

MINISTERUL EDUCATIEI

UNIVERSITATEA TEHNICA DE CONSTRUCTII BUCURESTI

RAPORT CERCETARE 2

Functionarea termohidraulica a sistemelor
neconventionale ce utilizeaza resurse regenerabile
Studiu experimental

Coordonator: Prof. dr. ing. Florin Iordache

Student: Ing. dipl. Mugurel-Florin Tălpigă

Cuprins

Lista de tabele.....	3
Lista de figuri.....	4
Abrevieri.....	6
Lista de notatii.....	7
Introducere	9
1. Modelarea matematica a sistemelor cu pompa de caldura	11
2. Programul de simulare numerica.....	21
3. Identificarea parametrilor pompei de caldura	46
4. Lista datelor masurate	48
5. Planul de studiu experimental	52
6. Procesarea bazei de date si identificarea parametrilor	62
7. Calibrarea modelului matematic	68
Anexa 1 Date simulare for 50°C.....	74
Anexa 2 Date simulate pentru 45°C	77
Anexa 3 Date simulate pentru 40°C	80
Anexa 4 Rezultate MATLAB.....	83
Anexa 5 Pompa de caldura ZUBADAN	85
Anexa 6 Bancul experimental.....	86
Anexa 7 Prezentarea bancului de masurari experimentale.....	89
Anexa 8 Aparatele de masura experimentale.....	93
Anexa 9 Evaluarea diferentei de temperatura	99

Lista de tabele

Tabel 1 DUPREX parametrii setati	29
Tabel 2 Lista parametrilor principali	49
Tabel 3 lista parametrilor secundari	50
Tabel 4 parametrii utilizati pentru calibrarea termocuplurilor	50
Tabel 5 Pompa de caldura, specificatii tehnice	52
Tabel 6 Punctele de masura si descrierea acestora, pentru intrarile din unitatile de masura	56
Tabel 7 Valorile de temperatura masurate si temperaturile de referinta masurate pe bancul experimental de calibrare	57
Tabel 8 Evaluarea temperaturilor de condensare si vaporizare utilizand valorile de pe manometrele trusei de frigotehnie	58
Tabel 9 DUPREX valori calculate la 50°C temperatura de condensare	74
Tabel 10 DUPREX valori calculate la 45°C temperatura de condensare	77
Tabel 11 DUPREX valori calculate la 40°C temperatura de condensare	80
Tabel 12 Rezultatele obtinute in urma compararii DUPREX/MATLAB pentru 50°C	83
Tabel 13 Rezultatele obtinute in urma compararii DUPREX/MATLAB pentru 45°C	84
Tabel 14 componentele si subsistemele pompei de caldura	86

Lista de figuri

Figura 1 modelul ciclului Carnot.....	14
Figura 2 Pompa de căldură. Schema modelului generic	16
Figura 3 Modelul fizic al condensatorului racit cu apa.....	17
Figura 4 DUPREX ciclul frigorific si schema hidraulica.....	22
Figura 5 Vaporizator racit cu aer	23
Figura 6 DUPREX specificatii tipuri de sistem.....	23
Figura 7 DUPREX definirea parametrilor	24
Figura 8 DUPREX specificatiile si calibrările conductelor de aspiratie si refulare	25
Figura 9 DUPREX exemplu de caracteristici ale freonului R 410 pentru temperatura specifica 57.0 C.....	26
Figura 10 DUPREX tabel de proprietati.....	27
Figura 11 DUPREX ciclul pentru WSHP (sursa apa)	28
Figura 12 Raportul de presiune intre conductele de aspiratie si condensator la temperatura de condensare 50 °C si 45 °C	30
Figura 13 Deplasarea teoretica si debitul masic obtinut de DUPREX pentru R410A, pentru 40 °C, 45 °C si 50 °C temperaturi de condensare.	31
Figura 14 Puterea electrica consumata de compresor la 50°C, 45°C si 40 °C temperatura de condensare, pentru freonul R410A.....	32
Figura 15 R410A COP la pentru fiecare temperatura de vaporizare intre -20°C si 10°C	33
Figura 16 COP de racire pentru fiecare temperatura de vaporizare intre -20°C si 10°C	33
Figura 17 Puterea de vaporizare a R410A pentru 50°C respectiv 45°C temperatura de condensare.....	34
Figura 18 R410 cicluri de agent frigorific pentru diferite temperaturi de condensare si vaporizare.....	35
Figura 19 Datele simulate cu mediile DUPREX si MATLAB	37
Figura 20 R410A Puterea electrica la bornele Compresorului pentru datele MATLAB si DUPREX.....	38
Figura 21 Puterea de vaporizare, comparare simulare cu DUPREX si MATLAB.....	39
Figura 22 Consumul electric al compresorului pentru datele simulate cu MATLAB.....	41
Figura 23 Evaluarea MATLAB a COP-ului.....	43
Figura 24 Puterea de vaporizare, date MATLAB	44
Figura 25 Unitatea exterioara a pompei de caldura.....	53
Figura 26 Rezultatele masuratorilor de temperatura obtinute pe bancul de calibrare	58
Figura 27 Masurari pe bancul experimental, circuitul secundar al condensatorului, din data de 21.02.2018.....	62
Figura 28 Masurari experimentale ale temperaturilor circuitului primar al condensatorului, aferente datei de 21.02.2018	62
Figura 29 valorile masurate ale temperaturilor agentului frigorific la intrarea si iesirea din compresor, aferente datei de 21.02.2018	63
Figura 30 Masurari experimentale ale temperaturii aerului pe intrarea si iesirea vaporizatorului 21.02.2018	63
Figura 31 Masurari pe banc, scaderea temperaturii conductei de presiune inalta intre iesirea din compresor si intrarea in condensator din data de 21.02.2018	64

Figura 32 Masurari pe bancul experimental al curentului absorbit de motorul electric al compresorului de freon, din data de 21.02.2018.....	64
Figura 33 Masurari experimentale pe banc ale caderii temperaturii la intrarea si iesirea din vaporizator pentru data de 28.03.2018.....	65
Figura 34 Temperaturile de vaporizare si condensare dupa prelucrare pentru data de 21.02.2018	66
Figura 35 Puterea de condensare si puterea electrica utilizand datele experimentale din data de 21.02.2018.....	66
Figura 36 eficienta compresorului si puterea electrica in intervalul 07:20 – 08:35, la data de 21.02.2018	67
Figura 37 Electrical power efficiency and efficiency mean value for 07:20 to 08:35 data of 21.02.2018	67
Figura 38 Puterea electrica a motorului compresorului pentru datele masurate in 21.02.2018 si valorile obtinute cu modelul MATLAB	68
Figura 39 Experimental heat pump external unit hydraulic diagram	85
Figura 40 schema hidraulica a pompei de caldura in prepararea de apa calda de consum..	87
Figura 41 Schema hidraulica a instalatie de incalzire si pompa de caldura	88
Figura 42 Valva cu 3 cai si boilerul de apa calda de consum.	89
Figura 43 Bateria de amestec, albastru si vasul de expansiune, rosu	89
Figura 44 controllerul de temperatura al pompei de caldura.....	90
Figura 45 schimbatorul de caldura in placi, condensatorul pompei	90
Figura 46 pompa de recirculare pe circuitul secundar al schimbatorului de caldura.....	91
Figura 47 conexiunile intre unitatea exterioara si liniile de presiune inalta si conducta de condensat	91
Figura 48 Aparatul de achizitie de date de tip curent si clesii ampermetrice utilizati.....	93
Figura 49 PicoLog CM3 specificatiile de curent pe clesii ampermetrice	93
Figura 50 Almemo 5690-2 in progres.....	94
Figura 51 Amplasarea termocuplelor pe condensator	95
Figura 53 Punctele de masura ale temperaturilor agentului frigorific la intrarea si iesirea din compresor.....	96
Figura 54 Senzorul de temperatura pe intrarea in vaporizator	96
Figura 55 Bancul de calibrare termocuple.....	97
Figura 56 Statia de calibrare a termocuplelor.....	97
Figura 57 instalarea manometrelor pe liniile de intrare si iesire in compresor	98
Figura 58 exemplu de presiuni si temperaturi corespunzatoare citite pe manometre.....	98
Figura 59 evaluarea diferentei de temperatura intre agentul frigorific si mediile de vaporizare, respectiv condensare.....	99

Abrevieri

COP – Coefficient of performance,

ASHP – Air source heat pump,

WSHP – Water source heat pump,

RCTCs – Refrigerant cycle temperatures coefficients,

CFD – Computational Fluid Dynamics,

NIST – National Institute of Standard and Technology,

GWP – Global Warming Potential,

ODP – Ozone Depletion Potential,

CO₂ – Carbon Dioxide,

R2016a – MATLAB based 2016 SW version,

SW – Software,

AC – Alternative Current,

DHW – Daily Hot Water,

RC – Remote Control,

RMS – Root Mean Square value of sine wave measurements,

Lista de notatii

COP_{CD} – Coeficientul de Performanta la incalzire, -

COP_{VP} – Coeficientul de Performanta la racire, -

η_c – eficienta compresorului, -

η_{vp} – eficienta de vaporizare, -

P_{CD} – putere de condensare, kW,

P_{VP} – putere de vaporizare, kW,

P_{EL} – putere electrica, kW,

P_{EL_sym} – putere electrica, consumator simetric trifazat, kW,

Q_{CD} – debit de agent termic la condensare, l/min,

Δ_{CD} – diferenta de temperatura la condensare, K

Δ_{VP} – diferenta de temperatura la vaporizare, K

t_{ml_cond} – temperature medie logaritmica la condensator, K

Δ_{VP_drop} – caderea de temperatura intre intrarea si iesirea unitatii exterioare, K

C_{tl}, C_{th} – coeficientii de temperatura, -

θ_{CD} – temperatura de condensare, °C

θ_{VP} – temperatura de vaporizare, °C

t_c – temperatura apa calda, °C,

t_R – temperatura apa rece, °C,

t_{LL} – temperatura pe linia de lichid, °C,

t_{GL} – temperature pe linia de vapori, °C,

t_{SC} – sub cooling temperature, °C,

t_c – temperatura de supraincalzire, °C,

t_{11} – temperatura de intrare in schimbatorul de caldura, circuitul primar, °C,

t_{12} – temperatura de iesire din schimbatorul de caldura, circuitul primar °C,

t_{evap_man} – temperatura de vaporizare citita cu trusa manifold, °C,

t_{cond_man} – temperatura de condensare citita cu trusa manifold, °C,

t_{out_vp} – temperatura de iesire a aerului din vaporizator, °C,

ρ_w – densitate apa, 1008 kg/m³,

c_w – caldura specifica, 4186 kJ/(kg·K),

U_1 – tensiune pe faza 1, V,

U_2 – tensiune pe faza 2, V,

U_3 – tensiune pe faza 3, V,

I_1 – current pe faza 1, A,

I_2 – current pe faza 2, A,

I_3 – current pe faza 3, A,

$\cos(\Phi)$ – factorul de putere, -,

E_{el} – energie electrica, sarcini asimetrice, kW·h,

E_{sim} – energie electrica sarcini simetrice, kWh,

τ – timp de esantionare, h,

Introducere

Pământul este și va rămâne un teren de exploatare în care oamenii descoperă legile naturii și își conduc propriile activități, evaluând și explorând mereu comportamentul pământului. Folosind legile naturii, activitățile oamenilor sunt în continuă schimbare, definite și reunite, în marile și uimitoarele sale intensități trăite ca fiind consecințele religiei și a științei.

Omul merge fără o cale de întoarcere pe drumul înțelegerii Universului spațio-temporal, cu impulsul determinării interioare în definirea comportamentului naturii. Când energia, ca motor al vieții, schimbă habitatul sau dimensiunea sistemului, omul are un rol, presupus, de a înțelege ce se întâmplă în jurul său și cum această schimbare duce la propagarea, atât în interior, cât și în exterior, a elementelor complexe coordonate. Pe de o parte, energia conduce la echilibrul sistemelor la un moment dat, dar și la modificarea parametrilor lor odată ce schimbul de energie depășește propriile granițe imaginate. Cauza, datorită schimbului de energie, duce la un efect în sistemele naturale, în habitatele umane și în comportamentul planetei. Imaginând legătura dintre cauză și efect, înțelegând-o și apoi experimentând cu înțelegerea datei, omul este capabil să realizeze o îmbunătățire în sensul propriului confort și protecție a mediului înconjurător. Oamenii nu vor înceta niciodată să se inspire, vor copia toate legile naturale cunoscute, pentru că eternitatea va fi inspirată de natură, care este un ocean infinit de legi care guvernează substanțele înconjurătoare într-un comportament natural. Se pare că energia are multe tipuri de transmisie și consecințe precum căldura, datorită agitației atomice, luminii, datorită mișcărilor fotonice ondulatorii etc. Energia, într-un context, creează sau modifică parametrii sistemului, cum ar fi temperatura, vântul sau precipitațiile, schimbă legătura moleculară a materialului, crearea sau perturbarea substanțelor prin acumulare, respectiv eliberarea de energie captată. Contextul energiei, împreună cu materialele naturale, îi ajută pe oameni să-și definească și să-și păstreze confortul de sine, confortul termic fiind o condiție sine qua non în toate spațiile în care aceștia își desfășoară activitatea..

Din punct de vedere istoric, confortul termic a fost păstrat prin utilizarea energiei captate din legătura moleculară dintre carbon și hidrogen în substanțe naturale precum cărbune, benzină sau gaz. Dar acest tip de menținere a confortului termic conduce la schimbările climatice, în care crește din ce în ce mai mult temperatura globală. Pentru perioadele de vară, astăzi este o adevărată provocare de a crea confort termic împreună cu economisirea de energie pentru a reduce schimbările climatice. Datorită celei mai utilizate tehnologii de răcire bazată pe electricitate și deoarece cea mai mare producție de energie electrică din lume este bazată pe cărbune, contextul de răcire și încălzire poate fi o modalitate de a salva planeta dacă energia primară utilizată integral sau parțial este schimbată cu energie provenită din resurse regenerabile.

O modalitate de a reduce cererea de energie primară este utilizarea energiei reutilizabile și regenerabile, cum ar fi căldura aerului, apei sau a solului, respectiv energia solară transmisă pe pământ prin radiație solară. Sistemele neconvenționale viitoare sunt dezvoltate astăzi ca o definiție a tehnologiilor multipotențiale, în care proprietățile materialelor, comportamentul termodinamic al sistemelor de încălzire sau răcire sau al unităților electronice, fiind legate între ele în echipamente, pentru a conduce către o eficiență mai bună într-un mod cât mai rentabil. O multitudine de sisteme hibride au fost dezvoltate până astăzi, astfel, pompe de căldură cu absorbție împreună cu sistemele clasice (37), sistemele solare împreună cu unitățile de încălzire clasice care ard gaz natural sau reziduuri de lemn, dar care au combinat, de asemenea, generarea de energie utilizată în cartierele marilor orașe prin sisteme termice (38). Toate sistemele sunt analizate azi din punct de vedere al eficienței, din punct de vedere al costurilor și pentru îmbunătățirea confortului termic în interiorul clădirilor (39). Oamenii își reunesc cunoștințele și împărtășesc cele mai bune practici, iau cea mai bună configurație ca rezultat al cercetării științifice pentru un design final al echipamentelor care conduc managementul confortului aerului și termic într-un mod care să satisfacă cerințele de căldură sau răcire, dar, în același timp, neuitând să conserve mediul înconjurător. Ca regulă generală, am încercat în ultimii ani să oferim tot ce ne stă în putință să ne conformăm nevoilor și să reducem consumul de combustibil fosil scăzând emisiile de carbon.

A face bine nu este întotdeauna cunoscut de la început; studierea și căutarea celei mai bune alegeri în tehnologie sau amestec de control al algoritmului dinamic, va conduce întotdeauna către acesta. Cu siguranță, decizia finală asigură cel puțin nevoile oamenilor, dar nu numai. O testare reală ne va conduce întotdeauna la supravegherea proiectului, ne va spune care este configurația potrivită și dacă avem nevoie de o nouă calibrare a parametrilor algoritmului sau a modificărilor materialelor.

Un pas în proiectare este testarea. Un pas important al testării este luarea unei decizii corecte cu privire la parametrii, cu focusarea privind rezultatele valorilor ținute. Presupunând că valoarea unui parametru va conduce la valoarea dată putem iniția o analiză, comparând mereu valoarea obținută cu cea dată. Testarea în acest mod, pentru căutarea parametrilor sistemului este comună și cunoscută sub numele de studiu experimental. Îmbinarea elementelor sistemului, păstrând cât mai mult posibil, cu un decalaj acceptat și asumat, parametrii cunoscuți în specificația lor, ne va oferi intervalul corect de valori căutate. Nu întotdeauna ceea ce am găsit este valoarea imaginată, ceea ce vedem după efectuarea experimentului pentru a decide dacă tipul de proiectare este fezabil sau nu.

În cercetare un instrument bun pentru proiectare este software-ul de simulare. Astăzi, cercetătorii, inginerii, tehnicienii au întotdeauna disponibil un mediu de calcul pentru a simula un sistem, pentru a simula o metodă teoretică pentru a scrie echipamente matematic scăzute, sau pentru a simula, de asemenea, algoritmul de management și pentru a găsi o valoare adecvată denumită și valoare optimă.

Astfel, experimentul ne va confirma sau ne va oferi o nouă valoare a parametrului căutat, pentru a calibra modelul matematic cu cel real, pentru a fi utilizat în noi simulări în care analiza se apropie mai mult de comportamentul real al echipamentului.

Experimentul este utilizat, în contextul descris aici, în două scopuri. Unul este validarea parametrilor sistemului și al doilea, și cel mai important, calibrarea modelului matematic.

În sistemele complexe de încălzire dezvoltate astăzi, amestecul de tehnologii de la diferiți producători cu atenție pe nevoile clienților în ceea ce privește costurile, gestionarea clădirilor de birouri de proiectare a clădirilor va funcționa întotdeauna după normele naționale, pentru a găsi soluția optimă. Nu întotdeauna este o modalitate ușoară. Nu este întotdeauna posibil combinarea echipamentelor de la diferiți producători. Aproximarea pentru legile matematice a sistemului este frecvent utilizată astăzi. Găsirea și validarea lor este un know-how pentru care companiile sunt interesate, cercetarea și puterea de simulare ale propriilor echipamente fiind o resursă recunoscută. Feedback-ul după implantarea sistemului și înregistrarea consumului de energie și a parametrilor de lucru după stabilirea echilibrului termic, poate confirma încă o dată că aparatul de simulare este realist, rezultatele obținute prin evaluare matematică se regăsesc și în urma exploatării.

Experimentele ne vor oferi întotdeauna un comportament natural al funcționării echipamentelor de asigurare a confortului termic. Experimentele vor fi întotdeauna o alegere corectă atunci când căutăm valorile sau intervalele parametrilor de calibrare. În acest scop, experimentele vor rămâne instrumentul mai puțin contractat în mâinile cercetătorilor, baza rămânând simularea și studiile de fezabilitate. Prin urmare, imaginați-vă că experimentul potrivit va fi cea mai mare provocare.

1. Modelarea matematica a sistemelor cu pompa de caldura

Modelarea matematică a sistemelor termice dintodeauna a fost un angajament important, diversitatea sistemelor și mixul de tehnologii din domeniu realizând o adevărată provocare. Sistemele hibride, în particular, fiind cele mai frecvente tipuri de sisteme supuse unui grad ridicat de complexitate, utilizarea acestora impunându-se din pricina consumului energetic global în creștere de la an la an și încălzirea globală fiind o consecință (4) (5) (6) (7).

Ingineria din domeniu utilizează în prezent o multitudine de utiluri software și modele matematice pentru a estima necesarul de energie, a simula sistemele termice utilizate pentru atingerea confortului interior și funcționarea tehnologiei utilizate într-un mod cât mai eficient posibil pentru o utilizare cât mai îndelungată. Bazându-se pe aceste aspect, ce devin scopul proiectării, algoritmi complecși sau ecuații matematice descriu pe larg comportamentul fizic al materialelor cât și comportamentul dinamic al acestora, prin integrarea în clima locală și modificarea

calității aerului interior, necesarul de energie sau valoarea de setare a temperaturii interioare.

Scrierea ecuațiilor caracteristice ce descriu sistemul utilizat pentru menținerea confortului interior, este cel mai important aspect iar această cerință nu este una dintre cele mai simple, complexitatea sistemului și varietatea parametrilor de intrare sau ieșire, interacțiunea dintre aceștia sau profilul de utilizator, conduc către o adevărată provocare în ceea ce privește modelarea matematică cât mai fidelă. Venind cu o soluție și reducând complexitatea ce o reprezintă descrierea unui astfel de sistem prin ecuații matematice și algoritmi de calcul, face din subcapitolul de față, un demers prioritar cu privire la modelarea comportamentului unei pompe de căldură în cadrul sistemelor termice. Ținând seama de cele mai importante variabile, în mod general se poate preciza, în limitele acceptabile ale toleranței impuse, descrierea dinamica a sistemului când parametri de intrare se modifică sau menținerea celor de ieșire în limitele cerute, cum sunt temperatura aerului interior și parametri de confort interior descriși de indicii PMV/PPD.

Confortul termic interior este deasemenea studiat nu numai prin tehnicile statistice date de către coeficienții menționați dar este și studiat prin tehnici de măsură experimentale, utilizând manechini care masoară parametri aerului interior, în laboratoare specializate folosind ecuații esențiale pentru descrierea sistemului (41). Ecuațiile polinomiale și de tip exponențial, sunt cele mai utilizate forme de modele matematice care descriu sistemele termice menționate aici. La nivel global, cercetările din domeniu au generat o bază de date semnificativă, din care, prin regresie polinomială s-au obținut ecuații ce descriu comportamentul sistemelor termice. Datorită acestei baze de date și experienței dobândite de către mediul universitar, în ceea ce privește utilizarea metodei polinomiale, și a curbelor caracteristice, este una dintre cele mai utilizate tehnici, datorită simplității în modelarea matematică a sistemului vizat. Pentru evaluarea cât mai fidelă a sistemului analizat, regresia polinomială poate rămâne cea mai bună metodă de evaluare și monitorizare a temperaturilor în punctele cheie ale echipamentelor, utilizând baze de date cât mai cuprinzătoare și care au fost obținute în timpul funcționării. Prin aplicare unui număr mare de profiluri de utilizatori, curbele parametrilor de ieșire, atunci când cei de intrare sunt modificați într-un interval de valori cuprinzător ă ceea ce privește profilul real al acestora, au generat deasemenea o bază statistică importantă care a generat parametri specifici sau necunoscuți, ai sistemelor analizate, și care au pus bazele unor tabele cu parametri fizici ai sistemelor termice, ce țin seama de această dată de caracteristicile materialelor, proprietățile fizice ale agenților termici sau parametri necesari evaluării echipamentelor cu pompe de căldură. Când datele statistice sunt analizate, ecuațiile obținute prin regresie polinomială pot fi utilizate în evaluarea unor sisteme noi, cu parametri similari, utilizate pentru confortul termic al unor clădiri noi sau în scopul proiectării acestora. Astfel, analiza statistică și ecuațiile matematice obținute, aduc un avantaj important pro evaluare energetică a vechilor și noilor echipamente, utilizate în aceleași condiții de confort interior și parametrii climei exterioare,

realizând astfel un model de comparare eficient, între diversele soluții tehnice, atunci când măsurători reale există.

Evident că metoda are și dezavantaje, unul dintre cele mai importante fiind chiar aplicarea acesteia pentru modele tehnologice noi, pentru care date statistice și măsurări parametrice nu există. Așadar, noile tipuri de echipamente termice sau sistemele termice hibride pentru care nu există o bază de date de măsurare fiind imposibil de evaluat. Odată instalate, aceste sisteme complexe sunt greu de modificat datorită impactului financiar semnificativ, dar și al gradului de insatisfacție posibil, al utilizatorului final. Se impune deci, o bună estimare a funcționării și a comportamentului dinamic. Doar pentru acest motiv, acolo unde diversitatea generată de sistemele hibride nu oferă și un grad de similitudine pentru a fi comparabile cu sistemele cunoscute deja, pentru care exista date măsurate, tehnica regresiei polinomiale a curbilor parametrice nu este tocmai o alegere bună. Doar în cazul în care, pentru dezvoltarea sistemelor termice ce utilizează noi tehnologii și pentru care constructorul poate oferi date statistice măsurate în laborator, metoda regresiei polinomiale poate oferi totuși cel puțin ecuații de evaluare pentru studiul de fezabilitate al soluțiilor din domeniu. Astfel concluzionăm că sunt necesare tehnici noi pentru sisteme și mixul de sisteme termice hibride ce deservește un consumator de energie termică prestabilit.

Generarea unui model fizic de descriere al sistemelor termice (9), prin proiectarea arhitecturii sistemului, este o tehnică deja utilizată pe scară largă, tehnică în care cele mai importante caracteristici ale sistemului descris sunt prezente schematic, ajutând astfel în scrierea simplificată, rapidă, a ecuațiilor matematice care descriu comportamentul acestora. Folosit pentru a descrie legătura dintre parametrii de intrare, ieșire și cei specifici echipamentului, simplitatea modelului fizic rămâne încă un tip de evaluare al comportamentului sistemului des utilizat. Conversia modelului fizic într-unul matematic a creat o bază de date de simulare importantă, prin crearea de blocuri de subsisteme ce pot fi intercondate între acestea și care în final, prin aplicarea metodelor analitice duc la scrierea unei ecuații matematice ce descrie întregul ansamblu. Astfel, software-ul disponibil pe piață, ce vine în ajutorul proiectării și simulării, cunoaște astăzi o largă dezvoltare, iar oferta disponibilă oferind practic soluții la orice problemă actuală. Ce rămâne de făcut, este defapt înțelegerea sistemului analizat, din punct de vedere fizic, și aplicarea tehnicilor realiste ce îl descriu, pentru a putea evalua la final, în mod corect, comportamentul dinamic și obținerea de rezultate țintite.

Pentru sistemele termice, există modele de bază ale blocurilor descriptive, care împreună cu legile de funcționare proprii, au fost dezvoltate pentru a veni în sprijinirea scrierii funcțiilor matematice de optimizare al sistemelor termice deci de a genera caracteristicile cost-eficiență necesare evaluărilor din timpul studiilor de fezabilitate. Legile termodinamice și parametrii materialelor cum ar fi capacitatea termică, rezistența termică, temperatura de schimbare de fază, etc sunt defapt constante utilizate pentru realizarea simulărilor comportamentului dinamic și reprezentarea acestuia pentru sistemul vizat. Analiza modelului fizic se face pentru a izola parametrii de tip constantă, și a-i utiliza pentru obținerea rezultatelor energetice

În urma evaluării dinamice. Există de asemenea metode diferite, matematice, ce descriu și pot rezolva sistemele de ecuații complexe, utilizând algoritmi matematici de rezolvare al ecuațiilor diferențiale sau matrice exponențiale ce descriu sistemele termice dat pentru început, este importantă simplificarea metodelor, pentru a înțelege funcționarea dinamică a sistemului în care, este adăugată energie și generat la ieșire un agent termic ce are potențialul termic dorit.

Sistemele termice pentru reducerea costurilor de implementare, exploatare și mentenanță, reprezintă azi o varietate largă iar scopul lor fiind de a livra căldură necesară obținerii confortului interior cu un cost minim direct impactând amprenta asupra mediului. Sistemele cu compresie de vapori, au capacitatea de a fi reversibile, acestea putând genera un agent termic capabil să racească, sau prin reversibilitatea sistemului, să încălzească aerul interior pentru menținerea confortului dorit. Pompele de căldură sunt des utilizate în condiționarea aerului interior (10) deasemenea pentru sezonul cald (11) dar și în sezonul cald (12).

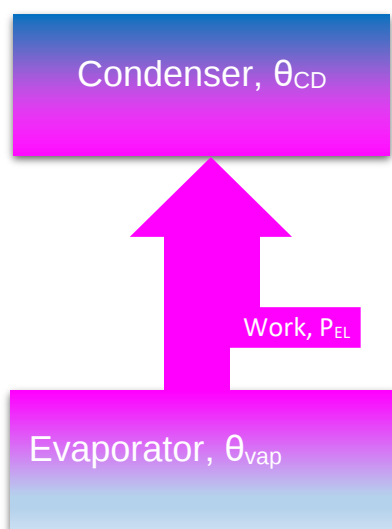


Figura 1 modelul ciclului Carnot

Echipamentele mixte, cum sunt sistemele compuse din pompe de căldură cu panouri termice solare, acumularea de căldură în diverse materiale, sursa clasică de energie care utilizează combustibil fosil, sunt în plină dezvoltare, modelele descriptive și metodele matematice de evaluare fiind la început de cercetare, în acest tip de sistem combinat. Clădirile vechi pot fi supuse astăzi să funcționeze într-un mod cu totul deosebit față de destinația inițială, conservarea acestora, din punct de vedere arhitectural, făcând practic aproape imposibilă modificarea în esență a spațiilor și fațadelor exterioare. Deasemenea, utilizarea în parte sau în totalitate a sistemelor actuale de căldură, instalate pentru menținerea confortului interior, este imperios necesară, evident, aportul pe care acestea îl aduc, din punct de vedere economic, al costurilor cu implementarea/modernizarea, nefiind de neglijat. Acolo unde este posibilă și reabilitarea izolației termice ale anvelopei, instalația de încălzire/răcire rămânând supradimensionată, dar cu un potențial ridicat al generării unui agent termic, la temperaturi superioare necesarului actual, făcând din acestea

echipamentele rapide, ce pot genera căldură la momentul cerut și într-un timp relativ scăzut. Totodată, în perioadele în care noile sisteme implementate nu pot genera necesarul de căldură, vechile echipamente devin sursele de rezervă, auxiliare, ce pot interveni pentru atingerea confortului aerului interior.

Ciclul Carnot, cu modelul simplificat și ideal, expus de figura 1, a fost utilizat pe scară largă ca fiind un bun punct de plecare, în definirea modelului fizic și matematic al echipamentelor cu compresie de vapori, ce poate convertii lucrul mecanic în căldură (13). Evident pentru evaluarea termică a performanțelor și a constantelor echipamentelor, acest model este ușor de tradus în ecuația fundamentală a ciclului Carnot, care, prin adăugare de lucru mecanic puterii termice a vaporilor, aduce la condensator un agent cu potențial termic ridicat față de starea inițială a acestuia. Deoarece cantitatea de căldură obținută din lucrul mecanic este mai mică decât consumul efectiv de putere electrică, se impune introducerea în ecuația de bilanț al unui randament electric. Acest aspect este punctul de plecare, ecuația matematică 1, fiind supusă ulterior unor prelucrări pentru a ținti cât mai fidel modelul real al echipamentului. Doar scriind ciclul real care se manifestă în mașina termică, între cele două medii cu temperaturi diferite, putem să ne apropiem de modelul fizic corectat și care poate reprezenta o bună evaluare a echipamentului. Descrierea realistă a ciclului Carnot ține seama de cunoașterea principiului de funcționare dar mai ales de caracteristicile freonului utilizat (14), cantitatea de energie electrică relativ la cantitatea de energie extrasă din vaporizator și valorile temperaturilor mediilor rece și cald poate conduce către un model matematic folosit în simulări cu rezultate relative la eroarea setată și care poate fi utilizat în evaluarea sistemelor cu pompe de căldură.

Ecuatia 1

$$P_{CD} = P_{VP} + \eta \cdot P_{EL}$$

Ciclul Carnot inversat este descris deasemenea prin coeficientul de performanță (15) definit ca raportul puterilor de la condensare și vaporizare, descris de ecuația 2 (16). Acest termen este utilizat în schimbul eficienței, subunitare, exprimând multiplul puterii termice de la vaporizator care se regăsește la condensare. Acest coeficient, datorită proprietăților ciclului Carnot, poate fi descris de ecuația 3, relativ la temperaturile aferente mediilor rece și cald, între care echipamentul funcționează (17).

Ecuatia 2

$$COP_{CD} = \frac{P_{CD}}{P_{EL}}$$

Transferul de căldură de la condensator la vaporizator, către mediul în care se regăsește condensatorul, respectiv de la mediul în care este instalat vaporizatorul, este realizat de către pompa de căldură; ciclul agentului frigorific fiind situat pe temperaturi superioară celui de la condensator și inferioară celei de la vaporizator. Aceste diferențe de temperatură fac posibil transferul de căldură între agentul

frigorific și mediile de vaporizare/condensare (18) (19) (20). Reprezentarea matematică a acestui model fizic, este sintetic expusă în ecuația 3, în care s-a transcris deasemenea și temperatura absolută pentru a putea facilita calculele.

