

Universitatea “Dunărea de Jos” din Galați



Facultatea de Mecanică



TEZĂ DE DOCTORAT

**CERCETĂRI PRIVIND RĂCIREA APELOR  
TEHNOLOGICE CU AJUTORUL TURNURILOR DE  
RĂCIRE ȘI/SAU A POMPELOR DE CĂLDURĂ**

- REZUMAT -

Doctorand:  
Ing. Sorinel TOFAN

Conducător științific:  
Prof. Dr. Ing. Tănase PANAIT

GALAȚI  
2012

# Cuprins

<b>1. Introducere.....</b>	<b>3</b>
1.1 Obiectivele tezei de doctorat .....	4
<b>2. Analiza metodelor de răcire a apelor tehnologice .....</b>	<b>5</b>
2.1 Tipuri constructive de turnuri de răcire.....	6
<b>3. CERCETĂRI PRIVIND CREȘTEREA PERFORMANȚELOR TURNURILOR DE RĂCIRE.....</b>	<b>10</b>
3.1 Schema instalației.....	10
3.2 Modelarea matematică a proceselor din turnurile de răcire .....	11
3.3 Simularea numerică a proceselor din turnul de răcire.....	13
3.3.1 Condițiile simulării modelului matematic .....	13
3.4 Rezultate numerice .....	14
3.4.1 Schimbul de căldură și masă.....	14
3.4.2 Analiza exergetică a turnului de răcire .....	15
3.4.3 Studii parametrice .....	20
3.5 Partea experimentală .....	24
3.5.1 Caracteristici turn răcire: .....	24
3.5.2 Caracteristici ventilator și motor: .....	24
3.5.3 Caracteristici aparat de măsură .....	24
3.5.4 Comparație între rezultatele numerice și cele experimentale .....	25
3.5.5 Concluzii .....	26
<b>4. Analiza metodelor de recuperare a căldurii din apele tehnologice.....</b>	<b>27</b>
4.1 Generalități .....	27
4.2 Concluzii .....	28
<b>5. CREȘTEREA PERFORMANȚELOR DE RĂCIRE A APELOR TEHNOLOGICE PRIN RECUPERAREA CĂLDURII CU POMPELE DE CĂLDURĂ .....</b>	<b>29</b>
5.1 Ciclul teoretic și calculul termic al pompei de căldură .....	29
5.1.1 Calculul termic al pompei de pompei de căldură.....	29
5.2 Schema tehnologică de recuperare a energiei apelor tehnologice cu pompa de căldură .....	30
5.2.1 Condițiile simulării modelului matematic .....	31
5.3 Agenți frigorifici utilizați pentru studiul instalației de recuperare .....	32
5.4 Studii parametrice ale instalației cu R134a .....	33
5.5 Concluzii .....	34
<b>6. ANALIZA EXERGETICĂ A PROCESELOR IREVERSIBILE DIN POMPA DE CĂLDURĂ .....</b>	<b>35</b>
6.1 Pierderi exergetice la aparatele pompei de căldură.....	36
<b>7. CONTRIBUȚII PERSONALE. DIRECȚII DE CERCETARE VIITOARE.....</b>	<b>38</b>
7.1 Contribuții personale .....	38
7.2 Direcții de cercetare viitoare .....	39
Bibliografie selectivă.....	40
Lista lucrărilor proprii publicate.....	42

# 1. Introducere

Având în vedere creșterea consumurilor anuale de energie pe plan mondial și național, cât și reducerea rezervelor de combustibili fosili, atât găsirea de noi surse de energie, cât și recuperarea și re folosirea resurselor secundare și a celor re folosibile devin probleme de maximă importanță în vederea asigurării independenței energetice a țării.

Procesele termo-mecanice industriale au deseori ca rezultat cantități semnificative de căldură, la diferite nivele de temperatură, provenite fie direct din unele procese termice, fie ca echivalent termic al energiei mecanice (căldură provenită de la motoare electrice, cu ardere internă, pompe, compresoare, ventilatoare), căldură care trebuie eliminată cât mai eficient în mediul ambiant reprezentat de aer sau de apă. Dacă aerul ambiant e un mediu de răcire "gratuit" dar cu eficiență termică mai scăzută, apa reprezintă principalul mediu de răcire din diferite procese industriale, un mediu mai eficient decât aerul, dar care are neajunsul costului și al necesității răcirii sale ulterioare.

Avantajele acestui proces de răcire sunt următoarele:

- apa răcită poate fi re folosită în procesele tehnologice, reducându-se astfel consumul de apă proaspătă;
- căldura recuperată în urma răcirii poate fi folosită în alte procese, reducând consumul de energie al acestora;
- dacă în urma modificării proprietăților fizico-chimice ale acestei ape, ea trebuie evacuată în mediul ambiant, acest lucru se poate face doar dacă apa respectă anumite condiții de mediu, printre care și cea legată de temperatură.

Având în vedere cantitățile semnificative de energie termică (care poate fi eventual recuperată) utilizate în astfel de procese cât și necesitatea unei răcirii corespunzătoare în diferite faze ale proceselor tehnologice, importanța răcirii apei devine tot mai evidentă.

Lucrarea de față tratează problema recuperării și re folosirii resurselor termice de potențial scăzut prezente în apa caldă rezultată în urma proceselor tehnologice de pe o platformă siderurgică. Se prezintă comparativ diferite metode de răcire, cu recuperare de căldură sau fără. O contribuție esențială a lucrării constă în faptul că analizează răcirea apelor tehnologice cu ajutorul turnurilor de răcire și recuperarea căldurii cu ajutorul pompelor de căldură. Căldura preluată de la apa tehnologică poate fi:

- evacuată în mediul ambiant (proces de răcire, căldura se pierde);
- transmisă unui mediu de recuperare (proces de recuperare, căldură este re folosită).

Teza de doctorat este structurată în 7 capitole, organizate într-o succesiune logică, pentru tratarea progresivă și argumentată a problemelor care decurg din obiectivele stabilite, în vederea dezvoltării elementelor care să asigure scopul propus:

*Capitolul 1: **Introducere***, cuprinde o prezentare a consumurilor de energie pe plan mondial, evoluția și estimarea necesarului global de energie. În continuare este prezentată necesitatea răcirii și recuperării căldurii din apelor tehnologice precum și obiectivele tezei de doctorat.

*Capitolul 2: **Analiza metodelor de răcire a apelor tehnologice***, prezintă aspecte principale ale proceselor de răcire, studiul teoretic privind tipurile, construcția, componentele funcționale, parametrii aerului umed și factorii care influențează performanțele turnurilor de răcire. Deasemenea capitolul mai cuprinde comparația între turnurile de răcire cu tiraj forțat și cele cu tiraj natural, evaporarea apei în turnurile de răcire și principalele etape de răcire a apei în turnurile de răcire.

*Capitolul 3: **Cercetări privind creșterea performanțelor turnurilor de răcire***, prezintă un studiu al performanțelor turnurilor de răcire pentru răcirea apelor tehnologice

de pe o platformă siderurgică. În acest sens, mai întâi este prezentată schema tehnologică și calculul termodinamic al turnurilor de răcire. Este prezentat modelul matematic conceput, bazat pe principiile transferului de căldură și masă privind răcirea apelor tehnologice cu ajutorul turnurilor de răcire. Se prezintă programul de calcul Engineering Equation Solver (EES) utilizat pentru studii, analiza exergetică, simularea numerică a proceselor din turnul de răcire și cercetările experimentale. Capitolul continuă cu rezultatele comparative între rezultatele modelului matematic și cele experimentale cu programul de calcul Engineering Equation Solver (EES). Erorile relative nesemnificative (sub 5 %) între modelarea numerică și cercetările experimentale validează modelul propus de autor.

*Capitolul 4: Analiza metodelor de recuperare a căldurii din apele tehnologice*, prezintă analiza recuperării căldurii din apele tehnologice cu ajutorul pompelor de căldură, generalități și clasificarea pompelor de căldură după felul surselor de căldură și în funcție de domeniul de utilizare a pompelor de căldură.

*Capitolul 5: Creșterea performanțelor de răcire a apelor tehnologice prin recuperarea căldurii cu pompele de căldură*, cuprinde, mai întâi, ciclul teoretic și calculul termic al pompei de căldură. Este prezentat schema tehnologică de recuperare a energiei apelor tehnologice cu pompa de căldură, modelul matematic conceput, privind recuperarea căldurii din apele tehnologice cu ajutorul pompelor de căldură. Cu ajutorul programului de calcul Engineering Equation Solver (EES) am realizat studiul comparativ al performanțelor instalației de recuperare cu pompă de căldură utilizând agenți frigorifici, R134a, R290, R407C. Pe baza simulării realizate a rezultat că cel mai potrivit agent de lucru este R134a pentru care se obțin cele mai bune valori pentru coeficientul de performanță și cele mai mici consumuri energetice la comprimare.

*Capitolul 6: Analiza exergetică a proceselor ireversibile din pompa de căldură*, este prezentat procesul de transfer de căldură, procesul de laminare și procesele de destindere și comprimare. S-au calculat exergiile și anergiile fluxurilor de căldură, precum și pierderile exergetice pentru componentele pompei de căldură (compresor, condensator, subrăcitor, ventil laminare, vaporizator) care asigură recuperarea căldurii din apele tehnologice.

*Capitolul 7: Contribuții personale și direcții de cercetare viitoare*, reprezintă o sinteză a concluziilor stabilite prin parcurgerea etapelor temei de cercetare, urmată de enumerarea contribuțiilor personale aduse prin rezolvarea acestia.

## **1.1 Obiectivele tezei de doctorat**

În esență, prin prezenta teză de doctorat se urmărește:

- **creșterea performanțelor turnurilor de răcire**, prin elaborarea unui model matematic, bazat pe principiile transferului de căldură și masă privind răcirea apelor tehnologice cu ajutorul turnurilor de răcire;
- **analiza exergetică a turnurilor de răcire** care presupune calculul exergiei din aerul și apa care curg prin turnul de răcire precum și exergia distrusă;
- **realizarea unui studiu experimental** prin măsurarea parametrilor de funcționare pentru un turn de răcire cu circulație forțată în contracurent;
- **studiul influenței parametrilor constructivi și funcționali** asupra funcționării turnurilor de răcire;
- **creșterea performanțelor de răcire a apelor tehnologice prin recuperarea căldurii** cu ajutorul pompelor de căldură.

## **2. Analiza metodelor de răcire a apelor tehnologice**

Numeroase procese industriale necesită eliminarea în mediul înconjurător a unor fluxuri de căldură, în scopul menținerii parametrilor proceselor respective în limitele normale de funcționare.

Temperatura minimă de proces cerută și capacitatea de răcire cerută trebuie realizate, astfel încât să se mărească eficiența procesului industrial și să se reducă pierderile și emisiile în mediul înconjurător.

În cazul instalațiilor industriale de capacitate ridicată, această eliminare de căldură se realizează, de regulă, cu ajutorul unui flux de apă de răcire, numită și apă tehnologică, care preia căldura de la instalația industrială respectivă și o cedează apoi mediului înconjurător. Această cedare către mediul ambiant, a căldurii preluate de la procesul industrial, de către apa tehnologică, se realizează de regulă prin intermediul unor turnuri de răcire. Răcirea apelor industriale se face în turnuri de răcire în care apa cedează o anumită cantitate de căldură, ajungând la parametri nominali astfel încât apa poate fi recirculată pentru răcirea instalațiilor respective.

Calitatea apelor folosite în industrie are o importanță esențială în buna desfășurare a proceselor tehnologice și în asigurarea unei durate de viață corespunzătoare a instalațiilor.

Există sisteme de răcire în care apa este folosită o singură dată (cu trecere unică) după care apa este evacuată la canalizare și sunt procedee de răcire în care apa este recirculată. Industrial, răcirea apei se realizează cu ajutorul turnurilor de răcire și a instalațiilor frigorifice cu eiecție.

Turnurile de răcire pot fi uscate, caz în care sunt de fapt niște schimbătoare de căldură foarte mari fără schimbare de fază, fie umede, caz în care temperatura de evacuare este preluată sub formă de căldură latentă de vaporizare a unei părți din apă, prin transfer de căldură și masă. Turnurile de răcire cu răcire umedă pot fi cu circuit deschis sau cu circuit închis.

**Răcirea apei în circuit deschis.** *Turnuri de răcire în circuit deschis cu răcire umedă*, utilizate atunci când se admite un anumit grad de impurificare a apei de răcire prin contact cu mediul. Apa care provine din sistemul de răcire este distribuită direct pe suprafața de pulverizare și intră în contact direct cu aerul care trece prin turn (prin tiraj natural sau forțat) asigurând astfel răcirea acesteia prin evaporarea unei cantități de apă. Răcirea prin turnuri în circuit deschis este cel mai avantajos tip de răcire din punct de vedere al randamentului, al costului și al consumului energetic.

**Răcirea apei în circuit închis.** *Turnuri de răcire în circuit închis cu răcire umedă*, folosite atunci când utilizatorul nu admite impurificarea apei de răcire prin contact cu mediul exterior. În acest caz aerul este adus la temperatura termometrului umed prin stropire cu apă pulverizată dintr-un circuit separat, pentru creșterea intensității schimbului de căldură, după care acesta va răci apa care circulă în interiorul schimbătorului de căldură.

Răcirea apei utilizând turnuri cu schimbător de căldură stropit cu apă permite restrângerea apei de răcire numai la cantitatea ce se află în interiorul turnului.

Răcirea cu apă în circuit închis s-a generalizat ca urmare a debitelor mari de apă cerute de diferite industrii și mai ales a greutateii de a realiza calitatea apei de răcire.

Folosirea eficientă a energiei în sistemele industriale este foarte importantă din punct de vedere al protecției mediului și al costurilor.

*Turnuri de răcire în circuit închis cu răcire uscată*, în zonele unde apa se găsește în cantități mici și este foarte scumpă, se practică răcirea uscată a apei, sistemul închis permițând menținerea nealterată a calității apei din circuit, fiind și cel mai economic din punct de vedere al consumului de apă.

Factorii care influențează procesul de răcire prin convecție și evaporare sunt suprafața de contact dintre apă și aer și coeficienții de schimb de căldură și masă dintre apă și aer. Umiditatea aerului care intră în turn influențează evaporarea apei care se produce datorită diferenței dintre presiunea vaporilor formați și presiunea vaporilor de apă din aer.

## 2.1 Tipuri constructive de turnuri de răcire

Turnurile de răcire sunt echipamente care răcesc apa sau alte fluide prin eliminarea în atmosferă a căldurii prin evaporare. Prin evaporarea apei se elimină căldura, obținându-se o răcire a fluidului de lucru până aproape de temperatura termometrului umed.

Problema care trebuie rezolvată la proiectarea unui turn de răcire constă în alegerea soluției generale și mai ales în alegerea tirajului, acest lucru realizându-se pe baza unui studiu aprofundat asupra condițiilor de climă locale, în vederea funcționării, asupra cerințelor funcționării unei instalații pentru obținerea unei temperaturi a apei reci și mai ales asupra problemelor economice.

Clasificarea turnurilor de răcire în funcție de mișcarea aerului prin acestea, evidențiază doua tipuri:

- turnuri de răcire cu tiraj natural;
- turn de răcire cu tiraj artificial.

**Funcționarea turnurilor de răcire cu tiraj natural** depinde, în primul rând, de condițiile de climă în care lucrează turnul și apoi de eficiența schimbului de căldură și de substanța dintre aer și apă, care la rândul lor depind de tiraj (fig.2.5). Această eficiență depinde, la rândul ei, de diferența de temperatură dintre apă și aer și de entalpia inițială a aerului.

La turnurile cu tiraj natural pentru învingerea rezistenței aerodinamice se folosește forța ascensională ce apare ca urmare a diferenței de densitate între aerul exterior și aerul umed și cald din interior. Densitatea aerului în turn este variabilă pe înălțime [12].

Turnurile de răcire de tip atmosferic prezentate în figura 2.5 folosesc curentul de aer natural. Deși relativ ieftine, aceste turnuri de răcire au de obicei dimensiuni (puteri) foarte mici și sunt mai puternic influențate negativ de vânt decât alte tipuri de turnuri de răcire.

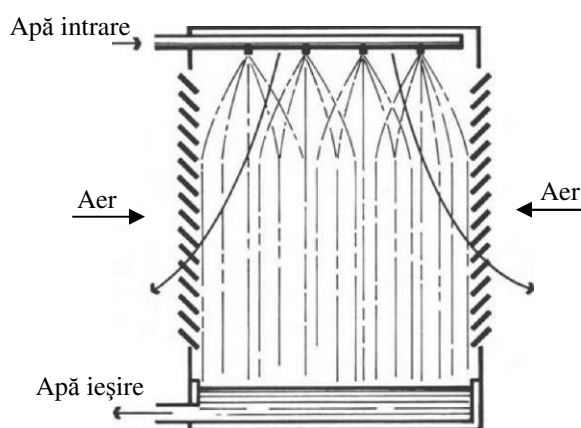


Fig. 2.5 Turn de răcire de tip atmosferic [42].

Turnul de răcire de tip atmosferic cunoscut cu denumirea de turn **hiperbolic** cu **tiraj natural** este extrem de sigur și are un comportament termic predictibil. Curentul de aer din acest turn este produs de diferența de densitate care există între aerul încălzit (mai puțin dens) din interiorul umpluturii și aerul relativ rece (mai dens) din exteriorul turnului [42].

