

STUDII ȘI CERCETĂRI PRIVIND EFICIENTIZAREA CONSUMULUI ENERGETIC AL POMPELOR DE CĂLDURĂ ÎNTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT

Teză de doctorat-Rezumat

Pentru obținerea titlului de doctor la Universitatea Politehnica Timișoara în domeniul de doctorat
Inginerie Mecanică

Autor ing. Evelin-Anda David (căs.Laza)

Conducător științific Prof.univ.emerit.dr.ing. Mihai Nagi

Aprilie 2021

Teza este structurată în 8 capitole și 1 anexă. Primele 5 capitole fiind capitole introductive și de suport în care se motivează teza, se analizează stadiul actual al cercetărilor în domeniu și se introduc noțiunile necesare pentru restul tezei. Următoarele capitole descriu activitatea de cercetare realizată pe o instalație cu pompă de căldură. Ultimul capitol este rezervat concluziilor și a prezentării contribuțiilor personale. În anexa A prezentă la finalul tezei sunt prezentate datele celor 4 simulări care au fost efectuate pe instalația cu pompă de căldură.

Capitolul 1 Obiectivul cercetării

Acvacultura este domeniul care a înregistrat cea mai rapidă evoluție pe plan mondial, dintre toate ramurile agriculturii. În prezent, acest sector de activitate furnizează un procent destul de scăzut din produsele acvatice consumabile. Dintre organismele acvatice, peștii dețin cea mai mare pondere, peste din producția acvacolă mondială. În prezent, se desfășoară cercetări intense în direcția stabilirii celor mai adecvate sisteme și tehnologii de creștere pentru speciile cu valoare mare economică urmărindu-se atingerea unui nivel ridicat de competitivitate pe piața mondială și realizarea unei protecții a stocurilor din apele naturale.

Tehnologia de creștere a peștilor în sisteme acvacole recirculante este o tehnologie cu un mare consum de energie electrică. Un procent important din costurile de producție o reprezintă cheltuielile cu energia consumată. Făcând o analiză a componentelor legate de energie a costurilor, s-a observă că, cantitatea de energie termică necesară încălzirii, respectiv răcirii apei din bazine, reprezintă aproximativ $40 \div 60$ % din totalul de energie consumată de sistem (în funcție de cât de friguroasă este iarna, respectiv cât de călduroasă vara). Din acest motiv se impune utilizarea unor soluții cât mai eficiente de producere a energiei termice necesare acestui tip de sistem. Conform unor studii acest lucru este posibil utilizând pompe de căldură care, în perioadele reci, extrag energia calorică conținută în mediul ambiant, în ape de suprafață, apă freatică, sol sau chiar din aer și o transferă apei din bazine, asigurând o temperatură constantă. Aceeași instalație asigură și răcirea apei din bazine pe timp de vară.

În lucrare de față se prezintă cercetările privind sistemele acvacole recirculante de creștere a peștilor, metode de încălzire și răcire a apei folosite în mod tradițional în acest tip de sisteme, considerații generale despre utilizarea energiei regenerabile prin intermediul pompelor de căldură, elemente teoretice privind funcționarea acestora, stadiul actual al dezvoltării instalațiilor de pompe de căldură pe plan mondial și în țară, domenii de utilizare și demonstrarea a eficienței utilizării unei pompe de căldură de tipul apă-apă prin faptul că se va reduce consumul de energie electrică atât pentru încălzirea sau răcirea apei dintr-un sistem acvacol recirculant precum și pentru încălzirea sau răcirea halei în care funcționează

acest tip de sistem. Se are în vedere utilizarea rezultatelor cercetării în scopul demonstrării practice a viabilității și a avantajelor acestei tehnologii comparativ cu alte metode de încălzire sau răcire.

Capitolul 2. Considerații privind sistemele acvacoale recirculante de creștere a peștilor

În acest capitol se face o descriere a acestui tip de tehnologie de creștere a peștilor, s-a făcut o trecere în revistă a problemelor de ordin tehnic care apar în timpul exploatării unui sistem acvacol recirculant, acestea fiind fundamentarea capacității portante și a debitelor de apă necesare pentru asigurarea unor condiții de mediu optime în ceea ce privește conținutul oxigenului și compuşii azotului, managementul controlului particulelor solide în cadrul sistemului acvacol recirculant, în corelație cu intensitatea producției, respectiv cu cantitatea de hrană administrată, utilizarea unor sisteme adecvate de filtrare biologică pentru menținerea concentrației compușilor azotului în domeniul optim impus de cerințele speciei de cultură, utilizarea unor echipamente tehnice performante pentru încălzirea/răcirea apei din sistem, utilizarea sistemelor de oxigenare (aerare) a apei în funcție de particularitățile ecofiziologice și tehnologice ale speciei de cultură, utilizarea unor sisteme de monitoring și control al dioxidului de carbon și al alcalinității apei în sistemul de cultură, controlul micro suspensiilor și substanței organice dizolvate, optimizarea managementului tehnologic, prin integrarea tehnologiei de creștere a peștilor cu tehnologiile de condiționare a calității apei.

S-au adus în discuție problemele specifice privind tratarea apei în sistemele acvacoale recirculante precum și condițiile tehnologice privind asigurarea calității apei în acest tip de sisteme

Capitolul 3. Metode de încălzire/răcire a apei în sistemele acvacoale recirculante

În acest capitol se prezintă metodele clasice de încălzire și răcire ale apei din sistemele acvacoale recirculante cum ar fi încălzitoarele de apă electrice pentru bazine, încălzitoarele de apă electrice cu montaj direct pe conducte și s-au trecut în revistă diferite tipuri de schimbătoare de căldură. În subcapitolul referitor la procedeele de răcire a apei în sistemele acvacoale recirculante s-a discutat despre metode și instalații de răcire a apei, răcitoare și sisteme de răcire și tipuri de instalații de răcire a apei care au versiuni constructive utilizabile pentru încălzire

Capitolul 4. Pompe de căldură

În acest capitol s-a prezentat tehnologia de funcționare al pompelor de căldură, s-a discutat despre evoluția tehnică a acestor instalații și despre sursele de căldură (sol, apă, aer). Tot în acest capitol se discută despre principiul de funcționare al pompelor de căldură, despre regimurile de funcționare ale unei pompe de căldură (monovalent, bivalent, bivalent alternativ și bivalent parțial alternativ)

S-a realizat o clasificare a pompelor de căldură (în funcție de modul de realizare a ciclului de funcționare, precum și de forma energiei de antrenare, după puterea instalată, în funcție de domeniul de utilizare.

