

Revista Română de Inginerie Civilă

Indexată în bazele de date internationale (BDI)

ProQuest, INSPEC, EBSCO

INDEX COPERNICUS, ULRICH'S și JOURNALSEEK

Volumul 7 (2016), Numărul 3

ISSN 2068-3987

Aspecte termice negative datorate circulației neuniforme a agentului termic în rezervoarele de acumulare

221-230

Florin Iordache

Monitorizarea stării unei parcări subterane și trecerea acesteia la stadiul de parcare inteligentă

231-238

Cristina Gabriela Sărăcin, Marian Bizineche

Analiza energetică - sistem sursă hibrid. Cogenerare cu motoare cu ardere internă și pompe de căldură

239-251

Florin Iordache, Radu Alexandru Baciu

Experimental Study on Ammonia Finned Air-Coolers Working under Frosting Conditions

252-263

Rodica Dumitrescu, Anica Ilie, Alina Girip, Madalina Teodora Nichita, Alina Filip

Aspects concerning the use of binary ice for comfort air-conditioners

264-271

Mădălina Teodora Nichita, Rodica Dumitrescu, Florea Chiriac

Analiza energetică privind un posibil sistem sursă hibrid

272-281

Florin Iordache

Experimental Investigation on Frost Formation in Ammonia Finned Air-Coolers

282-290

Rodica Dumitrescu, Anica Ilie, Alina Girip, Madalina Teodora Nichita, Alina Filip

The Pressure Losses for Two Phase Flow of Air – Water in Horizontal Tubes

291-299

Alina Filip, Anica Ilie

Măsurarea poluării aerului datorate traficului rutier din București

300-308

Răzvan Popescu, Andrei Damian, Lelia Popescu

COLEGIUL EDITORIAL

Prof.dr.ing. Ioan BOIAN, *Universitatea Transilvania Brașov*
Prof.dr.ing. Alexandru CĂTĂRIG, *Universitatea Tehnică Cluj Napoca*
Conf.dr.ing. Victoria COTOROBALI, *Universitatea Tehnică Gh. Asachi Iași*
Prof. dr. mat. Rodica DĂNET, *Universitatea Tehnică de Construcții București*
Prof.dr.ing. Carlos Infante FERREIRA, *Delft University of Technology, The Netherlands*
Prof.dr.ing. Dragoș HERA, *Universitatea Tehnică de Construcții București – redactor șef*
Prof.dr.ing. Ovidiu IANCULESCU, *director editorial*
Prof.dr.ing. Gheorghe Constantin IONESCU, *Universitatea Oradea*
Prof.dr.ing. Florin IORDACHE, *Universitatea Tehnică de Construcții București*
Prof.dr.ing. Vlad IORDACHE, *Universitatea Tehnică de Construcții București*
Prof.dr.ing. Carmen Elena MAFTEI, *Universitatea Ovidius Constanța*
Prof.dr.ing. Ion MIREL, *Universitatea Politehnica Timișoara*
Prof.dr.ing. Dan GEORGESCU, *Universitatea Tehnică de Construcții București*
Prof.dr.ing. Mircea PETRINA, *Universitatea Tehnică Cluj Napoca*
Conf dr.ing. Dorel PLĂTICĂ, *Universitatea Tehnică Gh. Asachi Iași*
Prof.dr.ing. Nicolae POSTĂVARU, *Universitatea Tehnică de Construcții București-redactor șef*
Prof.dr.ing. Daniela PREDA, *Universitatea Tehnică de Construcții București*
Prof.dr.ing. Ioan SÎRBU, *Universitatea Politehnica Timișoara*
Prof.dr.ing. Ioan TUNS, *Universitatea Transilvania Brașov*

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

Aspecte termice negative datorate circulatiei neuniforme a agentului termic in rezervoarele de acumulare

Negative thermal issues due to uneven heat circulation in storage tanks

Prof. dr. ing. Florin Iordache

Universitatea Tehnica de Constructii Bucureşti
Bulevardul Lacul Tei 122-124, Sector 2, Bucureşti, Romania
E-mail: *fiord@yahoo.com*

Rezumat: Lucrarea de față își propune să identifice efectele adverse asupra performanței unităților de stocare termică, cauzate de fluxul de apă fără încălzire uniformă prin ele. Ea modelează procesele de transfer de căldură în regim inconstant care au loc cu rezervoire de stocare a căldurii lichide și determină corelațiile dintre performanța de stocare termică și neuniformitatea mișcării debitului prin intermediul unității de stocare. Rezultatele sunt prezentate grafic, astfel consecințele suferite de performanța de stocare termică să fie clare și ușor de asociat cu cauzele lor neuniformitatea de circulație de către unitatea de stocare.

Abstract: The present paper aims at identifying adverse effects on the performance the thermal storage units, caused by non uniform heating water flow through them. It shapes the processes of heat transfer in unsteady regime that occur with heat storage tanks liquid and determine correlations between thermal storage performance and the unevenness of the movement of flow through the storage unit. The results are shown graphically so the consequences suffered by the thermal storage performance to be clear and easy to associate with their causes the circulation unevenness by storage unit.

1. Introducere

Circulatia neuniforma a agentului termic prin colectoarele solare care formeaza suprafata de captare, componenta principala a unei instalatii de preparare a apei calde de consum, are consecinte negative asupra performantei energetice a instalatiei de utilizare a energiei solare [2]. La fel, circulatia neuniforma a agentului termic prin corpurile de incalzire ale unei instalatii de incalzire centrala are consecinte negative asupra alimentarii cu caldura a consumatorului deservit de instalatia de incalzire

centrala. In aceasta idee, in cadrul lucrarii de fata dorim sa prezentam consecintele negative ale circulatiei neuniforme a agentului termic prin rezervoarele de acumulare, fie asociate unei instalatii care utilizeaza energia solara fie asociate unei instalatii de preparare a apei calde.

Obiectivul urmarit in cadrul lucrarii este faptul ca circulatia neuniforma diminueaza rata de acumulare a energiei termice in ansamblul sistemului de stocare si de aici diminueaza performantele energetice ale sistemului in care este inclusa componenta de stocare termica.

2. Modelarea proceselor de acumulare termica

Dat fiind faptul ca acumulatoarele de apa calda considerate sunt de tip diurn modelul matematic pe care il consideram are urmatoarele caracteristici aferente zonelor cu circulatie uniforma:

- distributia temperaturii apei calde dintr-o zona este uniforma;
- pierderile de caldura prin anvelopa zonei se negligeaza;

In aceste conditii bilantul termic, in regim nestationar aferent unei zone de acumulare se poate scrie [1] :

$$G \cdot \rho c \cdot (t - \theta) = V \cdot \rho c \cdot \frac{d\theta}{d\tau} \quad (1)$$

de unde :

$$\frac{d\theta}{d\tau} = -\frac{1}{C_T} \cdot (\theta - t) \quad (2)$$

unde :

$$C_T = \frac{V \cdot \rho c}{G \cdot \rho c} \quad (3)$$

Relatia (2) este o ecuatie diferențiala liniara de ordinal 1 neomogena prin temperatura t , aferenta debitului de apa care intra in zona de stocare considerata. Se va efectua analiza propusa in ipoteza alimentarii zonei de acumulare cu agent termic de temperatura (t) constanta in timp. Cu aceasta ipoteza solutia ecuatiei diferențiale este:

$$\theta(\tau) = t - (t - \theta_0) \cdot \exp\left(-\frac{\tau}{C_T}\right) \quad (4)$$

In consecinta cresterea temperaturii apei din zona de stocare dupa o perioada de timp τ , in care temperatura debitului de agent termic la intrare are valoarea

Aspecte termice negative datorate circulatiei neuniforme a agentului termic in rezervoarele de acumulare constanta t, este :

$$\Delta\theta_\tau = \theta_\tau - \theta_0 = \left[1 - \exp\left(-\frac{\tau}{C_T}\right) \right] \cdot (t - \theta_0) \quad (5)$$

sau :

$$\begin{aligned} \Delta\theta_\tau &= (1 - E_\tau) \cdot (t - \theta_0) \\ E_\tau &= \exp\left(-\frac{\tau}{C_T}\right) \end{aligned} \quad (6)$$

Sa consideram acum ca unitatea de stocaj termic este compusa din doua zone de volume diferite insa care insumate compun volumul total de acumulare V. Fiecare din cele doua zone este circulat de cate un debit de agent termic, suma celor doua debite compun debitul total de agent termic G. Rapoartele intre debitele de agent termic si volumele zonelor pot fi diferite intre cele doua zone sau pot fi egale, caz in care avem circulatie uniforma pe ansamblul volumului de stocare. In aceasta situatie se analizeaza situatia acumularii termice pe fiecare zona in parte si rezulta :

$$\begin{aligned} \Delta\theta_{1\tau} &= (1 - E_{1\tau}) \cdot (t - \theta_0) \\ \Delta\theta_{2\tau} &= (1 - E_{2\tau}) \cdot (t - \theta_0) \end{aligned} \quad (7)$$

unde :

$$\begin{aligned} E_{1\tau} &= \exp\left(-\frac{\tau}{C_{T1}}\right) \\ E_{2\tau} &= \exp\left(-\frac{\tau}{C_{T2}}\right) \end{aligned} \quad (8)$$

si :

$$\begin{aligned} C_{T1} &= \frac{V_1 \cdot \rho c}{G_1 \cdot \rho c} \\ C_{T2} &= \frac{V_2 \cdot \rho c}{G_2 \cdot \rho c} \end{aligned} \quad (9)$$

cu :

$$\begin{aligned} V_1 + V_2 &= V \\ G_1 + G_2 &= G \end{aligned} \tag{10}$$

Daca notam :

$$\begin{aligned} rv1 &= \frac{V_1}{V} \\ rv2 &= \frac{V_2}{V} \\ rg1 &= \frac{G_1}{G} \\ rg2 &= \frac{G_2}{G} \end{aligned} \tag{11}$$

Atunci relatiile (9) devin :

$$\begin{aligned} C_{T1} &= \frac{V_1 \cdot \rho c}{G_1 \cdot \rho c} = \frac{rv1}{rg1} \cdot C_T \\ C_{T2} &= \frac{V_2 \cdot \rho c}{G_2 \cdot \rho c} = \frac{rv2}{rg2} \cdot C_T \end{aligned} \tag{12}$$

iar relatiile (8) :

$$\begin{aligned} E1_\tau &= \exp\left(-\frac{rg1}{rv1} \cdot \frac{\tau}{C_T}\right) = E_\tau^{rg1/rv1} \\ E2_\tau &= \exp\left(-\frac{rg2}{rv2} \cdot \frac{\tau}{C_T}\right) = E_\tau^{rg2/rv2} \end{aligned} \tag{13}$$

Desigur ca situatiile in care cotele **rg** si **rv** coincid ca valoare reprezinta cazuri in care circulatia zonelor de acumulare se face uniform iar situatiile in care cotele **rg** si **rv** sunt diferite reprezinta cazuri in care circulatia prin acumulator este neuniforma. O masura a dispersiei circulatiei (grad neuniformitate) prin unitatea de storaj termic este data de valoarea absoluta a difereniei : $|rg-rv|$.

Cantitatea de energie termica acumulata in unitatea de storaj dupa o perioada de timp, τ , in ipoteza unei circulatii uniforme a agentului termic prin toata unitatea de storaj este :

$$Q(\tau) = V \cdot \rho c \cdot \Delta \theta_\tau = V \cdot \rho c \cdot (1 - E_\tau) \cdot (t - \theta_0) \tag{14}$$

Aspecte termice negative datorate circulatiei neuniforme a agentului termic in rezervoarele de acumulare

Cantitatea maxima de energie termica ce va fi acumulata dupa un timp infinit de lung va fi :

$$Q_{MAX} = V \cdot \rho c \cdot (t - \theta_0) \quad (15)$$

De unde rezulta ca variatia in timp a raportului dintre cantitatea de energie termica acumulata in unitatea de stocaj pana la un anumit moment de timp, τ , si cantitatea de energie maxima ce va fi acumulata este :

$$rQ_{UNIF} = \frac{Q(\tau)}{Q_{MAX}} = (1 - E_\tau) \quad (16)$$

Puterea termica livrata din unitatea de stocaj (considerata relativ la valoarea temperaturii initiale a apei din unitatea de stocaj) este :

$$P(\tau) = G \cdot \rho c \cdot \Delta\theta_\tau = G \cdot \rho c \cdot (1 - E_\tau) \cdot (t - \theta_0) \quad (17)$$

Puterea termica maxima care va putea fi livrata dupa un timp infinit de lung este :

$$P_{MAX} = G \cdot \rho c \cdot (t - \theta_0) \quad (18)$$

De unde rezulta ca variatia in timp a raportului dintre puterea termica livrata din unitatea de stocaj la un anumit moment de timp, τ , si puterea termica maxima ce va fi livrata la timpul infinit, este :

$$rP_{UNIF} = \frac{P(\tau)}{P_{MAX}} = (1 - E_\tau) \quad (19)$$

In situatia in care exista o circulatie neuniforma realizata prin 2 zone cu circulatie uniforma fiecare situatia se prezinta astfel :

- cantitatea de energie termica acumulata raportata la cantitatea maxima care va fi acumulata in final este :

$$rQ = \frac{Q1(\tau) + Q2(\tau)}{Q_{MAX}} = 1 - (rv1 \cdot E1_\tau + rv2 \cdot E2_\tau) \quad (20)$$

- puterea termica livrata raportata la puterea termica maxima care va fi livrata, este :

$$rP = \frac{P1(\tau) + P2(\tau)}{P_{MAX}} = 1 - (rg1 \cdot E1_\tau + rg2 \cdot E2_\tau) \quad (21)$$

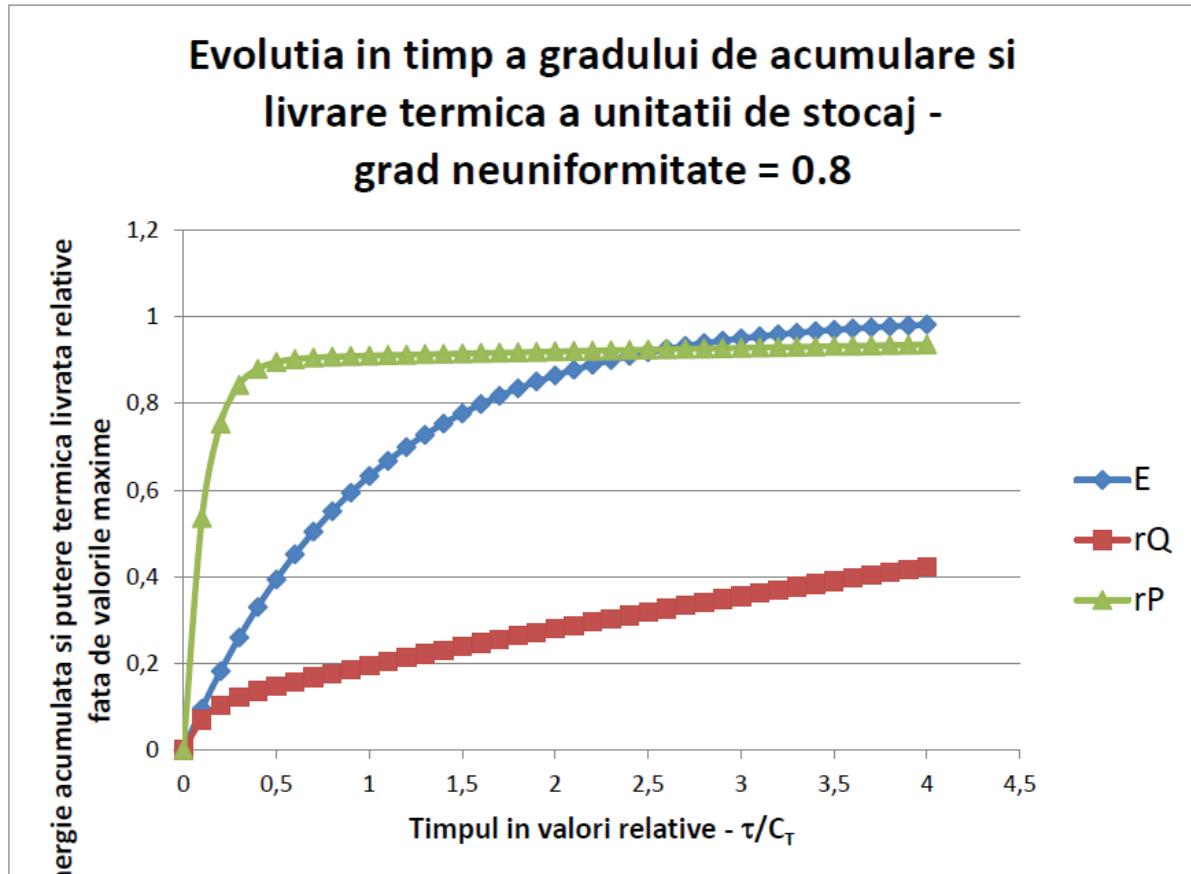


Fig. 1

In fig. 1 curba albastra reprezinta evolutia in timp a gradului de acumulare termica si a gradului de livrare termica din unitatea de stocaj in situatia in care gradul de neuniformitate al circulatiei unitatii de stocaj este de 0, adica circulatia este perfect uniforma. Curba rosie reprezinta evolutia in timp a gradului de acumulare termica iar curba verde reprezinta evolutia in timp a gradului de livrare termica din unitatea de stocaj in situatia in care gradul de neuniformitate al circulatiei unitatii de stocaj este 0.8. Se observa ca gradul de acumulare are o evolutie foarte lenta in timp ce livrarea de putere termica are o evolutie foarte rapida.

Daca gradul de neuniformitate al circulatiei unitatii de stocaj este mai scazut de exemplu 0.6 curba rosie si cea verde se mai apropi de cea albastra dupa cum se observa in fig. 2.

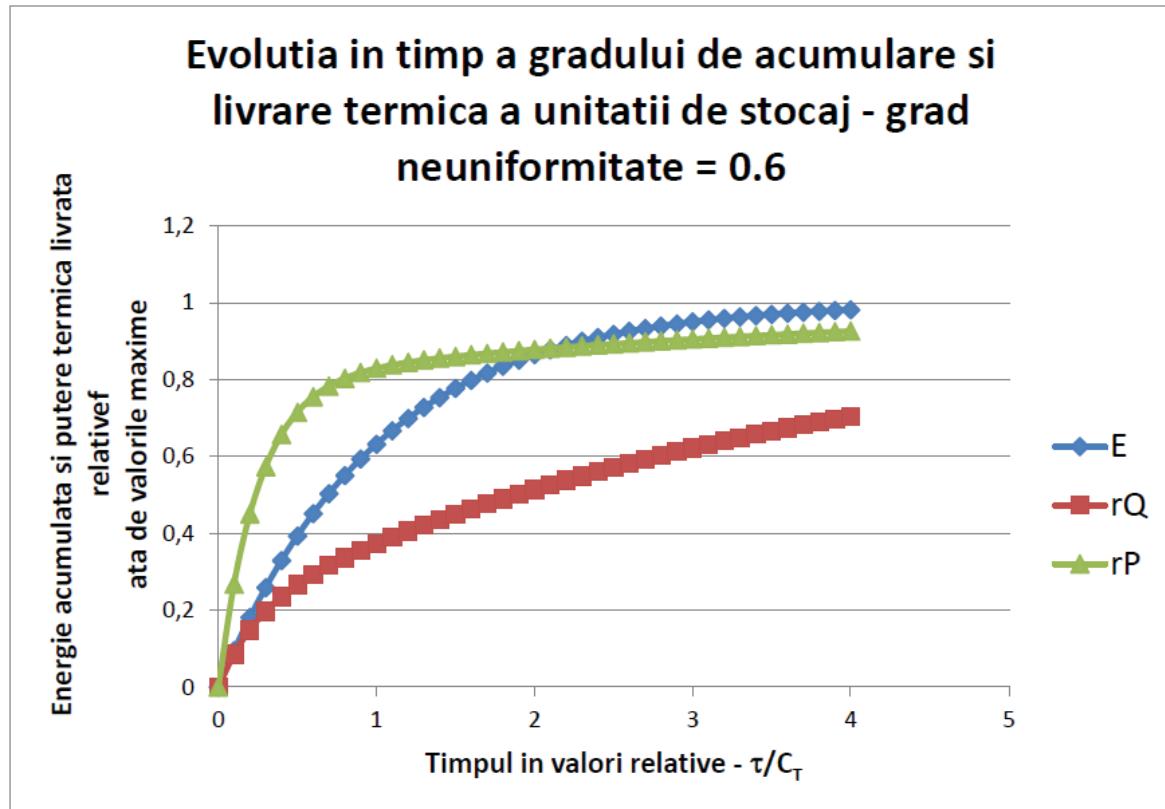


Fig. 2

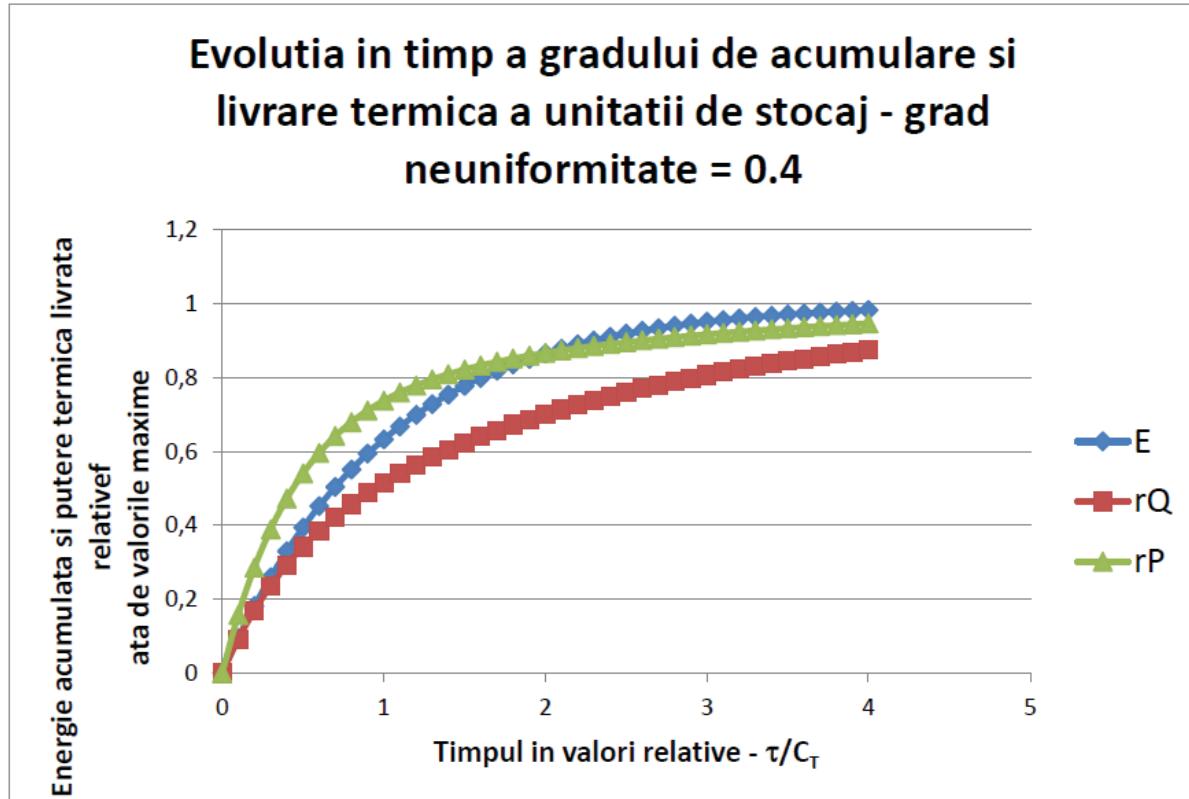


Fig. 3

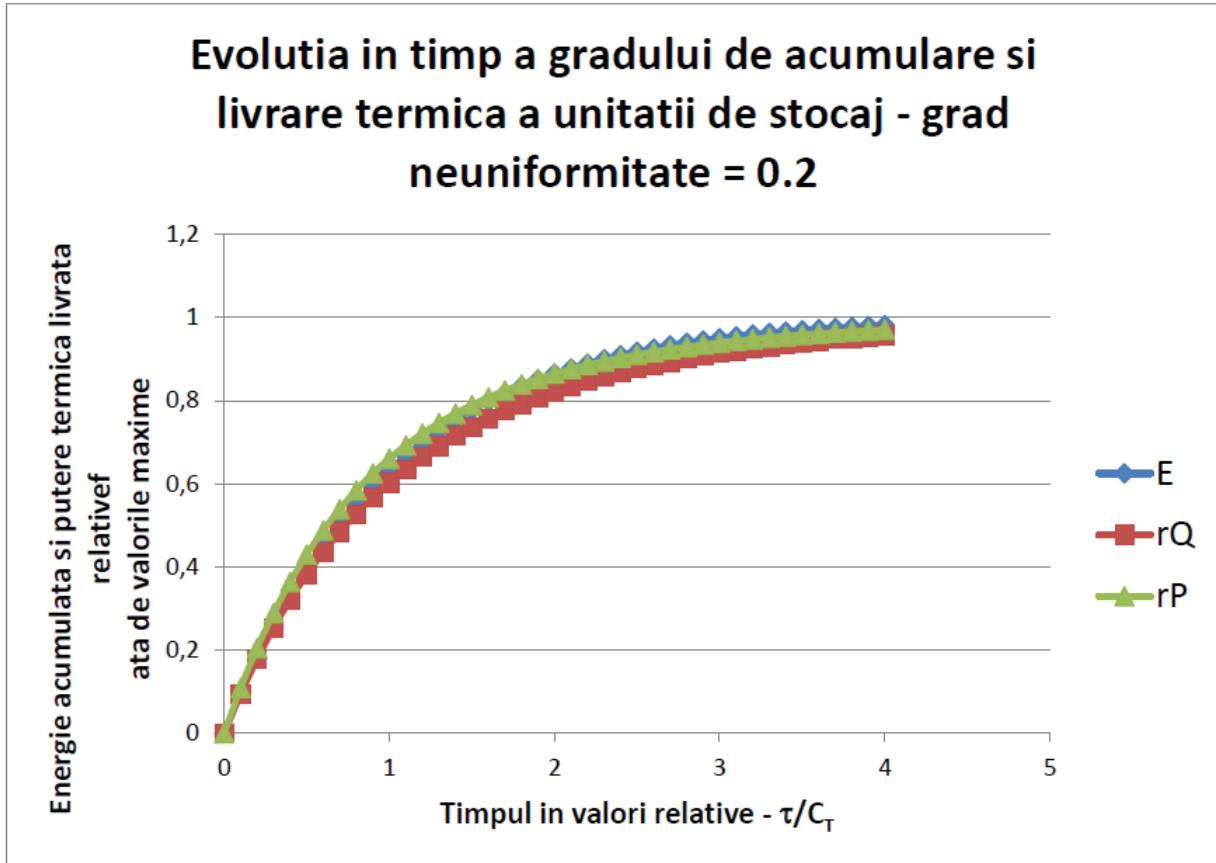


Fig. 4

In fig. 3 si 4 se prezinta aceleasi curbe in situatia unor grade de neuniformitate a circulatiei agentului termic prin unitatea de stocaj de 0.4 si 0.2. Se observa cum cu cat neuniformitatea circulatiei scade cu atat performanta unitatii de stocaj creste. Se defineste performanta unitatii de stocaj termic ca fiind raportul dintre gradul de acumulare termica in situatia de neuniformitate a circulatiei existente si gradul de acumulare termica in situatia de uniformitate perfecta a circulatiei agentului termic prin unitatea de stocaj. Performanta unitatii de stocaj este randamentul acestieia si depinde de gradul de neuniformitate al circulatiei agentului termic prin unitatea de stocaj :

$$\eta_{US} = \frac{1 - (rv1 \cdot E1_\tau + rv2 \cdot E2_\tau)}{1 - E_\tau} \quad (22)$$

Din fig. 1...4 se observa cum, cu cat gradul de neuniformitate al circulatiei este mai mare cu atat randamentul de acumulare scade si agentul termic se intoarce la sursa cu o temperatura mai ridicata conducand si pe aceasta cale la scaderea performantelor altor componente ale sistemului. Cu cat circulatia este mai uniforma cu atat creste randamentul de acumulare si performantele sistemului in ansamblu (fig.5)

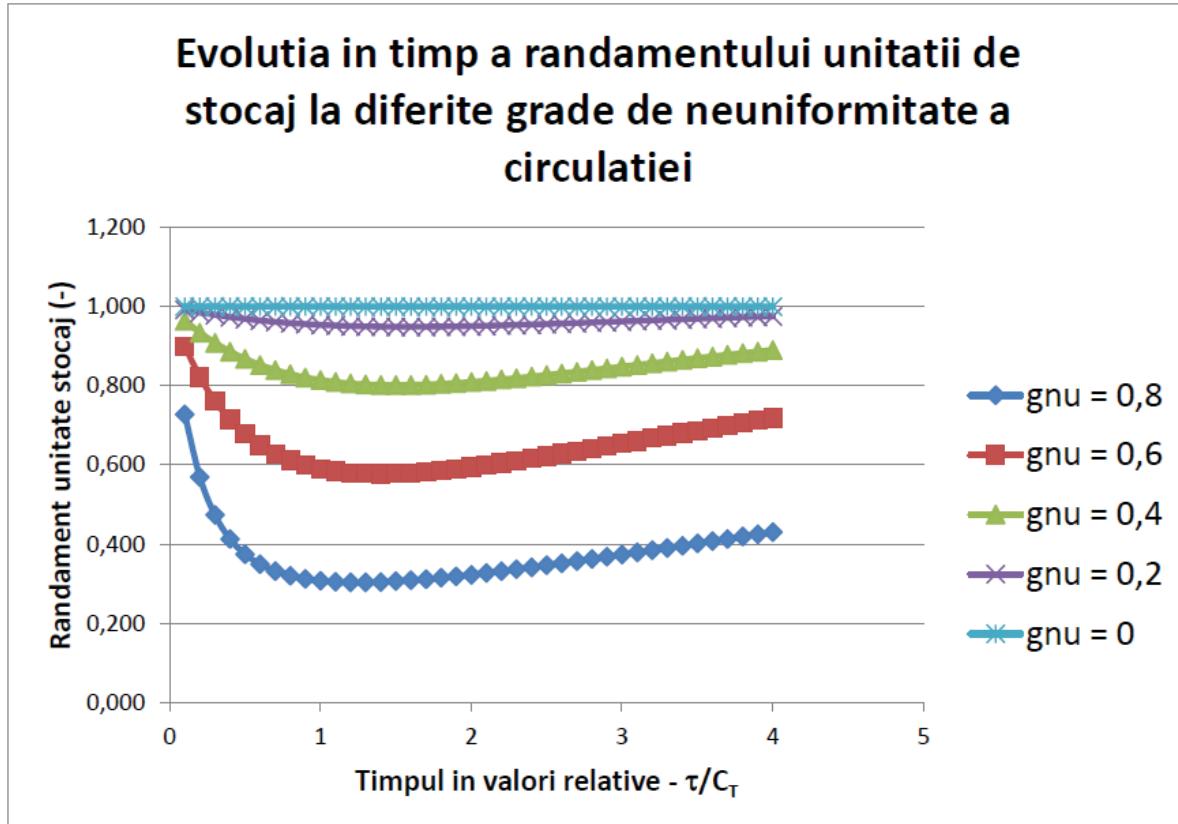


Fig. 5

3. Concluzii

Se defineste performanta unitatii de stocaj termic ca fiind raportul dintre gradul de acumulare termica in situatia de neuniformitate a circulatiei existente si gradul de acumulare termica in situatia de uniformitate perfecta a circulatiei agentului termic prin unitatea de stocaj. Performanta unitatii de stocaj este randamentul acesteia si depinde de gradul de neuniformitate al circulatiei agentului termic prin unitatea de stocaj.

Circulatia neuniforma prin unitatile de stocaj termic are consecinte negative atat in ceea ce priveste gradul de acumulare termica in unitatea de stocaj cat si asupra componentelor sistemului care primesc agent termic din unitatea de stocaj. Cu cat gradul de neuniformitate este mai mare cu atat randamentul sistemului este mai scazut.