**Turnurile de răcire cu tiraj artificial** utilizează unul sau mai multe ventilatoare cu turații variabile pentru a asigura circulația unui volum de aer prin turn [10,11]. Astfel, comportamentul lor termic are o funcționare mai stabilă și este afectat de mai puține variabile psihrometrice decât turnurile atmosferice. Schema de principiu a unui turn de răcire cu tiraj artificial este prezentat în figura 2.6. Prezența ventilatoarelor asigură de asemenea un mijloc de control a debitului de aer, compensând astfel condițiile atmosferice și de sarcini prin modificarea variației debitului de aer al ventilatorului.

Debitul de aer nu mai depinde de condițiile în care funcționează turnul din punctul de vedere al temperaturilor aerului și apei, ci numai de rezistența întâmpinată de aer la trecerea sa prin turn și de capacitatea ventilatorului.

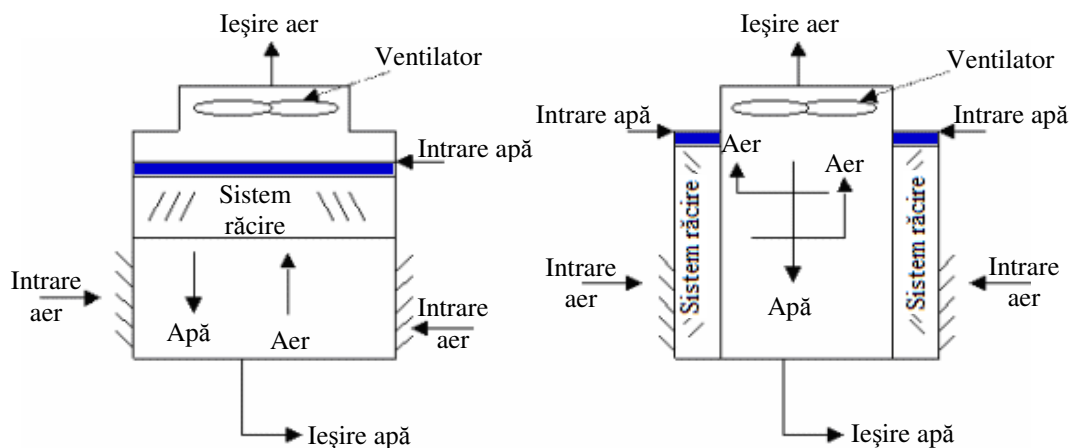


Fig. 2.6 Schema de principiu a unui turn de răcire cu tiraj artificial [118].

Turnurile cu tiraj artificial sunt clasificate fie ca **tiraj forțat aspirat** la care ventilatorul este localizat în curentul de aer ambiental care intră în turn și aerul este suflat prin acesta; sau **tiraj indus** la care un ventilator localizat în curentul de aer existent trage aerul prin turn. **Tirajul indus** se referă la mișcarea aerului prin turnul de răcire prin intermediul unui vacuum parțial indus. Ventilatoarele turnurilor cu tiraj indus sunt amplasate la gurile de ieșire a aerului pentru a „trage”(aspira) aerul prin turn [42]. **Tirajul forțat** se referă la mișcarea aerului sub presiune printr-un turn de răcire.

Turnurile de răcire cu **tiraj forțat** sunt caracterizate de viteze mari la intrare a aerului și viteze reduse la ieșire. Prin urmare, sunt extrem de sensibile la recirculare și se poate considera că performanța lor este mai puțin stabil decât cea a turnurilor cu tiraj indus.

Turnurile cu răcire sunt clasificate de asemenea în funcție de direcția relativă dintre aer și apă în interiorul turnului, după cum urmează:

- turnuri de răcire cu circulație în contracurent;
- turnuri de răcire cu curent încrucișat.

#### **Tunurile de răcire cu circulație în contracurent (fig. 2.12)**

În turnul de răcire cu circulație în contracurent, aerul se mișcă în sus, contra direcției de cădere a apei. La turnurile de răcire cu tiraj natural cu circulație în contracurent, vehicularea aerului prin turn se face prin tirajul creat de coșul de tiraj, iar la cele cu tiraj forțat, cu ajutorul unor ventilatoare care pot să aspire, fie să refuleze aer în turn [42]. Aerul de răcire pătrunde în turn prin spațiile create pe circumferința mantalei turnului, ajungând sub suprafețele de stropire sau curgerii peliculare, prin care trece în contracurent cu apa.

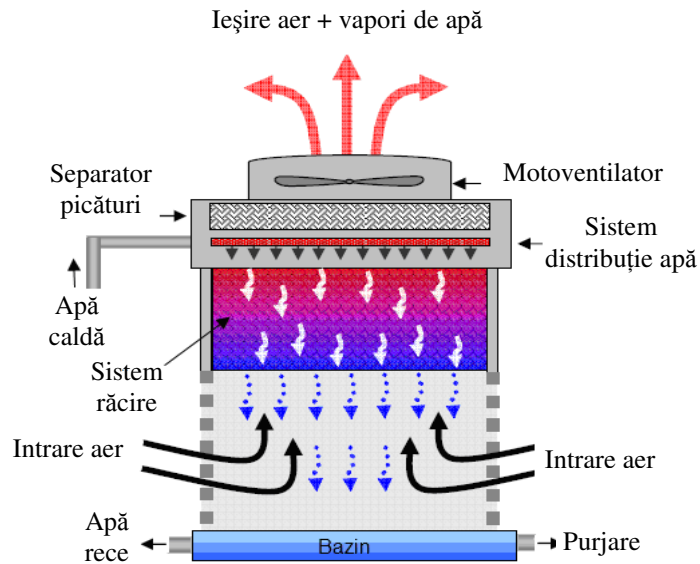


Fig. 2.12 Turn de răcire cu tiraj forțat în contracurent [123].

Turnurile cu tiraj forțat în contracurent pot fi cu un singur ventilator (fig.2.12) central, având o formă circulară a circuitului de răcire, sau cu mai multe ventilatoare așezate în linie.

Turnurile de răcire cu contracurent pot obține temperaturi mai apropiate de cea a termometrului umed decât turnurile cu curent de aer încrucișat [21].

**Turnurile de răcire cu curent încrucișat** (fig.2.13) au o configurație a suprafeței de schimb de căldură prin care aerul curge orizontal, perpendicular pe direcția de curgere a apei. Apa ce urmează să fie răcită este transportată în bazinele de intrare a apei calde amplasate deasupra zonelor suprafeței de schimb și curge gravitațional prin orificiile de dozare din podeaua bazinelor respective. Aceasta înlătură necesitatea unui sistem de distribuție cu jet de presiune iar sistemul de distribuție gravitațională poate fi întreținut mai ușor. Turnul indicat în figura 2.13 este un turn cu dublu curent întrucât ventilatorul induce aerul prin două guri de intrare și de-a lungul a două suprafețe de schimb. Folosind principiul curentului încrucișat, apa caldă curgând în jos printr-o unitate de răcire este răcită de către aerul absorbit în sus de un ventilator. Evaporarea și schimbul direct de căldură produc o scădere rapidă a temperaturii.

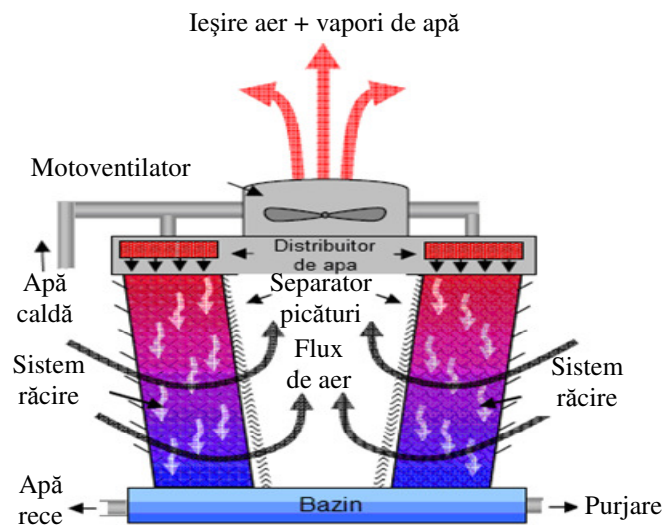


Fig. 2.13 Turn de răcire cu tiraj forțat, cu dublu curent, încrucișat [123].



**Turnurile cu curent unic** sunt utilizate de obicei în locații în care calea aerului către turn este liberă într-o singură direcție. Sunt utile de asemenea în regiuni cu o direcție preponderentă sigură a vântului, unde temperaturile consecutive de proces sunt critice.

Figura 2.14 redă un turn cu curent unic care are doar o gură de intrare a aerului și o suprafață de schimb, cele trei laturi rămase ale turnului fiind acoperite.

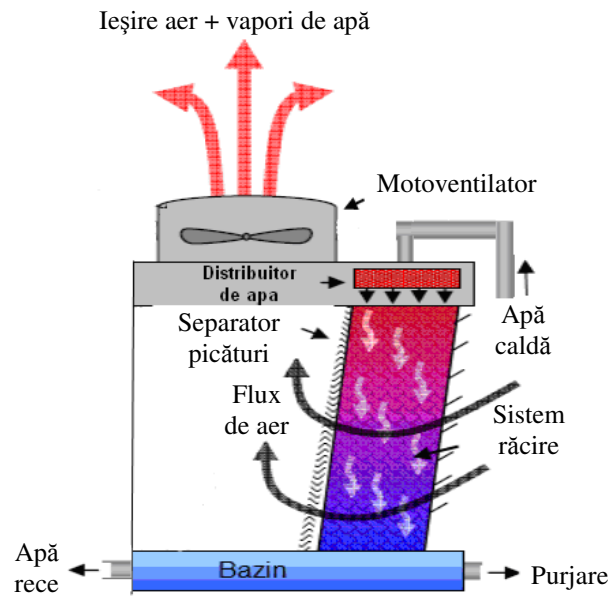
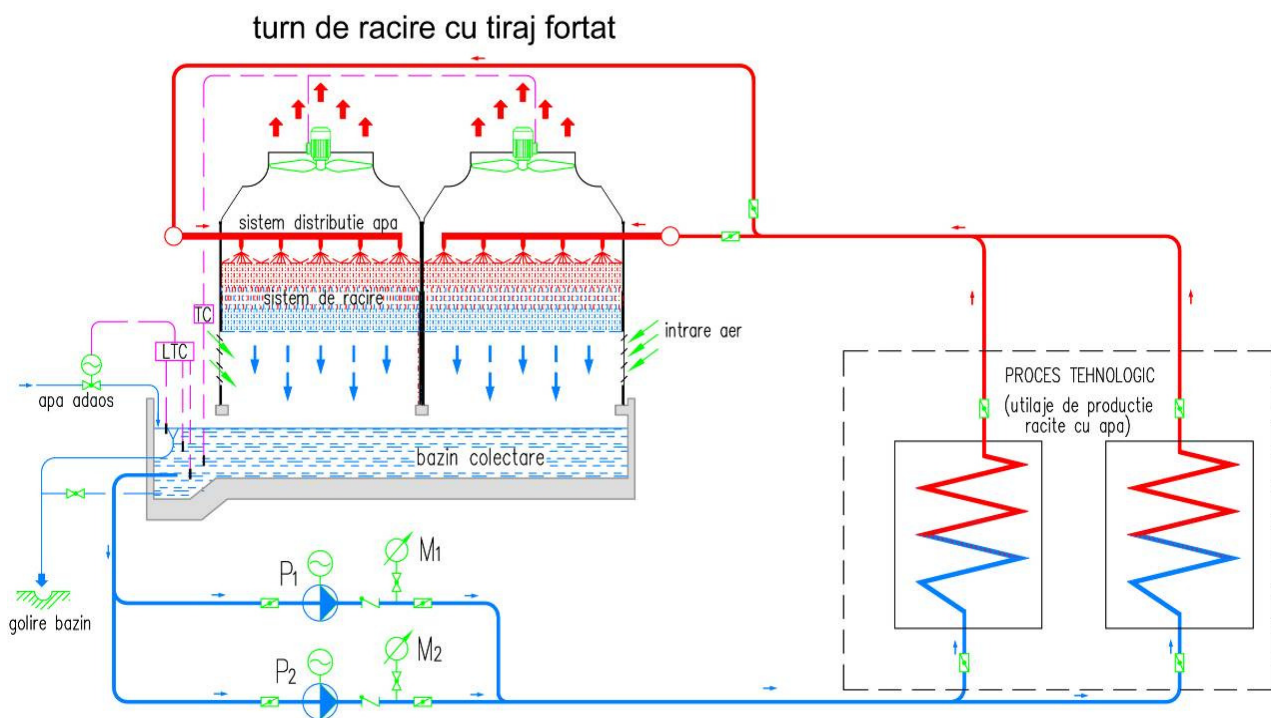


Fig. 2.14 Turn cu tiraj forțat cu curent unic încrucișat [123].

### 3. CERCETĂRI PRIVIND CREȘTEREA PERFORMANTELOR TURNURILOR DE RĂCIRE

#### 3.1 Schema instalației

Turnurile de răcire sunt elemente componente importante ale instalațiilor energetice în care are loc procese tehnologice unde e necesar un control riguros al regimurilor de funcționare. Acest control duce la o eficientizare a procesului de producție în condiții de optim tehnologic și economic. Schema instalației de răcirea apelor tehnologice cu ajutorul unui turn de răcire este reprezentat în figura 3.1.



#### Legendă

- apă răcită de la turnul de răcire
- apă caldă din procesul tehnologic
- golire și prelin bazin turn răcire

- $P_{1,2}$  pompă alimentare cu apă de răcire
- $M_{1,2}$  manometru
- LTC echipament AMC semnalizare și reglare nivel apă
- TC echipament AMC reglare temperatură apă prin reglare debit aer

Fig. 3.1 Instalația de răcirea apelor tehnologice cu ajutorul unui turn de răcire cu tiraj forțat.

### 3.2 Modelarea matematică a proceselor din turnurile de răcire

Ne propunem să modelăm răcirea unui flux de apă tehnologică cu ajutorul unui turn de răcire cu tiraj forțat (cu circulație în contra-curent) (fig.3.1).

Modelul matematic oferă posibilitatea studierii aprofundate a fenomenelor complexe care au loc în turnurile de răcire și în plus prin simularea numerică se pot rezolva probleme complexe de optimizare. În turnurile de răcire cu circulație în contra-curent apa curge de sus în jos iar aerul de jos în sus.

Evacuarea căldurii în turnul de răcire are loc, pe de-o parte prin convecție între picăturile fine de apă și aerul înconjurător, și pe de altă parte, prin evaporare, prin care o mică cantitate de apă se evaporă în aer. Prin urmare, procesul implică atât transfer de căldură cât și transfer de masă. Astfel putem spune că răcirea apei în turnuri se realizează ca urmare a schimbului de căldură și masă dintre apă și aerul exterior cu care vine în contact.

Căldura este transferată de la picăturile de apă în aerul înconjurător prin procesele de transfer ale căldurii latente și sensibile.

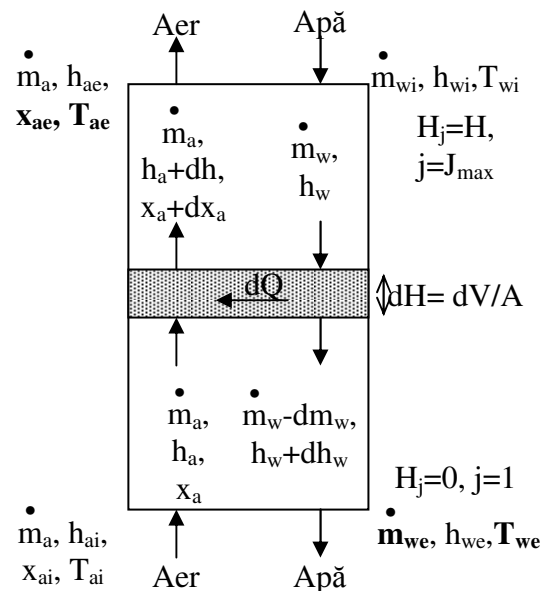


Fig. 3.6 Schema pentru bilanțul de masă și energie la un turn de răcire umed în contracurent.

Debitul masic a aerului ( $\dot{m}_a$ ), cu parametrii entalpia aerului ( $h_{ai}$ ), umiditatea absolută ( $x_{ai}$ ), temperatura aerului ( $T_{ai}$ ) intră prin partea inferioară (baza) a turnului de răcire iar debitul masic al apei ( $\dot{m}_{wi}$ ), cu parametrii entalpia apei ( $h_{wi}$ ), temperatura apei ( $T_{wi}$ ) intră pe la partea superioară a turnului de răcire.

Dacă se consideră o secțiune elementară cu înălțimea  $dH$ , căldura  $dQ$  trece de la apă la aer ceea ce duce la modificarea parametrilor acestora:

- pentru aer: umiditatea absolută  $x_a$  se modifică cu  $dx_a$  (crește), iar entalpia  $h_a$  se modifică cu  $dh_a$  (crește).
- pentru apă: debitul de apă  $\dot{m}_w$  se modifică  $d\dot{m}_w$  (scade) iar entalpia apei  $h_w$  se modifică cu  $dh_w$  (scade).

Principalele ipoteze de calcul ale acestui model sunt:

- transferul de căldură și de masă prin pereții turnului către mediul ambiant este neglijabil;
- transferul de căldură de la ventilatorul turnului cu circulație forțată la aer și apă este neglijabil;
- căldurile specifice ale apei și ale aerului uscat sunt constante;
- coeficienții de transfer de căldură și masă de-a lungul turnului sunt constanți;
- transferul de masă și căldură are loc pe o direcție normală la direcția de curgere;
- pierderile de apă prin stropi sunt neglijabile;
- temperatura apei și a aerului în orice secțiune transversală este uniformă.

