



UNIVERSITATEA TEHNICĂ DE CONSTRUCȚII BUCUREȘTI
Facultatea de Inginerie a Instalațiilor
Catedra de Termotehnică

TEZA DE DOCTORAT

**CONTRIBUȚII LA STUDIUL PROCESELOR
TERMODINAMICE DIN INSTALAȚIILE CU ABSORBȚIE**

AUTOR:

Ing. Cătălina VASILESCU

CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC:

Prof. Dr. Ing. Dragoș HERA

BUCUREȘTI

2011

Prefață

Această teză a fost elaborată pe parcursul activității didactice și de cercetare desfășurată în cadrul Catedrei de Termotehnică a Universității Tehnice de Construcții din București (UTCB) în perioada octombrie 2008 - septembrie 2011 sub îndrumarea domnului profesor Dragoș Hera.

*Pe parcursul pregătirii acestei teze de doctorat, autorul a beneficiat de bursă atribuită prin proiectul de cercetare nr. 3894/2008 “**Burse doctorale pentru ingineria mediului construit**”, coordonat de UTCB, proiect derulat în cadrul Programului Operațional Sectorial Dezvoltarea Resurselor Umane (POSDRU), cofinanțat din Fondurile Structurale Europene, Bugetul național și UTCB.*

O parte din cercetările prezentate în această teză au fost efectuate în timpul stagiului în Olanda la Universitatea Tehnică din Delft în perioada septembrie 2010 - februarie 2011.

Cuvânt înainte

Cu ocazia definitivării acestei lucrări, doresc sa adresez mulțumiri tuturor celor care m-au îndrumat, mi-au împărtășit cunoștințe profesionale, m-au sprijinit moral și au fost alături de mine în momentele dificile.

În primul rând vreau sa mulțumesc domnului Prof. Dr. Ing. Dragoș Hera, conducătorul științific al acestei lucrări, pentru cunoștințele împărtășite, susținerea și înțelegerea în momentele dificile prin care am trecut. Datorită dumnealui am avut ocazia de a participa la manifestările științifice din domeniu și de a prezenta o parte importantă din această teză. Sugestiile pe care mi le-a dat și discuțiile dese au condus la îmbunătățirea permanentă a redactării tezei. De asemenea îi mulțumesc pentru încurajarea de a scrie articolele științifice publicate în reviste de specialitate și pentru sprijinul acordat în vederea accesului la echipamentele și instalațiile experimentale.

Domnului profesor Carlos Infante Ferreira îi mulțumesc pentru îndrumarea în cadrul stagiului de pregătire la Universitatea Tehnică din Delft și pentru sprijinul acordat în elaborarea și prezentarea lucrărilor la conferințele internaționale.

Un rol deosebit de important l-a avut domnul Prof. Dr. Ing. Florea Chiriac, care m-a îndemnat și m-a încurajat la începerea doctoratului și căruia îi exprim recunoștința. Doresc să mulțumesc domnului Prof. Dr. Ing. Liviu Drughean și domnului Prof. Dr. Ing. Gabriel Ivan pentru sugestiile și comentariile aduse pe parcursul elaborării tezei. Domnului Prof. Dr. Ing. Robert Gavriluc îi mulțumesc pentru materialele bibliografice pe care mi le-a pus la dispoziție. Țin sa mulțumesc doamnei Prof. Dr. Ing. GrațIELa Maria Târlea, îndrumătoarea proiectului meu de diplomă, pentru oportunitatea de a avea un prim contact cu mediul academic din străinătate.

Adresez mulțumiri doamnei Conf. Dr. Ing. Anica Ilie pentru documentație tehnică de specialitate și pentru ajutorul acordat în utilizarea instalațiilor experimentale din laborator. Domnului Conf. Dr. Ing. Cătălin Lungu îi mulțumesc pentru că mi-a oferit oportunitatea de a cunoaște aplicațiile recente realizate în industrie, printre care și instalația cu trigenerare de la societatea comercială Spicu. De asemenea mulțumesc celorlalți doctoranzi din catedră pentru schimbul de idei interesante asupra subiectului și în mod deosebit doamnei Sef Lucrări Ing.

Alina Girip pentru toate discuțiile utile și pentru colaborarea în obținerea rezultatelor experimentale.

Aduc mulțumiri și celorlalte cadre didactice din Catedra de Termotehnică și în special domnului Conf. Dr. Ing. Adrian-Gabriel Ghiaș pentru asigurarea atmosferei colegiale plăcute. De asemenea, mulțumesc și conducerii Universității Tehnice de Construcții București pentru cadrul propice creat în vederea finalizării cu succes a acestei etape de pregătire.

În final, mulțumesc părinților mei, familiei și celor mai buni prieteni care mi-au fost alături în aceasta perioadă, m-au susținut și m-au încurajat.

București, iunie 2011

Ing. Cătălina Vasilescu

Cuprins

Prefață	II
Cuvânt înainte.....	III
Lista tabelor	VIII
Lista figurilor	IX
Notății	XIV
1. Noțiuni generale	1
1.1. Introducere.....	1
1.2. Scurt istoric.....	3
1.3. Instalații cu absorbție - Generalități	4
1.3.1. <i>Principii de bază</i>	4
1.3.2. <i>Clasificare</i>	8
1.3.3. <i>Constructori actuali de instalații frigorifice cu absorbție</i>	9
1.3.3. <i>Comparație între instalațiile cu absorbție și cele cu compresie mecanică..</i>	11
1.3.4. <i>Echipamente componente</i>	14
1.4. Stadiul actual al cercetării din domeniu	22
1.5. Obiectivele tezei de doctorat	26
2. Soluții binare utilizate în instalațiile cu absorbție.....	28
2.1. Criterii de alegere a soluțiilor binare	28
2.2. Soluția amoniac-apă	29
2.3. Soluția apă-bromura de litiu	34
2.4. Alte soluții binare bazate pe amoniac.....	41
2.4.1. <i>Soluția amoniac-azotat de litiu.....</i>	41
2.4.2. <i>Soluția amoniac-tiocianat de sodiu</i>	44
2.5. Analiza comparativă a soluțiilor binare utilizate.....	45
3. Principii de funcționare și elemente constructive	50
3.1. Instalația cu absorbție în soluție $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	50
3.1.1. <i>Instalația cu absorbție într-o treaptă</i>	50
3.1.2. <i>Procesele termodinamice din instalația cu absorbție cu amoniac-apă</i>	51
3.1.3. <i>Instalația cu absorbție cu două trepte.....</i>	56
3.1.4. <i>Instalația cu absorbție-resorbție</i>	61
3.2. Instalații frigorifice cu absorbție cu soluție $\text{LiBr-H}_2\text{O}$	62
3.2.1. <i>Instalația frigorifică cu absorbție cu simplu efect</i>	62

3.2.2	<i>Instalația frigorifică cu dublu efect</i>	66
3.3.	Instalații hibride (booster)	69
3.4.	Pompe de căldură	72
4.	Modelarea numerică a proceselor și a echipamentelor	74
4.1.	Modelarea matematică	74
4.1.1.	<i>Instalația frigorifică apă-amoniac într-o treaptă</i>	74
4.1.2.	<i>Instalația frigorifică cu simplu efect</i>	79
4.1.3.	<i>Instalația frigorifică cu dublu efect</i>	81
4.2.	Scheme logice și procedura de calcul	83
4.3.	Programul de calcul	88
4.4.	Calculul termic al instalației cu dublu efect	96
4.5.	Rezultate și interpretări	97
5.	Instalații experimentale și prelucrarea datelor	103
5.1.	Instalație de trigenerare	103
5.2.	Instalații cu absorbție din laboratorul de Termotehnică din UTCB	105
5.2.1.	<i>Instalația cu absorbție cu soluție LiBr-H₂O</i>	106
5.2.2.	<i>Instalația cu absorbție cu soluție NH₃-H₂O</i>	110
5.3.	Măsurarea și achiziționarea datelor experimentale	111
5.4.	Analize experimentale	116
6.	Rezultate analizelor teoretice și experimentale	118
6.1.	Validarea programului de calcul	118
6.1.1.	<i>Validarea programului pentru instalația cu simplu efect</i>	118
6.1.2.	<i>Validarea programului pentru instalația cu dublu efect</i>	120
6.2.	Analiza coeficientului de performanță	121
6.2.1.	<i>Performanța instalației frigorifice cu absorbție într-o treaptă</i>	121
6.2.2.	<i>Performanța pompei de căldură cu absorbție</i>	122
6.3.	Analiza factorului de distribuție	127
6.4.	Reglarea puterii frigorifice	128
7.	Instalațiilor cu absorbție solare pentru frig industrial	130
7.1.	Instalații frigorifice solare cu stocare de energie	130
7.2.	Performanța instalației frigorifice cu dublu efect	133
7.3.	Analiza modalităților de stocare	135
7.3.1.	<i>Stocarea pe partea circuitului agentului răcit</i>	135
7.3.2.	<i>Stocarea pe partea circuitului de apă caldă</i>	137

8. Optimizarea proiectării echipamentelor	140
8.1. Proiectarea absorbitorului.....	140
8.2. Program de calcul pentru dimensionarea absorbitorului	141
8.3. Optimizarea constructivă.....	143
9. Concluzii, contribuții, perspective de cercetare	148
9.1. Concluzii	148
9.2. Contribuții	150
9.3. Perspective de cercetare	151
Bibliografie.....	153
Anexe	158

Lista tabelelor

Tabel 1.1: Cele mai utilizate surse de căldură.....	7
Tabel 1.2: Lista producătorilor de sisteme frigorifice cu absorbție	10
Tabel 2.1: Coeficienții ecuației (2.1) pentru diferite temperaturi.....	32
Tabel 2.2: Coeficienții ecuației (2.1) pentru presiuni scăzute	33
Tabel 2.3: Coeficienții ecuației (2.1) pentru presiuni înalte.....	33
Tabel 2.4: Lista coeficienților [Kim & Infante Ferreira, 2006].....	38
Tabel 2.5: Temperatura normală de vaporizare pentru agentul frigorific si absorbant folosit în instalația cu absorbție pentru presiunea de 1 bar.....	46
Tabel 2.6: Temperatura normală de vaporizare pentru agentul frigorific si absorbant folosit în instalația cu absorbție pentru presiunea de 3 bar.....	46
Tabel 2.7: Căldura specifică, căldura latentă de vaporizare si parametru adimensional pentru NH ₃ , LiNO ₃ și NaSCN	47
Tabel 2.8: Puterile și performanța instalației frigorifice cu absorbție	48
Tabel 2.9: Puterile și performanța instalației frigorifice cu absorbție	48
Tabel 4.1 Parametrii termodinamici ai ciclului cu absorbție cu dublu efect.....	96
Tabel 4.2: Tabel centralizator a datelor de proiectare pentru instalația cu dublu efect.....	97
Tabel 4.3: Comparatie între parametrii termodinamici pentru absorbitorul și fierbătorul ciclului cu absorbție.....	101
Tabel 5.1: Caracteristici tehnice chillere Broad	105
Tabel 5.2: Date experimentale pentru circuitul agentului încălzitor și cel al apei răcite	116
Tabel 5.3: Date experimentale pentru circuitul de apă de răcire.....	117
Tabel 5.4: Puterile termice corespunzătoare echipamentelor componente sistemului frigorific	117
Tabel 8.1: Datele constructive ale absorbitorului cu puterea de 250 kW.....	143
Tabel 8.2: Datele constructive ale absorbitorului cu puterea de 500 kW.....	144
Tabel 8.3: Datele constructive ale absorbitorului cu puterea 500 kW pentru diferite densități de stropire	145
Tabel 8.4: Datele constructive ale absorbitorului cu puterea de 750 kW.....	146
Tabel 8.5: Datele constructive pentru un absorbitor cu puterea 1000 kW	147

Lista figurilor

Figura 1.1: Diagrama T-x pentru soluția amoniac-apa.....	5
Figura 1.2: Schema de principiu a instalației cu absorbție.....	6
Figura 1.3: Comparatie între compresorul instalației cu absorbție și compresorul instalației cu compresie mecanică	11
Figura 1.4: Fierbătorul pelicular vertical.....	15
Figura 1.5: Fierbătorul orizontal înecat încălzit cu abur	16
Figura 1.6: Fierbător cu recircularea soluției	16
Figura 1.7: Absorbitorul cu serpentina de răcire în contracurent.....	17
Figura 1.8: Absorbitorul cu serpentina de răcire în echicurent	17
Figura 1.9: Absorbitorul vertical cu plăci	18
Figura 1.10: Schema absorbitorului multitubular orizontal	19
Figura 1.11: Evoluția temperaturii soluției de amoniac apa si a apei de răcire in absorbitor ..	19
Figura 1.12: Absorbitorul multitubular vertical cu barbotare	20
Figura 1.13: Absorbitorul cu pulverizare	21
Figura 1.14: Influenta temperaturii din fierbător asupra COP-ului pentru soluțiile $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$ si $\text{NH}_3 - \text{NaSCN}$ (Sun, 1998)	22
Figura 1.15: Performanta ciclurilor frigorifice cu mai multe efecte cu soluție $\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$	24
Figura 2.1: Schema diagramei entalpie-concentrație	30
Figura 2.2: Diagrama Merkel - Diagrama entalpie-concentrație pentru soluția amoniac-apă .	31
Figura 2.3: Diagrama Merkel entalpie-concentrație pentru soluția $\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$	35
Figura 2.4: Diagrama Dühring presiune-temperatură pentru soluția $\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$	36
Figura 2.5: Diagrama presiune - temperatură - concentrație pentru soluția $\text{NH}_3-\text{LiNO}_3$	42
Figura 2.6: Diagrama entalpie - concentrație pentru soluția $\text{NH}_3-\text{LiNO}_3$	43
Figura 2.7: Diagrama presiune - temperatură - concentrație pentru soluția NH_3-NaSCN	44
Figura 2.8: Diagrama entalpie - concentrație pentru soluția NH_3-NaSCN	45
Figura 3.1: Schema instalației frigorifice într-o treapta cu amoniac-apa	50
Figura 3.2: Ciclul termodinamic al soluției hidro-amoniacale	51
Figura 3.3: Vaporizarea (condensarea) soluțiilor binare în diagrama T – x – p.....	53
Figura 3.4: Vaporizarea (condensarea) soluțiilor binare în diagrama h – x – p	54
Figura 3.5: Vaporizarea (condensarea) soluțiilor binare în diagrama p – t – x.....	55

Figura 3.6: Variația temperaturii fluidelor în vaporizatorul instalației cu absorbție în soluție apă – amoniac.....	55
Figura 3.7: Dependența intervalului de degazare de factorii externi	56
Figura 3.8: Schema instalației frigorifice în doua trepte cu amoniac-apă.....	58
Figura 3.9: Schema instalației frigorifice cu absorbție-resorbție cu soluție amoniac-apă	61
Figura 3.10: Schema instalației frigorifice cu absorbție în soluție de bromură de Litium – apă, în varianta firmei Carrier.....	63
Figura 3.11: Instalația frigorifică cu absorbție	65
Figura 3.12: Instalația cu absorbție cu dublu efect.....	67
Figura 3.13: Ciclul cu absorbție cu dublu efect.....	67
Figura 3.14: Instalație cu absorbție cu dublu efect cu ardere directă varianta Broad Air Conditioning Co.	69
Figura 3.15 - Configurația serie a ciclului hibrid în partea de joasă presiune.....	70
Figura 3.16 - Configurația serie a ciclului hibrid în partea de înaltă presiune	70
Figura 3.17: Schema instalației cu compresie-resorbție de la întreprinderea „23 August” din București.....	71
Figura 3.18 - Configurația paralel a ciclului hibrid.....	71
Figura 3.19 - Instalația cu compresie-resorbție	71
Figura 3.20: Schema instalației cu absorbție-resorbție de la întreprinderea „Danubiana” din București.....	72
Figura 3.21: Schema pompei de căldură cu soluție amoniac-apă	73
Figura 4.1: Schema pompei de căldură cu soluție amoniac-apă	74
Figura 4.2: Ciclul termodinamic al soluției hidroamoniacale	74
Figura 4.3: Variația de temperatură în vaporizator	75
Figura 4.4: Variația de temperatura în condensator	75
Figura 4.5: Bilanțul masic al generatorului de vapori	76
Figura 4.6: Bilanțul masic al deflegmatorului.....	76
Figura 4.7: Bilanțul termic masic al deflegmatorului.....	77
Figura 4.8: Bilanțul termic masic al generatorului de vapori.....	78
Figura 4.9: Bilanțul termic masic al absorbitorului.....	78
Figura 4.10: Schema de principiu a instalației cu simplu efect.....	80
Figura 4.11: Schema instalației frigorifice cu absorbție cu dublu efect.....	81
Figura 4.12: Schema logică de calcul pentru ciclu pompei de căldură cu absorbție.....	85
Figura 4.13 Schema logica a modelului pentru instalația cu absorbție cu dublu efect	87

Figura 4.14: Programul de calcul pentru instalația frigorifică într-o treaptă în soluție amoniac-apă	93
Figura 4.15: Interfața programului de calcul pentru ciclul pompei de căldură cu absorbție....	94
Figura 4.16: Interfața programului de calcul pentru datele de intrare.....	95
Figura 4.17: Reprezentarea curbei de cristalizare pentru soluția LiBr-H ₂ O	95
Figura 4.18: Puteri termice și debite	96
Figura 4.19: Programul de calcul	98
Figura 4.20: Parametrii termodinamici pentru ciclul frigorific cu soluție NH ₃ -LiNO ₃	99
Figura 4.21: Debitele și puterile în instalația cu soluție NH ₃ -LiNO ₃	99
Figura 4.22: Parametrii termodinamici ai instalației frigorifice cu soluție NH ₃ -NaSCN	100
Figura 4.23: Debitele și puterile în instalația cu soluție NH ₃ -NaSCN	100
Figura 4.24: Debitele și puterile în instalația cu dublu efect cu soluție NH ₃ -LiNO ₃	101
Figura 4.25: Parametrii termodinamici pentru ciclul frigorific cu dublu efect cu soluție NH ₃ -LiNO ₃	102
Figura 5.1: Sistemele cu absorbție cu dublu efect din instalația de la Spicu (Chitila)	103
Figura 5.2: Instalația cu absorbție cu trigenerare	104
Figura 5.3: Schema instalației experimentale din Laboratorul de Termotehnică din U.T.C.B.	106
Figura 5.4: Vedere de ansamblu a instalației experimentale.....	107
Figura 5.5: Captatorii solari.....	108
Figura 5.6: Cazan în condensatie	108
Figura 5.7: Schimbător de căldură cu plăci	109
Figura 5.8: Rezervor de stocare al apei calde.....	109
Figura 5.9: Sistemul frigorific cu soluție LiBr-H ₂ O din laboratorul de Termotehnică din U.T.C.B.	110
Figura 5.10: Schema sistemului frigorific cu amoniac-apa Robur din laboratorul de Termotehnică.....	111
Figura 5.11: Senzor de temperatura	112
Figura 5.12: Debitmetru	112
Figura 5.13: Debitmetru cu ultrasunete portabil	113
Figura 5.14: Conectori între senzori și sistemul de achiziție a datelor.....	113
Figura 5.15: Sistem de achiziție a datelor ALMEMO.....	114
Figura 5.16: Programului AMR WinControl pentru achiziția datelor	115
Figura 5.17: Amplasarea punctelor de măsură	116

Figura 6.1: Rezultatele obținute cu programul de calcul.....	118
Figura 6.2: Comparație între experiment si simulare pentru puterea fierbătorului	119
Figura 6.3: Comparație între experiment si simulare pentru puterea vaporizatorului.....	119
Figura 6.4: Comparație între simulare si cea experimentală a presiunii	120
Figura 6.5 Comparație între simulare și experiment a concentrațiilor la ieșirea din absorbitor și cele două fierbătoare	121
Figura 6.6: Performanța instalației frigorifice cu amoniac-apă în funcție de temperatura de intrare a agentul răcit si a agentului încălzitor	122
Figura 6.7 Performanța în funcție de temperatura apei la ieșirea din absorbitor	123
Figura 6.8 Performanța în funcție de temperatura apei la ieșirea din absorbitor	124
Figura 6.9 Performanța în funcție de temperatura apei la ieșirea din absorbitor	124
Figura 6.10: Variația COP-ului pentru pompe de caldura cu $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ și $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$	125
Figura 6.11: Variația COP-ului pentru pompa de caldura cu $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ și $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$..	126
Figura 6.12: Variația COP-ului pentru pompe de caldura cu $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ și $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$	126
Figura 6.13 Influența factorului de distribuție asupra COP-ului.....	127
Figura 6.14 Influența factorului de distribuție asupra puterii de răcire.....	128
Figura 6.15: Capacitatea de răcire a instalației frigorifice	129
Figura 7.1:Instalație frigorifică solară cu rezerva de energie de temperatura înaltă	130
Figura 7.2: Instalația frigorifică solară cu rezerva de energie de temperatura scăzută	131
Figura 7.3: Captator solar cilindrico-parabolic	132
Figura 7.4: Radiația solară directă pe suprafața captatorilor solari	133
Figura 7.5: Instalația frigorifică cu dublu efect cu rezerva de energie de temperatura scăzută acționată cu energie solară	134
Figura 7.6 - Variația COP-ului pentru instalația frigorifică cu absorbție cu dublu-efect pentru condițiile meteorologice din Napoli	135
Figura 7.7: Variația puterii fierbătorului si a vaporizatorului pentru instalația cu absorbție solară pentru condițiile de radiație din Napoli	136
Figura 7.8: Variația temperaturii rezervorului de acumulare cu temperatura scăzută	136
Figura 7.9: Energia solară, necesarul de răcire, puterea de acționare a instalației cu absorbție si energia sursei adiționale	137
Figura 7.10: Variația temperaturii rezervorului de acumulare si a temperaturii necesară fierbătorului instalației frigorifice cu absorbție.....	138
Figura 7.11: Procentul de energie asigurat de captatorii solari	138
Figura 8.1:Interfața programului de dimensionare.....	141

Figura 8.2: Schema logica pentru dimensionarea absorbitorului orizontal pelicular	142
---	-----

Notății

b	lățimea suprafeței, m
c_p	căldura specifică, $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
d	diametru, m
D	factorul de distribuție, -
G	masa, kg
G	entalpia liberă molară, kJ kmol^{-1}
f	factorul de circulație, -
h	entalpia specifica, J kg^{-1}
H	înălțimea peliculei de soluție, m
H	entalpia molară, kJ kmol^{-1}
l	căldura de absorbție, kJ kg^{-1}
L	lungimea țevii, m
k	coeficientul de transfer de căldură global, $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$
$\dot{m}$	debit masic, kg s^{-1}
n_c	numărul de conducte, -
n_s	numărul de țevi suprapuse, -
n_{tr}	numărul de treceri, -
N_{TR}	numărul de tronsoane, -
q	puterea masica, kJ kg^{-1}
$\dot{Q}$	puterea termica, W
p	presiune, N m^{-2}
P	putere, W
r	debit specific de reflux
r	căldura latentă de vaporizare, J/kg
R	debit masic de reflux, raza serpentina
t	temperatura, $^{\circ}\text{C}$
T	temperatura, K
x	concentrația soluției, kg kg^{-1}
w	viteza, m/s

Litere grecești

α	coeficientul de transfer termic convectiv, $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$
λ	coeficientul de transfer termic conductiv, $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
$\gamma^{\pm}$	coeficientul mediu al activității ionice
Δ	diferența
δ	pasul dintre țevi, m
ν	vâscozitatea cinematică, $\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
ν	număr de disociere (2 pentru LiBr)
σ	densitatea de stropire, $\text{kg m}^{-1} \text{h}^{-1}$
ρ	densitatea, kg m^{-3}
ϕ	coeficientul osmotic

Indici

<i>ac</i>	apă caldă preparată
<i>af</i>	agent frigorific
<i>ai</i>	agent încălzitor
<i>ar</i>	apă de răcire
<i>iz</i>	izvor de căldură
<i>sr</i>	agent răcit
<i>A</i>	absorbitor
<i>C</i>	condensator
<i>F</i>	fierbător
<i>iz</i>	izvorul de căldură
<i>b</i>	soluție bogată
<i>s</i>	soluție săracă
<i>sat</i>	starea de saturație
<i>SC</i>	schimbător de căldură
<i>V</i>	vaporizator
<i>*</i>	starea de saturație a solventului pur
∞	fluid ideal pentru soluții

Abrevieri

<i>A</i>	-	absorbitor
<i>C</i>	-	condensator
<i>CR</i>	-	coloana de rectificare
<i>D</i>	-	deflegmator
<i>F</i>	-	fierbător
<i>P</i>	-	pompa de soluție
<i>SC</i>	-	schimbător de căldură
<i>SCP</i>		schimbator de caldura cu placi
<i>VR</i>	-	ventilul de reglaj
<i>V</i>	-	vaporizator
<i>ZE</i>	-	zona de epuizare

Criterii de similitudine

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l_c}{\lambda} \quad \text{Nusselt}$$

$$Re = \frac{w \cdot l_c}{\nu} \quad \text{Reynolds}$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad \text{Prandtl}$$

1. Noțiuni generale

1.1. Introducere

Utilizarea rațională a energiei a cunoscut multe întorsături ca urmare a crizelor petroliere din anii 1980. Problema energetică a devenit, astfel, o problemă majoră a umanității. Această lucrare științifică are ca axă prioritară de cercetare creșterea eficienței energetice și a impactului asupra mediului a instalațiilor frigorifice cu absorbție.

Sursele de energie primară sunt de trei feluri:

- bazate pe combustibili fosili: cărbune, petrol, gaz, lemn
Pentru producerea diferitelor forme de energie utilizabilă, termică sau electrică, combustibilii emit prin ardere, CO₂, CO, gaze cu efect de seră, contribuind astfel la încălzirea globală.
- energie atomică, care la producerea energiilor utilizabile (electrică sau termică) nu produce gaze cu efect de seră, dar contribuie la poluare prin energia termică degajată în mediile de răcire. În plus, deșeurile nucleare creează probleme de stocare.
- energii verzi „curate”, nepoluante și inepuizabile: energia solară, eoliană, hidro

În momentul de față, la nivel mondial, principala resursă energetică (aproximativ 70 %) o constituie combustibilii fosili. Creșterea consumului de energie utilizabilă colaborată cu epuizarea resurselor de combustibili fosili și de necesitatea reducerii poluării mediului înconjurător, datorită emisiilor de gaze cu efect de seră sau a deșeurilor radioactive, implică utilizarea din ce în ce mai mare a energiilor regenerabile. În plus, există diferite posibilități de recuperare și revalorificare a unor energii utilizate în alte procese tehnologice, civile sau de la mediu:

- energia fluidelor rezultate din procese industriale (gaze de ardere, condens, apa caldă) sau civile (apa caldă menajeră)
- deșeuri urbane sau silvice care pot fi arse direct sau pot produce biogaz
- energia solului, a apei freatică sau energia geotermală
- energia aerului exterior sau refulat dintr-o încălț

Toate aceste forme de producere și utilizare mai economică și mai eficientă a energiei constituie direcții prioritare de cercetare. În același timp, foarte importantă este și reducerea consumului de energie utilizabilă. Creșterea prețului combustibililor fosili și, ca urmare, a energiei termice și electrice, cât și introducerea restricțiilor privind emisia de gaze cu efect de seră, conduc la căutarea metodelor de îmbunătățire a eficienței energetice a instalațiilor, contribuind la o funcționare cu consumuri reduse de energie.

Directiva nr. 2006/32/CE privind eficiența energetică la utilizatorii finali este obligatorie pentru România din 2008 și prevede angajarea statelor membre UE în realizarea reducerii consumului de energie finală cu cel puțin 9% într-o perioadă de nouă ani (2008-2016) comparativ cu media consumului din ultimii cinci ani pentru care există date disponibile.

România trebuie să acționeze prompt, în special în domeniul **eficienței energetice și al utilizării surselor regenerabile de energie** în vederea limitării creșterii temperaturii globale, respectiv a emisiilor de gaze cu efect de seră. România trebuie să promoveze acțiuni concrete și susținute în vederea alinierii la acțiunile europene pentru diminuarea efectelor negative ale procesului de producere a energiei asupra mediului înconjurător. Acțiunile vizând creșterea eficienței energetice și a utilizării surselor regenerabile de energie contribuie atât la reducerea impactului negativ asupra mediului, cât și la diminuarea gradului de dependență a României de importurile de energie.

În acest context, instalațiile frigorifice cu absorbție manifestă un interes crescut în rândul cercetătorilor prin faptul că acestea sunt acționate de energie termică ce poate proveni de la o sursă regenerabilă sau deșeu: apă caldă încălzită cu energie solară, apă geotermală, apa caldă rezultată de la o centrală termo-electrică, gaze de ardere rezultate din procese industriale sau de la motoare termice din instalații de cogenerare. În acest fel, se pot realiza economii de energie și se reduc emisiile de CO₂. Astfel, instalațiile cu absorbție constituie o alternativă eficientă energetic și mai puțin poluantă pentru a converti căldura ieftină sau deșeu în frig sau căldură utilizabilă.

Instalațiile cu absorbție sunt importante în domeniul producerii frigului și al aerului condiționat și în domeniul producerii de căldură când instalațiile frigorifice se transformă în pompe de căldură. Aplicațiile pot varia de la cele pentru climatizarea casnică, de mici capacități, până la aplicații industriale de capacități foarte mari. Instalațiile cu absorbție cu

soluție amoniac-apa reprezintă una din cele mai vechi tehnologii de obținere a frigului fiind utilizate prima dată de Ferdinand Carré în anul 1859. La mijlocul secolului trecut prin dezvoltarea mai mare a sistemelor bazate pe utilizarea energiei electrice (instalațiile frigorifice cu compresie mecanică), mai simple, se constată o scădere a aplicațiilor bazate pe instalațiile cu absorbție. În ultimele trei decenii se manifestă un interes crescut pentru cercetare a sistemelor cu absorbție odată cu conștientizarea problemele de energie și mediu. Din perspectiva de cercetare, acestea reprezintă un domeniu în continuă dezvoltare, legat de cerințele actuale de utilizare rațională și eficientă a energiei și de a reduce efectele poluante asupra mediului. Preocupările principale sunt:

- utilizarea unor sisteme bazate pe cicluri de funcționare cât mai performante energetic
- îmbunătățirea performanțelor echipamentelor
- utilizarea unor fluide de lucru cât mai adaptate la utilizarea unor surse de energie regenerabile sau recuperate, mai puțin poluante și mai performante
- extinderea gamei de puteri termice, în special către cele mici, pentru utilizarea și în aplicații comerciale sau casnice
- creșterea posibilității de reglare, control automat și a fiabilității.

1.2. Scurt istoric

Procedeul de obținere a frigului prin fenomenul de absorbție este cunoscut încă din anul 1777. În 1810 J. Leslie a construit prima instalație frigorifică cu absorbție care funcționează cu apa ca agent frigorific și bioxid de sulf ca mediu absorbant.

În 1859, Ferdinand Carré a realizat instalația cu funcționare continuă pe baza afinității vaporilor de apă față de acidul sulfuric concentrat folosind apa ca agent frigorific și acidul sulfuric drept mediu absorbant. În 1859 F. Carré a realizat prima instalație cu absorbție care lucrează cu soluție hidro-amoniacală și este acționată de o sursă auxiliară de căldură. Perioada imediată după apariția instalațiilor cu comprimare mecanică de vapori a condus la oprirea dezvoltării instalațiilor frigorifice cu absorbție. În 1950, instalația cu bromura de litiu/apa a fost introdusă pentru climatizare și aplicații industriale.

În România, în anii 1965-1975 industria chimică și petrochimică au constituit principalele utilizatoare de instalații frigorifice cu absorbție în soluție apă-amoniac (Brașov) sau bromură de litiu-apă (UFS Iași, Săvinești, Curtea de Argeș, Câmpulung Muscel, Petromidia). În ultimii ani se constată o revenire la aceste instalații prin utilizarea în ciclurile de trigenerare: fabrica Spicu de la Chitila, sediul RomPetroil Ploiesti.

Pe plan național, sunt cunoscute o serie de cercetări în domeniul instalațiilor cu absorbție, în special pentru cele ce funcționează cu soluția $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. Primele studii în acest domeniu s-au concentrat asupra transferului de căldură și de masă din diferite tipuri de absorbitoare. Absorbitorul pelicular orizontal a fost studiat de Hera D. (1988) care a propus un model de dimensionare bazat pe ecuații criteriale, iar Topal N. (1988) a studiat absorbitorul pelicular vertical. Procesele de transfer de căldură și masă în absorbitoarele mașinilor frigorifice cu absorbție au fost studiate și de Porneala S. (1981).

Ulterior, prin utilizarea unor modele matematice și programe de calcul adaptate proceselor din instalația frigorifică cu absorbție a fost studiată funcționarea în regim nestaționar a instalațiilor frigorifice și a pompelor de căldură cu absorbție în soluție hidro-amoniacala de Gavriliuc R. (1996). Simulări dinamice pentru o instalație cu absorbție cu soluție bromură de litiu-apă au fost realizate de către Lungu C. (2004) cu ajutorul programul TRNSYS folosind data climatice reale, urmate de o analiză economică pentru evaluarea echipamentelor alternative.

1.3. Instalații cu absorbție - Generalități

1.3.1. Principii de bază

Instalațiile cu absorbție sunt acționate cu energie termică și se pot folosi pentru aplicații de încălzire sau răcire. Principiul de funcționare a acestora se bazează pe absorbția unui gaz într-un lichid.

Fenomenul de absorbție se poate considera format din procese termodinamice și chimice simple care se pot reprezenta cu ajutorul diagramei temperatură-concentrație [Figura 1.1].

Concentrația pentru amestecul amoniac-apa este dată de relația:

$$x_{NH_3} = \frac{G_{NH_3}}{G_{NH_3} + G_{H_2O}} \quad [-] \quad 1.1$$

Pentru celelalte soluții binare bazate pe amoniac care se vor prezenta în capitolul următor, concentrația este exprimată în mod similar. În cazul soluției bromura de litiu-apa, concentrația este definită în funcție de absorbant:

$$x_{LiBr} = \frac{G_{LiBr}}{G_{LiBr} + G_{H_2O}} \quad [-] \quad 1.2$$

În Figura 1.1 sunt reprezentate curbele de saturație pentru lichid și vapori la o anumită presiune pentru soluția hidro-amoniacală. Se pune în contact soluția de stare 1 caracterizat de temperatura T_1 și concentrația x_1 cu vaporii supraîncălziți de amoniac de stare 2, caracterizați de temperatura T_2 și concentrația $x_2=1$.

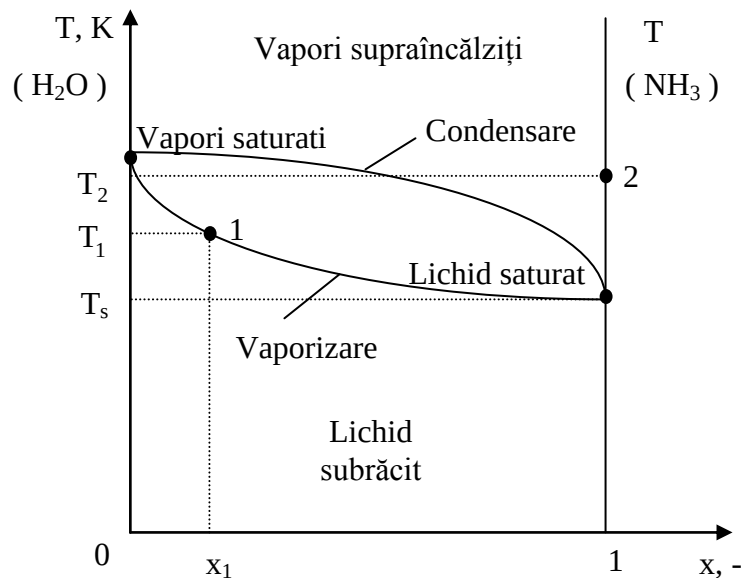


Figura 1.1: Diagrama T-x pentru soluția amoniac-apa

Procesul de absorbție are loc astfel: vaporii supraîncălziți de amoniac se răcesc de la temperatura T_2 până la temperatura de saturație T_{sat} corespunzătoare presiunii de vaporizare. Căldura cedată va fi:

$$q_1 = c_p (T_2 - T_s) \quad [\text{kJ/kg}] \quad 1.3$$

Vaporii saturați de amoniac vor fi în continuare lichefiați, cedând căldura de condensare:

$$q_2 = r \quad [\text{kJ/kg}] \quad 1.4$$

Amoniacul lichid obținut are temperatura T_{sat} care este mai mică decât T_1 și ca urmare el se va încălzi până la temperatura soluției, primind căldura:

$$q_3 = c_p (T_1 - T_s) \quad [\text{kJ/kg}] \quad 1.5$$

În continuare amoniacul lichid este dizolvat de soluția absorbantă și în urma acestui proces se degaja căldura de reacție:

$$q_4 = l \quad [\text{kJ/kg}] \quad 1.6$$

Efectul termic total al procesului de absorbție va fi:

$$q = q_1 + q_2 - q_3 + q_4 \quad [\text{kJ/kg}] \quad 1.7$$

Deoarece contribuția factorilor q_1 și q_3 asupra efectului termic este mică față de alți termeni, cât și faptul că sunt de semne contrare, anulându-se reciproc, căldura de absorbție va fi obținută practic din efectul termic de condensare și din efectul termic al dizolvării vaporilor de amoniac în soluție:

$$q = r + l \quad [\text{kJ/kg}] \quad 1.8$$

În procesul invers, de degajare a vaporilor de amoniac din soluție, procesul de desorbție, această căldură trebuie introdusă soluției pentru realizarea fierberii. În cazul în care procesul de absorbție și cel de desorbție se desfășoară la aceleași presiuni, efectele termice care le însoțesc sunt egale. În instalațiile frigorifice cu absorbție, cum procesul de absorbție se desfășoară la presiune mai mică decât cel de desorbție, evident că cele două efecte termice vor avea valori diferite.

Instalațiile cu absorbție prezintă trei surse de căldură:

- *sursa rece*: mediul cu temperatura scăzută, posibil de utilizat de un consumator de frig
- *sursa intermediară* la o temperatură superioară puțin mediului ambiant putând fi cedată către acesta sau poate constitui și o utilizare de un consumator de căldură
- *sursa caldă*: mediul cu temperatura cea mai ridicată care constituie energia de acționare

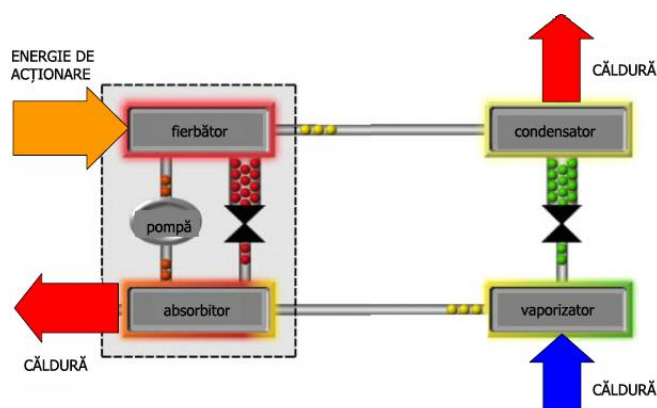


Figura 1.2: Schema de principiu a instalației cu absorbție

Funcționarea unei instalații frigorifice cu absorbție se bazează pe vaporizarea unui fluid frigorific în vaporizator, care realizează astfel efectul frigorific. Vaporii formați sunt comprimați în compresorul termochimic, condensați în condensator și lăminați în ventilul de laminare, putând astfel relua procesul de vaporizare.

Compresia termochimică se aplică unui cuplu de două substanțe: un mediu absorbant și un mediu absorbit (fluidul frigorific) care parcurg următoarele procese:

- absorbția vaporilor de fluid frigorific în mediul absorbant în absorbitor,
- ridicarea presiunii soluției rezultate în absorbitor prin pompare,
- degajarea vaporilor de fluid frigorific prin fierberea soluției în fierbător,
- destinderea soluției rezultate în fierbător în VLS și introducerea ei în absorbitor.

Energia adusă de la sursa caldă la fierbător permite separarea agentului frigorific din amestecul de absorbant și agent frigorific pe baza volatilităților diferite a celor două componente.

Dacă se dorește producerea de căldură, instalația devine **pompă de căldură**. În acest caz căldura furnizată în procesele de condensare și absorbție este folosită la prepararea apei calde livrate unui consumator cu temperatura între 40 și 100 °C. Vaporizatorul pompei de căldură preia căldură de la o sursă cu temperatura scăzută, denumit și *izvor de căldură*. După natura izvorului de căldură, se întâlnesc trei variante: apă, aer, sol. Domeniile de temperatura pentru diferite surse de căldură în sezonul rece sunt prezentate în Tabel 1.1.

Tabel 1.1: Cele mai utilizate surse de căldură

Sursă de căldură	Domeniu de temperatura [°C]
Apa freatică	6 – 10
Apa de suprafață: lacurilor, râurilor, mare	2 – 6
Apa uzată	10 – 25
Apa geotermală	30 – 60
Aer exterior	-10 – 15
Aer viciat	0 – 15
Pământ	6 - 12

1.3.2. Clasificare

Clasificarea instalațiilor cu absorbție se face în funcție de mai multe criterii:

- În funcție de tipul de aplicație:
 - *instalații frigorifice* folosite pentru aplicații de răcire cu temperaturi între -80 și 0 °C
 - frig industrial cu temperaturi de vaporizare între -40 și 0 °C
 - frig adânc cu temperaturi de vaporizare între -80 și -40 °C
 - *instalații de climatizare aerului* care necesită temperaturi între 0 și 5 °C
 - *pompe de căldură* folosite pentru aplicații de încălzire cu temperaturi între 40 și 100 °C

- În funcție de perechea de substanțe folosită în instalație agent frigorific/absorbant:
 - **H₂O/LiBr** : agentul frigorific este apa și absorbantul bromura de litiu
 - **NH₃/H₂O** : agentul frigorific este amoniacul și absorbantul apa
 - **NH₃/LiNO₃** : agentul frigorific este amoniacul și absorbantul azotatul de litiu
 - **NH₃/NaSCN**: agentul frigorific este amoniacul și absorbantul tiocianatul de sodiu

- În funcție de numărul de trepte în care se face compresia termochimică (în ansamblul absorbitor și fierbător):
 - *într-o treaptă*: instalația cu absorbție are un compresor termochimic format dintr-un absorbitor și un fierbător
 - *cu două trepte*: instalația cu absorbție are două compresoare termochimice formate din două absorbitoare și două fierbătoare
 - *cu trei trepte*: instalația cu absorbție are trei compresoare termochimice formate din trei absorbitoare și trei fierbătoare

- În funcție de modul de realizare a fierberii soluției:
 - *cu simplu efect*: instalație cu absorbție cu un singur fierbător, acționat cu energie externă de acționare
 - *cu dublu efect*: instalație cu absorbție cu două fierbătoare, unul acționat cu energie externă de acționare și al doilea cu energie internă de acționare preluată de la condensarea parțială a vaporilor de fluid frigorific
 - *cu triplu efect*: instalație cu absorbție cu trei fierbătoare, unul acționat cu energie externă de acționare și două cu energie internă de acționare

- După modul de preluare/cedare a căldurii și frigului:

- *cu încălzire/răcire directă*

Astfel fierbătorul este alimentat direct cu combustibil (instalație frigorifică cu ardere directă), condensatorul și absorbtorul sunt răcite direct cu aerul exterior, vaporizatorul răcește direct aerul sau un fluid tehnologic

- *cu încălzire/răcire indirectă*

Fierbătorul este alimentat de un fluid încălzitor produs în exteriorul instalației frigorifice cu absorbție (abur, condens, apă caldă, gaze de ardere), condensatorul și absorbtorul sunt răcite cu apă (recirculată eventual de la un turn de răcire), vaporizatorul răcește un debit de apă care apoi servește unui consumator.

- În funcție de modul de producere a energiei de acționare, se pot utiliza:

- *combustibili fosili* care ard într-o centrală termică și produc fluidul încălzitor (abur, apă caldă)

- *energii regenerabile*: apă caldă preparată cu energie solară, apă geotermală

- *energii recuperate*: gaze arse, condens rezultat dintr-un scop tehnologic sau de la un grup de cogenerare

1.3.3. Constructori actuali de instalații frigorifice cu absorbție

Datorita simplității si accesibilității la energia de acționare (electricitate), sistemele cu compresie mecanică sunt cele mai frecvente în aplicațiile de răcire și condiționarea aerului. Sistemele cu absorbție devin opțiuni viabile atunci când se dispune de o sursă de căldură reziduală sau regenerabilă, care să conducă la costuri reduse de exploatare. Primii constructori de instalații frigorifice cu absorbție au fost Borsig pentru varianta apa-amoniac si pentru varianta bromura de litiu-apă: Carrier, York și Trane.

Tabel 1.2: Lista producătorilor de sisteme frigorifice cu absorbție

Producător	Țara	Tipuri de sisteme cu absorbție	Capacități de răcire nominale disponibile [kW]
AGO	Germania	amoniac/apa	30-1.000
Broad	China	variate	175-23.260
Carrier	USA	apa/bromura de litiu, cu un efect si doua efecte	352-15.977
ClimateWell	Spania	apa/LiCl cu rezerva termica	10-20
EAW	Germania	apa/LiBr	15-200
Ebara	Japonia	variate	158-2.462
Entropie	Franta	apa/LiBr	300-6.000
Hitachi	Japonia	apa/LiBr, dublu efect in paralel	106-19.690
Kawasaki	Japonia	apa/LiBr , dublu si triplu efect	141-2.462
LG	Corea	apa/LiBr	100-1750
Pink	Austria	amoniac/apa	12
Rotartica	Spania	bromura de litiu, un singur efect, rotative, răcite cu aer	4.5
Sanyo	Japonia	apa/bromura de litiu, un efect si doua efecte	105-5.274
Shuangliang	China	apa/bromura de litiu, un efect si doua efecte	352+
Solarice	Germania	amoniac/apa	25-40
SolarNext	Germania	amoniac/apa si apa/bromura de litiu	18-50
Sonnenklima	Germania	apa/bromura de litiu	10
Thermax	India	apa/bromura de litiu	35-12.000
Trane	USA	un efect si doua efecte	390-7.136
Yazaki	Japan	apa/bromura de litiu răcite cu aer sau apa	28-105
York	USA	apa/bromura de litiu un efect si doua efecte	422-4.853

În prezent, există numeroși producători, atât în S.U.A., cât și în Europa sau Asia care aduc ameliorări continue acestor sisteme, perfecționând ciclurile de funcționare (cu efect multiplu, în mai multe trepte, utilizând cicluri hibride) sau echipamentele prin utilizarea fierbătoarelor cu ardere directă sau condensatoare, absorbitoare, vaporizatoare cu plăci sau minicanale. În prezent, cercetarea este orientată și către găsirea altor cupluri de substanțe care să conducă la performanțe superioare ale instalațiilor frigorifice cu absorbție și la extinderea aplicațiilor acestor instalații.

1.3.3. Comparație între instalațiile cu absorbție și cele cu compresie mecanică

În Figura 1.3 este prezentă schema comparativă a celor doua sisteme. Se evidențiază faptul că ambele instalații au elemente comune: condensatorul, ventilul de laminare și vaporizatorul. Diferențierea se face de modul de realizare a comprimării vaporilor de fluid frigorific.

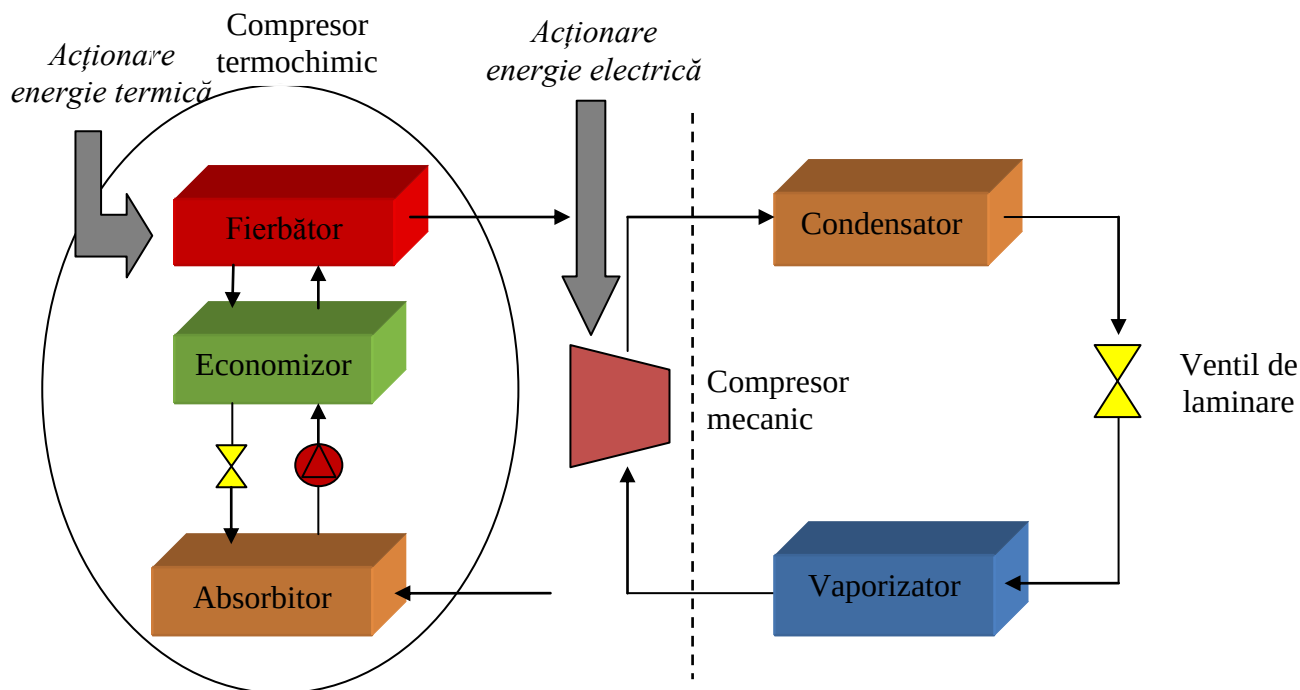


Figura 1.3: Comparație între compresorul instalației cu absorbție și compresorul instalației cu compresie mecanică

Instalațiile cu absorbție reprezintă o alternativă la instalațiile cu compresie mecanică. În prezent majoritatea aplicațiilor comerciale, industriale și rezidențiale folosesc atât răcirea prin vaporizare directă cât și cu apă rece preparată de chillere, instalațiile fiind cu compresie mecanică de vapor și acționate cu energie electrică. Instalațiile frigorifice cu compresie mecanică prezintă o serie de avantaje substanțiale:

- consum mai mic de energie de acționare, care conduce la un coeficient de performanță ridicat
- simplitate în funcționare
- acces mai facil la energia de acționare

Când energia de acționare a instalațiilor frigorifice cu absorbție este deșeu sau regenerabilă, aceste instalații sunt de preferat prin economia energetică realizată.

