

# Schimbătoare de căldură compacte utilizate ca vaporizatoare în instalațiile frigorifice

Plate heat exchangers used as evaporators in refrigeration plants

Anica Ilie<sup>1</sup>, Liviu Geo Drughean<sup>1</sup>, Dragoș Hera<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Universitatea Tehnică de Construcții București,  
Bd. Pache Protopopescu, nr. 66, sector 2, Romania  
E-mail: anica\_59@yahoo.com, heradragos@yahoo.com, ldrughean@gmail.com

**Rezumat:** *Lucrarea prezintă rezultatele experimentale privind performanțele termice ale unui vaporizator cu plăci dintr-o instalație frigorifică cu amoniac. Instalația experimentală funcționează în toate variantele de alimentare a vaporizatorului: funcționare uscată (alimentare prin ventil de reglaj termostatic), funcționare înecată (cu alimentare gravimetrică din separatorul de lichid), funcționare cu circulație forțată (alimentare cu pompă).*

*Cercetările experimentale au urmărit determinarea: puterii termice pe partea amoniacului, puterii termice pe partea soluției glicolate, puterii electrice consumate de compresor și a coeficientului global de transfer de căldură.*

*Cercetările au avut drept scop o analiză comparativă a performanțelor termice ale instalației experimentale, în funcție de sistemul de alimentare cu agent lichid a vaporizatorului: cu pompă de circulație, gravimetric și cu ventil termostatic.*

**Cuvinte cheie:** vaporizator, instalație frigorifică, amoniac

**Abstract:** *This paper reports experimental results on a plate heat exchanger used as evaporator in a single stage compression system working with ammonia. The experiments have been carried out in the Laboratory for Thermodynamics of the Technical University for Civil Engineering in Bucharest.*

*The experimental research was meant to determine: the heat flow rate on the ammonia side, the heat flow rate on the glycol solution side, the electrical power input for screw compressor, the overall heat transfer coefficient, for different operating conditions and for a given geometric configuration.*

*This paper reports comparative experimental results on the thermal performances of the same evaporator feed in different mode with liquid agent: forced circulation, thermosiphon and thermostatic valve.*

*The present interest of this paper comes also from its focus on ammonia – a natural and ecological refrigerant – having no ozone depleting potential and low global warming effect.*

**Key words:** evaporator, refrigerator, ammonia

## 1. INTRODUCERE

Vaporizatoarele reprezintă o clasă fundamentală a schimbătoarelor de căldură utilizate în instalațiile frigorifice. Este cunoscut faptul că alimentarea cu agent frigorific lichid a vaporizatoarelor poate fi realizată în trei moduri, cu pompa de circulație, gravimetric și cu ventil termostatic. Modul de alimentare adoptat de către constructor fiind în concordanță cu mediul răcit, cu puterea frigorifică a instalației și cu tipul de agent frigorific utilizat.

Imperativul reducerii consumurilor de energie la funcționarea instalațiilor frigorifice, antrenează preocupări privind utilizarea de schimbătoare cu coeficienți de transfer de căldură ridicați, care atrag consumuri energetice scăzute pentru realizarea aceluiași efect util. În acest context, autorii prezentei lucrări determină experimental performanțele termice ale unui vaporizator cu plăci dintr-o instalație frigorifică cu comprimare mecanică de vapori de amoniac.

Cercetările experimentale au avut drept scop o analiză comparativă a performanțelor termice ale instalației experimentale, în funcție de sistemul de alimentare cu agent lichid al vaporizatorului: cu pompă de circulație, gravimetric și cu ventil termostatic.

Lucrarea urmărește validarea experimentală a predicțiilor teoretice privind coeficientul global de transfer de căldură al vaporizatorului în anumite condiții de funcționare, dată fiind configurația geometrică. Actualitatea lucrării constă și în aceea că agentul frigorific utilizat în instalație este amoniacul, care este un agent natural și ecologic, care nu epuizează stratul de ozon și nu are efect de seră.

Cercetările experimentale s-au efectuat pe un stand experimental realizat în Laboratorul de Termotehnică a Universității Tehnice de Construcții București, Facultatea de Inginerie a Instalațiilor.