În condiții staționare, ecuația de bilanț masic pentru cantitatea de apă evaporată în aer este [41]:

$$\dot{d}m_w = \dot{m}_a dx_a \quad (3.36)$$

Egalând căldura primită de aer cu cea cedată de apă se obține:

$$\dot{m}_a dh_a = \dot{m}_w dh'_w + l_{v,w} \dot{m}_a dx_a \quad (3.37)$$

Bilanțul energetic, bazat pe conceptul de potențial de entalpie exprimat prin coeficienții de transfer de masă  $\alpha_m$  și de căldură  $\alpha_c$ , poate fi scris atât pentru apă cât și pentru aer. Transferul de masă convectiv este [48]:

$$\dot{m}_a dx_a = \alpha_m \rho_a a (x_{s,w} - x_a) dV \quad (3.38)$$

Dacă se consideră căldura latentă de vaporizare aproximativ egală cu entalpia vaporilor saturați ( $l_{v,w} \approx h''_w$ ) [57], bilanțul energetic pentru aer este:

$$d\Phi_a = d\Phi_{a,c} + d\Phi_{a,e} \Leftrightarrow \dot{m}_a dh_a = \alpha_c a (T_w - T_a) dV + \alpha_m \rho_a a dV (x_{s,w} - x_a) h''_w \quad (3.39)$$

După prelucrarea ecuațiilor (3.38) și (3.39) și înlocuirea  $dV = A dH$ , unde  $H$  [m] este înălțimea turnului, iar  $A$  [m<sup>2</sup>] este aria (constantă a) secțiunii transversale a turnului, variația entalpiei și variația umidității absolute a aerului pe înălțimea turnului sunt:

$$\frac{dh_a}{dH} = \frac{K a A}{\dot{m}_a} [Le_f c_{p,a} (T_w - T_a) + h''_w (x_{s,w} - x_a)] \quad (3.40)$$

$$\frac{dx_a}{dH} = \frac{K a A}{\dot{m}_a} (x_{s,w} - x_a) \quad (3.41)$$

unde factorul Lewis ( $Le_f = \alpha_c / (\alpha_m \rho_a c_{p,a})$ ) este un raport al fluxurilor relative de transfer de căldură și masă în procesele evaporative și în cazul similitudinii dintre câmpurile de temperatură și umiditate, se consideră a fi unitar [48, 51].  $K \cdot a$ , care reprezintă produsul  $\alpha_m \rho_a$ , este caracteristica turnului. Prin înlocuirea  $dh'_w = c_{p,w} dT_w$  în ecuația (3.37), variația corespunzătoare a temperaturii apei pe înălțimea turnului este:

$$dT_w = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_w c_{p,w}} (dh_a - h'_w dx_a) \quad (3.42)$$

Variația entalpiei aerului  $dh_a$  și a umidității absolute  $dx_a$ , prin turn se obțin prin rezolvarea ecuațiilor (3.40) și (3.41). Prin urmare,  $dT_w$  poate fi calculat din ecuația (3.42). Conform ecuației (3.36), debitul de apă (care scade continuu de sus în jos datorită evaporării) poate fi scris astfel:

$$\dot{m}_{w,H(j+1)} = \dot{m}_{w,H(j)} + \Delta \dot{m}_w = \dot{m}_{w,H(j)} + \dot{m}_a (x_{a,H(j+1)} - x_{a,H(j)}) \quad (3.43)$$

Dacă se cunosc următoarele elemente:

- temperatura apei la intrare ( $T_{w,i}$ );
- debitele masice de apă și de aer uscat la intrare ( $\dot{m}_a, \dot{m}_{w,i}$ );
- presiunea și temperatura termometrului uscat și umed a aerului la intrare ( $T_{db,i}, T_{wb,i}$ );
- aria secțiunii transversale a turnului ( $A$ );
- caracteristica turnului ( $K_a$ ).

atunci ecuațiile (3.40) - (3.41) pot fi rezolvate numeric pentru a determina stările de ieșire ale aerului și apei. Relațiile de calcul de mai sus au fost implementate într-un program de calcul scris în EES pe baza căruia se determină cele 4 necunoscute ( $h_a$  și  $x_a$  pentru aerul umed,  $T_w$  și  $\dot{m}_{w,H}$  pentru apă) în toate punctele discrete ( $j = 1 \dots J_{max}$ ) situate la distanțe egale  $\Delta H$  de-a lungul înălțimii turnului (inclusiv la ieșire). Calculul începe de jos în sus, din secțiunea de intrare a aerului ( $H = 0$ ); deoarece în această secțiune se cunosc proprietățile aerului (intrare), dar nu și cele ale apei (ieșire), pentru acestea din urmă ( $\dot{m}_{w,e}, T_{w,e}$ ) programul caută niște valori astfel încât, valorile obținute pentru starea apei ( $\dot{m}_{w,i}, T_{w,i}$ ) la intrare după efectuarea calculului succesiv în toate punctele de pe înălțimea aparatului, să coincidă cu cele impuse (cunoscute). Proprietățile termodinamice ale vaporilor aer-apă sunt calculate folosind ecuații bazate pe ASHRAE [58].

### 3.3 Simularea numerică a proceselor din turnul de răcire

#### 3.3.1 Condițiile simulării modelului matematic

Programul s-a rulat cu următoarele mărimi de intrare:

- parametri constructivi și funcționali:
 

- coeficient de transfer de căldură,	$\alpha_c = 0,0400[\text{kW}/\text{m}^2\text{K}]$ ;
- coeficient de transfer de masă,	$\alpha_m = 0,026 [\text{m}/\text{s}]$ ;
- suprafața specifică umplutură,	$a = 10 [\text{m}^2/\text{m}^3]$ ;
- înălțimea secțiunii elementare,	$\Delta H = 0,75 [\text{m}]$ ;
- număr de puncte,	$j_{max} = 21$ ;
- aria secțiunii transversale,	$A_t = 150 [\text{m}^2]$ ;
- debit aer,	$\dot{m}_a = 180 [\text{kg}/\text{s}]$ ;
- debit apa tehnologică la intrare,	$\dot{m}_{w,i} = 97 [\text{kg}/\text{s}]$ ;
- temperatura apei tehnologice la intrare,	$t_{w,i} = 40 [^\circ\text{C}]$ .
- parametri atmosferici:
 

- temperatura termometrului uscat,	$t_{adb,i} = 27 [^\circ\text{C}]$ ;
- temperatura termometrului umed,	$t_{awb,i} = 20 [^\circ\text{C}]$ ;

### 3.4 Rezultate numerice

Principalele rezultate ale programului sunt:

- temperatura apei tehnologice la ieșire;
- debitul de apă la ieșire;
- variația entalpiei apei și aerului;
- variația conținutului de umiditate a aerului;
- exergia apei și a aerului precum și pierderile exergetice.

#### 3.4.1 Schimbul de căldură și masă

Hidraulica turnului de răcire studiază problemele legate de distribuția apei de răcire pe suprafața zonei active în scopul realizării suprafeței necesare de schimb de căldură și masă între apă și aer, suprafață care determină capacitatea de răcire a turnului.

În continuare se prezintă rezultatele simulării numerice pentru instalația tehnologică.

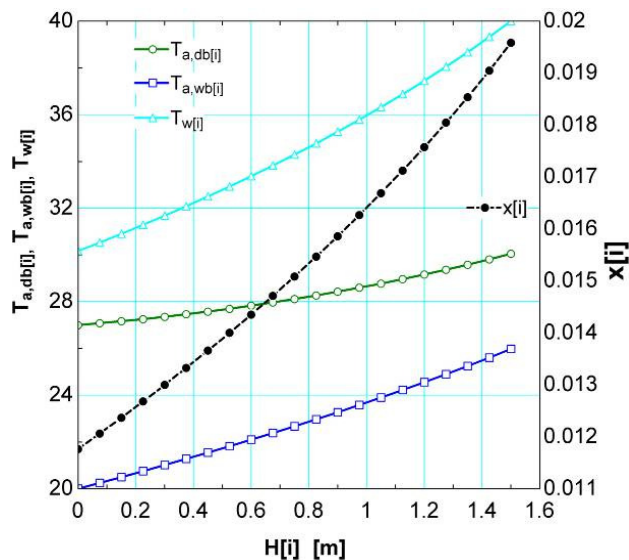


Fig. 3.8. Distribuția temperaturilor apei și aerului, și a umidității absolute pe înălțimea turnului de răcire.

În figura 3.8 sunt reprezentate temperatura apei, temperatura și umiditatea absolută a aerului pe înălțimea turnului. Aerul intră prin partea inferioară, circulă de jos în sus și iese prin partea superioară. Deoarece aerul primește umiditate de la apa răcită, umiditatea lui absolută crește continuu până aproape de starea de saturație și astfel temperatura termometrului uscat și cea a termometrului umed se apropie tot mai mult. Temperatura apei,  $T_w$ , scade continuu pe măsură ce curge în jos către partea inferioară.

Se știe că energia termică a apei este eliminată atât prin transfer de căldură convectiv cât și prin evaporare în aer. Efectul evaporării poate fi indicat în funcție de umiditatea absolută a aerului,  $x_a$ , și de temperatura termometrului umed,  $T_{a,wb}$ . Se poate observa de asemenea că temperatura termometrului umed,  $T_{a,wb}$ , care crește continuu de jos în sus, este întotdeauna mai mică decât temperatura apei,  $T_w$ . În consecință, pe toată înălțimea turnului, căldura latentă trece de la apă la aer.

Astfel, transferul de căldură în turnul de răcire are loc predominant prin evaporare, ceea ce face ca, în ansamblu, datorită diferenței de entalpie, căldura să treacă întotdeauna de la apă la aer, lucru evidențiat și de entalpiile celor două fluide din figura 3.9.

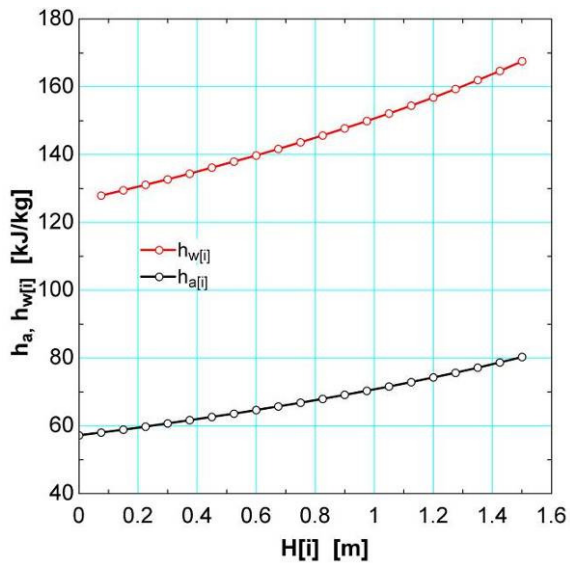


Fig. 3.9 Entalpia apei și aerului pe înălțimea turnului de răcire.

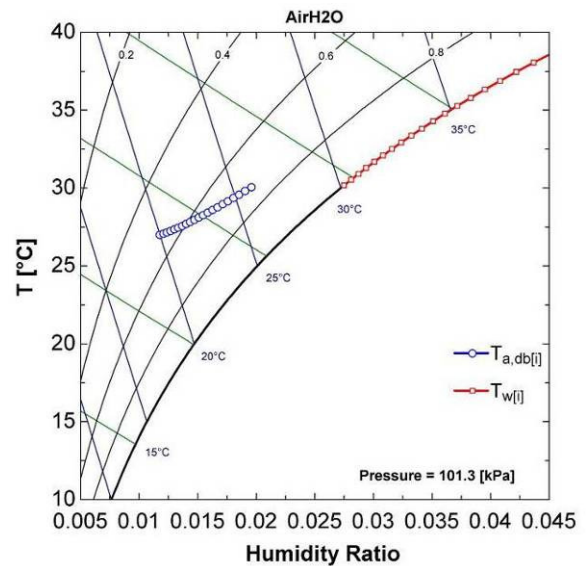


Fig. 3.10 Diagrama Mollier cu modificarea stării aerului și a apei răcite în contact cu acesta.

Datorită schimbului complex de căldură și masă dintre apă și aer, starea aerului are o evoluție complexă, tinzând către starea de saturație la ieșirea din turn.

În turnul de răcire forța motrice a transferului de masă o reprezintă gradientul de umiditate absolută dintre umiditatea absolută la saturație (aerul în contact cu pelicula/stropii de apă la temperatura  $T_w$ ) și umiditatea absolută a debitului de aer de răcire (aer umed la temperatura termometrului uscat,  $T_{a,db}$  și umiditatea relativă,  $\phi_a$ ) ( $\Delta x = x_{s,w} - x_a$ ). Acest gradient este mic la intrarea aerului în aparat, la început scade puțin datorită răcirii aerului, iar apoi crește mai mult datorită îndepărtării celor două stări corespondente (aer și apă).

### 3.4.2 Analiza exergetică a turnului de răcire

Aplicarea metodei de analiza exergetică presupune determinarea tuturor componentelor unui bilant exergetic, precum și a parametrilor de stare ai purtătorilor de energie ce participă într-un contur de bilanț.

Pentru a studia caracteristicile de performanță ale turnurilor de răcire se utilizează de obicei analiza energetică. Cu toate acestea, doar conceptul de energie singur este insuficient pentru a descrie unele aspecte ale analizei acestora. În acest studiu, care presupune calculul exergiei din aerul și apa care curg prin turnul de răcire, precum și a distrugerii acesteia, este folosită o analiză exergetică. Modelul matematic, bazat pe principiile transferului de căldură și masă, este conceput pentru a determina parametrii de stare ai apei și aerului, parametri care urmează a fi utilizați în analiza exergetică.

O caracteristică interesantă a analizei exergetice a unui sistem în care are loc un proces psihrometric, ca cel din timpul funcționării turnurilor de răcire, este aceea că, exergia totală poate fi împărțită în exergie *thermo-mecanică* ( $ex_{tm}$ ) și exergie *chimică* ( $ex_{ch}$ ) [56, 57], și astfel se poate calcula contribuția fiecărui termen la exergia totală prin turn.

Exergia termo-mecanică și cea chimică joacă un rol important în evaluarea contribuției termodinamice efective a aplicării într-un proces psihrometric.

### 3.4.2.1 Calculul exergiei

Exergia specifică în procesele psihrometrice, cum ar fi cel al mecanismului de funcționare a turnului de răcire, fără a lua în considerare efectul energiilor cinetice și potențiale, poate fi în general reprezentată pentru condiții staționare prin relația:

$$ex = ex_{tm} + ex_{ch} \quad (3.44)$$

Exergia termo-mecanică specifică poate fi scrisă ca [60]:

$$ex_{tm} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.45)$$

Pentru un gaz ideal având căldura specifică  $c_p$  constantă:

$$ex_{tm} = c_p(T - T_0) - T_0(c_p \ln(T/T_0) - R \ln(P/P_0)) \quad (3.46)$$

Exergia chimică specifică definită de Wark [61] este:

$$ex_{ch} = \sum_{k=1}^n x_k(\mu_{k,0} - \mu_{k,00}) \quad (3.47)$$

unde  $x_k$  este fracția molară a substanței  $k$  în amestec.

În cazul unui amestec de gaze ideale, potențialul chimic integrat între starea (zona) moartă și starea mediului ambiant la temperatura  $T_0$  este dat de:

$$\mu_{k,0} - \mu_{k,00} = RT_0 \ln(P_{k,0}/P_{k,00}) \quad (3.48)$$

Trebuie de asemenea menționat că exergia specifică „ex” a procesului psihrometric este o măsură a exergiei termo-mecanice, modificată de la starea actuală la starea interzisă (moartă), plus exergia chimică modificată de la starea interzisă la cea a mediului ambiant.

Astfel,

$$ex = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \sum_{k=1}^n x_k(\mu_{k,0} - \mu_{k,00}) \quad (3.49)$$

În turnurile de răcire de tip umed, singurele tipuri de fluide prezente în timpul funcționării sunt apa și aerul. De aceea, pentru aplicarea analizei, este important să scriem ecuațiile exergiei atât pentru apă cât și pentru aer. Pe baza ecuației (3.49), dacă apa este considerată un fluid incompresibil [61], **fluxul de exergie a debitului de apă**  $\dot{E}x_w$  în mediul ambiant poate fi scrisă ca:

$$\dot{E}x_w = \dot{m}_w [(h'_w - h'_0) + v_{f,T}(P - P_{sat}) - T_0(s_{f,w} - s_{f,0}) - R_v T_0 \ln \phi_0] \quad (3.50)$$

În practică, al doilea termen din membrul drept al ecuației (3.50) este de obicei neglijat în comparație cu  $R_v T_0 \ln \theta_0$ . Astfel, ecuația (3.50) are expresia finală:

$$\dot{E}x_w = \dot{m}_w [(h'_w - h'_0) - T_0(s_{f,w} - s_{f,0}) - R_v T_0 \ln \phi_0] \quad (3.51)$$

Pentru aer, considerat ca un amestec de gaze ideale compus din aer uscat și vapori de apă, exergia sa specifică „ $ex_{aer}$ ” poate fi dedusă din ecuația (3.49). Aceste ecuații pot fi scrise ca [54]:

$$ex_{aer} = x_a[\bar{h}_a - \bar{h}_{a,0} - T_0(\bar{s}_a - \bar{s}_{a,0}) + \bar{\mu}_a - \bar{\mu}_{a,0}] + x_v[\bar{h}_v - \bar{h}_{v,0} - T_0(\bar{s}_v - \bar{s}_{v,0}) + \bar{\mu}_v - \bar{\mu}_{v,0}] \quad (3.52)$$

Bara de deasupra ( $\bar{\quad}$  - de ex.  $\bar{h}_a$ ,  $\bar{s}_a$ ,  $\bar{\mu}_a$ ) reprezintă mărimi specifice molare. Ecuația (3.52) se poate scrie în funcție de căldurile specifice constante  $\bar{c}_{p,a}$  și  $\bar{c}_{p,v}$ , unde  $\bar{h}_a = \bar{c}_{p,a}(T - T_0)$  și  $\Delta s_a = \bar{c}_{p,a} \ln(T/T_0) - R \ln(P/P_0)$  și, pe baza ecuației (3.47),  $\bar{\mu}_a - \bar{\mu}_{a,0} = RT_0 \ln(x_a/x_{a,0})$ .

