

UNIVERSITATEA POLITEHNICA BUCUREȘTI

Facultatea de Inginerie Mecanică și Mecatronică

Departamentul Termotehnică, Motoare, Echipamente Termice și Frigorifice

Nr. Decizie Senat din

REZUMAT

TEZĂ DE DOCTORAT

**Creșterea eficienței sistemelor energetice prin cogenerare și
utilizarea de surse deșeu sau regenerabile**

Autor: ing. Mihaela CIOCAN

Conducator științific: Prof. dr. ing. Alexandru SERBAN

Cuprins

1. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRII ÎN DOMENIU	4
2. METODE DE ANALIZĂ TERMODINAMICĂ APLICATE ÎN STUDIUL DE OPTIMIZARE AL CICLURILOR SISTEMELOR GENERATOARE DE PUTERE, FRIG ȘI CĂLDURĂ	5
2.3.3. Exergia termomecanică a unui volum de control	6
2.3.4. Exergia căldurii	6
2.3.5. Exergia chimică	7
2.3.6. Ecuația de bilanț exergetic pentru un volum de control	8
2.4. Metoda exergoeconomică	8
3. ANALIZA COMPARATIVĂ A SISTEMELOR INDIVIDUALE ȘI DE COGENERARE A PUTERII MECANICE ȘI A CĂLDURII CU INSTALAȚII CU TURBINE CU ABUR	10
3.1. Introducere	10
3.2. Analiza energetică sau exergetică – un studiu comparativ al sistemelor individuale de producere a căldurii și energiei electrice	10
3.3. Producerea de căldură și energie electrică prin cogenerare într-un sistem cu turbine cu abur cu contrapresiune	11
4. ANALIZA EXERGETICĂ A SISTEMELOR DE COGENERARE FRIG ȘI CALD	12
4.1. Introducere	12
4.2. Schema instalației frigorifice	12
4.3. Analiza exergetică	12
4.4. Coeficienții de performanță ai sistemului de cogenerare	13
5. ANALIZA POTENȚIALULUI ENERGETIC AL DEȘEURILOR MUNICIPALE FOLOSITE DREPT COMBUSTIBIL	14
5.1. Introducere	14
5.2. Analiza chimică a unui combustibil obținut din deșeu municipal solid	14
5.3. Exergia chimică a combustibilului obținut din deșeuri municipale solide	15
5.4. Concluzii	17
6. COLECTORI SOLARI TERMICI	18
6.1. Introducere	18
6.1.1. Considerații generale	18
6.1.2. Sisteme de conversie a energiei solare în electricitate prin ciclul Rankine	18
6.1.3. Sisteme de conversie a energiei solare în frig	19
6.1.4. Sisteme de cogenerare solare	19
6.2. Posibilități de conversie a energiei solare	20
6.3. Considerații privind radiația solară	20
6.4. Potențialul de utilizare a energiei solare în România	21
6.5. Noțiuni de "geometrie solară"	21
6.5.1. Considerații teoretice	21
6.5.2. Rezultate pentru Galați	21
6.6. Radiația solară pe suprafețe înclinate	22
6.6.3. Rezultate pentru Galați	22
6.7. Randamentul colectoarelor solari termici fără concentratori	22
6.7.2. Rezultate pentru Galați	22
6.8. Randamentul colectoarelor solari termici cu concentratori	23
6.8.4. Rezultate pentru Galați	23
7. PRODUCEREA FRIGULUI DIN ENERGIE SOLARĂ	23
7.1. Introducere	23
7.2. Material	24
7.3. Metodă	25
7.3.1. Variația în timp a sarcinii de răcire transmisă prin pereți	25
7.3.2. Variația în timp a sarcinii de răcire datorită ventilației	26
7.3.3. Variația de timp a sarcinii de răcire tehnologică	26
7.3.4. Variația de timp a sarcinii de răcire datorată operării	26
7.3.5. Modelul analitic pentru eficiența colectoarelor cu jgheaburi parabolice	26

7.3.6. Regimul termic al turnului de răcire.....	27
7.3.7. Comportamentul termic al rezervorului de stocare.....	27
7.3.8. Instalația frigorifică prin absorbție.....	28
7.3.9. Limite ale temperaturii ridicate la ieșirea din sistemul solar.....	30
7.4. Rezultate și discuții.....	31
7.5. Concluzii.....	31
8. CONCLUZII FINALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE.....	32
8.1. Concluzii finale.....	32
8.2. Contribuții personale.....	34
Referințe bibliografice.....	34
Articole publicate.....	38

1. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRII ÎN DOMENIU

Sub presiunea schimbărilor climatice societatea nu are decât două opțiuni:

1. Să încetinească ritmul de dezvoltare industrială cu repercursiunea scăderii ofertei de locuri de muncă cu consecința reducerii nivelului de trai, sau
2. Să continue dezvoltarea economică mai eficient cu reducerea efectelor poluante ținând către o societate cu zero emisii de gaze cu efect de seră.

Pentru ca bilanțul climatic să se echilibreze trebuie găsite și aplicate toate modalitățile de absorbție din atmosferă a gazelor cu efect de seră existente și ca producția industrială și de consum să fie orientată spre zero emisii cu scopul de a stabiliza temperatura globală.

Societatea actuală este caracterizată printr-o creștere continuă a necesarului de energie, determinată pe de-o parte de dezvoltarea economică continuă practic a tuturor regiunilor, dar în primul rând a „noilor țări industriale” cum sunt China și India și pe de altă parte de creșterea populației la nivel mondial (Aboelwafa et al., 2018).

Societatea trebuie să păstreze ținta de încălzire globală de 1.5 K peste situația existentă în epoca preindustrială (1850 – 1900), limită admisă din cauza politicilor de reducere a sărăciei și îmbunătățirea nivelului de trai al populației.

Pentru atingerea acestui deziderat s-au stabilit obiective precise, cum ar fi „bugetul de CO₂” care stabilește care este cantitatea pe care o persoană, sau țară, are permisiunea să o emită. De exemplu în Germania, care este unul dintre primii șapte poluatori cu emisii de CO₂, fiecare locuitor emite în jur de 10 t CO₂ pe an, în timp ce numai 1 t CO₂ ar fi acceptabilă (<https://www.ipcc.ch/sr15/>).

Zero net emisii înseamnă a reduce cât se poate de aproape de zero emisiile care ar însoți tehnologiile de producere a energiei, iar ce ar rămâne să fie absorbite din atmosferă de algele din apa oceanelor, de pământ care poate acumula carbonul din reziduurile vegetale, de arborii pădurilor în creșterea lor au în produse din lemn, sau capturi de CO₂ extras din aer prin procese chimice și depozitat în pământ (<https://www.un.org/en/climatechange/net-zero-coalition>)

În prezent atmosfera pământului este la o temperatură mediu cu 1.1 K mai ridicată decât la sfârșitul anilor 1800. Pentru a menține ținta încălzirii cu nu mai mult de 1.5K, cum este stipulat în Acordul de la Paris din 2015, emisiile cu efect de seră trebuie reduse cu 55% până în 2030 față de 1990, și să atingă pragul zero în 2050 (https://climate.ec.europa.eu/eu-action/european-green-deal/european-climate-law_en).

Sectorul energetic este responsabil pentru 75% din emisiile actuale de gaze cu efect de seră și pentru reducerea și în final eliminarea acestora se preconizează înlocuirea sistemului de producere a energiei pe bază de cărbune și combustibili fosili în general cu sisteme solare și eoliene. (https://climate.ec.europa.eu/eu-action/european-green-deal/european-climate-law_en).



Fig.1.1 Direcțiile Pactului Verde European

https://commission.europa.eu/strategy-and-policy/priorities-2019-2024/european-green-deal_en).

Mare parte din emisiile de carbon, se datorează procesului convențional de producere a energiei electrice prin arderea combustibililor fosili.

Problema asigurării necesarului de energie în creștere este cu atât mai importantă cu cât producția de energie prin metode clasice, este asociată și cu creșterea emisiilor de gaze cu efect de seră și cu încălzirea globală.

Încadrarea gazului natural și a energiei nucleare în categoria energiilor verzi de tranziție permite un răgaz până la atingerea totalei maturități tehnologice și economice pentru producerea energiei electrice verzi cu zero emisii de carbon (<https://www.cnbc.com/2022/07/06/europe-natural-gas-nuclear-are-green-energy-in-some-circumstances-.html>).

Se poate urmări pe baza Potențialului Global de Încălzire (GWP) efectul devastator al scăpărilor în atmosferă pentru unele substanțe de interes industrial.

2. METODE DE ANALIZĂ TERMODINAMICĂ APLICATE ÎN STUDIUL DE OPTIMIZARE AL CICLURILOR SISTEMELOR GENERATOARE DE PUTERE, FRIG ȘI CĂLDURĂ

Studiul comportării unui sistem termodinamic se bazează pe realizarea modelului său matematic cu ajutorul căruia se poate simula funcționarea și construcția sistemului (Moran et al., 2011, Feidt, 2006, Borel and Favrat, 2010).

Modelul matematic este compus din expresiile analitice ale legilor generale ale naturii, pe care fiecare proces component al sistemului și sistemul în ansamblu trebuie să le respecte. Pe lângă respectarea legilor naturii, modelul matematic conține și informații despre constrângerile economice și proprietățile termodinamice ale sistemului. Modelul matematic trebuie să țină cont de interacțiunea sistemului considerat cu mediul fizic și economic în care evoluează. Metoda de analiză termodinamică și economică utilizată impune modelul matematic.

Pentru științele termice, principalele legi generale ale naturii sunt formulate prin Primul și Al Doilea Principiu.

Pe baza acestor două principii, termodinamica fenomenologică a construit metode de analiză a sistemelor termice.

Metodele de analiza termodinamica sunt urmatoarele:

- 2.1 Metoda energetică, bazeata pe Primul Principiu al Termodinamicii și pe noțiunea de energie, în abordarea careia nu conteaza calitatea energiei sau sensul acesteia ci doar cantitatea. O analiză bazată exclusiv pe primul Principiu al termodinamicii nu ia în considerare nici mediul fizic, nici mediul economic în care evoluează sistemul în cauză.
- 2.2 Metoda entropică, bazata pe al Doilea Principiu al termodinamicii, introduce mărimea de stare: entropia. Abordarea entropica evidentiaza sensul de desfasurare a proceselor in natura si releva ca procesele reale sunt ireversibile – au o evoluție preferențială.
- 2.3 Metoda exergetica care introduce notiunea de exergie. Exergia reprezintă măsura dezechilibrului unui sistem în raport cu mediul său ambiant (Moran et al., 2011, Bejan et al., 1996).

- Prin mediu ambiant se înțelege partea din mediul exterior cu care sistemul este în interacțiune. Se consideră că mediul ambiant este suficient de mare, astfel încât parametrii săi intensivi termici, mecanici și chimici (T_0, p_0, μ_k^0) rămân constanți după interacțiunea cu sistemul considerat.

- Exergia reprezintă măsura dezechilibrului unui sistem în raport cu mediul său ambiant (Moran et al., 2011, Bejan et al., 1996).

Se consideră un sistem care este în dezechilibru cu mediul său ambiant.

Dezechilibrul poate fi termic ($T \neq T_0$), mecanic ($p \neq p_0$) sau chimic ($\mu_{k0} \neq \mu_k^0$).

Starea de echilibru cu mediul ambiant se numește generic stare moartă. Nimic utilizabil nu poate fi obținut dintr-un sistem care este în stare moartă.

Dacă sistemul este doar în dezechilibru mecanic în raport cu mediul ($p \neq p_0, T = T_0, \mu_{k0} = \mu_k^0$) există două posibilități:

- $p > p_0$ - sistemul în evoluția sa către echilibrul mecanic cu mediul său ambiant produce lucru mecanic. Dacă procesele sunt reversibile, lucrul mecanic produs este maxim;
- $p < p_0$ - pentru a aduce sistemul într-o stare de echilibru cu mediul înconjurător trebuie consumat lucru mecanic. Dacă toate procesele sunt reversibile, lucrul mecanic consumat este minim.

2.3.3. Exergia termomecanică a unui volum de control

Exergia termomecanică a unui volum de control reprezintă cantitatea maximă de lucru mecanic pe care o poate elibera un sistem în curgere.

Pentru 1 kg de agent în curgere, exergia devine:

$$ex_{ec} = h - h_0 - T_0(s - s_0) + \frac{w^2}{2} + gz \quad (2.6)$$

unde $h(T, p)$ și $s(T, p)$ corespund sistemului care se află la T și p , și $h_0(T_0, p_0)$ și $s_0(T_0, p_0)$ sunt mărimile de stare corespunzătoare sistemului atunci când acesta din urmă este în echilibru termomecanic cu mediul.

2.3.4. Exergia căldurii

Exergia unei cantități de căldură Q caracterizată printr-o temperatură T atunci când temperatura mediului este T_0 , este:

$$Ex_Q^T = Q \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (2.7)$$

- Când $T > T_0$, exergia căldurii reprezintă lucrul mecanic maxim care poate fi produs de un ciclu Carnot care evoluează între temperatura T a căldurii și temperatura T_0 a mediului ambiant;

b Când $T < T_0$, exergia căldurii reprezintă lucrul mecanic minim care trebuie consumat de un ciclu Carnot inversat pentru a transporta căldura Q de la nivelul de temperatură T la nivelul T_0 .

2.3.5. Exergia chimică

Atunci când sistemul are o compoziție diferită de cea a mediului său ambiant, există posibilitatea de a produce lucru lăsând sistemul să treacă de la compoziția sa inițială la compoziția mediului ambiant. La sfârșitul procesului, elementele sistemului considerat difuzează printre elementele corespunzătoare ale mediului ambiant. În procesul de eliberare de lucru, sistemul interacționează numai cu mediul ambiant. Există două situații:

a. Sistem format din elemente care se află în mediul său ambiant, dar într-o altă compoziție. Exemplu; un kmol de amestec gazos de 40% O_2 și 60% N_2 în participație molară este în echilibru termomecanic cu mediul ambiant ($T = T_0$, $p = p_0$). Mediul ambiant este reprezentat de aer uscat cu compoziția molară $x_{O_2}^0 = 0,21$ și $x_{N_2}^0 = 0,79$

Un kmol de oxigen pentru a ajunge la nivelul moleculelor de oxigen din mediul său ambiant se poate destinde izotermic reversibil eliberând lucrul mecanic maxim :

$$\bar{e}_{xO_2} = \bar{R} \cdot T_0 \cdot \ln \frac{x_{O_2}}{x_{O_2}^0} \quad (2.8)$$

Un kmol de azot pentru a ajunge la presiunea parțială a azotului care se află în mediul ambiant trebuie comprimat. Lucrul mecanic minim consumat corespunde unei comprimări izoterme reversibile :

$$\bar{e}_{xN_2} = \bar{R} \cdot T_0 \cdot \ln \frac{x_{N_2}}{x_{N_2}^0} \quad (2.9)$$

Pentru un kmol de amestec exergia chimică este :

$$\bar{e}_{xCH} = x_{O_2} \cdot \bar{R} \cdot T_0 \cdot \ln \frac{x_{O_2}}{x_{O_2}^0} + x_{N_2} \cdot \bar{R} \cdot T_0 \cdot \ln \frac{x_{N_2}}{x_{N_2}^0} \quad (2.10)$$

În general:

$$\bar{e}_{xCH} = \bar{R} \cdot T_0 \cdot \sum x_i \ln \frac{x_i}{x_i^0} \quad (2.11)$$

b. Exergia unui sistem care interacționează cu elemente existente în mediul ambiant eliberând lucru și transformându-se în elemente care difuzează printre elementele mediului ambiant. Exemplu: un combustibil a cărui formulă generală este C_aH_b și un mediu gazos în care apa este în stare de vapori

$$\bar{e}_{xCH}^{C_aH_b} = \bar{g}_{f,C_aH_b}^0 - a \cdot \bar{g}_{f,CO_2}^0 - \frac{b}{2} \cdot \bar{g}_{f,H_2O(g)}^0 + \bar{R} \cdot T_0 \cdot \ln \frac{\left(x_{O_2}^0\right)^{\left(a+\frac{b}{4}\right)}}{\left(x_{CO_2}^0\right)^a \cdot \left(x_{H_2O}^0\right)^{\frac{b}{2}}} \quad (2.12)$$

unde $\bar{g}_{f,i}^0$ este funcția Gibbs de formare la $T = T_0$ și $p = p_0$ a componentului i din substanța compusă.