Ecuatia 3

$$COP_{CD} = \eta_c \cdot \frac{T_{CD}}{T_{CD} - T_{VP}} = \eta_c \cdot \frac{\theta_{CD} + \Delta_{CD} + 273.15}{\theta_{CD} - \theta_{VP} + \Delta_{CD} + \Delta_{VP}}$$

Ecuatia 4

$$P_{CD} = \eta_c \cdot P_{EL} \cdot \frac{\theta_{CD} + \Delta_{CD} + 273.15}{\theta_{CD} - \theta_{VP} + \Delta_{CD} + \Delta_{VP}}$$

Coeficientul de performanță este definit în raport cu căldura cedată la condensator, termenul de interes fiind apreciat pentru situația în care pompa de căldură este în modul încălzire, deci, căldura cedată la condensator fiind cea utilă. Ca raport între puterea la condensator și puterea electrică absorbită, utilizând ecuația 4 pentru evaluarea COP din punct de vedere al temperaturilor ciclului frigorific, putem extrage puterea la condensare după cum reiese din ecuația 5. Astfel, utilizarea ecuației 44 pentru ciclul ideal și utilizarea modelului real în care parte din puterea absorbită de motorul electric este pierdută prin comprimare, rezultă ecuația 45 în care η_c caracterizează eficiența motorului electric, direct dependentă de temperaturile mediilor de la condensator și vaporizator. Această eficiență este direct legată de tipul de agent frigorific utilizat, depinzând de diferențele de temperatură și presiunile agentului frigorific la condensare și vaporizare.

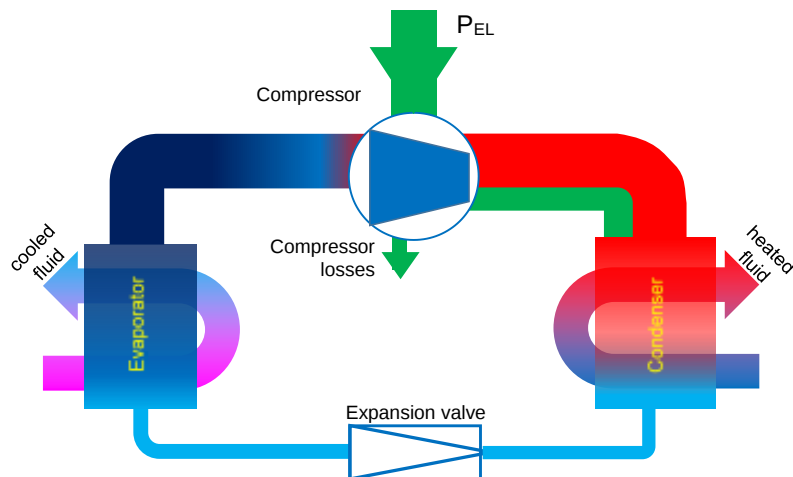


Figura 2 Pompa de căldură. Schema modelului generic

O schemă generică a unei pompe de căldură este prezentată în figura 2 în care se prezintă cele două fluide, cel de la vaporizator, răcit de agentul frigorific prin vaporizare și cel de la condensator în care căldura agentului frigorific este transferată prin condensare, diferențele de temperatură necesare pentru realizarea transferului, Δ_{cd} și Δ_{vp} , scrise în ecuația 45, caracterizând funcționarea și puterea

fiecarui echipament în parte. Astfel, cele două diferențe de temperatură depind în mod direct de tipul schimbătorului de căldură utilizat, putând fi pe de o parte un schimbător bifazic în care agentul frigorific absoarbe sau cedează căldură către aer respectiv lichid. Pentru o pompă de căldură cu sursă aer (ASHP) sau cu sursă apă (WSHP), pentru condensator, în cazul în care agentul termic care transportă căldura de la acesta către consumator este lichid, bilanțul termic care se scrie între intrare și ieșire, poate fi realizat utilizând temperaturile de intrare respectiv ieșire și debitul de lichid care este vehiculat prin secundarul condensatorului.

Pentru o pompă de căldură care produce apă caldă la condensator, având modelul fizic prezentat în figura 3, se poate scrie bilanțul termic care reprezintă din punct de vedere matematic sistemul de producere al energiei termice la condensare și în care, cantitatea de energie cedată de agentul termic este preluată de agentul termic vehiculat prin secundarul schimbătorului de căldură.

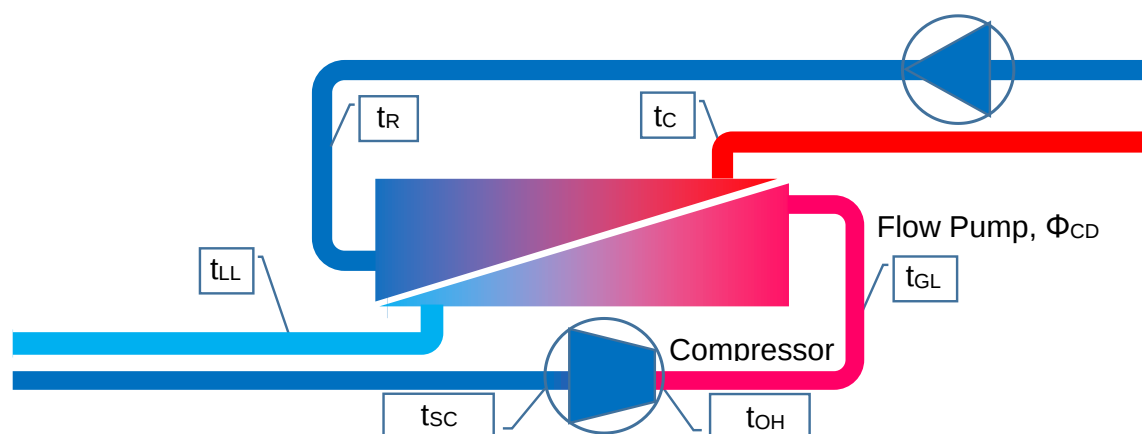


Figura 3 Modelul fizic al condensatorului răcit cu apă

În figura 3 se prezintă simplificat cele două componente importante ale schimbătorului de căldură. Astfel, prin secundarul în care o pompă de recirculare vehiculează agentul termic secundar, se preia căldura de la agentul frigorific, acesta având un potențial termic ridicat, t_C , față de valoarea de intrare, t_R , este transportat mai departe pentru a fi utilizat în instalația de încălzire, climatizare sau de acumulare. Totodată, în primar are loc procesul de condensare a agentului frigorific, preluat de compresor la temperatura de intrare t_{SC} , ridicat prin comprimare la un potențial termic cu temperatura de supraîncălzire (21) notată schematic cu t_{OH} , temperatură care în general se reduce la intrarea în primarul schimbătorului de căldură, notată schematic t_{GL} . Mai departe, agentul frigorific din condensator, cedează căldură până la condensarea vaporilor și trecerea acestora în stare lichidă. Datorită contactului condensului cu pereții condensatorului, care se află imersat într-un mediu cu temperatură inferioară celei de condensare, condensatul suferă o subrăcire, temperatura rezultată la ieșire fiind comun cunoscută ca temperatura de subrăcire (22) (23) și notată schematic cu t_{LL} .

În scopul acestei lucrări, ceea ce se întâmplă în sus și în aval de unitatea descrisă în figura 3, nu este atât de important, modelul matematic fiind stabilit doar

pentru a descrie o ecuație pentru evaluarea puterii condensatorului. Este clar că puterea vaporizatorului și comportamentul consumatorului impun întregului sistem o funcționalitate dinamică, datorită inerției termice și a dimensiunii sistemului de încălzire.

Pentru un anumit consumator, puterea la ieșirea condensatorului ar trebui să fie bine dimensionată pentru a satisface nevoile de încălzire / răcire pentru o anumită perioadă de timp, dar, de asemenea, împreună cu sistemul de acumulare pentru a face față tuturor marginilor posibile, chiar și celor mai drastice condiții meteorologice prezente și imprevizibile în anotimpurile reci sau calde. Puterea condensatorului, atunci când sunt disponibile temperaturi de intrare și ieșire din unitatea secundară a schimbătorului de căldură, împreună cu debitul de masă / volum al fluidului, poate fi ușor scrisă ca un produs al diferenței de temperatură, debit și caracteristicile fluidului, descris de ecuația 5.

Este necesar să se dea câteva precizări pentru această formulă. Temperaturile menționate în paragrafele anterioare descriu intrarea și ieșirea unității secundare a schimbătorului de căldură, în cazul în care căldura din condensator este descărcată în fluidul termic secundar; viteza sa în interiorul schimbătorului este descrisă direct de debitul Q_{CD} , măsurat în metru cub pe oră. Parametrii fluidului sunt descriși de căldura specifică c_w respectiv densitatea fluidului ρ_w . Toți parametrii oferă un comportament dinamic clar sau, în cazul în care funcționalitatea constantă are valori statice, fiind capabili să creeze o corelație între stările ciclului agentului frigorific al pompei de căldură și necesitatea de energie termică ale consumatorului. Valoarea constantă 0.016 provenind din corelarea parametrilor.

Ecuatia 5

$$P_{CD} = 0.016 \cdot Q_{CD} \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot (t_C - t_R) \cdot 10^{-3}$$

Prin egalizare, ecuația 4 și 5 devin împreună expresia bilanțului termic dintre vaporizator și mediul în care se află condensatorul. Matematic, toate acestea sunt cuprinse în ecuația 6.

Ecuatia 6

$$0.016 \cdot Q_{CD} \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot (t_C - t_R) \cdot 10^{-3} = \eta_c \cdot P_{EL} \cdot \frac{\theta_{CD} + \Delta_{CD} + 273.15}{\theta_{CD} - \theta_{VP} + \Delta_{CD} + \Delta_{VP}}$$

Pentru date cunoscute, cum ar fi temperaturile stărilor agentului frigorific, temperaturile de condensare / evaporare, putem simula comportamentul sistemului, putem extrage parametrii care sunt de interes, dar și defini acei parametri care nu pot fi măsurați.

Dacă rescriem ecuația 6, în care parametrii c_{th} și c_{tl} sunt descriși de ecuația 7, definiți ca fiind coeficienții de temperatură ai ciclului frigorific (CTCF), suntem capabili să estimăm puterea electrică, la intrarea motorului electric al compresorului așa cum se arată în ecuația 8. Acest lucru este posibil ținând seama de eficiența tipului de compresor, de CTCF-urile cunoscute, dar și de puterea la condensare ce poate fi

obținută prin alte metode de evaluare, sau prin cunoașterea necesarului consumatorului.

Ecuatia 7

$$P_{EL} = \eta_c^{-1} \cdot P_{CD} \cdot (c_{th} - c_{tl})$$

Ecuatia 8

$$c_{tl} = \frac{\theta_{VP} - \Delta_{VP}}{\theta_{CD} + \Delta_{CD} + 273.15}$$

$$c_{th} = \frac{\theta_{CD} + \Delta_{CD}}{\theta_{CD} + \Delta_{CD} + 273.15}$$

Aceasta este o abordare directă de scriere a energiei electrice bazată pe unele caracteristici ale sistemului, cum ar fi tipul de construcție al compresorului și proprietățile agentului frigorific. Coeficienții de temperatură ridicată și joasă dau, printr-o expresie matematică, influența diferențelor de temperatură, caracteristici generice ale vaporizatorului și condensatorului, Δ_{VP} și Δ_{CD} în consumul de energie electrică, corelate cu puterea condensatorului. Aceasta trebuie să fie cât mai limitată, diferențele de temperatură dintre condensare și evaporare, prin urmare, având impact direct în consumul de energie electrică, acesta scăzând pentru aceeași putere a condensatorului dacă diferențele medii de temperatură sunt mai mici. De asemenea, pe cât posibil eficiența compresorului este mai mare, cu atât puterea electrică necesară motorului va scădea. Aceste proprietăți ale pompei de căldură sunt în general cunoscute, iar această abordare a modelului vine cu o formă specifică pentru a furniza o ecuație care stă la baza modelului matematic pentru pompa de căldură ce urmează să fie utilizată în simularea numerică.

Puterea vaporizatorului este în general scrisă de diferența față de puterea condensatorului și de o parte din puterea electrică căreia i se aplică o corecție dată de eficiența compresorului. Această eficiență, pentru un randament izentropic impus, este variabilă, depinzând de diferența de temperaturi de condensare și de vaporizare. Acest lucru este dat de ecuația 9 valabilă în general pentru o temperatură constantă a vaporizatorului.

Ecuatia 9

$$P_{vp} = P_{CD} - \eta_c \cdot P_{EL}$$

Datorită comportamentului de supraîncălzire a vaporilor din vaporizator și a pierderilor de presiune cu transportul agentului frigorific în conducte, vaporii de agent frigorific sunt supraîncălziți și puterea vaporizatorului descrisă în 9 este redusă. Temperatura reală a lichidului și vaporilor din interiorul echipamentului este diferită de starea ideală. Compresorul menține presiunea în interiorul echipamentului vaporizator, dar cauza supraîncălzirii temperaturii este mai mare în comparație cu temperatura corespunzătoare stării de presiune a agentului frigorific. Coeficientul de vaporizare ca raport dintre puterea reală a vaporizatorului și puterea de evaporare

după ce agentul frigorific a fost supraîncălzit pe conducta de aspirație este descris de ecuația 10.

Ecuatia 10

$$\eta_{vp} = \frac{P_{vp_real}}{P_{vp}}$$

Prin egalizare, ecuația 9 și ecuația 10, devin expresia puterii reale a vaporizatorului, având în vedere și efectul de supraîncălzire. Ecuația 11 relevă comportamentul real al echipamentului vaporizator, atunci când prin proiectarea stărilor parametrilor, supraîncălzirea și pierderile de presiune sunt o constrângere reală care se traduc într-o putere a vaporizatorului mai mică decât echipamentul ideal. Agentul frigorific care fierbe în interiorul echipamentului va fi în mod inevitabil supraîncălzit de peretele echipamentului care se află la o temperatură peste temperatura de vaporizare a lichidului, stare necesară pentru a se realiza transferul termic în echipament. Astfel, coeficientul c_{vp} este un parametru matematic care face legătura între puterea de vaporizare utilizată în ecuațiile din lucrarea prezentă, care depinde de diferența de temperatură între mediul de vaporizare și temperatura de stare a freonului, și puterea de vaporizare reală, datorată supraîncălzirii în vaporizator. Astfel, puterea reală rezultată la vaporizator, va fi mai mare decât puterea de vaporizare dată de ecuația 10, ecuație în care supraîncălzirea nu are loc. Astfel, temperatura freonului va crește peste valoarea temperaturii de calcul, corespunzătoare stării de vaporizare în urma fierberii freonului la presiune constantă. Această temperatură rezultată în urma supraîncălzirii poate avea valori variabile la aceeași temperatură de vaporizare, de aceea coeficientul c_{vp} , propune o legătură între puterile de vaporizare și puterea de vaporizare reală. Utilizând acest coeficient pentru a descrie puterile de vaporizare, și nu temperaturile din echipament, acesta poate fi obținut mult mai ușor ca parametru specific, prin simulări sau direct în măsurări experimentale.

Ecuatia 11

$$P_{vp_real} = \eta_{vp} \cdot (P_{CD} - \eta_c \cdot P_{EL})$$

2. Programul de simulare numerica

Simularea sistemului, un instrument puternic în optimizarea proiectării, analiza rentabilă și estimarea cererii energetice, este utilizată pe scară largă astăzi în industriile de cercetare și exploatare a energiei. Oportunitatea dată de avantajele mediului de calcul pentru a oferi rezultatul simulării în viteză aproape mare și calcul instantaneu, fac din acest instrument o necesitate obligatorie în laboratoare și birouri de proiectare.

Din punct de vedere istoric, pentru sistemele termice, a fost dezvoltată o serie de echipamente și instrumente software cu modele fizice specifice încorporate. Adânc în model sunt de fapt ecuația matematică care ajută la obținerea rezultatelor necesare. Software cum ar fi TRNSYS(24) (25), un instrument utilizat academic pentru simulare termică, ANSYS pentru simulare CFD, dar chiar și software bazat pe matematică, cum ar fi MATLAB Simulink sau DUPREX pentru cicluri de agent frigorific și studii de performanță.

În general, pompele de căldură sunt acționate electric de invertore electronice sau sisteme de pornire / oprire. Perioada de lucru a motorului electric al pompei de căldură este dată de timpul până la stabilirea presiunilor, în vaporizator și condensator și, de asemenea, din cauza timpului de descărcare al căldurii, necesar în condensator, pentru agentul frigorific. Dacă lucrăm pe intervale în care acest echipament funcționează și în care parametrii sistemului sunt constanți, putem simula cu ușurință consumul de energie, energia captată la intrarea în sistem și cantitatea de energie produsă la final. Pentru aceste perioade, putem concluziona despre interdependența parametrilor sistemului, corelați cu ecuația 47 și evaluând pentru o anumită temperatură, câtă energie electrică este necesară la intrarea motorului electric. Pentru a putea simula un astfel de sistem, ar trebui să fie disponibile tabele, grafice și date meteorologice. Având la îndemână temperatura exterioară, ca stare de mediu a vaporizatorului, temperatura de condensare și puterea condensatorului, cu ecuația 48, putem detalia cu ușurință interdependența dintre CTCF și consumul de energie electrică. Menționat mai sus, unul dintre software-urile utilizate în studiul agenților frigorifici care calculează cu ușurință parametrul ciclului agentului frigorific, estimarea puterii compresorului bazată pe o eficiență izentropică specifică, puterea termică a condensatorului și vaporizatorului, bazată pe entalpia agentului frigorific, ne oferă o reprezentare a COP-ului sistemului și a condițiilor de lucru. Producătorii de pompe de căldură selectează în mod normal parametrii ciclului, cum ar fi mediile de sub-răcire și supraîncălzite pentru aplicațiile lor, în principal datorită constrângerilor de comercializare și a performanței generale a sistemului, în corelație cu tipul compresorului și a sistemului și a proprietăților agentului frigorific.

În figura 4, o descriere grafică a ciclului bazat pe software-ul DUPREX arată proprietățile ciclului și parametrii de stare pentru agentul frigorific R-410A utilizat într-un sistem cu sursa aer (ASHP) (28), într-o configurație simplă a sistemului în care vaporizatorul și condensatorul conduc căldura din și respectiv în mediul exterior.

Utilizat în mod normal în sistemele ASHP, R-410A oferă o varietate de avantaje, dar cel mai important, care îl fac potrivit pentru utilizarea pompei de căldură, este capacitatea de a furniza COP-uri ridicate comparând agenți frigorifici clasici din punct de vedere al impactului asupra stratului de ozon, cum ar fi R-11 și R-12 sau cu potențial de încălzire globală (GWP) mai mare, cum ar fi R-404A sau R-502 (29).

Descrierea tipică a ciclului constă în două etape principale. Prima etapă, în cazul în care căldura este absorbită în sistem este constituită din descrierea procesului din vaporizator, pentru ASHP formată în general dintr-o serie de registre de țevi ventilate prin convecție forțată și folii paralele subțiri, metalice, pentru transferul de căldură și mărirea suprafeței de transfer. În figura 5, vaporizatorul sau condensatorul cel mai folosit în pompele de căldură reversibile, este desenat schematic unde se observă că agentul frigorific vehiculat între cele două conexiuni de intrare și ieșire, este recirculat prin registrul de țevi în care suferă schimbarea de fază corespunzătoare tipului de transfer realizat și anume condensând în cazul răcirii și vaporizând în cazul unei pompe de căldură ce are ca scop încălzirea spațiilor.

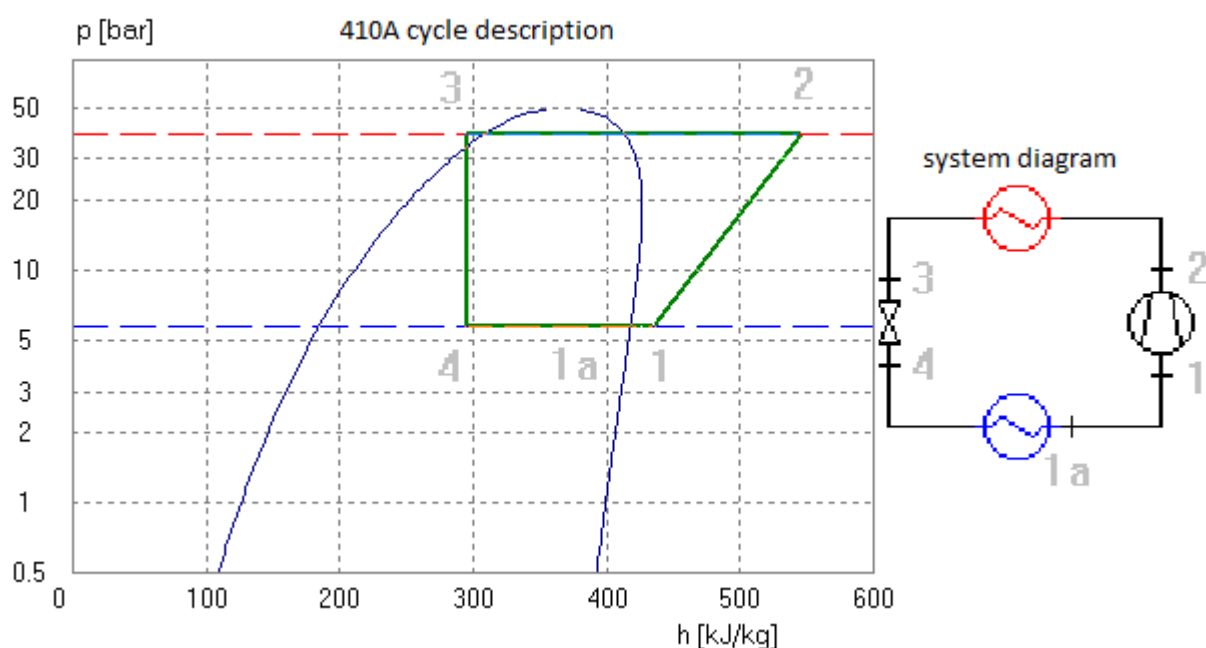


Figura 4 DUPREX ciclul frigorific si schema hidraulica

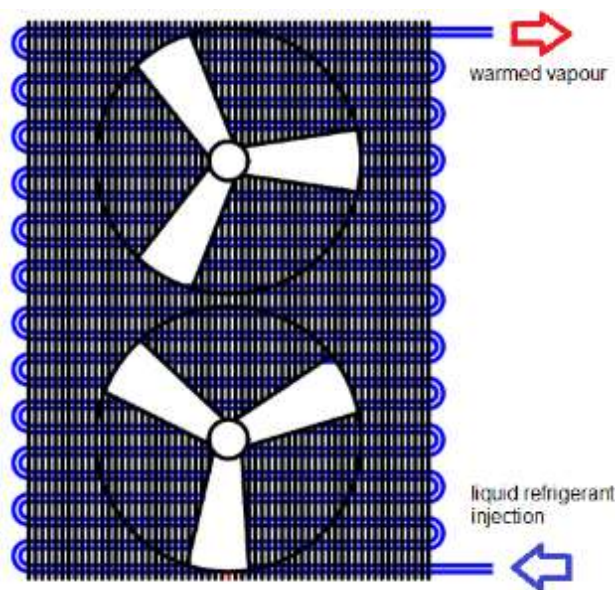


Figura 5 Vaporizator racit cu aer

Acest tip de echipament este capabil să transfere căldura în lichidul injectat de orificiul de admisie inferior, din aerul pus în mișcare, prin forța ventilatoarelor. Aerul injectat, datorită mișcării ventilatorului, este răcit și căldura extrasă din acesta prin efectul de fierbere a agentului frigorific la presiunea potrivită, la care se întâmplă schimbarea fazei de la lichid la vapori. Cunoscând temperatura exterioară prin senzori de temperatură, pompele de căldură sunt capabile să acționeze compresorul până la atingerea presiunii gazului vaporizatorului.

În ceea ce privește cea de-a doua etapă a ciclului agentului frigorific, se referă la declararea condensatorului și parametrilor presiunii / temperaturii acestuia. Starea condensatorului, în acest studiu, este considerată un schimbător de căldură în două faze, așa cum este descris în Figura 4, în cazul în care se realizează un schimb de căldură contraflux.

Este lansat un program de simulare DUPREX, Dupont Refrigerant Expert, implementarea stării agentului frigorific și a configurației sistemului. Acest instrument utilizat în mare măsură în studiul agentului frigorific și în domeniul ingineriei pentru proiectarea echipamentelor sau simularea funcțională a sistemului, constă în 3 etape principale în pregătirea unei simulări.

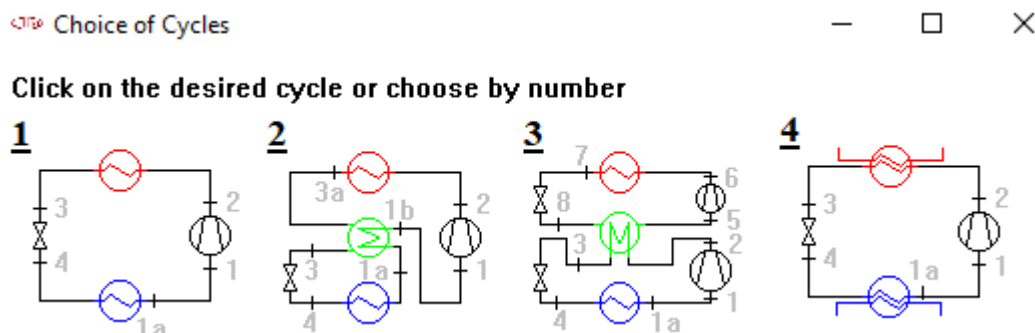


Figura 6 DUPREX specificatii tipuri de sistem

Prima etapă a utilizării software-ului este fereastra de pornire care permite utilizatorului să aleagă ciclul dorit pentru simulare. Din fereastra de pornire, utilizatorul poate selecta unul dintre cele 4 tipuri de sistem disponibile, cu unul sau două niveluri de compresie, cu sursă de apă sau aer sau cu schimbător de căldură intern. În Figura 6 sunt schițate toate cele patru posibilități într-un mod simplu, făcând clic pe etapa necesară, aceasta fiind selectată și următoarea fereastră va fi disponibilă pentru a introduce parametrii sistemului.

În ceea ce privește parametrii sistemului, este interesant faptul că pot fi setate o mulțime de cerințe specifice pentru definirea ciclului. Pornind de la temperaturile de fază, specificațiile vaporizatorului și condensării pot fi selectate în condiții de punct de rouă și luând în considerare valoarea medie din punct de vedere staționar.

Capacitatea agentului frigorific și deplasarea compresorului sunt dependente una de cealaltă și nu pot fi definite ambele. Dacă capacitatea este definită, aceasta va rămâne constantă în timpul calculului ciclului sau dacă va fi definită deplasarea, capacitatea va varia în etapa de calcul.

În Figura 7 se poate vedea, în semnul din dreapta sus, o listă derulantă în care este selectat tipul de agent frigorific. De asemenea, pot fi setate temperaturile pentru reglarea sistemului, cum ar fi subrăcirea, supraîncălzirea, în vaporizator sau în conducta de aspirație. Pierdere de presiune în vaporizator și linia de aspirație împreună cu eficiențele izentropice și volumetrice pot fi introduse în definiția sistemului. Capacitatea de refrigerare este introdusă în BTU/h, dar acest lucru nu este un inconvenient, deoarece rezultatele simulării sunt disponibile și în format tabelar putând fi ușor actualizate.

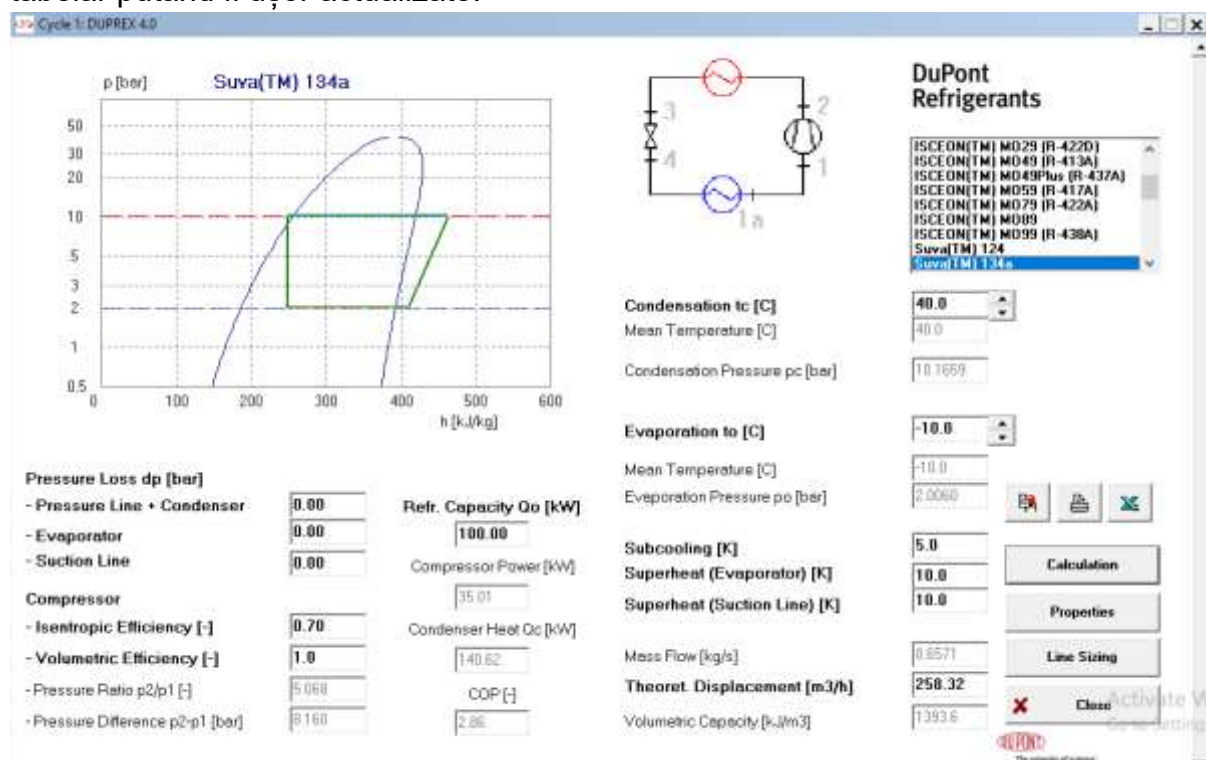


Figura 7 DUPREX definirea parametrilor

Din punct de vedere experimental, acest instrument util este o alternativă dorită pentru a înțelege comportamentul sistemelor frigorifice și, de asemenea, pentru a estima parametrii care nu sunt cunoscuți sau care nu pot fi măsurati la momentul potrivit. Prin apăsarea butonului de calcul, întregul ciclu termodinamic de agent frigorific, în funcție de datele de intrare, este acționat și calculul efectuat, după care rezultatele simulării sunt disponibile în memorie și pot fi eliberate prin apăsarea butonului proprietăți. Temperaturile, presiunile, entalpia, entropia etc. sunt afișate pe o anumită fereastră sau sunt disponibile într-un tabel editabil prin excel, copiate în memoria tampon făcând clic pe fila „X” a ferestrei de introducere. La fel ca și formatul tabelar, este disponibil un fișier format imagine pentru a-l plasa într-un anumit document sau folder împreună cu facilitatea de imprimare dată prin apăsarea butonului de imprimare.

Pentru sisteme specifice, dacă dimensiunile liniilor sunt cunoscute, DUPREX poate regla cu ușurință căderea de presiune/temperatură în interiorul bobinelor și conductelor, utilizând coeficientul de scădere a presiunii/temperaturii diferitelor materiale standardizate de valorile memoriei din program, sau de valorile introduse în interiorul dimensionării liniei specifice, disponibilă în software și descrisă în figura 30.

Valorile standard pentru coeficienții de scădere a temperaturii sunt 0,04 K/m în conducta de aspirație și 0,02 K/m pentru conducta de lichid. Această valoare este, de asemenea, reglabilă în interiorul filei de dimensionare a liniei. Proprietățile și dimensiunile fizice ale liniilor de aspirație, lichid și de evacuare sunt disponibile în aceeași filă, valorile lor fiind editabile într-un tabel sau plasate într-un document sau folder într-un format imagine.

Suction line	Liquid line	Discharge line
Suction line / Cu / EN 12735-1 / Equivalent length		
Next smaller pipe	Inside diameter [mm]	Next larger pipe
64.00 x 2.00 (di = 60.00 mm)	67.57	76.00 x 2.00 (di = 72.00 mm)
24.83	Velocity [m/s]	17.25
	19.58	
0.07	Equivalent length [K/m]	0.03
	0.04	
567.57	Pressure drop [Pa/m]	231.97
	316.57	
0.72	Total pressure drop [K]	0.29
	L = 10.00 m dp = 0.40 K	

Figura 8 DUPREX specificatiile si calibrarile conductelor de aspiratie si refulare

Ciclul frigorific, tabelele și unitățile sunt 3 proprietăți editabile principale ale programului. Selectarea circuitului cu o singură stare va deschide o fereastră care

permite calcularea presiunii, volumului, entalpiei, entropiei, conductivității termice, vâscozității, vâscozității cinematice și difuzivității termice pentru fazele lichide și vapori din regiunile saturate, supraîncălzite sau subrăcite pentru agentul frigorific ales din listă. Opțiunea Tabel permite calcularea tabelor de proprietăți termodinamice sau de transport pentru agentul frigorific selectat din lista din partea stângă sus a ferestrei.

Pentru fiecare agent frigorific selectat și temperatură sau presiune selectată ca parametru definit, pot fi văzute celelalte caracteristici ale ciclului ca entalpia, entropia sau volumul specific într-o stare saturată, subrăcită sau supraîncălzită. Toate acestea pot fi setate sau accesate în fereastra cu o singură stare, așa cum se arată în figura 10.

