



MINISTERUL EDUCAȚIEI
Universitatea Națională de Știință și Tehnologie
POLITEHNICA București
Facultatea de Inginerie Mecanică și Mecatronică
Departamentul Termotehnică, Motoare, Echipamente Termice și Frigorifice

*Contribuții teoretice și experimentale privind
substituirea agenților frigorifici din centrala de tratare a
aerului*

- REZUMAT -

Conducător de doctorat: Prof. dr. ing. Mihail-Viorel BĂDESCU

Comisia de îndrumare: Prof. dr. ing. Valentin Gheorghe APOSTOL

Conf. dr. ing. Horațiu Lucian POP

Conf. dr. ing. Claudia IONIȚĂ

Autor: Ing. Uța Iulian-Cătălin

București
2023

CUPRINS

| | |
|--|-----------|
| CUPRINS | 3 |
| INTRODUCERE | 6 |
| 1. OBIECTIVUL TEZEI DE DOCTORAT | 6 |
| 2. STRUCTURA TEZEI DE DOCTORAT | 6 |
| CAPITOLUL 1 - STUDIU COMPARATIV AL AGENȚILOR FRIGORIFICI UTILIZAȚI ÎN INSTALAȚIA DE CLIMATIZARE A AERULUI..... | 7 |
| 1.1 INTRODUCERE..... | 7 |
| 1.2 OBIECTIV | 7 |
| 1.3 AMESTECURI DE AGENȚI FRIGORIFICI CE SE POT UTILIZA ÎN INSTALAȚIILE DE CLIMATIZARE A AERULUI | 7 |
| 1.3.1 Amestecuri de agenți frigorifici pentru R134a | 7 |
| 1.3.2 Amestecuri de agenți frigorifici pentru R407C..... | 7 |
| 1.3.3 Amestecuri de agenți frigorifici pentru R410A..... | 8 |
| CAPITOLUL 2 – ANALIZA ENERGETICĂ PRIVIND UTILIZAREA AMESTECURILOR DE AGENȚI FRIGORIFICI ÎN INSTALAȚIA FRIGORICĂ A CENTRALEI DE TRATARE A AERULUI..... | 9 |
| 2.1 INTRODUCERE..... | 9 |
| 2.2 OBIECTIV | 9 |
| 2.3 ANALIZA CICLULUI FRIGORIFIC PENTRU DIFERIȚI AGENȚI FRIGORIFICI..... | 9 |
| 2.3.1 Datele tehnice ale compresorului | 9 |
| 2.3.2 Starea termodinamică specifică a ciclului frigorific și mărimile de stare ale agentului de lucru..... | 9 |
| 2.4 COMPARAȚIA AGENȚILOR FRIGORIFICI PENTRU ÎNLOCUIREA LUI R134A 10 | |
| 2.5 COMPARAȚIA AGENȚILOR FRIGORIFICI PENTRU ÎNLOCUIREA LUI R407C 11 | |
| 2.6 COMPARAȚIA AGENȚILOR FRIGORIFICI PENTRU ÎNLOCUIREA LUI R410A 11 | |
| CAPITOLUL 3 - DESCRIEREA TEHNICĂ ȘI FUNCȚIONALĂ A STANDULUI EXPERIMENTAL | 12 |
| 3.1 INTRODUCERE..... | 12 |
| 3.2 OBIECTIV | 12 |
| 3.3 CENTRALA DE TRATARE A AERULUI | 12 |
| 3.4 INSTALAȚIA FRIGORIFICĂ CE ECHIPEAZĂ CENTRALA DE TRATARE A AERULUI 13 | |

| | | |
|---|--|-----------|
| 3.5 | INSTALAȚIA DE MONITORIZARE A PARAMETRIILOR | 14 |
| CAPITOLUL 4 - MODELAREA MATEMATICĂ A VAPORIZATORULUI DIN CENTRALA DE TRATARE A AERULUI | | |
| 16 | | |
| 4.1 | INTRODUCERE..... | 16 |
| 4.2 | REALIZAREA MODELULUI MATEMATIC A VAPORIZATORULUI | 16 |
| 4.2.1 | Verificarea lungimii de țevă a vaporizatorului din centrala de tratare a aerului | 16 |
| 4.2.1.1 | <i>Comparația ecuațiilor criteriale a vaporizatorului.....</i> | <i>16</i> |
| CAPITOLUL 5 - MODELAREA MATEMATICĂ A CONDENSATORULUI MULTITUBULAR..... | | |
| 18 | | |
| 5.1 | INTRODUCERE..... | 18 |
| 5.2 | REALIZAREA MODELULUI MATEMATIC A CONDENSATORULUI..... | 18 |
| 5.3 | VERIFICAREA LUNGIMII DE ȚEAVĂ AL CONDENSATORULUI MULTITUBULAR..... | 18 |
| 5.3.1 | Comparația ecuațiilor criteriale ale condensatorului | 19 |
| CAPITOLUL 6 – COMPARAȚIA AMESTECURILOR DE AGENȚI FRIGORIFICI FOLOSIND METODA DE ANALIZĂ EXERGETICĂ | | |
| 21 | | |
| 6.1 | INTRODUCERE..... | 21 |
| 6.2 | OBIECTIV | 21 |
| 6.3 | EXERGIA STANDARD A CALITĂȚII PROCESELOR | 21 |
| 6.4 | REALIZAREA MODELULUI MATEMATIC A EXERGIILOR | 21 |
| 6.5 | DETERMINAREA AGENTULUI FRIGORIFIC CU CELE MAI BUNE PERFORMANȚE FOLOSIND METODA EXERGETICĂ..... | 22 |
| 6.5.1 | Analiza exergetică a instalației cu agenți frigorifici în vederea înlocuirii lui R134a | 23 |
| 6.5.2 | Analiza exergetică a instalației cu agenți frigorifici în vederea înlocuirii lui R407C | 23 |
| 6.5.3 | Analiza exergetică a instalației cu agenți frigorifici în vederea înlocuirii lui R410a | 24 |
| CAPITOLUL 7 – STUDIU EXPERIMENTAL PRIVIND ÎNLOCUIREA AGENTULUI R134a CU R1234yf ȘI R450A..... | | |
| 25 | | |
| 7.1 | OBIECTIVUL | 25 |
| 7.2 | EVALUAREA PUTERII FRIGORIFICE A VAPORIZATORULUI..... | 25 |
| 7.3 | MODUL DE DESFĂȘURARE A DETERMINĂRILOR EXPERIMENTALE | 26 |
| 7.4 | DETERMINAREA DATELOR EXPERIMENTALE..... | 26 |
| 7.5 | METODOLOGIA DE PRELUCRAREA DATELOR EXPERIMENTALE | 27 |

| | |
|--|-----------|
| 7.5.1 Metodologia de prelucrarea datelor experimentale pentru determinarea lui Q0 pentru aer | 27 |
| 7.5.1.1 <i>Determinarea mărimilor de stare în punctele caracteristice ale aerului între intrare și ieșire din vaporizator</i> | <i>27</i> |
| 7.5.2 Metodologia de prelucrarea datelor experimentale pentru determinarea lui Q0 în mod teoretic..... | 27 |
| 7.6 CERCETARE EXPERIMENTALĂ PRIVIND ÎNLOCUIREA AGENTULUI R134a | 28 |
| 7.6.1 Puterea frigorifică rezultată în 3 moduri de calcul pentru fiecare agent frigorific la diferite ΔT..... | 28 |
| 7.6.1.1 <i>Puterea frigorifică rezultată în 3 moduri pentru R134a la diferite ΔT:</i> | <i>28</i> |
| 7.6.1.2 <i>Puterea frigorifică rezultată în 3 moduri pentru R1234yf la diferite ΔT:</i> | <i>29</i> |
| 7.6.1.3 <i>Puterea frigorifică rezultată în 3 moduri pentru R450A la diferite ΔT:.....</i> | <i>30</i> |
| 7.6.2 Analiză comparativă între agenții frigorifici analizați la aceeași putere frigorifică și la același ΔT | 30 |
| 7.6.2.1 <i>Analiza comparativă între agenții frigorifici și puterea frigorifică rezultată pe partea aerului la aceeași ΔT:.....</i> | <i>30</i> |
| 7.6.2.2 <i>Analiza comparativă între agenți frigorifici și puterea frigorifică rezultată din ciclul termodinamic al instalației la aceeași ΔT:</i> | <i>31</i> |
| 7.6.2.3 <i>Analiza comparativă între agenți frigorifici și puterea frigorifică rezultată în mod teoretic la aceeași ΔT:.....</i> | <i>32</i> |
| 7.6.3 Rezultate experimentale a variației puterii frigorifice și ale puterii de condensare la același ΔT..... | 33 |
| 7.6.3.1 <i>Rezultate experimentale a variației puterii frigorifice și a puterii de condensare în raport cu temperatura de vaporizare pentru agenții frigorifici R134a și R1234yf.....</i> | <i>33</i> |
| 7.6.3.2 <i>Rezultate experimentale ale variației puterii frigorifice și ale puterii de condensare în raport cu temperatura de vaporizare pentru agenții frigorifici R134a și R450A</i> | <i>34</i> |
| 7.6.4 Rezultate experimentale pentru a determina frecvența de funcționare a compresorului frigorific la același ΔT | 35 |
| 7.6.4.1 <i>Rezultatele prelucrate grafic pentru a determina frecvența de funcționare pentru agenții frigorifici analizați.....</i> | <i>35</i> |
| CONCLUZII..... | 36 |
| C1. CONCLUZII GENERALE | 36 |
| C2. CONTRIBUȚIE PERSONALĂ | 38 |
| C3. CONTRIBUȚIE ORIGINALĂ..... | 39 |
| C4. DIRECȚII DE CERCETARE VIITOARE | 39 |
| ARTICOLE PUBLIFICATE | 41 |
| BIBLIOGRAFIE SELECTIVĂ..... | 42 |

INTRODUCERE

Încălzirea globală și subțierea stratului de ozon sunt în momentul de față două probleme la nivel global pentru mediu. Aceste două preocupări sunt legate și de utilizarea agenților frigorifici în instalațiile frigorifice și de climatizare, deși o parte dintre agenții frigorifici au fost interziși în decursul anilor și propuși alți agenți mai prietenoși cu mediu, încă se caută agentul ce nu dăunează mediului înconjurător [1].

1. OBIECTIVUL TEZEI DE DOCTORAT

Obiectivul principal al acestei lucrări este de a înlocui agenții frigorifici utilizați în momentul actual, într-o centrală de tratare a aerului ce este echipată cu o instalație frigorifică, cu scopul de a avea aceeași putere frigorifică a instalației, cu un consum de energie similar sau mai mic, cu un impact cât mai redus asupra mediului înconjurător și cu modificări cât mai puține asupra instalației.

2. STRUCTURA TEZEI DE DOCTORAT

Teza de doctorat este compusă din 7 capitole, pornind de la studiul bibliografic al literaturii de specialitate, privind stadiul actual al agenților frigorifici din domeniul climatizării aerului cu centrală de tratare aer. În capitolul 1 se vor identifica principalii agenți frigorifici ce sunt folosiți în mod repetat în instalațiile de climatizare a aerului. S-au ales 28 de agenți frigorifici, potențiali înlocuitori pentru agenții frigorifici cunoscuți, unde au rezultat 3 grupe, respectiv grupa agentului R134a, grupa agentului R407C și grupa agentului R410A, cu rolul de a respecta normele Uniunii Europene privind mediul, de a păstra capacitatea frigorifică și de a realiza cât mai puține modificări asupra instalației existente.

În capitolul 2, se va efectua o analiză energetică la nivel de ciclu termodinamic teoretic în diferite regimuri de funcționare din perspectiva temperaturii de vaporizare pentru o instalație frigorifică pentru toate cele 3 grupe de agenți frigorifici. Se va studia analiza energetică pentru 28 de agenți frigorifici noi, unde se vor compara performanțele energetice pentru fiecare grupă de agenți frigorifici și se va identifica agentul cu cele mai bune performanțe din fiecare grupă. Această analiză energetică este realizată pentru o centrală de tratare a aerului ce conține vaporizatorul instalației frigorifice, din cadrul Departamentul de Termotehnică, Motoare, Echipamente Termice și Frigorifice, Facultatea de Inginerie Mecanică și Mecatronică din Universitatea Națională de Știință și Tehnologie POLITEHNICA din București. Standul experimental din cadrul laboratorului de aer umed este prezentat în capitolul 3, unde sunt descrise tehnic și funcțional toate elementele principale, respectiv, centrala de tratare a aerului, instalația frigorifică și tabloul de monitorizare a parametrilor, cu atribuția de a realiza determinări experimentale pentru noi agenți frigorifici.

Capitolul 4 se concentrează pe vaporizatorul din centrala de tratare a aerului, în vederea verificării puterii frigorifice și a suprafeței de schimb de căldură, cu datele din fișa tehnică a producătorului.

Al doilea schimbător de căldură din instalația frigorifică este condensatorul multitubular răcit cu apă, acesta se regăsește în capitolul 5, unde se va verifica puterea termică de condensare și suprafața de schimb de căldură, în comparație cu datele tehnice din fișa tehnică a echipamentului.

Pentru a afla soluția optimă și funcțională a instalației frigorifice dezvoltată în cadrul laboratorului, s-a folosit metoda de analiză energetică, din capitolul 6, pentru a identifica și optimiza ce elemente din cadrul sistemului au cea mai mare energie utilizabilă (exergie) distrusă.

În capitolul 7 se vor realiza determinări experimentale asupra vaporizatorului din centrala de tratare a aerului ce este conectat hidraulic la instalația frigorifică. Agentul R134a va fi substituit cu agenții frigorifici R1234yf și R450A în vederea unei comparații păstrând aceeași temperatură în cameră, de 24°C și implicit aceeași putere frigorifică, fără a realiza modificări asupra instalației.

CAPITOLUL 1 - STUDIU COMPARATIV AL AGENȚILOR FRIGORIFICI UTILIZAȚI ÎN INSTALAȚIA DE CLIMATIZARE A AERULUI

1.1 INTRODUCERE

Agenții frigorifici cu proprietăți termodinamice adecvate sunt selectați pentru aplicații de răcire sau de încălzire. Tehnologia de refrigerare se folosea, chiar înainte de a se inventa electricitatea, respectiv în anii 1880. Din punct de vedere istoric, Oliver Evans (1805) a fost un pionier în ceea ce privește sistemul de refrigerare folosind ca agent de lucru eter, Jacob Perkin a implementat această idee în primul sau echipament frigorific construit în 1834. Mai târziu, diverși cercetători au folosit benzină (1860), NH₃ (1873), CO₂ (1886) și SO₂ (1890) ca fluide de lucru în sistemele de refrigerare. Din ani 1830 până în ani 1930 cei mai populari agenți frigorifici au fost: eter, NH₃, CO₂, SO₂, H₂O, CCl₄, HCOOCH₃, HC_s, CHC [2].

1.2 OBIECTIV

În acest capitol se vor identifica agenții frigorifici ce sunt utilizați în mod frecvent în instalațiile de climatizare cu centrală de tratare a aerului.

Se va studia literatura de specialitate și se vor alege potențiali înlocuitori pentru agenții frigorifici consacrați, astfel încât aceștia să respecte noile norme ale Regulamentului nr. 517/2014 privind mediul și efectele negative ale acestora față de mediul înconjurător, dar și din punct de vedere energetic, să nu funcționeze cu un consum de energie electrică mai mare ca agentul frigorific substituit.

1.3 AMESTECURI DE AGENȚI FRIGORIFICI CE SE POT UTILIZA ÎN INSTALAȚIILE DE CLIMATIZARE A AERULUI

Prin combinarea a doi sau mai mulți agenți frigorifici, apar unele dezavantaje sau deficiențe ale componentului cu performanțele mai slabe. Diferite investigații sunt realizate recent pentru a caracteriza amestecurile de agenți frigorifici în vederea studierii proprietăților și performanțelor lor [3].

1.3.1 Amestecuri de agenți frigorifici pentru R134a

Institutul de climatizare, încălzire și refrigerare (AHRI) a început o anchetă pentru a studia comportamentul noilor agenți frigorifici fluorurați. Alternativele de amestecuri pentru agenții frigorifici identificați în literatura de specialitate sunt prezentați în Tabel 1.1. Aceștia sunt clasificați în funcție de ce fel de agent frigorific poate să substituie și de presiunea de saturație a acestora. Lista completă a investigațiilor AHRI este actualizată în mod continuu [4].

1.3.2 Amestecuri de agenți frigorifici pentru R407C

În toate sistemele de refrigerare și condiționare staționare, se poate folosi R407C ca sursa alternativă (GWP<2500), în centrală multipack, în sistemele de refrigerare și climatizare pentru uz comercial, se poate utiliza și în sistemele în cascadă, deoarece valorile GWP ale acestora sunt peste 150 și sub 1500 (cu excepția ARM-32a al cărui GWP este superior 1500). Toți agenții frigorifici au valori ridicate de alunecare (glide) la presiunea constantă de vaporizare (mai mult de 5°C) [3].

Agentul frigorific R407C este utilizat pe scară largă în agregatele de răcire apă (Chiller), este considerat lider de piață în climatizarea la temperatură medie staționară [3].