Pentru o comparație completă a celor doua modele de instalații frigorifice este necesara analiza următoarelor elemente:

- **Tipul de energie de acționare**

Instalațiile cu absorbție funcționează pe baza energiei termice, aceasta fiind singura formă de energie care se poate găsi sub formă deșeu sau de energie recuperată sau regenerabilă. În schimb, instalațiile cu compresie mecanică utilizează energie electrică, care este o energie nobilă, deci scumpă.

- **Investiția**

Din punct de vedere al investiției, la instalația cu absorbție, aceasta este mai ridicată din cauza complexității instalației.

- **Exploatarea**

Instalațiile frigorifice cu absorbție necesita o cantitate mai mare de energie de acționare decât instalațiile cu compresie mecanica, conducând la un cost de exploatare mai ridicat. Dacă se utilizează însa energie deșeu, recuperată sau regenerabila, atunci instalațiile frigorifice cu absorbție pot deveni rentabile față de cele cu compresie mecanica.

- **Căldura cedată**

În instalațiile cu absorbție, căldura trebuie să fie evacuată din mai multe componente: condensator, absorbitor și deflegmator, în timp ce la instalațiile cu compresie mecanică se cedează căldură numai din condensator. Dacă se dorește utilizarea instalațiilor cu absorbție pentru încălzire, acest lucru devine un avantaj. În schimb dacă instalația funcționează pentru răcire, echipamentele pentru cedarea căldurii (turnul de răcire, pompele pentru apa de răcire) vor avea dimensiuni mai mari care conduc și la o creștere a costurilor de operare a instalației.

- **Metoda de compresie a agentului frigorific**

Partea cea mai importantă dintr-un ciclu frigorific este compresia agentului frigorific. În instalațiile cu compresie mecanică, compresia agentului frigorific este realizată cu ajutorul compresorului mecanic. În instalațiile cu absorbție, compresia agentului frigorific se realizează printr-un ansamblu de fenomene care includ: absorbția agentului frigorific în soluția absorbantă, pomparea soluției obținute, desorbția vaporilor de agent frigorific din

soluție în urma fierberii și laminarea soluției rezultate. Toate aceste procese se desfășoară în compresorul termochimic.

- **Zgomot**

Compresorul instalațiilor cu compresie mecanică funcționează la viteze mari producând zgomot și vibrații, necesitând o echilibrare bună și fundație solidă. În instalațiile cu absorbție nu există elemente în mișcare, încât aceasta funcționează silențios și nu necesită fundații deosebite.

- **Întreținere**

Uzura instalațiilor cu absorbție este redusă, încât au o fiabilitate mare, durata de funcționare este mult mai mare, depășind 25 de ani.

- **Impactul asupra mediului**

Instalațiile cu compresie mecanică utilizează ca fluide frigorifice atât fluide naturale: NH_3 , CO_2 , propan, izobutan) cât și fluide de sinteză, freoni, (monocompnenți sau amestecuri). Unele din acestea din urmă au fost restricționate server de Protocol de la Montreal deoarece sunt gaze care distrug stratul de ozon. De aceea, în prezent, se utilizează doar cele care au potențialul de distrugere a stratului de ozon (ODP) nul. În același timp, însă, toți freonii sunt gaze cu efect de seră, fiind monitorizate de Protocolul de la Kyoto care impune reducerea emisiilor de gaze cu efect de seră cu 20% până în anul 2020, încât cercetarea este îndreptată spre căutarea unor freoni cu efect redus de încălzire a atmosferei.

În instalațiile cu absorbție sunt utilizate soluții cu fluide frigorifice inofensive pentru mediu (apă, amoniac) , încât acest lucru este un avantaj semnificativ.

- **Coeficientul de performanță (COP)**

Instalațiile frigorifice cu absorbție prezintă COP-uri mult mai mici decât cei ai instalațiilor frigorifice cu compresie mecanică, chiar dacă la ciclurile ameliorate cu dublu sau triplu efect acesta crește de circa 2-3 ori atingând valori de 1,7.

Totuși analiza comparativa bazata pe COP nu este edificatoare deoarece energia de acționare în cele doua instalații este diferită (electrică, termică), implicând randamente mult diferite pentru producere și în final cantități diferite de energie primara utilizata.

Când instalațiile frigorifice cu absorbție sunt acționate cu energie deșeu sau regenerabila, cantitatea utilizata nu mai este un impediment, costul acesteia fiind redus, încât nici COP-ul nu mai este relevant.

Din această analiza rezultă ca alături de sistemele frigorifice cu compresie mecanica, întâlnite frecvent în aplicațiile industriale sau casnice, și sistemele cu absorbție își găsesc aplicabilitatea daca energia de acționare este ieftina. Reducerea investiției prin compactizarea echipamentului si creșterea performantei acestor sisteme rămâne o preocupare principala a cercetării pentru ca aceste sisteme sa devină și mai rentabile.

1.3.4. Echipamente componente

Utilajele principale din instalațiile cu absorbție sunt: absorbitorul si fierbătorul. Cele două utilaje completate cu o pompa de circulație a soluției si cu ventilul de laminare alcătuiesc compresorul termochimic. În scopul unei economii energetice se completează cu un schimbător de căldura plasat între soluția fierbinte rezultata din fierbător si soluția rece din absorbitor, denumit economizor.

Echipamentele instalațiilor frigorifice cu absorbție sunt specifice tipului de soluție utilizata.

a) Echipamente pentru instalațiile cu soluția amoniac-apă

Piesa principala a instalațiilor cu absorbție este fierbătorul unde se realizează desorbția soluției.

După construcția lor, fierbătoarele sunt multitubulare, verticale sau orizontale. După principiul de funcționare fierbătoarele pot fi peliculare sau înecate. Cele peliculare se caracterizează prin scurgerea soluției pe suprafața de încălzire, iar cele înecate prin scufundarea suprafeței de încălzire (țevi, serpentină) în soluție.

După modul de încălzire fierbătoarele pot fi încălzite direct prin arderea unui combustibil sau indirect cu abur, lichide fierbinți sau cu gaze calde.

Câteva construcții de fierbătoare sunt prezentate în continuare.

Fierbătorul multitubular vertical este alcătuit din trei părți componente: zona de preîncălzire a soluției (epuizare), cea de fierbere propriu-zisă, zona de colectare a soluției rămase după fierbere. Soluția bogată se prelinge pelicular pe suprafața interioară a țevelor, iar pe suprafața exterioară în spațiul dintre țevi și manta circulă mediul de încălzire.

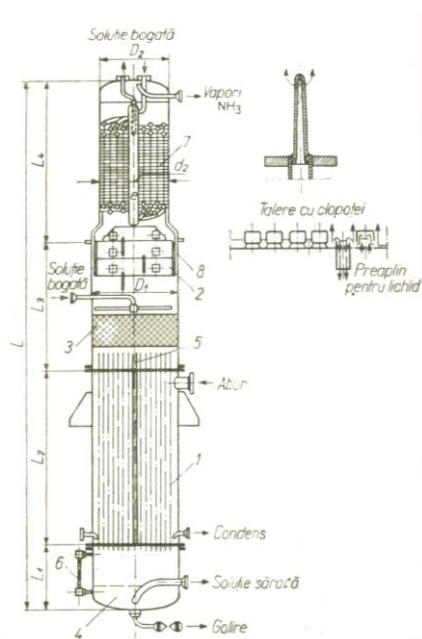


Figura 1.4: Fierbătorul pelicular vertical

În cazul utilizării soluției de amoniac-apă, deoarece în urma fierberii rezulta atât vapori de amoniac cât și vapori de apă, este necesară creșterea concentrației vaporilor în amoniac (agent frigorific) la ieșirea din fierbător. Acest lucru se realizează prin condensări succesive a vaporilor de apă în procesele de rectificare din zona de epuizare, coloana de rectificare și deflegmator.

Fierbătorul multitubular orizontal

În interiorul țevelor circulă agentul încălzitor, iar la exteriorul lor între țevi și manta fierbe soluția de apă-amoniac. Coloana de epuizare și rectificare este plasată vertical, deasupra fierbătorului.

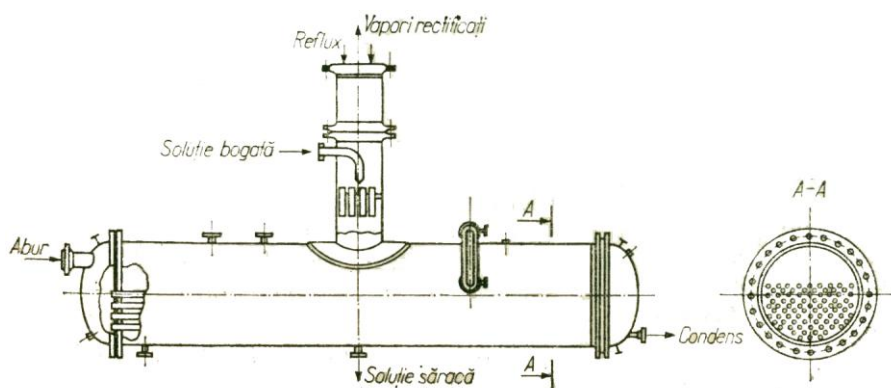


Figura 1.5: Fierbătorul orizontal înecat încălzit cu abur

Fierbătorul cu recirculația soluției

Zona de fierbere a acestui tip de fierbător este alcătuită dintr-o manta de țevi verticale, colector-separator de vapori și o coloana de rectificare. În interiorul țevelor circula de jos în sus soluția de distilat, în timp ce în spațiul tubular condensează aburul.

Coloana de rectificare are două părți: coloana de epuizare și coloana de rectificare prevăzute cu talere și clopote. Soluția bogată se distribuie în două circuite: spre coloana de rectificare și spre absorbitor. La acest tip de fierbător nu este necesar un condensator de reflux special, deoarece se folosește o parte din lichidul obținut în condensatorul principal pentru coloana de rectificare.

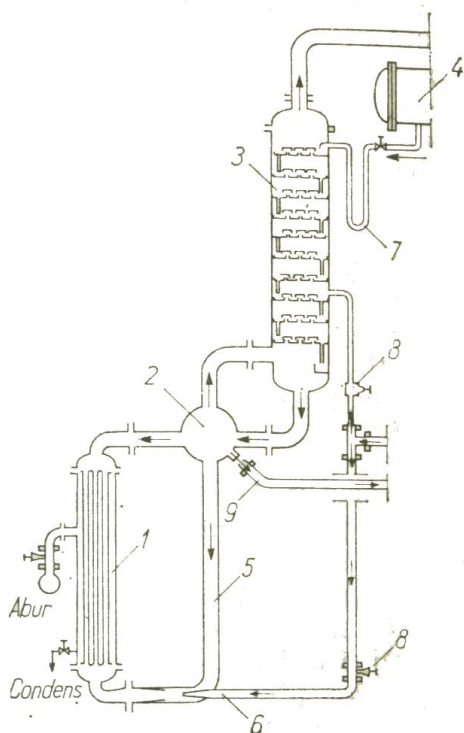


Figura 1.6: Fierbător cu recircularea soluției

Absorbitorul este o componentă de bază a instalațiilor cu absorbție și are un efect considerabil asupra dimensiunilor ansamblului întreg. Acest aparat are două roluri principale: realizează transferul de masă prin concentrarea soluției absorbante și asigură transferul de căldură de la soluție către mediu, direct către aer sau indirect, printr-un circuit de apă de răcire.

După principiul de funcționare, absorbitoare pot fi:

- *peliculare* la care soluția curge sub forma de peliculă pe suprafața de răcire
- *cu barbotare* la care vapori de fluid frigorific sub forma de bule fine străbate stratul de lichid
- *cu pulverizare* unde soluția este pulverizată în particule cât mai fine în masa de vapori de fluid frigorific

În continuare se prezintă câteva din cele mai frecvente construcții de absorbitoare din instalațiile cu absorbție cu amoniac-apă.

Absorbitoare cu serpentină

Aceste tipuri de absorbitoare se folosesc pentru puteri termice mici. Distribuitorul de soluție asigură scurgerea soluției peste serpentina absorbitorului. Apa se încălzește circulând prin serpentină de jos în sus în contracurent și de sus în jos în echicurent față de vaporii de fluid frigorific. Funcționarea este peliculară, soluția scurgându-se pe suprafața exterioară a serpentinei de răcire.

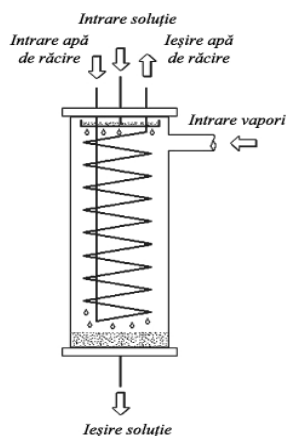


Figura 1.7: Absorbitorul cu serpentina de răcire în contracurent

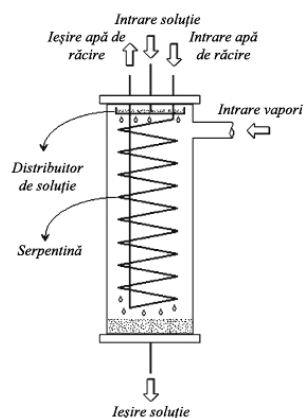


Figura 1.8: Absorbitorul cu serpentina de răcire în echicurent

Absorbitorul cu plăci

Acest tip de absorbitor este format din plăci verticale așezate la distanțe egale una fata de cealaltă. Apa de răcire circulă între două plăci alăturate în contracurent cu soluția care circulă între alte două plăci vecine. Vaporii de agent frigorific sunt introduși prin partea laterala a absorbitorului în zona în care circulă soluția.

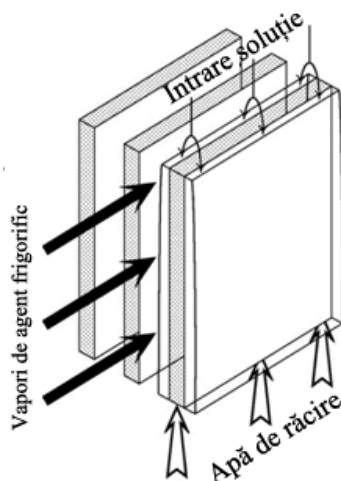


Figura 1.9: Absorbitorul vertical cu plăci

Absorbitorul pelicular orizontal

Este folosit pentru puteri termice mari fiind compus din unul sau mai multe tronsoane identice suprapuse [Figura 1.10]. Soluția amoniacală diluată este distribuită în tronsonul superior, deasupra fascicolului orizontal de țevi peste care se scurge pelicular absorbând vaporii de amoniac introduși în spațiul intertubular. Pe măsură ce soluția hidroamoniacală coboară în tronsoanele următoare, aceasta se concentrează în amoniac. Apa se încălzește când circulă prin interiorul țevelor în contracurent cu soluția preluând căldura de absorbție degajată.

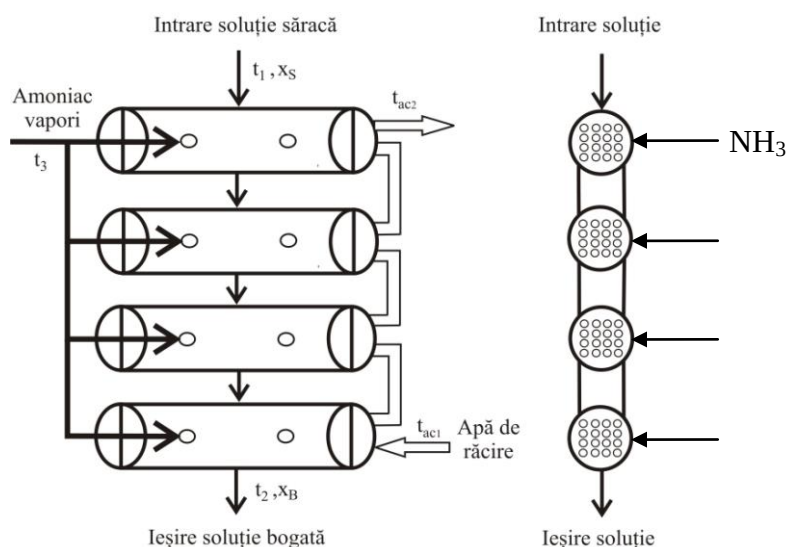


Figura 1.10: Schema absorbtorului multitubular orizontal

În Figura 1.11 este prezentată variația de temperatură a peliculei de soluție și a apei de răcire în absorbtor. Procesul de absorbție al vaporilor de amoniac este mai intens la început când soluția este diluată și se diminuează pe măsură ce soluția se concentrează în amoniac. Efectul termic asociat evoluează de la o valoare maximă la început către o valoare minimă la sfârșit. Deoarece debitul de agent de răcire este constant și evacuează un flux constant de căldură, soluția amoniacală se încălzește inițial până la temperatura maximă cât timp efectul termic depășește posibilitatea de evacuare către apa de răcire și după atingerea echilibrului termic marcat de temperatura maximă, soluția se răcește continuu. O creștere a suprafeței de transfer a căldurii în prima parte a procesului de absorbție prin dispunerea țevelor în aceasta zonă cu un pas mai mic, poate conduce la o optimizare a acestui proces (Hera, 1987).

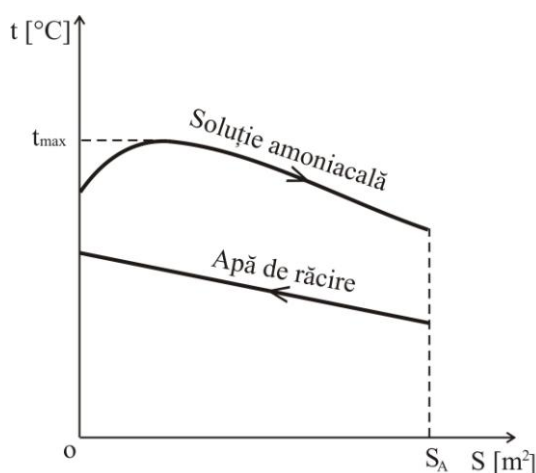


Figura 1.11: Evoluția temperaturii soluției de amoniac și a apei de răcire în absorbtor

Un parametru important care influențează procesul de absorbție este densitatea de stropire. Dacă aceasta este prea mică, suprafața țevelor udate de pelicula de soluție este mică, conducând la o capacitate de absorbție scăzută. Dacă densitatea de stropire este prea ridicată se formează pelicule groase de soluție care înrăutățesc transferul de căldură și de masă rezultând o răcire insuficientă și o concentrație a soluției la ieșire din absorbtor mai mică decât cea propusă. Astfel eficiența transferului de căldură în absorbtor este maximă când pelicula de soluție are grosimea minimă și în același timp udă întreaga suprafață a țevelor. Studiile anterioare au arătat că densitatea de stropire crește cu factorul de circulație conducând la un coeficient mediu de transfer de căldură scăzut ceea ce determină majorarea suprafeței de transfer de căldură.

Absorbtorul multitubular vertical cu barbotare

Vaporii de amoniac și soluția sunt distribuite la baza absorbtorului și circulă prin țevi în contracurent cu apa de răcire. Vaporii sunt distribuiți în țevi cu ajutorul ștuțurilor de diametru foarte mic. Soluția concentrată este obținută la partea de sus a absorbtorului.

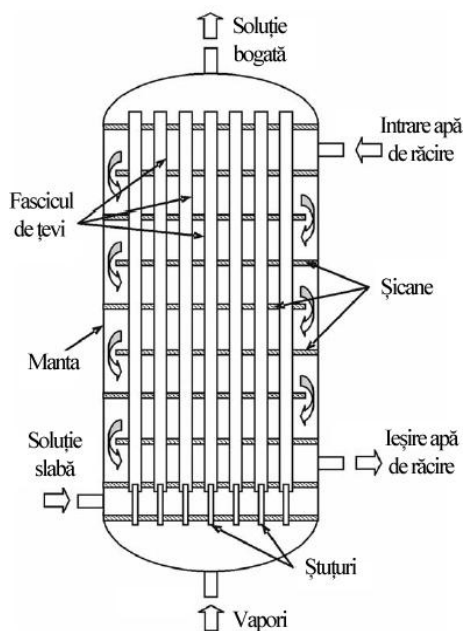


Figura 1.12: Absorbtorul multitubular vertical cu barbotare

Absorbtoare cu pulverizare

În cazul absorbtoarelor cu pulverizare, transferul de căldură se realizează separat de transferul de masă. Absorbtoarele cu pulverizare sunt alcătuite din următoarele aparate: o camera adiabatică, un rezervor de soluție, o pompa și un schimbător de căldură cu plăci. Absorbția are

loc în camera adiabatică prin pulverizarea soluției sărace în curentul de vapori de amoniac, iar căldura de absorbție este extrasă ulterior folosind un schimbător de căldură.

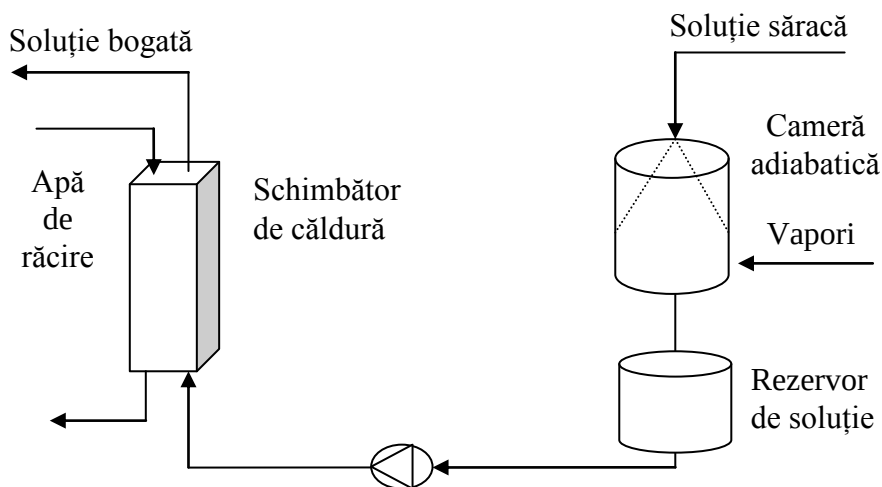


Figura 1.13: Absorbitorul cu pulverizare

b) Echipamente pentru instalațiile cu bromura de litiu-apă

Fierbătoare cu serpentina

Acest tip de fierbător este realizat dintr-o serpentină imersată în soluție, la interiorul căreia circula agent încălzitor. În acest fel se evită prezența aerului în contact cu suprafața metalică, evitându-se coroziunea. Serpentina este fabricată dintr-un aliaj de cupru și nichel. Cilindrul fierbătorului se execută din oțel inoxidabil sau se acoperă peretele interior cu un strat protector de nichel.

Presiunea din vaporizator trebuie să fie foarte mică (maxim 100 mm CA) pentru ca procesul să poată decurge la temperatura de vaporizare dorită între 3 și 5 °C; menținerea ei implică împiedicarea formării coloanei de lichid (presiunea hidrostatică a acestei coloane de lichid fiind de același ordin de mărime). În acest scop vaporizatorul este de tip pelicular, realizat din țevi suprapuse peste care se scurge apa. În aceste țevi circulă apă care se răcește. Apa colectată în cuva vaporizatorului este recirculată continuu, ca să nu se formeze coloană de lichid.

Cum presiunea din absorbitor este aceeași ca în vaporizator (pentru circulația vaporilor de apă între cele două utilaje) și acesta se realizează pelicular și se recirculă continuu soluția pentru a nu se forma coloana de lichid și a putea menține presiunea la valoarea dorită.

1.4. Stadiul actual al cercetării din domeniu

Cercetările din domeniul instalațiilor cu absorbție s-au concentrat pe dezvoltarea unor cicluri noi sau hibride mai economice și mai performante energetic: cu ardere directă, cu dublu și triplu efect și îmbunătățirea transferului de căldură și de masă a procesului de fierbere și de absorbție.

Cercetări recente s-au preocupat de găsirea amestecurilor binare care să îmbine proprietățile termodinamice favorabile (diferența de temperaturi de fierbere a componentelor cât mai mare) care să conducă la performanțe mari cu condiții de funcționare cât mai sigure (neinflamabile, netoxice, neexplozibile) și inofensive pentru materialele utilizate (necorozive) sau mediu.

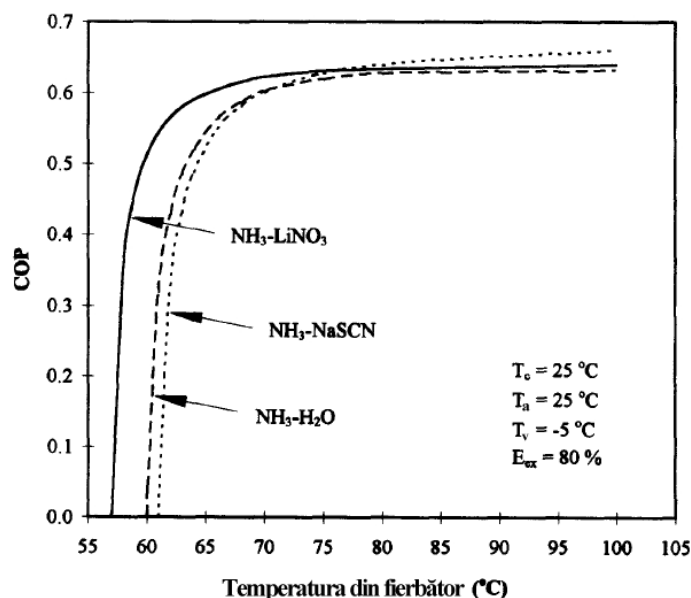


Figura 1.14: Influența temperaturii din fierbător asupra COP-ului pentru soluțiile $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$ și $\text{NH}_3 - \text{NaSCN}$ (Sun, 1998)

Au fost făcute cercetări pentru a găsi noi fluide de lucru. S-a păstrat amoniacul ca fluidul frigorific cu care se poate obține un domeniu mai larg de temperaturi de vaporizare, atât pozitive cât și negative cuplat cu unele săruri utilizate ca absorbanți care să aibă un punct de fierbere mai ridicat. Sărurile de azotat de litiu și tiocianat de sodiu împreună cu amoniac au fost propuse ca amestecuri ce se pot utiliza în instalațiile cu absorbție pentru aplicații cu temperaturi negative. Sun D. a comparat performanțele ciclurilor termodinamice pe baza de

amoniac. Figura 1.11 arată comparația între valorile COP-ului în funcție de temperatura de fierbere pentru ciclurile frigorifice cu absorbție cu soluție $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$ și $\text{NH}_3 - \text{NaSCN}$. Se observa că COP-ul crește cu temperatura de fierbere pentru toate cele trei tipuri de cicluri. Pentru temperaturi de fierbere mai mici de 80°C , ciclul cu $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$ prezintă cea mai bună performanță, în timp ce la temperaturi de fierbere mai mari de 80°C , ciclul frigorific cu $\text{NH}_3 - \text{NaSCN}$ are o performanță mai bună.

Aceste rezultate arată că, pentru aceleași condiții de funcționare, ciclurile frigorifice cu soluții $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$ și $\text{NH}_3 - \text{NaSCN}$ prezintă coeficienți de performanță cu aproximativ 10% mai mari decât instalațiile frigorifice cu $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$.

Fiecare ciclu frigorific are o limită inferioară a temperaturii de fierbere. Ciclul frigorific cu $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$ folosește cea mai scăzută temperatură de fierbere. Acesta valoare este foarte importantă pentru utilizarea surselor de căldură recuperate sau a energiei solare deoarece temperatura fluidului pentru captatori solari plani este în general sub 90°C .

Pe plan internațional, au fost făcute numeroase studii privind instalațiile cu absorbție fie pentru utilizarea lor prin acționare cu energii regenerabile (energie solară).

Instalațiile cu absorbție cu efect multiplu au fost studiate numai pentru soluția $\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$ (Grossman, 2002). Rezultatele au arătat coeficienți de performanță ridicați. Figura 1.15 prezintă variația COP-ului în funcție de temperatura agentului încălzitor pentru temperatura apei răcite livrate de 7°C și temperatura apei de răcire de 30°C . Pentru fiecare instalație cu absorbție există o valoare minimă pentru temperatura agentului încălzitor sub care instalația nu mai funcționează continuu. Cu cât temperatura crește peste această valoare, COP-ul începe să crească brusc. Instalația cu un singur efect are rezultate bune în domeniul de temperaturi $80-100^\circ\text{C}$, COP-ul având valori de circa 0,7. Peste această temperatură, valoarea COP-ului rămâne aproape constantă încât este mai bine să se utilizeze instalațiile cu efect multiplu. Astfel instalația frigorifică cu absorbție cu dublu efect funcționează cu performanță ridicată ($\text{COP} = 0,8 \dots 1,2$) până la temperatura de 160°C . Peste această temperatură, instalațiile cu triplu efect prezintă cea mai bună performanță ($\text{COP} = 1,4 \dots 1,7$).

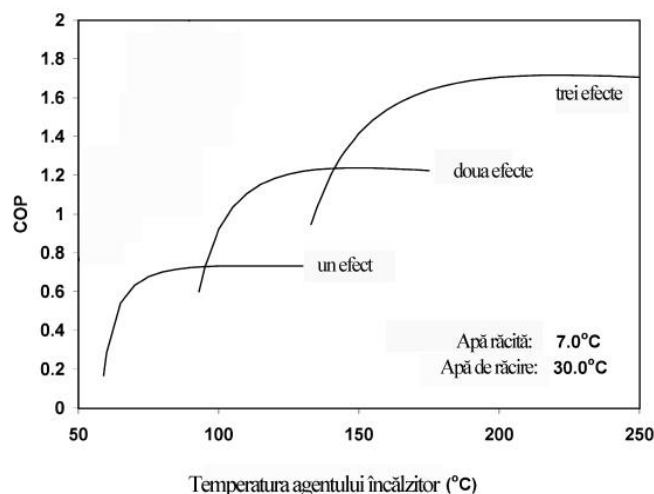


Figura 1.15: Performanta ciclurilor frigorifice cu mai multe efecte cu soluție H₂O-LiBr

Ciclul frigorific cu absorbție cu dublu efect cu soluție H₂O-LiBr în configurația paralel a fost studiat experimental de către Matsushima s.a.(2010).

În ultima perioada, s-a acordat o atenție deosebită în utilizarea energiei solare. O instalație cu absorbție cu H₂O-LiBr acționată cu energie solară compusă din captatori solari cilindrico-parabolici cu aria 52 m² și un sistem cu absorbție cu dublu efect a fost instalată și studiată pentru aplicații de răcire și încălzire la Carnegie Mellon University în Pittsburg (Duff W.S., 2004). Alt studiu arată că o clădire comercială din Sacramento California a fost echipată cu un chiller cu absorbție cu dublu efect McQuay/Sanyo de 70 kW și captatori solari concentrați (Qu M., 2010). Asemenea cercetări, utilizând atât instalații frigorifice cu absorbție cu H₂O-LiBr cât și NH₃ – H₂O sunt în desfășurare în prezent în cadrul laboratorului catedrei de Termotehnică din UTCB.

Cercetarea sistemelor cu absorbție a creat necesitatea dezvoltării unor simulări numerice sigure și eficiente ale acestora. Au fost prezentate modele matematice care au demonstrat utilitatea acestora pentru determinarea parametrilor termodinamici și optimizarea construcției echipamentelor compacte.

Există câteva programe software comerciale pentru simularea ciclurilor cu absorbție, cum ar fi: ABSIM, EES, Aspen Plus sau TRNSYS.

ABSIM este un program dezvoltat pentru simularea unor configurații variate ale sistemelor cu absorbție. Deși acesta conține mai multe tipuri de fluide printre care și $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ și $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$, soluțiile de $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$ și $\text{NH}_3 - \text{NaSCN}$ nu sunt incluse.

Engineering Equation Solver (EES) este un program creat de firma F-Chart Software Inc. Aceasta conține proprietățile soluției amoniac-apa care sunt obținute pe baza relațiilor lui Ibrahim și Klein. În cadrul programului, utilizatorul trebuie să scrie ecuațiile corespunzătoare ciclului cu absorbție și să se asigure că sunt bine definite. Programul conține librării cu proprietățile mai multor fluide. În cazul sistemelor de ecuații neliniare, utilizatorul trebuie să verifice rezultatele pentru a se asigura că soluția matematică este validată de procesul fizic. Într-o formă sau alta, utilizatorul trebuie să programeze simulatorul pentru a converge la soluția corectă.

Un alt program care permite simularea ciclurilor termodinamice avansate este Aspen Plus. Acesta conține o bază de date extinsă pentru proprietățile fizice și chimice ale substanțelor.

TRanNsient SYstem Simulation program (TRNSYS) este un program de simulare dezvoltat de Solar Energy Laboratory de la Universitatea din Wisconsin. Acesta este compus dintr-o interfață grafică, un motor de simulare și o bibliotecă de componente care conține diferite modele de clădiri și echipamente standard. Acest program de simulare poate fi folosit pentru analiză și dimensionarea sistemelor, analiză multi-zonală de scurgere a aerului, simularea energiei electrice sau comportamentul termic al clădirilor.

Fernandez-Seara J. ș.a. a dezvoltat un model matematic pentru procesul de absorbție cu amoniac și apă pe baza bilanțului de masă și de energie pentru absorbitoarele cu țevi verticale răcite cu apă. O analiză teoretică însoțită de modelarea numerică și experimentală a procesului de absorbție în absorbitoarele cu țevi orizontale a fost făcută de Raisul Islam. Jung-In Yoon ș.a. au dezvoltat un model matematic bazat pe metoda volumelor finite pentru transferul de căldură și masă la procesul de absorbție a vaporilor de apă în soluția de LiBr folosind un absorbtor vertical cu plăci răcite cu apă și au analizat efectul condițiilor de funcționare asupra debitului masic.

1.5. Obiectivele tezei de doctorat

Această lucrare pornește cu o analiză critică a literaturii de specialitate din domeniu, din țară și străinătate. Pe baza aceasta, se stabilesc preocupările de cercetare teoretică, de modelare matematică și experimentală.

Principalul obiectiv al acestei teze este creșterea eficienței ciclului termodinamic și a echipamentelor. În vederea realizării acestui obiectiv, se studiază posibilitatea utilizării unor noi soluții binare bazate pe amoniac. Amestecurile de amoniac și azotat de litiu ($\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$) și amoniac și tiocianat de sodiu ($\text{NH}_3\text{-NaSCN}$) pot fi folosite pentru aplicații de temperaturi negative. Instalațiile cu aceste soluții nu necesită rectificarea vaporilor de amoniac și pot fi cu singur efect și cu dublu efect. Cercetarea începe prin efectuarea unei analize comparative între soluțiile binare clasice amoniac-apă ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) și apă-bromură de litiu ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$) și cele două soluții alternative: $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ și $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$.

Un obiectiv important al acestei teze este analiza instalației cu absorbție într-o treaptă cu soluție $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ care funcționează ca instalație frigorifică și ca pompă de căldură. În acest scop se determină relații analitice pentru calculul proprietăților soluției $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ care sunt necesare modelului de simulare.

Pentru analiza și evaluarea performanțelor mai multor tipuri de instalațiile frigorifice cu absorbție, este necesară dezvoltarea unor modele de calcul care să permită simularea flexibilă a acestora. În acest scop, se realizează un model de calcul pentru ciclurile frigorifice cu absorbție folosind conceptul de programare orientată obiect. Acest model permite simularea instalațiilor cu absorbție cu $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ într-o treaptă și instalațiile cu un singur efect și dublu efect cu $\text{H}_2\text{O-LiBr}$, $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ și $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$.

Un alt obiectiv este validarea programului de calcul atât cu date experimentale măsurate pe instalațiile din laboratorul Catedrei de Termotehnică din UTCB, cât și cu date experimentale preluate din literatura de specialitate.

Obiectivul final este analiza funcționării instalației cu absorbție prin studiul variației coeficientului de performanță în funcție de variația temperaturilor celor trei surse de căldură: temperatura agentului încălzitor, temperatura agentului răcit și temperatura apei de răcire.

Utilizarea energiei solare la alimentarea instalațiilor cu absorbție ridică problema continuității funcționării acestora. De aceea se vor studia posibilitățile de stocare pe partea agentului răcit sau pe partea de apei calde prin efectuarea unor simulări cu date climatice reale.

Proiectarea echipamentelor se va concentra pe componenta principală a instalațiilor cu absorbție, reprezentată de absorbtor. Se va urmări reducerea dimensiunilor absorbtorului, componentul principal dintr-o pompă de căldură cu absorbție, prin realizarea unei dimensionări optime. În acest scop se realizează optimizarea constructivă a absorbtorului în funcție de puterea termică, densitatea de stropire, lungimea țevelor, diametrul și pasul de așezare a lor prin dispunerea unui număr minim de tronsoane.

2. Soluții binare utilizate în instalațiile cu absorbție

2.1. Criterii de alegere a soluțiilor binare

Instalațiile frigorifice cu absorbție utilizează ca fluid de lucru o soluție binară compusă dintr-un agent frigorific și un absorbant. Perechea de substanțe folosită este foarte importantă deoarece proprietățile lor au un rol important pentru performanța ciclurilor.

Amestecul de fluide utilizate trebuie să îndeplinească o serie de cerințe termodinamice, termofizice, tehnologice, de securitate și economice.

Criteriile termodinamice care trebuie considerate în alegerea soluției binare sunt următoarele. Cele două componente ale soluției trebuie să se dizolve nelimitat. De asemenea, temperaturile de fierbere, la aceeași presiune să fie cât mai diferite. Cu cât este mai mare diferența între punctele de fierbere ale componentelor, se pot obține vapori ai componentului mai volatil cât mai puri în urma fierberii. În ce privește presiunea, absorbantul trebuie să prezinte o presiune de vaporizare scăzută în comparație cu agentul frigorific.

Un alt criteriu foarte important care trebuie luat în seamă este cristalizarea.

Raportul între capacitatea calorică a agentului frigorific și al absorbantului și căldura latentă a agentului frigorific, trebuie să fie cât mai mic (Alefeld și Radermacher, 1993).

Criteriile termofizice se referă la proprietățile termofizice ale amestecului, dintre care conductivitate termică, coeficientul de convecție termică și vâscozitatea sunt cele care prezintă interes maxim. Conductivitatea termică și coeficientul de convecție termică la vaporizare, condensare, încălzire, răcire trebuie să fie cât mai mari pentru a conduce la un transfer de căldură cât mai bun. Din punct de vedere al vâscozității dinamice, aceasta trebuie să fie redusă pentru a nu avea pierderi de presiune foarte mari.

Criterii tehnologice

Fluidele trebuie să fie stabile termic și să nu se descompună la temperaturii normale de funcționare. Stabilitatea termică stabilește limitele domeniului de temperaturi în care instalația poate să funcționeze.

Fluidele trebuie să fie compatibile cu materialele necesare pentru construcție și funcționare a sistemului cum ar fi materialele echipamentelor, senzori sau solvenți de curățare. O eventuală corozivitate impune măsuri de protecție a echipamentelor.

Criterii de securitate

Toxicitatea amestecului trebuie să fie cât mai scăzută pentru siguranța personalului care participă la fabricarea echipamentului și pentru utilizatorii instalației în cazul unei scăpări accidentale.

Pentru siguranța echipamentelor, fluidele trebuie să fie neinflamabile și neexplozibile. În ce privește impactul asupra mediului, fluidele trebuie să nu dăuneze mediului înconjurător (să nu contribuie la încălzirea globală).

Cele mai folosite perechi de substanțe sunt: amoniac-apă ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) și apă-bromura de litiu ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$). Cu toate că aceste soluții sunt utilizate de mulți ani, fiecare soluție prezintă câteva dezavantaje.

2.2. Soluția amoniac-apă

De la invenția instalațiilor cu absorbție, soluția $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ a fost folosită pe scară largă pentru aplicații de răcire și încălzire. Amoniacul și apa sunt stabili pentru un domeniu larg de temperaturi și presiuni de funcționare. Amoniacul are căldura latentă de vaporizare mare care este necesară pentru obținerea unei performanțe ridicate a instalației. Se poate folosi pentru aplicații cu temperaturi scăzute pentru că temperatura de vaporizare normală a amoniacului este de $-33,4\text{ }^\circ\text{C}$.

Ciclurile cu absorbție cu $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ sunt folosite în principal pentru obținerea temperaturilor negative. Perechea $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ are și absorbantul volatil încât în urma fierberii soluției se obțin atât vapori de agent frigorific cât și de absorbant (apă). Pentru rezolvarea acestui inconvenient, se introduc în instalație utilaje auxiliare pentru rectificarea vaporilor (concentrarea lor în fluidul frigorific). Toate acestea conduc la o construcție mai complicată, la un cost mai ridicat al investiției și la un consum mai ridicat de energie de acționare a fierbătorului.

Dezavantajul acestei perechi de substanțe este faptul că toxicitatea amoniacului necesită cunoașterea și respectarea strictă a normelor de siguranță în timpul funcționării și întreținerii instalației.

Conform legii fazelor în echilibru a lui Gibbs, soluțiile binare necesită trei parametri de stare pentru determinarea unei stări termodinamice. Diagramele care se folosesc pentru aceste soluții sunt deci diagrame ternare. Aceste diagrame sunt spațiale și se reproduc în plan astfel: în axe se regăsesc doi parametri, iar cel de al treilea parametru variază de-a lungul unei axe perpendiculare pe planul primelor doi.

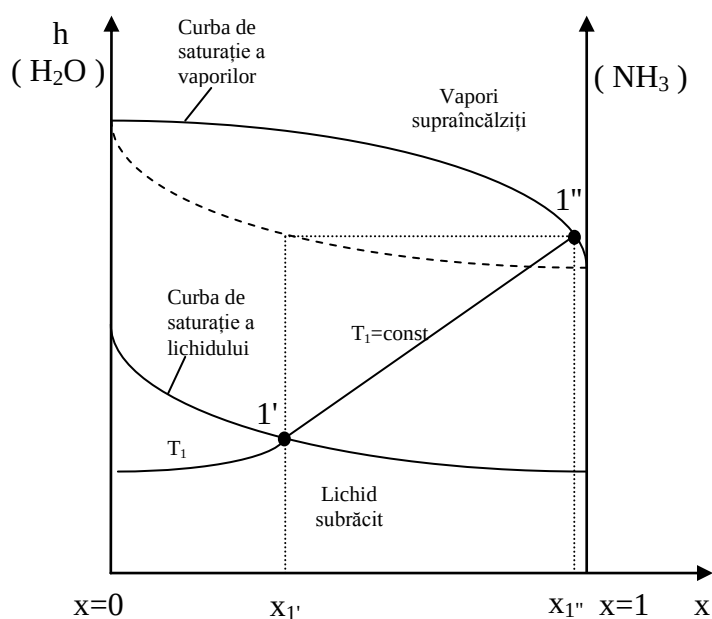


Figura 2.1: Schema diagramei entalpie-concentrație

Diagrama Merkel h - x - p din Figura 2.1 are înscrisă pe ordonată valorile entalpiei și pe abscisă valorile concentrației. Variația presiunii se desfășoară de-a lungul unei a treia axe, perpendiculară pe cele două aflate în plan (h , x), încât alura diagramei este spațială. Pentru urmărirea desfășurării proceselor se realizează secțiuni la diferite presiuni, suprapuse în plan. Pentru o anumită presiune, diagrama este împărțită în 3 regiuni. Partea de jos delimitată superior de curba de saturație a lichidului arată proprietățile lichidului subrăcit și conține un grup de izoterme. Aceste izoterme se pot folosi atât pentru lichidul subrăcit cât și pentru cel saturat. Partea din mijloc delimitată superior de curba de saturație a vaporilor reprezintă zona amestecului bifazic, lichid și vapor, în care se desfășoară procesul de schimbare de fază. Zona de deasupra curbei de saturație a vaporilor este cea a vaporilor supraîncălziți. Diagrama Merkel h - x - p pentru soluția amoniac-apă este prezentată în Figura 2.2.

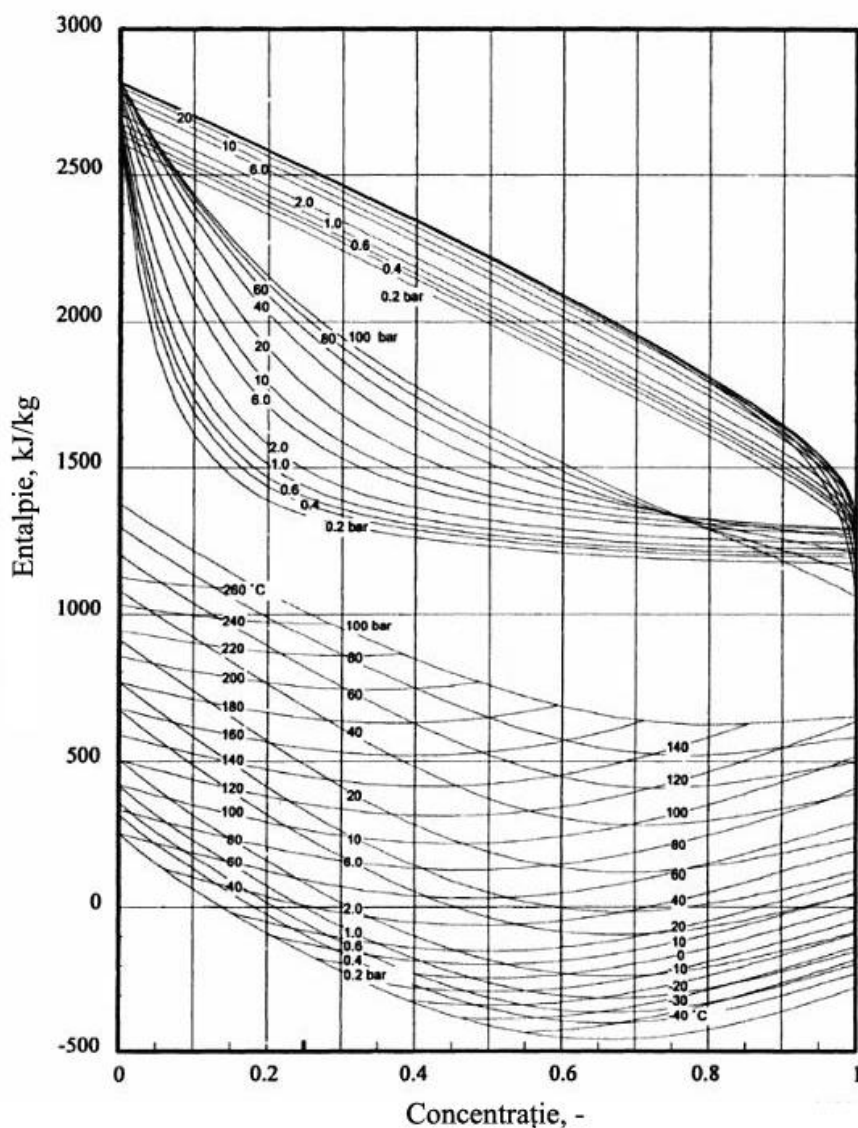


Figura 2.2: Diagrama Merkel - Diagrama entalpie-concentrație pentru soluția amoniac-apă

Diagrama entalpie-concentrație este foarte utilă în calculele ingineresti, dar nu este indicată pentru calculul exact al proceselor din instalațiile cu absorbție datorită erorilor de citire care se pot produce. Pentru modelarea proceselor și a funcționării instalațiilor cu absorbție sunt necesare funcții analitice pentru determinarea tuturor mărimilor termodinamice ale amestecului. În acest scop, curbele de saturație din diagrama entalpie-concentrație au fost approximate cu polinoame de interpolare de forma:

$$h = a_0 + a_1 \cdot x + a_2 \cdot x^2 + \dots + a_{10} \cdot x^{10} \quad [\text{kJ/kg}] \quad 2.1$$

unde $a_0 \dots a_{10}$ sunt coeficienții polinomului.

Tabel 2.1: Coeficienții ecuației (2.1) pentru diferite temperaturi

T[°C]	20	30	40	50	60	70
a_0	2.203E+01	3.141E+01	4.195E+01	5.120E+01	6.067E+01	7.172E+01
a_1	-1.493E+02	-9.127E+01	-1.365E+02	-9.822E+01	-8.261E+01	-1.211E+02
a_2	6.806E+02	-4.003E+02	5.255E+02	-5.838E+01	-9.140E-02	5.220E+02
a_3	-5.069E+03	4.566E+03	-2.299E+03	1.476E+03	-3.810E+02	-3.721E+03
a_4	2.201E+04	-2.336E+04	5.204E+02	-1.002E+04	4.146E+02	1.356E+04
a_5	-4.907E+04	7.143E+04	2.994E+04	3.787E+04	1.027E+04	-2.115E+04
a_6	5.484E+04	-1.262E+05	-9.464E+04	-7.300E+04	-3.079E+04	9.707E+03
a_7	-1.054E+04	1.276E+05	1.286E+05	7.485E+04	3.321E+04	1.168E+04
a_8	-4.430E+04	-6.882E+04	-8.402E+04	-3.917E+04	-1.267E+04	-8.519E+03
a_9	4.640E+04	1.540E+04	2.160E+04	8.246E+03		-1.306E+04
a_{10}	-1.471E+04					1.201E+04

Pe baza diagramei în sistemul tehnic, s-au determinat coeficienții polinomului de interpolare pentru diferite temperaturi și presiuni. Coeficienții pentru temperaturi între 20 °C și 70 °C sunt afișați în Tabel 2.1. Tabel 2.2 prezintă coeficienții polinomului pentru presiunile scăzute utilizate în vaporizator, iar Tabel 2.3 arată coeficienții polinomului pentru presiuni înalte din condensator. Atunci când se cunoaște temperatura și presiunea unui punct din diagramă, determinarea concentrației se face prin rezolvarea unor ecuații liniare folosind metoda biseției.

Tabel 2.2: Coeficienții ecuației (2.1) pentru presiuni scăzute

p [ata]	2	3	4	5	6
a₀	1.219E+02	1.355E+02	1.462E+02	1.542E+02	1.615E+02
a₁	-4.950E+02	-4.455E+02	-4.514E+02	-4.583E+02	-4.153E+02
a₂	1.771E+03	5.341E+02	5.274E+02	7.763E+02	-1.536E+02
a₃	-1.228E+04	-7.175E+01	2.625E+02	-2.146E+03	6.188E+03
a₄	5.627E+04	-4.847E+03	-6.404E+03	4.829E+03	-3.219E+04
a₅	-1.528E+05	1.753E+04	2.014E+04	-8.996E+03	7.811E+04
a₆	2.529E+05	-2.135E+04	-2.224E+04	2.005E+04	-8.306E+04
a₇	-2.486E+05	1.255E+03	-4.591E+02	-3.058E+04	2.503E+03
a₈	1.329E+05	1.950E+04	2.017E+04	2.322E+04	7.739E+04
a₉	-2.970E+04	-1.658E+04	-1.511E+04	-6.758E+03	-6.676E+04
a₁₀		4.413E+03	3.507E+03		1.832E+04

Tabel 2.3: Coeficienții ecuației (2.1) pentru presiuni înalte

p [ata]	12	13	14	15	16	17
a₀	1.914E+02	1.945E+02	1.990E+02	2.024E+02	2.065E+02	2.089E+02
a₁	-3.227E+02	-3.333E+02	-3.318E+02	-3.908E+00	-3.808E+02	-3.351E+02
a₂	-1.293E+03	-1.023E+03	-1.044E+03	-1.179E+03	4.693E+01	-6.319E+02
a₃	1.173E+04	9.884E+03	9.199E+03	5.310E+00	-6.602E+02	4.201E+03
a₄	-4.411E+04	-3.780E+04	-3.200E+04	2.723E+03	1.361E+04	-5.901E+03
a₅	8.590E+04	7.373E+04	5.641E+04	-3.456E+00	-6.268E+04	-1.574E+04
a₆	-7.428E+04	-6.233E+04	-4.083E+04	-2.990E+03	1.397E+05	7.043E+04
a₇	-8.191E+03	-8.801E+03	-1.144E+04	1.908E+00	-1.645E+05	-1.030E+05
a₈	6.931E+04	5.792E+04	3.788E+04	1.353E+03	9.838E+04	6.821E+04
a₉	-5.165E+04	-4.095E+04	-2.219E+04		-2.357E+04	-1.729E+04
a₁₀	1.283E+04	9.633E+03	4.280E+03			

Aceste relații dezvoltate pentru proprietățile soluției amoniac-apa au fost utilizate pentru realizarea programului de calcul pentru ciclurile cu absorbție.