S-a făcut o trecere în revistă a tipurilor principale de pompe de căldură în funcție de sursa de energie primară utilizată (pompa de căldură aer – apă, pompa de căldură apă – apă, pompa de căldură sol – apă)

Pompele de căldură oferă tehnologia necesară pentru utilizarea energiei solare înmagazinată în apă, sol și aer sub formă de energie ecologică. Pompele de căldură obțin aproximativ trei sferturi din energia necesară pentru încălzire din mediul înconjurător. Utilizarea pe scară largă a surselor alternative de energie este îngreunată de variațiile zilnice sau sezoniere la nivelul sursei de energie

Pompele de căldură sunt sisteme care fac o conversie a energiei și pot ridica temperatura de la un grad scăzut la un grad ridicat. Cu acestea putem obține temperaturi de până la 50-80 °C.

Prin utilizarea oricărei metode de încălzire a unui spațiu de locuit sau a apei calde menajere, se produc emisii poluante cum ar fi funinginea, acidul sulfuric, monoxidul de carbon, oxidul de azot și dioxidul de carbon. Aceste emisii poluante prezintă un pericol pentru mediul înconjurător și contribuie la creșterea efectului de seră. În cazul utilizării energiei electrice și a termoficării pentru încălzire, emisiile de substanțe nocive apar la producerea acestora în centralele termo-electrice sau în centrele de termoficare. Chiar dacă pompele de căldură funcționează electric, crescând astfel consumul de energie electrică, tot va apare o reducere a consumului total de combustibili clasic atunci când sunt înlocuite sistemele de încălzire tradiționale. Astfel, utilizând pompe de căldură se vor reduce poluanții atmosferici.

În general, atât pentru încălzirea cât și răcirea apei din sistemele acvacoale recirculante se utilizează instalații tehnologice distincte.

În cazul unor debite mici, pentru încălzirea apei se folosesc echipamente electrice (încălzitoare electrice) montate la rezervorul de alimentare cu apă, fie direct pe țevile de alimentare ale bazinelor cu pești.

După consultarea unei vaste bibliografii privind stadiul actual al dezvoltării instalațiilor de pompe de căldură am s-a trecut în revistă cele mai eficiente modele din punct de vedere al coeficientului de performanță termic (COP).

Capitolul 5. Stadiul actual al dezvoltării instalațiilor de pompe de căldură

În acest capitol s-a făcut o trecere în revistă tipurilor de pompe de căldură care există în momentul actual pe piață, a caracteristicilor tehnice ale acestora dar și despre stadiul cercetărilor teoretice și practice la nivel mondial.

În urma studierii unei vaste bibliografii a stadiului cercetării al dezvoltării pompelor de căldură s-a concluzionat faptul că Yujin Nam, Ryoza Ooka, Suckho Hwang au dezvoltat un model numeric pentru a estima rata de schimb de căldură a unei instalații de pompă de căldură având ca sursă apa subterană. În plus ei propun o metodă de estimare a proprietăților solului iar comparația dintre rezultatele experimentale și analiza numerică a modelului mai sus menționat a fost realizată în condițiile unui experiment din 2004. Pentru a utiliza aceste sisteme de pompe de căldură este necesar să se prevadă cu exactitate extragerea căldurii și debitele schimbătoarelor de căldură. Cele mai multe dintre aceste modele sunt bazate pe o conducție termică în coordonate cilindrice, în care efectul de curgere a apei este încorporat în conductivitatea termică efectivă.

Există posibilitatea ca modelele care nu sunt reprezentate suficient să fie inexacte în estimările lor pe perioade mai lungi de timp. Mai mult decât atât, majoritatea modelelor propuse utilizează un schimbător de căldură în formă cilindrică, sub conceptul unui diametru echivalent, și nu ia în considerare forma exactă a schimbătorului de căldură.

D. Vanhoudt, D. Geysen, B. Claessens, F. Leemans, L. Jespers și J. Van Bael au executat un test în laborator pentru a cuantifica performanța unei pompe de căldură în mod controlat și activ.

Acest test a dat posibilitatea de a opera pompa de căldură în condiții reale. Ei au observat faptul că într-o săptămână cu căldură moderată în sezonul cald, pompa de căldură are un COP mai mare decât în sezonul rece, iar combinația cu o pompă de căldură activată cu energie eoliană oferă rezultate mai bune decât combinația cu o pompă de căldură activată cu energie solară

Zhiwei Lian, Seong-rzong Park și Henian Qi au comparat și analizat consumul anual de energie al unui sistem de pompă de căldură cu buclă de apă și un sistem de aer condiționat convențional, atunci când acestea sunt aplicate în mai multe orașe din China.

Rezultatele acestei cercetări au arătat faptul că sistemul de pompă de căldură cu buclă de apă are un efect evident de economicitate atunci când este folosit un boiler electric.

Conform calcului din lucrare, rata maximă de economisire a energiei poate ajunge la 19,29%, iar raportul cel mai adecvat dintre sarcina de răcire și sarcina de încălzire pentru pompa de căldură cu buclă de apă este de aproximativ 4,8%.

Având în vedere alte avantaje ale acesteia, pompele de căldură cu buclă de apă pot fi aplicate în clădirile în care raportul dintre sarcina de răcire și sarcina termică nu este mai mare de 4,2 %.