Pentru conținutul de vapori de apă se poate proceda în mod similar. Ca rezultat avem,



$$eX_{\text{aer}} = (x_a \bar{c}_{p,a} + x_v \bar{c}_{p,v})(T - T_0 - T_0 \ln \frac{T}{T_0}) + RT_0 \ln \frac{P}{P_0} + RT_0 (x_a \ln \frac{x_a}{x_{a,0}} + x_v \ln \frac{x_v}{x_{v,0}}) \quad (3.53)$$

Scriind relația pentru un debit de aer uscat, și neglijând variația presiunii de-a lungul turnului de răcire ( $P = P_0$ ), **fluxul de exergie a debitului de aer  $\dot{E}X_{\text{aer}}$**  devine:

$$\dot{E}X_{\text{aer}} = \dot{m}_a \cdot \left[ (c_{pa} + x_a c_{pv}) \left( T - T_0 - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right) + R_a T_0 \left( (1 + 1.608 x_a) \ln \left( \frac{1 + 1.608 x_{a,00}}{1 + 1.608 x_a} \right) + 1.608 x_a \ln \frac{x_a}{x_{a,00}} \right) \right] \quad (3.54)$$

Pentru determinarea fluxului de exergie distrusă  $I$ , potențialul pierdut de aer pentru a recupera exergia furnizată de apă poate fi calculat folosind ecuația de bilanț exergetic scrisă pentru volumul de control. Relația se aplică în condiții staționare și se referă la un proces adiabatic fără producere de lucru mecanic. Dacă se presupune că proprietățile termodinamice ale aerului și apei sunt cunoscute în puncte discrete de-a lungul înălțimii turnului, exergia distrusă pe fiecare element de înălțime  $dH$  a turnului este:

$$\dot{E}X_{\text{in}} = \dot{E}X_{\text{out}} + I \Leftrightarrow [\dot{E}X_{w,H(j+1)} + \dot{E}X_{\text{aer},H(j)}] = [\dot{E}X_{w,H(j)} + \dot{E}X_{\text{aer},H(j+1)}] + I \quad (3.55)$$

După rearanjare, exergia distrusă pentru înălțimea elementară  $dH$  va deveni:

$$I = [\dot{E}X_{w,H(j+1)} - \dot{E}X_{w,H(j)}] + [\dot{E}X_{\text{aer},H(j)} - \dot{E}X_{\text{aer},H(j+1)}] \quad (3.56)$$

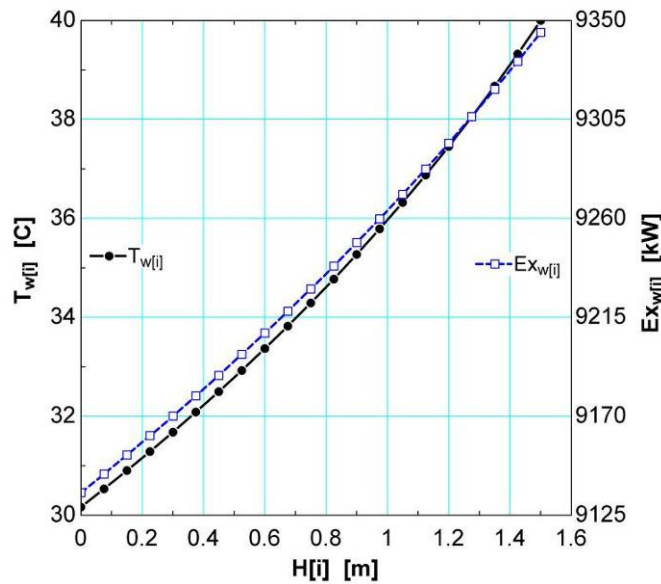


Fig.3.13 Variația temperaturii și a fluxului de exergie a apei pe înălțimea turnului de răcire.

Figura 3.13 prezintă fluxul de exergie a debitului de apă,  $\dot{E}X_w$ , și temperatura apei,  $T_w$ . Exergia apei, definită ca energia disponibilă transportată de apă, scade continuu de sus în jos. Acest lucru poate fi explicat prin faptul că temperatura apei se micșorează de sus în jos datorită faptului că exergia ei este furnizată aerului.

Exergia apei arată că fluxul furnizat este aproape constant până în apropierea părții inferioare. Exergia apei este explicată de ecuația (3.51), în care primii doi termeni reprezintă exergia termică iar ultimul exergia chimică. Exergia termică este exergia asociată cu diferența din temperatură, iar exergia chimică este cea asociată cu umiditatea relativă a mediului ambiant,  $\phi_0$ . Deoarece exergia chimică a mediului ambiant este constantă, temperatura apei poate fi folosită drept un indicator al exergiei apei. Procesul

arată că exergia apei în partea de jos este mai mică decât cea din partea de sus. O tendință similară poate fi observată și pentru temperatura apei.

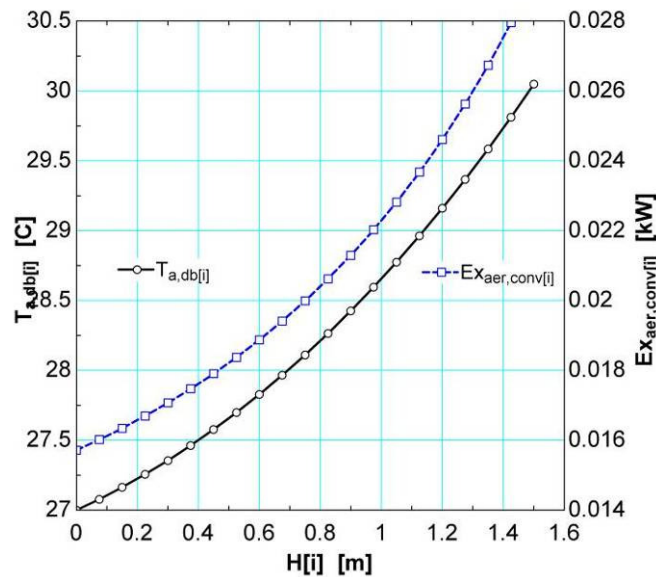


Fig. 3.14 Variația temperaturii aerului și a fluxului de exergie a aerului prin intermediul transferului de căldură convectiv pe înălțimea turnului de răcire.

Figura 3.14 arată fluxul de exergie a aerului prin intermediul transferului convectiv de căldură și temperatura termometrului uscat de-a lungul turnului de răcire. De la partea de jos până la o anumită înălțime poate fi observată o scădere a fluxului de exergie a aerului prin intermediul convectiv,  $\dot{E}x_{aer,conv}$  și temperatura termometrului uscat,  $T_{db}$ . Punctul de intersecție dintre temperatura termometrului uscat,  $T_{db}$  și temperatura apei,  $T_w$  indică o diferență nulă de temperatură, de unde și lipsa transferului de căldură convectiv de la aer la apă pentru valoarea minimă a temperaturii termometrului uscat,  $T_{db}$ . Acest lucru duce de asemenea și la o valoare minimă pentru  $\dot{E}x_{aer,conv}$ . După acest punct, fluxul de exergie a aerului prin intermediul convectiv,  $\dot{E}x_{aer,conv}$  conținută de aer permite primirea de energie termică, și astfel temperatura termometrului uscat,  $T_{db}$  crește.

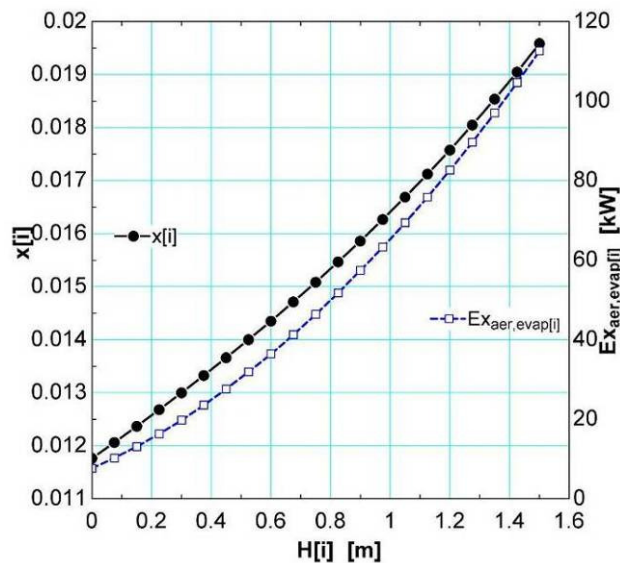


Fig. 3.15 Variația umidității absolute și a fluxului de exergie a aerului prin intermediul transferului de căldură de evaporare pe înălțimea turnului de răcire.

Fluxul de exergie prin intermediul transferului de căldură de evaporare,  $\dot{E}x_{aer, evap}$ , și umiditatea absolută a aerului sunt arătate în figura 3.15. Ambele valori cresc continuu de-a lungul turnului. Aceasta indică că fluxul de exergie prin intermediul transferului de căldură de evaporare,  $\dot{E}x_{aer, evap}$  conținută de către aer permite primirea de către acesta de energie termică.

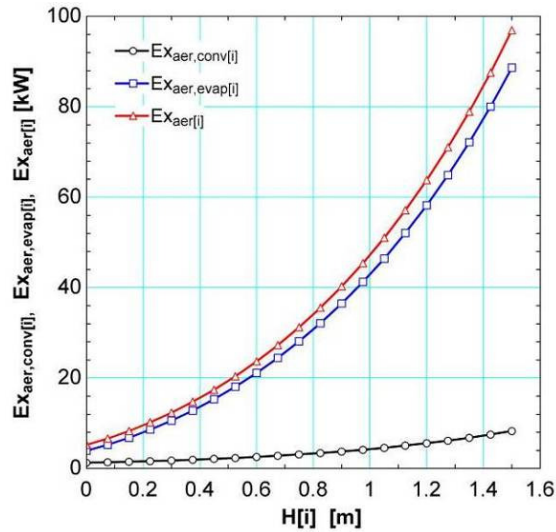


Fig. 3.16 Variația fluxului de exergie a aerului și a componentelor sale datorate transferului de căldură convectiv și prin evaporare pe înălțimea turnului de răcire.

Fluxul de exergie a aerului prin intermediul transferului de căldură convectiv și prin evaporare,  $\dot{E}x_{aer, conv}$  și  $\dot{E}x_{aer, evap}$ , precum și fluxul de exergie a aerului  $\dot{E}x_{aer} = \dot{E}x_{aer, conv} + \dot{E}x_{aer, evap}$ , sunt prezentate în figura 3.16 în funcție de înălțimea turnului. Dacă se compară cu fluxul de exergie a apei  $\dot{E}x_w$  din figura 3.13, se observă că pe înălțimea turnului aceasta are valori mai mari decât fluxul de exergie a aerului  $\dot{E}x_{aer}$ . Acest lucru înseamnă că exergia conținută în apă poate elibera energia sa termică în mediul ambiant. În același timp, exergia conținută în aer permite primirea fluxului de energie termică. În figura 3.16 este de asemenea clar reprezentat faptul că procesul este dominat de exergia aerului datorată transferului evaporativ de căldură.

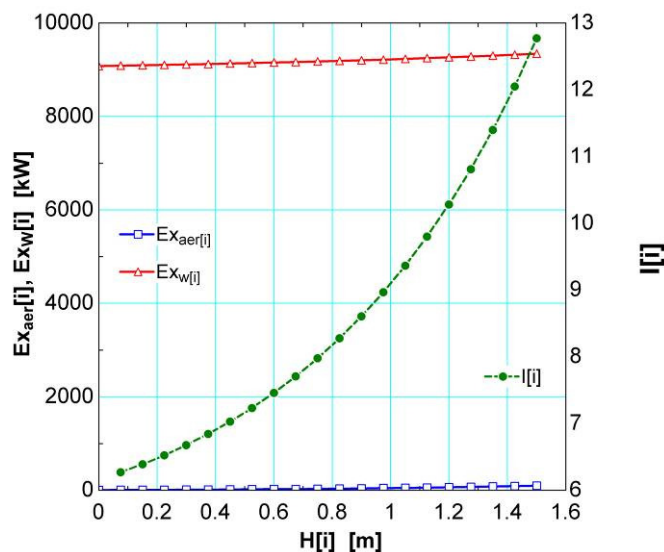


Fig. 3.17 Variația fluxului de exergie a aerului, fluxul de exergie a apei și a exergiei distruse pe înălțimea turnului de răcire.

Consumul de exergie este întotdeauna însoțit de generare de entropie, astfel că entropia generată trebuie să fie îndepărtată constant din apă. Entropia generată este proporțională cu distrugerea de exergie. Distrugerea de exergie I, calculată ca diferența dintre variația fluxului de exergie a apei și cea a aerului  $\Delta\dot{E}x_w$  și  $\Delta\dot{E}x_{aer}$ , este reprezentată în figura 3.17. Se observă că exergia apei este mai mare decât exergia aerului pe înălțimea turnului de răcire iar distrugerea de exergie crește de jos în sus.

### 3.4.3 Studii parametrice

S-a studiat influența următoarelor mărimi:

- debitul masic de aer  $\dot{m}_a = 160 \div 200$  [kg/s];
- suprafața specifică a umpluturii  $a = 10 \div 90$  [m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>];
- temperatura termometrului uscat  $t_{a,db} = 27 \div 31$  [°C];
- temperatura termometrului umed  $t_{a,wb} = 18,5 \div 23$  [°C];
- condițiile de transfer de căldură  $\alpha_c = 0,03 \div 0,0525$  [kW/m<sup>2</sup>K];
- condițiile de transfer de masă  $\alpha_m = 0,02 \div 0,038$  [m/s];
- condițiile exterioare sezoniere (în funcție de anotimp):
  - vara:  $t_{a,db,I} = +28$  °C,  $\phi_a = 40$  %;
  - toamna:  $t_{a,db,I} = +15$  °C,  $\phi_a = 50$  %;
  - iarna 1:  $t_{a,db,I} = 0$  °C,  $\phi_a = 60$  %;
  - iarna 2:  $t_{a,db,I} = -10$  °C,  $\phi_a = 70$  %.

#### 3.4.3.1 Influența parametrilor constructivi și funcționali

Principalii parametri constructivi și funcționali, în turnul de răcire sunt: debitul de aer, debitul apei tehnologice la intrare, suprafața specifică a umpluturii (a), coeficientului de transfer de căldură ( $\alpha_c$ ), coeficientului de transfer de masă ( $\alpha_m$ ).

În continuare se prezintă grafic rezultatele studiului funcționării turnului de răcire sub influența parametrilor constructivi și funcționali.

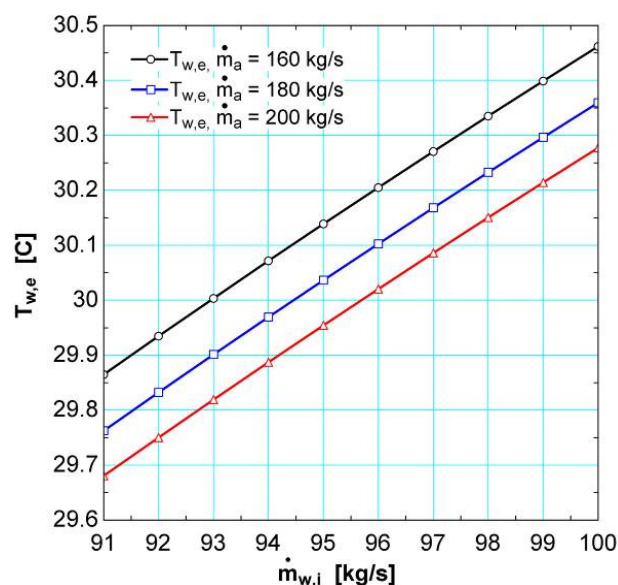


Fig. 3.18 Influența debitului de apă răcită asupra temperaturii de ieșire a apei pentru diferite debite de aer.

În figura 3.18 se observă că temperatura apei răcite la ieșire este cu atât mai mică cu cât debitul de apă este mai mic și debitul de aer este mai mare.

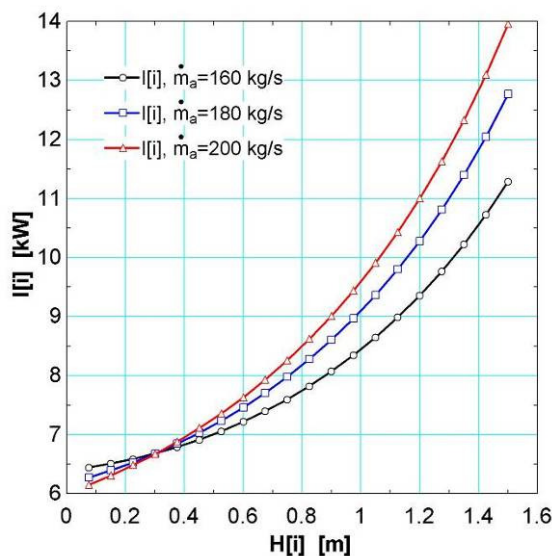


Fig. 3.19 Distrugerea de exergiei pe înălțimea turnului de răcire funcție de debitul de aer.