Se poate spune ca cu cat gradul de neuniformitate a circulatiei agentului termic prin unitatea de stocaj este mai mare cu atat unitatea de stocaj termic se comporta ca o unitate de stocaj termic cu volum mai scazut si deci care prin exploatarea defectuasa contine o cota de volum de acumulare neutilizat.

Daca ne referim la un sistem complex de captare si utilizare a energiei solare in care stocajul termic este doar o componenta alaturi de suprafata de captare a

energiei solare se poate remarcă faptul că apar scaderi ale performanței energetice ale sistemului complex atât datorită circulației neuniforme atât prin suprafața de captare cât și prin sistemul de stocare. În plus datorită faptului că din sistemul de stocare circulat neuniform agentul termic se întoarce în suprafața de captare cu temperatură mai ridicate apar scaderi suplimentare ale rendamentului de captare. Se intenționează de aici necesitatea asigurării unei circulații care să fie uniforme pe agentul termic în toate componentele sistemului.

Lista de Notări :

t - temperatura agentului termic la intrarea în unitatea de stocaj, °C;
θ - temperatura agentului din unitatea de stocaj termic, °C;
G - debitul total de agent termic care intră în unitatea de stocaj, m³/s;
V - volumul total al unitatii de stocaj, m³;
V₁ - volumul zonei 1 a unitatii de stocaj, m³;
V₂ - volumul zonei 2 a unitatii de stocaj, m³;
G₁ - debitul de agent termic prin zona 1 a unitatii de stocaj, m³/s;
G₂ - debitul de agent termic prin zona 2 a unitatii de stocaj, m³/s;
τ - timpul, s;
CT - constanta de timp aferentă întregii unitati de stocaj, s;
CT₁ - constanta de timp aferentă zonei 1 din unitatea de stocaj, s;
CT₂ - constanta de timp aferentă zonei 2 din unitatea de stocaj, s;
ρ - densitatea agentului termic, kg/m³;
c - caldura specifică a agentului termic, J/kg.K;
Q - energia termică acumulată, J;
Q_{MAX} – energia termică maximă ce poate fi acumulată, J;
Q₁ - energia termică acumulată în zona 1 a stocajului, J;
Q₂ - energia termică acumulată în zona 2 a stocajului, J;
P - puterea termică livrata de unitatea de stocaj, W;
P_{MAX} - puterea termică maximă ce ar putea fi livrata de unitatea de stocaj, W;
P₁ - puterea termică livrata din zona 1 a unitatii de stocaj, W;
P₂ - puterea termică livrata din zona 2 a unitatii de stocaj, W;
η_{US} - randamentul unitatii de stocaj, -;

Bibliografie

1. Florin Iordache – Energetică echipamentelor și sistemelor termice din instalatii – Editura Conspress 2010;
2. Florin Iordache, Horatiu Dragne – Influente negative a dezechilibrarii hidraulice în campurile de captare solare asupra performanțelor energetice – Revista Romana de Inginerie Civila – volumul 7 (2016), nr.1;

Monitorizarea stării unei parcări subterane și trecerea acesteia la stadiul de parcare intelligentă

The monitoring status of an underground parking and the transition to the stage of smart parking

Cristina Gabriela Sărăcin¹, Marian Bizineche²

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

²Universitatea Politehnica din Bucureşti, Romania
Splaiul Independenței Nr.313
E-mail: marian.bizineche@yahoo.com

Rezumat. – *Lucrarea de față prezintă modul de realizare al unei platforme necesare monitorizării stării unei parcări subterane. Noțiunea de parcare intelligentă apare tot mai des datorită noilor tehnologii informaticice. Această lucrare răspunde următoarelor cerințe: cum se realizează dimensionarea unei parcări, cum se dimensionează instalația de iluminat, cum se monitorizează numărul de mașini care sunt într-o parcare și cum se poate dezvolta această platformă. Automatizările realizate pe platformă au fost pentru: sistemul de ventilație, sistemul de bariere intrare/ieșire și sistemul de stingere a incendiilor.*

Pentru realizarea practică a acestei platforme am ales automatele programabile Easy 819 DC-RC și Easy 719 DC-RC.

Cuvinte cheie: monitorizare, dimensionare parcare, dimensionare instalație de iluminat automate programabile

Abstract. – *This paper presents the embodiment of a platform used to monitoring the condition of an underground parking. The concept of smart parking is increasingly confronted by the new information technologies. This work meets the following requirements: how to size the parking dimension, dimensioning of the lighting installation, how to monitor the number of cars parked in a parking lot and how to develop this platform.*

The automation performed on the platform are made for: ventilation system, entry / exit access barriers and firefighting system.

For the physical implementation of this platform, there were chosen Programmable Logic Controllers such as Easy 819 DC-RC and Easy 719 DC-RC.

Cuvinte cheie: monitoring, parking sizing, sizing of lighting installation, programmable logic controller.

1. Introducere

Analizând cerințele din domeniul pieței acestea conduc la necesitatea parcărilor inteligente. Noțiunea de parcare intelligentă se bazează pe informații cu privire la numărul de locuri libere, numărul de locuri ocupate, iluminat intelligent și economic și nu în ultimul rând realizarea de stații de încărcare pentru alimentarea autoturismelor electrice.

Platforma parcării subterane este dotată cu: 2 bariere (una pentru intrare, una pentru ieșire), senzori fotoelectrici, senzor pentru gaze inflamabile, senzori de mișcare și buton de incendiu. Platforma funcționează în concordanță cu următoarele cerințe:

- dacă senzorul fotoelectric numărul 1 detectează o mașină, bariera de la intrare se deschide și pe display se afișează un loc ocupat. Bariera se închide automat după 5 secunde;
- dacă senzorul fotoelectric numărul 2 detectează o mașină, bariera de la ieșire se deschide și pe display scade numărul de locuri ocupate. Bariera se închide automat după 5 secunde;
- dacă sunt 43 de autovehicule în parcare (capacitatea maximă a parcării), bariera de la intrare nu se mai deschide și pe display se afișează mesajul „FULL”. Dacă în parcare nu există nici o mașină se va afișa mesajul „EMPTY”;
- în regim normal de funcționare, după intrarea fiecărei mașini în parcare, aceasta trebuie ventilată timp de 5 minute, pentru eliminarea gazelor de eșapament;
- instalația de iluminat conține corpuri de iluminat utilizate permanent, corpuri care sunt utilizate doar atunci când se detectează mișcare și corpuri care sunt utilizate în situațiile de urgență;
- în cazul în care se detectează concentrații mari de GPL sau alte gaze inflamabile se pornește automat ventilația;
- dacă se acționează butonul de incendiu se vor porni stropitorile cu apă, sistemul de ventilație și sistemul de iluminat de urgență.

Pentru realizarea practică a acestei automatizări am ales automatele programabile Easy 819 DC-RC și o Easy 719 DC-RC, din următoarele considerente: complexitatea aplicației, tipul intrărilor/ieșirilor și a limbajului de programare utilizat.

2. Dimensionarea parcării

Pentru dimensionarea parcării s-a utilizat normativul pentru proiectarea și execuția parcajelor pentru autoturisme, stabilindu-se următoarele:

- înălțimea liberă de trecere este de 2,4 m;
- locurile de parcare pentru autoturismele cu sau fară cabină, cu dimensiunea de 5 x 2,5 m (zona 1, zona 4 din fig.1);
- rampa pentru accesul în paraje este de 12%;
- lățimea căilor de circulație auto se alege de minim 5 m pentru unghiul de parcare de 90° (zona 2 din fig.1);

Monitorizarea stării unei parcări subterane și trecerea acesteia la stadiul de parcare inteligentă

- trotuare cu lățimea liberă de minim 2 m (zona 3, zona 5 din fig.1).

În funcție de aceste criterii am realizat dispunerea locurilor pentru nivelul -1 conform reprezentării următoare:

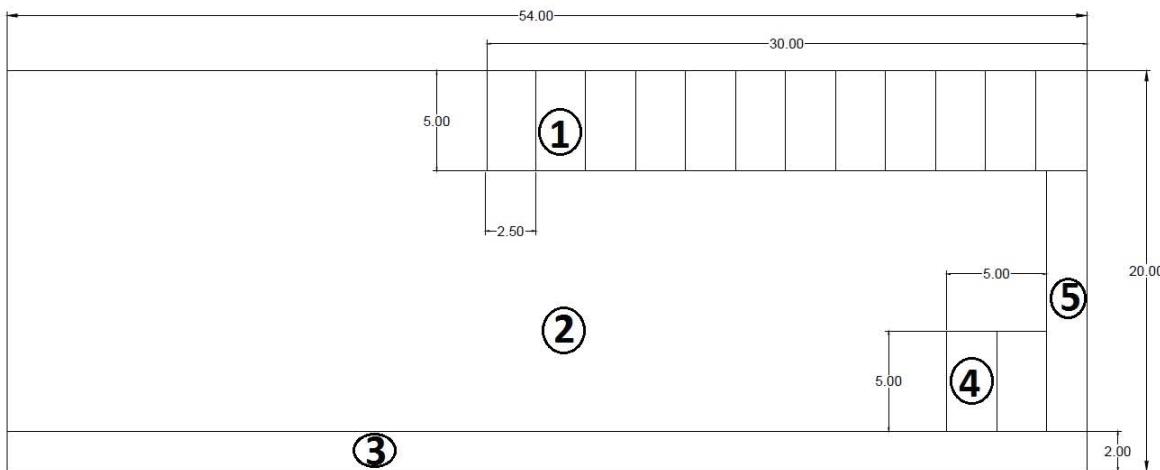


Fig. 1. Dispunerea locurilor de parcare pentru nivelul -1.

Astfel la nivelul -1 s-au proiectat 12 locuri de parcare și două trotuare pentru acces pietonal.

Conform acelorași dimensiuni am realizat și dispunerea locurilor de parcare pentru nivelul -2. S-au proiectat 31 de locuri și un trotuar pentru acces pietonal reprezentare în fig.2. Zonele 1 și 3 reprezintă locurile de parcare, zona 2 reprezintă zona circulației pietonale, respectiv zona 4 zona pentru circulația auto.

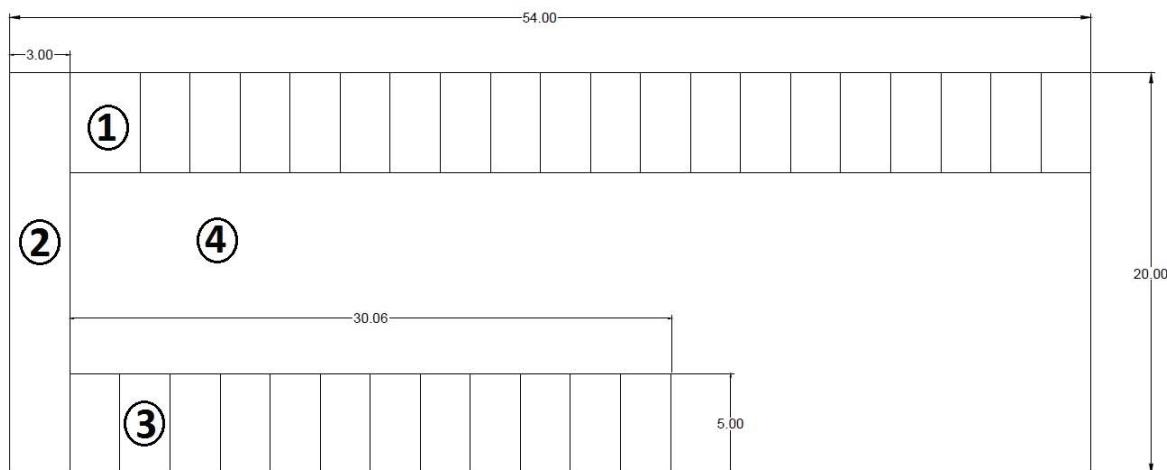


Fig. 2. Dispunerea locurilor de parcare pentru nivelul -2.

3. Dimensionarea instalației de iluminat pentru cele două niveluri ale parcării

Impunându-se iluminarea medie pe planul util conform normativului de realizare a parcărilor, se determină numărul de corpușe de iluminat care trebuie instalate pentru a realiza iluminarea respectivă. Conform normativului pentru

proiectarea și execuția parcajelor pentru autoturisme se impun următoarele valori pentru iluminarea medie artificială:

- iluminarea medie pentru iluminatul normal:
 - o pe căile de circulație pietonale va fi de minim 75 lx;
 - o pe platformele de staționare, va fi de minim 20 lx;
 - o pe căile de circulație auto, va fi de minim 50 lx.
- iluminarea medie pentru iluminatul de siguranță de evacuare, va fi de minim 10 lx.

Pentru realizarea unei iluminări uniforme corpurile de iluminat cu LED (RC462B produse de firma Philips) se vor monta direct pe tavan și simetric. Din datele tehnice ale corpurilor de iluminat și din calculele efectuate rezultă numărul de coruri de iluminat pentru nivelul -1 și -2 al parcării prezentate în tabelul 1. Dispunerea corpurilor de iluminat pentru nivelul -1 al parcării este prezentată în fig. 3 și este asemănătoare cu cea realizată și pentru nivelul -2.

Tabelul 1

Numărul de coruri de iluminat utilizate.

Zonă parcare	Nivel -1	Nivel -2
1	2	3
2	22	3
3	6	2
4	1	15
5	2	
TOTAL coruri de iluminat	33	23

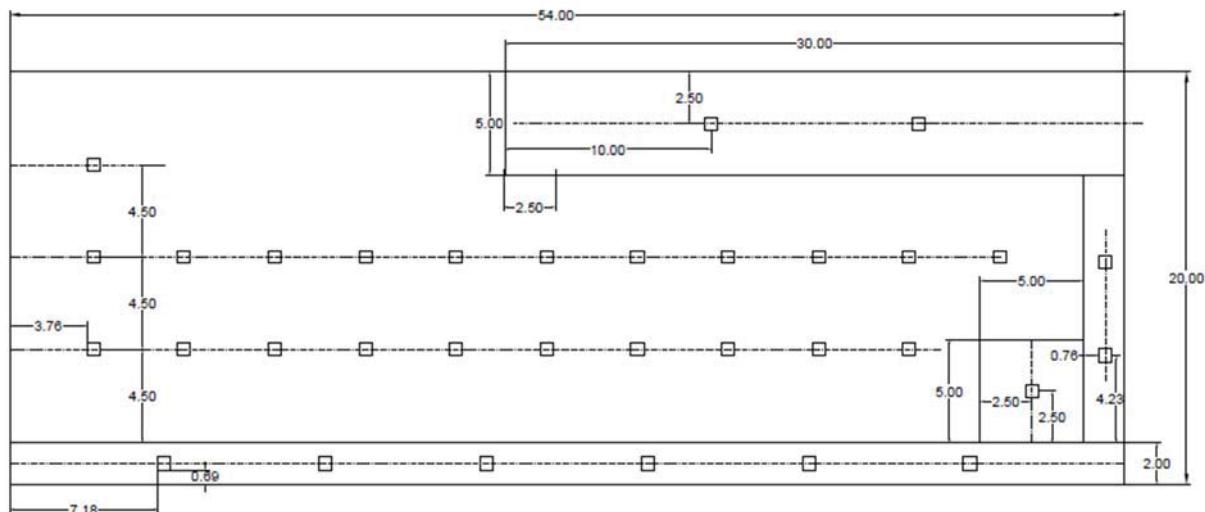


Fig. 3. Dispunerea corpurilor de iluminat pentru nivelul -1.

Dimensionarea instalației pentru iluminatul de urgență se realizează la fel ca cea pentru iluminatul normal, impunându-se o iluminare medie de minim 10 lx. În urma calculelor rezultă un număr de 5 coruri de iluminat, pentru fiecare nivel.

Monitorizarea stării unei parcări subterane și trecerea acesteia la stadiul de parcare inteligentă

4. Schemele electrice utilizate pentru automatele programabile

În fig. 4 este reprezentată schema electrică realizată pentru automatul programabil Easy 819 DC-RC care acționează motoarele barierelor de intrare respectiv ieșire. Totodată acesta permite afișarea stării parcării în cazul parcare plină sau parcare goală.

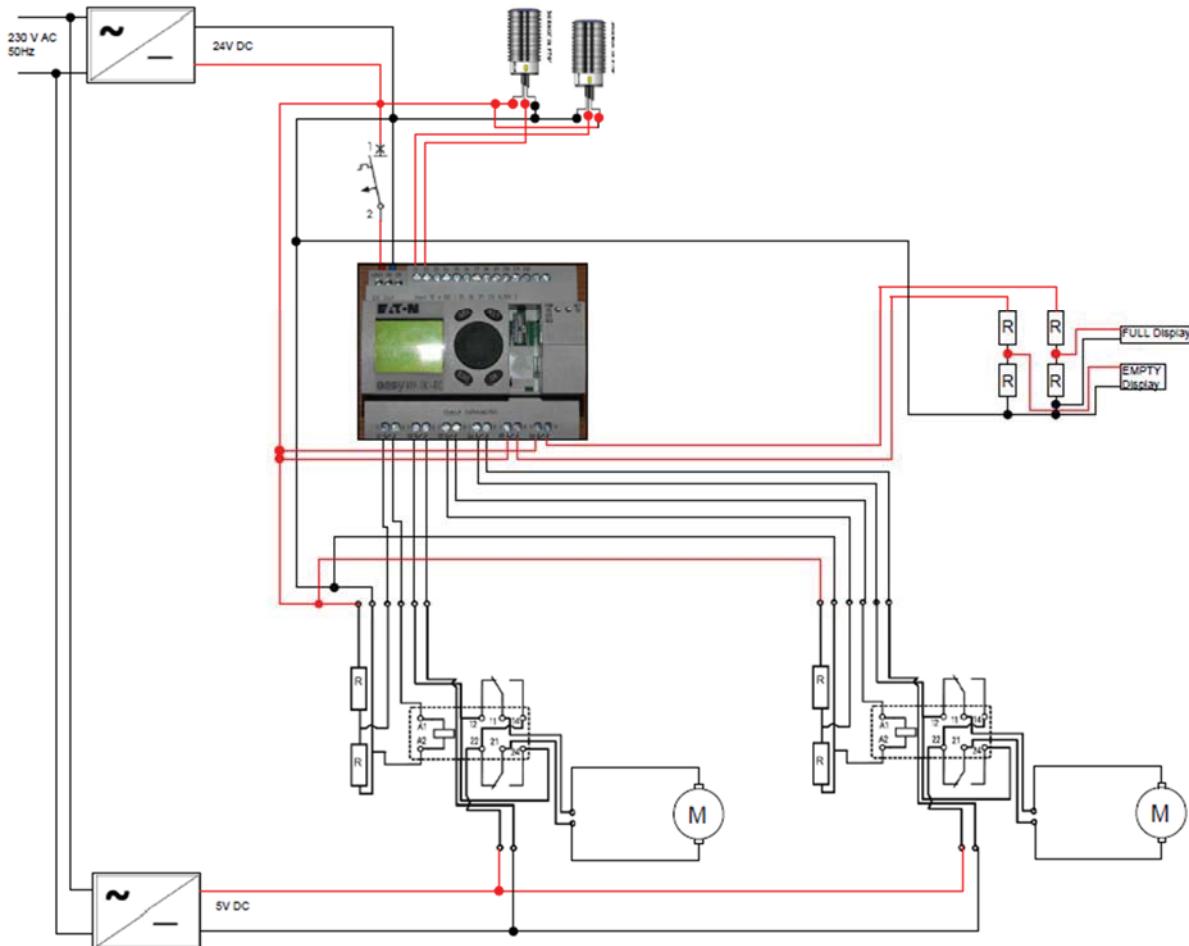


Fig. 4. Schema electrică de conexiune pentru Easy 819 DC-RC.

În fig. 5 este reprezentată schema electrică realizată pentru automatul Easy 719 DC-RC.

Acest automat asigură:

- informații legate de numărul de mașini existente în parcare;
- ventilația în cazul detecției de gaze de eșapament;
- deschiderea electrovalvei în cazul unui incendiu;
- iluminatul pietonal în cazul detecției de mișcare;
- iluminatul în situații de urgență.

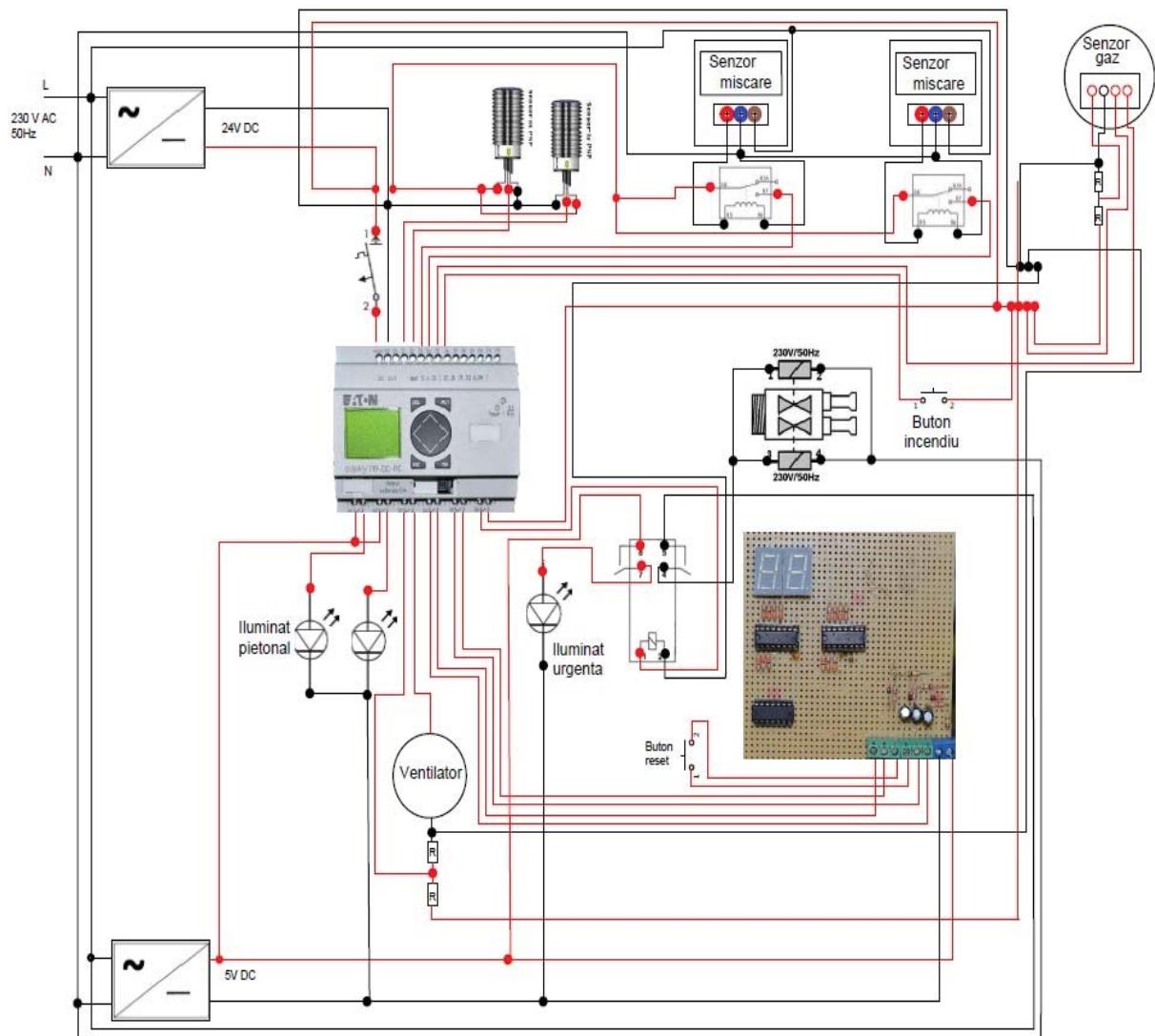


Fig. 5. Schema electrică de conexiune pentru Easy 719 DC-RC.

Tabelul 2

Legenda conexiunilor automatelor.

Automat	Conexiunile intrărilor	Conexiunile ieșirilor
Easy 819 DC-RC	I1 - senzor intrare;	Q1, Q2 - acționare motor 1;
	I2 - senzor ieșire;	Q3, Q4 - acționare motor 2;
		Q5 - mesaj text „FULL”;
		Q6 - mesaj text „EMPTY”;
Easy 719 DC-RC	I1 - senzor intrare;	Q1, Q2 - iluminat pietonal;
	I2 - senzor ieșire;	Q3 - ventilator;
	I3, I4 - senzori de mișcare;	Q4 - counter up;
	I5 - senzor gaze inflamabile;	Q5 - counter down;
	I6 - buton incendiu.	Q6 - releu, situație de urgență.

Monitorizarea stării unei parcare subterane și trecerea acesteia la stadiul de parcare inteligentă

5. Testarea platformei

După punerea sub tensiune a platformei a urmat testarea acesteia, care a constat în:

- producerea unui defect asupra circuitului de alimentare a iluminatului normal și verificarea comutării pe iluminatul de urgență;
- activarea senzorilor fotoelectrici pentru verificarea funcționării corecte a procesului de contorizare a autovehiculelor;
- activarea senzorilor de mișcare pentru observarea funcționării sistemului de iluminat pietonal;
- activarea butonului de incendiu și constatarea funcționării regimului de urgență;
- activarea senzorului pentru gaze inflamabile și verificarea funcționării sistemului de ventilație.



6. Concluzii

Blocajele rutiere, dificultatea de a ajunge la diverse locații, reducerea vitezei mijloacelor de transport public sunt câteva dintre semnalele că parcările reprezintă o problemă stringată. În acest caz managementul parcărilor publice a devenit o problemă importantă pentru autoritățile publice locale. Această problemă considerăm că se poate rezolva parțial prin utilizarea de mijloace moderne pentru contorizarea numărului de locuri ocupate din cadrul parcării.

Platforma propusă permite contorizarea în momentul în care un autovehicul se află în tranzit în zona de intrare sau cea de ieșire. Sistemul poate fi implementat la majoritatea parcărilor subterane.

Pentru obținerea unui consum mic de energie electrică iluminarea parcării s-a realizat cu corpuri de iluminat cu LED. Utilizarea corpuriilor cu LED prezintă însă și alte avantaje cum ar fi: durată de viață îndelungată (aproximativ 50000 ore); protecția mediului (nu conține Mercur); emisia direcțională a luminii; mărime redusă.

Platforma poate fi dezvoltată prin accesul la internet necesar pentru transferul de date către un server OPC. În acest caz se va putea verifica online gradul de ocupare al parcării și redirecționa șoferii, în cazul în care parcarea este ocupată, către cea mai apropiată parcare cu locuri disponibile.

O două idee pentru dezvoltarea platformei constă în divizarea parcării pe sectoare și indicarea sectoarelor cu locuri de parcare vacante, astfel indicarea acestora se va face pe un display text poziționat la intrarea în parcare. Divizarea parcării va reduce considerabil timpul necesar pentru găsirea unui loc de parcare liber.

Totodată se poate realiza o iluminare inteligentă și anume când parcarea este goală sau când nu se detectează mișcare pe o perioadă prestabilită intensitatea ledurilor să se reducă la 50% și să revină la capacitate maximă după intrarea primului autovehicul sau când se detectează mișcare.

Referințe

- [1] C. G. Sărăcin, „Instalații electrice”, Editura Matrix ROM, 2009.
- [2] D. Popescu, „Automate Programabile”. Editura Matrix Rom. București 2005.
- [3] C. G. Sărăcin, M. Sărăcin, V.V. Golea, „Sisteme de telemăsurare”, Editura Matrix ROM, 2004.
- [4] AP Easy 719 DC-RC <ftp://ftp.moeller.net/>.
- [5] AP Easy 819 DC-RC <ftp://ftp.moeller.net/>.
- [6] I. Mărgineanu „Automate Programabile” Editura Albastră. Cluj-Napoca 2005.
- [7] Senzor PIR.<http://machinedesign.com/news/sensor-sense-passive-infrared-motion-sensors>.
- [8] Catalog corpuri de iluminat. <http://www.ecat.lighting.philips.ro/l/>.
- [9] Agendă electrică Moeller. <http://www.agenda-electrica.ro/docs/sb1101ro.pdf>.
- [10];User Manual.
ftp://81.200.241.57/Electrical/Moeller%20Electric/EASY_MFD_pribory%20pravleniya%20i%20signalizacii/Instrukcii%20i%20texnicheskaya%20dokumentacii/Anglijskij/EASY%20i%20MFD/EASY800-GB.pdf.

Analiza energetica - sistem sursa hibrid. Cogenerare cu motoare cu ardere internă și pompe de căldură

Energy analysis - source hybrid system. Internal combustion engine cogeneration and heat pumps

Prof. dr. ing. Florin Iordache¹, ing. Radu Alexandru Baciu²

¹Universitatea Tehnica de Constructii Bucureşti
Bulevardul Lacul Tei 122-124, Sector 2, Bucureşti, Romania
E-mail: *flfiord@yahoo.com*

²Universitatea Tehnica de Constructii Bucureşti
Bulevardul Lacul Tei 122-124, Sector 2, Bucureşti, Romania
E-mail: *baciu_radu_alexandru@yahoo.com*

Rezumat: Lucrarea își propune să analizeze sursa de energie a unui sistem hibrid format dintr-un grup de cogenerare și un grup de pompe de căldură cu compresie. Cele două grupuri de producere a energiei termice lucrează în paralel. Grupuri de pompe de căldură folosesc energia electrică produsă de grupul de motoare cu ardere internă și este considerată a extrage energie din mediul lichid (ape subterane sau apă de suprafață liberă). Evaluarea eficienței energetice a sistemului hibrid în ansamblu și performanțele sale. Analiza energetică este eficientă pentru un grup de consumatori din clădiri rezidențiale (încălzirea spațiului și consumul de apă caldă), luând în considerare și clima din diferite perioade. Rezultatele sunt prezentate grafic într-un mod mai sugestiv pentru înțelegerea corectă a aspectelor constructive și funcționale.

Cuvinte cheie: sursa hibrid, cogenerare

Abstract: This paper aims to analyze the energy source of a hybrid system consisting of a group of cogeneration and a group of heat pumps with compression. The two groups producing thermal power and working in parallel. Groups of heat pumps use electricity produced by the group of internal combustion engines and is considered to extract energy from liquid medium (groundwater or free surface water). Assessing the energy efficiency of the hybrid system as a whole and its performance. Energy analysis is effective for a consumer group capacity on type of residential buildings (space heating and hot water consumption), taking into consideration the request of climate different periods. The results are shown graphically in a manner more suggestive of proper understanding of constructive and functional aspects.

Keywords: hybrid power, cogeneration

1. Introducere

Lucrarea are ca obiectiv analiza energetica a unui sistem sursa hibrid compus dintr-un grup de cogenerare si un grup de pompe termice cu compresie. Cele doua grupuri producatoare de putere termica lucreaza in paralel. Grupul de pompe termice utilizeaza energie electrica produsa de grupul de motoare cu ardere interna si se considera ca extrage energie din mediul lichid (apa freatica sau apa cu suprafata libera la nivelul solului).

Se evalueaza eficiența energetica a sistemului hibrid in ansamblu si randamentul acestuia. Analiza energetica efectiva se face pentru un consumator cu capacitate data de tip grup de cladiri rezidentiale (incalzirea spatiilor si prepararea apei calde de consum), luandu-se in considerare solicitarea climatica diferentiată pe perioade de timp diferite. Rezultatele obtinute sunt prezentate grafic de o maniera cat mai sugestiva pentru intelegherea corecta a aspectelor constructive si functionale.

2. Analiza Energetica

Așa cum s-a mentionat in capitolul introductiv sistemul sursa hibrid este compus dintr-un grup de cogenerare si un grup de pompe termice cu compresie. Pompele de caldura functioneaza utilizand energie electrica produsa de grupul de motoare termice si aspira energie termica din mediul ambiental lichid (apa freatica sau apa cu suprafata libera la nivelul solului). Consumatorul alimentat cu energie termica si electrica de la sistemul sursa hibrid este un grup de cladiri rezidentiale (incalzirea spatiilor si prepararea apei calde de consum).

Pentru a usura intelegherea aspectelor energetice legate de functionarea sistemului hibrid descris, in fig. 1 se prezinta schematic cele doua grupuri producatoare de energie si grupul consumatorilor si fluxurile termice si electrice intre aceste grupuri.