K.J. Chua, S.K. Chou, W.M. Zang au revizuit progresele pompelor de căldură. Ei au concluzionat faptul că pompele de căldură sunt folosite pe scara largă pentru îmbunătățirea încălzirii ambientale din surse de energie durabile cum ar fi aerul, apa, solul și călduri reziduale. Acestea pot fi folosite pentru încălzirea și răcirea spațiilor rezidențiale și comerciale, pentru răcirea și încălzirea apei, și în multe procese industriale. Cu o cantitate abundentă de căldură disponibil din diverse surse naturale și căldura generată de diverse procese din industrie, pompa de căldură a devenit o tehnologie indispensabilă, care poate contribui la menținerea unui mediu mai curat.

D.S.Kim, I. Moretti, H. Hubert, M. Monsberger au dezvoltat o bază de date pentru pompe de căldură, iar studiul a pus accent în mod special pe influența schimbătoarelor de căldură asupra performanței pompei de căldură. Baza de date cuprinde 475 de seturi de date pentru 69 de pompe de căldură, cu cinci agenți de lucru diferiți. Analizele au arătat că influența unei componente individuale poate fi separată de celelalte, iar rezultatele pot fi exprimate sub forma unei ecuații semi-empirice. S-a constatat faptul că, compresoarele au fost responsabile pentru un maxim de 20% deviere în COP, iar schimbătoarele de căldură cu două faze au provocat o abatere maximă de 15-20% la pompele de căldură studiate.

Capitolul 6. Studiul experimental al instalației de încălzire/răcire a apei dintr-un sistem acvacol recirculant cu pompă de căldură

În acest capitol s-a făcut o descriere a componentei instalației de încălzire/răcire a apei dintr-un sistem acvacol recirculant cu pompă de căldură (pompa de căldură, pompa de vehiculare sursă rece (apa freatică), pompa de vehiculare apă caldă/rece, schimbător de căldură extern cu plăci, vas tampon, filtru autocurățire, electroventile în 3 căi, diverse armături și aparatură de măsură, sistem de automatizare format din senzori exterior, interior, tur, retur, vaporizator, condensator, protecție suprasarcină, protecție supraîncălzire compresor, comanda pompă submersibilă, pompe recirculare, limitator temperatură tur, reglaj temperaturi pe ore/zi – rece/cald și contor al orelor de lucru al compresorului, o pompă submersibilă și pompe recirculare).

Tot în acest capitol s-a făcut descrierea caracteristicilor tehnico-funcționale a instalației de încălzire/răcire a apei dintr-un sistem acvacol recirculant cu pompă de căldură. S-a făcut o descriere explicită a metodicii de lucru, s-a făcut o descriere a sistemului acvacol recirculant pe care s-au efectuat determinările experimentale și am făcut o trecere în revistă a aparaturii utilizate pentru determinările experimentale.

S-au efectuat determinări experimentale asupra instalației cu pompă de căldură, pentru regimul de încălzire și răcire al apei la diferite rate de schimbare a apei.

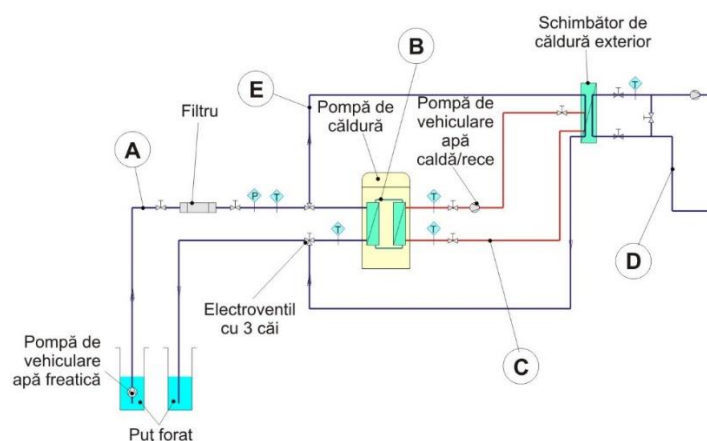


Figura 1. Schema de funcționare a instalației de încălzire/răcire a apei cu pompă de căldură

Cu programul CoolPack s-a studiat ciclul frigorific al pompei de căldură și s-a făcut o scurtă descriere a agenților frigorifici de lucru

Pentru estimarea mărimilor agenților frigorifici de lucru s-au utilizat diagrame termodinamice, care au permis studierea ciclurilor termodinamice ale instalațiilor frigorifice sau pompelor de căldură.

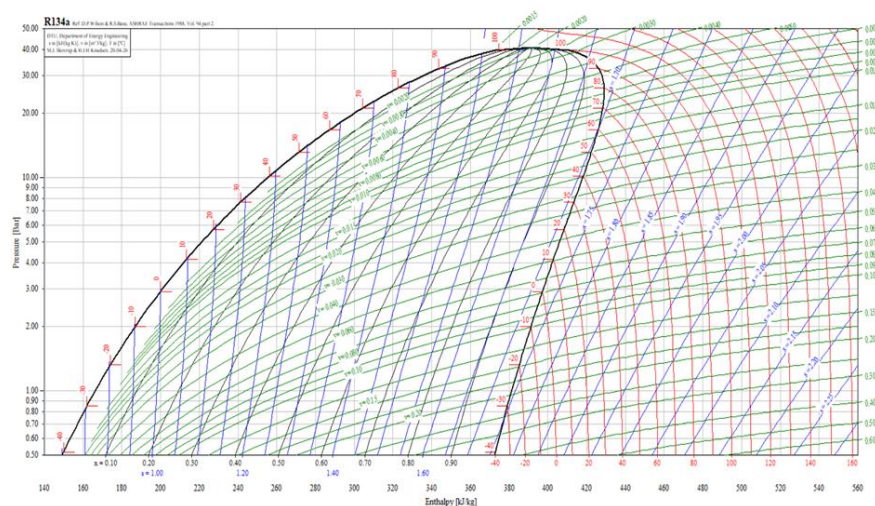
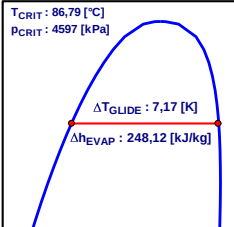