În figura 3.19 distrugerea de energie este mică la partea inferioară a turnului, și crește spre partea superioară a turnului de răcire, cu cât debitul de aer este mai mare. Valorile maxime din partea superioară cresc odată cu creșterea debitului de aer.

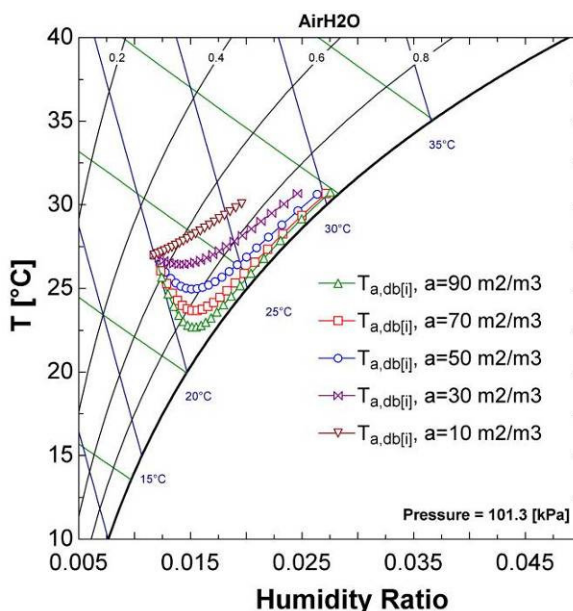


Fig. 3.20 Diagrama Mollier cu modificarea stării aerului în funcție de suprafața specifică a umpluturii („a”).

La scăderea suprafeței specifice a umpluturii, curba transformării aerului (fig.3.20) se aplatizează și starea aerului la ieșire se depărtează de starea de saturație.

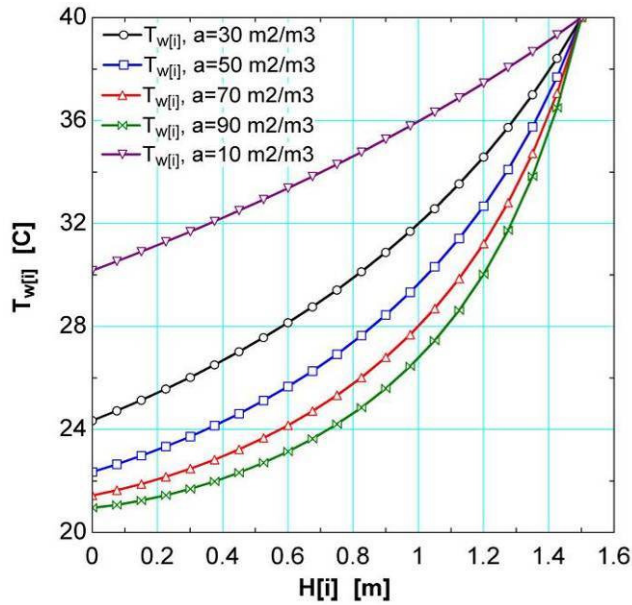


Fig. 3.21 Variația temperaturii apei pe înălțimea turnului de răcire funcție de suprafața specifică a umpluturii („a”).

Se observă că cu cât suprafața specifică umpluturii este mai mare cu atât obținem o temperatură a apei răcite la ieșire mai scăzută.

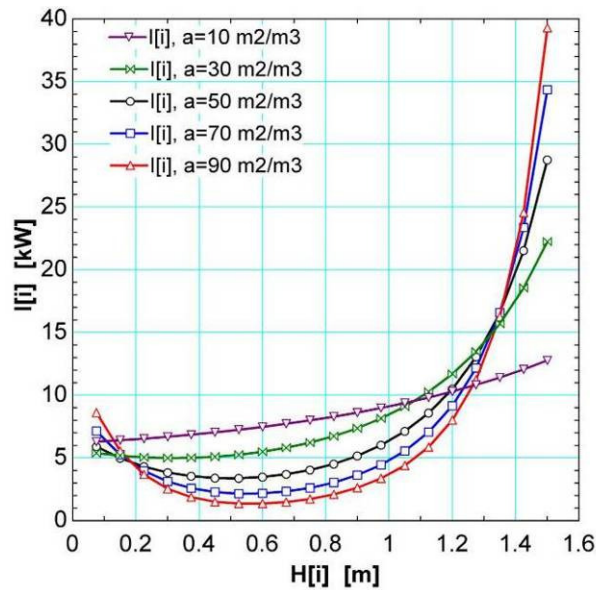


Fig. 3.22 Distrugerea de exergie pe înălțimea turnului de răcire funcție de suprafața specifică a umpluturii („a”).

În figura 3.22 distrugerea de energie este mică la partea inferioară a turnului, prezintă un minim și este maxim la partea superioară a turnului de răcire. Valorile maxime din partea superioară cresc odată cu creșterea suprafeței specifice a umpluturii.

### 3.4.3.2 Influența parametrilor climatici

Principalii parametri climatici, cu o influență deosebită în turnul de răcire sunt: temperatura termometrului uscat, temperatura termometrului umed și umiditatea aerului. În continuare se prezintă grafic rezultatele studiului funcționării turnului de răcire sub influența parametrilor climatici.

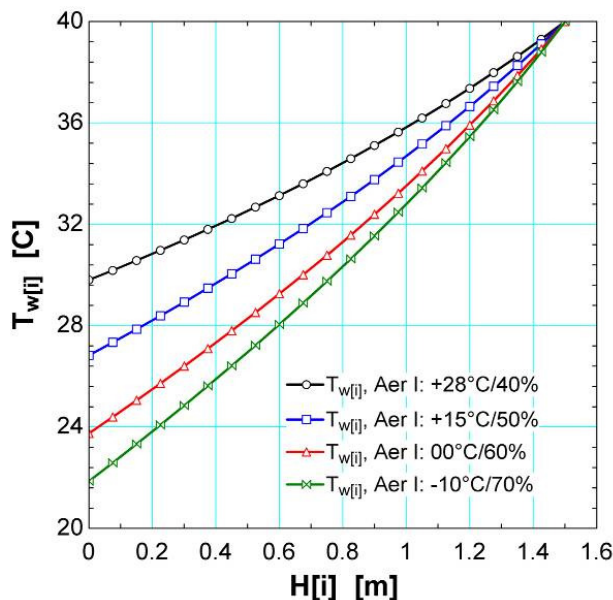


Fig. 3.26 Variația temperaturii apei pe înălțimea turnului în funcție de parametri climatici.

Pentru aceeași temperatură de intrare, temperatură de ieșire a apei din turnul de răcire scade odată cu răcirea aerului exterior.

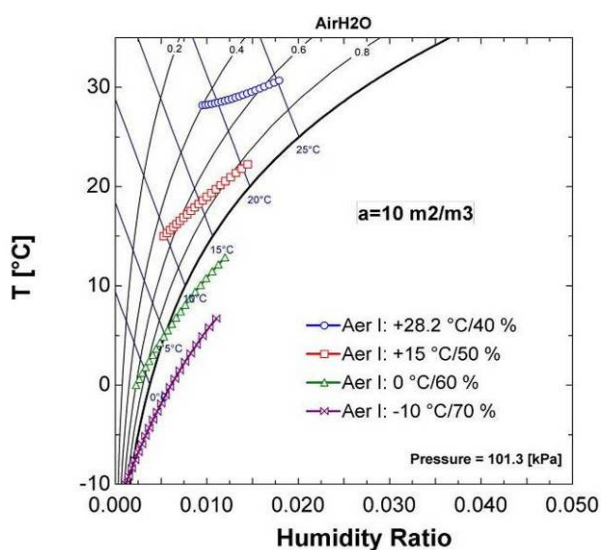


Fig. 3.28 Diagrama Mollier pentru diferite condiții atmosferice (regim vară, iarnă) funcție de suprafața specifică a umpluturii („ $a=10 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ”).

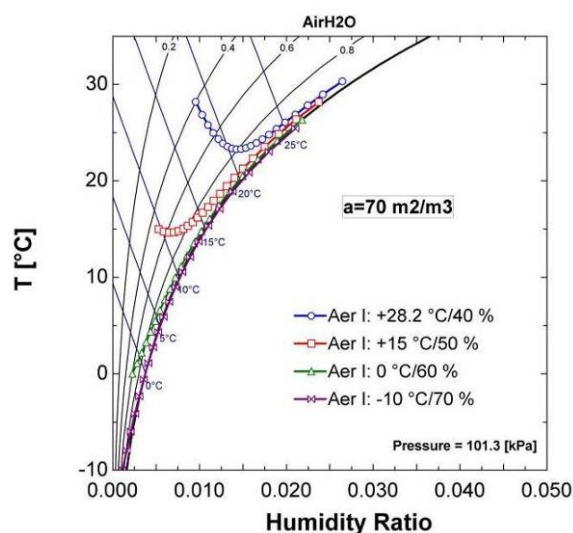


Fig. 3.29 Diagrama Mollier pentru diferite condiții atmosferice (regim vară, iarnă) funcție de suprafața specifică a umpluturii („ $a=70 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ”).

În figurile 3.28 și 3.29 se prezintă parametrii aerului umed pe înălțimea turnului pentru diferite condiții atmosferice (regim vară, iarnă) și valori ale suprafeței specifice a umpluturii. Scăderea temperaturii și creșterea umidității (fenomene specifice sezonului rece) înrăutățesc funcționarea turnului de răcire; astfel, în sezonul rece, la ieșirea din turn aerul este suprasaturat (în zona de ceață) datorită conținutului mare de umiditate pe care-l are deja la intrare. Fenomenele negative sunt mai pronunțate la valori mici ale suprafeței specifice a umpluturii.

### **3.5 Partea experimentală**

Pentru validarea modelului matematic s-au realizat măsurători ale temperaturii termometrului uscat la ieșire ( $T_{a,db,e}$ ) și temperatura termometrului umed la ieșirea din turnul de răcire cu tiraj forțat.

#### **3.5.1 Caracteristici turn răcire:**

- |                                |  |
|--------------------------------|--|
| - tip turn răcire              | - cu tiraj forțat                                |
| - sistem de răcire             | - pelicular în contracurent (umplură peliculară) |
| - capacitate răcire            | - 4,071 kW                                       |
| - debit apă                    | - 350 m <sup>3</sup> /h                          |
| - lungime turn răcire          | - 3750 mm  |
| - lățime turn răcire           | - 4410 mm  |
| - înălțime turn răcire         | - 4760 mm  |
| - înălțime umplură turn răcire | - 1500 mm  |
| - temperatură apă caldă        | - 40 °C (se măsoară cu Termohigrometru)          |
| - temperatură apă rece         | - 30 °C (se măsoară cu Termohigrometru)          |

#### **3.5.2 Caracteristici ventilator și motor:**

- |                             |                  |
|-----------------------------|------------------|
| • tip constructiv           | axial            |
| • debit aer                 | 180 kg/s         |
| • poziție montaj ventilator | orizontală       |
| • putere instalată motor    | 30/7,5 kW        |
| • putere consumată de motor | 26,1/6,5 kW      |
| • turație motor             | 1500/750 rot/min |

#### **3.5.3 Caracteristici aparat de măsură**

Aparatul are un senzor extern pentru temperatură/umiditate aflat la capătul unui cablu de 3,5 m. Este ideal pentru măsurători de rutină, monitorizări continue, control de calitate și experimente de importanță majoră.

Afișajul triplu arată simultan umiditatea maximă, minimă și cea curentă sau temperatura maximă, minimă și cea curentă. Funcția memorie maximă și minimă, atât pentru umiditate, cât și pentru temperatură, permite monitorizarea condițiilor pe timp de noapte, în weekend sau pentru orice perioadă de timp. Aparatul are și alarmă sonoră care se poate programa în trepte de 1% RH și 1°C. Alarma se declanșează când valorile urcă peste sau scad sub valorile programate.



Aparatul are un suport rabatabil pentru așezare pe masă și are un canal care permite montarea pe perete.

Punctele de măsură la turnul de răcire (fig. 3.36):

- ① temperatura apă caldă din procesul tehnologic;
- ② temperatura apă răcită de la turnul de răcire;
- ③ temperatura termometrului uscat la ieșirea aerului din turnul de răcire;
- ④ temperatura termometrului umed la ieșirea aerului din turnul de răcire.

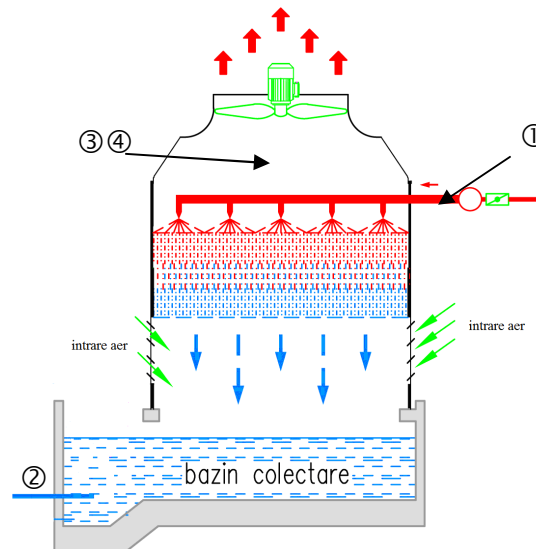


Fig. 3.36 Schema punctelor de măsură la turnului de răcire.

### 3.5.4 Comparație între rezultatele numerice și cele experimentale

Tabelul 3.1. Parametrii cunoscuți ai turnului de răcire.

Parametri cunoscuți	Simb	U.M.	Valoare
Debitul de apă la intrare	$\dot{m}_{w,i}$	kg/s	97
Debitul de aer uscat la intrare	$\dot{m}_a$	kg/s	180
Temperatura termometrului uscat la intrare	$T_{db,i}$	°C	27.00
Temperatura termometrului umed la intrare	$T_{wb,i}$	°C	20.00
Temperatura apei la intrare	$T_{w,i}$	°C	40.00
Aria secțiunii turnului	$A$	m <sup>2</sup>	150
Coefficientul global de transfer de căldură și masă	$(K \cdot a)$	kg/m <sup>3</sup> s	2.1406

Tabelul 3.2. Comparație între datele experimentale obținute și cele obținute din modelul matematic.

Rezultate		U.M.	Model	Experiment	Eroarea relativă
Temperatura apei la ieșire	$T_{w,e}$	°C	30.17	31.4	3.9
Temperatura termometrului uscat la ieșire	$T_{db,e}$	°C	30.05	31.2	3.7
Temperatura termometrului umed la ieșire	$T_{wb,e}$	°C	25.98	27.1	4.1
Umiditatea relativă aer ieșire	$\varphi_{a,e}$	%	72.64	75.5	3.8

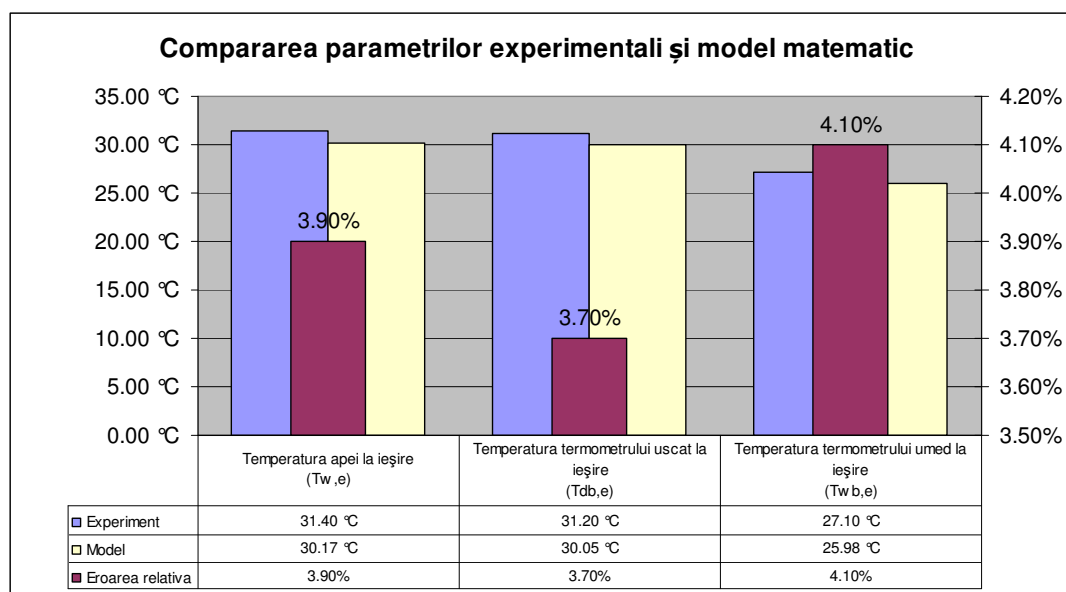


Fig. 3.37 Comparație între valorile experimentale și cele din modelul matematic.

Pentru a valida această metodă, se folosesc date experimentale prelevate în teren referitoare la turnul de răcire, prezentate în tabelul 3.2. Rezultatele comparative sunt temperatura termometrului uscat la ieșire ( $T_{a,db,e}$ ), temperatura termometrului umed la ieșire ( $T_{a,wb,e}$ ), temperatura apei la ieșire și umiditatea aer ieșire. Se poate constata că erorile între valorile estimate și cele experimentale sunt sub 5 %. Astfel, folosirea acestui model este acceptată pentru estimarea stării apei și aerului în turnurile de răcire.

