de Chimie, vol. 59, no. 8, 2008, pp. 842-849
- [20] M.Georgescu, N.Saca, Procese de hidratare-hidroliză în cimenturi complexe, cu conținut de calcar și cenușă, Revista Română de Materiale, vol. 38, no. 4, pp. 260-270

Aplicații ale ciclului Rankine organic utilizând surse de energie regenerabile*

Applications of the Organic Rankine Cycle using renewable energy sources

Pavel Atănăsoae

Universitatea „Ștefan cel Mare” Suceava
Str. Universității 13, 720229, Suceava
E-mail: atanasoae@eed.usv.ro

Rezumat. *Lucrarea prezintă utilizarea ciclului Rankine organic pentru producerea combinată a căldurii și energiei electrice din surse de joasă temperatură cum este cazul surselor regenerabile de energie. Sunt analizate diferite tipuri de instalații de cogenerare cu ciclu Rankine organic existente pe piață, din punct de vedere al economiei de energie primară, comparativ cu producerea separată a căldurii și energiei electrice.*

Cuvinte cheie: ciclu Rankine organic, cogenerare, economia de energie primară

Abstract. *This paper presents the use of organic Rankine cycle (ORC) for power and combined heat generation from low temperature heat sources as in the case of renewable energy sources. There is an analysis of different types of CHP plants with ORC existing on the market from a primary energy saving point of view comparative with the separate production of the heat and power.*

Key words: Organic Rankine Cycle (ORC); Combined Heat and Power (CHP); Primary Energy Saving (PES)

1. Introducere

Conversia în energie electrică a căldurii provenite din surse regenerabile sau a căldurii reziduale provenite din diverse procese, reprezintă o soluție de valorificare eficientă a unor forme de energie disponibile în cantități mari și cu puține alte utilizări practice.

Dacă sursa de energie primară prezintă un potențial suficient de ridicat din punct de vedere al temperaturii dar și al puterii termice, se recomandă utilizarea ciclului Rankine clasic cu abur, ca soluție posibilă de conversie a căldurii în energie electrică.

Dacă sursa de energie primară are un potențial termic mai scăzut, cum este cazul surselor regenerabile de energie, poate fi utilizat ciclul Rankine organic pentru cogenerarea celor două forme de energie utilă: energie electrică și căldură (fig.1).

* Lucrare inclusă în programul conferinței RCEPB 2015

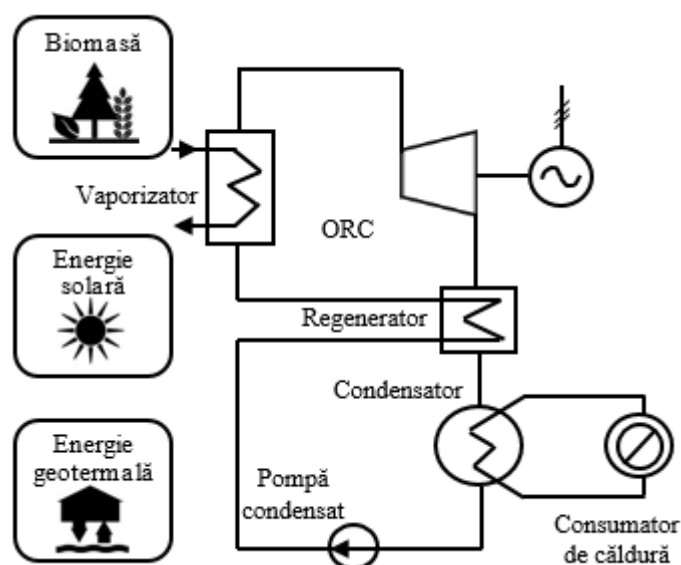


Fig.1. Ciclul Rankine Organic

Ciclul Rankine organic (ORC) este similar cu un ciclu Rankine convențional, cu deosebirea că folosește un fluid organic în loc de apă ca fluid de lucru.

2. Comparație termodinamică între apă și fluidele organice

Agenții de lucru din instalațiile care funcționează după ciclul Rankine, prezintă proprietăți termodinamice diferite, care influențează atât condițiile de lucru cât și performanțele energetice.

Apa este utilizată ca fluid de lucru pentru aplicații la temperaturi ridicate, dar are limitele sale, care devin mai semnificative în timpul funcționării la temperaturi mai coborâte la intrarea în ciclu. Diferența principală între fluidele organice și apă o reprezintă comportamentul lor atunci când se destind de la o stare saturată sau supraîncălzită, printr-o turbină la temperaturi scăzute sau moderate (200-400°C). Acest comportament se observă cel mai bine prin examinarea destinderii fluidului în turbină în acest regim de temperatură.

Figura 2 prezintă diagramă T-s pentru apă-abur cu două încălziri izobare către 300°C urmată de destinderea isentropică. În absența supraîncălzirii, în punctul final al destinderii isentropice rezultă un amestec cu două faze (vapori și lichid) de slabă calitate pentru funcționarea turbinei (titlul aburului < 80%). Un conținut mare de umiditate la ieșirea din turbină este inacceptabil, deoarece poate duce la deteriorarea paletelor finale și la înrăutățirea randamentului intern al turbinei.

Practica de proiectare pentru ciclurile Rankine cu abur impune supraîncălzirea aburului pentru a evita situarea punctului final al destinderii într-o zonă cu umiditate mare.

Există și alte mijloace de evitare a umidității în punctul final al destinderii, cum ar fi separarea mecanică a lichidului și vaporilor la faze de destindere intermediare, dar ele sunt complexe și costisitoare.

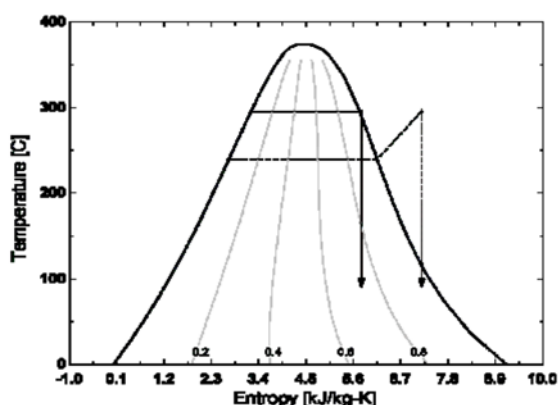


Fig.2. Diagrama T-s pentru apă-abur

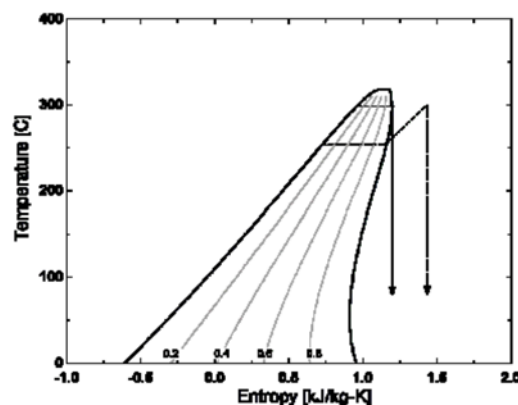


Fig.3. Diagrama T-s pentru un fluid organic (toluen)

Fluidele organice mai sunt numite fluide "uscate" fiind caracterizate printr-o pantă pozitivă a curbei de vaporizări în diagramă T-s în timp ce apa este considerată un fluid "umed", cu o pantă negativă. Fluidele uscate nu trebuie să fie supraîncălzite în timp ce în cazul fluidelor umede trebuie utilizată supraîncălzirea ca mijloc de corecție a umidității aburului în treptele finale.

Revenind la figura 2, ciclul preferat ar fi linia punctată, cu vaporizarea la o presiune mai mică și supraîncălzind la temperatura dorită rezultă punctul final al destinderii într-o zonă cu umiditate admisibilă.

Fluidele organice prezintă un comportament mult diferit față de cel observat la apă în diagrama T-s. Toluenu, așa cum se poate observa în figura 3, are o curbă de saturație a vaporilor cu o pantă pozitivă în diagrama T-s. După destindere fluidul de lucru rămâne în regiunea supraîncălzită a vaporilor cu efecte favorabile asupra funcționării turbinei.

Tabelul 1 prezintă câteva proprietăți termofizice pentru fluide organice și apă.

Tabelul 1

Proprietăți termofizice pentru fluide organice și apă

	Greutate molară [kg/mol]	t_{crit} [°C]	p_{crit} [bar]	Temperatură fierbere [°C]	Entalpie vaporizare E_{evap} [kJ/kg]
Apă	0.018	373.95	220.64	100.0	2257.5
Toluene	0.092	318.65	41.06	110.7	365.0
R245	0.134	154.05	36.40	14.8	195.6
Ulei siliconic	0.162	245.51	19.51	100.4	195.8

Din tabelul 1 se poate observa că presiunea critică și implicit presiunea de operare la intrarea turbinei într-un sistem ORC, este mult mai scăzută decât în cazul unui ciclu cu abur clasic. Deși există turbine cu abur, care lucrează cu abur de joasă presiune, eficiența termică a unui astfel de ciclu cu abur scade cu reducerea presiunii.

Fluidele organice au o greutate specifică mai mare și prin urmare necesită diametre mai mici iar căldura de vaporizare are valori mult mai mici decât în cazul apei.

3. Descrierea unei instalații de cogenerare cu biomasă pe bază de ORC

Modulul ORC este conectat la cazanul pe biomasă printr-un circuit de ulei termic. Utilizarea circuitului intermediar cu ulei termic permite construirea compactă a modulelor ORC și cuplarea acestora la diverse surse de energie primară. Instalația ORC funcționează ca un proces complet închis folosind uleiul silionic ca mediu de lucru organic (fig.4).

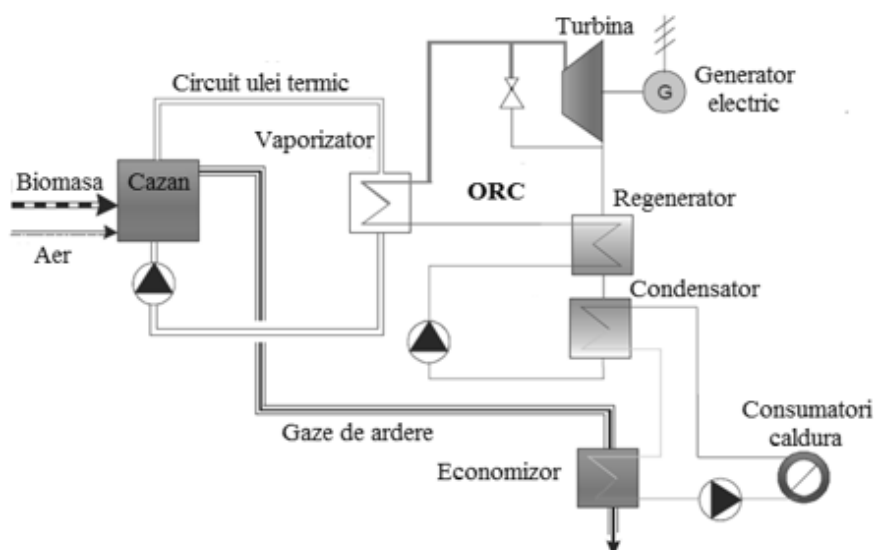


Fig.4. Instalație de cogenerare cu biomasă pe bază de ORC

La ieșirea din turbină uleiul silionic trece printr-un regenerator unde are loc preîncălzirea regenerativă a condensatului înainte de a ajunge la vaporizator.

Condensarea agentului de lucru are loc la un nivel de temperatură care permite căldurii recuperate pentru a fi utilizată la un consumator de căldură (temperatura apei calde de aproximativ 80-100°C).

3. Exemplu de analiză a unor instalații de cogenerare cu ORC existente pe piață

Instalațiile de cogenerare cu tehnologie ORC se întâlnesc într-o gamă largă de puteri după cum se poate vedea în tabelul 2.

Tabelul 2

Producători de instalații de cogenerare cu tehnologie ORC

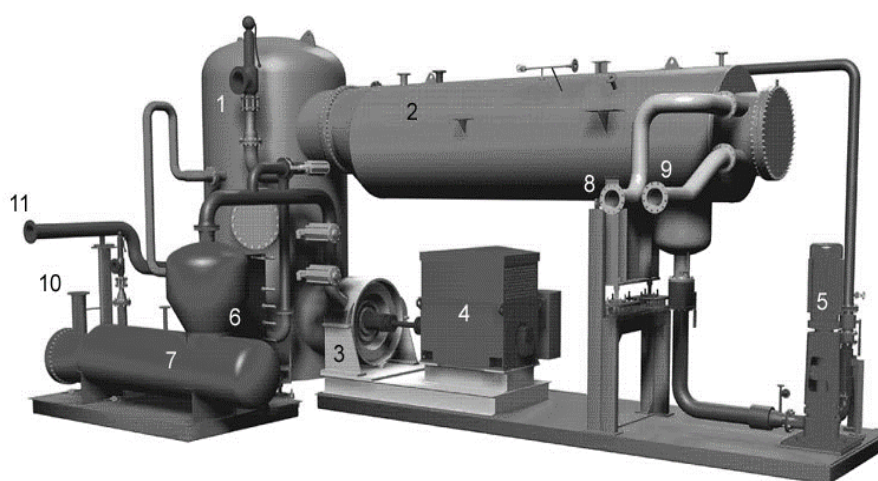
Producator	Gama de puteri [kWe]	Temperatura sursei de căldură [°C]	Site Internet
Eneftech (Elveția)	5 – 30	120 - 200	www.eneftech.com
Tri-o-gen (Olanda)	60 – 165	> 350	www.triogen.nl
Turboden (Italia)	200 – 3000	100 - 300	www.turboden.eu
Ormat (SUA)	200 – 20.000	150 - 300	www.ormat.com
Maxxtec (Germania)	315 – 1600	300 - 330	www.maxxtec.com
Enertime (Franța)	500 – 1000	180 – 250	www.enertime.com

Caracteristicile tehnice ale instalațiilor de cogenerare analizate se prezintă în tabelul 3.

Tabelul 3

Caracteristicile tehnice ale instalațiilor de cogenerare cu tehnologie ORC analizate				
Producător		Eneftech	Turboden	Enertime
Tip instalație		ENEF COGEN ^{GREEN}	TD6 CHP	ORCHID [®] Cogen
Putere termică intrare modul ORC	kWt	300	3340	5500
Temperatură intrare/ieșire modul ORC	°C	200/150	302/242	220/120
Putere termică ieșire modul ORC	kWt	255	2664	4950
Temperatură intrare/ieșire circuit apă caldă	°C	50/65	60/80	60/90
Puterea electrică brută	kWe	-	643	550
Puterea electrică netă	kWe	30	611	485
Cuplare rețea electrică		50Hz, 400V	50Hz, 400V	50Hz, 400V
Consum biomasă	kg/h	N/A	1606	2600

Datele prezentate în tabelul 3 se referă la instalația ORC fără cazanul pe biomasă. În figura 5 se prezintă vederea de ansamblu al unui modul ORC produs de firma Turboden.



- | | | |
|----------------------|---------------------|------------------------|
| 1.Regenerator | 5.Pompă circulație | 9.Ieșire apă caldă |
| 2.Condensator | 6.Preîncălzitor | 10.Intrare ulei termic |
| 3.Turbină | 7.Vaporizator | 11.Ieșire ulei termic |
| 4.Generator electric | 8.Intrare apă caldă | |

Fig.5. Modul de cogenerare cu ORC - Turboden

Modulele ORC sunt în construcție compactă, într-o gamă largă de puteri, pentru a putea fi conectate cu ușurință la diferite surse de energie primară de joasă temperatură. Performanțele modulelor ORC analizate se prezintă în tabelul 4.

Performanțele modulelor ORC

Producător		Eneftech	Turboden	Enertime
Tip instalație		ENEFCOGEN ^{GREEN}	TD6 CHP	ORCHID [®] Cogen
Randament termic	%	85	80	90
Randament electric	%	10	18	8,8
Randament total	%	95	98	98,8
Pierderi modul ORC	%	5	2	1,2

Pentru compararea cu producerea separată a energiei electrice și a căldurii și calculul economiei de energie primară este necesar luarea în considerare a procesului de ardere a biomasei în cazan.

Economia de energie primară PES (Primary Energy Saving) se calculează cu ajutorul relației:

$$PES = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_{e,CHP}}{\eta_{e,ref}} + \frac{\eta_{h,CHP}}{\eta_{h,ref}}} \quad (1)$$

unde:

$\eta_{e,CHP}$ – randamentul electric al producției prin cogenerare, definit ca raport între producția anuală de energie electrică produsă prin cogenerare și consumul de combustibil utilizat pentru producerea sumei dintre producția de energie termică utilă și energia electrică din cogenerare;

$\eta_{h,CHP}$ – randamentul termic al producției prin cogenerare, definit ca raport între producția anuală de energie termică utilă și consumul de combustibil utilizat pentru producerea de energie termică utilă și energie electrică din cogenerare;

$\eta_{e,ref}$ – valoarea de referință a randamentului pentru producerea separată de energie electrică;

$\eta_{h,ref}$ – valoarea de referință a randamentului pentru producerea separată de energie termică.

Prin urmare, compararea între cogenerare cu producerea separată de energie electrică și termică trebuie să aibă la bază principiul comparării acelorași tipuri de combustibil. Astfel, economia de energie primară (tabelul 5) poate fi calculată utilizând valorile de referință $\eta_{e,ref}$ și $\eta_{h,ref}$, precizate în Ordinul nr.38 din 09.11.2012 al ANRE (Autoritatea Națională de Reglementare în domeniul Energiei), combustibil biomasă în cazul analizat [5]: $\eta_{e,ref}=25-33\%$ și $\eta_{h,ref}=80-86\%$.

Ca regulă generală, fiecare unitate de cogenerare se compară cu tehnologia cea mai bună și justificabilă din punct de vedere economic pentru producerea separată de energie electrică și termică disponibilă pe piață în anul construirii unității de cogenerare, care utilizează același tip de combustibil.

Producția de la unitățile la scară redusă și de la unitățile de microcogenerare care asigură economii de energie primară poate fi considerată drept cogenerare cu randament ridicat.