Pentru definiția ciclului pompelor de căldură pentru detalii cum ar fi conductivitatea termică, vâscozitatea, difuzivitatea termică și vâscozitatea cinematică sunt de asemenea disponibile în aceeași fereastră și corelate pentru fiecare tip de ciclu frigorific. Această abordare este disponibilă numai în format lizibil al bazei de date a programului, proprietățile nu pot fi modificate. Pentru măsurări precise într-un studiu experimental, acele date disponibile sunt o mină de aur pentru cercetători în calibrarea modelului fizic și abordarea matematică, pentru ingineri în proiectarea sistemului și pentru tehnicienii care pot verifica echipamentul configurat sau pot face calibrarea software pentru controlerele pompei de căldură.

The screenshot shows the 'Single State' window with the following data:

Pressure [bar]		spec. Volume [dm ³ /kg]		spec. Enthalpy [kJ/kg]		spec. Entropy [kJ/kg K]	
Liquid	Vapour	Liquid	Vapour	Liquid	Vapour	Liquid	Vapour
35.959	35.882	1.181	5.577	301.13	416.74	1.3251	1.6753

Thermal Conductivity [mW/m-K]		Viscosity [μPa-s]		Kin. Viscosity [cm ² /s]		Thermal Diffusivity [cm ² /s]	
Liquid	Vapour	Liquid	Vapour	Liquid	Vapour	Liquid	Vapour
72.168	28.847	71.677	17.315	0.000846	0.000966	0.000310	0.000495

Buttons: Calculation, Cancel

Figura 9 DUPREX exemplu de caracteristici ale freonului R 410 pentru temperatura specifica 57.0 C

O caracteristică importantă este disponibilă pentru parametrii stării agentului frigorific. În cazul în care sunt necesare instrumente software complexe pentru

controlere funcționale ale echipamentelor, sunt necesare baze de date mari cu proprietăți de agent frigorific pentru transmiterea algoritmului de calcul complex pentru datele parametrilor ciclului, viteza controlerului crescând o dată cu diminuarea latenței calculului rezultatelor datelor. Având toți parametrii de stare ca bază de date, singura operație, din punct de vedere al software-ului, va fi alegerea valorii corespunzătoare a parametrului necesar și reducerea timpului necesar pentru un eventual algoritm de calcul.

În figura 10 este prezentat un exemplu de tabel cu parametrii ciclului între -3°C și 70°C. Pentru fiecare tip de stare și pentru fiecare valoare incrementată din intervalul selectat, variabila de stare sau proprietățile de transport sunt eliberate de program și sunt disponibile în format Excel sau imagine pentru a fi urcate într-un fișier sau folder. Un tabel detaliat este prezent pentru fiecare stare, proprietățile de fierbere și rouă (condensare) sunt disponibile, ambele oferind ajutor pentru proiectanții unor astfel de sisteme. Punctul de fierbere este starea agentului frigorific atunci când se ia în considerare fierberea lichidului, sunt informații utile în cazul în care sunt proiectate evaporatoarele, fiind necesare dimensiunile fizice și temperaturile/caracteristicile de fierbere. Pentru condensatoare, fenomenul fizic este aproape pe un proces inversat, de schimbare de fază, când vaporii se vor condensa și vor pierde energia în mediu prin pereții metalici ai condensatorului.

t [C]	p' [bar]	p''	h' [kJ/kg]	h''	s' [kJ/kgK]	s''	v' [dm3/kg]	v''
-3.00	2.623	2.623	195.98	396.84	0.9853	1.7288	0.7665	77.0546
-2.00	2.722	2.722	197.32	397.43	0.9902	1.7282	0.7684	74.3620
-1.00	2.823	2.823	198.66	398.02	0.9951	1.7276	0.7704	71.7819
0.00	2.928	2.928	200.00	398.60	1.0000	1.7271	0.7723	69.3087
1.00	3.036	3.036	201.34	399.19	1.0049	1.7265	0.7743	66.9372
2.00	3.146	3.146	202.69	399.77	1.0098	1.7260	0.7763	64.6626
3.00	3.260	3.260	204.04	400.34	1.0146	1.7255	0.7783	62.4801
4.00	3.377	3.377	205.40	400.92	1.0195	1.7250	0.7804	60.3853
5.00	3.497	3.497	206.75	401.49	1.0243	1.7245	0.7824	58.3742
6.00	3.620	3.620	208.11	402.06	1.0292	1.7240	0.7845	56.4427
7.00	3.746	3.746	209.47	402.63	1.0340	1.7235	0.7866	54.5872
8.00	3.876	3.876	210.84	403.20	1.0388	1.7230	0.7887	52.8041

Figura 10 DUPREX tabel de proprietati

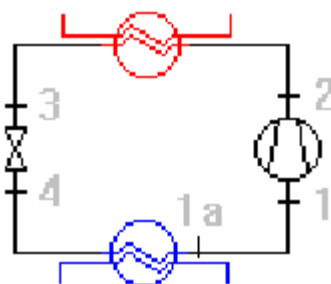


Figura 11 DUPREX ciclul pentru WSHP (sursa apa)

Se permite astfel calculul să se facă în unități de măsurare convenabile pentru utilizator de la SI la formatul englez sau invers, cum ar fi formatul bara în °C și respectiv psi și °F. Schimbarea unităților de măsurare va face datele indisponibile în toate celelalte câmpuri, un nou calcul fiind necesar.

De asemenea, sunt disponibile câteva proprietăți suplimentare, cum ar fi preferințele utilizatorului pentru limbă, proprietățile imprimantei sau unele informații suplimentare.

În DUPREX, caracteristicile agentului frigorific sunt evaluate conform REFPROP, un acronim pentru REFerence fluid PROPERTIES și dezvoltat de NIST (National Institute of Standards and Technology) USA. Toți agenții frigorifici sunt clasificați în funcție de nivelurile ODP și GWP. Pentru GWP, valorile definesc nivelul echivalent de masă de CO₂ în atmosferă pentru un kg de agent frigorific, pe baza de calcul de funcționare de-a lungul unui secol. Un exemplu pentru R410A, un kg din această substanță, va avea un impact asupra încălzirii globale echivalent cu 1924 kg de CO₂ prin utilizare în 100 de ani pe baza tabelelor de agent frigorific Du Pont și fără niciun impact în stratul atmosferic de ozon, în caz de accident și pierdere în atmosferă cu ODP egal cu zero.

Pentru a vedea cum funcționează DUPREX, a fost pornit un program de simulare. Pompa de căldură imaginată WSHP cu diagrama schematică dată de Figura 11 și descrierea sistemului dată de Tabelul 1. Diagrama schematică este dată de mediul DUPREX, care face posibilă vizualizarea rețelei hidraulice a sistemului luat în considerare. Pompa de căldură a sursei de apă din acest software este imaginată a fi construită din 2 schimbătoare de căldură, unul la vaporizator și unul la condensator.

Pompa de căldură sursă de apă considerată are puține specificități. În primul rând, apa circulează prin vaporizator este un amestec special care conține agent antigel, sau alt tip, capabil să conducă lichid în vaporizator sub -20°C. În Figura 11 sunt luate în considerare diferite puncte. 1 este punctul de intrare pentru compresor și 2 este punctul de stare al ieșirii compresorului. 3 și 4 reprezintă linia lichidă, respectiv stările vaporizatorului, odată cu proprietățile vaporilor în punctul 1a.

Tabel 1 DUPREX parametrii setati

Refrigerant:	R 410A	
Pressure Line + Condenser	0	[bar]
Evaporator	0	[bar]
Suction Line	0	[bar]
Condenser Temperature Difference	5	[K]
Evaporator		
Evaporator Temperature Difference	5	[K]
Subcooling	5	[K]
Superheat (Evaporator)	5	[K]
Superheat (Suction Line)	10	[K]
Compressor		
Volumetric Efficiency	1	[-]
Isentropic Efficiency	0.61	[-]
Condenser Heat Q_c	10	[kW]

Simularea în mediul DUPREX este o stare staționară, calculul făcându-se luând în considerare un comportament constant al parametrilor în interiorul sistemului. De asemenea, agentul frigorific acționat de compresor are ulei de lubrifiere standard utilizat în sistemele R410A și luat în considerare de DUPREX.

Pierderile nu sunt luate în considerare pentru această simulare; Condensatorul și conducta de presiune, vaporizatorul și conductele de aspirație sunt imaginate realist, dar fără căderi de presiune în timpul transportului în conductele echipamentului. Aceleași diferențe sunt considerate în interiorul vaporizatorului și condensatorului între conectorii de intrări și ieșiri. Temperatura de sub-răcire și a vaporilor supraîncălziți în vaporizator sunt considerate egale. O pompă de căldură cu condensator de 10 kW este imaginată, având un compresor de înaltă performanță cu un nivel de eficiență de 0,61. Nu sunt luate în considerare pierderi volumetrice pentru această simulare pentru o eficiență maximă a sistemului.

Simularea în desfășurare dezvăluie toate datele necesare de energie, eficiență, cicluri de stare a agentului frigorific și entalpii punctuale utile pentru calculele viitoare și pentru a face toate concluziile despre ciclul de lucru al sistemului. Datele complete obținute pentru 3 temperaturi diferite de condensare și pierderile de echipament sunt prezente în anexe.

Pentru două dintre temperaturile de condensare și fără pierderi în echipament, și anume 45°C respectiv 50°C, mai jos sunt date reprezentate, în figura 34, notate și comentate, obținute prin simulare DUPREX.

Raportul de presiune, între presiunea liniei de aspirație și condensare, nu este o curbă liniară, aproximată în funcție de regresia polinomială afișată în Figura 34, care arată că raportul de presiune este o funcție a condițiilor de funcționare, între mediul condensatorului și vaporizator.

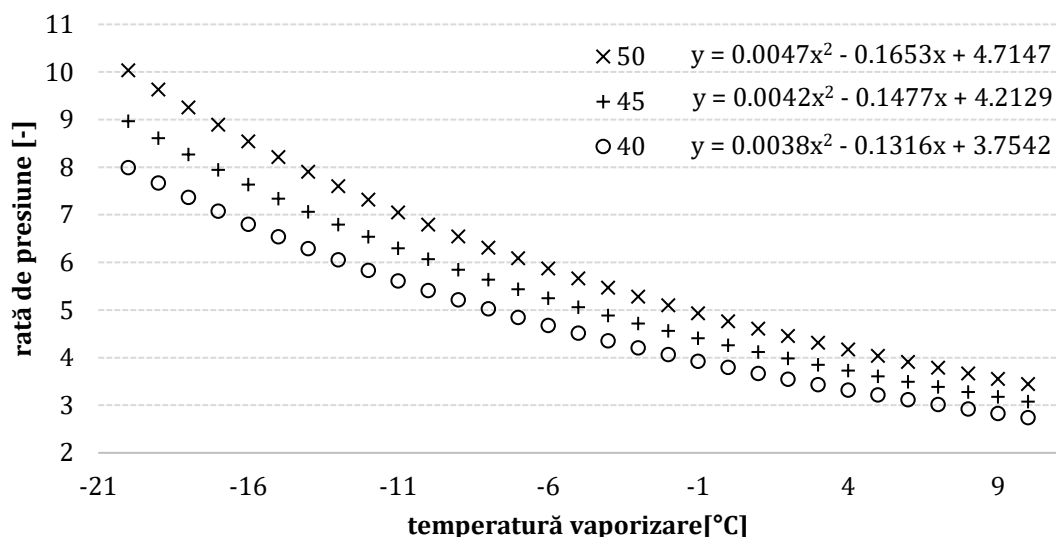


Figura 12 Raportul de presiune între conductele de aspiratie si condensator la temperatura de condensare 50 °C si 45 °C

Raportul de presiune la compresoarele de agent frigorific trebuie utilizat cu atenție pentru a reduce consumul de energie electrică. S-a studiat că pentru un anumit raport de presiune există o frecvență de rezonanță care, dacă este acționată printr-un controler electronic, va reduce consumul total electric al compresorului (30) (31). Cunoașterea raporturilor de presiune pentru vaporizatorul specific și starea condensatorului, împreună cu frecvențele de rezonanță pentru un compresor dat, vor oferi consumatorului final un câștig de cost total dacă invertorul de frecvență a implementat un algoritm care stabilește frecvența de funcționare în funcție de raportul de presiuni. Acest tip de abordare ar trebui să fie foarte bine studiat, deoarece frecvența de rezonanță depinde mai mult de construcția fizică a compresorului și mai puțin de raportul de presiune, dar întotdeauna va exista coerență între acestea două.

Regresia polinomială returnează ecuațiile care trebuie utilizate în software pentru a determina rapoartele de presiune specifice pentru temperaturile date ale vaporizatorului și condensatorului. În figura 12 sunt prezentate funcția polinomială de gradul 2 a diferențelor de presiune pentru 45°C și 50°C în condiții simulate prin specificația de intrare DUPREX. Pentru diferențe de temperatură mai mici, respectiv rapoarte de presiune mai mici, curbura funcției scade odată cu al doilea coeficient.

Deplasarea teoretică sau volumul unitar de agent frigorific deplasat în unitatea de timp de către compresor, invers proporțională cu debitul masic al compresorului, în kg/s sunt doi coeficienți utilizați de software-ul de simulare pentru a calcula alți parametri precum entalpia sau puterea electrică. În figura 13, deplasarea teoretică și debitul masic obținut pentru agentul frigorific R410A arată un comportament interesant în ceea ce privește eficiența volumetrică a compresorului. De la 50°C la 45°C sau scăderea cu 10% a temperaturii condensatorului și temperatura de evaporare negativă de -20°C, există o scădere a deplasării teoretice cu 1,44%.

Împreună cu debitul de masă crescut pentru o temperatură de evaporare mai ridicată, acest comportament relevă faptul că, pentru un volum mic de vapori, este antrenată de compresor o masă de gaz mult mai mare, transferată între vaporizator și conducta de condensare.

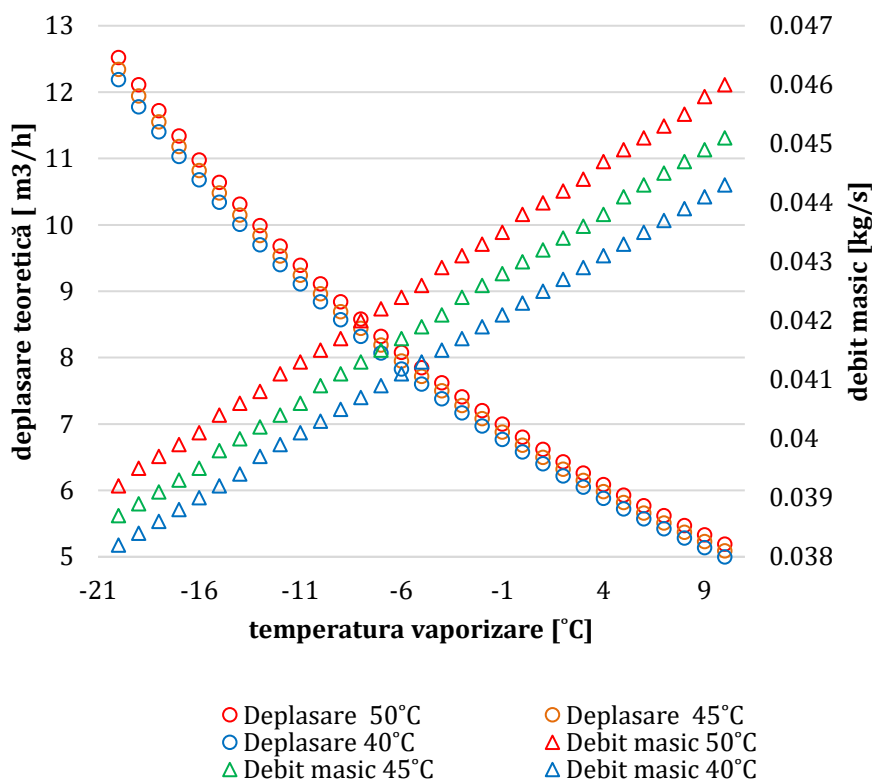


Figura 13 Deplasarea teoretică și debitul masic obținut de DUPREX pentru R410A, pentru 40 °C, 45 °C și 50 °C temperaturi de condensare.

Antrenarea unui volum mult mai mare de agent frigorific în condensator comparând temperaturile vaporizatorului, va reduce semnificativ consumul de energie electrică. Odată ce volumul este redus cu 58%, deoarece deplasarea teoretică între -20°C către 10°C este mai mică și creșterea masei de curgere cu 15%, pentru aceeași diferență de temperatură, se obține în condensator mult mai multă masă de agent frigorific care crește puterea de condensare.

Puterea electrică a compresorului în echipamentele de compresie a agentului frigorific scade atunci când diferențele de temperatură dintre vaporizator și condensator scad. Pentru consumul de energie electrică R410A din figura 14 sunt prezentate consumul de energie al compresorului electric pentru 3 temperaturi de condensare și interval de evaporare de la -20°C la + 10°C.

După cum se poate observa, în acest grafic consumul de energie electrică al compresorului pentru o putere de condensare de 10 kW are minimul său de 2,34 kW cu COP corespunzător 3.78 în condiții de încălzire și un COP de refrigerare de 2.6. Aceste valori sunt calculate pentru pierderi de presiune în conducta de condensare, vaporizator și conducta de aspirație și eficiența izentropică a compresorului de 0,61. O privire mai atentă asupra graficului arată o scădere cu 42,36% a consumului

electric, de la -20°C la 10°C temperatura de evaporare pentru o temperatură constantă de condensare de 45°C . O reducere poate fi observată în cazul unei temperaturi mai mari de condensare cu o scădere a puterii electrice de 39,31% la 50°C . Comparând ambele procente, se poate observa un câștig de 3,04% în diferențele de putere electrică de la -20°C la 10°C atunci când temperatura de condensare este scăzută cu 5°C .

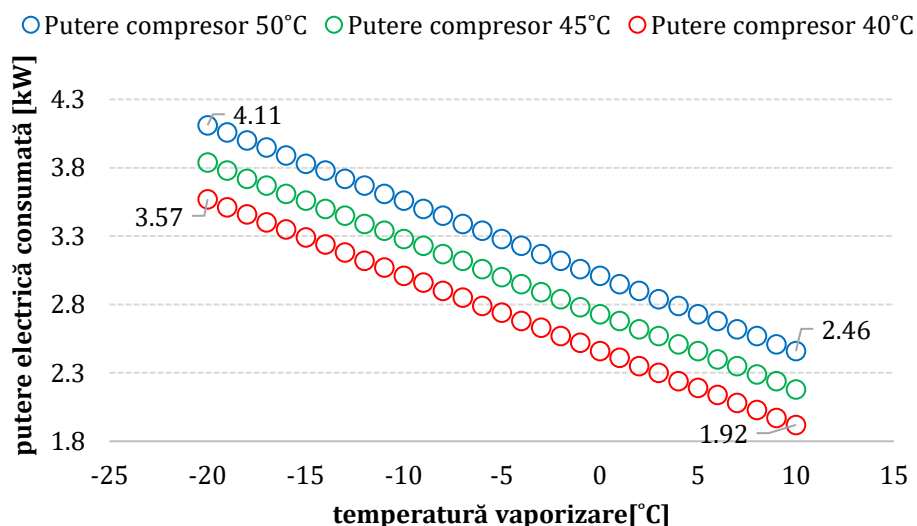


Figura 14 Puterea electrica consumata de compresor la 50°C , 45°C si 40°C temperatura de condensare, pentru freonul R410A

COP-ul pentru vaporizator și condensator sunt, de asemenea, ieșiri din mediul software-ului DUPREX. Pentru datele introduse, algoritmul este capabil să dezvăluie comportamentul staționar al echipamentelor atunci când sunt implicați parametri constanți. Comparând consumul de energie, la temperatura de evaporare de -20°C , pentru nivelul de temperatură de condensare de 50°C versus 45°C se ajunge la o creștere a cererii electrice cu 7,25%, în loc de 12,8% pentru aceleași condiții la condensare, dar când temperatura vaporizatorului este de -10°C . Acest lucru relevă un comportament cunoscut, că, pentru diferențele de temperatură mai mici de condensare și vaporizare, eficiența echipamentului scade. Pentru coeficientul de performanță la încălzire, evaluat în figura 15, valorile obținute sunt situate între 2,3 pentru -20°C temperatura de evaporare respectiv 50°C temperatura de condensare și un maxim de 4,27 la 10°C temperatura de vaporizare și 45°C nivel de temperatură de condensare. Pentru temperatura pozitivă a vaporizatorului, COP-ul minim obținut atinge valori cuprinse între 3,1 și 3,78, ceea ce înseamnă că o putere de condensare triplă se obține peste consumul electric al compresorului. Trebuie menționat din nou că aceste valori sunt atinse pentru condițiile de construcție a echipamentelor fără pierderi specifice de presiune în sistem, respectiv pentru un compresor de înaltă eficiență.

COP-ul la încălzire, obținut cu ajutorul mașinilor cu compresie, utilizând echipamente cu eficiență ridicată, este superior valorii COP-ului la răcire. Datorită

unei puteri de condensare mai mare decât puterea de răcire a agentului frigorific, COP-ul pentru răcire, obținut prin simulare, este prezentat în Figura 16, când un minim de 1,22 și maxim 3,07 sunt calculate în aceleași condiții de echipare enumerate pentru nevoile de răcire comparând cu COP-ul la încălzire, din figura 15. Aici se poate observa că puterea de evaporare este mai mică comparând cererea de încălzire, cu valoarea maximă în jurul valorii de triplul consumului de energie electrică.

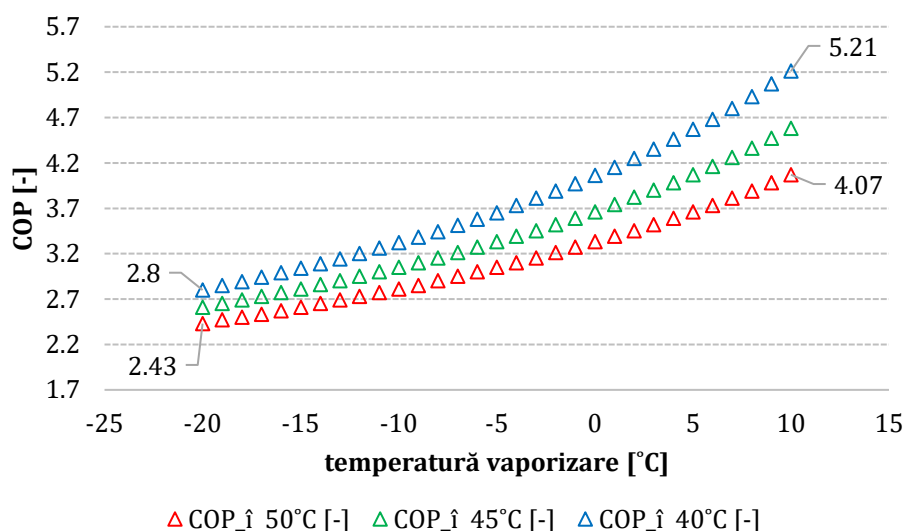


Figura 15 R410A COP la pentru fiecare temperatura de vaporizare între -20°C și 10°C

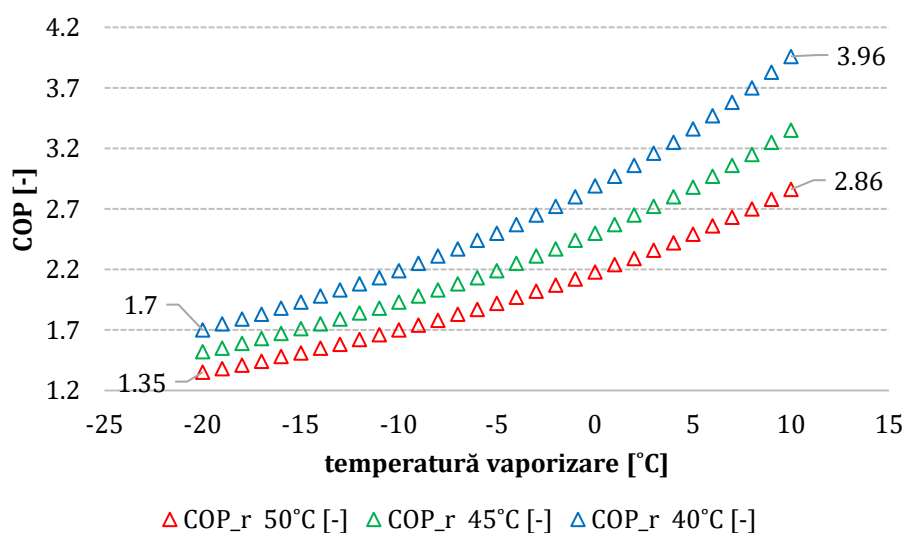


Figura 16 COP de racire pentru fiecare temperatura de vaporizare între -20°C și 10°C

La temperaturile pozitive ale vaporizatorului COP obținut pentru răcire, se arată că pentru temperatura pozitivă de vaporizare, puterea termică la răcire este mai mare de două ori decât necesarul electric.

Vaporizatorul și puterile de condensare sunt prezentate grafic în figura 17 cu un minim de 5,53, jumătate din puterea condensatorului la 50°C, respectiv -20°C la vaporizator. Puterea maximă de răcire crește cu 37,43% față de valoarea minimă, pentru temperaturi de vaporizare de 10°C respectiv 45°C la condensare. De aceea se adaugă o putere electrică mult mai mică pentru a obține aceeași putere necesară a condensatorului pentru cererea de încălzire.

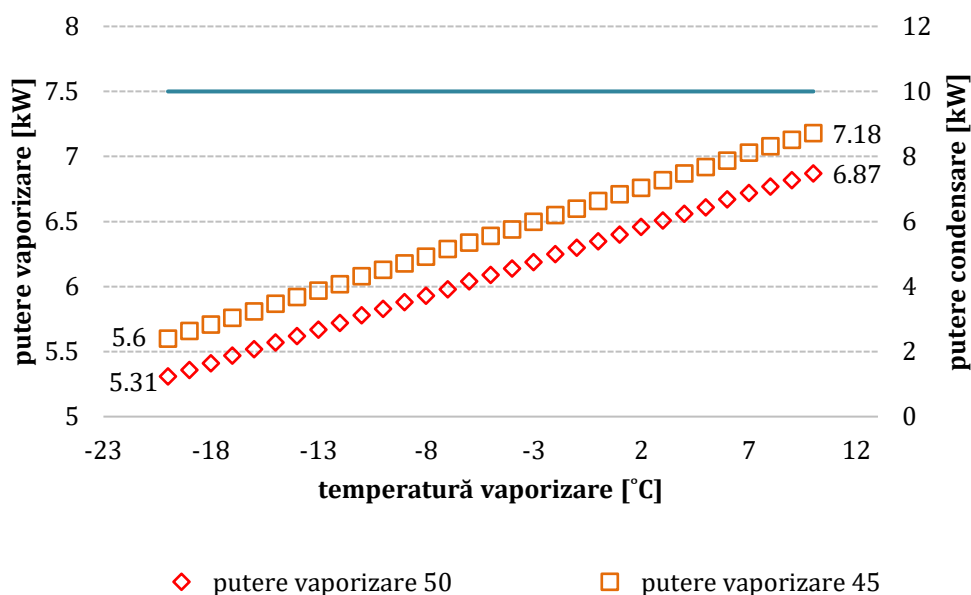


Figura 17 Puterea de vaporizare a R410A pentru 50°C respectiv 45°C temperatura de condensare

Ciclurile de agent frigorific pentru cele 3 temperaturi de condensare imaginate și pentru temperaturile cele mai mici până la cele mai mari ale agentului frigorific la vaporizator sunt prezentate în figura 40 în care sunt prezente 6 diagrame de ciclu frigorific pentru parametrii ciclului corespunzător. Liniile roșii denotă stările de condensare împreună cu liniile albastre pentru stările de evaporare. Liniile roșii care se deplasează de la 25 bar la 30 bar indică presiunile la care se va condensa agentul frigorific, cu o presiune mai mare pentru o temperatură mai mare de condensare. Presiunile de lucru sunt relativ ridicate, dar sunt corelate cu presiunile vaporizatorului, raportul de presiune nefiind mai mare de 10 așa cum este arătat în figura 19 a acestui capitol. Liniile albastre au un interval de presiune mult mai larg în cazul în care se deplasează, dar temperaturile vaporizatorului ales au un interval mai mare, care să permită condensarea la nevoile cerute. Presiunile de evaporare se găsesc în intervalul de minim 3,29 bari pentru -20°C și presiune mai mare 9,33 bari corespunzătoare la temperatura de evaporare 10°C. Pe întregul interval de temperatură al vaporizatorului, pentru o temperatură fixă de condensare, singura modificare a presiunii este în vaporizator, presiunea de condensare rămânând constantă. Acest lucru ne duce cu gândul că într-o situație reală, că temperatura de confort internă este constantă pentru diferite temperaturi ale apei la intrarea în pompa de căldură. Pompa de căldură ar trebui să țină sub control, cu un echipament

electronic de urmărire, doar presiunea din interiorul vaporizatorului, fapt important în construcția unor astfel de echipamente. Deoarece temperatura internă poate fi setată de utilizator, nu este nevoie în interiorul sistemului pentru a avea un senzor de temperatură și un algoritm specific încorporat în controlerul de supraveghere al echipamentului pentru mediul condensatorului. Singurele condiții de schimbare permanentă rămân în vaporizator, dacă temperatura se poate schimba rapid și chiar semnificativ, făcând necesar să existe echipamente complexe la vaporizator care să urmărească procesele din acesta și condensator.

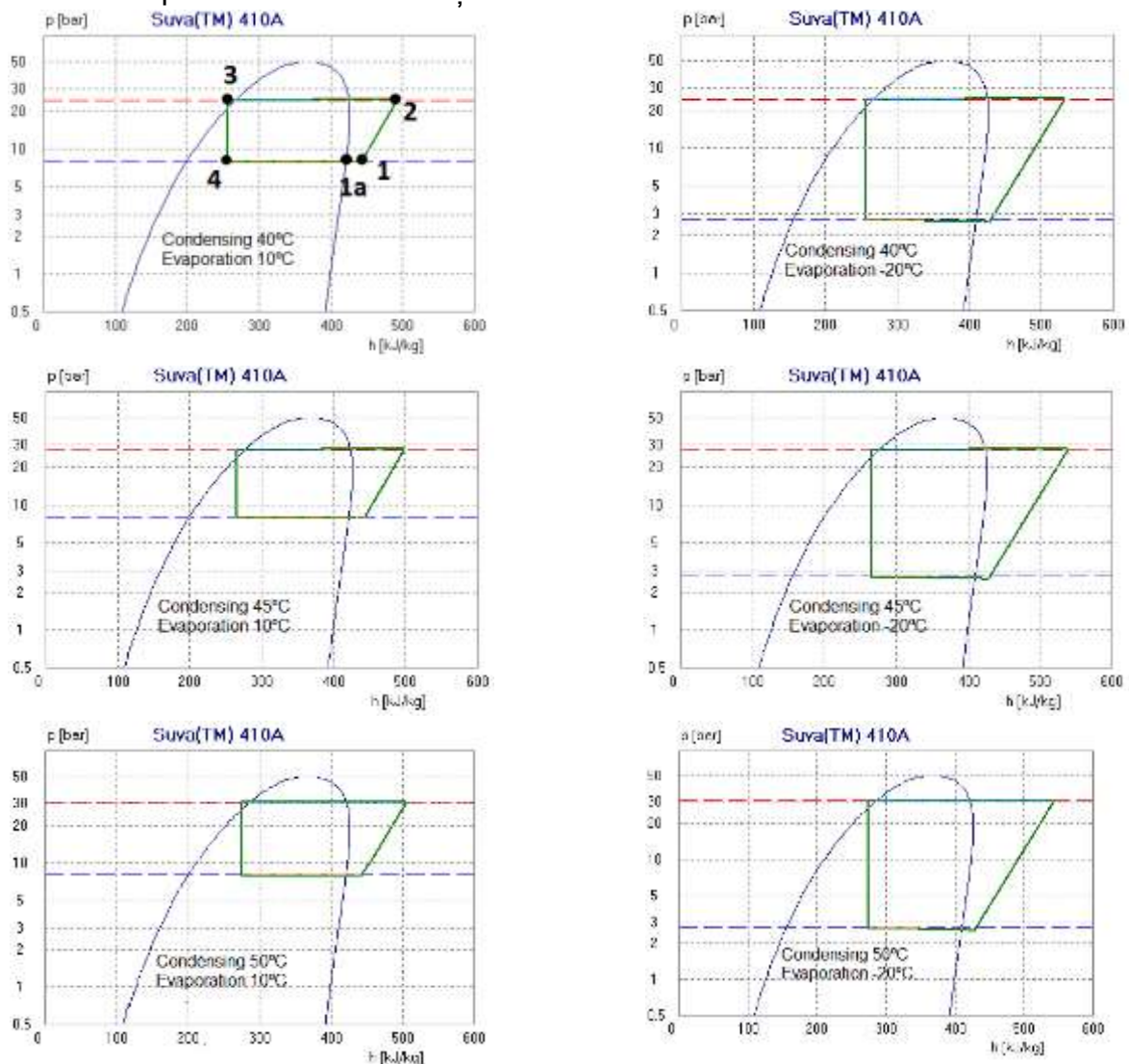


Figura 18 R410 cicluri de agent frigorific pentru diferite temperaturi de condensare si vaporizare

În cazul în care pompa de căldură este de asemenea utilizată în sezonul cald pentru aer condiționat sau pentru a prepara apă rece într-o stare dată, această pompă de căldură este reversibilă și are aceeași complexitate implementată la vaporizator și condensator împreună. Ciclurile prezentate în figura 18 corespund unui sistem WSHP schematic reprezentat în figura 33 din partea din față la stânga, cu punctul 1a starea de presiune a vaporizatorului corespunzătoare, punctul 1 este

punctul de intrare în compresor, starea numărul 2 caracteristicile vaporilor la ieșirea din compresor, starea 3 parametrii lichidului în linia condensatorului, punctul 4 corespunzător stării finale a agentului frigorific, după laminarea agentului frigorific.