Valorile experimentale din tabelul 3.2 sunt folosite pentru a descrie caracteristicile apei și aerului prin turnul de răcire.

Modelul este util pentru analiza și optimizarea răcirii apelor tehnologice cu ajutorul turnurilor de răcire.

### 3.5.5 Concluzii

În acest capitol este prezentat modelul matematic conceput, bazat pe principiile transferului de căldură și masă privind răcirea apelor tehnologice cu ajutorul turnurilor de răcire. Scopul modelului matematic este acela de a realiza analiza exergetică și simularea numerică a proceselor din turnul de răcire. A fost prezentată schema pentru bilanțul de masă și energie, schema logică a programului care modelează variația temperaturii apei și

aerului în turnul de răcire precum și programul utilizat pentru studiu. În continuare au fost prezentate:

- studiul de influență a parametrilor climatici;
- studiul de influență a parametrilor constructivi și funcționali.

S-a efectuat un studiu experimental care a constatat în măsurarea parametrilor de funcționare pentru un turn de răcire cu circulație forțată în contra-curent. În cadrul studiului experimental am utilizat pentru monitorizarea și prelucrarea datelor un termohigrometru cu senzor extern. S-a constatat că erorile relative între valorile modelului matematic și cele experimentale sunt sub 5 %.

Modelul estimează cu suficientă precizie (erori sub 5%) funcționarea unui turn de răcire cu circulație forțată în contra-curent. Cu ajutorul acestui model se poate:

- pe de-o parte, estima temperatura apei răcite pentru anumite condiții de funcționare (temperaturi, debite);
- pe de altă parte se poate regla temperatura apei răcite la o anumită valoare impusă prin modificarea unor parametri funcționali (debit apă, debit aer ventilator).

Pe baza rezultatelor obținute au fost trasate grafice care evidențiază studiul fenomenelor termice ce au loc în turnurile de răcire, studiu bazat pe principiile transferului de căldură și masă dintre apă și aer, analiza exergetică care presupune calculul exergiei din aerul și apa care trec prin turnul de răcire precum și exergia distrusă.

## **4. Analiza metodelor de recuperare a căldurii din apele tehnologice**

### ***4.1 Generalități***

Multe procese industriale necesită cantități mari de energie termică din care o mare parte e în final pierdută în mediul înconjurător, fie în aer (atmosfera) sau apă. Recuperarea acestei pierderi reprezintă cea mai importantă oportunitate de a reduce consumul industrial de energie [115]. Deoarece majoritatea surselor reziduale de căldură au o temperatură mai mică de 540 °C, este important în mod special, să implementăm tehnologii potrivite pentru aceste temperaturi.

Opțiunile de recuperare a căldurii pot fi clasificate în 3 strategii:

- reciclare energiei înapoi în proces;
- recuperarea energiei pentru a fi folosită în alte scopuri;
- folosirea căldurii recuperate pentru a genera electricitate în sisteme cogenerare.

Tehnologiile de recuperare a căldurii pot fi clasificate ca fiind pasive sau active.

*Recuperarea pasivă a căldurii* folosește schimbătoare de căldură de tipuri diferite care transferă căldura de la o sursă de temperatură înaltă la una cu o temperatură mai mică.

*Tehnologiile pasive de recuperare a căldurii* nu necesită consumuri mecanice sau electrice majore pentru funcția sa, dar pe altă parte necesită echipament auxiliar cum ar fi ventilatoare sau pompe.

Pe de altă parte *tehnologiile active de recuperare a căldurii* presupun un consum de energie pentru a "ridica" căldura la o temperatură mai înaltă sau pentru a o transforma în electricitate. Dintre aceste tehnologii active fac parte pompa de căldură și ciclurile combinate (producere de căldură și lucru mecanic).

Folosirea căldurii reziduale este determinată în principal de temperatura sa, cu diferite tipuri de echipament pentru regimuri diferite de temperatură. Alte criterii sunt debitul, disponibilitatea în cursul zilei și anului și caracteristicile legate de murdărie.

Tehnologiile și strategiile pentru a controla fluide corozive, abrazive, includ alegerea materialului, proiectarea schimbătorului de căldură, curățări automate, sonerii acustice, detonare de puls, curățări mecanice ale suprafeței și sisteme de filtrare.

Într-o analiză a recuperării căldurii, întâi trebuie să luăm în calcul reducerea cantității de căldură pierdută prin îmbunătățirea eficienței energetice. Apoi trebuie să avem în vedere strategiile pasive, și apoi cele active. Cele mai potrivite tehnologii depind în mare parte de temperatură. Tehnologiile în funcție de domeniul de temperatură sunt:

- măsurile de eficientizare a energiei: toate temperaturile;
- recuperare pasivă a căldurii: temperaturi mai mari de 90 °C;
- pompele de căldură industriale în circuit închis: temperaturi mai mici de 90 °C;
- chillere cu absorbție și pompe de căldură: temperaturi între 90 °C și 200 °C;
- producerea combinată de electricitate și căldură (cogenerare) cu ciclu Rankine organic între 150 °C și 400 °C;
- producerea combinată de electricitate și căldură (cogenerare) cu ciclu Kalina între 120 °C și 540 °C.

Pompele de căldură industriale sunt în special adecvate pentru debite de fluide umede pentru că pot recupera atât căldura (căldură sensibilă) și căldura asociată cu umiditatea sa (căldură latentă) [115].

## **4.2 Concluzii**

În acest capitol este prezentată analiza recuperării căldurii din apele tehnologice cu ajutorul pompelor de căldură, generalități și clasificarea pompelor de căldură după felul surselor de căldură și în funcție de domeniul de utilizare a pompelor de căldură.

Cele mai potrivite pompe termice pentru valorificarea resurselor energetice cu potențial termic scăzut sunt cele cu comprimare mecanică de vapori de tip apă-apă; asemenea instalații preiau căldura din ape calde tehnologice cu temperaturi puțin mai mare decât temperatura mediului ambiant și o cedează unui debit de apă caldă la o temperatură mai ridicată, totodată consumând o anumită putere la compresor.

## 5. CREȘTEREA PERFORMANTELOR DE RĂCIRE A APELOR TEHNOLOGICE PRIN RECUPERAREA CĂLDURII CU POMPELE DE CĂLDURĂ

### 5.1 Ciclul teoretic și calculul termic al pompei de căldură

În figura 5.1 se prezintă schema simplificată (de calcul) și ciclul teoretic pentru pompa de căldură [6, 36]. Ca și la instalația frigorifică, condițiile interioare (temperaturi și presiuni în agent) se determină pornind de la analiza condițiilor exterioare, adică a temperaturilor surselor de căldură.

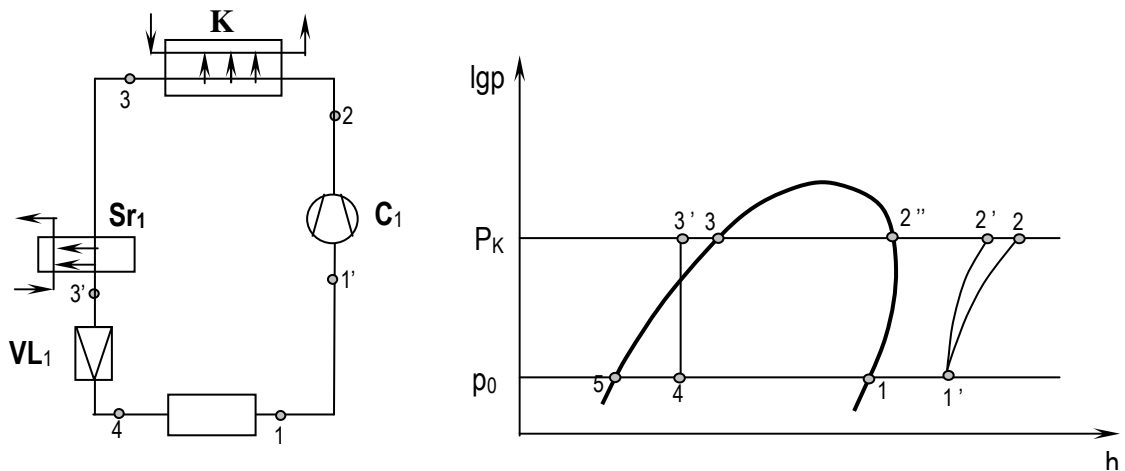


Fig. 5.1 Schema simplificată și ciclul teoretic al pompei de căldură.

#### 5.1.1 Calculul termic al pompei de pompei de căldură

Aprecierea pompei de căldură din punct de vedere energetic [6] se poate face cu ajutorul coeficientului de performanță, COP, care se definește ca raportul dintre puterea termică obținută în condensator, subraciator și puterea folosită în procesul de comprimare:

$$COP = \frac{\Phi_k + \Phi_{sr}}{P_c} \quad (5.15)$$

Eficiența calorică a ciclului Carnot inversat:

$$\mu_c = \frac{T_i}{T_i - T_a} \quad (5.16)$$

Lucrul mecanic minim consumat în ciclul Carnot inversat:

$$l_{\min,C} = \frac{q_k + q_{sr}}{\mu_c} \quad [kJ/kg] \quad (5.17)$$

Randamentul exergetic:

$$\eta_{E1} = \frac{l_{\min,C}}{l_c} \cdot 100 \quad (5.18)$$

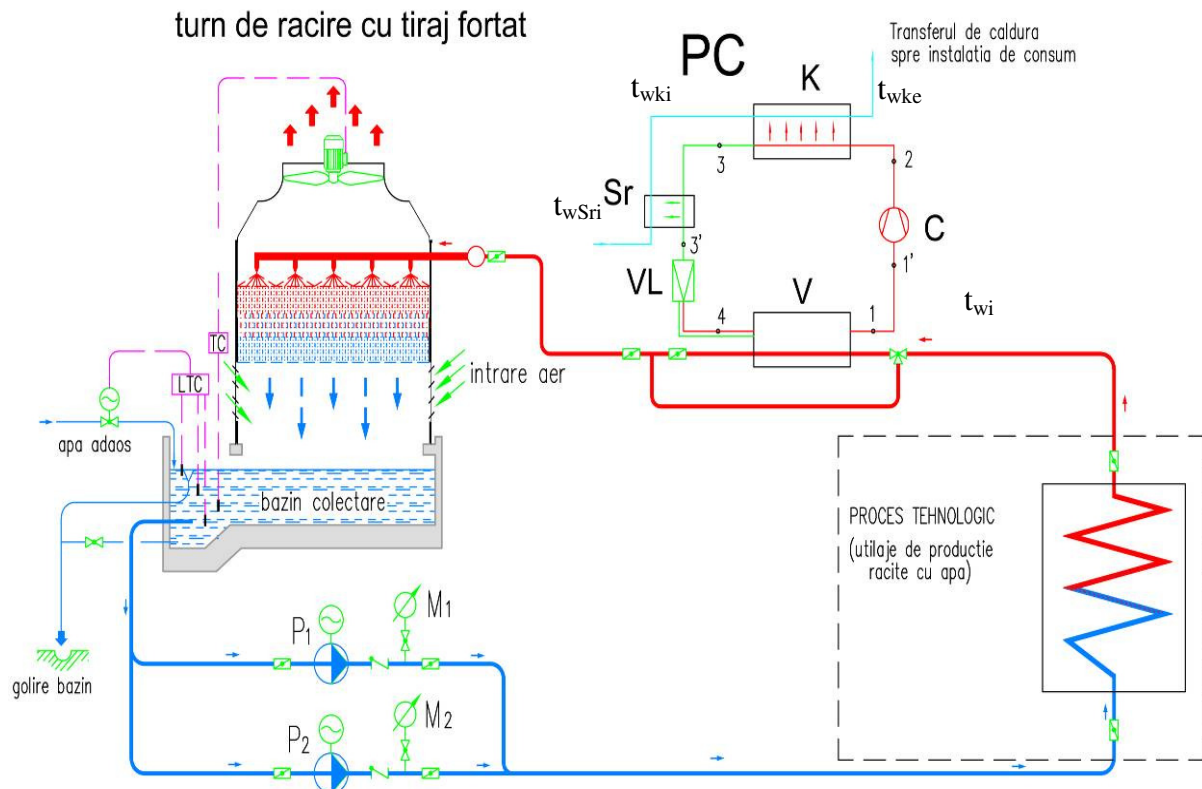
$$\eta_{E2} = 100 - \Sigma \pi_{tot} \quad (5.19)$$

## 5.2 Schema tehnologică de recuperare a energiei apelor tehnologice cu pompa de căldură

Răcirea apei utilizată în procesul tehnologic se realizează în turnul de răcire, prin intermediul căruia căldura apei este disipată în atmosferă, deci pierdută.

Ne propunem să analizăm posibilitatea recuperării căldurii din apa tehnologică cu ajutorul unei pompe de căldură.

Instalația de recuperare a energiei apelor tehnologice cu ajutorul pompei de căldură într-o treaptă (apă încălzită - circulație în serie Sr + K) e prezentată în fig. 5.2:



### Legendă

- apa răcită de la turnul de răcire
- apa caldă din procesul tehnologic
- golire și preplin bazin turn răcire

Fig. 5.2 Schema tehnologică de recuperare a energiei apelor tehnologice cu ajutorul pompei de căldură și răcire în turn cu tiraj forțat.

Schema tehnologică de recuperare a energiei apelor tehnologice prezentată în figura 5.2 este formată dintr-o pompă de căldură, turn de răcire cu tiraj forțat și un grup de pompe pentru asigurarea debitului și presiunii apei la consumator și o presiune necesară trecerii prin pompa de căldură și prin sistemul de răcire al turnului. Schema tehnologică oferă posibilitatea atât de răcire cât și de recuperare a căldurii din apa tehnologică.

Dacă în zona de producere a procesului tehnologic există consumatori de apă caldă, este recomandat să se recupereze o cantitate cât mai mare de căldură din apa caldă

tehnologică pentru prepararea apei calde necesară consumatorilor. Acești consumatori pot fi: vestiarele personalului din secția de producție, procese tehnologice care utilizează apa caldă pentru prepararea unor soluții chimice și spălarea produselor tratate chimic, consumatori casnici din zonele rezidențiale învecinate.

Prin recuperarea parțială a căldurii se poate prepara apă caldă menajeră sau se poate preîncălzi apa utilizată pentru producerea agentului termic destinat încălzirii unor spații administrative și de locuit.

Pompa de căldură introdusă pe circuitul apei calde tehnologice preia o parte din căldura acesteia (funcție de randamentul echipamentului de recuperare) și o transferă unui circuit secundar în care se produce apa caldă menajeră sau apă caldă pentru utilizatori industriali.

Pompa de căldură poate funcționa tot timpul anului, la o capacitate redusă pentru producerea apei calde menajeră în timpul verii și la capacitate maximă pe timpul iernii când cererea de apă caldă menajeră este mai mare și apare și necesitatea producerii agentului termic pentru încălzire.

Căldura remanentă după trecerea prin pompa de căldură este disipată prin sistemul de răcire al turnului, până la valoarea temperaturii admise la intrarea apei în circuitul tehnologic de răcire.

Cu ajutorul programului EES am realizat studiul comparativ al performanțelor instalației de recuperare cu pompă de căldură, în cazul utilizării diferiților agenți frigorifici. Aceasta, având în vedere că proprietățile termodinamice ale agentului frigorific care evoluează într-o pompă de căldură influențează direct procesele de comprimare, laminare și schimb de căldură. Ca principale condiții termodinamice ale acestor agenți de lucru enumerăm: punct de fierbere sub temperatură de răcire a apei tehnologice, presiune de vaporizare cât mai apropiată de presiunea atmosferică, presiunea de condensare cât mai redusă pentru a realiza consumuri energetice mici, căldura latentă de vaporizare să fie cât mai mare pentru a asigura debite masice reduse și un volum specific al vaporilor cât mai mic. Utilizarea unor agenți frigorifici necorespunzători poate duce la scăderea eficienței instalației de recuperare, sau la supradimensionarea elementelor componente ale pompei de căldură, acestea conducând la creșterea costurilor. Ca urmare au fost selectați pentru studiu agenții frigorifici compatibili cu cele mai sus, R134a, R290, R407C.

### 5.2.1 Condițiile simulării modelului matematic

Programul s-a rulat cu următoarele mărimi de intrare:

- |   |                                     |
|---|-------------------------------------|
| - debit apa tehnologică la intrare,           | $m_{w,i} = 97$ [kg/s];              |
| - temperatura apei tehnologice la intrare,    | $t_{w,i} = 40$ [ $^{\circ}$ C];     |
| - temperatura apei la intrare în subrăcitor,  | $t_{w,Sri} = 20$ [ $^{\circ}$ C];   |
| - temperatura apei la ieșire din condensator, | $t_{w,ke} = 56,62$ [ $^{\circ}$ C]. |

### 5.3 Agenți frigorifici utilizați pentru studiul instalației de recuperare

Pentru a permite funcționarea ciclică a instalațiilor frigorifice și a pompelor de căldură, agenții termodinamici de lucru din acestea preiau căldură prin vaporizare și cedează căldură prin condensare, la temperaturi scăzute sau apropiate de ale mediului ambiant, deci trebuie să fie caracterizați de unele proprietăți particulare, care îi deosebesc de agenții termodinamici din alte tipuri de instalații. Acesta este motivul pentru care agenții de lucru din instalațiile frigorifice și pompele de căldură, poartă denumirea de agenți frigorifici.