2.3. Soluția apă-bromura de litiu

În această pereche de substanțe, apa este agentul frigorific, iar mediul absorbant este bromura de litiu.

Parametrii de funcționare a ciclurilor cu absorbție cu soluție $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ sunt limitați inferior de punctul de îngheț al agentului frigorific, reprezentat de temperatura de 0 °C. De aceea, instalațiile cu absorbție cu soluție $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ sunt utilizate în aplicații de condiționare a aerului, având în vedere ca fluidul frigorific este apa care este utilizabilă la temperaturi pozitive.

Apa are foarte bune proprietăți termodinamice și de transfer de căldură. Căldura latentă de vaporizare este mare ($r=2500 \text{ kJ/kg}$), iar coeficienții de transfer de căldură sunt ridicați. Nu este toxică, inflamabilă sau explozivă.

Dezavantajul principal al utilizării apei ca fluid frigorific îl constituie presiunea scăzută de lucru. Astfel, întregul ciclu de funcționare al instalației se desfășoară la presiuni scăzute mai mici decât presiunea atmosferică. De aceea se folosesc pompe de vacuum pentru eliminarea aerului pătruns în instalație. Pereții utilajelor componente sunt subțiri, iar îmbinările solide.

Soluția $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ corodează oțelul la temperaturi ridicate, proces favorizat de prezența aerului. Pentru prevenirea acest fenomen se folosesc pentru construcția instalației materiale inoxidabile (otel aliat, cupru, nichel) sau inhibitori anticorozivi. În același timp, pentru reducerea contactului cu aerul, se folosesc fierbătoare înecate în care suprafața de transfer de căldură a fierbătorului este imersată în soluție.

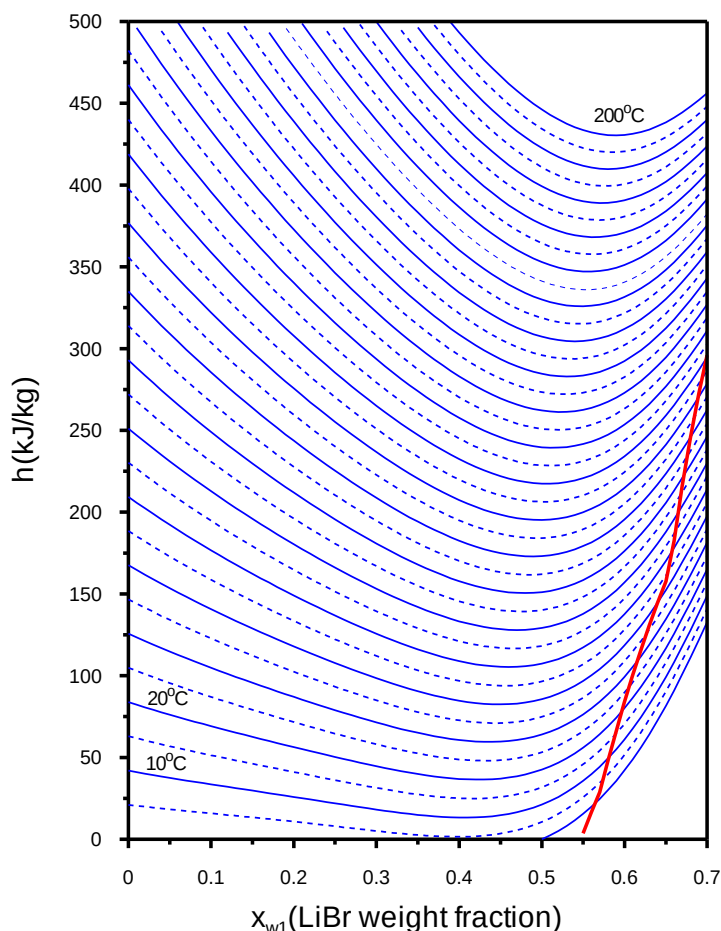


Figura 2.3: Diagrama Merkel entalpie-concentrație pentru soluția H_2O -LiBr

Deoarece această soluție prezintă limite de solubilitate, parametrii de funcționare sunt limitați de **curba de cristalizare**. Pentru această soluție starea de cristalizare apare la concentrații mari de bromura de litiu și la temperaturi scăzute. Curba de cristalizare evoluează între concentrațiile de 60% și 65% și este reprezentată în Figura 2.4 și în Figura 2.3 în culoare roșie. Cristalizarea se poate produce și în cazul în care apare o întrerupere a circulației soluției, aceasta putând fi răcită și adusă la starea de sub curba de cristalizare. Evitarea funcționării instalației în zona de cristalizare se face printr-o amestecare între debitul de soluție concentrată și cea diluată încât după răcirea în economizor și absorbitor să nu se atingă limita de cristalizare.

O problemă deosebită o ridică prezența aerului în instalație. Acesta determină creșterea presiunii din absorbitor și din vaporizator, deci creșterea temperaturii de vaporizare astfel încât temperatura apei răcite la ieșirea din vaporizator, va fi mai ridicată decât în cazul normal de funcționare. Acest lucru conduce la realizarea unei puteri frigorifice mai scăzute.

În același timp, dacă în instalație există aer, termostatul plasat pe conducta de livrare a apei reci impune un consum mai mare de agent încălzitor în fierbător și astfel în urma fierberii rezultă o soluție cu concentrația anormal de mare în bromura de litiu încât, în urma procesului de răcire din economizor (sau la oprirea accidentală a instalației) aceasta va cristaliza. Deci se impune menținerea cu strictețe a regimului de presiuni din instalație, deci o bună etanșare.

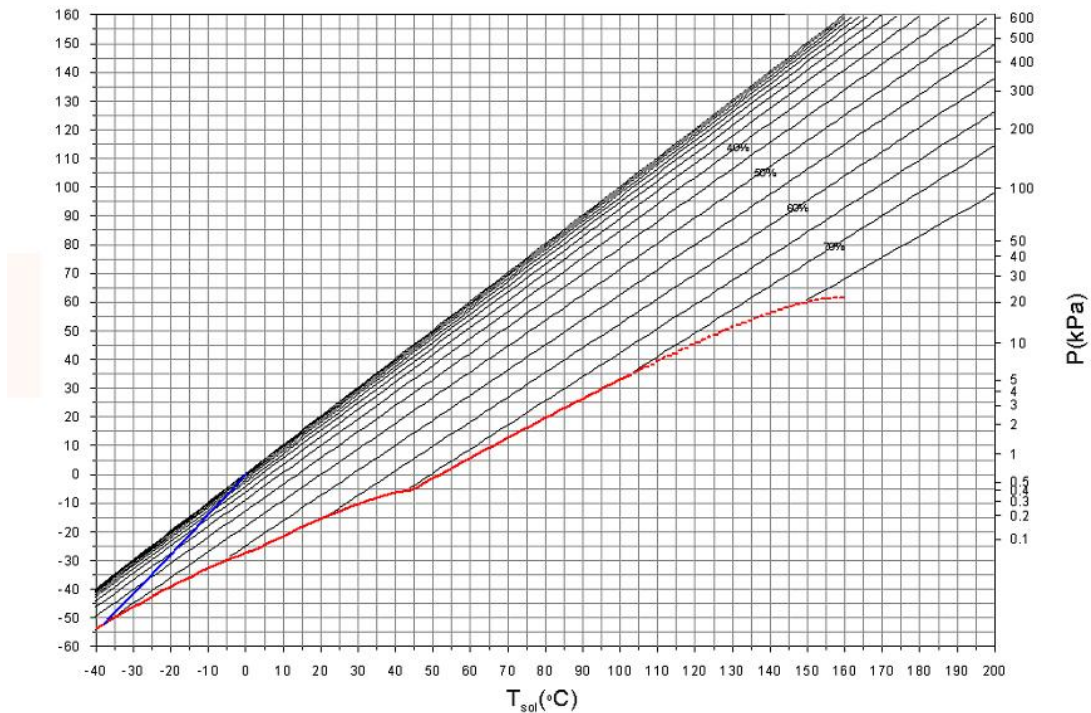


Figura 2.4: Diagrama Dühring presiune-temperatură pentru soluția H₂O-LiBr

Proprietățile soluției H₂O-LiBr se determină pe baza ecuației fundamentale de stare. În următoarele ecuații, indicele 1 indică solvatul, LiBr, iar indicele 2 indică solventul, apa. Se presupune o disociere completă a soluției ($\nu=2$).

Ecuatia fundamentală de stare pentru o soluție binară este:

$$G^L = x_1 G_{1(T,p)}^\infty + (1-x_1) G_{2(T,p)}^L + x_1 \nu RT \left[\ln \left(\frac{m}{m_0} \right) - 1 \right] + G^E(T, p, x_1) \quad 2.2$$

Primul termen din partea dreapta reprezintă contribuția soluției diluate infinit, în timp ce al doilea termen este corespunzător apei pure. Al treilea termen reprezintă energia de amestec în care m reprezintă molaritatea soluției și se definește ca numărul de kilomoli de soluție dizolvați într-un kilogram de solvent. Relația între molaritate și concentrație este:

$$m = \frac{x_1}{(1-x_1)M_2} = \frac{x_{1w}}{(1-x_{1w})M_1} \quad 2.3$$

unde m_0 este molaritate standard ($m_0=0.001$ kmol pe kg solvent).

Ultimul termen din ecuația 2.2 reprezintă entalpia în exces prin care o soluție reală diferă de cea ideală. Aceasta se calculează:

$$G^E = x_1 v RT \left[\ln \gamma^\pm + (1-\phi) \right] \quad 2.4$$

unde ϕ este coeficientul osmotice și $\gamma^\pm$ este coeficientul mediu al activității ionice

Coeficientul osmotice poate fi scris pentru stările corespunzătoare apei pure:

$$\phi = \frac{1}{RT v m M_2} \int_p^{p^*} (V_2^V - V_2^L) dp \quad 2.5$$

Relația între ϕ și $\gamma^\pm$ este:

$$\ln \gamma^\pm = \phi - 1 + \int_0^m \frac{(\phi - 1)}{m} dm \quad 2.6$$

Celelalte proprietăți ale soluției, se determină prin diferențierea ecuației 2.1

$$H = -RT^2 \left[\frac{\partial(G/RT)}{\partial T} \right]_{p,x} \quad 2.7$$

$$S = - \left(\frac{\partial G}{\partial T} \right)_{p,x} \quad 2.8$$

Volumul molar este obținut prin diferențierea ecuației în raport cu presiunea:

$$V = \left(\frac{\partial G}{\partial p} \right)_{p,x} \quad 2.9$$

$$C_p = -T \left(\frac{\partial^2 G}{\partial T^2} \right)_{p,x} \quad 2.10$$

Coeficientul osmotice ϕ este influențat de presiune, temperatura și molaritate. Acesta se poate exprima astfel:

$$\phi = \phi'(T, m) + \phi''(T, p, m) \quad 2.11$$

ϕ'' se determină cu ajutorul densității soluției.

Expresia volumului molar obținută prin derivarea ecuației fundamentale de stare în raport cu presiunea este următoarea:

$$V^L = x_1 V_1^\infty + (1 - x_1) V_2^{*L} + V^E \quad 2.12$$

unde V_1^∞ și V_2^{*L} sunt volume molare ale soluției diluate infinit și respectiv ale apei. Ultimul termen V^E este volumul în exces și reprezintă derivata funcției G^E în raport cu presiunea. Expresia lui G^E în funcție de coeficientul osmotic este următoarea:

$$G^E = x_1 \nu RT \int_0^m \frac{(\phi - 1)}{m} dm \quad 2.13$$

Diferențierea ecuației, conduce la:

$$V^E = x_1 \nu RT \int_0^m \frac{1}{m} \left(\frac{\partial \phi}{\partial p} \right)_{T,x} dm \quad 2.14$$

Ultima ecuație arată relația între volumul în exces și gradientul de presiune al coeficientului osmotic.

Volumul molar al soluției diluate infinit V_1^∞ și volumul în exces V^E sunt corelate prin următoarea relație:

$$x_1 V_1^\infty + V^E = x_1 RT \sum_{i=0}^2 b_i m^{i/2} \quad 2.15$$

unde:

$$b_i = \sum_{j=0}^2 b_{ij} T^{-j} \quad 2.16$$

Coeficienții b_{ij} sunt prezentați în Tabel 2.4:

Tabel 2.4: Lista coeficienților [Kim & Infante Ferreira, 2006]

	0	1	2
a_{1j}	-2.19631551×10^1	$+4.9372316 \times 10^3$	-6.5548406×10^5
a_{2j}	-3.8104752×10^3	$+2.6115345 \times 10^6$	-3.6699691×10^8
a_{3j}	$+1.2280854 \times 10^5$	-7.7187923×10^7	$+1.0398560 \times 10^{10}$
a_{4j}	-1.4716737×10^6	$+9.1952848 \times 10^8$	$-1.1894502 \times 10^{11}$
a_{5j}	$+7.7658213 \times 10^6$	-4.9375666×10^9	$+6.3175547 \times 10^{11}$
a_{6j}	-1.5118922×10^7	$+9.8399744 \times 10^9$	$-1.2737898 \times 10^{12}$
b_{0j}	$-4.4178654 \times 10^{-5}$	$+3.1148992 \times 10^{-2}$	-4.36112260
b_{1j}	$+3.0793992 \times 10^{-4}$	$-1.8632098 \times 10^{-1}$	$+2.7387137 \times 10^1$
b_{2j}	$-4.0807943 \times 10^{-4}$	$+2.1607955 \times 10^{-1}$	-2.5175971×10^1
c_j	-9.4401336×10^5	-5.8423257×10^8	0
d_j	$+1.1971933 \times 10^1$	$-1.8305511 \times 10^{-2}$	$+2.8709378 \times 10^{-5}$
e_j	$+2.6629961 \times 10^{-3}$	$-3.8651891 \times 10^{-6}$	$+7.4648411 \times 10^{-9}$
α_j	$+1.1375 \times 10^1$	-3.8590×10^3	$+5.1319 \times 10^5$
β_j	$+8.6010 \times 10^{-1}$	-1.9575×10^2	$+2.3136 \times 10^4$
H_{10}^∞	-57.1521	H_{20}^L	0
S_{10}^∞	+47.5562	S_{20}^L	0
T_0	273.15	p_0^*	0.6108

Volumul molar al soluției diluate infinit V_1^∞ nu depinde de concentrație, de aceea se poate exprima sub forma următoare:

$$V_1^\infty = RTb_0 \quad 2.17$$

Volumul în exces V^E se poate scrie:

$$V^E = x_1 RT \sum_{i=1}^2 b_i m^{i/2} \quad 2.18$$

Prin diferențierea în raport cu m se determină ϕ'' :

$$\phi'' = \frac{p}{2\nu} \sum_{i=1}^2 i b_i m^{i/2} \quad 2.19$$

Folosind o funcție polinomială pentru volumul apei saturate V_2^{*l} , ecuația poate fi scrisă astfel:

$$V^L = x_1 RT \sum_{i=1}^2 b_i m^{i/2} + (1-x_1) R \sum_{j=0}^2 e_j T^j \quad 2.20$$

unde coeficienții e_j sunt prezentați în Tabel 2.4.

ϕ' se determina din presiunea de echilibru a vaporilor.

$$\phi' = \frac{1}{RT\nu m M_2} \int_p^{p^*} (V_2^{*G} - V_2^{*L}) dp - \frac{p}{2\nu} \sum_{i=1}^2 i \cdot b_i m^{i/2} \quad 2.21$$

Pentru ușurința calculelor, următoarea ecuație a fost dezvoltată pentru termenul de integrare în ecuația precedentă:

$$V_2^{*G} - V_2^{*L} = \frac{RT}{p} \tanh[\alpha - \beta \ln(p)] \quad 2.22$$

unde $\alpha = \sum_{j=0}^2 \alpha_j T^{-j}$ și $\beta = \sum_{j=0}^2 \beta_j T^{-j}$, iar coeficienții α_j și β_j sunt dați în Tabel 2.4.

ϕ' a fost calculat pentru fiecare presiune de vaporizare și rezultatele au fost exprimate sub forma:

$$\phi' = 1 + \sum_{i=1}^6 a_i m^{i/2} \quad 2.23$$

unde $a_i = \sum_{j=0}^2 a_{ij} T^{-j}$ iar coeficienții a_{ij} sunt prezentați în Tabel 2.4.

Inserând ecuația 2.18 și 2.22 în ecuația 2.10, expresia devine:

$$\phi = 1 + \sum_{i=1}^6 \left(a_i + \frac{i b_i}{2\nu} p \right) m^{i/2} \quad 2.24$$

Inserând ecuația 2.23 și ecuația 2.4 și 2.5, se determina expresia următoare:

$$\ln \gamma^{\pm} = \sum_{i=1}^6 \left(1 + \frac{2}{i} \right) \left(a_i + \frac{ib_i}{2\nu} p \right) m^{i/2} \quad 2.25$$

$$G^E = x_1 \nu RT \sum_{i=1}^6 \left[\frac{2}{i} \left(a_i + \frac{ib_i p}{2\nu} \right) \right] m^{i/2} \quad 2.26$$

Coeficientul osmotice, ϕ , dictează echilibru fazelor. Folosind ecuația, presiunea de echilibru p poate fi calculată în funcție de coeficientul osmotice, ϕ , prin relația:

$$p = \exp \left\{ \frac{1}{\beta} \left[\alpha - \ln(\theta + \sqrt{\theta^2 - 1}) \right] \right\} \quad 2.27$$

unde

$$\theta = \cosh[\alpha - \beta \ln(p^*)] \exp(\phi \nu m M_2 \beta) \quad 2.28$$

Entalpia molară a soluției este dată de :

$$H^L = x_1 H_{1(T,p)}^{\infty} + (1 - x_1) H_{2(T,p)}^L + H_{(T,p,m)}^E \quad 2.29$$

Entalpia molară a apei H_2^L se poate calcula cu relația:

$$H_2^L = H_{2o}^L + \int_{T_0}^T C_{p2}^L dT + \int_{p_0^*}^p \left[V_2^L - T \left(\frac{\partial V_2^L}{\partial T} \right)_p \right] dp \quad 2.30$$

unde

$$C_{p2}^L = R \sum_{j=0}^2 d_j T^j \quad 2.31$$

$$V_2^L = R \sum_{j=0}^2 e_j T^j \quad 2.32$$

Coeficienții d_j și e_j sunt afișați în Table 4.

Entalpia în exces este:

$$H^E = -x_1 \nu RT^2 \int_0^m \frac{1}{m} \left(\frac{\partial \phi}{\partial T} \right)_{p,x} dm \quad 2.33$$

$$H^E = -x_1 \nu RT^2 \sum_{i=1}^6 \frac{2}{i} \left(\frac{\partial a_i}{\partial T} + \frac{i}{2\nu} \frac{\partial b_i}{\partial T} p \right) m^{i/2} \quad 2.34$$

Entalpia molară a fluidului ideal pentru LiBr, H_1^{∞} , se determină folosind capacitatea calorică a soluției:

Pentru soluția de referință de concentrație x_{10} , ecuația 2.28 devine:

$$H_1^\infty = \frac{H_o^L - (1 - x_{1o})H_2^L - H_o^E}{x_{1o}} \quad 2.35$$

Rezulta relația:

$$H_1^\infty = H_{1o}^\infty + \int_{T_o}^T C_{p1}^\infty dT + \left[V_1^\infty - T \left(\frac{\partial V_1^\infty}{\partial T} \right)_p \right] (p - p_o^*) \quad 2.36$$

Unde capacitatea calorică molară este:

$$C_{p1}^\infty = RT^{-2} \sum_{j=0}^2 c_j T^{-j} \quad 2.37$$

în care coeficienții c_j sunt dați în Tabel 2.4.

2.4. Alte soluții binare bazate pe amoniac

Au fost făcute cercetări pentru a găsi noi fluide de lucru. S-a păstrat amoniacul ca fluidul frigorific cu care se poate obține un domeniu mai larg de temperaturi de vaporizare, atât pozitive cât și negative cuplat cu unele săruri utilizate ca absorbanți care să aibă un punct de fierbere mai ridicat. Sărurile de azotat de litiu și tiocianat de sodiu împreună cu amoniacul au fost propuse ca amestecuri ce se pot utiliza în instalațiile cu absorbție pentru aplicații cu temperaturi negative.

Deoarece sărurile au punctele de fierbere superioare agentului încălzitor, deci absorbantul este nevolatil, instalațiile cu absorbție cu amoniac și săruri nu necesită rectificarea amoniacului, acesta rezultând cu concentrația maximă din fierbător. De aceea, aceste instalații au aceeași configurație cu cele cu apa și bromura de litiu. Ca la toate soluțiile bazate pe o sare, se regăsește problema cristalizării.

2.4.1. Soluția amoniac-azotat de litiu

Caracteristicile amestecului dintre amoniac și azotat de litiu sunt: conductivitatea termică mare și vâscozitatea mare. Valorile conductivității termice este de două ori mai mare decât pentru amoniac și apa. În ce privește vâscozitatea, aceasta este de aproape trei ori mai mare decât amoniac apa.

Pentru analiza proceselor termodinamice din instalație se utilizează diagramele termodinamice presiune-temperatura-concentrație [Figura 2.5] și diagrama entalpie-concentrație-presiune [Figura 2.6].

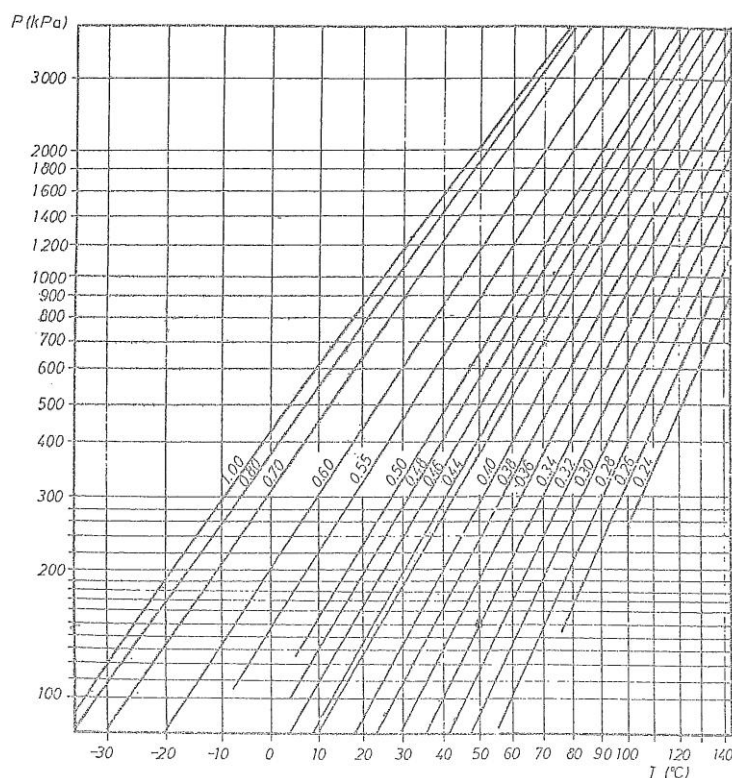


Figura 2.5: Diagrama presiune - temperatură - concentrație pentru soluția $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$

În continuare sunt prezentate ecuațiile analitice dezvoltate de Infante Ferreira (1984) pentru proprietățile soluției $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$.

Presiunea pentru amoniac pur ($x=1$) se calculează cu relația:

$$p = \exp\left(15.26075 - 2234.09497 \cdot T_1 - 76156.125 \cdot T_1^2\right) \quad 2.38$$

Presiunea pentru amestecul de sare și amoniac este:

$$p = \exp\left\{\left[16.29 + 3.859 \cdot (1-x)^3\right] - \left[2802 + 4192 \cdot (1-x)^3\right] \cdot T_1\right\} \quad 2.39$$

Căldura specifică:

$$c_p = 1,15125 + (3,82678 \cdot x) + ((0,002198 + 0,004793 \cdot x) \cdot T) + (0,000118 \cdot x \cdot T^2) \quad 2.40$$

Punctele de referință pentru entalpia zero sunt reprezentate de 0 °C pentru amoniacul lichid saturat și 0 °C pentru LiNO₃ solid. Variația entalpiei în funcție de temperatură pentru o anumită concentrație este obținută cu relație:

$$h = \int_0^T c_p dT \quad 2.41$$

Entalpia vaporilor supraîncălziți la temperatura T este:

$$h_{vap} = r + c_{p,vap} \cdot T \quad 2.42$$

Căldura latentă de vaporizare a amoniacului la temperatura de 0 °C este 1262.5 kJ/kg. Căldura specifică a amoniacului se calculează cu următoarea relație în care temperatura este exprimată în grade Celsius:

$$c_{p,vap} = 0.00153 \cdot T + 2.060 \quad [\text{kJ/kgK}] \quad 2.43$$

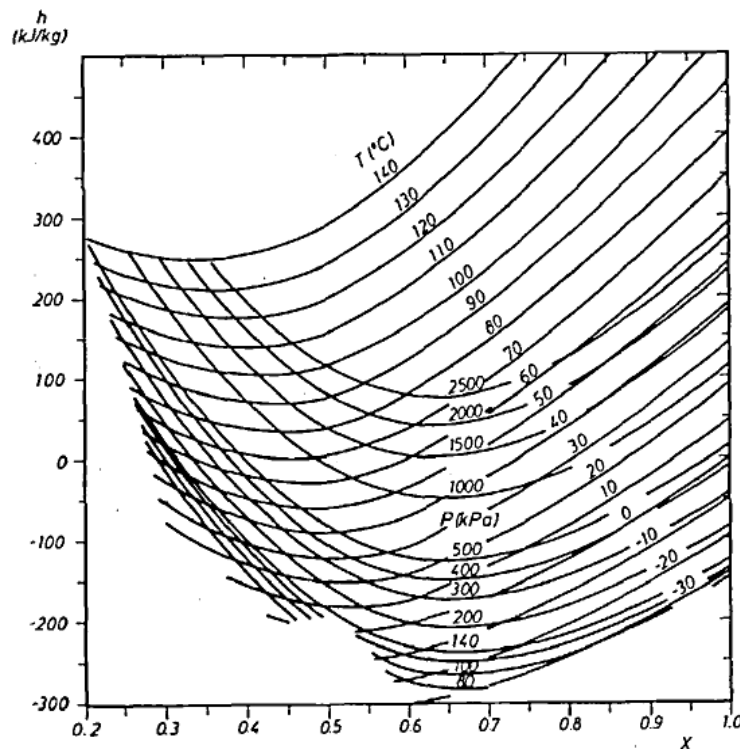


Figura 2.6: Diagrama entalpie - concentrație pentru soluția NH₃-LiNO₃

2.4.2. Soluția amoniac-tiocianat de sodiu

Soluția amoniac-tiocianat de sodiu are multe caracteristici favorabile: preț scăzut, nu e explozibilă, nu corodează metalele (otel, cupru). Presiunea de vaporizare și vâscozitatea sunt scăzute. Valorile conductivității termice și a căldurii latente sunt ridicate și asigură un transfer de căldură foarte bun.

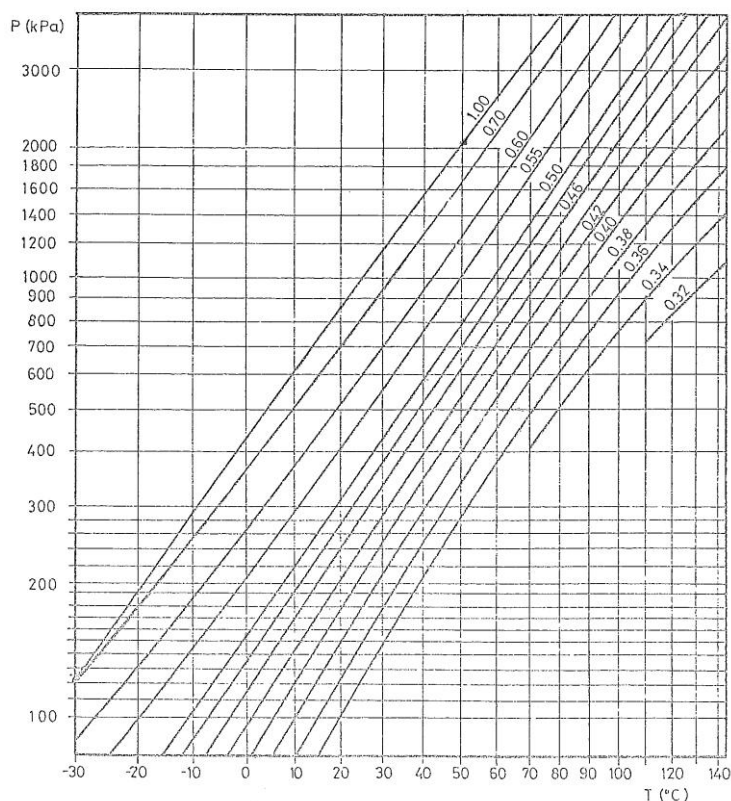


Figura 2.7: Diagrama presiune - temperatură - concentrație pentru soluția $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$

În comparație cu ciclurile cu $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ care necesită temperaturi de acționare între 90 și 110°C, s-a arătat că ciclurile cu $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ pot opera și cu temperaturi de acționare mai scăzute (între 60 și 90 °C) (Sun, 1998). De aceea, această pereche de substanțe este potrivită pentru instalațiile frigorifice acționate de o sursă cu temperatura scăzută cum este energia solară colectată de captatori solari plani.

Riscul de cristalizare apare pentru temperaturi de vaporizare mai scăzute de -10 °C.

Ecuatii analitice pentru proprietățile termodinamice ale soluției $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ au fost dezvoltate de Infante Ferreira (1984).

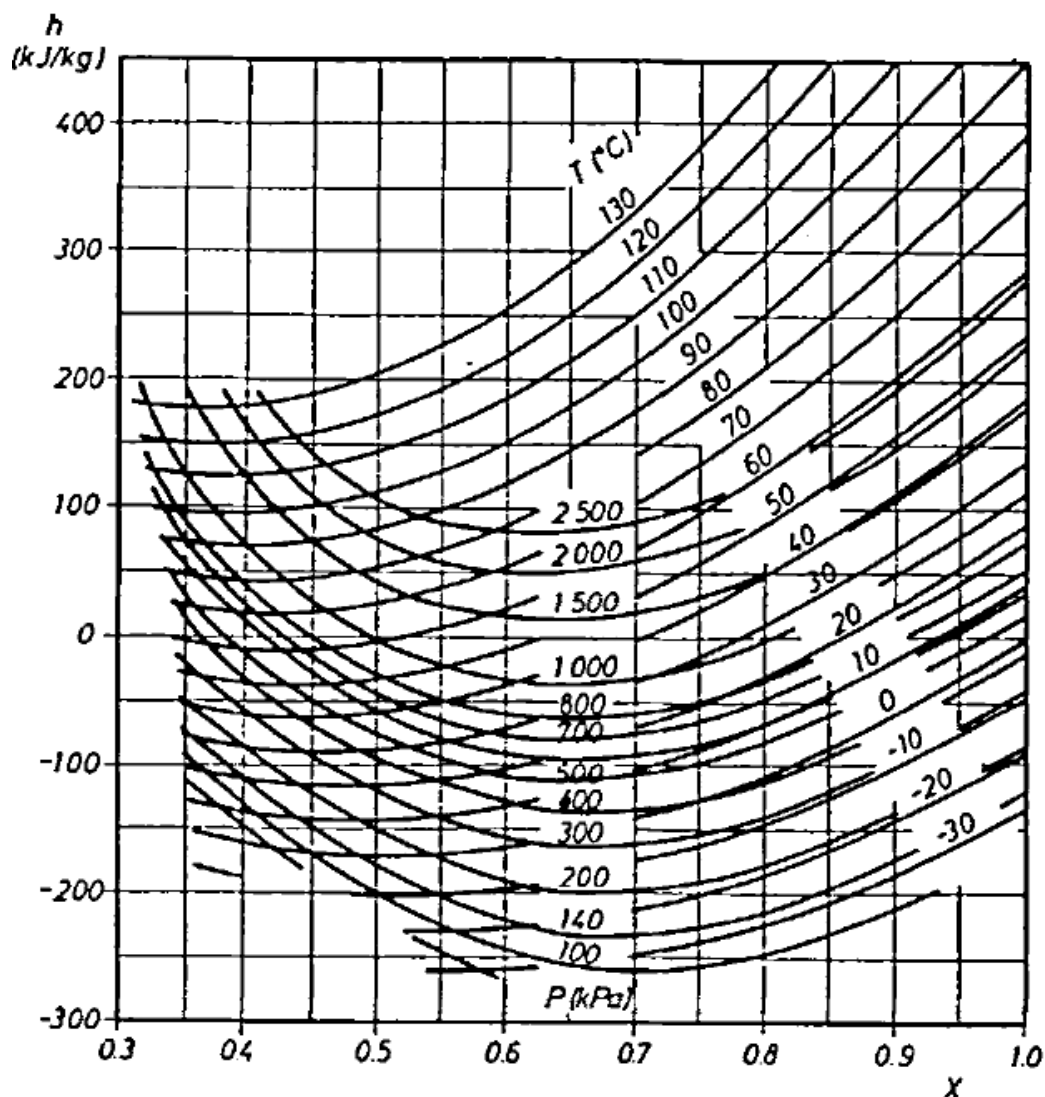


Figura 2.8: Diagrama entalpie - concentrație pentru soluția $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$

2.5. Analiza comparativă a soluțiilor binare utilizate

Temperaturile de vaporizare pentru presiunea de 1 bar pentru perechile de substanțe studiate sunt prezentate în Tabel 2.5. Diferența cea mai mare între temperaturile de fierbere este pentru perechea de substanțe apă și bromura de litiu. Dintre soluțiile bazate pe amoniac, amestecul de amoniac și tiocianat de sodiu are cea mai mare diferență între punctele de fierbere ale componentilor.

Tabel 2.5: Temperatura normala de vaporizare pentru agentul frigorific si absorbant folosit în instalația cu absorbție pentru presiunea de 1 bar

Agent frigorific - Absorbant	Agent frigorific Temperatura de vaporizare [°C]	Absorbant Temperatura de vaporizare [°C]
H₂O-LiBr	100	1265
NH₃-H₂O	-33,4	100
NH₃-LiNO₃	-33,4	176,79
NH₃-NaSCN	-33,4	191,73

Tabel 2.6 prezintă temperaturile de vaporizare pentru amoniac si cei trei absorbantți pentru presiunea de 3 bari. Se observa ca punctele de fierbere se distanțează odată cu creșterea presiunii.

Tabel 2.6: Temperatura normala de vaporizare pentru agentul frigorific si absorbant folosit în instalația cu absorbție pentru presiunea de 3 bar

Agent frigorific - Absorbant	Agent frigorific Temperatura de vaporizare [°C]	Absorbant Temperatura de vaporizare [°C]
NH₃-H₂O	-9,2	133,54
NH₃-LiNO₃	-9,2	211,1
NH₃-NaSCN	-9,2	242,7

Singura soluție care poate avea punctele de fierbere ale ambilor componenți inferioare temperaturilor fluidului încălzitor este amestecul apa si amoniac. In acest caz rezulta in urma fierberii atât vapori de amoniac cat si vapori de apa si de aceea este necesara concentrarea vaporilor de amoniac prin rectificări succesive.

Tabel 2.7 arata căldura specifica a agentului frigorific (NH₃) și al absorbantului (LiNO₃, NaSCN) pentru diferite temperaturi. Capacitatea calorică a agentului frigorific și al absorbantului se calculează prin înmulțirea căldurii specifice cu temperatura, transformata in Kelvin. Ultima coloana reprezintă raportul intre capacitatea calorică a agentului frigorific și al

absorbantului și căldura latentă a agentului frigorific (cT/r). Alefeld și Radermacher (1993) recomandă ca pentru o performanță ridicată, acest raport trebuie să fie cât mai mic.

Tabel 2.7: Căldura specifică, căldura latentă de vaporizare și parametru adimensional pentru NH₃, LiNO₃ și NaSCN

t [°C]	c [kJ/kgK]			r[kJ/kg]	cT/r		
	NH ₃	LiNO ₃	NaSCN		NH ₃	LiNO ₃	NaSCN
-20	4.456	1.107	2.408	1311.76	0.86	0.46	0.21
-10	4.489	1.129	2.408	1287.19	0.92	0.49	0.23
0	4.542	1.151	2.408	1262.50	0.98	0.52	0.25
10	4.615	1.173	2.408	1237.48	1.06	0.55	0.27
20	4.708	1.195	2.408	1211.94	1.14	0.58	0.29
30	4.821	1.217	2.408	1185.68	1.23	0.62	0.31
40	4.954	1.239	2.408	1158.49	1.34	0.65	0.33
50	5.107	1.261	2.408	1130.18	1.46	0.69	0.36
60	5.280	1.283	2.408	1100.54	1.60	0.73	0.39

Cristalizarea

Soluția de amoniac și azotat de litiu cristalizează la concentrații mai mici de 24%. Pentru soluția amoniac și tiocianat de sodiu, cristalizarea apare pentru concentrații mai mici de 32%.

Performanța instalației se calculează prin raportarea efectului util realizat, la energia consumată pentru funcționarea instalației.

Coeficientul de performanță (COP) pentru o instalație frigorifică cu absorbție este determinat cu următoarea relație:

$$COP_{IF} = \frac{\dot{Q}_V}{\dot{Q}_F + P_p} \quad 2.44$$

Coeficientul de performanță (COP) când instalația funcționează ca pompă de căldură, este definit de relația:

$$COP_{PC} = \frac{\dot{Q}_C + \dot{Q}_A}{\dot{Q}_F + P_p} \quad 2.45$$

Puterile termice ale echipamentelor și coeficientul de performanță pentru o instalație care funcționează cu cele patru tipuri de soluții sunt prezentate în

Tabel 2.8. Rezultatele sunt obținute pentru aceeași puterea frigorifică de 100 kW și aceeași parametrii de funcționare: temperaturile ale agentul răcit 12/7°C, temperaturile pentru mediul de răcire de 32/37 °C și temperatura agentului încălzitor de 90°C

Tabel 2.8: Puterile și performanța instalației frigorifice cu absorbție

Agent frigorific - Absorbant	t_{ai} [°C]	$\dot{Q}_F$ [kW]	$\dot{Q}_C$ [kW]	$\dot{Q}_A$ [kW]	COP
H ₂ O-LiBr	90	120.4	104.1	116.4	0.83
NH ₃ -H ₂ O	100	83.3	44.4	60.9	0.516
NH ₃ -LiNO ₃	90	140.57	110.3	130.5	0.71
NH ₃ -NaSCN	90	139.3	110.6	128.9	0.72

Puterile termice ale echipamentelor și coeficientul de performanță pentru instalația frigorifică care funcționează cu cele patru tipuri de soluții sunt prezentate în Tabel 2.9. Rezultate sunt obținute pentru aceeași parametrii de funcționare: temperaturile de 12/7°C pentru agentul răcit, temperaturile de 32/37 °C pentru mediul de răcire și debitul de soluție al pompei 3.35 kg/s.

Tabel 2.9: Puterile și performanța instalației frigorifice cu absorbție

Agent frigorific - Absorbant	t_{ai} [°C]	$\dot{Q}_F$ [kW]	$\dot{Q}_C$ [kW]	$\dot{Q}_E$ [kW]	$\dot{Q}_A$ [kW]	COP
H ₂ O-LiBr	95	885	745	786	928	0.89
NH ₃ -H ₂ O	110	1149	537	684	886	0.59
NH ₃ -LiNO ₃	80	744	572	528	703	0.71
NH ₃ -NaSCN	80	419	261	273	357	0.65

Rezultatele arată că instalațiile frigorifice cu absorbție cu soluție H₂O-LiBr funcționează pentru condițiile considerate cu performanță mai ridicată decât celelalte trei tipuri. Instalațiile cu soluții NH₃-LiNO₃ și NH₃-NaSCN sunt mai avantajoase decât cele cu NH₃-H₂O datorită coeficienților de performanță mai ridicați și a posibilității de folosire a temperaturilor mai scăzute ale agentului încălzitor.

Așa cum se vede în ecuația 2.38, performanța unei instalații frigorifice cu absorbție depinde de puterea vaporizatorului, componentul care realizează efectul util, și puterea de acționare a fierbătorului.

Deoarece vaporizatorul este influențat de căldura latentă de vaporizare a fluidului frigorific, iar fierbătorul este influențat de căldura specifică și căldura de amestec, performanța

instalației cu absorbție poate fi calculată teoretic în funcție de proprietățile fluidelor de lucru (Alefeld & Radermacher, 1993):

$$COP = \frac{r}{r + \Delta h_{mix}} \quad [-] \quad 2.46$$

unde r este căldura latentă, iar Δh_{mix} este căldura de amestec. Folosind această formula, valoarea COP-ul pentru soluția apa și bromura de litiu este 0.87.

Un parametru important pentru eficiența sistemului este intervalul de degazare $\Delta x = x_B - x_S$ care reprezintă diferența între concentrația soluției bogate și concentrația soluției sărace. Acesta crește aproape liniar cu temperatura de încălzire. Stâns legat de intervalul de degazare este factorul de circulație care este invers proporțional cu Δx . Acesta se determină prin raportarea debitului masic de soluție concentrată la debitul masic de vapori de agent frigorific la ieșirea din compresorul termic. Pentru aceeași valoare a coeficientului de performanță, factorul de circulație este diferit în funcție de soluția binară folosită. Creșterea factorului de circulație afectează performanța în următoarele feluri:

- Diferența de concentrație între absorbitor și fierbător scade
- Sarcina economizorului prevăzut între absorbitor și fierbător crește
- Pierderile de căldură ale sistemului cresc
- Puterea necesară pentru pompa de soluție crește

Un alt factor care trebuie luat în considerație pentru evaluarea performanței sistemului este debitul. Acesta determină mărimea diferitelor elemente ale echipamentelor.

3. Principii de funcționare și elemente constructive

3.1. Instalația cu absorbție în soluție $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$

3.1.1. Instalația cu absorbție într-o treaptă

În Figura 3.1 este prezentată schema instalației frigorifice cu absorbție în soluție amoniac-apă. Compresorul termochimic este alcătuit din: absorbitor, pompa de soluție, fierbător și ventilul de laminare. Pompa de soluție este folosită pentru ridicarea presiunii soluției de la cea din absorbitor la cea din fierbător. Zona de epuizare, coloana de rectificare și deflegmatorul se folosesc pentru obținerea concentrației de amoniac cât mai ridicată. Schimbătorul de căldură dintre soluția diluată ce iese din fierbător și soluția concentrată este prevăzut pentru micșorarea consumului de căldură necesar fierberii soluției hidro-amoniacale.

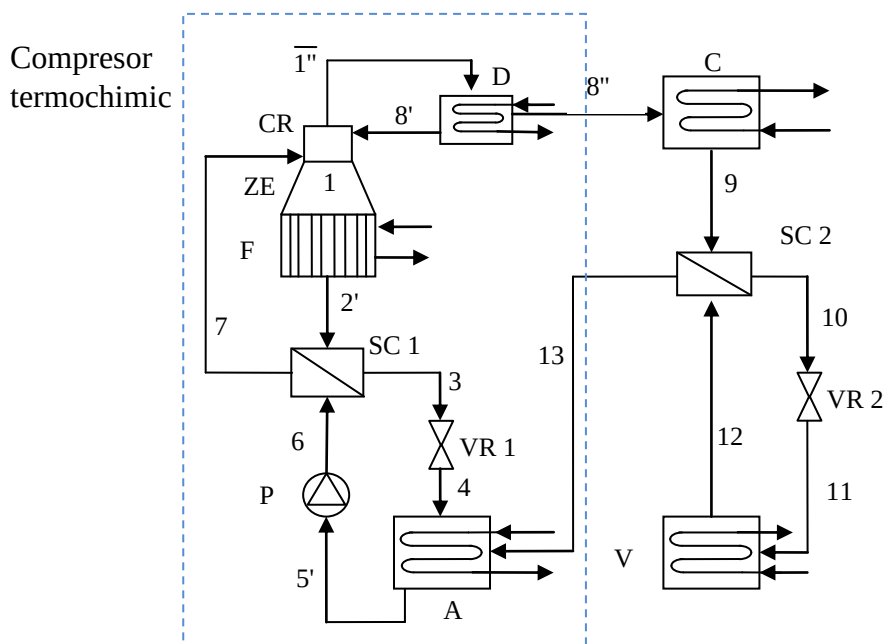


Figura 3.1: Schema instalației frigorifice într-o treaptă cu amoniac-apă

Debitul de vapori degajați din compresorul termic este dirijat către condensator unde are loc condensarea izobară prin cedarea fluxului de căldură către apa de răcire. Între condensator și ventilul de laminare se prevede un schimbător de căldură cu dublu rol: subrăcitor de lichid și supraîncălzitor pentru vaporii de agent frigorific ce ies din vaporizator și sunt introduși în absorbitor.

În general, instalațiile cu absorbție într-o treaptă asigură o temperatură a agentului răcit de până la $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$. O instalație frigorifică într-o treaptă cu soluție amoniac-apă cu temperatura de vaporizare de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ folosind apă de răcire cu temperatura $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ necesită agent încălzitor cu temperatura de $130\text{ }^{\circ}\text{C}$ (sau abur cu presiunea de 2 bar).

3.1.2. Procesele termodinamice din instalația cu absorbție cu amoniac-apă

Procesul 1'-2' reprezintă fierberea izobară a soluției bogate în urma căreia se obține soluția săracă și vapori concentrați de amoniac. În continuare, urmează subrăcirea izobară a soluției diluate (procesul 2'-3) desfășurată la concentrație constantă în economizor. Următorul proces care se desfășoară în ventilul de laminare este laminarea izoentalpică a soluției diluate (procesul 3-4). Procesul 4-5 reprezintă absorbția izobară a vaporilor de amoniac în absorbtor, în urma căreia se obține soluția concentrată iar temperatura scade prin preluarea căldurii de către apa de răcire.

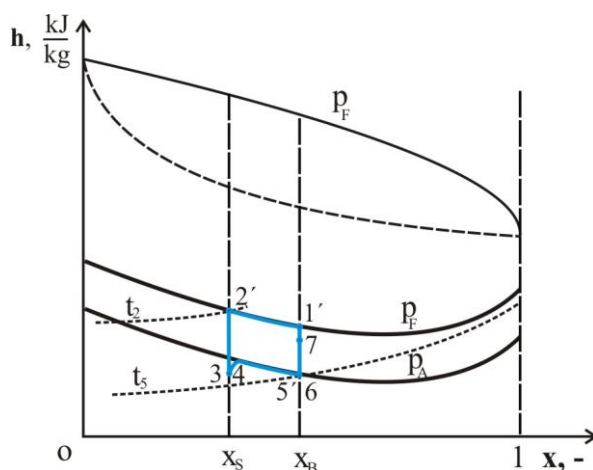


Figura 3.2: Ciclul termodinamic al soluției hidro-amoniacale

Procesul 5-6 – pompare izoentropă presiunea crește iar concentrația soluției rămâne constantă

Procesul 6-7 – încălzirea izobară și la concentrație constantă a soluției în economizor

Procesul 7-1' – încălzirea izobară și la concentrație constantă a soluției concentrate până la temperatura de saturație în zona de epuizare. În această zonă vaporii se concentrează în amoniac, condensând parțial împreună cu vaporii de apă. Concentrarea vaporilor în amoniac continuă prin parcurgerea coloanei de rectificare până la starea $\overline{1''}$ și apoi prin desupraîncălzirea și condensarea parțială în delegmatorul D până la starea $8''$.

Procesul 8''-9 – condensarea totală izobară a vaporilor din condensator până la starea de saturație a lichidului

Procesul 9-10 - subrăcirea izobară a lichidului în subracitorul de lichid

Procesul 10-11 - laminarea izoentalpică a lichidului în ventilul de laminare, presiunea de condensare scade la presiunea de vaporizare

Procesul 11-12 – vaporizarea izobară

Procesul 12-13 - supraîncălzirea izobară a vaporilor în supraîncălzitorul de vapor

Vaporizarea soluțiilor binare

Procesul esențial în obținerea efectului frigorific este vaporizarea unui lichid, dar pentru soluțiile binare apar o serie de particularități. În cazul unei soluții binare omogene, procesul de vaporizare și de condensare nu mai este izoterm, ci se desfășoară pe un interval de temperatură, minim în zona concentrațiilor extreme (unde soluția se apropie de unul din cei doi componenți puri) și maxim în zona mediană a concentrațiilor.

În Figura 3.3 este prezentată situația pentru soluția apă – amoniac în diagrama $T - x - p$. Astfel, pornind de la starea soluției lichide subrăcite 1, caracterizată prin temperatura T_1 , concentrația x_1 și presiunea p_1 și încălzind-o până la temperatura T_2 se ajunge la starea de lichid saturat 2'. Procesul de încălzire se desfășoară la concentrație și presiune constantă: $x_1 = x_2$ și $p_1 = p_2$. La atingerea stării de saturație lichidul începe să fiarbă, producând primii vapori de stare 2'', având aceeași temperatură cu lichidul $T_{2'} = T_{2''}$. Din soluția lichidă sunt degajați majoritar vaporii componentului mai volatil (de agent frigorific), amoniacul în acest caz, concentrația vaporilor $x_{2''} > x_{2'}$.