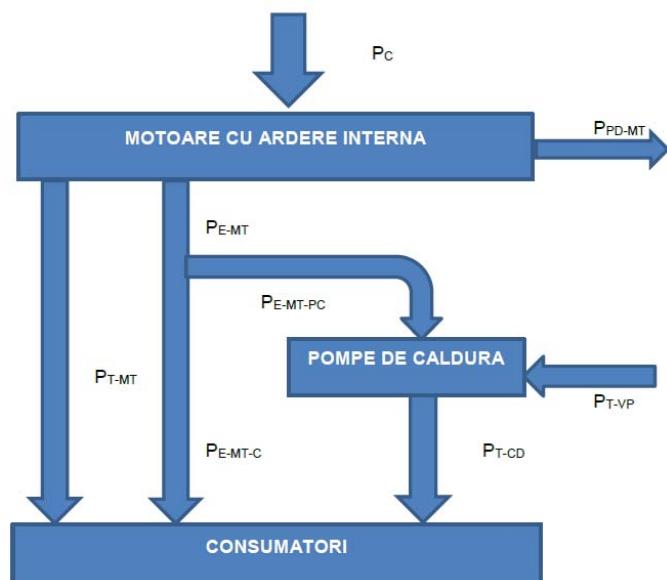


Fig. 1

2.1. Aspecte teoretice

Puterea obtinuta prin arderea debitului de combustibil in grupul de motoare termice cu ardere interna poate fi scrisa ca fiind compusa din suma dintre puterea termica, puterea electrica si o putere pierduta in mediul exterior :

$$P_c = P_{T-MT} + P_{E-MT} + P_{PD-MT} \quad (1)$$

unde :

$$\begin{aligned} P_{T-MT} &= \eta_T \cdot P_C \\ P_{E-MT} &= \eta_E \cdot P_C \end{aligned} \quad (2)$$

Puterea termica produsa de motoarele termice este utilizata direct la consumator pentru incalzirea spatiilor si prepararea apei calde de consum.

Puterea electrica produsa de motoarele termice este partial utilizata direct de utilizator si partial de catre grupul de pompe termice cu compresie, cuplate la motoarele termice.

$$P_{E-MT} = P_{E-MT-PC} + P_{E-MT-C} \quad (3)$$

unde :

$$\begin{aligned} P_{E-MT-PC} &= f_{PC} \cdot P_{E-MT} \\ P_{E-MT-C} &= f_C \cdot P_{E-MT} \\ f_{PC} + f_C &= 1 \end{aligned} \quad (4)$$

Sistemul de pompe de caldura cuplate cu motoarele termice, se considera ca extrage putere termica din apa freatica cu temperatura medie anuala de 15 °C, si livreaza putere termica catre un agent termic cu temperatura variabila intre 35 si 85 °C. In consecinta puterea termica livrata la condensator de pompele termice va fi [2]:

$$P_{T-CD} = COP_{CD} \cdot P_{E-MT-PC} = COP_{CD} \cdot f_{PC} \cdot P_{E-MT} = COP_{CD} \cdot f_{PC} \cdot \eta_E \cdot P_C \quad (5)$$

unde :

$$COP_{CD} = \eta_{E-PC} \cdot COP_{CD}^C \quad (6)$$

iar :

$$COP_{CD}^C = \frac{273,15 + \theta_{CD}}{\theta_{CD} - \theta_{VP}} = \frac{273,15 + \Delta t + t_{CD}}{t_{CD} - t_{VP} + 2 \cdot \Delta t} \quad (7)$$

Rezulta :

$$COP_{CD} = \eta_{E-PC} \cdot \frac{273,15 + \Delta t + t_{CD}}{t_{CD} - t_{VP} + 2 \cdot \Delta t} \quad (8)$$

Puterea termica primita de catre consumator va fi :

$$\begin{aligned} P_{T-C} &= P_{T-MT} + P_{T-CD} \\ P_{T-C} &= \eta_T \cdot P_C + \eta_{E-PC} \cdot \frac{273,15 + \Delta t + t_{CD}}{t_{CD} - t_{VP} + 2 \cdot \Delta t} \cdot f_{PC} \cdot \eta_E \cdot P_C \\ P_{T-C} &= \left(\eta_T + \eta_{E-PC} \cdot \frac{273,15 + \Delta t + t_{CD}}{t_{CD} - t_{VP} + 2 \cdot \Delta t} \cdot f_{PC} \cdot \eta_E \right) \cdot P_C \end{aligned} \quad (9)$$

Puterea electrica primita de catre consumator este data de relatia (4₂) adica :

$$P_{E-MT-C} = f_C \cdot P_{E-MT} = f_C \cdot \eta_E \cdot P_C \quad (10)$$

In consecinta puterea totala livrata consumatorilor de catre sistemul hibrid motoare termice cu pompe de caldura va fi :

$$\begin{aligned} P_{CONS} &= P_{T-C} + P_{E-MT-C} = \\ &= f_C \cdot \eta_E \cdot P_C + \left(\eta_T + \eta_{E-PC} \cdot \frac{273,15 + \Delta t + t_{CD}}{t_{CD} - t_{VP} + 2 \cdot \Delta t} \cdot f_{PC} \cdot \eta_E \right) \cdot P_C \quad (11) \\ &= \left[(1 - f_{PC}) \cdot \eta_E + \eta_T + \eta_{E-PC} \cdot \frac{273,15 + \Delta t + t_{CD}}{t_{CD} - t_{VP} + 2 \cdot \Delta t} \cdot f_{PC} \cdot \eta_E \right] \cdot P_C \end{aligned}$$

Puterea consumata (aferenta debitului de combustibil) de sistem este PC, iar puterea totala utilizata de sistem se compune din puterea consumata si puterea termica absorbita din mediu inconjurator (apa freatica) de catre grupul de pompe de caldura. Puterea termica absorbita din mediu se poate stabili ca fiind :

$$P_{T-VP} = COP_{VP} \cdot P_{E-MT-PC} = COP_{VP} \cdot f_{PC} \cdot P_{E-MT} = COP_{VP} \cdot f_{PC} \cdot \eta_E \cdot P_C \quad (12)$$

unde :

$$COP_{VP} = \eta_{E-PC} \cdot COP_{VP}^C \quad (13)$$

Analiza energetica - sistem sursa hibrid. Cogenerare cu motore cu ardere interna si pompe de caldura
iar :

$$COP_{VP}^C = \frac{273,15 + \theta_{VP}}{\theta_{CD} - \theta_{VP}} = \frac{273,15 - \Delta t + t_{VP}}{t_{CD} - t_{VP} + 2 \cdot \Delta t} \quad (14)$$

Rezulta :

$$COP_{VP} = \eta_{E-PC} \cdot \frac{273,15 - \Delta t + t_{VP}}{t_{CD} - t_{VP} + 2 \cdot \Delta t} \quad (15)$$

si inlocuind in relatia (12) se obtine :

$$P_{T-VP} = \eta_{E-PC} \cdot \frac{273,15 - \Delta t + t_{VP}}{t_{CD} - t_{VP} + 2 \cdot \Delta t} \cdot f_{PC} \cdot \eta_E \cdot P_C \quad (16)$$

In consecinta puterea totala efectuiva intrata in sistemul sursa hibrid va fi :

$$P_S = P_C + P_{T-VP} = \left(1 + \eta_{E-PC} \cdot \frac{273,15 - \Delta t + t_{VP}}{t_{CD} - t_{VP} + 2 \cdot \Delta t} \cdot f_{PC} \cdot \eta_E \right) \cdot P_C \quad (17)$$

Se poate defini in consecinta eficiența sistemului sursa hibrid ca fiind raportul dintre puterea totală livrata de sistem consumatorului și puterea consumată de acesta (afeerent debitului de combustibil) :

$$COP_{SH} = \frac{P_{CONS}}{P_C} = f_C \cdot \eta_E + \eta_T + \eta_{E-PC} \cdot \frac{273,15 + \Delta t + t_{CD}}{t_{CD} - t_{VP} + 2 \cdot \Delta t} \cdot f_{PC} \cdot \eta_E \quad (18)$$

Si randamentul sistemului sursa hibrid ca fiind raportul dintre puterea totală livrata consumatorului și puterea totală intrată în sistemul sursa hibrid :

$$RND_{SH} = \frac{P_{CONS}}{P_S} = \frac{f_C \cdot \eta_E + \eta_T + \eta_{E-PC} \cdot \frac{273,15 + \Delta t + t_{CD}}{t_{CD} - t_{VP} + 2 \cdot \Delta t} \cdot f_{PC} \cdot \eta_E}{1 + \eta_{E-PC} \cdot \frac{273,15 - \Delta t + t_{VP}}{t_{CD} - t_{VP} + 2 \cdot \Delta t} \cdot f_{PC} \cdot \eta_E} \quad (19)$$

In continuare este firesc sa punem problema dimensionarii capacitatii instalate in grupul de motoare termice si in grupul de pompe de caldura vis a vis de consumatorul considerat si care este caracterizat de anumite puteri termice si electrice necesare in functie de temperatura exterioara. Astfel se va considera ca relatia (9₃)

exprima puterea termica necesara consumatorului si relatia (10) puterea electrica necesara consumatorului :

$$P_{T-C} = \left(\eta_T + \eta_{E-PC} \cdot \frac{273,15 + \Delta t + t_{CD}}{t_{CD} - t_{VP} + 2 \cdot \Delta t} \cdot f_{PC} \cdot \eta_E \right) \cdot P_C \quad (9_3)$$

$$P_{E-MT-C} = (1 - f_{PC}) \cdot \eta_E \cdot P_C \quad (10)$$

Relatiile (9₃) si (10) formeaza un sistem de 2 ecuatii cu 2 necunoscute acestea fiind cota f_{PC} de putere electrica furnizata catre grupul pompelor de caldura si respectiv puterea la nivelul combustibilului de alimentare a motoarelor termice PC.

Raportand relatia (9₃) la relatia (10) se elimina necunoscuta P_C si se obtine o ecuatie cu o necunoscuta aceasta fiind f_{PC} . Astfel :

$$\frac{1 + \eta_{E-PC} \cdot \frac{273,15 + \Delta t + t_{CD}}{t_{CD} - t_{VP} + 2 \cdot \Delta t} \cdot f_{PC} \cdot \frac{\eta_E}{\eta_T}}{(1 - f_{PC}) \cdot \frac{\eta_E}{\eta_T}} = \frac{P_{T-C}}{P_{E-MT-C}} \quad (20)$$

Raportul dintre randamentul electric si randamentul termic (η_E / η_T) la grupul de motoare cu ardere interna, reprezinta factorul de cogenerare care caracterizeaza grupul de motoare. Termenul din membrul drept al ecuatiei (20) reprezinta o valoare calculabila care caracterizeaza consumatorul si care este functie de temperatura exterioara. Rezolvarea ecuatiei (20) este simpla si va fi efectuata in cadrul studiului de caz care va fi prezentat in continuare. Pentru determinarea capacitatii motoarelor termice instalate se va apela la relatia (10) pusa sub forma :

$$P_C = \frac{P_{E-MT-C}}{(1 - f_{PC}) \cdot \eta_E} \quad (21)$$

In continuare se stabileste capacitatea grupului de pompe de caldura ce trebuie instalata, pentru aceasta utilizand relatia (16) pusa sub forma :

$$P_{T-VP} = \eta_{E-PC} \cdot \frac{273,15 - \Delta t + t_{VP}}{t_{CD} - t_{VP} + 2 \cdot \Delta t} \cdot \frac{f_{PC}}{1 - f_{PC}} P_{E-MT-C} \quad (22)$$

2.2. Studiu de caz. Rezultate practice

Se va considera ca In relatiiile (20), (21) si (22) sunt cativa parametrii care pot

Analiza energetica - sistem sursa hibrid. Cogenerare cu motore cu ardere interna si pompe de caldura fi precizati, si anume:

η_T – randamentul termic al motoarelor = 0,55;

η_E – randamentul electric al motoarelor = 0,35;

η_{E-PC} – randamentul electric al pompelor de caldura = 0,70;

Δt – diferența medie de temperatură la condensatorul și vaporizatorul pompelor de caldura = 5°C;

t_{VP} – temperatură sursei reci = 15 °C;

t_{CD} – temperatură sursei calde = temperatură agentului termic utilizat în instalată de încalzire a consumatorului și care are o valoare conformă graficului de reglaj termic calitativ, deci funcție de temperatură exterioară, astă cum va fi prezentat în continuare, cand se vor preciza și puterea termică și electrică necesare consumatorului în diferite condiții de temperatură exterioară;

La fel ca și în cazul lucrării [1] se va considera un consumator format din 6 blocuri având fiecare 48 de apartamente și deci însumând 288 de apartamente în total. Descrierea mai detaliată a consumatorului se găsește prezentată în [1] atât în ceea ce privește puterile termice necesare cât și în ceea ce privește puterile electrice necesare. Însă dacă în lucrarea [1] s-a considerat că parametrii nominali ai agentului termic din instalată de încalzire au fost 90/70 °C, de această dată parametrii nominali considerați au fost 85/65 °C.

Tabel 1

te	t_{CD}	Pt-c	Pe-c	f_{PC}	Pc	Pvp	Pc + Pvp	Pt-c+Pe-c
°C	°C	kW	kW		kW	kW	kW	kW
-15	85	1584	144	0,665	1228,383	708,420	1936,596	1728,000
-10	77,38	1378	144	0,615	1068,352	629,620	1697,793	1522,000
-5	69,53	1173	144	0,552	917,758	544,320	1461,925	1317,000
0	61,39	967	144	0,471	777,232	450,017	1227,121	1111,000
5	52,84	761	144	0,367	649,644	345,431	994,968	905,000
10	43,74	555	144	0,236	538,588	227,704	766,204	699,000
20	20	144	144	-0,038	396,257	-70,165	326,030	288,000

In tabelul 1 se prezintă în sinteză rezultatele obținute, constând în capacitațile necesare la diverse temperaturi exterioare pentru grupul de motoare termice și pentru grupul de pompe de caldura, rezultate care vor fi în continuare prezentate grafic mai detaliat.

In tabelul 2 se prezintă coeficientii de performanță rezultati pentru sistemul hibrid și randamentele de lucru ale acestuia, rezultate care de asemenea vor fi prezentate grafic mai detaliat.

Tabel 2

t_e	t_{CD}	COP_{SH}	RND_{SH}
°C	°C		
-15	85	1,407	0,892
-10	77,38	1,425	0,896
-5	69,53	1,435	0,901
0	61,39	1,430	0,905
5	52,84	1,393	0,910
10	43,74	1,298	0,912
20	20	0,727	0,883

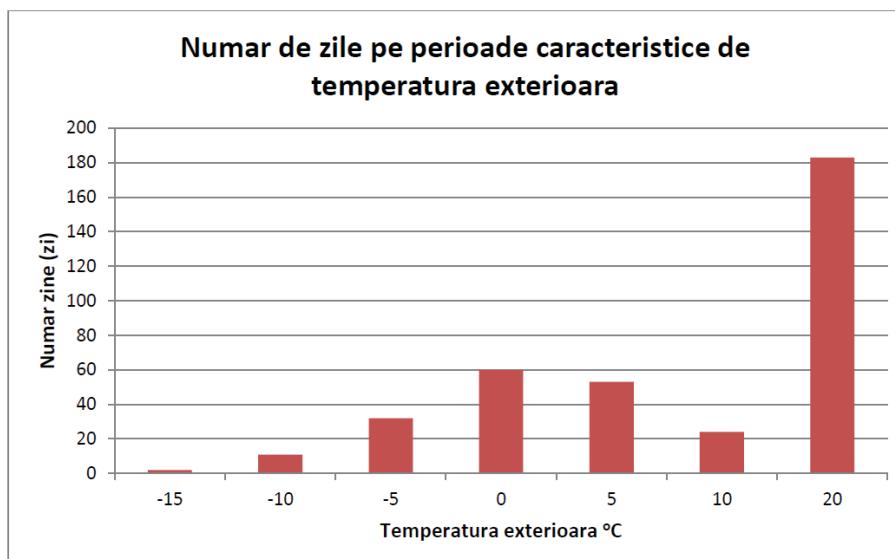


Fig. 2

In fig. 2 se prezinta distributia considerate a numarului de zile aferente perioadelor de temperaturi caracteristice date corespunzatoare tabelului 3.

Tabel 3

Domeniu temp. ext.	t_e	zile
	°C	zi
-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

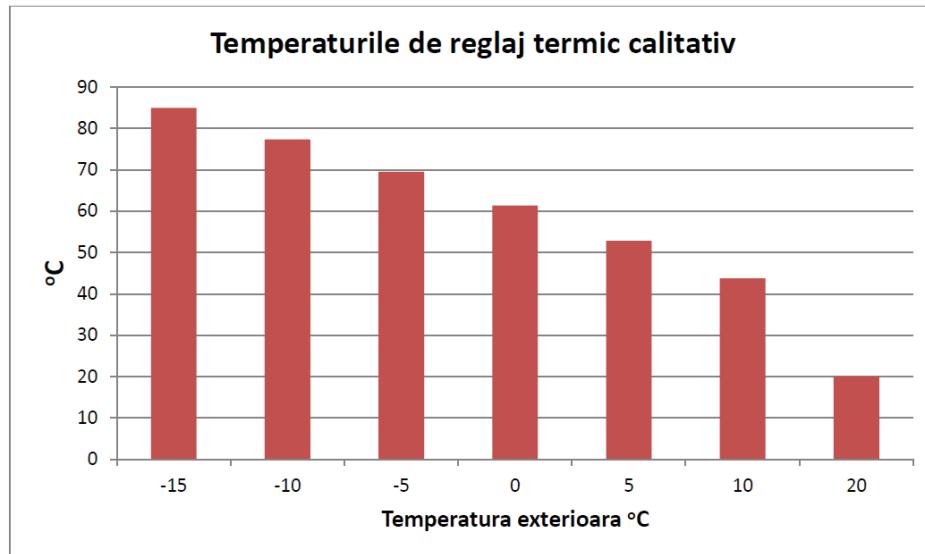


Fig. 3

In fig. 3 se prezinta valorile temperaturilor de intrare a agentului termic in instalatia de incalzire a grupului consumatorilor functie de temperatura exterioara (conform reglajului termic calitativ considerat).

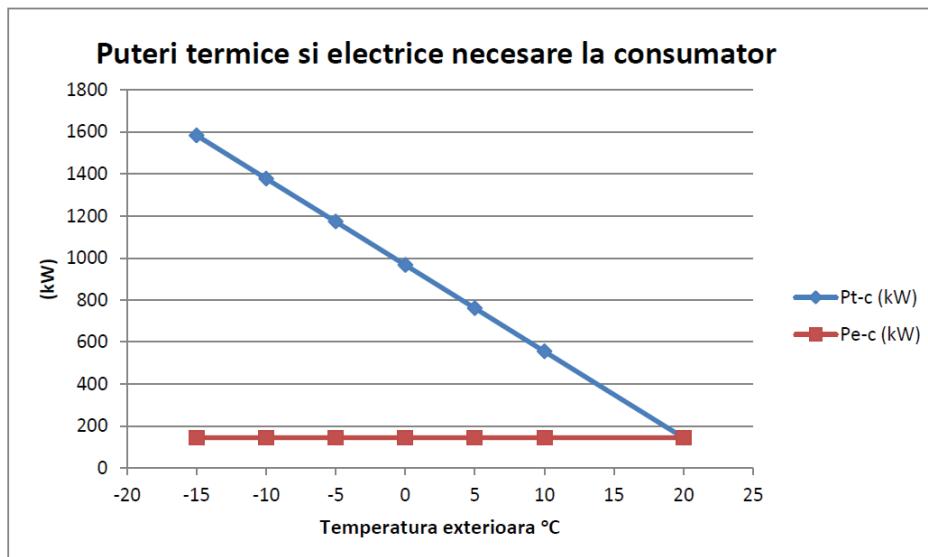


Fig. 4

In fig. 4 se prezinta puterile termice si electrice necesare grupului de consumatori functie de temperatura exterioara.

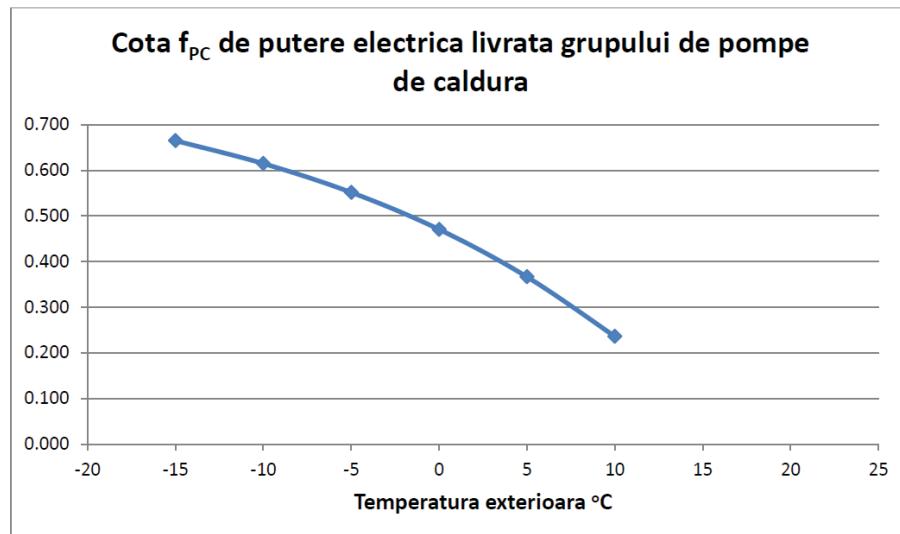


Fig. 5

In fig. 5 se prezinta cota f_{PC} de putere electrica livrata din partea grupului de motoare termice catre grupul pompe de caldura. Se observa ca aceasta cota este din ce in ce mai mare cu cat temperatura exteriora scade si necesarul de putere termica al grupului consumatorilor este mai mare.

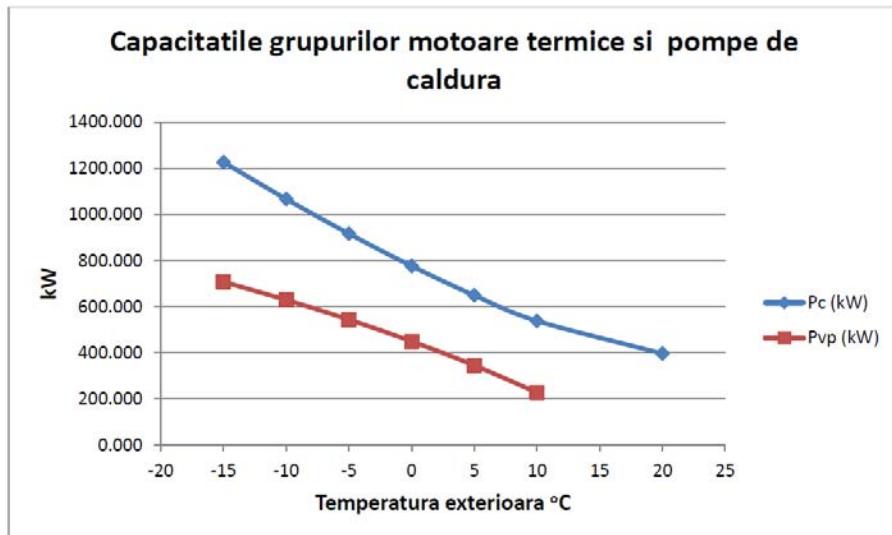


Fig. 6

In fig. 6 se prezinta capacitatatile grupurilor de motoare termice si de pompe de caldura care trebuie activate functie de solicitarea climatica si deci de necesarurile de putere termica si electrica aferente grupului consumatorilor. Se observa ca au rezultat capacitatati de aproximativ 2 ori mai mari pentru grupul motoarelor termice decat pentru grupul pompelor de caldura.

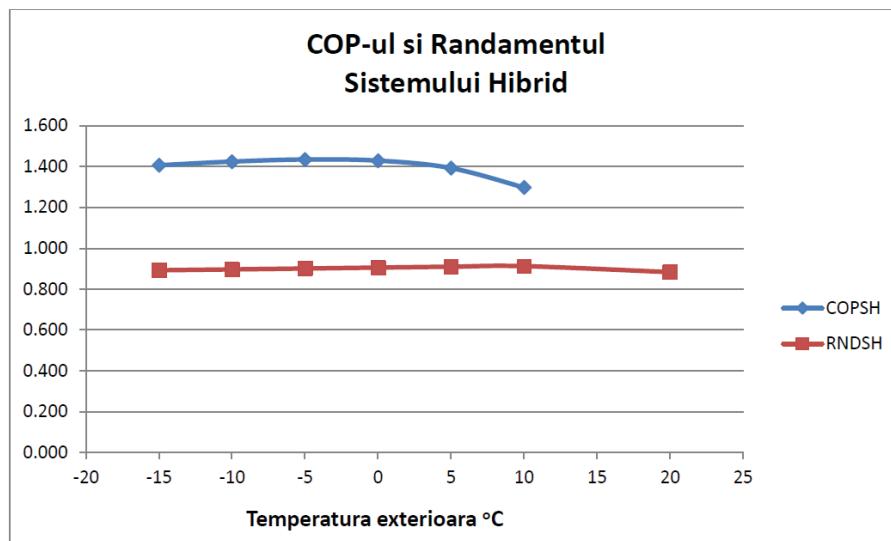


Fig. 7

In fig. 7 se prezinta indicatorii de performanta energetica aferenti sistemului hibrid, eficienta si randamentul acestuia definiti mai inainte in cadrul lucrarii. Se observa ca eficienta este de cca 1,4 iar randamentul de cca. 0.9.

3. Concluzii

Cuplarea unui grup de pompe de caldura cu un grup de motoare termice, in situatia in care exista aceasta posibilitate reprezinta o solutie energetica buna prin faptul ca ofera posibilitatea remodelarii raportului intre puterea termica si cea electrica furnizata de sistemul sursa in asamblu si bine inteleas datorita aportului suplimentar de energie pe care grupul de pompe de caldura in aduc din mediul ambiental.

In functie de puterile termice si electrice necesare grupului de consumatori, capacitatatile active ale grupurilor de motoare termice si de pompe de caldura vor lua valori din ce in ce mai mari cu cat temperatura exteriora scade si de ci cu cat solicitarea climatica asupra consumatorilor deserviti este mai intensa.

Cota de putere electrica livrata de grupul de motoare termice catre grupul de pompe de caldura creste cu cat necesarul de putere termica la grupul de consumatori creste si in consecinta, avand in vedere ca si capacitatea activa a grupului de motoare creste rezulta o crestere din ce in ce mai pronuntata a puterii electrice de alimentare a grupului de pompe de caldura. In sezonul cald se remarcă faptul ca nu este necesara utilizarea pompelor de caldura. Daca insa s-ar fi tinut cont de necesarul de frig al grupului consumatorilor atunci ar fi trebuit avute in vedere niste pompe de caldura reversibile.

Lista de Notatii

P_C – puterea termica aferenta debitului de combustibil de alimentare al motoarelor termice, W;

P_{T-MT} – puterea termica livrata de motoarele termice, W;

P_{E-MT} – puterea electrica livrata de motoarele termice, W;

P_{PD-MT} – puterea pierduta la nivelul motoarelor termice, W;

$P_{E-MT-PC}$ – puterea electrica livrata de motoarele termice catre pompele de caldura, W;

P_{E-MT-C} – puterea electrica livrata de motoarele termice catre consumatorii deserviti, W;

P_{T-CD} – puterea termica livrata de pompele de caldura la consumatorii deserviti, W;

P_{T-VP} – puterea termica absorbita de pompele de caldura din mediul ambiental, W;

P_{CONS} – puterea totala livrata de sistemul sursa hibrid consumatorului, W;

P_S – puterea totala intrata in sistemul sursa hibrid, W;

θ_{CD} – temperatura de condensare a agentului de lucru din pompele de caldura,

θ_{VP} – temperatura de vaporizare a agentului de lucru din pompele de caldura,

t_{CD} – temperatura sursei calde aferente pompelor de caldura, °C;

t_{VP} – temperatura sursei reci aferente pompelor de caldura, °C;

Δt – diferența medie de temperatură la condensatorul și vaporizatorul pompelor de caldura intre temperatura agentului din pompa de caldura și temperatura sursei calde respectiv reci, °C;

η_T – randamentul termic al motoarelor, -;

η_E – randamentul electric al motoarelor, -;

η_{E-PC} – randamentul electric al pompelor de caldura, -;

RND_{SH} – randamentul sistemului sursa hibrid, -;

f_{PC} – cota de putere electrica livrata de motoarele termice catre pompele de caldura, -;

f_C – cota de putere electrica livrata de motoarele termice catre consumatorii deserviti, -;

COP_{CD} – coeficientul de performanta la nivelul condensatoarelor pompelor de caldura, -;

$COP^{C_{CD}}$ – coeficientul de performanta aferent ciclului Carnot asociat, la nivelul condensatoarelor pompelor de caldura, -;

COP_{VP} – coeficientul de performanta la nivelul vaporizatoarelor pompelor de caldura, -;

$COP^{C_{VP}}$ – coeficientul de performanta aferent ciclului Carnot asociat, la nivelul vaporizatoarelor pompelor de caldura, -;

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

Bibliografie

1. Florin Iordache, Radu Alexandru Baciu, Stefan Burchila – Analiza energetica privind utilizarea unui system de cogenerare pentru alimentarea cu caldura a unui ansamblu de blocuri din mediul urban – ed. MATRIXROM – Revista romana de inginerie civila, vol. 6, 2015, nr. 2;
2. Florin Iordache, Mugurel Talpiga – Sistem sursa cu captatoare solare si pompa de caldura – ed. MATRIXROM – Revista romana de inginerie civila, vol. 6, 2015, nr. 3;
3. Florin Iordache – Energetica echipamentelor si sistemelor termice din instalatii – ed. Conpress, 2010, Bucuresti;
4. Ioan Boian, Florea Chiriac – Pompe de caldura – ed. MATRIXROM, 2013;

Experimental Study on Ammonia Finned Air-Coolers Working under Frosting Conditions

Rodica Dumitrescu, Anica Ilie, Alina Girip, Madalina Teodora Nichita, Alina Filip

^aTechnical University of Civil Engineering, Bucharest, Bd. Lacul Tei 122-124, Bucharest, 020396, Romania

Abstract: This paper reports experimental data obtained for an ammonia air-cooling evaporator working under conditions of frost formation. The experimental study was carried out on a specially designed set-up that allowed measuring, control and acquisition of data. Experiments were conducted for ammonia evaporation temperature of -18°C and -10°C and cooling capacity from 7.6 kW to 18.3 kW, during steady state operating conditions. The experimental investigation aimed to determine the effect of frost formation and growth on thermal performances of the ammonia finned air-cooler, in time, under different operating conditions. Influence of air dry bulb temperature, air humidity ratio and evaporating temperature has been studied. Air side pressure drop, for the same dry bulb temperature and different humidity air ratio has also been studied. This experimental investigation on an ammonia air-cooling evaporator addresses the current issue of energy savings by assisting improved design of this type of heat exchangers in order to achieve higher thermal performances of evaporators and refrigerating systems. By using ammonia as a refrigerant, this experimental investigation addresses also current ecological issues linked to refrigerants. It is well known that apart from its attractive thermo-physical properties, as compared to HFCs, ammonia is also an environment friendly natural refrigerant, known for its zero ozone depleting potential and zero global warming effect.

Key words: finned air-cooler, ammonia evaporator, frost formation, heat transfer.

Rezumat: Această lucrare prezintă rezultatele experimentale obținute în urma testării unui răcitor de aer cu suprafață aripată, care reprezintă vaporizatorul unei instalații frigorifice cu amoniac. Studiul experimental s-a desfășurat pe un stand special proiectat pentru a asigura măsurarea, controlul și achiziția de date. Experimentele s-au efectuat în regim staționar, pentru temperaturi de vaporizare ale amoniacului de -18°C și -10°C și puteri de răcire ale aerului cuprinse între 7.6kW și 18.3 kW. S-a urmărit influența formării și depunerii de brumă asupra performanțelor termice ale răcitorului de aer aripat, în funcție de timp, în diferite condiții de funcționare. Acestea din urmă au fost reprezentate de: temperatura aerului după termometrul uscat și conținutul de umiditate al aerului la intrarea pe suprafața de răcire, ca și de temperatura de vaporizare a amoniacului. De asemenea, s-a studiat variația căderii de presiune pe partea aerului, în diferite condiții de funcționare ale instalației. Acest studiu experimental vizează problema

permanent actuală a economiei de energie, prin baza de date pe care o oferă activității de proiectare, având ca obiectiv creșterea performanței termice a vaporizatorului și a instalației frigorifice. În plus, prezenta lucrare abordează aspecte legate de protecția mediului înconjurător, prin aceea că utilizează un agent frigorific natural. Amoniacul are impact nul asupra stratului de ozon și asupra încălzirii globale și este bine cunoscut pentru proprietățile sale termofizice superioare celor ale agenților frigorifici de tip HFC.