Tabelul 5

Economia de energie primară				
		Enefttech	Turboden	Enertime
Randament cazan biomasă	%	80	80	80
$\eta_{e,CHP}$	%	14,63	15,26	13,41
$\eta_{h,CHP}$	%	63,80	63,30	66,01
η_{CHP}	%	78,43	78,57	79,42
$\eta_{e,ref}$	%	33,00	33,00	33,00
$\eta_{h,ref}$	%	86,00	86,00	86,00
Economia de energie primară (PES)	%	15,63	16,57	14,82

Variația economiei de energie primară în funcție de sarcina termică livrată (în procente din sarcina nominală) și randamentele de referință se prezintă în fig. 6 și 7.

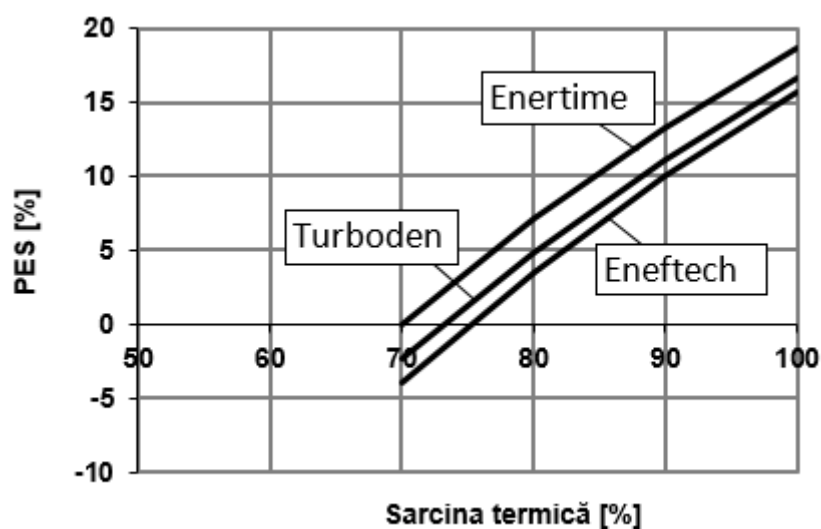


Fig. 6. Variația PES în funcție de sarcina termică ($\eta_{e,ref}=0.33$; $\eta_{h,ref}=0.86$)

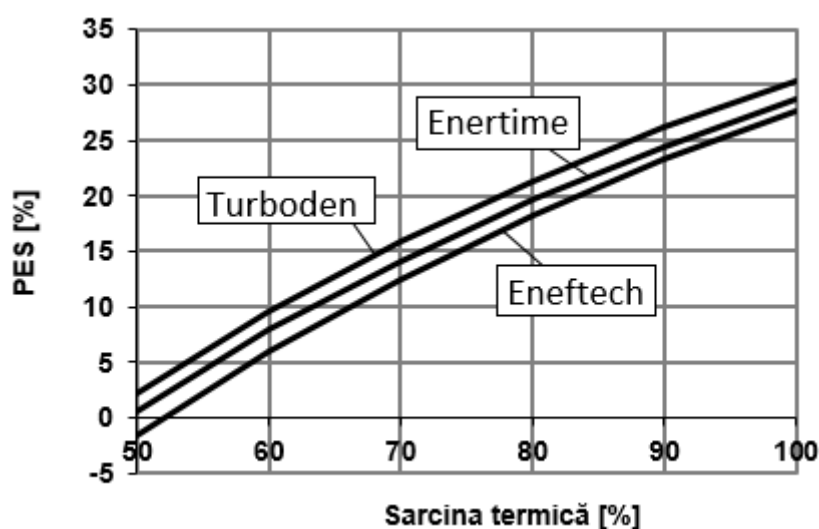


Fig. 7. Variația PES în funcție de sarcina termică ($\eta_{e,ref}=0.25$; $\eta_{h,ref}=0.80$)

Randamentul termic al instalațiilor analizate variază între 63,30 și 66,01% iar randamentul electric între 13,41 și 15,26%.

Pentru a avea economie de energie primară în comparație cu producerea separată a energiei electrice și a căldurii este necesar ca sarcina termică livrată să fie mai mare de 50 % când valorile de referință sunt: $\eta_{e,ref} = 25\%$ și $\eta_{h,ref} = 80\%$.

În cazul valorilor de referință mai mari ($\eta_{e,ref} = 33\%$ și $\eta_{h,ref} = 86\%$) sarcina termică trebuie să fie mai mare de 70%.

4. Concluzii

Datorită construcției sale modulare, tehnologia ORC poate fi cuplată la diferite resurse de energie primară: solară, geotermală, biomasă, recuperare de caldură deșeu. În plus, spre deosebire de ciclul Rankine convențional, este posibilă producerea locală la medie și mică putere a energiei electrice și termice.

În cazul soluțiilor de cogenerare, căldura reprezintă aspectul hotărâtor în justificarea eficienței soluției respective, ea fiind elementul de bază pentru dimensionarea sursei de cogenerare. Utilizarea surselor de energie regenerabile și a deșeurilor energetice impune amplasarea centralelor de cogenerare cât mai aproape de locația acestora, minimizând distanțele de transport ale acestora de la locul de producere (preparare) la locul de consum.

Costurile comparativ mai mari ale instalațiilor de cogenerare utilizând surse regenerabile de energie, dar cu costuri mai mici de operare față de tehnologiile convenționale fac aceste tehnologii atractive pe piața energiei. Efortul investițional încă mare pentru asemenea tehnologii poate fi suplinit dacă se iau în considerare și beneficiile sociale și de mediu care decurg din implementarea acestora.

Referințe

- [1] J. Freeman, K. Hellgardt, C. N. Markides, „An assessment of solar-powered organic Rankine cycle systems for combined heating and power in UK domestic applications”, in *Applied Energy*, vol. 138, 2015, pp. 605–620.
- [2] A. Algieri, P. Morrone, 2014, “Techno-economic analysis of biomass-fired ORC systems for single-family combined heat and power (CHP) applications”, in *Energy Procedia*, vol. 45, 2014, pp. 1285–1294.
- [3] F. Vélez, J. J. Segovia, M. C. Martín, G. Antolín, F. Chejne, A. Quijano, “A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of lowgrade heat for power generation”, in *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, 2012, pp. 4175–4189.
- [4] Directive 2004/8/EC of the European Parliament and the Council on the promotion of cogeneration. Official Journal of the European Union 11 February 2004.
- [5] Ordinul ANRE nr.38/2012 pentru aprobarea “Valorilor de referință armonizate aplicabile la nivel național ale eficienței pentru producerea separată de energie electrică, respectiv de energie termică și pentru aprobarea factorilor de corecție aplicabili la nivel național”. M.O. al României nr.756/09.11.2012.
- [6] <http://www.turboden.eu/en/products/products-chp.php>
- [7] http://www.eneftech.com/fr/enefcogen_green.php

Piața imobiliară rezidențială sub aspectul crizei economice

Residential real estate market in terms of the economic crisis

Drd. Ec. Gabriela Mehedințu

Prof. Univ. Dr. Ing. Nicolae Postăvaru

Universitatea Tehnică de Construcții București
Bd. Lacul Tei, nr. 122 - 124, sector 2, București
E-mail: nicolae.postavaru@gmail.com

Abstract: *A market is a place where consumers and producers meet, where they make free choices after which the prices are defined, but where the state has to be involved through economic and politic decisions. The markets are interdependent, so changes in one market determines changes in other markets, due to the snowball effect. We consider the case of the financial crisis that developed to an economic crisis. At national level, the real estate sector is a reflection of the national economy; it evolves according to the effects of the economic crisis and governmental policies. In this context, each individual consumer has to make the best decisions regarding a mortgage or a rent.*

Keywords: economic crisis, market, construction industry, residential sector, economic relaunch, mortgage loan, rent

1 INTRODUCERE

Economia este un subiect ce atrage o sporită atenție asupra sa, deoarece nu reprezintă doar o disciplină, ci face parte din viața de zi cu zi a fiecărui individ, care acționează în diferite proporții ca un agent economic.

Piața reprezintă instituția care stă la baza vieții economice. Piața reprezintă mecanismul principal de alocare al resurselor. Aici se întâlnesc consumatorii și producătorii, respectiv cererea și oferta, rezultând prețul produselor. Rolul pieței este acela de a oferi jucătorilor acesteia posibilitatea de a face alegeri individuale libere, asumate și comparate, jucătorii ineficienți fiind automat eliminați.

De-a lungul timpului, piața a evoluat, astfel că în prezent orice formă de activitate umană este implicată în mecanismele pieței, sub diverse forme.

Astfel, conceptul de piață a căpătat mai multe semnificații:

- spațiul unde se întâlnesc în mod direct sau indirect agenți ai cererii, ai ofertei, dar și intermediari;
- spațiul de evidențiere al intereselor cumpărătorilor și al producătorilor;
- totalitatea relațiilor de vânzare în legătură cu spațiul economic în care au loc și procesele conexe caracteristice;
- locul de manifestare al concurenței agenților cu interese comune sau asemănătoare.

Funcția pieței este de a realiza legătura dintre producție și consum, de a informa agenții economici asupra intențiilor acestora, respectiv de a regla evoluția vieții economice. Acest lucru este posibil datorită semnalelor pe care fiecare agent economic le dă, acționând pe piață, și a replicilor primite în consecință.

Pentru a înțelege exact cum funcționează piața, vom defini pe scurt cererea și oferta, cele două concepte definitorii ale pieței.

“Cererea individuală exprimă relația dintre cantitatea dintr-un bun economic pe care un consumator dorește și poate să o achiziționeze într-o perioadă determinată de timp și prețul acelui bun.” Suma cererilor individuale determină cererea pieței.

“Oferta reprezintă relația dintre cantitatea pe care un producător dorește și poate să o vândă dintr-un anumit bun și prețul respectivului bun de-a lungul unei perioade de timp determinate.”

Un rol definitoriu îl are de asemenea concurența, “un comportament specific interesat al unor subiecți de proprietate care, pentru a-și atinge obiectivele, intră în raporturi de cooperare și confruntare cu ceilalți.” Ea stimulează progresul deoarece incită la inovație și dezvoltare, diferențiază ofertanții, prioritizează și elimină conservatorii sau pe cei cu o capacitate scăzută de adaptare și cu aversiune față de risc, diversifică oferta, incită consumatorul și stimulează dorința de cumpărare.

2 CRIZA FINANCIARĂ ȘI IMPACTUL EI

Caracteristica de bază a piețelor actuale reprezintă interdependențele dintre diferitele forme ale pieței, fapt ce facilitează perturbări sau revigorări individuale care se propagă cu repeziciune la celelalte tipuri de piețe.

Astfel, criza financiară declanșată în Statele Unite în vara anului 2007, pierderea încrederii în sistemul financiar-bancar a provocat criza de lichiditate care în anul 2008 a culminat cu falimentul Lehman Brothers. Criza financiară s-a propagat rapid din sfera economiei financiare în economia reală. Autoritățile din întreaga lume au implementat o serie de măsuri de acomodare la noua tendință economică, dar acestea au produs noi dezechilibre de natură bugetară, ceea ce a determinat accentuarea crizei economice.

Datorită efectului bulgărelui de zăpadă, economia României a resimțit toate aceste dezechilibre, din cauza dependenței economice (comerciale, financiare, investiționale) de alte state.

În continuare ne vom îndrepta atenția către sectorul construcții, pentru a putea exemplifica tendințele și direcțiile de dezvoltare ale economiei românești.

Sectoarele industriei de construcții:

- Rezidențial;
- Ne-rezidențial;
- Construcții ingineresti.

În această lucrare se va face referire în principal la sectorul rezidențial, fiind cel mai adesea vizat de consumatorul individual.

3 SECTORUL CONSTRUCȚIILOR ÎN ROMÂNIA

Pornind de la ideea că locuințele din România sunt preponderent clădiri vechi, construite înainte de anul 1977, că durata de viață a unei clădiri este de 50 de ani și multe locuințe au depășit această perioadă, faptul că ele prezintă serioase degradări, apetitul pentru locuințe noi a crescut, în ultimul deceniu, atât în ceea ce privește cererea, cât și în ceea ce privește oferta. Conform evoluției costurilor, respectiv a prețurilor din acest sector economic, instabilitatea economică determină consumatorul să se orienteze către renovări ori construirea de case în regie proprie.

3.1 Evoluția pieței din sectorul rezidențial

Datele statistice oferite de eurostat, dovedesc faptul că atât la nivel european, cât și la nivel național, punctul culminant al crizei financiare din a doua jumătate a anului 2008 și-a făcut simțită prezența, determinând scăderi semnificative ale costurilor de construcție. În anii următori, fluctuațiile au fost nesemnificative, prezentând o ușoară stabilitate încă din anul 2013. În România, oscilațiile de cost au fost semnificative, au atins anual cote maxime urmate de minime periodice, instabilitatea pieței fiind o caracteristică până la jumătatea anului 2013 (vezi Figura 1).

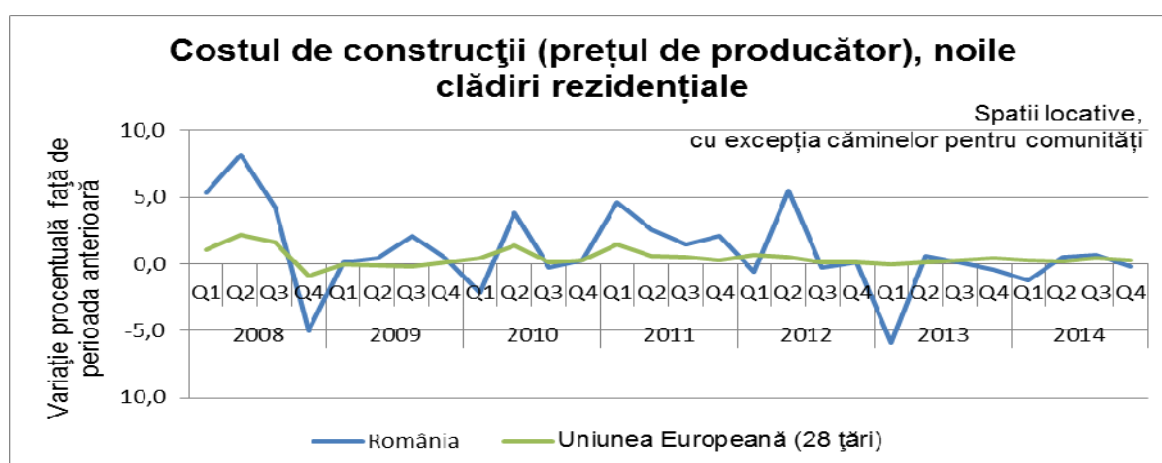


Figura 1. Costul de construcții (prețul de producător), noile clădiri rezidențiale /
Figure 1. Construction cost (producer prices), new residential buildings

Costurile de producție sunt corelate cu prețurile de intrare ale materialelor care relevă o evoluție similară, fapt ce confirmă evoluția fluctuantă și instabilitatea pieței în perioada analizată (vezi Figura 2).

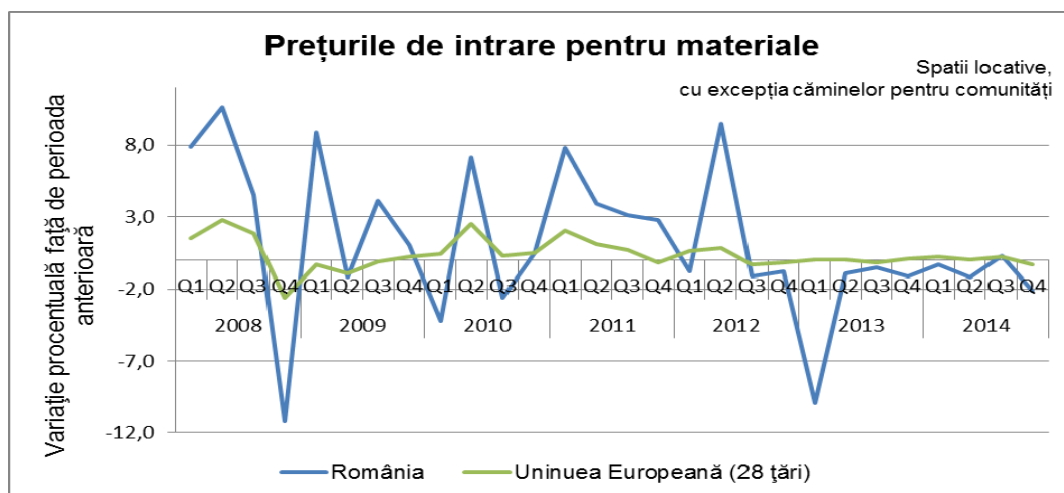


Figura 2. Prețurile de intrare pentru materiale pentru noile clădiri rezidențiale /
Figure 2. Input prices for materials for new residential buildings

La sfârșitul anului 2008, piața rezidențială a fost favorabilă cumpărătorilor datorită dramaticelor reduceri de prețuri, potențialii clienți fiind interesați de proiectele aflate în stadii avansate de construcție, în timp ce proiectele în faze incipiente au avut de suferit prin prisma neînțelegerilor cu potențialii clienți pe tema calității materialelor utilizate. În general cererea a provenit de la populația tânără (30-40 ani) cu venituri lunare de peste 2.500 euro pe gospodărie, conform unui studiu al BNP Paribas Real Estate.

Potrivit unui comunicat al BNR, în ianuarie 2009, rata medie a dobânzii anuale efective pentru credite ipotecare a atins nivelul maxim de până atunci, indicând 11,89% pentru creditele acordate în lei, respectiv 9% pentru cele în euro. Astfel, costul ridicat al finanțării a restrâns foarte mult numărul clienților eligibili pentru acordarea de credite ipotecare și a determinat o scădere a cererii și implicit o creștere a numărului de apartamente ofertate de către dezvoltatori.

De asemenea, o influență puternică asupra segmentului rezidențial o are raportul venituri-cheltuieli al unei gospodării, incertitudinea stabilității economice și politica fiscală.

Anii 2010, 2011, 2012 au fost caracterizați de o continuă scădere a prețurilor de piață la locuințe, de lipsa investițiilor, de costul ridicat al creditelor bancare și de slabul impact al programului „Prima Casă”.

În trimestrul al treilea al anului 2013, programul „Prima Casă” a trecut de la finanțarea euro la lei, măsură ce a scăzut cererea solvabilă cu 8%.

Sfârșitul anului 2013 și anul 2014 au evidențiat o stabilitate a prețurilor locuințelor, o creștere a ofertelor de locuințe dar și de credite standard.