2.3.6. Ecuația de bilanț exergetic pentru un volum de control

Luând în considerare doar exergia fiecărei forme de energie, se poate scrie o ecuație de bilanț în care toate formele de energie indiferent de categoria lor (ordonată sau dezordonată) sunt aduse la un nivel comun.

Folosind ecuațiile de bilanț de energie (Primul principiu) și entropie (Al doilea principiu), ecuația de bilanț exergetic pentru un sistem reprezentat de un volum de control (Fig. 2.4) în regim staționar devine :

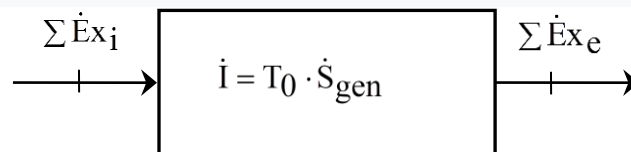


Fig. 2.4 Schema de bilanț exergetic pentru un volum de control

$$\sum \dot{E}x_i = \sum \dot{E}x_e + T_0 \cdot \dot{S}_{gen} \quad (2.13)$$

Observând că pentru procesele reale (ireversibile) $\dot{S}_{gen} \geq 0$, se obține :

$$\dot{I} = T_0 \cdot \dot{S}_{gen} \geq 0 \quad (2.14)$$

mărime care reprezintă cantitate de exergie consumată în timpul procesului ireversibil.

Rezultă că exergie este o mărime care nu poate fi conservată.

$$\sum \dot{E}x_i \geq \sum \dot{E}x_e \quad (2.15)$$

Egalitatea este pentru procese ideale, reversibile

Evidențiind produsul exergetic și combustibilul exergetic al sistemului, ecuația (2.13) devine:

$$\dot{E}x_{Cb} = \dot{E}x_p + \sum \dot{E}x_{p_i} + \sum \dot{I} \quad (2.16)$$

Randamentul exergetic al sistemului devine :

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_p}{\dot{E}x_{Cb}} = 1 - \frac{\sum \dot{E}x_{p_i} + \sum \dot{I}}{\dot{E}x_{Cb}} \quad (2.17)$$

Metoda de analiză exergetică ține cont nu numai de cantitatea unei anumite forme de energie, ci și de parametrii intensivi ai mediului cu care interacționează sistemul. Metoda de analiză exergetică nu ține cont de mediul economic.

2.4. Metoda exergoeconomică.

Singura metodă care ține cont de cantitatea și calitatea unei anumite forme de energie ținând cont de interacțiunile sistemului cu mediul fizic și mediul economic în care acesta evoluează, este analiza exergoeconomică (Bejan et al., 1996, El-Sayed, 2003). Pentru a ține cont de mediul economic în care funcționează un sistem termic, fiecărei distrugerii interne de exergie trebuie să i se aloce un cost.

Analiza exergoeconomică reușește să atribuie un cost (exergie sau monetar) fiecărei distrugerii de energie utilizabilă ca urmare a unui proces ireversibil care are loc în interiorul sistemului (Dobrovicescu and Tsatsaronis, 2006), (Lozano and Valero, 1993), (Grosu, 2000).

3. ANALIZA COMPARATIVĂ A SISTEMELOR INDIVIDUALE ȘI DE COGENERARE A PUTERII MECANICE ȘI A CĂLDURII CU INSTALAȚII CU TURBINE CU ABUR

3.1 Introducere

Consumul de energie pentru încălzirea urbană sau industrială și energia electrică sunt în majoritatea cazurilor concomitente.

Consumul de energie casnic, industrial sau social se manifesta simultan prin nevoia de energie termica si electrica.

Energia termică sau căldura pot fi produse individual cu instalatii separate, dar cea mai eficienta cale este prin cogenerare.

Cercetările importante se concentrează pe îmbunătățirea eficienței și construcției sistemelor de cogenerare.

Capitolul analizează din punctul de vedere al Primului și Al Doilea Principiu al Termodinamicii avantajele producerii de căldură și putere mecanică, fiecare individual sau prin cogenerare.

3.2 Analiza energetică sau exergetică – un studiu comparativ al sistemelor individuale de producere a căldurii și energiei electrice

Pentru producția separată de energie electrică și căldură, sunt luate în considerare o instalație cu turbină cu abur și un cazan separat de apă caldă.

Schema sistemului cu turbine cu abur și a cazanului sunt prezentate în figurile (3.1) și (3.2). Cele două sisteme sunt utilizate pentru valorificarea energetică a deșeurilor menajere.

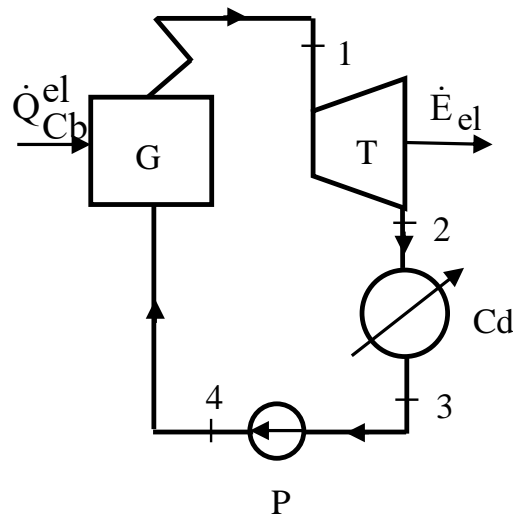


Figura 3.1 Schema instalației cu turbine cu abur

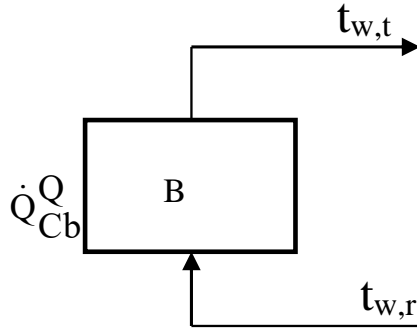


Figura 3.2 Schema funcțională a boilerului de apă caldă

3.3. Producerea de căldură și energie electrică prin cogenerare într-un sistem cu turbine cu abur cu contrapresiune

Schema instalației de cogenerare a căldurii și energiei electrice cu o instalație cu turbine cu abur cu contrapresiune este prezentată în figura 3.16

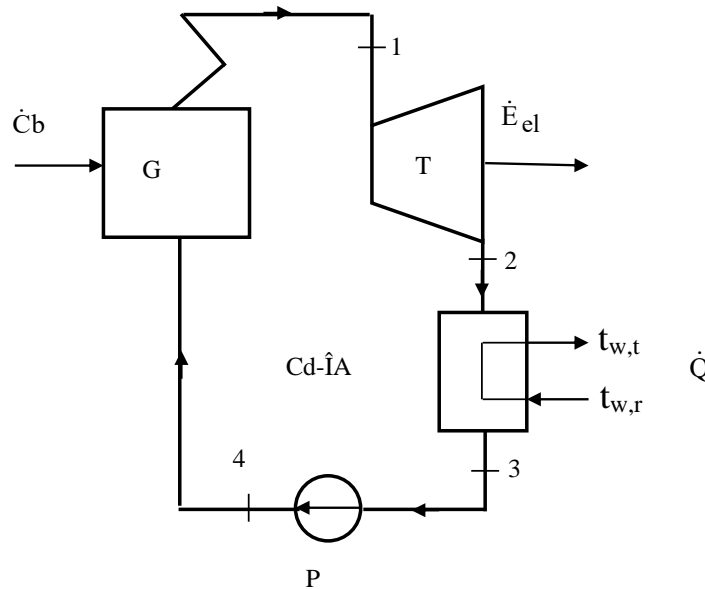


Figura 3.16. Sistem de cogenerare a căldurii și energiei electrice cu instalație cu turbine cu abur cu cotrapresiune

3.4 Concluzii

Analiza energetică indică doar pierderile de energie transferate mediului extern. Nu poate face nicio diferență calitativă între diferitele tipuri de energii.

Pentru cazanul de apă caldă doar pierderea de 10% ($\varphi_{LWB} = 0,1$ sau $\eta_{WB} = 0,9$) datorată izolației incomplete conduce la o performanță energetică $COP_{en} = 0,9$ și nu unitară.

Pe de altă parte, din punct de vedere energetic, conversia energiei termice în lucru mecanic (energie electrică) pare să fie mai puțin performantă. Pentru randamentul energetic scăzut al instalației de turbine cu abur $COP_{en}^{el} = 0,27$, analiza energetică găsește ca vinovat condensatorul a cărui pierdere este de 63% din consumul de energie al instalației.

4. ANALIZA EXERGETICĂ A SISTEMELOR DE COGENERARE FRIG ȘI CALD

4.1. Introducere

Studiul tratează un sistem de cogenerare pentru industria alimentară cu rol de pompă de căldură și instalație frigorifică caracterizat prin două produse - răcire și încălzire (Șerban et al., 2018).

Agentul de lucru este amoniacul, un agent frigorific ecologic inofensiv pentru mediul ambiant. Lucrarea dezvoltă o tehnică de căutare a regimurilor optime din punct de vedere funcțional și constructiv apelând la metoda de analiză exergetică (Dobrovicescu A., 2000).

4.2 Schema instalației frigorifice

Se consideră un sistem frigorific care oferă două produse – încălzire și răcire. Pentru a cuantifica efectul util al fiecăruia dintre cele două produse analiza se bazează pe conceptul de exergie (Kouskou et al., 2006).

Figura 4.1 prezintă schema funcțională și reprezentarea ciclului de funcționare în diagrama p-h a sistemului considerat. Agentul de lucru R717 (NH₃).

4.3 Analiza exergetică

Analiza exergetică a fost realizată la nivelul consumatorului, care atât pe partea de frig cât și pe cald este reprezentat prin apă ca purtător de frig și căldură.

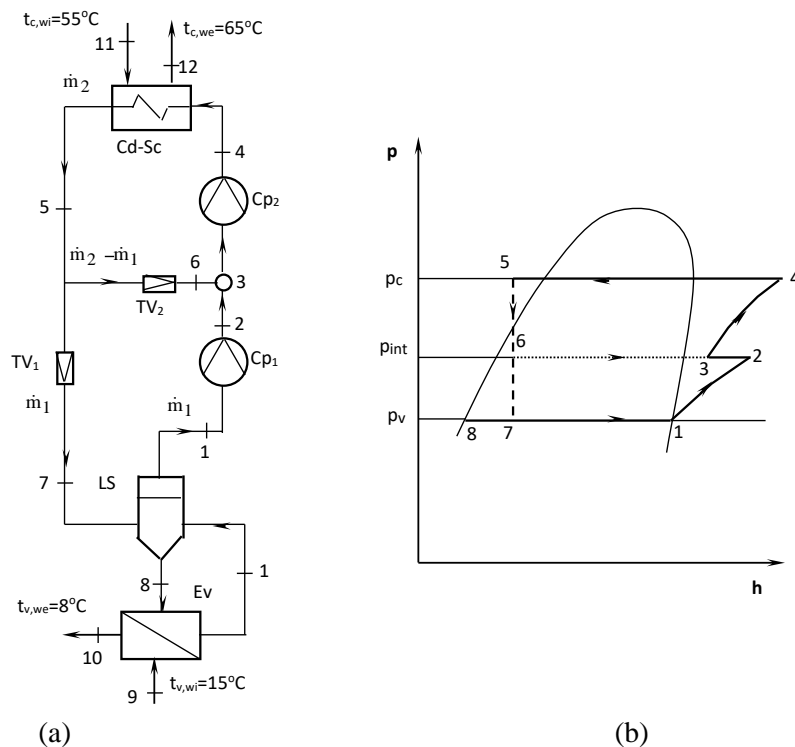


Figura 4.1 Instalație frigorifică și de pompă de căldură.

(a) Schema funcțională a instalației; (b) Reprezentarea ciclului de funcționare în diagrama p-h

Produsele oferite consumatorului sunt reprezentate prin exergiile căldurilor extrase din vaporizator $\left| \dot{E}x_{Q_v}^{T_{v,w}} \right|$ la nivelul temperaturii apei ca purtător de frig și respectiv condensator $\left| \dot{E}x_{Q_c}^{T_{c,w}} \right|$ la nivelul temperaturii apei ca purtător de căldură.

Pentru a cuantifica distrugerile și pierderile de exergie asociate realizării celor doi produși se vor studia separat vaporizatorul și condensatorul.

4.4. Coeficienții de performanță ai sistemului de cogenerare

Pentru a scoate în evidență Produsul și Combustibilul global al sistemului de cogenerare și a urmări factorii care cauzează ineficiența, se scrie ecuația de bilanț exergetic :

$$\begin{aligned} |\dot{L}_{cp1,t}| + |\dot{L}_{cp2,t}| + |\dot{L}_{p1,t}| + |\dot{L}_{p2,t}| = & \left(\dot{E}x_{10}^T - \dot{E}x_9^T \right) + \left(\dot{E}x_{12}^T - \dot{E}x_{11}^T \right) + \dot{I}_{cp1} + \\ & + \dot{P}_{i_{cp1,m,el}} + \dot{I}_{cp2} + \dot{P}_{i_{cp2,m,el}} + \dot{I}_{c,f} + \dot{I}_{c,\Delta T} + \dot{P}_{i_{c,P}} + \dot{I}_{t1} + \\ & + \dot{I}_{t2} + \dot{I}_{v,\Delta T} + \dot{L}_{v,f} + \dot{L}_{v,P} \end{aligned} \quad (4.16)$$

Pe baza bilanțurilor energetic și exergetic, coeficienții de performanță energetic și exergetic devin:

$$\eta_t = \frac{|\dot{Q}_{01}| + |\dot{Q}_{c1}|}{\sum \dot{W}_t} \quad (4.17)$$

$$\eta_{ex} = \frac{\Delta \dot{E}x_v^T + \Delta \dot{E}x_c^T}{\sum \dot{W}_t} \quad (4.18)$$

Pentru condensator, respectiv vaporizator randamentele exergetic locale sunt:

$$\eta_{ex,ev} = \frac{\dot{P}_v}{\dot{F}_v} \quad (4.19)$$

$$\eta_{ex,cd(gh)} = \frac{\dot{P}_{cd}}{\dot{F}_{cd}} \quad (4.20)$$

4.5 Influența variației parametrilor decizionali

Nivelurile de temperatură la care se furnizează frigul și căldura la consumator sunt precizate prin proiect (Figura 4.1).