Cuvinte cheie: răcitor de aer aripat, vaporizator cu amoniac, formare și depunere de brumă, transfer de căldură.

1. Introduction

Air-cooling evaporators are refrigerant to-air heat exchangers widely used in industrial and technological refrigeration, as well as commercial refrigeration for conservation of perishable products. They consist of cooling coil and fan(s), so they are forced-circulation air coolers. Their role is to remove heat and water vapor from the humid air, immediately surrounding the refrigerated/ freezing/stored products. These heat exchangers use tubes to carry refrigerant with fins applied to the tube exterior, in order to increase the area available for heat and mass transfer. Refrigerant evaporates inside the tubes as it absorbs heat from air flowing over the outside surface of the finned tubes. When air-cooling evaporators operate with both coil surface temperatures and entering air dew-point temperatures above the coil surface temperature, below 0°C, which is the case in both refrigeration/freezing and cold storage of food product, moisture from the air being cooled accumulates on the fins and tubes of the coil in the form of frost. The growth of frost is a complex transient process in which both heat and mass transfer occur simultaneously. The formation and growth of frost on the finned-type evaporator leads to a decrease in its cooling capacity, [1], [2], [3], [4]. This is due to increased air-side pressure drop that causes airflow decrease through the coil and to increased resistance to heat transfer between the air and the refrigerant caused by the insulating effects of the frost, [5]. With decreased heat transfer, the evaporator temperature drops, causing a decrease in efficiency. If frost is allowed to accumulate further, even liquid flood back to the compressor can occur due to reduced evaporator capacity.

Both experimental and numerical studies on heat and mass transfer processes that take place in air-cooling evaporators under conditions of frost formation represent one sine qua non step in assisting designers to make the right decisions related to fin spacing, operating temperature of the coil, defrosting frequency, required defrosting time, in order to achieve maximum efficiency from the evaporator and high refrigerating system COPs.

2. Experimental set-up

The ammonia finned air-cooler under study was placed inside the horizontal section of an closed insulated air loop of rectangular shape (500 x 500 mm) (Figure 1), made of galvanized steel and equipped with multiple regulating and control devices for setting

Experimental Study on Ammonia Finned Air-Coolers Working under Frosting Conditions

the entering air parameters (dry and wet bulb temperature, humidity ratio, flow rate) and refrigerant parameters, within given ranges [6].

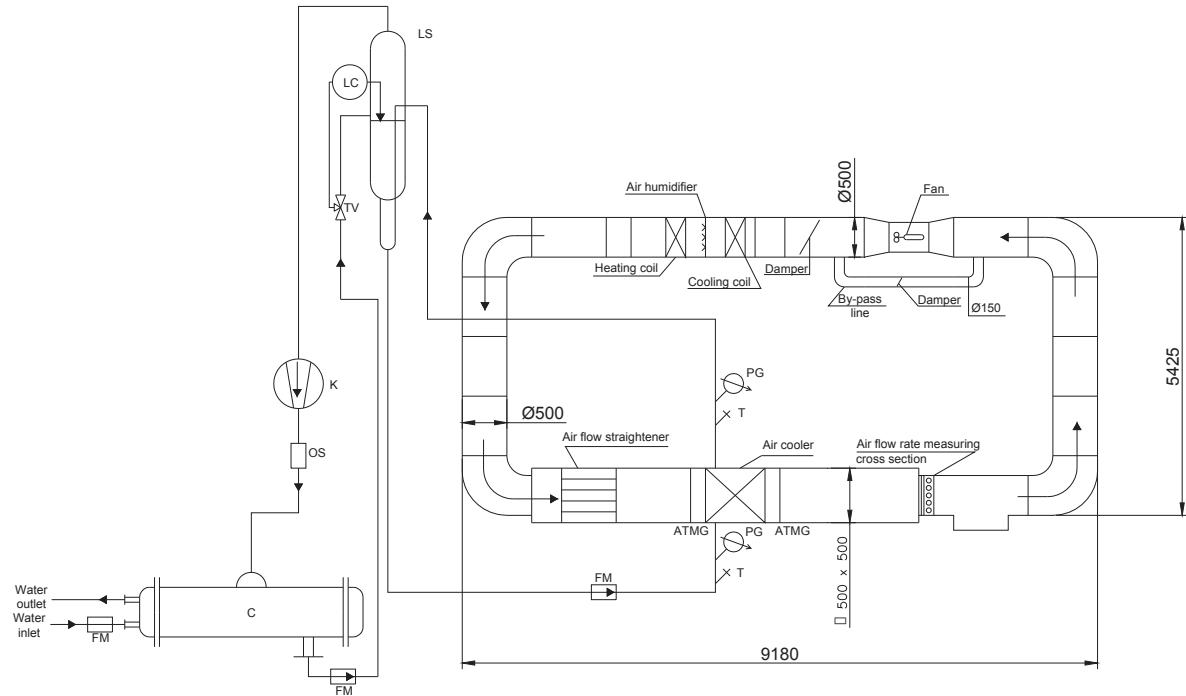


Figure 1. Schematic diagram of the experimental set-up

Legend: LS – liquid separator; OS – oil separator; K- compressor; C – condenser; LC – level control; TV – thermostatic valve; ATMG – air temperature measuring grid; FM – ammonia flow meter; T – temperature sensor; PG pressure gauge.

The transparent top cover of the air loop enables visualization of frost formation and growth on the finned tubes of the ammonia evaporator (Photo 1).



Photo 1. Finned air-cooler inside the air loop – plan view

The ammonia air-cooling evaporator under study uses a staggered tube bundle system of 4 parallel coils, of 8 horizontal tubes each. The coils are made from steel tubing. The outer diameter of the tubes is 25mm. Figure 2 shows the geometrical

configuration of the coils and fins. Tube spacing is 70mm on equilateral centers. Fins are made of aluminum and are spaced 5.25 mm apart. The fin thickness is 0.4 mm. As it may be observed from Figure 2 fins are corrugated.

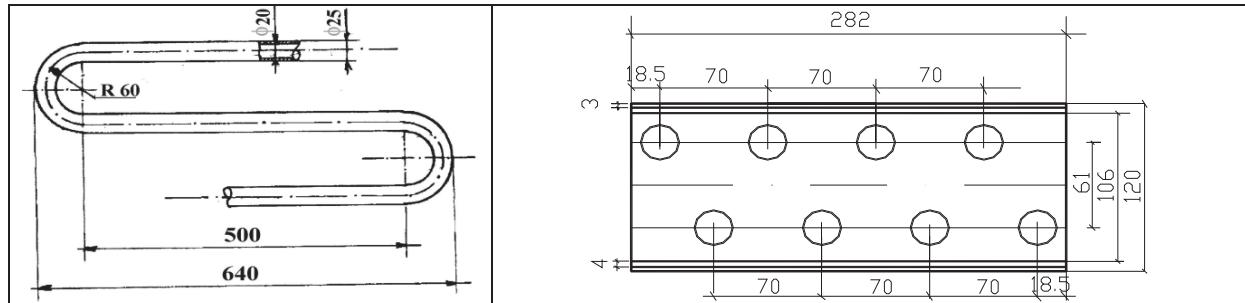


Figure 2. Geometrical configuration of coils and fins

The evaporator is fed by gravity circulation from the vertical liquid separator of an ammonia single stage mechanical vapor compression refrigeration system depicted in Photo 2. Humid air of controlled inlet parameters is simultaneously directed over the finned coil, flowing through the unit.

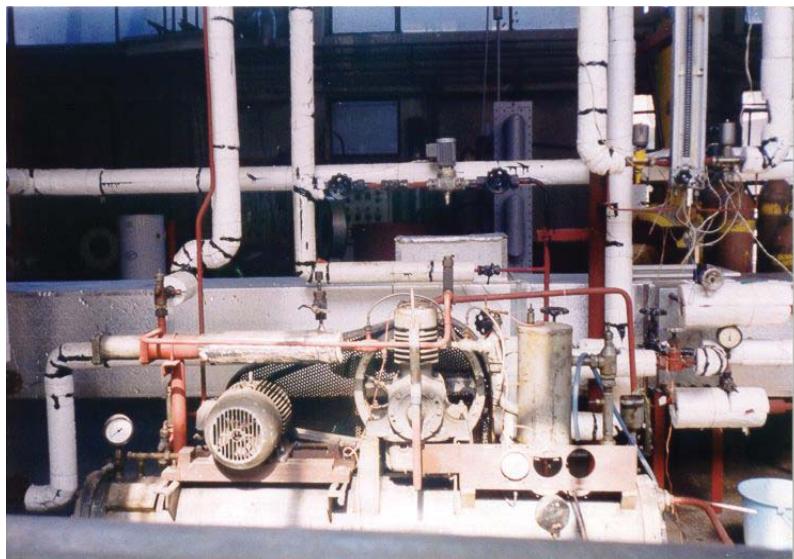


Photo 2. Refrigeration system – overall view

3. Methodology

Experimental investigation has been carried out on the ammonia finned air-cooler described above during steady state conditions. It was considered as such the regime characterized by maximum $\pm 5\%$ variation of the measured parameters, along 10 consecutive readings, at 10 minutes apart. The goal of the experiments was to determine the effect of frost formation and growth on thermal performances of the ammonia finned air-cooler, under different operating conditions. Influence of air dry bulb temperature, air humidity ratio and evaporating temperature has been studied. Air

side pressure drop, for the same dry bulb temperature and different humidity air ratio has also been studied.

Experiments were conducted under the following operating conditions:

- cooling capacity from 7.6 kW to 18.3 kW;
- dry bulb temperature of inlet air ranging from +10 °C to +20°C;
- humidity ratio of inlet air ranging from 5 g/kg to 9 g/kg;
- air velocity in the front section of the air cooler with dry surface: 3,3 m/s;
- ammonia evaporating temperature of -18°C and -10°C;
- maximum operation time: (70 ...135) min.

Experiments have been considered completed as frost thickness reached the maximum acceptable values, in terms of economic operation costs, of 2.2 to 2.3mm, on each side of the fin, of an overall fins spacing of 5.25 mm. It has thus been determined the maximum operating time of refrigeration cycle before defrosting period.

Cooling capacity of the air-cooler with frost formation has been experimentally determined in two different ways, namely: based on the energy balance of the refrigeration system and based on the cooling capacity on the air side [7] and [8].

- Based on the refrigerant energy balance, the cooling capacity on the refrigerant side, $\dot{Q}_{0,r}$, has been evaluated by:

$$\dot{Q}_{0,r} = \dot{Q}_c - P_k, [\text{W}] \quad (1)$$

where: \dot{Q}_c - condenser heat rejection rate, [W]; P_k - directly measured compressor power input, [W].

Condenser heat rejection rate has also been evaluated by two different methods, namely: by the measured ammonia flow rate and by the energy balance on cooling water side.

Based on condensate flow rate, condenser heat rejection rate, $\dot{Q}_{c,r}$, has been evaluated by:

$$\dot{Q}_{c,r} = \dot{m}_r \cdot (h_r^1 - h_r^2), [\text{W}] \quad (2)$$

where: - \dot{m}_r - ammonia mass flow rate measured at condenser outlet, [kg/s];

- h_r^1 - superheated vapor enthalpy at condenser inlet, [J/kg];
- h_r^2 - subcooled condensate enthalpy at condenser outlet, [J/kg];

Based on the energy balance on cooling water side, $\dot{Q}_{c,w}$, has been evaluated by:

$$\dot{Q}_{c,w} = \dot{m}_w \cdot c_{pw} \cdot (t_w^2 - t_w^1), [\text{W}] \quad (3)$$

where: - \dot{m}_w - directly measured cooling water flow rate at condenser inlet, [kg/s];

- c_{pw} - specific heat at constant pressure of cooling water, at its average temperature, [J/(kg K)];
- t_w^1 - water temperature at condenser inlet, [°C];
- t_w^2 - water temperature at condenser outlet, [°C].

Experimental condenser heat rejection rate values have been considered reliable, if they satisfied the following energy balance with a deviation of less than ±5%:

$$\dot{Q}_c \equiv \dot{Q}_{c,r} \equiv \dot{Q}_{c,w}, [\text{W}] \quad (4)$$

- Based on measured air flow rate the air cooler cooling capacity, \dot{Q}_{0a} , has been evaluated by:

$$\dot{Q}_{0a} = \frac{\dot{V}_a \cdot \rho_a \cdot \Delta h}{3600}, [\text{W}] \quad (5)$$

where:

- \dot{V}_a - air volumetric flow at the inlet of the finned air cooler, [m^3/s];
- ρ_a - air density at the inlet of the finned air cooler, [kg/m^3];
- Δh - enthalpy change of humid air; $\Delta h = h_{a,2} - h_{a,1}$, [J/kg];
- $h_{a,1}$ - enthalpy of air entering the finned air cooler; $h_{a,1} = f(t_1^{\text{dry}}, t_1^{\text{wet}})$, [J/kg];
- $h_{a,2}$ - enthalpy of air leaving the finned air cooler; $h_{a,2} = f(t_2^{\text{dry}}, t_2^{\text{wet}})$, [J/kg].

Based on both methods mentioned above, the cooling capacity of the finned air cooler is given by:

$$\dot{Q}_0 \equiv \dot{Q}_{0,a} \equiv \dot{Q}_{0,r}, [\text{W}] \quad (6)$$

Experimental \dot{Q}_0 values have been considered reliable and considered in further calculations, if they satisfied the energy balance above within a deviation of $\pm 7\%$.

Primary measurements in the experiments were:

- on air side: dry bulb temperature ($t_1^{\text{dry}}, t_2^{\text{dry}}$), wet bulb temperature ($t_1^{\text{wet}}, t_2^{\text{wet}}$) both at the inlet and outlet of the finned air-cooler, volumetric flow rate (Figure 1);
- on ammonia side: inlet and outlet temperature and pressure, liquid volumetric flow rate (Figure 1);
- on water side: temperature inlet and outlet of the condenser and volumetric flow rate (Figure 1).

Temperatures were measured using type K thermocouples with reading accuracy within $\pm 0.1^\circ\text{C}$. Air volumetric flow rate was measured with a hot wire anemometer placed into air stream that provided a direct reading of air velocity with an accuracy of 2 to 5% of reading over the entire velocity range. Water volumetric flow rate was measured with a Danfoss electronic flow meter that had a reading accuracy of $\pm 3\%$ and liquid ammonia volumetric flow rates were measured by Coriolis type flow meter that had a reading accuracy of $\pm 3\%$. The compressor power input was measured with three-phase active energy meter ($3 \times 380 / 220$) that had a reading accuracy of ± 0.005 kWh. All sensors were calibrated prior to testing.

4. Experimental results

4.1. Validation of measured heat transfer rate [6]

Figure 3 shows deviations of condenser heat rejection rate measured, as previously detailed, by two different methods, namely using measured ammonia flow rate and energy balance on cooling water side.

Experimental Study on Ammonia Finned Air-Coolers Working under Frosting Conditions

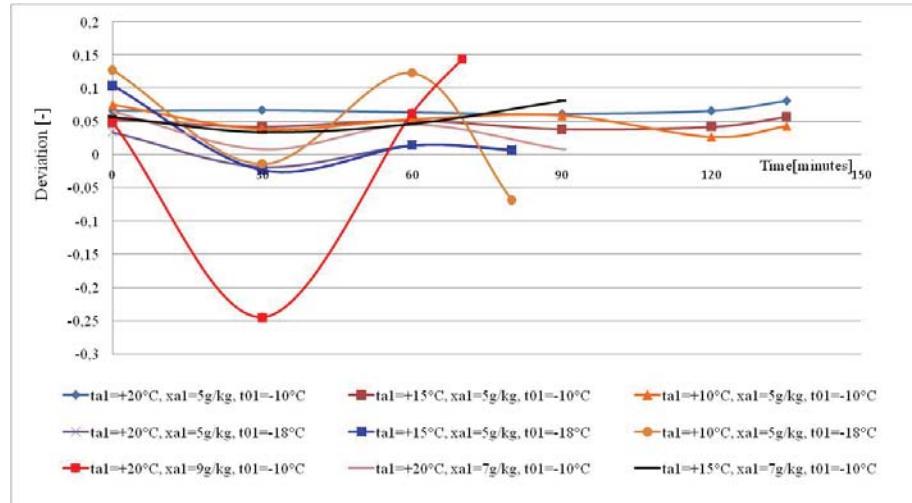


Figure 3. Deviations of condenser heat rejection rate measured by two different methods

It may be observed from Figure 3 that deviation of measured condenser heat rejection rate ranges from +14.4% to - 6.9%; there is a single experiment, in which the deviation reaches, at some point, an unacceptable value of approx. -25%. This particular experiment was excluded from further calculations. The error analysis shows that 55% of the experimental data fall within an error band of $\pm 5\%$, admitted as acceptable. As a consequence, just these measured condenser heat rejection rate represent reliable data.

Figure 4 shows deviations of cooling capacity measured, as previously mentioned, by two different methods, namely: based on the energy balance of the refrigeration system and based on the cooling capacity on the air side.

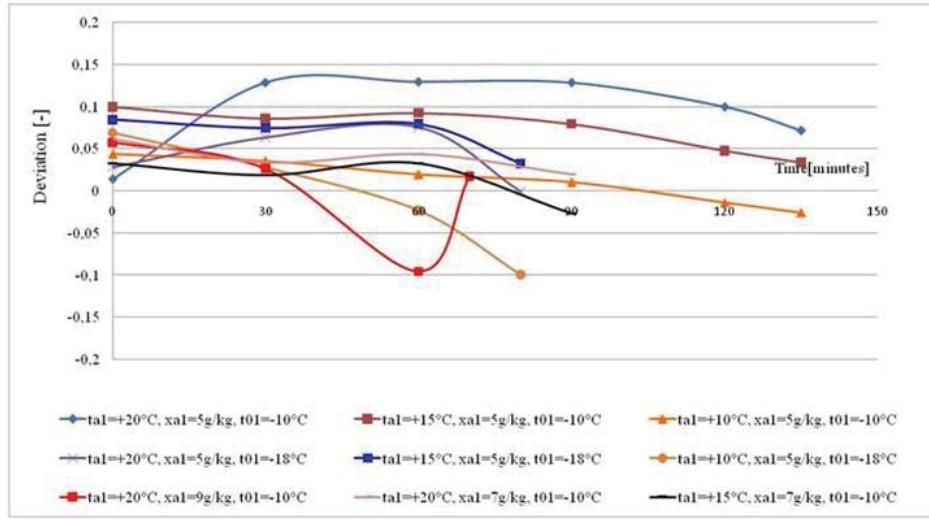


Figure 4. Deviations of finned-coil cooling capacity measured by two different methods

It may be noted from Figure 4 that deviation of measured finned-coil cooling capacity for all experiments ranges from +13.7% to -10%. The error analysis shows that 64% of

the experimental data fall within an error band of $\pm 7\%$, admitted as acceptable. As a consequence, just these measured cooling capacity values represent reliable data.

4.2. Effect of air dry bulb temperature [6]

Figure 5 shows the effect of entering air dry bulb temperature on finned-coil cooling capacity. Experiments have been performed for the same evaporating temperature of -10°C and different humidity ratio of inlet air, namely 5 g/kg and 9 g/kg . Figure 5 illustrates the normal decrease trend of ammonia finned-coil cooling capacity in time, with a decrease in entering air temperature. The explanation lies, on one hand, in decreased mean temperature difference between air and ammonia, and on the other hand, in increased surface temperature of the frost layer, as frost thickness grows in time.

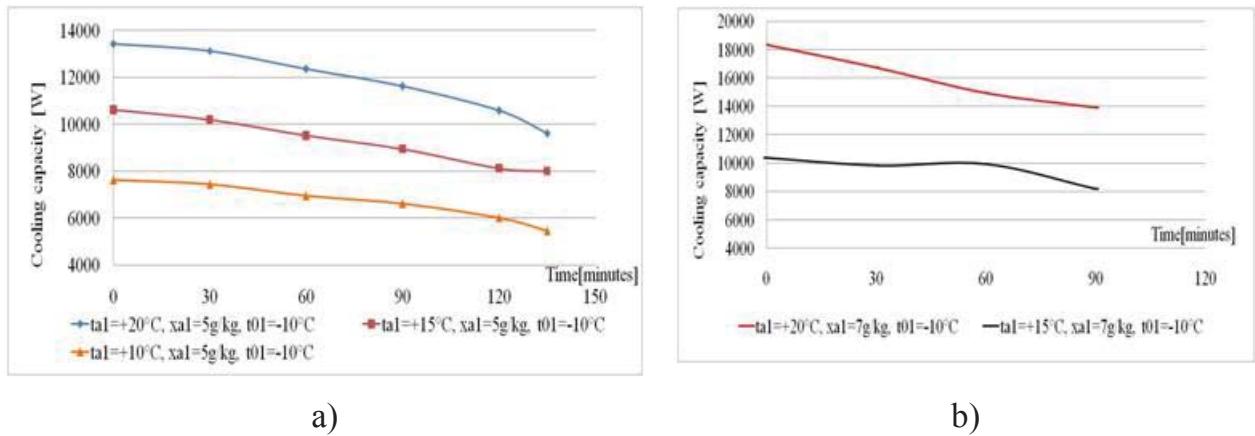


Figure 5. Effect of air dry bulb temperature on finned-coil cooling capacity

It may be observed from Figure 5a that air dry bulb temperature drop of 10°C (from $+20^{\circ}\text{C}$ to $+10^{\circ}\text{C}$), for the same inlet air humidity ratio of approximately 5g/kg and the same evaporating temperature of approximately -10°C leads to an average decrease in cooling capacity of 43%. Air dry bulb temperature drop of 5°C (from $+20^{\circ}\text{C}$ to $+15^{\circ}\text{C}$), for the same humidity ratio of inlet air of approximately 7g/kg and the same evaporating temperature of approximately -10°C leads to an average decrease of cooling capacity of 28% (see Figure 5b).

It is also evident from Figure 5 that the economic operating time of the ammonia air-cooler decreases by 33% as the latent heat transfer potential of the entering air increases from 5g/kg to 7g/kg , for the same air dry bulb temperature of $+20^{\circ}\text{C}$ and the same evaporating temperature of approximately -10°C .

4.3. Effect of air humidity ratio [6]

Figure 6 shows the effect of entering air humidity ratio on finned-coil cooling capacity. Experiments have been performed for the same evaporating temperature of -10°C , different humidity ratio of inlet air, namely 5g/kg , 7g/kg and 9g/kg and different entering air dry bulb temperature of $+20^{\circ}\text{C}$ and $+15^{\circ}\text{C}$.

It may be observed from Figure 6 that finned-coil cooling capacity increases with an increase in entering air humidity ratio, for the same entering air dry bulb temperature and the same evaporating temperature. Cooling capacity increases on average by 13% over the economic operating time with an increase in air humidity ratio from 5g/kg to 7g/kg, for a fixed entering air dry bulb temperature of +20°C (Figure 6a).

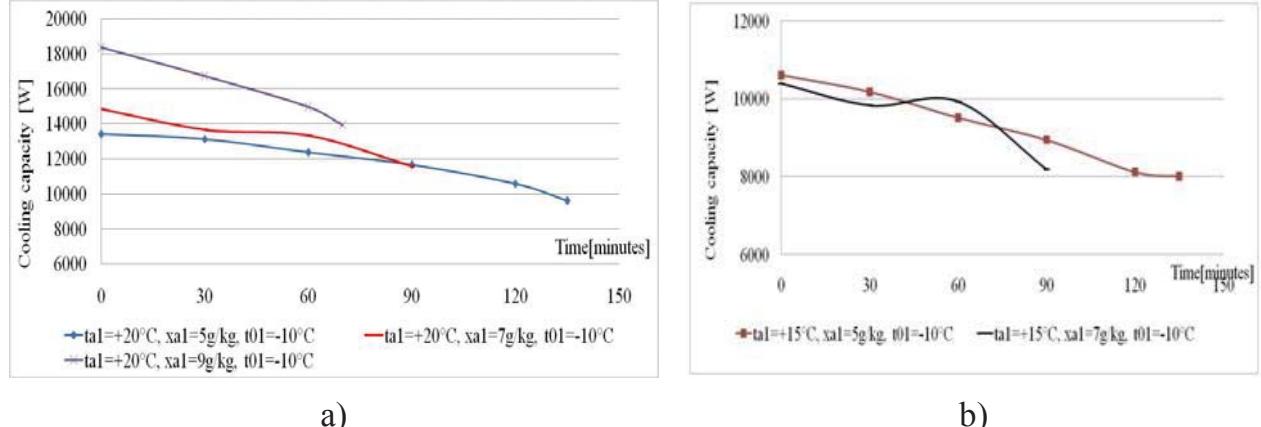


Figure 6. Effect of air humidity ratio

Cooling capacity increases on average by only 4% over the economic operating time with an increase in air humidity ratio from 5g/kg to 7g/kg, for a fixed entering air dry bulb temperature of +15°C (Figure 6b). This normal trend of cooling capacity increase is explained by an increase in latent heat transfer component.

It may also be noted that the maximum cooling capacity, for given entering air dry bulb temperature of +20°C and evaporation temperature of -10°C corresponds to maximum inlet air humidity ratio of 9g/kg.

It is also evident from Figure 6a that the economic operating time of the ammonia air-cooler decreases by 48% as the latent heat transfer potential of the entering air increases from 5g/kg to 9g/kg, for the same air dry bulb temperature of +20°C and the same evaporation temperature of approximately -10°C. The economic operating time of the ammonia air-cooler decreases by only 33% as the latent heat transfer potential of the entering air increases from 5g/kg to 7g/kg, for the same air dry bulb temperature of +15°C and the same evaporation temperature of -10°C (Figure 6b).

4.4. Effect of evaporating temperature [6]

Finned-coil cooling capacity is plotted against time for two different evaporating temperatures of -10°C and -18°C in Figures 7a and 7b, respectively.

Experiments have been conducted for entering air dry bulb temperature of $+20^\circ\text{C}$, $+15^\circ\text{C}$ and $+10^\circ\text{C}$ and entering air humidity ratio of 5g/kg. Figure 7 shows that regardless of the entering air dry bulb temperature level, along the common operating time, the finned-coil cooling capacity has higher values for the lower evaporation temperature (-18°C).

At lower evaporating temperature, for the same temperature of the inlet air, the mean temperature difference between air and ammonia increases, causing an increase in cooling capacity on average by 4% over the common operating time, regardless of the entering air temperature.

In addition, the evaporation temperature drop, from about -10°C to about -18°C, led to a shorter operating time needed for frost to build-up in a layer of 2.2mm ... 2.3 mm height, with about 41%.

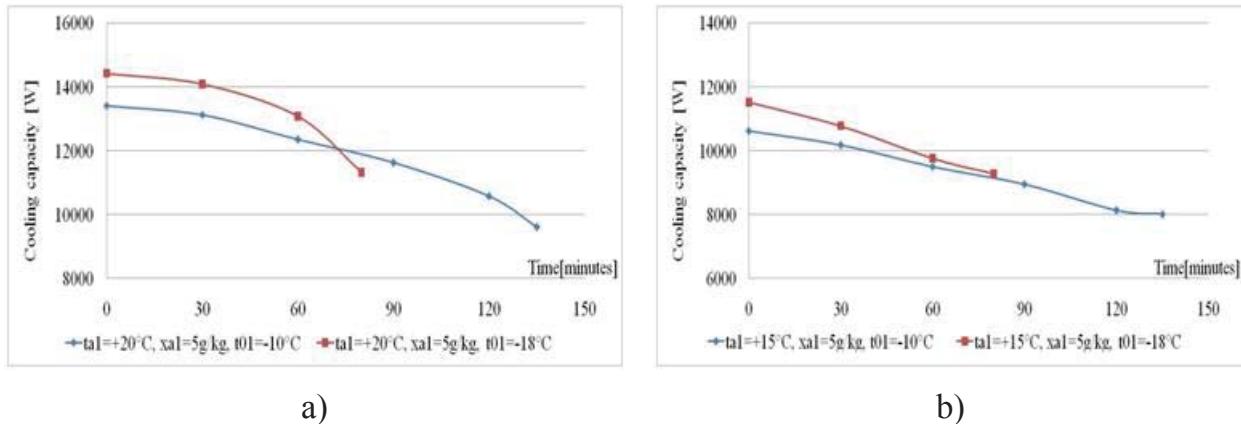


Figure 7. Effect of evaporating temperature

4.5. Air pressure drop [6]

Figure 8 illustrates comparative air pressure drop recorded at the end of the economic operating time, for different air dry bulb temperatures (+ 20°C and +15°C), different humidity ratio (5g/kg, 7g/kg, and 9g/kg) and the same evaporating temperature (-10°C).

As Figure 8 shows air pressure drop increases by 49.4% over the common operating time with an increase in air humidity ratio from 5g/kg to 9g/kg, for the same air dry bulb temperature of +20°C and the same evaporating temperature (-10°C) ; the increase in air pressure drop reaches only 23.2% over the common operating time as air humidity ratio increases from 5g/kg to 7g/kg, for the same air dry bulb temperature of +15°C.

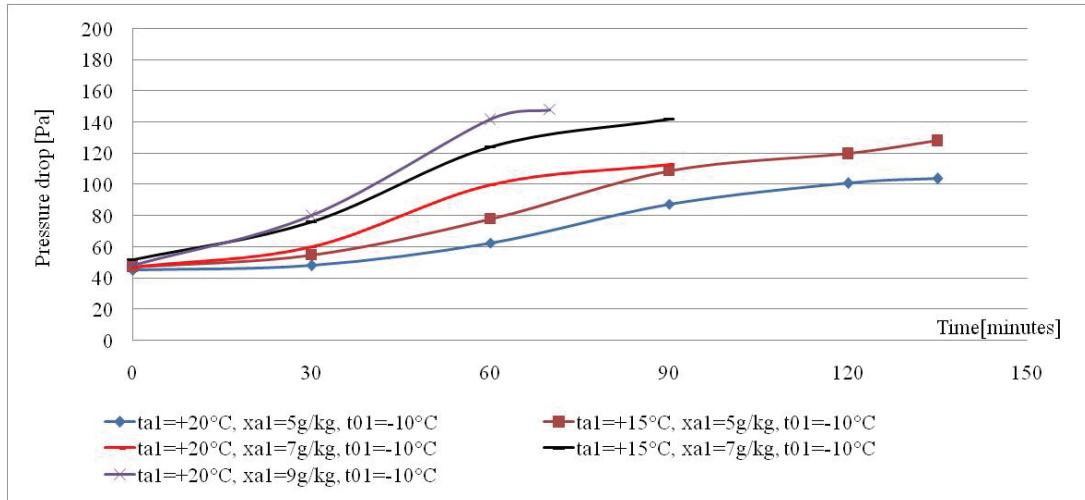


Figure 8. Effect of air pressure drop

5. CONCLUSIONS

In the present work heat transfer performances and air pressure drop of an ammonia finned-coil air-cooler of given geometrical configuration have been investigated experimentally, under different operating conditions. Experimental results led to the following conclusions:

- ammonia finned-coil cooling capacity decreases in time with a decrease in entering air temperature, for the same inlet air humidity ratio and the same evaporating temperature;
- ammonia finned-coil cooling capacity increases with entering air humidity ratio, over the economic operating time, for the same entering air dry bulb temperature and the same evaporating temperature; maximum cooling capacity, for given entering air dry bulb temperature and evaporation temperature corresponds to maximum inlet air humidity ratio;
- the economic operating time of the ammonia air-cooler decreases with an increase in the latent heat transfer potential of the entering air, for the same air dry bulb temperature and the same evaporating temperature;
- regardless of the entering air dry bulb temperature level, along the common operating time, the finned-coil cooling capacity has higher values for the lower evaporating temperature;
- evaporation temperature drop led to a shorter operating time needed for frost to build-up in a layer of 2.2mm ÷ 2.3 mm height;
- operating time is not significantly influenced by inlet air temperature, but is significantly reduced with an increase in air humidity ratio;
- air pressure drop increases over the common operating time with an increase in air humidity ratio, for the same air dry bulb temperature and the same evaporating temperature.