Încălzind soluția lichidă până la temperatura T_3 , procesul de fierbere evoluează în ansamblu de la starea 2' la starea 3, sau pentru cele două faze, pentru lichid după curba de saturație de la starea 2' la starea 3', iar pentru vapori de la starea 2'' la starea 3''. Cum din lichid sunt degajați continuu vapori cu concentrația mai mare în amoniac, pe măsură ce fierbe lichidul se diluează în amoniac. În același timp, vaporii, care sunt produși dintr-un lichid cu o concentrație din ce în ce mai scăzută, vor avea, și ei, o concentrație din ce în ce mai scăzută, aceasta rămânând însă superioară lichidului din care provin. Procesul de fierbere continuă în acest mod, pe măsura încălzirii soluției, până la atingerea temperaturii T_4 , când se atinge starea de saturație a vaporilor. În acest moment, lichidul a ajuns la starea 4' și a atins concentrația minimă $x_{4'}$, iar vaporii de stare 4'' au atins concentrația soluției inițiale: $x_{4''} = x_1$. Procesul de vaporizare

(fierbere) s-a desfășurat izobar ($p_2 = p_3 = p_4$) dar nu și izoterm. Se remarcă o temperatură de început de vaporizare, egală cu T_2 și una de sfârșit de vaporizare, egală cu T_4 . Intervalul de temperatură pe care a avut loc procesul este dependent de concentrația și presiunea lichidului. El este maxim în zona concentrațiilor medii ($x = 40 \dots 60\%$) și crește cu scăderea presiunii. În același timp, au fost produși vapori cu concentrația mai mare decât a lichidului, iar lichidul s-a diluat. Încălzind vaporii până la temperatura T_5 aceștia sunt supraîncălziți, procesul evoluând la presiune și concentrație constantă: $x_4'' = x_5$ și $p_4 = p_5$.

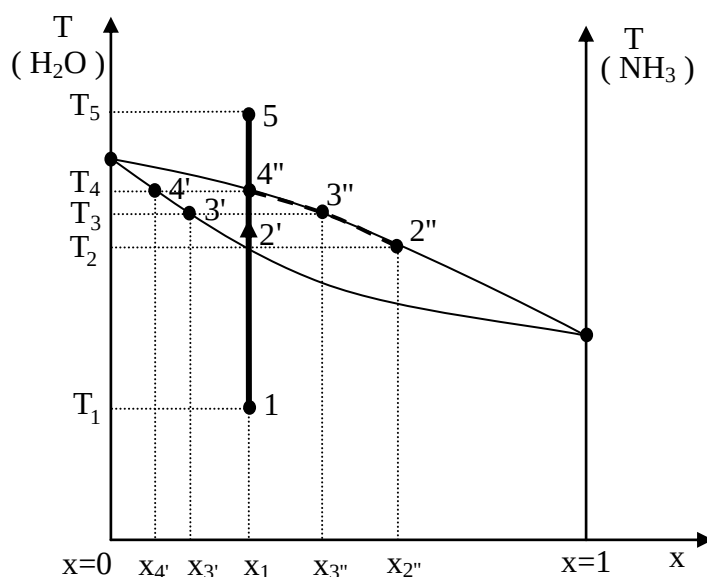


Figura 3.3: Vaporizarea (condensarea) soluțiilor binare în diagrama $T - x - p$

Condensarea soluțiilor binare

Parcurgând procesele în sens invers, de la starea de vapori supraîncălziți 5 și cedând căldura va avea loc desupraîncălzirea izobară și la concentrație constantă a vaporilor $5 - 4''$, urmată de condensarea izobară $4'' - 2'$ și de subrăcirea izobară și la concentrație constantă $2' - 1$ a lichidului. Primele picături de condens vor proveni majoritar din componentul mai puțin volatil (cu temperatura de condensare mai ridicată) deci din apă în acest caz. Pe măsură ce condensarea continuă, vaporii de soluție, care pierd mai mult vapori de apă, evoluează către concentrații din ce în ce mai mari $3'' \dots 2''$, similar cu lichidul (care provine din vapori mai concentrați) care evoluează către $3' \dots 2'$. Și aici se poate evidenția o temperatură de început de proces $T_{C \text{ inițial}} = T_4$ și una de sfârșit de proces $T_{C \text{ final}} = T_2$.

În Figura 3.4 sunt prezentate procesele de vaporizare (condensare) ale soluției apă – amoniac în diagramele $h - x - p$ și $p - T - x$. Descrierea proceselor de schimbare de fază este similară celor din diagrama $T - x - p$.

Pentru determinarea facilă a entalpiilor masice se utilizează diagrama ($h - x - p$), evidențiindu – se și fluxurile masice de căldură din procesele termice (utilizare în bilanțurile energetice ale schimbătoarelor de căldură respective):

- $h_{2'} - h_1$ = puterea masică de încălzire a lichidului până la starea de saturație;
- $h_{4''} - h_{2'}$ = puterea masică de vaporizare (căldura latentă de vaporizare);
- $h_5 - h_{4''}$ = puterea masică de supraîncălzire a vaporilor.

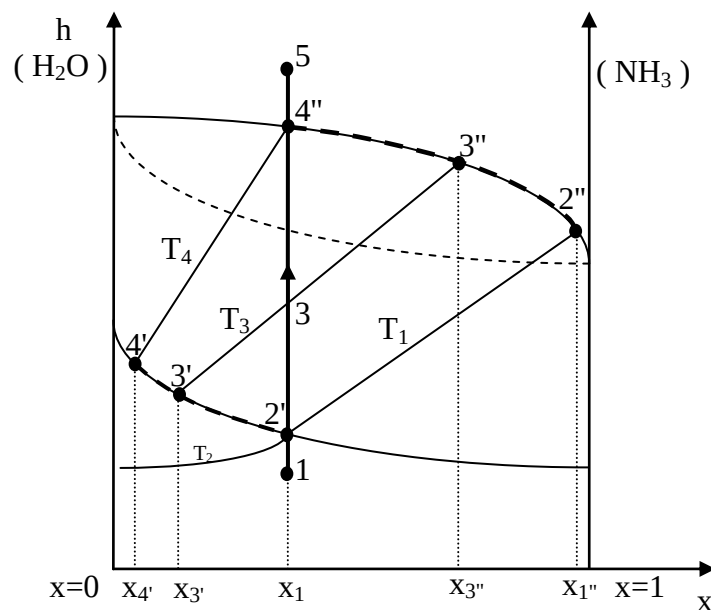


Figura 3.4: Vaporizarea (condensarea) soluțiilor binare în diagrama $h - x - p$

În toate diagramele, presiunea corespunde valorii reale doar pentru stările de saturație ale lichidului (2', 3', 4') respectiv ale vaporilor (2'', 3'', 4''). Pentru lichid subrăcit (1) sau vapori supraîncălziți (5) deși presiunea este aceeași cu cea la saturație, starea reală a lichidului, respectiv a vaporilor este precizată prin temperatură și concentrație (evoluția presiunii trebuie imaginată spațial), de-a lungul unei axe perpendiculare pe planul determinat de temperatură (entalpie masică) și presiune.

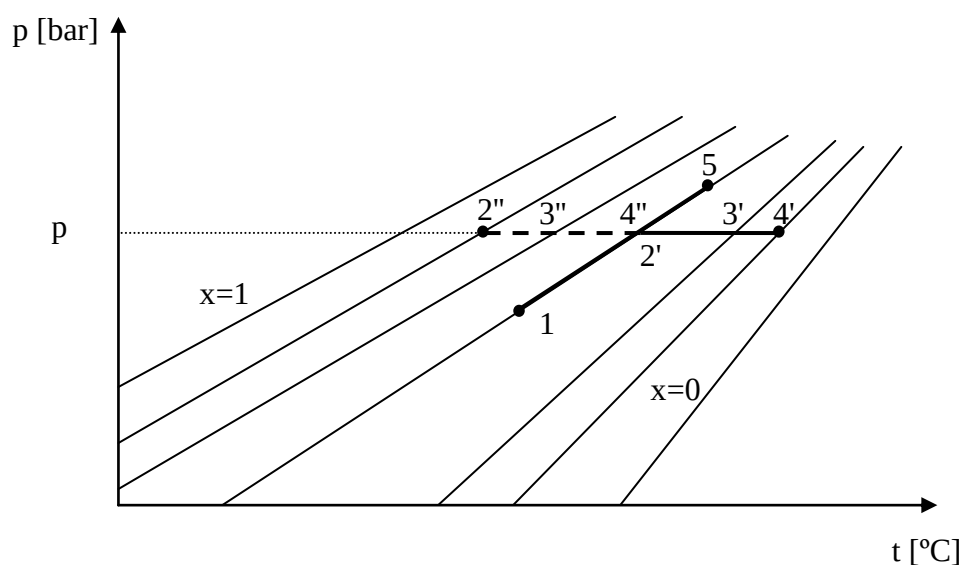


Figura 3.5: Vaporizarea (condensarea) soluțiilor binare în diagrama p – t – x

În concluzie, procesul de vaporizare al unei soluții binare este caracterizat de o evoluție la presiune constantă. Acest proces nu este izoterm; atât temperaturile de început și de sfârșit de vaporizare, cât și ecartul de temperatură, sunt influențate de concentrația și presiunea soluției. Concentrația variază și ea pe parcursul acestui proces, vaporii produși având concentrația mai mare decât a soluției din care provin.

Creșterea de temperatură din timpul procesului de vaporizare este foarte importantă, de ea depinzând temperatura agentului răcit t_{s2} [Figura 3.6]. În cazul soluției apă – amoniac, în vaporizator trebuie introdus un lichid cu concentrația cât mai mare în amoniac, pentru ca, creșterea de temperatură în timpul vaporizării, Δt_v să fie minimă, și deci și temperatura la care este răcit fluidul venit de la consumatorul de frig să fie cât mai scăzută.

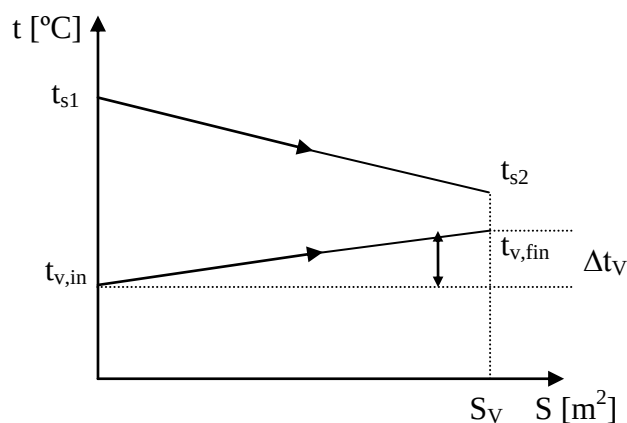


Figura 3.6: Variația temperaturii fluidelor în vaporizatorul instalației cu absorbție în soluție apă – amoniac.

În acest sens, vaporii rezultați din compresorul termochimic, cu o concentrație în amoniac $x = 80 \dots 85\%$, vor suferi câteva procese de concentrare în amoniac până la $x = 99,5 \dots 99,9\%$, încât condensul acestor vaporii ajuns în vaporizator va evolua pe o diferență de temperatură redusă $\Delta t_v = 2 \dots 3 \text{ }^\circ\text{C}$ în loc de $\Delta t_v = 15 \dots 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

3.1.3. Instalația cu absorbție cu două trepte

În cazul când intervalul de degazare a soluției este mai mic de 5%, compresorul termochimic al instalației într-o treaptă nu mai funcționează eficient deoarece debitul de vaporii de agent frigorific nu mai este degajat continuu și se produce o discontinuitate în realizarea efectului frigorific. Rezolvarea acestei probleme se poate face fie prin modificarea unor condiții de funcționare, fie prin utilizarea unei alte variante de instalație (în două trepte sau cu absorbție și resorbție). Cunoașterea factorilor de care depinde intervalul de degazare este deci deosebit de importantă.

În compresorul termochimic soluția evoluează de la concentrația x_S la concentrația x_B în absorbitor și apoi de la concentrația x_B la concentrația x_S în fierbător. Acest interval de concentrații, $\Delta x = x_B - x_S$, depinde de starea soluției la ieșirea din absorbitor (5) și de starea soluției la ieșirea din fierbător (2).

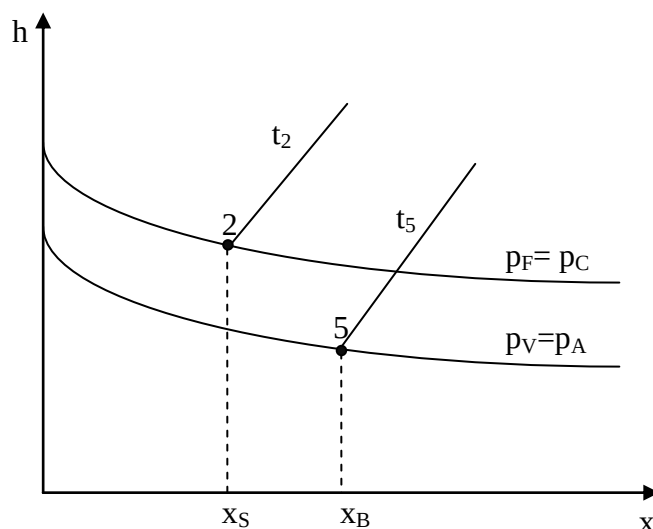


Figura 3.7: Dependența intervalului de degazare de factorii externi

Starea soluției la ieșirea din fierbător depinde de:

- presiunea din fierbător, p_F , teoretic egală cu cea din condensator, p_C , (în real se poate considera $p_r = p_C + \Delta p_{F-C}$), care este dependentă de temperatura apei de răcire la ieșirea din condensator, t_{ar} ($t_C = t_{ar} + \Delta t_C$), deci:

$$p_2 = f(t_{ar}) \quad 3.1$$

- temperatura finală de fierbere, dependentă de temperatura agentului încălzitor ($t_{F\ FIN} = t_{ai1} + \Delta t_F$):

$$t_2 = f(t_{ai1}) \quad 3.2$$

Starea soluției la ieșirea din absorbitor depinde de presiunea din absorbitor, p_A și de temperatura finală de absorbție, t_5 . Presiunea din absorbitor este teoretic egală cu cea din vaporizator, p_V (în caz real se poate considera $p_A = p_V - \Delta p_{V-A}$) și este dictată de temperatura inițială de vaporizare $t_{V\ IN}$, care este dependentă de temperatura agentului răcit la ieșirea din vaporizator, t_{s2} , de intervalul de temperatură pe care se face vaporizarea, Δt_V influențată de concentrația agentului frigorific x_8 , și de intervalul de temperatură dintre medii Δt_V ($t_{V\ IN} = t_{s2} - \Delta t_V$), deci:

$$p_5 = f(t_{sr2}, x_8) \quad 3.3$$

Temperatura finală de absorbție, dependentă de temperatura apei de răcire la intrarea în absorbitor ($t_{A\ FIN} = t_{ar1} + \Delta t_A$):

$$t_5 = f(t_{ar1}) \quad 3.4$$

Deci, intervalul de degazare depinde de o serie de factori externi, ca temperatura agentului răcit t_{s2} , temperatura apei de răcire t_{ar} , temperatura agentului încălzitor t_{ai} , cât și de gradul rectificării vaporilor (x_8):

$$\Delta x = x_B - x_S = f(t_{sr2}, t_{ar}, t_{ai}, x_8) \quad 3.5$$

Pentru mărirea intervalului de degazare, când platforma pe care este plasat consumatorul de frig o permite, se pot modifica unul sau mai mulți parametri externi:

- se utilizează apa de răcire cu o temperatură mai scăzută;
- se solicită un agent încălzitor cu o temperatură mai ridicată;
- se ridică temperatura agentului răcit.

Primele două modificări permit deplasarea stării 2 către o concentrație mai mică, iar ultimele două deplasează starea 5 către o concentrație mai mare.

Prin aceasta, se acționează asupra regimului de presiuni din instalație: se reduce presiunea de fierbere, fie se ridică presiunea de absorbție și se mărește intervalul de concentrații pe care evoluează soluția.

Când modificarea parametrilor externi nu este posibilă, sau această modificare nu conduce la un interval de degazare suficient, se utilizează o altă variantă de instalație. O soluție este să se realizeze **compresia termochimică în două trepte**. Aceste tipuri de instalații se pot folosi pentru obținerea temperaturilor negative de până la $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Această instalație constă din legarea în serie a două compresoare termochimice. Primul funcționează între presiunile $p_{A1} \cong p_v$ și $p_{F1} \cong p_{A2}$ iar al doilea între presiunile $p_{A2} = p_i$ și $p_{F2} \cong p_c$. Vaporii eliminați de fierbătorul primei trepte la presiunea intermediară sunt absorbiți de absorbtorul treptei de înaltă presiune și apoi eliberați la presiunea de condensare de fierbătorul de înaltă presiune. Regimul de presiuni este modificat: în primul compresor termochimic scade presiunea de fierbere, iar în al doilea compresorul termochimic crește presiunea de absorbție, aceste modificări conducând la obținerea unor intervale de degazare a soluției acceptabile.

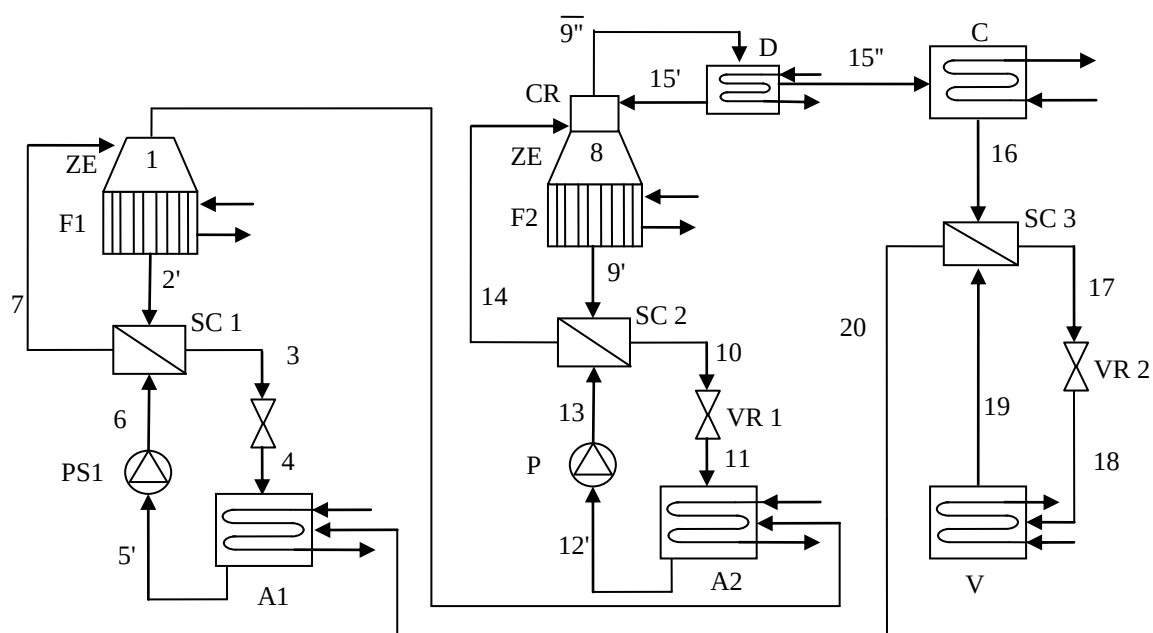


Figura 3.8: Schema instalației frigorifice în două trepte cu amoniac-apă

Cele două compresoare termochimice lucrează cu debite de soluție diferite ($\dot{m}_{b1}$, $\dot{m}_{s1}$, respectiv $\dot{m}_{b2}$, $\dot{m}_{s2}$), dar diferența dintre aceste debite este aceeași, adică produc același debit masic de vapori de agent frigorific, $\dot{m}_{ag}$, debit regăsit și în condensator și vaporizator.

$$\dot{m}_{ag} = \dot{m}_{b1} - \dot{m}_{s1} = \dot{m}_{b2} - \dot{m}_{s2} \quad 3.6$$

Fiecare compresor termochimic are cele 4 utilaje esențiale pentru o funcționare corespunzătoare: absorbitorul A, pompa de soluție PS, fierbătorul F și ventilul de laminare VR. Acestor utilaje li se adaugă economizorul E.

Deosebirea dintre cele două compresoare termochimice apare în etajele de rectificare: dacă cel de-al doilea compresor termochimic, responsabil de obținerea concentrației finale a agentului frigorific (cât mai ridicată) include toate etajele de rectificare (zona de epuizare ZE₂, coloana de rectificare CR și deflegmatorul D), primul compresor termochimic, în care vaporii rezultați trebuie să aibă o concentrație mai mare, doar decât a soluției concentrate din absorbitorul A2, ușor de obținut din simpla fierbere, nu este prevăzut decât cu zona de epuizare ZE1. Aceasta este impusă de necesitatea preîncălzirii soluției până la saturație (epuizare). Lipsa coloanei de rectificare și deci și a deflegmatorului din primul compresor termochimic determină o economie de agent încălzitor la fierbătorul F1 și o reducere a investiției prin simplificarea constructivă a generatorului de vapori.

Presiunea intermediară p_i , dintre cele două compresoare termochimice, este stabilită din condiția de consum minim de energie de acționare, care este realizată când raportul de comprimare este același:

$$\frac{p_i}{p_{A1}} = \frac{p_{F2}}{p_i} \quad 3.7$$

Fiecare compresor termochimic funcționează ca cel de la instalația într-o treaptă: soluția concentrată în absorbitor prin absorbția debitului de vapori, este diluată în fierbător prin fierbere, degazând același debit de vapori. În timpul funcționării se consumă puterea termică de fierbere adusă de agentul încălzitor și se cedează puterea termică din absorbitor către apa de răcire. Cum temperaturile agenților exteriori care alimentează fierbătoarele și absorbitoarele sunt aceleași (agentul încălzitor și apa de răcire) temperaturile finale ale proceselor respective sunt identice:

$$t_{A1, fin} = t_5 = t_{A2, fin} = t_{12} \quad 3.8$$

$$t_{F1, fin} = t_2 = t_{F2, fin} = t_9 \quad 3.9$$

Compresorul termochimic KT1 refulează debitul de vapori în absorbitorul A2 al compresorului termochimic KT2, iar compresorul termochimic KT2 refulează același debit în condensatorul C, după deflegmarea din D. Atât procesul de deflegmare a vaporilor, cât și cel de condensare implică cedarea puterilor termice $\dot{Q}_D$ respectiv $\dot{Q}_C$ către apa de răcire.

Lichidul condensat este subrăcit în subracitorul de lichid SRL, și laminat în ventilul de reglare VR, apoi este introdus în vaporizatorul V. Aici se realizează efectul frigorific al instalației, prin vaporizarea agentului frigorific este răcit fluidul intermediar sosit de la consumatorul de frig.

Vaporii de amoniac rezultați din vaporizator sunt supraîncălziți în supraîncălzitorul de vapori SIV și introduși apoi în absorbitorul A1 al primului compresor termochimic.

Urmărind procesele de fierbere și de absorbție în diagramă se poate observa că, în cazul când instalația ar funcționa într-o treaptă între aceleași presiuni, intervalul de degazare a soluției dat de punctele 9' (sfârșitul procesului de fierbere) și 5 (sfârșitul procesului de absorbție) ar rezulta negativ. Evident că în aceste condiții instalația nu ar putea funcționa. Se justifică astfel utilizarea unei instalații în două trepte.

Cum cele două fierbătoare utilizează același agent încălzitor (sunt alimentate în paralel), punctele care reprezintă starea soluției la ieșirea din fierbătoare (2', 9') sunt așezate pe izotermele dictate de agentul de încălzire și diferență de temperatură între medii.

În mod similar, stările care reprezintă soluția (amoniacul lichid) la ieșirea din absorbitoare, deflegmator și condensator și condensator (5, 12, 15 și 16), se vor alinia pe izoterma dată de apa de răcire. În acest caz, va exista, totuși, o diferență de temperatură între cea din punctele 5, 12, 15 și 16 deoarece condensatorul, deflegmatorul și absorbitoarele sunt alimentate în serie (întâi condensatorul, apoi deflegmatorul și în final absorbitoarele).

3.1.4. Instalația cu absorbție-resorbție

O altă posibilitate de funcționare a instalației atunci când intervalul de degazare este prea mic este realizată prin coborârea presiunii de fierbere și cea de vaporizare, înlocuind condensatorul cu un absorbitor care funcționează la presiune ridicată, denumit **resorbitor** și vaporizatorul cu un fierbător de joasă presiune, denumit **degazor**.

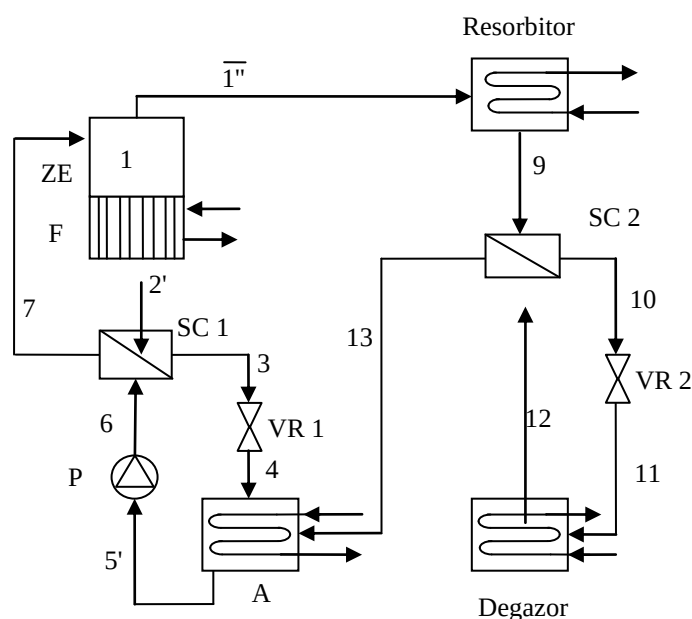


Figura 3.9: Schema instalației frigorifice cu absorbție-resorbție cu soluție amoniac-apă

Instalația cu absorbție și resorbție se bazează pe o absorbție repetată a agentului de lucru. În aceste instalații vaporii rezultați în fierbător sunt absorbiți în resorbitor, într-o soluție săracă de amoniac, după care soluția intră în degazor unde se produce desorbția amoniacului prin răcirea agentului sosit de la consumatorul de frig.

Presiunea vaporilor de agent frigorific rezultați în urma fierberii nu mai are valorile ridicate ca la instalația cu condensator. Presiunea se stabilește în funcție de concentrația soluției în fierbător și resorbitor. Presiunea în degazor va fi, de asemenea mai scăzută decât în vaporizatorul instalațiilor clasice.

Procesele din resorbitor și degazor nu se desfășoară la temperatura constantă datorită căldurii de reacție asociate. În timpul acestor procese apare o variație a temperaturii datorită efectului termic care însoțește transferul de masă (modificarea concentrației).

Debitul de apă de răcire a resorbitorului este mai mare decât în cazul răcirii condensatorului, dar acest inconvenient se poate reduce prin gradientul mai mare de temperatura pe care se poate încălzi apa (5...10 °C) ca urmare desfășurării procesului la presiune mai mică.

Pompele de soluție consuma putere electrica mai redusa din cauza ca diferența de presiune care trebuie asigurata între aparate este mai redusa, iar debitul de soluție pompat este mai mic.

3.2. Instalații frigorifice cu absorbție cu soluție LiBr-H₂O

3.2.1. *Instalația frigorifică cu absorbție cu simplu efect*

Instalația Carrier

Instalația Carrier are utilajele grupate în doi cilindri orizontali: vaporizatorul și absorbitorul sunt într-un cilindru de joasă presiune, iar fierbătorul și condensatorul într-un alt cilindru de presiune puțin mai ridicată, conform schemei prezentate în figura .

Soluția diluată în bromura de litiu rezultată din absorbitor este pompată cu ajutorul pompei prin economizorul unde este preîncălzită până aproape de starea de saturație. În fierbător se realizează încălzirea finală până la temperatura de saturație și fierberea pe seama fluxului de căldură cedat de agentul încălzitor. Temperatura finală de fierbere variază între 100 și 105 °C. Rezultă vapori de apă puri care sunt conduși în condensator.

Fierbătorul este realizat dintr-o serpentină din aliaj de cupru și nichel imersată în soluție (în interiorul căreia circulă agentul încălzitor), evitând prezența aerului în contact cu suprafața metalică și reducând astfel corodarea acesteia. Cilindrul fierbătorului se execută din oțel inoxidabil sau se acoperă peretele interior cu un strat protector de nichel.

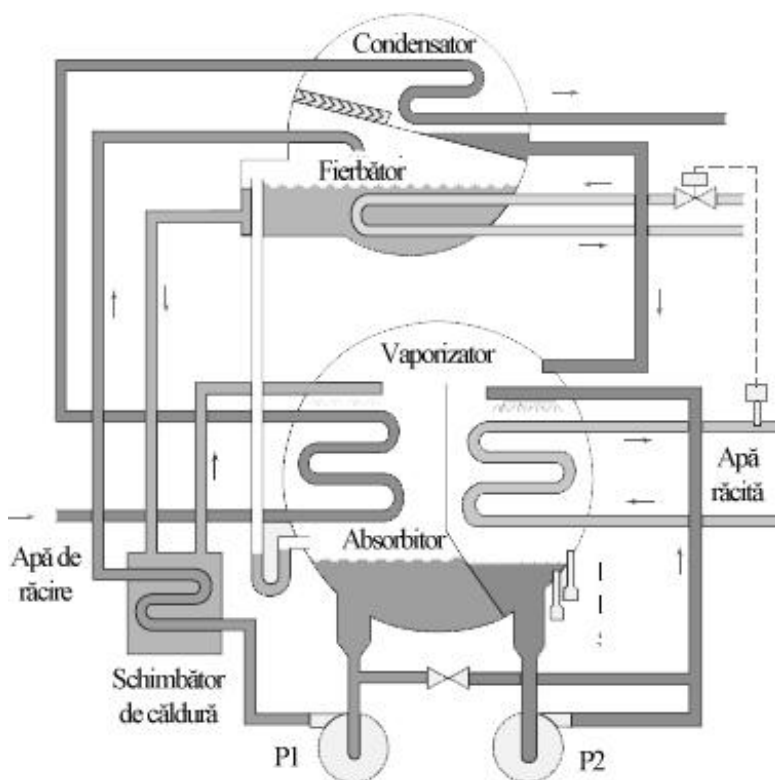


Figura 3.10: Schema instalației frigorifice cu absorbție în soluție de bromură de Litium – apă, în varianta firmei Carrier.

Soluția concentrată în bromură de litium în urma degajării vaporilor de apă, părăsește fierbătorul și se amestecă cu debitului de soluție diluată cu ajutorul ventilului de reglare pentru evitarea cristalizării în urma răcirii din economizor. Rezultă soluție cu o concentrație intermediară x_i , plasată în afara zonei de cristalizare.

Trecând apoi prin economizor soluția este răcită până aproape de temperatura ambiantă pe seama soluției diluate reci și este introdusă în absorbitor, prin dispunerea unor perdele de soluție în care să poată fi absorbiți vaporii de apă veniți din vaporizator. Absorbția este însoțită de diluarea soluției în bromura de litium, concentrația scade de la $x_4 = x_i$ la $x_5 = x_s$. Totodată, se degajează fluxul de căldură către apă de răcire.

Absorbitorul este realizat dintr-o serpentină dintr-un aliaj de cupru și nichel sau din oțel protejat la exterior nichel, prin care circulă apa de răcire și pe suprafața căreia se scurge pelicular soluția de bromură de litium – apă, asigurând o suprafață de contact cu vaporii de apă cât mai mare, pentru o absorbție cât mai intensă.

De aici, soluția diluată este preluată de pompa P_1 și circuitul soluției se reia. Ansamblul pompă – motor electric este realizat ermetic.

Vaporii de apă produși în fierbător condensează în condensator cedând fluxul termic de condensare către apa de răcire.

Condensatorul este realizat dintr-o serpentină prin care circulă apa de răcire și pe suprafața căreia condensează vaporii de apă. Apa obținută este colectată într-o cuvă din care este condusă printr-o conductă în care are loc și pierderea de presiune $\Delta p = p_c - p_0$ în vaporizatorul V. Aici, pe seama fluxului de căldură preluat de la fluidul intermediar sosit de la consumatorul de frig, apa este din nou adusă la starea de vaporii. O altă pompă de circulație, P_3 , asigură recircularea continuă a apei deasupra suprafeței de transfer de căldură.

Vaporizatorul este realizat dintr-o serpentină (prin care circulă fluidul răcit), pe suprafața căreia se scurge pelicular apa recirculată asigurând o vaporizare intensă. Vaporii de apă ieșiți din vaporizator ajung în zona absorbitorului unde sunt absorbiți de soluția concentrată în bromura de litiu.

Presiunea din vaporizator, trebuie să fie foarte mică (maxim 100 mm CA) pentru ca procesul să poată decurge la temperatura de vaporizare dorită 3 .. 5°C; menținerea ei implică împiedicarea formării coloanei de lichid (presiunea hidrostatică a acestei coloane de lichid fiind de același ordin de mărime). În acest scop vaporizatorul este realizat pelicular (din țevi suprapuse peste care se scurge apa) și se recirculă continuu apa colectată în cuva vaporizatorului.

Cum presiunea din absorbitor este aceeași ca în vaporizator (pentru circulația vaporilor de apă între cele două utilaje) și acesta se realizează pelicular și se recirculă continuu soluția pentru a nu se forma coloana de lichid și a putea menține presiunea la valoarea dorită.

Recircularea apei și soluției în vaporizator, respectiv absorbitor conduce și la intensificarea transferului de căldură.

Instalația Trane

Figura 3.11 prezintă schema instalației frigorifice cu absorbție cu soluție bromura de litiu-apa. În această instalație, toate utilajele sunt introduse într-un singur cilindru orizontal asigurând un grad maxim de compactitate. În interior, utilajele sunt separate după nivelul de presiune: fierbătorul și condensatorul sunt plasate în zona de presiune mai ridicată, iar vaporizatorul și absorbtorul în zona de presiune mai scăzută.

În aceasta instalație amestecarea soluției concentrate, ieșite din fierbătorul, cu cea diluată rezultată din absorbitor, se realizează după parcurgerea economizorului. Debitul de soluție concentrată rezultat din fierbător este adus într-un rezervor adiacent absorbitorului din care este preluat de o pompa împreună cu un debit de soluție diluată recirculat din absorbitor. Debitul amestecat rezultat este trimis peste suprafața absorbitorului. Laminarea apei condensate de la presiunea înalta la presiunea scăzută este realizată cu ajutorul unei duze. Reglării debitului de agent încălzitor (abur sau apa caldă) în funcție de temperatura apei reci livrate se face cu ajutorul unui ventil termostatic plasat pe circuitul agentului încălzitor.

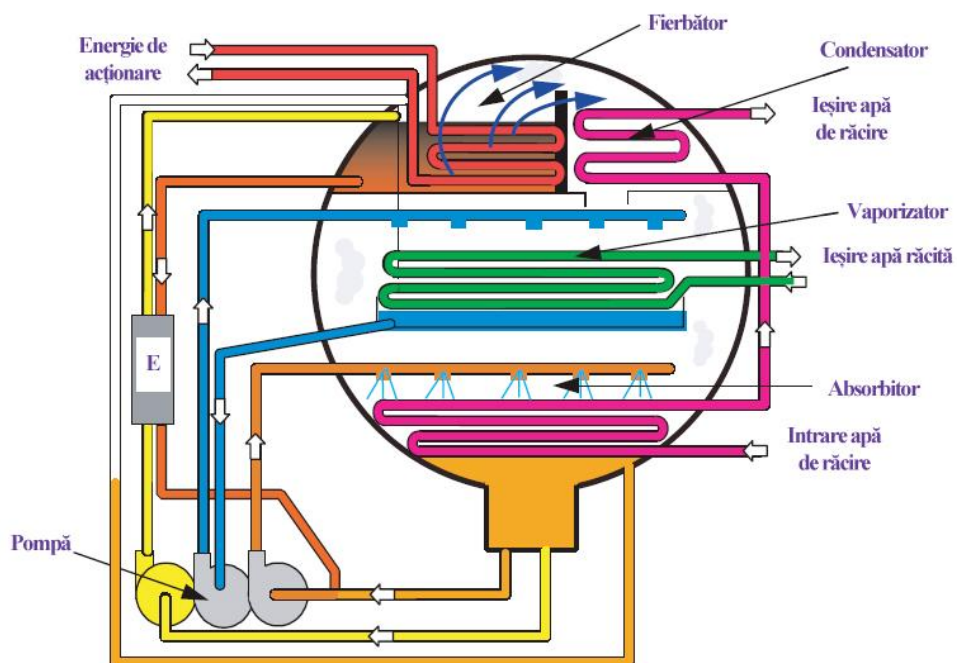


Figura 3.11: Instalația frigorifică cu absorbție

Construcția și funcționarea utilajelor este similară celor prezentate în cazul precedent. În fierbător, amestecul de agent frigorific și absorbant preia căldura agentului încălzitor producând vapori de agent frigorific. Debitul de vapori degajați este dirijat către condensator unde are loc condensarea izobară prin cedarea fluxului de căldură apei de răcire. Vaporii de agent frigorific ies din vaporizator și sunt introduși în absorbitor unde se realizează absorbția vaporilor în soluția de agent frigorific și absorbant. Acest proces este însoțit de o degajare de căldură care este preluată de apa de răcire. Pompa de soluție este folosită pentru ridicarea presiunii soluției de la cea din absorbitor la cea din fierbător. Economizorul dintre fierbător și absorbitor se folosește pentru încălzirea soluției care este introdusă în fierbător.

3.2.2 Instalația frigorifică cu dublu efect

În instalațiile cu absorbție cu dublu efect, fierberea soluției pentru separarea agentului frigorific de absorbant se face în două etape, în două fierbătoare:

- în primul fierbător, alimentat cu agent încălzitor;
- în al doilea fierbător, alimentat cu vaporii de agent frigorific (amoniac sau apa) rezultați din primul fierbător, având loc desupraîncălzirea și condensare parțială a acestora.

Primul fierbător funcționează la o presiune mai ridicată decât al doilea, încât temperatura sursei de căldură necesară pentru acționarea instalației trebuie să fie mai ridicată decât pentru instalațiile cu un singur efect.

În acest sistem, căldura de acționare este folosită doar pentru realizarea primei fierberi, a doua fiind realizată cu căldură recuperată de la prima parte a procesului de condensare astfel încât se realizează economii energetice. De aceea, ciclul cu dublu efect prezintă coeficienți de performanță mai ridicați decât ciclul cu un singur efect.

Figura 3.12 prezintă schema instalației frigorifice cu absorbție cu dublu efect care este compusă din: un absorbitor, un vaporizator, două condensatoare, două fierbătoare și trei schimbătoare de căldură. Căldura cedată din al doilea condensator (C2) este folosită la fierberea soluției în fierbătorul de presiune joasă (F2).

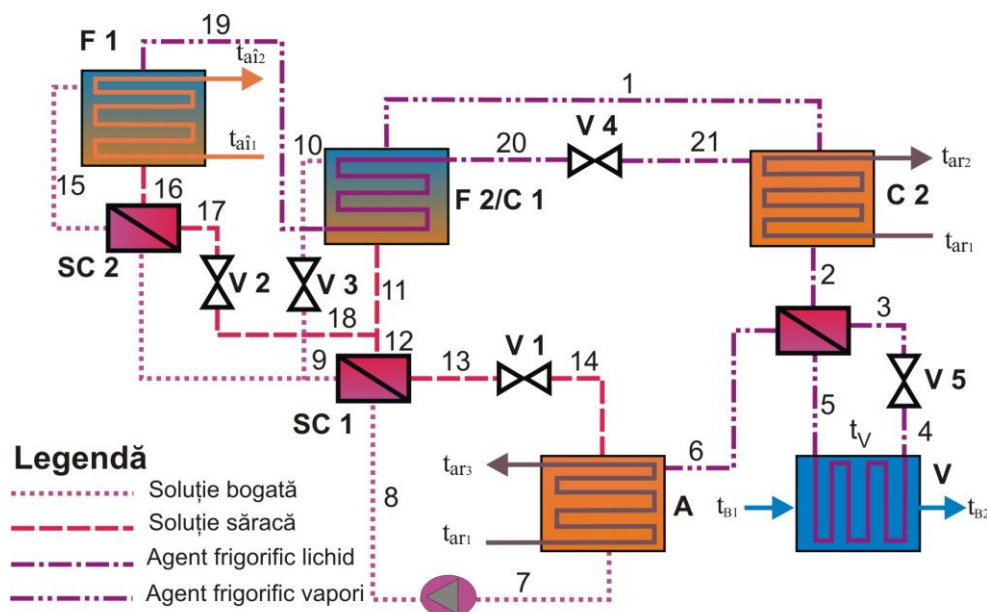


Figura 3.12: Instalația cu absorbție cu dublu efect

Ciclul cu absorbție cu dublu efect are trei nivele de presiune: presiunea joasă corespunzătoare vaporizatorului și absorbitorului, determinată de temperatura de vaporizare, presiunea intermediară prezentă în condensator (C2) și în al doilea fierbător (F2) determinată de temperatura de condensare și presiunea înaltă din primul fierbător (F1) care este dată de temperatura de condensare din primul condensator (C1) [Figura 3.13].

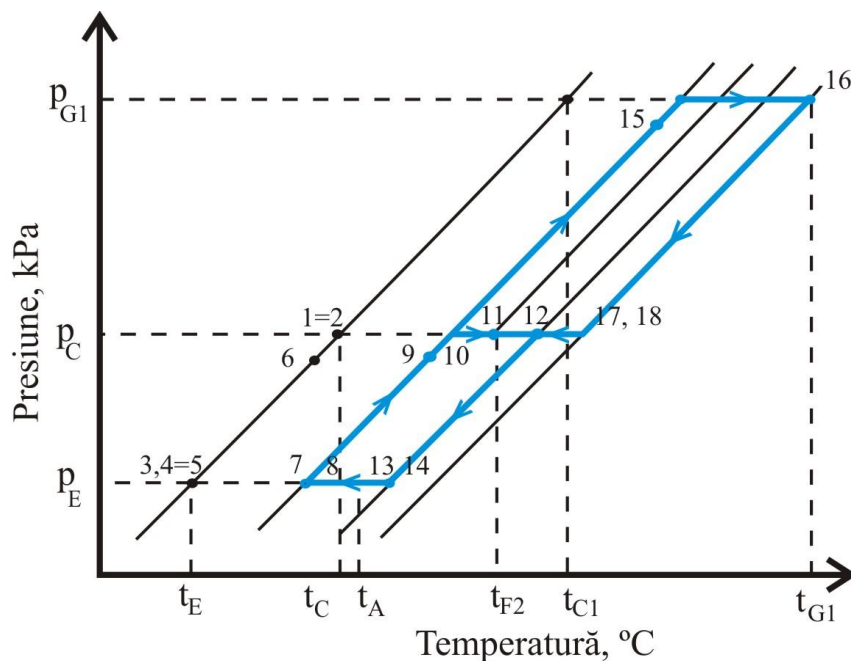


Figura 3.13: Ciclul cu absorbție cu dublu efect

Instalațiile cu absorbție cu dublu efect se clasifică în funcție de circulația soluției bogate:

- *Configurația în serie* : toată soluția care pleacă din absorbitor este pompată și trece succesiv prin schimbătorul de căldură de temperatura scăzută, schimbătorul de căldură de temperatură înaltă și apoi prin fierbătorul de înaltă presiune.
- *Configurația în paralel*: soluția care pleacă din absorbitor este pompată și împărțită la cele două fierbătoare
- *Configurația invers paralel*: toată soluția care pleacă din absorbitor este pompată și trece succesiv prin schimbătorul de căldură de temperatura scăzută și apoi prin fierbătorul de presiune scăzută. La ieșire, o parte din soluție este trimisă la schimbătorul de căldură de temperatura scăzută și restul este pompată prin schimbătorul de căldură de temperatură înaltă la fierbătorul de înaltă presiune.

Firmele producătoare de sisteme cu absorbție care folosesc configurația în serie sunt McQuay/Sanyo, configurația în paralel este utilizată de York/Hitachi și Carrier/Ebara iar configurația invers paralel este folosită de Trane/Kawasaki/Thermax.

Performanța sistemelor cu absorbție cu dublu efect în soluție bromură de litiu-apă cu configurația serie a fost comparată cu cea în configurația paralel.

Configurația sistemului cu absorbție cu dublu efect în varianta cu ardere directă, produs de firma Broad Air Conditioning Co este prezentată în Figura 3.14. Aceasta este puțin diferită de configurația obișnuită în paralel. Distribuția soluției diluate la cele două fierbătoare se realizează prin cele două economizoare, după ce soluția diluată iese din pompa de soluție.

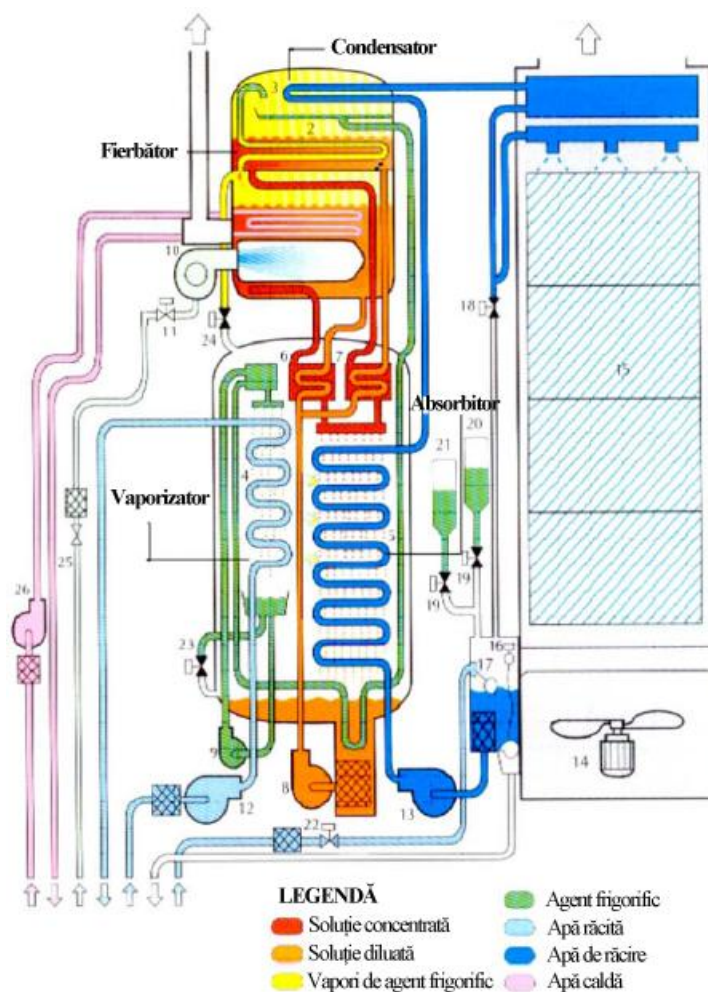


Figura 3.14: Instalație cu absorbție cu dublu efect cu ardere directă varianta Broad Air Conditioning Co.

Construcția instalațiilor cu absorbție cu soluții amoniac și săruri se face după principiile instalațiilor cu bromura de litiu apă.

3.3. Instalații hibride (booster)

Instalațiile hibride realizează o compresie în două trepte pe baza inserării unui compresor termic și un compresor mecanic (compresor adițional). În funcție de poziția compresorului mecanic adițional, se deosebesc două tipuri de configurații: cu compresor termochimic în prima treaptă sau cu compresorul termochimic în a doua treaptă. Există și instalații care funcționează într-o treaptă cuplând compresorul mecanic în paralel cu cel termic.

Compresorul mecanic poate fi plasat în serie în partea de presiune joasă între vaporizator și absorbitor [Figura 3.15].

Potențialul acestui ciclului hibrid cu absorbție cu soluție $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$ a fost studiat de Ventas R. s.a..

Schema de principiu a instalației hibride cu un compresor mecanic în partea de presiune înaltă între fierbător și condensator este prezenta în Figura 3.16.

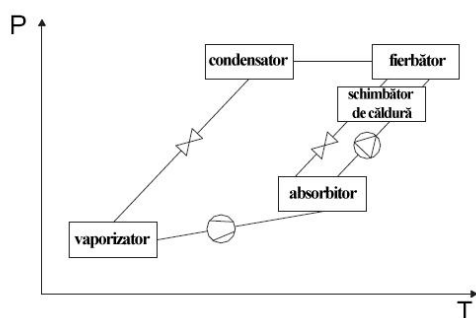


Figura 3.15 - Configurația serie a ciclului hibrid în partea de joasă presiune

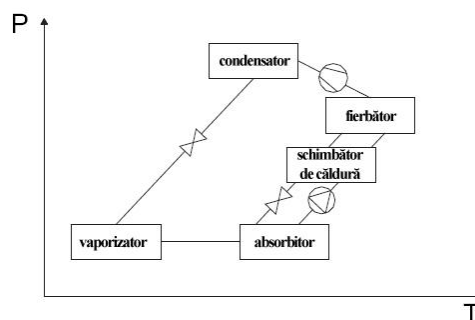


Figura 3.16 - Configurația serie a ciclului hibrid în partea de înaltă presiune

Există două configurații în paralel. Schema de principiu a instalației hibride în paralel în care ciclu cu absorbție este completat cu un compresor mecanic între absorbitor și generator este prezentată în Figura 3.18. În această configurație compresia mecanică se folosește ca sursă suplimentară de agent frigorific sau poate înlocui total compresorul termochimic când există energie electrică disponibilă.

În a doua configurație, compresorul mecanic este situat între nivelul de înaltă presiune și nivelul de joasă presiune iar resorbitorul și degazorul înlocuiesc vaporizatorul și condensatorul. Acest tip de instalație este cunoscut sub numele de compresie-resorbție [Figura 3.19] și se folosește în principal pentru a produce căldură.

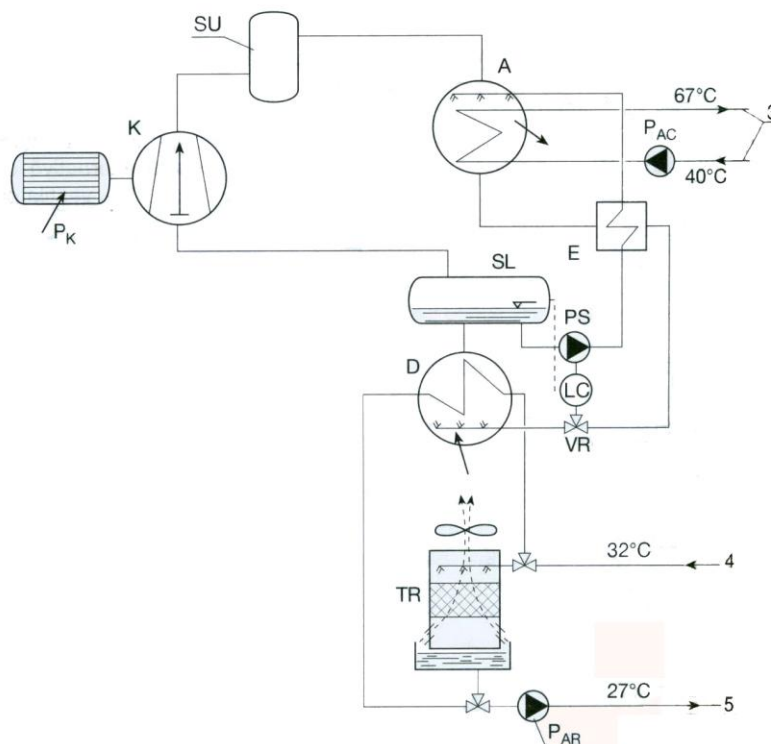


Figura 3.17: Schema instalației cu compresie-resorbție de la întreprinderea „23 August” din București

Cercetări teoretice și experimentale prin realizarea unui pilot experimental la Uzina 23 August în varianta amoniac-apă [Figura 3.17] au fost realizate de specialiștii Catedrei de Termotehnică din UTCB. Instalația fiind utilizată ca pompă de căldură este de puteri foarte mari (5 MW) și este capabilă să producă apă caldă cu o temperatură ridicată (72 °C). Izvorul pompei de căldură este apa industrială de răcire a utilajelor, recirculată la turn.