Valoarea optimă a presiunii intermediare se obține în urma unui studiu parametric al evoluției coeficienților de performanță (Figurile 4.4).

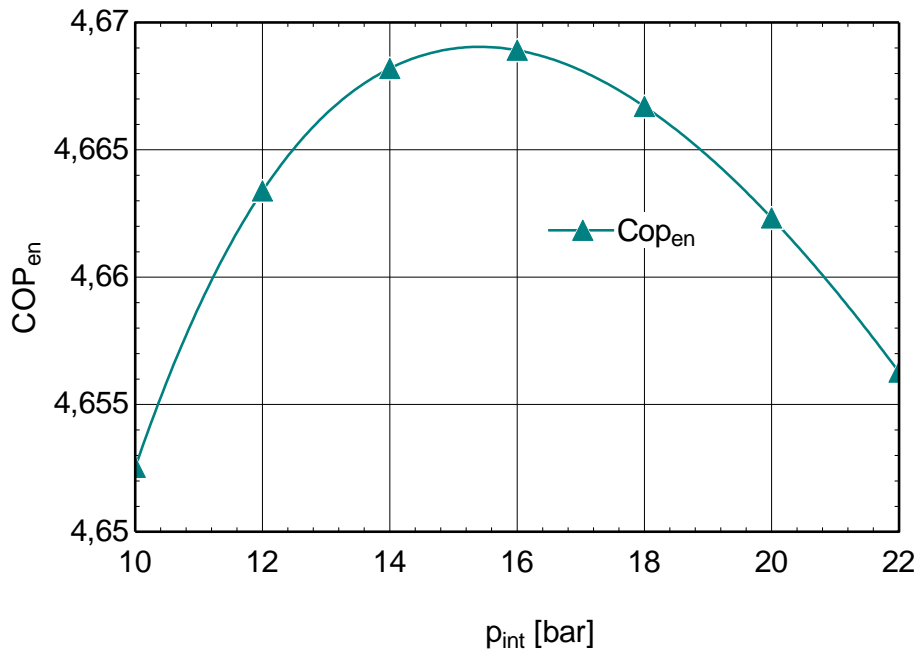


Figura 4.4 Coeficientul global de performanță energetică funcție de presiunea intermediară

Se observă că pentru o presiune intermediară de comprimare de $p_2 = 1,5$ MPa atât coeficientul de performanță energetic COP_{en} cât și cel exergetic η_{ex} ating valori maxime.

4.6 Concluzii

Bilanțul exergetic al sistemului indică pentru fiecare dintre aparate „produsul” și „combustibilul”.

Pentru fiecare zonă disipativă sunt evidențiate pierderile de exergie și distrugerea.

Pentru vaporizator exergia căldurii generate în procesul de frecare trebuie eliminată de sistemul de refrigerare, crescând astfel consumul de putere al compresorului.

Pentru condensator energia căldurii generate de frecare reprezintă o distrugere de exergie cauzată de ireversibilitatea frecării.

5. ANALIZA POTENȚIALULUI ENERGETIC AL DEȘEURILOR MUNICIPALE FOLOSITE DREPT COMBUSTIBIL

5.1 Introducere

Valorificarea energetică a deșeurilor municipale reprezintă o prioritate pentru orașele cu economie durabilă cu impact dublu asupra mediului ambiant – ajută la diminuarea depozitelor de deșuri conducând și la reducerea consumului de combustibil fosil convențional.

5.2 Analiza chimică a unui combustibil obținut din deșeu municipal solid

Analiza elementară a fost realizată folosind un analizor de tip COSTECH ECS 4010 care funcționează pe principiul analizei cromatografice. Produsele de ardere au fost identificate pe o bază cantitativă.

Pentru determinarea analizei elementare s-au prelevat mai multe probe de 1,5-4 mg din fiecare fel de deșuri municipale analizate.

Pentru patru mostre de deșeuri municipale s-a efectuat analiza elementară (compoziție chimică în procente din masă)..

Pentru a determina conținutul de cenușă și umiditate al probelor prezentate mai sus se efectuează o analiză tehnică. Cantitățile de cenușă și umiditate au fost determinate cu un cuptor tip Nabertherm (Fig. 5.1) și respectiv un cuptor Poleko Model SLM 53ECO (Fig. 5.2).



Figura 5.1. Cuptor Nabertherm pentru determinarea conținutului de cenușă



Figura 5.2. Cuptor Poleko - Model SLW 53 ECO pentru determinarea conținutului de umiditate

Analiza elementară pentru patru eșantioane de deșeuri municipale, unde simbolurile reprezintă procente din compoziția masei și valoarea puterii calorice inferioare (LHV) a fiecărei probe sunt prezentate în Tabelul 1. Sulfurul lipsește din fiecare eșantion de deșeuri municipale. Rezultă că deșeurile municipale au o putere calorică semnificativă care poate fi valorificată prin ardere directă sau prin co-combustie cu un combustibil suport. Eșantioanele au fost selectate din gropile de gunoi situate în zonele cu cea mai mare populație și cea mai eterogenă generație (din populație, stradă, restaurante, piețe).

5.3 Exergia chimică a combustibilului obținut din deșeuri municipale solide

Pentru a evidenția capacitatea maximă de producere a energiei utile (energie mecanică sau electrică) prin recuperarea energetică a deșeurilor solide municipale s-a calculat exergia chimică a fiecărei probe de deșeuri municipale.

Pentru fiecare probă de deșeu municipal a fost dată compoziția pentru combustibilul uscat și fără cenușă (Tabelul 2).

Tabelul 5.2 Compoziția deșeurilor solide menajere uscate și fără cenușă

DSM	Compoziție masică [$\frac{\text{kg constituenț}}{\text{kg combustibil}} \cdot 100$]					Compoziție molară [$\frac{\text{kmol / nr.atoms}}{\text{kg combustibil}}$]				
	C	H	N	S	O	c	h	n	s	o
Eșantion 1	54,73	6,828	3,356	-	35,09	0,0456	0,0683	0,0024	-	0,0219
Eșantion 2	46,75	5,664	1,464	-	46,12	0,0390	0,0566	0,0010	-	0,0288
Eșantion 3	71,78	7,988	5,035	-	15,2	0,0598	0,0799	0,0036	-	0,0095
Sample 4	73,4	8,278	5,351	-	12,97	0,0611	0,0828	0,0038	-	0,0081

Reacția chimică de ardere este data de ecuația stoichiometrică:



în care c, h, o, n are sunt date de Tabelul 5.3 iar C, H, O, N sunt elementele combustibile.

Modelul folosit pentru calculul exergiei chimice se bazează pe un sistem compus din camera de combustie și o parte a mediului ambiant cu care combustibilul interacționează (Figura 5.3)

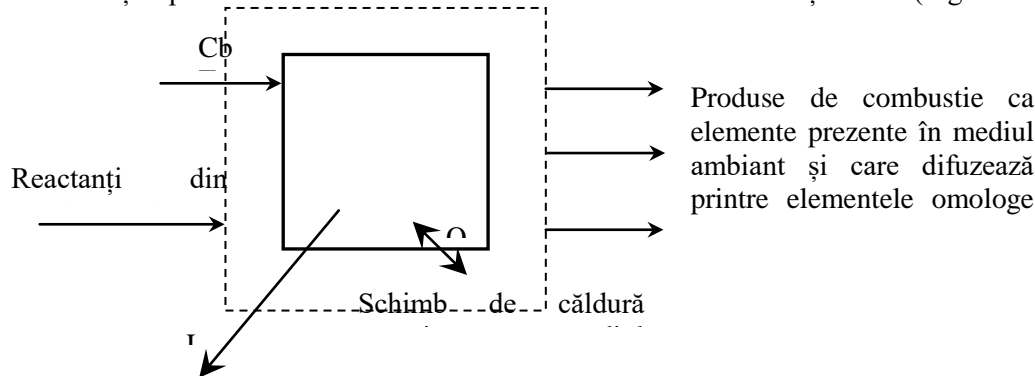


Figura 5.3 Schema sistemului compus format din combustibil, camera de reacție și mediul ambiant

Reactanții intră, iar produșii ies din camera de combustie la parametrii mediului ambiant (P_0, T_0). Oxigenul este luat din mediul ambiant unde acesta se găsește la presiunea sa parțială $p_{O_2}^0$ produsele de combustie difuzează în mediul ambiant printre componenții omologi ai mediului ambiant care se găsesc în mediul ambiant la presiunea lor parțială p_i^0 .

Urmărind modelul schematic bazat pe camera de echilibru Van't Hoff (Fig. 5.4), exergia chimică pentru 1 kg de combustibil uscat și fără cenușă, devine :

$$\bar{e}_{C_b}^{ch} = L_{\max, Cch} + \gamma_{CO_2} \bar{e}_{CO_2}^{ch} + \gamma_{H_2O} \bar{e}_{H_2O}^{ch} + \gamma_{N_2} \bar{e}_{N_2}^{ch} - \gamma_{O_2} \bar{e}_{O_2}^{ch} \quad (5.2)$$

în care $L_{\max, Cch}$ este lucrul maxim pe care camera de combustie îl poate elibera și \bar{e}_i^{ch} sunt exergiile chimice ale reactanților și produșilor, cu excepția combustibilului, care intră și respectiv ies din camera de combustie, fiind în echilibru termic și mecanic cu mediul ambiant.

Bilanțul energetic combinat cu cel entropic al camerei de combustie, în condițiile în care reacția chimică are loc reversibil, fără, deci, generare de entropie, dă:

$$\begin{aligned}
L_{\max, CCh} &= -\Delta G_0 = -[(v_{CO_2} \bar{h}_{CO_2,0} + v_{H_2O} \bar{h}_{H_2O(l),0} + v_2 \bar{h}_{N_2,0} - h_{F,0} - v_{O_2} \bar{h}_{O_2,0}) - \\
&\quad - T_0 (v_{CO_2} \bar{s}_{CO_2,0} + v_{H_2O} \bar{s}_{H_2O(l),0} + v_2 \bar{s}_{N_2,0} - s_{F,0} - v_{O_2} \bar{s}_{O_2,0})] = \\
&= (h_{Cb,0} + v_{O_2} \bar{h}_{O_2,0} - v_{CO_2} \bar{h}_{CO_2,0} - v_{H_2O} \bar{h}_{H_2O(l),0} - v_{N_2} \bar{h}_{N_2,0}) - \\
&\quad - T_0 (s_{Cb,0} + v_{O_2} \bar{s}_{O_2,0} - v_{CO_2} \bar{s}_{CO_2,0} - v_{H_2O} \bar{s}_{H_2O(l),0} - v_{N_2} \bar{s}_{N_2,0})
\end{aligned} \tag{5.3}$$

în care $\bar{h}_{i,0}$ este entalpia molară de formare a componentului i aflat în echilibru termomecanic cu mediul său ambiant iar, $\bar{s}_{i,0}$ este entropia molară absolută la T_0 și P_0 .

Prima paranteză din membrul drept al ecuației (5.3) reprezintă puterea calorică superioară (HHV) a combustibilului considerat.

$$HHV = (h_{Cb,0} + v_{O_2} \bar{h}_{O_2,0} - v_{CO_2} \bar{h}_{CO_2,0} - v_{H_2O} \bar{h}_{H_2O(l),0} - v_{N_2} \bar{h}_{N_2,0}) \tag{5.4}$$

Ținând cont de această observație relația (5.3) devine :

$$L_{\max, CCh} = HHV - T_0 (s_{Cb,0} + v_{O_2} \bar{s}_{O_2,0} - v_{CO_2} \bar{s}_{CO_2,0} - v_{H_2O} \bar{s}_{H_2O(l),0} - v_{N_2} \bar{s}_{N_2,0}) \tag{5.5}$$

Valoare puterii calorice superioare a unui combustibil uscat și fără cenușă poate fi estimate astfel (W. Eiserman și colab. 1980):

$$HHV = [152,19H/100 + 98,767][C/100/3 + H/100 - (O/100 - S/100)/8] \frac{MJ}{kg} \tag{5.6}$$

Entropia absolută a unui combustibil uscat și fără cenușă se poate estima cu relația (W. Eiserman, et al., 1980)

$$\begin{aligned}
s_{Cb,0} &= c[37,1653 - 31,4767 \exp(-0,564682 \frac{h}{c+n}) + 20,1145 \frac{o}{c+n} + 54,3111 \frac{n}{c+n} + \\
&\quad + 44,6712 \frac{s}{c+n}] \frac{kJ}{kgK}
\end{aligned} \tag{5.7}$$

Valorile pentru H, C, O și h, c, n, o sunt prezentate în Tabelul 5.2.

Pentru a calcula exergiile chimice ale gazelor de ardere și ale oxigenului ca componente ale mediului se consideră următoarea compoziție molară standard a mediului:

$$\bar{x}_{N_2}^0 = 0.7567; \bar{x}_{O_2}^0 = 0.2035; \bar{x}_{H_2O(g)}^0 = 0.0312; \bar{x}_{CO_2}^0 = 0.0003$$

Superscriptul 0 indică faptul că componenta se află la presiunea sa parțială din mediul ambiant.

Exergia chimică a fiecărui element sau component care nu reacționează cu elementele mediului, dar poate fi găsit ca constituent al mediului ambiant este data de lucrul mecanic de comprimare/destindere la temperatura mediului ambiant de la presiunea mediului ambiant la presiunea parțială la care se găsește componentul omolog în mediul ambiant.

Superscriptul 0 indică faptul că componentul se află la presiunea parțială din mediul ambiant.

$$e\bar{x}_i^{ch} = \bar{R}T_0 \ln \frac{P_0}{\bar{x}_i^0 P_0} = \bar{R}T_0 \frac{1}{\bar{x}_i^0} \tag{5.8}$$

5.4 Concluzii

Lucrarea prezintă o metodologie experimentală pentru estimarea compoziției chimice a deșeurilor solide municipale. Chiar dacă compoziția DSM rezultată în principal din reziduurile alimentare nu

este omogenă. Exergia chimică a fiecărei probe recomandă utilizarea DSM ca un combustibil singur sau în co-combustie cu alt combustibil.

Modelul de calcul al exergiei chimice a DSM este foarte util pentru analiza exergetică și exergoeconomică a centralelor electrice care utilizează DSM sub formă de combustibil. Analiza exergetică și exergoeconomică permit aflarea adevăratei eficiențe a unui sistem energetic și să dea direcția optimizării operaționale și constructive.