Pentru a compara metodele descrise în capitolul de modelare matematică a sistemelor termice ale pompei de căldură și a rezultatelor DUPREX, a fost rulat un program MATLAB, în care a fost aplicat algoritmul din lista de mai jos. În detaliu, se realizează o preevaluare a celor doi coeficienți termici, calculați pentru o temperatură "teta_cd" de 50°C respectiv variabilă la vaporizare, cu diferențele de temperatură la vaporizare și condensare egale. Astfel se obțin valorile de interes ale puterilor termice de vaporizare și a celei electrice, respectiv COP-ul la condensare, necesar evaluării performanței pompei de căldură, pe baza unei puteri cerute la consumator, constantă, de 10kW.

```
% refrigerant cycle parameters-----
teta_cd = 50;% [Celsius]
teta_vp = xlsread('matlab_simulation.xlsx','Date_50','B1:AF1');
delta_cd = 5;% [Celsius]
delta_vp = 5;% [Celsius]
%-----

%sistem parameters-----
eta_c = 0.61;% compressor efficiency [-]
P_CD = 10;% condenser power [kW]
eta_vp = 0.785;
%-----

%RCTC-----
ctl = (teta_vp-delta_vp)/(teta_cd+delta_cd+273.15);% [-]
    xlsxwrite('matlab_simulation.xlsx',ctl,'Date_50','B2:AF2') ;
cth = (teta_cd+delta_cd)/(teta_cd+delta_cd+273.15);% [-]
    xlsxwrite('matlab_simulation.xlsx',cth,'Date_50','B3:AF3') ;
%-----

%results-----

%compressor power-----
P_EL = eta_c^(-1)*P_CD*(cth-ctl);% [kW]
    xlsxwrite('matlab_simulation.xlsx',P_EL,'Date_50','B4:AF4') ;

%heating COP-----
COP_CD = P_CD./P_EL;% [-]
    xlsxwrite('matlab_simulation.xlsx',COP_CD,'Date_50','B6:AF6') ;
%-----

%cooling capacity-----
P_VP = eta_vp*(P_CD-(eta_c*P_EL));
    xlsxwrite('matlab_simulation.xlsx',P_VP,'Date_50','B8:AF8');
%end-----
```

Acest program a fost scris în jurul unui fișier excel în care temperaturile vaporizatorului sunt prestabilite iar rezultatele au fost salvate într-un document în vederea prelucrărilor ulterioare, utilizând funcțiile de export ale MATLAB. Pentru o temperatură de condensare fixă, fiecare temperatură a vaporizatorului a fost luată în

calcul pentru evaluarea CTCF. Puterea condensatorului și eficiența compresorului sunt menite să fie constante în timpul evaluării, cu valori de 10 kW pentru condensator, respectiv 0,61 pentru eficiența la compresor. Într-o buclă mică, parametrii CTCF sunt calculați și datele sunt stocate în fișierul excel ca tabel pentru fiecare pas al ecuației redundante. Mediul MATLAB va funcționa întotdeauna cu matrice și dacă vectorul are mai mult de un element se aplică operație matematică element cu element. În bucla finală a programului, rezultatele preconizate pentru analiză sunt calculate una câte una și datele stocate în același mod ca pentru bucla CTCF. Toate rezultatele sunt disponibile în format tabel la sfârșitul raportului din anexa 4. Datele sunt prezentate ca o comparație DUPREX versus MATLAB, cu 2 cifre de subunitate și sunt listate unitățile de măsurare a parametrilor.

Curbele, comparând ambele rezultate DUPREX, respectiv modelul matematic de la MATLAB sunt reprezentate grafic în figura 19 și figura 20. COP din ambele simulări au rezultate similare cu un mic decalaj între valori, notăm aici o eroare sub 5,00% din diferențele COP înregistrate.

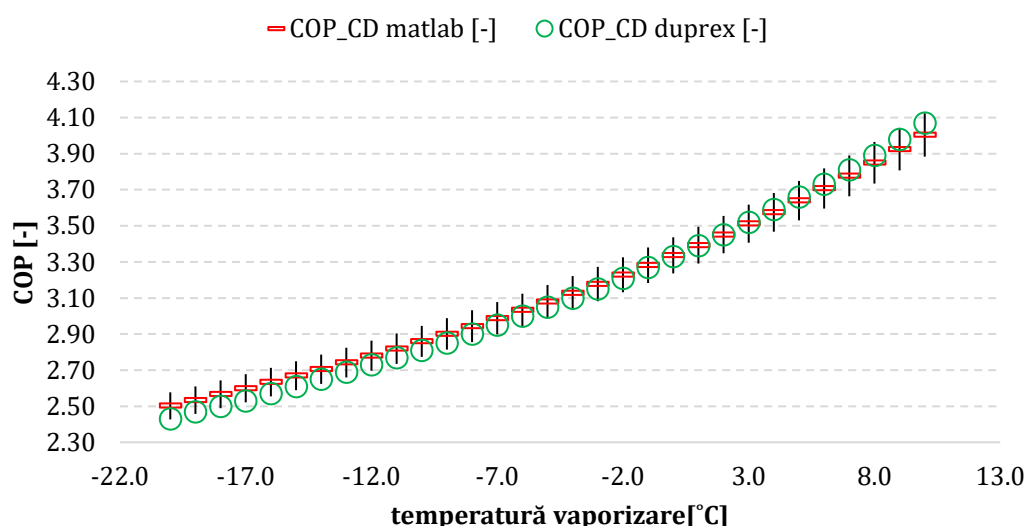


Figura 19 Datele simulate cu mediile DUPREX si MATLAB

În scopul încălzirii, COP-ul minim obținut arată o valoare de 2,4 ori mai mare decât puterea electrică consumată de compresor pentru a conduce agentul frigorific prin sistem și pentru a obține o putere termică de 10 kW la ieșirea condensatorului. Pentru o valoare maximă, la condensator se obține mai mult de patru ori decât energia electrică. Pentru temperatura vaporizatorului de 10°C consumul de energie electrică al compresorului este redus cu 60% comparând valoarea de la -20°C, pentru datele obținute de MATLAB, cu o valoare minimă de 2,49kW respectiv maxim de 4,99kW. Datele DUPREX și MATLAB sunt mai apropiate în intervalul interior, între valori de -5°C până la 5°C, temperatură de evaporare, în afara acestor limite, observându-se o ușoară creștere a erorii, datorate modelului matematic. Acest lucru dezvăluie comportamentul compresoarelor, și anume eficiența acestuia, care

depinde de diferența de temperatură sau de raportul de presiune dintre stările condensatorului și vaporizatorului.

Puterea compresorului, în figura 20, relevă comportamentul echipamentului, cu o valoare a puterii condensatorului de 10 kW, fără pierderi în echipament și eficiența compresorului de 0,61, cu valori în limitele intervalului de +/- 5,00% eroare între datele simulate de MATLAB și DUPREX.

Puterea compresorului, în figura 20, relevă comportamentul echipamentului, cu o valoare a puterii condensatorului de 10 kW, fără pierderi în echipament și eficiența compresorului de 0,61, cu valori în limitele intervalului de +/- 5,0% eroare între datele simulate de MATLAB și DUPREX.

Puterea termică reală a vaporizatorului este prezentată în Figura 21. Diferențele dintre evaluarea MATLAB și DUPREX sunt apropiate de +/- 5,00% limită de eroare. Ambele valori ale datelor sunt reprezentate grafic în interiorul diagramei, cu centrarea curburii la mijlocul intervalului de temperatură a vaporizatorului. Simularea a fost evaluată, valoarea optimă a eficienței vaporizatorului realizându-se pentru o diferență minimă de date la temperatura vaporizatorului de -5°C. Valoarea eficienței vaporizatorului astfel realizată, este de 0,78 pentru diferența minimă a datelor MATLAB și DUPREX.

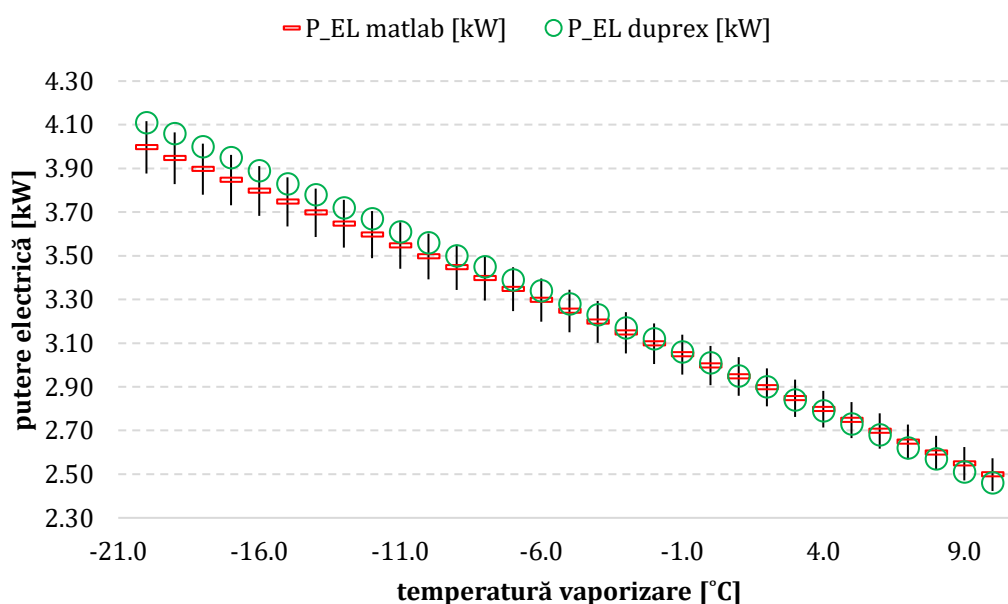


Figura 20 R410A Puterea electrica la bornele Compresorului pentru datele MATLAB si DUPREX

Simularea DUPREX dezvăluie cea mai mare creștere a puterii vaporizatorului pe întreg intervalul de temperatură al vaporizatorului. Comparând cu evaluarea MATLAB, se observă o rampă mai lentă de valori, pentru aceleași condiții de

funcționare a echipamentului. În figura 19, figura 20 și figura 21 se plotează coeficientul de performanță, puterea compresorului și respectiv capacitatea termică a vaporizatorului pentru o valoare a temperaturii de condensare egală cu 50°C. Toți ceilalți parametri sunt corelați fiind 5°C atât pentru diferența de temperatură la vaporizator cât și pentru condensator și fără pierderi în funcționarea echipamentului. Această simulare a fost pornită și pentru temperatura de condensare de 45°C, datele fiind disponibile în anexa 4.

În urma acestui pas de comparare, este ales mediul software MATLAB pentru toate analizele viitoare. Eroarea este luată în considerare pentru analiza finală a simulării datelor; definiția parametrilor de stare fiind aceeași cu calibrarea inițială a echipamentelor DUPREX și MATLAB. De menționat aici este versiunea software-ului MATLAB utilizat pentru evaluare, R2016a.

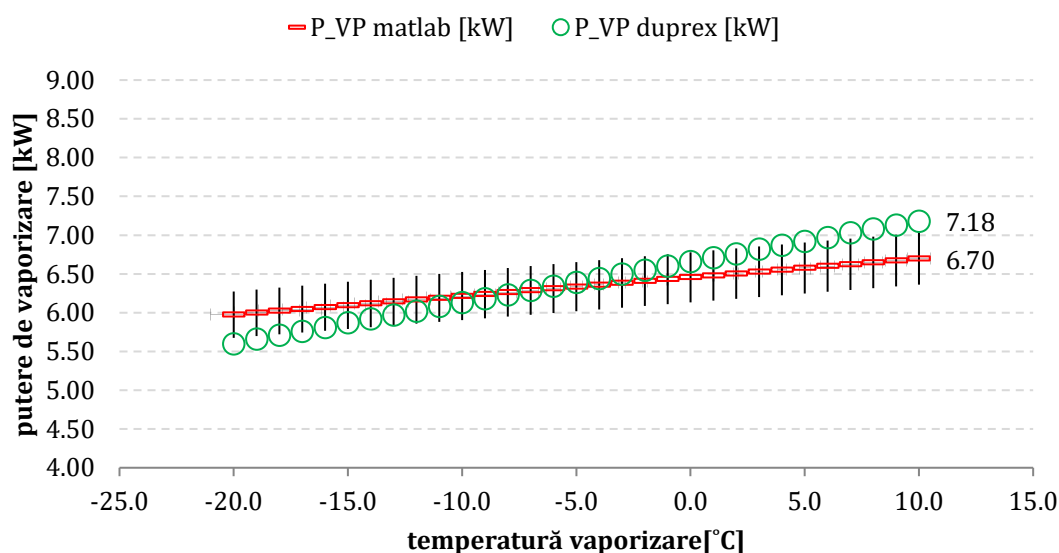


Figura 21 Puterea de vaporizare, comparare simulare cu DUPREX si MATLAB

O evaluare a datelor 3D a fost lansată în MATLAB. Comparând mediul software DUPREX, MATLAB utilizează operații matematice cu matrici, care reduce semnificativ timpul de simulare. Funcțiile Surf sau 3Dplot sunt utilizate în mod obișnuit pentru a genera suprafețe ce prezintă vizual corelația ieșirii cu cei doi parametri de intrare. Algoritmul de mai jos reprezintă datele utilizate ca stări de ciclu frigorific, intervalul utilizat pentru vaporizare fiind vectorul X, respectiv vectorul Y pentru temperatura de condensare, datele alese pentru reprezentare, fiind COP-ul pompei de căldură:

```
%cycle states-----
delta_cd = 5;
delta_vp = 5;
eta_compressor = 0.61;
P_CD = 10;
%-----
```

```

%3D plot-----
[X, Y] = meshgrid(-20:1:10, 35:1:50);
ctl = (X-delta_vp)./(Y+delta_cd+273.15);
cth = (Y+delta_cd)./(Y+delta_cd+273.15);
P_EL = eta_compressor^(-1)*P_CD*(cth-ctl);
Z = P_CD./P_EL;
surf(X,Y,Z)
%-----

```

Pentru întregul interval, vaporizatorul de la -20°C la 10°C, respectiv temperaturile condensatorului de la 35°C la 50°C, au fost obținute graficele 3D din figura 22, cu puterea electrică utilizată de compresor evaluată și reprezentată grafic, cu algoritmul de mai jos. Datele utilizate pentru reprezentarea grafică sunt aceleași ca și pentru reprezentarea COP-ului, pentru o putere constantă a condensatorului de 10 kW, respectiv 0,61 eficiența izentropică a compresorului. Algoritmul utilizat se bazează pe operații matriciale din meniul MATLAB, varianta de calcul pe element, lansată prin notația `./` făcând posibil calculul matricilor element cu element, evitând calculul matriceal care nu este de interes aici. Plotarea se realizează utilizând funcția de navigare care necesită date de intrare a grilei, inițial calculată ce vectorul X și Y. Grila este ușor plotată, ca vector de element, cu X și Y ca temperatură de evaporare, respectiv temperatura de condensare, în cazul în care pasul intervalului de calcul este unitar.

```

%cycle states-----
delta_cd = 5;
delta_vp = 5;
eta_compressor = 0.61;
eta_vp = 0.785;
P_CD = 10;
%-----

%3D plot-----
[X, Y] = meshgrid(-20:1:10, 35:1:50);
ctl = (X-delta_vp)./(Y+delta_cd+273.15);
cth = (Y+delta_cd)./(Y+delta_cd+273.15);
W = eta_compressor^(-1)*P_CD*(cth-ctl);
W = P_EL ;
V = P_CD./P_EL ;
Z = eta_vp*(P_CD - (eta_compressor*P_EL))
surf(X,Y,Z)
%-----

```

Diferențele dintre cele două bucle software sunt introducerea puterii de evaporare și a cererii compresorului electric în același script, reprezentând datele necesare după cum dorește utilizatorul, în acest caz selectând vectorul corespunzător Z, ca fiind puterea de vaporizare. Pentru puterea electrică a compresorului s-a obținut figura 22. Axele reprezintă temperaturi de vaporizare în intervalul -20°C la 10°C, cu trepte de 1°C, respectiv temperatura de condensare în intervalul 35°C la 50°C cu 1°C pas de simulare. Culoarele selectate reprezintă opțiunea utilizatorului în meniul MATLAB, despre cererea electrică a compresorului, și comparând cu temperatura de condensare. Pentru această evaluare, puterea

peste cererea electrică de 3kW a fost considerată a depăși limita dorită. Peste această valoare, COP scade sub 3, care este limita impusă pentru analiză și comentarii. Păstrarea acestei limite pentru un anumit utilizator poate fi considerată indicatorul modului de selectare al unei pompe de căldură potrivite pentru încălzire, în care un motor electric de o putere adecvată este selectat. Această limită poate fi modificată, cu toate acestea, utilizatorul final al pompei de căldură sau inginerul de proiectare considerând un compromis între costul echipamentului, și beneficiile recuperării investiției, comparând cu încălzirea clasică și condițiile de exploatare, cum ar fi temperatura apei sau a aerului exterior la locul de instalare. Pentru acest studiu, pentru a ne situa sub culoarea roșie din diagramă, un minim de -5°C pentru temperatura vaporizatorului este limita inferioară impusă pentru pompa de căldură, pentru o temperatură maximă de condensare egală cu 50°C . Astfel, dacă pentru o temperatură exterioară de -5°C , se impune ca temperatura de tur să fie de 50°C , un compresor de 3kW este necesar pentru a satisface cererea de 10kW la condensator. Așadar, acest algoritm se pretează a fi utilizat într-o evaluare rapidă a dimensiunilor echipamentului, facilitând pe de o parte ofertarea în cazul vânzărilor de pompe de căldură și evaluarea preliminară în ceea ce privește proiectarea unui sistem de încălzire utilizând pompă de caldura.

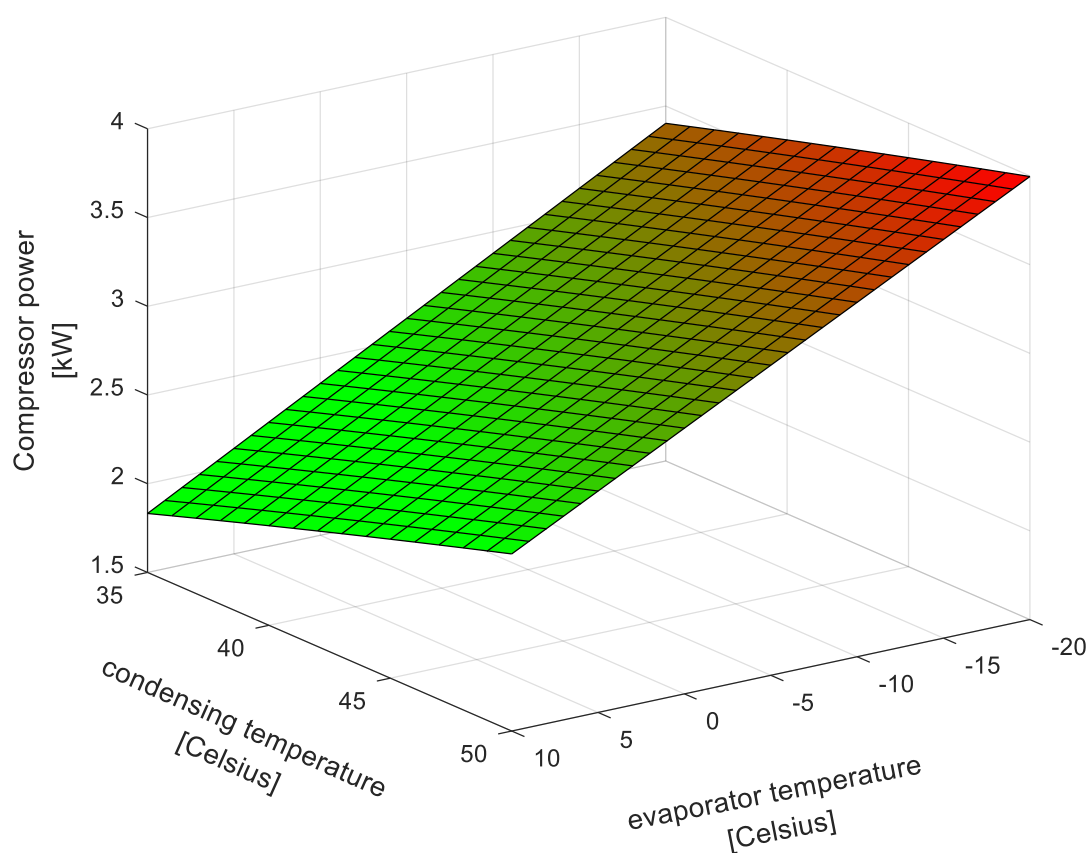


Figura 22 Consumul electric al compresorului pentru datele simulate cu MATLAB

Dacă limita impusă pentru temperatura de condensare nu depășește 40°C, se poate concluziona că pentru celelalte valori de temperatură ale vaporizatorului, pompa de căldură este evident o alegere potrivită, astfel, echipamentul făcând posibil satisfacerea întregului necesar de căldură la condensare, de 10kW, pentru intervalul de vaporizare -20°C ÷ 10°C, cu un compresor de 3,6kW. Această concluzie relevă faptul că echipamentul de încălzire din interiorul clădirii trebuie proiectat să funcționeze cu o temperatură maximă de intrare a agentului termic egală cu 40°C, pompa de căldură fiind capabilă să furnizeze agent de încălzire pentru toate temperaturile de evaporare, cu un consum electric sub 3,6kW pentru o putere de condensare egală la 10kW.

Graficul COP-ului relevă un comportament exponențial atunci când temperatura condensatorului și temperaturile de evaporare sunt regăsite în aceleași limite de interval ca în cazul simulărilor puterii electrice. Astfel, limitele de distribuție a culorilor sunt selectate pentru COP egal cu 4, indicator care arată pe grafic, de exemplu, că pentru temperatura de condensare de 35°C temperatura vaporizatorului ar trebui să depășească -5°C ca indicatorul COP să fie superior valorii selectate. În această situație, pentru o unitate de încălzire proiectată, care utilizează un nivel de temperatură de intrare de 50°C, nu se recomandă utilizarea pompei de căldură cu temperaturi de evaporare sub 5°C, COP-ul sistemului scăzând sub valoarea de 3,8. Graficul obținut se referă la mediul în care vaporizatorul și condensatorul sunt de tip imersat.

Temperaturile agentului frigorific la condensator și vaporizator, depind de configurarea echipamentului sau specificațiile producătorului. În această situație, limitele diferențelor de temperatură sunt considerate a fi 5°C, dar această selecție poate fi diferită în cazul unui anumit echipament și agent frigorific. Proiectanții sau utilizatorii finali ar trebui să își documenteze în mod corespunzător necesitățile, să studieze foarte atent fișa tehnică a echipamentului și să stabilească valorile impuse pentru limita de fezabilitate țintită a echipamentelor de încălzire. În cazul în care echipamentul ar trebui evaluat pentru performanță, o măsurare poate fi de asemenea, o alegere corectă pentru a înregistra diferențele de temperatură sau pentru a evalua eficiența vaporizatorului sau a compresorului.

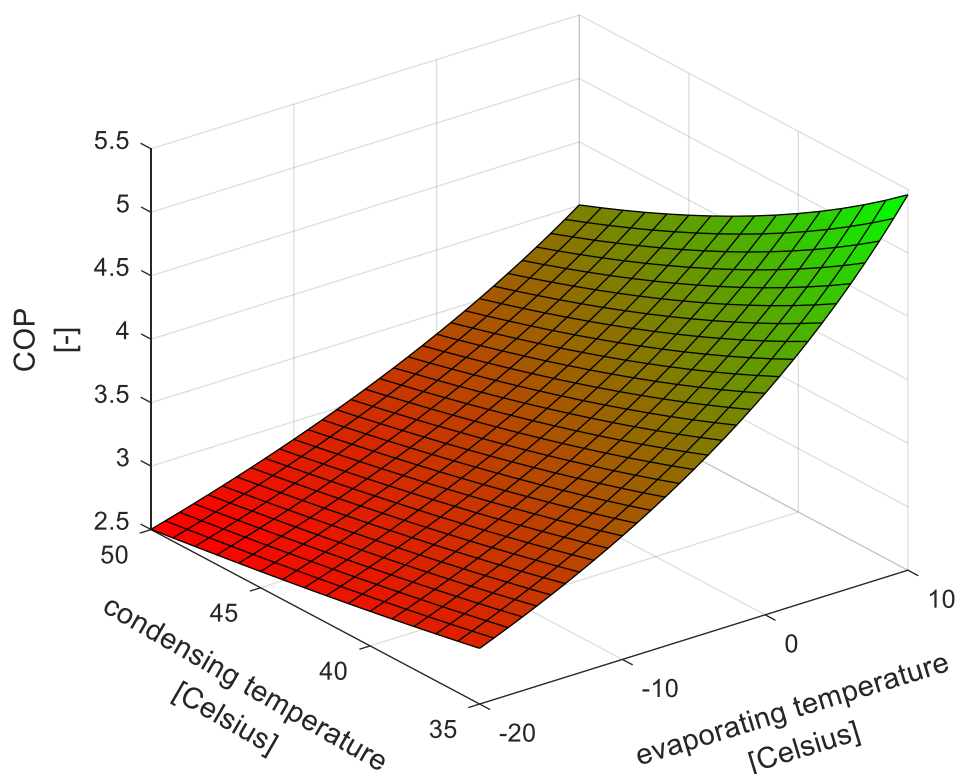


Figura 23 Evaluarea MATLAB a COP-ului

COP obținut poate fi diferit de graficul expus din figura 23, acesta fiind doar un indicator al echipamentelor care funcționează în mediul cu limite de temperatură - 20°C la 10°C pentru vaporizator și pentru încălzirea temperaturii lichidului de intrare peste 35°C și mai jos 50°C. Trebuie remarcat faptul că în cazul schimbătoarelor de căldură, selectate pentru transferul energiei termice de la agentul frigorific la un agent termic lichid la condensator și respectiv de la mediul de vaporizare, ar trebui luate în considerare diferențele de temperatură corespunzătoare aplicației considerate. În concluzie, diferențele de temperatură de vaporizare și condensare ale agentului frigorific pot depăși valoare de 5°C selectată pentru simulare. Limitele de temperatură ale schimbătoarelor de căldură între intrare și ieșire, în plus față de diferența de temperatură a agentului frigorific necesară pentru transferul de căldură, reprezintă diferențele totale de temperatură. Pentru simularea făcută în această lucrare, diferențele de temperatură au fost selectate numai pentru agentul frigorific, pentru a face posibilă fiarberea în interiorul vaporizatorului, respectiv condensarea în schimbătorul de căldură aferent condensatorului.

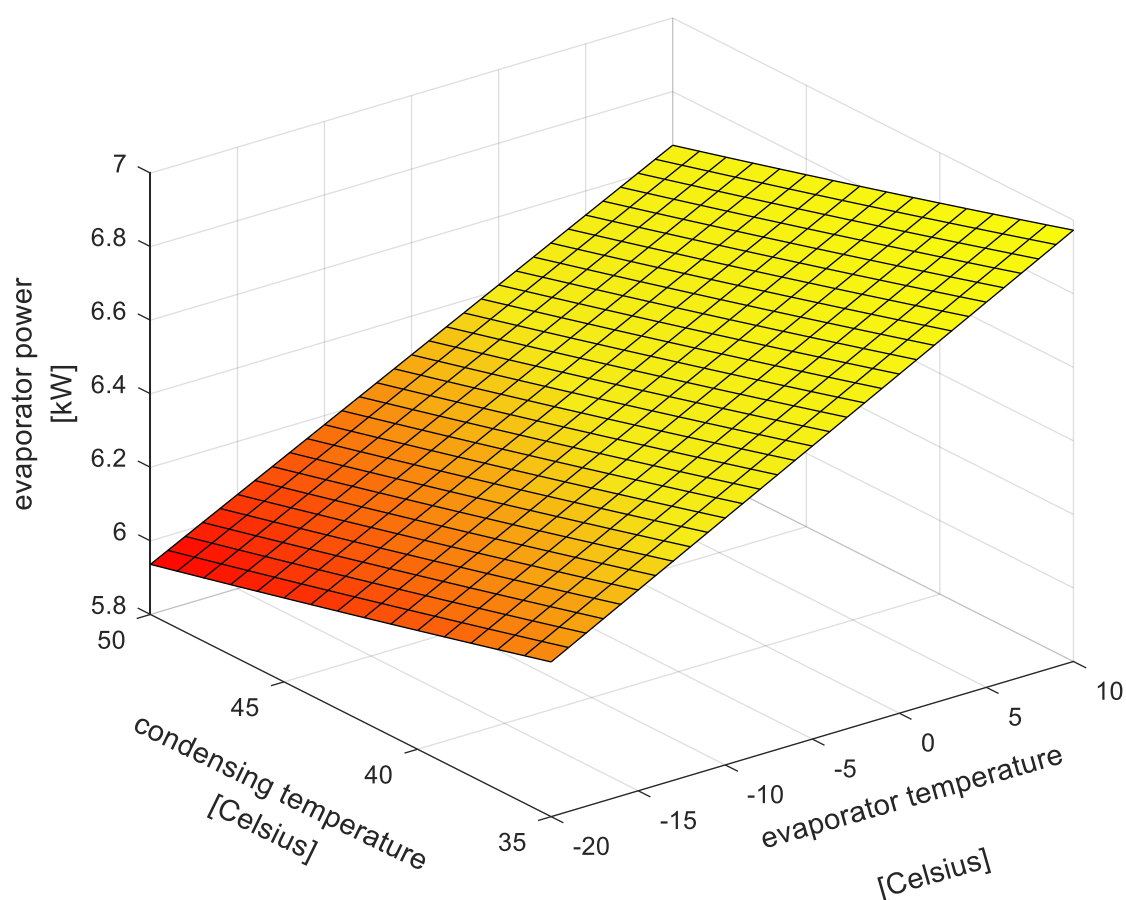


Figura 24 Puterea de vaporizare, date MATLAB

Puterea vaporizatorului este prezentată grafic în suprafața schițată în figura 24. Puterea vaporizatorului este cuprinsă într-un interval mic. De la cea mai defavorabilă stare, la temperatura vaporizatorului de -20°C și temperatura de condensare de 50°C , până la valoarea maximă obținută la condensarea de 35°C , respectiv temperatura vaporizatorului de 10°C . În acest, puterea vaporizatorului crește cu 16,80% pentru un câștig în cererea electrică a compresorului egal cu 55% față de situația de la capătul opus intervalelor de temperatură. Acest lucru relevă faptul că dublarea cererii electrice în puterea compresorului, crește capacitatea vaporizatorului doar cu 16,80%. În cazul în care pompa de căldură este utilizată pentru încălzire, pe același interval, chiar dacă la vaporizator creșterea puterii termice este de doar 16,80%, condensatorul cedează mai mare de 200% pentru aceleași capete de interval.

Toți parametrii simulați în software-ul MATLAB trebuie analizați cu atenție în viitoare modelări sau studii experimentale. Aceasta este necesară datorită faptului că puterea aleasă a fost constantă de condensare, deasemenea diferența constantă de temperatură pentru întregul interval analizat, și eficiența izentropică a compresorului, se îmbină cu un rezultat incert pentru limitarea erorii. Pentru a observa în detaliu acești parametrii, ar trebui făcută o evaluare experimentală. În

capitolul de studiu experimental al acestei lucrări, ar trebui să fie evaluată o pompă de căldură. În planul de studiu experimental vor fi definite toate punctele de măsurare și sistemele de achiziție de date necesare. Toți parametrii de incertitudine sunt identificați și denumiți într-un capitol specific al lucrării. O corelație între model și experiment va fi efectuată într-un capitol de calibrare a programului de simulare.

3. Identificarea parametrilor pompei de caldura

Identificarea parametrilor specifici este un pas important în definirea planului experimental. Este un obiectiv important justificarea unui studiu experimental și necesitatea identificării anumitor parametri. Prioritar planului experimental, este necesară o simulare bazată pe SW pentru a stabili ceea ce se cunoaște în funcționalitatea echipamentului, ce poate fi măsurat direct pe bancul experimentului și ce date nu pot fi măsurate direct și care necesită un calcul matematic.