Pentru a compara performanțele pompei de căldură folosind cei 3 agenți studiați, s-au ales câteva mărimi reprezentative care se prezintă în tabelul 5.4.

Tabel 5.4. Rezultate și concluzii pentru studiul agenților frigorifici.

Agenți	$P_k$ [bar]	$P_0$ [bar]	H	$t_{w,k,e}$ [°C]	$\dot{m}_{w,k}$ [kg/s]	$P_c$ [kW]	$\Phi_0$ [kW]	$\Phi_k$ [kW]	$\Phi_{sr}$ [kW]	$\Phi_{si}$ [kW]	COP	$\eta_{E,1}$ [%]	$\eta_{E,2}$ [%]
R134a	17,08	7,063	2,417	56,62	32,03	564,2	4056	3751	1155	285	8,695	20,98	21,07
R290	21,69	10,02	2,166	57,19	31,82	586,7	4056	3726	1222	304,9	8,433	21,83	21,88
R407C	29,23	10,61	2,754	58,94	31,11	751,3	4056	3643	1423	258,6	6,743	21,07	21,98

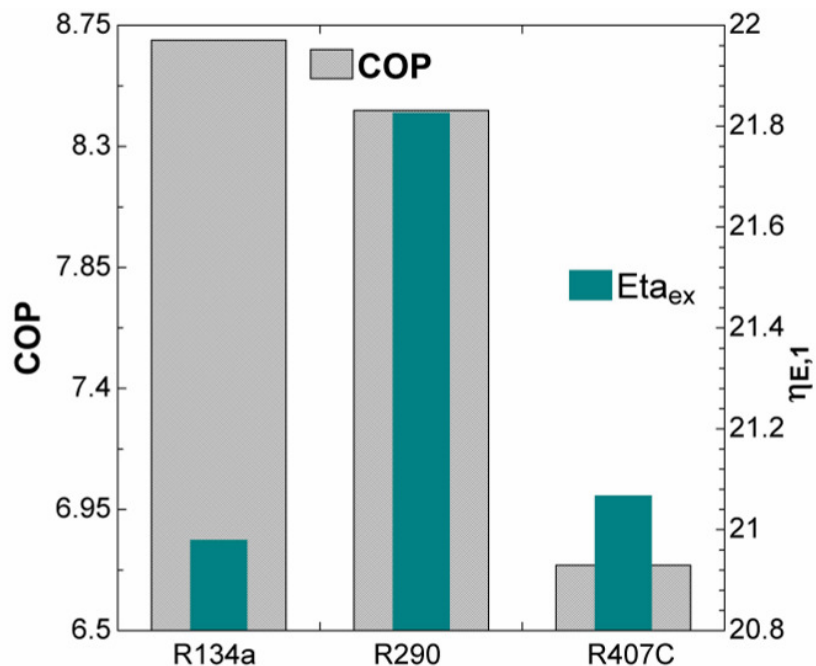


Fig. 5.6 Performanțele pompei de căldură pentru diferiți agenți frigorifici.

Pe baza simulării realizate, rezultă clar că pentru recuperarea căldurii din apele tehnologice cu ajutorul pompelor de căldură, cel mai potrivit agent de lucru este R134a, deoarece la randamente exergetice apropiate se obțin cele mai bune valori pentru coeficientul de performanță și cele mai mici consumuri energetice la comprimare.



## 5.4 Studii parametrice ale instalației cu R134a

S-a studiat influența următoarelor mărimi:

- randamentul adiabatic
- temperatură apă intrare subrăcitor
- temperatura apei tehnologice la intrare
- încălzirea apei în condensator

$$\eta_{ad} = 0,55 \div 1;$$

$$t_{w, Sr,i} = 20 \div 29 [^{\circ}\text{C}];$$

$$t_r = 30 \div 39 [^{\circ}\text{C}];$$

$$\Delta t_{w,K} = 15 \div 35 [^{\circ}\text{C}].$$

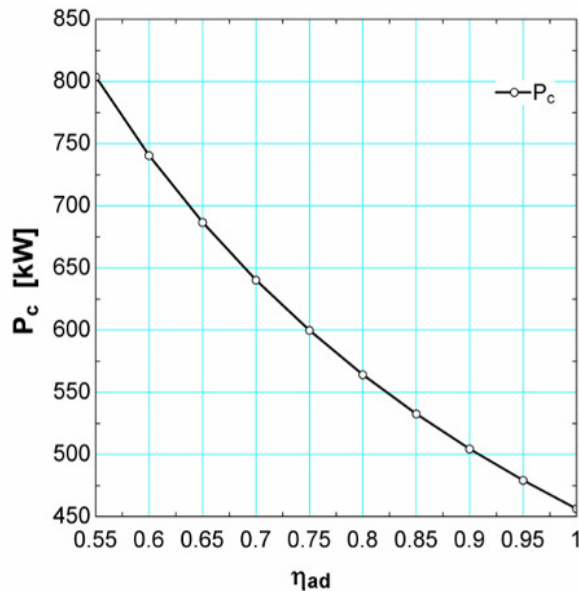


Fig. 5.8 Variația puterii consumate la compresor funcție de randamentul adiabatic.

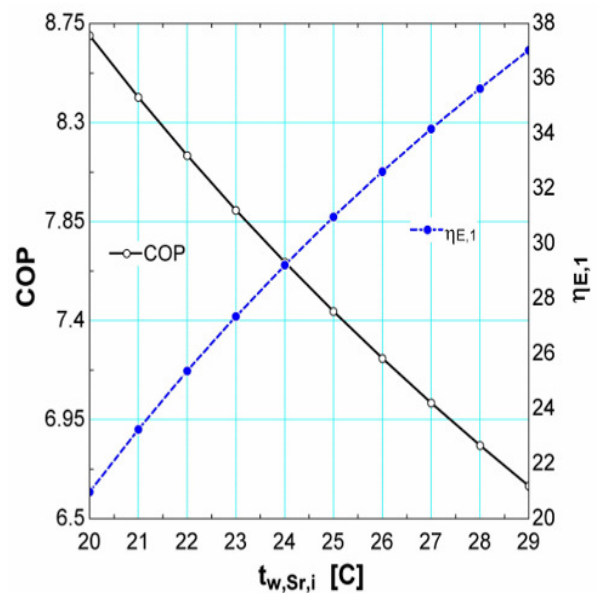


Fig. 5.9 Variația coeficientului de performanță, randamentului exergetic funcție de temperatura apei în subrăcitor.

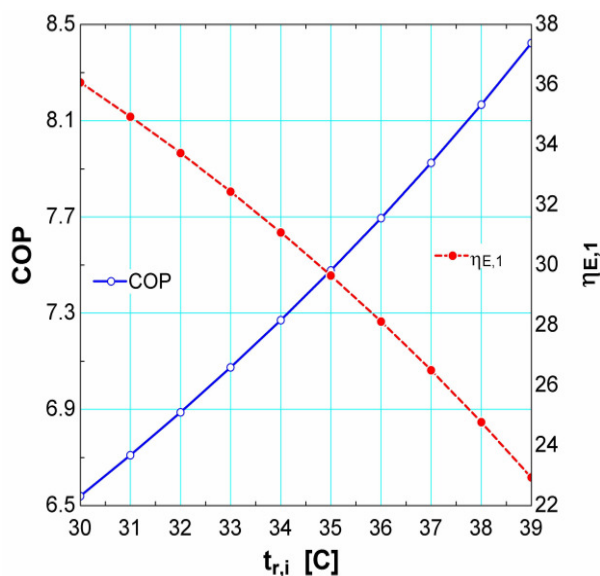


Fig. 5.10 Variația coeficientului de performanță, randamentului exergetic funcție de temperatura apei tehnologice la intrare.

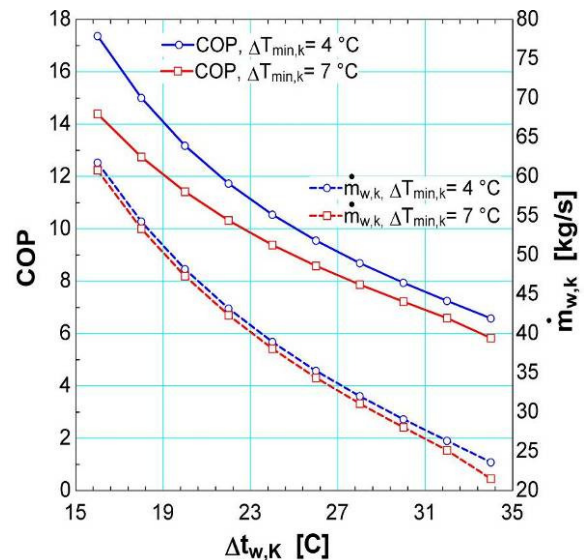


Fig. 5.11 Variația coeficientului de performanță și a debitului de apă caldă produsă, în funcție de încălzirea apei în condensator.

Pentru creșterea temperaturii apei calde, este necesar să crească temperatura de condensare, ceea ce implică creșterea presiunii de comprimare odată cu creșterea puterii consumate de compresor.

Puterea consumată de compresor scade odată cu creșterea randamentului adiabatic (fig.5.8).

Randamentul exergetic și coeficientul de performanță (COP) al instalației de răcire a apei tehnologice este influențată atât de temperatura apei de răcire la intrare în subrăcitorul pompei de căldură cât și de temperatura apei tehnologice la intrare în vaporizator. Creșterea temperaturii în subrăcitorul pompei de căldură duce la creșterea randamentului exergetic și, de asemenea, la scăderea coeficientului de performanță (COP) al pompei de căldură (fig. 5.9). Odată cu creșterea temperaturii apei tehnologice la intrarea în vaporizatorul pompei de căldură, randamentul exergetic scade iar coeficientul de performanță (COP) al pompei de căldură crește (fig.5.10).

În figura 5.11. se observă următoarele:

- odată cu creșterea debitului de apă caldă crește și coeficientul de performanță al pompei de căldură;
- la creșterea gradului de încălzire a apei în condensator, coeficientul de performanță și cantitatea de apă încălzită scade;
- la creșterea diferenței minime de temperatură la capătul cald al condensatorului ( $\Delta T_{\min K}$ ) coeficientul de performanță (COP) și debitul de apă caldă scade.

## 5.5 Concluzii

Pe baza simulării realizate a rezultat că cel mai potrivit agent de lucru este R134a pentru care se obțin cele mai bune valori pentru coeficientul de performanță și cele mai mici consumuri energetice la comprimare.

Creșterea temperaturii în subrăcitorul pompei de căldură duce la creșterea randamentului exergetic și la scăderea coeficientului pompei de căldură. Creșterea temperaturii apei tehnologice la intrarea în vaporizatorul pompei de căldură duce la scăderea randamentului exergetic și la creșterea coeficientului de performanță (COP) al pompei de căldură.

Încălzirea apei se realizează prin circulația în serie a apei mai întâi prin subrăcitor, unde are loc o preîncălzire (de la  $t_{wSri} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$  la  $t_{wKi} = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) de cca.  $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ , iar apoi prin condensator (de la  $t_{wKi}$  la  $t_{wKe}$ ), unde apa se încălzește până la temperatura finală de  $56,62^{\circ}\text{C}$ .

Recuperarea apei calde tehnologice, răcirea în instalații echipate cu turnuri de răcire și ventilarea acestora în procesul de producție conduce la:

- economisirea de apă proaspătă pentru producerea căreia sunt necesare investiții și cheltuieli de producție pentru materiale, manoperă și energie;
- evitarea evacuării de apă caldă în emisar, ceea ar provoca poluarea termică a acestuia și degradarea echilibrului biologic din mediul acvatic.

Răcirea prin turnuri de răcire realizează disiparea căldurii reziduale în atmosferă, căldura care astfel este pierdută în totalitate.

Introducerea în circuitul de răcire, înaintea turnului de răcire, a unei pompe de căldură oferă posibilitatea recuperării parțiale a căldurii din apele de proces.

În acest caz instalația devine mai avantajoasă decât cea care utilizează numai turnul de răcire. Instalația de recuperare a energiei apelor tehnologice cu ajutorul pompei de căldură prezintă următoarele avantaje:

- se economisește combustibilul care ar fi fost necesar pentru prepararea apei calde menajere sau pentru încălzirea apei calde pentru termoficare, deci se conservă resursele de energie termică;
- se disipează în atmosferă o cantitate mai mică de căldură, prin aceasta reducându-se poluarea termică;
- se reduc pierderile de apă prin evaporare la trecerea prin turnul de răcire, deci se economisește o cantitate de apă tratată, ceea ce înseamnă atât protecția sursei de apă cât și reducerea cheltuielilor cu tratarea apei brute.

Valorile obținute și reprezentate grafic demonstrează posibilitatea funcționării în bune condiții a unei pompe de căldură care asigură recuperarea căldurii din apa de răcire a proceselor tehnologice.

## **6. ANALIZA EXERGETICĂ A PROCESELOR IREVERSIBILE DIN POMPA DE CĂLDURĂ**

Realizarea **efectului util al pompei de căldură** presupune parcurgerea de către agentul de lucru a unor procese ireversibile pe plan intern sau extern din categoria cărora fac parte [1]:

- *transferul de căldură* la diferențe finite de temperatură care se desfășoară în schimbătoarele de căldură (răcitoare de gaz, condensatoare, încălzitoare, vaporizatoare, regeneratoare etc.);
- *laminarea* care se produce la trecerea agentului frigorific prin ventile de laminare sau reglaj fiind însoțită de scăderea presiunii agentului; spre deosebire de cazul gazelor perfecte când laminarea nu conduce la modificarea temperaturii, în cazul gazelor reale care evoluează în domeniul efectului Joule-Thomson pozitiv precum și în cel al vaporilor saturați umezi laminarea determină o scădere a temperaturii agentului de lucru care permite, în continuare, realizarea **efectului util al pompei de căldură**. Circulația agenților frigorifici prin conducte precum și prin schimbătoarele de căldură este însoțită de pierderi de presiune datorită frecărilor care pot fi echivalate cu procese de laminare;
- *comprimarea și destinderea* agenților frigorifici se desfășoară cu frecări atât cu caracter mecanic cât și gazodinamic;
- *umplerea și golirea* spațiilor de lucru ale mașinilor cu piston de tipul compresoarelor și detentoarelor are loc în condițiile unor diferențe finite de temperatură și presiune ceea ce imprimă acestor procese un pronunțat caracter ireversibil.

## 6.1 Pierderi exergetice la aparatele pompei de căldură

S-a realizat calculul pierderilor exergetice la aparatele pompei de căldură după cum urmează:

- pierderea de exergie în procesul de comprimare;
- pierderea de exergie în transferul de căldură din condensator;
- pierderea de exergie în procesul de laminare;
- pierderea de exergie în procesul de transfer de căldură din vaporizator;
- pierderea de exergie în procesul de supraîncălzire a vaporilor pe conducta de aspirație;
- pierderea de exergie în procesul de transfer de căldură din subrăcitor;

Suma pierderilor exergetice:

$$\Sigma \pi_{tot} = \pi_C + \pi_{VL} + \pi_{Vp} + \pi_K + \pi_{Si} + \pi_{Sr} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (6.94)$$

Analiza pierderilor exergetice se prezintă în tabelul 6.2

Tabel 6.2. Pierderile exergetice specifice.

$\pi_C$		$\pi_K$		$\pi_{VL}$		$\pi_{Vp}$		$\pi_{Si}$		$\pi_{Sr}$	
[kJ/kg]	%	[kJ/kg]	%	[kJ/kg]	%	[kJ/kg]	%	[kJ/kg]	%	[kJ/kg]	%
4,275	17,59	9,046	37,226	0,857	0,837	4,65	19,13	0,327	1,34	0,020	0,0202

Pierderile exergetice la pompa de căldură într-o treaptă (apă încălzită - circulație în serie Sr + K) care asigură răcirea procesul tehnologic sunt prezentate grafic în figura 6.18.

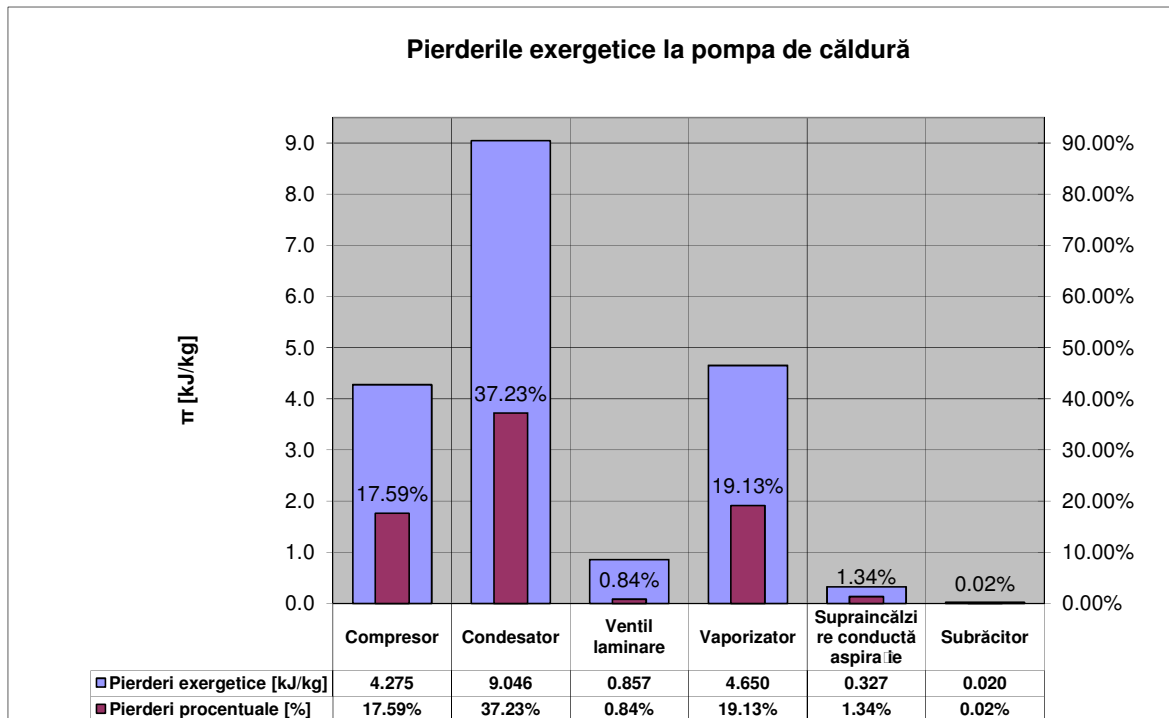


Fig. 6.18 Pierderile exergetice pe componentele pompei de căldură.