Conform discuțiilor din cadrul Conferinței anuale a pieței imobiliare, la începutul anului 2014 s-a evidențiat o ușoară scădere a prețurilor, însă fără efecte considerabile în piață, continuându-se fenomenul supraofertelor din 2012. Concluzia la care s-a ajuns, a fost aceea că agențiile imobiliare joacă un rol important în dezghețarea pieței imobiliare, prin stimularea dorinței de cumpărare prin scăderea prețurilor.

Portalul imobiliare.ro a determinat evoluția prețurilor de vânzare la apartamente, pe baza anunțurilor publicate pe site-ul lor. Pe baza mediei prețurilor solicitate, exprimate în euro pe metru pătrat util pentru apartament, s-a calculat la nivel național indicele imobiliare.ro.

Graficul reieșit evidențiază aspectele economice mai sus menționate, cu impact major asupra evoluției pieței.



Figura 3. Indicele imobiliare.ro (IMO) / Figure 3. Imobiliare.ro index (IMO)

În paralel, INS publică informații referitoare la evoluția prețurilor din acest domeniu, pe baza unui indice de preț al proprietăților rezidențiale. Având la bază anul 2009, obiectivul a fost acela de a măsura evoluția trimestrială a prețurilor proprietăților rezidențiale, nu pe baza unui calcul al prețului mediu, ci prin colectarea prețurilor aceluiași produs în perioadele comparate.

Rezultatul obținut, a indicat o scădere de aproximativ 25% față de valorile anului 2009 și o oarecare stabilitate în anii 2013-2014:

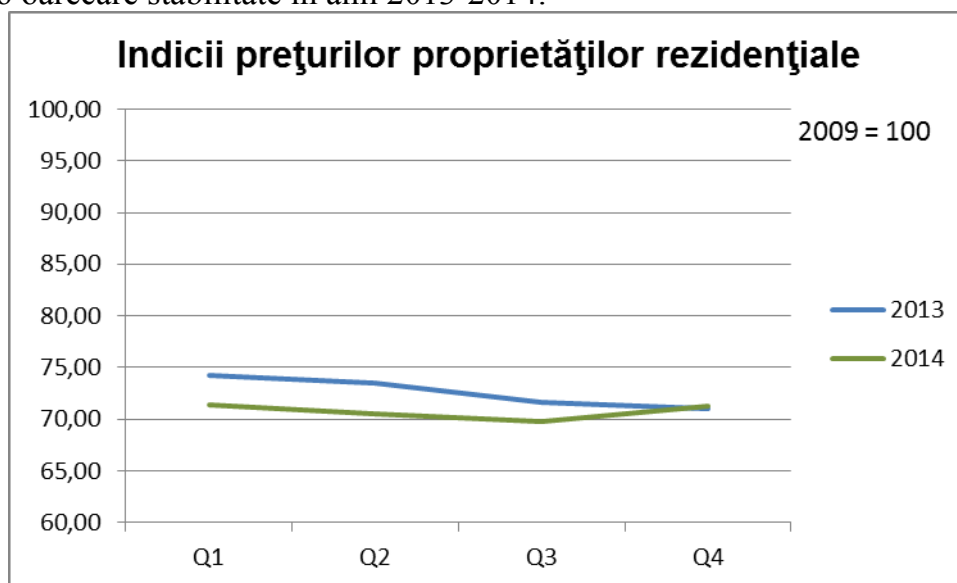


Figura 4. Indicii prețurilor proprietăților rezidențiale / Figure 4. Residential property price indices

3.2 *Tendințe în evoluția pieței imobiliare*

Conform estimărilor INS din luna martie 2015, următoarele trei luni vor înregistra o creștere a volumului producției (sold conjunctural +25%) și a stocului de contracte și comenzi (sold conjunctural +19%). Prețurile lucrărilor de construcții vor păstra o stabilitate relativă (sold conjunctural +4%). Soldul conjunctural indică percepția respondenților asupra dinamicii unui fenomen.

Analizând stabilitatea ultimilor doi ani, specialiștii imobiliari sunt optimiști și vorbesc despre „o nouă realitate mult mai sigură și mai sustenabilă”. Ei se bazează pe o menținere a stabilității, sunt conștienți de incertitudinile evoluției economice, de programul „Prima Casă”, principalul motor de vânzări pe segmentele low și medium low, de îmbunătățirea condițiilor de creditare, dar și de reticența potențialilor clienți.

Pe termen mediu, specialiștii imobiliari previzionează evoluții moderate și realiste ale prețurilor: o scădere a prețurilor la locuințele vechi și o ușoară apreciere în cazul locuințelor noi.

3.3 *Dificultăți în elaborarea indicatorilor*

Datele prezentate anterior trebuie privite în ansamblul lor, deoarece din mai multe considerente, acestea conțin erori ce duc la abateri de la realitate:

- Proprietățile vândute în diferitele perioade sunt eterogene, informațiile fiind generalizate în analiză;
- Fiecare imobil este în realitate un produs unic. Proprietățile similare sunt dificil de identificat din cauza diferențelor calitative survenite;
- În ciuda ajustărilor calitative de pe parcursul analizei, pot interveni abateri datorită incidenței scăzute a (re-) vânzărilor;
- numărul redus de informații/ caracteristici ale proprietăților vândute;
- Economia subterană: cuprinde activitățile economice nedeclarate oficial și care creează valoare adăugată în economie. Cu alte cuvinte, ea este formată din activități legale de producere de bunuri destinate pieței, care creează venituri nedeclarate autorităților publice, deci nesupuse fiscalității.

4 RELANSAREA ECONOMICĂ

Conceptul de creștere economică este definit drept o creștere susținută pe o perioadă lungă de timp, ea realizându-se prin consum de factori de producție și de absorbție de piață. În cazul de față vorbim despre o relansare economică necesară în urma crizei economice mondiale.

Factorii de creștere economică sunt numeroși: creșterea populației active, îmbunătățirea forței de muncă, acumularea de capital, perfecționarea diviziunii și organizării muncii, progresul tehnic, inovațiile etc.

După cum am menționat la începutul lucrării, piața nu reglează interese sociale sau comune, ci este o reflexie a intereselor individuale ale fiecărui agent economic. De aceea este necesară implicarea activă a statului în viața economică, în funcție de doctrine politice, de configurația pieței și de modul de funcționare al acesteia.

În vara anului 2009, Guvernul României a lansat programul „Prima Casă”, cu scopul de a anima tranzacțiile imobiliare din acea perioadă economică în prag de prăbușire, de a susține băncile comerciale prin garantarea a jumătate din sumele acordate și de a tempera scăderea prețurilor. Condițiile atractive de creditare (avans minim de 5% din valoarea locuinței, dobândă limitată, garanții) au încurajat cumpărarea chiar și în condițiile crizei economice existente, permițând contractarea de credite clienților fără economii consistente. Începând cu anul 2013, s-au acordat împrumuturi doar în moneda națională. Această modificare a dezvoltat o ușoară reticență față de program, deoarece dobânzile la euro erau mai mici față de cele în lei. Pe de altă parte însă, la creditele în euro intervine riscul valutar. Principala atractivitate a programului rămâne avansul de 5% care menține cererea.

La începutul anului 2014, strategia Băncii Centrale Europene și a Băncii Naționale a României a fost aceea de a reduce dobânzile și de a ieftini creditele.

Anul 2015 aduce noi programe ale statului în scopul relansării economice. Se introduce programul „A Doua Casă” prin OUG 2/2015, cu avantaje pentru jucătorii pieței imobiliare, deoarece se va facilita vânzarea imobilelor cu un preț ridicat, sector de piață lipsit de interes din partea consumatorului de nivel mediu.

Beneficiarii programului „A Doua Casă” sunt cei peste 132.000 consumatori care au accesat programul „Prima Casă”, care au posibilitatea obținerii unei a doua locuințe tot printr-un program guvernamental de garantare, cu condiția îndeplinirii unei serii de criterii. Conform motivării actului normativ, acest program oferă posibilitatea preluării finanțării garantate de către o altă persoană ce îndeplinește criteriile de eligibilitate la același finanțator.

Beneficiarii programului care dețin o locuință achiziționată sau construită pot să cumpere o nouă locuință tot în cadrul programului, cu condiția îndeplinirii cumulative a mai multor condiții:

- noua locuință să aibă suprafața utilă sau valoarea evaluată mai mare decât a locuinței deja achiziționate;
- locuința achiziționată inițial să fie înstrăinată prin vânzare-cumpărare cel târziu până la data încheierii contractului de vânzare-cumpărare a noii locuințe;
- creditul acordat inițial în cadrul programului să fie lichidat până la data încheierii contractului de vânzare-cumpărare sau să fie refinanțat prin acordarea celui de-al doilea credit în cadrul programului.

5 CREDIT IPOTECAR VERSUS CHIRIE

Atât chiria unei locuințe, cât și ipoteca prezintă avantaje și dezavantaje. Opțiunile fiecărui decident depind nu doar de factorii economici, ci în mare măsură de perspectivele de viitor ale fiecărui individ.

Aspecte edificatorii în luarea deciziei:

- venitul minim necesar contractării unui credit imobiliar;
- stabilitatea/mobilitatea (financiară, geografică, familială): cumpărarea unui apartament presupune stabilitate pentru o perioadă de minim cinci ani, perioadă de timp în care imobilul nu poate fi înstrăinat. De asemenea, presupune confort

fizic: în cazul optării pentru un credit ipotecar, imobilul poate fi organizat/aranjat/decorat după bunul plac, în timp ce în cazul chiriei, libertatea de a efectua modificări este restrânsă. Mai presupune și confort psihic: certitudinea proprietății asupra imobilului după momentul rambursării integrale a creditului poate reprezenta pentru unele persoane argumentul suprem împotriva celor care preferă chiria pe care o asociază cu degrevarea de griji administrative;

- stabilitatea pieței: într-o piață imobiliară stabilă, este de preferat achiziționarea unui imobil, chiar și în cazul unei ample reglementări a chiriei, deoarece ulterior imobilul poate fi înstrăinat în cazul schimbului de domiciliu; în perioadele în care atât prețurile locuințelor cât și chiriile sunt mari, opțiunea economic avantajoasă o reprezintă chiria pe termen limitat, până la revenirea trendului normal al pieței.
- Contractul (de credit – obligatoriu, de chirie – preferabil): contractul de chirie este încheiat pe termen scurt, își poate schimba forma și poate fi încetat oricând (cu preavizul hotărât de comun acord); contractul de credit este încheiat pe termen lung, fără posibilitatea de a modifica/schimba condițiile contractuale, poate fi întrerupt doar suportând costuri suplimentare. Condițiile contractuale nu pot fi modificate;
- costul cu rata/chiria: Calculul rentabilității unei investiții imobiliare trebuie gândit în termeni de amortizare din chirii. Conform specialiștilor, pentru a face o investiție rentabilă, prețul de achiziție al unui apartament trebuie acoperit din chirii în mai puțin de 15 ani. Prin urmare, decizia de cumpărare nu trebuie să rezulte din compararea chiriei cu rata la credit. Chiria este accesibilă în scurt timp de la data contractării și presupune o garanție de minim două chirii, din care una se returnează la încetarea contractului. Pentru un credit, costul inițial presupune un avans de 5-15% la care se adaugă costurile de analiză a dosarului, ceea ce reprezintă economii ce se ridică la mii de euro, ceea ce face creditul accesibil doar unei plaje înguste de interesați. Astfel, privind pe termen scurt, chiria prezintă un avantaj demn de luat în considerare.

6 CONCLUZII

Piața reprezintă locul fictiv în care toți participanții la viața economică se întâlnesc, se influențează reciproc prin atitudine și decizii, este locul în care se formează prețurile, în care ineficiența este înlăturată și în care intervenția fiecărui jucător este vitală supraviețuirii.

Piața imobiliară este o oglindă ce reflectă evoluția fluctuantă a economiei naționale în perioada crizei, atitudinea reticentă a investitorilor și consumatorilor, efortul statului de redresare economică și rezultatul deciziilor mai mult sau mai puțin independente de argumente economice solide.

BIBLIOGRAFIE / REFERENCES

- Angelescu, C. (coord) 2005, *Economie*, Ediția a 7-a, Editura Economică, București
- Bucur, I. 1999, *Bazele macroeconomiei*, Editura Economică, București.
- Dachin, A. 2005, *Mikroökonomik*, Editura ASE, București.
- Datta, S. 2011, *Economics: Making Sense of the Modern Economy*, 3rd edition, John Wiley & Sons Inc, New Jersey.
- Dudian, M. 2008, *Economie*, Editura H.C.Beck, București.
- INS. 2015, *Buletin statistic de prețuri*, Nr. 2/2015, descărcat la 24 aprilie 2015, de pe: <http://www.insse.ro>.
- INS. 2015, *Tendințe în evoluția activității economice în perioada martie – mai 2015*, Comunicat de presă, Nr. 72/ 30 martie 2015, descărcat la 24 aprilie 2015, de pe: <http://www.insse.ro>.
- Mihai, C. 2015, Prețurile apartamentelor în 2015: sunt premise de creștere?, <http://www.wall-street.ro>, accesat la 24 aprilie 2015.
- Rădulescu, A.. 2012, *Marea recesiune: de la economie mondială la economia națională: evoluții semnificative*, Editura Expert, București.

Analiza energetică privind utilizarea unui sistem de cogenerare pentru alimentarea cu căldură a unui ansamblu de blocuri din mediu urban

Energy analysis on using a cogeneration system to supply heat to a series of urban residential buildings

Prof. dr. ing. Florin Iordache¹ , drd. ing. Radu-Alexandru Baciuc² ,
drd. ing. Ștefan Burchilă²

¹Facultatea de Inginerie a Instalațiilor – UTCB
B-dul Pache Protopopescu Nr. 66
E-mail: fliord@yahoo.com

²Facultatea de Inginerie a Instalațiilor – UTCB
B-dul Pache Protopopescu Nr. 66
E-mail: baciuc_radu_alexandru@yahoo.com , sburchila@gmail.com

Rezumat: *Lucrarea are ca obiectiv, așa cum se menționează și din titlu, o analiză energetică comparată între 4 categorii de structuri de sisteme de cogenerare care alimentează cu energie termică și electrică un grup de clădiri rezidențiale din mediul urban. Producerea combinată de energie termică și energie electrică se face în toate cele 4 cazuri cu motoare termice și centrale termice. Cele 4 cazuri analizate se disting între ele prin capacitatea termică acoperită de motoare vis a vis de cea acoperită de centralele termice și prin tipul de combustibil utilizat (gaze naturale vis a vis de biogaz). Rezultatele obținute vizează atât puteri termice și electrice cât și consumuri de energie termică și electrică și, de asemenea, randamentele sistemului pe diversele perioade ale distribuției climatice anuale.*

Cuvinte cheie: cogenerare, motoare cu ardere internă, biogaz, cazane

Abstract: *This paper's objective, as mentioned in the title, is a comparative energy analysis between 4 architectural types of cogeneration systems that supplies heat and electricity to a group of residential buildings in an urban area. The combined heat and power production is done in all 4 cases with internal combustion engines and boilers. The 4 analyzed cases differentiate themselves by the heat contribution of internal combustion engine compared to the heat contribution of boilers and by the type of fuel used (natural gas vs. biogas). The results cover both thermal and electrical power and heat and electricity consumption and also the systems efficiency on various periods of the annual climate distribution.*

Key words: cogeneration, internal combustion engines, biogas, boilers

1. Introducere

Alimentarea cu căldură a centrelor urbane este o problemă mereu actuală în preocupările specialiștilor în domeniu. Dacă ne referim la categoria de consumatori din mediul rezidențial atunci necesarul de căldură al acestora vizează în principal două categorii de consumuri și anume încălzirea spațiilor și prepararea apei calde. După cum este cunoscut alimentarea centralizată cu căldură a ansamblurilor urbane a avut în ultimul timp destul de mult de suferit prin debranșările masive ale consumatorilor individuali datorită pe de-o parte costurilor ridicate iar pe de altă parte datorită serviciilor prestate de operatori. Sistemul centralizat de alimentare cu căldura are totuși o serie de calități care îl fac recomandabil acestei categorii de consumatori motiv pentru care lucrarea de față are ca obiectiv discutarea aspectelor energetice legate de utilizarea unui sistem de cogenerare în alimentarea centralizată cu căldură a unui ansamblu de blocuri de locuințe.

Utilizarea unui sistem de cogenerare de putere mică (fiind un sistem de încălzire districtuală), față de sistemul mare de termoficare, are avantajul posibilității de control și intervenție mult mai operativ și bineînțeles de reglare în concordanță cu dinamica cerințelor consumatorilor deserviți. Pierderile termice pe sistemul de transport sunt anulate și în plus se produce și energie electrică care intră în bilanțul energetic de ansamblu al sistemului sursă-consumator.

Funcționarea armonioasă a sistemului presupune în cazul lucrării de față și considerarea unei surse de vârf constituită dintr-o centrală termică clasică. Sistemul cu cogenerare considerat presupune motoare termice care au ca obiectiv direct producerea de energie electrică, iar energia termică este rezultată din secțiunile de răcire ale chiulasei motoarelor, răcirea uleiului și recuperarea de căldură din gazele de ardere. Combustibilul utilizat este atât gazul natural cât și biogazul.

Analiza întreprinsă în cadrul lucrării vizează pe lângă tratarea celor 2 variante de combustibil menționate și implicarea mai mare sau mică a centralei termice.

2. Descrierea sistemului sursă-consumator

Așa cum s-a prezentat în partea introductivă, s-a avut în vedere un sistem de cogenerare de mică putere cuplat cu o centrală termică care să fie utilizată în perioadele de varf de consum aferente clădirilor deservite. Centrala termică are menirea de a intra în funcțiune la temperaturi exterioare scăzute care nu mai justifică contribuția unor motoare termice suplimentare care să producă energie electrică supraexcedentară.

Grupul motoarelor termice este legat în paralel cu centrala termică care este și ea compusă din mai multe cazane. În cadrul grupului de motoare termice acestea sunt legate de asemenea în paralel între ele și de asemenea tot în paralel sunt legate între ele și cazanele din cadrul centralei termice, astfel încât atât motoarele cât și cazanele pot lucra în cascadă. Centrala termică mai conține și schimbatorul de căldură pentru prepararea apei calde și vasul de expansiune pentru sistemul de încălzire al consumatorilor.