6. COLECTORI SOLARI TERMICI

6.1. Introducere

6.1.1. Considerații generale

Societatea actuală este caracterizată printr-o creștere continuă a necesarului de energie, determinată pe de-o parte de dezvoltarea economică continuă practic a tuturor regiunilor, dar în primul rând a „noilor țări industriale” cum sunt China și India și pe de altă parte de creșterea populației la nivel mondial (Aboelwafa et al, 2018).

Problema asigurării necesarului de energie în creștere este cu atât mai importantă cu cât producția de energie prin metode clasice, este asociată și cu creșterea emisiilor de gaze cu efect de seră și cu încălzirea globală.

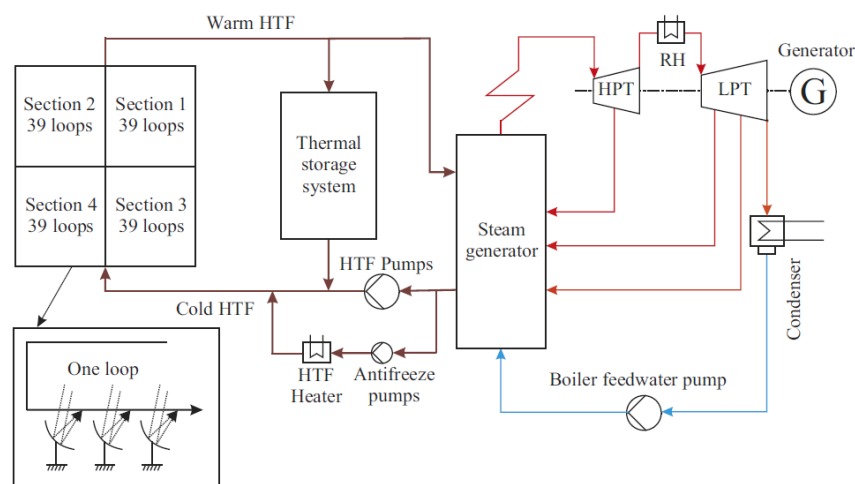
Energia solară și ciclul Rankine pot fi utilizate și în sisteme de cogenerare sau trigenerare.

- Căldura poate fi obținută direct din radiația solară sau poate fi extrasă din ciclul Rankine cu apă – abur.
- Electricitatea se poate obține prin ciclurile Rankine cu apă – abur sau cu substanțe organice.
- Frigul se poate obține din căldură cu ajutorul instalațiilor prin absorbție sau prin adsorbție.

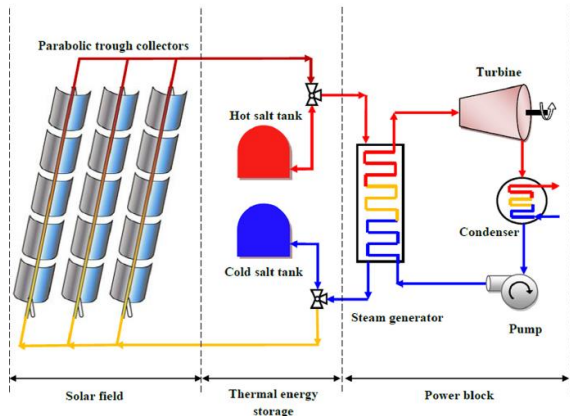
În continuare se prezintă posibilitățile de conversie a energiei solare în căldură și apoi în energie electrică prin utilizarea ciclului Rankine, respectiv în frig prin utilizarea ciclului prin absorbție.

6.1.2. Sisteme de conversie a energiei solare în electricitate prin ciclul Rankine

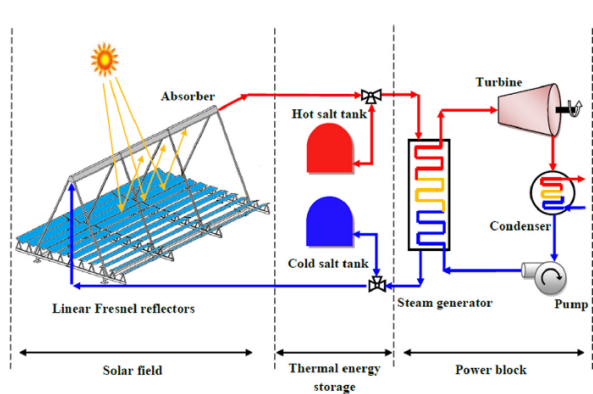
În figurile alăturate sunt prezentate câteva scheme de instalații care funcționează după ciclul Rankine cu abur (*Steam Rankine Cycle - SRC*) și utilizează radiația solară ca și sursă de energie.



Instalație SRC solară (Andasol II - Spania) (Al-Maliki et al., 2016)



Instalație SRC solară
cu concentratori parabolici
(Belgasim et al., 2018)

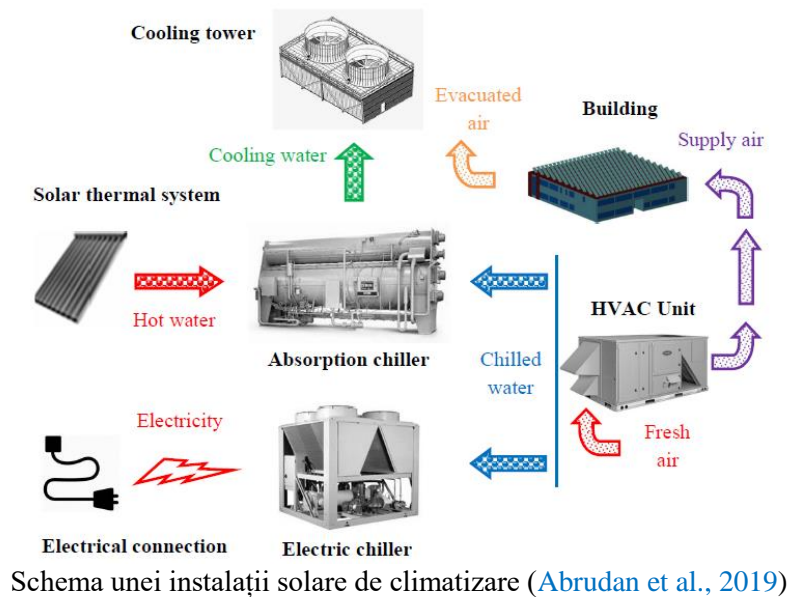


Instalație SRC solară
cu concentratori liniari
(Belgasim et al., 2018)

În figurile alăturate sunt prezentate câteva scheme de instalații care funcționează după ciclul Rankine cu agenți organici (*Organic Rankine Cycle - ORC*) și utilizează radiația solară ca și sursă de energie.

6.1.3. Sisteme de conversie a energiei solare în frig

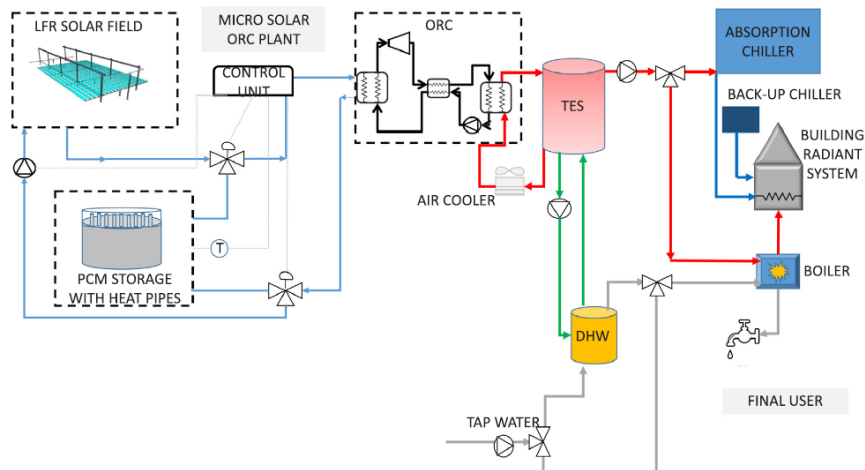
În figurile alăturate sunt prezentate câteva scheme de instalații frigorifice care utilizează radiația solară ca și sursă de energie.



Utilizarea energiei solare pentru producerea frigului (climatizare, frig comercial, sau frig industrial), contribuie la creșterea eficienței acestor instalații, deoarece permite reducerea consumului de energie electrică.

6.1.4. Sisteme de cogenerare solare

În figura alăturată este prezentată schema unei instalații de cogenerare care utilizează radiația solară ca și sursă de energie.



Instalație solară de trigenerare care produce
căldură, electricitate cu un sistem ORC și frig cu un chiller prin absorbție
Sistemul solar este bazat pe colectori cu concentratori liniari (Fresnel) (Arteconi et al., 2019)

Aceste sisteme de cogenerare, care utilizează energia solară pentru producerea combinată de energie electrică și căldură, iar uneori și frig, reprezintă doar câteva posibilități tehnologice de integrare a energiei solare în asemenea instalații.

6.2. Posibilități de conversie a energiei solare

În principiu, energia provenită de la Soare, sub formă de radiație și denumită generic “*energie solară*”, poate să fie convertită în diverse forme de energie utilizabilă: *căldură*, *frig* sau *electricitate*.

Transformarea radiației solare în căldură poate fi realizată în colectoare (sau panouri) solare termice. În acestea, căldura este transportată cu ajutorul unor agenți termici, respectiv apă, antigel, etc.).

Transformarea radiației solare în electricitate poate fi realizată în colectoare (sau panouri) fotovoltaice. În acestea, electricitatea este produsă prin efect fotovoltaic.

Transformarea căldurii în energie electrică, poate fi realizată prin intermediul ciclului Rankine. Agentul de lucru poate să fie apa (respectiv aburul), dacă temperatura sursei de căldură este suficient de ridicată (peste 300) °C, respectiv un așa numit agent organic, dacă temperatura sursei de căldură este scăzută (50-300) °C. Denumirea ciclului este în concordanță cu natura agentului de lucru: ciclu Rankine cu abur (*Steam Rankine Cycle* - SRC), sau ciclu Rankine organic (*Organic Rankine Cycle* - ORC).

Transformarea căldurii în frig, poate fi realizată printr-un ciclu frigorific particular, care utilizează ca sursă de energie căldura, nu electricitatea.

6.3. Considerații privind radiația solară

Având în vedere că distanța dintre Pământ și Soare este variabilă în timpul anului, deoarece traiectoria Pământului în jurul Soarelui este o elipsă, și intensitatea radiației solare, care ajunge la extremitatea atmosferei, este variabilă de-a lungul anului, aceste variații fiind de cca. ±3% din valoarea constantei solare. Această dependență de poate determina cu relația următoare (Duffie, Beckman, 1980):

$$I_i = I_S \cdot \left(1 + 0.033 \cdot \cos \frac{360 \cdot n}{365} \right) \left[\text{W} / \text{m}^2 \right]$$

unde

n este numărul zilei din an.

6.4. Potențialul de utilizare a energiei solare în România

România, prezintă un potențial relativ ridicat de utilizare a energiei solare. Energia conținută de radiația solară ajunge la peste 1400 kWh/m²/an, în zona de la Marea Neagră sau în unele regiuni sudice, iar în cea mai mare parte a restului țării ajunge la peste (1250...1350) kWh/m²/an.

6.5. Noțiuni de "geometrie solară"

6.5.1. Considerații teoretice

Pentru aplicațiile diverse în care se dorește utilizarea energiei solare, este importantă studierea poziției relative dintre Pământ și Soare.

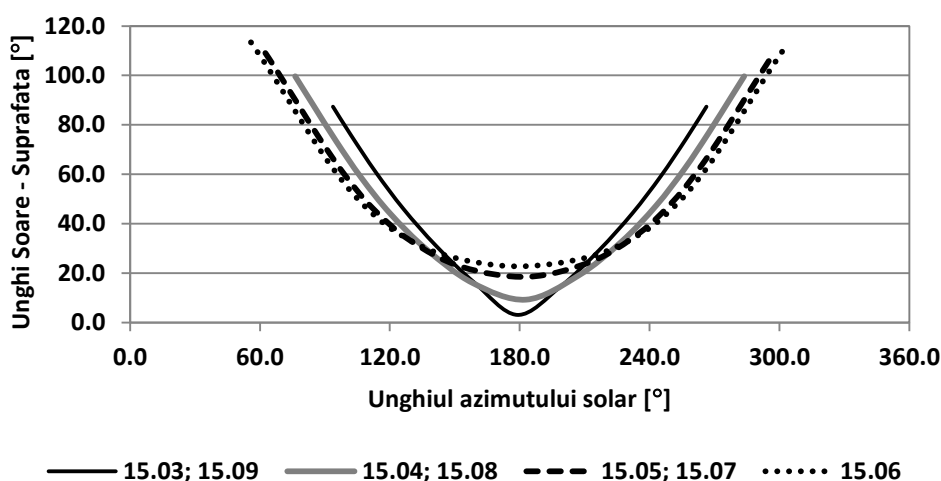
Pentru calculul poziției Soarelui pe cer pot fi utilizați mai mulți algoritmi matematici, între care se numără (Duffie & Beckman, 1980) sau (Quaschnig, 2007). Un asemenea algoritm este prezentat în (Pop et al., 2021).

Locația pentru care se realizează calculele, este definită prin latitudine (φ) și longitudine (λ).

În continuare este prezentat sintetic modelul matematic.

6.5.2. Rezultate pentru Galați

În continuare sunt prezentate pentru localitatea Galați și pentru câteva zile din an, curbele de variație a unghiului de incidență al radiației solare pe suprafața înclinată, atât în funcție de unghiul azimutului solar cât și în funcție de ora solară. Suprafața de referință este considerată caracterizată prin $\gamma_t=45^\circ$. Valorile considerate ale unghiului de orientare față de azimut sunt: $\alpha_t=0^\circ$, $\alpha_t=90^\circ$, și $\alpha_t=0^\circ$.



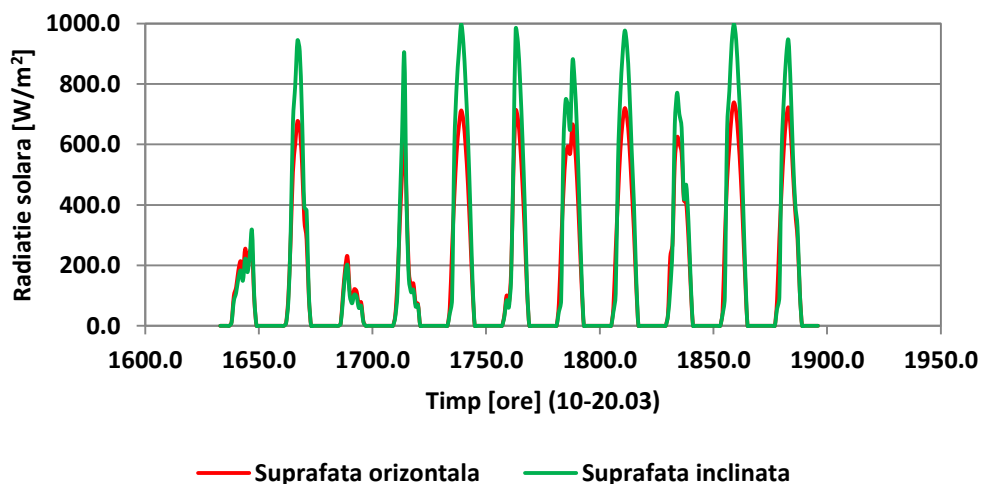
Curba de variație a unghiului de incidență al radiației solare pe suprafața înclinată în funcție de unghiul azimutului solar
Galați; ($\gamma_t=45^\circ$); ($\alpha_t=0^\circ$ / Sud)

Pentru suprafața înclinată orientată spre Sud, unghiul de incidență prezintă valorile cele mai reduse când $\alpha_s=180^\circ$, pentru care ora solară este 12:00.

