

Analiza exergo-energetica a diferitelor tipuri de instalatii frigorifice în solutie LiBr-Apa

Energy-exergo analysis of different types of refrigeration in LiBr-Water solution

Sef. lucr. dr. ing. Alina Girip¹, Prof. dr. ing. Dragos Hera²

¹ Universitatea Tehnică de Construcții București, Facultatea de Inginerie a Instalațiilor, Romania
E-mail: agirip4@yahoo.com

² Universitatea Tehnică de Construcții București, Facultatea de Inginerie a Instalațiilor, Romania
E-mail: heradragos@yahoo.com

Rezumat: În această lucrare se realizează o analiză a performanțelor termoenergetice pentru diferite tipuri de instalații cu absorbtie în soluție BrLi-H₂O într-o treaptă și 2 trepte, utilizând principiul al II-lea al termodinamicii. Pierderile exergetice datorate ireversibilităților interne și externe în timpul parcgerii ciclului termodinamic sunt calculate cu ajutorul metodei exergetice.

Cuvinte cheie: analiza exergo-energetica, solutie LiBr-Apa

Abstract: This paper provides a performance analysis for different thermal power plants BrLi-H₂O absorption solution-stage and 2-stage, using the second principle of thermodynamics. Exergy losses due to irreversibility during internal way and external thermodynamic cycle are calculated using exergy method.

Key-words: exergo-energy analysis, LiBr- Water solution

1. Introducere

Odata cu restrictiile introduse de protoalele de la Montreal și Kyoto privind utilizarea agentilor frigorifici cu impact asupra mediului inconjurător, s-a urmat ca varianta nepoluanta utilizarea instalațiilor cu absorbtie și deci, studierea din punct de vedere exergetic a acestor instalații.

Când se urmărește comportamentul termodinamic al unui sistem [1], se utilizează cel mai des principiul II al termodinamicii. Aceasta ne oferă informații atât despre conservarea energiei, cât și cât din performanță sistemului este diminuată. Prin intermediul său urmărim să identificăm procesele termodinamice din componentele sistemului, cu o generare mare de entropie și minimizarea generării totale de entropie a sistemului, pentru creșterea performanței acestuia.

2. Descrierea instalațiilor analizate și a modelului matematic

In acest studiu s-au analizat 4 tipuri de instalații cu absorbtie în soluție LiBr-apa:

- instalație teoretică într-o treaptă (figura 1);
- instalație reală într-o treaptă tip CARRIER [3];
- instalație reală într-o treaptă tip TRANE [4];
- instalație reală cu 2 generatoare tip CARRIER [5] (figura 2);

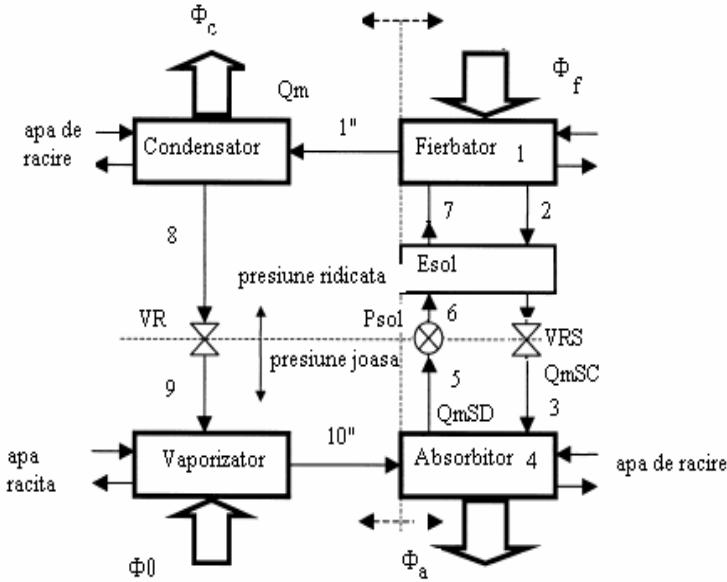


Fig 1. Schema instalatiei teoretice cu absorbtie intr-o treapta in solutie LiBr-apa

Sistemul este compus din: fierbător, vaporizator, condensator, absorbitor, pompă soluție (P_{sol}), ventil reglaj soluție (VRS), ventil reglaj (VR) și economizor soluție (Esol).

Ecuațiile conform principiului al II al termodinamicii sunt prezentate în continuare. Cu ajutorul acestora se va evalua rata entropiei generate de fiecare component din instalație și cea totală a sistemului [6].