Unele dintre supozițiile acestei lucrări sunt legate de identificarea eficienței vaporizatorului comparând starea ideală, eficiența izentropică a compresorului, comparându-l cu compresorul ideal fără pierderi. Parametrii stărilor agentului frigorific, precum temperaturile corespunzătoare presiunii de evaporare și condensare, diferențele dintre temperatura mediului înconjurător și temperaturile agentului frigorific sunt parametri care pot fi mășurați direct pe bancul experimental. Consumul de energie electrică poate fi măsurat direct utilizând o stație de achiziție de date capabilă să înregistreze în timp real curentul consumat și valoarea tensiunii de alimentare. Pentru eficiența compresorului, extragem matematic valoarea acesteia, pe baza ecuației 6. Astfel, seria de parametri care se regăsesc pentru stabilirea eficienței se pot măsura, ecuația 12 fiind transcrierea necesară evaluării eficienței în funcție de valorile acestora.

Ecuatia 12

$$\eta_c = \left(P_{EL} \cdot \frac{\theta_{CD} + \Delta_{CD} + 273.15}{\theta_{CD} - \theta_{VP} + \Delta_{CD} + \Delta_{VP}} \right)^{-1} \cdot 0.016 \cdot Q_{CD} \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot (t_C - t_R) \cdot 10^{-3}$$

Pentru un echipament specific, temperatura de condensare poate fi măsurată direct cu un senzpr rezistiv de temperatură sau senzori de tip termocuplu, care sunt capabili de a măsura temperatura ca diferență de potențial electric între două metale diferite, la punctul de conexiune. Deasemenea, presiunile stărilor pompei de căldură pot fi măsurate direct în circuitul de agent frigorific corespunzător vaporizatorului și condensatorului, utilizând un echipament de tip manifold.

Pentru starea vaporizatorului, metoda este aceeași ca și pentru condensator. Astfel, pe cele două ecrane, se poate citii pe de o parte presiunea corespunzătoare a vaporizatorului sau în condensator, cât și temperaturile corespunzătoare a punctului de rouă în condensator și a punctului de fierbere în vaporizator. Temperaturile de condensare și vaporizare pot fi memorate în tabele de date specifice în cazul în care este disponibil un echipament electronic de achiziție de date sau pot fi măsurat prin manual, presiunile și temperaturile fiind notate în tabel.

Puterea condensatorului este evaluată prin bilanț termic la condensator. Pentru ecuația 12, s-a imaginat un schimbător de căldură bifazic, în care bilanțul termic fiind scris ca o ecuație între debitul din interiorul secundarului schimbătorului de căldură și temperatura agentului termic la intrare și ieșire. Lichidul are o căldură

specifică și o densitate specifică notată c_w respectiv p_w în ecuație, iar Q_{cd} ca debit în $l \cdot \text{min}^{-1}$. Constanta 0,016 reprezintă corelația dintre minute (de la debit) și secunde de la conversia Joule - Watt. Toți parametrii mășurați introduși în ecuație vor returna după calculul matematic valoarea eficienței izentropice a compresorului.

4. Lista datelor masurate

Datele măsurate, așa cum au fost analizate anterior pentru identificarea eficienței compresorului, sunt cele definite în ecuația 12. Puterea electrică poate fi înregistrată folosind o stație de achiziție de date, un contor de putere sau o unitate de înregistrare a energiei. Puterea electrică pentru curent alternativ trifazat este un produs între curent, tensiune și factorul de putere și este dată de ecuația 13.

Ecuația 13

$$P_{EL_sym} = 3^{0.5} \cdot U \cdot I \cdot \cos(\Phi) \cdot 10^{-3}$$

Ecuația 14

$$P_{EL_sym} = \cos(\Phi) \cdot 10^{-3} \cdot \sum_i U_i \cdot I_i$$

Energia electrică cuprinde întregul consum de energie electrică pe o perioadă de timp. Deoarece pompele de căldură nu au funcționat continuu și puterea sa poate fi diferită de-a lungul timpului, datorită tehnologiei inverterului și a stărilor de agent frigorific, energia totală poate fi scrisă ca o sumă a tuturor măsurărilor de energie în perioade constante de timp, setate special pentru a putea avea valori constante de curent și tensiune. Astfel, stabilind o rată de eșantionare cât mai mică, putem considera puterea electrică fiind constantă, iar energia totală fiind suma tuturor energiilor înregistrate pe perioadele în care puterea electrică este constantă. Matematic, putem scrie ecuația 15 pentru stabilirea energiei electrice astfel definite.

Ecuația 15

$$E_{sym} = 1.73 \cdot \cos(\Phi) \cdot 10^{-3} \cdot \sum_i U_i \cdot I_i \cdot \tau_i$$

Ecuația 15 este adevărată atunci când se aplică sarcină simetrică trifazată la consumul de energie. Aceasta reprezintă o valoare de curent egală pentru fiecare fază, evident, pentru motorul electric trifazat al pompei de căldură, sarcina este simetrică. Deoarece ecuația 15 este valabilă pentru curent alternativ sinusoidal cu frecvență de 50Hz, măsuratoarea trebuie realizată la intrarea în inverter, deoarece viteza motorului se realizează prin baleierea frecvenței tensiunii de alimentare.

Pentru stația de achiziție de date care oferă o valoare efectivă a curentului alternativ, este necesară însumarea fiecărei linii individuale. Această abordare este mai realistă atunci când curenții de linie nu sunt egali, sau sarcinile nu sunt simetrice. Valoarea efectivă a curentului este frecvent utilizată în calculul puterii electrice și a energiei în rețelele electrice sinusoidale.

Ecuatia 16

$$E_{el} = \cos(\Phi) \cdot 10^{-3} \cdot \sum_{i=1}^3 \sum_j U_{ij} \cdot I_{ij} \cdot \tau_i$$

Factorul de putere este un parametru al compresorului electric și depinde de fiecare tehnologie a compresoarelor. Pentru această lucrare, valoarea parametrului factorului de putere este selectată din fișa tehnică a echipamentului furnizată de producător. Acest parametru este extras pentru corectarea puterii aparente, dată de produs între măsurări de curent și tensiune. Datorită puterii reactive a bobinelor inductive, cum ar fi bobinajul compresoarelor, puterea reală este mai mică efectuând măsurări directe. În general, această corecție poate fi făcută de stația de achiziție de date, printr-o configurare inițială a valorii factorului de putere sau poate fi introdusă după măsurări, atunci când se face un calcul dedicat al energiei. În ecuația 56 este prezentată relația matematică care trebuie utilizată în sistemele de alimentare electrică trifazate nesimetrice. Rata de eșantionare ar trebui să fie egală pentru toate cele trei faze și poate fi, de asemenea, o rată de eșantionare constantă, depinzând de capacitatea instrumentului de achiziție a datelor.

Tabel 2 Lista parametrilor principali

Parametrii principali		
I_1	Curent fază 1	A
I_2	Curent fază 2	A
I_3	Curent fază 3	A
t_{CD}	Temperatura de condensare	°C
t_{VP}	Temperatura de vaporizare	°C
t_C	Temperatura ieșire secundar schimbător de căldură	°C
t_R	Temperatura intrare secundar schimbător de căldură	°C
Q_{CD}	Debit de apă prin schimbător	l·min ⁻¹
U_1	Tensiune de fază 1	V
U_2	Tensiune de fază 2	V
U_3	Tensiune de fază 3	V
p_{VP}	Presiunea de vaporizare	bar
p_{CD}	Presiunea de condesare	bar
τ	Rata de eșantionare a măsurărilor	ora

Tabel 3 lista parametrilor secundari

Parametrii secundari		
t_{11}	Temperatura intrare primar schimbător de căldură	°C
t_{12}	Temperatura ieșire primar schimbător de căldură	°C
t_{OH}	Temperatura de supraîncălzire	°C
t_{SC}	Temperatura de subrăcire	°C

În tabelul 2 este prezentată lista parametrilor care trebuie măsurați și înregistrați în timpul experimentului. Sunt propuse două tipuri de măsurări; parametrii principali fiind utilizați în calibrarea modelării matematice prezentate în metodologia de mai sus, respectiv o listă de parametri de măsurări secundari, fiind de ajutor pentru evaluări suplimentare ale echipamentelor.

În general, măsurările de temperatură sunt supuse unei evaluări a calibrării senzorului de achiziție de date. De-a lungul timpului, senzorii rezistivi și termocuplele dar și legăturile electrice la intrarea în echipamentele de măsură, înregistrează degradarea valorilor inițiale, astfel datele înregistrate fiind necesar a fi calibrate. O măsurare reprezentativă ar trebui să ia în considerare o nouă calibrare sau să utilizeze ultima calibrare în perioada de utilizare premergătoare unei noi calibrări. Curbele înregistrate ale tipurilor de senzori sunt direct dependente de valoarea măsurată a temperaturii, uneori diferența dintre temperaturile pozitive și negative sau intervalele mari de temperatură, acestea neavând o valoare constantă. Pentru valori diferite ale temperaturilor, același senzor poate indica valori inegale ale diferențelor de calibrare.

Tabel 4 parametrii utilizați pentru calibrarea termocuplelor

Parametrii utilizați pentru calibrare				
	Valori măsurate	Valori de referință	Valori după calibrare	
	m_v	r_v	$m_v - r_v$	
Termocuplu 1				°C
Termocuplu 2				°C
Termocuplu 3				°C
Termocuplu 4				°C
Termocuplu 5				°C
Termocuplu 6				°C
Termocuplu 7				°C
Termocuplu 8				°C

Rezultatele calibrării obținute pe baza Tabelului 4 trebuie aplicate pentru toate temperaturile considerate relevante sau care fac obiectul unei noi măsurări. Dacă în întregul interval de temperatură, valorile sunt constante, un singur tabel poate fi suficient pentru a fi utilizat la calibrarea măsurărilor și al calculelor viitoare.

5. Planul de studiu experimental

Studiul experimental, obiectivul principal al acestui capitol, pentru a fi utilizat în calibrarea modelului, necesită o analiză mai profundă a echipamentelor studiate, stațiilor de achiziție a măsurărilor și necesității de calibrare pentru senzorii utilizați.

Pornind de la descrierea modelului, studiul experimental a fost efectuat pe un echipament de tip ASHP pentru încălzirea spațiilor clădirilor și prepararea de apă caldă menajeră. Descrierea modelului acestui studiu vizează eficiența izentropică și, respectiv, diferențele de temperatură ale condensatorului, comparând mediile acestora obținute pe pompa de căldură, în timpul funcționării. Aceste valori sunt utilizate ulterior în modelul matematic pentru evaluarea energiei unor astfel de sisteme, într-o anumită perioadă de timp și pentru o anumită zonă.

Tabel 5 Pompa de caldura, specificatii tehnice

Service Ref.				PUHZ-SHW112YHA PUHZ-SHW140YHA	
OUTDOOR UNIT	Power supply (phase, cycle, voltage)			3phase, 50Hz, 400V	
	Max. current A			14	
	External finish			Munsell 3Y 7.8/1.1	
	Refrigerant control			Linear Expansion Valve	
	Compressor			Hermetic	
	Model			ANB33FJLMT	
	Motor output kW			2.5	
	Starter type			Inverter	
	Protection devices			HP switch, LP switch Discharge thermo. Comp. surface thermo	
	Crankcase heater W			—	
	Heat exchanger			Plate fin coil	
	Fan	Fan(drive) × No.		Propeller fan × 2	
		Fan motor output kW		0.074+0.074	
		Airflow m³/min(CFM)		100(3.530)	
	Defrost method			Reverse cycle	
	Noise level	Cooling	dB	51	
Heating		dB	52		
Dimensions	W	mm(in.)	950(37-3/8)		
	D	mm(in.)	330+30(13+1-3/16)		
	H	mm(in.)	1,350(53-1/8)		
Weight kg(lbs)			134(295)		
Refrigerant			R410A		
	Charge	kg(lbs)	5.5(12.1)		
	Oil (Model)	L	1.40(FV50S)		
REFRIGERANT PIPING	Pipe size O.D.	Liquid	mm(in.)	9.52(3/8)	
		Gas	mm(in.)	15.88(5/8)	
	Connection method	Indoor side	Flared		
		Outdoor side	Flared		
	Between the indoor & outdoor unit	Height difference	Max. 30m		
		Piping length	Max. 75m		

Echipamentul este un sistem ASHP pe bază de agent frigorific, de tip Mitsubishi Electric ZUBADAN PUHZ-SHW112YHA R410A. Un consum electric de putere a compresorului trifazat este de aproximativ 2,5kW și vine cu două viteze ale ventilatorului în scop de convecție forțată a aerului la unitatea exterioară, cu un consum electric egal cu 0,074kW. Valoarea consumului de energie electrică al ventilatorului, împreună cu unitatea de automatizare și pompa de circulație a schimbătorului de căldură a condensatorului ar trebui să facă parte din întreaga cerere electrică pentru a fi utilizată în evaluarea SCOOP/SEER și specificitatea echipamentului. Pompa de căldură prezintă un mecanism de dezghețare, prin

metoda ciclului invers, cu vapori comprimați în vaporizator, în scopul creșterii temperaturii, pentru a putea atinge valori pozitive de temperatură în registrul de conducte al vaporizatorului atunci când este necesară dezghețarea.

Unitatea externă prezentată în Figura 25 conține cele mai importante elemente ale pompei de căldură. În cazul încălzirii, vaporizatorul, compresorul, supapa de expansiune și valva cu 4 cai, reversibilă, sunt cuprinse în unitatea exterioară. De asemenea, sunt incluse automatizarea pompei de căldură și inverter pentru acționarea compresorului. Vaporizatorul în caz de încălzire sau condensatorul în cazul necesităților de răcire, este construit din registru de conducte frigorifice cu plăci de aluminiu subțiri, pentru transfer de căldură.

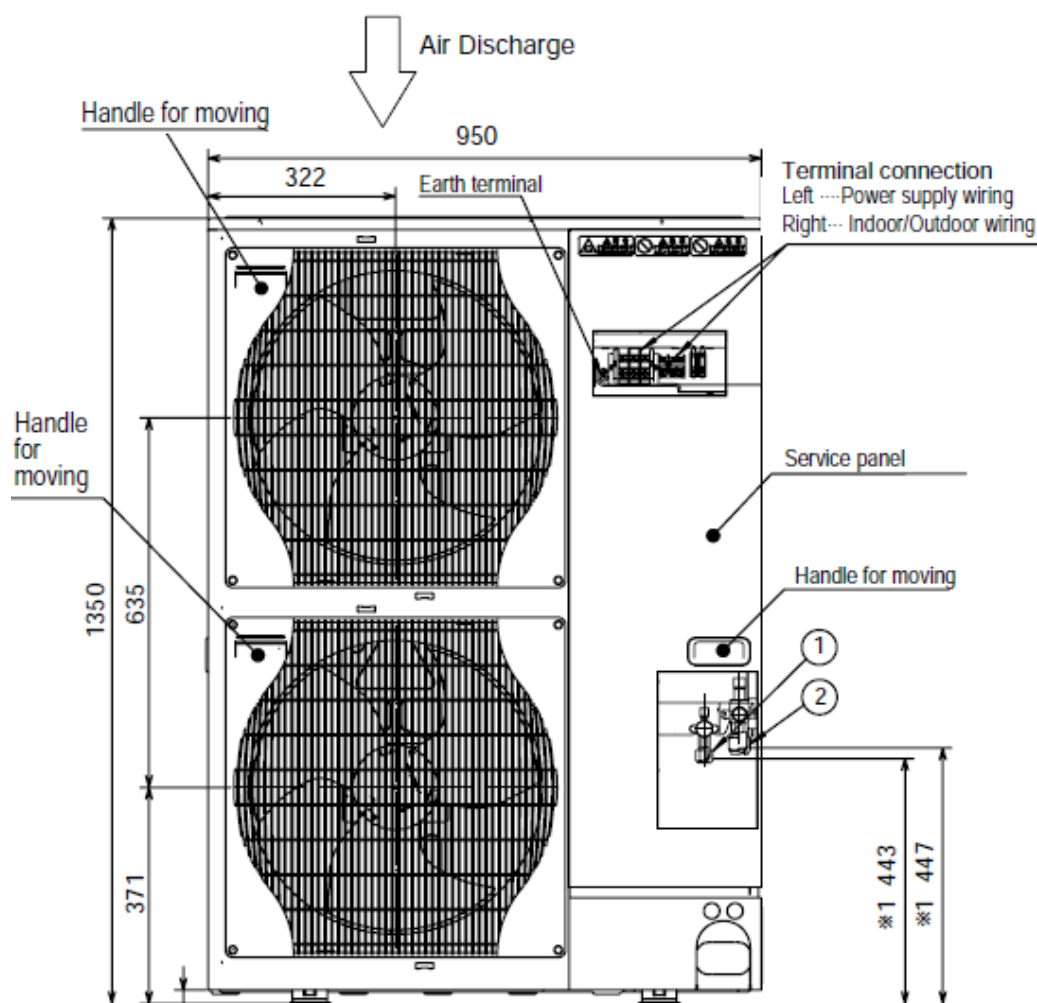


Figura 25 Unitatea exterioara a pompei de caldura

Mufele terminale pentru liniile de gaz frigorific (punctul 1 din imagine) și lichide (punctul 2 din imagine), sunt disponibile pentru a fi manipulate din exterior, pentru întreținere sau instalare. De asemenea, un panou de automatizare detașabil face posibilă conexiunea electrică pentru alimentarea cu energie a unității, precum și conexiunile de comunicație cu unitatea internă de automatizare. Cele două ventilatoare, utile pentru echipamentele de sursă de aer, care cresc eficiența

transferului de căldură, sunt acționate electric de aceeași unitate invertor, putându-și converti permanent viteza de rotație.

Unitatea externă a pompei de căldură are implementat o tehnologie eficientă de control al echipamentului, cu 8 termistori pentru măsurarea temperaturii, montate în poziții cheie, cum ar fi linia de lichid și de refulare, sau vaporizatorul și liniile de aspirație. Sunt incluse trei supape de expansiune liniare, două ca supape de expansiune a agentului frigorific primar și secundar, pentru expansiunea lichidului în receptorul de putere respectiv în unitatea exterioară (în încălzire) sau unitatea interioară (în răcire); a treia supapă de expansiune este utilizată în conexiune paralelă pentru circuitul de schimb de căldură atunci când este utilizată.

Un element important al unității externe este supapa cu patru căi, componentă care face întregul sistem reversibil pentru a fi utilizat la încălzire sau răcire, depinzând de necesitate. În receptorul de freon (acumulator), agentul frigorific este acumulat, întregul sistem fiind cuplat la acesta; linia de lichid pentru recepția agentului frigorific de la unitatea internă, intrarea agentului frigorific al compresorului, printr-o conductă cufundată pentru preîncălzirea / pre-răcirea gazului evaporat și liniile supapelor de expansiune pentru imersiunea agentului frigorific în vaporizator / condensator. O diagramă hidraulică completă este prezentată în Anexa 5.

Unitatea internă este alcătuită dintr-un schimbător de căldură cu plăci, o pompă de circulație pentru fluxul secundar de lichid, regulatorul de temperatură al apei, acumulatorul de apă caldă menajeră și acumulatorul de apă de încălzire. Diagrama hidraulică pentru ACM și unitatea de încălzire sunt prezentate în anexa 6 cu descrierea elementelor în tabelul aferent. Acumulatorul de încălzire este un rezervor de apă izolat, de 200 litri, cu două intrări pentru apă caldă și apă de retur a echipamentelor de încălzire, respectiv două ieșiri, una pentru apa răcită care este conectat la intrarea în schimbătorului de căldură cu plăci și a doua care merge la echipamentele de încălzire ale clădirii.

Echipamentele de încălzire a clădirii sunt formate din două unități de pardoseală cu temperatură scăzută, cu unitățile lor specifice de automatizare și preparare a agentului termic. Este prezent un circuit principal pentru încălzirea prin pardoseală. Fluxul de alimentare cu apă este posibil datorită unei pompe de circulație suplimentare, capabile să conducă apa prin sistem, la debitul necesar în registrul de pardoseală. Pompa de circulație pentru unitatea secundară a schimbătorului de căldură, este un WILO Yonos PICO 25 / 1-6- (EU3), cu un consum maxim de energie egal cu 40W, capabil să furnizeze un debit peste valoarea de 15l/min, prezentat în Anexa 7.

Selecția între rezervoarele de apă caldă menajeră și apă de încălzire se face cu o supapă hidraulică cu trei căi, prioritar fiind rezervorul de apă caldă menajeră în detrimentul unității de încălzire care este considerată a avea o inerție termică suficientă până când cererea de apă caldă este satisfăcută. Rezervorul de apă caldă

menajeră are o bobină imersată pentru agentul de încălzire, în care este recirculat apă dedurizată. Rezervorul pentru apă caldă menajeră și conexiunea supapei cu trei căi sunt prezentate în Anexa 7. Supapa de control cu trei căi este o supapă ON / OFF, cu mufe de conectare standard de 3/2 inch. Funcționează controlat de unitatea principală de automatizare, starea prioritară A selectând circuitul rezervorului de apă caldă menajeră. Pe afișajul principal al controlului RC, este afișat circuitul în lucru, cu „încălzirea apei” respectiv „încălzirea” pentru rezervorul de acumulare a încălzirii. Un exemplu de afișare în modul de încălzire activă este prezentat în Anexa 7. Pentru rezervorul de acumulare a încălzirii, sistemul instalat se bazează pe un rezervor de 200 litri echipat cu un rezervor de expansiune pentru a menține presiunea necesară în sistem, prezentat în Anexa 7.

Pentru încălzire și prepararea apei calde menajere, condensatorul sistemului constă dintr-un schimbător cu plăci, cu înălțimea de 500 mm și adâncimea de 120 mm, construit din folii de cupru cu 2 prize pentru fiecare circuit primar, respectiv secundar. Fișele de circuite secundare sunt conexiuni standard de 3/4 inch și fișele primare special concepute pentru lipirea dură, unde sunt conectate conducte de lichid condensat, respectiv vapori fierbinți. Liniile de apă, de la unitatea de schimb de căldură secundară, sunt echipate cu robinete de apă standard de 3/4 inch în scopuri de întreținere și cu o supapă de protecție la suprapresiune, direct la aceasta, prezentată în Anexa 7.

Conductele de freon vapor și lichid, sunt bine izolate, având distanța cât mai scurtă posibil între unitatea externă și schimbătorul de căldură cu condensare, provocând pierderi minime în circuit. Mufele sunt standard de 3/8 inch pentru lichid respectiv 5/8 inch pentru conexiunile de agent frigorific de linie de gaz prezentate în Anexa 7.

Bancul de studiu experimental este echipat cu stații de achiziție de date, pentru temperaturi, debitmetru de apă și unități de înregistrare a consumului de curent electric.

Pentru măsurarea curenților de fază se utilizează un înregistrator de date de achiziție PicoLog CM3 din tehnologia Pico. Precizie curentă a clemei +/- 2% cu o gamă de 0,1 până la 200 Amperi AC RMS cu un factor de scalare egal cu 1mV / A. Acuratețea bazei de date este de +/- 1% pentru măsurări sub 20mV și +/- 2,5% pentru tensiune de până la 200mV. Pentru această lucrare, precizia de calcul în ceea ce privește tensiunea CM3 este păstrată +/- 1% datorită valorii maxime de curent care nu depășește 15A, corespunzând unei tensiuni sub 20mV. Toate specificațiile pentru cleva de curent și stația CM3 sunt prezentate în Anexa 8. Conexiunea principală de alimentare a pompei de căldură este măsurată direct prin de stația de achiziție curentă și informațiile înregistrate în PC printr-o conexiune USB.

Temperaturile și debitul sunt eșantionate și înregistrate la stația de achiziție de date Ahlborn Almemo 5690-2 și salvate în PC printr-o conexiune USB. Înregistratorul de date în procesul de lucru este prezentat în Anexa 8. Sistemul constă în conexiuni dedicate de măsurări, pentru fiecare tip de conectori de senzori cu dispozitive de scalare a tensiunii analogice încorporate intern. Acest sistem este de înaltă performanță și rezoluție ridicată, cu viteză crescută de eșantionare, fiind capabil să înregistreze peste 50 de date pe secundă. Modulele de intrare de date sunt detectate automat, iar conversia măsurărilor este afișată direct în unitățile lor specifice. Formatul informațiilor se bazează pe text și se salvează prin Ahlborn SW livrat de același producător.

În tabelul 6 sunt prezentate punctele de măsurare pentru temperaturile pompei de căldură, debitmetrul și clemele de curent cu imagini de corelație în anexa 8 și numărul intrării corespunzător unității dedicate de achiziție de date.

Tabel 6 Punctele de masura si descrierea acestora, pentru intrarile din unitatile de masura

Puncte de măsură			
I_1	Curent fază 1	CM3/1	A
I_2	Curent fază 2	CM3/2	A
I_3	Curent fază 3	CM3/3	A
t_{11}	Temperatura intrare primar schimbător de căldură	ALM/94	°C
t_{12}	Temperatura ieșire primar schimbător de căldură	ALM/93	°C
t_{OH}	Temperatura de supraîncălzire	ALM/90	°C
t_{SC}	Temperatura de subrăcire	ALM/91	°C
Q_{CD}	Debit de apă prin schimbător	ALM/92	$l \cdot min^{-1}$
t_{in_c}	Temperatură intrare compresor	ALM/97	°C
t_{out_c}	Temperatură ieșire compresor	ALM/96	°C
t_{in}	Temperatura interioară	ALM/95	°C
$t_{in_air_ev}$	Temperatură de intrare a aerului în vaporizator	ALM/99	°C
$t_{out_air_ev}$	Temperatură de ieșire a aerului din vaporizator	ALM/98	°C
τ	Rata de eșantionare a măsurărilor		ora

Senzorul de temperatură al vaporizatorului returnează o valoare dry bulb și toate celelalte temperaturi sunt pe senzori de termocuplu de tip K cu valori de

calibrare corespunzătoare în tabelul 7 și expuse grafic în Figura 26. Calibrarea a fost efectuată pentru a vedea diferențele dintre un senzor de referință și cei din măsurări. Bancul de calibrare a fost realizat în laboratoarele Universității Tehnice de Construcții Civile - Facultatea de Inginerie a Instalațiilor și prezentate în Anexa 7. Stația de calibrare pentru senzorul de referință este LAUDA DigiCal DGS 2 și împreună cu baia de calibrare LAUDA cu apă distilată standard lichidă folosită pentru a se imersa senzorii. Datele au fost înregistrate manual într-un document text și utilizate ulterior pentru calcularea rezultatelor calibrării.

Tabel 7 Valorile de temperatura masurate si temperaturile de referinta masurate pe bancul experimental de calibrare

val [°C]	refertință		timp	t _c	t _R	t ₁₂	t ₁₁	t _{out_c}	t _{in_c}	
1 °C	0.91	°C	11:33:54	1.7	3.4	1.7	1.7	1.8	1.6	°C
			valoare calibrare	- 0.79	- 2.49	- 0.79	- 0.79	- 0.89	- 0.69	
10 °C	10.26	°C	11:41:06	10.5	11.1	10.6	10.5	10.6	10.4	°C
			valoare calibrare	- 0.24	- 0.84	- 0.34	- 0.24	- 0.34	- 0.14	
20 °C	20.19	°C	11:50:39	20.5	19.2	20.5	20.5	20.5	20.5	°C
			valoare calibrare	- 0.31	0.99	- 0.31	- 0.31	- 0.31	- 0.31	
30 °C	30.02	°C	11:59:05	30.5	27.1	30.4	30.5	30.5	30.4	°C
			valoare calibrare	- 0.48	2.92	- 0.38	- 0.48	- 0.48	- 0.38	
40 °C	39.97	°C	12:05:39	40.5	36.1	40.3	40.4	40.4	40.4	°C
			valoare calibrare	- 0.53	3.87	- 0.33	- 0.43	- 0.43	- 0.43	
50 °C	49.85	°C	12:12:55	50.6	46.3	50.4	50.5	50.6	50.5	°C
			valoare calibrare	- 0.75	3.55	- 0.55	- 0.65	- 0.75	- 0.65	
Medie				- 0.52	2.83	- 0.39	- 0.52	- 0.59	- 0.38	°C
legendă					valori utilizate pentru mediere					
					valoare medie de calibrare					
					tabel					
					valori de calibrare					
					valoare de referință					

În tabelul 7 sunt prezentate temperaturi multiple. Senzorul de referință de calibrare este listat în stânga tabelului cu tip de umplere a celulei de culoare maron, reprezentând valoarea afișată a termometrului LAUDA DigiCal la valoarea setată a băii termostate LAUDA enumerată în prima coloană a tabelului. Este de asemenea listat timpul de calibrare, întârzierea dintre măsurări fiind suficientă pentru a atinge temperatura setată. În tabel sunt listate în celule cu culoare de umplere albă, valorile măsurate cu stația de achiziție de date Almemo. Culoarea gri și portocaliu deschis reprezintă valorile de calibrare, fiind diferența dintre senzorul de referință și valorile

măsurate ale termocuplului. Valorile portocaliu deschis au fost utilizate pentru a indica media în timpul calibrării și afișate în portocaliu închis în partea inferioară indicând media diferenței. După cum se poate observa, valorile selectate pentru mediere sunt selectate numai pentru a satisface intervalul de temperaturi în care termocuplurile funcționează în cadrul studiului experimental. De exemplu, pentru temperatura de intrare a gazului la linia de aspirație a compresorului, valorile temperaturii nu au depășit 20°C comparând valorile temperaturilor de ieșire ale compresorului în procesul de lucru care nu au scăzut sub valorile de 40°C.

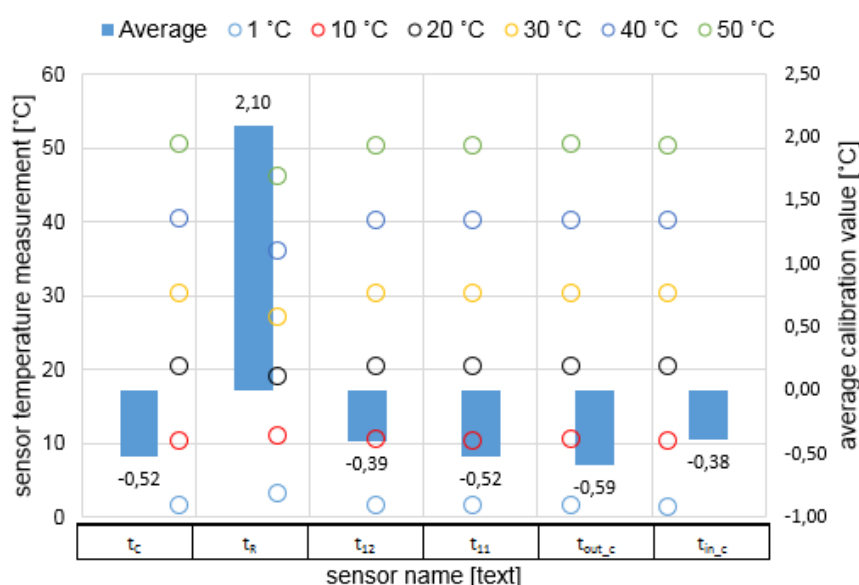


Figura 26 Rezultatele masuratorilor de temperatura obtinute pe bancul de calibrare

Grafic, rezultatele temperaturii de calibrare sunt reprezentate în Figura 26, unde pe axele primare sunt distribuite punctele de calibrare stabilite.

Măsurările legate de senzori pot fi observate în punctele cu cerc și valorile medii reprezentate grafic în bare cu valori afișate sub punctul final corelate pe axa secundară.

Valorile de interes sunt afișate pe grafic. Termocuplurile de măsurare prezintă rezultate de calibrare restrânse, cu o excepție legată de temperatura apei de retur, t_R , din rezervorul de acumulare al încălzirii. Această abatere relativ ridicată, în comparație cu rezultatele obținute pe celelalte termocupluri, este cauzată de posibile defecte ale termocuplului, cum ar fi rezistența la contact între cele două metale și modificată în timp datorită efectului de îmbătrânire. Rezultatele calibrării obținute, mai exact diferențele de temperatură obținute prin această măsurare, sunt utilizate în capitolul de prelucrare a datelor pentru identificarea parametrilor specifici din model.