Figura 2. Diagrama de lgp-h pentru R407C

CoolPack																																										
REFRIGERANTS																																										
> THERMODYNAMIC AND THERMOPHYSICAL (TRANSPORT) PROPERTIES																																										
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><td colspan="2" style="background-color: #c0ffc0; text-align: center;">REFRIGERANT</td></tr> <tr><td colspan="2"> R407C </td></tr> <tr><td colspan="2" style="background-color: #c0ffc0; text-align: center;">TEMPERATURE</td></tr> <tr><td>T [°C] :</td><td>-2,00</td></tr> <tr><td colspan="2" style="background-color: #c0ffc0; text-align: center;">PRESSURE</td></tr> <tr><td>T_{DEW} [°C] :</td><td>-35,00</td></tr> </table>	REFRIGERANT		R407C		TEMPERATURE		T [°C] :	-2,00	PRESSURE		T _{DEW} [°C] :	-35,00	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><td colspan="2" style="background-color: #c0ffc0; text-align: center;">THERMODYNAMIC PROPERTIES</td></tr> <tr><td>Temperature</td><td>-2,00 [°C]</td></tr> <tr><td>Pressure</td><td>109,97 [kPa]</td></tr> <tr><td>Specific enthalpy</td><td>270,4 [kJ/kg]</td></tr> <tr><td>Density</td><td>4,296 [kg/m³]</td></tr> <tr><td>Specific volume</td><td>2,328E-01 [m³/kg]</td></tr> <tr><td>Specific heat capacity</td><td>0,7867 [kJ/(kg·K)]</td></tr> </table>	THERMODYNAMIC PROPERTIES		Temperature	-2,00 [°C]	Pressure	109,97 [kPa]	Specific enthalpy	270,4 [kJ/kg]	Density	4,296 [kg/m ³]	Specific volume	2,328E-01 [m ³ /kg]	Specific heat capacity	0,7867 [kJ/(kg·K)]	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><td colspan="2" style="background-color: #c0ffc0; text-align: center;">TRANSPORT PROPERTIES</td></tr> <tr><td>Dynamic viscosity</td><td>1,107E-05 [Pa·s]</td></tr> <tr><td>Kinematic viscosity</td><td>2,577E-06 [m²/s]</td></tr> <tr><td>Thermal conductivity</td><td>1,120E-02 [W/(m·K)]</td></tr> </table>	TRANSPORT PROPERTIES		Dynamic viscosity	1,107E-05 [Pa·s]	Kinematic viscosity	2,577E-06 [m ² /s]	Thermal conductivity	1,120E-02 [W/(m·K)]						
REFRIGERANT																																										
R407C																																										
TEMPERATURE																																										
T [°C] :	-2,00																																									
PRESSURE																																										
T _{DEW} [°C] :	-35,00																																									
THERMODYNAMIC PROPERTIES																																										
Temperature	-2,00 [°C]																																									
Pressure	109,97 [kPa]																																									
Specific enthalpy	270,4 [kJ/kg]																																									
Density	4,296 [kg/m ³]																																									
Specific volume	2,328E-01 [m ³ /kg]																																									
Specific heat capacity	0,7867 [kJ/(kg·K)]																																									
TRANSPORT PROPERTIES																																										
Dynamic viscosity	1,107E-05 [Pa·s]																																									
Kinematic viscosity	2,577E-06 [m ² /s]																																									
Thermal conductivity	1,120E-02 [W/(m·K)]																																									
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="padding: 5px;">STATE : Superheated gas, ΔT_{SH} = 33 [K]</td> </tr> </table>			STATE : Superheated gas, ΔT _{SH} = 33 [K]																																							
STATE : Superheated gas, ΔT _{SH} = 33 [K]																																										
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="padding: 5px;">Calculate transport properties? Yes</td> </tr> </table>			Calculate transport properties? Yes																																							
Calculate transport properties? Yes																																										
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><td colspan="2" style="background-color: #c0ffc0; text-align: center;">LOG(p),h-DIAGRAM</td></tr> <tr><td colspan="2">T_{CRIT} : 86,79 [°C] P_{CRIT} : 4597 [kPa]</td></tr> </table> 	LOG(p),h-DIAGRAM		T _{CRIT} : 86,79 [°C] P _{CRIT} : 4597 [kPa]		<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><td colspan="3" style="background-color: #c0ffc0; text-align: center;">THERMODYNAMIC PROPERTIES: SATURATED FLUID</td></tr> <tr> <th></th> <th>SATURATED LIQUID</th> <th>SATURATED GAS</th> </tr> <tr><td>Temperature [°C]</td><td>-42,17</td><td>-35,00</td></tr> <tr><td>Pressure [kPa]</td><td>109,97</td><td>109,97</td></tr> <tr><td>Specific enthalpy [kJ/kg]</td><td>-2,779</td><td>245,3</td></tr> <tr><td>Density [kg/m³]</td><td>1377</td><td>4,942</td></tr> <tr><td>Specific heat capacity [kJ/(kg·K)]</td><td>1,267</td><td>0,7328</td></tr> </table> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><td colspan="3" style="background-color: #c0ffc0; text-align: center;">TRANSPORT PROPERTIES: SATURATED FLUID</td></tr> <tr> <th></th> <th>SATURATED LIQUID</th> <th>SATURATED GAS</th> </tr> <tr><td>Dynamic viscosity [Pa·s]</td><td>3,561E-04</td><td>9,612E-06</td></tr> <tr><td>Kinematic viscosity [m²/s]</td><td>8,289E-05</td><td>2,238E-06</td></tr> <tr><td>Thermal conductivity [W/(m·K)]</td><td>1,149E-01</td><td>8,697E-03</td></tr> </table>		THERMODYNAMIC PROPERTIES: SATURATED FLUID				SATURATED LIQUID	SATURATED GAS	Temperature [°C]	-42,17	-35,00	Pressure [kPa]	109,97	109,97	Specific enthalpy [kJ/kg]	-2,779	245,3	Density [kg/m ³]	1377	4,942	Specific heat capacity [kJ/(kg·K)]	1,267	0,7328	TRANSPORT PROPERTIES: SATURATED FLUID				SATURATED LIQUID	SATURATED GAS	Dynamic viscosity [Pa·s]	3,561E-04	9,612E-06	Kinematic viscosity [m ² /s]	8,289E-05	2,238E-06	Thermal conductivity [W/(m·K)]	1,149E-01	8,697E-03
LOG(p),h-DIAGRAM																																										
T _{CRIT} : 86,79 [°C] P _{CRIT} : 4597 [kPa]																																										
THERMODYNAMIC PROPERTIES: SATURATED FLUID																																										
	SATURATED LIQUID	SATURATED GAS																																								
Temperature [°C]	-42,17	-35,00																																								
Pressure [kPa]	109,97	109,97																																								
Specific enthalpy [kJ/kg]	-2,779	245,3																																								
Density [kg/m ³]	1377	4,942																																								
Specific heat capacity [kJ/(kg·K)]	1,267	0,7328																																								
TRANSPORT PROPERTIES: SATURATED FLUID																																										
	SATURATED LIQUID	SATURATED GAS																																								
Dynamic viscosity [Pa·s]	3,561E-04	9,612E-06																																								
Kinematic viscosity [m ² /s]	8,289E-05	2,238E-06																																								
Thermal conductivity [W/(m·K)]	1,149E-01	8,697E-03																																								