- in vaporizator:

$$\bullet S_0 = Q_{mo} \cdot (s_{10''} - s_9) + Q_{ms} \cdot (s_{sar2} - s_{sar1}) \quad (kW/K) \quad (1)$$

- in condensator:

$$\bullet S_C = Q_{m0} \cdot (s_{1''} - s_9) + Q_{mw} \cdot (s_{w2} - s_{w1}) \quad (kW/K) \quad (2)$$

- in absorbitor:

$$\bullet S_A = Q_{m0} \cdot [f \cdot s_5 - s_{10} - (f-1) \cdot h_3] + Q_{mw} \cdot (s_{w4} - s_{w3}) \quad (kW/K) \quad (3)$$

- in fierbator:

$$\bullet S_F = Q_{m0} \cdot [s_{1''} + (f-1) \cdot s_2 - (f-s) \cdot h_7] + Q_{mAI} \cdot (s_{AI2} - s_{AI1}) \quad (kW/K) \quad (4)$$

- in economizer soluție LiBr-H₂O:

$$\bullet S_{EC} = Q_{m0} \cdot (f-1) \cdot (s_3 - s_2) + Q_{m0} \cdot f \cdot (s_7 - s_6) \quad (kW/K) \quad (5)$$

- in pompa soluție:

$$\dot{S}_{PS} = Q_{m0} \cdot f \cdot (s_6 - s_5) \quad (kW/K) \quad (6)$$

Prin insumarea entropiei calculate pe fiecare component din instalatie se obtine entropia totala a sistemului.

$$\dot{S}_T = \sum_{j=1}^N \dot{S}_j = \dot{S}_0 + \dot{S}_C + \dot{S}_A + \dot{S}_F + \dot{S}_{EC} + \dot{S}_{PS} \quad (kW/K) \quad (7)$$

In cazul solutiei BrLi-H₂O, pentru temperaturi t = 0...190°C si concentratii ξ = 40...75%, determinarea entropiei masice s-a facut utilizand relatiile propuse de Feuerecker [7]:

$$s = A_1 + A_2 \cdot T + A_3 \cdot T^2 + A_4 \cdot X + A_5 \cdot X \cdot T + \\ A_6 \cdot X \cdot T^2 + A_7 \cdot X^2 + A_8 \cdot X^2 \cdot T + A_9 \cdot X^3 + A_{10} \cdot X_4 \quad (kJ/kg*K) \quad (8)$$

unde coeficientii din relatie au valorile:

$$A1 = -1.01961E3, A2=1.101529E1, A3=-1.04215E-2, A4=1.036935E2, \\ A5 = -5.87032E-2, A6=8.63107E-5, A7=-3.266802, A8=-3.16683E-4, A9=4.10099E-2, \\ A10=-1.790548E-4.$$

Energia specifica, e, cand se negligeaza energia cinetica si potentiala, se poate calcula conform relatiei 9:

$$e = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (kJ/kg) \quad (9)$$

Randamentul exergetic al instalatiei frigorifice este dat de relatia [10]:

$$\eta_{ex} = \frac{\Phi_0 \cdot \left(\frac{T_{amb}}{T_0} - 1 \right)}{\Phi_F \cdot \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_F} \right)} \quad (10)$$

unde T_{amb} – temperatura mediului ambiant (K).

Modelul matematic a fost scris cu ajutorul programului EES (Engineering Equation Solver) [8]. Ipotezele simplificatoare luate in consideratie pentru simularea si scrierea ecuatiilor sunt urmatoarele:

- sistemul este considerat in regim stationar de functionare;
- caderile de presiune in conducte sunt neglijabile;
- in condensator, vaporizator si absorbitor vaporii de apa sunt la starea de saturatie.

Cu ajutorul ecuatiilor scrise in cadrul modelului matematic s-au putut determina proprietatile termodinamice (temperatura, presiunea, entalpia masica, concentratia, volumul masic si entropia masica) pentru fiecare stare din ciclul termodinamic. Proprietatile apei la saturatie sunt obtinute din corelatiile oferite de ASHRAE [2]. In cazul respectarii conditiei ca intervalul de degazare sa fie mai mare de 5%, se calculeaza:

- factorul de circulatie si de recirculare a solutiei,
- bilanturile termice masice,
- fluxurile termice pentru fiecare echipament,
- debitele masice de solutie diluata si concentrata, solutie recirculata (absorbitor si vaporizator) si agent frigorific (apa),
- coeficientul de performanta, COP,
- generarea de entropie si randamentul exergetic.