Analiza energetică privind utilizarea unui sistem de cogenerare pentru alimentarea cu căldură a unui ansamblu de blocuri din mediu urban

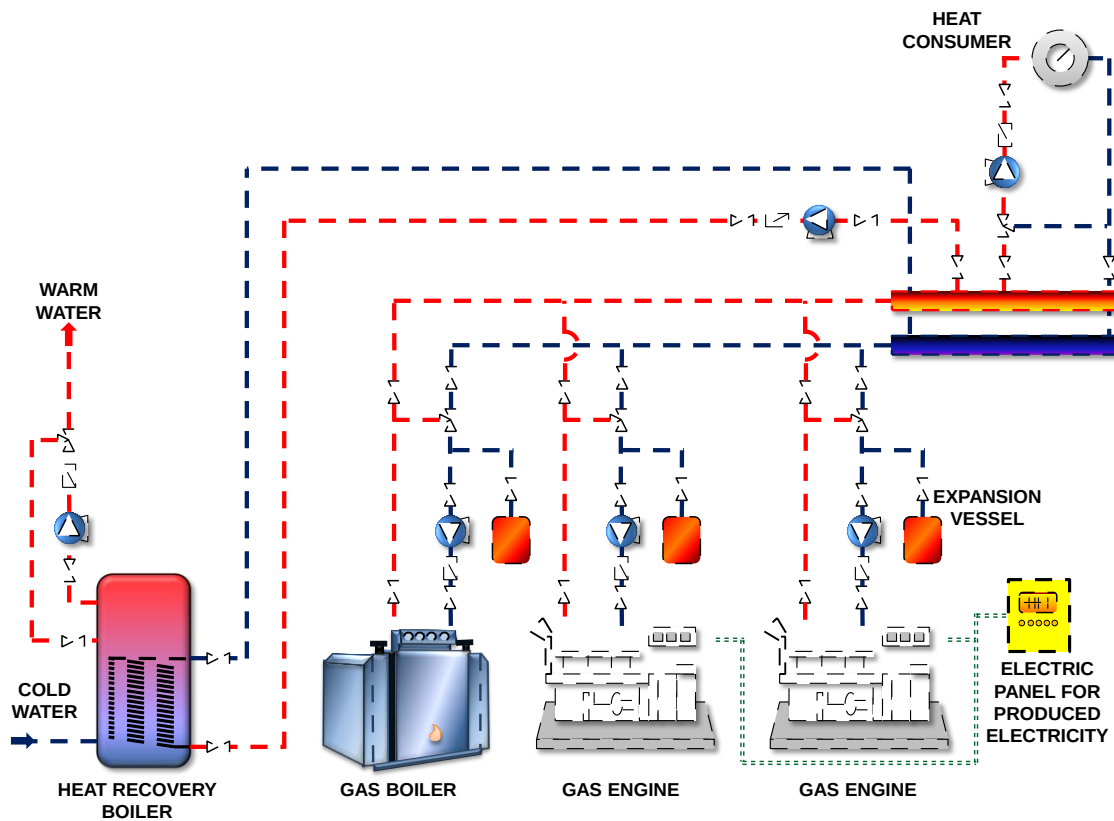


Fig. 2.1 - Schema de principiu a sistemului surse-consumatori

Motoarele termice utilizate în cadrul acestei analize energetice sunt niste motoare termice teoretice având puterea maximă la nivel de combustibil de 500 kW. Caracteristicile energetice aferente acestui motor au fost stabilite pe baza caracteristicilor motoarelor termice existente, respectând în bună măsură proporția puterilor termice și electrice atât la sarcină nominală cât și la sarcini parțiale. Modulul de 500 kW a fost ales atât pentru motoarele funcționând pe gaz natural cât și pentru motoarele funcționând pe biogaz. Puterile termice și electrice vor fi însă diferite atât la nominal cât și la sarcini parțiale funcție de tipul combustibilului utilizat. Mai concret, motorul termic de 500 kW la nivel de combustibil are următoarele caracteristici în sarcina nominală și sarcini parțiale pentru gazul natural:

Tabel 2.1

Randamentele motorului cu ardere internă și combustibil gaze naturale

Teoretic	GN	500 kW		Randamente		
C (kW)	PE (kW)	PT (kW)	PET(kW)	Re (-)	Rt (-)	Ret (-)
250	81,58	142,51	226,60	0,33	0,57	0,91
375	138,28	207,11	351,02	0,37	0,55	0,94
500	199,98	259,21	469,20	0,40	0,52	0,94

Din tabelul 2.1, referitor la motorul termic de 500 kW funcționând cu combustibil gaz natural, se observă că în ceea ce privește randamentul de producere a energiei electrice acestă scade ușor de la sarcina nominală la sarcina parțială de 50%, în timp ce randamentul termic crește ușor de la sarcina nominală la sarcina parțială de 50%. Randamentul total scade foarte puțin de la sarcina nominală la sarcina parțială de 50%.

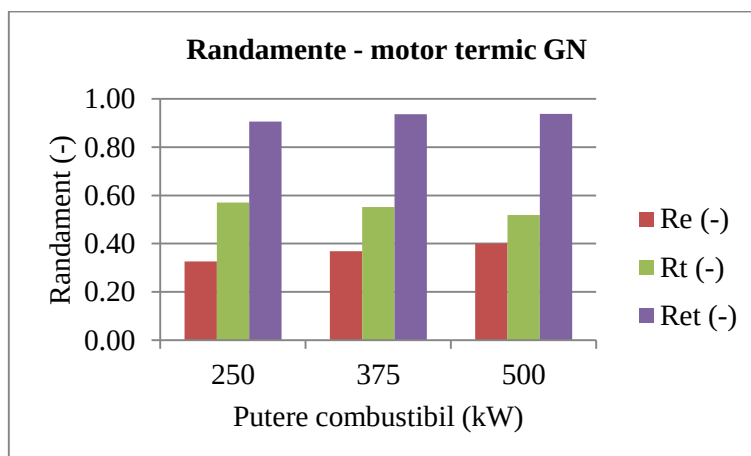


Fig. 2.2 – Randamente motor termic de 500 kW cu combustibil gaz natural

Tabel 2.2

Randamentele motorului cu ardere internă și combustibil gaz natural

Teoretic	BG	500 kW		Randamente		
C (kW)	PE (kW)	PT (kW)	PET(kW)	Re (-)	Rt (-)	Ret (-)
250	89,44	111,01	200,45	0,36	0,44	0,80
375	141,75	176,51	318,27	0,38	0,47	0,85
500	193,44	239,51	432,95	0,39	0,48	0,87

În cazul motorului termic de 500 kW funcționând cu combustibil biogaz (Tabel 2.2), randamentele la sarcini parțiale de 50% sunt ușor mai mici decât cele la sarcina nominală atât pentru producerea de energie electrică, energie termică cât și total. Suplimentar trebuie menționat faptul că în cazul prezentului studiu, s-a considerat că biogazul are o putere calorică inferioară de 5.5 kWh/Nm³ iar gazul natural 10 kWh/Nm³.

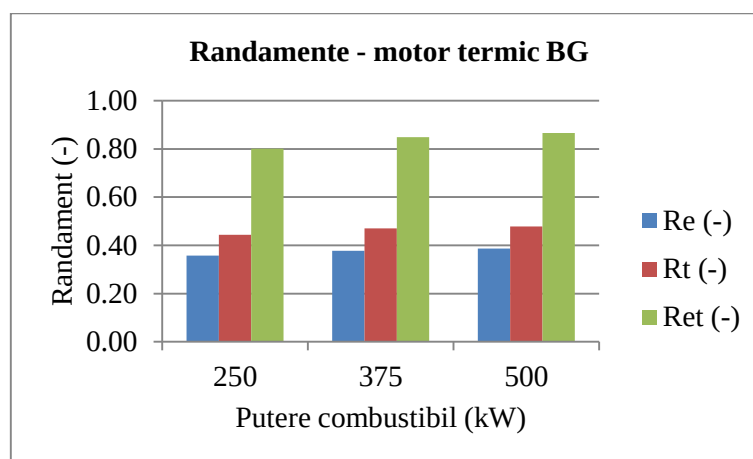


Fig. 2.3 – Randamente motor termic de 500 kW cu combustibil biogaz

Pentru deservirea consumatorului pe care încă nu l-am definit se vor utiliza 3 și 5 motoare termice după cum se vor realiza configurațiile de motoare și cazane care se vor prezenta în continuare.

În ceea ce privește centrala termică ea va fi formată dintr-un număr variabil de cazane în funcție de configurație, cu puterea instalată de 200 kW fiecare, legate în paralel și care vor lucra în cascadă după caz. Randamentul cazanelor se consideră de 90%, valoarea lui fiind aceeași în cazul funcționării la sarcini parțiale.

Așa cum s-a menționat, consumatorul considerat este din categoria rezidențială, consumul de energie termică fiind pentru încălzire și pentru prepararea apei calde. Consumatorul este un ansamblu de 6 blocuri de locuințe cu regimul de înălțime S+P+3E conținând fiecare 3 tronsoane. Pe fiecare tronson sunt 16 apartamente de 3 camere, subsolurile fiind spații tehnice neîncălzite. O analiză energetică făcută la nivelul apartamentului mediu a condus la un necesar de căldură de calcul pentru încălzire de 5 kW iar pentru apa caldă de 0,5 kW în medie pe zi. Numărul de 6 astfel de blocuri de locuințe de câte 48 de apartamente a fost aleas astfel încât să poată fi deservit pe timp de vară pentru prepararea apei calde de un singur motor termic funcționând la sarcina parțială de 50%, adică cca. 143 kW.

Pentru determinarea puterii termice necesare a acestui consumator format din grupul celor 6 blocuri menționat s-a determinat mai întâi pe baza necesarului de căldură de calcul pentru 1 apartament $q_{nec0} = 5$ kW, și factorul complex de cuplaj termic al apartamentului cu mediul exterior – H (W/K).

$$q_{nec0} = H \cdot (t_{i0} - t_{e0})$$

$$H = \frac{q_{nec0}}{(t_{i0} - t_{e0})} = \frac{5000}{35} = 142,857 \text{ W / K} \quad (1)$$

Ceea ce la nivelul celor 6 blocuri înseamnă un factor complex de cuplaj termic de 41142,8 W/K. Pe baza lui se pot determina necesarurile de căldură pentru încălzire

ale ansamblului de blocuri, pe care dacă le însumăm cu valorile corespunzătoare pentru prepararea apei calde obținem necesarurile totale de căldură ale consumatorului la diferite temperaturi exterioare. În tabelul 2.3 se prezintă distribuția acestor necesari de căldură la nivel de apartament și de întreg ansamblu de blocuri.

Tabel 2.3

te	q_inc	q_acc	q_ap	q_ap_t	Nr. Ap.	q_nec_t
oC	W	W	W	kW_t	-	kW_t
-15	5000,00	500	5500,00	5,50	288	1584,00
-10	4285,71	500	4785,71	4,79	288	1378,28
-5	3571,43	500	4071,43	4,07	288	1172,57
0	2857,14	500	3357,14	3,36	288	966,86
5	2142,86	500	2642,86	2,64	288	761,14
10	1428,57	500	1928,57	1,93	288	555,43
20	0	500	500	0,50	288	144,00

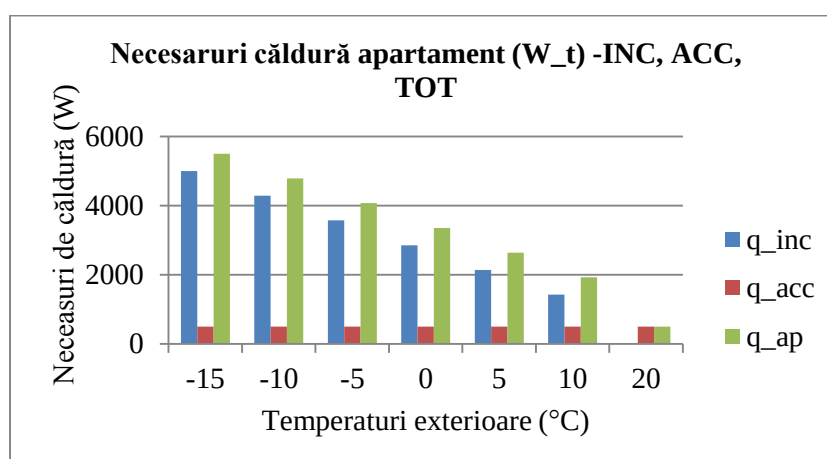


Fig. 2.4 – Distribuția necesarurilor de căldură pentru 1 apartament

Bara verde din cadrul grupului de 3 bare reprezintă necesarul de căldură total care este suma dintre necesarul de căldură pentru încălzire și cel pentru prepararea apei calde :

$$q_{nec_tot} = q_{nec_inc} + q_{nec_acc} \quad (2)$$

La nivelul întregului grup de 6 clădiri se obține o diagramă asemănătoare a necesarurilor totale de căldură.

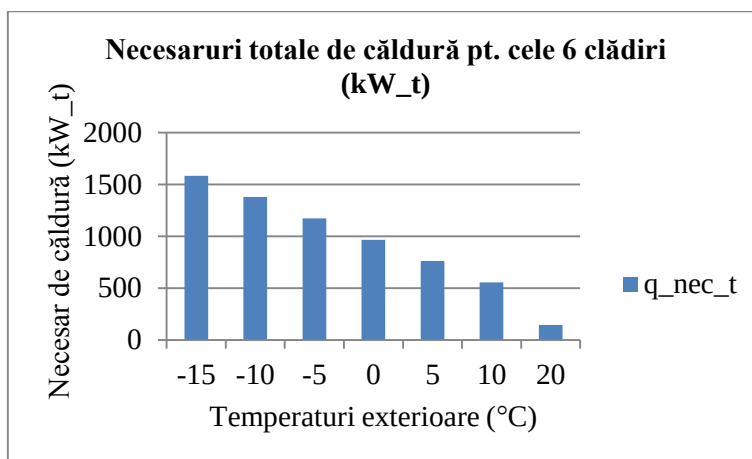


Fig. 2.5 – Distribuția necesarurilor totale de căldură ale grupului de blocuri

Un lucru important de care trebuie să ținem seama în continuare la analiza consumurilor de energie este durata de timp asociată fiecărei perioade de temperatură exterioară. O analiză făcută pe un an mediu a condus la următoarele valori în zile ale perioadelor caracterizate de temperaturile exterioare menționate.

Tabel 2.4

Domeniu temp. ext. (°C)	te (°C)	zile
-17.5...-12.5	-15	2
-12.5...-7.5	-10	11
-7.5...-2.5	-5	32
-2.5...2.5	0	60
2.5...7.5	5	53
7.5...12.5	10	24
> 12.5	20	183

O imagine grafică a valorilor din tabelul 2.4 este prezentată în figura 2.6.

Se observă că perioada din iarnă caracterizată de temperaturi exterioare în jurul lui 0 °C are durata cea mai mare de apariție (cca, 60 zile). Din acest punct de vedere este important de prezentat necesarul de energie termică al unui apartament (fig. 2.7).

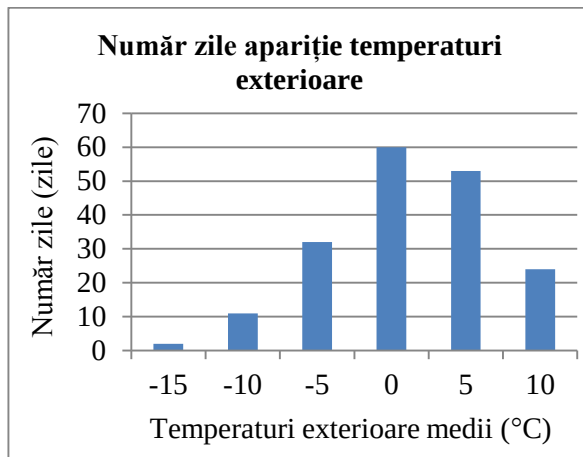


Fig. 2.6 – Duratale de apariție a temperaturilor exterioare în sezonul rece

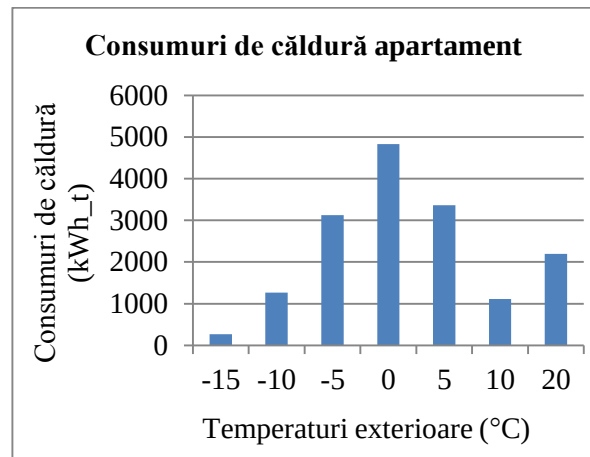


Fig. 2.7 – Desfășurarea consumurilor de căldură ale unui apartament

Se poate trece în continuare la evaluarea necesarului de energie termică a consumatorului pe întreaga perioadă a anului :

$$Q_{nec} = \int_{an} q_{nec_tot} \cdot d\tau = \sum_k q_{nec_tot_k} \cdot \Delta\tau_k \quad (3)$$

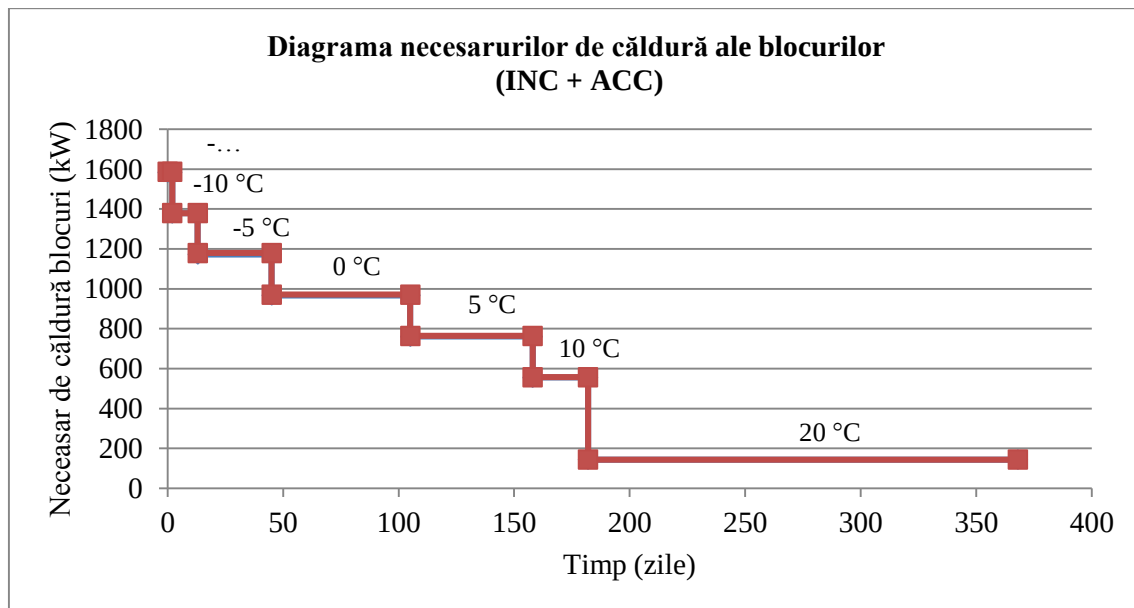


Fig. 2.8 – Diagrama necesarilor de căldură ale blocurilor (INC + ACC)

În figura 8 este prezentată diagrama în timp a necesarilor de căldură ale blocurilor deservite, ariile de sub diagramă reprezentând energiile necesare în perioade caracterizate diferit de temperaturile exterioare.