6.6. Radiația solară pe suprafețe înclinate

6.6.3. Rezultate pentru Galați

În figurile de mai jos sunt prezentate pentru localitatea Galați, curbele de variație a intensității radiației solare globale în plan orizontal incidente pe o suprafață înclinată la 45° față de orizontală în perioada (10-20).03 și în perioada (10-20).06.



Curba de variație a intensității radiației solare pe suprafața orizontală și înclinată în perioada 10-20.03
Galați; ($\gamma_t=45^\circ$); ($\alpha_t=0^\circ$ / Sud)

Se observă că în luna martie, efectul înclinării suprafeței este mai accentuat decât în luna iunie. În unele momente, efectul înclinării suprafeței poate să fie și negativ.

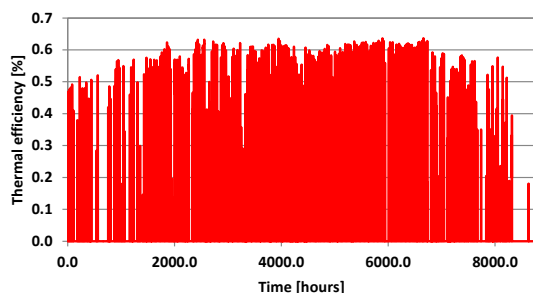
Asemenea calcule pot să fie efectuate pentru suprafețe orientate spre orice punct cardinal și înclinate cu orice unghi față de orizontală.

6.7. Randamentul colectoarelor solari termici fără concentratori

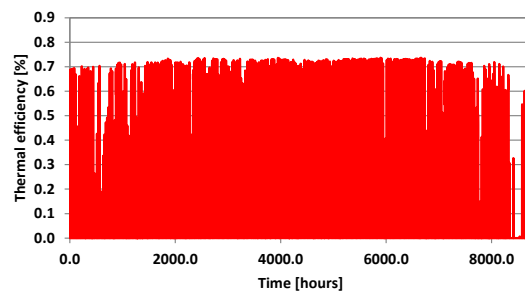
6.7.2. Rezultate pentru Galați

În continuare se prezintă variația unor parametrii caracteristici pentru un colector plan și pentru un colector cu tuburi vidate, în condițiile climatice caracteristice pentru localitatea Galați. Se consideră că $\gamma_t = 40^\circ$ și că $\alpha_t = 0^\circ$.

În figura de mai jos se prezintă curbele de variație pentru randamentul termic.



Curba de variație a randamentului termic al colectorului



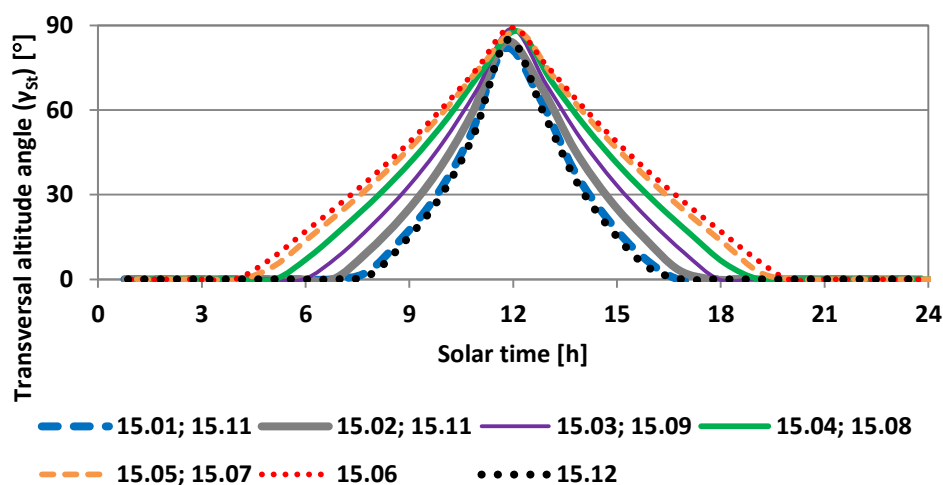
Curba de variație a randamentului termic al colectorului

6.8. Randamentul colectoarelor solari termici cu concentratori

6.8.4. Rezultate pentru Galați

În continuare sunt prezentate rezultatele obținute pentru un colector având randamentul optic $\eta_0 = 0.8$ și coeficientul de corecție caracteristic pierderilor termice $k_1 = 0.64 \text{ W/m}^2\text{K}$. Toate rezultatele sunt obținute pentru municipiul Galați. Regimul termic al uleiului diatermic din receptorul colectorului cu concentrator parabolic este considerat (370-390) °C.

În figura alăturată sunt prezentate curbele de variație ale proiecției unghiului altitudinii solare în planul transversal al colectorului (γ_{st}), pentru câte o zi de la mijlocul fiecărei luni din an.



Curbele de variație ale unghiului altitudinii solare în planul transversal al colectorului

7. PRODUCEREA FRIGULUI DIN ENERGIE SOLARĂ

7.1. Introducere

Studiul prezentat în continuare, reprezintă o colaborare între mai multe universități din țară și una din Maroc și a fost realizat pe baza unui model analitic capabil să evidențieze comportamentul termic al tuturor elementelor unui sistem frigorific solar prin absorbție, cu soluție hidroamoniacală. Sursa de energie este reprezentată de colectoare cu jgheaburi parabolice, care deservește diferite tipuri de depozite frigorifice pentru produse alimentare: cameră de refrigerare, depozit pentru produse refrigerate, camera de congelare și depozit pentru produse congelate. Tipurile de necesar de căldură luate în considerare pentru fiecare spațiu frigorific investigat sunt: căldura acumulată prin pereți, căldura acumulată prin ventilare (aer proaspăt), sarcina de răcire tehnologică (necesară pentru răcirea produselor) și căldura degajată în timpul operării.

Instalația de răcire considerată, este de tip prin absorbție cu $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ într-o treaptă, sursa de energie fiind reprezentată de colectoare solare cu jgheaburi parabolice, iar evacuarea căldurii este realizată cu apă în circuit închis cu turn de răcire. Pentru perioadele cu insuficientă energie solară, este considerată și dimensionată ca echipament alternativ, o instalație clasică de răcire cu comprimare mecanică într-o treaptă, cu NH_3 ca agent frigorific. Este investigat și efectul stocării termice sezoniere asupra comportamentului sistemului, acesta fiind dimensionat astfel încât să reducă pe cât posibil necesitatea utilizării instalației cu comprimare mecanică.

7.2. Material

Principiile studiului sunt general valabile, dar au fost aplicate pe un studiu de caz care consideră locația Sevilla în Spania, respectiv coordonatele 37.094 N și 2.358 E. Conform clasificării Köppen-Geiger (Köppen, 1936), Sevilla se află în climatul mediteranean cu veri calde (Csa). Datele climatice luate în considerare pentru calcule au fost preluate din anul meteorologic tipic (TMY – *Typical Meteorological Year*), disponibil pe website-ul Uniunii Europene, care oferă variații orare ale mai multor parametri climatici: temperatura termometrului uscat (sau temperatura ambiantă) (t_{db} [°C]), umiditatea relativă (ϕ [%]), radiația solară globală pe suprafața orizontală (I [W/m^2]), radiația normală directă (I_{dir} sau DNI [W/m^2]), etc. Alte locații cu potențial solar ridicat pot fi considerate de asemenea, pentru astfel de studii.

Pentru simplitate, pentru acest studiu, s-a considerat că toate tipurile de spații răcite, considerate ca depozite pentru produse alimentare, sunt destinate cărnii de pui. Influența altor produse poate fi, de asemenea, investigată. Dimensiunile luate în considerare pentru toate cele patru spații reci sunt:

- Pentru RS și FS: lungime 50 m, lățime 20 m și înălțime 5 m
- Pentru RC și FC: lungime 3 m, lățime 2 m și înălțime 2.5 m

Pentru toate spațiile răcite, fiecare perete, plafon și podea, a fost considerat ca fiind fabricat din panouri sandwich umplute cu poliuretan. Grosimea acestor panouri a fost calculată în funcție de temperatura ambiantă de 40 °C și umiditatea relativă de 40%.

Temperatura interioară a fost considerată de 3 °C pentru refrigerare și -20 °C pentru congelare. Umiditatea relativă interioară a fost considerată de 90% în toate cazurile.

Debitul de aer pentru ventilație a fost considerat de 3 schimburi în 24 ore (15000 m³/h).

Pe piață sunt disponibile unele modele mai moderne de SPTC, dar în acest studiu, modelul menționat mai sus a fost preferat, datorită disponibilității datelor experimentale prezentate în (Dudley et al., 1994).

Echipamentul frigorific alternativ, care urmează a fi utilizat în perioade fără existența căldurii solare, este un aparat de refrigerare mecanic clasic într-o etapă, cu amoniu ca agent frigorific. Pentru a crește existența căldurii solare, a fost propus un acumulator de căldură, iar influența sa a fost investigată.

Pentru evacuarea căldurii, atât de la instalația termică (prin absorbție), cât și de la mașina electrică (prin compresie mecanică), se folosește un turn de răcire cu circuit închis.

Schema de principiu a sistemului investigat este prezentată în figura 1.

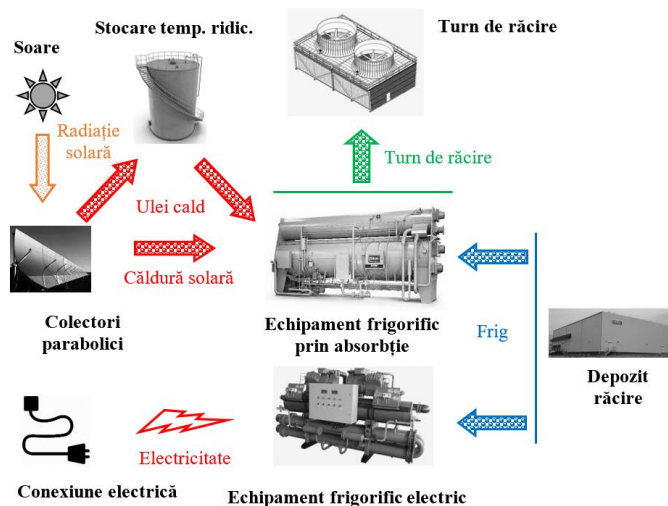


Fig. 1. Schema de principiu a sistemului solar de răcire prin absorbție cu instalație electrică alternativă

Se poate observa că frigul poate fi extras din spațiile frigorifice de depozitare atât de instalația prin absorbție, cu funcționarea bazată pe căldură solară, cât și de instalația mecanică, acționată electric. Au fost investigate comportamentul termic și schimbrile de energie ale ambelor sisteme frigorifice.

7.3. Metodă

7.3.1. Variația în timp a sarcinii de răcire transmisă prin pereți

Variația de timp a sarcinii de răcire (sau a puterii termice) transmise prin pereți este determinată de variația temperaturii ambiante. Dependența dintre acest tip de sarcină de răcire și temperatura ambiantă este liniară.

Sarcina de răcire prin pereți ($\dot{Q}_w [W]$) poate fi determinată cu ecuația 1:

$$\dot{Q}_w = k \cdot S \cdot (t_{db} - t_i) [W] \quad (1)$$

unde:

$k \cdot S [W/K]$ este caracteristica termică a spațiilor frigorifice de depozitare

$t_{db} [^{\circ}C]$ este temperatura variabilă a termometrului uscat (temperatura ambiantă)

$t_i [^{\circ}C]$ este temperatura interioară a spațiilor frigorifice de depozitare (3 $^{\circ}C$ pentru RC și RS respectiv -20 $^{\circ}C$ pentru FC și FS)

Valorile ($k \cdot S$) pentru spațiile frigorifice de depozitare sunt prezentate în tabelul 4.

Tabel 4. Valorile ($k \cdot S$) pentru spațiile frigorifice de depozitare

Tipul depozit	RC	RS	FC	FS
($k \cdot S$) [kW/K]	0.0135	0.676	0.0083	0.50

Aceste valori depind de nivelul de izolare al fiecărui perete și de dimensiunile depozitului.

Sarcina de răcire prin pereți ($\dot{Q}_w [W]$) poate fi de asemenea determinată cu ecuația 2:

$$\dot{Q}_w = \frac{\dot{Q}_n}{t_n - t_i} \cdot t_{db} - \frac{\dot{Q}_n \cdot t_i}{t_n - t_i} [W] \quad (2)$$

unde:

$\dot{Q}_n [W]$ este sarcina nominală de răcire prin pereți, determinată în condiții nominale de lucru (0.5 kW pentru RC, 25 kW pentru RS, 0.5 kW pentru FC și 30 kW pentru FS)

$t_n = 40 \text{ } ^{\circ}C$ este temperatura nominală termometrului uscat, considerată în acest studiu

7.3.2. Variația în timp a sarcinii de răcire datorită ventilației

Singurul spațiu frigorific de depozitare cu ventilare, este RS, iar sarcina de răcire datorită ventilației este determinată de necesitatea răcirii aerului proaspăt de la temperatura ambiantă variabilă până la temperatura interioară.

Sarcina de răcire datorită ventilației ($\dot{Q}_v [W]$) poate fi calculată cu ecuația (3):

$$\dot{Q}_v = \rho \cdot \dot{V} \cdot c \cdot (t_{ab} - t_i) [W] \quad (3)$$

unde:

ρ [kg/m^3] este densitatea aerului proaspăt

\dot{V} [m^3/s] este debitul volumului de aer proaspăt calculat pentru a furniza 3 schimburi de aer în 24 de ore

c [kJ/kgK] este căldura specifică aerului proaspăt

7.3.3. Variația de timp a sarcinii de răcire tehnologică

Variația de timp a sarcinii de răcire tehnologică a fost luată în considerare pe baza curbei sarcinii de răcire prezentate în (Davey and Pham, 2014).

Pentru calcularea sarcinii de răcire tehnologică ($\dot{Q}_t [W/\text{kg}]$) în cazul depozitării cărnii de pui, variația de timp (τ [h]) a fost luată în considerare folosind ecuația propusă:

$$\dot{Q}_t = a \cdot \tau^2 - b \cdot \tau + c \quad (4)$$

Cantitatea totală de frig calculată pentru refrigerarea a 1 kg de carne de pui a fost de 64.8 Wh/kg, în comparație cu valoarea de 60.0 Wh/kg corespunzătoare variației entalpiei în 10 ore. Valoarea calculată reprezintă o supraestimare de 8.0 %. Cantitatea totală de frig calculată pentru congelarea a 1 kg de carne de pui a fost de 176.4 Wh/kg. În comparație cu valoarea de 180.0 Wh/kg corespunzătoare variației entalpiei în 20 de ore. Valoarea calculată reprezintă o subestimare de 2.0 %.