Instalatiile reale, in variantele CARRIER si TRANE, au performantele ameliorate prin aplicarea unor modificari ale constructiei. In acelasi timp, s-a realizat o protectie contra cristalizarii solutiei, prin amestecarea celei concentrate, rezultate din fierbator, cu cea diluata rezultata din absorbitor [9]. In varianta CARRIER amestecarea s-a realizat la intrarea in economizor cu ajutorul unui ventil de reglaj. In varianta TRANE amestecarea se realizeaza la iesirea din absorbitor prin intermediul unei pompe de recirculare.

Utilizarea unui generator de vapori in 2 trepte determina cresterea coeficientului de performanta, prin faptul ca se utilizeaza pentru a doua fierbere a solutiei o parte din caldura de condensare a vaporilor de apa rezultati din primul fierbator. In varianta CARRIER, instalatia utilizeaza 2 generatoare de vapori (generatorul de inalta temperatura, G1 si generatorul de joasa temperatura, G2). O parte din debitul de solutie diluata, Q_{mR} , este amestecat cu cel de solutie concentrata rezultat din fierbatorul F2 (Q_{mSC2}) prin intermediul unui ventil de reglaj.

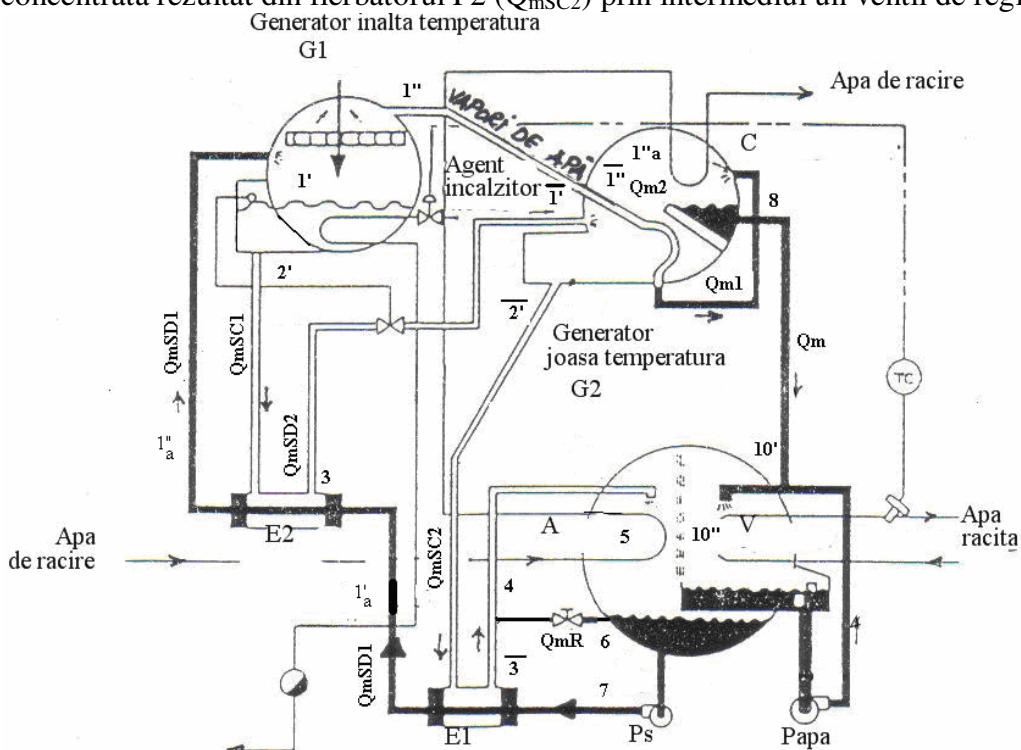


Fig 2. Schema reala a instalatiei frigorifice cu absorbtie, cu 2 generatoare, varianta CARRIER

3. Interpretarea rezultatelor.

Calculele s-au realizat pentru conditiile de lucru:

- puterea frigorifica 100 kW;

Analiza exergo-energetica a diferitelor tipuri de instalatii frigorifice în solutie LiBr-Apa

- temperatura apa racita 15/10°C;
- temperatura apa de racire tur/retur 27/31°C;
- temperatura agent incalzitor la fierbator 90/85°C;
- randament pompa de solutie de 0.9;
- eficiența economizor solutie SHE 0.75.