## 2. STUDIU TEORETIC PRIVIND PERFORMANȚELE TERMICE ALE VAPORIZATORULUI

Studiul teoretic efectuat a urmărit dimensionarea și implicit calculul coeficientului global de transfer de căldură,  $k$ , al unui vaporizator cu plăci, care răcește soluție etilen-glicol 30% între 0°C și -5°C.

Calculul de dimensionare a vaporizatorului cu plăci s-a efectuat având ca date de intrare următoarele:

- puterea frigorifică a compresorului cu șurub achiziționat pentru instalația experimentală, de  $\Phi_0 = 56.80$  kW;
- agentul frigorific: R717;
- temperatura de vaporizare:  $t_0 = -9^\circ\text{C}$ ;
- tipul plăcilor: plăci din inox, sudate în V, CP40, confecționate de VICARB;

- caracteristicile geometrice ale plăcii: lungimea  $L = 0.591$  m; lățimea:  $l = 0.190$  m; grosimea:  $\delta_p = 0.0008$  m; distanța dintre plăci:  $\delta = 0.004$  m; suprafața unei plăci:  $S_{0l} = 0.099$  m<sup>2</sup>; suprafața de transfer de căldură pentru o trecere:  $S_{cl} = 0.198$  m<sup>2</sup>;

Pentru calculul coeficientului convectiv de transfer de căldură pe partea soluției răcite s-a utilizat relația (1), propusă de Dittus Boelter [1] :

$$\alpha_s = \frac{\lambda_s}{d_h} \cdot 0,023 \cdot (\text{Re}_s)^{0.8} \cdot (\text{Pr}_s)^{0.4} \quad (1)$$

unde:

-  $\alpha_s$  - coeficientul convectiv de transfer de căldură pentru soluția răcită, [W/(m<sup>2</sup>K)];

-  $d_h$  - diametrul hidraulic de curgere printre două plăci, calculat cu relația  $d_h = 2 \cdot b$  [m];

-  $b$  - distanța dintre două plăci, [m];

-  $\text{Pr}_s$ ,  $\text{Re}_s$  – numerele Prandtl și Reynolds, pentru soluția etilen glycol [-];

Pentru calculul coeficientului convectiv de transfer de căldură pe partea amoniacului ( $\alpha_0$ ) s-a utilizat relația (2) propusă de Krujilin, valabilă pentru temperaturi de vaporizare cuprinse între -40°C...0°C [2]:

$$\alpha_0 = 4.2 \cdot (1 + 0.007 \cdot \theta_0) \cdot q^{0.7} \quad (2)$$

unde:  $\theta_0$  - temperatura de vaporizare;  $\dot{q}$  - densitatea de flux termic, calculată cu

relația:  $\dot{q} = \frac{\Phi_0}{S}$ , [W/m<sup>2</sup>];

Pentru calculul coeficientului global de transfer de căldură,  $k$ , s-a utilizat relația (3) [3]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_s} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_0}} \quad (3)$$

Numărul de treceri  $N_t$ , corespunzătoare agentului frigorific și numărul total de plăci  $N_p$  ale vaporizatorului s-au determinat [4] cu relațiile:

$$N_t = \frac{S_{op}}{2 \cdot S_{0l}} \quad (4)$$

$$N_p = 2 \cdot N_t + 1 \quad (5)$$

unde  $S_{op}$ , reprezintă suprafața totală de transfer de căldură a vaporizatorului cu plăci, rezultată pentru o valoare prezisă a coeficientului global de transfer de căldură,  $k$ .

Valoarea coeficientului global de transfer de căldură rezultă în urma unui calcul iterativ, considerată acceptată atunci când abaterea dintre valoarea prezisă și cea de calcul este mai mică de 4%.

Valoarea coeficientului global de transfer de căldură,  $k$ , care a rezultat este egală cu  $1260 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ , pentru o diferență medie logaritmică de temperatură,  $\Delta\theta_m = 6.16 \text{ K}$  și o putere frigorifică de 60 kW.