3. Configurarea sistemului de surse. Evaluarea performanțelor energetice

Analizele energetice care se propun a fi efectuate vizează în principal două modificări asupra configurațiilor surselor de alimentare cu căldură. Prima modificare se referă la combustibilul utilizat la motoare, este vorba de gazul natural și de biogaz, iar în al doilea rând ne referim la proporția din puterea totală instalată alocată motoarelor termice, respectiv centralei termice.

În capitolul anterior s-a prezentat pe scurt, tabular și grafic, comportamentul motoarelor termice de 500 kW la combustibil gaz natural și la biogaz. Este interesant de analizat comparativ datele din tabelele 2.1 și 2.2 în ceea ce privește în special randamentele motoarelor termice.

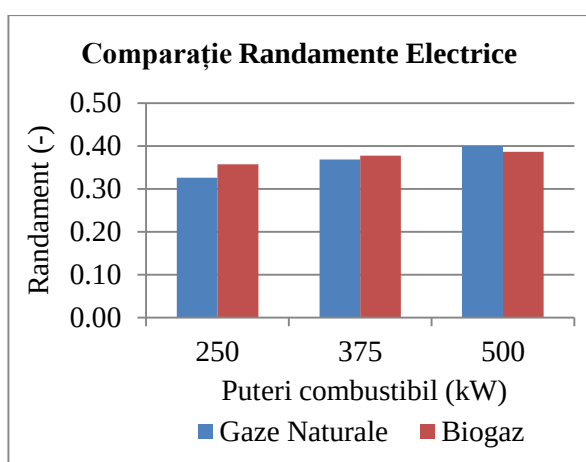


Fig. 3.1 – Comparație randamente electrice – gaz natural/biogaz

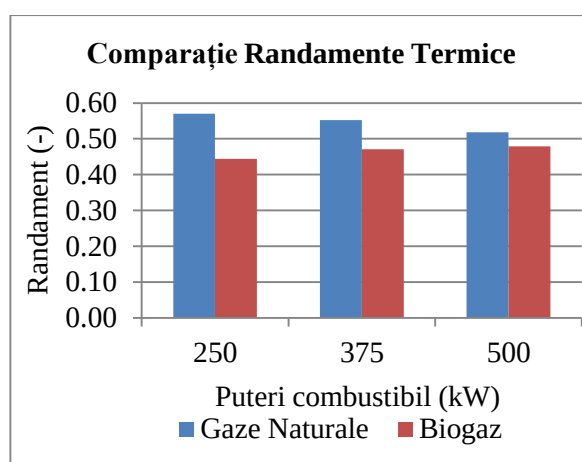


Fig. 3.2 - Comparație randamente termice – gaz natural/biogaz

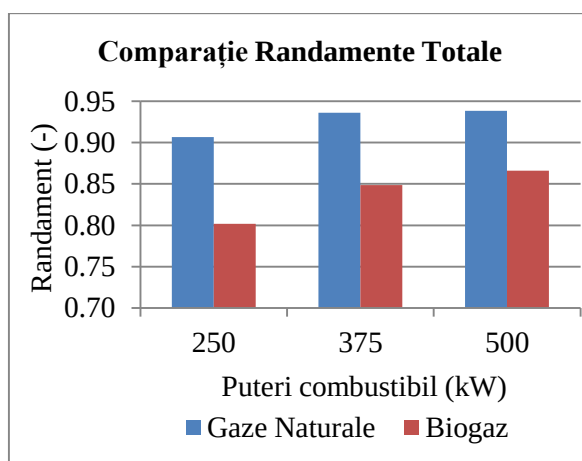


Fig. 3.3 - Comparație randamente totale – gaz natural/biogaz

Din figurile 3.1, 3.2 și 3.3 se observă câteva aspecte de reținut :

- Randamentele termice sunt sensibil mai mari decât randamentele electrice;

- Randamentele la sarcini parțiale sunt mai scăzute decât randamentele la sarcina nominală, cu excepția că randamentul termic al motorului cu gaz natural are un comportament invers.
- Randamentele electrice la sarcini parțiale ale motorului cu gaz natural sunt puțin mai scăzute decât cele corespunzătoare ale motorului cu biogaz.

În ceea ce privește cel de-al doilea aspect menționat și anume ponderea puterii instalate în motoarele termice aici trebuie să remarcăm faptul că se produce o modificare importantă în ceea ce privește de fapt componenta termică a puterii utile. Astfel, din acest punct de vedere se va analiza o primă variantă în care structura sursei va fi compusă din 5 motoare termice de câte 500 kW și 2 cazane de câte 200 kW. O a doua structură analizată presupune 3 motoare termice de câte 500 kW și 5 cazane de câte 200 kW. Această configurație este valabilă în cazul folosirii gazului natural, în cazul biogazului având un alt număr de cazane.

În prima varianta puterea totală instalată (la nivel de combustibil) este de 2800 kW, iar în cea de-a doua variantă este de 2400 kW. Din punct de vedere al puterii termice în prima variantă puterea termică instalată este de cca. 1566 kW, față de cea de-a doua variantă în care puterea termică instalată este de cca. 1588kW. Din punct de vedere al puterii electrice în prima variantă puterea electrică instalată este de cca. 1000 kW, față de cea de-a doua variantă în care puterea electrică instalată este de cca. 600kW. Dacă construim un indicator asemănător factorului de cogenerare rezultă pentru varianta 1 un indice de cogenerare de 0.64, iar pentru varianta 2 un indice de cogenerare de 0.38, ceea ce atestă o scădere a ponderii energiei electrice în varianta a doua.

În concluzie rezultă că vor fi analizate din punct de vedere energetic 4 configurații constând din combinarea celor 2 variante de combustibil utilizat cu 2 variante din punct de vedere al ponderii capacității centralei termice din totalul puterii instalate. Vom eticheta fiecare din cele 4 configurații cu literele A, B, C și D după cum urmează :

- Configurația A –combustibil gaz natural, 5 motoare termice și 2 cazane;
- Configurația B – combustibil biogaz, 5 motoare termice și 3 cazane;
- Configurația C – combustibil gaz natural, 3 motoare termice și 5 cazane;
- Configurația D – combustibil biogaz, 3 motoare termice și 5 cazane;

Configurația A - Rezultate energetice

Numărul de motoare termice și contribuția centralei termice s-a stabilit astfel încât să se obțină din partea surselor o putere termică livrată cât mai apropiată acoperitor față de necesarul de căldură al consumatorului.

Tabel 3.1

te	q_nec_t	Motoare + Centrala	qt_surse	qe_surse	qet_surse	qc_inst
oC	kW_t	SCHEMA CUPLARE	kW_t	kW_e	kW_et	kW_c
-15	1584	5*1.00+290	1566,07	999,92	2565,99	2800
-10	1378,28	4*1.00+1*0.5+200	1404,37	881,52	2285,89	2500
-5	1172,57	4*1.00+1*0.5	1179,37	881,52	2060,89	2250
0	966,86	4*0.75+1*0.5	970,97	634,72	1605,69	1750
5	761,14	3*0.75+1*0.5	763,85	496,436	1260,29	1375
10	555,43	2*0.75+1*0.5	556,74	358,152	914,89	1000
20	144	1*0.5	142,51	81,58	224,09	250

Astfel în tabelul 3.1 se prezintă numărul de motoare și procentul de participare la diverse solicitări climatice asupra consumatorului. Se observă cum puterea termică a surselor acoperă apropiat necesarul de căldură al consumatorului. O imagine poate mai sugestivă este prezentată grafic în fig. 3.4. Tot în tabelul 3.1 se prezintă și puterile efective ale surselor pe parte termică, electrică și total și la nivel de combustibil. Imaginea grafică a datelor din tabelul 3.1 este prezentată în fig. 3.5.

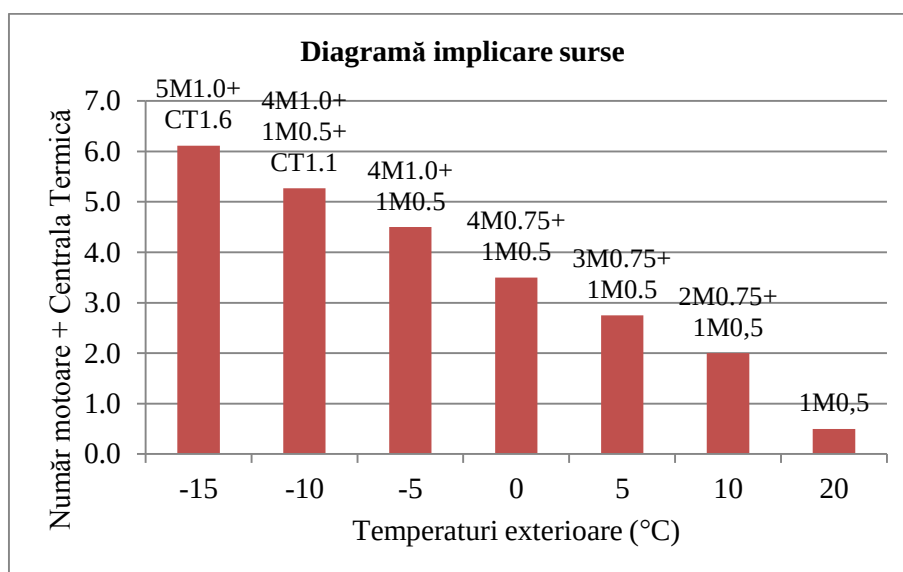


Fig. 3.4 – Diagrama funcționării în cascadă a surselor de energie

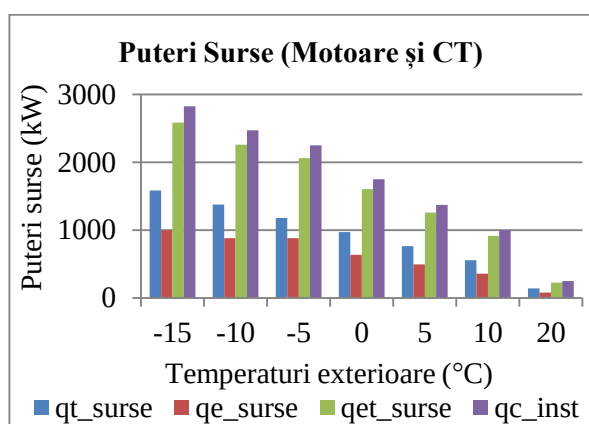


Fig. 3.5– Distribuția puterilor de energie livrate și utilizate de surse

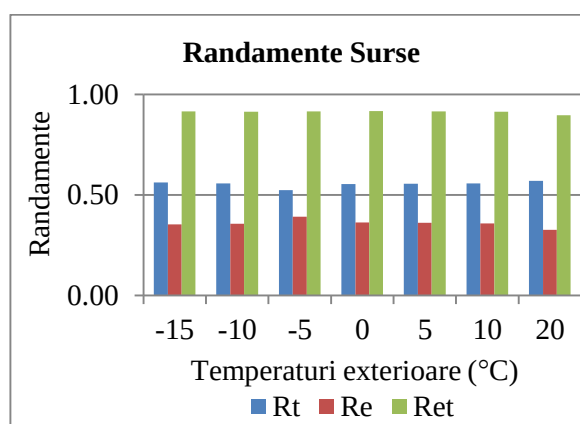


Fig. 3.6 – Distribuția randamentelor de lucru ale sursei

Evoluția randamentelor termice, electrice și totale funcție de temperaturile exterioare este destul de uniformă după cum se observă și din fig. 3.6.

În continuare s-a trecut la evaluarea cantităților de energie livrate de surse în perioadele de timp caracterizate de intervalele de temperaturi exterioare prezentate. Rezultatele obținute ușor prin multiplicarea puterilor energetice cu duratele de timp corespunzătoare sunt prezentate în tabelul 3.2. Datele privind cantitățile de energie livrate de surse sunt prezentate grafic în fig. 3.7.

Tabel 3.2

Cantitățile de energie livrate de sursă

	MOTOARE + CENTRALA TERMICĂ			
te	Q _t	Q _e	Q _{et}	Q _c
°C	MWh _t	MWh _e	MWh _{et}	MWh _c
-15	75,17	48,00	123,17	134,40
-10	370,75	232,72	603,47	660,00
-5	905,76	677,01	1582,76	1728,00
0	1398,20	914,00	2312,19	2520,00
5	971,62	631,47	1603,08	1749,00
10	320,68	206,30	526,98	576,00
20	625,92	358,30	984,22	1098,00
iarna	4042,17	2709,48	6751,65	7367,40
an	4668,08	3067,78	7735,87	8465,40
R (-)	0,55	0,36	0,91	1,00

O imagine utilă în analiza energetică care este întreprinsă vizează comparația producției de energie electrică a sursei cu consumul de energie electrică a consumatorului reprezentat de grupul celor 6 blocuri de locuințe descris. Rezultatul este prezentat grafic în fig. 3.8.

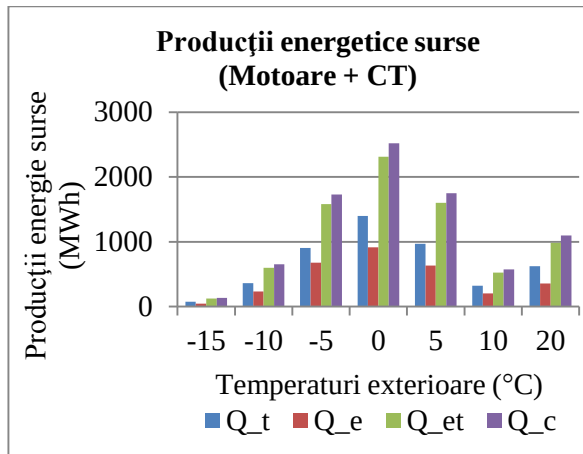


Fig. 3.7 – Diagrama energiilor livrate de surse (motoare termice + CT)

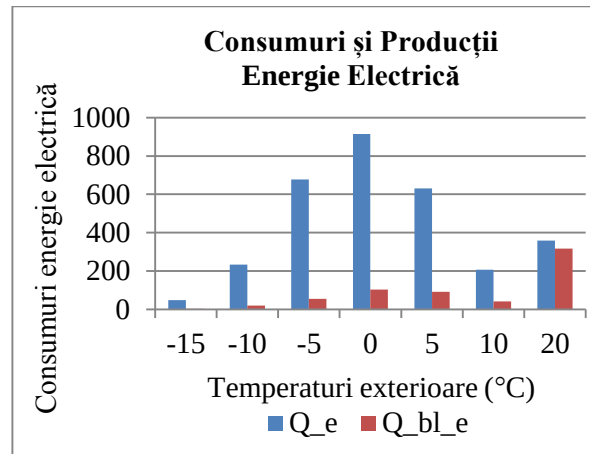


Fig. 3.8– Analiza comparată a producției și consumurilor de energie electrică

Din diagrama din fig. 3.8 se observă că în perioada sezonului cald, producția de energie electrică și consumul de energie electrică sunt foarte bine corelate, însă în perioada de iarnă diferența dintre producție și consum este foarte mare astfel încât numai livrarea în sistemul național de energie electrică poate valorifica producția grupului de motoare termice implicate în sursa asociată consumatorului.

În ultima linie a tabelului 6 se prezintă randamentele anuale ale sistemului de surse. Valorile acestor randamente au fost reprezentate grafic în fig. 3.9.