Tabel 1. Generarea de entropie pentru $t_{amb} = 35^{\circ}\text{C}$

Generare de entropie (W/K)	IFA teoretica	IFA CARRIER	IFA TRANE	IFA 2 generatoare CARRIER
S_V	4.823	4.823	4.823	4.316
S_C	1.488	1.488	1.488	0.423/2.148
S_ABS	23.84	14.56	18.18	16.29
S_F	65.27	65.27	65.27	33.02/37.38
S_EC solutie	0.2658	0.03923	0.0039	0.312/0.3882
S_PS	0.000227	0.000227	0.000644	0.000758
S_total	95.687	86.180	89.766	96.278
COP(-)	0.768	0.768	0.768	1.257
η_{ex} (%)	27.48	27.48	27.48	31.14

In tabelul 1 sunt centralizate datele obtinute cu modelele matematice in conditiile de lucru considerate si o temperatura a mediului ambiant de 35°C . Analizand datele din tabelul 1 se observa o scadere a generarii totale de entropie a sistemului pentru instalatiile modificate fata de varianta teoretica. In cazul CARRIER se obtine o scadere a generarii totale de entropie cu 9.51 iar in cazul TRANE scaderea este de doar 5.92. Trecerea la varianta cu 2 generatoare a determinat o crestere a generarii totale de entropie de 0.59.

Generarea de entropie pentru fiecare component din instalatie este prezentata in figurile 3....6; valoarea maxima are loc in fierbator, urmata de cea din absorbitor, vaporizator si condensator. Valori neglijabile se intalnesc la pompa de circulatie a solutiei.