Tabel 1.1 Compoziția în procente privind amestecurile de agenții frigorifici [3]

| Agenți înlocuiți | Amestecurile realizate | R125 | R134a | R152a | R32 | R744a | R1234yf | R1234ze |
|------------------|------------------------|------|-------|-------|-------|-------|---------|---------|
| R134a | R134a | | | | | | | |
| | R1234yf | | | | | | | |
| | R1234ze(E) | | | | | | | |
| | AC5X | | 40% | | 7% | | | 53% |
| | ARM-41a | | 63% | | 6% | | 31% | |
| | D-4Y | | 40% | | | | 60% | |
| | N-13 (R450A) | | 42% | | | | | 58% |
| | XP-10 | | 44% | | | | 56% | |
| | AC5 (R444A) | | | | 5% | 12% | | 83% |
| | ARM-42a | | | | 11% | 7% | | 82% |
| R407C | R407C | 25% | 52% | | 23% | | | |
| | ARM-32a | 30% | 25% | | 25% | | 20% | |
| | DR-33 | 25% | 26% | | 24% | | 25% | |
| | ARM-30a | | | | 29% | | | 71% |
| | ARM-31a | | | | 28% | | 21% | 51% |
| | D2Y65 | | | | 35% | | | 65% |
| | DR-7 | | | | 36% | | 64% | |
| | L40 | 10% | | | 40% | 30% | | 20% |
| R410a | R410a | 50% | | | 50% | | | |
| | R32 | | | | | | | |
| | DR-55 | 7% | | | 67% | | 26% | |
| | ARM-71A | | | | 68% | | 26% | 6% |
| | L41-2 (R447A) | 3.5% | | | 68% | | | 28.5% |
| | D2Y60 | | | | 40% | | 60% | |
| | L41b | | | | 73% | | | 27% |
| | ARM-70a | | 10% | | 50% | | 40% | |
| | DR-5 | | | | 72.5% | | 27.5% | |
| | HPR1D | | | | 60% | 6% | | 34% |

1.3.3 Amestecuri de agenți frigorifici pentru R410A

Agentul frigorific R410A este un amestec compus din R125 / R32 (50% / 50%) cu o alunecare (glide) de 0,1°C la presiunea atmosferică. De asemenea, este considerat ca un amestec aproape azeotrop: este stabil chimic, are o toxicitate scăzută și este utilizat în principal pentru echipamentele de climatizare. R410A prezintă o presiune de funcționare mare și o capacitate mai mare de eliminare a căldurii în comparație cu R22 sau R12. Agentul frigorific R410A a fost dezvoltat ca un înlocuitor a lui R22 pentru sistemele de climatizare [4].

În principiu, toți agenții frigorifici analizați pot înlocui R410A, sunt 4 agenți inflamabili cu A2L, cu valori apropiate ale performanțelor energetice [3].

Toate amestecurile pot înlocui R410A în sistemele de aer condiționat individual și în sistemele de refrigerare staționare, dar nu în echipamentele de aer condiționat mobile de cameră. De asemenea, R32 este considerat un agent înlocuitor, deoarece are o valoare a GWP-ul de sub 750, aceasta fiind limita pentru condiționarea aerului [3].

CAPITOLUL 2 – ANALIZA ENERGETICĂ PRIVIND UTILIZAREA AMESTECURILOR DE AGENȚI FRIGORIFICI ÎN INSTALAȚIA FRIGORICĂ A CENTRALEI DE TRATARE A AERULUI

2.1 INTRODUCERE

Agentul frigorific este o substanță sau un amestec de substanțe, de regulă un fluid, ce este utilizat de regulă în sisteme termodinamice ce trec prin tranziție de faze reversibile. Frigiderele, aparatele de aer condiționat, pompele de căldură și multe alte dispozitive folosesc agenți frigorifici ca fluid intermediar pentru a transfera căldura între surse [2].

2.2 OBIECTIV

Scopul principal al acestui capitol este de a analiza potențiali înlocuitori ai agenților frigorifici din domeniul climatizării aerului, atât din perspectiva energetică, cât și din perspectiva impactului asupra mediului înconjurător.

Această analiză se va realiza la nivel de ciclu termodinamic teoretic, pentru diferite regimuri de funcționare privind temperatura de vaporizare pentru o instalație de climatizare a aerului.

2.3 ANALIZA CICLULUI FRIGORIFIC PENTRU DIFERIȚI AGENȚI FRIGORIFICI

2.3.1 Datele tehnice ale compresorului

Calculul la nivel de ciclu au fost realizate pe un compresor dat, existent în cadrul instalației frigorifice, acesta este un compresor semi ermetic, 2KES-05Y-40S, marca BITZER.

Acesta a fost preselectat cu programul de selecție Bitzer [5], conform cu datele de intrare ale instalației de climatizare a aerului.

2.3.2 Starea termodinamică specifică a ciclului frigorific și mărimile de stare ale agentului de lucru

În vederea determinării mărimilor de stare ale agentului frigorific în evoluția sa în diferite puncte ale ciclului termodinamic, se va folosi programul REFPROP [6], unde se definește în primul rând amestecul ce se dorește a fi studiat, astfel cu datele rezultate și cu datele de intrare se vor analiza performanțele energetice cât și influența asupra mediului.

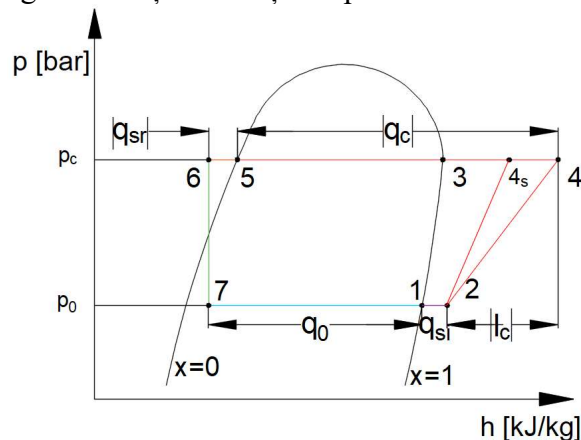


Fig. 2.1 Stările termodinamice specifice ale ciclului frigorific [7]

2.4 COMPARAȚIA AGENȚILOR FRIGORIFICI PENTRU ÎNLOCUIREA LUI R134A

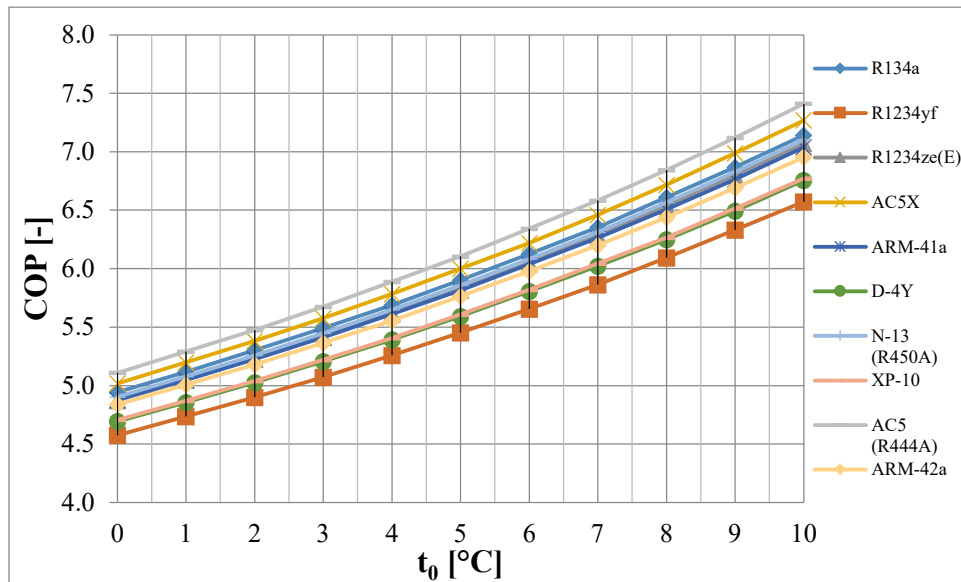


Fig. 2.2 Influența temperaturii de vaporizare asupra coeficientului de performanță pentru substituenții lui R134a

În Fig. 2.2 s-a analizat influența temperaturii de vaporizare în raport cu COP al agenților frigorifici ca alternative la R134a. Se poate observa o tendință generală de creștere a COP o dată cu creșterea temperaturii de vaporizare, toți agenții studiați au aceeași variație, tendința este aceeași, astfel crește valoarea funcției în raport cu variabila.

În extrema de jos a graficului sunt agenții frigorifici cu cele mai slabe performanțe, aceștia fiind: XP-10, D-4Y și R1234yf. R1234yf este un agent azeotrop, iar acesta este agentul de bază pentru cele două amestecuri, de aceea se și explică reprezentarea grafică, cu performanțe similare.

În partea medie a graficului se regăsesc majoritatea agenților frigorifici în jurul agentului de bază R134a, cu performanțe energetice similare, astfel aceștia pot fi analizați în funcție de alte criterii cum ar fi, cel al mediului prin coeficientul GWP.

În partea superioară a graficului se evidențiază doi agenți frigorifici AC5X și AC5, aceștia având cele mai bune performanțe energetice la toate temperaturile de vaporizare și față de R134a au o creștere de 1,5% și respectiv 2,4%. Agentul frigorific care stă la baza acestor amestecuri este R1234ze(E), având aceeași valoare a COP ca R134a, dar prin faptul că s-au creat amestecuri, s-a obținut un agent cu performanțe bune la un GWP scăzut.

În Fig. 2.3 s-a analizat influența temperaturii de vaporizare în raport cu COP al agenților frigorifici ca alternative la R407C. Se poate observa o tendință generală de creștere a COP o dată cu creșterea temperaturii de vaporizare, toți agenții studiați au aceeași variație, tendința este aceeași, astfel crește valoarea funcției în raport cu variabila. În extrema de jos a graficului există un singur agent frigorific cu cele mai slabe performanțe, acesta fiind L40. L40 este un agent ne azeotrop, iar agentul frigorific de bază al acestuia este R32 cu valoare de 40%, dar acesta mai are în componență și CO₂ 30% de aceea se explică în reprezentarea grafică, având aceste performanțe slabe.

În partea superioară a graficului se regăsesc majoritatea agenților frigorifici în jurul agentului de bază R407C cu performanțe energetice similare, astfel aceștia pot fi analizați în funcție de alte criterii, cum ar fi: cel al mediului, prin coeficientul GWP, se evidențiază 3 agenți frigorifici ARM30-a, ARM-31a și respectiv D2Y65, aceștia având cele mai bune performanțe energetice la toate temperaturile de vaporizare și față de R407C are o creștere de 2,1%, 1,1% și respectiv 1%.

2.5 COMPARAȚIA AGENȚILOR FRIGORIFICI PENTRU ÎNLOCUIREA LUI R407C

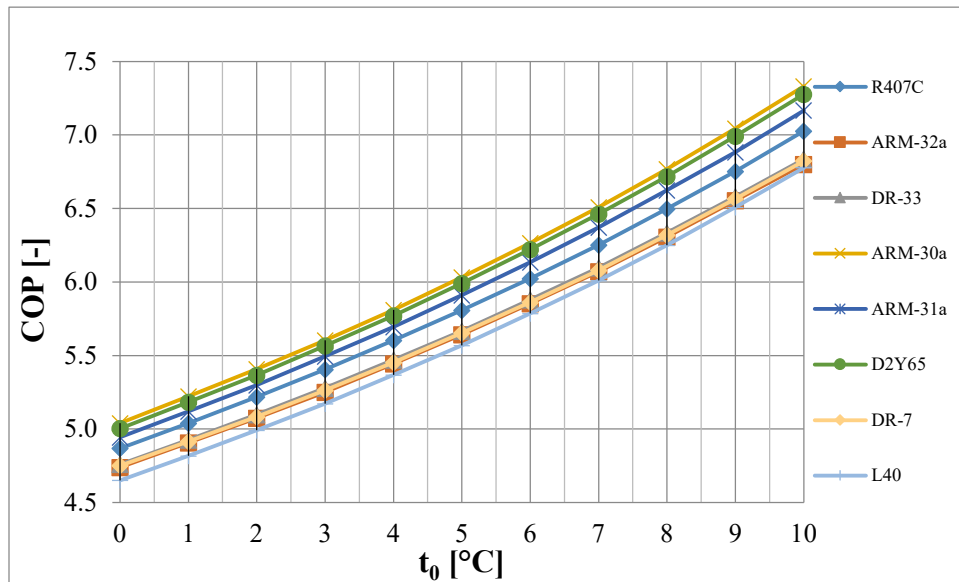


Fig. 2.3 Influența temperaturii de vaporizare asupra coeficientului de performanță pentru substituenții lui R407C

2.6 COMPARAȚIA AGENȚILOR FRIGORIFICI PENTRU ÎNLOCUIREA LUI R410A

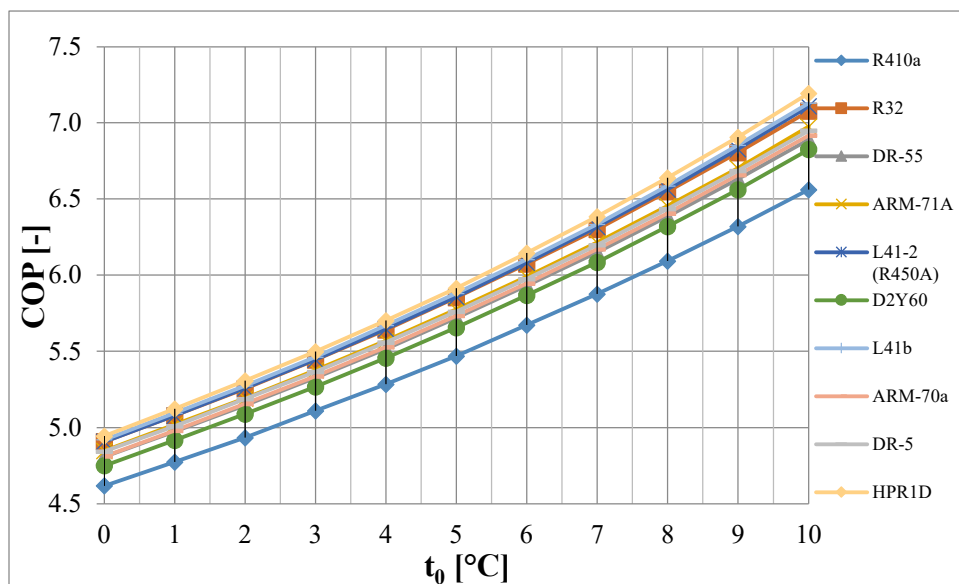


Fig. 2.4 Influența temperaturii de vaporizare asupra coeficientului de performanță pentru substituenții lui R410A

În Fig. 2.4 s-a analizat influența temperaturii de vaporizare în raport cu COP al agenților frigorifici ca alternative la R410A. Se poate observa o tendință generală de creștere a COP o dată cu creșterea temperaturii de vaporizare, toți agenții studiați au aceeași variație, tendința este aceeași, astfel crește valoarea funcției în raport cu variabila. În extrema de jos a graficului, există un singur agent frigorific cu cele mai slabe performanțe, acesta fiind R410A.

În partea superioară a graficului se evidențiază majoritatea agenților frigorifici, aceștia având performanțe energetice similare la toate temperaturile de vaporizare și față de R410A, au o creștere în medie de 2%. Agentul frigorific care stă la baza acestor amestecuri este R32, având toți cam aceeași valoare a COP, dar prin faptul că s-au creat amestecuri, s-a obținut un agent cu performanțe similare la un GWP scăzut.

CAPITOLUL 3 - DESCRIEREA TEHNICĂ ȘI FUNCȚIONALĂ A STANDULUI EXPERIMENTAL

3.1 INTRODUCERE

În ultimele decenii există o nevoie de îmbunătățire a clădirilor prin cerințe cât mai stricte de eficiență energetică, performanță termică a clădirilor și consum de energie cât mai mic. În clădirile moderne cu un consum redus de energie, consumatorii mari de energie sunt sistemele de ventilație și climatizare care sunt concepute pentru a oferi aer proaspăt și tratat. Pentru a salva energia termică din clădirile moderne, acestea fiind bine etanșate și bine izolate, sistemele de ventilație cu recuperator de căldură sunt deseori recomandate. Prin urmare, îmbunătățirea acestor sisteme este de o importanță vitală, pentru a realiza o climă interioară eficientă și de a reduce consumul de energie în clădiri [8].

În acest capitol se va discuta despre: componentele principale dintr-o centrală de tratare a aerului, componentele instalației frigorifice, ce caracteristici au schimbătoarele de căldură și din ce sunt compuse.

3.2 OBIECTIV

Obiectivul principal al acestui capitol este de a realiza o descriere tehnică și funcțională a standului experimental. Acesta se compune dintr-o centrală de tratare aer, o instalație frigorifică și un tablou de monitorizare a parametrilor.

Standul experimental are rolul de a se realiza determinări experimentale asupra noilor agenți frigorifici din industria climatizării în vederea eficientizării sistemelor din punct de vedere al consumului de energie și al mediului înconjurător.

3.3 CENTRALA DE TRATARE A AERULUI

Am realizat selecția unei centrale de tratare aer din Fig. 3.1, cu ajutorul software-lui de la producător [9], cu dispunerea modulelor în funcție de aplicațiile ce se pot realiza în studiile de laborator, cu elemente ce pot să îmbunătățească aerul, să-l încălzească, răcească, umidifice, dezumidifice și să-l filtreze astfel încât aerul din aceea încăpere să fie la parametrii ceruți.

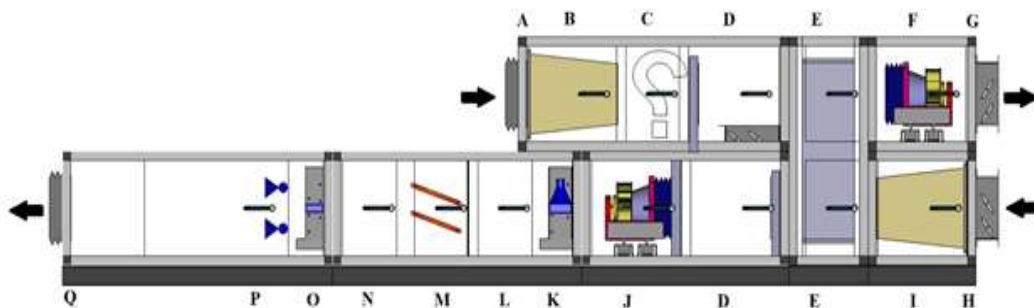


Fig. 3.1 Schema centralei de tratare a aerului

Centrala de tratare a aerului prezintă următoarele componente:

- A. Aspirație aer viciat;
- B. Modulul de filtrare aer de tip M5;
- C. Tabloul de automatizare;
- D. Camera de amestec între aerul din exterior și aerul recirculat;
- E. Schimbătorul de căldură rotativ;

- F. Ventilator de evacuare;
- G. Clapeta de reglaj cu servomotor pentru evacuare aer viciat;
- H. Clapeta de reglaj cu servomotor pentru aspirație aer proaspăt;
- I. Modulul de filtrare aer de tip M5;
- J. Ventilator de introducere;
- K. Baterie de răcire în detentă directă;
- L. Secțiune liberă;
- M. Baterie de încălzire cu rezistențe electrice;
- N. Secțiune liberă;
- O. Baterie de răcire în detentă indirectă;
- P. Modulul de umidificare cu abur;
- Q. Refulare aer tratat [9]



Fig. 3.2 Centrala de tratare a aerului în format 3D

3.4 INSTALAȚIA FRIGORIFICĂ CE ECHIPEAZĂ CENTRALA DE TRATARE A AERULUI

Pentru a putea realiza simulări și verificări asupra centralei de tratare a aerului s-a ales să se conecteze vaporizatorul din echipamentul de ventilație la o instalație frigorifică cu comprimare mecanică de vapori pentru a se realiza procesul de răcire a aerului.