6. References

- [1]. Kondepudi, N.S. , D.L. O'Neal. 1992. Performance of finned – tube heat exchangers under frosting conditions: I. Simulation model. *Rev. Int. Froid*, vol.16, No.3, 1993.
- [2] Kondepudi, S.N. and O'Neal, D. 1989. L. Effect of frost growth on the performance of louvered finned tube heat exchangers. *Rev. Int. Frio Vol. 12 May 151-158.*
- [3] Kondepudi, S.N. and O'Neal, D. L. 1987. The effects of frost growth on extended surface heat exchanger performance : a review. *ASHRAE Transactions 1987, Vol.93, Part 2 :258-274*
- [4] Kondepudi, S.N. and O'Neal, D. L. 1991. Frosting performance of tube fin heat exchangers with wavy and corrugated fins. *Experimental Thermal and Fluid Science, Vol.4, No.5, Sept. 1991.*
- [5] Ivanova, V.S. 1980. Aerodynamic characteristics of finned air-coolers with frost layer. *Refrigeration Engineering, No. 11.*
- [6] R. Dumitrescu. Heat and mass transfer in ammonia air coolers. Ph.D. Thesis 2001.
- [7] Oskarsson, S. P., Krakow, K. I. & Lin, S. 1990. Evaporator models for operation with dry, wet and frosted finned surfaces, Part 2: Evaporator Models and Verification. *ASHRAE Transactions Vol. 96, Part 1 (1990) 381-392*
- [8] Ivanova, V. S., 1977, Study finned heat exchangers in air side. *Refrigeration Technology*, 6: 32-38

Aspects concerning the use of binary ice for comfort air-conditioners

Mădălina Teodora NICHITA^(a), Rodica DUMITRESCU^(b), Florea CHIRIAC^(c)

^(a) Technical University of Civil Engineering Bucharest, 122-124, Blvd. Lacul Tei, 020396, Bucharest, Romania,

Fax: +40212526880; E-mail: teddy17m@yahoo.com

^(b) Technical University of Civil Engineering Bucharest, 122-124, Blvd. Lacul Tei, 020396, Bucharest, Romania,

Fax: +40212526880; E-mail: rdumitrescu1709@yahoo.com

^(c) Technical University of Civil Engineering Bucharest, 122-124, Blvd. Lacul Tei, 020396, Bucharest, Romania,

Fax: +40212526880; E-mail: florea.chiriac@gmail.com

Abstract

This paper refers to the use of ice-slurry, as an intermediary phase changing cooling fluid, in air-conditioning.

Ice-slurry is provided by a scraper-type generator that is part of a single stage compression system working with R404A, as primary refrigerant. A mixture of ice-slurry, water, and talin (10% mass concentration) represents the secondary cooling medium. This was used in a heat exchanger of classical type, namely an air cooler, with aluminum fins, of 0.1 mm thickness.

This paper reports experimental results of ice-slurry used as cooling fluid for air-conditioning consumers of various cooling capacity demands. Experiments have been carried out using two different ice mass fractions, namely approximately 15% and 20% and two different air volumetric flow rates, namely $Q_{air} = 3000 \text{ m}^3 / \text{h}$ and $Q_{air} = 2000 \text{ m}^3 / \text{h}$

The cooling capacity of the ice-slurry generator has been experimentally validated by simultaneously determining the thermal capacity for the evaporator (as a function power input to the compressor), for the air-cooler and air heaters.

Key words: ice-slurry, air-conditioning systems, heat exchanger.

1. Introduction

The advantages of ice-slurry, as a viable alternative to the classical air conditioning solution, based on chiller prepared cooled water are well known and will not be insisted upon, [1].

This experimental study used a mixture of ice-slurry, water, and talin (10% mass concentration) and aimed to determine the cooling capacity of an ice-slurry fed air-cooler, under different working conditions, namely: different inlet ice mass fractions and different volumetric flow rate of ice slurry and cooled air.

2. Experimental Stand

The experimental study on air cooling using ice-slurry as cooling medium has been carried out on a laboratory stand. The layout of this stand is presented in Figure 1 and Photo1. As both of them show, the experimental stand consists of 3 major sections, [2]:

- ice-slurry generating system - of 7.5 kW refrigeration capacity, working with R404A, [3]. The scraper-type generator feeds the ice-slurry storage tank, of 1 m³ volume. In order to prevent the ice particles agglomeration inside the tank, the binary system (water solution and ice particles) is continuously recirculated by a pump, inside the tank and through an exterior circuit. The ice mass fraction is controlled by an automation system that operates on the principle of electrical resistance measurement. The ice-slurry generating system is placed on a platform above the air cooler level;
- vertical closed air loop - made of insulating panels of 20mm thickness of sandwich type, exteriorly covered with thin aluminum sheet. This air loop contains inside its lower horizontal branch the studied air cooler or, in other words, the consumer of an air conditioning system. Inside the same lower horizontal branch there is the 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 consists of an air cooler, an air heater and a fan. The cooling/heating heat exchangers are fed with cooled/warm water from the existing water management system of the laboratory, [4];
- air cooler subjected to testing. This is a finned copper coil of 0.4m length and an inside diameter of 8 mm. The coil bank consists of 4 panels of 10 horizontal staggered tubes. The rectangular plate fins are made of aluminum of 0.1 mm thickness and have the overall dimensions of 0.65x0.25m. The inside surface area in contact with ice-slurry/cooled water is of 0.40192 m² and the overall exterior surface area in contact with the air is of 7.47 m². The air cooler is fed with ice-slurry by a circulating pump.

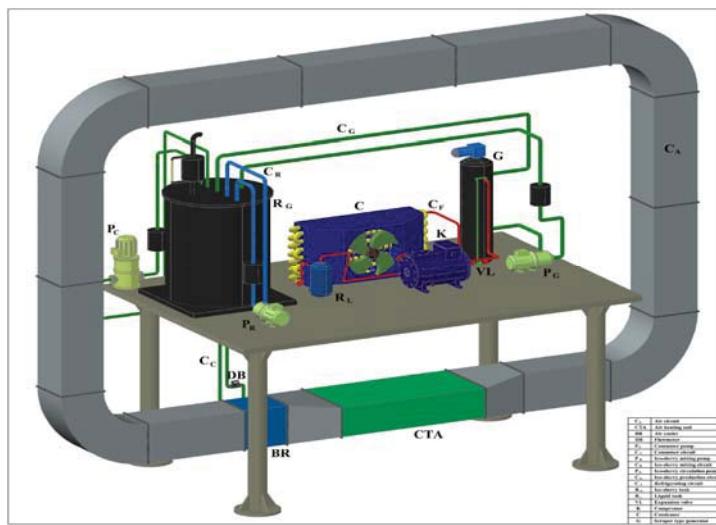


Fig. 1 Layout of the experimental stand

Legend: CTA – Air Handling Unit; G – ice-slurry Generator; C – condenser; K – compressor; P_C – ice-slurry Pump; R_G – ice-slurry tank; R_L – Liquid Refrigerant Receiver; VL – Expansion Valve; P_G - secondary cooling medium pump ; P_R – Ice-slurry Recirculation Pump; BR – Air Cooler; DB – flow meter; C_C – consumer circuit; C_G - ice slurry generation circuit; C_R – Recirculation circuit; C_A – air circuit



Photo1. Experimental stand showing the ice-slurry generation system on top, part of the air loop, containing the fan coil inside its lower branch and the connection tubes

3. Methodology

The experimental research started with determining the refrigeration capacity of the ice-slurry generator, under different consumer cooling loads. Experiments have been carried out for 2 different air flow rates at the consumer, namely: $Q_{air} = 3000 \text{ m}^3 / \text{h}$ and $Q_{air} = 2000 \text{ m}^3 / \text{h}$. To each of the above mentioned air flow rate value, corresponded 4 different ice-slurry mass flow rates, as follows: $Q_{is} = 0.350 \text{ m}^3 / \text{h}$; $Q_{is} = 0.330 \text{ m}^3 / \text{h}$; corresponding to $Q_{air} = 3000 \text{ m}^3 / \text{h}$, and; $Q_{is} = 0.350 \text{ m}^3 / \text{h}$; $Q_{is} = 0.330 \text{ m}^3 / \text{h}$, corresponding to $Q_{air} = 2000 \text{ m}^3 / \text{h}$, respectively. In addition, each of the above mentioned experiments was performed for 2 different values of the ice mass fraction: $f = 15\%$; and 20% approximately, [5].

In order to experimentally validate the refrigeration capacity of the ice-slurry generator, Φ_{is} , the following quantities have been also measured: the refrigeration capacity of the evaporator, Φ_0 (based on measured compressor power consumption, P_k), the cooling capacity of the ice-slurry fed air-cooler, Φ_{air} , and the heating capacity of the air heater inside the air handling unit, Φ_w , [6].

The following balance equations have been used, [7], [8]:

$$\Phi_{is} \approx \Phi_0 \approx \Phi_{air} \approx \Phi_w, [\text{W}] \quad (1)$$

$$\Phi_o + P_k = \Phi_c, [\text{W}] \quad (2)$$

where: Φ_c - heat flow rate rejected by the condenser.

Calculations have been based on reliable measured data that is 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, along 10 consecutive readings, at 10 minutes apart. Data used in calculation represent the averaged values of the measured parameters. Another filter in considering data as reliable was represented by the deviation in energy balances set up to 12%.

3.1. Compressor Power Consumption has been measured by a power analyzer type Fluke 434. The values indicated by this device, under quasi-steady state experimental conditions, are shown in the Figure below. Of all the displayed data, just the power values, having kW as measuring unit, are relevant for this experiment and further calculations.

Power & Energy					
FULL	L1	L2	L3	Total	
kW	1.03	1.05	1.16	3.24	
kVR	1.23	1.32	1.37	3.91	
kVAr	0.66	0.79	0.72	2.18	
PF	0.84	0.80	0.85	0.83	
Cosφ	0.85	0.80	0.85		
Arms	5.4	5.7	5.9		
L1 L2 L3					
Urms	229.2	229.6	230.9		
	04/18/11 15:21:00	230V 50Hz 3Ø WVE	EN50160		
VOLTAGE	ENERGY	TREND	HOLD	RUN	

Power & Energy					
FULL	L1	L2	L3	Total	
kW	1.04	1.09	1.16	3.28	
kVR	1.25	1.35	1.36	3.91	
kVAr	0.69	0.80	0.72	2.22	
PF	0.83	0.80	0.85	0.83	
Cosφ	0.84	0.81	0.86		
Arms	5.4	5.9	5.9		
L1 L2 L3					
Urms	230.1	230.1	230.7		
	04/19/11 16:22:02	230V 50Hz 3Ø WVE	EN50160		
VOLTAGE	ENERGY	TREND	HOLD	RUN	

Fig. 2 Measured values of the compressor power consumption

As the above experimental data show, the measured compressor power consumption was 3.24 kW for 15% ice mass fraction and 3.28 kW for 20% ice mass fraction. The uncertainty analysis related to this measurement indicated a mean value of 2%.

3.2. Refrigeration Capacity of the Ice-Slurry Generator

In order to experimentally determine the refrigeration capacity of the ice-slurry generator, Φ_{is} , the single-stage vapor compression refrigeration cycle has been drawn on the Pressure-Enthalpy Diagram, based on the following measured data, [9]: evaporating temperature and pressure; condensing temperature and pressure; compressor inlet superheated vapor temperature, (state point 1''); discharge superheated vapor temperature(state point 2); condenser outlet liquid temperature (state point 3), [10].

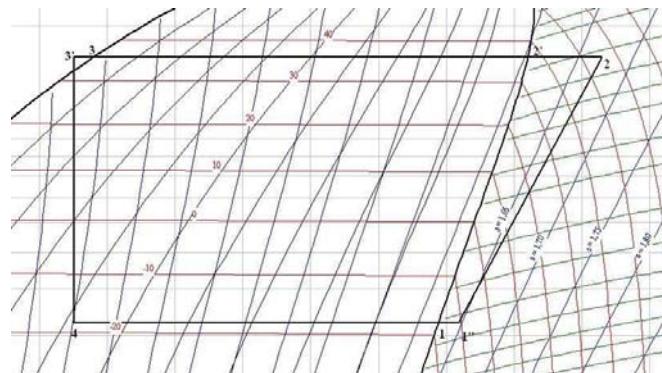


Fig. 3 Schematic of the experimental Single-Stage Vapor Compression Refrigeration cycle

Table 1 lists the measured and computed thermodynamic properties of R404A of the experimental refrigeration cycle.

Table 1. Measured and computed thermodynamic properties of the experimental refrigeration cycle

State point	1	1''	2	2'	3	3'	4
θ [°C]	-18	-10.99	55.14	36	36	32.76	-18
p [bar]	3.2	3.2	16	16	16	16	3.2
h[kJ/kg]	357.5	364	406	384	256	250	250

Based on the computed enthalpies in Table 1, the following quantities have been determined:

- the refrigerant mass flow rate, \dot{m}_{R404A} , as the ratio between the measured compressor power consumption, P_k , and the vapor enthalpy change between compressors suction and discharge, $(h_2 - h_{1''})$, [11], [12]:

$$\dot{m}_{R404A} = P_k / (h_2 - h_{1''}) = 0.078095 \text{ kg/s} \quad (3)$$

- the refrigeration capacity of the evaporator:

$$\Phi_0 = \dot{m}_{R404A} \cdot (h_1 - h_4) = 8.39 \text{ kW} \quad (4)$$

The ice-slurry refrigeration capacity was further obtained by the equation (1): $\Phi_{is} = 8.39 \text{ kW}$

3.3. Cooling Capacity of the Ice-Slurry Fed Air-Cooler

The air volumetric flow rate, \dot{V}_{air} , has been determined based on measured air velocity inside the air loop. The cross section of the loop selected for velocity measurements, placed at the air cooler outlet, complied with current standard requirements regarding stabilized air flow. The air flow rate has been measured with an Ahlborn hot wire anemometer, of 3% accuracy and was set to 3000 m³/h and 2000 m³/h.

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 averaged value. As air temperature measuring devices type K thermocouples, $\pm 0.25^\circ\text{C}$ accuracy have been used.

The cooling capacity of the air-cooler, *on the air side*, was obtained from the following equation:

$$\Phi_{air} = \dot{m}_{air} \cdot (h_{inlet} - h_{outlet}) \quad (5)$$

where: h_{inlet} , h_{outlet} - air enthalpy at the inlet/outlet of the air-cooler, respectively.

The cooling capacity of the air-cooler, *on the ice-slurry side*, was obtained from the following equation:

$$\Phi_{is} = f \cdot \dot{m}_{is} \cdot r \quad (6)$$

where: - f - ice mass fraction; - r – fusion latent heat of ice; $r = 333000 \text{ J/kg}$.

The ice-slurry volumetric flow rate, \dot{V}_{is} , has been measured using an ultrasound flow meter, [13]. The ice-slurry temperatures at both inlet and outlet of the air-cooler have also been measured and controlled. As a consequence it was possible to admit the

hypothesis of just latent heat transfer between air and ice-slurry. Transparent tube sections next to the ice-slurry inlet and outlet made possible, to some extent, a visual assessment of the ice-slurry composition.

As mentioned above, the ice mass fraction was controlled by an automation system that operates on the principle of electrical resistance measurement, [14], [15]. The uncertainty analysis related to this measurement indicated a mean value of 4%.

3.4. Heating Capacity of the Air Heater

In order to experimentally determine the heating capacity of the air heater, *on the water side*, Φ_w , the water volumetric flow rate, \dot{V}_w , has been measured, along with the inlet and outlet water temperatures. The heating capacity of the air heater was obtained from the following equation:

$$\Phi_w = \dot{m}_w \cdot c_{p,w} \cdot (\theta_{inlet} - \theta_{outlet}) \quad (7)$$

where: $c_{p,w}$ – specific heat of water at constant pressure.

The water flow rate has been measured with an electronic flow meter (Danfoss type). The measured data have been stored and centralized by two data acquisition systems, namely: Almemo 2890-9 and Almemo 3290.

4. Experimental Results

Figures 4 and 5 show the increase of the cooling capacity of the consumer with the increase of the inlet ice slurry flow rate, for the same ice mass fraction under different air flow rates: 3000 m³/h and 2000 m³/h, respectively.

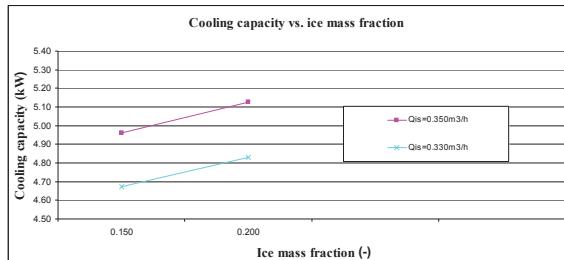


Figure 4. Cooling capacity of the air cooler as a function of the ice mass fraction, for 3000 m³/h air flow rate

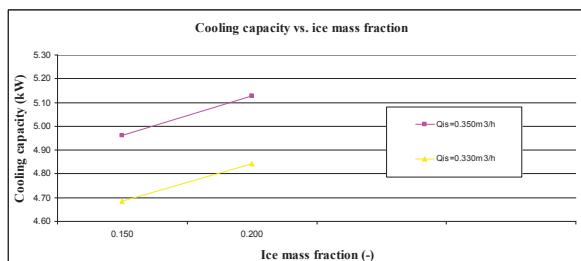


Figure 5. Cooling capacity of the air cooler as a function of the ice mass fraction for 2000 m³/h air flow rate

Figures 6 and 7 show an approximate linear increase of the consumer cooling capacity with the increase of the air inlet temperature for both ice mass fractions under approximately the same ice slurry temperature. The data in Figure 6 correspond to 3000 m³/h air flow rate and those in Figure 7 to 2000 m³/h air flow rate.

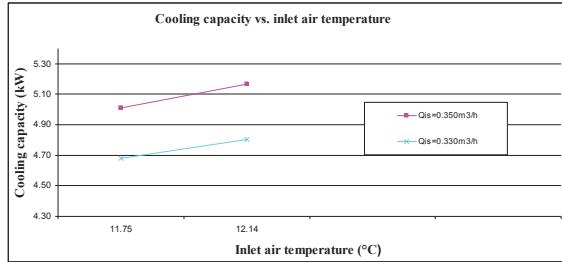


Figure 6. Cooling capacity of the air cooler as a function of the inlet air temperature for 3000 m³/h air flow rate

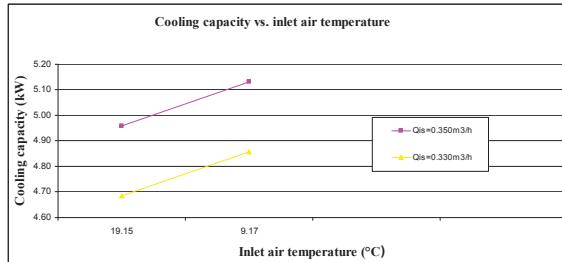


Figure 7. Cooling capacity of the air cooler as a function of the inlet air temperature for 2000 m³/h air flow rate

Figures 8 and 9 show that for the same inlet ice slurry flow rate the heating capacity of the air heater increases with the inlet water temperature that is with the increase of the temperature difference between the mean water temperature and the mean air temperature. The trend is the same irrespective of the air flow rate. The data in Figure 8 correspond to 3000 m³/h air flow rate and those in Figure 9 to 2000 m³/h air flow rate. At the same time, for the same water inlet temperature, the heating capacity increases with the ice slurry flow rate.

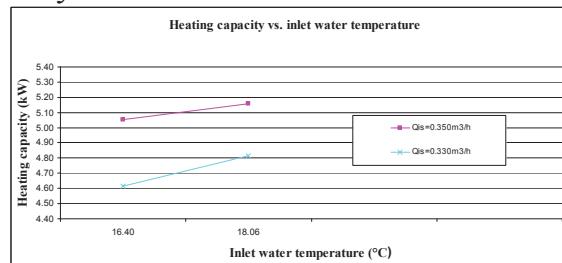


Figure 8. Heating capacity of the air heater depending on the inlet water temperature for 3000 m³/h air flow rate

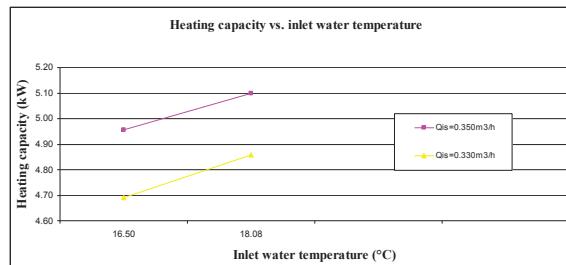


Figure 9. Heating capacity of the air heater depending on the inlet water temperature for 2000 m³/h air flow rate

5. Conclusions

The experimental results showed that:

- for the same ice mass fraction the cooling capacity of the consumer increases with the inlet ice slurry flow rate, by 6.2% at 3000 m³/h air flow rate and by 4.4% at 2000 m³/h;
- the COP of the experimental system is approximately 2.7;
- the ice slurry generator refrigeration capacity was experimentally validated by simultaneously measured ice-slurry cooling capacity, air cooling capacity, water heating capacity and compressor power consumption;
- the cooling capacity of the air cooler has also been experimentally validated. Its averaged value is 5 kW and it depends on the ice slurry mass fraction: 5.05 kW for 15 % ice slurry mass fraction and 5.16 kW for 20 % ice slurry mass fraction and 3000 m³/h air flow rate; 4.85 kW for 15% and 5.10 kW for 20 % ice slurry mass fraction and 2000 m³/h air flow rate; the uncertainty analysis related to this measurement indicated a mean value of 8%;
- it was not possible to correlate the cooling capacity of the air cooler with the ice slurry generator refrigeration capacity because of the limited heat transfer surface of the air cooler.

7. References

- [1]. Handbook on Ice Slurries, 2005, „Fundamentals and Engineering”, Chapter. 2; 5; 6;
- [2]. SR ISO 5149/1998 – Instalații frigorifice pentru răcire și încălzire. Prescripții de securitate;
- [3]. Hera Dr., „Instalații frigorifice, Agenți frigorifici”, Editura MatrixRom, 2008;
- [4]. Hera Dr., Girip A., „Instalații frigorifice, Scheme și cicluri frigorifice”, Editura MatrixRom, 2009;
- [5]. Chiriac F., Nichita (Nenu) T.M., Ilie A., “Ice slurry systems with ammonia as primary refrigerant” (9-12 octombrie 2005, Lausanne, Elvetia, Conferinta Clima 2005;
- [6]. Hera Dr., „Instalații frigorifice, Echipamente frigorifice”, Editura MatrixRom, 2009;
- [7]. Bercescu V. 1974. “Mașini și instalații frigorifice. Editura Didactică și Pedagogică, București 1974, pg. 295;
- [8]. Chiriac, Fl.: Instalații Frigorifice, Editura Didactică și Pedagogică, Bucuresti, România, 1981;
- [9]. Ashrae Handbook Fundamentals, 2005;
- [10]. Refrigeration Utilities, Version 2.84, Department of Energy Engineering, Technical University of Denmark, 2000;
- [11]. Chiriac F., ş.a. “Procese de transfer de căldură și masă în instalațiile industriale”. Editura Tehnică, București – 1981;
- [12] Drughean L., Hera Dr., Pîrvan A., “Sisteme frigorifice nepoluante”, vol I., Editura Matrix Rom 2004;
- [13]. STAS 6563-83 – Măsurarea presiunii, vitezei și debitului cu tubul Pitot-Prandtl. Metode de masurare;
- [14]. Christensen, K.G., Kauffeld, M., “Heat transfer measurements with ice slurry”, IIR/IIF International Conference on Heat Transfer Issues on Natural Refrigerants, 1997;
- [15]. Refrigeration science and technology – Proceedings – 1996-3, Institutul Internațional de Frig; Comisiile B1, B2, E1 și E23, 6 septembrie 1996, Aarhus, Danemarca;

Analiza energetica privind un posibil sistem sursa hibrid

Energy analysis on a possible hybrid power system

Prof. dr. ing. Florin Iordache

Universitatea Tehnica de Constructii Bucureşti
Bulevardul Lacul Tei 122-124, Sector 2, Bucureşti, Romania
E-mail: fliord@yahoo.com

Rezumat: Sursa hibrid propusă pentru analiza în lucrare se referă la motoarele cu combustie termică pe bază de cogenerare, cuplate cu pompe de căldură. Motoarele termice realizează primul pas prin încălzirea unui flux de căldură, creșterea în continuare a potențialului va fi realizat cu ajutorul pompelor de căldură.

Sistemul hibrid menționat realizează atât energie termică cât și energie electrică necesară pentru nevoile consumatorilor. Lucrarea prezintă o analiză a sistemului hibrid ca sursă de putere în comparație cu sursa de bază a motoarelor termice. Performanța sistemului sursă hibrid și capacitatea instalată este determinată pentru sistemul hibrid sursă. Analiza energetică întreprinsă are ca scop identificarea performanței energetice a unui astfel de sistem.

Cuvinte cheie: sursa hibrid, pompe de caldura

Abstract: The proposed hybrid source for analysis in the paper refers to cogeneration based thermal combustion engines, coupled with heat pumps. Thermal engines performs the first step by heating a heat flow, further raising the potential will be realized with heat pumps.

Mentioned hybrid system achieved both heat and electricity required for consumer needs. The paper presents an analysis of the system power hybrid source system compared to their base source of heat engines. Define performance of the hybrid source system and installed capacity is determined for the hybrid sources system. Energy analysis undertaken aims to identify energy performance of such a system.

Keywords: source hybrid, heat pumps

1. Introducere

Sistemul sursa hibrid propus spre analiza în lucrarea se referă la cogenerare pe baza de motoare termice cu ardere intențională cuplate cu pompe de căldură. Motoarele termice realizează prima treaptă de încălzire a unui agent termică, în continuare ridicarea potențialului urmand să fie realizată cu pompile de căldură.

Consumatorii vizati a fi alimentati de un astfel de sistem sursa sunt consumatori izolati care dispun cu dificultate de energie termică dintr-un sistem centralizat și chiar de energie electrică. Sistemul hibrid menționat realizează atât energia termică cât și energia electrică necesară consumatorilor pentru nevoile proprii.

Energia electrica produsa de motoarele termice este utilizata parcial pentru functionarea pompelor de caldura cu compresie si parcial pentru alimentarea directa a consumatorilor deserviti de sistemul sursa hibrid.

Analiza energetica intreprinsa urmarestea a identifica performantele energetice ale unui astfel de sistem.

2. Descrierea sistemului.

Motoarele termice produc putere termica si putere electrica conform randamentelor termic si electric corespunzatoare tipului de motoare alese si nivelului de sarcina la care functioneaza. Puterea termica produsa de motoare este parcial utilizata la incalzirea unui agent termic intermediar pana la un nivel de temperatura de asemenea intermediar. Restul de putere termica nedirectionata catre "sursa rece" a pompelor de caldura este transmisa direct la consumatori pentru prepararea agentului termic necesar acestora. Cota de putere termica transmisa catre "sursa rece" a pompelor de caldura reprezinta puterea termica extra de pompele termice, putere termica al carei potential este ridicat de catre pompele de caldura dar si a carei valoare este amplificata totodata.

Puterea electrica produsa de catre motoarele termice este si ea parcial transmisa catre motoarele care actioneaza compresoarele pompelor de caldura si parcial direct catre consumatorii deserviti de sistemul sursa. Mai mult, in functie de regimul de functionare poate ramane inca o cota de putere electrica pe care sistemul sursa o poate livra unor consumatori adjacenti, nedeserviti de sistemul sursa. In fig. 1 se prezinta schematic sistemul sursa hibrid compus din motoarele termice si din pompele de caldura.

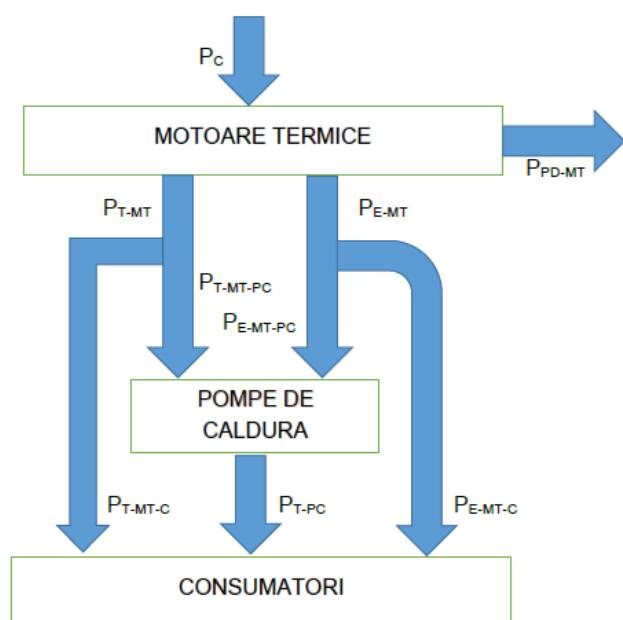


Fig. 1

Intre puterile termice si puterile electrice produse de motoarele termice, intre cotele de putere termica si putere electrica trimise catre pompele de caldura si in continuare intre puterile termice si electrice transmise de sistemul hybrid in ansamblu catre consumatori si necesarurile de putere aferente acestora exista o serie de corelatii pe care in continuare vom cauta sa le prezentam pentru a putea stabili modul de functionare al sistemului si a evalua performantele energetice ale acestuia.

3. Corelatii intre puterile termice si electrice implicate in functionarea sistemului sursa hibrid.

Puterea debitului de combustibil consumat de motoarele termice se regaseste in suma a 3 puteri termice : puterea termica, puterea electrica si o putere pierduta de motoarele termice [1], [2]. Astfel :

$$P_C = P_{T-MT} + P_{E-MT} + P_{PD-MT} \quad (1)$$

unde :

$$\begin{aligned} P_{T-MT} &= \eta_{T-MT} \cdot P_C \\ P_{E-MT} &= \eta_{E-MT} \cdot P_C \end{aligned} \quad (2)$$

Atat puterea termica cat si puterea electrica se divid fiecare in 2 cote, una trimisa catre pompele termice, iar cealalta trimisa direct catre grupul consumatorilor.