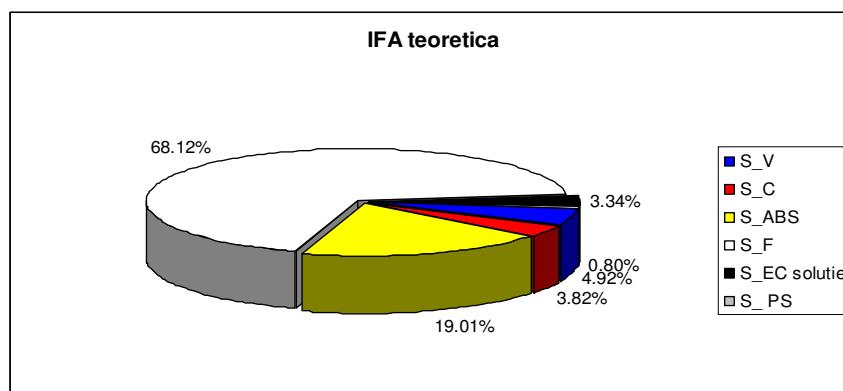


Fig 3. Generarea de entropie pentru fiecare component din sistem – IFA teoretica

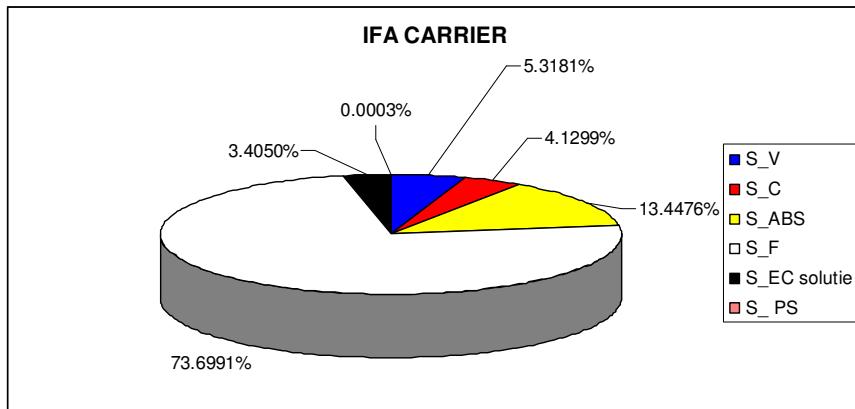


Fig 4. Generarea de entropie pentru fiecare component din sistem –IFA CARRIER

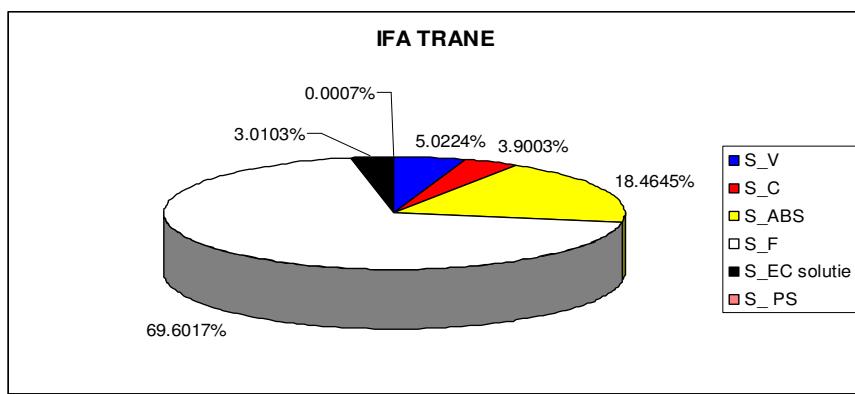


Fig 5. Generarea de entropie pentru fiecare component din sistem –IFA TRANE

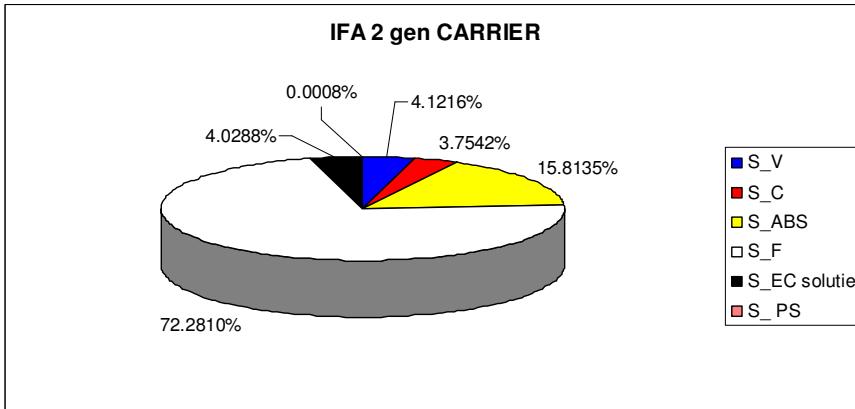


Fig 6. Generarea de entropie pentru fiecare component din sistem –IFA 2 generatoare CARRIER

Se observa ca modificarile generarii de entropie pe fiecare component apar doar la absorbitor si economizor prin introducerea amestacarii dintre cele doua debite de solutie diluata si concentrata.

Astfel prin modificarile introduse in constructia instalatiei producatorii nu doar vor evita zona de cristalizare, dar vor obtine si o generarea de entropie totala a sistemului mai scazuta.

In figura 7 se prezinta comparativ entropia totala generata in sistem pentru fiecare instalatie analizata in aceasta lucrare.

Analiza exergo-energetica a diferitelor tipuri de instalatii frigorifice în solutie LiBr-Apa

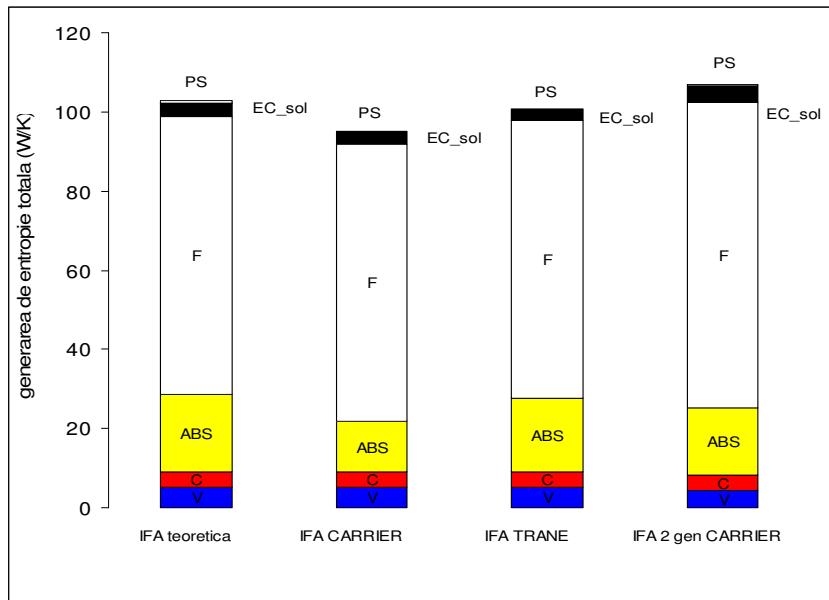


Fig 7. Generarea de entropie totala pentru fiecare tip de instalatie cu absorbtie

Daca temperatura mediului ambinat este de 30 (mai scazuta fata de cea din situatia analizata), iar apa de racire are temperatura 25/29 °C, valorile obtinute in acest caz pentru instalatiile analizate sunt prezentate in tabelul 2.