Tabel 8 Evaluarea temperaturilor de condensare si vaporizare utilizand valorile de pe manometrele trusei de frigotehnie

dată/timp		VAPORIZATOR		CONDENSATOR			
		T ieșire vap	t_intrare vaporizator	t12_intrare condensator		t11_ieșire condensator	
28.03.2018	19:35						
citire senzor temperatură		9.17°C	9.85°C	39.25°C		26.88°C	
citire manifold R410a		temperatură vaporizare (t_v_M)	2°C	t_ml	32.68	temperatură condensare (t_c_M)	46°C
		presiune	7.8BAR			presiune	26.5 BAR
		Dif temperatură vaporizare (t_in_vap - t_v_M)	7.85°C	diferență temperatură condensare t_c_M - t_ml			13.32 °C
28.03.2018	19:40						
citire senzor temperatură		8.25°C	9.8°C	40.37 °C		26.8°C	
citire manifold R410a		temperatură vaporizare (t_v_M)	1°C	t_ml	33.13 °C	temperatură condensare (t_c_M)	54°C
		presiune	7.5BAR			presiune	32.4 BAR
		Dif temperatură vaporizare (t_in_vap - t_v_M)	8.8°C	diferență temperatură condensare t_c_M - t_ml			20.87 °C
28.03.2018	19:46						
citire senzor temperatură		8.8°C	11.13°C	45.07 °C		29.67°C	
citire manifold R410a		temperatură vaporizare (t_v_M)	1°C	t_ml	36.83 °C	temperatură condensare (t_c_M)	57°C
		presiune	7.4BAR			presiune	35 BAR
		Dif temperatură vaporizare (t_in_vap - t_v_M)	10.13°C	diferență temperatură condensare t_c_M - t_ml			20.17 °C

Bancul de studiu experimental este instalat într-o fabrică de producție din orașul Ciocănești, județul Dâmbovița. Amplasarea vaporizatorului pompei de căldură se află la nordul clădirii, pe durata întregii zile funcționând într-un mediu umbros, iar radiația solară nu atinge niciodată unitatea externă. Măsurările experimentale au fost efectuate într-o perioadă rece de iarnă în intervalul 21-24 februarie 2018.

Temperaturile de condensare și vaporizare utilizate în descrierea modelului matematic au fost citite manual pe un colector/manifold de agent frigorific R410a specific, cu racordurile de presiune prezentate în Anexa 8. Fișele conductelor de freon, rece și fierbinte, sunt conectori de agent frigorific standard R410a cu culoare roșie pentru linia de presiune înaltă respectiv culoare albastră pentru linia de

presiune joasă. Exemplul prezentat în Tabelul 8 prezintă valorile de 7,8 Bar corespunzătoare la vaporizator cu temperatura de 2 °C citită pe ceasul manifold, respectiv 35 bari, presiune în condensator corespunzând unei valori de temperatura de condensare egală cu 57°C, deasemenea citită pe manometru.

Diferențele de temperatură ale vaporizatorului arată o valoare adecvată în toate cele 3 măsurări ale funcționării sistemului, diferența de temperatură a condensatorului arătând doar o echivalență la 32,4 bari respectiv 35 bari presiuni de condensare, valoarea de la 26,5 bari nefiind luată în considerare din cauza diferenței mari. Această valoare poate proveni dintr-o eroare de măsurare sau pompa de căldură nu se afla în stare de echilibru când s-a înregistrat presiunea. Datele citite și evaluarea sunt reprezentate date în Tabelul 8.

Temperaturile de condensare și vaporizare utilizate în descrierea modelului matematic au fost citite manual pe un colector de agent frigorific R410a specific, cu racordurile de presiune prezentate în Anexa 8 și un exemplu deasemenea în aceeași anexă. Fișele conductelor de gaz rece și fierbinte sunt conectori de agent frigorific standard R410a de culoare roșie pentru linia de presiune înaltă respectiv culoare albastră pentru linia de presiune scăzută. Exemplul prezentat în Tabelul 8 prezintă valorile de 7,8Bar corespunzătoare vaporizării la 2°C respectiv 35bar corespunzătoare condensării de 57°C. Diferențele de temperatură ale vaporizatorului arată o valoare adecvată în toate cele 3 măsurări ale funcționării sistemului, diferența de temperatură a condensatorului arătând doar o echivalență la presiuni de condensare de 32,4 bari respectiv 35 bari, valoarea de la 26,5 bari nefiind luată în considerare din cauza diferențelor mari. Această valoare poate proveni dintr-o eroare de măsurare sau pompa de căldură nu se afla în stare de echilibru când s-a înregistrat presiunea. Datele citite și evaluarea sunt date în Tabelul 8.

Diferențele de temperatură au fost evaluate cu ecuația 17 și ecuația 18 pentru care media logaritmică a temperaturii de la condensare este dată de ecuația 19. Temperatura de condensare este considerată a fi o valoare a temperaturii în intervalul diferenței de temperatură a circuitului secundar, în care este recirculat agentul termic secundar, lichid, iar valoarea temperaturii de condensare este considerată ca fiind media logaritmică între temperaturile de intrare, respectiv ieșire a circuitului secundar.

Ecuatia 17

$$\Delta_{VP} = t_{ext} - t_{VP_man}$$

Ecuatia 18

$$\Delta_{CD} = t_{ml_cond} - t_{CD_man}$$

Ecuatia 19

$$t_{ml_cond} = \frac{t_{12} - t_{11}}{\ln \frac{t_{12}}{t_{11}}}$$

Măsurările diferențelor de temperatură cu colector arată pentru temperatura mediului vaporizatorului o valoare constantă, driverul compresorului fiind capabil să mențină o presiune constantă în interiorul vaporizatorului pentru un control mai bun al ratei de transfer a căldurii în interiorul echipamentului. Presiunea în condensator corespunde unei setări a temperaturii de condensare care a fost variată în timpul măsurărilor între 35°C și 45°C cu trepte de temperatură de 5°C. Pentru cele 3 configurări ale temperaturii condensatorului, pompa de căldură setează doar temperatura de condensare, variind frecvența de lucru a compresorului sau schimbă pragul de oprire în concordanță cu valoarea presiunii corespunzătoare temperaturii setate.

6. Procesarea bazei de date si identificarea parametrilor

Datele înregistrate sunt rezultatul studiului experimental pe parcursul a 4 zile de la 21.02.2018 până la 24.02.2018, intervalul de timp a fost mai mare de 25000 de probe pentru fiecare dintre cei 13 parametri de măsurare. O bază de date semnificativa pentru sistem a fost realizată pentru a fi utilizată în procesarea ce urmează, pentru stabilirea parametrilor de sistem.

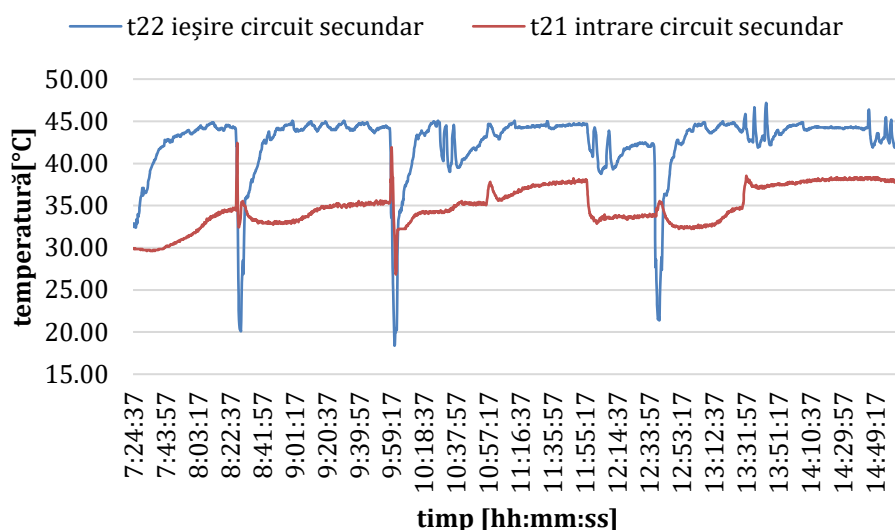


Figura 27 Masurari pe bancul experimental, circuitul secundar al condensatorului, din data de 21.02.2018

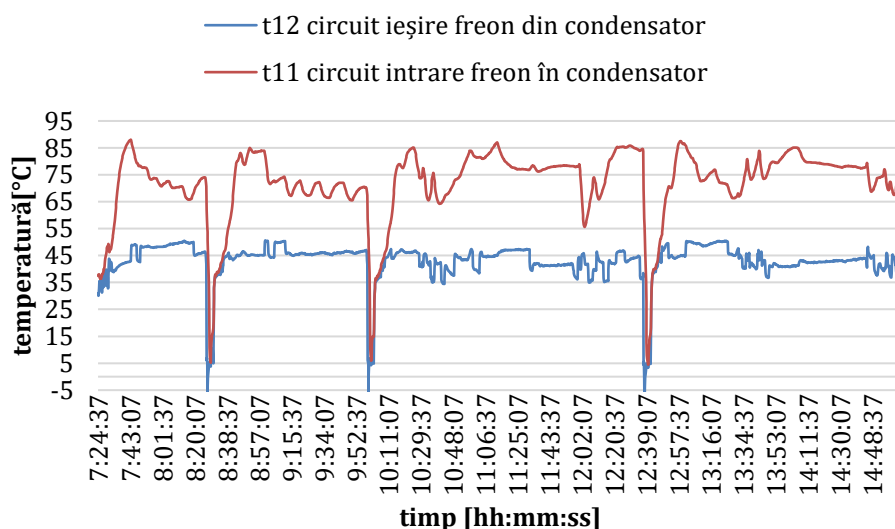


Figura 28 Masurari experimentale ale temperaturilor circuitului primar al condensatorului, aferente datei de 21.02.2018

Rata de eșantionare a fost stabilită la 10s, suficient pentru a lua date relevante din punct de vedere al inerției termice, datorită dimensiunilor mari sistemului. Măsurările de date au fost împărțite în 23 de intervale, unele dintre ele

mai mari decât altele, fără o cerință specifică, dar necesitatea afișării lizibile a condus către această limitare.

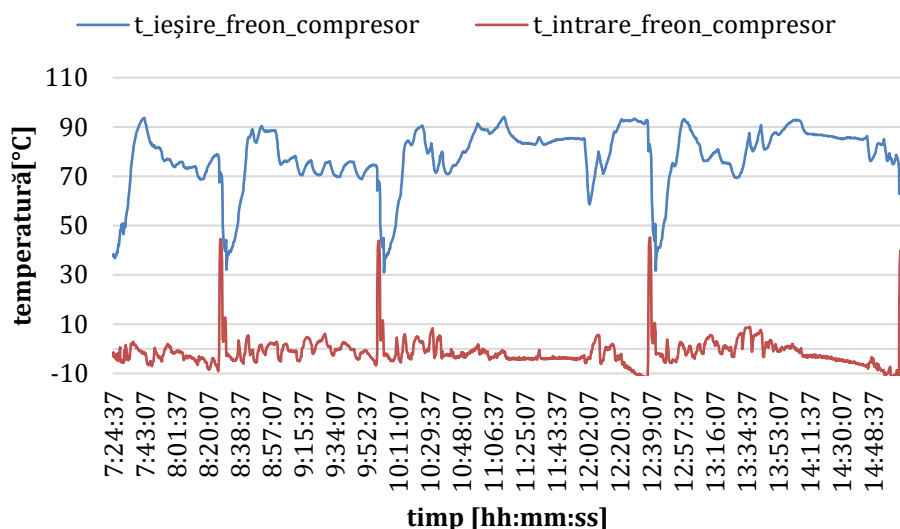


Figura 29 valorile masurate ale temperaturilor agentului frigorific la intrarea si iesirea din compresor, aferente datei de 21.02.2018

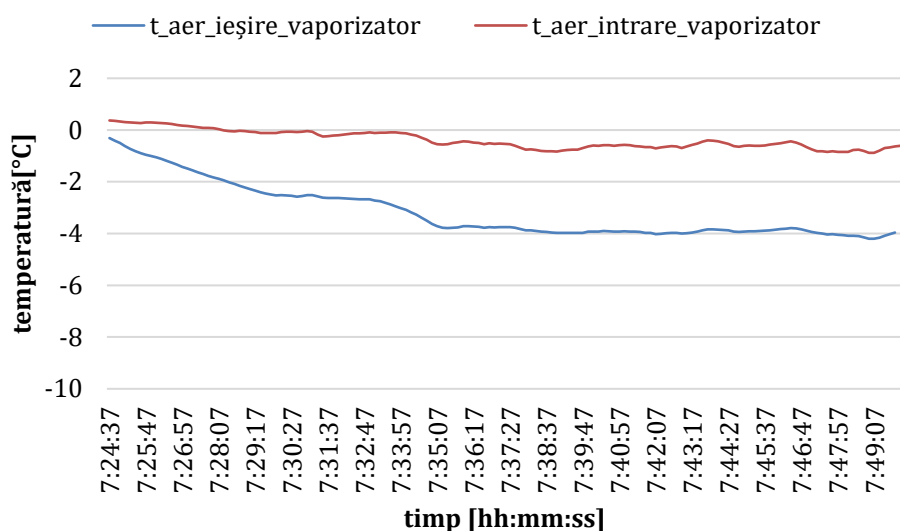


Figura 30 Masurari experimentale ale temperaturii aerului pe intrarea si iesirea vaporizatorului 21.02.2018

Pentru temperaturile intrării și ieșirii mediului vaporizator, valorile înregistrate arată o eroare de eșantionare pentru temperatura externă sau temperatura aerului de intrare măsurată cu un senzor de temperatură de tip dry bulb. Această eroare este o consecință neinvestigată, dar temperatura aerului de intrare este obținută prin calcul cu diferențe de temperatură medii, obținute la al doilea experiment. Această diferență poate fi văzută în Figura 52.

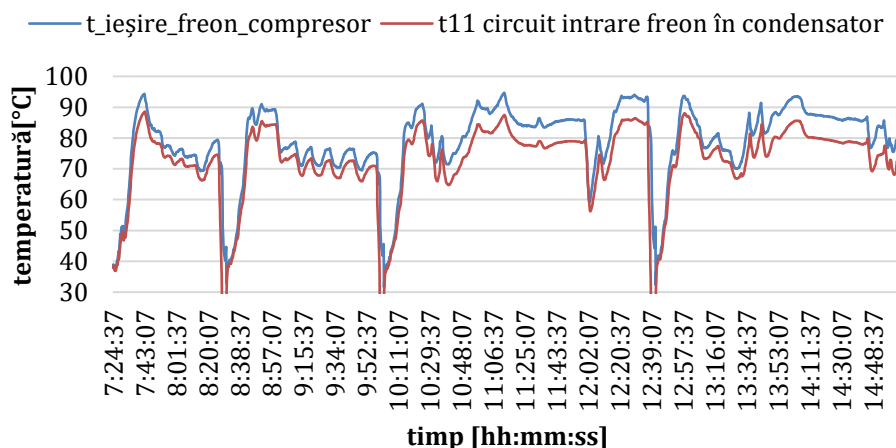


Figura 31 Masurari pe banc, scaderea temperaturii conductei de presiune inalta intre iesirea din compresor si intrarea în condensator din data de 21.02.2018

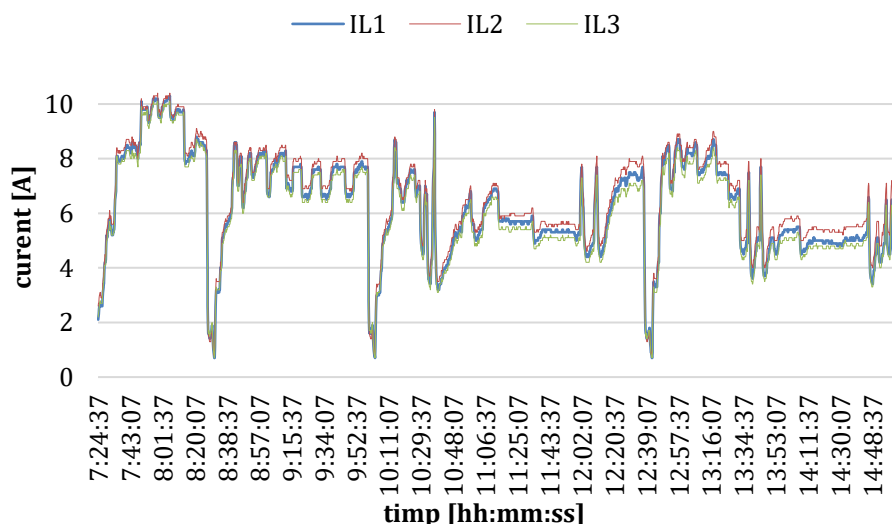


Figura 32 Masurari pe bancul experimental al curentului absorbit de motorul electric al compresorului de freon, din data de 21.02.2018

Valoarea medie a scăderii temperaturii, prezentată grafic în Figura 30 a aerului din vaporizator, are o valoare de $1,19^{\circ}\text{C}$. Deoarece măsurările temperaturii de intrare a vaporizatorului au fost oprite în timpul studiului experimental din 21.02.2018, scăderea temperaturii exterioare a aerului vaporizatorului a fost efectuată din nou în 28.03.2018. Valoarea medie obținută a fost utilizată pentru a stabili temperatura externă corectă a mediului din care se extrage căldura cu ajutorul agentului frigorific.

Evaluarea eficienței compresorului este acum ușor de făcut, folosind temperatura condensatorului ca o valoare medie logaritmică între intrarea și ieșirea schimbătorului de căldură. Pentru vaporizator se utilizează temperatura aerului la

intrarea vaporizatorului cu diferență de temperatură scăzută din valoarea acesteia. Eficiența este evaluată cu ecuația 20 folosind puterea condensatorului și puterea electrică stabilite anterior.

Ecuația 20

$$\eta_c = \left(\frac{t_{ml_cond} + \Delta_{CD} + 273.15}{t_{ml_cond} - \theta_{VP} + \Delta_{CD} + \Delta_{VP}} \right)^{-1} \cdot \frac{P_{CD}}{P_{EL}}$$

Temperatura de condensare este obținută folosind racordurile de intrare și ieșire, temperaturile circuitului schimbătorului de căldură secundar și diferența de temperatură la condensator și vaporizator fiind deja stabilite. Ambii parametri utilizați în această lucrare au 20,17°C pentru condensare și respectiv 7,80°C pentru vaporizator. Rescriind obținem ecuația 21 în care se folosesc doar temperaturi ale condensatorului și vaporizatorului și se utilizează puterea de condensare și puterea electrică.

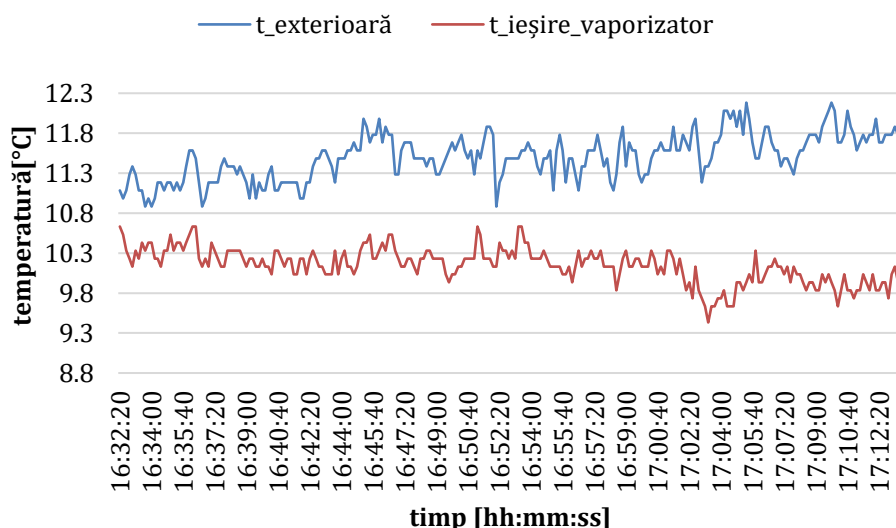


Figura 33 Masurari experimentale pe banc ale caderii temperaturii la intrarea si iesirea din vaporizator pentru data de 28.03.2018

Ecuația 21

$$\eta_c = \left(\frac{t_{ml_cond} + 293.32}{t_{ml_cond} - \theta_{VP} + 27.97} \right)^{-1} \cdot \frac{P_{CD}}{P_{EL}}$$

Puterea electrică se obține după însumarea puterii pe toate cele trei linii, utilizând un coeficient al factorului de putere egal cu 0,9.

În Figura 34 sunt prezentate temperaturile de condensare și vaporizare ale modelului matematic. Temperatura respectivă reprezintă temperaturi reale de condensare și vaporizare pentru care se adaugă sau se scad diferența de temperatură pentru condensator respectiv vaporizator.

Prin calcul folosind ecuațiile condensatorului și puterii electrice, în Figura 57 sunt prezentate condensatorul și puterea electrică obținută la ieșirea schimbătorului de căldură al condensatorului respectiv consumul de energie electrică la racordurile de tensiune ale pompei de căldură. Unele puteri ale condensatorului sunt negative; acesta este un comportament normal în funcționarea pompei de căldură, deoarece pompa de circulație este întotdeauna pornită, iar temperatura din interiorul schimbătorului de căldură este transferată de la circuitul secundar la cel primar.

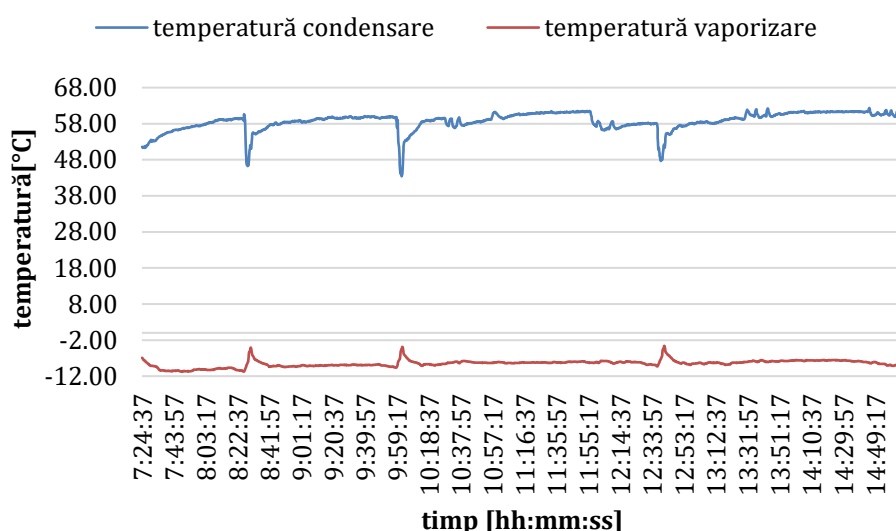


Figura 34 Temperaturile de vaporizare si condensare dupa prelucrare pentru data de 21.02.2018

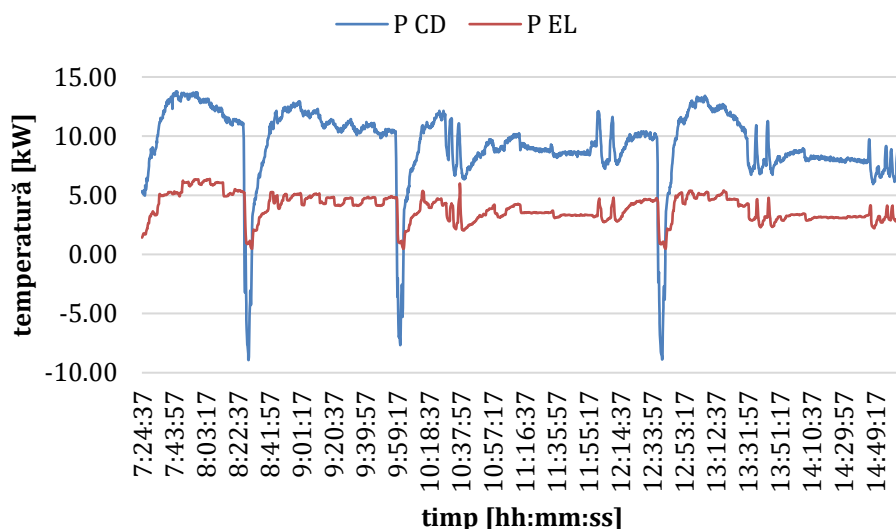


Figura 35 Puterea de condensare si puterea electrica utilizand datele experimentale din data de 21.02.2018

Pentru consumul de energie electrică versus eficiența compresorului, reprezentarea liniilor este dată grafic în Figura 36. Din nou, unele date par să nu fie realiste. Eficiența compresorului nu poate fi negativă. În mod normal, evaluarea

modelului trebuie oprită atunci când compresorul nu a funcționat. Modelul încearcă să estimeze eficiența pe baza unei puteri negative a condensatorului care este teoretic greșită. Din această cauză, intervalul de interes este redus din nou începând cu 07:20:00 până la 08:35:00, lungimea datelor în care puterea compresorului nu este egală cu 0, ceea ce înseamnă că pompa de căldură funcționează în totalitate în acest timp.

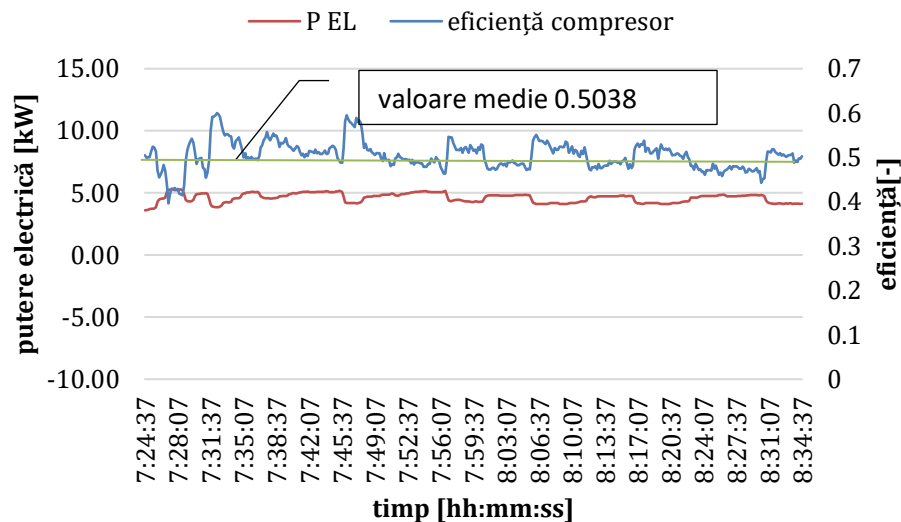


Figura 36 eficiența compresorului și puterea electrică în intervalul 07:20 – 08:35, la data de 21.02.2018

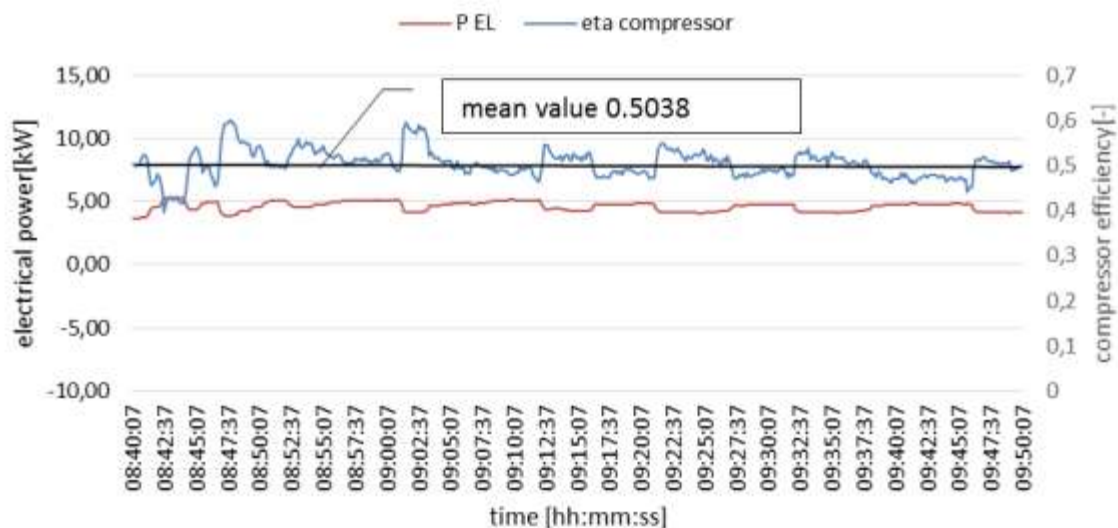


Figura 37 Electrical power efficiency and efficiency mean value for 07:20 to 08:35 data of 21.02.2018

S-a obținut o valoare medie de 0,5038 pentru eficiența compresorului în acest interval de timp. Înregistrarea și calculul arată că eficiența compresorului este, de asemenea, un parametru dinamic care depinde de calibrarea sistemului sau de setarea temperaturii. Această valoare va fi păstrată în capitolul următor pentru calibrarea programului.

7. Calibrarea modelului matematic

Calibrarea programului de simulare este realizată pentru a configura programul de simulare pentru evaluarea echivalenței dintre modelul matematic și înregistrarea experimentală. Pentru comparație, puterea electrică măsurată direct pe mufele de intrare a pompei de căldură și puterea electrică calculată utilizând modelul descris de ecuația 7.

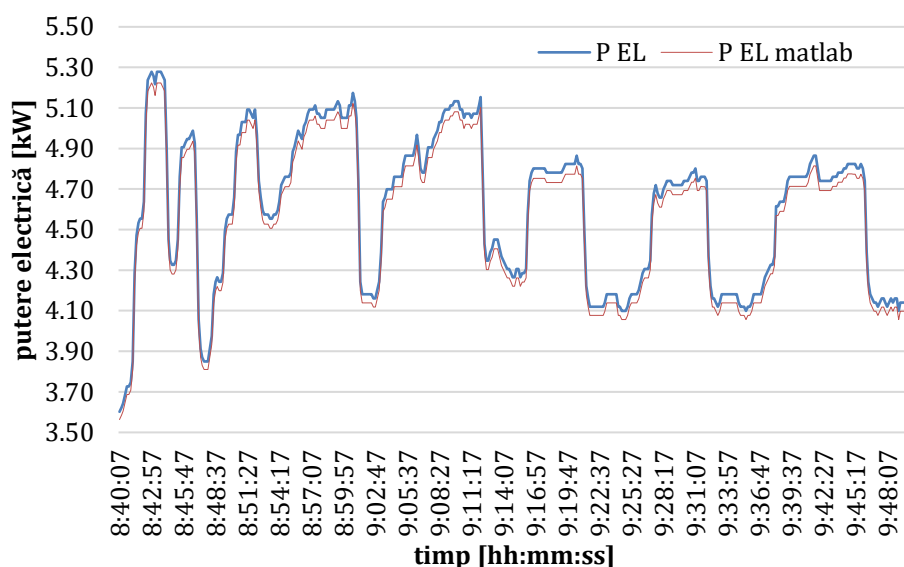


Figura 38 Puterea electrica a motorului compresorului pentru datele masurate in 21.02.2018 si valorile obtinute cu modelul MATLAB

Pentru modelul de calcul bazat pe MATLAB s-au utilizat temperatura de admisie a vaporizatorului măsurată în experiment împreună cu temperatura mediu logaritmică. Eficiența compresorului a fost stabilită la valoarea 0,5083 obținută ca valoare medie a datelor măsurate. Comparația arată rezultate similare pentru cererea electrică a compresorului atunci când o putere specifică a condensatorului este obținută prin măsurare experimentală și evaluată ca un echilibru termic al apei în circuitul secundar al schimbătorului de căldură.

Pentru modelul de calcul bazat pe MATLAB s-au utilizat temperatura de admisie a vaporizatorului măsurată în experiment împreună cu temperatura mediu logaritmică. Eficiența compresorului a fost stabilită la valoarea 0,5083 obținută ca valoare medie a datelor măsurate. Comparația arată rezultate similare pentru cererea electrică a compresorului atunci când o putere specifică a condensatorului

este obținută prin măsurare experimentală și evaluată ca un echilibru termic al apei în circuitul secundar al schimbătorului de căldură.

Algoritmul folosit în MATLAB poate fi văzut mai jos, când temperaturile de intrare pentru condensator, vaporizator, și diferențele de temperatură ale vaporizatorului și puterea condensatorului au fost citite dintr-o locație specifică pe un fișier în prealabil prelucrat. Toate valorile sunt valori înregistrate sau valori calculate pe baza acestei metodologii.

```
% refrigerant cycle parameters-----
teta_cd      = xlsread('date_prelucrate.xlsx','matlab','H2:H422');%
[Celsius]
teta_vp      = xlsread('date_prelucrate.xlsx','matlab','U2:U422');%
[Celsius]
delta_cd     = 20.17;% [Celsius]
delta_vp     = 7.1;% [Celsius]
%-----

%sistem parameters-----
eta_c        = 0.5038;
P_CD        = xlsread('date_prelucrate.xlsx','matlab','AB2:AB422');
%-----

%RCTC-----
ctl          = (teta_vp-delta_vp)./(teta_cd+delta_cd+273.15);% [-]
cth          = (teta_cd+delta_cd)./(teta_cd+delta_cd+273.15);% [-]
%-----

%results-----
%compressor power-----
P_EL = eta_c.^(-1).*(P_CD.*(cth-ctl));% [kW]
    xlsxwrite('date_prelucrate.xlsx',P_EL,'matlab','AF2:AF422') ;

%heating COP-----
COP_CD = P_CD./P_EL;% [-]
    xlsxwrite('date_prelucrate.xlsx',COP_CD,'matlab','AG2:AG422') ;
%end-----
```

Ca o scurtă concluzie, această lucrare oferă o metodologie pentru evaluarea experimentală a diferențelor de temperatură ale sistemelor de pompă de căldură la vaporizatorul și condensatorul lor. Modelul matematic utilizat pentru calculul eficienței compresorului este, de asemenea, descris, iar evaluarea sa matematică arată rezultate similare pentru experiment și date de calcul.