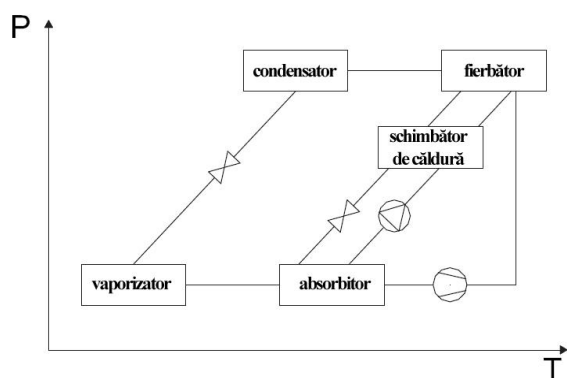


Figura 3.18 - Configurația paralel a ciclului hibrid

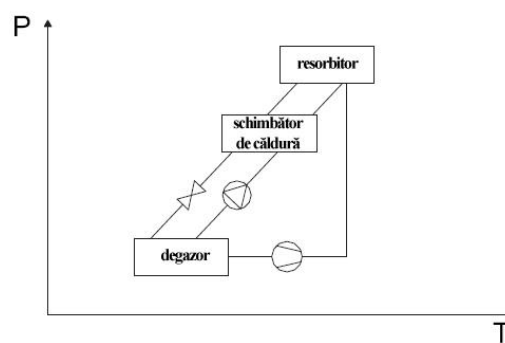


Figura 3.19 - Instalația cu compresie-resorbție

S-au efectuat studii teoretice și experimentale asupra unui sistem cu absorbție care are în paralel un compresor mecanic și folosește soluție $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$ (Ayala, 1997, 1998). Autorii

au recomandat folosirea compresiei mecanice pentru consumul de baza, iar suplimentarea cu absorbție este convenabila numai pentru consumul de vârf.

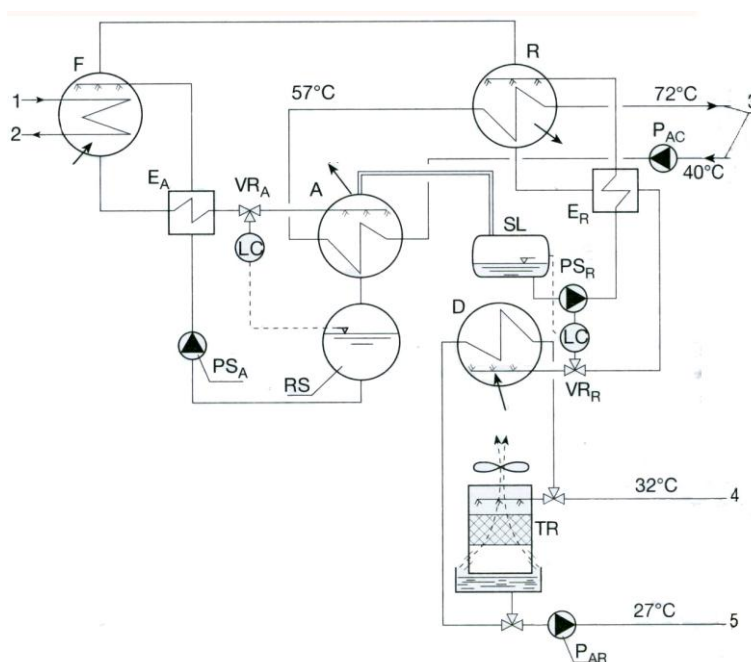


Figura 3.20: Schema instalației cu absorbție-resorbție de la întreprinderea „Danubiana” din București

În Figura 3.20 este prezentă schema pompei de căldură cu absorbție-resorbție de la întreprinderea “Danubiana” din Bucuresti. Fierbătorul instalației este acționat cu abur de joasa presiune. Izvorul de căldură o reprezintă apa de răcire provenita din procese industriale cu temperatura 25°C, intră în degazor și iese din acesta cu temperatura de 20°C. Pompa de căldură încălzește un debit de 147 m³/h de apa de la 35 °C pana la 70 °C, căldura fiind preluata de resorbitor, deflegmator si absorbitor.

3.4. Pompe de căldură

În Figura 1 este prezentată schema de funcționare a pompei de căldură cu absorbție cu soluție amoniac-apă.

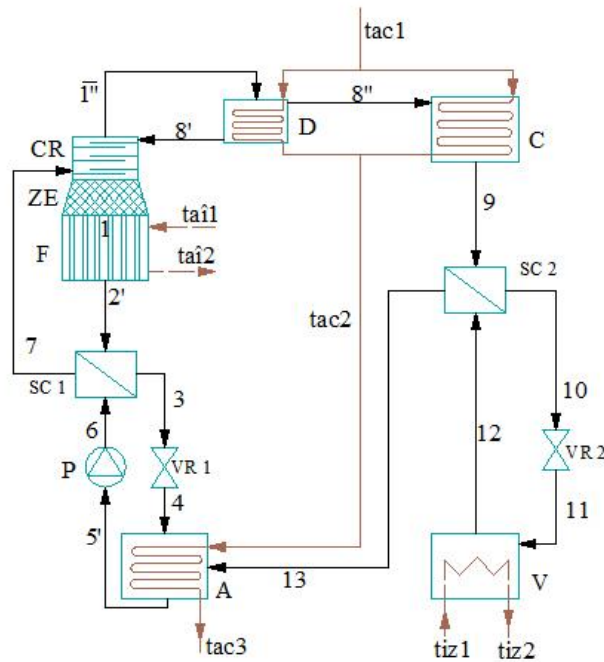


Figura 3.21: Schema pompei de căldură cu soluție amoniac-apă

Apa caldă este preparată înseriat în condensator, deflegmator și absorbitor rezultând cantitatea de căldură și temperatura necesară pentru consumator. Izvorul pompei de căldură poate fi realizat de apa răcită dintr-o instalație de climatizare sau apa industrială recirculată de la turnuri de răcire. Energia de acționare necesară fierberii soluției amoniacale este produsă cu un agent încălzitor ce are temperatura între 80 și 120 °C.

4. Modelarea numerică a proceselor și a echipamentelor

4.1. Modelarea matematică

4.1.1. Instalația frigorifică apă-amoniac într-o treaptă

Parametrii care se cunosc sunt: puterea frigorifică ca a instalației, natura și evoluția temperaturilor agentului răcit, a agentului încălzitor și a agentului de răcire.

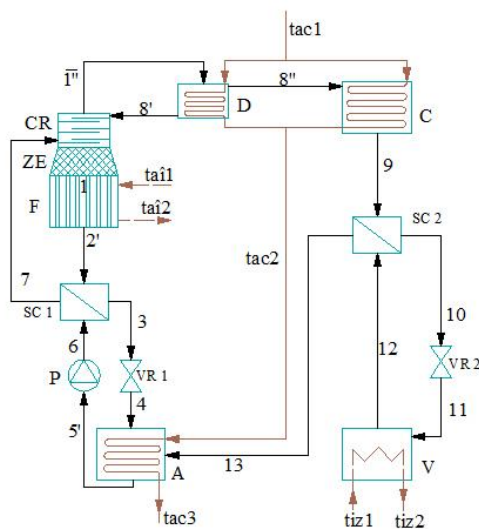


Figura 4.1: Schema pompei de căldură cu soluție amoniac-apă

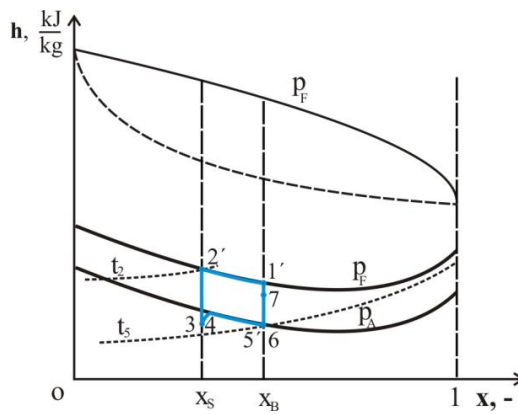


Figura 4.2: Ciclul termodinamic al soluției hidroamoniacale

Temperatura de vaporizare (t_{11}) se determină pe baza variațiilor de temperatură a fluidelor în vaporizator [Figura 4.3]:

$$t_{12} = t_{sr2} - \Delta t_v \quad 4.1$$

Temperatura de condensare (t_9) se determină pe baza variației de temperatură a fluidelor în condensator [Figura 4.4]:

$$t_9 = t_{ar2} + \Delta t_c \quad 4.2$$

Diferențele de temperatură între fluide Δt_v , Δt_c se stabilesc în funcție de tipul schimbătoarelor de căldură folosite. Pentru schimbătoarele de căldură multitubulare, diferența de temperatura este cuprinsă între 2 și 4 °C, pentru cele cu plăci între 1 și 2 °C, iar pentru cele cu minicanale între 0,5 și 1 °C.

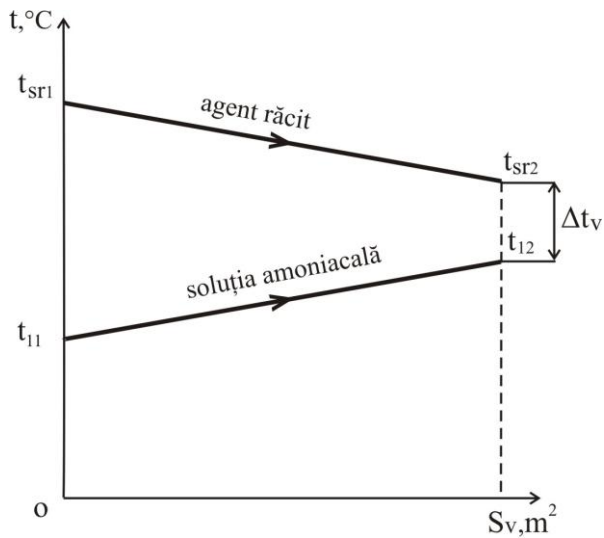


Figura 4.3: Variația de temperatură în vaporizator

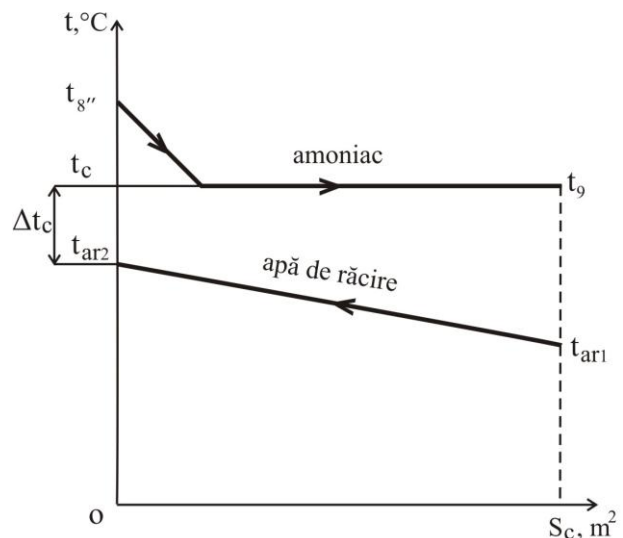


Figura 4.4: Variația de temperatură în condensator

Presiunea de vaporizare (p_V) se stabilește în funcție de temperatura de vaporizare.

$$p_V = f(t_V) \quad 4.3$$

Presiunea de condensare (p_C) se stabilește în funcție de temperatura de condensare.

$$p_C = f(t_C) \quad 4.4$$

Presiunea absorbitorului se calculează în funcție de presiunea vaporizatorului și pierderea de presiune pe tronsonul dintre vaporizator și absorbitor:

$$p_A = p_V - \Delta p_{V-A} \quad 4.5$$

Presiunea fierbătorului se determină adunând presiunea condensatorului cu diferența de presiune dintre fierbător și condensator:

$$p_F = p_C + \Delta p_{F-C} \quad 4.6$$

Pierderile de presiune pe circuitele fluidelor Δp_{V-A} , Δp_{F-C} variază între 0,2 și 0,4 bar în funcție de instalație.

În compresorul termochimic soluția trece de la concentrația x_S la concentrația x_B în absorbitor și apoi de la concentrația x_B la concentrația x_S în fierbător. Acest interval de concentrații depinde de starea soluției la ieșirea din absorbitor și de starea soluției la ieșirea din fierbător.

Toți ceilalți parametri termodinamici se stabilesc pe baza proprietăților soluțiilor binare folosite. Acest lucru se face fie folosind diagramele, fie utilizând ecuațiile specifice acestora de stare ale soluției.

După stabilirea parametrilor termodinamici se determina mai întâi factorul de circulație, prin raportarea debitului masic de soluție concentrată la debitul masic de vapori de agent frigorific la ieșirea din compresorul termochimic:

$$f = \frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_{af}} \quad 4.7$$

Factorul de circulație este un parametru important pentru eficiența sistemului. O creștere a factorului de circulație conduce la creșterea puterii electrice consumate de pompa de circulație.

Bilanțul masic al generatorului de vapori [Figura 4.5] este:

$$\dot{m}_b \cdot x_b = \dot{m}_{af} \cdot x_{g''} + \dot{m}_s \cdot x_s \quad 4.8$$

Din relațiile 4.7 și 4.8 rezultă expresia factorului de circulație în funcție de concentrații:

$$f = \frac{x_{g''} - x_s}{x_b - x_s} \quad 4.9$$

Se observă ca factorul de circulație depinde de intervalul de degazare a soluției. Dacă diferența între cele două concentrații este mică 5-6%, atunci factorul de circulație are o valoare mare cuprinsa între 13-16. În acest caz, debitul masic de soluție este mare, iar absorbtorul va avea un număr redus de tronsoane care sa asigure densitatea minima de stropire. De asemenea, consumul de energie electrica pentru pompa de soluție este ridicat. Când diferența între concentrații este între 20-25%, factorul de circulație are valori reduse, 3-4. Debitul masic de soluție este mic, iar udarea întregii suprafețe de transfer de căldura din absorbtor este dificilă și absorbtorul va avea un număr mare de tronsoane.

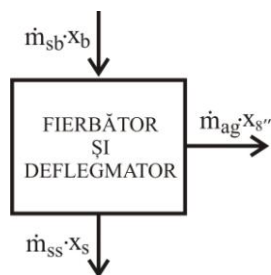


Figura 4.5: Bilanțul masic al generatorului de vapori

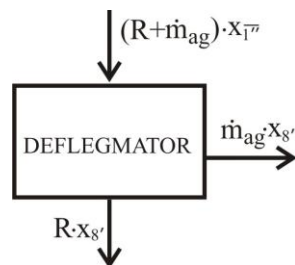


Figura 4.6: Bilanțul masic al deflegmatorului

Debitul specific de reflux se definește ca raportul între debitul masic de reflux condensat în deflegmator și debitul masic de vapori de agent frigorific concentrat ce iese din deflegmator:

$$r = \frac{R}{\dot{m}_{af}} \quad 4.10$$

Bilanțul masic al deflegmatorului [Figura 4.6] este:

$$(R + \dot{m}_{af}) \cdot x_{1''} = \dot{m}_{af} \cdot x_{g''} + R \cdot x_{g'} \quad 4.11$$

Din relațiile (4) și (5) rezulta debitul specific de reflux:

$$r = \frac{x_{g''} - x_{1''}}{x_{1''} - x_{g'}} \quad 4.12$$

Astfel, debitul specific de reflux depinde de concentrația vaporilor la ieșirea din coloana de rectificare și de concentrația vaporilor și a refluxului la ieșirea din deflegmator. Valorile acestuia sunt cuprinse între 0,1 și 0,33.

Bilanțul termic masic al economizorului ajută la stabilirea entalpiei din punctului 3:

$$h_3 = h_2' - \frac{f}{f-1}(h_7 - h_6) \quad 4.13$$

Urmărind schema instalației [Figura 3.21] pe care s-au notat punctele care indică stările termodinamice ale agentului de lucru sau soluției binare la intrare și ieșire, corespunzătoare fiecărui aparat component, se pot determina următoarele puteri masice corespunzătoare ecuațiilor de bilanț termic masic.

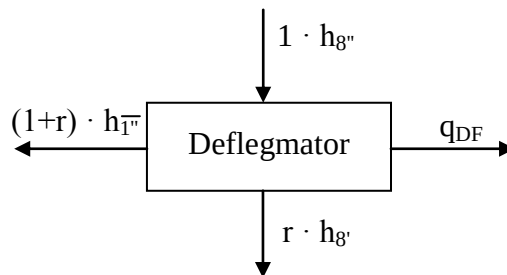


Figura 4.7: Bilanțul termic masic al deflegmatorului

Puterea masică de deflegmare cedată de vaporii care condensează către apa caldă preparată se obține din bilanțul termic masic al deflegmatorului [Figura 4.7]:

$$q_D = (1+r) \cdot h_{1''} - h_{g''} - r \cdot h_{g'} \quad [\text{kJ/kg}] \quad 4.14$$

Puterea masică de fierbere se obține din bilanțul termic al generatorului de vaporii [Figura 4.8]:

$$q_F = h_{8''} + (f-1) \cdot h_2 - f \cdot h_7 + q_D \quad [\text{kJ/kg}] \quad 4.15$$

Puterea masică de absorbție se determină din bilanțul termic al absorbitorului [Figura 4.9]:

$$q_A = h_{13} + (f-1) \cdot h_4 - f \cdot h_5 \quad [\text{kJ/kg}] \quad 4.16$$

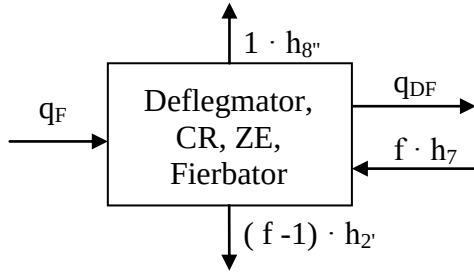


Figura 4.8: Bilanțul termic masic al generatorului de vapori

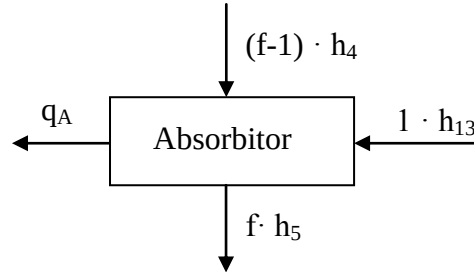


Figura 4.9: Bilanțul termic masic al absorbitorului

Puterea masică de condensare este:

$$q_C = h_{8''} - h_9 \quad [\text{kJ/kg}] \quad 4.17$$

Puterea masică de vaporizare este:

$$q_V = h_{12} - h_{11} \quad [\text{kJ/kg}] \quad 4.18$$

Efectul util al pompei de căldură cu absorbție cu soluție amoniac-apă se obține atât în condensator, cât și în absorbitor și deflegmator. Debitul masic de agent frigorific este:

$$\dot{m}_{af} = \frac{\dot{Q}_V}{q_V} \quad 4.19$$

Puterile globale ale aparatelor din instalației se determină prin înmulțirea puterilor masice cu debitul masic de agent frigorific. Astfel, puterea fierbătorului este:

$$\dot{Q}_F = q_F \cdot \dot{m}_{af} \quad [\text{kW}] \quad 4.20$$

Puterea deflegmatorului este:

$$\dot{Q}_D = q_D \cdot \dot{m}_{af} \quad [\text{kW}] \quad 4.21$$

Puterea absorbitorului este:

$$\dot{Q}_A = q_A \cdot \dot{m}_{af} \quad [\text{kW}] \quad 4.22$$

Puterea condensatorului este:

$$\dot{Q}_C = q_C \cdot \dot{m}_{af} \quad [\text{kW}] \quad 4.23$$

Puterea vaporizatorului este:

$$\dot{Q}_V = q_V \cdot \dot{m}_{af} \quad [\text{kW}] \quad 4.24$$

Bilanțul energetic global:

$$\dot{Q}_V + \dot{Q}_F = \dot{Q}_A + \dot{Q}_C + \dot{Q}_D \quad 4.25$$

Coeficientul de performanță al instalației frigorifice rezultă din raportarea efectului util la puterea de acționare:

$$COP_{IF} = \frac{\dot{Q}_V}{\dot{Q}_F} \quad 4.26$$

În cazul în care instalația funcționează ca **pompă de căldură**, debitul masic de agent frigorific se obține:

$$\dot{m}_{af} = \frac{\dot{Q}_{tot}}{q_A + q_C + q_D} \quad 4.27$$

Coeficientul de performanță al instalației rezultă din raportarea efectului util la puterea de acționare:

$$COP_{PC} = \frac{\dot{Q}_A + \dot{Q}_C + \dot{Q}_D}{\dot{Q}_F} \quad 4.28$$

4.1.2. Instalația frigorifică cu simplu efect

Ipoteze simplificatoare:

- Pierderile de presiune pe traseul conductelor și în schimbătoarele de căldură sunt neglijabile.
- Agentul frigorific la ieșirea din condensator este în stare de lichid saturat.
- Agentul frigorific la ieșirea din vaporizator este în stare de vapori saturați.
- Soluția la ieșirea din absorbitor și fierbător este în stare de saturație.
- Temperatura vaporilor de agent frigorific se presupune ca este egală cu temperatura soluției care intra în fierbător.

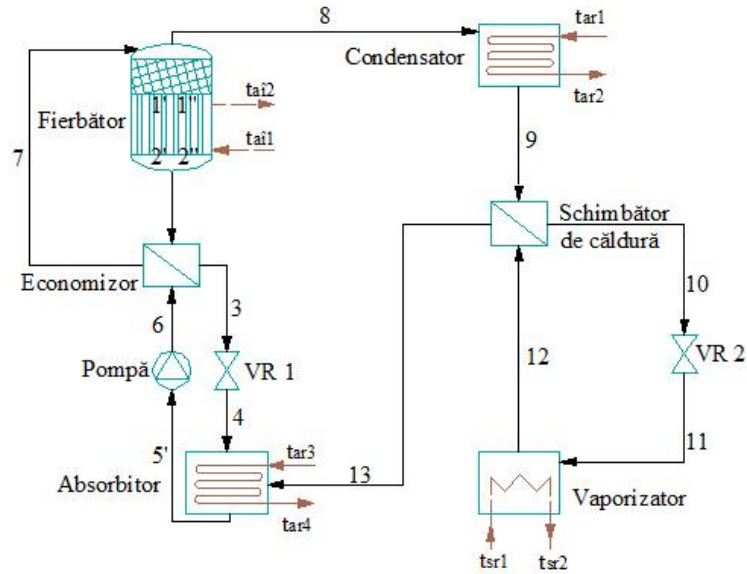


Figura 4.10: Schema de principiu a instalației cu simplu efect

Temperatura de vaporizare este:

$$t_v = \frac{t_{af1} - t_{af2} \cdot e^{\frac{(UA)_V}{\dot{m}_{EC} c_{pV}}}}{1 - e^{\frac{(UA)_V}{\dot{m}_V c_{pV}}}} \quad 4.29$$

Presiunea vaporizatorului este data de temperatura de vaporizare:

$$p_V = f(t_v) \quad 4.30$$

Temperatura de condensare este:

$$t_C = \frac{t_{cw2} - t_{cw1} \cdot e^{\frac{(UA)_C}{\dot{m}_{CW} c_{pCW}}}}{1 - e^{\frac{(UA)_C}{\dot{m}_{CW} c_{pCW}}}} \quad 4.31$$

Presiunea condensatorului este data de temperatura de condensare:

$$p_C = f(t_C) \quad 4.32$$

Temperatura soluției la ieșirea din fierbătorul de înaltă presiune este considerată cu 5 K mai mică decât temperatura agentului încălzitor:

$$t_2 = t_{a1} - 5K \quad 4.33$$

Temperatura apei de răcire la ieșirea din absorbitor este:

$$t_{ar3} = t_{ar1} + \frac{\dot{Q}_A}{\dot{m}_{ar2} \cdot c_{par}} \quad 4.34$$

Temperatura soluției la ieșirea din absorbitor este:

$$t_A = t_{ar3} + 5 K \quad 4.35$$

Determinarea puterilor termice corespunzătoare fiecărui component din instalație se face în mod similar instalației într-o treaptă cu soluție amoniac-apă.

4.1.3. Instalația frigorifică cu dublu efect

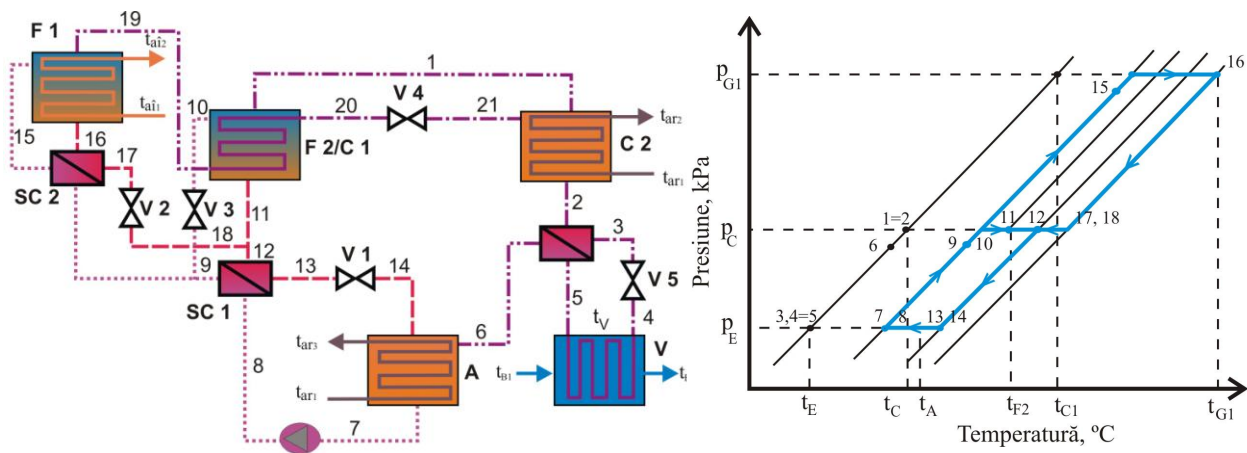


Figura 4.11: Schema instalației frigorifice cu absorbție cu dublu efect

Factorul de circulație al fierbătorului de joasă presiune este definit ca raportul între debitul de soluție bogată și debitul de vapori de agent frigorific rezultați din fierbătorul F2:

$$f_2 = \frac{\dot{m}_{b2}}{\dot{m}_{af2}} \quad 4.36$$

Bilanțul de masă la fierbătorul de joasa presiune F2 este:

$$\dot{m}_{b2} x_b = \dot{m}_{s2} x_{s2} + \dot{m}_{ag2} x_{af2} \quad 4.37$$

Folosind ultimele două ecuații, factorul de circulație se poate exprima în funcție de concentrații astfel:

$$f_2 = \frac{x_{af2} - x_{s2}}{x_b - x_{s2}} \quad 4.38$$

În mod asemănător, factorul de circulație al fierbătorului de înaltă presiune este:

$$f_1 = \frac{x_{af1} - x_{s1}}{x_b - x_{s1}} \quad 4.39$$

Debitele pentru fierbătorul de înaltă presiune (F1) sunt:

$$\dot{m}_{b1} = D \cdot \dot{m}_b \quad 4.40$$

$$\dot{m}_{af1} = \frac{\dot{m}_{b1}}{f_1} \quad 4.41$$

$$\dot{m}_{s1} = (f_1 - 1)\dot{m}_{af1} \quad 4.42$$

Debitele pentru fierbătorul de joasa presiune (F2) sunt:

$$\dot{m}_{b2} = (1 - D)\dot{m}_b \quad 4.43$$

$$\dot{m}_{af2} = \frac{\dot{m}_{b2}}{f_2} \quad 4.44$$

$$\dot{m}_{s2} = (f_2 - 1)\dot{m}_{af2} \quad 4.45$$

Concentrația soluției sărace care se întoarce în absorbitor se calculează astfel :

$$x_s = \frac{x_{s1}\dot{m}_{s1} + x_{s2}\dot{m}_{s2}}{\dot{m}_{s1} + \dot{m}_{s2}} \quad 4.46$$

Factorul de circulație pentru absorbitor este determinat în mod similar:

$$f_A = \frac{x_s - x_{af}}{x_s - x_b} \quad 4.47$$

Debitele pentru absorbitor sunt:

$$\dot{m}_{af} = \frac{\dot{m}_b}{f_A} \quad 4.48$$

$$\dot{m}_s = (f_A - 1)\dot{m}_{af} \quad 4.49$$

Debitul de agent frigorific la ieșirea din condensator este:

$$\dot{m}_{af} = \dot{m}_{af1} + \dot{m}_{af2} \quad 4.50$$

Entalpia punctului de amestec:

$$h_{12} = \frac{h_{17} \cdot \dot{m}_{s1} + h_{11} \cdot \dot{m}_{s2}}{\dot{m}_{s1} + \dot{m}_{s2}} \quad 4.51$$

Conservarea energiei în schimbătorul de căldură de temperatura joasa este:

$$\dot{m}_b \cdot (h_9 - h_8) = \dot{m}_s \cdot (h_{12} - h_{13}) \quad 4.52$$

Entalpia la intrarea în al doilea condensator C2:

$$h_{C2} = \frac{h_{21} \cdot \dot{m}_{af1} + h_1 \cdot \dot{m}_{af2}}{\dot{m}_{af1} + \dot{m}_{af2}} \quad 4.53$$

Puterea termica a fierbătorul de joasă presiune este:

$$\dot{Q}_{F2} = \dot{m}_{af2} [h_1 + (f_2 - 1)h_{11} - f_2 \cdot h_{10}] \quad [\text{kW}] \quad 4.54$$

Puterea termica a condensatorului de înaltă presiune:

$$\dot{Q}_{C1} = \dot{m}_{af1} (h_{19} - h_{20}) \quad [\text{kW}] \quad 4.55$$

Puterea termica a fierbătorului de joasa presiune este egala cu puterea termica a condensatorului de înaltă presiune:

$$\dot{Q}_{F2} = \dot{Q}_{C1} \quad 4.56$$

Performanta instalației este evaluată cu ajutorul coeficientului de performanță:

$$COP = \frac{\dot{Q}_V}{\dot{Q}_{F1} + \dot{W}_P} \quad 4.57$$

Factorul de distribuție reprezintă raportul între debitul de soluție bogată pompată la fierbătorul de înaltă presiune și întreaga soluție care iese din absorbitor:

$$D = \frac{\dot{m}_{b1}}{\dot{m}_b} \quad 4.58$$

4.2. Scheme logice și procedura de calcul

Procedura de calcul pentru ciclul termodinamic al pompei de căldura cu absorbție cu soluție amoniac-apă

Programul pornește de la temperatura apei de răcire, temperatura apei calde preparate și temperatura agentului încălzitor.

Pe baza variațiilor de temperatură a fluidelor în vaporizator și condensator se determina temperatura de vaporizare (t_{11}) si temperatura de condensare (t_9) care stabilesc presiunea de vaporizare (p_v) si presiunea de condensare (p_c).

Pierderile de presiune pe circuitele fluidelor se iau în considerare și variază între 0,2 și 0,4 bar în funcție de instalație. Se consideră valoarea implicită de 0,3 bar între absorbitor și vaporizator și 0,3 bar între condensator și fierbător. Astfel presiunea absorbitorul se

calculează în funcție de presiunea vaporizatorului și pierderea de presiune pe tronsonul dintre vaporizator și absorbitor:

$$p_A = p_V - \Delta p_{V-A} \quad 4.59$$

Presiunea fierbătorului se determina adunând presiunea condensatorului cu diferența de presiune dintre fierbător și condensator:

$$p_F = p_C + \Delta p_{F-C} \quad 4.60$$

Determinarea concentrației pentru soluția săracă și pentru soluția bogată se face prin rezolvarea unor ecuații liniare folosind **metoda bisecției**. Aceasta metoda se bazează pe găsirea soluției exacte a unei funcții continue pe un anumit interval, $f:[a,b] \rightarrow \mathbb{R}$, dacă valorile funcției în capetele acestui interval sunt de semne contrare:

$$f(a) \cdot f(b) \leq 0 \quad 4.61$$

Metoda bisecției găsește soluția unei ecuații prin împartirea repetată a intervalului inițial în jumătăți ale acestuia și selectarea intervalului în care se afla soluția. Algoritmul de rezolvare este recursiv, la fiecare pas se înjumătățește subintervalul în care se produce schimbarea semnului funcției.

La înjumătățirea intervalului, se calculează mijlocul acestuia:

$$c = \frac{f(a) + f(b)}{2} \quad 4.62$$

Oprirea procesului iterativ se face atunci când soluția este mai mică decât o anumită valoare, ε :

$$f\left(\left|\frac{a+b}{2}\right|\right) \leq \varepsilon \quad 4.63$$

Programul trece la calculul mărimilor de proces numai dacă se respectă condiția de funcționare a compresorului termochimic ca diferența dintre concentrația soluției bogate și cea sărace să fie mai mare sau egală cu 5% .

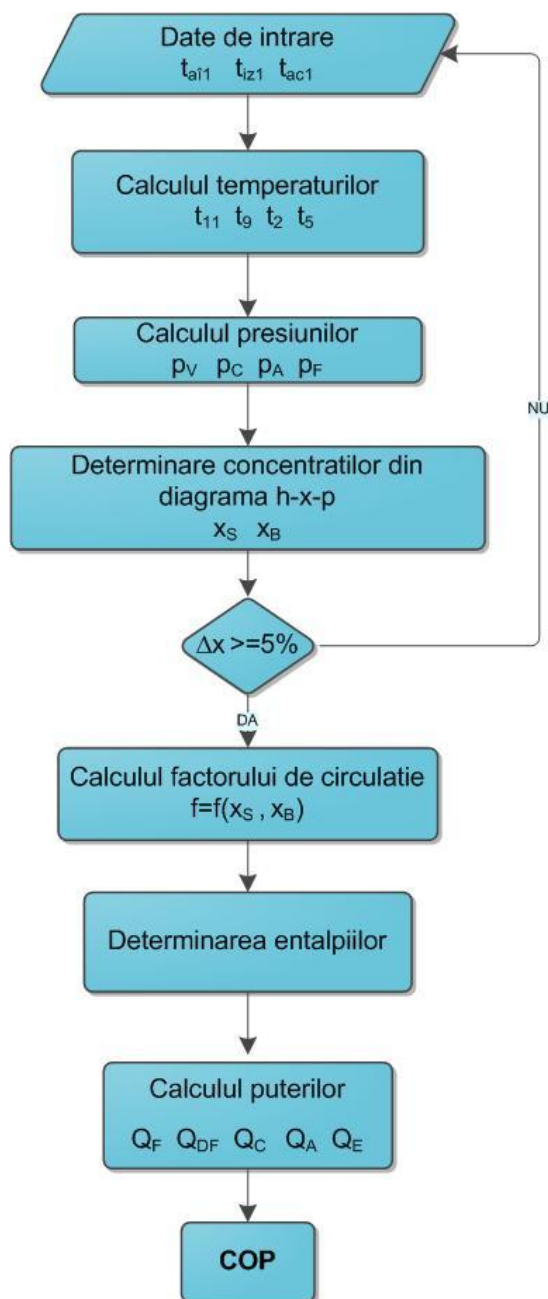


Figura 4.12: Schema logică de calcul pentru ciclu pompei de căldură cu absorbție

Procedura de calcul pentru instalația cu absorbție cu dublu efect este următoarea :

1. Se aleg datele de intrare: temperatura la intrare și debitul pentru agentul răcit, temperatura agentului încălzitor, temperatura la intrare și debitul apei de răcire prin condensator și respectiv absorbitor, debitul prin pompa de soluție și coeficientul de transfer global pentru vaporizator și condensator.
2. Se calculează temperaturile absorbitorului t_A , vaporizatorului t_v și condensatorului t_c .
3. Se calculează presiunile vaporizatorului p_v și condensatorului p_c .

4. Se calculează concentrația soluției la ieșirea din absorbitor x_s .
5. Se inițializează factorul de distribuție, D , reprezentat de raportul dintre soluția bogată pompată fierbătorului de înaltă presiune și întreaga soluție venita din absorbitor.
6. Se inițializează temperatura de condensare a agentului frigorific în fierbătorul de joasă presiune t_{c2} .
7. Se calculează temperatura soluției la ieșirea din fierbătorului de presiune joasă t_{11} .
8. Se calculează concentrația soluției la ieșire din fierbătorul de presiune joasă, x_{s2} .
9. Se calculează presiunea condensatorului de presiune înaltă p_{HG} .
10. Se calculează concentrația soluției la ieșirea din fierbătorul de presiune înaltă x_{s1} .
11. Se inițializează temperatura la intrarea fluidului rece în schimbătorul de căldură de temperatura înaltă t_9 .
12. Se calculează entalpia punctului de amestec al soluțiilor la ieșirea din fierbătoare, h_{11} .
13. Se calculează temperatura la ieșirea agentului rece din bilanțul de căldură al schimbătorului de căldură de temperatură joasă t_9 .
14. Se compară temperatura de intrare inițială a agentul rece din schimbătorul de căldură de temperatura înalta cu temperatura calculată la ieșirea fluidului rece din schimbătorul de căldură de temperatură scăzută.
15. Se compară temperatura inițială a fluidului rece la intrare t_9 de la schimbătorul de căldură cu temperatura înaltă cu temperatura calculata la ieșirea fluidului rece din schimbătorul de căldură cu temperatura joasa.
16. Se ajustează temperatura de condensare a condensatorului de înaltă presiune până când satisface bilanțul de căldură între fierbătorul de presiune scăzuta și condensatorul de presiune înaltă.
17. Se calculează debitele, puterile termice pentru fiecare component și COP-ul sistemului.

Schema logica care descrie secvența de operații pentru programul ciclurilor frigorifice cu dublu efect este prezentata în Figura 4.13.

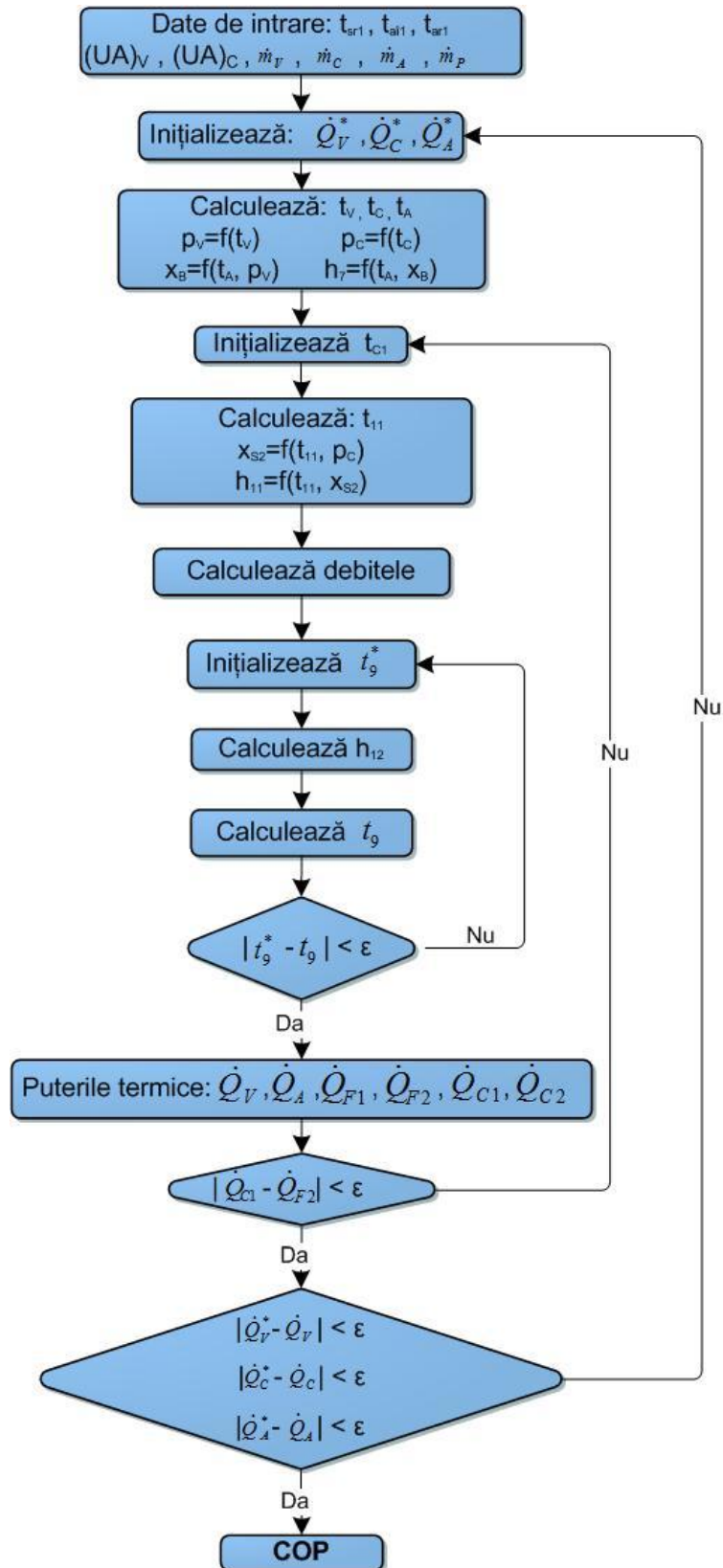


Figura 4.13 Schema logica a modelului pentru instalația cu absorbție cu dublu efect

4.3. Programul de calcul

Programul a fost realizat în Microsoft Visual Studio 2005 pe baza ecuațiilor de bilanț masic și termic folosind limbajul de programare C#.

Limbajul C# este un limbaj de programare de nivel înalt care moștenește în mare sintaxa și principiile de programare din C++.

În **programarea procedurală**, un program execută o secvență de operații folosind structuri de control cum sunt cele condiționale sau repetitive. Apelarea procedurii și datele sunt ținute separat. Folosind metoda de **programare structurată**, programele sunt mai bine organizate. În programarea orientată obiect este realizată o abordare modulară.

Ideea de bază de la care pleacă programarea orientată obiect este de a grupa structurile de date cu operațiile care prelucrează respectivele date. Problema este considerată ca o relație între obiecte.

Caracteristicile comune limbajelor care implementează programarea pe obiecte sunt: încapsularea, polimorfism, moștenirea.

Forma unui obiect este definită de clasă. Datele care constituie o clasă sunt denumite *variabile membri*. Codul care operează asupra datelor este numit *metoda*. Metoda implementează o acțiune, poate admite parametri și returna valori de tip predefinit, de tip obiect sau tipul void (nimic).

Programul pentru instalațiile frigorifice a fost dezvoltat pentru simularea flexibilă a instalațiilor cu absorbție și permite studiul unor configurații variate de cicluri cu diferite fluide de lucru: ciclul cu un singur efect și cu duble efect cu soluțiile $\text{H}_2\text{O-LiBr}$, $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ și $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$. Fiecare component din instalație a fost simulat separat și este reprezentat de câte o clasă.

În continuare se prezintă clasa absorbitor împreună cu variabilele membri și câteva metode. Codul complet se regăsește în Anexe.


```
public abstract class AbstractAbsorber
{
    public double temperature_cooling_water_in;
    public double temperature_cooling_water_out;
    public double temperature_vapor;
    public double temperature_solution_in;
    public double temperature_solution_out;
    public double pressure;
    public double enthalpy_vapor;
    public double enthalpy_solution_in;
    public double enthalpy_solution_out;
    public double concentration_in;
    public double concentration_out;
    public double refrigerant_concentration;
    public double fr;
    public double refrigerantmassfow;
    public double massflow_in;
    public double massflow_out;
    public double power;

    public virtual void setRefrigerantConcentration()
    {

    }

    public void putConcentrationIn(double generator_concentration)
    {
        concentration_in = generator_concentration;
    }

    public void setFR()
    {
        fr = ( concentration_in- refrigerant_concentration)/
(concentration_in - concentration_out);
    }

    public void setMassFlows(double evaporator_massflow)
    {
        refrigerantmassfow = evaporator_massflow;
        massflow_in = (fr - 1) * refrigerantmassfow;
        massflow_out = fr * refrigerantmassfow;
    }

    public void set_power()
    {
        power = refrigerantmassfow* (enthalpy_vapor + (fr - 1) *
enthalpy_solution_in - fr * enthalpy_solution_out);
    }
}
```

Evoluția și ierarhizarea claselor de obiecte se bazează pe conceptul de *moștenire*. Astfel, procedeul numit *derivare* permite definirea unei noi clase (clasa derivata) pornind de la o clasa existenta (clasa de baza), prin adăugarea de noi date si metode, eventual redefinirea unor metode. Clasa derivata moștenește de la clasa de baza structura de date si metodele aferente. Așadar, dintr-o clasa de baza pot fi derivate mai multe clase realizându-se o ierarhie de clase,

care sa modeleze sisteme complexe. Astfel, au fost create clasele AbsorberNH3LiNO3, AbsorberNH3NaSCN si AbsorberLiBrH2O derivate din clasa de baza AbstractAbsorber. Aceste clase au o metoda specifica de calcul pentru temperatura, concentrația si entalpia anumitor puncte de stare, acestea depinzând de proprietățile soluțiilor care se folosesc.

Funcțiile virtuale din clasa AbstractAbsorber anunța ca in fiecare din derivatele clasei va avea versiuni proprii.

În continuare se exemplifica implementarea absorbitorului cu soluție amoniac si azotat de litiu, reprezentat de clasa AbsorberNH3LiNO3.

```
class AbsorberNH3LiNO3: AbstractAbsorber
{
    ammonia_lithium_nitrate aln = new ammonia_lithium_nitrate();

    public override void setRefrigerantConcentration()
    {
        this.refrigerant_concentration = 1;
    }

    public override void setConcentrationOut()
    {
        this.concentration_out = aln.GetX_TP(temperature_solution_out,
pressure);
    }

    public override void setEnthalpyOut()
    {
        enthalpy_solution_out = aln.GetH_TX(temperature_solution_out,
concentration_out);
    }

    public override void setTemperatureSolutionIn()
    {
        temperature_solution_in = aln.GetT_HX(enthalpy_solution_in,
concentration_in);
    }

    public override void setEnthalpySolutionIn(double valve_enthalpy)
    {
        enthalpy_solution_in = valve_enthalpy;
    }
}
```

Instalația cu un singur efect este compusa dintr-un vaporizator, un condensator, un fierbător, un absorbitor, o pompa de soluție, doua ventile și un schimbător de soluție.

Ecuatiile de bilanț termic și masic pentru instalația cu absorbție cu soluție H_2O -LiBr rămân valabile și pentru instalațiile cu soluție NH_3 -LiNO₃ și NH_3 -NaSCN. Programul folosește aceeași procedura de calcul a ciclului, dar utilizează proprietățile soluțiilor corespunzătoare.

În funcție de soluția binară utilizată, instalația va fi alcătuită din componente specializate cu această soluție.

```
public class PlantSingleEffect : AbstractPlant
{
    public AbstractEvaporator e;
    public AbstractCondenser c;
    public AbstractGenerator g;
    public AbstractAbsorber a;
    public AbstractPump p;
    public Valve v1 = new Valve();
    public Valve v2 = new Valve();
    public AbstractHeatExchanger hel;

    public override void component_fluid(string fluid)
    {
        if (fluid == "water-LiBr")
        {
            e = new EvaporatorH2O();
            c = new CondenserH2O();
            g = new GeneratorLiBrH2O();
            a = new AbsorberLiBrH2O();
            p = new PumpLiBrH2O();
            hel = new HeatExchangerLiBrH2O();
        }

        else if (fluid == "ammonia-LiNO3")
        {
            e = new EvaporatorNH3();
            c = new CondenserNH3();
            g = new GeneratorNH3LiNO3();
            a = new AbsorberNH3LiNO3();
            p = new PumpNH3LiNO3();
            hel = new HeatExchangerNH3LiNO3();
        }

        else if (fluid == "ammonia-NaSCN")
        {
            e = new EvaporatorNH3();
            c = new CondenserNH3();
            g = new GeneratorNH3NaSCN();
            a = new AbsorberNH3NaSCN();
            p = new PumpNH3NaSCN();
            hel = new HeatExchangerNH3NaSCN();
        }
    }
}
```

În continuarea se prezintă modul de implementare a proprietăților soluției amoniac-azotat de litiu în limbajul de programare C#.

Toți parametrii sunt reprezentați prin variabile de tipul *double* pe 8 octeți care asigură o precizie de 16 cifre zecimale semnificative și exponentul maxim 306.

Această funcție primește doi parametri: temperatura exprimată în grade Celsius și concentrația exprimată în masă de amoniac raportată la masă de soluție. Se calculează presiunea în kilipascali folosind relațiile de calcul prezentate în Capitolul 2.

```
public double GetP_TX(double t, double x)
{
    double T1;
    double pcal;
    double p=0;

    T1 = 1 / (t + 273.16);

    if (x == 1)
    {
        pcal = 15.26075 - 2234.09497 * T1 - 76156.125 *
Math.Pow(T1, 2);
        p = Math.Pow(Math.E, pcal);
    }
    else
    {
        pcal = (16.29 + 3.859 * Math.Pow((1-x), 3)) + ((-2802) + (-
4192) * Math.Pow((1-x), 3)) * T1;
        p = Math.Pow(Math.E, pcal);
    }
    return p;
}
```

Când se cunosc presiunea și concentrația, temperatura poate fi citită din diagramă din Figura 2.5. Deoarece ecuația nu poate fi rezolvată analitic, se aplică metoda biseției.

```
public double GetT_PX(double P, double X)
{
    double start = -40, pstart, pstop, midt, pmid=0;
    double stop = 250;
    pstart=GetP_TX(start, X);
    pstop=GetP_TX(stop, X);
    do
    {
        midt=(start+stop)/2;
        pmid= GetP_TX(midt, X);
        if ((pstart - P) * (pmid - P) < 0)
        {

```

```

        pstop = pmid;
        stop = midt;
    }

    else if ((pstop - P) * (pmid - P) < 0)
    {
        pstart = pmid;
        start = midt;
    }
}
while (Math.Abs(pmid - P) > 0.1);
return midt;
}

```

Programul de calcul calculează parametrii termodinamici ai ciclului termodinamic: temperatura, presiune, entalpie masica și concentrație și a parametrilor de proces.

The screenshot displays the IFA NH3-H2O software interface. It includes input fields for various parameters, a 'Calculeaza' button, and a table of state points.