Pe baza rezultatelor obținute în urma calculelor utilizând relațiile (1), (2) și (3) s-a ales pentru studiul experimental un vaporizator cu plăci, cu o suprafață totală de  $6 \text{ m}^2$ , cu următoarele caracteristici geometrice: lungimea plăcii  $L = 0.591 \text{ m}$ ; lățimea plăcii:  $l = 0.190 \text{ m}$ ; grosimea plăcii:  $\delta_p = 0.0008 \text{ m}$ ; distanța dintre plăci:  $\delta = 0.004 \text{ m}$ ; suprafața plăcii:  $S_p = 0.099 \text{ m}^2$ ; suprafața de transfer de căldură pentru o trecere:  $S_{c1} = 0.1983 \text{ m}^2$ ; numărul de treceri: 15; numărul de plăci: 30.

### 3. STUDIUL EXPERIMENTAL

#### 3.1. Stand experimental

Standul experimental este reprezentat de o instalație frigorifică cu comprimare mecanică de vapori într-o treaptă, cu compresor cu șurub. Puterea frigorifică a instalației este de 60 kW, la temperatura de vaporizare de  $-10^\circ \text{C}$  și temperatura de condensare de  $+25^\circ \text{C}$ . Instalația experimentală poate funcționa în toate variantele de alimentare a vaporizatorului: funcționare uscată (alimentare prin ventil de reglaj termostatic), funcționare înecată (cu alimentare gravimetrică din separatorul de lichid), funcționare cu circulație forțată (alimentare cu pompă). Instalația experimentală este prezentată în figura 1 și foto 1.

Vaporii refuțați din vaporizator intră în separatorul de lichid (SA), iar vaporii uscați de amoniac sunt aspirați de compresorul cu șurub (K). Vaporii sunt compriși și refuțați apoi în separatorul de ulei (SU). Uleiul din separatorul de ulei este vehiculat prin răcitorul de ulei (RU) și retrimis compresorului. Rolul uleiului la compresorul cu șurub este complex servind la răcirea vaporilor, la separarea spațiului de aspirație de cel de refulare, la ungerea părților în mișcare și la atenuarea zgomotului făcut de compresor. Vaporii din separatorul de ulei intră în condensator. Amoniacul lichid rezultat în condensator se colectează în rezervorul de lichid (RAL), iar de aici în subrăcitorul de lichid. Subrăcirea lichidului se realizează prin injecția de amoniac lichid în subrăcitor și prin destinderea acestora de la presiunea de condensare la presiunea scăzută, în același timp se reduce și temperatura amoniacului injectat, care vaporizează pe seama căldurii preluate de la amoniacul din subrăcitor. Între subrăcitor și rezervorul de lichid există o coloană de egalizare, lichidul subrăcit intră în rezervorul de lichid și de aici prin ventilele de laminare se alimentează vaporizatorul.