Din cunoștințele autoarei, o astfel de ecuație nu este disponibilă în literatura de specialitate.

Variații similare ale sarcinii de răcire tehnologică pot fi determinate și pentru alte categorii de produse alimentare sau nealimentare.

7.3.4. Variația de timp a sarcinii de răcire datorată operării

Sarcina de răcire datorată operării, reprezintă pătrunderile de căldură prin operațiile de încărcare, descărcare, etc.

În acest studiu, sarcina de răcire datorată operării ($\dot{Q}_{op} [W]$) a fost determinată ca o parte a sarcinii de răcire prin pereți cu ecuația (5):

$$\dot{Q}_{op} = 0.4 \cdot \dot{Q}_w \quad (5)$$

7.3.5. Modelul analitic pentru eficiența colectoarelor cu jgheaburi parabolice

Locația este determinată de longitudine (λ [$^\circ$]) și latitudine (φ [$^\circ$]), în timp ce poziția soarelui este definită de unghiul altitudinii solare (γ_s [$^\circ$]) și unghiul azimutului solar (α_s [$^\circ$]). Orientarea colectoarelor este definită de unghiul de înclinare (γ_t [$^\circ$]) și de unghiul de orientare aferent azimutului (α_t [$^\circ$]).

Unghiul solar de incidență pe suprafața înclinată a SPTC (θ [°]) și eficiența termică globală a SPTC (η [-]), au fost calculate utilizând modelul analitic prezentat și validat în (Zaaoumi et al., 2021). Unele informații despre SPTC sunt, de asemenea, prezentate în (Pop et al., 2021).

7.3.6. Regimul termic al turnului de răcire

Investigarea regimului termic al turnului de răcire pe toată perioada de funcționare a anului este importantă, deoarece acest echipament este utilizat de ambele tipuri de instalații frigorifice: instalația solară prin absorbție și instalația acționată electric utilizată ca rezervă.

Temperatura apei de răcire (la revenirea din turnul de răcire) a fost determinată în funcție de temperatura termometrului umed (t_{wb} [°C]):

$$t_w = t_{wb} + 5 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (6)$$

Diferența de 5 °C este în concordanță cu (Syed et al., 2005) unde această diferență de temperatură, pentru astfel de aplicații, este raportată în intervalul (3.2 – 4.8) °C, și în concordanță cu (Stanford III, 2003) unde această diferență de temperatură este raportată în intervalul (1.5 – 5.5) °C.

La rândul său, temperatura termometrului umed este determinată de temperatura mediului ambiant (temperatura termometrului uscat) (t_{db} [°C]) și de umiditatea relativă (φ [%]) a aerului ambiant, și a fost calculată folosind ecuația prezentată în (Stull, 2011):

$$t_{wb} = t_{db} \cdot \operatorname{atan}[0.151977 \cdot (\varphi + 8.313659)^{1/2}] + \operatorname{atan}(t_{db} + \varphi) - \operatorname{atan}(\varphi - 1.676331) + 0.00391838 \cdot \varphi^{3/2} \cdot \operatorname{atan}(0.023101 \cdot \varphi) - 4.686035 \quad (7)$$

Funcționarea turnului de răcire a fost considerată variabilă, pentru a menține o temperatură minimă a apei de răcire la ieșire de 10 °C. Astfel, dacă temperatura ambiantă scade, viteza ventilatoarelor va fi redusă, pentru a menține temperatura minimă reglată a apei de răcire.

7.3.7. Comportamentul termic al rezervorului de stocare

Rezervorul de stocare este umplut cu ulei diatermic și funcționează ca un acumulator de căldură pentru a deservi instalația prin absorbție, în perioadele cu radiație solară redusă sau fără radiație solară. Rezervorul este încălzit atunci când radiația solară este disponibilă în exces și este răcit atunci când căldura stocată este utilizată.

Variația de temperatură a uleiului din rezervorul de stocare (Δt [°C]) într-o perioadă (τ [s]), poate fi determinată în funcție de căldura schimbată (Q_{st} [kJ]):

$$\Delta t = \frac{Q_{st}}{m \cdot c} \quad (8)$$

unde:

- m [kg] este masa uleiului din rezervorul de stocare
- $c = 1.85$ kJ/kgK este căldura specifică medie a uleiului.

Căldura schimbată poate fi calculată din bilanțul de căldură de pe rezervorul de stocare:

$$Q_{st} = Q_{sol,ex} - Q_{op,st} - Q_{loss} \quad (9)$$

unde:

- $Q_{sol,ex}$ [kJ] este căldura solară în exces (ce depășește căldura necesară pentru funcționarea instalației prin absorbție)
- $Q_{op,st}$ [kJ] este căldura necesară pentru operare și extrasă din rezervorul de stocare pentru funcționarea instalației prin absorbție
- Q_{loss} [kJ] este căldura pierdută prin izolația rezervorului de stocare sub diferența de temperatura variabilă dintre ulei și aerul exterior.

A fost luat în considerare un strat de izolație termică din poliuretan cu grosimea de 0.5 m.

7.3.8. Instalația frigorifică prin absorbție

Schema de principiu a instalației frigorifice prin absorbție într-o treaptă cu NH₃-H₂O este prezentată în figura 6.

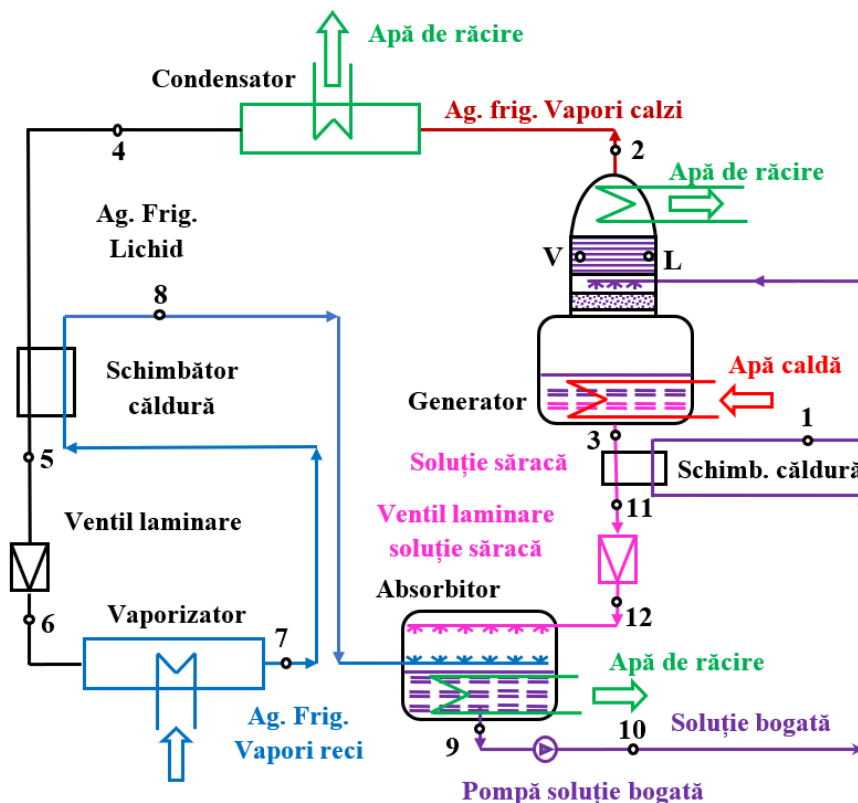


Fig. 6. Schema de principiu a instalației frigorifice prin absorbție NH₃-H₂O

Circuitul frigorific principal este compus din condensator, dispozitivul de laminare, vaporizatorul și schimbătorul de căldură, în timp ce compresorul termochimic este format din următoarele componente: absorbitor, pompă pentru soluția bogată, generator de vapori, dispozitiv de laminare a soluției concentrate și schimbătorul de căldură. Agentul frigorific este NH₃ și solventul este H₂O.

Condițiile de lucru interne au fost determinate în funcție de condițiile de lucru externe.

Temperatura de vaporizare (t_0 [°C]) a fost determinată în funcție de temperatura interioară (t_i [°C]):

$$t_0 = t_7 = t_i - 13 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (10)$$

Ipozeza că vaporii agentului frigorific la ieșirea din vaporizator, sunt la temperatura de vaporizare, este în concordanță cu (Sun, 1996). Temperatura de vaporizare determină presiunea de vaporizare (p_0 [bar]).

Temperatura de condensare (t_k [°C]) a fost determinată în funcție de temperatura apei de răcire (t_w [°C]) pe returul turnului de răcire:

$$t_k = t_4 = t_w + 8 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (11)$$

Ipozeza ca agentul frigorific lichid la ieșirea condensatorului este saturat, este în concordanță cu (Bulgan, 1994). Temperatura de condensare determină presiunea de condensare (p_k [bar]).

Temperatura soluției sărace saturate la ieșirea din generator (t_g [°C]) a fost determinată în funcție de temperatura uleiului fierbinte (t_h [°C]) pe returul sistemului solar:

$$t_g = t_3 = t_h - 10 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (12)$$

Diferența de 10 °C este în concordanță cu (Alvarez and Trepp, 196).

Temperatura agentului frigorific supraîncălzit (t_8 [°C]), la ieșirea din schimbătorul de căldură din circuitul principal al agentului frigorific, a fost determinată ca:

$$t_8 = t_k - 20 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (13)$$

Entalpia agentului frigorific subrăcit (h_5 [kJ/kg]) la ieșirea schimbătorului de căldură din circuitul principal de agent frigorific, a fost determinată din ecuația bilanțului energetic pe schimbătorul de căldură

$$h_5 = h_4 - h_8 + h_7 \text{ [kJ/kg]} \quad (14)$$

Entalpia la ieșirea din ventilul de laminare de pe circuitul principal de agent frigorific (h_6 [kJ/kg]) este egală cu entalpia de la intrarea în acesta:

$$h_6 = h_5 \text{ [kJ/kg]} \quad (15)$$

Parametrii vaporilor saturați ai agentului frigorific la ieșirea din generator (starea 2) au fost determinați la presiunea de condensare ($p_2 = p_k$) și temperatura ($t_2 = t_k$).

Parametrii soluției sărace saturate, la ieșirea din generator (starea 3) au fost determinați la presiunea de condensare ($p_3 = p_k$) și la temperatura la ieșirea generatorului ($t_3 = t_g$).

Parametrii soluției bogate saturate la ieșirea din absorbitor (starea 9) au fost determinați la presiunea de vaporizare ($p_9 = p_0$) și la temperatura de condensare ($t_9 = t_k$).

Entalpia soluției bogate la ieșirea din pompă (starea 10) a fost determinată în funcție de lucrul mecanic specific al pompei (w_p [kJ/kg]) ca:

$$h_{10} = h_9 + w_p \text{ [kJ/kg]} \quad (16)$$

cu

$$w_p = \Delta p \cdot v_9 \text{ [kJ/kg]} \quad (17)$$

unde ($\Delta p = p_k - p_0$) și v_9 [m³/kg] este volumul specific al soluției bogate la intrarea în pompă.

Parametrii soluției bogate saturate din coloana de concentrare a generatorului (starea L) au fost determinați la presiunea de condensare ($p_L = p_k$) și la concentrația soluției bogate.

Parametrii vaporilor saturați în echilibru cu soluția bogată din coloana de concentrare a generatorului (starea V) au fost determinați la presiunea de condensare ($p_v = p_k$) și la temperatura de echilibru a soluției bogate și a vaporilor ($t_v = t_L$).

Temperatura soluției bogate subrăcite la intrarea în generator (t_1 [°C]) a fost determinată în funcție de temperatura lichidului saturat (starea L):

$$t_1 = t_L - 3 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (18)$$

Factorul de recirculare (f [-]), reprezentând raportul dintre debitul soluției bogate (\dot{m}_r [kg/s]) și debitul agentului frigorific din circuitul frigorific principal (\dot{m} [kg/s]), a fost determinat în funcție de concentrațiile NH₃ din circuitul frigorific principal ($\xi''=1$), din circuitul de soluție bogată (ξ_r) și din circuitul de soluție săracă (ξ_w):

$$f = \frac{\xi'' - \xi_w}{\xi_r - \xi_w} = \frac{1 - \xi_w}{\xi_r - \xi_w} \quad (19)$$

unde ($\xi_w = \xi_3$) și ($\xi_r = \xi_9$).

Entalpia soluției sărace subrăcite la intrarea în ventilul de laminare (h_{11} [kJ/kg]), a fost determinată din ecuația bilanțului energetic pe schimbătorul de căldură de pe circuitul de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$:

$$h_{11} = h_3 - \frac{f}{f-1} \cdot (h_1 - h_{10}) [kJ/kg] \quad (20)$$

Entalpia la ieșirea din ventilul de laminare de pe circuitul soluției sărace (h_{12} [kJ/kg]) este egală cu entalpia de la intrarea în acesta:

$$h_{12} = h_{11} [kJ/kg] \quad (21)$$

Entalpia polului ideal de rectificare (h_{Pi} [kJ/kg]) a fost determinată în funcție de entalpii (h_L [kJ/kg]) și (h_V [kJ/kg]), și concentrațiile în NH_3 (ξ_L [kJ/kg]) și V (ξ_V [kJ/kg]) în stările L, respectiv V:

$$h_{Pi} = \frac{h_V \cdot (1 - \xi_L) - h_L \cdot (1 - \xi_V)}{\xi_V - \xi_L} \quad (22)$$

Puterea termică specifică a absorbitorului (q_{AB} [kW/kg]) a fost determinată din bilanțul energetic de pe absorbitor:

$$q_{Ab} = h_8 + (f - 1) \cdot h_{12} - f \cdot h_9 \quad (23)$$

Puterea termică specifică a rectificatorului ideal (q_{Ri} [kW/kg]) care ar trebui evacuată din rctificator (amplasat în partea superioară a coloanei de concentrare a generatorului), a fost calculată ca:

$$q_{Ri} = h_{Pi} - h_2 \quad (24)$$

Puterea termică specifică a rectificatorului real (q_R [kW/kg]) a fost determinată luând în considerare un randament al rectificării ($\eta_r = 0.88$):

$$q_R = \frac{q_{Ri}}{\eta_r} \quad (25)$$

Puterea termică specifică a generatorului (q_G [kW/kg]) a fost determinată din bilanțul energetic al generatorului:

$$q_G = q_R + (f - 1) \cdot h_{12} - f \cdot h_9 \quad (26)$$

Puterea termică specifică a condensatorului (q_k [kW/kg]) a fost determinată din bilanțul energetic al condensatorului:

$$q_k = h_2 - h_4 \quad (27)$$

Puterea termică specifică a vaporizatorului (q_0 [kW/kg]) a fost determinată din bilanțul energetic de pe vaporizator:

$$q_0 = h_7 - h_6 \quad (28)$$

Coeficientul de performanță (COP [-]) a fost determinat ca raportul dintre puterile termice specifice ale vaporizatorului și generatorului:

$$COP = \frac{q_0}{q_G} \quad (29)$$

Puterile termice ale tuturor echipamentelor au fost determinate prin înmulțirea puterilor termice specifice cu debitele de masă corespunzătoare fiecărui echipament.