În figura 6.19 se prezintă reprezentarea fluxurilor de căldură cu evidențierea pierderilor exergetice pe componentele pompei de căldură.

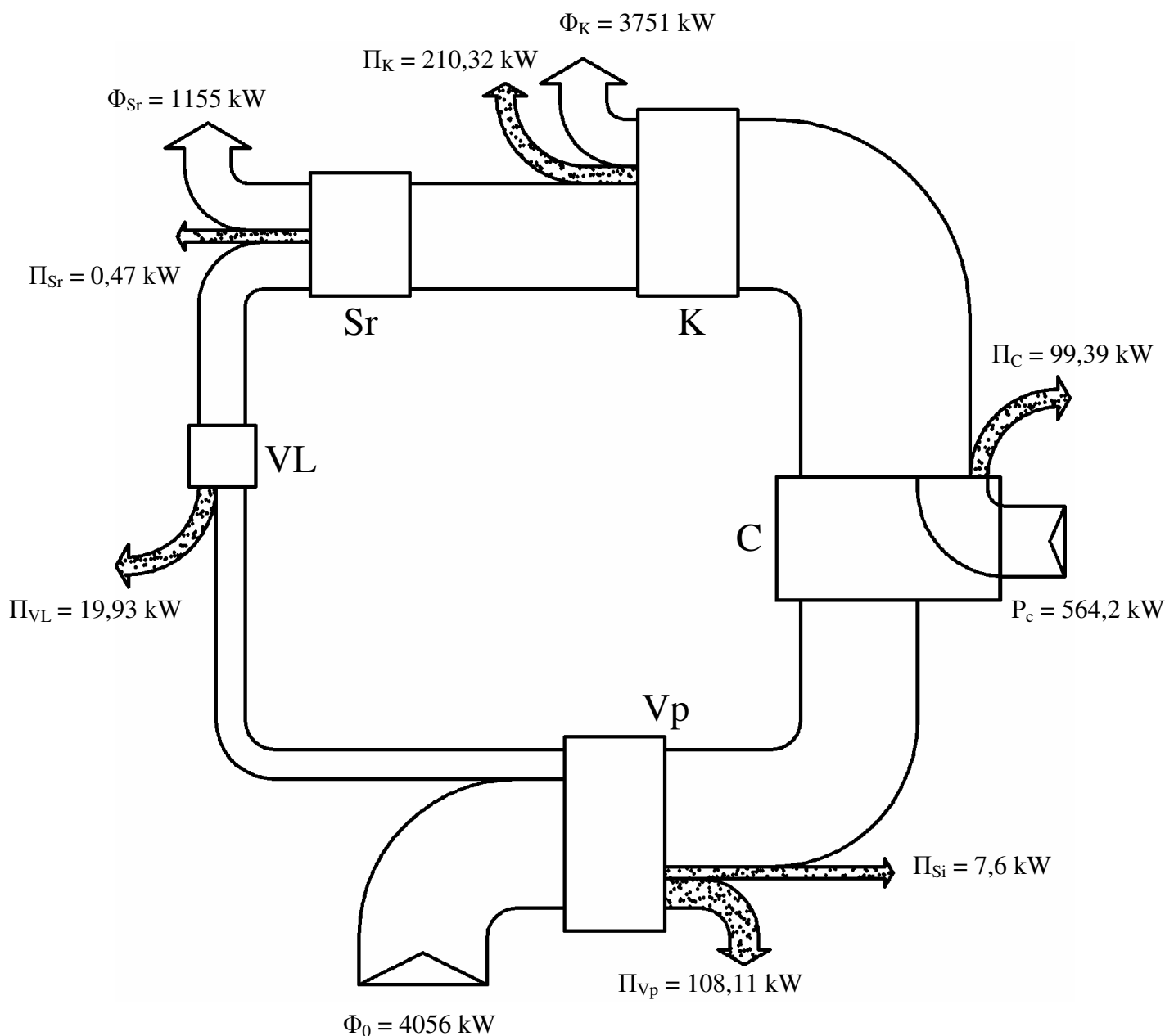


Fig. 6.19 Reprezentarea fluxurilor de căldură și pierderilor exergetice pe aparatele pompei de căldură.

Din calcul pierderilor exergetice în principalele aparatelor ale pompei de căldură rezultă că cele mai mari pierderi sunt în condensator ( $\Pi_K = 210,32 \text{ kW}$ ) iar cele mai mici pierderi sunt în subrăcitor ( $\Pi_{Sr} = 0,47 \text{ kW}$ ).

## **7. CONTRIBUȚII PERSONALE. DIRECTII DE CERCETARE VIITOARE**

### ***7.1 Contribuții personale***

Scopul rezolvării problemei energetice este obținerea unor randamente și performanțe cât mai ridicate în ceea ce privește eficiența instalațiilor de răcire.

Din cercetările efectuate în studiul de îmbunătățire a proceselor de răcire a apelor tehnologice s-a realizat:

- studiul privind procesul de răcire a apelor tehnologice cu ajutorul turnurilor de răcire;
- studiul privind procesul de recuperare a căldurii din apa tehnologică cu ajutorul pompelor de căldură.

Prin realizarea studiilor teoretice și experimentale, în conformitate cu obiectivele propuse, contribuțiile personale care se desprind din conținutul prezentei teze de doctorat sunt următoarele:

- S-a realizat o sinteză a posibilităților de răcire a apelor tehnologice;
- S-a realizat studiul teoretic privind tipurile, construcția, componentele funcționale și factorii care influențează turnurile de răcire;
- S-a conceput un model matematic pentru turnul de răcire și pompa de căldură;
- S-a rezolvat modelul matematic cu ajutorul programului de calcul Engineering Equation Solver (EES), bazat pe principiile transferului de căldură și masă privind răcirea apelor tehnologice cu ajutorul turnurilor de răcire;
- S-a efectuat studiul influenței parametrilor constructivi și funcționali asupra funcționării turnurilor de răcire;
- S-a efectuat un studiu experimental care a constatat în măsurarea parametrilor de funcționare pentru un turn de răcire cu circulație forțată în contra-curent;
- S-a realizat analiza exergetică care presupune calculul exergiei din aerul și apa care trec prin turnul de răcire precum și exergia distrusă pe baza modelului matematic cu programului de calcul Engineering Equation Solver (EES);
- S-a rezolvat modelul matematic privind recuperarea căldurii din apele tehnologice cu ajutorul pompelor de căldură.

Pornind de la cele prezentate anterior, contribuțiile personale pot fi sintetizate astfel:

- Modelul matematic estimează cu suficientă precizie (erori sub 5%) funcționarea unui turn de răcire cu circulație forțată în contracurent. Cu ajutorul acestui model se poate, pe de-o parte, estima temperatura apei răcite pentru anumite condiții de funcționare (temperaturi, debite) și pe de altă

parte se poate regla temperatura apei răcite la o anumită valoare impusă prin modificarea unor parametri funcționali (debit apa, debit aer ventilator).

- Răcirea prin turnuri de răcire realizează disiparea căldurii reziduale în atmosferă, căldura care astfel este pierdută în totalitate. Introducerea în circuitul de răcire a unei pompe de căldură înaintea turnului de răcire, oferă posibilitatea recuperării parțiale a căldurii din apele de proces. În acest caz instalația devine mai avantajoasă decât cea care utilizează numai turnul de răcire. Folosirea instalației de recuperare a energiei apelor tehnologice cu ajutorul pompei de căldură prezintă următoarele avantaje:
  - ❖ se economisește combustibilul care ar fi fost necesar pentru prepararea apei calde menajere sau pentru preîncălzirea apei calde pentru termoficare, deci se conservă resursele de energie termică;
  - ❖ se disipează în atmosferă o cantitate mai mică de căldură, prin aceasta reducându-se poluarea termică;
  - ❖ se reduc pierderile de apă prin evaporare la trecerea prin turnul de răcire, deci se economisește o cantitate de apă tratată, ceea ce înseamnă atât protecția sursei de apă cât și reducerea cheltuielilor cu tratarea apei brute.

Utilizarea instalațiilor de răcire a apei dotate cu echipamente de recuperare a căldurii se înscrie în preocupările generale privind conservarea resurselor naturale, protecția mediului și contribuie la asigurarea premizelor unei dezvoltări durabile.

## **7.2 Direcții de cercetare viitoare**

Direcțiile de cercetare viitoare pot implica:

- îmbunătățirea modelului matematic prezentat în capitolul 3 în direcția dezvoltării relațiilor de calcul pentru coeficienții de transfer de căldură și masă, luându-se în considerare comportarea termică pentru diferite tipuri de umplutură;
- studiul privind aerodinamica turnurilor de răcire luându-se în considerare comportarea aerodinamică (pierderile de presiune) pentru diferite tipuri de umpluturi;
- analiza exergo-economică a turnului de răcire cu tiraj forțat ce constituie un instrument important în analiza calității proceselor industriale din instalațiile tehnologice.

Pornind de la modelele matematice prezentate în capitolele 3 și 5, cercetările privind creșterea performanțelor turnurilor de răcire, recuperarea căldurii din apele tehnologice cu ajutorul pompelor de căldură și cu cercetările experimentale realizate în cadrul acestei teze de doctorat, rezultă că obiectivele propuse inițial au fost atinse.

## Bibliografie Selectivă

- 1 Radcenco V., Porneală S., Dobrovicescu A., - Procese în instalații frigorifice, Editura Tehnică și Pedagogică, București 1983.
- 6 Porneală S., Porneală C., - Procese în instalații frigorifice și pompe de căldură, Editura Fundației Universitare Dunărea de Jos, Galați, 2004.
- 10 Badea A., ș.a., - Echipamente și instalații termice, Editura Tehnică București, 2003.
- 11 Badea A., ș.a., - Instalații termice industriale, Institutul Politehnic București, 1981.
- 12 Vlădea I., - Instalații și utilaje termice, Editura Tehnică București, 1966.
- 21 Asociația Inginerilor de Instalații din România, - Manualul de instalații, Instalații de încălzire, 2003.
- 36 Jugureanu E., - Procese în mașini și instalații frigorifice, vol. 1,2, Editura Cermi, Iași, 2001.
- 41 Thirapong M., Wanchai A., Somchai W., - An exergy analysis on the performance of a counterflow wet cooling tower, Applied Thermal Engineering, 2006.
- 42 SPX Cooling Technologies, John C. Hensley, - Cooling tower fundamentals, Inc. Overland Park, Kansas USA, 2009.
- 48 Osterle F., - On the analysis of counter-flow cooling towers, International Journal of Heat and Mass Transfer 34 (1991) 1316-1318.
- 51 Kröger D.G., Kloppers J.C., - The Lewis factor and its influence on the performance prediction of wet-cooling towers, International Journal of Thermal Science 44 (9) (2005), 879-884.
- 54 Bejan A., - Advanced Engineering Thermodynamics, second ed., Wiley, Singapore, 1997.
- 56 Kuehn T.H., J.W. Ramsey J.W., Threlkeld J.L., - Thermal Environmental Engineering, third ed., Prentice-Hall, New Jersey, 1998.
- 57 Zubair S.M., Qureshi B.A., - An improved non-dimensional model of wet-cooling towers, Proc. IMechE Part E: J. Process Mechanical Engineering 220,(2006) 31-41.
- 58 ASHRAE handbook of fundamentals. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Inc., 1993.
- 60 Qureshi B.A., Zubair S.M., - Application of exergy analysis to various psychrometric processes, International Journal of Energy Research 27, (2003) 1079–1094.



- 61 Wark K., - Advanced Thermodynamics for Engineers, McGraw-Hill, New York, 1995.
- 109 Tofan S., Panait T., - Research on Technological Water Heat Recovery. 8<sup>th</sup> International Conference on Industrial Power Engineering, April 14-15, 2011 – Bacău, Romania, pag. 200-2005, ISSN 2069-9905, "ALMA MATER" Publishing House Universitatea "Vasile Alecsandri" din Bacău.
- 110 Iosifescu Cr., Iosifescu C-tin., Tofan S., - Studiul unui turn de răcire umed în contra-curent – Studiul funcționării, Revista Termotehnică/Thermal Engineering, Nr. S2/2011. ISSN 1222-4057, Ed. AGIR, București.
- 111 Tofan S., Iosifescu Cr., Iosifescu C-tin, - Studiul unui turn de răcire umed în contra-curent - Analiza exergetică, Revista Termotehnică/Thermal Engineering, Nr. S2/2011. ISSN 1222-4057, Ed. AGIR, București.
- 112 Iosifescu Cr., Tofan S., - Study of a counterflow wet cooling tower-Simulation model for performance analysis, The 5<sup>TH</sup> International Conference on Advanced Concepts on Mechanical Engineering, Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi“ din Iași, 14-15 Iunie 2012, ISSN 2285-2301.
- 113 Tofan S., Iosifescu Cr., - Study of a counterflow wet cooling tower-Exergy analysis, The 5<sup>TH</sup> International Conference on Advanced Concepts on Mechanical Engineering, Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi“ din Iași, 14-15 Iunie 2012, ISSN 2285-2301.
- 114 Tofan S., Panait T., Iosifescu Cr., - Modelarea matematică și validarea experimentală a proceselor din turnurile de răcire, Sesiunea Națională de Comunicări Științifice Studentești "Anghel Saligny" – Galați, 18-21 Mai 2012.
- 115 \*\*\* Northwest CHP Application Center, Washington State University Extension Energy Program, 2009 .
- 118 <http://www.cheresources.com/ctowerszz>.
- 123 [http://www.opc.ca.gov/webmaster/ftp/project\\_pages/OTC/engineering%20study/Chapter\\_4\\_Closed\\_Cycle\\_Cooling.pdf](http://www.opc.ca.gov/webmaster/ftp/project_pages/OTC/engineering%20study/Chapter_4_Closed_Cycle_Cooling.pdf).

## Lista lucrărilor personale publicate

1. Tofan S., Panait T., Research on Technological Water Heat Recovery. 8th International Conference on Industrial Power Engineering, April 14-15, 2011 – Bacău, Romania, pag. 200-2005, ISSN 2069-9905, "ALMA MATER" Publishing House Universitatea "Vasile Alecsandri" din Bacău.  
<http://www.ub.ro/index.php/ro/structura/inginerie/eie.html>
2. Tofan S., Panait T., "Low potential heat recovery using heat pumps", International Workshop – Research Quality in Doctoral School Increased Industrial and International Visibility, Galați, 13-14 Iulie, 2011.
3. Iosifescu Cristian, Iosifescu Constantin, Tofan Sorinel, Studiul unui turn de răcire umed în contra-curent – Studiul funcționării, Revista Termotehnică/Thermal Engineering, Nr. S2/2011. ISSN 1222-4057, Ed. AGIR, București.  
<http://www.revistatermotehnica.agir.ro/>  
<http://journals.indexcopernicus.com/karta.php?action=masterlist&id=5623>
4. Tofan Sorinel, Iosifescu Cristian, Iosifescu Constantin, Studiul unui turn de răcire umed în contra-curent – Analiza exergetică, Revista Termotehnică/Thermal Engineering, Nr. S2/2011. ISSN 1222-4057, Ed. AGIR, București.  
<http://www.revistatermotehnica.agir.ro/>  
<http://journals.indexcopernicus.com/karta.php?action=masterlist&id=5623>
5. Tofan Sorinel, Panait Tănase, Iosifescu Cristian, Modelarea matematică și validarea experimentală a proceselor din turnurile de răcire, Sesiunea Națională de Comunicări Științifice Studentești "Anghel Saligny" – Galați, 18-21 Mai 2012.  
[http://www.mec.ugal.ro/Resurse/CNCSSAS/Anghel\\_Saligny/2012/index.html](http://www.mec.ugal.ro/Resurse/CNCSSAS/Anghel_Saligny/2012/index.html)
6. Iosifescu Cristian, Tofan Sorinel, Study of a counterflow wet cooling tower-Simulation model for performance analysis, The 5<sup>TH</sup> International Conference on Advanced Concepts on Mechanical Engineering, Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi“ din Iași, 14-15 Iunie 2012, ISSN 2285-2301.  
<http://www.mec.tuiasi.ro/acme2012/Conferenceprogram.html>
7. Tofan Sorinel, Iosifescu Cristian, Study of a counterflow wet cooling tower-Exergy analysis, The 5<sup>TH</sup> International Conference on Advanced Concepts on Mechanical Engineering, Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi“ din Iași, 14-15 Iunie 2012, ISSN 2285-2301.  
<http://www.mec.tuiasi.ro/acme2012/Conferenceprogram.html>