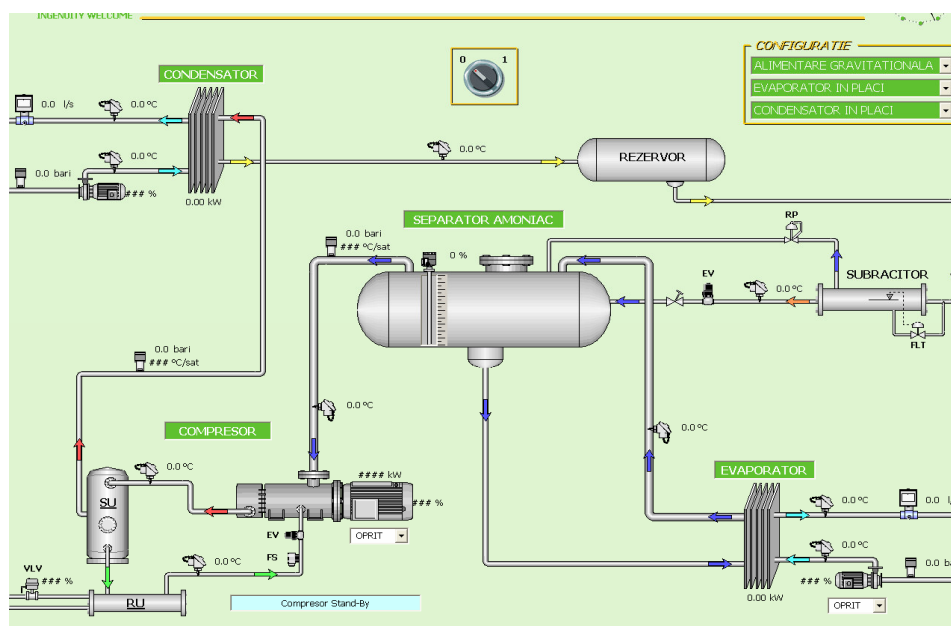
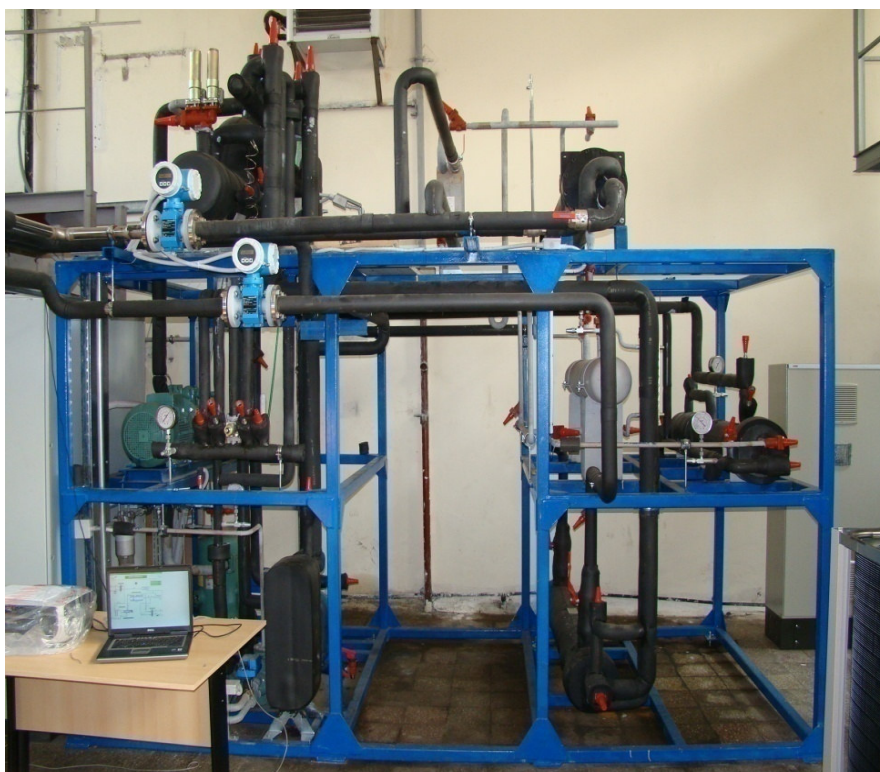


Fig. 1. Stand experimental: Instalația frigorifică cu comprimare mecanică.

Instalația experimentală este complet automatizată și dispune de reglaj de capacitate frigorifică, în funcție de necesarul de frig de la consumator. În plus, standul experimental dispune de sistem centralizat de achiziție de date, de control și reglare de la distanță și în timp real, a parametrilor de funcționare.

Instalația are în componentă următoarele echipamente principale: compresor cu șurub, cu puterea frigorifică nominală de 60 KW; separator de ulei; condensator cu plăci; subrăcitor de amoniac lichid; rezervor de lichid cu diametrul  $D = 300$  mm și lungimea de  $L = 1500$  mm; pompă de amoniac; vaporizator cu plăci, cu suprafața de transfer termic de  $6.0 \text{ m}^2$ ; separator de lichid cu diametrul  $D = 300$  mm și lungimea  $L = 2000$  mm; pompe centrifugale, cu reglare continuă de debit; sistem complex de măsură și control, format din PLC Siemens, senzori de presiune pentru amoniac, senzori de temperatură, indicator de nivel, ventile electromagnetice, manometre pentru amoniac.