Tabel 2. Generarea de entropie pentru $t_{amb} = 30^{\circ}\text{C}$

Generare de entropie (W/K)	IFA teoretica	IFA CARRIER	IFA TRANE	IFA 2 generatoare CARRIER
S_V	4.723	4.723	4.736	4.397
S_C	0.1236	0.1236	0.1236	0.196/1.357
S_ABS	21.29	13.18	17.83	22.67
S_F	60.29	60.29	60.29	33.02/36.55
S_EC solutie	0.06448	0.007178	0.006985	0.3302/0.3617
S_PS	0.000176	0.000176	0.000575	0.000748
S_total	96.60	78.34	82.99	91.88
COP(-)	0.7752	0.7752	0.7752	1.286
$\eta_{ex} (\%)$	22.7	22.7	22.7	26.35

4. Concluzii

Lucrarea trateaza aplicarea principiului al II al termodinamicii pentru analiza exergetica a diferitelor instalatii frigorifice cu absorbtie in solutie LiBr-H₂O (teoretica, reale CARRIER si TRANE si ameliorata CARRIER).

Modelul matematic realizat urmareste determinarea generarii de entropie in fiecare echipament din instalatie, dar si a sistemului in cele 4 variante de instalatii. Aceste modele ne vor ajuta sa intelegem mai bine comportamentul termodinamic al fiecarei instalatii si sa determinam modalitati de optimizare a in vederea minimizarii generarii de entropie a sistemului.

Generarea de entropie importanta se produce in fierbator, absorbitor si vaporizator, totalizand peste 92% din valoarea totala a sistemului.

Introducerea ventilului de amestec determina o scadere a generarii de entropie totale a sistemului. In cazul amestecarii solutiei dupa iesirea din economizor (varianta TRANE),

temperatura de introducere a solutiei in absorbitor este mai ridicata, conducand la o generare de entropie mai mare in absorbitor si mai scazuta in economizor in comparatie cu varianta amestecarii inainte de economizor (CARRIER).

In cazul instalatiei ameliorate, cu doua generatoare, desi se remarcă o creștere substanțială a COP (peste 63%), generarea totală de entropie crește puțin (0.59 W/K).

Varianta cea mai avantajoasă este în cazul în care temperatura mediului ambient este mai scazuta (si deci si a apei de racire), cand scaderea generarii totale de entropie totală este cuprinsa intre 4.4 si 9.08 W/K.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. MUHSIN KILIC, OMER KAYNAKLI, „ *Second law-based thermodynamic analysis of water-lithium bromide absorption refrigeration system*”, Int. J. Refrig. 2007, 32, 1505-1512.
- [2]. ASHRAE handbook, Fundamentals, 2009.
- [3]. ***CARRIER – Catalog Low temperature hot water single effect, hermetic absorption liquid chiller
- [4]. ***TRANE – Catalog Trane Horizon™ Absorption Series Single-Stage Hot Water or Steam-Fired Absorption Water Chillers,
- [5]. ***CARRIER – Catalog Trane Horizon™ Absorption Series Single-Stage Hot Water or Steam-Fired Absorption Water Chillers,
- [6]. OMER KAYNAKLI, RECEP Y., „ *Thermodynamic analysis of absorption system based on entropy generation*”, Int. J. Refrig., 2007, 4, 472-479.
- [7]. Y. KAITA, „ *Thermodynamics properties of lithium bromide – water solution at high temperature*”, Int. J. Refrig. 2001, 24, 374-390.
- [8]. ***EES – soft programs
- [9]. HERA, DR., GIRIP, A, ”*Instalatii frigorifice. Vol. 2. Scheme si cicluri frigorifice*”, Ed. Matrix Rom, Buc., ISBN 978-973-755-198-6, 2007 (407 p).
- [10] Girip, A, Hera Dr., ”Analiza exergo-energetică a instalațiilor frigorifice în soluție LiBr-apă utilizate la producerea centralizată a apei reci”, BS, UTCB nr. 3/2010, 65-72p.