7.3.9. Limite ale temperaturii ridicate la ieșirea din sistemul solar

Condițiile de lucru ale instalației frigorifice prin absorbție sunt determinate de temperaturile celor trei surse de căldură:

- Temperaturile interioare ale spațiilor de depozitare (t_i [°C])
- Temperatura apei de răcire la ieșirea din turnul de răcire (t_w [°C])
- Temperatura agentului termic la ieșirea SPTC (denumită și temperatura ridicată) (t_h [°C]).

În acest studiu, agentul termic din circuitul sistemului solar a fost considerat un ulei diatermic, utilizat la rândul său pentru preparare de apă caldă, utilizată în generatorul de vapori.

S-a considerat că în timpul funcționării, temperaturile interioare ale spațiilor de depozitare au fost constante (3 °C pentru RC și RS respectiv -20 °C pentru FC și FS).

Deoarece temperatura apei de răcire este variabilă sub influența condițiilor ambientale (t_{db} și ϕ), temperatura uleiului diatermic fierbinte trebuie ajustată pentru a menține o zonă minimă de degazare ($\Delta\xi$), reprezentând diferența dintre concentrațiile soluției bogate (ξ_r) și a soluției sărace (ξ_w):

$$\Delta\xi = \xi_r - \xi_w \quad (30)$$

Trebuie menținută o zonă minimă de degazare, deoarece dacă zona de degazare scade prea mult, debitele soluțiilor slabe și bogate cresc foarte mult.

Temperatura ridicată, a fost determinată atât pentru refrigerare, cât și pentru congelare, luând în considerare două valori minime ale zonei de degazare ($\Delta\xi = 0.06$) și ($\Delta\xi = 0.1$).

Corelația dintre COP și temperatura apei de răcire, pentru NH₃ ca agent frigorific, a fost determinată ca:

$$COP = e \cdot t_w^2 + f \cdot t_w + g \quad (33)$$

cu valori ale coeficienților e, f și g, prezentate în tabelul 10.

Tabel 10. Valori ale coeficienților e, f și g (ec. 33)

Regim	e	f	g
Refrigerare ($t_0 = -10$ °C)	0.0034	-0.2724	8.3136
Congelare ($t_0 = -30$ °C)	0.0009	-0.0863	3.9280

Corelația prezentată cu coeficienții calculați a fost utilizată pentru a determina COP al instalației frigorifice mecanice de rezervă, necesară pentru a fi utilizată atunci când căldura solară nu este prezentă sau este insuficientă.

Modelul matematic prezentat, caracterizează comportamentul termic al tuturor componentelor investigate ale sistemului solar de răcire: spațiile reci (RC, RS, FC, FS), produsul alimentar în sine (carnea de pui), colectoarele cu jgheaburi parabolice, turnul de răcire, sistemul principal de răcire prin absorbție și sistemul de răcire mecanic, de rezervă.

Diferite variante ale modelului matematic (în funcție de tipul spațiului răcite) au fost implementate în Engineering Equation Solver (EES) și în Microsoft Excel.

7.4. Rezultate și discuții

Locația în Sevilla a fost aleasă pentru a evidenția capacitățile de calcul ale modelului matematic. Au fost efectuate studii de caz distincte pentru fiecare tip de spațiu răcit: RC, RS, FC și FS. Rezultatele complete ale studiului, sunt prezentate în (Balan et al., 2021).

7.5. Concluzii

Studiul prezintă o nouă perspectivă asupra investigației analitice a răcirii produselor alimentare, cu sisteme solare de răcire prin absorbție cu soluție hidroamoniacală, deservite de colectoarele solare cu jgheaburi parabolice. Din cunoștințele autoarei, studiul investighează următoarele aspecte noi, care nu sunt abordate în literatura de specialitate:

- Răcirea produselor alimentare cu sistem solar de răcire prin absorbție,
- Modelarea cu pas de timp orar, pentru perioade lungi de timp, a variației sarcinii termice necesare pentru răcirea produselor alimentare,

- Variația cu pas de timp orar, pentru perioade lungi de timp, a performanțelor sistemului solar de absorbție cu $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$.

În urma prezentării detaliate a modelului matematic propus, este prezentat un studiu de caz pentru Sevilla.

Comportamentul termic a patru tipuri de spații reci: RC, RS, FC și FS și a acumulatorilor de căldură solară au fost investigate, având în vedere două tipuri de valori (scăzute și ridicate) ale temperaturii de stocare, considerate ca parametru funcțional important al acestor sisteme.

Configurațiile considerate ale sistemului solar de răcire au constat în diferite numere de SPTC: 1, 2, 4, 6, 8, 10 și 12, și în diferite volume ale rezervoarelor de stocare: 1, 10, 20, 50, 100, 200, 500, 1000, 3000, 5000 și 10000 m^3 .

8. CONCLUZII FINALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

8.1. Concluzii finale

Înscrisă pe traiectoria realizării dezideratului de a asigura un mediu ambiant cu zero emisii de gaze cu efect de seră, teza de doctorat abordează câteva subiecte de maximă importanță:

- a) Creșterea eficienței proceselor și sistemelor de producere a energiei electrice, căldurii și frigului;
- b) Reducerea emisiilor de metan din câmpurile de depozitare a reziduurilor solide menajere;
- c) Analiza de optimizare a concentratorilor de energie solară;
- d) Evidențierea disponibilităților de energie solară pe teritoriul României;
- e) Studiul producției optimizate de frig și căldură folosind ca resursă termică energia solară.

În analiza proceselor și sistemelor de producere a energiei electrice, căldurii și frigului, teza de doctorat apelează la o strategie inovatoare bazată pe metoda exergetică, singura care face conexiunea dintre sistem și mediul său ambiant în care acesta evoluează. Analiza exergetică reușește să pătrundă granița care separă sistemul de mediul său exterior și să evidențieze locația și amploarea consumurilor de energie utilizabilă datorită ireversibilității interne a proceselor funcționale. Reducerea acestor consumuri va constitui strategia de urmat pentru găsirea regimurilor funcționale optime și a structurilor constructive optime.

În lucrare se prezintă în sinteză problema calculului poziției relative dintre soare și planul colectorilor, dar și eficiența conversiei energiei din radiația solară în căldură cu colectori plani, dar și cu concentratori de radiație, în special cu jgheaburi parabolice, cu prezentarea unor exemple de calcul pentru localitatea Galați. Au fost determinate variațiile unor parametrii geometrici, intensitatea radiației solare incidente cu componentele acesteia, eficiența colectorilor sau puterea termică specifică a colectorilor.

Referitor la capitolul privind răcirea cu ajutorul energiei solare a unui depozit frigorific pentru produse alimentare au fost extrase mai multe concluzii importante.

Studiul prezintă o nouă perspectivă asupra investigației analitice a răcirii produselor alimentare, cu sisteme solare de răcire prin absorbție cu soluție hidroamoniacală, deservite de colectoarele solare cu jgheaburi parabolice. Din cunoștințele autoarei, studiul investighează următoarele aspecte noi, care nu sunt abordate în literatura de specialitate:

- Răcirea produselor alimentare cu sistem solar de răcire prin absorbție,
- Modelarea cu pas de timp orar, pentru perioade lungi de timp, a variației sarcinii termice necesare pentru răcirea produselor alimentare,
- Variația cu pas de timp orar, pentru perioade lungi de timp, a performanțelor sistemului solar de absorbție cu $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$.

În urma prezentării detaliate a modelului matematic propus, este prezentat și un studiu de caz pentru Sevilla.

Comportamentul termic a patru tipuri de spații reci: RC (răcire produse refrigerate – *Refrigeration cooling*), RS (păstrare produse refrigerate – *Refrigeration storage*), FC (răcire produse refrigerate – *Freezing cooling*) și FS (păstrare produse congelate – *Freezing storage*) și a acumulateoarelor de căldură solară au fost investigate, având în vedere două tipuri de valori (scăzute și ridicate) ale temperaturii de stocare, considerate ca parametru funcțional important al acestor sisteme.

Configurațiile considerate ale sistemului solar de răcire au constat în diferite numere de colectoare SPTC (*solar parabolic thermal collectors*): 1, 2, 4, 6, 8, 10 și 12, și în diferite volume ale rezervoarelor de stocare: 1, 10, 20, 50, 100, 200, 500, 1000, 3000, 5000 și 10000 m³.

Investigațiile efectuate în cadrul studiului au relevat următoarele constatări principale:

- Sistemul solar de răcire nu poate reduce semnificativ puterea electrică maximă absorbită și, prin urmare, nici investiția în instalația de electrică răcire de rezervă. Ar trebui efectuate investigații suplimentare pentru a analiza dacă mai multe SPTC pot duce la o astfel de performanță.
- Pe măsură ce crește numărul de SPTC, crește cantitatea totală de căldură solară disponibilă, și crește și volumul de stocare necesar pentru a reduce sau a elimina căldura solară în exces.
- Cu 1 și 2 SPTC practic nu se depășește necesarul direct de căldură solară, astfel încât în aceste situații rezervorul de stocare nu este justificat. Pentru configurațiile cu mai mult de 4 SPTC, crește semnificativ căldura solară disponibilă, iar temperatura maximă de stocare crește odată cu numărul de SPTC și scade odată cu mărimea rezervorului de stocare.
- Cu un număr mic de SPTC (1 – 4), valoarea producției de frig direct din căldura solară crește semnificativ cu numărul de SPTC. Pe măsură ce numărul de SPTC crește (în special la 8 – 12), impactul numărului de SPTC scade, din cauza valorii în creștere a căldurii solare în exces.
- Pe măsură ce crește numărul de SPTC, crește și volumul de stocare corespunzător producerii maxime de frig din căldura stocată. Valoarea frigului produs din căldura stocată scade la valori ridicate ale volumului de stocare, deoarece temperaturile uleiului stocat scad și astfel deven insuficiente pentru alimentarea instalației solare de răcire, pentru perioade mai lungi de timp.
- Este dificil să se atingă valoarea de 100% a producției totale de frig solar (direct din căldura solară și din căldura solară stocată). În cazurile luate în considerare, au fost atinse următoarele valori maxime ale ponderilor producției totale de frig solar: pentru RS 99.7 %, pentru RC 99.4 %, pentru FS 93.8 % și pentru FC 78.7 %.
- Valori mai mari ale producției de frig solar total, pot fi atinse prin creșterea numărului de SPTC, dar eficiența energetică crește mai repede cu un număr redus de SPTC. Pentru fiecare configurație, poate fi identificată o dimensiune optimă a rezervorului de stocare, care asigură eficiența energetică maximă. Cu toate acestea, rezervoare mai mici pot fi utilizate pentru atingerea unor eficiențe ridicate, în vecinătatea valorilor maxime posibile.
- În cazurile a 1 și 2 SPTC (pentru refrigerare) și în cazurile a 1, 2 și 4 SPTC (pentru congelare), valoarea frigului produs din electricitate este constantă, nefiind influențată de mărimea rezervorului de stocare. În cazurile a mai mult de 4 SPTC, cantitatea minimă de frig produs din electricitate scade odată cu numărul de SPTC, dar corespunde mai degrabă cu volume mai mici de stocare, decât cu volume mari de stocare. Pentru temperaturi ridicate de stocare, mărimile rezervoarelor de stocare corespunzătoare ponderilor mai mici ale frig produs din electricitate sunt mai mici decât în cazul temperaturilor scăzute de stocare.
- Pentru toate tipurile de spații reci considerate, economiile mai mari de energie electrică au fost atinse pentru 12 SPTC, cu următoarele volume de rezervoare de stocare:
 - Pentru temperaturi scăzute de stocare pentru RC: 500 m³, pentru RS și FC: 1000 m³ și pentru RS: 3000 m³;

- Pentru temperaturile ridicate de stocare pentru RC și RS: 50 m³, iar pentru FC și RS: 500 m³.

8.2. Contribuții personale

Dintre contribuțiile originale ale tezei se pot menționa:

- Studiul bibliografic privind stadiul actual al cercetării din domeniu, care punctează importanța capitală a subiectului în care se încadrează tematica tezei și anume acela al atingerii nivelului de dezvoltare economică și socială cu zero emisii de gaze cu efect de seră, este o contribuție originală a tezei;
- Evidențierea pe baze exergetice a cauzelor reale ale ineficienței producerii separate a energiei electrice și căldurii și prezentarea de soluții de reducere a consumurilor în aceste sisteme, reprezintă o contribuție originală a tezei;
- Pentru modelarea și simularea funcționării sistemelor energetice de producere a energiei electrice, frigului și căldurii sunt construite programe de calcul originale pe baza cărora s-au obținut informații originale valoroase și interesante privind influența parametrilor decizionali și a structurii constructive a sistemelor asupra eficienței reale a instalațiilor;
- Analizele exergetice originale dezvoltate în teză evidențiază cu claritate avantajele producerii în cogenerare a energiei mecanice și căldurii sau a căldurii și frigului;
- Teza prezintă o metodă originală de estimare a valorii de întrebuințare (exergie) a reziduurilor menajere solide utilizabile drept combustibil în sistemele care funcționează după cicluri motoare; analiza experimentală pe baza căreia s-au determinat compozițiile diferitelor eșantioane de reziduuri solide menajere și tehnica de calcul a energiei utilizabile a acestora reprezintă o contribuție originală a tezei;
- A fost efectuat calculul poziției relative dintre soare și un plan oarecare în care se realizează conversia energiei solare în căldură;
- A fost realizat modelul matematic de calcul și a fost evaluată eficiența energetică și producția de energie termică a unor colectori solari termici plani și cu concentratori de radiație în condițiile climatice specifice localității Galați, respectiv Sevilla;
- A fost elaborat un model matematic pentru calculul necesarului de căldură al depozitelor frigorifice, ținând seama de pierderile prin pereți, de pierderile prin ventilare, de necesarul tehnologic și de pierderile prin exploatare;
- A fost elaborat un model matematic complex, pentru calculul instalațiilor frigorifice cu soluție hidroamoniacală;
- A fost integrat în sistemul frigorific bazat pe energie solară, un acumulator de căldură, care să permită funcționarea cu căldură provenită din energie solară, a instalației de răcire, pentru o perioadă cât mai îndelungată;
- A fost investigată comportarea acumulatorului de căldură în două regimuri termice, unul cu menținerea temperaturii minime necesare pentru funcționarea instalației frigorifice prin absorbție și unul cu menținerea temperaturii maxime care poate fi asigurată cu ajutorul colectoarelor cu concentratori parabolici ai radiației solare;
- A fost realizată modelarea matematică în regim tranzitoriu a instalației frigorifice solare, cu acumulator de căldură, în condițiile climatice specifice pentru Sevilla;
- Au fost evaluate performanțele și eficiența unor diverse configurații privind numărul de colectori solari termici cu jgheaburi parabolice și volumul rezervorului de acumulare;
- Au fost efectuate recomandări practice privind configurațiile optime ale sistemelor frigorifice solare investigate, atât privind numărul de colectoare cât și volumele recomandate pentru rezervoarele de stocare.