Astfel :

$$P_{T-MT-PC} = h_{PC} \cdot P_{T-MT} = h_{PC} \cdot \eta_{T-MT} \cdot P_C \quad (3)$$

$$P_{T-MT-C} = (1 - h_{PC}) \cdot P_{T-MT} = (1 - h_{PC}) \cdot \eta_{T-MT} \cdot P_C \quad (4)$$

$$P_{E-MT-PC} = f_{PC} \cdot P_{E-MT} = f_{PC} \cdot \eta_{E-MT} \cdot P_C \quad (5)$$

$$P_{E-MT-C} = (1 - f_{PC}) \cdot P_{E-MT} = (1 - f_{PC}) \cdot \eta_{E-MT} \cdot P_C \quad (6)$$

Cota de putere termica transmisa catre pompele de caldura ($P_{T-MT-PC}$) este preluata, la vaporizator, de agentul de lucru al masinilor frigorifice si amplificata prin adaugarea cotei de putere electrica ($P_{E-MT-PC}$), fiind livrata la condensator sub forma de putere termica (P_{T-PC}). Astfel puterea termica furnizata de pompele de caldura va fi:

$$\begin{aligned}
P_{T-PC} &= P_{T-VP} + \eta_{E-PC} \cdot P_{E-MT-PC} = \\
&= P_{T-MT-PC} + \eta_{E-PC} \cdot P_{E-MT-PC} = \\
&= h_{PC} \cdot \eta_{T-MT} \cdot P_C + \eta_{E-PC} \cdot f_{PC} \cdot \eta_{E-MT} \cdot P_C = \\
&= (h_{PC} \cdot \eta_{T-MT} + \eta_{E-PC} \cdot f_{PC} \cdot \eta_{E-MT}) \cdot P_C
\end{aligned} \tag{7}$$

Puterea termica totala transmisa de sistemul hibrid catre consumatori este suma dintre puterea termica furnizata de pompele termice si puterea termica transmisa direct de la motoarele termice. Astfel :

$$\begin{aligned}
P_{T-CONS} &= P_{T-MT-PC} + P_{T-PC} = \\
&= (1 - h_{PC}) \cdot \eta_{T-MT} \cdot P_C + (h_{PC} \cdot \eta_{T-MT} + \eta_{E-PC} \cdot f_{PC} \cdot \eta_{E-MT}) \cdot P_C \tag{8} \\
&= (\eta_{T-MT} + \eta_{E-PC} \cdot f_{PC} \cdot \eta_{E-MT}) \cdot P_C
\end{aligned}$$

Din relatia (8) se observa ca puterea termica livrata de motoarele termice se regaseste in totalitate in puterea termica totala transmisa de intreg sistemul hibrid consumatorilor, cu toate ca a fost divizata in 2 cote. Puterea electrica transmisa de sistemul hibrid consumatorilor ramane sa fie puterea electrica transmisa direct de la motoarele termice la consumatori. Astfel :

$$P_{E-CONS} = P_{E-MT-C} = (1 - f_{PC}) \cdot \eta_{E-MT} \cdot P_C \tag{9}$$

Pe de alta parte puterea termica primita de catre consumatori (P_{T-CONS}), de la sistemul hibrid, trebuie sa acopere necesarul de energie termica al consumatorilor, iar puterea electrica primita de consumatori (P_{E-CONS}), de la sistemul hibrid trebuie sa acopere necesarul de energie electrica al consumatorilor. Impunand insa ca puterea termica livrata de catre sistemul hibrid sa acopere necesarul curent de energie termica al consumatorilor este foarte posibil ca puterea electrica livrata de catre sistemul hibrid sa fie mai mica sau mai mare decat necesarul de putere electrica al consumatorilor. Necesarul de puterea electrica al consumatorilor include atat puterea electrica necesara iluminatului cat si puterea electrica necesara aparelor electrocasnice aferente. In cazul in care puterea electrica livrata de sistemul hibrid nu acopera necesarul de putere electrica al consumatorului se va lua putere electrica din sistemul national iar in cazul in care puterea electrica livrata de sistemul hibrid depaseste necesarul de putere electrica al consumatorului se va transmite surplusul de putere electrica in sistemul national. Altfel spus dimensionarea capacitatii sistemului hibrid se face pe considerente termice.

Rezulta in consecinta puterea totala primita de consumatori ca fiind :

Analiza energetica privind un posibil sistem sursa hibrid

$$\begin{aligned}
 P_{CONS} &= P_{T-CONS} + P_{E-CONS} = \\
 &= (\eta_{T-MT} + \eta_{E-PC} \cdot f_{PC} \cdot \eta_{E-MT}) \cdot P_C + (1 - f_{PC}) \cdot \eta_{E-MT} \cdot P_C \\
 &= [\eta_{T-MT} + \eta_{E-MT} - (1 - \eta_{E-PC}) \cdot f_{PC} \cdot \eta_{E-MT}] \cdot P_C = \quad (10) \\
 &= \left[1 + \frac{\eta_{E-MT}}{\eta_{T-MT}} - (1 - \eta_{E-PC}) \cdot f_{PC} \cdot \frac{\eta_{E-MT}}{\eta_{T-MT}} \right] \cdot \eta_{T-MT} \cdot P_C = \\
 &= [1 + r_{CG} - (1 - \eta_{E-PC}) \cdot f_{PC} \cdot r_{CG}] \cdot \eta_{T-MT} \cdot P_C
 \end{aligned}$$

Se poate defini randamentul sistemului hibrid ca fiind raportul dintre puterea totala primita de consumatori si puterea debitului de combustibil :

$$\eta_{MT-PC} = \frac{P_{CONS}}{P_C} = [1 + r_{CG} - (1 - \eta_{E-PC}) \cdot f_{PC} \cdot r_{CG}] \cdot \eta_{T-MT} \quad (11)$$

Cota din puterea termica produsa de motoarele termice transmisa catre pompele termice se stabileste astfel incat sa rezulte o functionare armonioasa a pompelor de caldura cu compresie. Pentru asta trebuie sa facem referire la legatura care exista intre puterea termica la vaporizator si puterea electrica de alimentare la motoarele compresoarelor [2].

$$\begin{aligned}
 P_{T-VP} &= P_{T-MT-PC} = h_{PC} \cdot \eta_{T-MT} \cdot P_C = \\
 &= COP_{VP} \cdot f_{PC} \cdot P_{E-MT} = \eta_{E-PC} \cdot \frac{273,15 - \Delta t + t_{VP}}{t_{CD} - t_{VP} + 2 \cdot \Delta t} \cdot f_{PC} \cdot \eta_{E-MT} \cdot P_C
 \end{aligned} \quad (12)$$

Prelucrand relatia (12) se obtine :

$$\frac{h_{PC}}{f_{PC}} = \eta_{E-PC} \cdot \frac{273,15 - \Delta t + t_{VP}}{t_{CD} - t_{VP} + 2 \cdot \Delta t} \cdot \frac{\eta_{E-MT}}{\eta_{T-MT}} = \eta_{E-PC} \cdot \frac{273,15 - \Delta t + t_{VP}}{t_{CD} - t_{VP} + 2 \cdot \Delta t} \cdot r_{CG} \quad (13)$$

Mai clar relatia (13) se poate scrie sub forma :

$$\frac{h_{PC}}{f_{PC}} = \eta_{E-PC} \cdot COP_{VP}^C \cdot r_{CG} \quad (14)$$

Considerand ca dimensionarea instalatiei de incalzire centrala a grupului consumatorilor s-a facut pentru temperaturile de calcul ale agentului termic de 85/65 °C si se respecta reglajul termic calitativ, rezulta ca pompa de caldura ar putea sa

lucreze ca masina frigorifica in domeniul de valori $COP_{VP}^C = 6 \div 8$. Valorile mai mici sunt asociate temperaturilor mai scazute ale agentului termic din instalatia de incalzire (deci sursa calda) iar valorile mai mari sunt asociate temperaturilor mai ridicate ale agentului termic din instalatia de incalzire. In aceste conditii, considerand un indice de cogenerare $r_{CG} = 0,636$ si un randament de utilizare a energiei electrice de catre grupul de pompe de caldura $\eta_{E-PC} = 0,7$, rezulta pentru raportul intre cotele puterilor termica si electrica transmise catre pompele de caldura - h_{PC}/f_{PC} , valori intre 2,8 si 3,5.

Cum puterea termica totala transmisa de la sistemul hibrid consumatorilor deserviti acopera necesarul total de putere termica al acestora rezulta ca puterea combustibilului care alimenteaza motoarele termice trebuie sa aiba valoarea minima :

$$P_{Cmin} = \frac{\Phi_T + \Phi_E}{\eta_{MT-PC}} = \frac{\Phi_T + \Phi_E}{[1 + r_{CG} - (1 - \eta_{E-PC}) \cdot f_{PC} \cdot r_{CG}] \cdot \eta_{T-MT}} \quad (15)$$

Raportul intre puterea electrica si puterea termica furnizate de sistemul hibrid consumatorului are expresia :

$$\frac{P_{E-CONS}}{P_{T-CONS}} = \frac{(1 - f_{PC}) \cdot \eta_{E-MT}}{\eta_{T-MT} + \eta_{E-PC} \cdot f_{PC} \cdot \eta_{E-MT}} = \frac{(1 - f_{PC}) \cdot r_{CG}}{1 + \eta_{E-PC} \cdot f_{PC} \cdot r_{CG}} \quad (16)$$

Intr-un caz concret in care $f_{PC} = 0,3$, $r_{CG} = 0,636$ si $\eta_{E-PC} = 0,7$ rezulta ca :

$$P_{E-CONS} = 0,393 \cdot P_{T-CONS} \quad (17)$$

Daca motoarele termice lucreaza cu un indice de cogenerare de 0,636, sistemul hibrid se poate spune ca lucreaza cu un indice de cogenerare de 0,40.

In continuare se va considera cazul concret al unui consumator alcătuit din clădiri colective rezidențiale insușind un număr de 288 apartamente [1]. Consumatorul a fost ales astfel încât un motor termic de 500 kW lucrând la sarcina parțială de 50% să poată alimenta cu energie termică consumatorul pe timp de vară. Considerand cazul concret al acestui consumator, și considerand prioritara realizarea de către sistemul hibrid a puterii termice aferente consumatorului, rezulta puterea electrică produsă de către sistemul sursă va avea întotdeauna, pe perioada sezonului rece al anului, o producție de energie electrică excedentară față de solicitarea efectivă a consumatorilor. Suplusul de putere electrică va fi transmis în rețea națională.

Analiza energetica privind un posibil sistem sursa hibrid

Tabel 1

t_e	Φ_T	Φ_E	P_T	P_E	dP_E	P_C	$\Phi_T + \Phi_E$	η_{MT-PC}
$^{\circ}C$	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	-
-15	1584.00	144.00	1584.00	643.10	499.10	2039.39	1728.00	0.85
-10	1378.28	144.00	1378.28	559.58	415.58	1796.61	1522.28	0.85
-5	1172.57	144.00	1172.57	476.06	332.06	1553.82	1316.57	0.85
0	966.86	144.00	966.86	392.54	248.54	1311.04	1110.86	0.85
5	761.14	144.00	761.14	309.02	165.02	1068.25	905.14	0.85
10	555.43	144.00	555.43	225.50	81.50	825.47	699.43	0.85
20	144.00	144.00	144.00	58.46	-85.54	339.90	288.00	0.85

Singura situatie deosebita este situatia de vara cand trebuie preparata numai apa calda de consum si cand nu este necesara functionarea pompelor de caldura dat fiind faptul ca un motor termic la 500 kW este capabil sa acopere atat puterea termica cat si puterea electrica necesara functionand la sarcina de 75%.

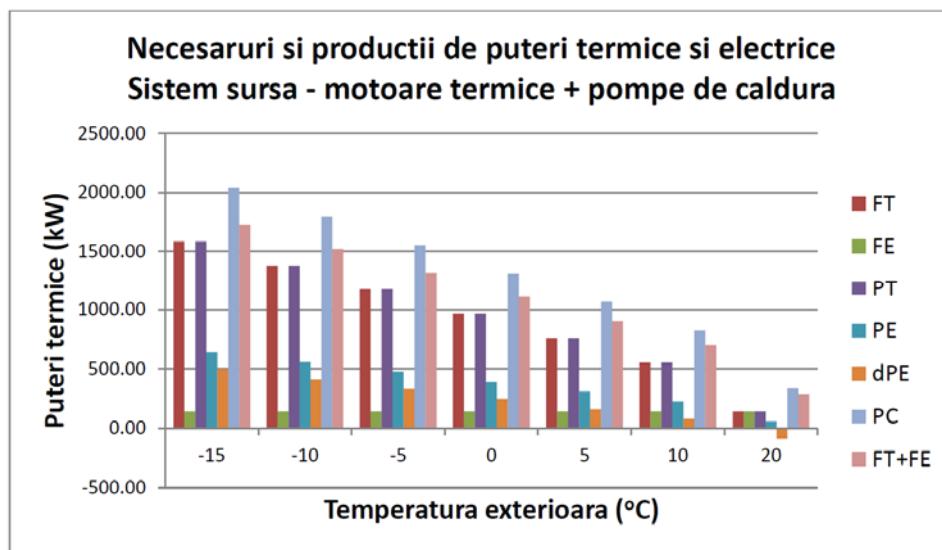


Fig.2

In antepenultima coloana a tabelului 1 se prezinta puterea necesara la nivel de combustibil de alimentare a motoarelor termice. Se observa ca la temperatura exteroara cea mai scazuta este necesara instalarea unei puteri totale la nivel de combustibil de 2040 kW. Randamentul sistemului hibrid este de 85% pe toata perioada sezonului rece. Ce se poate spune in acest moment este faptul ca randamentul total al sistemului hibrid este mai scazut decat randamentul total al sistemului constituit numai de motoarele termice, randament care are valoarea de cca. 90%. Rezultatul este firesc deoarece o parte ($1 - \eta_{E-PC} = 0,5$) din energia electrica utilizata de motoarele pompelor termice este utilizata de catre compresorul pompelor termice pentru functionarea acestora si numai restul de 50% este considerata ca energie utila efectiv.

In cazul in care alimentarea consumatorilor considerati s-ar face exclusiv pe

baza motoarelor termice puterea totala rezultata a fi instalata este de 2592 kW, adica cu cca. 550 kW mai mult sau cu cca. 27% mai mult decat in cazul sistemului hibrid (tabel 3).

Tabel 2

t_e	Φ_T	Φ_E	P_T	P_E	dP_E	P_C	$\Phi_T + \Phi_E$	η_{MT-PC}
°C	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	-
-15	1584.00	144.0	1584.00	1008.00	864.00	2592.00	1728.00	0.67
-10	1378.28	144.0	1378.28	877.09	733.09	2255.37	1522.28	0.67
-5	1172.57	144.0	1172.57	746.18	602.18	1918.75	1316.57	0.69
0	966.86	144.0	966.86	615.27	471.27	1582.13	1110.86	0.70
5	761.14	144.0	761.14	484.36	340.36	1245.51	905.14	0.73
10	555.43	144.0	555.43	353.45	209.45	908.88	699.43	0.77
20	144.00	144.0	144.00	91.64	-52.36	235.64	288.00	1.22

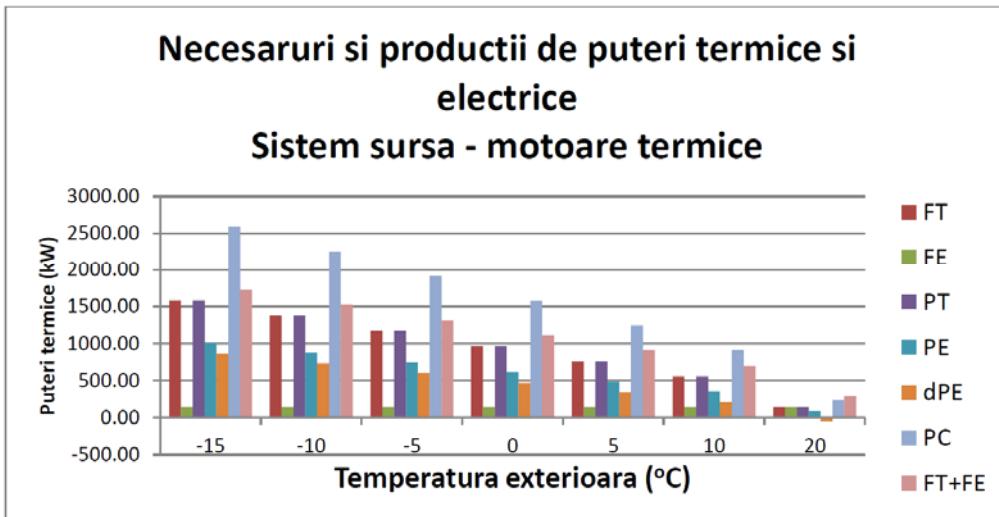


Fig.3

Randamentul sistemului de alimentare compus numai din motoare termice, gandit la fel ca si in cazul sistemului hibrid, este variabil pe parcursul sezonului de incalzire avand valori intre 67% si 80%, deci valori mai scazute decat in situatia sistemului hibrid. Pe perioada de vara, in situatia sistemului alcătuit numai din motoare termice, consumatorul poate fi deservit atat din punct de vedere termic cat si electric cu un singur motor functionand la sarcina de 75%.

4. Concluzii

Utilizarea pompelor de caldura in cuplaj cu motorele termice conduce la un sistem care schimba raportul dintre puterea electrica si termica fata de sistemul de baza format din motoarele termice. Raportul nou creat prin sistemul hibrid este mai apropiat de raportul puterilor necesare electrica si termica proprii consumatorilor de tip cladiri

din domeniul rezidential sau tertiar si in acest fel poate fi considerat mai adevarat deservirii acestor consumatori. Pe de alta parte, prin cuplajul cu pompele de caldura se pierde o parte de energie pentru functionarea acestora, insa aceasta pierdere este relativ mica.

O alta consecinta cxare rezulta din alcatuirea sistemului hibrid este faptul ca puterea instalata in motoarele termice poate fi cu pana la 30% mai scaduta decat in cazul utilizarii numai a sistemului de baza format din motoarele termice. Totusi nu trebuie neglijat ca se investeste in pompele de caldura care insa functioneaza pe baza energiei electrice produsa de motoarele termice.

Lista de Notatii

P_C – puterea termica aferenta debitului de combustibil de alimentare al motoarelor termice, W;

P_{T-MT} – puterea termica livrata de motoarele termice, W;

P_{E-MT} – puterea electrica livrata de motoarele termice, W;

P_{PD-MT} – puterea pierduta la nivelul motoarelor termice, W;

$P_{E-MT-PC}$ – puterea electrica livrata de motoarele termice catre pompele de caldura, W;

P_{E-MT-C} – puterea electrica livrata de motoarele termice catre consumatorii deserviti, W;

P_{T-CD} – puterea termica livrata de pompele de caldura la consumatorii deserviti, W;

P_{T-VP} – puterea termica absorbita de pompele de caldura din mediul ambiental, W;

Φ_T – necesarul de putere termica la consumatori, kW;

Φ_E – necesarul de putere electrica la consumatori, kW;

dP_E – surplusul de putere electrica produsa de sistemul hibrid, kW;

P_{CONS} – puterea totala livrata de sistemul sursa hibrid consumatorului, W;

t_{CD} – temperatura sursei calde aferente pompelor de caldura, °C;

t_{VP} – temperatura sursei reci aferente pompelor de caldura, °C;

η_t – diferența medie de temperatură la condensatorul și vaporizatorul pompelor de caldura, °C;

η_{T-MT} – randamentul termic al motoarelor, -;

η_{E-MT} – randamentul electric al motoarelor, -;

η_{E-PC} – randamentul electric al pompelor de caldura, -;

η_{MT-PC} – randamentul sistemului sursa hibrid, -;

COP_{CD} – coeficientul de performanta la nivelul condensatoarelor pompelor de caldura, -;

COP_{CD}^C – coeficientul de performanta aferent ciclului Carnot asociat, la nivelul condensatoarelor pompelor de caldura, -;

COP_{VP} – coeficientul de performanta la nivelul vaporizatoarelor pompelor de caldura, -;

COP_{VP}^C – coeficientul de performanta aferent ciclului Carnot asociat, la nivelul vaporizatoarelor pompelor de caldura, -;

r_{CG} – factorul de cogenerare;

P_{T-CONS} - puterea termica primita de consumatori de la sistemul hibrid, W;

P_{E-CONS} - puterea electrica primita de consumatori de la sistemul hibrid, W;

P_{CONS} – puterea termica totala primita de consumatori;

h_{PC} – cota din puterea termica livrata de motoarele termice transmisa catre pompele de caldura, -;

f_{PC} – cota din puterea electrica livrata de motoarele termice transmisa catre pmpele de caldura, -;

Bibliografie

1. Florin Iordache, Radu Alexandru Baciu, Stefan Burchila – Analiza energetica privind utilizarea unui sstem de cogenerare pentru alimentarea cu caldura a unui ansamblu de blocuri din mediul urban - Revista romana de inginerie civila, vol. 6 (2015), nr. 2 – ed. Matrixrom Bucuresti, 2015;

2. Florin Iordache, Mugurel Talpiga - Sistem sursa cu captatoare solare si pompe de caldura – Revista romana de inginerie civila, vol. 6 (2015), nr. 3 – ed. Matrixrom Bucuresti, 2015;

Experimental Investigation on Frost Formation in Ammonia Finned Air-Coolers

Rodica Dumitrescu, Anica Ilie, Alina Girip, Madalina Teodora Nichita, Alina Filip

Technical University of Civil Engineering, Bucharest, Bd. Lacul Tei 122-124, Bucharest, 020396, Romania

Rezumat: Această lucrare prezintă rezultatele experimentale obținute la testarea unui răcitor de aer cu amoniac, în condiții de depunere de brumă pe suprafața de transfer de căldură. Obiectivul lucrării este acela de a determina influența unor factori cheie asupra vitezei de formare și acumulare a brumei pe suprafața rece, în diferite condiții de funcționare. S-au studiat: influența temperaturii și conținutului de umiditate ale aerului la intrarea pe suprafața răcitorului, precum și influența temperaturii de vaporizare. De asemenea, s-a studiat variația densității brumei formate în funcție de temperatura și conținutul de umiditate ale aerului la intrarea pe suprafața răcitorului. Studiul experimental s-a efectuat pe un stand special proiectat pentru a asigura măsurarea, controlul și achiziția de date. Experimentele s-au efectuat în regim staționar, pentru temperaturi de vaporizare ale amoniacului de -18°C și -10°C și puteri de răcire ale aerului cuprinse între 7.6 kW și 18.3 kW. Rezultatele experimentale obținute au fost comparate cu date din literatura de specialitate și s-a constatat că acestea sunt în concordanță cu valori obținute de către alți cercetători. Scopul acestei lucrări este acela de a furniza o bază de date experimentale, care poate fi utilizată în activitatea de proiectare a răcitoarelor de aer aripat, care funcționează cu amoniac și sunt utilizate în aplicații din domeniul alimentar, în vederea creșterii performanței termice a vaporizatoarelor și a coeficientului de performanță al instalației frigorifice. Implicit, acest studiu abordează problema permanent actuală a economiei de energie și a protecției mediului înconjurător, prin aceea că utilizează un agent frigorific natural, și anume amoniacul ($ODP=0$ și $GWP = 0$), bine cunoscut pentru proprietățile sale termofizice superioare celor ale agenților frigorifici de tip HFC.

Cuvinte cheie: răcitor de aer arripăt, vaporizator cu amoniac, formare și depunere de brumă, aer umed.

Abstract: This paper presents results of an experimental investigation conducted on an ammonia air-cooling evaporator working under conditions of frost formation in order to determine the effect of several key factors on the rate of frost formation and growth on finned coil surfaces, under different operating conditions. The influence of inlet air dry bulb temperature and air humidity ratio as well as evaporating temperature has been studied. Frost density, for different dry bulb temperature and humidity air ratio has also been studied. The experimental study was carried out on a specially designed set-up that allowed measuring, control and acquisition of data. Experiments were conducted for ammonia evaporation temperature of -18°C and -10°C and cooling capacity from 7.6 kW to 18.3 kW, during steady state operating conditions. Experimental results have been

further compared to data in the open literature by authors with similar experimental investigations. The paper concluded that experimental results are in fairly good agreement with other authors work and consequently reliable. The objective of this work is to provide experimental data based on which improved design of ammonia finned evaporator coils used in food freezing or storage as air-coolers may be developed, thus leading to higher thermal performances of evaporators and higher coefficients of performance of the refrigerating system. Implicitly this experimental investigation addresses the permanent objective of energy savings. In addition, by using ammonia as a refrigerant, this experimental investigation addresses also current ecological issues linked to refrigerants. Ammonia is an environment friendly natural refrigerant, known for its zero ozone depleting potential (ODP) and zero global warming effect (GWP), whose thermo-physical properties are attractive, as compared to HFCs.

Key words: finned air-cooler, ammonia evaporator, frost formation, moist air.

1. Introduction

When humid air contacts cold surfaces of finned-type heat exchangers used in refrigerators or air-conditioners, frost forms and growths on both surfaces of coils and fins, if the surface temperature is below the freezing temperature of water [1]. So evaporators build up frost continuously when in use [2]. The frost that accumulates on evaporator coils and between the fins interferes drastically with heat transfer and air pressure drop in that it obstructs air passages, diminish the air flow rate over the coil and may eventually block air circulation around the evaporator. It is very important, therefore, that the evaporator surfaces must be defrosted once the limits of economic functioning are exceeded. The lower the fin spacing, the greater care to operating time is required. Once the air flow rate through the coil is reduced, this will further reduce the evaporator temperature, leading to thicker frost formation. The frost in the evaporator coil acts as insulation and diminishes heat-transfer. With decreased heat transfer, the evaporator temperature drops, causing a further decrease in efficiency. If allowed to accumulate further, even liquid flood back to the compressor can occur due to reduced evaporator capacity.

Experimental and numerical studies on heat and mass transfer processes that take place in finned air-cooling evaporators under conditions of frost formation represent major contributions to design analysis of given geometrical configuration in terms of adequate fin spacing, operating coil temperature, defrosting frequency, aiming to achieve maximum efficiency for the evaporator and high refrigerating system COPs [3], [4], [5] .

2. Experimental set-up

The experimental set-up used to investigate the ammonia finned air-cooler is shown in Figure 1 [6]. The air-cooler under study was placed inside the horizontal section of a closed air loop of rectangular shape of 500 x 500 mm in cross section. The insulated galvanized steel made air loop was equipped with multiple regulating and control devices for setting the entering air parameters (dry and wet bulb temperature, humidity ratio, flow rate) and refrigerant parameters, within given ranges, in order to ensure steady state operating conditions.

Experimental Investigation on Frost Formation in Ammonia Finned Air-Coolers

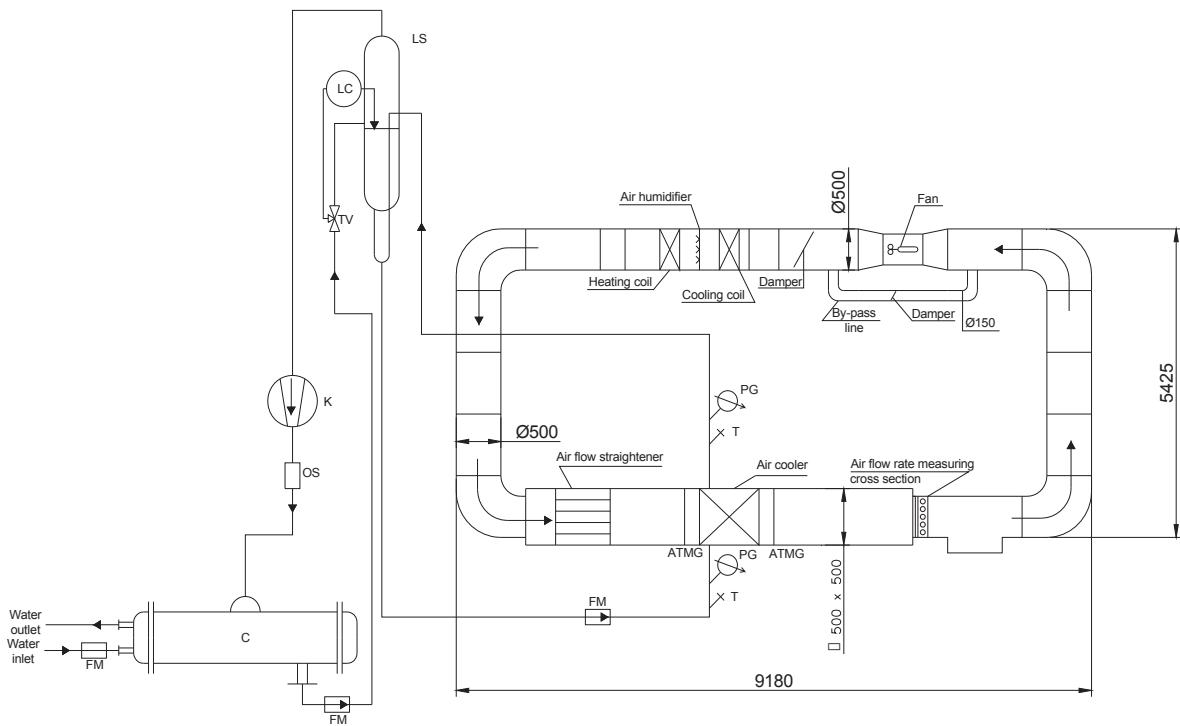


Figure 1. Schematic diagram of the experimental set-up

Legend: LS – liquid separator; OS – oil separator; K – compressor; C – condenser; LC – level control; TV – thermostatic valve; ATMG – air temperature measuring grid; FM – ammonia flow meter; T – temperature sensor; PG pressure gauge.

The transparent top cover of the air loop enables visualization of frost formation and growth on the fins and coils of the ammonia finned evaporator coil (Photo 1).



Photo 1. Finned air-cooler inside the air loop – plan view

Geometrical configuration of the ammonia finned air-cooler is shown in Figure 2. As it may be observed, the air-cooler under study uses a staggered tube bundle system of 4 parallel coils, of 8 horizontal tubes each. Coils are made from steel tubing and fins are made of aluminum. The outer diameter of the tubes is 25 mm and the tube spacing is 70 mm on equilateral centers. Corrugated fins of 0.4 mm thickness are spaced 5.25 mm apart.

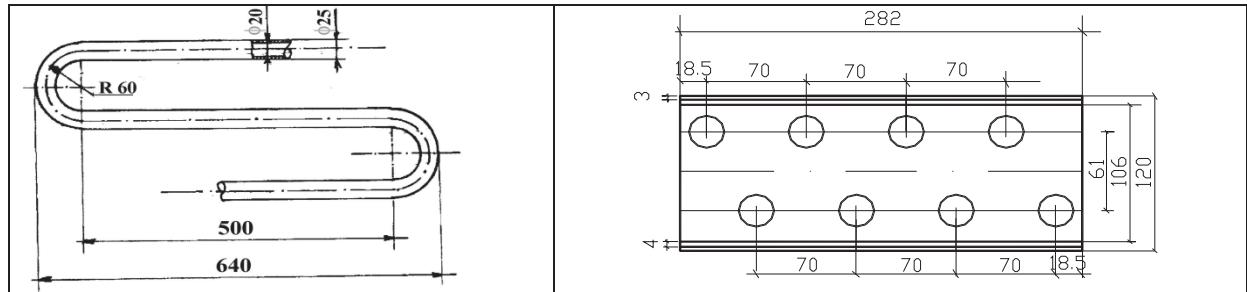


Figure 2. Geometrical configuration of coils and fins

Photo 2 shows the insulated single stage mechanical vapor compression refrigeration system used for the experimental investigation. The ammonia air-cooling evaporator is fed by gravity circulation from the vertical liquid separator. Humid air of controlled inlet parameters is simultaneously directed over the finned coil, flowing through the unit.

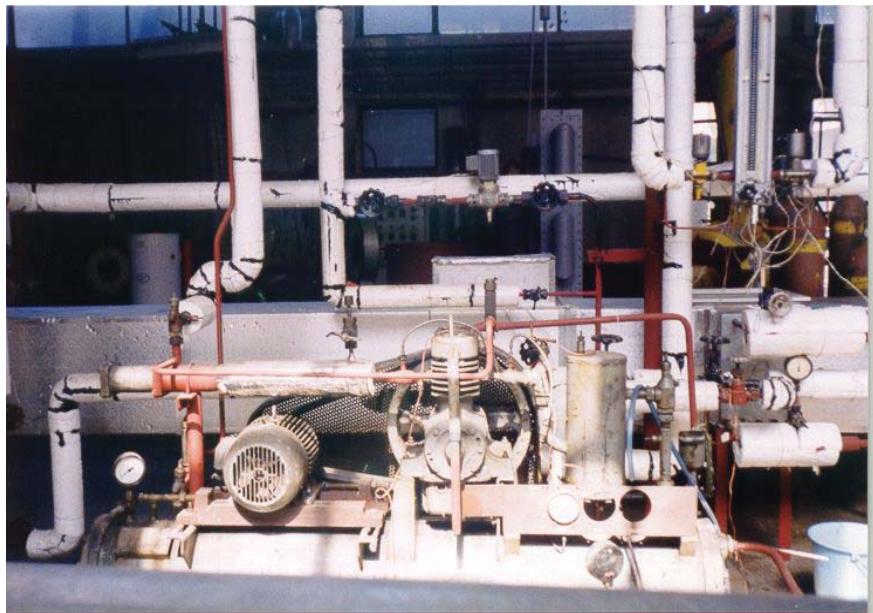


Photo 2. Refrigeration system – overall view

3. Methodology

Experimental investigation has been carried out on the ammonia finned air-cooler described above during steady state operating conditions. It was considered as such the regime characterized by maximum $\pm 5\%$ variation of the measured parameters, along 10 consecutive readings, at 10 minutes apart. The goal of the experiments was to determine the effect of several key factors on the rate of frost formation and growth on the finned coil surface under study, under different operating conditions [6], [7], [8]. The influence of inlet air dry bulb temperature and air humidity ratio as well as evaporating temperature has been studied. Frost density, for different dry bulb temperature and humidity air ratio, has also been studied.