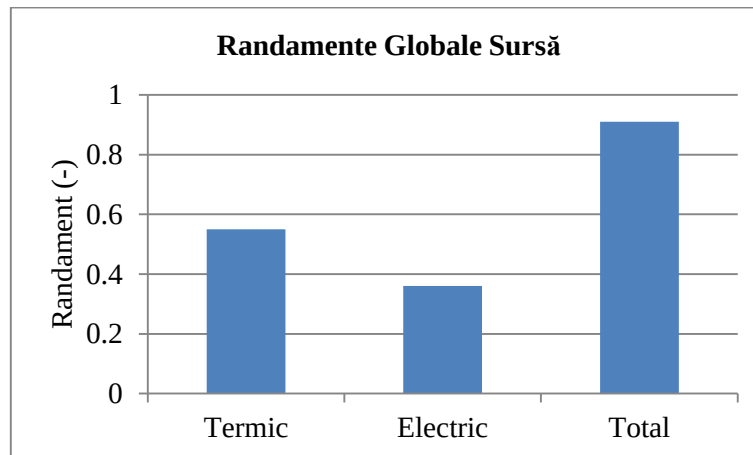


Fig. 3.9– Randamente anuale surse

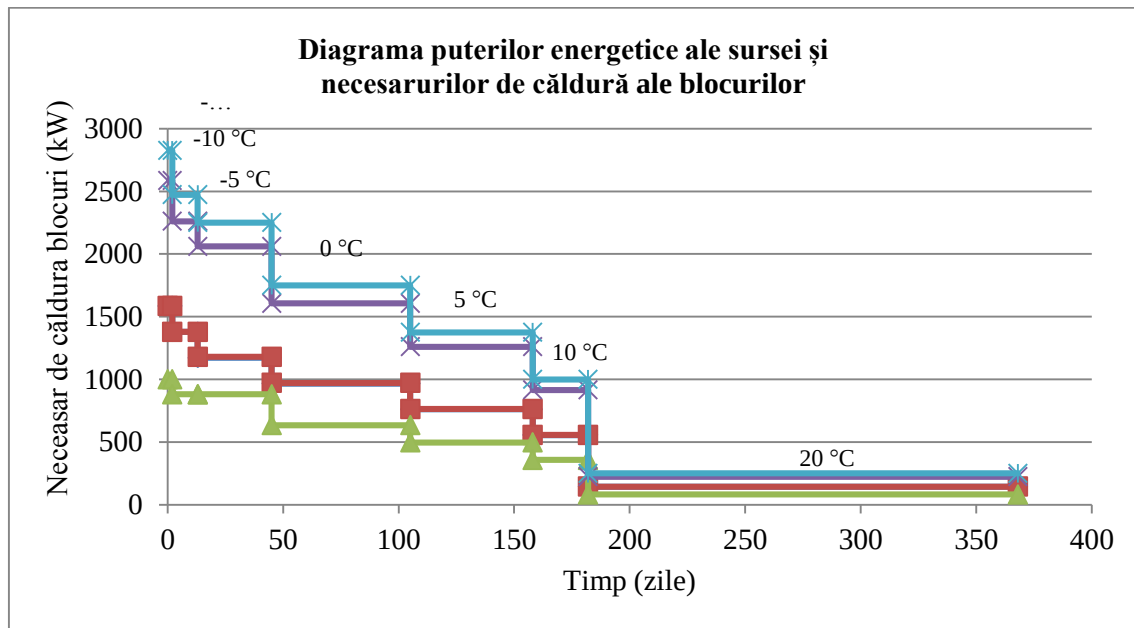


Fig. 3.10 – Distribuția puterilor și necesarurilor de energie

Figura 3.10 conține o imagine sintetică valoroasă asupra distribuției anuale a puterilor livrate de sursa formată din motoarele termice și centrala termică atasată, alături de necesarul de energie termică al consumatorului format din cele 6 blocuri așa cum au fost descrise. Cum în abscisa graficului se afla timpul atunci din diagrama se pot observa duratele diverselor nivele de putere termică în asociație cu nivelul temperaturii exterioare. Linia verde (care are nivelul cel mai scăzut) este linia puterilor electrice livrate de surse. Linia roșie plasată deasupra liniei verzi reprezintă linia puterilor termice livrate de surse care se suprapune peste linia necesarurilor de căldură ale consumatorului. Linia mov plasată pe nivelul imediat superior reprezintă linia puterilor totale (electrice + termice) livrate de surse, iar linia albastru deschis plasată pe nivelul cel mai ridicat reprezintă linia puterilor consumate de surse (pe baza combustibilului). Valoarea diagramei din fig. 3.10 consta și în faptul că ariile aflate sub diversele linii menționate reprezintă energiile livrate de surse, respectiv necesare consumatorului.

În ceea ce privește randamentul termic al sistemului sursă în ansamblu se poate defini un randament ponderat cu puterile termice produse de cele doua categorii de surse din cadrul sistemului (motoarele termice și cazanele centralei termice). Astfel :

$$\eta_S = \frac{P_{MT} \cdot \eta_{MT} + P_{CT} \cdot \eta_{CT}}{P_{MT} + P_{CT}} \quad (4)$$

Tinând seama că randamentul astfel definit este un randament instantaneu, se poate defini și un randament mediu pentru o anumită perioadă de timp dacă se făcea integrarea acestui randament instantaneu pe perioada respectivă, ceea ce revine la :

$$\eta_S = \frac{Q_{MT} \cdot \eta_{MT} + Q_{CT} \cdot \eta_{CT}}{Q_{MT} + Q_{CT}} \quad (5)$$

4. Analiza comparată

Celelalte configurații menționate mai înainte în lucrare se prezintă din punct de vedere al analizei energetice în mod similar, astfel încât considerăm că nu mai este reprezentativ a prezenta diagramele corespunzătoare acestora. Mult mai interesant este de a prezenta o analiză comparativă a rezultatelor energetice, comparația vizând pe de o parte ponderea motoarelor termice în capacitatea totală a sistemului sursă, iar pe de alta parte tipul de combustibil utilizat (gaze natural-GN și biogaz-BG).

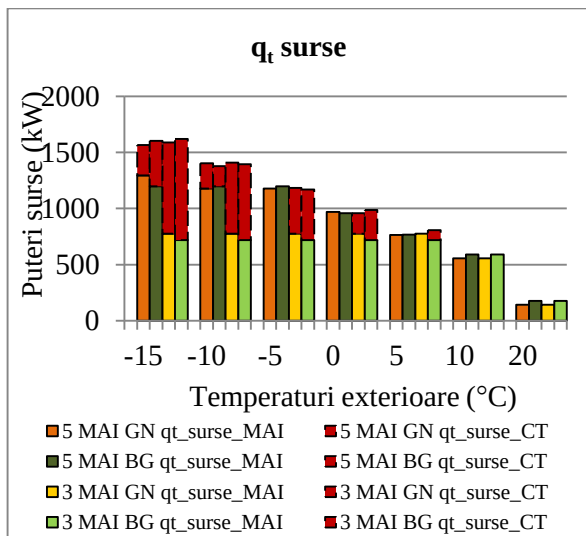


Fig. 4.1 – Distribuția puterilor termice funcție de temperatura exterioară

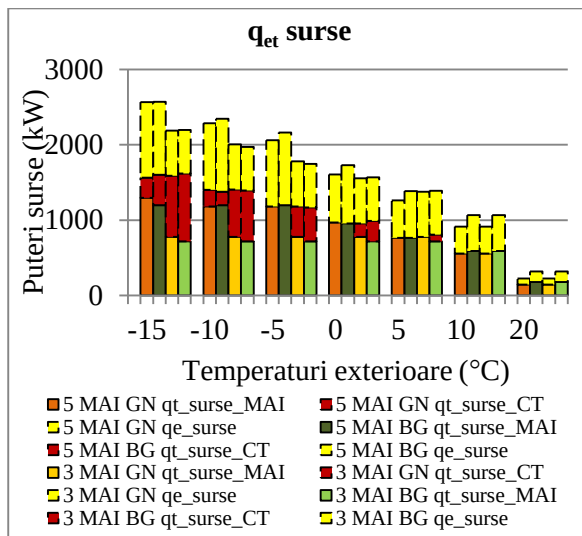


Fig. 4.2 – Distribuția puterilor surselor funcție de temperatura exterioară

În diagrama din fig. 4.1 se observă defalcate contribuțiile de putere termică aferente motoarelor (segmentul de jos al barelor) și contribuțiile centralelor termice (partea de sus a barelor) în fiecare variantă de configurație. Se observă cum centralele termice încep să capete o pondere tot mai mare cu cât intrăm în zona temperaturilor mai scăzute. Se observă cum în cazul variantelor cu 3 motoare ponderea centralelor termice este sensibil mai mare decât în cazul variantelor cu 5 motoare.

În diagrama din fig. 4.2 se observă defalcate contribuțiile de putere termică aferente motoarelor și centralelor termice (segmentele de jos al barelor) și de putere electrică aferente motoarelor termice (partea de sus cu galben a barelor) în fiecare variantă de configurație. Se observă cum la temperaturi exterioare mai scăzute (-5 °C, -10 °C, -15 °C) puterea totală a sistemului sursă (motoare+central) începe să fie mai scăzută în cazul variantelor cu 3 motoare termice pe seama puterii electrice furnizate.

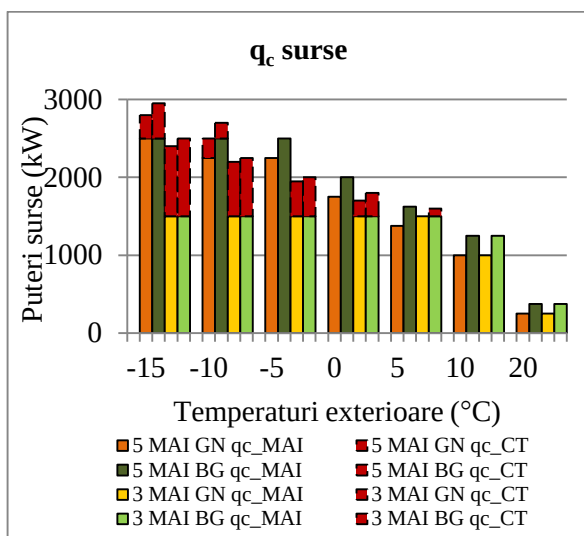


Fig. 4.3 – Distribuția ratelor de combustibil funcție de temp. exterioară

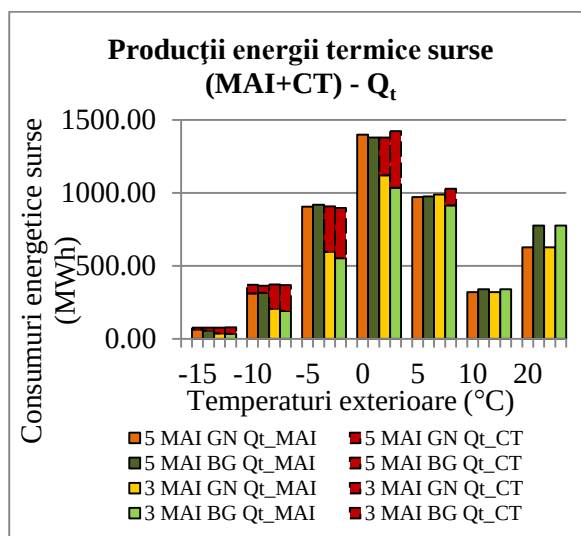


Fig. 4.4 – Distribuția producțiilor de energie termică a surselor

În diagrama din fig. 4.3. se observă rata de consum de combustibil ceva mai scăzută în cazul variantelor pe 3 motoare termice datorita randamentului termic mai ridicat al acestor variante pe baza ponderii sporite a centralelor termice în aceste variante. De asemenea se observă la valori mai ridicate de temperaturi exterioare o rată de consum de combustibil ceva mai mare în cazul utilizării biogazului decât al gazului natural și asta datorită faptului că motoarele pe biogaz vor lucra la 75% capacitate în loc de 50% în cazul gazelor naturale.

În fig. 4.4 se observă cum producțiile mari de energie termică aferentă surselor, sunt în perioada sezonului rece caracterizată de temperaturi exterioare în zona (-5...+5) °C, datorită frecvenței mari de apariție a acestor temperaturi exterioare. Producțiile relative mari din zona temperaturii exterioare de +20 °C se datorează duratei mari a sezonului cald, când energia termică este utilă pentru prepararea apei calde de consum. Se observă de asemenea contribuția energetică a cazanelor de apă caldă (segmentul cu roșu din partea de sus a barelor).

Față de cele prezentate mai înainte, în fig. 4.5 și 4.6 putem remarca distinct contribuția centralelor termice care este relativ scăzută față de cea motoarelor. De asemenea se observă producțiile ceva mai ridicate aferente variantelor pe combustibil biogaz, dar asta se datorează așa cum spuneam faptului că în cazul temperaturilor exterioare mai ridicate motoarele pe biogaz lucrează la capacitate de 75% față de 50% în cazul celor pe gaz natural.

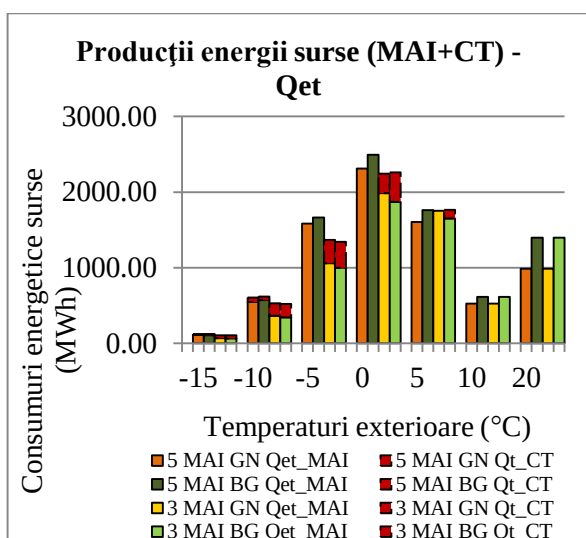


Fig. 4.5 – Distribuția producțiilor de energie totală a surselor

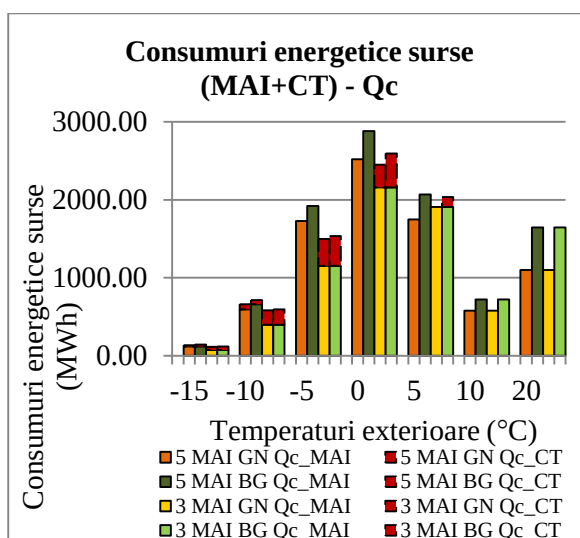


Fig. 4.6 – Distribuția consumurilor de combustibil pe temperaturi exterioare

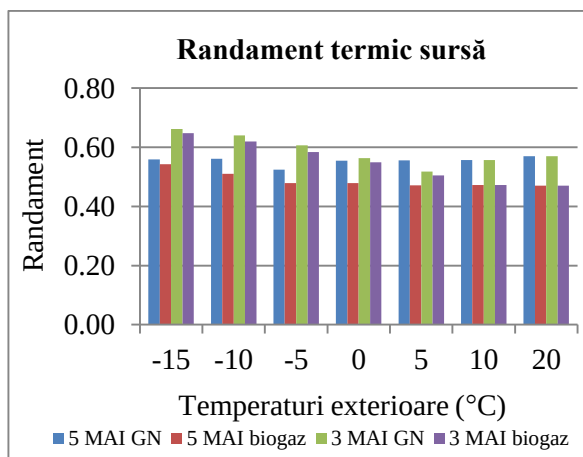


Fig. 4.7 – Distribuția randamentelor termice pe temperaturi exterioare

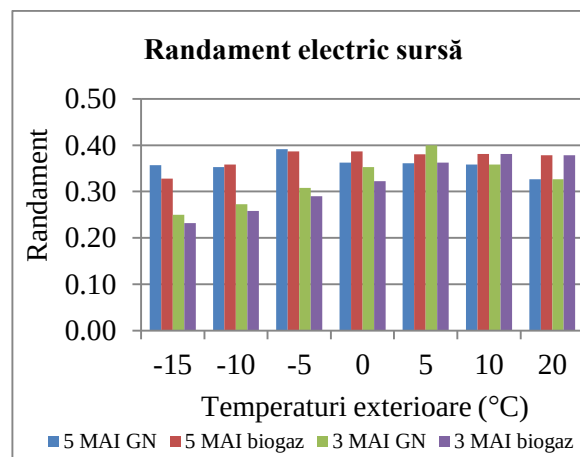


Fig. 4.8 – Distribuția randamentelor electrice pe temperaturi exterioare

În diagrama din figura 4.7 distribuția randamentului termic al sistemului sursă (motoare + central termice) funcție de temperatura exterioară. În zona temperaturilor exterioare mai scăzute s-au obținut randamente termice mai mari în cazul variantelor cu 3 motoare termice (datorită creșterii ponderii capacităților centralelor termice, caracterizate de randamente termice de 90%), iar în zona temperaturilor exterioare mai ridicate se observă randamentele termice mai ridicate aferente variantelor pe gaz natural (centralele termice ies din funcțiune în aceste perioade).

În diagrama din fig. 4.8 se observă randamente electrice mai scăzute în zona temperaturilor exterioare mai scăzute pentru variantele cu 3 motoare termice față de 5 motoare termice datorită faptului că raportarea se face la întreaga capacitate a sistemului de surse. În zona temperaturilor exterioare mai ridicate se distinge creșterea randamentului variantelor pe biogaz datorita faptului că acestea lucrează la o capacitate de 75% față de 50% în cazul motoarelor pe gaz natural și centralele termice nu lucrează.

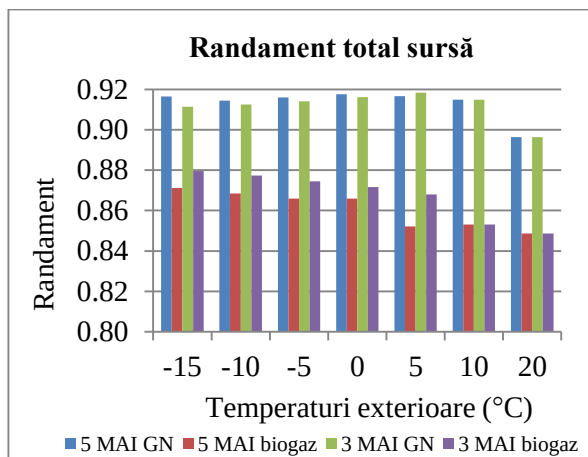


Fig. 4.9 – Distribuția randamentelor totale ale sistemului sursă

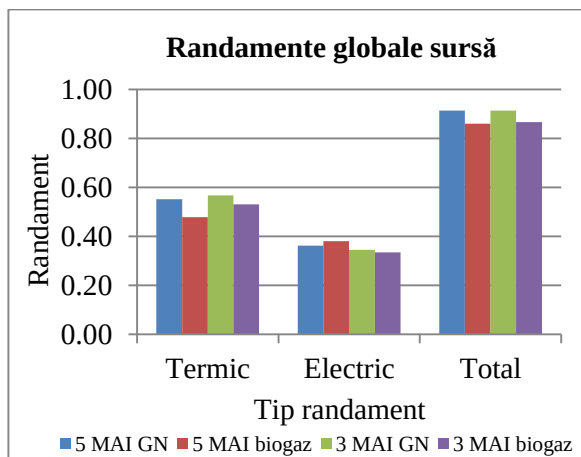


Fig. 4.10 – Randamentele globale ale sistemului de surse

Se disting randamentele ceva mai scăzute ale variantelor pe combustibil biogaz. Diferența vizibilă a valorilor de randamente se datorează faptului că pe ordonată se începe numerotarea de la o valoare de 80%.