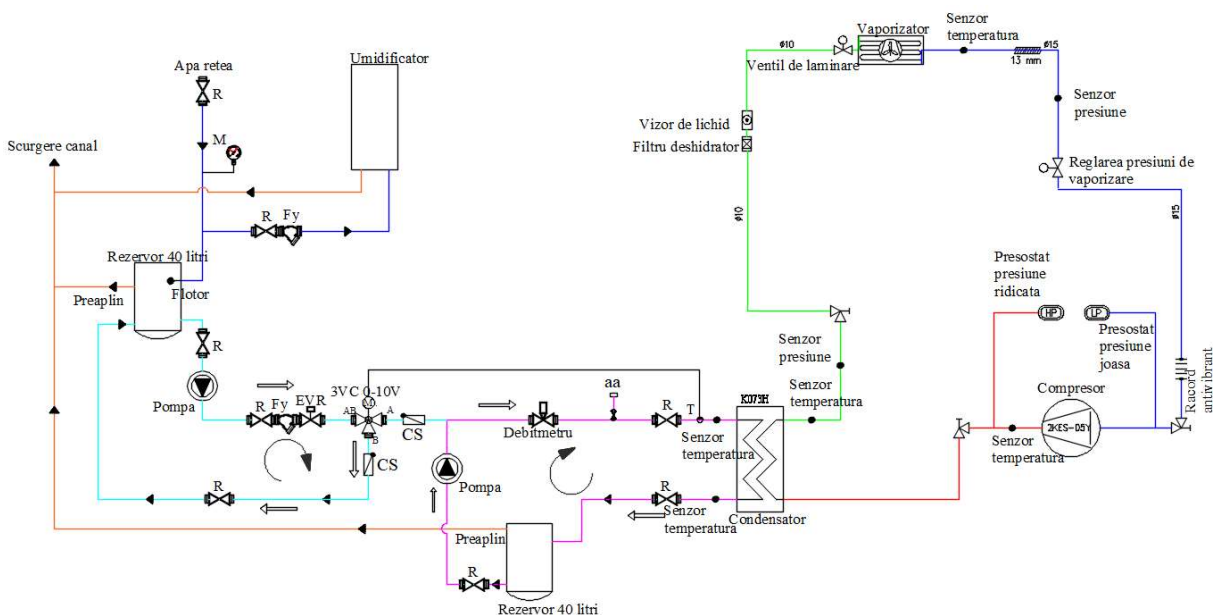


Fig. 3.3 Schema hidraulică a instalației frigorifice [7]

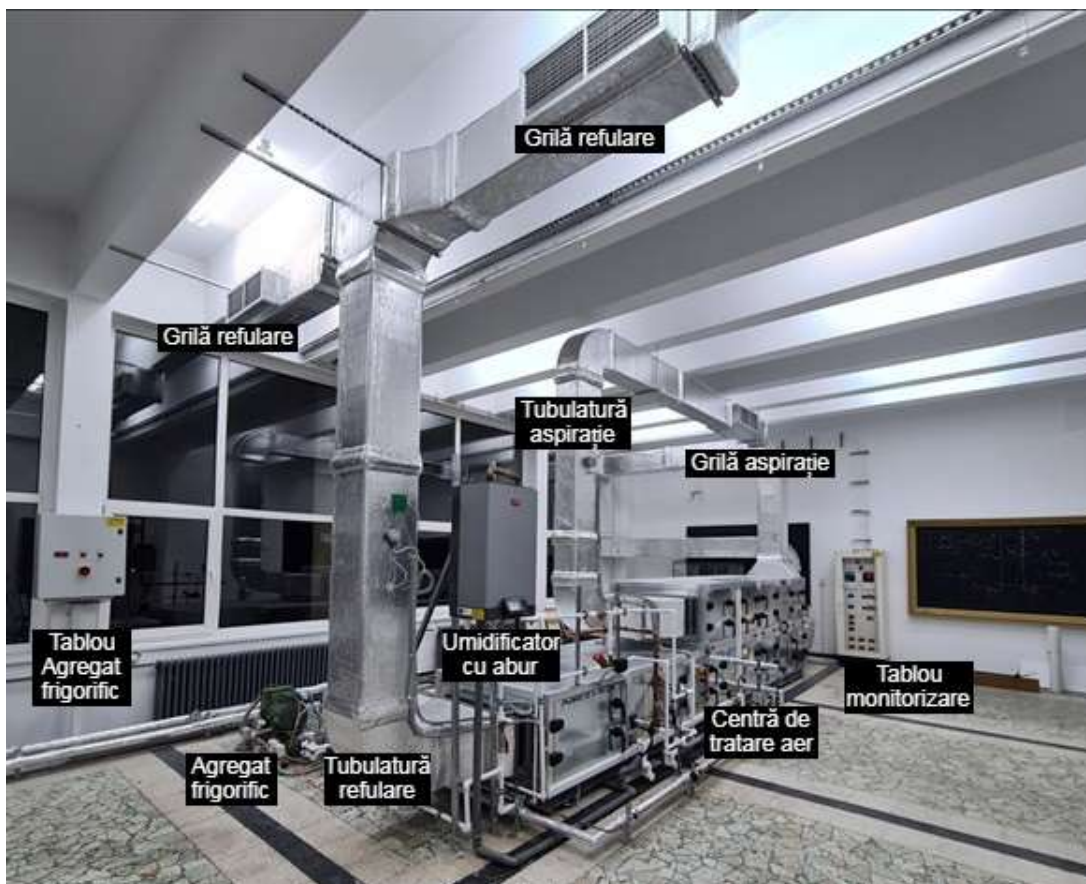


Fig. 3.4 Instalația de climatizare și ventilație din cadrul laboratorului

3.5 INSTALAȚIA DE MONITORIZARE A PARAMETRIILOR

Echipamentele de ventilație și climatizare din cadrul laboratorului se pot monitoriza, porni și opri de la distanță prin intermediul automatizărilor, astfel toți parametrii instalației se pot înregistra, prelucra și în acest fel se poate stabili modul de funcționare al instalației din programul XWEB al producătorului Dixell [10].



Fig. 3.5 Tabloul de monitorizare a instalației de climatizare și poziționarea senzorilor în centrala de tratare a aerului

În Fig. 3.6 se poate observa centrala de tratare a aerului cu poziționarea senzorilor și cu afișarea lor în timp real.

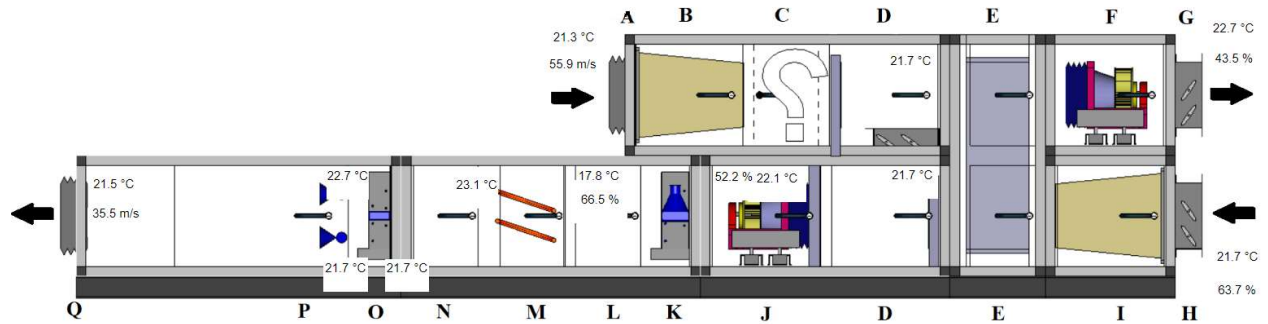


Fig. 3.6 Parametrii monitorizați la centrala de tratare a aerului

În Fig. 3.7 se poate observa schema hidraulică a instalației frigorifice cu poziționarea senzorilor și cu afișarea lor în timp real, din programul XWEB al producătorului Dixell [10].

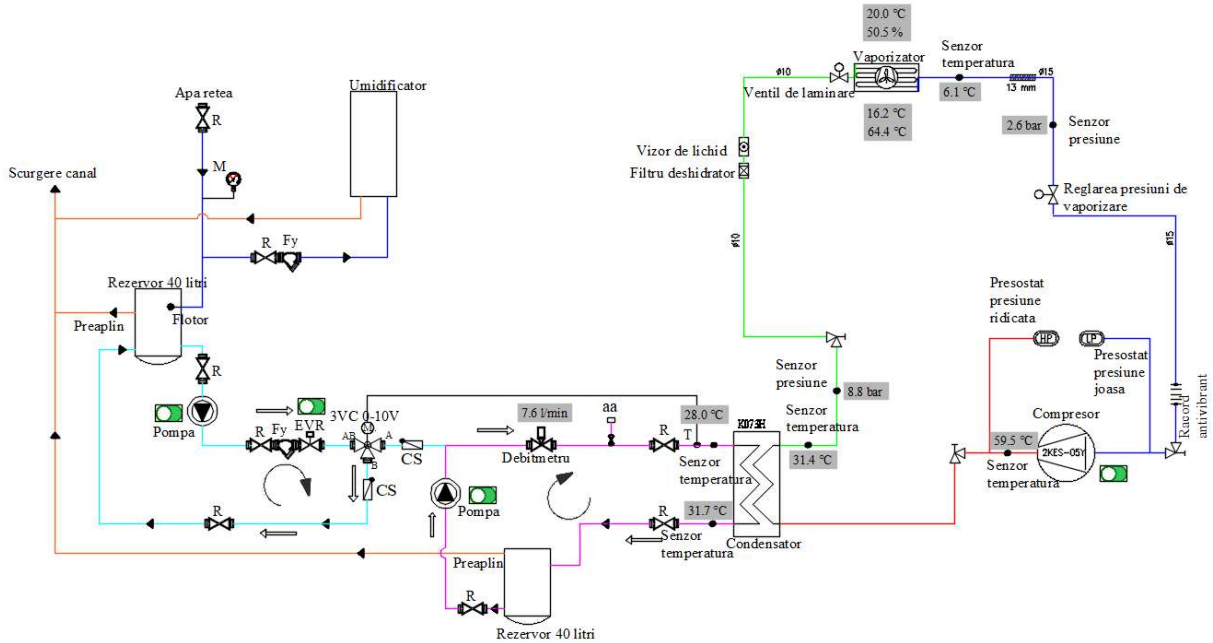


Fig. 3.7 Parametrii monitorizați la instalația frigorifică [10]

CAPITOLUL 4 - MODELAREA MATEMATICĂ A VAPORIZATORULUI DIN CENTRALA DE TRATARE A AERULUI

4.1 INTRODUCERE

Cercetările actuale în domeniul climatizării aerului se concentrează în principal pe îmbunătățirea performanței și eficienței generale a sistemului. Vaporizatorul instalației este o componentă ce influențează semnificativ performanța generală a întregului sistem de aer condiționat. Cu toate acestea, efectul modificărilor de proiectare ale vaporizatoarelor nu este întotdeauna intuitiv și sunt necesare teste pentru a verifica și cuantifica efectele acestora [11].

4.2 REALIZAREA MODELULUI MATEMATIC A VAPORIZATORULUI

Transferul termic al căldurii ce are loc la suprafața vaporizatorului prin răcirea aerului umed se realizează prin următoarele moduri:

- convecție forțată la exteriorul schimbătorului de căldură;
- schimbul de masă prin condensarea umidității relative din aer pe suprafața țevilor și a tolelor ;
- conducție prin peretele metalic al țevilor și al tolelor;
- convecție la fierbere;

Vaporizatorul este un schimbător de căldură prin suprafață în care se realizează efectul frigorific. Procesul se desfășoară cu schimbare de fază, unde agentul frigorific preia căldură de la mediul răcit și îl cedează în mediul ambiant cu ajutorul condensatorului [12].

4.2.1 Verificarea lungimii de țevă a vaporizatorului din centrala de tratare a aerului

Prin faptul că vaporizatorul instalației frigorifice este existent în centrala de tratare a aerului, iar în fișa tehnică a echipamentului este dată puterea frigorifică, temperatura de vaporizare și datele aerului la intrare și la ieșire, se va verifica lungimea totală a țevii din acest schimbător de căldură. Vaporizatorul din centrala de tratare a aerului a fost demontat, pentru a fi măsurat și verificat, iar aceste valori sunt trecute în tabelul Tabel 4.1.

4.2.1.1 Comparația ecuațiilor criteriale a vaporizatorului

Pentru a verifica lungimea țevii vaporizatorului din centrala de tratare a aerului se va calcula coeficientul de confecție la interiorul țevii, coeficientul global de schimb de căldură și lungimea totală de țevă a vaporizatorului cu diferite ecuații criteriale ale autorilor consacrați din domeniul instalațiilor frigorifice și în mod special din studiul schimbătoarelor de căldură.



Fig. 4.1 Vaporizatorul din centrala de tratare a aerului

Tabel 4.1 Valorile măsurate ale vaporizatorului din centrala de tratare a aerului

| Vaporizator | | | |
|--------------------------------------|------|----------------------------------|-----|
| Lungime [mm] | 800 | Lățime [mm] | 30 |
| Înălțime [mm] | 300 | Numărul de tole [buc] | 253 |
| Grosimea unei tole [mm] | 0,2 | Conexiunea de intrare [mm] | 16 |
| Conexiunea de ieșire [mm] | 22 | Numărul țevilor de lichid [buc] | 5 |
| Numărul țevilor de gaz [buc] | 5 | Diametrul țevilor de lichid [mm] | 10 |
| Diametrul țevilor de gaz [mm] | 10 | Lungimea unei țevi [mm] | 800 |
| Lungimea totală a țevilor [mm] | 8000 | Numărul total de țevi [buc] | 10 |
| Diametrul interior la conductei [mm] | 8 | Materialul țevilor | Cu |
| Materialul tolelor | Al | | |

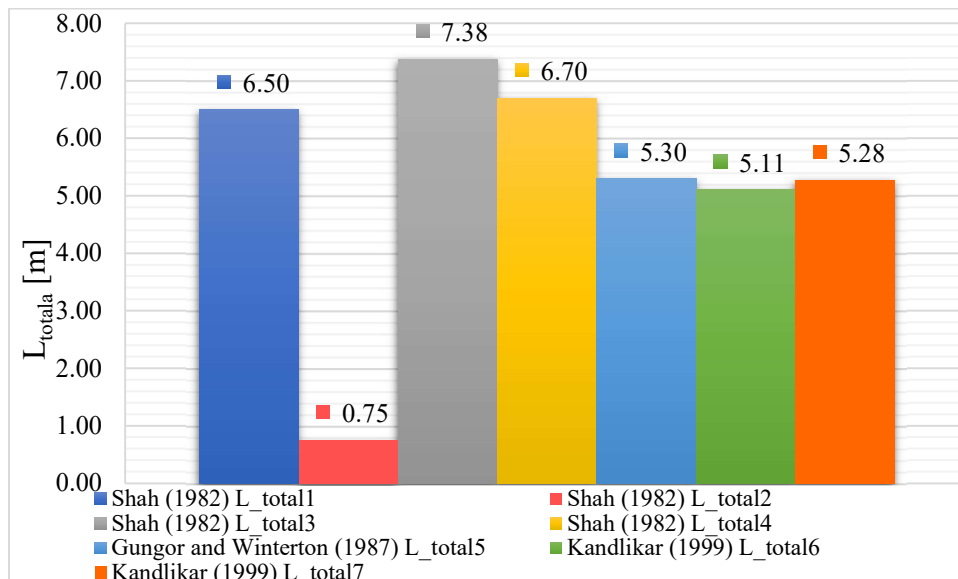
S-a realizat o comparație grafică cu 7 ecuații criteriale, după cum urmează: Shah (1982) [13], Gungor and Winterton (1987) [14] și Kandlikar (1999) [15], astfel încât să se obțină o valoare a lungimii de țevă a schimbătorului cu cea măsurată în Tabel 4.1.

Aceste ecuații criteriale au fost denumite în felul aceasta, datorită surselor bibliografice unde au fost găsite, acest lucru nu înseamnă ca sunt atribuite persoanelor specificate.

În Fig. 4.2 este prezentată lungimea totală a conductei vaporizatorului obținută folosind diferite ecuații criteriale disponibile în literatură.

Se poate observa că a doua ecuație a lui Shah (1982) are valori diferite și nu corespunde cu restul rezultatelor.

Ecuația criterială ce conduce la o lungime a conductei cea mai apropiată de cea corespunzătoare vaporizatorului montat în centrala de tratare a aerului, văzută în Tabel 4.1, este a treia ecuație a lui Shah (1982). Această ecuație este aplicabilă pentru o gamă largă de agenți frigorifici [16].

**Fig. 4.2** Reprezentarea grafică a lui L_{totala} cu diferite relații criteriale [16]

Ca o concluzie generală, din rezultatele prezentate în Fig. 4.2, a treia ecuație criterială a lui Shah (1982) este selectată, deoarece conduce la o valoare pentru lungimea conductei din vaporizator ca fiind cea mai apropiată de cea măsurată, aceasta se poate vedea în Tabel 4.1 și de asemenea pentru că se poate aplica la o gamă mai largă de agenți frigorifici utilizați în domeniul aerului condiționat [13] [16].

CAPITOLUL 5 - MODELAREA MATEMATICĂ A CONDENSATORULUI MULTITUBULAR

5.1 INTRODUCERE

Condensatoarele sunt componente importante într-o instalație frigorifică și de climatizare. Eficiența acestora trebuie crescută pentru a îmbunătăți performanța întregului sistem frigorific. Se poate îmbunătăți performanța condensatorului prin realizarea unui transfer de căldură eficient, măbind suprafața de schimb de căldură, prin realizarea unor aripioare pe suprafața țevii circulare, prin realizarea unor aripioare elicoidale la interiorul țevii unde circulă agentul de răcire și astfel se reduce semnificativ dimensiunea și greutatea condensatorului [17].