©1999 - 2001
 Department of
 Mechanical Engineering
 Technical University of Denmark
 Version 1.48
 TOOL 4.7

Coeficientul de performanță termică obținut în urma simulării cu programul CoolPack este diferit față de cel determinat experimental pe instalația în funcțiune. Diferența poate fi explicată prin pierderile ireversibile care apar în instalația reală. Simulările cu ajutorul programului CoolPack pot fi folosite pe viitor pentru optimizarea parametrilor de funcționare ai instalațiilor cu pompă de căldură.

Energia electrică este necesară acționării diferitelor echipamente tehnologice cum sunt unele tipuri de filtre mecanice, pompele de aerare și instalațiile de sterilizare cu UV

Grupul de pompare are rolul de a asigura circulația apei în sistem. Consumul de energie depinde de tipul pompei, randament, înălțimea de pompare și rezistența hidraulică a sistemului.

Pentru vehicularea unui m^3 de apă la o înălțime de pompare de un metru coloană de apă se consumă în general $4,6 - 6 \text{ Wh/m}^3$ energie electrică.

Filtrele mecanice radiale, rotative, tip „tobă”, cele mai des utilizate pentru filtrarea mecanică în sistemele acvacole recirculante, utilizează energie pentru realizarea mișcării de rotație a tamburului și pentru acționarea pompei de spălare a materialului filtrant.

Consumul de energie unitar depinde de dimensiunea orificiilor materialului filtrant și de intensitatea spălării acestuia, situându-se în intervalul $3,7 - 4,5 \text{ Wh/m}^3$.

Rolul pompelor de aerare este de a introduce aer în apa din sistemul acvacol recirculant pentru a măări concentrația de oxigen din apă. Cantitatea de oxigen de care au nevoie peștii depinde în principal de specie, vârstă și densitatea de populare, precum de alți factori cum ar fi temperatura și pH-ul apei, concentrația de amoniu, nitriți și nitrați, etc. Consumul energetic mediu pentru procesul de aerare este de $3-6 \text{ Wh/m}^3$.

Dezinfecția cu raze ultraviolete este capacitatea de penetrare a luminii UV pentru a distruge toate formele de bacterii, viruși cât și alte organisme mici prezente în apa de cultură.

Pentru obținerea unei capacități maxime de dezinfecție cu raze UV se ia în considerare un consum energetic de aproximativ 5 Wh/m^3

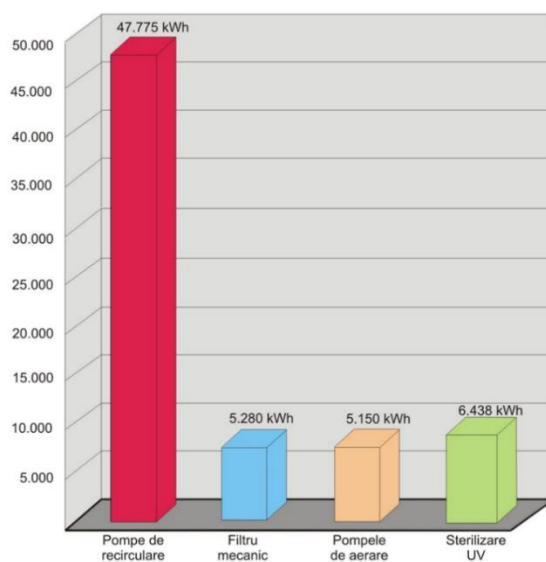


Figura 4. Grafic al consumului anual de energie electrică pentru tratarea și vehicularea apei dintr-un sistem acvacol recirculant

Capitolul 7. Simularea sistemului termic al instalației cu pompă de căldură într-un sistem acvicol recirculant

Cu ajutorul softului KULI s-a proiectat sistemul termic al instalației cu pompă de căldură într-un sistem acvicol recirculant. Proiectarea unei rețele termice este din ce în ce mai importantă în dezvoltarea diferitelor aplicații statice sau mobile. Proiectarea și testarea exclusivă pe standuri de testare sau la locul rețelei termice este o activitate care consumă foarte mult timp și este și foarte costisitoare în același timp, de multe ori fiind aproape imposibil de realizat. Așadar este nevoie de instrumente care să poată simula analitic performanțele rețelelor termice în condițiile reale de funcționare și care să dea în același timp încredere în rezultatele obținute.