Tab. 4.1

Randamentele sursei și randamentul global												
	5 MAI GN			5 MAI biogaz			3 MAI GN			3 MAI biogaz		
Tex t	Randamente			Randamente			Randamente			Randamente		
°C	Rt(-)	Re(-)	Ret(-)	Rt(-)	Re(-)	Ret(-)	Rt(-)	Re(-)	Ret(-)	Rt(-)	Re(-)	Ret(-)
- 15	0.56	0.36	0.92	0.54	0.33	0.87	0.66	0.25	0.91	0.65	0.23	0.88
- 10	0.56	0.35	0.91	0.51	0.36	0.87	0.64	0.27	0.91	0.62	0.26	0.88
- 5	0.52	0.39	0.92	0.48	0.39	0.87	0.61	0.31	0.91	0.58	0.29	0.87
0	0.55	0.36	0.92	0.48	0.39	0.87	0.56	0.35	0.92	0.55	0.32	0.87
5	0.56	0.36	0.92	0.47	0.38	0.85	0.52	0.40	0.92	0.51	0.36	0.87
10	0.56	0.36	0.91	0.47	0.38	0.85	0.56	0.36	0.91	0.47	0.38	0.85
20	0.57	0.33	0.90	0.47	0.38	0.85	0.57	0.33	0.90	0.47	0.38	0.85
	Randament global sursa			Randament global sursa			Randament global sursa			Randament global sursa		
	Termic		0.55	Termic		0.48	Termic		0.57	Termic		0.53
	Electric		0.36	Electric		0.38	Electric		0.35	Electric		0.34
	Total		0.91	Total		0.86	Total		0.91	Total		0.87

În tabelul 4.1 pot fi observate valorile exacte ale randamentelor reprezentate în graficele anterioare.

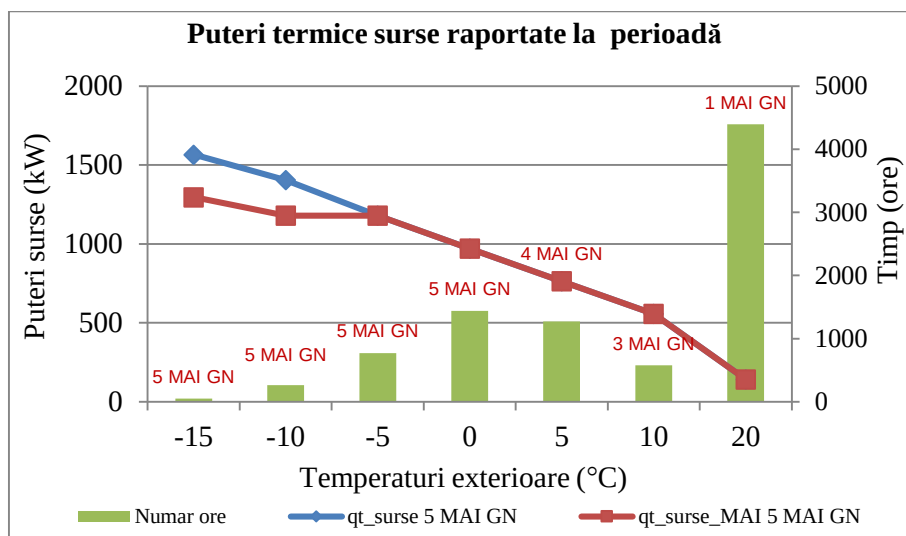


Fig. 4.11 – Diagrama puterilor termice a motoarelor – 5 MAI, comb. GN

În fig. 4.11 se prezintă diagrama intrării în funcțiune a motoarelor termice în funcție de domeniul de temperaturi exterioare, în cazul combustibilului gaze naturale. Cu linie roșie este urmărită puterea termică furnizată de motoare iar cu linie albastră este urmărită puterea termică furnizată de ansamblul surselor (motoare termice + centrale termice). Zona dintre linia albastră și cea roșie semnifică puterea termică furnizată de centralele termice. Se observă clar că centralele termice intră în funcțiune după ce temperatura exterioară scade sub -5°C . Barele de culoare verde prezintă numărul de ore de funcționare al motoarelor termice la diferite temperaturi exterioare, și tot aici, în etichetele de deasupra barelor este menționat numărul de motoare termice în funcțiune.

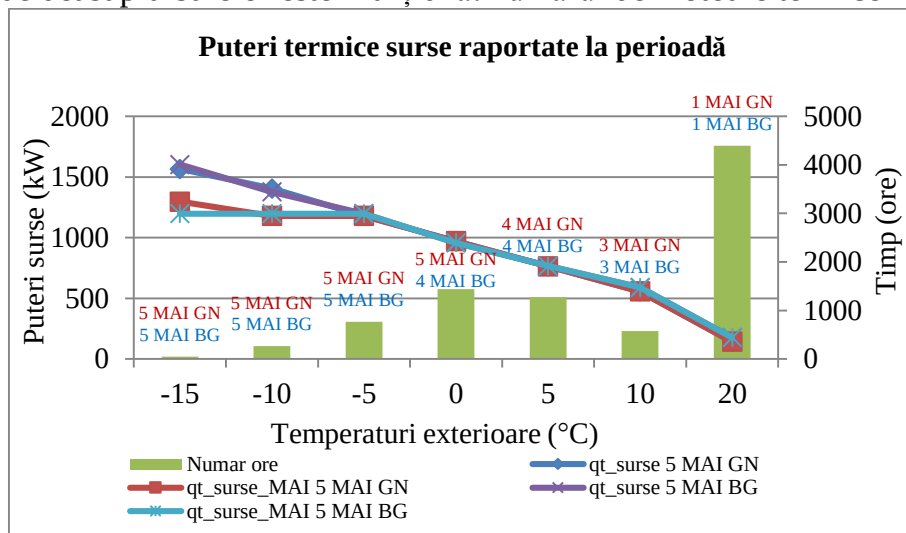


Fig. 4.12 – Diagrama puterilor termice a motoarelor – 5 MAI, comb. GN și BG

În fig. 4.12 se prezintă suplimentar față de cele prezentate în figura 4.11 și situația funcționării motoarelor cu combustibil biogaz. După cum se observă rezultatele sunt

asemănătoare cu câteva mici deosebiri. Numărul mare de ore de funcționare pe timp de vară a unui motor nu înseamnă că unul din motoare este suprauzat față de celelalte, dat fiind că se pot pune în funcțiune fiecare din motoare prin rotație.

În fig. 4.13 se prezintă diagrama puterilor atât în cazul variantei cu 5 motoare termice cât și în cazul variantei cu 3 motoare termice, combustibilul fiind gaze naturale. Se observă momentele în care intră în funcțiune motoarele termice în fiecare din variantele menționate.

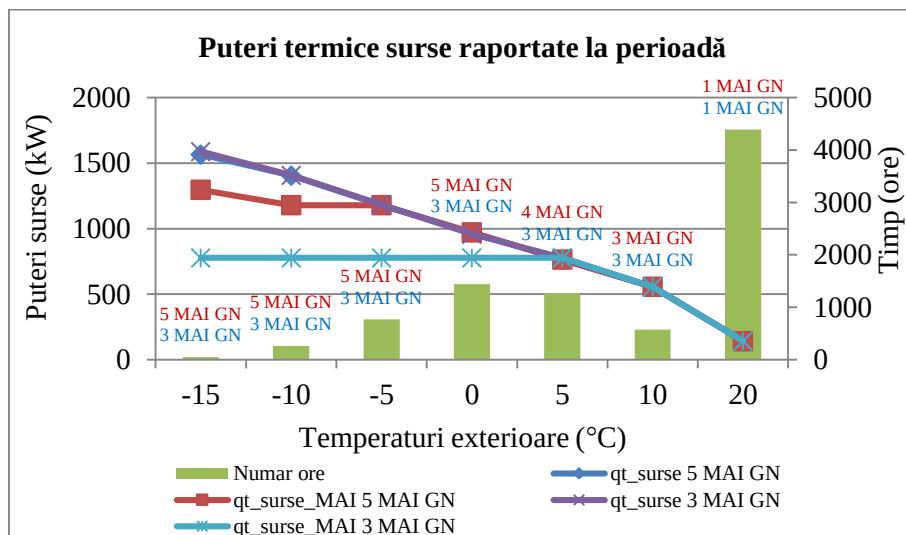


Fig. 4.13 – Diagrama puterilor termice a motoarelor – 3 și 5 MAI, comb. GN

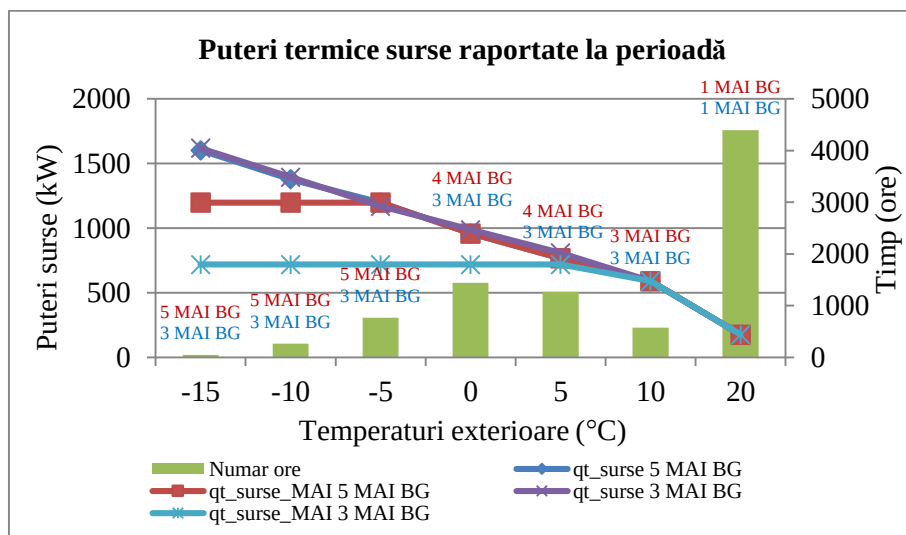


Fig. 4.14 – Diagrama puterilor termice a motoarelor– 3 și 5 MAI, comb. BG

În fig. 4.14 se prezintă diagrama puterilor atât în cazul variantei cu 5 motoare termice cât și în cazul variantei cu 3 motoare termice, combustibilul fiind biogaz.

O analiza făcută asupra timpilor de lucru ai motoarelor termice a condus la următoarele valori medii de funcționare : cca. 4765 ore/motor.an în cazul variantelor cu 5 motoare termice și 5832 ore/motor.an în cazul variantelor cu 3 motoare termice (adică cu peste 1000 de ore mai mult). Un număr mai mic de motoare termice în sistem conduce la un randament mai mare pe sistem însă și la o uzură mai rapidă a acestor motoare prin durata sporită de lucru anual. Randamentul mai mare pe întreg sistemul sursa rezultă bineînțeles din creșterea cotei de putere termică livrate de centralele termice.

5. Concluzii

Obiectivul central urmărit în cadrul lucrării a fost analiza energetică a 4 variante de compunere a sursei de energie care alimentează un același consumator. Consumatorul de tip grup de clădiri rezidențiale utilizează energia termică pentru prepararea apei calde de consum și pentru încălzirea spațiilor pe perioada sezonului rece al anului.

Variantele sistemului sursă au presupus un grup de 3 sau 5 motoare cu ardere internă, restul sursei fiind reprezentat de un grup de centrale termice care lucrează în paralel cu motoarele termice în perioadele de iarnă caracterizate de temperaturi exterioare scăzute. O altă caracteristică distinctă a variantelor de sursă este tipul de combustibil utilizat (gaze naturale sau biogaz).

Prima din concluziile de bază ale lucrării este că randamentul termic al sistemului este mai mare cu cât numărul de motoare este mai scăzut, însă acest lucru se asociază cu scăderea randamentului electric. Un alt dezavantaj al numărului mai scăzut de motoare termice este durata mai mare de utilizare a acestor motoare fapt care conduce la uzura mai rapidă a acestora.

În ceea ce privește tipul de combustibil utilizat, gazele naturale au condus la randamente ceva mai ridicate în anumite situații însă trebuie pus în balanță și costul acestora.

Toate aspectele privind concluziile prezentate calitativ pe scurt aici pot fi urmărite detaliat în capitolul 4 al lucrării.

Referințe

- [1] Victor Atanasovici, Ion Sotir Dumitrescu, Roxana Patrascu, Ioan Bitir, Eduard Minciuc, Florin Alexe, Victor Cenuse, Cristian Raducanu, Carmen Coman, Cristinel Constantin, „Tratat de inginerie termică – Alimentari cu căldura (Cogenerare)”, editura AGIR, 2010;
- [2] Rodica Frunzulica, „Cogenerare de mica putere”, editura Conspress 2009;
- [3] Efstathios E Michaelides, „Alternative energy sources”, Springer, 2012;
- [4] Christian Ngo, Joseph B. Natowitz, „Our energy future. Resources, alternatives and the environment”, Wiley, 2009;
- [5] U.S. E.P.A, CHP Partnership. „Catalog of CHP technologies”, 2008.

Aspecte privind modul de realizare a cladirilor si a instalatiilor aferente in SUA

Issues on the form of buildings and related facilities in the US

Dr.ing Ilina Mihai -Prof. Universitar, UTCB, București, România

Ing. Ilina Matei Traian- Ilina Engineering PA - Statui Maine - SUA

Rezumat

Articolul cuprinde aspecte legate de modul in care sunt proiectate si realizate structurile si instalatiile din unele tipuri de cladiri in regiunea nordica a Coastei de Est a SUA denumita si Noua Anglie (New England) care cuprinde statele Maine, New Hampshire, Vermont, Massachusets, Rhode Island si Connecticut. S-a cautat sa se faca o descriere succinta a instalatiilor de incalzire/racire la cateva din cladirile cu destinatii diverse (locuinte, cabane turistice, azil de batrani, piscine si magazine cu vanzari de autoturisme). Au fost descrise sistemele de instalatii adoptate, particularitatile pe care le prezinta, subliniind si caracteristicile tehnice adecvate. Totodata s-au facut unele referiri si la partea de constructii (anvelopa, pereti interiori, acoperis, terasa etc) mentionand in special comportamentul lor termic (materialele termoizolante si eficienta energetica).

Abstract

Article elaborate on how they are designed and manufactured structures and installations in some types of buildings in the northern region of the East Coast of the United States known as New England (New England) comprising states of Maine, New Hampshire, Vermont , Massachusetts , Rhode Island and Connecticut . It sought to make a brief description of the heating / cooling of buildings for several different (homes, chalets , nursing , swimming pools and shops with sales of cars) . Systems have been described systems adopted , they present particularities , highlighting features and technical resources. Also there were some references and the building (envelope , interior walls , roof terrace etc) citing in particular their thermal behavior (insulation materials and energy efficiency)

Vizitele pe care le-am facut in ultimii ani in America, cu precadere in nord-est in statele Maine, Massachusettes, New Hampshire si Connecticut mi-au dat posibilitatea de a admira, pe langa frumusetile pe care le posedea aceasta parte a SUA (in cladiri, sosele, parcuri, etc) si modul in care sunt rezolvate probleme legate de asigurarea conditiilor de mediu si confort in special in spatiile locuite.

Am profitat de faptul ca impreuna cu fiul meu (Ilina Matei Traian, absolvent al Facultatii de Instalatii promotia 1986, care lucreaza in domeniul instalatiilor in SUA si Canada din 1990) am putut sa vizitez o serie de cladiri, executate sau in curs de reabilitare, din diverse domenii.

Urmare acestor vizite am considerat ca este interesant, ca impreuna, sa facem o succinta prezentare a celor vazute, subliniind in special elementele referitoare la modul de realizare a cladirilor si instalatiilor aferente din aceasta zona a Statelor Unite.

Cladirile, in special cele cu subsol, parter si doua etaje, au structura de rezistenta (stalpi, grinzi, plansee, pardoseli) din lemn.



Fig. 1. Locuinta individuala.

- *peretii exteriori* sunt executati dintr-un schelet din lemn, acoperit cu placi de rigips la interior si exterior rezultand o grosime de peste 15 cm. Spatiul dintre cele doua placi de rigips este umplut cu vata minerala sau spuma termoizolanta. Protectia contra intemperierilor se realizeaza cu placi din lemn prefabricat cu membrana izolatoare sau material plastic avand grosimi cuprinse intre 10 si 20 mm si latimea de 150 - 200 mm;

- *peretii interiori* sunt executati de asemenea dintr-un schelet din lemn, acoperiti cu placi de rigips cu spatiul dintre ele umplut cu materiale fonoabsorbante (intre care si vata minerala) rezultand o grosime a peretelui variabila (10-15 cm), in functie de pozitia lui in ansamblul incaperii;

- *plafioanele si pardosile* sunt executate din grinzi de lemn captusite cu placi din scandura sau lemn prefabricat, (acoperite de la caz la caz si cu placi subtiri din scandura, parchet sau carpeta). De asemenea, spatiul liber dintre grinzi este umplut cu saltele din vata minerala sau materiale fonoizolante;

- *acoperisurile* sunt executate din grinzi din lemn placate la exterior cu placaj sau lemn prefabricat iar spatiul liber dintre grinzi este umplut cu izolatia de diverse tipuri (saltele de vata de sticla, fulgi de pisa sau spuma termoizolanta). Partea exterioara (considerata anvelopa cladirii) se acopera in primul strat cu un film de material *plastic* impermeabil de 1...3 mm iar pe deasupra cu tigle arhitecturale bituminate (pentru cladirile rezidentiale) sau folie de cauciuc de 10...20 mm (in cazul cladirilor comerciale);

- *suprafetele vitrale* - in special ferestrele, sunt executate din doua foi de geam cu spatiul intre ele de 10 mm umplut cu aer uscat sau gaz inert (de preferinta argon) si incadrate intr-o rama de lemn, plastic sau de metal.

Cladirile cu mai mult de doua niveluri au o structura de rezistenta executata in cele mai multe cazuri din profile din metal. In general, elementele de constructii

(pereti, pardoseli, plafoane etc) sunt executate cu dimensiunile corespunzatoare tipului de cladire, fiind prevazute cu straturi termoizolante ca si in cazul cladirilor cu structura de rezistenta din lemn.

Pentru o mai buna informare si posibilitate de a cunoaste mai bine modul de realizare al constructiilor si al instalatiilor aferente, in continuare sunt prezentate cateva tipuri de cladiri pe care le- am vizitat, in care sunt detaliate elementele specifice stilului din nord-estul SUA.