Input Parameters:

- Temperatura apei calde preparate: 32 °C
- Temperatura apei racite: 12 °C
- Temperatura agentului incalzitor: 100 °C
- Puterea frigorifica: 100 kW
- Diferenta de temperatura la condensator: 3 °C
- Diferenta de temperatura la vaporizator: 3 °C
- Diferenta de temperatura la fierbator: 5 °C
- Diferenta de temperatura la absorbitor: 4 °C
- Pierdere de presiune V-A: 0.3 bar
- Pierdere de presiune F-C: 0.3 bar
- Concentratia vaporilor CR: 0.95
- Concentratia vaporilor deflegmator: 0.998

Calculated Results:

- Presiunea de vaporizare: 4.46 bar
- Presiunea de condensare: 12.74 bar
- Presiunea in absorbitor: 4.16 bar
- Presiunea in fierbator: 13.04 bar
- COP: 0.519

Table of State Points:

Punctul de stare	1'	1''	1'''	2'	3	4	5'	6	7	8'	8''	9	10	11	12	13
p (bar)	13.04	13.04	13.04	13.04	12.54	4.16	4.16	14.04	13.54	13.04	13.04	12.74	12.74	4.46	4.46	4.16
t (grad C)	77	77	96	95	46	46	36	36	79	48	48	33	28	1	4	14
x (-)	0.475	0.979	0.95	0.382	0.382	0.382	0.475	0.475	0.707	0.998	0.998	0.998	0.998	0.998	0.998	0.998
h (kcal/kg) [Diagrama h-x]	23	65	427	445	80	23	19	19	67	68	403	122	116	116	388	395
h (kcal/kg) [Diagrama log p-h]												396	115	109	109	381

Additional Calculated Values:

- Factorul de circulatie: 6.628930
- Debitul specific de reflux: 0.197258
- Debitul de agent frigorific: 0.088 kg/s
- Debit masic de reflux: 0.017 kg/s
- q_{DF}: 115.75 kcal/kg, 484.5 kJ/kg, 42.5 kW
- q_F: 524.21 kcal/kg, 2194.4 kJ/kg, 192.5 kW
- q_E: 317.58 kcal/kg, 1329.4 kJ/kg, 116.6 kW
- q_A: 399.82 kcal/kg, 1673.7 kJ/kg, 146.8 kW
- q_C: 280.96 kcal/kg, 1176.1 kJ/kg, 103.2 kW

Figura 4.14: Programul de calcul pentru instalația frigorifică într-o treaptă în soluție amoniac-apă

Valorile parametrilor termodinamici determinați pe baza diagramelor specifice depind foarte mult de precizia cu care sunt efectuate citirile. Erori relativ mici ale mărimilor generează erori de ordinul zecilor sau sutelor de kW în cazul puterilor termice. Determinarea parametrilor pe baza relațiilor de calcul asigură o precizie ridicată a rezultatelor obținute. În plus, rezultatele calculului se obțin într-un timp foarte scurt.

În Figura 4.15 este prezentată interfața programului de calcul pentru ciclul pompei de caldura cu absorbție cu soluție amoniac-apă. Câmpurile datelor de intrare sunt scrise cu litere îngroșate. Parametrilor termodinamici ai ciclului pompei de căldura: presiune, temperatură, concentrație și entalpie sunt afișați în tabel pentru fiecare punct de stare stabilit în Figura 3.21 după apăsarea butonului “Calculeaza”. Sub tabel, sunt afișate, pe prima coloană în stânga: factorul de circulație, debitul specific de reflux, debitul de agent frigorific, debitul masic de reflux. Puterile specifice masice pentru fiecare aparat din instalație sunt indicate atât în kcal/kg afișate pe a doua coloană sub tabel, cât și în kJ/kg pe a treia coloană. Puterea pentru fiecare aparat din instalație se poate vedea pe ultima coloană.

PCA NH3-H2O

Temperatura apei calde preparate: 25 °C 35 °C
 Temperatura izvorului de caldura: 12 °C 7 °C
 Temperatura agentului incalzitor: 90 °C 80 °C

Puterea de încălzire: 955 kW

Diferența de temperatura între fluide:
 Δt condensator: 3 °C
 Δt vaporizator: 3 °C
 Δt fierbator: 5 °C
 Δt absorbitor: 4 °C

Pierdere de presiune V-A: 0.3 bar
 Pierdere de presiune F-C: 0.3 bar
 Concentrația vaporilor CR: 0.95
 Concentrația vaporilor DFG: 0.998

Presiunea de vaporizare: 4.46 bar
 Presiunea de condensare: 12.1366 bar
 Presiunea în absorbitor: 4.16 bar
 Presiunea în fierbator: 12.4366 bar

Temperatura apei calde la ieșirea din condensator: 28.33 °C

Punctul de stare	1'	1''	(1'')'	2'	3	4	5'	6	7	8'	8''	9	10	11	12	13
p (bar)	12.44	12.44	12.44	12.44	11.94	4.16	4.16	13.44	12.94	12.44	12.44	12.14	12.14	4.46	4.46	4.16
t (grad C)	72	72	95	85	47	47	32	32	67	47	47	31	26	1	4	14
x (-)	0.503	0.983	0.95	0.427	0.427	0.427	0.503	0.503	0.503	0.701	0.998	0.998	0.998	0.998	0.998	0.998
h (kcal/kg) [Diagrama h-x]	60.99	422.28	444.48	70.12	26.61	26.61	17.52	17.52	55.27	66.15	403.33	120.43	114.23	114.23	388.48	394.67
h (kcal/kg) [Diagrama log p-h]											396.32	113.41	107.22	107.22	381.47	387.66

Factorul de circulație: 7.553
 Debitul specific de reflux: 0.193
 Debit masic de reflux: 0.053 kg/s
 Debitul de agent frigorific: 0.274 kg/s
 Debitul de soluție bogată: 2.067 kg/s
 Debitul de soluție saracă: 1.793 kg/s

Bilanț termic
 QA + QC + QDF = 955 kW
 QV + QF = 955 kW

q_{DF}: 114.16 kcal/kg
 q_F: 559.55 kcal/kg
 q_E: 285.12 kcal/kg
 q_A: 436.74 kcal/kg
 q_C: 282.9 kcal/kg
 q_V: 274.246 kcal/kg

q_{DF}: 477.87 kJ/kg
 q_F: 2342.27 kJ/kg
 q_E: 1193.53 kJ/kg
 q_A: 1828.17 kJ/kg
 q_C: 1184.22 kJ/kg
 q_V: 1147.99 kJ/kg

Q_{DF}: 130.75 kW
 Q_F: 640.89 kW
 Q_E: 326.57 kW
 Q_A: 500.22 kW
 Q_C: 324.03 kW
 Q_V: 314.11 kW

COP: 1.49

Diagrama lg p-h
 Diagrama h-x

Figura 4.15: Interfața programului de calcul pentru ciclul pompei de căldură cu absorbție

Puterile termice globale specificate se folosesc pentru dimensionarea echipamentelor componente, realizarea bilanțului termic global și determinarea coeficientului de performanță al instalației.

Cu ajutorul acestui program, se poate evalua eficiența ciclului termodinamic pentru pompele de căldură cu absorbție și se poate studia influența pe care o au variabilele de intrare asupra performanței sistemului.

Datele de intrare ale programului sunt temperaturile celor trei surse de căldură: temperatura a fluidului răcit la intrare, temperatura mediului încălzitor la intrare și temperatura apei de răcire la intrare, puterea de răcire a instalației [Figura 4.16]. Interfața grafică permite utilizatorului vizualizarea ciclului termodinamic în diagrama entalpie - concentrație - presiune.

The screenshot shows a software window titled 'SISTEM CU ABSORBȚIE'. Inside, there is a section titled 'DATE DE INTRARE' (Input Data). The fields are as follows:

- Temperatura fluidului răcit: 12 °C
- Temperatura mediului încălzitor: 90 °C
- Temperatura mediului de răcire: 32 °C
- Puterea de răcire: 100 kW
- Soluția: water-LiBr (dropdown menu)
- Mediu de răcire: water (dropdown menu)
- Buttons: 'Un Singur Efect' (selected), 'Dublu efect'.
- Bottom buttons: 'Parametrii Termodinamici', 'Puteri si Debite', 'Instalația cu Absorbție', 'Diagrama p-t-x'.

Figura 4.16: Interfața programului de calcul pentru datele de intrare

Programul poate fi folosit pentru a proiecta și dimensiona o instalație nouă sau pentru a analiza performanța în funcție de variația parametrilor de funcționare.

Cei mai importanți parametrii care trebuie luați în considerare la proiectarea instalațiilor cu absorbție sunt: presiunea, temperatura, concentrația, entalpia, volumul specific, entropia și proprietățile de transport. Acești parametrii se pot determina folosind diagrame caracteristice.

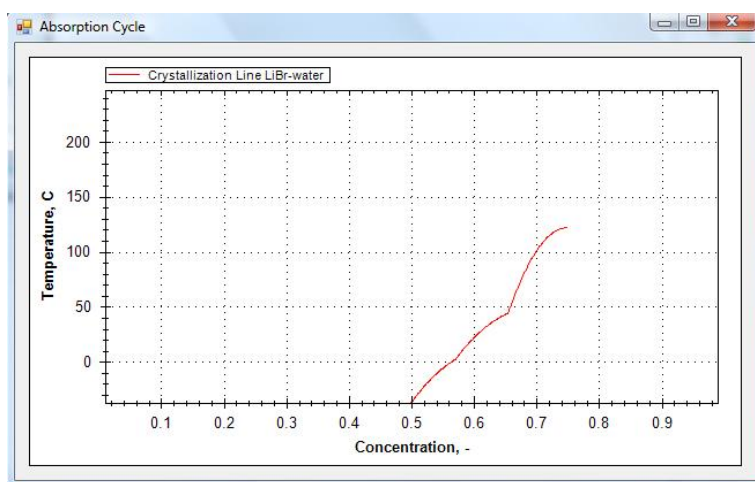


Figura 4.17: Reprezentarea curbei de cristalizare pentru soluția LiBr-H₂O

4.4. Calculul termic al instalației cu dublu efect

Instalația cu dublu efect cu soluție amoniac azotat de litiu este dimensionată. Vaporizatorul, condensatorul și absorbitorul sunt proiectate pentru puterea maximă a fierbătorului, temperatura de condensare de 28 °C și temperatura de vaporizare de -25 °C.

Tabel 4.1 Parametrii termodinamici ai ciclului cu absorbție cu dublu efect

Punct de stare	Temperatură [°C]	Presiune [kPa]	Concentrație	Entalpie [kJ/kg]
Condensator 1 In		1096.69	1	850.7
Condensator 1 Out	27.9	1096.69	1	130.1
Condensator 2 In	176.9	7268.2	1	1674.9
Condensator 2 Out	108.9	7268.2	1	585.9
Vaporizator In	-24.7	153.43	1	42.7
Vaporizator Out	-24.7	153.43	1	1212.5
Abs vapor In	17.9	153.43	1	1299.9
Absorbitor In	37.1	153.43	0.332	-59.3
Absorbitor Out	30	153.43	0.413	-111
Fierbător 1 vapor Out	176.9	7268.2	1	1674.9
Fierbător 1 In	176.9	7268.2	0.413	416.7
Fierbător 1 Out	215	7268.2	0.295	540
Fierbător 2 vapor Out	79.9	1096.69	1	1436.8
Fierbător 2 In	79.9	1096.69	0.413	35.5
Fierbător 2 Out	103.9	1096.69	0.365	118.3

Figura 4.18: Puteri termice și debite

Component	Putere [kW]	Debit agent frigorific [kg/s]	Debit de intrare [kg/s]	Debit de ieșire [kg/s]	Factor de circulație
Condensator 1	633	0.878			
Condensator 2	659	0.605			
Vaporizator	1027	0.878			
Absorbitor	1565	0.878	6.322	7.2	8.2
Fierbător 1	1130	0.605	3.6	2.995	5.95
Fierbător 2	659	0.273	3.6	3.327	13.18
Pompa	40.6559	-	7.2	7.2	

Se consideră ca diferența de temperatura fluidului răcit la intrare și ieșire este de 3 K. Debitul fluidului răcit este:

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{Q}_v}{(t_{sr1} - t_{sr2})c_{pv}} = \frac{1027}{3 \cdot 2.7} = 126.79 \text{ kg/s} \quad 4.64$$

Se presupune ca:

$$t_{sr2} = t_v + 3.5K \quad 4.65$$

Diferența medie de temperatura logaritmică este:

$$\Delta t_m = \frac{t_{sr1} - t_{sr2}}{\ln \frac{t_{sr1} - t_v}{t_{sr2} - t_v}} = \frac{3}{\ln \frac{-18.2 + 24.7}{-21.2 + 24.7}} = 4.84 \text{ K} \quad 4.66$$

$$UA_v = \frac{\dot{Q}_v}{\Delta t_m} = \frac{1027}{4.84} = 212.19 \frac{\text{kW}}{\text{K}} \quad 4.67$$

Temperatura apei de răcire la ieșirea din condensator este cu 5 K mai mare decât temperatura la intrare:

$$\Delta t = t_{ar2} - t_{ar1} = 5 \text{ K} \quad 4.68$$

Debitul de apă de răcire este:

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{Q}_c}{(t_{ar2} - t_{ar1})c_{par}} = \frac{633}{5 \cdot 4.179} = 30.29 \text{ kg/s} \quad 4.69$$

$$\Delta t_m = \frac{t_{ar2} - t_{ar1}}{\ln \frac{t_c - t_{ar1}}{t_c - t_{ar2}}} = \frac{5}{\ln \frac{27.9 - 20.4}{27.9 - 25.4}} = 4.55 \text{ K} \quad 4.70$$

$$UA_c = \frac{\dot{Q}_c}{\Delta t_m} = \frac{633}{4.55} = 139 \frac{\text{kW}}{\text{K}} \quad 4.71$$

Tabel 4.2: Tabel centralizator a datelor de proiectare pentru instalația cu dublu efect

Descriere	Parametru	Valoare
Coeficientul de transfer de căldură global pentru vaporizator	$(UA)_v$	212.2 kW/K
Coeficientul de transfer de căldură global pentru condensator	$(UA)_c$	139.1 kW/K
Debitul de agent răcit	$\dot{m}_v$	126.8 kg/s
Debitul de apă de răcire pentru condensator	$\dot{m}_c$	30.3 kg/s
Debitul de apă de răcire pentru absorbitor	$\dot{m}_A$	74.9 kg/s
Debitul de soluție bogată	$\dot{m}_p$	7.2 kg/s

4.5. Rezultate și interpretări

Figura 4.19 arata programul de calcul folosit pentru determinarea parametrilor termodinamici, debite, puteri si COP pentru instalația cu simplu efect cu soluție $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ folosita pentru o aplicație de condiționare a aerului care necesita temperatura de intrare a fluidului răcit de 12°C.

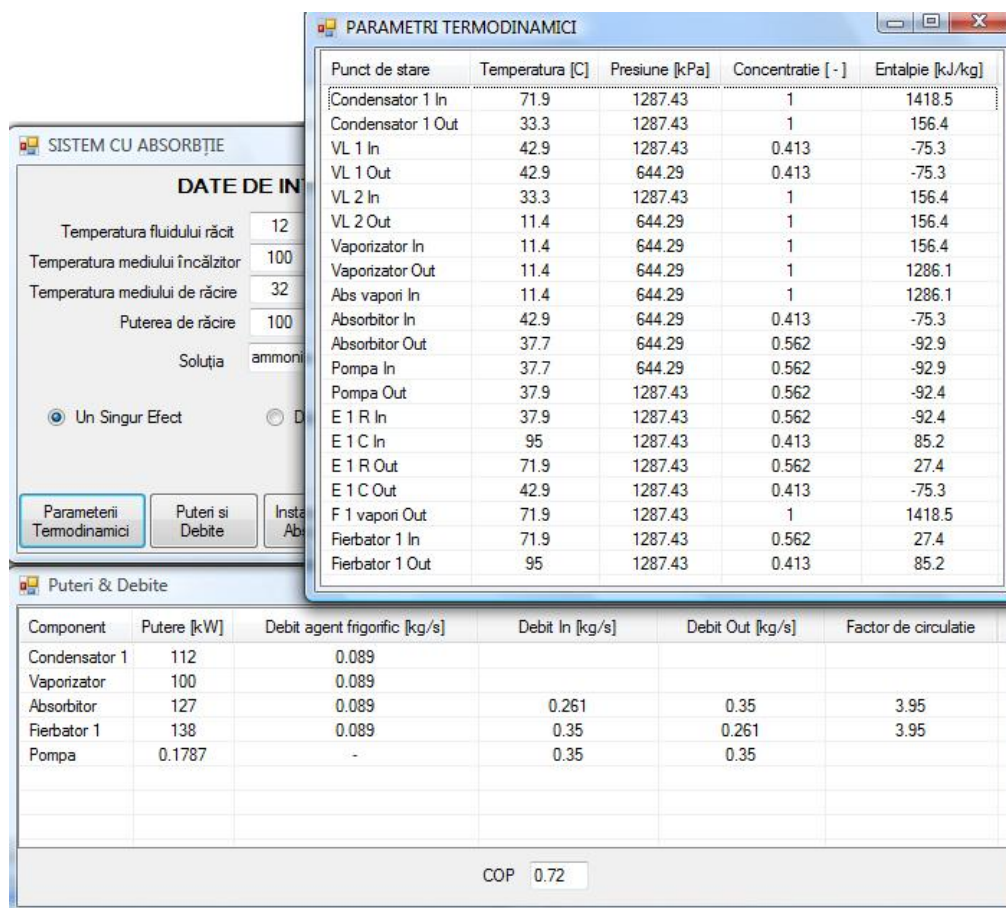


Figura 4.19: Programul de calcul

În continuare se prezintă rezultatele care se obțin cu ajutorul programului de calcul pentru instalația frigorifică cu absorbție cu soluție $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$. Parametrii termodinamici sunt calculați pentru temperatura de intrare a agentului răcit de $-15\text{ }^\circ\text{C}$, temperatura de intrare a agentului încălzitor de $120\text{ }^\circ\text{C}$ și temperatura de intrare a apei de răcire de $32\text{ }^\circ\text{C}$.

Punct de stare	Temperatura [C]	Presiune [kPa]	Concentratie [-]	Entalpie [kJ/kg]
Condensator 1 In	99	1415.11	1	1481.4
Condensator 1 Out	36.6	1415.11	1	172.6
VL 1 In	43.1	1415.11	0.36	-51.1
VL 1 Out	43.1	215.3	0.36	-51.1
VL 2 In	17.8	1415.11	1	81.8
VL 2 Out	-17.2	215.3	1	81.8
Vaporizator In	-17.2	215.3	1	81.8
Vaporizator Out	-17.2	215.3	1	1227.6
Abs vapori In	26.6	215.3	1	1318.4
Absorbitor In	45.5	215.3	0.36	-51.1
Absorbitor Out	37.7	215.3	0.417	-90.8
Pompa In	37.7	215.3	0.417	-90.8
Pompa Out	38.1	1415.11	0.417	-89.8
SC 1 R In	38.1	1415.11	0.417	-89.8
SC 1 C In	115	1415.11	0.36	155.8
SC 1 R Out	99	1415.11	0.417	98.7
SC 1 C Out	43.1	1415.11	0.36	-51.1
SCAF R In	-17.2	215.3	1	1227.6
SCAF C In	36.6	1415.11	1	172.6
SCAF R Out	26.6	215.3	1	1318.4
SCAF C Out	17.8	1415.11	1	81.8
F 1 vapori Out	99	1415.11	1	1481.4
Fierbator 1 In	99	1415.11	0.417	98.7
Fierbator 1 Out	115	1415.11	0.36	155.8

Figura 4.20: Parametrii termodinamici pentru ciclul frigorific cu soluție $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$

Programul afișează puterile componentelor, factorul de circulație, debitele și COP-ul într-o fereastră separată [Figura 4.21]. Rezultate din aceasta figură corespund parametrilor termodinamici specificați în Figura 4.20. Coeficientul de performanță are o valoare acceptabilă având în vedere temperatura foarte scăzută de vaporizare de $-17,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ și temperatura ridicată de condensare de $36,6\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Puteri & Debite					
Component	Putere [kW]	Debit agent frigorific [kg/s]	Debit in [kg/s]	Debit Out [kg/s]	Factor de circulatie
Condensator 1	390	0.298			
Vaporizator	341	0.298			
Absoritor	540	0.298	3.052	3.35	11.25
Fierbator 1	586	0.298	3.35	3.052	11.25
Pompa	3.19	-	3.35	3.35	

Figura 4.21: Debitele si puterile în instalatia cu solutie $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$

În continuare se arata rezultate obținute pentru instalația frigorifică cu absorbție cu soluție $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ pentru aceleași date de intrare.

Punct de stare	Temperatura [C]	Presiune [kPa]	Concentratie [-]	Entalpie [kJ/kg]
Condensator 1 In	102	1384.1	1	1488.6
Condensator 1 Out	35.8	1384.1	1	168.8
VL 1 In	43.1	1384.1	0.354	-43.3
VL 1 Out	43.1	270.1	0.354	-43.3
VL 2 In	19.6	1384.1	1	90.5
VL 2 Out	-11.8	270.1	1	90.5
Vaporizator In	-11.8	270.1	1	90.5
Vaporizator Out	-11.8	270.1	1	1238.4
Abs vapor In	25.8	270.1	1	1316.7
Absoritor In	43.8	270.1	0.354	-43.3
Absoritor Out	37.7	270.1	0.401	-65.4
Pompa In	37.7	270.1	0.401	-65.4
Pompa Out	38.1	1384.1	0.401	-64.5
SC 1 R In	38.1	1384.1	0.401	-64.5
SC 1 C In	115	1384.1	0.354	138.2
SC 1 R Out	102	1384.1	0.401	103.7
SC 1 C Out	43.1	1384.1	0.354	-43.3
SCAF R In	-11.8	270.1	1	1238.4
SCAF C In	35.8	1384.1	1	168.8
SCAF R Out	25.8	270.1	1	1316.7
SCAF C Out	19.6	1384.1	1	90.5
F 1 vapor Out	102	1384.1	1	1488.6
Fierbator 1 In	102	1384.1	0.401	103.7
Fierbator 1 Out	115	1384.1	0.354	138.2

Figura 4.22: Parametrii termodinamici ai instalației frigorifice cu soluție $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$

Component	Putere [kW]	Debit agent frigorific [kg/s]	Debit In [kg/s]	Debit Out [kg/s]	Factor de circulație
Condensator 1	324	0.246			
Vaporizator	282	0.246			
Absorbitor	408	0.246	3.104	3.35	13.63
Fierbator 1	447	0.246	3.35	3.104	13.63
Pompa	2.9618	-	3.35	3.35	

COP 0.63

Figura 4.23: Debitele si puterile în instalatia cu solutie $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$

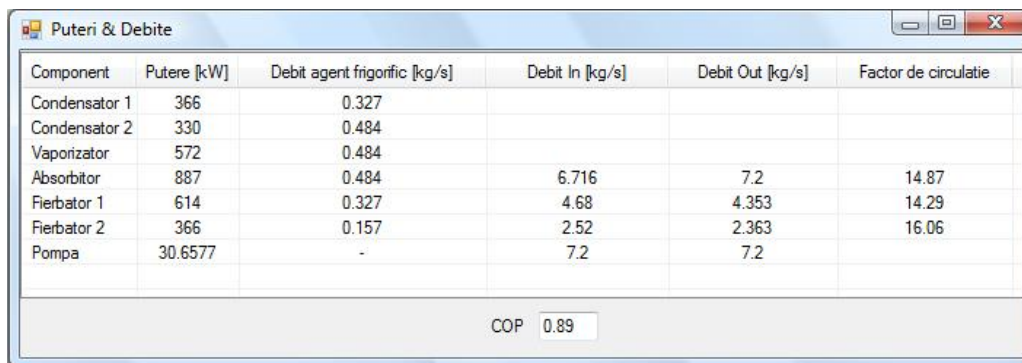
Tabel 4.3 arata rezultatele obținute de program pentru ciclul pompei de căldură cu absorbție cu temperatura agentului încălzitor de 110 °C și temperatura apei calde de 25 °C. Punctul numărul 3 corespunde intrării în absorbitor. Pentru soluția de H₂O-LiBr, acest punct este în zona de cristalizare.

Tabel 4.3: Comparație între parametrii termodinamici pentru absorbitorul și fierbătorul ciclului cu absorbție

Punct de stare	NH ₃ -NaSCN			NH ₃ -LiNO ₃			LiBr-H ₂ O		
	Temperatură [°C]	Presiune [kPa]	Concentrație [-]	Temperatură [°C]	Presiune [kPa]	Concentrație [-]	Temperatură [°C]	Presiune [kPa]	Concentrație [-]
1	105	1272.2	0.371	105	1272.2	0.379	105	5.01	0.721
6	75.6	1272.2	0.49	72.3	1272.2	0.529	67.6	5.01	0.563
7	75.6	1272.2	1	72.3	1272.2	1	67.6	5.01	0
3	50.2	483.76	0.371	50.2	483.76	0.379	50.5	0.77	0.721
4	35	483.76	0.49	35	483.76	0.529	35	0.77	0.563
12	22.9	483.76	1	22.9	483.76	1	22.9	0.77	0

Rezultatele pentru instalația cu dublu efect

Figura 4.25 arată fereastra programului de calcul unde se afișează parametrii termodinamici pentru instalația cu dublu efect în configurația paralel pentru temperatura de intrare a agentului răcit -20 °C, temperatura de intrare a agentului încălzitor de 170°C și temperatura de intrare a apei de răcire de 20 °C. Se observă că instalația frigorifică cu absorbție cu dublu efect cu soluție NH₃-LiNO₃ are presiunea primului fierbătorului (F1) ridicată, valoarea acesteia fiind 55 bari.



Component	Putere [kW]	Debit agent frigorific [kg/s]	Debit In [kg/s]	Debit Out [kg/s]	Factor de circulație
Condensator 1	366	0.327			
Condensator 2	330	0.484			
Vaporizator	572	0.484			
Absorbitor	887	0.484	6.716	7.2	14.87
Fierbator 1	614	0.327	4.68	4.353	14.29
Fierbator 2	366	0.157	2.52	2.363	16.06
Pompa	30.6577	-	7.2	7.2	

COP 0.89

Figura 4.24: Debitele și puterile în instalația cu dublu efect cu soluție NH₃-LiNO₃

PARAMETRI TERMODINAMICI				
Punct de stare	Temperatura [C]	Presiune [kPa]	Concentrație [-]	Entalpie [kJ/kg]
Condensator 1 In	151.8	5526.65	1	1610.6
Condensator 1 Out	94.3	5526.65	1	491.8
Condensator 2 In		970.05	1	791.4
Condensator 2 Out	23.9	970.05	1	110.9
VL 1 In	32.3	970.05	0.395	-99
VL 1 Out	32.3	161.56	0.395	-99
VL 2 In	76.2	5526.65	0.393	26.5
VL 2 Out	76.2	970.05	0.393	26.5
VL 3 In	71.2	5526.65	0.435	6.1
VL 3 Out	71.2	970.05	0.435	6.1
VL 4 In	94.3	5526.65	1	491.8
VL 4 Out	94.3	970.05	1	491.8
VL 5 In	7.5	970.05	1	34.2
VL 5 Out	7.5	161.56	1	34.2
Vaporizator In	-23.6	161.56	1	34.2
Vaporizator Out	-23.6	161.56	1	1214.7
Abs vapor In	13.9	161.56	1	1291.4
Absoritor In	32.3	161.56	0.395	-99
Absoritor Out	25.7	161.56	0.435	-128.6
Pompa In	25.7	161.56	0.435	-128.6
Pompa Out	27.3	5526.65	0.435	-124.3
SC 1 R In	71.2	5526.65	0.435	6.1
SC 1 C In	165	5526.65	0.393	353.2
SC 1 R Out	151.8	5526.65	0.435	309.9
SC 1 C Out	76.2	5526.65	0.393	26.5
SC 2 R In	27.3	5526.65	0.435	-124.3
SC 2 C In		970.05	0.395	40.9
SC 2 R Out	71.2	5526.65	0.435	6.1
SC 2 C Out	32.3	970.05	0.395	-99
SCAF R In	-23.6	161.56	1	1214.7
SCAF C In	23.9	970.05	1	110.9
SCAF R Out	13.9	161.56	1	1291.4
SCAF C Out	7.5	970.05	1	34.2
F 1 vapor Out	151.8	5526.65	1	1610.6
Fierbator 1 In	151.8	5526.65	0.435	309.9
Fierbator 1 Out	165	5526.65	0.393	353.2
F 2 vapor Out	71.2	970.05	1	1417
Fierbator 2 In	71.2	970.05	0.435	6.1
Fierbator 2 Out	89.3	970.05	0.398	67.3

Figura 4.25: Parametrii termodinamici pentru ciclul frigorific cu dublu efect cu soluție $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$

Figura 4.24 arată fereastra programului de calcul pentru debitele și puterile instalației cu dublu efect în configurație paralel pentru aceeași parametri de intrare pentru care s-au determinat parametrii termodinamici în Figura 4.25. Pentru fiecare component se afișează puterea, debitul de agent frigorific, și unde este cazul debitul de soluție săracă și bogată. Pe ultima coloana se afișează factorul de circulație.

5. Instalații experimentale și prelucrarea datelor

5.1. Instalație de trigenerare

Instalațiile cu trigenerare sunt cele care produc simultan energie electrică, căldură și frig. O astfel de instalație se găsește la fabrica de pâine Spicu, din Chitila. În această instalație se produce energia electrică și termică în cogenerare. Energie electrică în regim de bază, integral consumată în societate, este produsă într-un grup motogenerator utilizând combustibil gaze naturale.



Figura 5.1: Sistemele cu absorbție cu dublu efect din instalația de la Spicu (Chitila)

Pentru răcire se folosesc doua chillere cu absorbție cu dublu efect care folosesc soluția LiBr-H₂O produse de firma Broad [Figura 5.1]. Cele doua chillere funcționează pe principiul master/slave. Chillerul care funcționează în modul master are capacitate de răcire de 742 kW și este acționat de gaze arse evacuate de la motor, având temperatura de 460 °C. Al doilea chiller

funcționează în modul slave și este prevăzută pentru consumul de varf și pentru cazul în care motorul termic nu funcționează. Acesta are capacitatea de racire de 872 kW și folosește pentru acționare combustibil.

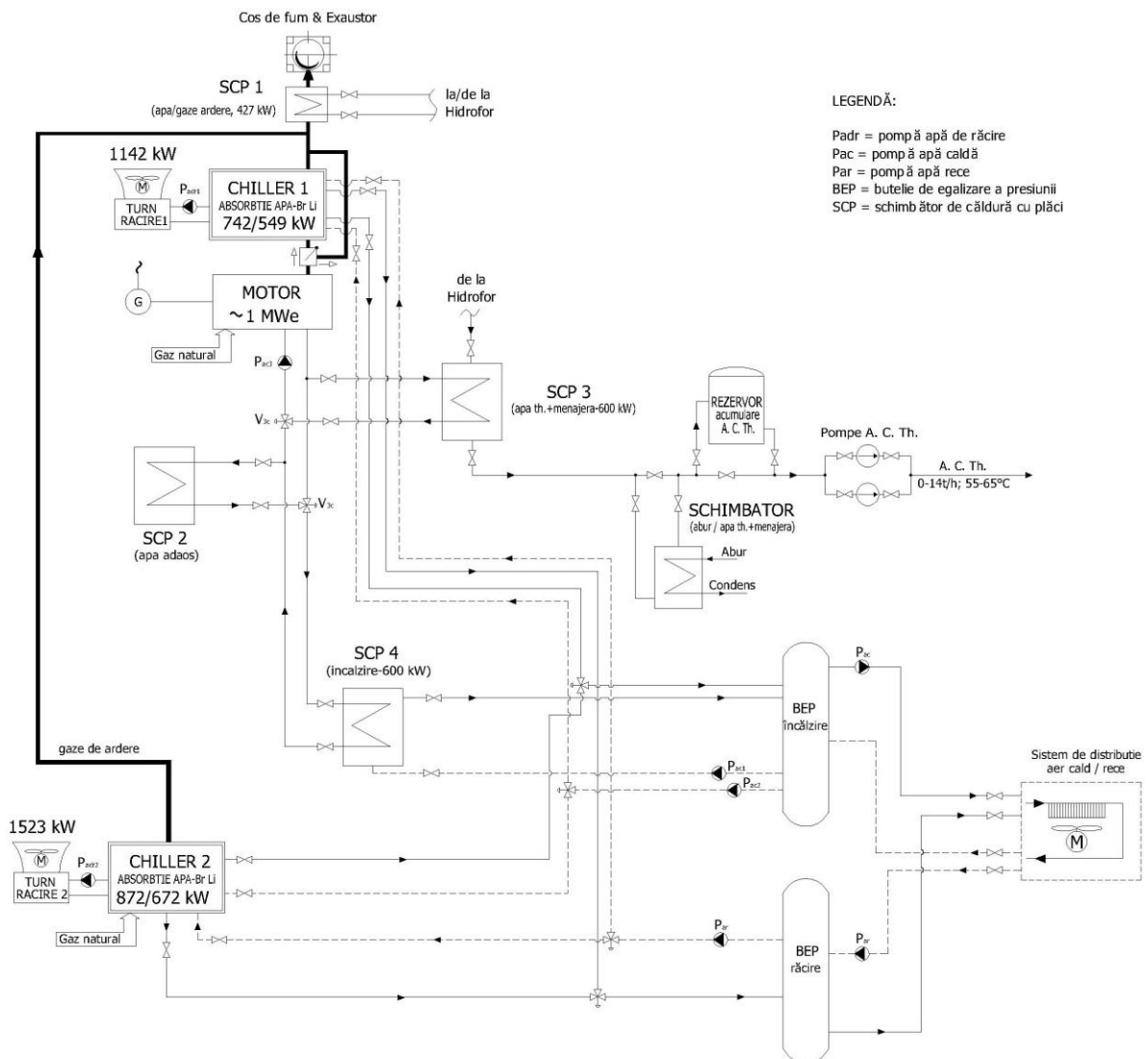


Figura 5.2: Instalația cu absorbție cu trigenerare

Energia termică sub formă de apă caldă (apa caldă tehnologică, apa caldă sanitară, agent termic de încălzire și preîncălzire apa adaos) este preparată prin intermediul schimbătoarelor de căldură cu plăci, din apa de răcire de la motor și folosind apa de răcire de la cele două chillere cu absorbție.

Tabel 5.1: Caracteristici tehnice chillere Broad

	Chiller 1	Chiller 2	
Capacitate de răcire	872	742	kW
Capacitate de încălzire	672	549	kW
Apa răcită			
Temperatura la intrare	12	12	°C
Temperatura la ieșire	6	6	°C
Debit	125	106	m ³ /h
Apa de răcire			
Temperatura la intrare	30	30	°C
Temperatura la ieșire	35.5	35.3	°C
Debit	230	200	m ³ /h
Apa caldă			
Temperatura la intrare	60	60	°C
Temperatura la ieșire	80	80	°C
Debit	29	23.5	m ³ /h
COP	1.34	1.38	

5.2. Instalații cu absorbție din laboratorul de Termotehnică din UTCB

Cercetările experimentale în vederea validării programului de simulare numerică a proceselor ce au loc într-o instalație frigorifică cu absorbție s-au desfășurat în Laboratorul de Termotehnică a Facultății de Inginerie a Instalațiilor din cadrul Universității Tehnice de Construcții București. În acest laborator există două sisteme experimentale cu absorbție: un sistem cu puterea frigorifică de 17,6 kW care funcționează cu soluție LiBr-H₂O și celălalt care funcționează cu soluție NH₃-H₂O cu o capacitate de răcire de 25,3 KW.

Instalația experimentală a fost realizată în cadrul contractului de cercetare intitulat „Stand experimental pentru studiul și cercetarea proceselor termo-hidraulice și a echipamentelor din sistemele frigorifice, de aer condiționat și pompe de căldură” încheiat între Universitatea Tehnică de Construcții București (UTCB) și Agenția Națională de Cercetare Științifică (CNCS) prin proiectul de cercetare Nr.14 / 11.09.2007.

5.2.1. Instalația cu absorbție cu soluție LiBr-H₂O

În Figura 5.3 este prezentată schema instalației experimentale care conține un sistem cu absorbție cu soluție LiBr-H₂O. Instalația funcționează în regim bivalent utilizând energia solară și o sursă suplimentară pe bază de combustibil convențional.

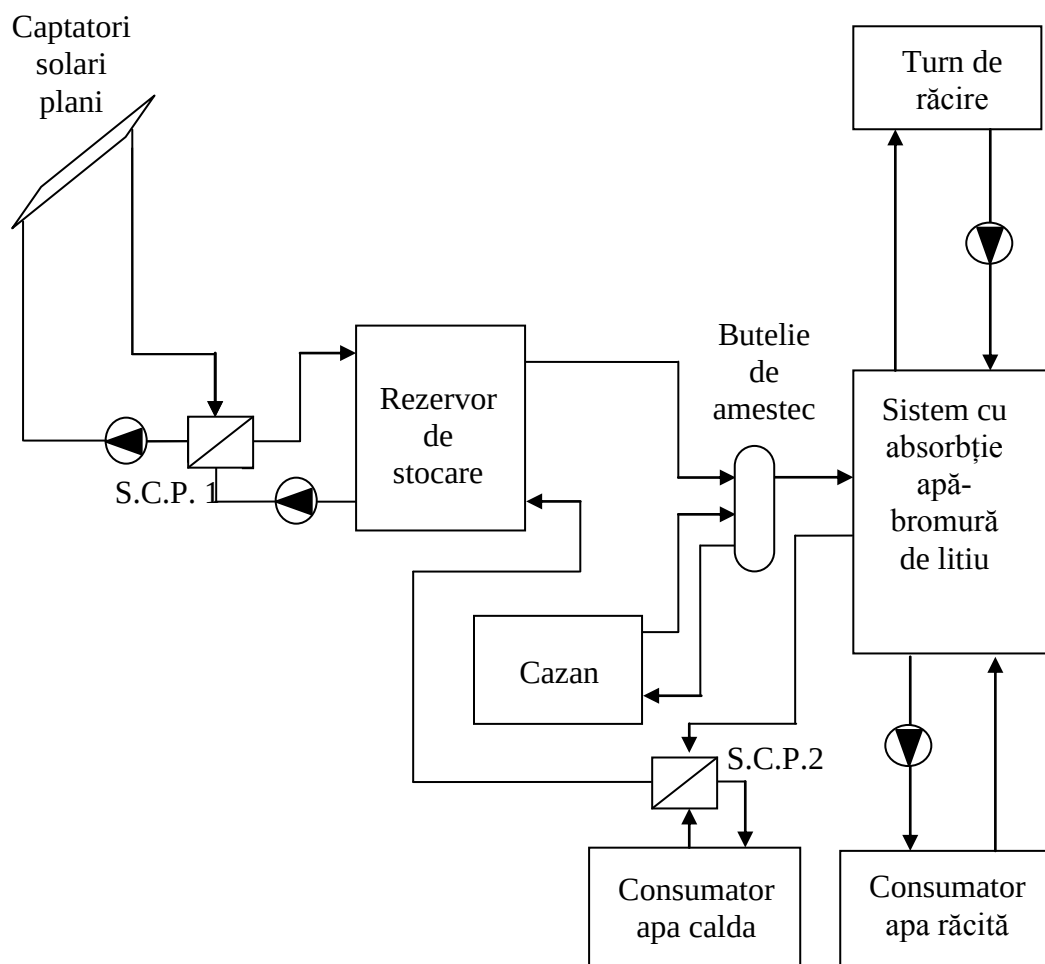


Figura 5.3: Schema instalației experimentale din Laboratorul de Termotehnică din U.T.C.B.

Energia solară este colectată cu ajutorul captatorilor solari de tip panou plan care captează atât radiația directă, cât și cea difuză, provenite de la soare. Acest tip de captator solar poate furniza apa caldă, la temperaturi de peste 100°C. Este cunoscut faptul că eficiența acestora scade considerabil pentru temperaturi mai mari de 70°C.

Printre avantajele acestor captatori de tip plan se enumera: construcția simplă, costurile relativ scăzute și capacitatea lor de a absorbi radiația difuză, ceea ce reprezintă un avantaj deosebit, pentru zonele geografice cu climatul ploios.

Instalația experimentală folosește captatori solari plani de construcție HOVAL WK 251. Colectorul acestor captatori este caracterizat de un grad de absorbție de 95% și un grad de emisie de 5%. Conductele sunt din cupru și sunt montate într-o carcasă de aluminiu, rezistentă la coroziune și izolată termic cu vată minerală, acoperită cu sticlă cu grad de transfer de 92%. Suprafața unui captator este de cca. $2,5\text{m}^2$. S-au prevăzut 30 de captatori plani, montați pe acoperișul Laboratorului de Termotehnica din UTCB [Figura 5.5], rezultând o suprafață totală de captare de 80m^2 . Agentul termic folosit la captatorii solari plani este o soluție apoasă cu 30% etilen glicol.



Figura 5.4: Vedere de ansamblu a instalației experimentale

Dacă temperatura apei din rezervor este mai mică decât cea necesară fierbătorului sistemului cu absorbție, atunci se folosește sursa de energie auxiliară.

Sursa auxiliară este reprezentată de un cazan în condensare care funcționează cu combustibil gazos. Acesta este produs de firma Hoval [Figura 5.6] și are puterea termică de 40 kW în următoarele condiții: temperatura apei la intrarea în cazan 60°C și temperatura apei la ieșirea din cazan 80°C . Presiunea de lucru este minim 1 bar și maxim 3 bar. Volumul de apă din cazan este 79 litri. Putere electrică consumată de pompele de circulație: min. 26W și max. 64W. Temperatura gazelor de ardere la evacuare din coș este 64°C .



Figura 5.5: Captatorii solari



Figura 5.6: Cazan în condensatie

Energia termică colectată de captatorii solari este transmisă prin intermediul schimbătorului de căldură cu plăci (S.C.P. 1), apei din rezervorul de stocare. Schimbătorul de căldură este produs de firma Schmidt Bretten și are puterea termică de 40 kW.

Gospodăria de apă caldă aferentă sistemului bivalent de acționare a instalației frigorifice cu absorbție constă din:

- schimbător de căldură cu plăci în care căldura preluată de la captatorii solari este cedată apei din rezervorul de stocare;
- rezervor de stocare a apei calde, preparate în captatorii solari;
- butelie de amestec între apa caldă preparată solar și apa caldă preparată în cazan.

Schimbătorului de căldură cu plăci transferă căldura, de la soluția apă – etilen glicol, care circulă prin captatorii solari, la apa caldă stocată în rezervor.

Rezervorul de stocare are rolul de a stoca apa încălzită solar. Dimensionarea acestuia s-a efectuat ținând cont de necesarul de apă caldă al fierbătorului și de consumul sistemului frigorific cu absorbție pentru a asigura funcționarea instalației în regim cvasistaționar. S-a ales un rezervor de acumulare cu volumul de 4000 litri, tip Hoval EnerVal, realizat din oțel.



Figura 5.7: Schimbător de căldură cu plăci



Figura 5.8: Rezervor de stocare al apei calde

Butelia de amestec are rolul de a prepara apa cu temperatura necesară fierbătorului din sistemului cu absorbție prin amestecul debitului de apă încălzită în cazan cu debitului de apă caldă stocat în rezervor. Reglarea nivelului dorit de temperatură este asigurat de un sistem de automatizare care măsoară temperatura apei calde la ieșirea ei din butelia de amestec și compară această temperatură cu valoarea setată și, în cazul în care temperatura apei calde preparate solar este inferioară celei setate, comandă pornirea pompei de circulație, care o trimite în cazan, pentru atingerea valorii dorite.

Consumatorul de apă răcită este reprezentat de un ventiloconvector cu puterea 9 kW, care este alimentat cu apă răcită la sistemul frigorific. Circulația apei răcite prin ventiloconvector este asigurată cu o pompă Wilo cu reglaj continuu de debit.



Figura 5.9: Sistemul frigorific cu soluție LiBr-H₂O din laboratorul de Termotehnică din U.T.C.B.

Circuitul apei de răcire al absorbitorului și condensatorului este în paralel. Căldura produsă în aceste componente este evacuată spre exterior prin intermediul apei de răcire recirculată la turnul de răcire, amplasat pe acoperișul laboratorului. Acesta are capacitatea de 43 kW.

5.2.2. Instalația cu absorbție cu soluție NH₃-H₂O

Sistemul frigorific experimental cu soluție NH₃-H₂O are capacitate de răcire de 25,3 KW și este comercializat de firma Robur. În acest sistem, condensatorul și absorbitorul sunt răcite cu aer.

Acest sistem prezintă următoarele particularități:

- un absorbitor suplimentar răcit cu aer;
- proces de laminare după condensator;
- folosește soluția bogată ca sursă de căldură pentru condensatorul auxiliar.

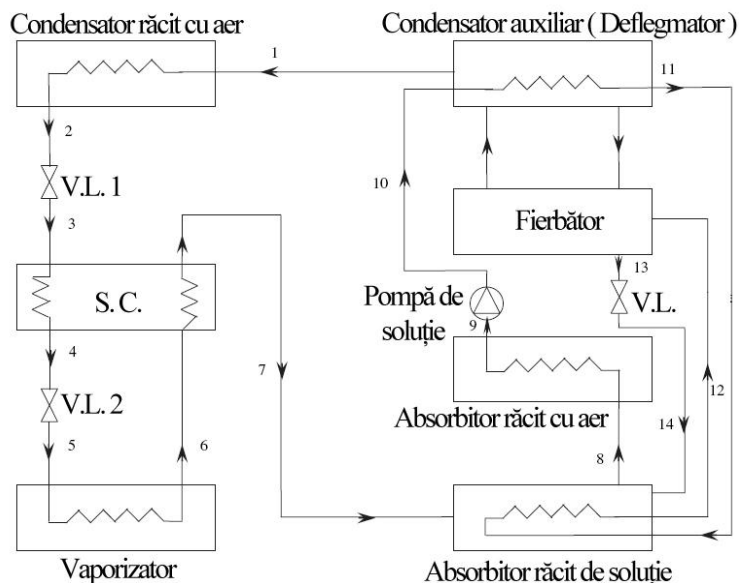


Figura 5.10: Schema sistemului frigorific cu amoniac-apă Robur din laboratorul de Termotehnică

În fierbător, amestecul de apă și amoniac este încălzit folosind apă caldă din rezervorul de stocare. În acest echipament, se realizează separarea vaporilor de amoniac, care încă mai conțin vapori de apă. Vapori de amoniac sunt purificați apoi de apă în condensatorul auxiliar (deflegmator). În acest condensator, apa este eliminată sub formă de lichid peste o serpentină încălzind soluția bogată, rece, din absorbtor. Vaporii de amoniac trec în condensatorul răcit cu aer, după care urmează două procese de laminare și un proces de răcire în schimbătorul de căldură (S.C.). În vaporizator, se produc vaporii de amoniac primind căldura de la lichidul răcit. Absorbția vaporilor de amoniac în soluția săracă care vine de la fierbător are loc în două echipamente. În primul absorbtor, vaporii de amoniac sunt absorbiți de soluția săracă provenită din fierbător în primul absorbtor răcit cu soluția care a fost folosită ca mediu de răcire pentru condensatorul auxiliar (deflegmator). Absorbția este finalizată în al doilea absorbtor răcit cu aer. Soluția bogată care este la presiunea scăzută trece la presiunea înaltă în fierbător.

5.3. Măsurarea și achiziționarea datelor experimentale

Pentru a măsura temperatura și debitul se folosesc traductoare care convertesc mărimile fizice în semnale electrice și apoi sunt transmise sistemului de achiziție a datelor.

Temperaturile se măsoară cu ajutorul senzorilor de temperatură plasați în puncte caracteristice instalației [Figura 5.17]. Pentru măsurarea temperaturilor se utilizează termocuple de tip K. Acestea sunt compuse din doi termoelectrozi realizați din două metale diferite: cromel și alumel și sudate împreună la unul din capete. Prin încălzirea locală a sudurii se va produce o tensiune termoelectromotoare la capetele libere ale termoelectrozilor denumite și joncțiune de referință. Valoarea tensiunii termoelectromotoare depinde de diferența dintre temperatura joncțiunii de măsură și a celei de referință, precum și de natura termoelectrozilor. Senzorii de temperatură tip K NiCr-Ni au precizia de măsurare de $\pm 0,25\text{ }^{\circ}\text{C}$, asigurând o măsurare a temperaturii foarte precise. Aceștia măsoară temperaturi până la temperatura maximă de $1200\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Senzorii de temperatură sunt poziționați în conducte prin intermediul tecilor. Traductorii de presiune sunt de tip piezo-rezistivi, cu precizia de măsurare de $\pm 1\%$ din valoarea maximă măsurată.

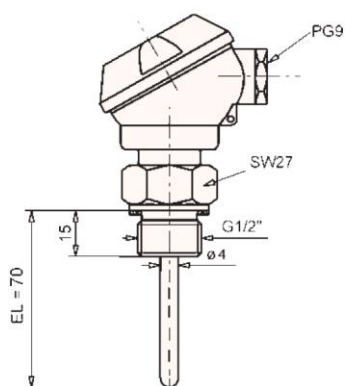


Figura 5.11: Senzor de temperatura



Figura 5.12: Debitmetru

Pentru măsurarea debitelor se folosesc debitmetre de tip turbină axială și debitmetru cu ultrasunete.

Determinarea debitelor de apă de răcire pentru condensatorul și absorbitorul sistemului frigorific se realizează cu debitmetrele de tip turbină axială, produse de firma Ahlborn [Figura 5.12]. Acestea au precizia de măsurare de $\pm 3\%$ din valoarea măsurată în intervalul $4 - 160\text{ l/min}$. Debitmetrele cu turbină axială au un set de lame care se rotesc, plasate în linia de debit a fluidului. Principiul de măsurare se bazează pe faptul că viteza de rotație unghiulară este proporțională cu debitul fluidului.



Figura 5.13: Debitmetru cu ultrasunete portabil



Figura 5.14 Conectori între senzori și sistemul de achiziție a datelor

Determinarea debitului de agent încălzitor și a debitului de apă răcită se face cu ajutorul debitmetrului portabil cu ultrasunete model SITRANS FUP 1010 produs de Siemens [Figura 5.13]. Acest dispozitiv se bazează pe măsurarea parametrilor oscilațiilor ultrasonice care se propaga în jetul de fluid măsurat. Debitmetrul cu ultrasunete este compus din următoarele elemente: un generator de impulsuri de mare frecvență, două sau mai multe perechi de elemente piezoelectrice emițătoare și receptoare, un bloc electronic pentru achiziția rezultatelor și comunicația la distanță și un traductor de nivel. Elementele piezoelectrice emițătoare convertesc semnalul electric de la generatorul de impulsuri în oscilații mecanice, care sunt transmise fluidului în mișcare. Elementele piezoelectrice receptoare detectează oscilațiile ultrasonice propagate prin fluid și le transformă în semnale electrice. Prin prelucrarea semnalului recepționat în raport cu semnalul de excitație se pot pune în evidență variații ale unor parametri care depinde de viteza de curgere a fluidului prin canal. Parametrii undelor ultrasonice care se modifică sub acțiunea vitezei de curgere sunt: timpul de propagare, frecvența semnalului și faza semnalelor recepționate în raport cu cele emise. În esență, variațiile parametrilor menționați se datorează compunerii vectorului vitezei de curgere a fluidului cu vectorul vitezei de propagare a oscilațiilor ultrasonice corespunzător stării de repaus a fluidului respectiv. Mediile elastice fluide sunt caracterizate prin valori ale vitezei cuprinse între 900 și 2000 m/s pentru lichide, respectiv între 300 și 500 m/s în cazul gazelor, viteze mult superioare vitezelor de curgere a fluidelor situate în domeniul 0,01...50 m/s. Independent de parametrul considerat, pentru calculul vitezelor, respectiv al debitelor, se admite că fluidul este un mediu izotrop față de propagarea ultrasunetelor și că regimul de curgere este staționar (laminar sau turbulent).