**Foto 1.** Instalația frigorifică cu comprimare mecanică

### 3.2. Metodologia de testare

Cercetările au urmărit analiza comparativă teoretic versus experimental, a performanțelor termice ale vaporizatorului cu plăci, cu configurația stabilită la punctul 2. Vaporizatorul cu plăci a fost testat în cele trei variante de alimentare cu amoniac, pentru același debit de soluție răcită, aceeași cădere de temperatură pe partea soluției răcite și aceleași temperaturi de condensare [5].

Calculul s-a efectuat pe baza datelor măsurate, corespunzătoare unui regim cvasistaționar de funcționare a instalației. S-a considerat regim cvasistaționar atunci când parametrii mășurați variază cu maximum  $\pm 5\%$  pe parcursul a 10 măsurători consecutive, efectuate la un interval de 10 minute. Datele folosite în calcul reprezintă valorile medii ale parametrilor mășurați. În figura 1 sunt reprezentați parametrii și punctele de mășurare a acestora. Parametrii mășurați au fost:

- pe partea soluției răcite: debitul și temperatura la intrarea, respectiv ieșirea din vaporizator;
- pe partea amoniacului: presiunea și temperatura de vaporizare și condensare, temperatura de aspirație și refulare la compresor, debitul de amoniac lichid și puterea consumată de compresor;
- pe partea apei de răcire a condensatorului: debitul și temperatura la intrarea, respectiv ieșirea din condensator.

Aparatura de măsură utilizată: pentru temperaturi s-au folosit termocuple tip K, cu precizia de măsurare de  $\pm 0.25^{\circ}\text{C}$ ; pentru debitele de soluție răcită și apă de răcire debitmetre electronice Danfoss, cu precizia de măsurare de 3%.

Criteriile folosite pentru compararea performanțelor vaporizatorului, în cele trei variante de alimentare au fost coeficientul global de transfer de căldură; puterea termică pe partea soluției glicolate; puterea electrică de antrenare a compresorului.

Valoarea experimentală a coeficientului global de transfer de căldură a rezultat în funcție de valoarea medie a puterii de răcire, calculată ca media aritmetică între puterea de răcire pe partea soluției răcite și pe partea amoniacului.

### 3.3. Rezultate experimentale

Rezultatele experimentale obținute în urma măsurărilor sunt prezentate grafic în figurile 2, 3 și 4.

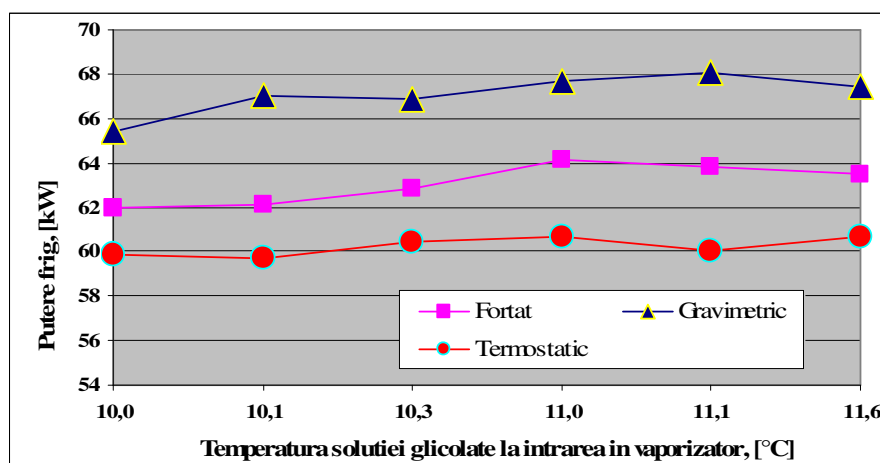


Fig. 2. Variația puterii frigorifice în funcție de temperatura soluției glicolate la intrarea în vaporizator, în variantele de alimentare gravimetric, termostatic, uscat