Experiments were conducted under the following operating conditions:

- cooling capacity from 7.6 kW to 18.3 kW;

- dry bulb temperature of inlet air ranging from +10 °C to +20°C;
- humidity ratio of inlet air ranging from 5 g/kg to 9 g/kg;
- air velocity in the front section of the air cooler with dry surface: 3,3 m/s;
- ammonia evaporating temperature of -18°C and -10°C;
- maximum operation time: (70 ... 135) min.

As presented in detail in [6], cooling capacity of the ammonia finned air-cooler with frost formation has been experimentally determined in two different ways, namely: based on the energy balance of the refrigeration system and based on the cooling capacity on the air side, [6]. Only experimental \dot{Q}_0 values that satisfied the energy balance within a deviation of $\pm 7\%$ have been considered reliable and considered in further calculations. Once the system reached steady state conditions, both frost mass and height have been measured, after certain periods of time, considered as significant. Experiments have been considered completed as frost thickness reached maximum acceptable values, in terms of economic operating costs, namely 2.2 to 2.3mm on each fin side, given an overall fin spacing of 5.25 mm. It has thus been determined the maximum operating time of refrigeration cycle before defrosting is needed.

Mean density of the frost, ρ_f^m , has been calculated, by:

$$\rho_f^m = \frac{M_f}{A \cdot \delta_f^m}, [\text{kg/m}^3] \quad (1)$$

where: $-M_f$ -measured mass of frost accumulated on coils and fins, [kg]; δ_f^m - mean frost height, [m]; A – overall heat transfer area of the finned air-cooler.

Primary measurements in the experiments were:

- on air side: dry bulb temperature (t_1^{dry}, t_2^{dry}), wet bulb temperature (t_1^{wet}, t_2^{wet}), both at the inlet and outlet of the finned air-cooler, volumetric flow rate (Figure 1);
- on ammonia side: inlet and outlet temperature and pressure, liquid volumetric flow rate (Figure 1);
- on water side: temperature inlet and outlet of the condenser and volumetric flow rate (Figure 1);
- mass of the frost.

Temperatures were measured using type K thermocouples with reading accuracy within $\pm 0.1^\circ\text{C}$. Air volumetric flow rate was measured with a hot wire anemometer placed into air stream that provided a direct reading of air velocity with an accuracy of 2 to 5% of reading over the entire velocity range. Water volumetric flow rate was measured with a Danfoss electronic flow meter that had a reading accuracy of $\pm 3\%$ and liquid ammonia volumetric flow rates were measured by Coriolis type flow meter that had a reading accuracy of $\pm 3\%$. Mass of the frost was measured using a precision balance with an accuracy of 3% of reading over the entire measuring range. All sensors were calibrated prior to testing.

4. Experimental results

4.1. Effect of air temperature on the rate of frost growth

Figure 3 shows the variation of frost thickness in time, for different air temperatures and humidity ratios at the air-cooler inlet. Experiments have been performed for the same evaporating temperature of -10°C , humidity ratio of inlet air of 5g/kg, 7g/kg and 9g/kg and three different air dry bulb temperatures of $+20^{\circ}\text{C}$, $+15^{\circ}\text{C}$ and $+10^{\circ}\text{C}$. It may be observed from Figure 3 that the effect of entering air temperature on the rate of frost growth is very low, since regardless of temperature, frost thickness of (2,2 ... 2,3) mm is formed after approximately 135 minutes, given the air humidity ratio of ≥ 5 g/kg.

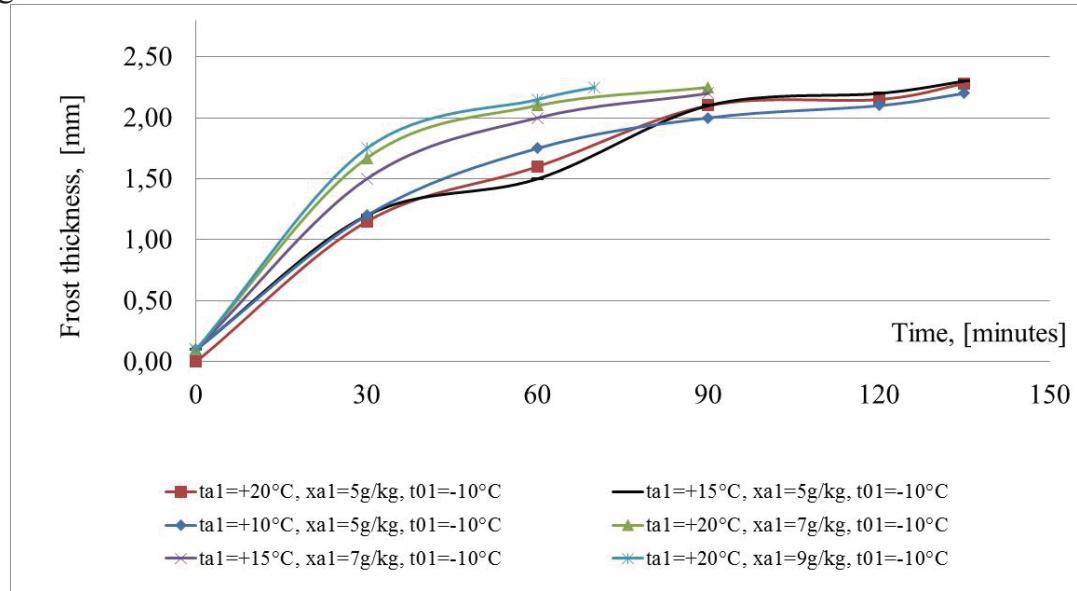


Figure 3. Effect of air temperature on the rate of frost growth

The same conclusion can be drawn from Figure 3, with respect to the air humidity ratio of ≥ 7 g/kg; however, in this case the economicoperating time needed to form the same frost thickness of (2,2 ... 2,3) mm decreases to approximately 90 minutes.

4.2. Effect of air humidity ratio on the rate of frost growth

As already mentioned above, it is also obvious from Figure 3 the strong effect of different entering air humidity ratio on frost thickness variation in time.

This normal trend of economicoperating time decrease with an increase in entering air humidity ratio is comparatively depicted in Figure 3. Considering the same air temperature of $+20^{\circ}\text{C}$, the rate of frost accumulation to build the same (2,25 ... 2,275) mm of fost thichness decreases by 33% with an increase in air humidity ratio from 5g/kg to 7g/kg, and by 48% with an increase in air humidity ratio from 5g/kg to 9g/kg. Considering the same air temperature of $+15^{\circ}\text{C}$, the rate of frost accumulation to build the same (2,25 ... 2,275) mm of fost thichness decreases by 33% withan increase in air humidity ratio from 5g/kg to 7g/kg.

The experimental results shown in Figure 3 are fully consistent with those obtained by Mao et al. (1992) [7], Lee et al. (1997) [8], Ismail (1999) [9].

4.3. Effect of evaporating temperature on the rate of frost growth

Frost thickness is plotted against time for two different evaporating temperatures of -10°C and -18°C in Figure 4. Experiments have been conducted for entering air dry bulb temperature of +20°C, +15°C and +10°C and entering air humidity ratio of 5g/kg. It may be noted from Figure 4 that the rate of frost growth increases on average by 41% with a decrease in evaporating temperature from -10°C to -18°C, so that the same maximum frost thickness within the range of (2.3 ... 2.33) mm, is formed in approximately 80 minutes, given the air humidity ratio of 5g/kg, regardless the air dry bulb temperature at the ammonia finnedair-cooler inlet.

These results are consistent with those indicated by Tao et al. (1993a) [10].

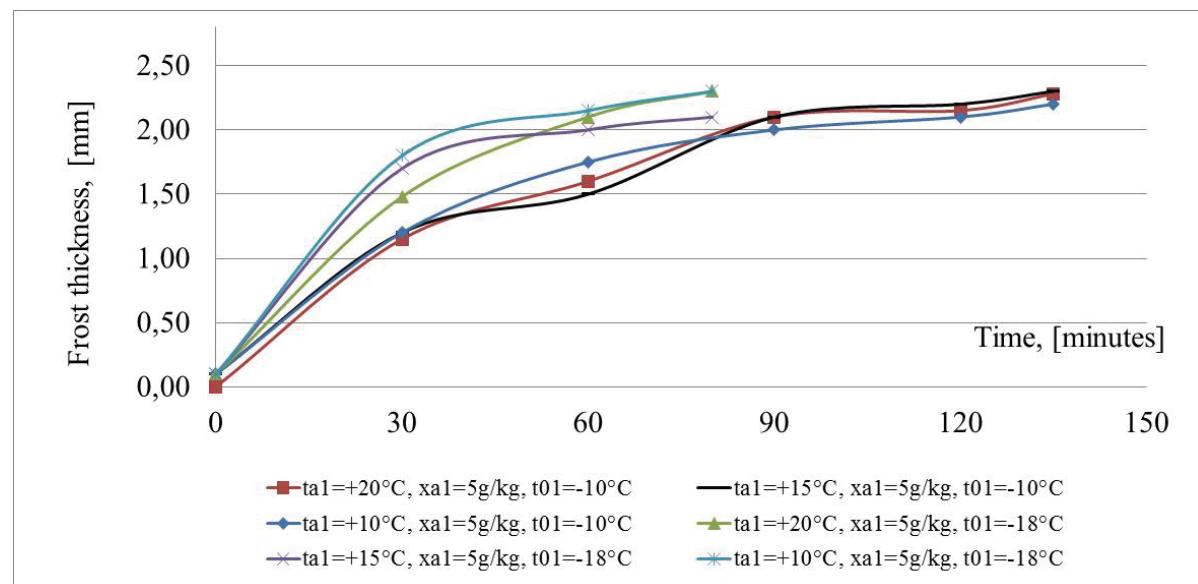


Figure 4. Effect of evaporating temperature on the rate of frost growth

4.4. Effect of air temperature and humidity ratio on average frost density

Figure 5 shows average frost density against time for air temperatures of +20°C, +15°C and +10°C, air humidity ratios of 5g/kg and 7g/kg and the same evaporating temperature of -10°C. It my be observed from Figure 5 that the average density of the frostincreasessto(100 ... 125) kg/m³, after 135 minutes, given the air humidity ratioof 5g/kg and the evaporating temperature of -10°C.These resultsare consistent with those obtained by Tao et al. (1993a), which indicate an average frost density of approximately 110 kg/m³,after 120 minutes operating time, for-10°Ctemperature of the evaporator surface, +20°C air temperature and 8.854 g/kg air humidity ratio.

For higher values of air humidity ratio (7g/kg) and the same evaporating temperature of -10°C, the average maximum density of the frost reaches approximately 135kg/m³, showing almost no influence from the air temperature. Density falls roughly in the same range of values as the previous ones, but corresponds to a lower economic operating time of 90 minutes, as compared to the 135 minutes discussed above.

Since the key factor in frost formation and growth is the air humidity ratio, it may be seen from Figure 5 that different values of air temperature do not significantly influence the slope of the average frost density.

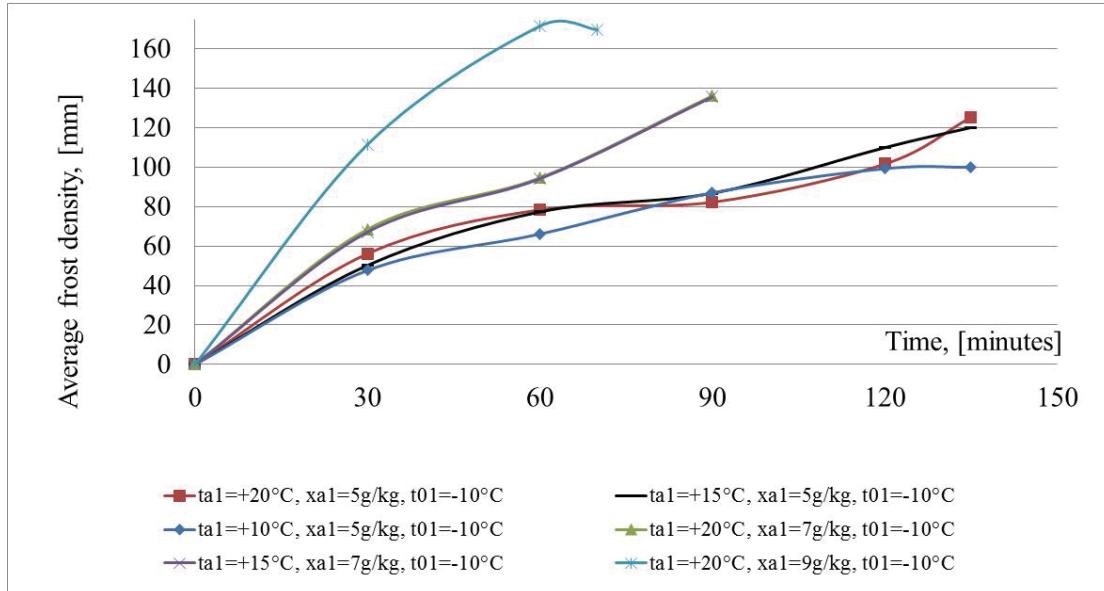


Figure 5. Effect of air temperature and humidity ratio on average frost density

5. Conclusions

In the present work the effect of several key factors on the rate of frost formation and growth on the finned coil surface of given geometrical configuration, under different operating conditions, has been investigated experimentally. Frost density, for different dry bulb temperature and humidity air ratio, has also been studied and experimental results have been further compared to data in the open literature by authors with similar experimental investigations. Experimental results led to the following conclusions:

- the effect of entering air temperature on the rate of frost growth is very low, since regardless of temperature, frost thickness of (2,2 ... 2,3) mm is formed after approximately the same economicoperating time, for fixed air humidity ratio and evaporating temperature;
- the key factor in frost formation and growth is the air humidity ratio; it causes the strongest effect on frost thickness growth in time,for fixed evaporating temperature; as a consequence, the economic operating time strongly decreases with an increase in in air humidity ratio;these experimental results are fully consistent with those obtained by Mao et al. (1992), Lee et al. (1997), Ismail (1999);
- the rate of frost growth strongly increaseswith a decrease in evaporating temperature, for a fixed air humidity ratio, regardless the air dry bulb temperature at the ammonia finned air-cooler inlet;these results are consistent with those indicated by Tao et al. (1993a);

Experimental Investigation on Frost Formation in Ammonia Finned Air-Coolers

- the average density of the frostranges from 100kg/m^3 to 135kg/m^3 , depending on the air humidity ratio, for a fixed evaporating temperature.These resultsare consistent with those obtained by Tao et al. (1993a).

6. References

- [1]. Ivanova, V. S., 1977, Study finned heat exchangers in air side. *Refrigeration Technology*, 6: 32-38
- [2]. Ivanova, V. S., 1978, Building up of frost. *Refrigeration. Technology*, 9: 55 – 59.
- [3].Ivanova, V.S. 1978. Building up of frost depending upon conditions of air cooler operation. *Holodilnaja Technika*, 1978, No.9,pp. 55-59.
- [4]. Chen, H., Besant, R.W. and. Tao, Y. X. 1999.Frost Characteristics and Heat Transfer on a Flat Plate under Freezer Operating Conditions : Part II, Numerical Modeling and comparison with Data. *ASHRAE Transactions*, vol.105 (2) : 4296 – 1-8.
- [5]. Ostin, R., S. Anderson. 1991. Frost growth parameters in a forced air stream *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1991; 34 (4): 1009-1017.
- [6]. R. Dumitrescu. Heat and mass transfer in ammonia air coolers. Ph.D. Thesis 2001. University “Dunarea de Jos”, Galati, Romania
- [7]. Mao, Y., R. W. Besant, and K.S. Rezkallah. 1992. Measurement and correlations of frost properties with airflow over a flat plate. *ASHRAE Transactions* 98(1): 65-78
- [8]. Lee, K.S., Kim, W.S. and Lee, T.H. 1997. A one-dimensional model for frost formation on a cold flat surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 40, 4359-4365.
- [9]. Ismail, K.A.R., C.S. Salinas. 1999. Modeling of Frost Formation over Parallel Cold Plates. *International Journal of Refrigeration* 22 (1999): 425-421.
- [10]. Tao, Y.-X., Besant, R.W. and Rezkallah, K.S. 1993a.A mathematical model for predicting the densification and growth of frost on a flat plate. *International Journal of Heat and Mass Transfer*,1993, vol. 36 (2): 353-363.

The Pressure Losses for Two Phase Flow of Air – Water in Horizontal Tubes

Alina Filip¹, Anica Ilie²

Technical University of Civil Engineering Bucharest
66, Pache Protopopescu Bd., 021414, Bucharest 2, Romania
¹alinafilip69@yahoo.com
²anica_59@yahoo.com

Abstract

The gas-liquid two-phase flow is characterized by continuous and local change of surface separation of phases and by their mutual interactions. Due to the instability of the flow, heat transfer and mass, a precise analytical approach is difficult to achieve. Despite these difficulties, efforts are underway to progress from the more frequent empirical studies to reliable analytical models. This requires an accurate research of the processes involved in the two phase flow and how they interact with one another. This paper aims to determine the pressure drop for a two-phase flow in a horizontal pipe of a heating plant. The author would like to compare the results obtained by numerical simulation with existing results in the domain. The mixture is air-water, at an environmental temperature of 25°C.

Keywords - two-phase flow, air-water, pressure drop, horizontal pipe

1. Introduction. The importance of monitoring the pressure drop in pipes

When designing a thermo-hydraulic apparatus in which a two-phase flow takes place, it is important to correctly determine the pressure drop for the measuring and functioning of the aggregate in economical and technically adequate conditions. Experimental research on pressure drop occupies a large part in the bibliography referring to two-phase flows. Despite numerous researches in this domain, the pressure drop in a two-phase flow can be measured, in most cases, with a precision of $\pm 50\%$, and in extreme conditions, with $\pm 100\%$.

In the case of a two-phase flow in a pipe, the total pressure drop is calculated by taking into account the next components, expressed in the form of pressure drops (variations) [1]:

- The component that occurs due to friction, caused by phenomena taking place at the pipe wall and the friction between phases.
- The component that occurs after the acceleration of the phases due to pressure drop or change of phase.
- The component that occurs due to the difference in height of slanted or vertical pipes.

Therefore, on the unit length, the pressure variation can be expressed through the equation:

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_{i-e} = \left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_{fr} + \left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_{acc} + \left(\frac{\Delta p}{\Delta L}\right)_h$$

2. Mathematical models used in the calculation of pressure drops in flows through pipes

As differentiated from the single-phase flow, in the case of the two-phase flow the pressure drop due to friction can not only be determined from momentum transfer at the wall, but also from momentum transfer at the separation surface between the two phases. The friction between the phases usually depends on the manner of flow and on the flow motion (boundary-layer or turbulent) of the two phases.

There are a few empirical correlations for calculating the pressure drop due to friction in internal two-phase flows [2]:

- The Friedel Correlation (1979) begins with a single-phase model and determines a correction factor for adjusting the energy and momentum transfer in the two-phase flow. The method is generally recommended when the viscosity ratio μ_l/μ_v is less than 1000.

- The Lockhart-Martinelli Correlation (Method) – one of the very first correlations for pressure drop in two-phase flows, proposed by Martinelli and Nelson (1948) and improved by Lockhart and Martinelli (1949).

- The Grönnerud Correlation – a large part of the modeling of the pressure drop in a two-phase flow was based on neglecting the heat transfer between air and water. In order to remedy this, Grönnerud (1979) developed a correlation based on data obtained from the flow of refrigerants and by using an extra correction factor.

- The KRIEGEL method – he investigated the boundary-layer motion of gas and liquid. He calculated the velocity profile in the sheath and in the core in the case of an annular flow, with the hypothesis of a smooth surfaced sheath, and determined pressure drop based on that data.

- The WALLIS Method – started from the drift model. The two phases flow through two separated cylinders, the cross-sections of which are equal to the total section of the pipe when amounted together. The pressure drop in each cylinder is the real pressure drop of the two-phase flow and can be determined by starting from the single-phase flow and using the average values of velocity.

- The CHAWLA Method – started from the representation of a separate flow of the two phases in an horizontal pipe and calculated the ratio of the velocities of the two phases with the equivalent hydraulic diameter for the cross-section occupied by gas.

Many bibliographical references recommend using the Lockhart-Martinelli correlation (1949) [3]. This method was at first used only in the case of an annular flow of an air-water mixture in a horizontal pipe. Later, it was extended to all domains of flow, as well as to single-component systems and for other substances. Even though there are more precise methods for other domains, this method lead to gratifying

results for most research conducted up to now ($\pm 50\%$ precision). Large deviations can occur in the case of tubing with $D > 0,1$ m diameter, at high density flows and at large pressures [4], [5]. Its advantage is its ease of use.

3. The Lockhart-Martinelli Model

This model postulates the equality of pressure drops between the two simultaneously flowing phases. These are calculated by taking into account the dimensionless ratio X between the fictive pressure drops for the two phases, which are considered as independently flowing through the pipe.

Therefore, for the section $i-e$, pressure drop on length unit will be determined with the equation:

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_{i-e} = \Phi_l^2 \left(\frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_l \quad (1)$$

where:

$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_l$ = pressure variation on length unit if we assume the liquid flows by itself;

Φ_l = a dimensionless coefficient that depends on X and on the structure of the flow.

Further, a set of equations will be developed for the liquid phase. A similar set will be needed for the gas phase, which will be obtained by changing the indices.

The static pressure created by the flow of the liquid, expressed according to the friction factor, is

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_{i-e} = 4 f_l \left(\frac{\rho_l}{d_l} \right) \frac{v_l^2}{2} \quad (2)$$

where:

d_l = hydraulic diameter of the flow of the liquid, [m],

f_l = friction factor

ρ_l = density of the liquid phase, [kg/m^3]

v_l = average velocity of the liquid phase, [m/s]

For a more complicated transition section:

$$A_l = \frac{\alpha \pi d_l^2}{4} \quad (3)$$

In a similar fashion, the β factor is used for gas. For circular sections $\alpha = \beta = 1$. Therefore:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_{i-e} &= \frac{2 c_l Q_{M_l}^2}{\left(\frac{4 Q_{M_l}}{\pi \alpha d_l \mu_l} \right)^n \alpha^2 d_l^5 \left(\frac{\pi}{4} \right)^2 \rho_l} = \\ &= \left(\frac{2 \left(\frac{4}{\pi} \right)^{2-n} c_l \mu_l^n Q_{M_l}^{2-n}}{d_0^{5-n} \rho_l} \right) \alpha^{n-2} \left(\frac{d_o}{d_l} \right)^{5-n} \end{aligned} \quad (4)$$

where:

c_l, n = dimensionless coefficients for the liquid phase (tab.1)

Q_{M_l} = mass flow of the liquid, [kg/s]

μ_l = dynamic viscosity of the liquid, [Pa·s]

d_0 = pipe diameter, [m]

Pressure variation on length unit for liquid is:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_l &= \frac{2f_l \rho_l v_l^2}{d_0} = \frac{2c_l \rho_l}{\left(\frac{4Q_{M_l}}{\pi d_0 \mu_l} \right)^n} \cdot \frac{Q_{M_l}^2}{\left(\frac{\pi}{4} \right)^2 d_0^4 \rho_l^2 d_0} = \\ &= \frac{2 \left(\frac{4}{\pi} \right)^{2-n} c_l \mu_l^n Q_{M_l}^{2-n}}{d_0^{5-n} \rho_l} \end{aligned} \quad (5)$$

From (4), (5) it results that:

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_{i-e} = \left(\frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_l \alpha^{n-2} \left(\frac{d_0}{d_l} \right)^{5-n} \quad (6)$$

From equations (6) and (1) is obtained

$$\frac{\left(\frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_{i-e}}{\left(\frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_l} = \Phi_l^2 = \alpha^{n-2} \left(\frac{d_0}{d_l} \right)^{5-n} \quad (7)$$

A similar analysis results in corresponding equations for gas (by m, β resulting Φ_g). The occupation degree of the section with liquid is determined with the equation:

$$r_{Al} = \alpha \frac{d_l^2}{d_0^2} = 1 - \beta \frac{d_g^2}{d_0^2} \quad (8)$$

From where it results that

$$\beta = (1 - r_{Al}) \frac{d_0^2}{d_g^2} = r_{Ag} \frac{d_0^2}{d_g^2} \quad (9)$$

From equations (6), (8) and (9) four variables are obtained $\frac{d_l}{d_0}, \frac{d_g}{d_0}, \alpha, \beta$ that can be expressed with the help of four experimental variables $\Phi_l, \Phi_g, r_{Al}, r_{Ag}$.

From equations (1), (5) and (7) the following fraction results

$$X^2 = \frac{\left(\frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_l}{\left(\frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_g} =$$

The Pressure Losses for Two Phase Flow of Air – Water in Horizontal Tubes

$$= \left(\frac{4}{\pi d_0} \right)^{m-n} \left(\frac{c_l Q_{M_l}^{2-n} \mu_l^n \rho_g}{c_g Q_{M_g}^{2-m} \mu_g^m \rho_l} \right) = \left(\frac{d_l}{d_0} \right)^{5-n} \left(\frac{d_0}{d_g} \right)^{5-m} \frac{\alpha^{2-n}}{\beta^{2-m}} \quad (10)$$

By using a new Reynolds number:

$$\text{Re}_{l0} = \frac{4Q_{M_l}}{\pi d_0 \mu_l} \quad (11)$$

It results that

$$\frac{\text{Re}_{g0}^m}{\text{Re}_{l0}^n} \cdot \frac{c_l}{c_g} \cdot \frac{Q_{M_l}^2}{Q_{M_g}^2} \cdot \frac{\rho_g}{\rho_l} = X^2 \quad (12)$$

Therefore $X = f(n, m, c_g, c_l)$ coefficients are determined through experimental research, which have highlighted four flow structures, according to table 1.

Table 1. Martinelli's multiplier, coefficients and indices for the calculation of X

Flow structure	$\text{Re}_{0,i}$		Indices [K _j]	c_l	c_g	m	n
L G	L	G					
t t	>200 0	>200 0	t t	0,046	0,046	0,2	0,2
t l	>200 0	<200 0	t l	0,046	16	1	0,2
l t	<200 0	>200 0	l t	16	0,046	0,2	1
l l	<200 0	<200 0	l l	16	16	1	1

t=turbulent, l=laminar

The algorithm for determining the pressure drop for the two-phase gas-liquid flow is:

- a) Re_l , Re_g , f_l , f_g are calculated;
- b) X is calculated;
- c) by the flow regime and the value of X , Φ results;
- d) $\left(\frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_{l,g}$ is calculated;
- e) $\left(\frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_{i-e} = \Phi_{l,g}^2 \left(\frac{\Delta p}{\Delta L} \right)_{l,g}$ is calculated

The variation curves $\Phi=f(X)$ for the flow regimes mentioned in table 1 are presented in figure 1.

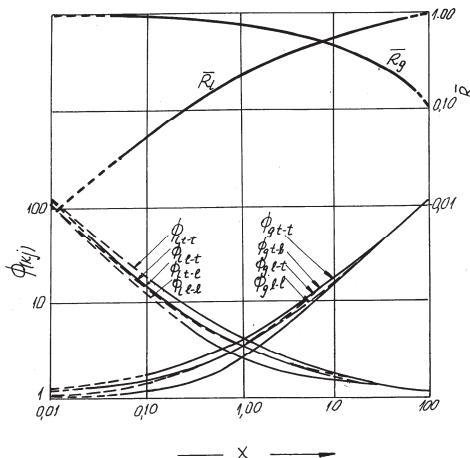
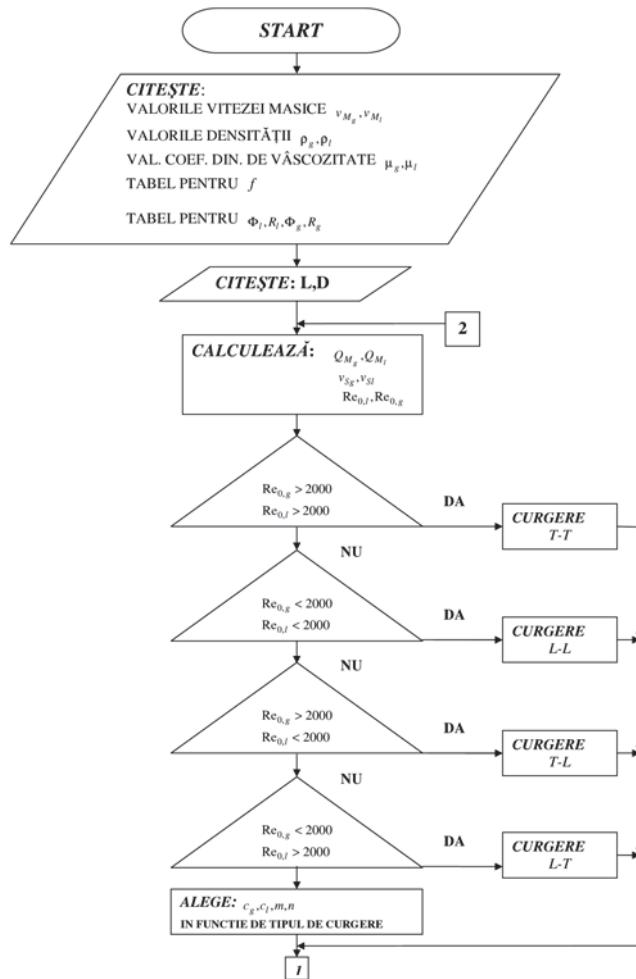


Fig. 1 Variation curves $\Phi = f(X)$

4. Numerical simulation of pressure drops in a two-phase air-water flow

On the basis of the algorithm presented in point 3 and the equations (1)-(10), a numerical simulation program for pressure drops in a two-phase flow of fluids through pipes was created. The program was written in FORTRAN. The logic scheme for the calculation program is presented in fig. 2.



The Pressure Losses for Two Phase Flow of Air – Water in Horizontal Tubes

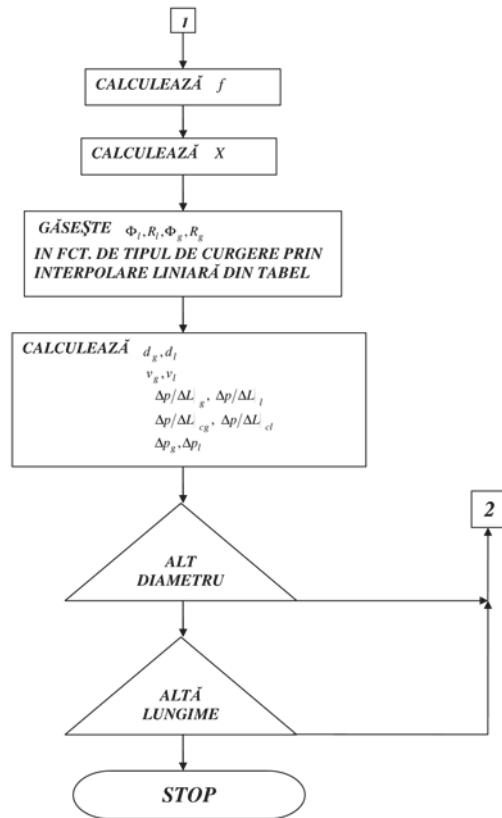


Fig. 2 The logic scheme of the program

Table 2. Values of mass velocities chosen for the numerical simulation

v_{M_g}	$v_{M_l} [\text{kg}/(\text{h m}^2)]$					
Case 1 336,72	329,89	989,66	3298,88	32988,8	329888	3298880
Case 2 3367,2	$3,29 \cdot 10^3$	$9,89 \cdot 10^3$	$32,98 \cdot 10^3$	$329,88 \cdot 10^3$	$3298,88 \cdot 10^3$	$32988,8 \cdot 10^3$
Case 3 33672	$3,29 \cdot 10^4$	$9,89 \cdot 10^4$	$32,98 \cdot 10^4$	$329,88 \cdot 10^4$	$3298,88 \cdot 10^4$	$32988,8 \cdot 10^4$
Case 4 336720	$3,29 \cdot 10^5$	$9,89 \cdot 10^5$	$32,98 \cdot 10^5$	$329,88 \cdot 10^5$	$3298,88 \cdot 10^5$	$32988,8 \cdot 10^5$

For verifying the functionality of the numerical simulation program, an air-water mixture that is to be transported over a length of 152,4 m, through a pipe the diameter of which can have the next values: $d_0 = 0,078$ m; 0,102 m; 0,154 m was used. The mass flows of gas and liquid Q_{M_g} , Q_{M_l} are pairs chosen from the Baker diagram (cases 1, 2, 3, 4). Δp_{cl} and Δp_{cg} are calculated. The results obtained were transposed in the diagrams in figures 3, 4, 5, 6, 7, 8.