Acest program utilizează componente pentru a simula diferitele tipuri de schimbătoare de căldură, ventilatoare, pompe, compresoare etc, integrându-le în rețele termice complexe. Aceste rețele termice complexe simulează situațiile reale din funcționarea diferitelor aplicații. Aceste sisteme pot simula condiții de funcționare (debite, temperaturi, presiuni, turații, etc) independente de datele experimentale utilizate în crearea componentelor. De asemenea sistemul permite și extrapolări dimensionale, astfel încât se elimină nevoia de a proiecta, executa și testa orice altă soluție nouă în vederea evaluării performanțelor hidraulice și termice ale acesteia.

În prima etapă a simulării s-a definit componentele sistemului. Componentele s-au ales în funcție de tipul de fluid cald pe care vrem să îl răcim dar și în funcție de tipul de soluție constructivă aleasă.

Plate Heat Exchanger (PHE_OilWater.kulPhe)

File Extras

General data Configuration Inner flow Outer flow Heat transfer

User: ECS, Steyer
Date (to current): 20.05.2020 16:12:40
Time: Example
Memo:

Type: Oil/Water PHE
No.:
Manufacturer:
Series:
Measur. data file:

Geometric data:
Depth [mm]: 200
Width [mm]: 100
Height [mm]: 60
Effective length [mm]: 150
Metal thickness [mm]: 0.5
Channel height:
☒ User defined
Inner flow [mm]: 10
Outer flow [mm]: 10

Calibration parameters for component calculation

Heat transfer:
 $\alpha = c \cdot Re^a \cdot Pr^b \cdot P^{1/3}$
m (Inside): 0.477576 m (Outside): 0.794633
c (Inside): 32.2759 c (Outside): 5.33073
Average error (%): 0.016927

Pressure loss:
 $\Delta p = a \cdot Re^b$
a (Inside): 11241.7 a (Outside): 1696.32
b (Inside): -0.10746 b (Outside): -0.0169219
Average error (%): 0.018311 Average error (%): 0.893168

Calibration OK Calibrate

Effective length
Height
Width
Depth

Ready

Figura 5. Informațiile geometrice ale unui component Kuli pentru schimbător de căldură în plăci brazate (BPHE)

Pasul următor a fost introducerea datelor pentru partea de fluid cald, a fost necesară introducerea tipului de fluid, a presiunii la care au fost determinate datele și datele de cădere de presiune în funcție de debitul de fluid și temperaturile de intrare și ieșire.

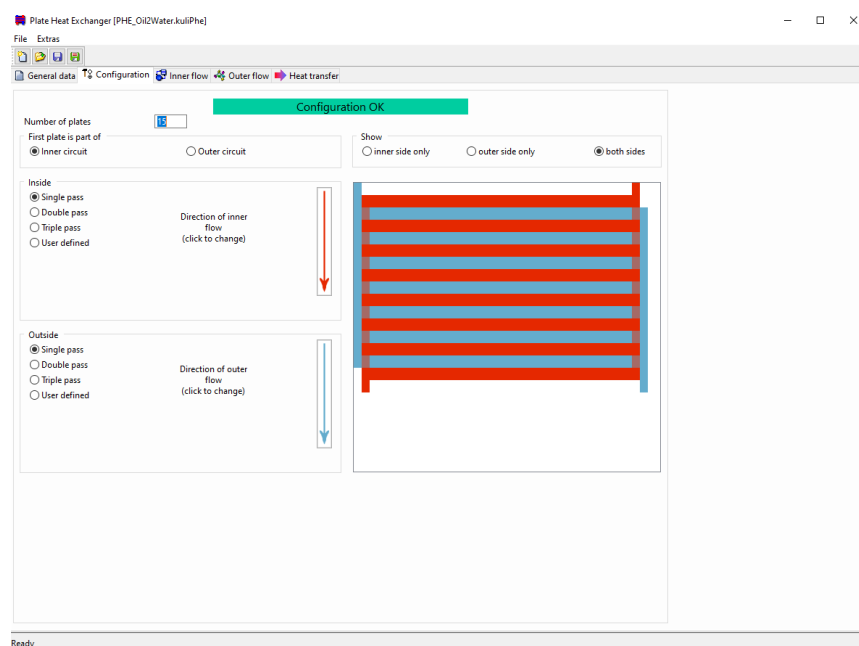


Figura 6. Setarea tipului de curgere

S-a ales tipul fluidului (care poate fi diferit de cel definit în component) și tipul circuitului (închis sau deschis). La circuitele închise s-au setat parametrii inițiali ai fluxul termic dorit și s-a obținut temperatura de ieșire pentru acest flux, pe când la circuitul deschis s-a setat ca parametru initial temperatura de intrare și s-a obținut fluxul termic realizat.

Tot în această etapă s-au definit debitele dorite, temperaturile de intrare sau fluxul termic dorit. Având toți parametrii s-a lansat calcularea rezultatelor. Rezultatele au fost evaluate din Kuli Lab și au fost prezentate tabelar.

În programul KULI am realizat rețeaua termică a sistemului acvacol recirculant împreună cu pompa de căldură. Acest lucru s-a realizat prin introducerea unor elemente care să simuleze masa termică a apei prezente în sistemul secundar, masa apei ce se află în bazinele piscicole.



În total s-au realizat un număr de 4 simulări pentru diferite configurații ale sistemului termic. Simulările analizează dinamica termică a sistemului pentru 96 de ore de funcționare începând cu alimentarea instalației.

A doua simulare analizează evoluția termică a instalației cu poziționarea bazinului de 1000 l după bazinele de pești

A treia simularea analizează evoluția termică a instalației cu modificarea poziției apei de reîmprospătare

Cea de a patra simulare analizează evoluția termică a instalației fără bazinul tampon de 1000 l.

Toate aceste configurații au o evoluție termică foarte apropiată, diferența lor este dată doar de timpul de funcționare al pompei termice. Astfel așa cum am arătat mai sus prima configurație are cel mai mic consum energetic, urmată de a treia și a patra configurație. Cea mai ineficientă configurație fiind simularea a doua.