Pe parcursul experimentărilor debitul de soluție glicolată a fost cuprins în intervalul 2,977... 3.01 kg/s, în toate cele trei variante de alimentare a vaporizatorului, iar variația temperaturii acesteia în vaporizator a fost de cca  $6^{\circ}\text{C}$ . Temperatura de condensare a fost menținută cvasiconstantă, în jurul valorii de  $25^{\circ}\text{C}$ , în timp ce temperatura de vaporizare a fost în medie de  $-5,9^{\circ}\text{C}$ , pentru vaporizatorul alimentat termostatic, de  $-4^{\circ}\text{C}$ , pentru vaporizatorul alimentat gravimetric și de  $-5,4^{\circ}\text{C}$ , pentru vaporizatorul alimentat forțat. Debitul de amoniac a fost de cca 0,095 kg/s pentru alimentarea prin ventil termostatic, de cca 0,0914 kg/s pentru alimentarea gravimetrică și de cca. 0,061 kg/s pentru alimentarea cu pompe.

Din figura 2 se observă că pe toată perioada măsurărilor puterea frigorifică a vaporizatorului înregistrează cele mai mari valori în cazul alimentării gravimetrice și valorile cele mai scăzute în cazul alimentării prin ventil de reglaj termostatic. Abaterea medie dintre

acestea fiind de cca 10%. În cazul alimentării forțate, valoarea puterii frigorifice se situează între cele două, cu o abatere de cca 6%., față de alimentarea gravimetrică.

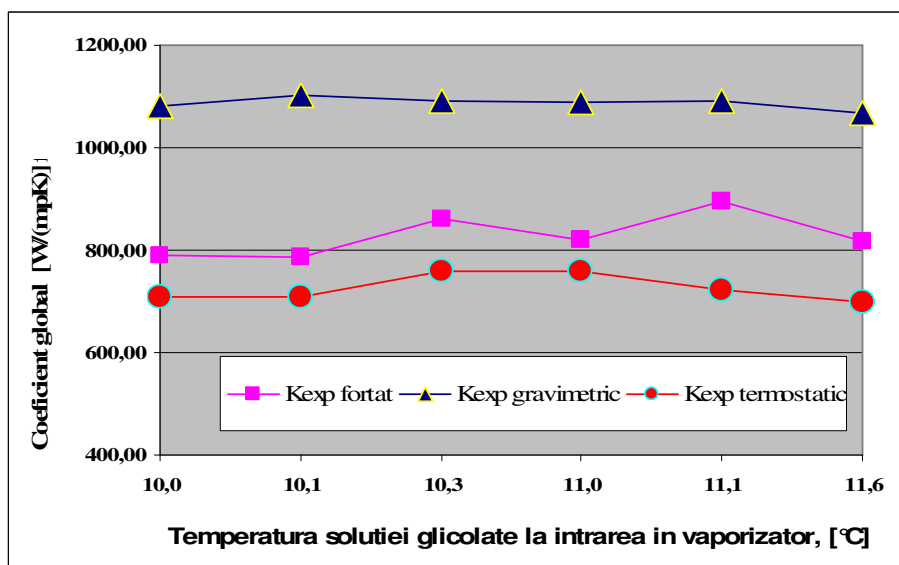


Fig. 3. Variația coeficientului global de transfer de căldură în funcție de temperatura soluției glicolate la intrarea în vaporizator, în variantele de alimentare gravimetric, termostatic, uscat

Din figura 3 se observă că, valorile coeficientului global de transfer de căldură păstrează ierarhia evidențiată și în figura 2, în sensul că valorile coeficientului global în cazul alimentării gravimetrice sunt cu cca. 33% mai mari decât cele din cazul alimentării uscate, și cu cca. 24% decât cele din cazul alimentării forțate.

Figura 4 ilustrează variația coeficientului de performanță a instalației, în funcție de valorile temperaturii la intrarea în vaporizator a soluției glicolate.

Din figura 4 se observă că, valorile COP – ului nu mai păstrează ierarhia evidențiată în figurile 2 și 3, în sensul că în cazul alimentării forțate, coeficientul global de transfer de căldură este mai mare cu cca 20%, decât în cazul alimentării cu ventil termostatic și cu cca 9% decât în cazul alimentării gravimetrice.