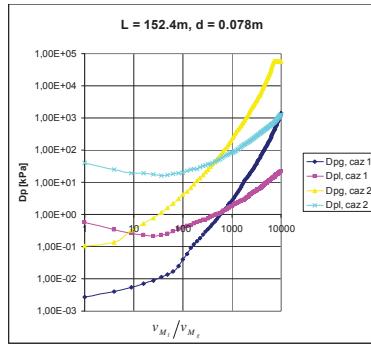


Fig. 3

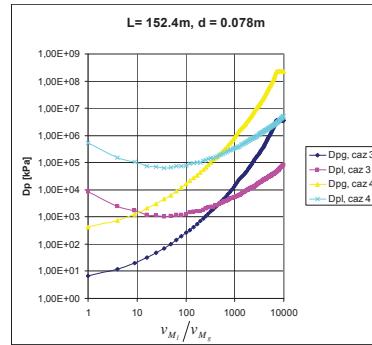


Fig. 4

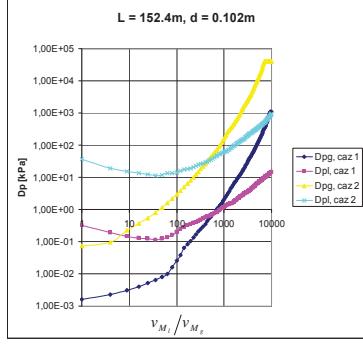


Fig. 5

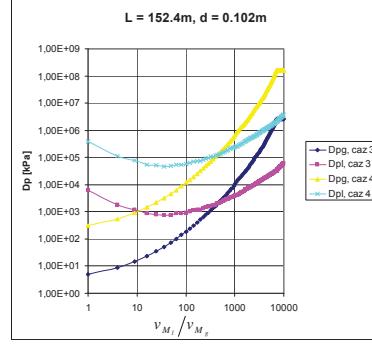


Fig. 6

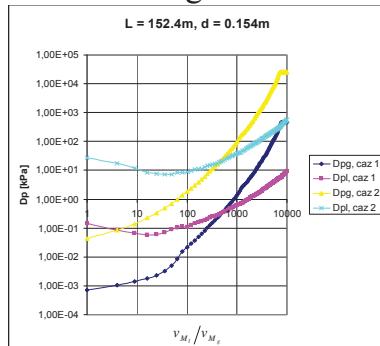


Fig. 7

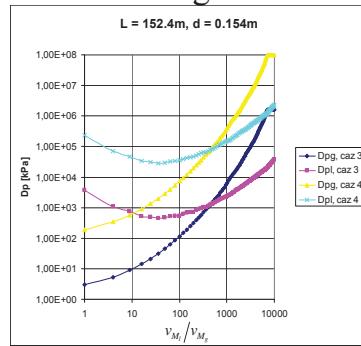


Fig. 8

It can be observed that the calculation model Lockhart-Martinelli is valid for $\frac{v_{M_l}}{v_{M_g}} \in [10^2 \dots 10^3]$.

5. Conclusions

The elaborate calculation program is based on the Lockhart-Martinelli method and is easily usable for reproducing an entire range of practical calculation situations. Referring to the Lockhart-Martinelli method it can be ascertained that the hypotheses that are at its basis are verified in the fraction $\frac{v_{M_l}}{v_{M_g}}$ between 10^2 and 10^3 , mainly consisting of bubbly and liquid burst flows. For these types of flow, $\Delta p_l \approx \Delta p_g$.

References

- [1] ***, *ASHRAE Handbook-Fundamentals*, 2009.
- [2] M. B. Ould-Didi, N. Kattan, and J. R. Thome. Prediction of two-phase gradients of refrigerants in horizontal tubes. *Int. J. Refrigeration*, 25:935–947, 2002.
- [3] R. W. Lockhart and R. C. Martinelli. Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component in pipes. *Chem. Eng. Process*, 45(1):39–48, 1949
- [4] R. S. Brodkey. *The phenomena of fluid motions*. Dover publications, New York, 1967.
- [5] O. Baker. Design of pipe lines for simultaneous flow of oil and gas. *Oil and Gas J.*, 53:185–190, 1954.

Măsurarea poluării aerului datorate traficului rutier din Bucureşti

Air pollution measurements due to urban traffic in Bucharest

Răzvan Popescu¹, Andrei Damian¹, Lelia Popescu¹

¹Universitatea Tehnică de Construcții București, Facultatea de Inginerie a Instalațiilor
B-dul Pache Protopopescu nr.66, București, Romania

E-mail: razvan22@yahoo.com

Rezumat. *In această lucrare s-a urmărit măsurarea poluării exterioare din campusul Universitar al Facultății de Inginerie a Instalațiilor București. Unii dintre poluanții studiați prezintă valori de concentrații apropiate de limitele maxime admise de regelementările existente și pot cauza probleme de sănătate pentru studenți și profesori. Au fost realizate comparații ale valorilor măsurate pentru o zi însorită și pentru o zi ploioasă, în vederea identificării influenței parametrilor climatice. Măsurările sunt realizate cu un autolaborator de ultimă generație, datele fiind prelevate și stocate la un interval de 30 minute. Compușii măsuраți includ COV-uri, NOx, SO₂, O₃, CO și particule de praf.*

Cuvinte cheie: BTEX, poluare trafic, laborator mobil

Abstract. *In this paper the aim eas to measure the outdoor air pollution in the University Campus of the Faculty of Building Services. Some of the studied pollutants have values close to the maximum limits, that can cause health problems for the students and teachers. We compared the pollution levels in a rainy and sunny day to find out the influence of weather parameters. All the measurements were made with a new and modern autolaboratory, all the data being saved at 30 min interval. The measured compounds include VOCs, NOx, SO₂, O₃, CO and dust particles.*

Key words: BTEX, traffic pollution, mobile laboratory

1. Introducere

La nivel mondial, traficul auto care utilizează motoare pe benzină sau motorină, prezintă emisii variate de poluanți în funcție de tehnologia de ardere a combustibilului primar. Printre cei mai importanți poluanți amintim: gazele anorganice CO, NO₂, SO₂, compușii organici volatili (COV) și particulele de praf [1].

Compușii organici volatili contribuie în mod semnificativ la reacțiile fotochimice din atmosferă. Reacția acestora cu NO_x în prezența radiației solare generează smogul fotochimic ce cuprinde radicalii liberi OH și ozonul (O₃) [2].

Compușii denumiți BTEX (benzen, toluen, etilbenzen, p-xilen și o-xilen) se regăsesc în benzină în proporție masică de 18%.

Benzenul este bine cunoscut ca fiind cancerigen [3] și responsabil de modificari genetice, chiar dacă oamenii sunt expoziți la doze scăzute. În mod normal concentrația acestuia nu este afectată semnificativ de precipitațiile lichide (apa de ploaie), nefiind solubil în apă. Toluenu este mai puțin toxic, dar cauzează probleme ale ficatului și rinichilor [4]. Uzual în atmosferă există mai mulți poluanți care pot genera efecte sinergice, însă toluenul și benzenul pot afecta concomitent sistemul nervos central și sunt întâlniți frecvent împreună în atmosferă, având sursa de poluare comună.

Emisiile poluante din trafic sunt estimate a fi responsabile de mai mult de 50% din totalul emisiilor de particule de praf (PM_{10} și $PM_{2,5}$), în zonele urbane din țările industrializate [5]. În Londra, mai mult de 80% din poluarea cu particule provine de la traficul auto [1].

Poluarea exterioară din zonele urbane, cum este și Bucureștiul, poate fi redusă simțitor în scopul introducerii aerului exterior la interiorul clădirilor în scopuri de ventilare (aer considerat a-priori "proaspăt" sau "curat"), utilizând metode de epurare cu filtre cu cărbune activ. Compușii organici volatili pot fi reținuți pe acest material filtrant prin fenomene de adsorbție și condensare capilară, apoi aceste tipuri de filtre sunt regenerate prin încălzire la temperaturi înalte. Ele pot fi amplasate la nivelul centralelor de tratare a aerului sau în epuratoare mobile de aer, amplasate la interior. [6,7].

S-a demonstrat că expunerea la BTEX este ridicată pentru studenții din campusurile universitare apropiate de zonele cu trafic auto intens, realizându-se o analiză de risc asupra sănătății acestora [8].

În ultimii ani, un număr însemnat de cercetători au început să utilizeze sisteme mobile de monitorizare a traficului rutier, pentru studiul calității aerului exterior, datorată în principal traficului auto [9,10]. Astfel, cu aceste echipamente se pot monitoriza atât compușii organici volatili de tip BTEX, cât și cei anorganici precum CO , NO_x , O_3 și SO_2 , în mod continuu și pe perioade îndelungate.

Emisiile autovehiculelor sunt studiate în multe centre de cercetare, fie că vorbim de poluare cu substanțe anorganice [11,12], compuși organici volatili [13], hidrocarburi aromatice policiclice [14] sau poluare cu particule [15].

2. Descrierea echipamentelor utilizate

Obiectivul principal al studiului este de a determina nivelul de poluare atmosferică din campusul Facultății de Inginerie a Instalațiilor, printr-o campanie de măsurare realizată pe durata mai multor zile. Autolaboratorul (figura 1) este dotat cu mai multe echipamente care pot detecta concentrațiile la imisie pentru compuși prezentați în tabelul 1. Compușii organici volatili sunt măsurăți cu ajutorul unui cromatograf de gaz, mobil, amplasat de asemenea în autolaborator. Toate datele sunt stocate pe serverul intern, iar datele sunt transmise la distanță. Parametrii meteorologici (temperatură, umiditate, radiație solară, viteză și direcție vânt) sunt măsurăți și, de asemenea, pot fi utilizati pentru studiul influenței asupra poluării

Măsurarea poluării aerului datorate traficului rutier din Bucureşti

atmosferice. Pentru studiul poluării cu particule de tipul PM₁₀ și PM_{2,5} există două tipuri de echipamente: unul fix, amplasat în autolaborator, iar al doilea portabil, care este de fapt un numărător de particule pe anumite intervale de mărimi ale acestora.



Figura 1 : Imagine cu autolaboratorul mobil pentru măsurarea imisiilor

Tabel 1

Caracteristicile echipamentelor din autolaboratorul mobil

Poluant	Nume	Principiul de măsurare	Interval măsurare	Limita detectie	Precizie %
BTEX	GC 5000 AMA	GC/FID	0-50 µg/m ³	0.03 ppb	±1.0%
NO _x	APNA 370 Horiba	Chemiluminiscenta	0 -1.0 ppm	0.5 ppb	±1.0%
O ₃	APOA 370 Horiba	Absorbtie Ultraviolet	0 -1.0 ppm	0.5 ppb	±1.0%
CO	APMA 370 Horiba	Absorbtie IR	0 -100 ppm	0.05 ppm	±1.0%
SO ₂	APSA 370 Horiba	Fluorescenta UV	0 0.5 ppm	0.5 ppb	±1.0%
PM ₁₀	F701-20 Verewa	Absorbtie radiatie Beta	0-10 mg/m ³	0.001mg/m ³	±2.0%
PM _{2,5}	Dust Monitor 11-E	Radiatie laser	0.25 - 32 µm	0.1 µg/m ³	±2.0 %

3. Rezultate obținute

În continuare prezentăm rezultatele campaniei experimentale derulate pe parcursul a două zile reprezentative pentru perioada investigată, și anume : ziua de 23.04.2016, considerată « ziua însorită », respectiv ziua de 06.06.2016, considerată « ziua ploioasă ». Pasul de timp de măsură a fost considerat o jumătate de ora (30 minute). Reprezentările grafice din figurile 2 – 7 corespund următoarelor situații :

- Figura 2 : variația zilnică a concentrațiilor de ozon (O₃) și oxizi de azot (NO_x) din ziua însorită ;
- Figura 3 : compoziția și variația zilnică a concentrației de COV din ziua însorită ;
- Figura 4 : variația radiației solare și a concentrației de ozon (O₃) din ziua însorită ;

- Figura 5 : variația zilnică a concentrațiilor de ozon (O_3) și oxizi de azot (NO_x) din ziua ploioasă ;
- Figura 6 : compoziția și variația zilnică a concentrației de COV din ziua ploioasă ;
- Figura 7 : variația radiației solare și a concentrației de ozon (O_3) din ziua ploioasă

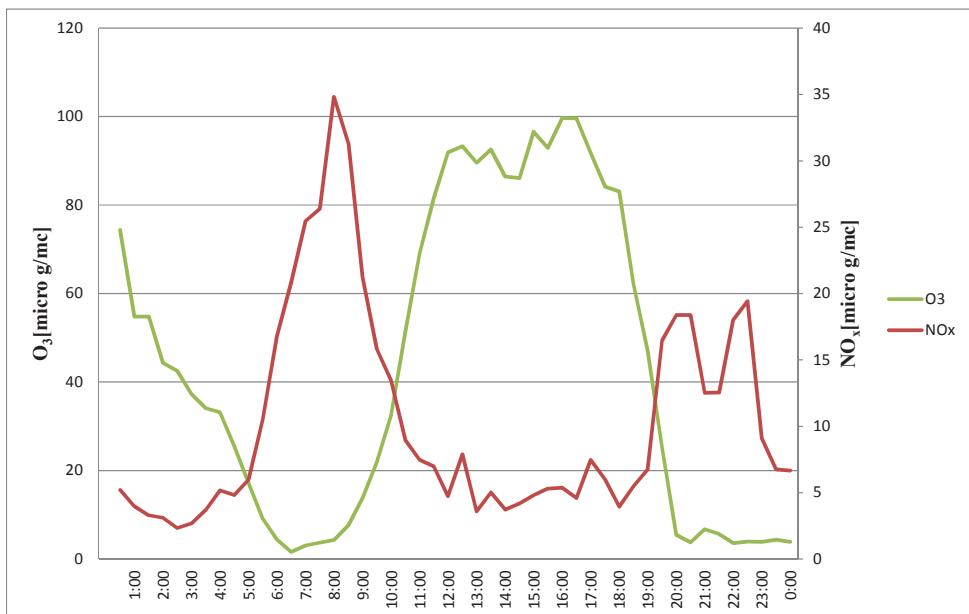


Figura 2 : Variația zilnică a concentrațiilor de ozon (O_3) și oxizi de azot (NO_x) pentru o zi însorită

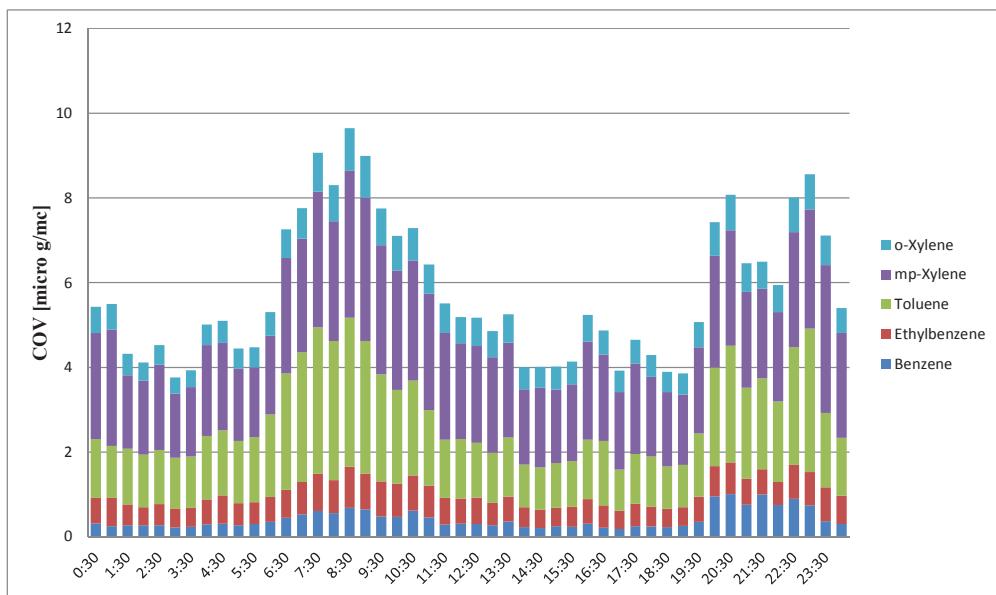


Figura 3 : Compoziția și variația zilnică a concentrației de COV într-o zi însorită

Măsurarea poluării aerului datorate traficului rutier din Bucureşti



Figura 4 : Variația radiației solare și a concentrației de ozon (O_3) într-o zi însorită

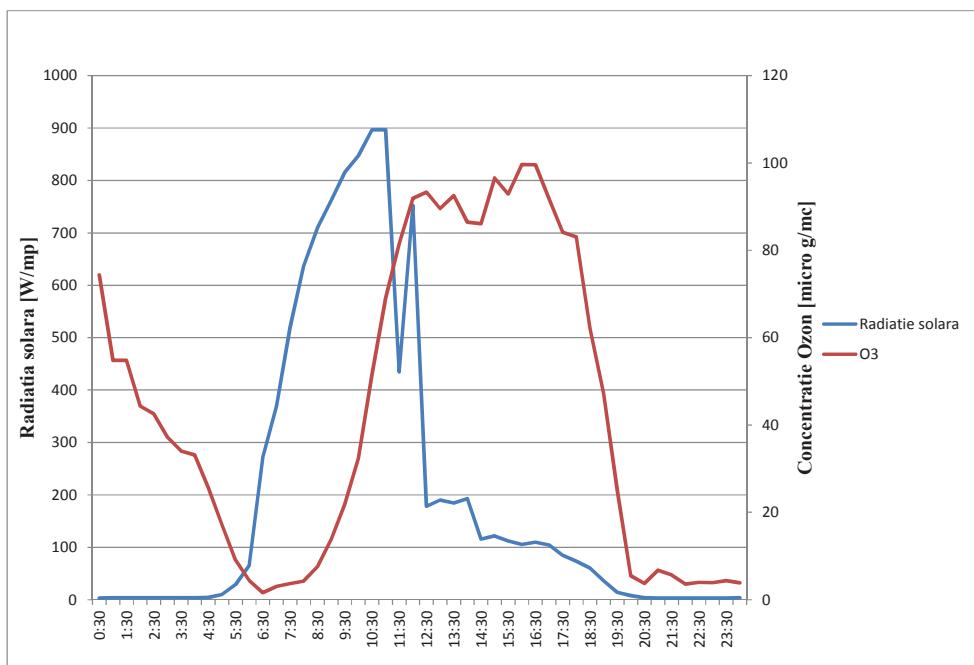


Figura 5 : Variația zilnică a concentrațiilor de ozon (O_3) și oxizi de azot (NO_x) pentru o zi ploioasă

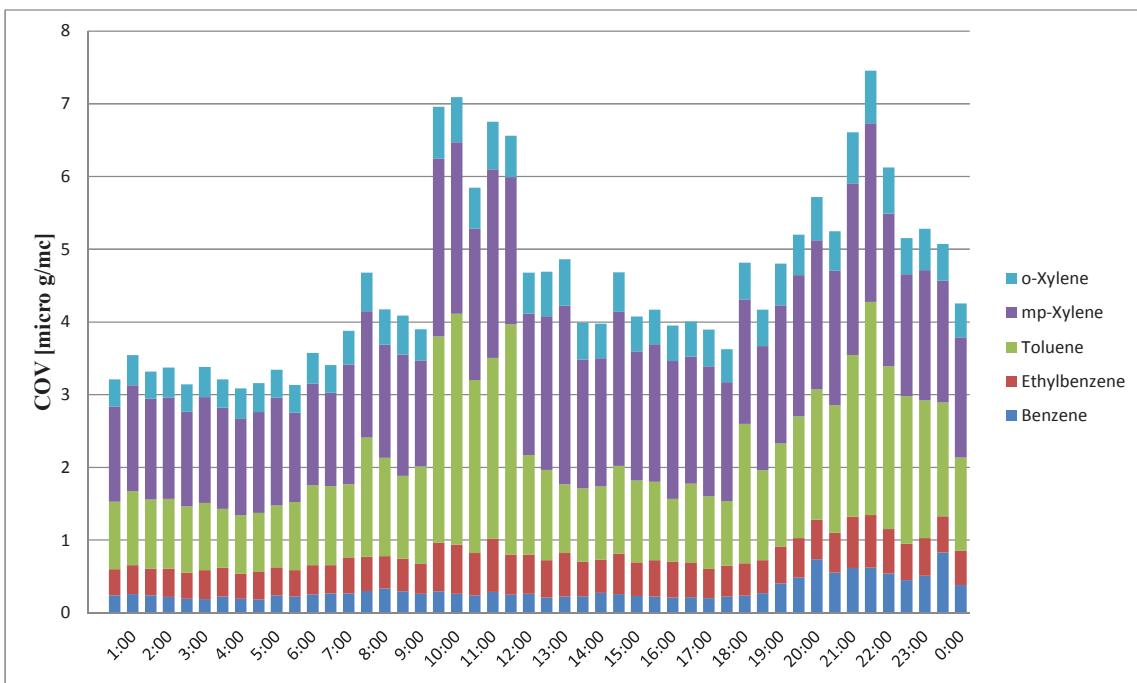


Figura 6 : Compoziția și variația zilnică a concentrației de COV într-o zi ploioasă

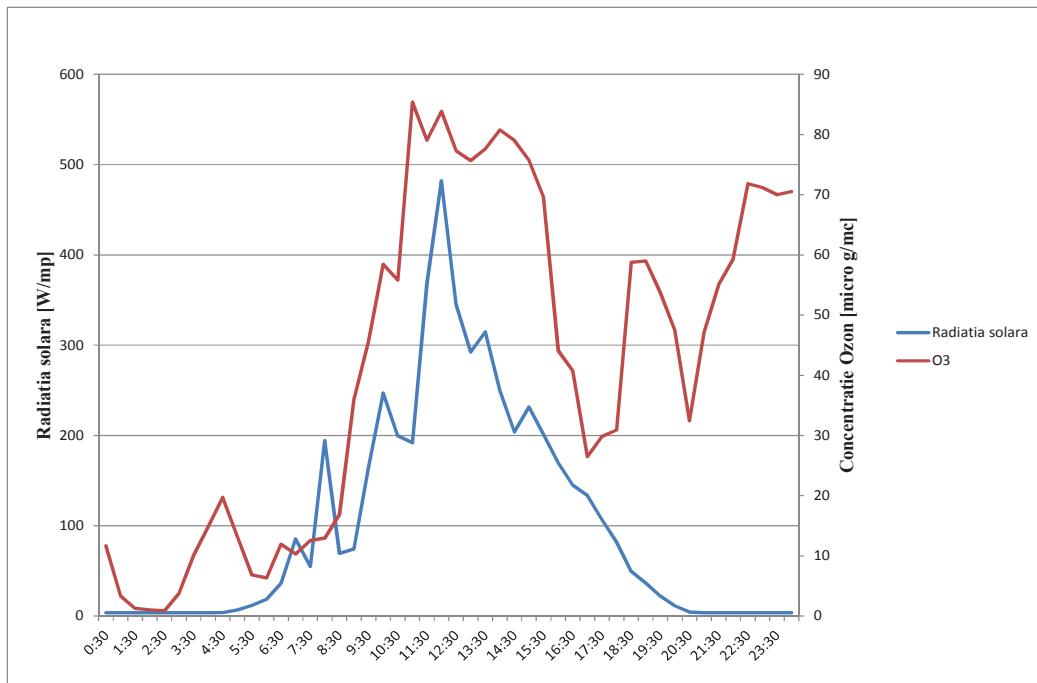


Figura 7 : Variația radiației solare și a concentrației de ozon (O_3) într-o zi ploioasă

Măsurarea poluării aerului datorate traficului rutier din Bucureşti

Interpretarea fenomenologică a rezultatelor obținute și reprezentate în aceste figuri este următoarea :

- Pentru ziua însorită (figurile 2-4) :
 - 1) Intensitatea radiației solare directe și difuze are o influență directă asupra creșterii concentrației de O₃ din atmosferă ; în condițiile în care stația de măsură a poluanților a fost amplasată pe fațada Est a clădirii analizate, concentrațiile maxime de O₃ au fost înregistrate în prima parte a zilei de măsură (orele 9 – 14), atunci cand radiația solară pe orientarea Est a fost maximă.
 - 2) Variațiile de concentrație diurne ale O₃ și NO_x sunt invers proporționale, datorită prezenței reacțiilor fotochimice din atmosferă între O₂ și NO_x, induse de radiația solară, care conduc la un “consum” de NO_x odată cu producerea de O₃.
 - 3) Varfurile de concentrație diurnă ale COV și NO_x se înregistrează în intervalele orare : 06-09 și 20-23, corespunzătoare traficului rutier celui mai intens, după cum arată și statisticile Inspectoratului General al Poliției Rutiere pentru municipiul Bucuresti. Dependența este evidentă, ținând cont că cei doi poluanți mai sus amintiți sunt conținuți într-un procent semnificativ în gazele de eșapament emise de autovehicule.
- Pentru ziua ploioasă (figurile 5-7) :
 - 1) Din aceleasi rațiuni pentru care concentrația de O₃ a crescut în situația zilei însorite, se observă o creștere a acesteia și în cazul zilei ploioase (fig.7), însă defazajul între maximul radiației solare înregistrate și maximul concentrației de O₃ este greu sesizabil, explicația putând fi legată de efectul de « spălare a atmosferei » de către precipitațiile abundente din ziua investigată. Aceste precipitații au efect combinat, în sensul în care ajută la depunerea particulelor de praf aeropurtate la nivelul solului, dar și la epurarea atmosferei de unele specii gazoase, ale căror molecule se atașează picăturilor de apă ce cad în camp gravitațional
 - 2) În cazul variației zilnice a concentrațiilor de O₃ și NO_x, se observă aceeași dependență invers proporțională din cazul anterior, cu observația că « varfurile de concentrație » au scăzut pentru ambii poluanți, din rațiunile explicate la punctul 1) ; această scădere este de la 105 micrograme/m³ la 85 micrograme/m³ (scădere relativă de 19%) în cazul NO_x, respectiv de la 100 micrograme/m³ la 85 micrograme/m³ (scădere relativă de 15%) în cazul O₃.
 - 3) În mod asemănător cazului anterior (zi însorită), și în situația zilei ploioase, intervalele orare de apariție a maximelor de concentrații pentru NO_x se înregistrează în perioadele : 06-09 și 20-23, corespunzătoare intensificării

traficului rutier, în timp ce pentru COV se observă o decalare a maximelor matinale ale concentrațiilor, în zona : ora 10 – ora 12 (datorită schimbării direcției și vitezei vântului), păstrându-se același interval (20-23) în perioada de seară.

4. Concluzii

Studiul prezentat în articol a avut ca scop evidențierea comportamentului diurn al unor poluanți gazoși prezenti în mod frecvent în aerul exterior al unei aglomerări urbane, în condiții climatice diferite. Pentru realizarea acestui obiectiv, s-au făcut măsurări experimentale pe perioade de 3 săptămâni din sezonul de primăvară-vară 2016, alegându-se în final pentru comparație două zile reprezentative: o zi însorită (23.04.2016) respectiv o zi ploioasă (06.06.2016). În urma acestei campanii experimentale, au rezultat următoarele concluzii principale :

- Creșterea radiației solare diurne are influență directă asupra creșterii concentrației de O₃ din aerul exterior ;
- Concentrațiile diurne ale O₃ și NO_x sunt invers proporționale ca variație, acest lucru datorându-se faptului că moleculele de oxigen (O₂) și oxizi de azot (NO_x) se combină în atmosferă exterioară sub acțiunea radiației solare, formându-se moleculele de ozon (O₃) ;
- Maximele diurne uzuale de concentrație ale COV și NOx se înregistrează în intervalele orare : 06-09 (10-12) și 20-23, corespunzătoare traficului rutier celui mai intens ;
- Precipitațiile conduc la scăderea maximelor de concentrație diurne ale tuturor poluanților investigați, cu un efect benefic de "spălare a atmosferei" pe termen scurt.

Mai multe investigații experimentale de acest tip trebuie conduse și în alte zone intens poluate ale orașelor mari, în scopul realizării unor programe mai eficiente ale gradului de poluare exterioară legate de traficul rutier.

Referințe

- [1] Han, X., Naeher, L.P., 2006. A review of traffic-related air pollution exposure assessment studies in the developing world. Environment International. 32, 106-120.
- [2] Popescu, M., Popescu, M., 2000. Ecologie aplicată. Ed. MatrixRom., Bucuresti. 148-156.
- [3] Snyder, R., 2012. Leukemia and benzene. Int. J. Environ. Res. Public Health. 9, 2875–2893.
- [4] Bais, F.Y., Woodruff, T.J., Spear, R.C., 1991. Mechanism of benzene carcinogenesis: Application of a physiological model of benzene pharmacokinetics and metabolism. Toxicol Lett. 56, 283-298.
- [5] Wróbel, A., Rokita, E., Maenhaut, W., 2000. Transport of traffic-related aerosols in urban areas. Sci Total Environ. 257, 199– 211.
- [6] Popescu, R.S., Blondeau, P., Jouandon, E., Costes, J.C., Fanlo, J.L., 2013. Elemental modeling of adsorption filter efficiency for indoor air quality applications. Building and Environment. 66, 11-22.

Măsurarea poluării aerului datorate traficului rutier din Bucureşti

- [7] Safari, V., Haghishat, F., Lee, C., Blondeau, P., Popescu, R.S., Lakdawala, N., 2013. A systematic approach for evaluation of gas-phase filter model. *HVAC&R Research*. 19(6), 705-714.
- [8] Demirel, G., Ozden O., Dogeroglu T., Gaga E.O., 2014. Personal exposure of primary school children to BTEX , NO₂ and Ozone in Eskisehir, Turkey: Relationship with Indoor/outdoor concentrations and risk assessment. *Science of the total environment*. 473-474, 537-548.
- [9] Yao, Z., Wang, Q., He, K., Huo, H., Ma, Y., Zhang, Q., 2007. Characteristics of realworld vehicular emissions in Chinese cities. *J. Air Waste Manage. Assoc.* 57, 1379-1386.
- [10] Cao, X., Yao, Z., Shen, X., Ye, Y., Jiang, X., 2016. On-road emission characteristics of VOCs from light-duty gasoline vehicles in Beijing, China. *Atmos.c Environ.* 124, 146-155.
- [11] Wu, J., Wilhelm, M., Chung, J., Ritz, B., 2011. Comparing exposure assessment methods for traffic-related air pollution in an adverse pregnancy outcome study. *Environ. Res.* 111, 685–692.
- [12] Ghozikali, M.G., Heibati, B., Naddafî, K., Kloog, I., Oliveri Conti, G., Polosa, R., Ferrante, M., 2016. Evaluation of chronic obstructive pulmonary disease (COPD) attributed to atmospheric O₃, NO₂, and SO₂ using air Q model (2011–2012 year). *Environ.Res.* 144, 99–105.
- [13] Batterman, S., Jia, C., Hatzivasilis, G., 2007. Migration of volatile organic compounds from attached garages to residences: a major exposure source. *Environ. Res.* 104, 224–240.
- [14] Oros, D.R., Ross, J.R.M., Spies, R.B., Mumley, T., 2007. Polycyclic aromatic Hydro- carbon (PAH) contamination in San Francisco bay: a10-year retrospective of monitoring in an urbanized estuary. *Environ.Res.* 105,101–118.
- [15] Bosco, M.L., Varrica, D., Dongarra, G., 2005. Case study: inorganic pollutants associated with particulate matter from an area near a petrochemical plant. *Environ. Res.* 99, 18–30.

Acknowledgements

We hereby acknowledge the project EST in URBA, PNII-PPCA Type 2 contract no. 28/2012 financially supported by the Romanian National Research Council, for their support to the articles:

- „Aspecte termice negative datorate circulatiei neuniforme a agentului termic in rezervoarele de acumulare”- *Florin Iordache*
- „Analiza energetica - sistem sursa hibrid. Cogenerare cu motoare cu ardere interna si pompe de caldura” - *Florin Iordache, Radu Alexandru Baciu*
- „Analiza energetica privind un posibil sistem sursa hibrid” - *Florin Iordache*