5.2 REALIZAREA MODELULUI MATEMATIC A CONDENSATORULUI

Transferul termic al căldurii ce are loc în condensatorul multitubular prin condensarea agentului frigorific are loc astfel:

- schimbul de masă ce are loc prin condensarea agentului frigorific pe suprafața țevelor;
- conducție ce are loc prin peretele metalic al carcasei și al țevelor;
- convecție forțată la interiorul țevelor;
- convecție la condensare;

Condensatorul este un schimbător de căldură prin suprafață ce are rolul de a evacua căldura acumulată în agentul frigorific către apă. Cantitatea de căldură este egală cu suma căldurii absorbite în vaporizator și a căldurii produse prin compresia vaporilor de agent în compresor.

Mediul de transfer al căldurii este apa, care este la o temperatură mai joasă în comparație cu cea care corespunde presiunii de condensare. Procesul din condensator poate fi comparat de altfel cu procesul din vaporizator, cu excepția faptului că este de "semn" opus, ceea ce înseamnă că schimbarea condiționată este cea de la vapori la lichid [12].

Condensatorul instalație frigorifice este de tip multitubular și are dimensiunile conform cu Fig. 5.1.

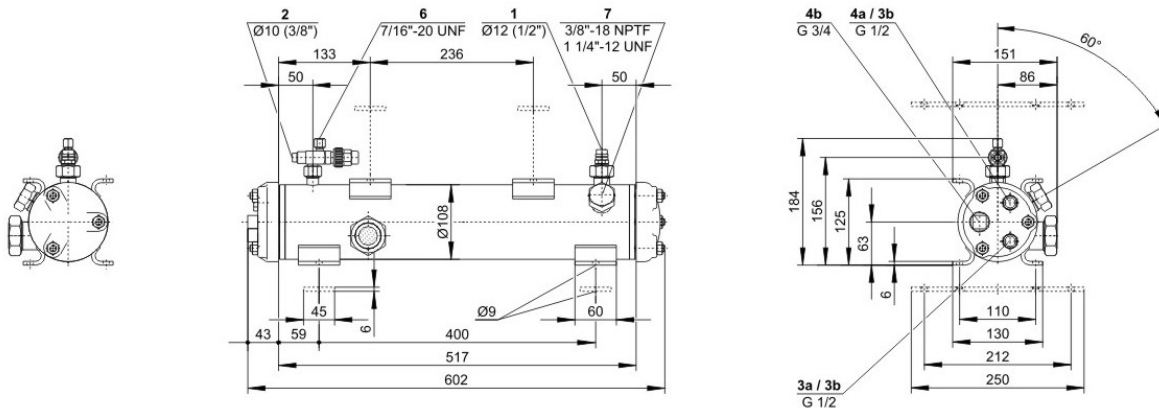


Fig. 5.1 Dimensiunile și conexiunile condensatorului [5]

5.3 VERIFICAREA LUNGIMII DE ȚEAVĂ AL CONDENSATORULUI MULTITUBULAR

Condensatorul multitubular este existent în cadrul laboratorului și face parte dintr-o instalație frigorifică. Acesta are toate datele tehnice descrise în fișa tehnică.

Prin demontarea acestuia s-a măsurat și s-au determinat următoarele: numărul țevilor, diametrele de țeava la interior și la exterior, lungimea țevilor, materialul țevilor și materialul carcasei, conform cu Tabel 5.1.

Tabel 5.1 Valorile măsurate ale condensatorului multitubular

| | | | |
|--------------------------------------|------|-------------------------------|-----|
| Diametru manta [mm] | 108 | Lățime [mm] | 602 |
| Înălțime [mm] | 184 | Conexiune intrare agent [mm] | 12 |
| Conexiune ieșire agent [mm] | 10 | Conexiunea de intrare apă ["] | ¾" |
| Conexiunea de ieșire apă ["] | ¾" | Numărul de treceri | 4 |
| Diametrul exterior al conductei [mm] | 12,2 | Lungimea unei țevi [mm] | 500 |
| Lungimea totală a țevilor [mm] | 4000 | Numărul total de țevi [buc] | 8 |
| Diametrul interior al conductei [mm] | 15,9 | Materialul țevilor | Cu |
| Materialul manta | OL | | |

Condensatorul multitubular pentru condensarea agentului frigorific este un schimbător de căldură cu țevi orizontale și funcționează cu convecție forțată la interiorul țevilor, cu fluid de răcire apă, având un anumit debit și o viteză de curgere. La exteriorul țevilor există o convecție la condensare a agentului frigorific, fiind presiunea de lucru cea mai ridicată din sistem, dar și prin conducție la peretele țevilor și a carcasei schimbătorului de căldură.

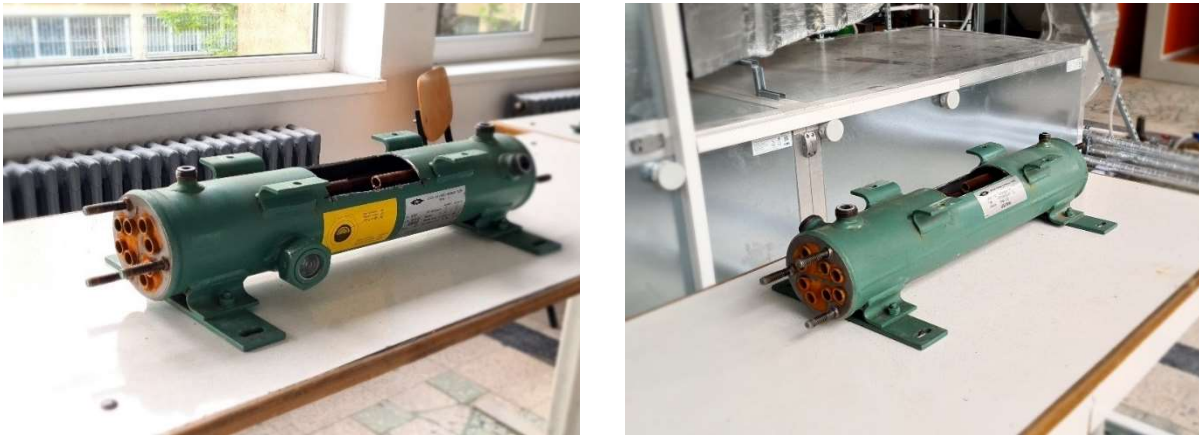


Fig. 5.2 Condensatorul multitubular

5.3.1 Comparația ecuațiilor criteriale ale condensatorului

Pentru a verifica lungimea țevii condensatorului multitubular se va calcula coeficientul de convecție la exteriorul țevii, coeficientul global de schimb de căldură și lungimea totală de țeavă a condensatorului cu diferite ecuații criteriale ale autorilor consacrați din domeniul instalațiilor frigorifice și în mod special din studiul schimbătoarelor de căldură.

S-a elaborat o comparație grafică cu 8 ecuații criteriale după cu urmează: Dan Ștefănescu (1987) [18], Ibrahim Karaçayli (2018) [19], Daniel Gstöhl (2004) [20], Adebola S. Kasumu (2017) [21], Warren M. Rohsenow (1998) [22], Chuang-Yao Zhao (2017) [23], Thomas Gebauer (2013) [1], Ravi Kumar (2005) [17], astfel încât să se obțină o valoare a lungimii de țeavă a schimbătorului cu ceea măsurată în Tabel 5.1.

Aceste ecuații criteriale au fost denumite în felul aceasta, datorită surselor bibliografice unde au fost identificate, acest lucru nu înseamnă ca sunt atribuite persoanelor specificate.

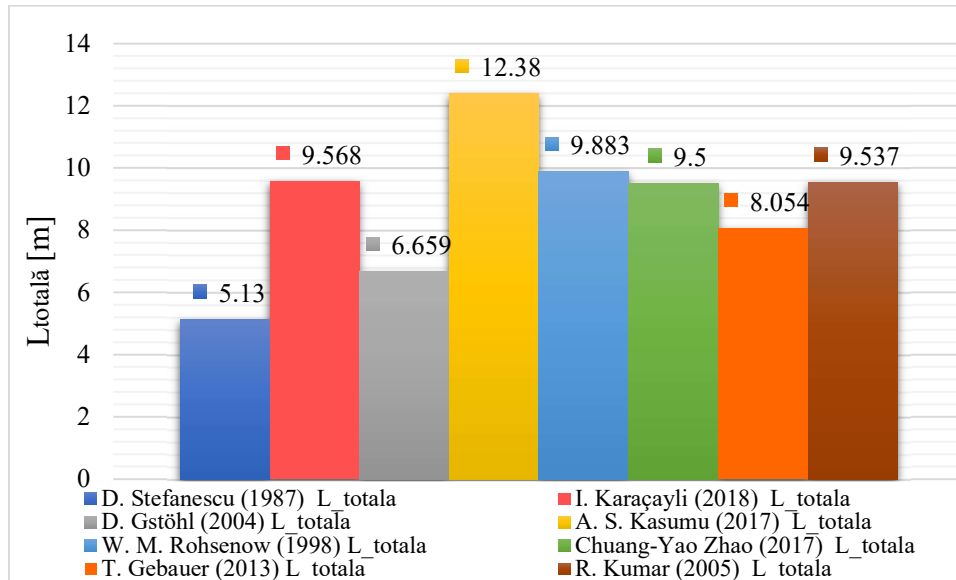


Fig. 5.3 Reprezentarea grafică a lui $L_{totală}$ pentru diferite relații criteriale

Graficul din Fig. 5.3 prezintă lungimea totală de țevă rezultată în urma ecuațiilor criteriale, unde se observă că în cazul în care coeficientul de convecție a avut valori mici au rezultat lungimi de țevă mai mari și unde coeficientul de convecție a avut valori mai mari au rezultat lungimi de țevă mici.

Prin faptul că schimbătorul de căldură se cunoaște, iar lungimea totală de țevă măsurată a acestuia este de 4 metri liniari, există un reper în selectarea ecuației criteriale corespunzătoare.

În capitolul anterior, unde s-a realizat calculul vaporizatorului și similar o analiză pentru ecuațiile criteriale pentru a verifica lungimea schimbătorului de căldură, rezultatele ecuațiilor au avut valori variate, în comparație cu condensatorul, unde majoritatea rezultatelor au valori în jurul datelor măsurate.

În grafic valoarea cea mai apropiată de lungimea reală a schimbătorului existent este cu ecuația criterială a lui Dan Ștefănescu (1987).

În urma acestor comparații de ecuații criteriale din literatura de specialitate, se alege ecuația criterială a lui Dan Ștefănescu (1987) pentru că aceasta are cea mai apropiată lungime totală de țevă a schimbătorului de căldură. Ecuația criterială se poate folosi pentru o gamă largă de agenți frigorifici, astfel reprezentând o prioritate prin faptul că acest condensator va fi studiat din punct de vedere al transferului de căldură pentru mai mulți agenți frigorifici din domeniul climatizării.

CAPITOLUL 6 – COMPARAȚIA AMESTECURILOR DE AGENȚI FRIGORIFICI FOLOSIND METODA DE ANALIZĂ EXERGETICĂ

6.1 INTRODUCERE

Creșterea consumului de energie electrică se datorează dezvoltării economice și de creștere a populației. Astfel se reconsideră metodele de analiză termodinamică și procesele de funcționare ale instalațiilor energetice, obiectivul fiind creșterea randamentului de transformare al căldurii în lucru mecanic.

În acest scop a fost reintrodusă entropia ca mărime a gradului de ireversibilitate a proceselor energetice în care conceptul de energie utilizabilă introdus de Gouy și actualizată sub forma de exergie propuse de către Zorban Rant în anul 1953 și este reprezentată într-un articol în anul 1956.

6.2 OBIECTIV

Obiectivul acestui capitol este de a realiza o analiză a centralei de tratare a aerului ce este echipată cu o instalație frigorifică. Prin metoda de analiză exergetică se va identifica și optimiza ce element din cadrul sistemului are cea mai mare distrugere/pierdere de exergie pentru a se optimiza din punct de constructiv.

Pentru această metodă de analiză exergetică se vor extrage principalele componente din centrala de tratare a aerului ce este echipată cu o instalație frigorifică și se vor studia ce elemente produc cea mai mare distrugere de exergie și astfel să se creeze un sistem cât mai eficient din punct de vedere al randamentului exergetic.

6.3 EXERGIA STANDARD A CALITĂȚII PROCESELOR

Modul de a elibera energie ce se poate folosi în raport cu starea finală de echilibru poate fi analizată din perspectiva sistemului agentului termodinamic ce se afla în curgere continuă și staționară sau din perspectiva căldurii.

Exergia reprezintă lucrul mecanic maxim utilizabil pe care un sistem sau un purtător de energie îl poate elibera în condițiile unui mediu înconjurător precizat [24].

Exergia poate fi portabilă în cadrul unui volum de control în trei feluri:

- lucru mecanic
- transfer de căldură
- transfer de masă [24].

Mediul ambiant este reprezentat prin atmosfera gazoasă și prin scoarța terestră. Acesta este suficient de mare astfel încât parametrii săi (p , T , μ) să fie constanți.

Parametrii mediului înconjurător ce relaționează cu orice sistem duc la variația parametrilor extensivi ai mediului înconjurător.

O instalație sau un sistem se află în echilibru cu mediul exterior în momentul în care temperatura (T), presiunea (p) și compoziția sa sunt la fel cu cele ale mediului ambiant (starea moartă) [12].

6.4 REALIZAREA MODELULUI MATEMATIC A EXERGIILOR

Exergia unui flux de substanță într-o stare dată este compusă din două componente:

$$ex^{TOT} = ex^{TM} + ex^{CH} \quad (6.1)$$

$$ex^{TM} = ex^T + ex^M \quad (6.2)$$

Se va calcula exergia termo-mecanică. Într-un sistem de climatizare a aerului cu agent frigorific, fiecare flux este în curgere continuă și staționară.

$$ex^{TM} = h - h_0 - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (6.3)$$

$$ex^{TM}(p, T) = h(p, T) - h_0(p_0, T_0) - T_0[s(p, T) - s_0(p_0, T_0)] \quad (6.4)$$

- $h(p, T)$ și $s(p, T)$ – reprezintă entalpia și entropia sistemului în momentul în care acestea se află la presiunea p și temperatura T ;
- $h(p_0, T_0)$ și $s(p_0, T_0)$ – reprezintă entalpia și entropia tot ale acestui sistem când se află la presiunea p_0 și temperatura T_0 (în echilibru termodinamic cu mediul exterior);

Exergia specifică a agentului frigorific poate fi apreciată ca:

$$ex^{TM} = h - h_0 - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (6.5)$$

Aerul umed este considerat un gaz ideal ce conține aer uscat și amestec de vapori de apă. S-a introdus exergia debitului total de aer umed per kg de aer uscat prin următoarea ecuație [25]:

$$ex_a = ex_{Th_a} + ex_{mec_a} + ex_{ch_a} \quad (6.6)$$

$$ex_{Th_a} = (cp_a + x \cdot cp_v) \cdot T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) \quad (6.7)$$

$$ex_{mec_a} = (1 + 1,608 \cdot x) \cdot R_a \cdot T_0 \cdot \ln \frac{p}{p_0} \quad (6.8)$$

$$ex_{ch_a} = R_a \cdot T_0 \left[(1 + 1,608 \cdot x) \ln \left(\frac{1 + 1,608 \cdot x_0}{1 + 1,608 \cdot x} \right) + 1,608 \cdot x \cdot \ln \frac{x_0}{x} \right] \quad (6.9)$$

- cp_v – reprezintă căldura specifică a vaporilor de apă la presiunea constantă;
- R_a – reprezintă constanta gazului specific al aerului;
- constanta 1,608 este raportul dintre masa molară a aerului și masa molară a vaporilor de apă;

6.5 DETERMINAREA AGENTULUI FRIGORIFIC CU CELE MAI BUNE PERFORMANȚE FOLOSIND METODA EXERGETICĂ

Comparația dintre distrugerea exergiei, randament exergetic, consumul de energie și performanțe sunt prezentate mai jos pentru fiecare dintre agenții frigorifici utilizați în studiul de climatizare a aerului.

6.5.1 Analiza exergetică a instalației cu agenți frigorifici în vederea înlocuirii lui R134a

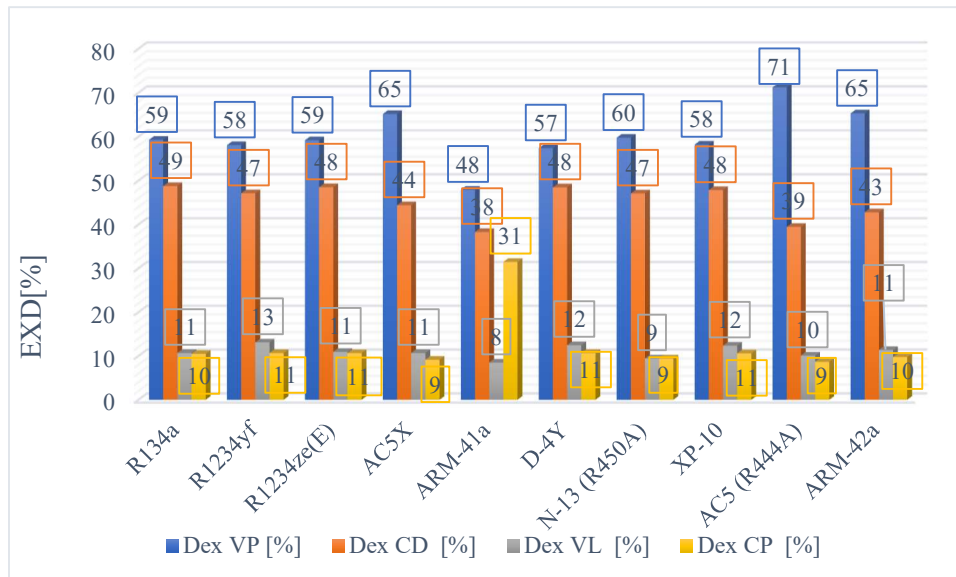


Fig. 6.1 Reprezentarea grafică a distrugerii de exergie în procente pentru componentele instalației în vederea înlocuirii lui R134a

În Fig. 6.1 se pot observa substituenții lui R134a cu distrugerile de exergie pentru fiecare componentă a sistemului, unde valorile sunt reprezentate procentual pentru a se observa cât mai exact ce componentă are distrugerea cea mai mare. Cu cele mai mici procente ale distrugerii de exergie sunt pentru compresorul frigorific (CP) și iese în evidență agentul ARM-41a cu distrugerea cea mai mare 31% și agentul AC5 cu distrugerea cea mai mică având valoarea de 9%.