În ceea ce privește metodologia utilizată pentru evaluarea puterii condensatorului și pentru calculul puterii electrice, această lucrare prezintă rezultate similare prin expunerea grafică a curbelor experimentale și calculate.

Pot fi făcute cercetări de modelare viitoare și investigația parametrilor deasemenea. Au fost utilizate unele tehnici de simplificare, cum ar fi nicio inerție termică luată în considerare în sistem sau medierea măsurărilor pentru a extrage o valoare de interes care urmează să fie utilizată după simulare. De asemenea, în pompa de căldură, se poate face o evaluare mai realistă asupra măsurărilor pe bază

de presiune a temperaturilor de condensare și evaporare a agentului frigorific cu stația electronică de achiziție de date.

În ceea ce privește temperatura reală de condensare obținută în schimbătorul de căldură, pentru acest material au fost utilizate valorile medii logaritmice între intrare și există dopuri de schimbător de căldură. Tehnici diferite pot fi utile pentru a extrage valoarea temperaturii de condensare.

Bibliografie

1. *Hybrid Absorbtion Heat Pump System using Renewable Energy*. **Razvan Calota, Alina Girip, Anica Ilie, Lucian Cirstoloveanu**. s.l. : 10th International Conference Interdisciplinarity in Engineering, INTER-ENG 2016, 2017.
2. *Energy performance assesment of a complex district heating system which uses gas-driven combined heat and power, heat pumps and high temperature aquifer thermal energy storage*. **Razvan Mihai Zeghici, Andrei Damian, Rodica Frunzulica, Florin Iordache**. s.l. : Energy and Buildings, 2014.
3. *Study on technical and economical solution for improving air-conditioning efficieny in building sector*. **Anica Ilie, Rodica Dumitrescu, Alina Girip, Valentin Cublesan**. s.l. : Sustainable Solution for Energy and Environment, EENVIRO 2016, 2017.
4. *Mathematical model of absorbtion and hibryd heat pump*. **Leonizio, G.** s.l. : Chinese Journal of Chemical Engineering, 2017.
5. *Cumulative energy demand and global warming potential of a building-integrated solar thermal system with/without phase change material*. **Chr. Lamnatou, F. Motte, G. Noton, D. Chemisana, C. Cristofari**. s.l. : Journal of Environmental Management, 2018.
6. *Resilience of robust cost - optimal energy retroft of buildings to global warming: A mult-stage, multi-objectie approach*. **Fabrizio Ascione, Nicola Bianco, Rosa Francesca De Masi, Gerardo Maria Mauro, Giuseppe Peter Vanoli**. s.l. : Energy and Buildngs, 2017.
7. *Impacts of +2 oC global warming on electricity demand in Europe*. **Andrea Damm, Jdth Koberl, Franz Prettenhaler, Nicola Rogler, Christoph Toglhofer**. s.l. : Climate Services, 2017.
8. *Thermal comfort models for indoor spaces and vehicles - Current capabilities and future perspectives*. **Cristina Croitoru, Ilinca Nastase, Florin Bode, Amina Meslem, Angel Dogeanu**. s.l. : Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015.
9. *Non-linear thermal simulation at system level: Compact modelling and experimental validation*. **Mirko Bernardoni, Nicola Delmonte, Diego Chiozzi, Paolo Cova**. s.l. : Microelectronics Reliability, 2018.
10. *Performance analysis of a novel heat pump type air conditioner coupled with a liquid dehumidification/humidification cycle*. **Dehua Cai, Chengbo Qiu, Jiazheng Zhang, Yue Liu, Xiao Liang, Guogeng HE**. s.l. : Energy Conversion and Management, 2017.
11. *Research on fault detection method for heat pump air conditioning system under cold weather*. **Liangliang Sun, Jianghua Wu, Haiqi Jia, Xuebin Liu**. s.l. : Chinese Journal of Chemical Engineering, 2017.
12. *Energy-saving analysis of ground source heat pump combined with floor radiant air conditioning system*. **Linhua Zhang, Huixing Gang, Wei Wang, Jiying Liu**. s.l. : 10th International Symposium on Heating, Ventilation and Air Conditioning, 22 October 2017, Jinan, China, 2017.

13. *Attainability of the Carnot efficiency with real gases in the regenerator of the refrigeration cycle.* **Cao, Qiang.** s.l. : Applied Energy, 2018.
14. *Low-GWP refrigerants for medium and high-pressure applications.* **Piotr A. Domanski, Riccardo Brignoli, J. Steven Brown, Andrei F. Kazakov, Mark O. McLinden.** s.l. : ScienceDirect, 2017.
15. *Inverse cycles modeling without refrigerant property specification.* **Federico Scarpa, Luca A. Tagliafico, Vincenzo Bianco.** s.l. : SciVerse ScienceDirect, 2013.
16. *Application of an air source heat pump (ASHP) for heating in Harbin, the coldest provincial capital of China.* **Yaning Zhang, Qin Ma, Bingxi Li, Xinmeng Fan, Zhongbin Fu.** s.l. : Energy and Buildings, 2017.
17. *Functional and energetic functioning of a system compound from heat pump, central heat unit and building.* **Florin Iordache, Mugurel Talpiga.** s.l. : Romanian Journal of Civil Engineering, 2018.
18. *Power system with solar collectors and heat pumps.* **Iordache Florin, Talpiga Mugurel.** s.l. : Romanian Journal of Civil Engineering, 2015.
19. *Performance analysis of sequential Carnot cycles with finite heat sources and heat sink and its application in organic Rankine cycles.* **Hansaem Park, Min Soo Kim.** s.l. : Energy, 2016.
20. *Imperfect regeneration analysis of Stirling engine caused by temperature differences in regenerator.* **D.D. Dai, F. Yuan, R. Long, Z.C. Liu, W. Liu.** s.l. : Energy Conversion and Management, 2018.
21. *Modeling and measurement of a moving coil oil-free linear compressor performance for refrigeration application using R134a.* **Amit Jomde, A. Anderson, Virendra Bhojwani, Shreyans Kedia, Mitish Jangale, Kshitij Kolas, Pravin Khedkar.** s.l. : International Journal of Refrigeration, 2018.
22. *Experimental evaluation Mechanical performance of the compressor with mixed refrigerants R-290 and R-600a.* **Tejaswi Saran Pilla, Pranay Kumar Goud Sunkari, Sai Laahiri Padmanabhuni, Sachu Sasidharan Nair, Raja Sekhar Dondapati.** s.l. : International Conference on Recent Advancement in Air Conditioning and Refrigeration, 2016.
23. *Experimental investigation of an integrated cooling system driven by both liquid refrigerant pump and vapor compressor.* **Jiankai Dong, Yana Lin, Shiming Deng, Chao Shen, Zhuo Zhang.** s.l. : Energy and Buildings, 2017.
24. *Optimization of a building integrated solar thermal system with seasonal storage using TRNSYS.* **Christodoulos N. Antoniadis, Georgios Martinopoulos.** s.l. : Renewable Energy, 2018.
25. *A model for an economic evaluation of energy systems using TRNSYS.* **Manuel Villa-Arrieta, Andreas Sumper.** s.l. : Applied Energy, 2018.
26. *HVAC system functionality simulation using ANSYS-Fluent.* **Popovici, Catalin George.** s.l. : EENVIRO, 2016.

27. *Dynamic modeling of building heat network system using Simulink*. **Sehwa Lim, Sungjin Park, Haseung Chung, Minsung Kim, Young-Jin Baik, Seungwon Shin**. s.l. : Applied Thermal Engineering, 2015.
28. *Annual energy performance of R744 and R410A heat pumping systems*. **Zhequan Jin, Trygve M. Eikevik, Petter Neksa, Armin Hafner, Ruzhu Wang**. s.l. : Applied Thermal Engineering, 2017.
29. *IPCC 4th Assessment Report*. s.l. : Climate Change, 2007.
30. *Analysis of oil-free linear compressor operated at high pressure ratio for household refrigeration*. **Liang, Kun**. s.l. : Energy, 2018.
31. *A linear resonant compressor model based on a new linearization method of the gas pressure force*. **Paulo Segio Dainez, Jose de Oliveira, Ademir Nied, Mariana Santos Matos Cavalca**. s.l. : Science Direct, 2014.

Anexa 1 Date simulate for 50°C

Tabel 9 DUPREX valori calculate la 50°C temperatura de condensare

Cycle 4: DUPREX 4.0								
Single-stage Heat Pump Cycle								
Refrigerant:	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A
Pressure Line + Condenser	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95
Evaporator	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09
Suction Line	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
Return Temperature tR [C]	45	45	45	45	45	45	45	45
Temperature Difference DT1c [K]	5	5	5	5	5	5	5	5
Condensation tc [C]	50.1	50.1	50.1	50.1	50.1	50.1	50.1	50.1
Mean Temperature [C]	50.5	50.5	50.5	50.5	50.5	50.5	50.5	50.5
Condensation Pressure pc [bar]	30.7056	30.7056	30.7056	30.7056	30.7056	30.7056	30.7056	30.7056
Heat Source	-20	-19	-18	-17	-16	-15	-14	-13
Temperature Difference DT1o [K]	5	5	5	5	5	5	5	5
Evaporation to [C]	-25	-24	-23	-22	-21	-20	-19	-18
Mean Temperature [C]	-25.4	-24.4	-23.3	-22.3	-21.3	-20.3	-19.3	-18.3
Evaporation Pressure po [bar]	3.2941	3.4257	3.5613	3.701	3.8448	3.993	4.1454	4.3023
Subcooling [K]	5	5	5	5	5	5	5	5
Superheat (Evaporator) [K]	5	5	5	5	5	5	5	5
Superheat (Suction Line) [K]	10	10	10	10	10	10	10	10
Volumetric Efficiency [-]	1	1	1	1	1	1	1	1
Isentropic Efficiency [-]	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
Pressure Ratio p2/p1 [-]	10.036	9.634	9.253	8.89	8.544	8.216	7.903	7.605
Pressure Difference p2-p1 [bar]	28.501	28.37	28.234	28.095	27.951	27.803	27.65	27.493
Theoret. Displacement [m3/h]	12.52	12.11	11.72	11.34	10.98	10.64	10.31	9.99
Mass Flow [kg/s]	0.0392	0.0395	0.0397	0.0399	0.0401	0.0404	0.0406	0.0408
Volumetric Capacity [kJ/m3]	1591.2	1660.1	1731.3	1804.8	1880.7	1959	2039.8	2123.1
Condenser Heat Qc [kW]	10	10	10	10	10	10	10	10
Compressor Power [kW]	4.11	4.06	4	3.95	3.89	3.83	3.78	3.72
Refr. Capacity Qo [kW]	5.53	5.58	5.64	5.69	5.74	5.79	5.84	5.89
COP_h [-]	2.43	2.47	2.5	2.53	2.57	2.61	2.65	2.69
COP_c [-]	1.35	1.38	1.41	1.44	1.48	1.51	1.55	1.58
	t	t	t	t	t	t	t	t
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
< 1a >	-20.7	-19.68	-18.66	-17.64	-16.62	-15.6	-14.59	-13.57
< 1 >	-10.7	-9.68	-8.66	-7.64	-6.62	-5.6	-4.59	-3.57
< 2 >	130.81	129.51	128.22	126.96	125.72	124.49	123.29	122.1
< 3 >	45	45	45	45	45	45	45	45
< 4 >	-25.05	-24.05	-23.05	-22.05	-21.05	-20.05	-19.05	-18.05
	h	h	h	h	h	h	h	h
	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]
< 1a >	416.3	416.78	417.25	417.71	418.17	418.63	419.08	419.52
< 1 >	425.37	425.89	426.41	426.93	427.44	427.94	428.45	428.94
< 2 >	530.19	528.69	527.21	525.76	524.33	522.91	521.52	520.15
< 3 >	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24
< 4 >	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24
< 1-2 >	104.81	102.8	100.8	98.83	96.89	94.97	93.07	91.2
< 1-2s >	73.37	71.96	70.56	69.18	67.82	66.48	65.15	63.84

R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A
0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95
0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09
0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
50.1	50.1	50.1	50.1	50.1	50.1	50.1	50.1	50.1	50.1	50.1	50.1
50.5	50.5	50.5	50.5	50.5	50.5	50.5	50.5	50.5	50.5	50.5	50.5
30.7056	30.7056	30.7056	30.7056	30.7056	30.7056	30.7056	30.7056	30.7056	30.7056	30.7056	30.7056
-12	-11	-10	-9	-8	-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
-17	-16	-15	-14	-13	-12	-11	-10	-9	-8	-7	-6
-17.3	-16.3	-15.3	-14.3	-13.3	-12.3	-11.3	-10.3	-9.2	-8.2	-7.2	-6.2
4.4637	4.6296	4.8002	4.9756	5.1559	5.341	5.5312	5.7265	5.927	6.1328	6.344	6.5606
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
7.321	7.051	6.793	6.546	6.311	6.086	5.872	5.666	5.47	5.282	5.102	4.93
27.332	27.166	26.995	26.82	26.64	26.455	26.264	26.069	25.869	25.663	25.452	25.235
9.68	9.39	9.11	8.84	8.58	8.32	8.08	7.85	7.62	7.41	7.2	7
0.0411	0.0413	0.0415	0.0417	0.042	0.0422	0.0424	0.0426	0.0429	0.0431	0.0433	0.0435
2209	2297.6	2388.9	2483	2579.9	2679.7	2782.4	2888.2	2997.1	3109.2	3224.5	3343.1
10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
3.67	3.61	3.56	3.5	3.45	3.39	3.34	3.28	3.23	3.17	3.12	3.06
5.94	5.99	6.04	6.09	6.15	6.2	6.25	6.3	6.35	6.4	6.45	6.5
2.73	2.77	2.81	2.85	2.9	2.95	3	3.05	3.1	3.15	3.21	3.27
1.62	1.66	1.7	1.74	1.78	1.83	1.87	1.92	1.97	2.02	2.07	2.12
t	t	t	t	t	t	t	t	t	t	t	t
[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
-12.55	-11.54	-10.52	-9.51	-8.5	-7.48	-6.47	-5.46	-4.45	-3.43	-2.42	-1.41
-2.55	-1.54	-0.52	0.49	1.5	2.52	3.53	4.54	5.55	6.57	7.58	8.59
120.93	119.78	118.64	117.52	116.42	115.33	114.26	113.2	112.16	111.13	110.11	109.11
45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45
-17.05	-16.05	-15.06	-14.06	-13.06	-12.06	-11.06	-10.06	-9.06	-8.06	-7.06	-6.06
h	h	h	h	h	h	h	h	h	h	h	h
[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]
419.97	420.4	420.84	421.26	421.69	422.1	422.52	422.92	423.33	423.72	424.12	424.5
429.44	429.93	430.42	430.9	431.38	431.85	432.32	432.78	433.25	433.7	434.15	434.6
518.79	517.45	516.13	514.82	513.53	512.26	511	509.76	508.53	507.32	506.12	504.93
275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24
275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24
89.35	87.52	85.71	83.92	82.16	80.41	78.68	76.98	75.29	73.62	71.97	70.33
62.54	61.26	60	58.75	57.51	56.29	55.08	53.88	52.7	51.53	50.38	49.23

R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	
0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	
0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	
0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	
45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	
50.1	50.1	50.1	50.1	50.1	50.1	50.1	50.1	50.1	50.1	50.1	
50.5	50.5	50.5	50.5	50.5	50.5	50.5	50.5	50.5	50.5	50.5	
30.7056	30.7056	30.7056	30.7056	30.7056	30.7056	30.7056	30.7056	30.7056	30.7056	30.7056	
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	
-5	-4	-3	-2	-1	0	1	2	3	4	5	
-5.2	-4.2	-3.2	-2.2	-1.2	-0.2	0.8	1.8	2.8	3.8	4.8	
6.7828	7.0107	7.2443	7.4837	7.7291	7.9805	8.2381	8.5019	8.772	9.0485	9.3315	
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	
10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	
4.765	4.607	4.456	4.311	4.171	4.037	3.909	3.786	3.667	3.553	3.444	
25.013	24.785	24.551	24.312	24.066	23.815	23.557	23.294	23.024	22.747	22.464	
6.8	6.62	6.43	6.26	6.09	5.93	5.77	5.62	5.47	5.33	5.19	
0.0438	0.044	0.0442	0.0444	0.0447	0.0449	0.0451	0.0453	0.0455	0.0458	0.046	
3465	3590.4	3719.3	3851.8	3987.9	4127.8	4271.5	4419.1	4570.6	4726.2	4885.9	
10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	
3.01	2.95	2.9	2.84	2.79	2.73	2.68	2.62	2.57	2.51	2.46	
6.55	6.6	6.65	6.7	6.75	6.8	6.85	6.9	6.94	6.99	7.04	
3.33	3.39	3.45	3.52	3.59	3.66	3.73	3.81	3.89	3.98	4.07	
2.18	2.24	2.29	2.36	2.42	2.49	2.56	2.63	2.7	2.78	2.86	
t	t	t	t	t	t	t	t	t	t	t	
[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	
-0.4	0.61	1.62	2.63	3.64	4.64	5.65	6.66	7.67	8.68	9.68	
9.6	10.61	11.62	12.63	13.64	14.64	15.65	16.66	17.67	18.68	19.68	
108.12	107.14	106.18	105.23	104.29	103.36	102.44	101.54	100.64	99.76	98.89	
45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	
-5.06	-4.06	-3.07	-2.07	-1.07	-0.07	0.93	1.93	2.93	3.93	4.93	
h	h	h	h	h	h	h	h	h	h	h	
[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	
424.88	425.26	425.63	425.99	426.35	426.7	427.05	427.38	427.72	428.04	428.36	
435.04	435.48	435.91	436.34	436.76	437.18	437.6	438	438.4	438.8	439.19	
503.76	502.6	501.45	500.31	499.19	498.07	496.97	495.88	494.79	493.72	492.66	
275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	
275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	275.24	
68.72	67.12	65.54	63.97	62.42	60.89	59.37	57.87	56.39	54.92	53.46	
48.1	46.98	45.87	44.78	43.7	42.62	41.56	40.51	39.47	38.44	37.43	

Anexz 2 Date simulate pentru 45°C

Tabel 10 DUPREX valori calculate la 45°C temperatura de condensare

Cycle 4: DUPREX 4.0								
Single-stage Heat Pump Cycle								
Refrigerant:	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A
Pressure Line + Condenser	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95
Evaporator	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09
Suction Line	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
Return Temperature tR [C]	40	40	40	40	40	40	40	40
Temperature Difference DT1c [K]	5	5	5	5	5	5	5	5
Condensation tc [C]	45.1	45.1	45.1	45.1	45.1	45.1	45.1	45.1
Mean Temperature [C]	45.5	45.5	45.5	45.5	45.5	45.5	45.5	45.5
Condensation Pressure pc [bar]	27.3354	27.3354	27.3354	27.3354	27.3354	27.3354	27.3354	27.3354
Heat Source to1 [C]	-20	-19	-18	-17	-16	-15	-14	-13
Temperature Difference DT1o [K]	5	5	5	5	5	5	5	5
Evaporation to [C]	-25	-24	-23	-22	-21	-20	-19	-18
Mean Temperature [C]	-25.4	-24.4	-23.3	-22.3	-21.3	-20.3	-19.3	-18.3
Evaporation Pressure po [bar]	3.2941	3.4257	3.5613	3.701	3.8448	3.993	4.1454	4.3023
Subcooling [K]	5	5	5	5	5	5	5	5
Superheat (Evaporator) [K]	5	5	5	5	5	5	5	5
Superheat (Suction Line) [K]	10	10	10	10	10	10	10	10
Volumetric Efficiency [-]	1	1	1	1	1	1	1	1
Isentropic Efficiency [-]	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
Pressure Ratio p2/p1 [-]	8.968	8.609	8.267	7.943	7.635	7.341	7.062	6.796
Pressure Difference p2-p1 [bar]	25.131	25	24.864	24.724	24.581	24.432	24.28	24.123
Theoret. Displacement [m3/h]	12.34	11.94	11.55	11.18	10.82	10.48	10.15	9.84
Mass Flow [kg/s]	0.0387	0.0389	0.0391	0.0393	0.0395	0.0398	0.04	0.0402
Volumetric Capacity [kJ/m3]	1696.1	1769.2	1844.7	1922.6	2003.1	2086.1	2171.7	2260
Condenser Heat Qc [kW]	10	10	10	10	10	10	10	10
Compressor Power [kW]	3.84	3.78	3.72	3.67	3.61	3.56	3.5	3.45
Refr. Capacity Qo [kW]	5.81	5.87	5.92	5.97	6.02	6.07	6.12	6.17
COP_h [-]	2.61	2.65	2.69	2.73	2.77	2.81	2.86	2.9
COP_c [-]	1.52	1.55	1.59	1.63	1.67	1.71	1.75	1.79
	t	t	t	t	t	t	t	t
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
< 1a >	-20.7	-19.68	-18.66	-17.64	-16.62	-15.6	-14.59	-13.57
< 1 >	-10.7	-9.68	-8.66	-7.64	-6.62	-5.6	-4.59	-3.57
< 2 >	123.25	121.95	120.66	119.39	118.15	116.92	115.71	114.52
< 3 >	40	40	40	40	40	40	40	40
< 4 >	-25.05	-24.05	-23.05	-22.05	-21.05	-20.06	-19.06	-18.06
	h	h	h	h	h	h	h	h
	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]
< 1a >	416.3	416.78	417.25	417.71	418.17	418.63	419.08	419.52
< 1 >	425.37	425.89	426.41	426.93	427.44	427.94	428.45	428.94
< 2 >	524.57	523.1	521.65	520.21	518.8	517.41	516.04	514.68
< 3 >	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94
< 4 >	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94
< 1-2 >	99.2	97.21	95.23	93.29	91.37	89.47	87.59	85.74
< 1-2s >	69.44	68.04	66.66	65.3	63.96	62.63	61.31	60.02

R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A
0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95
0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09
0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
45.1	45.1	45.1	45.1	45.1	45.1	45.1	45.1	45.1	45.1	45.1	45.1
45.6	45.6	45.6	45.6	45.6	45.6	45.6	45.6	45.6	45.6	45.6	45.6
27.3354	27.3354	27.3354	27.3354	27.3354	27.3354	27.3354	27.3354	27.3354	27.3354	27.3354	27.3354
-12	-11	-10	-9	-8	-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
-17	-16	-15	-14	-13	-12	-11	-10	-9	-8	-7	-6
-17.3	-16.3	-15.3	-14.3	-13.3	-12.3	-11.3	-10.3	-9.2	-8.2	-7.2	-6.2
4.4637	4.6296	4.8002	4.9756	5.1559	5.341	5.5312	5.7265	5.927	6.1328	6.344	6.5606
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
6.542	6.3	6.07	5.849	5.639	5.438	5.247	5.063	4.888	4.72	4.559	4.405
23.962	23.796	23.625	23.45	23.27	23.084	22.894	22.699	22.498	22.293	22.081	21.865
9.53	9.24	8.96	8.69	8.44	8.19	7.95	7.72	7.5	7.28	7.08	6.88
0.0404	0.0406	0.0409	0.0411	0.0413	0.0415	0.0417	0.0419	0.0421	0.0424	0.0426	0.0428
2351	2444.8	2541.5	2641.1	2743.7	2849.4	2958.2	3070.1	3185.4	3304	3425.9	3551.4
10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
3.39	3.34	3.28	3.23	3.17	3.12	3.06	3	2.95	2.89	2.84	2.78
6.23	6.28	6.33	6.38	6.43	6.48	6.53	6.58	6.63	6.68	6.73	6.78
2.95	3	3.05	3.1	3.15	3.21	3.27	3.33	3.39	3.45	3.52	3.59
1.84	1.88	1.93	1.98	2.03	2.08	2.13	2.19	2.25	2.31	2.37	2.44
t	t	t	t	t	t	t	t	t	t	t	t
[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
-12.55	-11.54	-10.52	-9.51	-8.5	-7.48	-6.47	-5.46	-4.45	-3.43	-2.42	-1.41
-2.55	-1.54	-0.52	0.49	1.5	2.52	3.53	4.54	5.55	6.57	7.58	8.59
113.35	112.19	111.06	109.93	108.83	107.73	106.66	105.6	104.55	103.52	102.5	101.49
40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40
-17.06	-16.06	-15.06	-14.06	-13.06	-12.06	-11.06	-10.06	-9.06	-8.07	-7.07	-6.07
h	h	h	h	h	h	h	h	h	h	h	h
[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]
419.97	420.4	420.84	421.26	421.69	422.1	422.52	422.92	423.33	423.72	424.12	424.5
429.44	429.93	430.42	430.9	431.38	431.85	432.32	432.78	433.25	433.7	434.15	434.6
513.35	512.03	510.73	509.44	508.17	506.92	505.68	504.46	503.25	502.05	500.87	499.7
265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94
265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94
83.91	82.1	80.31	78.54	76.79	75.07	73.36	71.67	70	68.35	66.72	65.1
58.74	57.47	56.22	54.98	53.76	52.55	51.35	50.17	49	47.84	46.7	45.57

R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	
0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	
0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	
0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	
40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	
45.1	45.1	45.1	45.1	45.1	45.1	45.1	45.1	45.1	45.1	45.1	
45.6	45.6	45.6	45.6	45.6	45.6	45.6	45.6	45.6	45.6	45.6	
27.3354	27.3354	27.3354	27.3354	27.3354	27.3354	27.3354	27.3354	27.3354	27.3354	27.3354	
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	
-5	-4	-3	-2	-1	0	1	2	3	4	5	
-5.2	-4.2	-3.2	-2.2	-1.2	-0.2	0.8	1.8	2.8	3.8	4.8	
6.7828	7.0107	7.2443	7.4837	7.7291	7.9805	8.2381	8.5019	8.772	9.0485	9.3315	
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	
10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	
4.258	4.117	3.981	3.852	3.727	3.608	3.493	3.383	3.277	3.175	3.077	
21.643	21.415	21.181	20.942	20.696	20.445	20.187	19.924	19.653	19.377	19.094	
6.68	6.5	6.32	6.15	5.98	5.82	5.66	5.51	5.37	5.23	5.09	
0.043	0.0432	0.0434	0.0436	0.0438	0.0441	0.0443	0.0445	0.0447	0.0449	0.0451	
3680.4	3813	3949.4	4089.5	4233.4	4381.3	4533.2	4689.2	4849.4	5013.9	5182.7	
10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	
2.73	2.68	2.62	2.57	2.51	2.46	2.4	2.35	2.29	2.24	2.18	
6.83	6.88	6.93	6.98	7.03	7.08	7.13	7.18	7.23	7.28	7.33	
3.66	3.74	3.82	3.9	3.98	4.07	4.16	4.26	4.36	4.47	4.58	
2.5	2.57	2.65	2.72	2.8	2.88	2.97	3.06	3.15	3.25	3.35	
t	t	t	t	t	t	t	t	t	t	t	
[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	
-0.4	0.61	1.62	2.63	3.64	4.64	5.65	6.66	7.67	8.68	9.68	
9.6	10.61	11.62	12.63	13.64	14.64	15.65	16.66	17.67	18.68	19.68	
100.5	99.52	98.56	97.6	96.66	95.73	94.81	93.9	93	92.12	91.24	
40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	
-5.07	-4.07	-3.07	-2.07	-1.07	-0.07	0.93	1.93	2.92	3.92	4.92	
h	h	h	h	h	h	h	h	h	h	h	
[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	
424.88	425.26	425.63	425.99	426.35	426.7	427.05	427.38	427.72	428.04	428.36	
435.04	435.48	435.91	436.34	436.76	437.18	437.6	438	438.4	438.8	439.19	
498.54	497.4	496.27	495.15	494.04	492.95	491.86	490.78	489.72	488.66	487.62	
265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	
265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	265.94	
63.5	61.92	60.36	58.81	57.28	55.76	54.26	52.78	51.31	49.86	48.42	
44.45	43.34	42.25	41.17	40.09	39.03	37.98	36.95	35.92	34.9	33.9	

Anexa 3 Date simulate pentru 40°C

Tabel 11 DUPREX valori calculate la 40°C temperatura de condensare

Cycle 4: DUPREX 4.0								
Single-stage Heat Pump Cycle								
Refrigerant:	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A
Pressure Line + Condenser	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95
Evaporator	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09
Suction Line	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
Return Temperature tR [C]	35	35	35	35	35	35	35	35
Temperature Difference DT1c [K]	5	5	5	5	5	5	5	5
Condensation tc [C]	40.1	40.1	40.1	40.1	40.1	40.1	40.1	40.1
Mean Temperature [C]	40.6	40.6	40.6	40.6	40.6	40.6	40.6	40.6
Condensation Pressure pc [bar]	24.2565	24.2565	24.2565	24.2565	24.2565	24.2565	24.2565	24.2565
Heat Source to1 [C]	-20	-19	-18	-17	-16	-15	-14	-13
Temperature Difference DT1o [K]	5	5	5	5	5	5	5	5
Evaporation to [C]	-25	-24	-23	-22	-21	-20	-19	-18
Mean Temperature [C]	-25.4	-24.4	-23.3	-22.3	-21.3	-20.3	-19.3	-18.3
Evaporation Pressure po [bar]	3.2941	3.4257	3.5613	3.701	3.8448	3.993	4.1454	4.3023
Subcooling [K]	5	5	5	5	5	5	5	5
Superheat (Evaporator) [K]	5	5	5	5	5	5	5	5
Superheat (Suction Line) [K]	10	10	10	10	10	10	10	10
Volumetric Efficiency [-]	1	1	1	1	1	1	1	1
Isentropic Efficiency [-]	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
Pressure Ratio p2/p1 [-]	7.992	7.672	7.368	7.079	6.804	6.542	6.293	6.056
Pressure Difference p2-p1 [bar]	22.052	21.921	21.785	21.646	21.502	21.354	21.201	21.044
Theoret. Displacement [m3/h]	12.19	11.78	11.4	11.03	10.68	10.34	10.01	9.7
Mass Flow [kg/s]	0.0382	0.0384	0.0386	0.0388	0.039	0.0392	0.0394	0.0397
Volumetric Capacity [kJ/m3]	1797.4	1874.6	1954.3	2036.5	2121.3	2208.9	2299.1	2392.2
Condenser Heat Qc [kW]	10	10	10	10	10	10	10	10
Compressor Power [kW]	3.57	3.51	3.46	3.4	3.35	3.29	3.24	3.18
Refr. Capacity Qo [kW]	6.08	6.14	6.19	6.24	6.29	6.34	6.4	6.45
COP_h [-]	2.8	2.85	2.89	2.94	2.99	3.04	3.09	3.14
COP_c [-]	1.7	1.75	1.79	1.83	1.88	1.93	1.98	2.03
	t	t	t	t	t	t	t	t
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
< 1a >	-20.7	-19.68	-18.66	-17.64	-16.62	-15.6	-14.59	-13.57
< 1 >	-10.7	-9.68	-8.66	-7.64	-6.62	-5.6	-4.59	-3.57
< 2 >	115.6	114.29	113	111.73	110.49	109.26	108.04	106.85
< 3 >	35	35	35	35	35	35	35	35
< 4 >	-25.05	-24.06	-23.06	-22.06	-21.06	-20.06	-19.06	-18.06
	h	h	h	h	h	h	h	h
	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]
< 1a >	416.3	416.78	417.25	417.71	418.17	418.63	419.08	419.52
< 1 >	425.37	425.89	426.41	426.93	427.44	427.94	428.45	428.94
< 2 >	518.87	517.42	515.99	514.58	513.18	511.81	510.46	509.13
< 3 >	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95
< 4 >	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95
< 1-2 >	93.5	91.52	89.57	87.65	85.75	83.87	82.02	80.18
< 1-2s >	65.45	64.07	62.7	61.35	60.02	58.71	57.41	56.13