Transmiterea datelor de la senzorii de temperatura și debit se face prin intermediul conectorilor de tip ZA-9020-FS tip NiCr-Ni (K) [Figura 5.14], domeniul de temperatura masurat - 200.0 ... 1370 °C cu rezoluția de 0.1 K.

Sistemul de achiziție a datelor are rolul de a prelua, procesa și converti numeric semnalele care provin de la senzori. În acest sens, se folosește un sistem de achiziție ALMEMO 3290-8. Acesta are 9 intrări electrice cu 36 de canale de măsurare. Memoria internă este de 500 kB și poate stoca până la aproximativ 100.000 de valori măsurate.

Sistemul de achiziție a datelor este alcătuit din două componente principale:

- componenta hardware, în care intra placa de achiziție de date, blocul de interconexiuni, convertoarele analogice digitale la care se leagă termocuplele [Figura 5.15].
- componenta software pentru Windows: AMR WinControl [Figura 5.16]



Figura 5.15: Sistem de achiziție a datelor ALMEMO

AMR WinControl este un pachet software care a fost special dezvoltat pentru achiziția datelor și procesarea datelor măsurate cu echipamentul Alhborn.

	Date	Time	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.20	0.21
129	10.06.11	08:03:30	72,2 °C	68,8 °C	29,4 °C	25,6 °C	30,3 °C	33 °C	26,5 °C	28,6 °C	29,5 °C		
130	10.06.11	08:08:30	71,9 °C	68,2 °C	28,9 °C	24,9 °C	30,3 °C	31,4 °C	26,4 °C	28,3 °C	29,5 °C		
131	10.06.11	08:13:30	71,5 °C	67,8 °C	28,3 °C	25,2 °C	30,9 °C	31,2 °C	26,3 °C	28,3 °C	29,4 °C		
132	10.06.11	08:18:30	70,8 °C	66,8 °C	28,5 °C	28,3 °C	30,5 °C	29 °C	26,4 °C	28,2 °C	29,4 °C		
133	10.06.11	08:23:30	69,2 °C	66,5 °C	28,5 °C	27,5 °C	29,5 °C	32 °C	26,4 °C	28,2 °C	29,5 °C		
134	10.06.11	08:33:30	65,4 °C	63 °C	28,5 °C	26,1 °C	30 °C	30,3 °C	26,4 °C	28,3 °C	29,4 °C		
135	10.06.11	08:38:30	64,7 °C	62,4 °C	28,5 °C	26,4 °C	30,1 °C	28,5 °C	26,3 °C	28,5 °C	29,4 °C		
136	10.06.11	08:43:30	64,7 °C	62,4 °C	28,3 °C	26,4 °C	30 °C	29,9 °C	26,2 °C	28,3 °C	29,4 °C		
137	10.06.11	08:53:30	64,7 °C	62,4 °C	28 °C	25,7 °C	29,9 °C	29,8 °C	26,2 °C	28,3 °C	29,5 °C		
138	10.06.11	08:58:30	64,5 °C	62 °C	28 °C	25,8 °C	29,6 °C	28,8 °C	26,2 °C	28,4 °C	29,4 °C		
139	10.06.11	09:03:30	64,2 °C	61,9 °C	27,6 °C	26,1 °C	30,1 °C	29,4 °C	26,2 °C	28,3 °C	29,3 °C		
140	10.06.11	09:08:30	64 °C	61,8 °C	27,2 °C	25,8 °C	30,1 °C	29,7 °C	26,5 °C	28,6 °C	29,4 °C		
141	10.06.11	09:18:30	63,7 °C	61,5 °C	27 °C	25,7 °C	30 °C	29,4 °C	26,3 °C	28,3 °C	29,5 °C		
142	10.06.11	09:28:30	63,4 °C	61,1 °C	27,4 °C	25,3 °C	29,7 °C	28 °C	26,3 °C	28,3 °C	29,4 °C		
143	10.06.11	09:38:30	62,7 °C	61 °C	26,9 °C	25,9 °C	30 °C	28,1 °C	26,3 °C	28,2 °C	29,3 °C		
144	10.06.11	09:43:30	62,7 °C	60,4 °C	26,9 °C	25,8 °C	30,1 °C	26,7 °C	26,4 °C	28,5 °C	29,5 °C		
145	10.06.11	09:48:30	62,8 °C	60,8 °C	27,2 °C	25,9 °C	29,5 °C	27,3 °C	26,3 °C	28,2 °C	29,4 °C		
146	10.06.11	09:53:30	62,8 °C	60,6 °C	26,5 °C	25,7 °C	29,9 °C	27,8 °C	26,3 °C	28,5 °C	29,4 °C		
147	10.06.11	10:03:30	65,3 °C	62,5 °C	26,8 °C	25,5 °C	30,1 °C	27,2 °C	26,5 °C	28,3 °C	29,4 °C		
148	10.06.11	10:08:30	63,1 °C	61,3 °C	26,3 °C	24,9 °C	30,1 °C	28,1 °C	26,5 °C	28,3 °C	29,3 °C		
149	10.06.11	10:13:30	62,8 °C	60,4 °C	26,3 °C	25,5 °C	30,4 °C	27,2 °C	26,7 °C	28,3 °C	29,3 °C		
150	10.06.11	10:18:30	66,1 °C	63,4 °C	26,8 °C	24,9 °C	30,2 °C	27,8 °C	26,7 °C	28,2 °C	29,4 °C		
151	10.06.11	10:28:30	63,9 °C	61,8 °C	26,8 °C	24,6 °C	30,1 °C	27,1 °C	26,8 °C	28,3 °C	29,3 °C		
152	10.06.11	10:38:30	64 °C	61,6 °C	26,5 °C	24,4 °C	30,1 °C	27,4 °C	26,9 °C	28,4 °C	29,4 °C		
153	10.06.11	10:43:30	64,3 °C	62 °C	26,4 °C	24,8 °C	30,5 °C	28,5 °C	26,8 °C	28,5 °C	29,5 °C		
154	10.06.11	10:48:30	64,1 °C	61,8 °C	26,2 °C	24,3 °C	30,2 °C	27,9 °C	26,8 °C	28,4 °C	29,4 °C		
155	10.06.11	10:53:30	64,1 °C	62 °C	26,3 °C	24,6 °C	30,3 °C	27,9 °C	26,7 °C	28,4 °C	29,5 °C		
156	10.06.11	11:03:30	64,9 °C	62,6 °C	26,2 °C	24,3 °C	30,3 °C	28 °C	26,9 °C	28,5 °C	29,5 °C		
157	10.06.11	11:13:30	65,7 °C	63 °C	25,5 °C	23,8 °C	30,9 °C	28,4 °C	27,1 °C	28,4 °C	29,4 °C		
158	10.06.11	11:18:30	65,5 °C	63,3 °C	25,9 °C	23,8 °C	30,2 °C	29,8 °C	27 °C	28,4 °C	19,2 °C		

Figura 5.16: Programului AMR WinControl pentru achiziția datelor

Transmisia datelor de la sistemul de achiziție la calculator se face prin cablu USB.

Parametrii mășurați sunt:

- debitul și temperatura agentului încălzitor la intrare si ieșire fierbător
- debitul și temperatura agentului răcit la intrare si ieșire vaporizator
- debitul și temperatura apei de răcire la intrare si la ieșirea din absorbitor si respectiv condensator

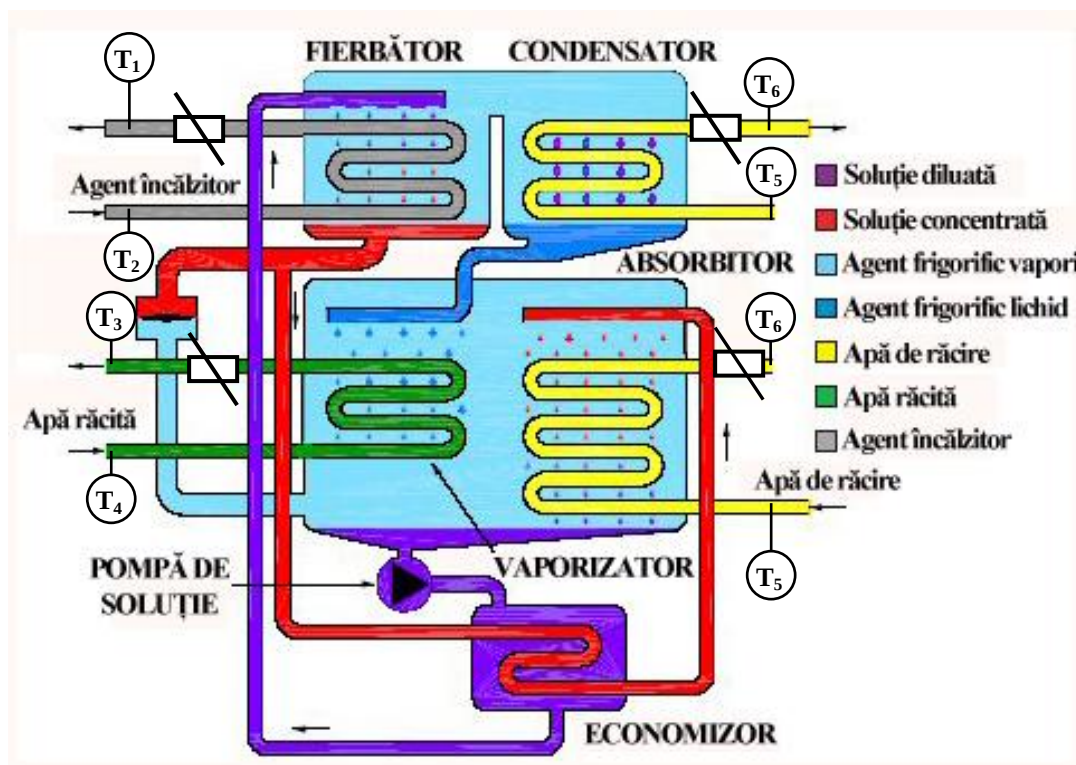


Figura 5.17: Amplasarea punctelor de măsură

5.4. Analize experimentale

Experimentele sunt realizate pentru diferite temperaturi ale agentului încălzitor.

Parametrii determinați experimental: debitului de apă răcită la ieșirea din sistemul frigorific cu absorbție și a temperaturilor apei la intrarea, respectiv ieșirea de la consumator se prezintă în Tabel 5.2.

Tabel 5.2: Date experimentale pentru circuitul agentului încălzitor și cel al apei răcite

Temperatura apei la intrarea în fierbător	Temperatura apei la ieșirea din fierbător	Debitul agentului încălzitor	Temperatura apei la intrarea în vaporizator	Temperatura apei la ieșirea din vaporizator	Debitul apei răcite
[°C]	[°C]	[kg/s]	[°C]	[°C]	[kg/s]
85.2	78.4	0.71	11.8	6.8	0.66
84.9	78.5	0.71	12.5	7.6	0.66
83.4	77.8	0.71	12.4	7.6	0.66
82	76.8	0.71	11.2	7.8	0.66
81.1	75.9	0.71	11.7	7.9	0.66
80.7	76	0.71	12.8	9.3	0.66
79.1	74.2	0.71	12.2	8.5	0.66
77.5	72.7	0.71	13.5	9.8	0.66
76.1	72	0.71	14	10.7	0.66

În Tabel 5.3 sunt prezentate valorile măsurate pentru apa din circuitul de răcire al condensatorului și absorbitorului. Se poate observa ca temperaturile apei la intrarea în condensator și absorbitor sunt egale. Încălzirea apei în absorbitor este mai ridicată decât în condensator cu circa două grade.

Tabel 5.3: Date experimentale pentru circuitul de apă de răcire

Temperatura apei la intrare în condensator	Temperatura apei la ieșirea din condensator	Debitul apei de răcire	Temperatura apei la intrarea în absorbitor	Temperatura apei la ieșirea din absorbitor	Debitul apei de răcire
[°C]	[°C]	[kg/s]	[°C]	[°C]	[kg/s]
26.1	31.1	0.66	26.1	32.9	0.69
28	32.9	0.66	28	34.4	0.69
26.5	31.4	0.64	26.5	32.2	0.69
27.5	31.1	0.66	27.5	32.6	0.69
26.2	30.2	0.66	26.2	31.1	0.69
27.1	30.8	0.66	27.1	31.7	0.69
27.2	30.8	0.66	27.2	32.3	0.69
26.7	30.6	0.66	26.7	31.4	0.69
26.4	29.9	0.65	26.4	30.3	0.69

Puterea frigorifică a instalației frigorifice cu absorbție se determină cu ajutorul parametrilor determinați experimental și anume: debitului de apă răcită la ieșirea din sistemul frigorific cu absorbție și a temperaturilor apei la intrarea, respectiv ieșirea din acesta. Similar se determina și puterile termice corespunzătoare fierbătorului, condensatorului și a absorbitorului.

Tabel 5.4: Puterile termice corespunzătoare echipamentelor componente sistemului frigorific

Nr crt.	Puterea frigorifică	Puterea termică a fierbătorului	Puterea termică a condensatorului	Puterea termică a absorbitorului	COP	Bilanțul termic		Eroare
						Qprim	Qced	
	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[-]	[kW]	[KW]	[%]
1	13.8	20.1	13.8	19.5	0.69	33.9	33.3	1.93
2	13.6	18.9	13.4	18.5	0.72	32.5	32.0	1.52
3	13.2	16.6	13.1	16.5	0.80	29.9	29.6	0.92
4	9.4	15.3	9.9	14.7	0.61	24.7	24.6	0.40
5	10.5	15.4	11.0	14.1	0.68	25.9	25.2	2.79
6	9.7	13.9	10.2	13.2	0.70	23.6	23.4	0.97
7	10.2	14.5	9.9	14.7	0.70	24.8	24.6	0.75
8	10.2	14.2	10.8	13.6	0.72	24.4	24.3	0.32
9	9.2	12.1	9.6	11.2	0.76	21.3	20.8	2.26

6. Rezultate analizelor teoretice și experimentale

6.1. Validarea programului de calcul

Programul de calcul este validat pentru utilizarea lui pentru o instalație frigorifică cu soluție bromură de litiu-apă atât în varianta cu simplu efect cât și pentru instalația cu dublu efect.

6.1.1. Validarea programului pentru instalația cu simplu efect

S-au realizat determinări experimentale în Laboratorul de termotehnică pe instalația cu absorbție cu bromură de litiu-apă măsurându-se debitele și temperaturile agentului încălzitor, apei de răcire și apei răcite.

Nr crt.	Puterea frigorifică	Puterea termică a fierbătorului	Puterea termică a condensatorului	Puterea termică a absorbitorului	COP
	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[-]
1	13.8	20.1	13.8	19.5	0.69
	14.6	18.8	14.5	18.9	0.77
2	13.6	18.9	13.4	18.5	0.72
	13.8	18.0	13.7	18.1	0.77
3	13.2	16.6	13.1	16.5	0.80
	13.3	16.4	13.2	16.5	0.81
4	9.4	15.3	9.9	14.7	0.61
	10.9	15.9	10.9	15.9	0.69
5	10.5	15.4	11.0	14.1	0.68
	10.6	14.2	10.6	14.2	0.75
6	9.7	13.9	10.2	13.2	0.70
	10.0	13.1	10.0	13.2	0.76
7	10.2	14.5	9.9	14.7	0.70
	10.4	14.1	10.3	14.2	0.73
8	10.2	14.2	10.8	13.6	0.72
	10.6	14.0	10.5	14.0	0.76
9	9.2	12.1	9.6	11.2	0.76
	9.5	12.5	9.5	12.6	0.76

Figura 6.1: Rezultatele obținute cu programul de calcul

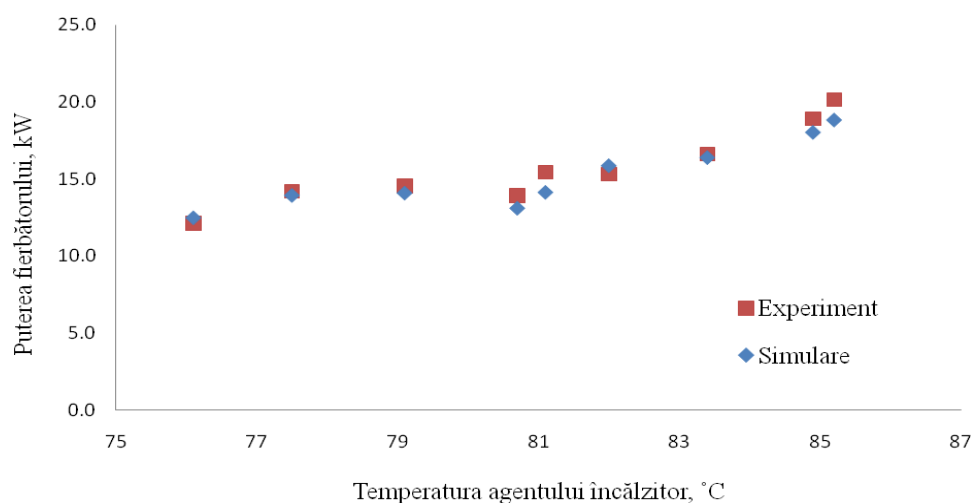


Figura 6.2: Comparație între experiment si simulare pentru puterea fierbătorului

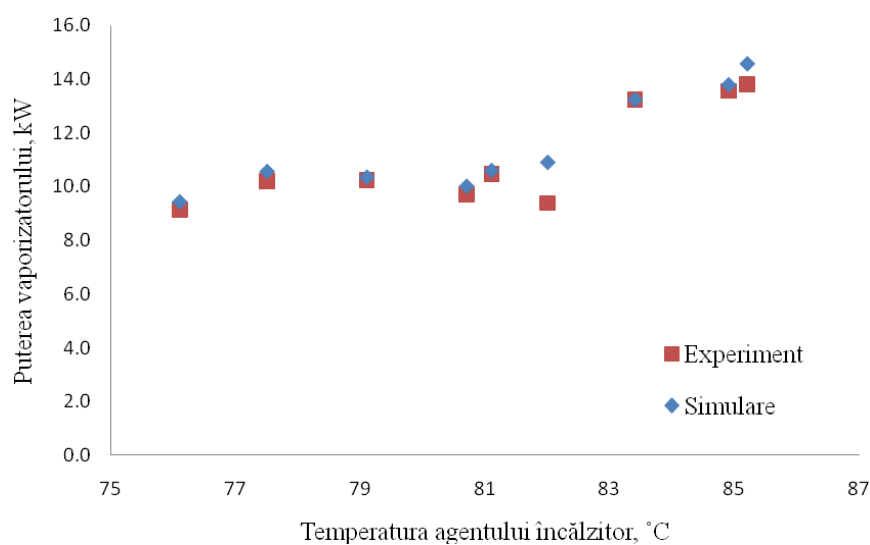


Figura 6.3: Comparație între experiment si simulare pentru puterea vaporizatorului

6.1.2. Validarea programului pentru instalația cu dublu efect

Validarea programului pentru ciclul cu absorbție cu dublu efect a fost realizată pentru parametrii interiori ai instalației: presiune și concentrații.

Rezultatele simulării pentru ciclu cu absorbție cu dublu efect sunt validate pentru aplicații de aer condiționat prin compararea lor cu datele experimentale publicate de Matsushima ș.a. (2010). Instalația experimentală conține un chiller cu absorbție compact cu dublu efect acționat cu combustibil cu temperatura de intrare a apei de răcire de 32 °C și temperatura de intrare a apei răcite de 12 °C.

Rezultatele simulării sunt obținute când temperatura de intrare a apei răcite este de 12 °C. Temperatura fierbătorului de presiune înaltă precizată în datele experimentale este folosită ca dată de intrare pentru simulare. Se presupune că temperatura apei de răcire este 27 °C peste 10 minute și crește la 32 °C după 50 minute.

Figura 6.5 arată o comparație a presiunilor în fierbătorul de înaltă presiune (F1). Se observă că valoarea presiunii obținută cu ajutorul modelului de calcul este mai mică decât valoarea determinată experimental, dar diferența este redusă.

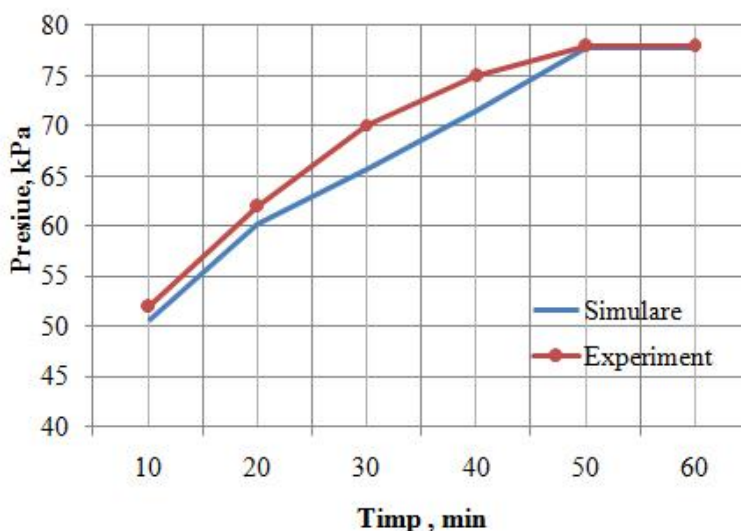


Figura 6.4: Comparație între simulare și cea experimentală a presiunii

Unul dintre cei mai importanți parametri este concentrația soluției. Comparația între concentrația soluției este arătată în Figura 6.5. Se observă că rezultatele numerice sunt foarte

apropiate de datele experimentale, cu excepția primelor 30 de minute. Acest lucru este datorat faptului ca modelul găsește rezultatele în condiții de echilibru cvasistatic.

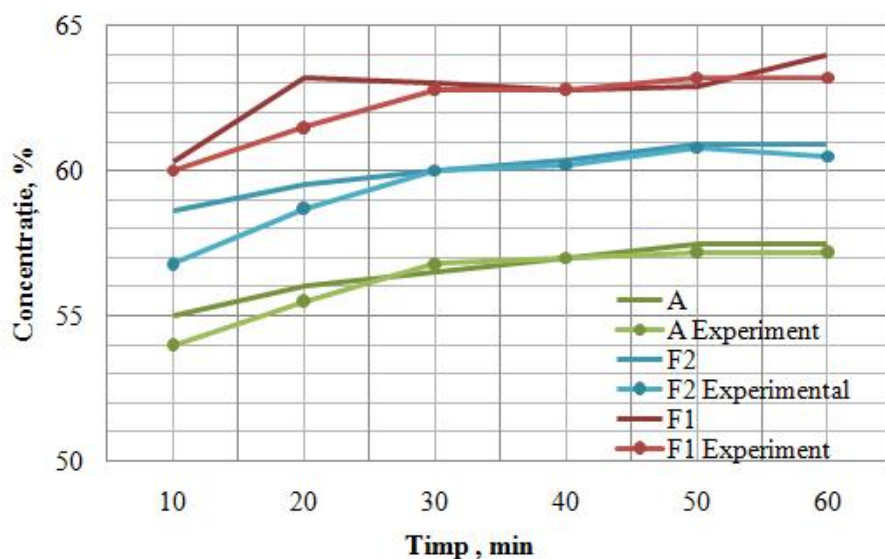


Figura 6.5 Comparație între simulare și experiment a concentrațiilor la ieșirea din absorbitor și cele două fierbătoare

După instalarea regimului staționar, există o concordanță foarte bună între rezultatele experimentale și cele din simulare pentru presiunea fierbătorului de înaltă presiune și concentrații.

Rezultatele prezentate demonstrează că modele de calcul folosite sunt validate satisfăcător. Acest model poate fi aplicat pentru studiul performanței instalațiilor cu absorbție cu simplu și dublu efect în diferite condiții de lucru.

6.2. Analiza coeficientului de performanță

Cu ajutorul modelului matematic validat se analizează performanțele instalațiilor în condiții variabile de funcționare.

6.2.1. Performanța instalației frigorifice cu absorbție într-o treaptă

Figura 6.6 prezintă variația COP-ului pentru o instalație frigorifică cu soluție amoniac-apă în funcție de temperatura de intrare a agentului răcit și temperatura agentului încălzitor pentru temperatura de intrare a apei de răcire constantă de 25 °C. Se observă că performanța

instalației crește cu temperatura agentului răcit și pe măsură ce temperatura agentului încălzitor scade. Pentru temperatura agentului încălzitor de 90°C , o creștere a temperaturii agentului răcit cu 12 grade determina o creștere a COP-ului cu 3,5%.

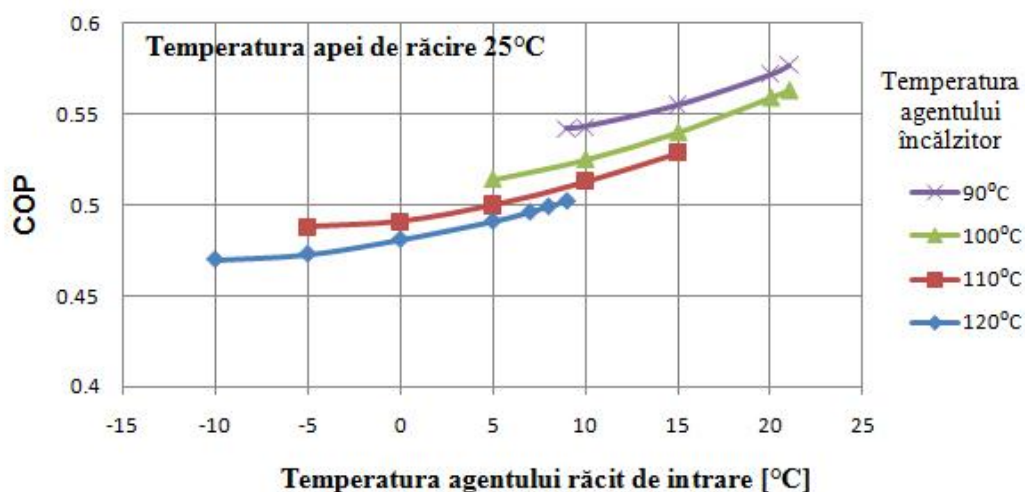


Figura 6.6: Performanța instalației frigorifice cu amoniac-apă în funcție de temperatura de intrare a agentul răcit și a agentului încălzitor

6.2.2. Performanța pompei de căldură cu absorbție

Program de calcul dezvoltat pentru ciclu pompei de căldură cu absorbție de tip amoniac-apă este folosit pentru analiza caracteristicilor de performanță în funcție de variația parametrilor de intrare: temperatura fluidului încălzitor, temperatura apei răcite și temperatura apei calde preparate.

Ciclu frigorific cu absorbție cu soluție amoniac-apa a fost studiat pentru diferite izvoare de căldură cu temperatura între 12 și 32°C . Energia de acționare necesară fierberii soluției amoniacale este apa caldă cu temperatura între 80 și 120°C .

Rezultatele au fost obținute pentru puterea termică de încălzire de 100 kW și concentrația vaporilor de amoniac la ieșirea din fierbător de 99.8% .

Figura 6.7 prezintă variația COP-ului pentru o pompa de căldură ce are ca izvor de căldură apa dintr-o instalație de climatizare sau apa freatică cu temperatura de intrare 12°C . Din aceasta figura se obțin limitele superioare a temperaturii apei calde preparate care sunt impuse de funcționarea continuă a compresorului termochimic având intervalul de degazare a soluției

mai mare sau egal cu 5%. Se poate vedea ca temperatura apei calde preparate este influențată de temperatura agentului încălzitor. O creștere a temperaturii agentului încălzitor permite obținerea unei temperaturi mai ridicate a apei calde preparate. Folosind un agent încălzitor cu temperatura de intrare de 90 °C, apa caldă preparată are o temperatură maximă de 34°C. Creșterea temperaturii agentului încălzitor cu 10 grade determină creșterea temperaturii apei calde preparate cu 4 grade ceea ce reprezintă 14,8 procente.

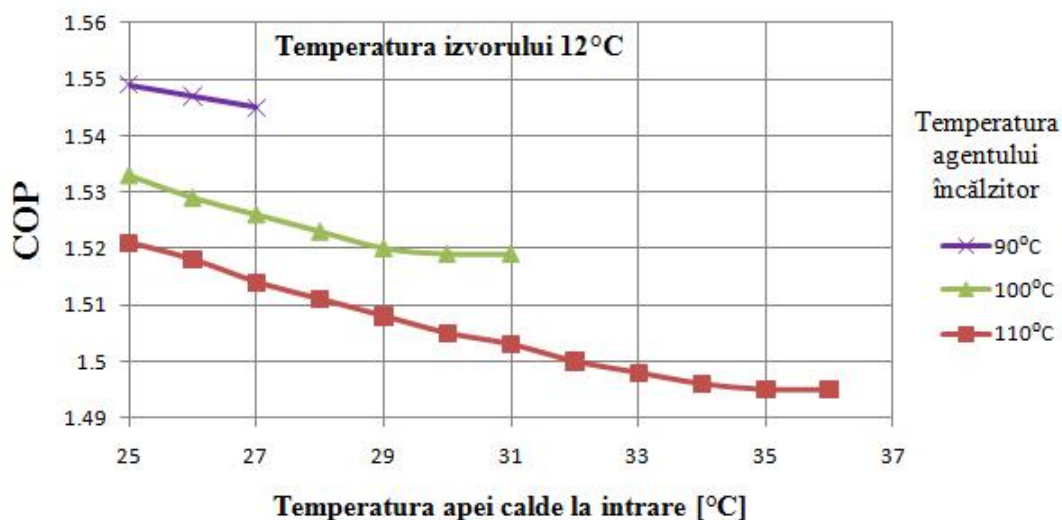


Figura 6.7 Performanța în funcție de temperatura apei la ieșirea din absorbitor

Figura 6.8 prezintă performanța pompei de căldură în funcție de temperatura apei calde la ieșirea din absorbitor în cazul în care izvorul de căldură este apa dintr-o instalație de climatizare sau apă freatică. Temperatura agentului încălzitor influențează performanța sistemului. Creșterea temperaturii agentului încălzitor provoacă o descreștere a coeficientului de performanță.

Din Figura 6.8 se pot obține limitele superioare a temperaturii apei calde preparate care sunt impuse de funcționarea continuă a compresorului termochimic având intervalul de degazare a soluției mai mare sau egal cu 5%. Temperatura apei calde preparate influențează temperatura agentului încălzitor. O creștere a temperaturii agentului încălzitor permite obținerea unei temperaturi mai ridicate a apei calde preparate. Folosind un agent încălzitor cu temperatura de intrare de 90°C, apa caldă preparată are o temperatură maximă de 27°C. Creșterea temperaturii agentului încălzitor cu 10 grade determină creșterea temperaturii apei calde preparate cu 4 grade ceea ce reprezintă 14,8 procente.

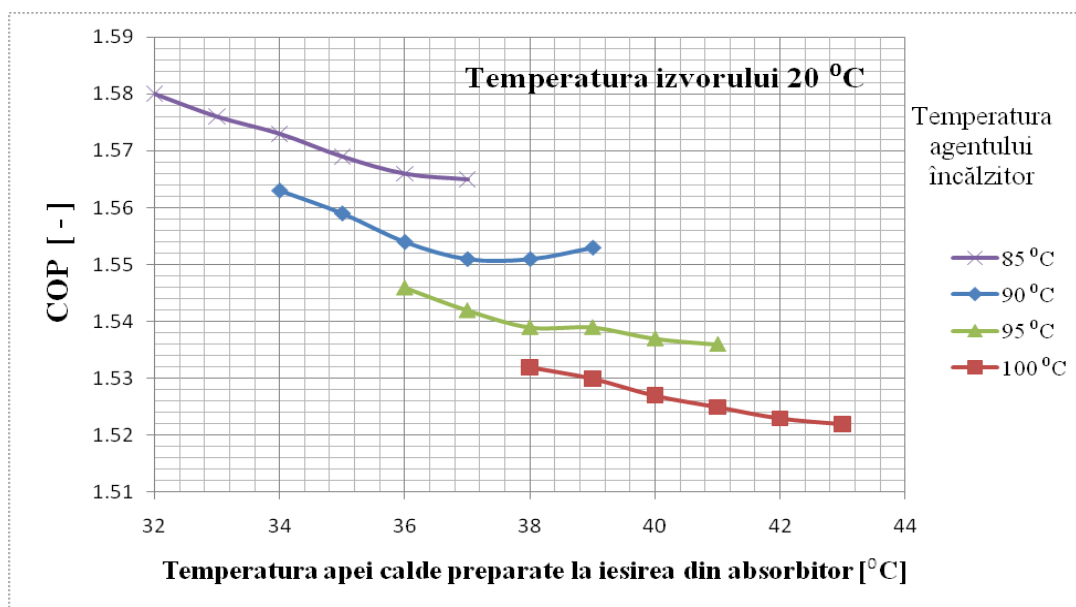


Figura 6.8 Performanta in funcție de temperatura apei la ieșirea din absorbitor

Temperatura apei calde la ieșirea din absorbitor crește până la valoarea de 47 °C. Aceasta temperatură se potrivește pentru sistemele de încălzire cu parametri scăzuți: încălzire prin pardoseala sau ventilo-convectoare.

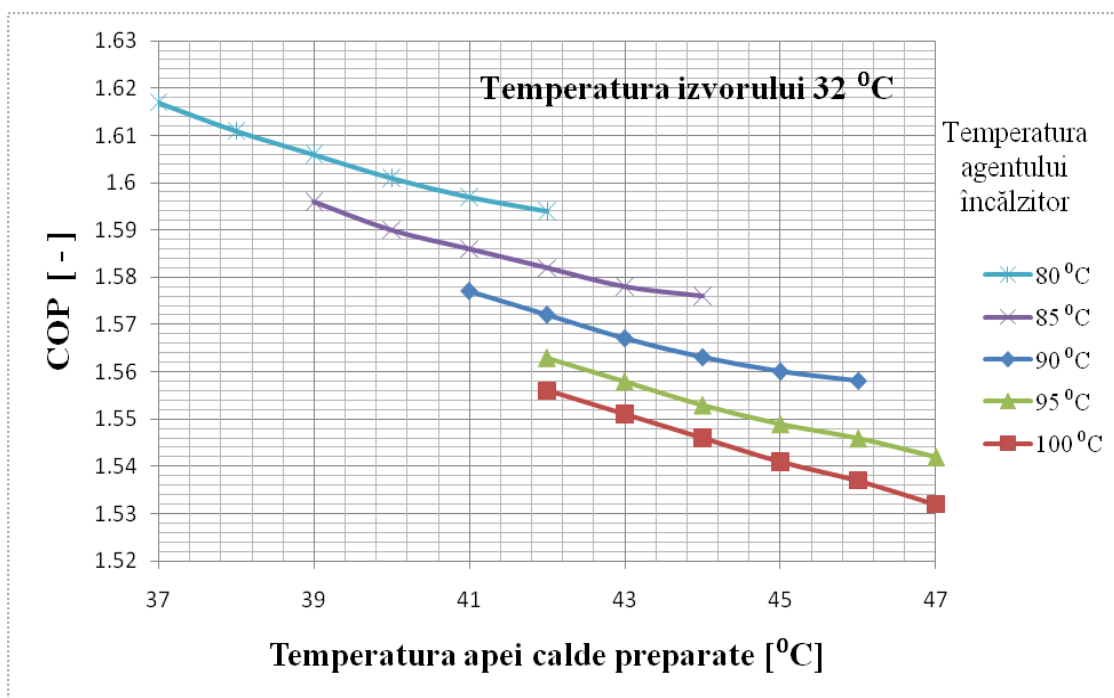


Figura 6.9 Performanta in funcție de temperatura apei la ieșirea din absorbitor

Rezultatele arată că COP-ul este mai ridicat cu cât temperatura agentului încălzitor este mai mică, temperatura apei calde preparate mai scăzută și temperatura agentului răcit mai mare.

Având în vedere că instalațiile cu amoniac și săruri au aceeași configurație ca instalațiile cu soluții bromura de litiu-apa, se poate extinde modelul validat și pentru soluțiile: $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ și $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$.

În continuare se prezintă analiza performanțelor instalațiilor cu absorbție cu $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ și $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ care funcționează ca pompa de căldură pentru aplicații de încălzire la temperatură de peste 35 °C.

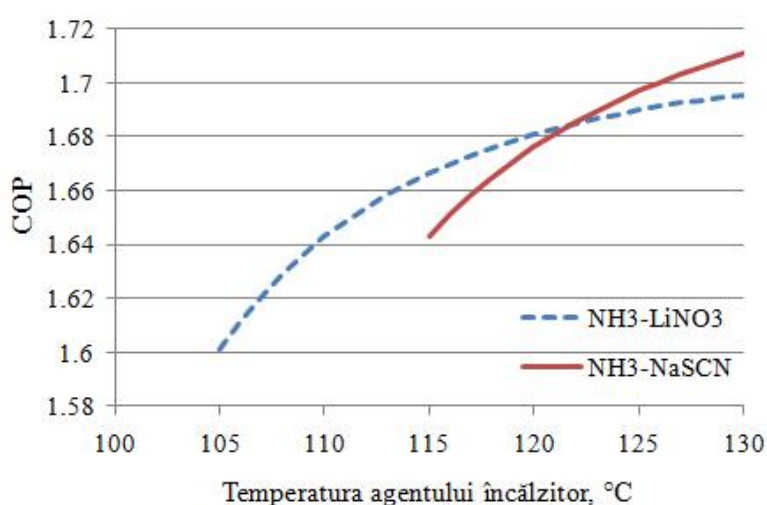


Figura 6.10: Variația COP-ului pentru pompe de căldură cu $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ și $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$

Figura 6.10 arată comparația valorilor COP-ului în funcție de temperatura agentului încălzitor pentru ciclurile cu absorbție cu $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ și $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ care funcționează la temperatura de vaporizare de 3 °C și temperatura de condensare de 40 °C. Se observă că performanța crește cu temperatura agentului încălzitor. Ciclul este limitat de o temperatură a agentului încălzitor minimă pentru care sistemul începe să funcționeze. Se vede că sistemul cu $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ poate funcționa la o temperatură mai scăzută și cu o performanță mai ridicată decât sistemele cu $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$. Pentru temperaturi mai ridicate decât 122 °C, sistemele cu $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ au o performanță mai bună.

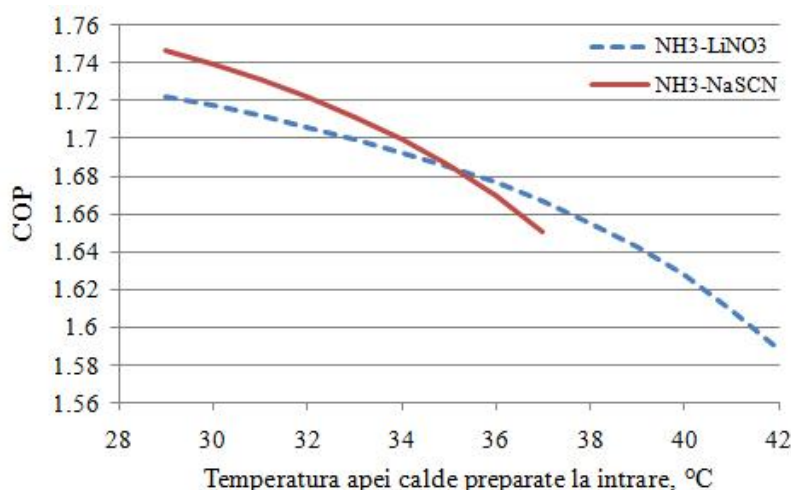


Figura 6.11: Variatia COP-ului pentru pompa de caldura cu NH₃-LiNO₃ și NH₃-NaSCN

Figura 6.11 arata comparația între COP-ului instalațiilor cu NH₃-LiNO₃ și NH₃-NaSCN în funcție de temperatura de intrare a apei calde preparate pentru temperatura agentului încălzitor de 122 °C. Sistemul cu NH₃-NaSCN funcționează cu o performanță mai ridicată pentru temperatura de intrare a apei calde mai mică decât 35 °C, dar acestea nu pot produce temperaturi mai mari de 37 °C deoarece diferența dintre concentrația soluției bogate și concentrația soluției sărace scade sub 5 %.

Comparația între COP-ul celor două sisteme în funcție de temperatura izvorului de căldură este arătată în Figura 6.12 pentru temperatura de intrare a agentului încălzitor de 122 °C și temperatura de condensare de 40 °C. Sistemul cu NH₃-NaSCN are COP-ul mai mare decât NH₃-LiNO₃ când temperatura izvorului de căldură crește.

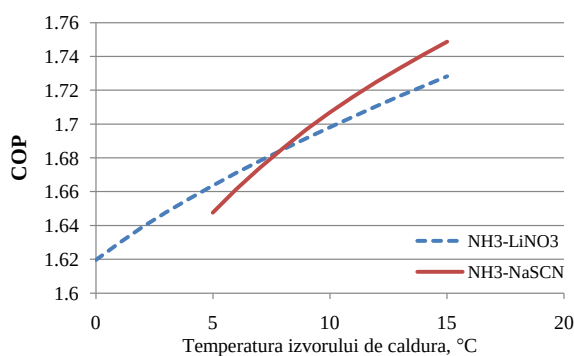


Figura 6.12: Variația COP-ului pentru pompe de caldura cu NH₃-LiNO₃ și NH₃-NaSCN

6.3. Analiza factorului de distribuție

Instalația cu dublu efect cu amoniac și azotat de litiu este foarte avantajoasă pentru aplicațiile cu temperaturi negative. În funcție de circulația soluției bogate care iese din absorbitor, există trei variante de instalații cu dublu efect: în serie, în paralel sau invers paralel. Studiile anterioare au arătat că performanța instalațiilor cu dublu efect în configurația paralel este mai ridicată decât a celor în configurația serie (Arun ș.a., 2001). De asemenea, domeniul în care variază parametrii de funcționare în instalația cu dublu efect în configurația paralel este depărtat fața de curba de cristalizare.

Parametru caracteristic instalației cu dublu efect în configurația paralel este factorul de circulație. Acesta reprezintă raportul între soluția bogată pompa la fierbătorul de înaltă presiune și întreaga soluție care iese din absorbitor.

În continuare se analiza factorul de distribuție corespunzător instalației cu absorbție cu dublu efect în configurație paralel cu soluție amoniac și azotat de litiu. Se studiază influența factorului de distribuție al soluției bogate asupra performanței instalației frigorifice cu absorbție cu dublu efect cu amoniac-azotat litiu.

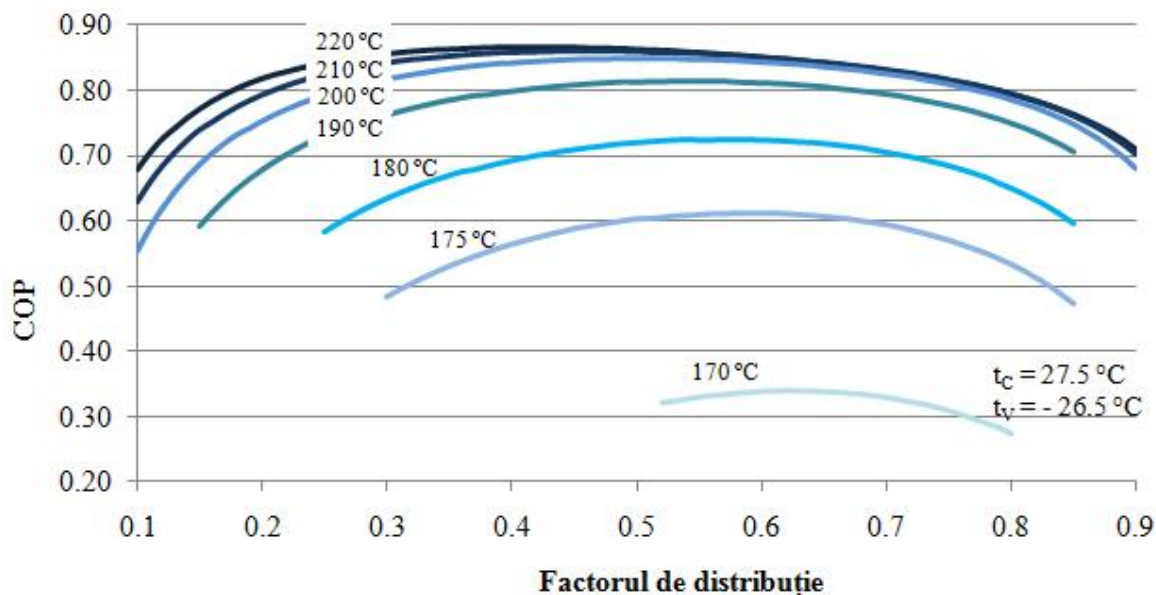


Figura 6.13 Influența factorului de distribuție asupra COP-ului

Figura 6.13 influența factorului de distribuție și a temperaturii agentului încălzitor al fierbătorului de înaltă presiune (F1) asupra COP-ului pentru temperaturi de condensare și

vaporizare constante. Se observa ca COP-ul crește cu temperatura agentului încălzitor. Pentru fiecare temperatura a agentului încălzitor, exista un factor de distribuție pentru care COP-ul este maxim. Pe măsură ce crește temperatura agentului încălzitor, factorul de distribuție ar trebui să scadă pentru a obține performanța maximă a sistemului. Pentru temperaturi scăzute ale agentului încălzitor, instalația poate funcționa numai cu factori de circulație mai mari decât 0,5.

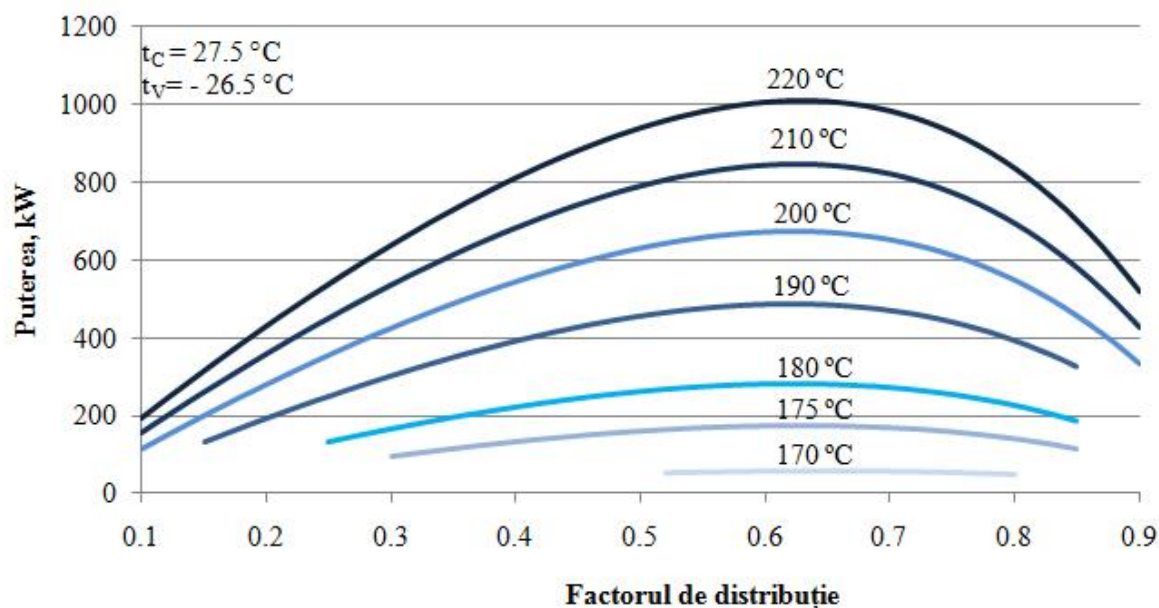


Figura 6.14 Influența factorului de distribuție asupra puterii de răcire

Figura 6.14 arată puterea de răcire în funcție de factorul de distribuție și temperatura agentului încălzitor pentru temperaturi de condensare și vaporizare constante. Cantitatea maximă de energie rece este produsă când factorul de distribuție este 0,65. Această valoare a factorului de distribuție este avantajoasă pentru temperaturi scăzute ale agentului încălzitor, chiar dacă pentru temperaturi mai ridicate ale agentului încălzitor COP-ul instalației este puțin mai scăzut.

6.4. Reglarea puterii frigorifice

Puterea frigorifică a instalației frigorifice depinde de temperaturile de intrare ale: apei de răcire, agentului răcit și a agentului încălzitor.

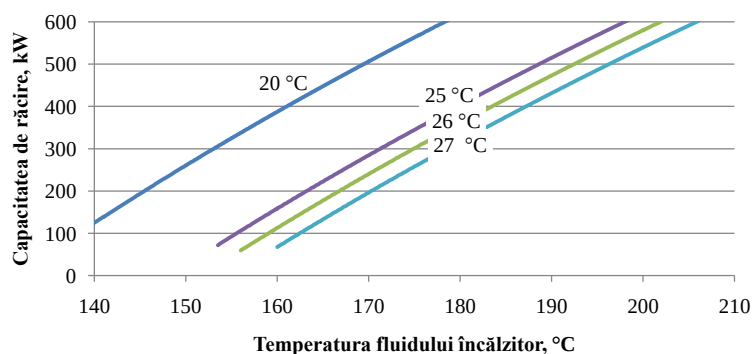


Figura 6.15: Capacitatea de răcire a instalației frigorifice

Figura 6.15 arată puterea de răcire a instalației frigorifice cu dublu efect cu soluție amoniac-azotat de litiu în funcție de temperatura fluidului încălzitor și temperatura de intrare a apei de răcire. Temperatura agentului răcit este menținută constantă la -20°C. Se observa ca puterea de răcire depinde liniar de temperatura fluidului încălzitor si temperatura apei de răcire.

Această relația între capacitatea de răcire si temperatura agentului încălzitor este foarte utilă pentru realizarea simulărilor în regim dinamic.

7. Instalațiilor cu absorbție solare pentru frig industrial

7.1. Instalații frigorifice solare cu stocare de energie

Instalațiile cu absorbție prezintă un interes crescut pentru cercetare atunci când sunt acționate de energii regenerabile cum este energia solară sau energia geotermală.

Instalațiile cu absorbție solare se compun din captatori solari, un sistem frigorific cu absorbție și un rezervor de stocare de energie.

Stocarea de energie se realizează într-un rezervor, plasat fie pe partea circuitului de apă caldă, fie pe partea agentului răcit.

Captatorii solari absorb radiația solară, o convertesc în căldură și transferă această căldură unui fluid (aer, apă sau ulei). Căldura este folosită pentru acționarea instalațiilor cu absorbție. Sunt mai multe tipuri de instalații cu absorbție care se pot folosi începând de la instalațiile cu amoniac-apă: într-o treaptă, în două trepte sau cu absorbție-resorbție, până la cele bazate pe soluția bromură de litiu-apă. Dintre toate acestea, instalația cu absorbție cu dublu efect ar fi cea mai bună soluție datorită coeficientului de performanță ridicat.