O componentă a instalației cu valori similare ale distrugerii de exergie cu cele ale compresorului sunt ale ventilului de laminare (VL). Acesta are valoarea cea mai mare pentru agentul R1234yf de 13% și agentul frigorific N-13 are valoarea cea mai mică, respectiv 9%.

Condensatorul frigorific (CD) este un schimbător de căldură multitubular, unde agentul frigorific condensează cu ajutorul apei, iar distrugerea de exergie este mai mare în comparație cu cele două componente de mai sus. Agentul frigorific cu valoarea cea mai mare a distrugerii de exergie este R134a cu valoarea de 49%, iar agentul ARM-41a are valoarea cea mai mică, respectiv 38%.

Vaporizatorul frigorific (VP) este un schimbător de căldură cu convecție forțată, cu distrugerea de exergie cea mai mare dintre toate componentele instalației. Agentul frigorific cu valoarea cea mai mare a distrugerii de exergie este AC5 cu valoarea de 71%, iar agentul ARM-41a are valoarea cea mai mică, respectiv 48%.

6.5.2 Analiza exergetică a instalației cu agenți frigorifici în vederea înlocuirii lui R407C

În Fig. 6.2 sunt exemplificate valorile în procente pentru fiecare componentă a instalației frigorifice și se pot vizualiza procentele distrugerii de exergie pentru compresorul frigorific (CP). Acesta are valorile cele mai mici pentru toți agenții frigorifici analizați ca substituenți ai lui R407C. Componenta următoare este ventilul de laminare (VL) cu valori imediat apropiate. Schimbătoarele de căldură din instalație au distrugerile cele mai mari, datorită schimbărilor de fază. În lucrarea de față condensatorul frigorific (CD) este multitubular, are valorile procentelor distrugerii de exergie ridicate, dar cele mai mari procente sunt pentru vaporizatorul (VP) instalației frigorifice ce echipează o centrală de tratare a aerului datorită diferențelor mari de temperatură între aer și temperatura de vaporizare și a componentei latente a aerului.

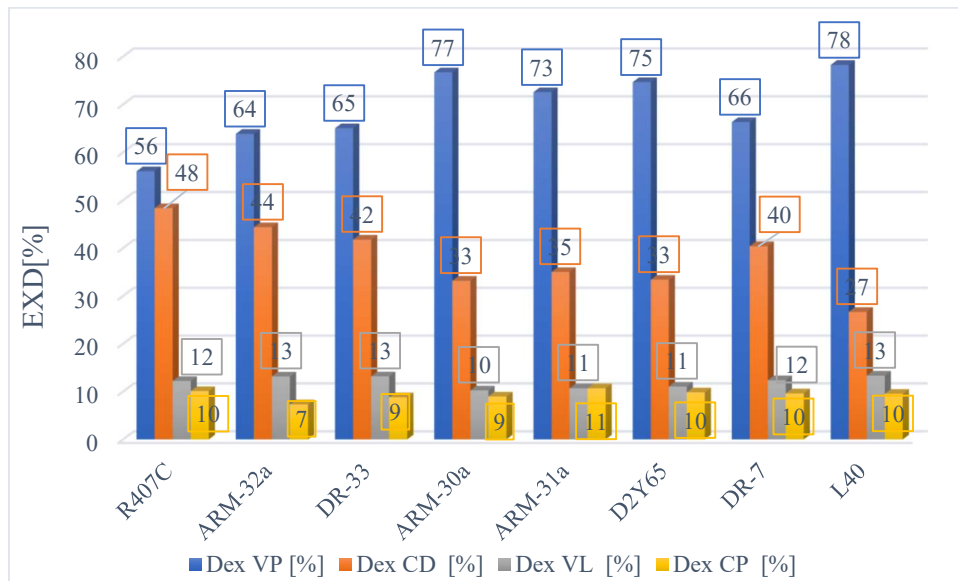


Fig. 6.2 Reprezentarea grafică a distrugerii de exergie în procente pentru componentele instalației în vederea înlocuirii lui R407C

6.5.3 Analiza exergetică a instalației cu agenți frigorifici în vederea înlocuirii lui R410a

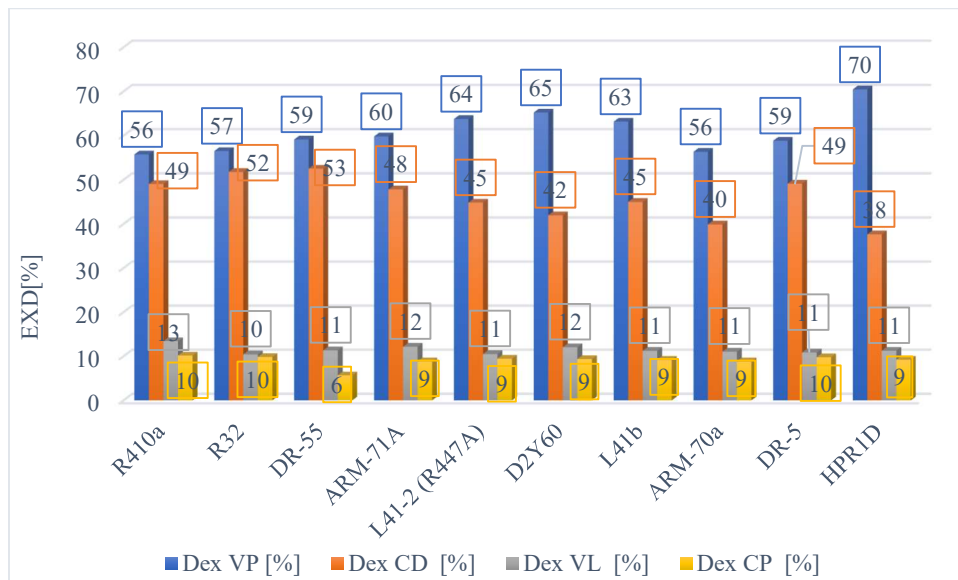


Fig. 6.3 Reprezentarea grafică a distrugerii de exergie în procente pentru componentele instalației în vederea înlocuirii lui R410a

În această analiză din Fig. 6.3 sunt studiați potențialii înlocuitori pentru agentul frigorific R410A prin realizarea unui grafic pentru componentele principale ale instalației și prin reprezentarea procentelor pentru aceste componente. Valorile procentelor cele mai mici dintre toate componentele sunt date de compresorul frigorific (CP), unde DR-55 are valoarea cea mai mică. Ventilul de laminare (VL) este componenta imediat următoare, unde valoarea cea mai mică a distrugerii totale de exergie este pentru agentul R32. Schimbătoarele de căldură au distrugerile de exergie cele mai mari pentru toți agenții frigorifici analizați în acest studiu, unde condensatorul frigorific (CD) răcit cu apă are distrugerii mai mici, respectiv agentul frigorific HPR1D are valoarea procentului cea mai mică, iar vaporizatorul instalației (VP), are cele mai mari procente ale distrugerii de exergie.

CAPITOLUL 7 – STUDIU EXPERIMENTAL PRIVIND ÎNLOCUIREA AGENTULUI R134a CU R1234yf ȘI R450A

7.1 OBIECTIVUL

Scopul principal al acestui capitol este acela de a realiza în mod experimental ce s-a determinat teoretic în capitolele anterioare, respectiv puterea frigorifică la nivelul vaporizatorului pe partea de aer și puterea frigorifică pe partea de agent prin realizarea bilanțului energetic, pentru diferite temperaturi de vaporizare și pentru diferite temperaturi în cameră.

În vaporizatorul existent ce se află în centrala de tratare a aerului ce este echipată cu o instalație frigorifică, obiectivul este de a păstra aceeași putere frigorifică și temperatura din cameră de 24°C. În mod experimental această valoare de 24 °C se impune a fi atinsă cu agenți frigorifici noi, precum R1234yf și R450A, unde se variază temperatura de vaporizare și diferența de temperatură.

Ținta acestui studiu experimental este de a înlocui agentul R134a cu agenții frigorifici noi cercetați în capitolul 1, respectiv agentul R1234yf și agentul R450A, dar să se păstreze aceeași putere frigorifică, cu un consum de energie similar sau mai mic, cu un coeficient GWP cu valori în limitele normelor Regulamentului nr. 857/2023 și să funcționeze în domeniul climatizării aerului.

7.2 EVALUAREA PUTERII FRIGORIFICE A VAPORIZATORULUI

În vederea evaluării puterii frigorifice a vaporizatorului se consideră trei moduri de determinare după cum urmează:

- puterea frigorifică a vaporizatorului determinată în modul teoretic prin ecuațiile criteriale realizate în capitolul 4.
- puterea frigorifică a vaporizatorului determinată în mod experimental prin realizarea bilanțului energetic pe condensator, aflarea debitului masic de freon, măsurarea presiunilor și temperaturilor de freon;
- puterea frigorifică a vaporizatorului determinată în mod experimental prin aflarea debitului de aer și prin măsurarea temperaturii și umidității relative a aerului înainte și după schimbătorul de căldură;

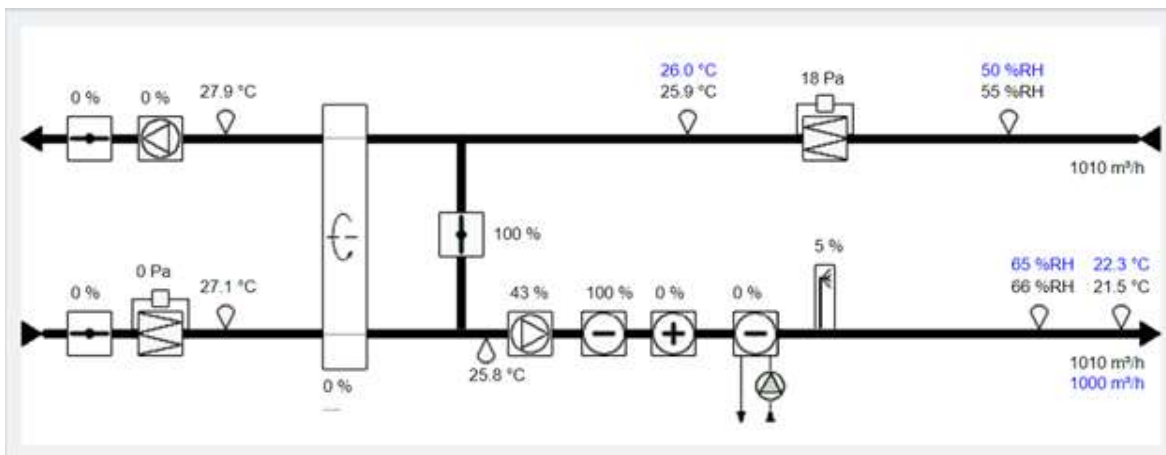


Fig. 7.1 Automatizarea centralei de tratare a aerului [26]

7.3 MODUL DE DESFĂȘURARE A DETERMINĂRILOR EXPERIMENTALE

Centrala de tratare a aerului are în componență un tablou de automatizare ce poate controla parametrii impuși în aplicația experimentală, astfel încât să se obțină datele măsurate dorite în vederea calculării puterii frigorifice.

În mod automat centrala de tratare a aerului ajunge la valorile impuse prin pornirea procentuală a bateriei de încălzire cu rezistențe electrice și a umidificatorului de abur cum se poate observa și în Fig. 7.1.

Din momentul în care s-au făcut setările în automatizarea centralei de tratare aer și aceasta funcționează la parametri doriți, valorile din monitorizare vor trebui urmărite, conform cu Fig. 7.2, respectiv din programul XWEB [10].

În Fig. 7.2 sunt reprezentate valorile principale măsurate în program XWEB [10], sunt măsurate și înregistrate toate valorile parametrilor experimentali pentru determinarea puterii frigorifice a vaporizatorului, unde acestea se pot observa și în capitolul 4 din această lucrare.

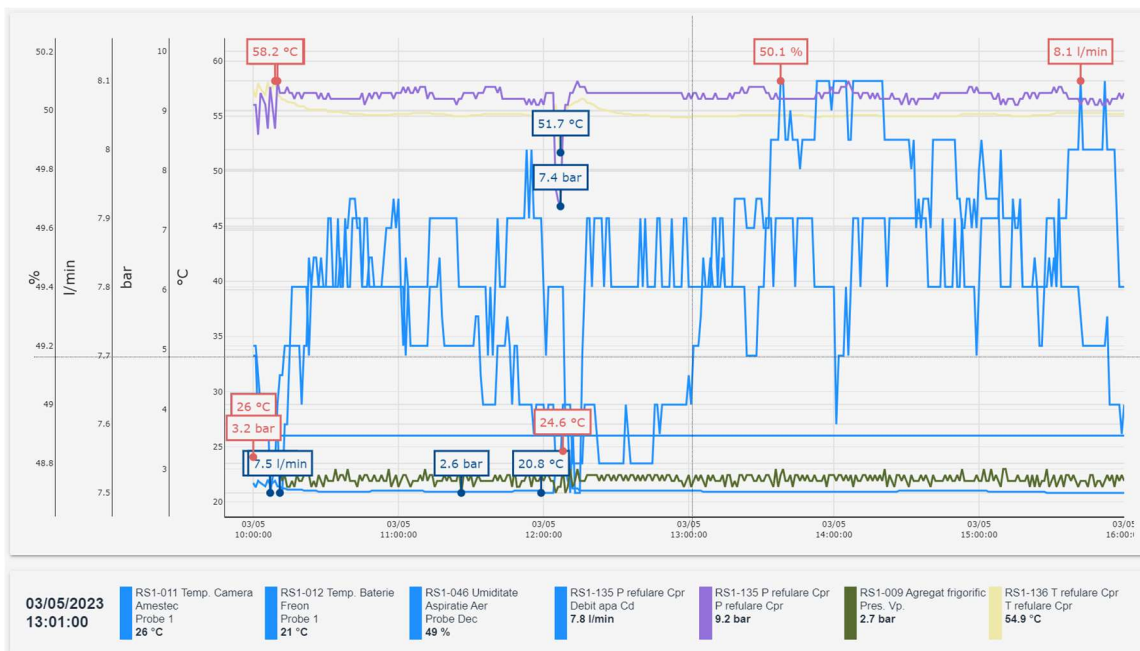


Fig. 7.2 Sistemul de monitorizare în vederea determinării puterii frigorifice [10]

În vederea stabilirii unui regim de funcționare și selectarea unui set de date experimentale, se setează temperatura din camera în automatizarea centralei de tratare a aerului și se reglează presiunea de vaporizare prin robinetul de la ieșirea agentului din vaporizator, astfel încât să se păstreze o temperatură de vaporizare cvasi constantă. Pentru a stabili presiunea de condensare, este prevăzută o vană cu 3 căi pe traseul de răcire al condensatorului multitubular, în care se setează o temperatură de intrare a apei în condensator și în modul acesta presiunea de condensare este cvasi constată la valoarea impusă.

7.4 DETERMINAREA DATELOR EXPERIMENTALE

Pentru realizarea unui set de determinări instalația de climatizare a aerului a funcționat timp de 12 ore. În această perioadă de timp a fost ales un interval orar în care instalația a funcționat într-un regim cvasi staționar, astfel încât parametrii să nu varieze prea mult, cum se poate observa în Fig. 7.2.

Această metodă de alegere a datelor experimentale a instalației a fost folosită pentru toți agenții frigorifici analizați. Exemplul unui regim de funcționare se poate vedea în Tabel 7.1.

Din practică se cunoaște că în instalațiile de climatizare a aerului, vaporizatorul lucrează într-un anumit regim de ΔT între 14K și 22K, din acest considerent s-a ales ca regimul de funcționare a vaporizatorului din această lucrare să funcționeze într-un interval de ΔT de 16K și 20K.

Tabel 7.1 Datele experimentale pentru calcularea lui \dot{Q}_0 la $t_0=4^\circ\text{C}$

| Temperatura din cameră: $t_{\text{cam}}=20^\circ\text{C}$ | Temperatura de vaporizare: $t_0=4^\circ\text{C}$ | | $\Delta T=16\text{K}$ |
|---|--|--|-----------------------|
| Data: 21.04.2023 // Intervalul orar: 07:20 – 07:54 // R134a | | | |
| Temperatura aer intrare t_{a_i} [$^\circ\text{C}$] | 20,20 | Temperatura de supraîncălzire t_{s_i} [$^\circ\text{C}$] | 8,00 |
| Temperatura aer ieșire t_{a_e} [$^\circ\text{C}$] | 16,37 | Temperatura de refluxare t_r [$^\circ\text{C}$] | 59,32 |
| Umiditatea relativă aer intrare φ_{a_i} [%] | 52,70 | Temperatura lichidului t_l [$^\circ\text{C}$] | 32,90 |
| Umiditatea relativă aer ieșire φ_{a_e} [%] | 67,95 | Temperatură apă intrare t_{wi} [$^\circ\text{C}$] | 31,12 |
| Viteza aerului w_a [m/s] | 3,52 | Temperatură apă ieșire t_{we} [$^\circ\text{C}$] | 34,70 |
| Presiunea de vaporizare p_0 [bar] | 3,39 | Debit apă condensator \dot{V}_w [l/min] | 7,43 |
| Presiunea de condensare p_c [bar] | 8,73 | | |

7.5 METODOLOGIA DE PRELUCRAREA DATELOR EXPERIMENTALE

7.5.1 Metodologia de prelucrarea datelor experimentale pentru determinarea lui \dot{Q}_0 pentru aer

7.5.1.1 Determinarea mărimilor de stare în punctele caracteristice ale aerului între intrare și ieșire din vaporizator

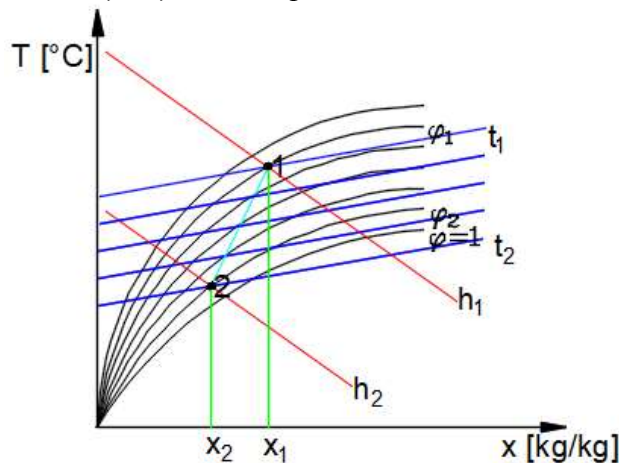


Fig. 7.3 Stările termodinamice specifice ale aerului la intrare și ieșire din vaporizator [7]

7.5.2 Metodologia de prelucrarea datelor experimentale pentru determinarea lui \dot{Q}_0 în mod teoretic

Pentru determinarea lui \dot{Q}_0 în mod teoretic s-a folosit programul de calcul realizat în capitolul 4, unde s-a identificat ecuația criterială și s-a verificat lungimea de țevă a vaporizatorului din centrala de tratare a aerului din cadrul laboratorului.