Cladiri de locuit obisnuite- in marea lor majoritate se compun din una pana la trei camere de dormit, o camera de zi deschisa catre bucatarie, unul sau mai multe grupuri sanitare (cada de baie sau dus, lavoar si closet). Se executa cu unu pana la trei niveluri avand structura de rezistenta in totalitate din lemn.

Fiecare cladire este echipata cu :

- sursa termica (centrala termica) proprie, compusa dintr-un cazan cu toate elementele necesare, amplasata in interiorul cladirii, la parter sau subsol in camera mecanica;

- combustibili folositi: lemne, pacura, gaze naturale sau lichefiate;
- conducte de apa de consum (menajera) rece si calda;
- apa calda de consum (menajera) este preparata in schimbatoare de caldura (cu placi sau cu acumulare), sau cazane electrice.

Incalzirea cladirilor se realizeaza:

- cu corpuri statice (tip convector de plinta) compuse din tevi cu aripioare imbracate intr-o carcasa metalica prevazuta cu fanta pentru control;
- cu aer cald preparat in centrala termica in cazane cu suflante prevazute cu baterie de incalzire.

In varianta cu aer cald, aerul este distribuit la orificiile de introducere prevazute in pardosela incaperilor prin tubulatura circulara din tabla galvanizata sau inox. Aerul viciat este evacuat in exterior prin orificii montate la plafonul sau in peretii grupurilor sanitare, in camerele de zi sau prin hote de bucatarie.

La cladirile in care incalzirea se face cu corpuri statice, aerul proaspat se infiltreaza prin neetanseitatile elementelor de constructie mobile (executate in majoritate din lemn sau plastic), iar aerul viciat din incaperi este evacuat in exterior prin grile de ventilare montate in zona bucatarie- camera de zi si a grupurilor sanitare.

In grupurile sanitare, eliminarea aerului viciat se face cu ventilatoare de evacuare actionate de intrerupatorul de lumina al incaperii sau cu intrerupator separat. Elementele care compun evacuarea aerului sunt: ventilatoarele, canalele si prizele de aer motate in plafon sau perete.

Cabane turistice montane - au o constructie mai deosebita. Sunt cladiri individuale cu doua sau trei niveluri avand doua sau mai multe camere de dormit, camera de zi comuna cu bucataria, si doua sau mai multe grupuri sanitare in functie de numarul dormitoarelor. Sunt executate exclusiv din birne de lemn rotunjite cu diametrul cuprins intre 250 si 300 mm. Elementele de constructii (peretii exteriori si interiori) asigura atat structura de rezistenta cat si rezistenta termica necesara. Anvelopa si peretii exteriori sunt acoperiti cu un strat de ulei protector contra umezelii si intemperieiilor exterioare.



Fig. 2. Cabana turistica.

Elementele mobile (ferestre, usi, luminatoare) sunt din lemn, avand aceeași construcție ca și cele menționate la celelalte clădiri.

Încalzirea încăperilor se face în mod curent cu aer cald. În subsolul cabanei este montată instalația de preparat aerul cald, compusă dintr-un cazan cu suflanta și schimbător de căldură aer-aer ventilator și canale circulare din tablă galvanizată sau oțel inoxidabil. Introducerea aerului cald în încăperi se face prin orificii montate în pardosela, iar evacuirea aerului viciat se realizează prin orificii prevăzute în plafonul camerei de zi, a hotei din bucătărie sau în plafonul grupurilor sanitare.

În perioada rece, când cabana nu este ocupată se asigură o încălzire de gardă cu temperatura cuprinsă între $+5$ și $+10^{\circ}\text{C}$.

Apa caldă de consum (menajeră) este preparată în cazane electrice. Nu sunt prevăzute cu instalații de climatizare.

Este de subliniat faptul că pe lângă instalațiile de bază, cabana este mobilată cu toate componentele necesare legate de depozitarea alimentelor (frigider), prepararea hranei (aragaz electric, spalator de vase sau mașina de spălat vase, mașina de pregătit cafea) spălarea rufelor (mașina automată de spălat și uscat) la care se adaugă întreaga veselă pentru un număr de 6-12 persoane.

Centru de asistență pentru persoanele în vârstă - Este o clădire existentă cu trei niveluri (subsol parțial și două etaje), renovată și transformată într-un centru de asistență pentru persoane în vârstă. Clădirea principală a fost renovată în totalitate la interior în anul 2014. Au fost amenajate 26 de apartamente cu două camere, grup sanitar și bucătărie. La parter a fost amenajată o sală de mese cu camera de zi, precum și o bucătărie de tip comercial (mașini de gătit cu hotă). La clădirea propriu-zisă s-a mai anexat un centru pentru exerciții fizice cu saună și piscină terapeutică.

Clădirea are o suprafață construită de 2710 mp. Structura de rezistență executată cu profile din oțel. Anvelopa și pereții interiori sunt din schelet metalic, izolați termic cu saltele din vată minerală. Pereții exteriori sunt captuși pe ambele fețe cu plăci din rigips, iar pe fața exterioară sunt acoperiți cu plăci de lemn prefabricat, film de material plastic precum și un strat de 25 mm de plăci de cărămidă aparentă.

Componentele peretelui exterior au coeficientul total de transfer termic $U = 0,3 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ iar al acoperisului $U = 0,15 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Fiecare apartament este compus dintr-o camera de zi cu o chicineta, un dormitor si baie (cu dus, lavoar si vas de closet). Legatura dintre etaje se poate face cu lift, pe scara principala sau anexa.

Incalzirea incaperilor se realizeaza cu corpuri statice montate la fata interioara a peretilor exteriori. Fiecare apartament are racord propriu la reseaua de distributie amplasata la plafonul coridorului care face legatura intre apartamente. In apartamente, legatura corpurilor de incalzire la reseaua de distributie se face cu tuburi din plasic flexibil. Reteaua de distributie este din teava din cupru, izolata termic cu vata minerala.



Fig. 3. Reteaua de conducte de incalzire, apa rece, apa calda menajera si cablurile electrice la plafonul coridorului

Agentul termic (apa calda cu temperatura de $80/60^\circ\text{C}$) este preparat in doua cazane amplasate in centrala termica de la subsol.



Fig. 4. Centrala termica.

Apa caldă de consum este preparată cu ajutorul a două schimbătoare de căldură cu plăci și este stocată în două rezervoare izolate cu o capacitate de 900 litri.

Asigurarea aerului proaspăt necesar în apartamente și în camera de zi se face cu o instalație de ventilație mecanică compusă din:

- un recuperator de căldură aer/aer, prin care circula aerul proaspăt din exterior și aerul viciat din interior;

- o rețea de canale din tablă galvanizată prin care circula aerul proaspăt din exterior, preîncălzit (iarnă) iese din recuperator, trecut prin bateria de reîncălzire și introdus în coridoarele de la fiecare etaj prin anemostate. Introducerea aerului în apartamente se face prin fantele prevăzute la partea inferioară a ușilor de intrare în apartamente;

- o rețea de canale executate tot din tablă galvanizată prin care circula aerul viciat absorbit prin orificiile montate la plafonul grupurilor sanitare din apartamente, trecut prin recuperator (în perioada rece) și evacuat în exterior.

Aerul cald introdus în apartamente are temperatura egală cu temperatura aerului din coridor (20-22°C).

Nu este asigurată o instalație de climatizare pentru perioada caldă, considerată ca fiind neindicată pentru pensionari.

Complex sportiv de agrement - compus din două piscine, una pentru antrenamente și agrement și alta pentru tratament terapeutic. Acest complex sportiv a fost construit de primăria orașului Waterville (Statul Maine) pentru a fi folosit atât de locuitorii orașului cât și cei din localitățile limitrofe, fără taxă de utilizare.

Elementele de construcții ale clădirii prezintă aceleași particularități menționate la celelalte tipuri de clădiri. Peretii exteriori sunt din blocuri de ciment ușor (tip BCA) cu izolație și au o grosime de circa 300 mm. Coeficientul de transfer termic pentru peretii exteriori este de $U = 0,3 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$, iar pentru acoperiș de $U = 0,15 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Pierderile de căldură pentru anotimpul rece au fost calculate pentru o temperatură exterioară de -31°C iar aporturile de căldură pentru temperatura exterioară de $+32^\circ\text{C}$.

Piscina de înot are o suprafață de 236 mp iar cea terapeutică are o suprafață de 145 mp. Temperatura interioară a aerului pentru piscina de înot este de 30°C și a apei este de 29°C . Când privește piscina terapeutică, temperatura aerului este de 34°C iar a apei de $32,5^\circ\text{C}$.

În ambele piscine umiditatea relativă a aerului se menține în jurul valorii de 60 % pentru a nu se simți mirosul de clor. Pentru menținerea parametrilor menționați mai sus în limitele acceptabile au fost instalate două camere de tratare a aerului (încălzire/climatizare/uscare) executate din metal, prevăzute cu baterii de încălzire/racire și ventilatoare centrifugale (alimentare și evacuare). Unitățile sunt montate pe acoperiș având următoarele caracteristici tehnice:

- pentru piscina de înot debitul de aer $G = 23000 \text{ m}^3/\text{h}$; capacitatea de încălzire/racire (108 kW/76 kW), iar capacitatea de absorbție de umiditate (apă) $G_a = 78,8 \text{ kg/h}$;

- pentru piscina terapeutică debitul de aer: $G = 10200 \text{ m}^3/\text{h}$, capacitatea de încălzire /racire (52 kW/29 kW), iar capacitatea de absorbție a umidității $G_a = 37 \text{ kg/h}$.

Bateriile de incalzire la cele doua unitati sunt alimentate cu apa calda (preparata intra centrala termica cu doua cazane) avind parametrii $t_d = 80^{\circ}\text{C}$ si $t_r = 70^{\circ}\text{C}$.

Introducerea aerului in spatiul piscinelor se face prin orificii rectangulare (500/300 mm) reglabile, montate pe un canal cu sectiunea circulara (din tabla galvanizata), amplasat sub plafon, in lungul piscinei. Aerul este introdus vertical astfel incat in zona pardoselii piscinei sa se asigure o viteza de sub 1 m/s. Debitul de aer introdus asigura 4-6 schimburi de aer /ora.



Fig. 5. Detaliu gura de introducere aer.

Evacuarea aerului viciat se face printr-un canal cu sectiunea rectangulara prevazut cu doua orificii de absorbtie (1500/1000 mm) reglabile, amplasat in mijlocul fiecarei piscine la plafon, deasupra bazinului.

Instalatia este prevazuta si cu un recuperator de caldura montat pe traseul aerului cald viciat si a traseului de aer proaspat din exterior.

Sistemul de control pentru ambele piscine este de tip digital integrat (model Simens) in sistemul global de control al cladirii. Sistemul intra in alarma daca parametrii controlatii cresc/scad cu 5 % pentru umiditate si 1°C pentru temperatura.

Magazin de desfacere automobile- O'Connor GMC situat in localitatea **Augusta** (capitala statului Maine), compus dintr-o cladire inalta tip magazin, numai cu parter avand suprafata construita de 1192 mp, din care corpul principal are 822 mp, hala de service 241 mp si incaperea de livrare a masinilor 129 mp. Volumul cladirii este de 8344 mc.

Structura de rezistenta este din prefabricate metalice din cadre de otel. Partea frontala a cladirii este complet vitrata cu panouri de sticla dubla cu insertie de argon (tip sandwich) care are un coeficient de transfer termic $U = 2,1 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Restul

peretilor exteriori sunt din caramida usoara (tip BCA) cu izolatie din spuma termica care au un coeficient $U = 0,3 \text{ W/m}^2\text{°C}$.

Peretii interiori sunt din structura de metal (profile din otel) si panouri din rigips cu izolatie fonica. Acoperisul este din structura metalica (confectii metalice din otel) cu izolatie termica si folie cauciucata, avand un coeficient $U=0,15\text{W/m}^2\text{C}$.

Interiorul magazinului este impartit in zone in care se gasesc amenajate: spatiul pentru expunerea autoturismelor de ultima generatie, spatiul pentru prezentarea autoturismelor cumparatorilor, spatiul pentru verificarea autoturismelor in perioada de garantie, si birourile cu anexele firmei.

Microclimatul din magazin este asigurat in functie de destinatia spatiului utilizat cu sisteme de instalatii de incalzire, ventilare/ climatizare etc.

Camera principala de prezentare a autoturismelor (Show Room) este prevazuta cu instalatie de incalzire cu aer cald si instalatie de incalzire prin radiatie cu panouri in pardoseala. Sistemele de incalzire sunt astfel prevazute si dimensionate incat sa asigure tot timpul parametrii din interior. In perioada rece cu temperaturi exterioare moderate (in jurul valorilor de $\pm 0^\circ\text{C}$) incalzirea se realizeaza numai cu aer cald. Incalzirea prin radiatie intra in regim de lucru odata cu scaderea temperaturii exterioare, care, prin caldura cedata, asigura impreuna cu caldura de la aerul cald parametrii de confort termic din incaperi

Distributia aerului in incapere se face perimetral de-a lungul ferestrelor prin difuzoare tip fanta la nivelul tavanului, iar evacuarea se face prin orificii montate de asemenea tot la nivelul tavanului. Aerul cald este preparat si introdus in interiorul incaperii de doua pompe de caldura de tip aer/apa montate pe acoperis, fiecare avand o capacitate de incalzire de 29,35 kW. In perioada calda, pompele asigura si racirea aerului avand o capacitate de racire de 33,5 kW.

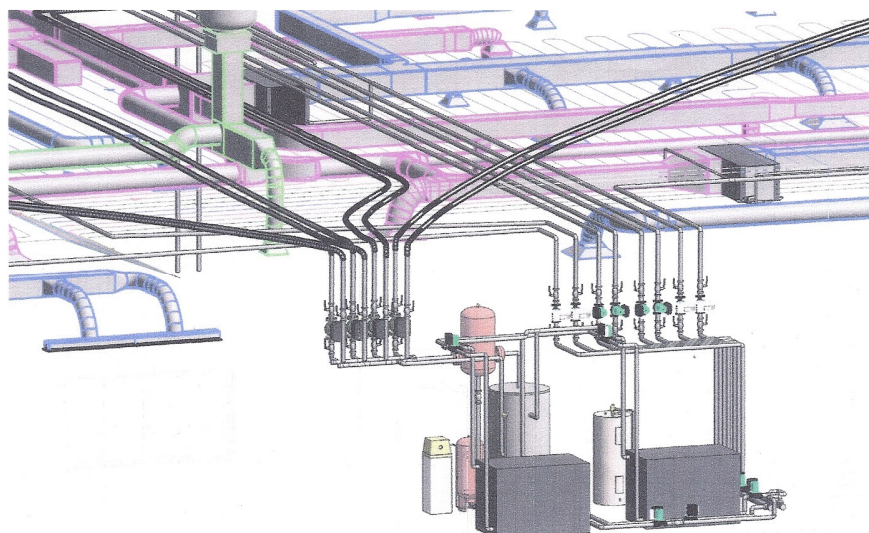


Fig. 6. Punctul termic, rețeaua de conducte termice si canalele de aer cald/rece.

Incalzirea prin pardoseala se realizeaza cu panouri radiante executate din tevi din material plastic cu diametrul de 15 mm, montate cu un pas de 300 mm, in varianta

serie, avand lungimea unei serpentine de 83...90 m. Temperatura maxima a agentului termic (apa) este de 41°C asigurand la suprafata pardoselii o temperatura de 28- 29°C.

Birourile de vanzare, camera de intruniri si celelalte incaperi adiacente sunt prevazute cu instalatie de incalzire si racire cu aer (cald /rece in functie de anotimp). Distributia aerului in incaperi se face la nivelul plafonului cu difuzoare de alimentare rectangulare iar evacuarea aerului se face prin grile de retur tot la nivelul plafonului. Pentru aceste incaperi aerul este preparat in 6 pompe de caldura de tip apa/aer cu o capacitate totala de incalzire de 68,3 kW si de racire de 74,4 kW. Unitatile sunt amplasate pe acoperisul cladirii si au un debit total $G = 12500 \text{ mc/h}$.

Pompele de caldura au ca izvor de caldura apa geotermala. Au fost prevazute 12 puturi cu o adancime de 144 m, avand un debit total $G_a = 25,2 \text{ m}^3/\text{h}$ iar temperatura medie a apei geotermale este de + 10°C.

*

**

Urmare a celor vazute si consemnate cu privire la modul de realizare a cladirilor si instalatiilor aferente in SUA este necesar a face o privire de ansamblu asupra elementelor citate referindu-ne la cum sunt ele realizate in tara noastra.

Referitor la partea de constructii, respectiv la modul de realizare a anvelopei si a peretilor interiori despartitori din cladiri, spre deosebire de SUA care in proportie de peste 80 % au o structura din lemn si metal, in tara noastra anvelopa si peretii interiori se executa din zidarie de caramida sau beton. Rezistenta termica a elementelor de constructii exterioare, la peretii exteriori variaza intre 3,5 si 3,8 mp,K/W, iar la planseele de la ultimul nivel si terasa intre 6 si 6,5 mp,K/W, fata de cele din Romania unde, la anvelopa opaca rezistenta termica este intre 1,8 si 2,2 mp,K/W, iar la terasa intre 4 si 5 mp,K/W (dupa reabilitarea cladirilor). Izolatia termica folosita la noi este polistirenul fata de vata minerala utilizata in SUA.

Microclimatul din incaperi este si la noi la parametrii care asigura confortul termic solicitat.

Deosebirea consta in modul de asigurare a acestui deziderat. La cladirile de locuit individuale, incalzirea se realizeaza la noi numai cu corpuri statice pe cand in SUA se adopta pe langa incalzirea cu corpuri statice, in proportie mica, incalzirea cu aer cald. La cladirile inalte se adopta numai incalzirea cu aer cald. Sursele termice, de productie a agentilor termici la noi sunt centralele termice de apartament, de bloc sau de cvartal etc., iar in SUA sunt si pompele de caldura, care asigura si climatizarea.

BIBLIOGRAFIE

Ilina Matei- HVAC Design and installations for O'Connor GMC Dealer in Augusta, Maine, USA;

Ilina Matei - HVAC Design and installations for Winslow Senior Housing in Winslow, Maine, USA;

Ilina Matei - Design and installations for Lap and Therapy Pools Ventilation and De-Humidification for YMCA in Waterville, Maine, USA;

***-Heating Systems for the Rangeley Lake Resort Cabins in Rangeley, Maine, USA.