Capitolul 8. Concluzii și contribuții personale

Lucrarea de față „**Studii și cercetări privind eficientizarea consumului energetic al pompelor de căldură într-un sistem acvacol recirculant**” se bazează pe cunoștințe teoretice și practice acumulate în aproximativ 10 ani de experiență ai autoarei în domeniul cercetării-dezvoltării în domeniul agricol și al industriei alimentare.

Sistemele acvacole recirculante au o tehnologie energofagă, energia consumată de întregul sistem acvacol recirculant este de două feluri și anume energie electrică necesară acționării diferitelor echipamente tehnologice și energie calorică necesară pentru încălzirea și răcirea apei din sistem și a halei în care este amplasat acesta.

Pentru micșorarea consumurilor energetice legate de filtrare, aerare și dezinfecție cu radiații UV (care împreună nu reprezintă decât cca. 15% din consumul total), se poate interveni într-o măsură limitată, prin utilizarea unor echipamente cât mai eficiente și cu randamente cât mai ridicate.

Ponderea cea mai însemnată din consumul energetic total al unui sistem acvacol recirculant (cca.42%) o reprezintă energia consumată pentru vehicularea apei în sistem. Această pondere crește odată cu mărirea sistemului și cu mărirea intensității de recirculare, adică a volumului total de apă vehiculată.

Consumul de energie pentru vehicularea apei poate fi redus semnificativ prin dezvoltarea unor sisteme care să necesite o înălțime de pompare cât mai mică, evitarea unor pompări inutile și prin proiectarea judicioasă a rețelelor hidraulice.

În acest mod, prin reducerea de pompare la aproximativ 4mca, se obține o reducere a consumului energetic al pompelor cu aproximativ 43% ceea ce în cazul sistemului analizat reprezintă aproximativ 18% din consumul total.

Cheltuielile cu energia termică (E_{IA} și E_{IH}) constituie o pondere însemnată din consumul energetic total, aproximativ 43%.

Reducerea acestor consumuri se poate realiza prin diminuarea pierderilor de căldură prin izolarea cât mai eficientă a construcțiilor și a rețelelor de apă exterioare (dacă este cazul).

O modalitate eficientă din punct de vedere energetic de reducere consumului de energie termică este utilizarea unor surse de energie alternativă, cum ar fi de exemplu pompele de căldură, care folosesc energia mediului pentru a produce energie calorică.

Prin utilizarea pentru încălzirea și răcirea apei dintr-un sistem acvacol recirculant a unei pompe de căldură, tip apă – apă cu un $COP = 5,4$, 1 kWh energie termică se obține de 2,2 ori mai ieftin, comparativ cu utilizarea gazului metan și de 5,4 ori mai ieftin decât folosind energie electrică, la tarifele actuale.

Reducând cheltuielile cu energia termică cu 81% se obține o diminuare a costurilor energetice totale ale funcționării unui sistem acvicol recirculant cu aproximativ 35%.

Cu ajutorul programului CoolPack, după o scurtă descriere a agentilor frigorifici, s-a studiat ciclul frigorific al pompei de căldură. Ciclul a fost studiat în diagrama freonului R407C pentru datele măsurate pe instalația cu pompă de căldură. COP-ul obținut în urma simulării cu programul CoolPack este diferit față de cel determinat experimental pe instalația în funcțiune.

Simulările cu ajutorul programului CoolPack se utilizează pentru optimizarea parametrilor de funcționare ai instalațiilor cu pompă de căldură.

Am realizat în programul Kuli un număr de 4 simulări pentru diferite configurații ale sistemului termic. Simulările analizează dinamica termică a sistemului pentru 96 de ore de funcționare începând cu alimentarea instalației.

Prima simulare analizează evoluția termică a instalației în prezența unui bazin tampon de 1000 l și a unei configurații în care apa este reîmprospătată odată la 24 ore cu un volum de 40% din capacitate.

A doua simulare analizează evoluția termică a instalației cu poziționarea bazinului de 1000 l după bazinele de pești

A treia simulare analizează evoluția termică a instalației cu modificarea poziției apei de reîmprospătare

Cea de a patra simulare analizează evoluția termică a instalației fără bazinul tampon de 1000 l.

Toate aceste configurații au o evoluție termică foarte apropiată, diferența lor este dată doar de timpul de funcționare al pompei termice. Astfel așa cum am arătat mai sus prima configurație are cel mai mic consum energetic, urmată de a treia și a patra configurație. Cea mai ineficientă configurație fiind simularea a doua.

Din cele de mai sus se poate concluziona că poziția și existența bazinului tampon de 1000 l este importantă în reducerea consumului energetic al sistemului termic studiat. Datorită faptului că simularea 2 este cea mai ineficientă ne indică faptul că poziția bazinului tampon de 1000 l este mai importantă decât existența acestuia.

Deasemenea, și poziția din sistem a alimentării cu apă proaspătă este importantă, optimul fiind între pompa de căldură și bazinul tampon de 1000 l. În această configurație bazinul tampon are cea mai mare influență asupra consumului energetic al sistemului.

Simulările termice sunt foarte importante, acestea ne permit realizarea unor modificări virtuale ale sistemului termic fără să implice costuri suplimentare. Mai mult, acestea permit studierea dinamicii sistemului termic în timp ceea ce în realitate este costisitoare și consumatoare de timp, și nu este tot timpul posibilă.

Pe viitor se dorește analiza exergetică a funcționării pompelor de căldură, prin care s-ar pune în evidență avantajele față de sistemele clasice de încălzire.

Se pot enumera următoarele contribuții personale și rezultate:

- consultarea unei vaste bibliografii în domeniul sistemelor acvicole recirculante de creștere a peștilor
- studiul stadiului actual al dezvoltării instalațiilor de pompe de căldură la nivel mondial și național.
- efectuarea determinărilor experimentale pe o instalație cu pompă de căldură într-un sistem acvicol recirculant pentru stabilirea consumului de energie electrică la diferite rate de schimbare

ale apei din sistem la diferite temperaturi atât pentru regimul de încălzire cât și pentru regimul de răcire al apei.