În acest program de calcul s-au introdus datele culese din determinările experimentale, atât pe partea agentului frigorific cât și pe partea de curgere a aerului și astfel a rezultat puterea frigorifică realizată cu ecuația criterială aleasă.

7.6 CERCETARE EXPERIMENTALĂ PRIVIND ÎNLOCUIREA AGENTULUI R134a

Metodologia de prelucrare a datelor experimentale pentru determinarea puterii frigorifice a fost aplicată pentru fiecare set de determinări experimentale de mai sus, rezultatele sunt prezentate grafic.

7.6.1 Puterea frigorifică rezultată în 3 moduri de calcul pentru fiecare agent frigorific la diferite ΔT

7.6.1.1 Puterea frigorifică rezultată în 3 moduri pentru R134a la diferite ΔT :

În Fig. 7.4 este reprezentată influența temperaturii de vaporizare asupra puterii frigorifice la o diferență de 16K între temperatura din cameră și temperatura de vaporizare, utilizând agentul frigorific R134a. Parametrii necesari determinării puterilor frigorifice au fost realizați în mod experimental.

În grafic sunt reprezentate trei curbe de variație a puterii frigorifice. Acestea sunt calculate pentru vaporizatorul existent din centrala de tratare a aerului, după cum urmează: puterea frigorifică determinată în mod experimental prin diferența de entalpii a aerului (aceasta este figurată la partea inferioară a graficului), puterea frigorifică determinată în mod experimental prin realizarea bilanțului energetic pe condensator (aceasta este reprezentată în partea din mijloc) și puterea frigorifică determinată în mod teoretic prin ecuațiile criteriale (aceasta se află la partea superioară a graficului).

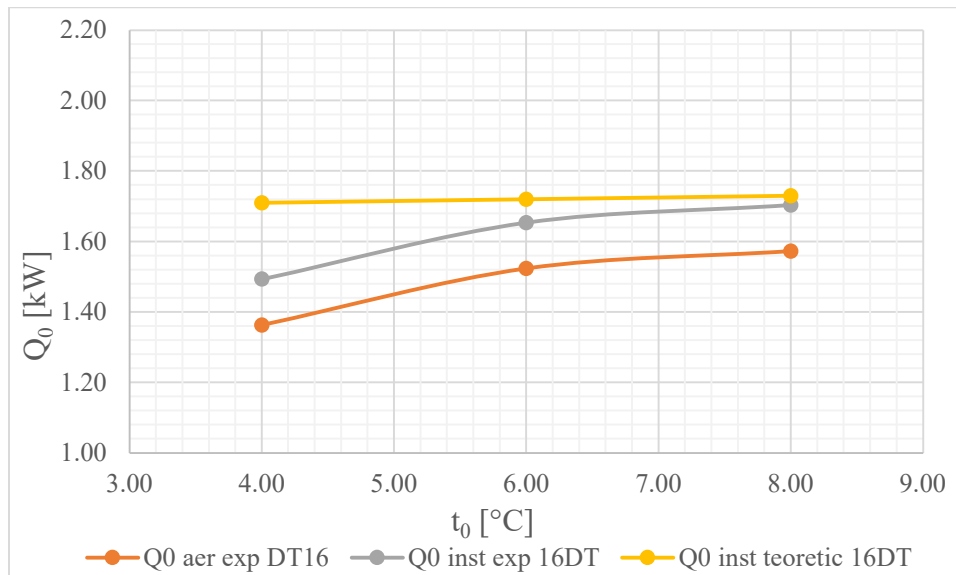


Fig. 7.4 Influența temperaturii de vaporizare asupra puterii frigorifice la $\Delta T=16$ grade

În partea de jos a graficului se poate observa curba de variație a puterii frigorifice pe partea aerului în raport cu temperatura de vaporizare, unde se observă că odată cu creșterea temperaturii de vaporizare crește și puterea frigorifică.

În partea din mijloc a Fig. 7.4 este reprezentată curba de variație a puterii frigorifice pe partea agentului frigorific asupra temperaturii de vaporizare, unde odată cu creșterea temperaturii de vaporizare crește și puterea frigorifică. Această curbă de variație este similară cu curba anterioară, are aceeași alură, dar are o creștere de aproximativ 10%, în raport cu puterea frigorifică a aerului.

În partea de sus a graficului este figurată curba de variație a puterii frigorifice teoretice asupra temperaturii de vaporizare, unde se poate observa o variație cvasi constantă odată cu creșterea temperaturii de vaporizare.

Diferența cea mai mare între puterile frigorifice este la temperatura de vaporizare de 4°C, unde puterea frigorifică teoretică este mai mare cu aproximativ 25% în raport cu puterea frigorifică pe partea aerului. Puterile frigorifice cu valorile cele mai apropiate sunt la temperatura de vaporizare de 8°C, unde puterea frigorifică pe partea agentului frigorific este similară cu cea a puterii frigorifice teoretice, dar cu o diferență de aproximativ 10%.

7.6.1.2 Puterea frigorifică rezultată în 3 moduri pentru R1234yf la diferite ΔT :

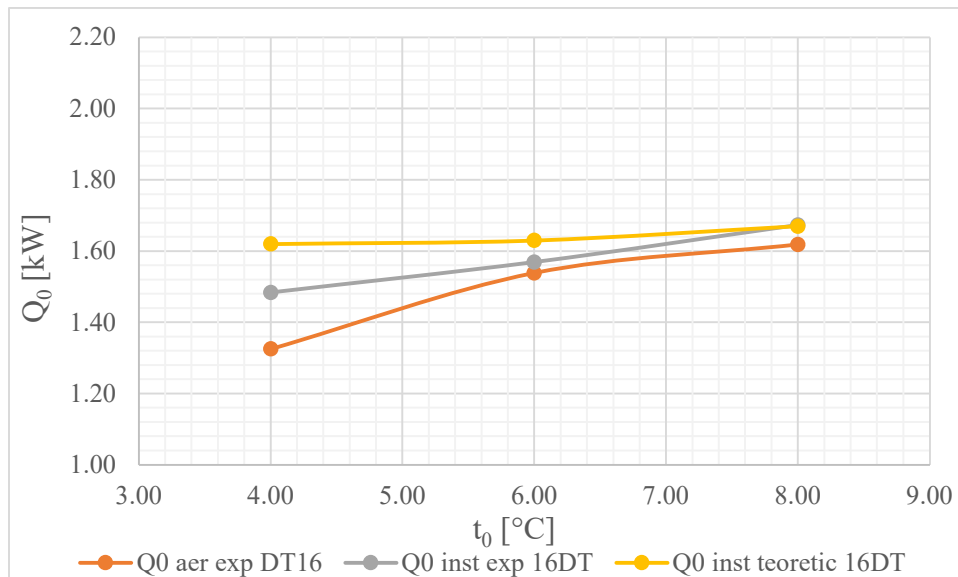


Fig. 7.5 Influența temperaturii de vaporizare asupra puterii frigorifice la $\Delta T=16$ grade

În Fig. 7.5 este reprezentată influența temperaturii de vaporizare asupra puterii frigorifice la o diferență de 16 grade între temperatura din cameră și temperatura de vaporizare, utilizând agentul frigorific R1234yf. Parametrii necesari determinării puterilor frigorifice au fost realizați în mod experimental.

Curbele de variație au o creștere liniară la toate temperaturile de vaporizare, unde se evidențiază curba de variație a puterii frigorifice pe partea aerului cu o creștere cvasi liniară la toate temperaturile de vaporizare.

Curba de variație a puterii frigorifice teoretice are valorile cele mai mari, iar aceasta se intersectează cu curba de variație a puterii frigorifice pe partea agentului frigorific, în jurul valorii de 7,5°C temperatura de vaporizare.

Cele două curbe de variație determinate experimental se intersectează în jurul valorii de 6°C a temperaturii de vaporizare, iar la partea superioară a graficului este curba de variație a puterii frigorifice teoretice cu valorile cele mai mari.

Valoarea cea mai mică este dată de puterea frigorifică pe partea aerului la valoarea de 4°C a temperaturii de vaporizare.

7.6.1.3 Puterea frigorifică rezultată în 3 moduri pentru R450A la diferite ΔT :

În graficul din Fig. 7.6 se observă influența temperaturii de vaporizare asupra puterii frigorifice la o diferență de 16 grade între temperatura din cameră și temperatura de vaporizare, utilizând agentul frigorific R450A. Parametrii necesari determinării puterilor frigorifice au fost realizați în mod experimental.

Tendința generală pentru toate curbele de variație a puterii frigorifice este de creștere liniară în raport cu variabila funcției.

În partea de jos a figurii este reprezentată curba de variație a puterii frigorifice pe partea aerului cu o creștere pentru toate punctele de vaporizare analizate.

În partea din mijloc se observă curba de variație a puterii frigorifice pe partea agentului frigorific cu o alură similară cu cea a puterii frigorifice a aerului, având o creștere liniară pentru toate punctele măsurate.

În zona superioară se regăsește curba de variație a puterii frigorifice teoretice. Aceasta are o alură cvasi constantă la toate temperaturile de vaporizare.

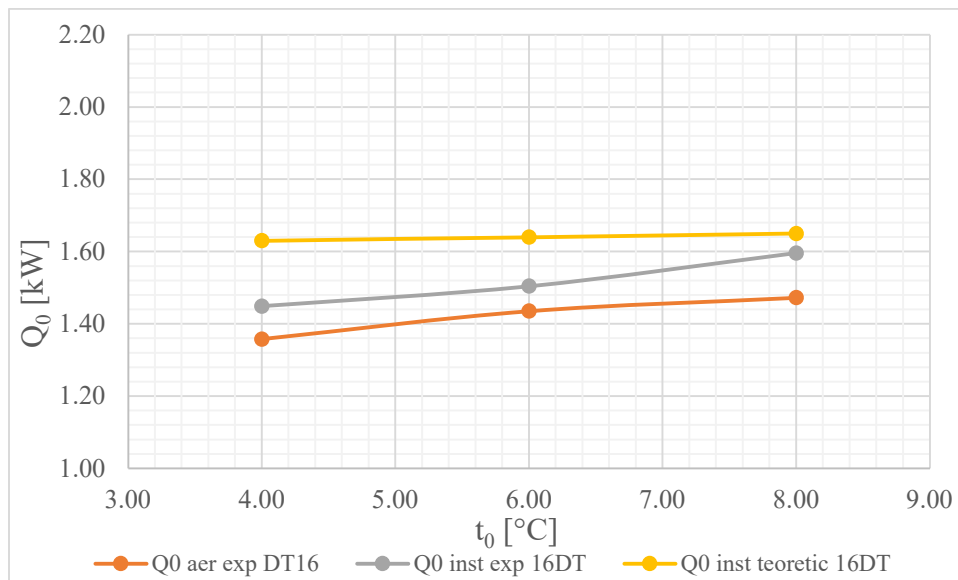


Fig. 7.6 Influența temperaturii de vaporizare asupra puterii frigorifice la $\Delta T=16$ grade

La temperatura de vaporizare de 4°C există diferența de putere frigorifică cea mai mare între puterea frigorifică pe partea aerului și puterea frigorifică teoretică de aproximativ 19%. Puterile frigorifice sunt mai apropiate la temperatura de vaporizare de 8°C, cu o valoare mai mare pentru puterea frigorifică teoretică de aproximativ 12%, în raport cu puterea frigorifică pe partea aerului.

7.6.2 Analiză comparativă între agenții frigorifici analizați la aceeași putere frigorifică și la același ΔT

7.6.2.1 Analiza comparativă între agenții frigorifici și puterea frigorifică rezultată pe partea aerului la aceeași ΔT :

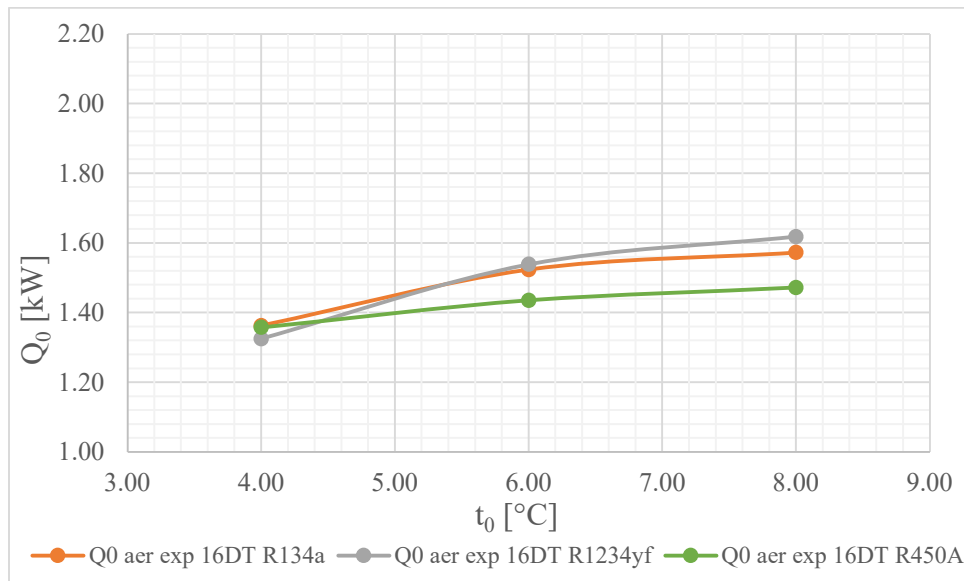


Fig. 7.7 Influența temperaturii de vaporizare asupra puterii frigorifice pe partea aerului la $\Delta T=16$ grade pentru agenți frigorifici analizați

În graficul din Fig. 7.7 se observă influența temperaturii de vaporizare asupra puterii frigorifice pe partea aerului la o diferență de 16 grade între temperatura din cameră și temperatura de vaporizare pentru toți agenții frigorifici analizați în mod experimental.

Tendența generală pentru toate curbele de variație ale puterii frigorifice a aerului este de creștere liniară în raport cu variabila funcției.

Din Fig. 7.7 se poate observa faptul că la temperatura de vaporizare de 4°C toți agenții frigorifici analizați au aceeași putere, iar cu cât începe să crească temperatura de vaporizare curbele de variație încep să se diferențieze.

La partea de jos, cu o capacitate mai mică a puterii frigorifice este agentul R450A, urmat de agentul R134a și cu capacitatea cea mai mare la temperatura de vaporizare de 8°C este agentul R1234yf.

7.6.2.2 Analiza comparativă între agenți frigorifici și puterea frigorifică rezultată din ciclul termodinamic al instalației la aceeași ΔT :

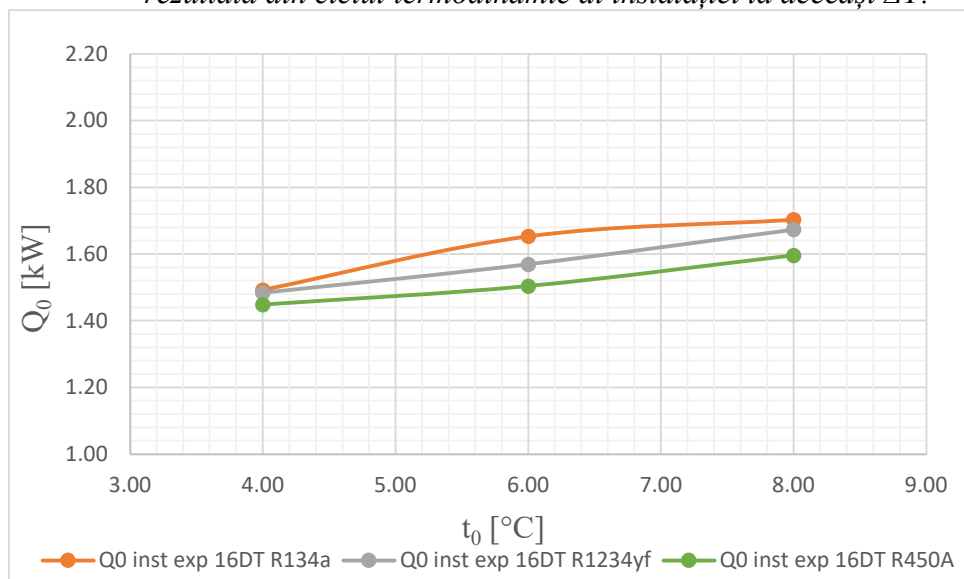


Fig. 7.8 Influența temperaturii de vaporizare asupra puterii frigorifice pe partea agentului la $\Delta T=16$ grade pentru agenții frigorifici analizați

În graficul din Fig. 7.8 se reprezintă influența temperaturii de vaporizare asupra puterii frigorifice pe partea agentului frigorific la o diferență de 16 grade între temperatura din cameră și temperatura de vaporizare pentru toți agenții frigorifici analizați în mod experimental.

Curba de variație de la partea inferioară este dată de agentul frigorific R450A. Aceasta are o creștere a funcției în raport cu variabila.

În zona medie a graficului se regăsește curba de variație a agentului R1234yf, unde are o alură similară cu cea a agentului R450A, aceasta având valori mai mari în medie cu 3%.

În partea superioară a graficului este reprezentată curba de variație a agentului R134a. Acesta are o creștere de putere frigorifică la toate temperaturile de vaporizare analizate.

7.6.2.3 Analiza comparativă între agenți frigorifici și puterea frigorifică rezultată în mod teoretic la aceeași ΔT :

În graficul din Fig. 7.9 este reprezentată influența temperaturii de vaporizare asupra puterii frigorifice rezultată în mod teoretic la o diferență de 16 grade între temperatura din cameră și temperatura de vaporizare pentru toți agenții frigorifici analizați în mod experimental.

Se poate vedea o tendință generală cvasi constantă a puterilor frigorifice în raport cu creșterea temperaturii de vaporizare la toate curbele de variație.

În partea de jos a graficului se regăsește curba de variație a agentului R450A cu valori aproximativ similare cu agentul frigorific R1234yf. Cele două curbe au o alură similară.

La partea superioară a graficului se află curba de variație a agentului R134a cu valorile cele mai mari. Aceasta este cvasi constantă pe parcursul tuturor temperaturilor de vaporizare analizate.