Referințe bibliografice

1. Aboelwafa O, Fateen S-E.K, Soliman A, Ismail I.M. - *A review on solar Rankine cycles: Working fluids, applications, and cycle modifications*, Renewable and Sustainable Energy Reviews 82 (2018) 868–885
2. Abrudan A.C., Pop O.G., Serban A., Balan M.C. - *New Perspective on Performances and Limits of Solar Fresh Air Cooling in Different Climatic Conditions*, Energies 2019, 12, 2113
3. Alvares, S.G., Trepp, Ch., 1987. Simulation of a solar driven aqua-ammonia absorption refrigeration system Part 1: mathematical description and system optimization. Int. J. Refrig. 10, 40-48.
4. Alvares, S.G., Trepp, Ch., 1987. Simulation of a solar driven aqua-ammonia absorption refrigeration system Part 2: viability for milk cooling at remote Brazilian dairy farms. Int. J. Refrig. 10, 70-76.
5. ANRE - Raport Național 2016
<https://www.anre.ro/download.php?f=hKh%2Fgg%3D%3D&t=vdeyut7dlcecrLbbvY%3D>
6. Balan M.C., Jäntschi L., Bolboacă S.D., Damian M. - *Thermal Solar Collectors Behaviour in Romania*, Polish Journal of Environmental Studies, ISSN 1230-1485, 2010, 19(1):231-241
7. Balan, M., Pop, O.G., Dobrovicescu, A., Serban, A., **Ciocan, M.**, Zaaoumi, A., Hiris, D.P. (2021). Analytical modelling of food storage cooling with solar ammonia-water absorption system, powered by parabolic trough collectors and with case studies for Seville, Mendeley Data, V2, doi: 10.17632/h95284fmgf.2
8. Behar O. - *Solar thermal power plants – A review of configurations and performance comparison*, Renewable and Sustainable Energy Reviews 92 (2018) 608–627
9. Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M., *Thermal Design and Optimization*, Wiley, New York, 1996;
10. Bilgen, E., Takahashi, H., *Exergy analysis and experimental study of heat pump system*, Exergy, An Int. J. 2002, 2(4). p. 259-65.
11. Borel, L., Favrat, D. *Thermodynamics and Energy Systems Analysis: From Energy to Exergy*. EPFL Press (2010)
12. Boumanchar I, Chhiti Y., Alaoui F.E.M., Ouinani A.E., Sahibed-Dine A., Bentiss F., Jama C., Bensitel M., Effect of materials mixture on the higher heating value: Case of biomass, biochar and municipal solid waste, Waste Management, March 2017, Volume 61, pp. 78-86;
13. **Ciocan M.**, Dobrovicescu A., Serban A., Stefanescu M.-F., Nastase G., *Comparative energetic and exergetic analysis of individual or cogenerative systems with steam turbines for producing heat and mechanical work*, 19th International Multidisciplinary Scientific GeoConference SGEM 2019, 30 June - 6 July, 2019, pp. 109-116, ISBN:978-619-7408-88-1, DOI:10.5593/sgem2019/6.1/S24.014
14. De Luca F., Ferraro V., Marinelli V. - *On the performance of CSP oil-cooled plants, with and without heat storage in tanks of molten salts*, Energy 83 (2015) 230-239
15. Dincer, I., 2003. *Refrigeration Systems and Applications*. John Wiley & Sons, Ltd., Chichester.
16. Dobrovicescu, A., *Exergetic and exergoeconomic analysis of refrigeration and cryogenic systems*, AGIR, Bucharest, 2000;
17. Dobrovicescu, A., *Exergetic analysis of a cryogenic refrigeration system*, The 18th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems “Shaping our future energy systems” ECOS 2005, Trondheim, Norway, 2005, 345- 352;
18. Dobrovicescu, A., Tsatsaronis, G., *Exergy destruction due to friction in heat exchangers – A refrigeration system case study*, ECOS 2006, p. 165-173
19. Dudley V., Colb G.J., Sioan M., Kearney D. - *Test results. SEGS LS-2 solar collector*, SAND, 1994
20. Duffie J., Beckman W.A., *Solar engineering of thermal processes*, Second edition, John Wiley & Sons, Singapore, 1980
21. El Fadar, A., Mimet, A., Pérez-García, M., 2009. Modelling and performance study of a continuous adsorption refrigeration system driven by parabolic trough solar collector. Sol. Energy 83, 850-861.

22. Geyer M., Lüpfert E., Osuna R., Esteban A., Schiel W., Schweitzer A., Zarza E., Nava P., Langenkamp J., Mandelberg E. - EURO TROUGH - *Parabolic Trough Collector Developed for Cost Efficient Solar Power Generation*, 11th Int. Symposium on Concentrating Solar Power and Chemical Energy Technologies, September 4-6, 2002, Zurich, Switzerland
23. Ghorbani, B., Mehrpooya, M., 2020. Concentrated solar energy system and cold thermal energy storage (process development and energy analysis). *Sustainable Energy Technol. Assess.* 37, 100607.
24. Giotri A., Binotti M., Silva P., Macchi E., Manzolini G. - *Comparison of two linear collectors in solar thermal plants: parabolic trough vs FRESNEL*, Proceedings of the ASME 2011 5th International Conference on Energy Sustainability ES2011 August 7-10, 2011, Washington, DC, USA
25. Giotri A., Binotti M., Astolfi M., Silva P., Macchi E., Manzolini G. - *Comparison of different solar plants based on parabolic trough technology*, *Solar Energy* 86 (2012) 1208–1221
26. Goswami, D.Y., 2015. *Principles of solar engineering*, third ed. Taylor & Francis, Boca Raton.
27. Grosu, L. *Contribution a l'optimisation thermodynamique et economique des machines a cycle inverse a deux et trois reservoirs de chaleur*. Ph.D.Th , Institut National Polytechnique de Lorraine (2000) France.
28. Gueymard, C.A., Myers, D., Emery, K., *Proposed reference irradiance spectra for solar energy systems testing*, *Solar Energy* 73(6), pp. 443–467, 2002
29. Halkos G. și Petrou K. N., *Analysing the Energy Efficiency of EU Member States: The Potential of Energy Recovery from Waste in the Circular Economy*, *Energies*, 2019, 12(19), 3718; <https://doi.org/10.3390/en12193718>;
30. Kalogirou S.A. - *Detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver*, *Energy* 48 (2012) 298-306
31. Kousskou, T., Dobrovicescu, A., Gibout, S., Strub, F., *Comparaison de méthodes d'analyse thermoéconomique appliquées à un système de cogénération*, CONGRES FRANCAIS DE THERMQUES “SFT,2006, Ille de Ré, France, 126-131;
32. Lozano M. A., and Valero, A. 1993, *Theory of The exergetic cost*, *Energy* 18(9), pp. 939-960
33. Mady C.E.K., Pinto C.R., Pereira M.T.R.M., *Application of the Second Law of Thermodynamics in Brazilian Residential Appliances towards a Rational Use of Energy*, *Entropy*, 2020, 22(6), 616, <https://doi.org/10.3390/e22060616>;
34. Montes M.J., Abanades A., Martinez-Val J.M. - *Performance of a direct steam generation solar thermal power plant for electricity production as a function of the solar multiple*, *Solar Energy* 83 (2009) 679–689
35. Montes M.J., Abanades A., Martinez-Val J.M., Valdes M. - *Solar multiple optimization for a solar-only thermal power plant, using oil as heat transfer fluid in the parabolic trough collectors*, *Solar Energy* 83 (2009) 2165–2176
36. Moran, M.J., Shapiro, H.N., Boettner, D. D., Bailey, M.,B. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. John Willey& Sons (2011)
37. Morin G., Dersch J., Platzer W., Eck M., Haberle A. - *Comparison of Linear Fresnel and Parabolic Trough Collector power plants*, *Solar Energy* 86 (2012) 1–12
38. Pop, O.G., Magurean, A.M., Pocola, A.G., Ciocan, M., Zaaoumi, A., Balan, M.C., 2021. *Performances of Solar Thermal Collectors in Different Climatic Conditions*, in: Moga, L., Șoimoșan, T.M. (Eds.), *Environmental and Human Impact of Buildings*. Springer Tracts in Civil Engineering. Springer, Cham.
39. Plank, M., *The theory of heat radiation*, Dover Publications, New York, 1959
40. Rohani S., Fluri T.P., Dinter F., Nitz P, - *Modelling and simulation of parabolic trough plants based on real operating data*, *Solar Energy* 158 (2017) 845–860
41. Quaschnig V., *Understanding Renewable Energy Systems*, Earthscan, London, 2007
42. Schenk H., Hirsch T., Feldhoff J.F., Wittmann M. - *Energetic Comparison of Linear Fresnel and Parabolic Trough Collector Systems*, *Journal of Solar Energy Engineering*, 136 (2014) 041015-1

43. Serban A., Stefănescu M.F., Năstase G., **Ciocan M.**, Bucșa S., Dobrovicescu A., Exergetic Analysis of a Cogeneration System for Cooling and Heating, *UBT International Conference, 2018, Pristina, Kosovo*, <https://knowledgecenter.ubt-uni.net/conference/2018/all-events/150>, DOI 10.33107/ubt-ic.2018.150, ISBN978-9951-437-69-1
44. Shirazi, A., Taylor, R.A, Morrison, G.L., White, S.D, 2018. Solar-powered absorption chillers: A comprehensive and critical review. *Energy Convers. Manage.* 171, 59-81.
45. Stefanescu M.F, Pop E., Dobrovicescu A., Serban A., Ciocan M., Iacob E., *Chemical Analysis and Chemical Exergy of the Fuel Obtained from Municipal Waste*, 2018 IEEE International Conference on Environment and Electrical Engineering and 2018 IEEE Industrial and Commercial Power Systems Europe (EEEIC / I&CPS Europe), 12-15 June 2018, Palermo, Italy, DOI: 10.1109/EEEIC.2018.8494425
46. Vekemans O., Chaouki J., *Municipal Solid Waste Cofiring in Coal Power Plants: Combustion Performance*, *Developments in Combustion Technology*, (2016) <https://www.intechopen.com/chapters/51472>
47. Zaaoumi, A., Bah, A., **Ciocan, M.**, Sebastian, P., Balan, M.C., Mechaqrane, A., Alaoui, M., 2021. Estimation of the energy production of a parabolic trough solar thermal power plant using analytical and artificial neural networks models. *Renewable Energy* 170, 620-638.
48. Ziegler, B., Trepp, Ch., 1984. *Equation of state for ammonia-water mixtures*. *Int. J. Refrig.* 7, 101-106.
49. *** *PTMx Parabolic Trough Collector* – Technical data sheet, Soltigua 2014
50. <https://www.ipcc.ch/sr15/>
51. <https://www.un.org/en/climatechange/net-zero-coalition>
52. https://climate.ec.europa.eu/eu-action/european-green-deal/european-climate-law_en
53. https://commission.europa.eu/strategy-and-policy/priorities-2019-2024/european-green-deal_en
54. <https://www.cnn.com/2022/07/06/europe-natural-gas-nuclear-are-green-energy-in-some-circumstances-.html>
55. https://www.oilandgasiq.com/events-methane-mitigation-europe/agenda-mc?utm_source=46366.001-Evoluted_Google_PPC&utm_medium=CPC&utm_campaign=46034.001_Google_PPC_&utm_term=&utm_content=&disc=&extTreatId=7572173&gclid=CjwKCAiAwomeBhBWEiwAM43YIG068HpU3q5QkOCExD7kaLSAZ7WoWIIPKG7oV3e3vphQXm2dru8XPRoCijoQAvD_BwE
56. <https://unfccc.int/process/transparency-and-reporting/greenhouse-gas-data/greenhouse-gas-data-unfccc/global-warming-potentials>
57. <https://www.myclimate.org/information/faq/faq-detail/what-are-negative-emissions/>
58. <http://en.wikipedia.org/wiki/Sun>
59. http://en.wikipedia.org/wiki/Earth_physical_characteristics_tables
60. <http://rredc.nrel.gov/solar/spectra/am1.5>
61. <http://hypertextbook.com/facts/1997/GlyniseFinney.shtml>
62. <https://re.jrc.ec.europa.eu/tmy.html>
63. https://rredc.nrel.gov/solar/old_data/nsrdb/1991-2005/tmy3/by_state_and_city.html
64. <https://www.nrel.gov/docs/fy08osti/43156.pdf>

Cuvinte cheie: Exergie, Cogenerare frig cald, Deseuri municipale, Energie solara, Colectori Solari termici (SPTC), Colectori cu Jgheaburi Parabolice.

Articole publicate

1. Ștefănescu M.F., Pop E., Dobrovicescu A., Șerban A., **Ciocan M.**, Iacob E., *Chemical Analysis and Chemical Exergy of the Fuel Obtained from Municipal Waste*, 2018 IEEE International Conference on Environment and Electrical Engineering and 2018 IEEE Industrial and Commercial Power Systems Europe (EEEIC/I&CPS EUROPE), Published: **2018**, ISBN: 978-1-5386-5186-5, WOS: 000450163702042
2. Serban, A., Stefanescu, M-F, Nastase, G., **Ciocan, M.**, Bucsa, S., Dobrovicescu, A., *Exergetic Analysis of a Cogeneration System for Cooling and Heating*, **2018**, UBT International Conference, PP 26-31, DOI 10.33107/ubt-ic.2018.150, <https://knowledgecenter.ubt-uni.net/cgi/viewcontent.cgi?article=1772&context=conference>
3. Bucșă S., Năstase G., Șerban A., **Ciocan M.**, Drughean L., *Cooling and dehumidification systems used in air separation*, 19 th International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM **2019**, Volume 19, Issue 6.1, Pages 139 – 144, ISSN 13142704, ISBN 978-619740876-8, DOI 10.5593/sgem2019/6.1/S24.018
4. **Ciocan M.**, Dobrovicescu A., Șerban A., Ștefănescu M.F., Năstase G., *Comparative energetic and exergetic analysis of individual or cogenerative systems with steam turbines for producing heat and mechanical work*, 19 th International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM **2019**, Volume 19, Issue 6.1, Pages 109 – 116, ISSN 13142704, ISBN 978-619740876-8, DOI 10.5593/sgem2019/6.1/S24.014
5. Zaaoumi,A., Bah,A., **Ciocan,M.**, Sebastian,P., Balan,M.C., Mechaqrane,A., Alaoui,A. - *Estimation of the energy production of a parabolic trough solar thermal power plant using analytical and artificial neural networks models*, Renewable Energies, 170 (**2021**), pp. 620-638, ISSN: 0960-1481 (IF: 8.001 / 2020) <https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.01.129>
6. Pop,O.G., Dobrovicescu, A., Serban, A., **Ciocan, M.**, Zaaoumi, A., Hiris,P.D, Balan,M.C. - *Analytical modelling of food storage cooling with solar ammonia-water absorption system, powered by parabolic trough collectors. Method*, MethodsX 10C (**2023**) 102013, ISSN: 2215-0161 (JCI: 0.43 / 2021) <https://doi.org/10.1016/j.mex.2023.102013>