R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A
0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95
0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09
0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
40.1	40.1	40.1	40.1	40.1	40.1	40.1	40.1	40.1	40.1	40.1	40.1
40.6	40.6	40.6	40.6	40.6	40.6	40.6	40.6	40.6	40.7	40.7	40.7
24.2565	24.2565	24.2565	24.2565	24.2565	24.2565	24.2565	24.2565	24.2565	24.2565	24.2565	24.2565
-12	-11	-10	-9	-8	-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
-17	-16	-15	-14	-13	-12	-11	-10	-9	-8	-7	-6
-17.3	-16.3	-15.3	-14.3	-13.3	-12.3	-11.3	-10.3	-9.2	-8.2	-7.2	-6.2
4.4637	4.6296	4.8002	4.9756	5.1559	5.341	5.5312	5.7265	5.927	6.1328	6.344	6.5606
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
5.83	5.614	5.409	5.213	5.025	4.846	4.675	4.512	4.356	4.206	4.063	3.926
20.883	20.717	20.546	20.371	20.191	20.005	19.815	19.62	19.419	19.214	19.002	18.786
9.4	9.11	8.84	8.57	8.32	8.07	7.83	7.6	7.38	7.17	6.97	6.77
0.0399	0.0401	0.0403	0.0405	0.0407	0.0409	0.0411	0.0413	0.0415	0.0417	0.0419	0.0421
2488.2	2587.1	2689	2793.9	2902	3013.3	3127.9	3245.9	3367.3	3492.1	3620.6	3752.7
10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
3.12	3.07	3.01	2.96	2.9	2.85	2.79	2.74	2.68	2.63	2.57	2.52
6.5	6.55	6.6	6.65	6.7	6.75	6.8	6.86	6.91	6.96	7.01	7.06
3.2	3.26	3.32	3.38	3.44	3.51	3.58	3.65	3.73	3.81	3.89	3.97
2.08	2.13	2.19	2.25	2.31	2.37	2.44	2.5	2.57	2.65	2.72	2.8
t	t	t	t	t	t	t	t	t	t	t	t
[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
-12.55	-11.54	-10.52	-9.51	-8.5	-7.48	-6.47	-5.46	-4.45	-3.43	-2.42	-1.41
-2.55	-1.54	-0.52	0.49	1.5	2.52	3.53	4.54	5.55	6.57	7.58	8.59
105.68	104.52	103.38	102.25	101.14	100.05	98.97	97.9	96.86	95.82	94.8	93.79
35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35
-17.06	-16.06	-15.06	-14.06	-13.06	-12.07	-11.07	-10.07	-9.07	-8.07	-7.07	-6.07
h	h	h	h	h	h	h	h	h	h	h	h
[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]
419.97	420.4	420.84	421.26	421.69	422.1	422.52	422.92	423.33	423.72	424.12	424.5
429.44	429.93	430.42	430.9	431.38	431.85	432.32	432.78	433.25	433.7	434.15	434.6
507.81	506.51	505.23	503.97	502.72	501.48	500.26	499.06	497.87	496.69	495.53	494.38
256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95
256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95
78.37	76.58	74.82	73.07	71.34	69.63	67.94	66.27	64.62	62.99	61.37	59.78
54.86	53.61	52.37	51.15	49.94	48.74	47.56	46.39	45.24	44.09	42.96	41.84

R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	R410A	
0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	
0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09	
0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	
35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	
40.1	40.1	40.1	40.1	40.1	40.1	40.1	40.1	40.1	40.1	40.1	
40.7	40.7	40.7	40.7	40.7	40.7	40.7	40.7	40.7	40.7	40.7	
24.2565	24.2565	24.2565	24.2565	24.2565	24.2565	24.2565	24.2565	24.2565	24.2565	24.2565	
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	
-5	-4	-3	-2	-1	0	1	2	3	4	5	
-5.2	-4.2	-3.2	-2.2	-1.2	-0.2	0.8	1.8	2.8	3.8	4.8	
6.7828	7.0107	7.2443	7.4837	7.7291	7.9805	8.2381	8.5019	8.772	9.0485	9.3315	
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	
10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	
3.795	3.669	3.548	3.432	3.321	3.215	3.113	3.014	2.92	2.829	2.742	
18.564	18.336	18.102	17.863	17.617	17.366	17.108	16.845	16.575	16.298	16.015	
6.58	6.4	6.22	6.05	5.88	5.72	5.57	5.42	5.28	5.14	5	
0.0423	0.0425	0.0427	0.0429	0.0431	0.0433	0.0435	0.0437	0.0439	0.0441	0.0443	
3888.5	4028.1	4171.6	4319.1	4470.6	4626.2	4786.1	4950.3	5118.8	5291.8	5469.4	
10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	
2.46	2.41	2.35	2.3	2.24	2.19	2.14	2.08	2.03	1.97	1.92	
7.11	7.16	7.21	7.26	7.31	7.36	7.4	7.45	7.5	7.55	7.6	
4.06	4.15	4.25	4.35	4.46	4.57	4.68	4.8	4.93	5.07	5.21	
2.89	2.97	3.06	3.16	3.25	3.36	3.47	3.58	3.7	3.83	3.96	
t	t	t	t	t	t	t	t	t	t	t	
[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	
-0.4	0.61	1.62	2.63	3.64	4.64	5.65	6.66	7.67	8.68	9.68	
9.6	10.61	11.62	12.63	13.64	14.64	15.65	16.66	17.67	18.68	19.68	
92.8	91.81	90.85	89.89	88.94	88.01	87.09	86.18	85.28	84.39	83.51	
35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	
-5.07	-4.07	-3.07	-2.07	-1.08	-0.08	0.92	1.92	2.92	3.92	4.92	
h	h	h	h	h	h	h	h	h	h	h	
[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	
424.88	425.26	425.63	425.99	426.35	426.7	427.05	427.38	427.72	428.04	428.36	
435.04	435.48	435.91	436.34	436.76	437.18	437.6	438	438.4	438.8	439.19	
493.24	492.11	491	489.9	488.81	487.73	486.66	485.6	484.55	483.51	482.48	
256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	
256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	256.95	
58.2	56.63	55.09	53.56	52.04	50.55	49.06	47.6	46.15	44.71	43.29	
40.74	39.64	38.56	37.49	36.43	35.38	34.34	33.32	32.3	31.3	30.3	

Anexa 4 Rezultate MATLAB

Tabel 12 Rezultatele obtinute in urma compararii DUPREX/MATLAB pentru 50°C

Evaporator temperature [°C]	-20.0	-19.0	-18.0	-17.0	-16.0	-15.0	-14.0	-13.0	-12.0	-11.0	-10.0	-9.0	-8.0	-7.0	-6.0	-5.0	-4.0	-3.0	-2.0	-1.0	0.0	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0
cil [-]	-0.08	-0.07	-0.07	-0.07	-0.06	-0.06	-0.06	-0.05	-0.05	-0.05	-0.05	-0.04	-0.04	-0.04	-0.03	-0.03	-0.03	-0.02	-0.02	-0.02	-0.02	-0.01	-0.01	-0.01	0.00	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.02
chl [-]	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17
P_EL [kW]	4.00	3.95	3.90	3.85	3.80	3.75	3.70	3.65	3.60	3.55	3.50	3.45	3.40	3.35	3.30	3.25	3.20	3.15	3.10	3.05	3.00	2.95	2.90	2.85	2.80	2.75	2.70	2.65	2.60	2.55	2.50
P_EL duprex [kW]	4.11	4.06	4.00	3.95	3.89	3.83	3.78	3.72	3.67	3.61	3.56	3.50	3.45	3.39	3.34	3.28	3.23	3.17	3.12	3.06	3.01	2.95	2.90	2.84	2.79	2.73	2.68	2.62	2.57	2.51	2.46
COP_CD matlab [-]	2.50	2.53	2.57	2.60	2.63	2.67	2.71	2.74	2.78	2.82	2.86	2.90	2.94	2.99	3.03	3.08	3.13	3.18	3.23	3.28	3.34	3.39	3.45	3.51	3.57	3.64	3.71	3.78	3.85	3.92	4.00
COP_CD duprex [-]	2.43	2.47	2.50	2.53	2.57	2.61	2.65	2.69	2.73	2.77	2.81	2.85	2.90	2.95	3.00	3.05	3.10	3.15	3.21	3.27	3.33	3.39	3.45	3.52	3.59	3.66	3.73	3.81	3.89	3.98	4.07
P_VP matlab [kW]	5.97	6.00	6.02	6.05	6.07	6.09	6.12	6.14	6.17	6.19	6.21	6.24	6.26	6.29	6.31	6.34	6.36	6.38	6.41	6.43	6.46	6.48	6.50	6.53	6.55	6.58	6.60	6.62	6.65	6.67	6.70
P_VP duprex [kW]	5.60	5.66	5.71	5.76	5.81	5.87	5.92	5.97	6.02	6.08	6.13	6.18	6.23	6.29	6.34	6.39	6.44	6.50	6.55	6.60	6.66	6.71	6.76	6.82	6.87	6.92	6.97	7.03	7.08	7.13	7.18

Tabel 13 Rezultatele obtinute in urma compararii DUPREX/MATLAB pentru 45°C

Evaporator temperature [°C]	-20.0	-19.0	-18.0	-17.0	-16.0	-15.0	-14.0	-13.0	-12.0	-11.0	-10.0	-9.0	-8.0	-7.0	-6.0	-5.0	-4.0	-3.0	-2.0	-1.0	0.0	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0
chl [-]	-0.08	-0.07	-0.07	-0.07	-0.06	-0.06	-0.06	-0.06	-0.06	-0.05	-0.05	-0.04	-0.04	-0.04	-0.03	-0.03	-0.03	-0.02	-0.02	-0.02	-0.02	-0.01	-0.01	-0.01	0.00	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.02
chl [-]	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15
P_EL matlab [kW]	3.80	3.75	3.70	3.65	3.60	3.55	3.50	3.45	3.40	3.35	3.30	3.25	3.20	3.15	3.09	3.04	2.99	2.94	2.89	2.84	2.79	2.74	2.69	2.64	2.59	2.54	2.49	2.44	2.38	2.33	2.28
P_EL duprex [kW]	4.06	4.01	3.95	3.89	3.84	3.78	3.72	3.67	3.61	3.55	3.50	3.44	3.38	3.33	3.27	3.21	3.15	3.10	3.04	2.98	2.92	2.86	2.81	2.75	2.69	2.63	2.57	2.52	2.46	2.40	2.34
COP_CD matlab [-]	2.63	2.66	2.70	2.74	2.78	2.82	2.86	2.90	2.94	2.99	3.03	3.08	3.13	3.18	3.23	3.29	3.34	3.40	3.46	3.52	3.58	3.65	3.72	3.79	3.87	3.94	4.02	4.11	4.19	4.29	4.38
COP_CD duprex [-]	2.46	2.50	2.53	2.57	2.61	2.64	2.68	2.73	2.77	2.81	2.86	2.91	2.96	3.01	3.06	3.11	3.17	3.23	3.29	3.36	3.42	3.49	3.56	3.64	3.72	3.80	3.88	3.97	4.07	4.17	4.27
P_VP matlab [kW]	6.03	6.05	6.08	6.10	6.13	6.15	6.17	6.20	6.22	6.25	6.27	6.30	6.32	6.34	6.37	6.39	6.42	6.44	6.47	6.49	6.51	6.54	6.56	6.59	6.61	6.64	6.66	6.68	6.71	6.73	6.76
P_VP duprex [kW]	5.60	5.66	5.71	5.76	5.81	5.87	5.92	5.97	6.02	6.08	6.13	6.18	6.23	6.29	6.34	6.39	6.44	6.50	6.55	6.60	6.66	6.71	6.76	6.82	6.87	6.92	6.97	7.03	7.08	7.13	7.18

Anexa 5 Pompa de caldura ZUBADAN

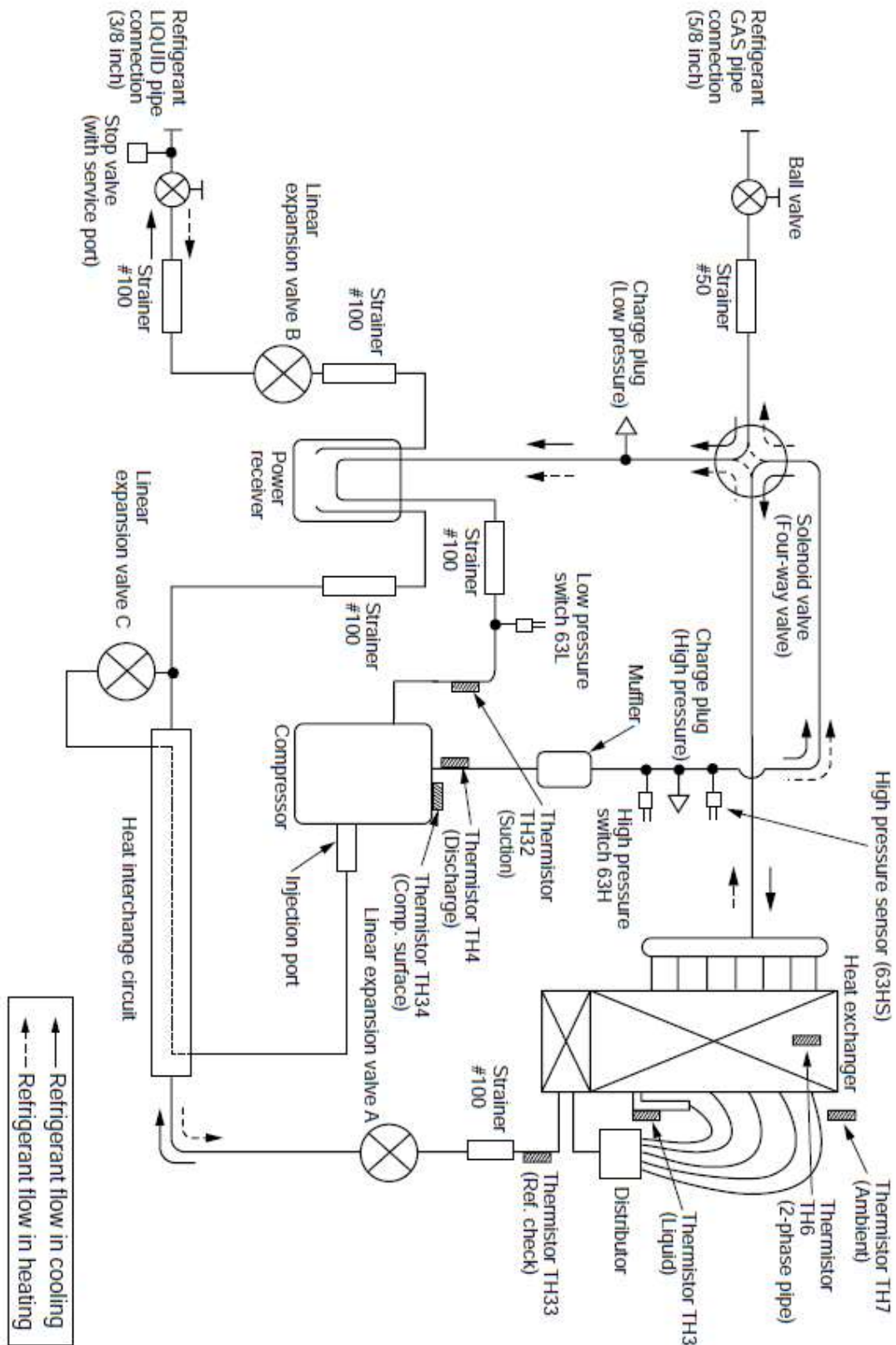


Figura 39 Experimental heat pump external unit hydraulic diagram

Anexa 6 Bancul experimental

Tabel 14 componentele si subsistemele pompei de caldura

System hydraulic diagram		
1.	Evaporator	
2.	Condenser	
3.	Compressor	
4.	Laminating valve	
5.	3 ways valve	
6.	Hot water tank	
7.	Electric heater	
8.	Immersed coil	
9.	Over-pressure valve	
10.	Pressure tank	
11.	Pressure equalization tank	
12.	Circulating pump 1	
13.	Flow meter 1	
14.	Flow meter 2	
15.	Circulating Pump 2	
16.	Floor heating adjustment system 1	
17.	Floor immersed coil 1	
18.	Floor heating adjustment system 2	
19.	Floor immersed coil 2	
20.		
21.		

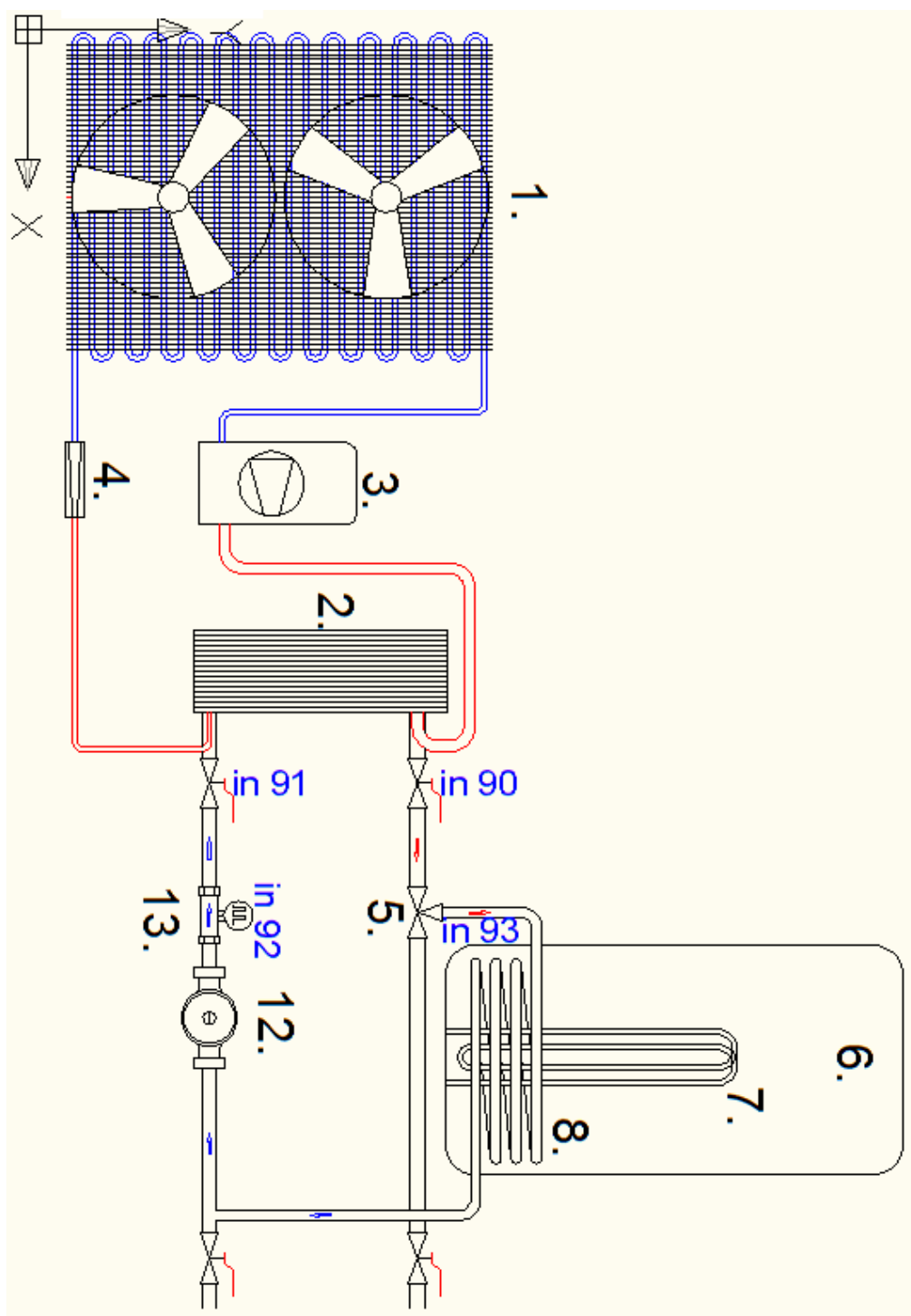


Figura 40 schema hidraulica a pompei de caldura in prepararea de apa calda de consum



Anexa 7 Prezentarea bancului de masurari experimentale



Figura 42 Valva cu 3 cai si boilerul de apa calda de consum.



Figura 43 Bateria de amestec, albastru si vasul de expansiune, rosu



Figura 44 controllerul de temperatura al pompei de caldura



Figura 45 schimbatorul de caldura in placi, condensatorul pompei



Figura 46 pompa de recirculare pe circuitul secundar al schimbatorului de caldura

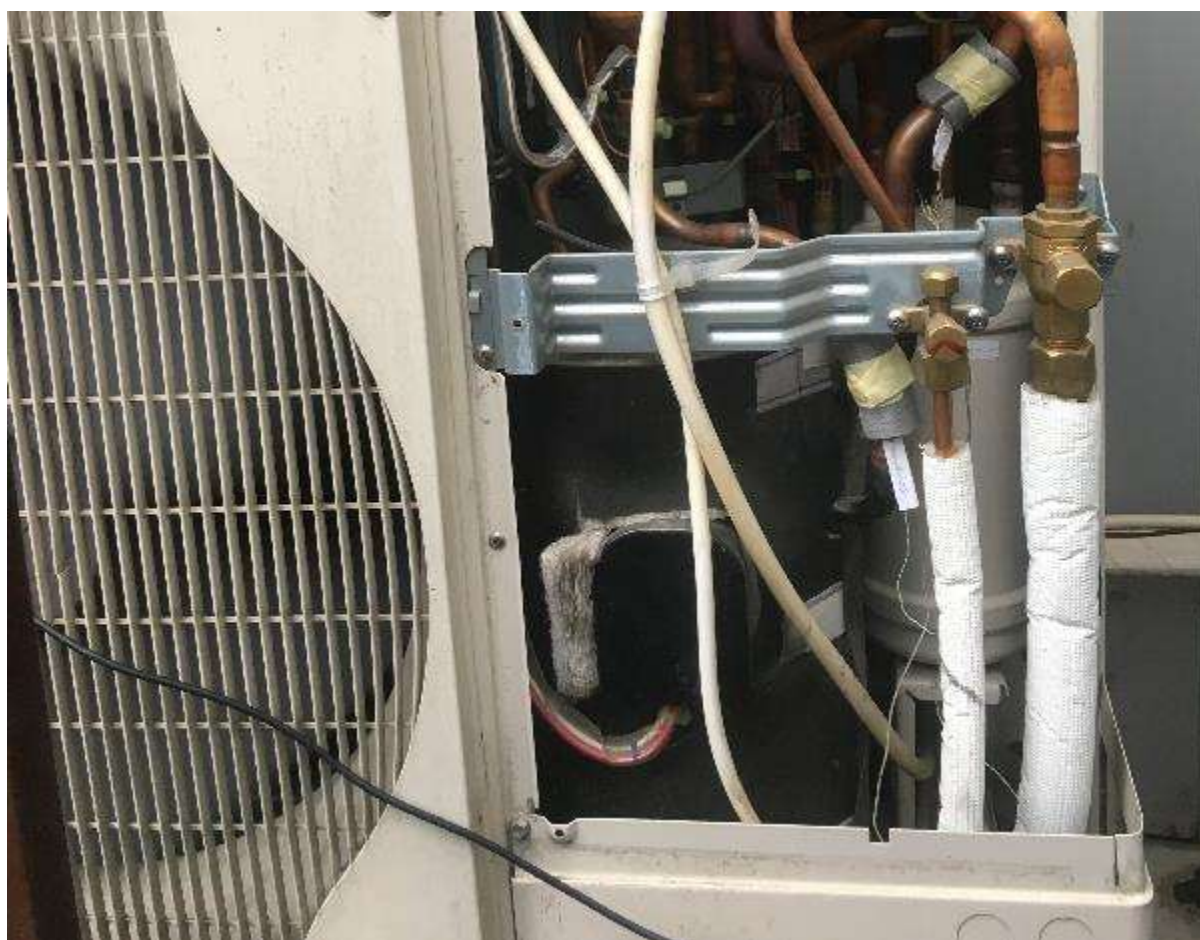


Figura 47 conexiunile intre unitatea exterioara si liniile de presiune inalta si conducta de condensat

Anexa 8 Aparatele de masura experimentale



Figura 48 Aparatul de achizitie de date de tip curent si clesii ampermetrici utilizati

SPECIFICATIONS		PicoLog CM3	
Current Clamps  Not being powered by batteries these unpowered current clamps are ideally suited to applications where current consumption is being monitored over long periods of time.		The table below gives technical details for the PicoLog CM3 data logger.	
Range (1 mV/A)	0.1 to 200 A AC RMS	Number of channels	3
Accuracy	$\pm 2\%$, ± 0.5 A	Range (voltage input)	0 to 1 V AC RMS
Output voltage	1 mV/A	Accuracy (voltage input)	$\pm 1\%$ (to 200 mV) $\pm 2.5\%$ (to 1 V)
Maximum output impedance	1 k Ω	Overload protection	± 30 V DC
Maximum conductor size	16 mm	Voltage input	1V RMS 20 Hz to 1 kHz
Output connectors	4 mm banana plugs	Resolution	24 bit ADC
Operating environment	0 °C to 50 °C	Reading rate	<1 second per conversion
Storage environment	-30 °C to 60 °C	Input connectors	4 mm socket
Size in mm (W x L x D)	111 x 50 x 33 mm	PC connection	USB or Ethernet
Weight	129 g	Dimensions	184 x 135 x 36 mm
Standards	IEC1010-1 (1995); EN61010-1 (2001) Category II 600 V Category III 300 V		

Figura 49 PicoLog CM3 specificatiile de curent pe clesii ampermetrici



Figura 50 Almemo 5690-2 in progres

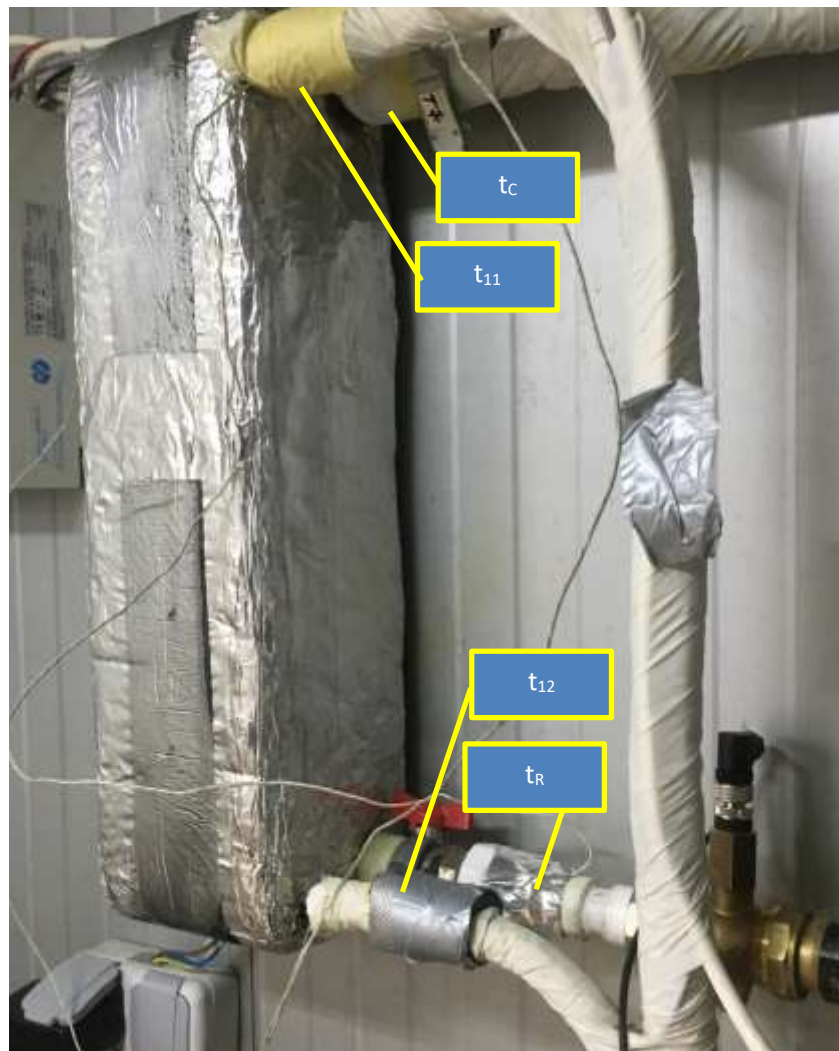


Figura 51 Amplasarea termocupelilor pe condensator



Figura debitmetru instalat pe iesirea secundara a condensatorului

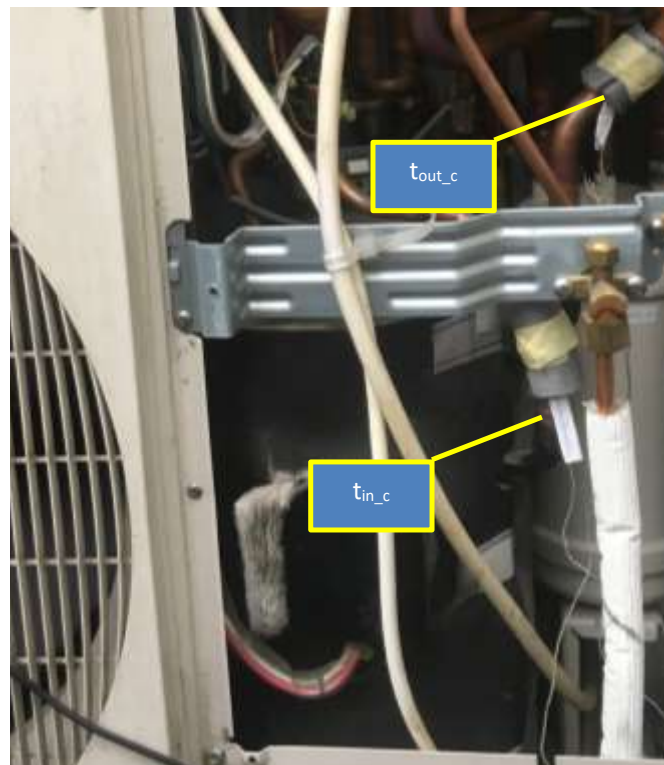


Figura 52 Punctele de masura ale temperaturilor agentului frigorific la intrarea si iesirea din compresor



Figura 53 Senzorul de temperatura pe intrarea in vaporizator



Figura 54 Bancul de calibrare termocuple



Figura 55 Statia de calibrare a termocuplelor



Figura 56 instalarea manometrelor pe liniile de intrare si iesire in compresor



Figura 57 exemplu de presiuni si temperaturi corespunzatoare citite pe manometre

Anexa 9 Evaluarea diferentei de temperatura

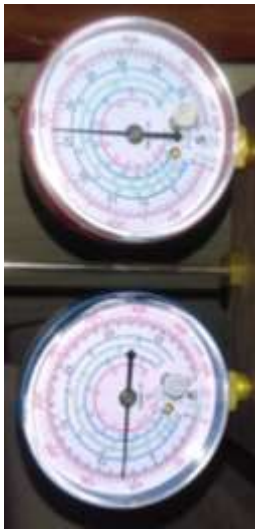
Manifold pressure and temperature read data	time	t_{exterior}			$t_{\text{out_evaporator}}$			t_{12} exchanger primary output			t_{11} exchanger primary input		
		read data	calibrated value	Units	read data	calibrated value	Units	read data	calibrated value	Units	read data	calibrated value	Units
	19:35:00	9.70	9.18 °C		6.80	9.63 °C		40.70	40.31 °C		61.30	60.78 °C	
	19:35:10	9.70	9.18 °C		6.80	9.63 °C		40.70	40.31 °C		61.30	60.78 °C	
	19:35:20	9.80	9.28 °C		6.90	9.73 °C		40.70	40.31 °C		61.30	60.78 °C	
	19:35:30	9.60	9.08 °C		7.20	10.03 °C		40.50	40.11 °C		61.40	60.88 °C	
	19:35:40	9.60	9.08 °C		7.50	10.33 °C		40.40	40.01 °C		61.40	60.88 °C	
	19:35:50	9.70	9.18 °C		6.90	9.73 °C		40.20	39.81 °C		61.50	60.98 °C	
	Manifold data	$t_{\text{evap_man}}$ $p_{\text{evap_man}}$	2 °C 7.8 Bar		$t_{\text{cond_man}}$ $p_{\text{cond_man}}$	48 °C 26.5 Bar							
	19:40:00	8.70	8.18 °C		6.80	9.63 °C		38.70	38.31 °C		72.10	71.58 °C	
	19:40:10	8.60	8.08 °C		6.90	9.73 °C		42.60	42.21 °C		72.90	72.38 °C	
	19:40:20	8.50	7.98 °C		7.20	10.03 °C		44.20	43.81 °C		73.80	73.28 °C	
	19:40:30	8.80	8.28 °C		7.00	9.83 °C		44.70	44.31 °C		75.00	74.48 °C	
	19:40:40	9.10	8.58 °C		7.00	9.83 °C		44.60	44.21 °C		76.00	75.48 °C	
	19:40:50	8.90	8.38 °C		6.90	9.73 °C		44.60	44.21 °C		76.90	76.38 °C	
	Manifold data	$t_{\text{evap_man}}$ $p_{\text{evap_man}}$	1 °C 7.5 Bar		$t_{\text{cond_man}}$ $p_{\text{cond_man}}$	54 °C 32.4 Bar							
	19:46:00	11.70	11.18 °C		8.20	11.03 °C		53.10	52.71 °C		85.90	85.38 °C	
	19:46:10	11.30	10.78 °C		8.10	10.93 °C		50.70	50.31 °C		86.10	85.58 °C	
	19:46:20	11.20	10.68 °C		8.00	10.83 °C		50.10	49.71 °C		86.20	85.68 °C	
	19:46:30	11.30	10.78 °C		8.30	11.13 °C		49.90	49.51 °C		86.60	86.08 °C	
	19:46:40	11.10	10.58 °C		8.50	11.33 °C		49.90	49.51 °C		86.90	86.38 °C	
	19:46:50	11.30	10.78 °C		8.70	11.53 °C		50.00	49.61 °C		87.20	86.68 °C	
	Manifold data	$t_{\text{evap_man}}$ $p_{\text{evap_man}}$	1 °C 7.4 Bar		$t_{\text{cond_man}}$ $p_{\text{cond_man}}$	57 °C 35 Bar							

Figura 58 evaluarea diferentei de temperatura intre agentul frigorific si mediile de vaporizare, respectiv condensare