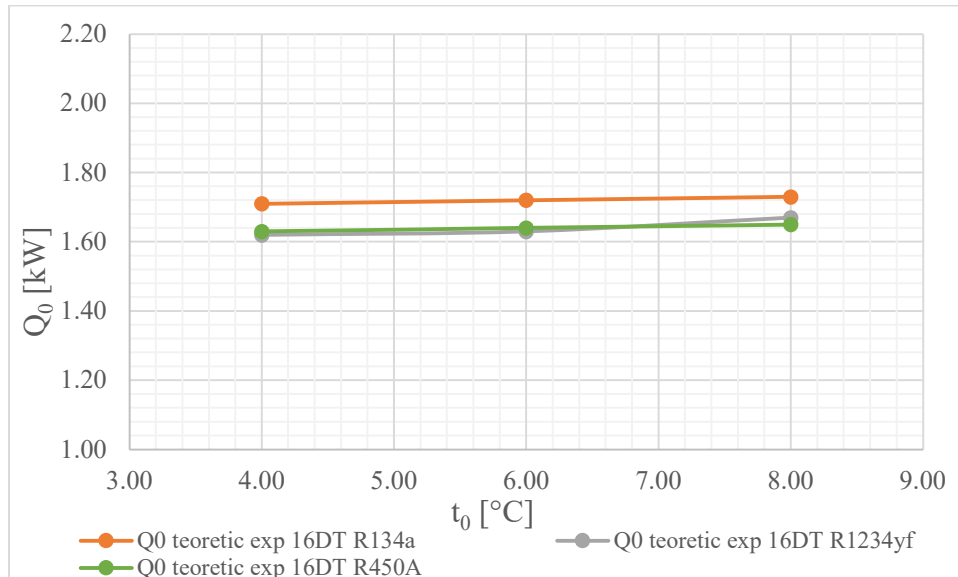


Fig. 7.9 Influența temperaturii de vaporizare asupra puterii frigorifice rezultată în mod teoretic la $\Delta T=16$ grade pentru agenți frigorifici analizați

7.6.3 Rezultate experimentale a variației puterii frigorifice și ale puterii de condensare la același ΔT

7.6.3.1 Rezultate experimentale a variației puterii frigorifice și a puterii de condensare în raport cu temperatura de vaporizare pentru agenții frigorifici R134a și R1234yf

În graficul din Fig. 7.10 este reprezentată influența temperaturii de vaporizare asupra puterii frigorifice și a puterii de condensare rezultată în mod experimental la o diferență de 16 grade între temperatura din cameră și temperatura de vaporizare pentru agenții frigorifici R134a și R1234yf.

Tendința generală pentru toate curbele de variație a puterii frigorifice și a puterii de condensare este de creștere în raport cu variabila funcției.

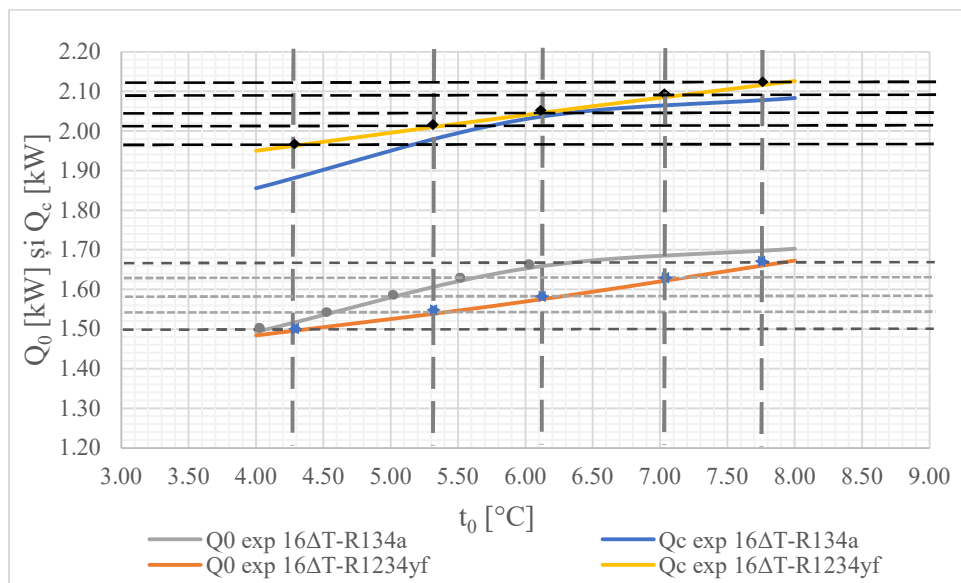


Fig. 7.10 Influența temperaturii de vaporizare asupra puterii frigorifice și a puterii de condensare la $\Delta T=16$ grade pentru R134a și R1234yf

În această analiză se dorește înlocuirea agentului frigorific R134a cu agentul frigorific R1234yf, dar să se obțină aceeași temperatură în cameră și respectiv aceeași putere frigorifică.

Pentru agentul frigorific R134a, la temperatura de vaporizare de 4°C, rezultă valoarea puterii frigorifice de 1,5 kW pentru a avea aceeași putere frigorifică și la agentul R1234yf este necesar ca temperatura de vaporizare să fie la valoarea de 4,3°C, dar cu o putere de condensare mai mare, de aproximativ 1,93 kW.

La temperatura de vaporizare de 4,5°C pentru agentul R134a se obține o valoare a puterii frigorifice de 1,54 kW. Pentru a avea aceeași putere frigorifică și la agentul R1234yf este necesar ca temperatura de vaporizare să fie la valoarea de 5,3°C, dar cu o putere de condensare mai mare, de aproximativ 2,02 kW.

La temperatura de vaporizare de 5°C pentru agentul R134a se obține o valoare a puterii frigorifice de 1,58 kW. Pentru a avea aceeași putere frigorifică și la agentul R1234yf este necesar ca temperatura de vaporizare să fie la valoarea de 6,1°C, dar cu o putere de condensare mai mare, de aproximativ 2,04 kW.

La temperatura de vaporizare de 5,5°C pentru agentul R134a se obține o valoare a puterii frigorifice de 1,63 kW. Pentru a avea aceeași putere frigorifică și la agentul R1234yf este necesar

ca temperatura de vaporizare să fie la valoarea de 7°C , dar cu o putere de condensare mai mare, de aproximativ 2,08 kW.

La temperatura de vaporizare de 6°C pentru agentul R134a se obține o valoare a puterii frigorifice de 1,66 kW. Pentru a avea aceeași putere frigorifică și la agentul R1234yf este necesar ca temperatura de vaporizare să fie la valoarea de $7,75^{\circ}\text{C}$, dar cu o putere de condensare mai mare, de aproximativ 2,12 kW.

7.6.3.2 Rezultate experimentale ale variației puterii frigorifice și ale puterii de condensare în raport cu temperatura de vaporizare pentru agenții frigorifici R134a și R450A

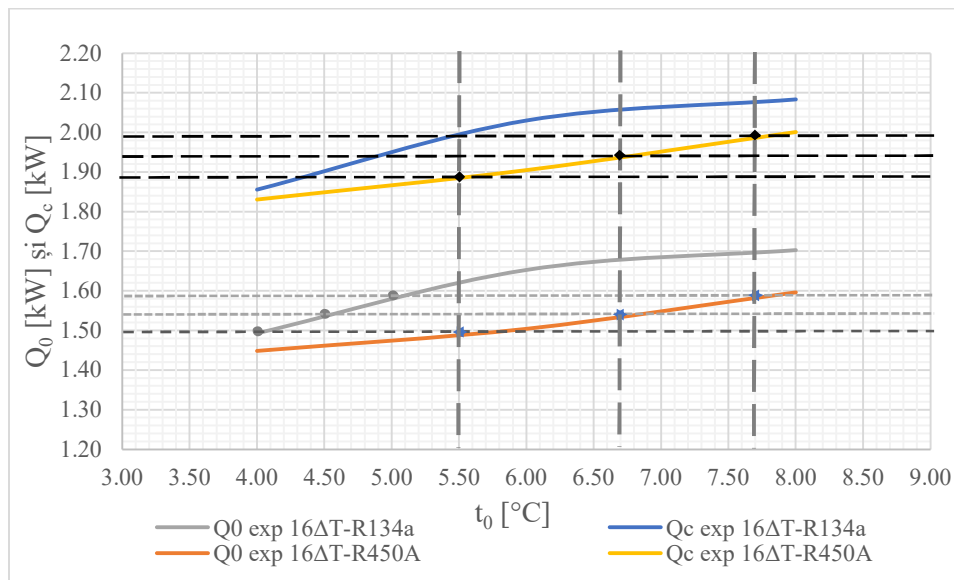


Fig. 7.11 Influența temperaturii de vaporizare asupra puterii frigorifice și a puterii de condensare la $\Delta T=16$ grade pentru R134a și R450A

În graficul din Fig. 7.11 este reprezentată influența temperaturii de vaporizare asupra puterii frigorifice și a puterii de condensare rezultată în mod experimental la o diferență de 16 grade între temperatura din cameră și temperatura de vaporizare pentru agenții frigorifici R134a și R450A.

Tendența generală pentru toate curbele de variație a puterii frigorifice și a puterii de condensare este de creștere în raport cu variabila funcției.

În această analiză se dorește înlocuirea agentului frigorific R134a cu agentul frigorific R450A, dar să se obțină aceeași temperatură în cameră și respectiv aceeași putere frigorifică.

La temperatura de vaporizare de 4°C pentru agentul R134a rezultă o valoare a puterii frigorifice de 1,5 kW. Pentru a avea aceeași putere frigorifică și la agentul R450A este necesar ca temperatura de vaporizare să fie la valoarea de $5,5^{\circ}\text{C}$, dar cu o putere de condensare de aproximativ 1,88 kW.

La temperatura de vaporizare de $4,5^{\circ}\text{C}$ pentru agentul R134a se obține o valoare a puterii frigorifice de 1,54 kW. Pentru a avea aceeași putere frigorifică și la agentul R450A este necesar ca temperatura de vaporizare să fie la valoarea de $6,7^{\circ}\text{C}$, dar cu o putere de condensare de aproximativ 1,94 kW.

La temperatura de vaporizare de 5°C pentru agentul R134a se obține o valoare a puterii frigorifice de 1,58 kW. Pentru a avea aceeași putere frigorifică și la agentul R450A este necesar ca temperatura de vaporizare să fie la valoarea de $7,7^{\circ}\text{C}$, dar cu o putere de condensare de aproximativ 2,00 kW.

7.6.4 Rezultate experimentale pentru a determina frecvența de funcționare a compresorului frigorific la același ΔT

7.6.4.1 Rezultatele prelucrate grafic pentru a determina frecvența de funcționare pentru agenții frigorifici analizați

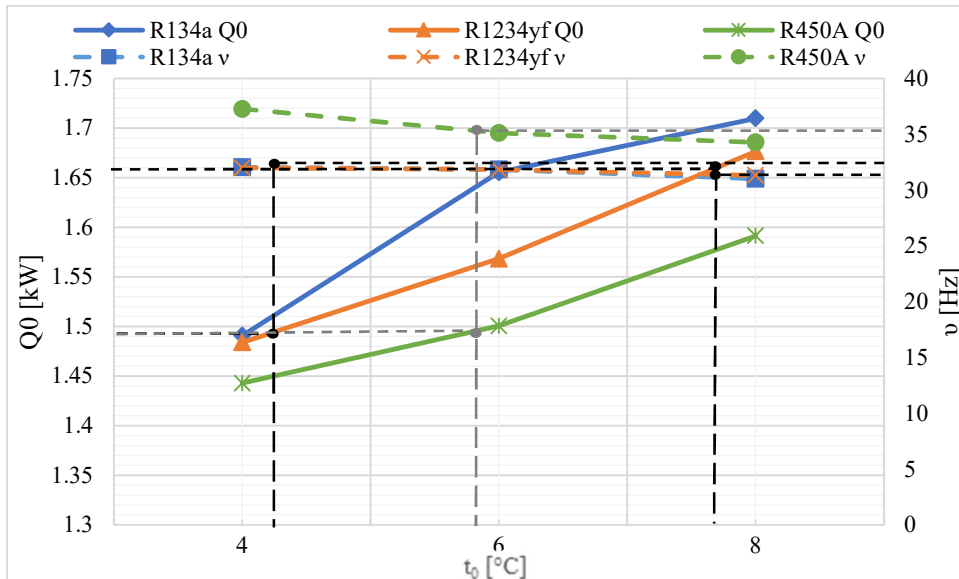


Fig. 7.12 Influența temperaturii de vaporizare asupra puterii frigorifice și a frecvenței la $\Delta T=16$ grade pentru agenții frigorifici R134a, R1234yf și R450A

În Fig. 7.12 este reprezentată influența temperaturii de vaporizare asupra puterii frigorifice ce se afla în partea stângă a graficului pentru agenții frigorifici studiați experimental la o diferență de 16 grade între temperatura din cameră și temperatura de vaporizare, iar în partea dreaptă a figurii este afișată frecvența de funcționare.

Se poate observa că există o tendință generală pentru toți agenții frigorifici analizați experimental de creștere a puterii frigorifice în raport cu temperatura de vaporizare. Pe de altă parte, curba frecvenței de funcționare are o alură de scădere pentru toate valorile temperaturilor de vaporizare.

Pentru a înlocui agentul frigorific R134a cu agenții frigorifici analizați experimental se recomandă instalarea unui convertizor de frecvență pe motorul electric al compresorului frigorific pentru a păstra aceeași putere frigorifică, dar cu o creștere a temperaturii de vaporizare și cu o creștere a debitului masic. Prin intermediul acestuia va rezulta și o creștere a puterii de condensare și astfel se va obține aceeași temperatură în cameră cu un alt agent frigorific.

La temperatura de vaporizare de 4°C a agentului frigorific R134a rezultă o valoare a puterii frigorifice de 1,49 kW. Pentru a obține aceeași putere frigorifică a agentului R1234yf, acesta trebuie să vaporizeze la temperatura de 4,2°C și să conțină o valoare a frecvenței de 33 Hz.

La temperatura de vaporizare de 4°C a agentului frigorific R134a rezultă o valoare a puterii frigorifice de 1,49 kW. Pentru a obține aceeași putere frigorifică a agentului R450A, acesta trebuie să vaporizeze la temperatura de 5,6°C și să conțină o valoare a frecvenței de 36 Hz.

La temperatura de vaporizare de 6°C a agentului frigorific R134a rezultă o valoare a puterii frigorifice de 1,66 kW. Pentru a obține aceeași putere frigorifică a agentului R1234yf, acesta trebuie să vaporizeze la temperatura de 7,6°C și să conțină o valoare a frecvenței de 31 Hz.

CONCLUZII

C1. CONCLUZII GENERALE

Principalele direcții ce au stat la baza tezei de doctorat au fost: substituția agenților frigorifici clasici din industria climatizării aerului, păstrarea instalației frigorifice funcțională la parametrii inițiali de proiectare, cu aceleași performanțe frigorifice, cu un consum de energie electrică la valori similare sau mai mici și cu un coeficient GWP cu valori în limitele normelor Regulamentului nr. 857/2023, la o instalație de climatizare a aerului existentă, fără a realiza modificări importante asupra acesteia.

Teza de doctorat se poate sintetiza în următoarea structură pe baza rezultatelor obținute:

- Cercetarea bibliografică a literaturii de specialitate:
 - Agenții frigorifici cei mai des întâlniți în instalațiile de climatizare cu centrală de tratare a aerului sunt: R134a, R407C și R410A. Aceștia au un coeficient GWP ridicat și un impact major asupra mediului înconjurător, astfel încât conform normelor ale Regulamentului nr. 857/2023 nu se vor mai putea utiliza.
 - Noile amestecuri de agenți frigorifici ce se pot utiliza în instalațiile de climatizare cu centrala de tratare a aerului.
 - Selecția a 28 de agenți frigorifici noi din literatura de specialitate, iar aceștia au fost clasificați în funcție de presiunea de saturație a celor 3 agenți frigorifici de referință ce trebuie să fie substituiți.
 - Identificarea ecuațiilor criteriale ce se potrivesc la un vaporizator de climatizare dintr-o centrală de tratare a aerului prin înfăptuirea unei cercetări bibliografice a literaturii de specialitate.
 - Identificarea ecuațiilor criteriale ce se potrivesc la un condensator multitubular dintr-o instalație frigorifică prin realizarea unei cercetări bibliografice a literaturii de specialitate.
- Modelarea matematică:
 - Elaborarea unei analize energetice la nivel de ciclu termodinamic teoretic pentru fiecare agent frigorific substituit din cele trei grupe elaborate după cum urmează: grupa agentului R134a, grupa agentului R407C și grupa agentului R410A.
 - Conceperea unei modelări matematice a vaporizatorului pornind de la ideea de a verifica suprafața de schimb de căldură și implicit a lungimii de țevă, această valoare fiind măsurată pe schimbătorul de căldură existent.
 - Elaborarea unei modelări matematice a condensatorului multitubular pentru a verifica suprafața de schimb de căldură și lungimea de țevă, această valoare fiind măsurată pe schimbătorul de căldură existent.
 - Efectuarea unei optimizări a elementelor din cadrul întregii instalații prin metoda de analiză exergetică pentru cele trei grupe de agenți frigorifici noi determinate în capitolul 1 după cum urmează: grupa agentului R134a, grupa agentului R407C și grupa agentului R410A.
- Programe de calcul:
 - Folosirea programului REFPROP pentru agenții frigorifici noi, în vederea determinării mărimilor de stare ale agentului frigorific în evoluția sa, în diferite puncte ale ciclului termodinamic.
 - Elaborarea unui program de calcul pentru analiza energetică, unde acesta a fost rulat pentru cei 28 de agenți frigorifici descoperiți. Rezultatele din programul de calcul au fost interpretate în mod grafic, în funcție de temperatura de vaporizare.