- studierea cu ajutorul programului CoolPack a ciclului teoretic al pompei de căldură pentru regimul de încălzire.
- compararea în CoolPack al ciclului teoretic al pompei de căldură cu cel real din timpul funcționării.
- realizarea în progrmul Kuli a unui număr de 4 simulări în care s-au încercat diferite configurații ale sistemului termic al instalației de încălzire cu pompă de căldură a unor bazine dintr-un sistem acvacol recirculant rezultând un număr de 46 de tabele prezente în anexa A (în anexă s-au trecut doar câteva valori selective).
- demonstrarea în programul Kuli a influenței poziției rezervorului tampon de alimentare cu apă proaspătă asupra consumului energetic al întregului system.
- determinarea prin calcul al consumului energetic total al unui sistem acvacol recirculant, de unde reiese faptul că din procentul total de energie consumată, (42%) reprezintă energia consumată pentru vehicularea apei în sistem. Această pondere crește odată cu mărirea sistemului și cu mărirea intensității de recirculare, adică a volumului total de apă vehiculată în sistem. Acest consum de energie putând fi redus prin dezvoltarea unor sisteme care să necesite o înălțime de pompare cât mai mică, evitarea unor pompări inutile și prin proiectarea judicioasă a rețelelor hidraulice.

De menționat sunt lucrările apărute în:

- *Experimental Heat Transfer indexată ISI*
Marțian Vlad, Septimiu Albetel, **Laza (David) Evelin-Anda**, Nagi Mihai “Heat transfer and hydraulic performance models for a family of aluminum plate heat exchanger with transversal offset strip fins” *Experimental Heat Transfer* ID UEHT-2016-0076.R2
- *8th International Conference on Thermal Equipment, Renewable Energy and Rural Development, TE-RE-RD 2019 revistă indexată ISI*
Laza (David) E.A., Dumitrescu L., Boboc M., Moiceanu G., “Greenhouse Heating by using an installation of biogaz gazeification”
Septimiu Albetel, Alexandru Rus, **Evelin David (Laza)**, Vlad Martian “The Amplitude Influence on the Thermal and Hydraulic Performances for a Wavy Air Fin in a Compact Heat Exchanger used in Agriculture Applications”

Bibliografie selectivă

1. Bura M. – Acvacultură specială; Ed. Orizonturi Universitare Timișoara, 2002
2. Cristea V., Ceapă C., Rauta M. – Oportunitatea și condițiile introducerii sistemelor superintensive în acvacultura României. Proceedings of “Aquarom 98” Symposium, Galați
3. Cristea V. , Grecu I., Ceapă C. , – Ingineria sistemelor recirculante din acvacultură, Ed.Didactică și Pedagogică, București, 2002
4. Rakocy J., Losordo M.T., Masser P.M. – Recirculating aquaculture tank production systems. Integrating fish and plant culture; Southern regional aquaculture center, nr. 454, 1999
5. <http://www.termo.utcluj.ro/ccfif/ccfif.pdf>
6. Radcenco V. – Instalații de pompe de căldură, Ed. Tehnică, București, 1985
7. PN 06-20 02 05 - Cercetarea și fundamentarea științifică a tehnologiei pentru obținerea de energie neconvențională utilizată la încălzirea/răcirea apei, folosind pompe de căldură, în sistemele recirculante din halele fermelor piscicole București 2007
8. Nagi, M. - Utilaje termice Lito U.T.T., Timișoara, 1995
9. [MODULAR RECIRCULATING AQUATIC SYSTEM FOR SUPER-INTENSIVE FISH BREEDING / SISTEM ACVACOL RECIRCULANT MODULAR PENTRU CREȘTEREA SUPERINTENSIVĂ A PEȘTELOR Ph.D. Eng. Pop A., Ph.D. Eng. Gál D., Eng. David P., Eng. Popovici V. INMA Bucharest, HAKI Szarvas
10. [kuli] <https://kulihelp.magna.com/km/14>
11. [kPM] <https://kulihelp.magna.com/km/14/kuli-ecodrive/drive/components/point-masses>
12. [kCond] <https://kulihelp.magna.com/km/14/kuli-ecodrive/eco/battery/heat-conduction>
13. <https://www.ipu.dk/wp-content/uploads/2018/09/coolpack-tutorial.pdf>
14. Marțian Vlad, Septimiu Albetel, **Laza (David) Evelin-Anda**, Nagi Mihai “Heat transfer and hydraulic performance models for a family of aluminum plate heat exchanger with transversal offset strip fins” Experimental Heat Transfer ID UEHT-2016-0076.R2
15. Septimiu Albetel, Alexandru Rus, **Evelin David (Laza)**, Vlad Martian “The Amplitude Influence on the Thermal and Hydraulic Performances for a Wavy Air Fin in a Compact Heat Exchanger used in Agriculture Applications”
16. **David E-A**, Pop A., Andrei Sorin - Theoretical considerations regarding improving energy consumption of a recirculating aquaculture system of superintensive fish growing / Considerații teoretice privind îmbunătățirea consumului energetic al unui sistem acvacol recirculant de creștere superintensivă a peștilor, ISB INMA TEH’ 2014, International Symposium, 30 octombrie – 1 noiembrie București, ISSN 2344-4118.
17. Yujin Nam*, Ryoza Ooka, Suckho Hwang Development of a numerical model to predict heat exchange rates for a ground-source heat pump system. Japan 2008 Elsevier B.V.
18. D. Vanhoudt, D. Geysen, B. Claessens, F. Leemans, L. Jespers si J. Van Bael An actively controlled residential heat pump: Potential on peak shaving and maximization of self-consumption of renewable energy (2014)
19. Zhiwei Lian, Seong-rzong Park și Henian Qi Analysis on energy consumption of water-loop heat pump system in China (2005)
20. K.J. Chua, S.K. Chou, W.M. Zang Advances in heat pump systems: A review (2010)
21. D.S.Kim, I. Moretti, H. Hubert, M Monsberger Heat exchangers and the performance of heat pumps – Analysis of a heat pump database.(2011)