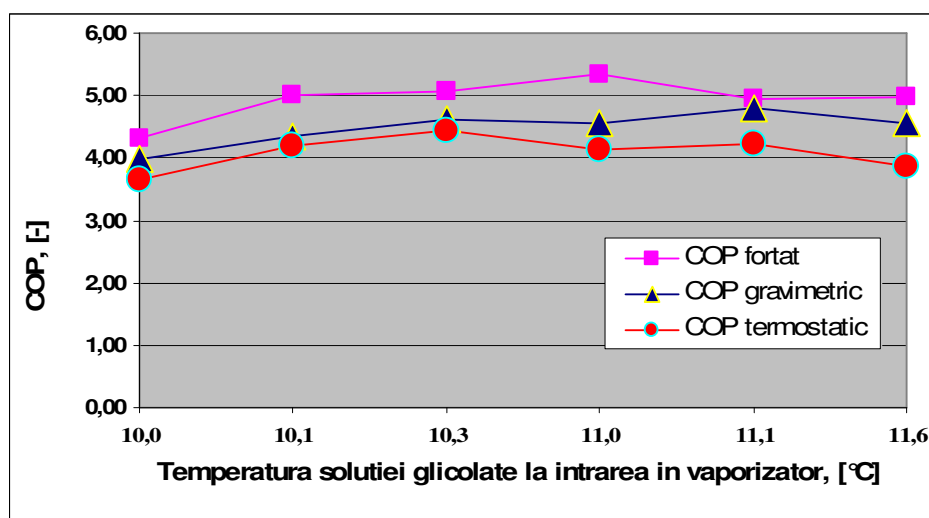


Fig. 4. COP-ul instalației, în variantele de alimentare gravimetric, termostatic, uscat.

În cazul alimentării forțate a vaporizatorului, valoarea ridicată a coeficientului de performanță a instalației este determinată de consumul de energie la compresor mai scăzut, consum justificat de debitul masic de vapori mai mic.

Bilanțul energetic al instalației frigorifice, pentru fiecare variantă de alimentare a vaporizatorului (tabelul 1) confirmă cele arătate în figura 4.

**TABELUL 1**

**Bilanțul energetic al sistemului experimental**

| Mod alimentare vaporizator | Putere electrică consumată la compresor, [kW] | Putere frigorifică, [kW] | Putere termică condensator, [kW] | Putere termică vaporizator și compresor, [kW] | abatere relativă, [%] | COP, [-] |
|----------------------------|-----------------------------------------------|--------------------------|----------------------------------|-----------------------------------------------|-----------------------|----------|
| Forțat                     | 12,5                                          | 62,3                     | 68,0                             | 74,8                                          | 0,09                  | 5,0      |
| Ventil termostatic         | 14,9                                          | 60,2                     | 72,2                             | 75,1                                          | 0,04                  | 4,0      |
| Gravimetric                | 14,6                                          | 67,1                     | 74,4                             | 81,6                                          | 0,09                  | 4,6      |

## CONCLUZII

Rezultatele experimentale obținute pot fi considerate de încredere, deoarece sunt confirmate și de abaterile rezultate în urma efectuării bilanțului energetic la nivelul instalației. Abaterea relativă dintre puterea termică a condensatorului și suma dintre puterea frigorifică și puterea electrică consumată la compresor se înscrie în valori uzuale de până la 10%.

Rezultatele experimentale evidențiază faptul că valoarea coeficientului global de transfer de căldură este mai mic decât valoarea obținută prin calcul teoretic (punctul 2). Pentru condițiile experimentale prezentate, valoarea teoretică este mai mare cu cca 14% față de alimentarea gravimetrică, cu cca 34% față de alimentarea forțată și cu cca. 42% față de alimentarea prin ventil termostatic.

## BIBLIOGRAFIE

- [1] ASHRAE Handbook Fundamentals, 2009.
- [2] *Hera Dragos*, „Instalații frigorifice Vol.III, Echipamente frigorifice”, Editura Matrix Rom, Bucuresti, 2009.
- [3] ASHRAE Handbook Refrigeration, 2006.
- [4] *Iosifescu C.*, 2003. ”Calculul și construcția instalațiilor frigorifice”, Editura Bren, București.
- [5] *Ilie A*, 2007. Exploratory Research Projects program PN-II-ID\_PCE-2008-2, Contract nr. 14/2007.