- Realizarea unui program de calcul în software-ul EES, iar acesta a fost rulat pentru mai mulți agenți frigorifici din industria condiționării aerului. Rezultatele din programul de calcul au fost elaborate în mod grafic, iar în acestea se poate observa titlul de vapori la intrare în vaporizator cum influențează în mod direct coeficientul de convecție la interiorul țevii.
- Conceperea unui program de calcul în software-ul EES, iar aceasta a fost rulat pentru mai mulți agenți frigorifici din industria condiționării aerului. Rezultatele din programul de calcul au fost elaborate în mod grafic, iar în acestea se poate observa că odată cu scăderea debitului de fluid de răcire, crește temperatura de condensare, crește puterea termică și implicit compresorul instalației va funcționa cu un consum de energie mai mare.
- Elaborarea unui program de calcul pentru analiza exergetică, unde acesta a fost rulat pentru cei 28 de agenți frigorifici descoperiți. Rezultatele din programul de calcul au fost interpretate în mod grafic, în funcție de distrugerea de exergie pe fiecare componentă.
- Standul experimental:
 - Realizarea unei descrieri tehnice și funcționale a tuturor elementelor din cadrul standului experimental. Principalul echipament este centrala de tratare a aerului. Aceasta are rolul de a obține un aer proaspăt și tratat, filtrat, la o temperatură și umiditate controlată, cu un consum de energie redus.
 - Pentru a avea o temperatură scăzută în cameră, la vaporizatorul din centrala de tratare a aerului s-a adăugat o instalație frigorifică. Aceasta are rolul de a obține un aer răcit la parametrii ceruți.
 - Implementarea unui tablou de monitorizare pentru standul experimental în vederea realizării determinărilor experimentale, atât pentru centrala de tratare a aerului cât și pentru instalația frigorifică.
 - Pentru a verifica valorile teoretice cu cele practice s-au instalat senzori de temperatură, senzori de presiune, senzori de umiditate relativă, senzori de debit de aer și apă.
 - Am participat activ pentru proiectarea, executarea și punerea în funcțiune a standului experimental. Acesta a fost integral conceput și realizat în cursul elaborării tezei de doctorat.
 - Instalația a funcționat cu agentul R134a pe parcursul primelor determinări experimentale, deoarece toate echipamentele au fost dimensionate și selectate pentru acesta.
 - Agentul frigorific R1234yf este al doilea agent frigorific pentru care s-au realizat determinări experimentale. Acesta s-a dovedit a fi un agent frigorific cu presiuni de lucru similare, cu o putere frigorifică mai mică de aproximativ 10%, în comparație cu R134a.
 - Agentul R450A este al treilea agent frigorific pentru care s-au făcut determinări experimentale. Acesta are o presiune de lucru și o putere frigorifică mai mică în comparație cu cei doi agenți testați de aproximativ 15% față de R134a și de 5% față de R1234yf.
 - Curbele caracteristice de funcționare ale instalației de tratare a aerului au fost realizate pe standul experimental prin impunerea temperaturii de vaporizare la valorile de 4°C, 6°C și 8°C, cu temperaturile în cameră de 20°C, 22°C, 24°C, 26°C, 28°C, 30°C, cu agenții frigorifici R134a, R1234yf și R450A.

- Prin aceste curbe caracteristice s-a elaborat o metodă grafică de aflarea a temperaturilor de vaporizare ale agentului substituit, astfel încât aceasta se poate aplica în cazul de față atât pentru agentul R1234yf cât și pentru R450A. Agentul frigorific substituit va avea o valoare a temperaturii de vaporizare mai mare, ce implică următoarele variații: crește debitul masic, crește temperatura și puterea termică de condensare. Aceasta se poate compensa cu o creștere a debitului de apă, dar efectul util se păstrează constat, respectiv puterea frigorifică și temperatura setată în cameră, fără a avea modificări importante asupra instalației.
- A doua metoda importantă de a substitui un agent frigorific existent, este aceea a caracteristicii convertizorului de frecvență a motorului electric de antrenare a compresorului frigorific. Aceasta a fost determinată experimental pentru fiecare agent analizat. Pentru această metoda s-a determinat experimental ce valoare se poate seta în convertizorul de frecvență în cazul în care se modifică temperatura de vaporizare, respectiv o creștere a puterii frigorifice, prin creșterea turației motorului electric care duce la o creștere a debitului masic.
- Această metoda nu implică modificări asupra instalației prin acest convertizor de frecvență, doar se leagă electric la motorul de antrenare a compresorului frigorific, iar la acesta se pot seta valorile determinate experimental pentru agenții frigorifici R134a, R1234yf și R450A.
- Agenții frigorifici R1234yf și R450A pot să substituie agentul R134a în regim de drop-in și instalația funcționează, dar pentru a păstra aceeași temperatură în cameră de 24°C și implicit de a avea aceeași putere frigorifică, se recomandă instalarea unui convertizor de frecvență pe motorul electric al compresorului frigorific. În modul acesta rămâne puterea frigorifică inițială, dar cu o creștere a temperaturii de vaporizare, a debitului masic și a puterii termice de condensare, ce se compensează printr-o creștere a debitului de apă.

C2. CONTRIBUȚIE PERSONALĂ

Plecând de la concluziile generale prezentate mai sus, contribuțiile personale pot fi rezumate astfel:

- Cercetarea bibliografică a literaturi de specialitate:
 - privind studiul noilor agenți frigorifici ce se pot utiliza în instalațiile de climatizare a aerului propuși pentru a înlocui R134, R407C, R410A;
 - selecția a 28 de agenți frigorifici noi, din literatura de specialitate, iar aceștia au fost clasificați în funcție de presiunea de saturație a celor 3 agenți frigorifici de referință, ce trebuie să fie substituiți.
 - identificarea ecuației criteriale ce se potrivește pentru vaporizatorul din centrala de tratare a aerului.
 - aflarea ecuației criteriale ce corespunde datelor tehnice a condensatorului multitubular din cadrul instalației frigorifice;
- Programe de calcul
 - realizarea amestecurilor de agenți frigorifici cu ajutorul programului REFPROP;
 - crearea unui program de calcul pentru analiza energetică a celor 28 de amestecuri de agenți frigorifici;
 - întocmirea unui program de calcul cu ajutorul software-ului EES, pentru verificarea puterii frigorifice și a suprafeței de schimb de căldură a vaporizatorului din centrala

de tratare a aerului cu fișa tehnică a echipamentului, pe baza ecuațiilor criteriile din cercetarea bibliografică;

- crearea unui program de calcul cu ajutorul software-ului EES, pentru verificarea puterii termice de condensare și a suprafeței de schimb de căldură a condensatorului multitubular răcit cu apă cu fișa tehnică a echipamentului, pe baza ecuațiilor criteriile din cercetarea bibliografică;
- modelarea și analiza exergetică a centralei de tratare a aerului ce este echipată cu o instalație frigorifică;
- Standul experimental
 - participarea activă pentru proiectarea, executarea și punerea în funcțiune a standului experimental cu o centrală de tratare a aerului ce este echipată cu o instalație frigorifică din cadrul departamentului TMETF-UNSTPB;
 - realizarea unui sistem de monitorizare a parametrilor din instalația de tratare a aerului cu instalarea următorilor senzori: temperatură, presiune, umiditate relativă, a debitului de aer și apă, ce se pot urmări de la distanță, iar datele măsurate și înregistrate se pot interpreta în format tabelar;
 - determinări experimentale realizate la instalația de climatizare, în diferite regimuri de funcționare, cu înlocuirea agenților frigorifici;

C3. CONTRIBUȚIE ORIGINALĂ

- identificarea ecuației criteriale ce verifică lungimea de țevă a vaporizatorului din centrala de tratare a aerului;
- identificarea ecuației criteriale ce verifică lungimea de țevă a condensatorului multitubular;
- curbele caracteristice de funcționare ale instalației de tratare a aerului au fost realizate pe standul experimental prin impunerea temperaturii de vaporizare la valorile de 4°C, 6°C și 8°C, cu temperaturile în cameră de 20°C, 22°C, 24°C, 26°C, 28°C, 30°C. cu agenții frigorifici R134a, R1234yf și R450A.
- s-a elaborat o metodă grafică de aflarea a temperaturilor de vaporizare a agentului substituit, astfel încât aceasta se poate aplica în cazul de față atât pentru agentul R1234yf cât și pentru R450A. Agentul frigorific substituit va avea o valoare a temperaturii de vaporizare mai mare ce implică următoarele variații: crește debitul masic, crește temperatura și puterea termică de condensare. Aceasta se poate compensa cu o creștere a debitului de apă, dar efectul util se păstrează constat, respectiv puterea frigorifică și temperatura setată în cameră, fără a avea modificări importante asupra instalației.
- o a doua metoda importantă de a substitui un agent frigorific existent este aceea a caracteristicii convertizorului de frecvență a motorului electric de antrenare a compresorului frigorific. Aceasta a fost determinată experimental pentru fiecare agent analizat. Pentru această metoda s-a determinat experimental ce valoare se poate seta în convertizorul de frecvență în cazul în care se modifică temperatura de vaporizare, respectiv o creștere a puterii frigorifice, prin creșterea turației motorului electric care duce la o creștere a debitului masic. Această metoda nu implică modificări asupra instalației. Acest convertizor de frecvență doar se leagă electric la motorul de antrenare al compresorului frigorific, iar prin acesta se pot seta valorile determinate experimental pentru agenții frigorifici R134a, R1234yf și R450A.

C4. DIRECȚII DE CERCETARE VIITOARE

Direcțiile viitoare de cercetare pot include:

- realizarea determinărilor experimentale pentru mai mulți agenți frigorifici, precum R1234ze(E), R444A și R513A;
- crearea unui program de calcul pentru compresorul frigorific al instalației;
- instalarea unui convertizor de frecvență pe motorul electric al compresorului frigorific;

ARTICOLE PUBLICATE

Uta Iulian; Apostol Valentin; Pop Horatiu; Pavel Constantin; Alqaisy Saleh Jassim Saleh; Badescu Viorel; Taban Daniel; Ionita Claudia, „Mathematical modeling of an Evaporator by using different criterial equations”, **INMATEH-AGRICULTURAL ENGINEERING**, Vol. 67, Issue 2, Page 562-572, Published MAY-AUG 2022, Indexed 2022-11-21. Lucrarea este indexată în **BDI (Scopus) DOI 10.35633/inmateh-67-55** și ISI Thomson Reuters **WOS:000883607300001**, ISSN 2068-4215, eISSN 2068-2239. Conform JCI Category AGRICULTURAL ENGINEERING in *ESCI edition*, Category Rank14/17, Category Quartile Q4.

<https://www.webofscience.com/wos/woscc/full-record/WOS:000883607300001>

Ionita C; Vasilescu EE, Popa, L., Pop Horatiu, Alqaisy, Saleh Jassim Saleh, **Uta Iulian**, „Exergy analysis of liquid air energy storage system based on Linde cycle”. **INMATEH-AGRICULTURAL ENGINEERING**, Volume 67, Issue 2, Page 543-552, ISSN 2068-4215, eISSN 2068-2239. Lucrarea este indexată în **ISI Thomson Reuters WOS:000869058900001**, **DOI 10.35633/inmateh-67-53**, Published MAY-AUG 2022, Indexed 2022-10-22. Conform JCI Category AGRICULTURAL ENGINEERING in *ESCI edition*, Category Rank14/17, Category Quartile Q4.

<https://www.webofscience.com/wos/woscc/full-record/WOS:000869058900001>

Iulian Uta, Valentin Apostol, Horatiu Pop, Viorel Badescu, Constantin Pavel, Claudia Ionita, „Heat transfer characteristics of an evaporator equipping an AHU for cereal seed storage facility”, **INMATEH-AGRICULTURAL ENGINEERING**, Vol. 69, Issue 1, Page 597-608, Published Jan-APR 2023, ISSN 2068-4215, eISSN 2068-2239. Lucrarea este indexată în **ISI Thomson Reuters WOS:000996501400046**, **DOI 10.35633/inmateh-69-57**, Published JAN-APR 2023, Indexed 2023-06-15. Conform JCI Category AGRICULTURAL ENGINEERING in *ESCI edition*, Category Rank14/17, Category Quartile Q4.

<https://www.webofscience.com/wos/woscc/full-record/WOS:000996501400046>

Horațiu Lucian POP (prim autor), Valentin Gheorghe APOSTOL (coordonator), Constantin PAVEL, Melisa Gabriela TOADER, **Iulian UȚA**, PROCESSE ÎN INSTALAȚIILE DE CONDIȚIONARE A AERULUI, ISBN 978-606-9608-57-9, 2023. Politehnica Press.

Jamal AL DOURI, Valentin Apostol, Horațiu Pop, Tudor PRISECARU, Cornel Constantin PAVEL, **Iulian UȚA**; Claudia IONIȚĂ, „Improving performance of cold room refrigeration system by desuperheating energy recovery using PCMS”, **INMATEH-AGRICULTURAL ENGINEERING**, Vol. 70, Issue 2, Page 549-556, **DOI 10.35633/inmateh-70-53**. **WOS:001061835600004**

<https://www.webofscience.com/wos/woscc/full-record/WOS:001061835600004>

BIBLIOGRAFIE SELECTIVĂ

- [1] T. Gebauer, A. R. Al-Badri, A. Gotterbarm, J. E. Hajal, A. Leipertz and A. P. Fröba, "Condensation heat transfer on single horizontal smooth and finned tubes and tube bundles for R134a and propane," *International Journal of Heat and Mass Transfer* 56, pp. 516-524, 2013.
- [2] N. Abas, A. R. Kalair, N. Khan, A. Haider, Z. Saleem and M. S. Saleem, "Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 90, pp. 557-569, 2018.
- [3] A. Mota-Babiloni, J. Navarro-Esbri', A. Barragan-Cervera, F. Moles și B. Peris, „Analysis based on EU Regulation No 517/2014 of new HFC/HFO mixtures as alternatives of high GWP refrigerants in refrigeration and HVAC systems,” *International Journal Of Refrigeration* 52, pp. 21-31, 2015.
- [4] Y. Heredia-Aricapa, J. Belman-Flores, A. Mota-Babiloni, J. Serrano-Arellano and J. J. Garcia-Pabon, "Overview of low GWP mixtures for the replacement of HFC refrigerants: R134a, R404A and R410A," *International Journal of Refrigeration* 111, pp. 113-123, 2020.
- [5] Bitzer, "Software version; v6.15.1; rev2472@copyright".
- [6] E. W. Lemmon, I. H. Bell, M. L. Huber and a. M. O. McLinden, "REFPROP v10.0," 2018.
- [7] AutoCAD, "Software version; 1982-2018, Ink. Autodesk," 2019.
- [8] V. Martinaitis, G. Streckiene, A. Bagdanavicius and J. Bielskus, "A comparative thermodynamic analysis of air handling units at variable reference temperature," vol. Applied Thermal Engineering 143, p. 385–395, 2018.
- [9] Komfovent, "Wintads_Amalva_V1.10.0064.1_26042019; version, Software, www.komfovent.com," Vilnius, 2019.
- [10] DIXELL, "EVO, XWEB; JNPABZZ500; EVO, XWEB 500; 5.4.3, Software".
- [11] M. C. Kincheloe, J. P. Franke, C. K. Bach and C. R. Bradshaw, "Design of a psychrometric coil testing facility for commercial size heat exchanger coils," *International Journal of Refrigeration* 121, pp. 143-151, 2021.
- [12] I. Claudia, V. Eugenia, P. L. P. Horatiu, S. J. S. Alqaisy and U. Iulian, "„Exergy analysis of liquid air energy storage system based on Linde cycle”," *INMATEH-AGRICULTURAL ENGINEERING*, vol. 67, no. 2, pp. 543-522, 2022.
- [13] M. Shah and P. A. Member, "Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer: Equations and Further Study," p. 2673.
- [14] K. G. a. R. Winterton, A general correlation for flow boiling in tubes and annuli, Birmingham: Department of Mechanical Engineering, University of Birmingham, 1985.
- [15] S. G. Kandlikar, M. Shoji and V. K. Dhir, Handbook of Phase Change: Boiling and Condensation, Printed by Edwards Brothers, 1999.

- [16] U. Iulian, A. Valentin, H. Pop, C. Pavel, S. J. S. Alqaisy, V. Badescu and I. C. Taban Daniel, "„Mathematical modeling of an Evaporator by using different criterial equations”," *INMATEH AGRICULTURAL ENGINEERING*, vol. 67, no. 2, pp. 562-572, 2022.
- [17] A. G. S. V. Ravi Kumar, "Condensation of R-134a vapour over single horizontal integral-fin tubes: effect of fin height," *International Journal of Refrigeration* 28, pp. 428-435, 2005.
- [18] D. Stefanescu, M. Grigoriu, M. Marinescu, S. Trifan, B. Nicolae, C. Alexandru, D. Sorin, D. Alexandru, D. Tudor, M. Adrian, R. Vsevolod, R. Petre, S. Dragos and T. Stanca, *Probleme de Termotehnica Vol. II*, vol. Volume II, Bucuresti: Institutul Politehnic Bucuresti, 1987.
- [19] I. Karaçayli, E. Şimşek, L. Altay and A. Hepbaşlı, "Experimental and Analytical Investigation of Heat Transfer Coefficient of a Water Cooled Condenser for Different Water Flows and Condensation Pressures," pp. 101-112, 2018.
- [20] G. Daniel, *Heat transfer and flow visualization of falling film condensation on tube arrays with plain and enhanced surfaces*, Lausanne: EPFL, 2004.
- [21] A. S. Kasumu, N. N. Nassar and A. K. Mehrotra, "A heat-transfer laboratory experiment with shell-and-tube condenser," pp. 38-47, 2017.
- [22] W. M. Rohsenow, J. R. Hartnett and Y. I. Cho, *Handbook Of Heat Transfer*, Third Edition ed., New York San Francisco Washington, D.C. Auckland Bogota, Caracas Lisbon London Madrid MexicoCity Milan, Montreal New Delhi San Juan Singapore Sydney Tokyo Toronto: The McGraw-Hill Companies, 1998.
- [23] C.-Y. Zhao, W.-T. Ji, P.-H. Jin, Y.-J. Zhong and W.-Q. Tao, "The influence of surface structure and thermal conductivity of the tube on the condensation heat transfer of R134a and R404A over single horizontal enhanced tubes," *Applied Thermal Engineering* 125, pp. 1114-1122, 2017.
- [24] A. Dobrovicescu, "Metode de analiză termodinamică," in *Seminar în cadrul catedrei de Termotehnică, Mașini Termice și Frigorifice*, Universitatea Politehnică București, Bucuresti, 2005.
- [25] Y. Yang, C. Ren, C. Yang, M. Tu, B. Luo and J. Fu, "Energy and exergy performance comparison of conventional, dew point and new external-cooling indirect evaporative coolers," vol. 230, no. Energy Conversion and Management, p. 113824, 2021.
- [26] Komfovent, "Technical sheet of the air handling unit of project 26757," 2019.