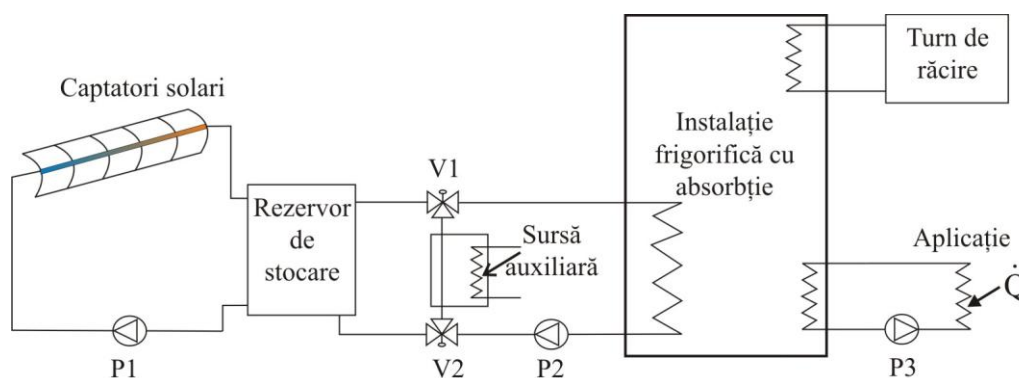


Figura 7.1: Instalație frigorifică solară cu rezerva de energie de temperatură înaltă

Figura 7.1 prezintă instalația cu absorbție solară cu stocare de energie de temperatură ridicată. Fierbătorul instalației frigorifice cu absorbție funcționează cu energie solară sau cu energie convențională folosind combustibil. Energia solară este absorbită de captatorii solari și

acumulată în rezervorul de stocare. Când temperatura din rezervorul de stocare este mai mică decât cea necesară acționării instalației cu absorbție, valvele V1 și V2 se poziționează astfel încât închid accesul de la rezervorul de stocare permițând circulația prin sursa auxiliară. Dacă temperatura rezervorului de stocare devine mai mare decât cea necesară fierbătorului instalației frigorifice cu absorbție, apa caldă circulă prin valvele V1 și V2 iar sursa auxiliară este oprită.

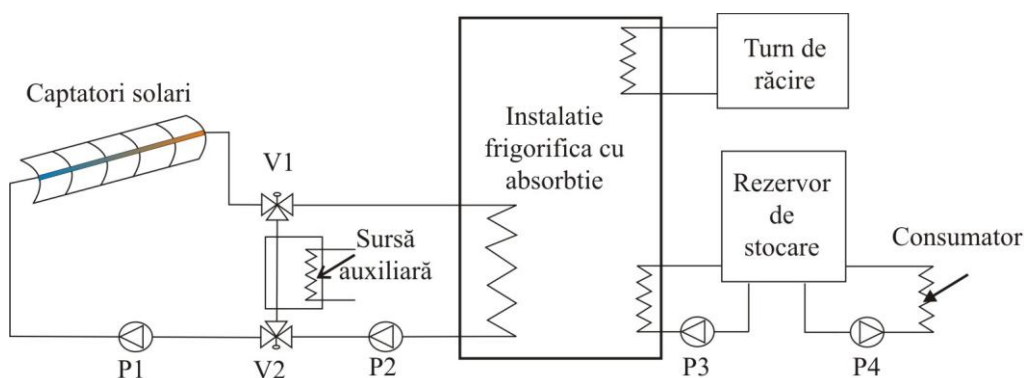


Figura 7.2: Instalația frigorifică solară cu rezerva de energie de temperatură scăzută

Figura 7.2 prezintă instalația cu absorbție solară cu stocare de energie de temperatură scăzută. Captatorii solari absorb radiația solară, o convertesc în căldură și transferă această căldură agentului termic care circulă prin captator. Agentul termic conduce energia solară colectată de captatori la fierbătorul instalației cu absorbție cu dublu efect. În perioada când insolația solară este maximă, instalația frigorifică cu absorbție produce atât frigul necesar consumatorului cât și o cantitate suplimentară care se stochează în rezervorul de stocare. În perioada în care energia solară nu este suficientă, consumatorul folosește și frigul din rezervorul de stocare de energie. Când energia solară nu este disponibilă și nu există nici frig stocat, instalația frigorifică este alimentată de la sursa auxiliară.

Există în principiu, două tipuri de captatori solari: plani și concentrați. Captatorii solari cilindrico-parabolici pot produce temperaturi între 90 și 400 °C. Aceștia sunt constituiți din oglinzi lungi curbate transversal pe un profil de parabolă concentrând fluxul radiației solare pe un tub absorbant situat pe linia focală [Figura 7.3]. Lungimea acestui tip de colectoare este cuprinsă în funcție de tip între 20 și 150 metri. Tubul absorbant este constituit dintr-o țevă de metal acoperită în exterior cu un strat absorbant și prin care curge agentul termic și care este în interiorul unui alt tub fabricat din sticlă de borosilicat rezistent la acțiuni mecanice și

chimice fiind acoperit de un strat antireflectorizant. Între cele două tuburi este creat vid pentru a reduce pierderile prin convecție.



Figura 7.3: Captator solar cilindrico-parabolic

Captatorii solari cilindrico-parabolici au un singur grad de libertate, iar rotația acestora se realizează doar în jurul axei focale. Oglinzile parabolice pot fi așezate pe direcția N-S sau E-W. Așezarea N-S colectează mai multă energie vara și mai puțină iarnă. De obicei într-un an, așezarea N-S colectează mai multă energie decât așezarea E-W. Eficiența acestor captatorii solari a fost determinată aproximativ 75% pentru diferența de temperatură între temperatura de intrare a fluidului în captatori și temperatura mediului exterior între 0 și 90 °C (Kalogirou, 2004).

În general, disponibilul de energie solară nu corespunde cu necesarul de răcire. Pentru a potrivi disponibilul de energie solară cu necesarul de răcire, este necesară o acumulare de energie. Aceasta stocare legată cu distribuția de căldură sau răcire, necesită gradienti de temperatură suplimentari.

Instalația frigorifică produce necesarul de răcire pentru climatizarea unui spațiu și menținerea la temperatura scăzută a unor produse alimentare dintr-un complex comercial. Sarcina de răcire prezintă un maxim de 600 kW în timpul zilei și un minim de 100 kW pe timpul nopții. Consumatorul necesită temperatura de -15 °C. Fiind vorba de temperaturi de vaporizare negative, se folosește amoniacul ca agent frigorific și sarea azotat de litiu ca absorbant.

Simulările numerice au fost realizate cu date climatice reale din Napoli, oraș situat în sudul Italiei la latitudinea de 40.50° . Această zonă are un climat mediteranean cu ierni blânde și umede și veri calde și uscate. Valorile radiației solare măsurate pe o suprafață orizontală din oră în oră în Napoli au fost utilizate ca date de intrare pentru simulare. Radiația solară directă primită de captatorul solar cilindrico-parabolic este obținută prin înmulțirea unghiului de incidență cu radiația solară directă primită pe suprafață. Unghiul de incidență este calculat pentru orientarea N-S.

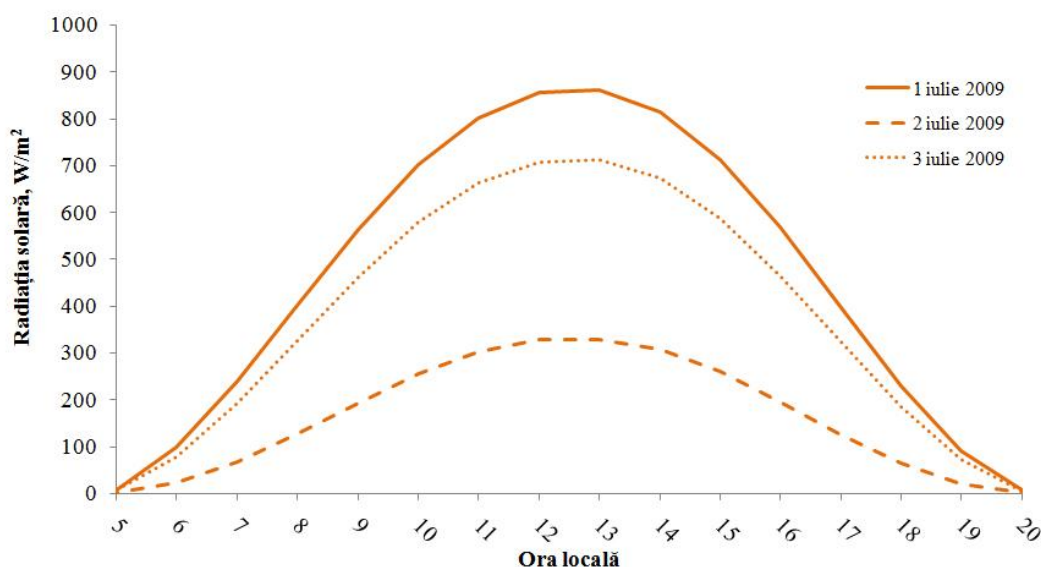


Figura 7.4: Radiația solară directă pe suprafața captatorilor solari

7.2. Performanța instalației frigorifice cu dublu efect

În Figura 7.5 este prezentată instalația cu absorbție cu dublu efect cu soluție amoniac săruri care este însoțită de o stocare de frig.

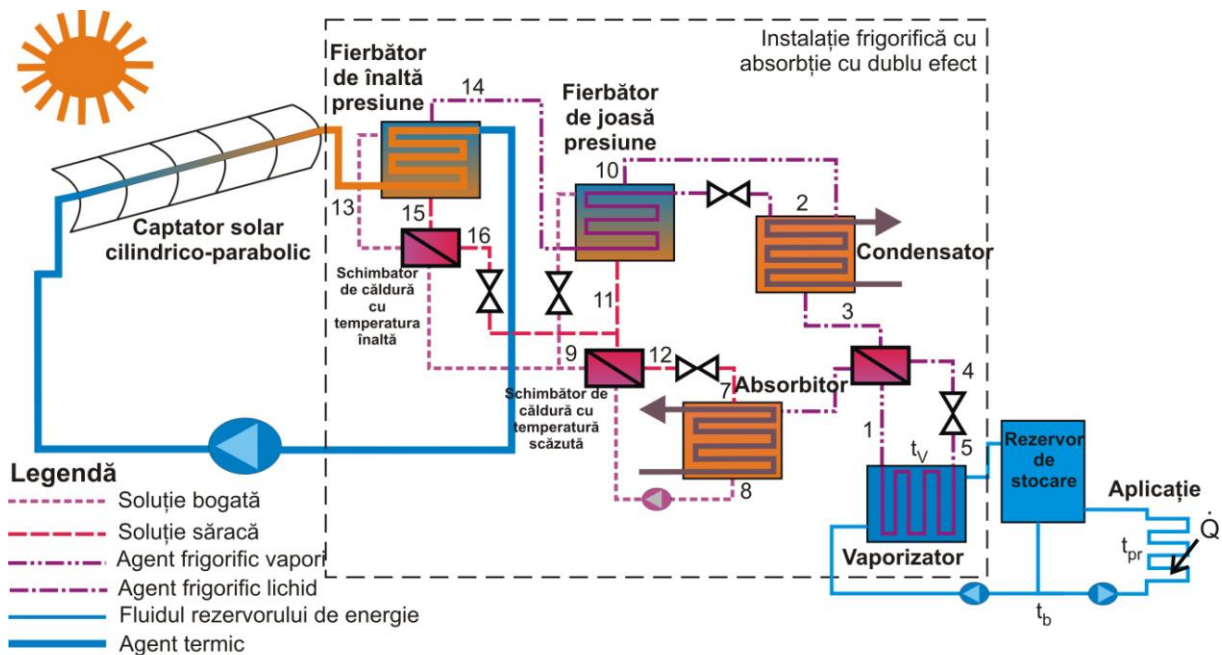


Figura 7.5: Instalația frigorifică cu dublu efect cu rezerva de energie de temperatură scăzută acționată cu energie solară

Sistemul funcționează în următoarele regimuri:

- în perioada în care există energie solară, se face acumularea de frig și cedare către consumator
- în perioadă în care nu există energie solară se face cedarea de frig către consumator din rezervorul de stocare. Astfel rezervorul de stocare trebuie să aibă o capacitate mare pentru a asigura necesarul de răcire pe timpul nopții și pentru intervalul în care energie solară nu este suficientă (dimineața, seara).

Stocarea de frig se poate realiza:

- pe baza subrăcirii lichidului: soluții apă-sare, apă-etilen glicol, prin utilizarea căldurii sensibile ($\dot{m}c_p\Delta t$)
- pe baza înghețării parțiale a lichidului prin utilizarea căldurii latente de îngheț gheata binara ($\dot{m} \cdot r$)

Stocarea gheții se poate realiza într-un rezervor de stocare ce conține o serpentină prin care circula soluția răcită, imersată în apă astfel încât la exteriorul serpentinei se formează gheața.

O altă variantă de stocare a gheții este sistemul Cryogel care utilizează bile de plastic, pline cu apă, plasate într-un rezervor alimentat cu o soluție cu punctul de congelare negativ. Astfel se

formează gheata în bile în perioada de stocare care permite, ulterior, acoperirea sarcinii frigorifice a unui consumator, prin topirea gheții din bile.

Se studiază performanța instalației frigorifice cu absorbție cu soluție $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$ acționată cu energie solară. Funcționarea acestei instalații este influențată de datele vremii.

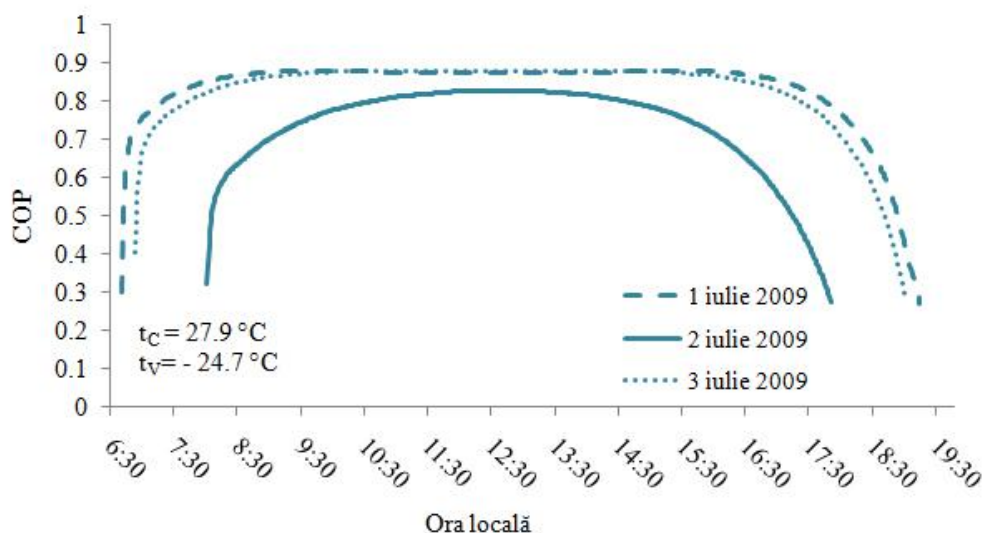


Figura 7.6 - Variația COP-ului pentru instalația frigorifică cu absorbție cu dublu-efect pentru condițiile meteorologice din Napoli

Figura 7.6 arată variația COP-ului în funcție de ora locală pentru 3 zile pentru temperatura de condensare de aproximativ $28\text{ }^{\circ}\text{C}$ și temperatura de vaporizare de aproximativ $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Se observă că instalația funcționează cu o performanță ridicată pentru valori mari ale radiației solare.

7.3. Analiza modalităților de stocare

S-au realizat simulări numerice pentru ambele variante de stocare: acumularea fie pe circuitul de apă caldă sau fie pe circuitul agentului răcit.

7.3.1. Stocarea pe partea circuitului agentului răcit

Figura 7.7 arată cum variază puterea fierbătorului și a vaporizatorului pentru cele trei zile considerate din luna iulie. Se observă că, în ziua cu radiație solară scăzută, capacitatea de răcire este redusă semnificativ. Aceste variații ale capacității de răcire trebuie acoperite de

rezervorul de acumulare. De aceea, rezervorul de stocare trebuie să fie proiectat pentru a se potrivi cu aceste schimbări mari în capacitatea de răcire.

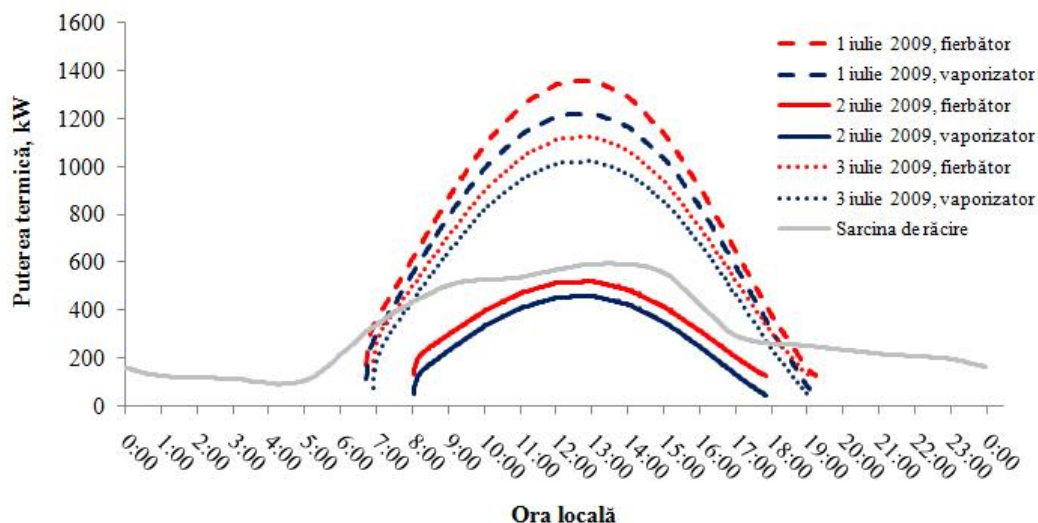


Figura 7.7: Variația puterii fierbătorului și a vaporizatorului pentru instalația cu absorbție solară pentru condițiile de radiație din Napoli

Rezervorul de stocare de frig folosește soluție CaCl_2 și apă (căldura specifică este 2.7 kJ/kgK), folosind numai căldura sensibilă pentru răcire. Figura 7.8 arată variația temperaturii a rezervorului de stocare pe parcursul a trei zile. În prima zi, temperatura inițială a rezervorului este -20°C . Fiind vorba de o zi cu radiație solară ridicată, se observă că temperatura rezervorului scade în timpul zilei ajungând la valoarea de aproximativ -40°C .

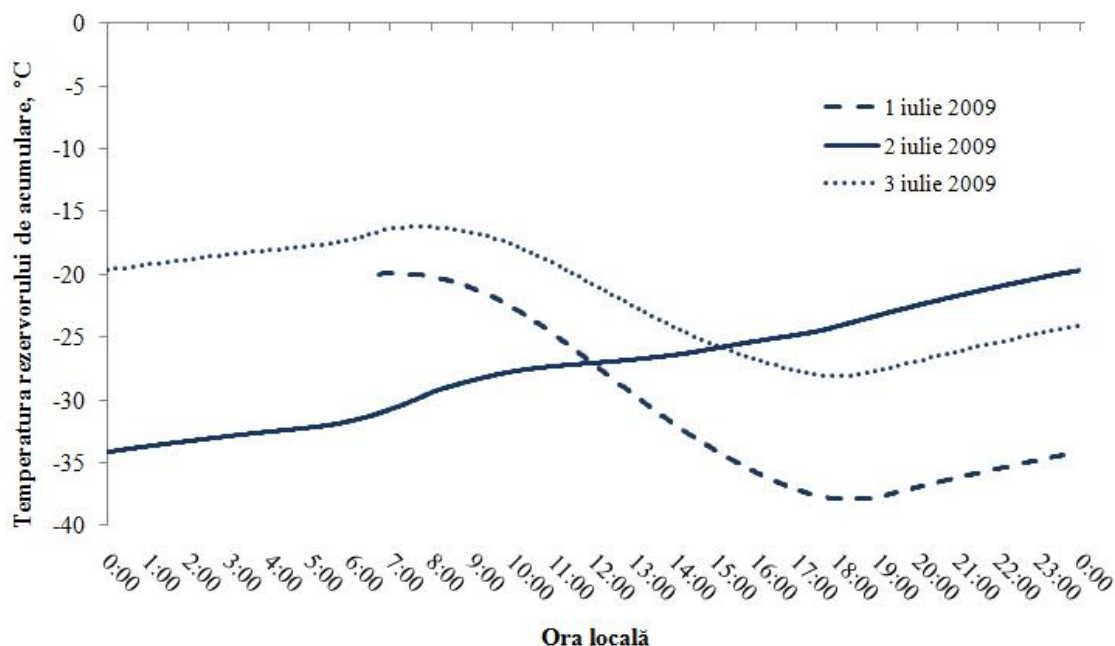


Figura 7.8: Variația temperaturii rezervorului de acumulare cu temperatura scăzută

În cazul în care instalația nu dispune de sursa suplimentară, iar rezervorul de stocare folosește numai căldură sensibilă pentru răcire și trebuie să asigure sarcina de răcire în perioada în care energia solară este insuficientă sau inexistentă, volumul rezervorului este de 394 m^3 . Aceasta valoare este foarte mare și ar putea fi diminuată dacă rezervorul ar folosi căldura latentă.

7.3.2. Stocarea pe partea circuitului de apă caldă

Figura 7.9 prezintă rezultatele obținute pentru ziua de 1 iulie când se folosește o suprafață de 1200 m^2 de captatori solari. Energia folosită pentru sursa auxiliară este reprezentată cu linia de culoare roșie. Sursa auxiliară funcționează până în jurul orei 9:15 dimineața, după care instalația funcționează cu energie solară. Se observă că în mijlocul zilei, energia solară reprezentată cu linia de culoare albastră este mai mare decât energia de care are nevoie instalația reprezentată cu linia punctată de culoare verde. Energia stocată în rezervor, este folosită seara până la 20:00, după care se observă o funcționare intermitentă a sursei auxiliare. În aceste condiții coeficientul de performanță variază între 0,45 și 0,80.

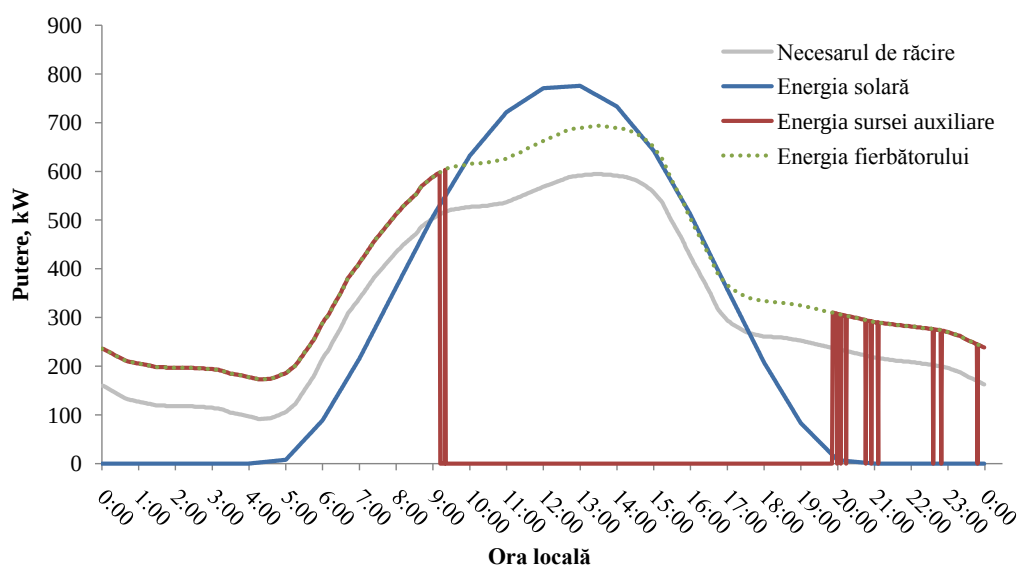


Figura 7.9: Energia solară, necesarul de răcire, puterea de acționare a instalației cu absorbție și energia sursei adiționale

Variația temperaturii rezervorului cu apă caldă este ilustrată în Figura 7.10. Temperatura necesară fierbătorului instalației frigorifice cu dublu efect este între 160 și 210 °C.

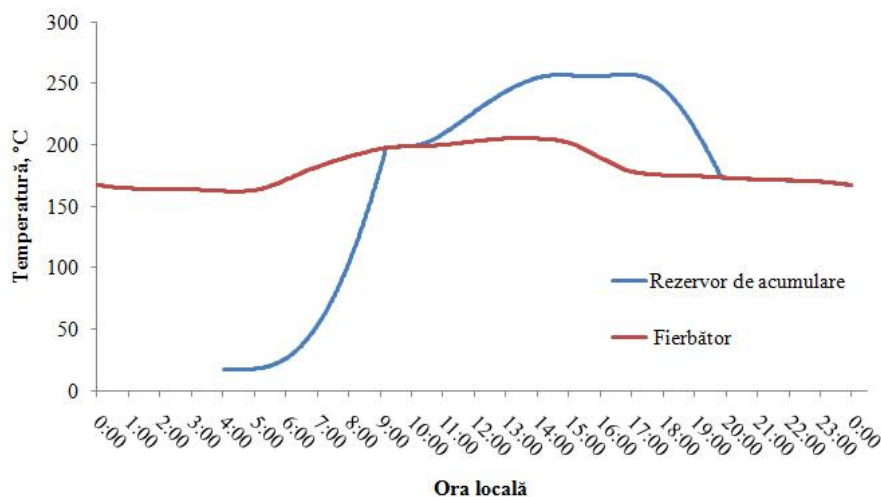


Figura 7.10: Variația temperaturii rezervorului de acumulare și a temperaturii necesară fierbătorului instalației frigorifice cu absorbție

Fracția solară reprezintă raportul dintre energia asigurată de captatorii solari și totalul de energie consumat:

$$f = \frac{\dot{Q}_{solar}}{\dot{Q}_{solar} + \dot{Q}_{aux}} \quad 7.1$$

În continuare se studiază relația între dimensiunea rezervorului de stocare cu apă caldă și procentul de energie asigurată de captatorii solari.

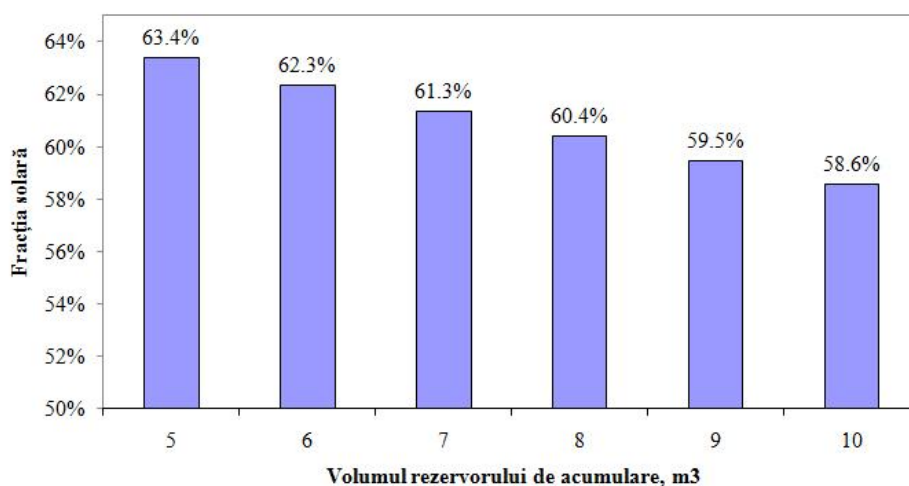


Figura 7.11: Procentul de energie asigurată de captatorii solari

Figura 7.11 arată procentul de energie asigurată de captatorii solari pentru diferite mărimi ale rezervorului de acumulare de apă caldă. Valorile fracției solare sunt între 58% și 64%, indicând faptul că energia preluată cu ajutorul captatorilor solari este semnificativă. Se observă că

procentul scade cu cât mărimea rezervorului crește. Acest lucru se întâmplă deoarece atunci când rezervorul de stocare este mai mare are nevoie de o perioadă mai lungă pentru a ajunge la temperatura necesară fierbătorului din instalația frigorifică cu absorbție cu dublu efect, iar în această perioadă se folosește numai sursa suplimentară bazată pe combustibil. În aceste condiții varianta de stocare pe parte partea circuitului de apă de caldă este mult mai avantajoasă datorită volumului redus al rezervorului.

8. Optimizarea proiectării echipamentelor

8.1. Proiectarea absorbitorului

Dimensionarea absorbitorului pelicular orizontal se face pe baza unui calcul iterativ, adaptat pentru un schimbător de căldură multitubular orizontal cu circulația peliculară a soluției peste fascicolul de țevi în care are rol încălzirea apei.

Inițial se determină suprafața de transfer de căldură pentru un singur tronson, după care se găsește numărul real de tronsoane ținând cont de suprafața necesară.

Densitatea de stropire este un parametru important care influențează procesul de absorbție. Pentru absorbitorul pelicular orizontal, densitatea de stropire se calculează cu relația:

$$\sigma_s = \frac{\dot{m}_{s,med}}{2 \cdot n_c \cdot L} \quad [\text{kg/mh}] \quad 8.1$$

Proprietățile termofizice ale soluției se determină pe baza temperaturii și concentrației medii. Vâscozitatea cinematică, căldura specifică și densitatea pentru apa se determină pe baza temperaturii medii.

Coeficientul convectiv de transfer de căldură între soluție și pereții țevelor de apă se determină cu ecuația criterială a lui Sexauer folosită pentru o placă verticală echivalentă în acest caz cu rândul de țevi suprapuse peste care se scurge pelicula de soluție:

$$Nu_s = \frac{\alpha_s \cdot H}{\lambda_s} = 137 \cdot H^{0,935} \cdot Re_s^{0,5} \cdot Pr^{0,15} \quad 8.2$$

iar H este înălțimea peliculei de soluție și se calculează astfel:

$$H = \delta \cdot n_s \cdot N_{TR} \quad [\text{m}] \quad 8.3$$

în care δ este pasul dintre țevi, n_s numărul de țevi suprapuse și N_{TR} numărul de tronsoane.

Coeficientul convectiv de transfer de căldură al apei care se încălzește în țevi se determină cu relația lui Miheev (Hera, 2009):

$$Nu_w = \frac{\alpha_w \cdot d_i}{\lambda_w} = 0,023 \cdot Re_w^{0,8} \cdot Pr_w^{0,4} \quad 8.4$$

Pentru realizarea unui transfer de căldură cât mai bun și a unei pierderi de sarcină scăzute se recomandă ca viteza apei să fie cuprinsă între valorile 0,5 și 2 m/s.

8.2. Program de calcul pentru dimensionarea absorbitorului

Parametrii de intrare ai programului de calcul pentru dimensionarea absorbitorului sunt: puterea termică, densitatea de stropire, σ_s , lungimea țevelor, L , diametrul, d_e și pasul dintre ele, t .

Dimensionarea absorbitorului orizontal pelicular

Tipul de teava: 28x3 Lungimea: 2 m

Densitatea de stropire: 100 kg/mh Pasul: 1.3

Calculeaza

θ_{tm} : 7.22 °C t_{max} : 46.9 °C

nc: 27 ns: 29

Proprietatile fizice ale solutiei pentru temperatura: 40 °C concentratia: 0.465

λ : 0.48 kcal/mhgrad cp: 1.10 kcal/kgC γ : 0.83 kg/l μ : 80 10^6 kgf s/m2

Nu: 1134.6 α : 599.9 W/m²K

Proprietatile fizice ale apei pentru temperatura: 31.665 °C

Pr: 4.38 v: 0.776 λ : 0.627 W/mK ρ : 995.08 kg/m³

Re: 15434.68 α_{apa} : 2657.1 W/m²K

Debitul volumic de apa: 0.027 m3/s Viteza apei: 0.091 m/s

Suprafata necesara: 243.79 m² Suprafata reala: 137.75 m²

Nr. de treceri: 6

Nr. de tronsoane: 2

Suprafata necesara: 251.77 m² Suprafata reala: 275.51 m²

Figura 8.1: Interfața programului de dimensionare

Se consideră că absorbitorul pompei de căldură cu soluție amoniac apă este fabricat din oțel având conductivitatea termică de 55 W/mK. Pe partea apei calde se depune un strat de piatră a cărui grosime depinde de calitatea apei și de modul de întreținere. Modelul de calcul folosește valoarea de 0,5 mm pentru această grosime și valoarea de 2 W/mK pentru conductivitatea lui termică.

Coeficientul global de transfer de căldură depinde de construcția absorbitorului, de coeficienții de transfer termic convectiv ai fluidelor și de transferul conductiv prin materialele care le separă. Modelul de calcul folosește relația simplificată pentru transferul de căldură prin pereții plani, paraleli.

Schema logică pentru dimensionarea absorbitorului orizontal pelicular este prezentată în Figura 8.2.

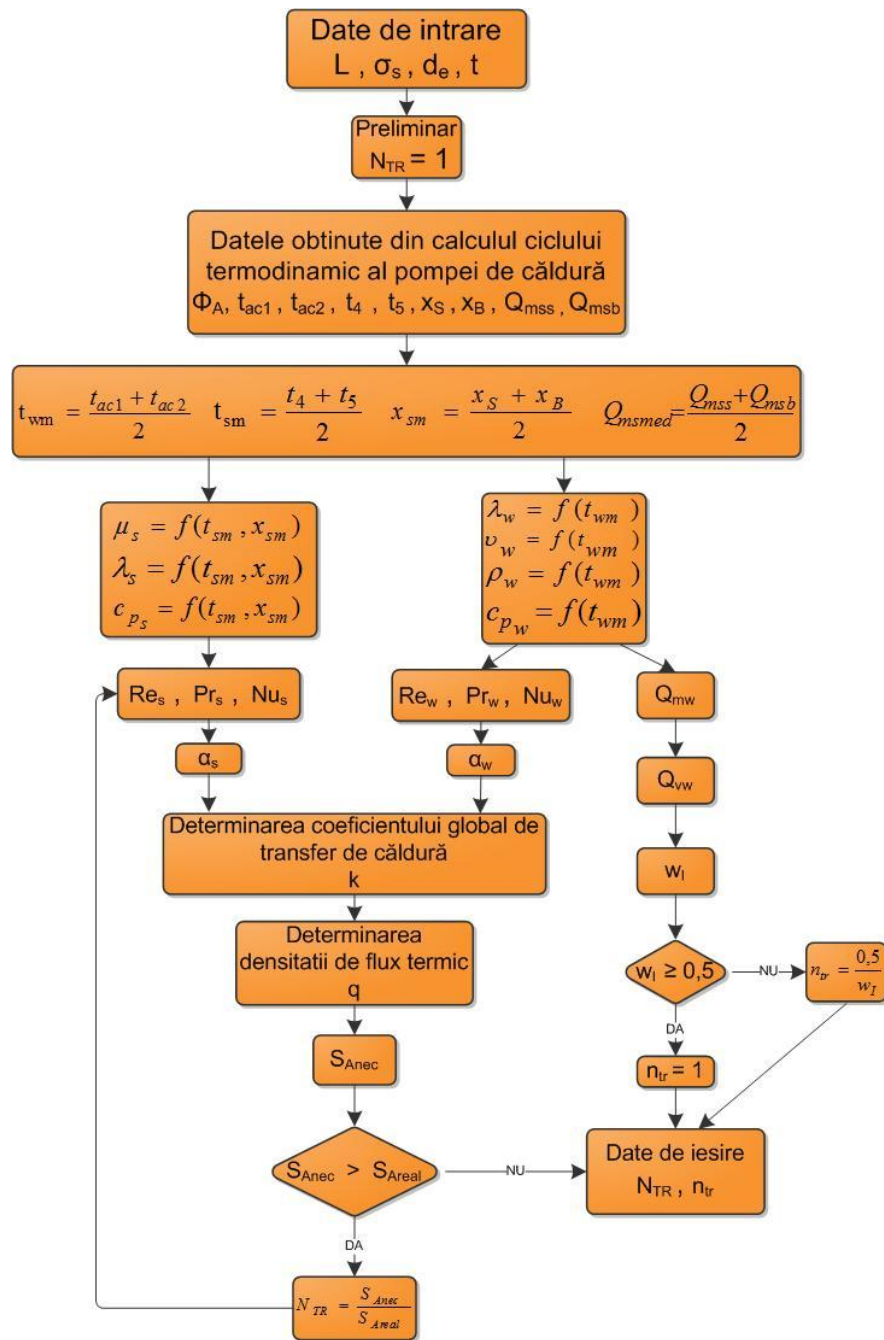


Figura 8.2: Schema logică pentru dimensionarea absorbitorului orizontal pelicular

8.3. Optimizarea constructivă

Modelul de calcul permite o optimizare a construcției absorbitorului, servind specialiștilor din domeniu la proiectarea cât mai economică a acestui echipament. Optimizarea constructivă se realizează în funcție de puterea termică a absorbitorului, lungimea țevelor, diametrul și pasul de așezare a lor și densitatea de stropire. Scopul optimizării este obținerea unui absorbitor cât mai compact, realizat cu un număr minim de tronsoane suprapuse, de diametru minim. Astfel au fost luate în calcul următoarele date:

- puterea termică a absorbitorului: 250...1000 kW;
- densitatea de stropire: 100... 150 kg/mh;
- diametrul țevelor: 20 ... 42 mm;
- pasul de așezare: $1,2 \cdot d_e \dots 1,4 \cdot d_e$;
- lungimea: 2 ... 6 m.

Densitatea de stropire [kg/mh]	Lungimea [m]	Diametrul țevelor [mm]	n_c	n_s	De [m]	Nr. treceri	Nr. tronsoane
75	2	20x1	12	13	0.46	3	5
	3		8	8	0.32	3	8
	4		6	6	0.24	3	10
	5		5	5	0.21	3	11
75	2	25x2,5	12	13	0.57	3	4
	3		8	8	0.39	2	6
	4		6	6	0.30	2	8
	5		5	5	0.25	2	9
75	2	30x3	12	13	0.68	4	4
	3		8	8	0.46	2	6
	4		6	6	0.35	2	7
	5		5	5	0.30	2	8
75	2	34x3	12	13	0.77	6	3
	3		8	8	0.52	3	5
	4		6	6	0.39	2	6
	5		5	5	0.33	2	7
75	2	38x3	12	13	0.86	7	3
	3		8	8	0.58	3	5
	4		6	6	0.44	2	6
	5		5	5	0.29	2	6
75	2	42x3	12	13	0.94	9	3
	3		8	8	0.64	4	4
	4		6	6	0.48	3	5
	5		5	5	0.40	2	6

Tabel 8.1: Datele constructive ale absorbitorului cu puterea de 250 kW

Tabel 8.1 prezintă rezultatele obținute pentru dimensionarea absorbitorului multitubular orizontal cu puterea termică de 250 kW folosind o densitate de stropire de 75 kg/mh pentru diferite lungimi și diametre ale țevelor. S-au calculat numărul de coloane de țevi, notat cu n_c și

numărul de straturi de țevi, notat cu n_s , diametrul exterior, numărul de treceri și numărul de tronsoane. Se observă că numărul de treceri crește cu scăderea vitezei apei de răcire influențată de creșterea numărului de țevi și a diametrului lor.

Rezultatele obținute pentru dimensionarea unui absorbitor cu puterea termică de 500 kW pentru o densitate de stropire de 100 kg/mh sunt prezentate în Tabelul 2. Se observă că diametrul țevelor ales și lungimea aparatului impusă, influențează numărul de tronsoane. Creșterea diametrului țevelor determină scăderea numărului de tronsoane.

Tabel 8.2: Datele constructive ale absorbitorului cu puterea de 500 kW

Densitatea de stropire [kg/mh]	Lungimea [m]	Diametrul țevelor [mm]	n_c	n_s	De [m]	Nr. treceri	Nr. tronsoane
100	2	20x1	18	19	0.69	3	4
	3		12	13	0.46	2	6
	4		9	9	0.35	2	8
	5		7	7	0.28	2	10
100	2	25x2,5	18	19	0.85	3	4
	3		12	13	0.57	2	5
	4		9	9	0.44	2	7
	5		7	7	0.34	2	9
100	2	30x3	18	19	1.01	5	3
	3		12	13	0.68	2	4
	4		9	9	0.52	2	6
	5		7	7	0.41	2	7
100	2	34x3	18	19	1.15	6	3
	3		12	13	0.77	3	4
	4		9	9	0.58	2	5
	5		7	7	0.46	2	7
100	2	38x3	18	19	1.28	8	3
	3		12	13	0.86	4	4
	4		9	9	0.65	2	5
	5		7	7	0.39	2	6
100	2	42x3	18	19	1.41	10	2
	3		12	13	0.94	5	3
	4		9	9	0.71	3	4
	5		7	7	0.56	2	6

Pentru aceeași densitate de stropire de 100 kg/mh, construcția optimă a absorbitorului multitubular orizontal pelicular cu puterea termică de 500 kW se realizează cu țevi de diametru 42x3 mm și lungimea de 2 m având pasul între ele de 54,6 mm și folosind două tronsoane.

În Tabel 8.3 se prezintă datele rezultate în urma variației densității de stropire la aceeași putere termică de 500 kW, corespunzătoare diametrelor de țevi de 34x3, 38x3 și 42x3 mm

care au condus la numărul minim de tronsoane în tabelul precedent. Se observă ca numărul de tronsoane crește odată cu densitatea de stropire.

Tabel 8.3: Datele constructive ale absorbitorului cu puterea 500 kW pentru diferite densități de stropire

Densitatea de stropire [kg/mh]	Lungimea [m]	Diametrul țevilor [mm]	n_c	n_s	De [m]	Nr. treceri	Nr. tronsoane
125	2	34x3	14	15	0.90	4	4
	3		10	10	0.64	2	5
	4		7	7	0.46	1	8
	5		6	6	0.39	1	8
125	2	38x3	14	15	1.00	5	4
	3		10	10	0.72	3	5
	4		7	7	0.51	2	7
	5		6	6	0.44	1	8
125	2	42x3	14	15	1.10	6	3
	3		10	10	0.79	3	5
	4		7	7	0.56	2	6
	5		6	6	0.48	2	7
150	2	34x3	12	13	0.77	3	5
	3		8	8	0.52	2	7
	4		6	6	0.39	1	10
	5		5	5	0.33	1	11
150	2	38x3	12	13	0.86	4	4
	3		8	8	0.58	2	7
	4		6	6	0.44	1	9
	5		5	5	0.37	1	10
150	2	42x3	12	13	0.94	5	4
	3		8	8	0.64	2	6
	4		6	6	0.48	2	8
	5		5	5	0.40	1	9

Analizând densitățile de stropire diferite, construcția optimă a unui absorbitor multitubular orizontal pelicular cu puterea de 500 kW se realizează cu densitatea de stropire minimă de 100 kg/mh folosind țevi de 42x3 mm cu lungimea de 2 m.

Creșterea puterii termice de la 500 kW la 750 kW pentru aceleași țevi, lungime și aceeași densitate de stropire determină creșterea numărului de țevi și scăderea numărului de tronsoane.

Construcția optimă pentru un absorbitor de 750 kW realizată cu două tronsoane de diametru minim și o densitate de stropire de 100 kg/mh folosește țevi cu diametru de 30x3 mm și lungimea de 2 m [Tabel 8.4].

Tabel 8.4: Datele constructive ale absorbitorului cu puterea de 750 kW

Densitatea de stropire [kg/mh]	Lungimea [m]	Diametrul tevilor [mm]	n _c	n _s	De [m]	Nr. treceri	Nr. tronsoane
100	2	20x1	27	29	1.02	4	3
	3		18	19	0.69	2	4
	4		14	15	0.54	2	5
	5		11	12	0.43	2	6
100	2	25x2,5	27	29	1.26	5	3
	3		18	19	0.85	2	4
	4		14	15	0.67	2	4
	5		11	12	0.53	2	5
100	2	30x3	27	29	1.51	7	2
	3		18	19	1.01	3	3
	4		14	15	0.79	2	4
	5		11	12	0.63	2	4
100	2	34x3	27	29	1.71	9	2
	3		18	19	1.15	4	3
	4		14	15	0.90	3	3
	5		11	12	0.71	2	4
100	2	38x3	27	29	1.91	12	2
	3		18	19	1.28	6	3
	4		14	15	1.00	4	3
	5		11	12	0.58	2	4
100	2	42x3	27	29	2.10	15	2
	3		18	19	1.41	7	2
	4		14	15	1.10	4	3
	5		11	12	0.87	3	3

Tabel 8.5 prezintă datele obținute pentru dimensionarea unui absorbitor cu puterea termică de 1000 kW folosind o densitate de stropire de 100 kg/mh. Se observă că numărul de tronsoane prevăzute absorbitorului crește cu lungimea sa și cu scăderea numărului de țevi. Creșterea puterii termice produce un număr scăzut de tronsoane folosind un număr ridicat de țevi.

Rezultatele arată că numărul de tronsoane crește odată cu densitatea de stropire și cu lungimea absorbitorului, în timp ce creșterea diametrului de țevă determină scăderea numărului de tronsoane. Absorbitorile compacte care se realizează cu un număr minim de tronsoane suprapuse și au un diametru minim sunt cele cu puterea termică cea mai mare.

Tabel 8.5: Datele constructive pentru un absorbitor cu puterea 1000 kW

Densitatea de stropire [kg/mh]	Lungimea [m]	Diametrul tevilor [mm]	n_c	n_s	De [m]	Nr. treceri	Nr. tronsoane
100	2	20x1	35	38	1.32	5	2
	3		24	26	0.92	3	3
	4		18	19	0.70	2	4
	5		14	15	0.55	1	5
	6		12	13	0.48	1	6
100	2	25x2,5	35	38	1.65	6	2
	3		24	26	1.14	3	3
	4		18	19	0.86	2	4
	5		14	15	0.68	1	5
	6		12	13	0.59	1	6
100	2	30x3	35	38	1.97	9	2
	3		24	26	1.36	4	2
	4		18	19	1.03	3	3
	5		14	15	0.81	2	4
	6		12	13	0.70	1	4
100	2	34x3	35	38	2.22	12	2
	3		24	26	1.54	6	2
	4		18	19	1.16	3	3
	5		14	15	0.91	2	3
	6		12	13	0.79	2	4
100	2	38x3	35	38	2.48	15	2
	3		24	26	1.71	7	2
	4		18	19	1.29	4	3
	5		14	15	1.01	3	3
	6		12	13	0.87	2	4
100	2	42x3	35	38	2.74	19	1
	3		24	26	1.89	9	2
	4		18	19	1.42	5	2
	5		14	15	1.12	3	3
	6		12	13	0.96	3	3

Construcția optimă a absorbitorului ce are un număr minim de tronsoane se realizează la densități de stropire scăzute folosind un număr de țevi ridicat cu diametre mari și lungime scăzută. Număr de tronsoane rezultat este scăzut pentru absorbitoarele cu puteri termice ridicate care folosesc un număr mare de țevi.

9. Concluzii, contribuții, perspective de cercetare

9.1. Concluzii

Lucrarea prezentată conține analize teoretice și experimentale din domeniu, desfășurate în țară și străinătate. Cercetările au fost orientate pentru creșterea eficienței energetice a instalațiilor frigorifice cu absorbție prin utilizarea unor cicluri ameliorate, cum este cel cu dublu efect și folosirea unor noi soluții de lucru. De asemenea s-a căutat perfecționarea echipamentului printr-o analiza de dimensionare optimă pentru un absorbitor multitubular orizontal.

Folosind limbajul de programare C#, au fost dezvoltate programe de calcul pentru instalațiile frigorifice în soluție amoniac-apă într-o treaptă și pentru cele cu simplu și dublu efect, cu $\text{LiBr-H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$ și $\text{NH}_3 - \text{NaSCN}$. Modelele matematice au fost validate satisfăcător cu datele experimentale disponibile, putând constitui un pachet de programe utilizate de specialiștii din domeniu pentru proiectarea și optimizarea instalațiilor frigorifice cu absorbție. Cu aceste modele, s-a analizat funcționarea instalațiilor în diferite condiții, urmărind dependența coeficientului de performanță de condițiile de lucru și limitele de funcționare ale instalațiilor.

S-a analizat teoretic pe baza programelor de calcul validate cu date experimentale procurate fie din literatura de specialitate fie de la instalațiile cu absorbție de la un grup de trigenerare (Fabrica Spicu-București) sau de la cele din laboratorul catedrei de Termotehnică din UTCB.

Noutatea principală a lucrării o reprezintă folosirea în instalațiile frigorifice cu absorbție a soluțiilor de săruri cu amoniac ca fluid frigorific, extinzând astfel domeniu de aplicație și pentru temperaturi negative.

Sistemele cu absorbție cu soluții $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$ și $\text{NH}_3 - \text{NaSCN}$ reprezintă o alternativă promițătoare pentru utilizarea energiei solare și a căldurii deșeu ca energie de acționare datorită temperaturilor scăzute necesare pentru fluidul încălzitor.

Cercetările din această teză au arătat că instalația frigorifică cu dublu efect în configurație paralel care funcționează cu soluție $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$ prezintă o valoare optimă a raportului de

distribuție a soluției bogate, pentru care puterea de răcire prezintă un maxim. Raportul de 0,65 figurează a fi cea mai avantajoasă.

Energia solară poate constitui o sursă de alimentare a instalațiilor frigorifice cu absorbție, utilizând captatori solari plani pentru instalația cu simplu efect sau captatori solari cu concentrarea radiației pentru varianta cu dublu efect. În această lucrare s-a analizat o instalație frigorifică pentru o aplicație industrială cu temperaturi negative, în varianta absorbție cu dublu efect cu săruri și amoniac. Sistemele care folosesc soluțiile $\text{NH}_3 - \text{LiNO}_3$ și $\text{NH}_3 - \text{NaSCN}$ au o performanță mai ridicată decât cele clasice cu soluție $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ și spre deosebire de acestea nu necesită rectificarea amoniacului. Pentru acționare este necesară o temperatură a agentului încălzitor mai ridicată decât la sistemele cu simplu efect. De aceea trebuie utilizați captatori cilindrico parabolici care au un randament foarte bun.

Având în vedere discontinuitatea atât a producerii energiei solare cât și a necesarului de frig, este necesară acumularea de energie fie pe partea circuitului de apă caldă, fie pe partea circuitului agentului răcit. S-au realizat simulări numerice pentru ambele variante de stocare. Când stocarea de frig folosește doar căldura sensibilă, se preferă stocarea pe partea apei calde datorită volumului mai mic de stocare. Dacă se folosește căldura latentă de îngheț/dezghet prin reducerea substanțială a volumului de stocare, această variantă devine mai economică.

Program de calcul dezvoltat a fost folosit pentru determinarea parametrilor termodinamici ai ciclului unei pompe de căldură cu absorbție: temperatura, presiune, entalpie masică și concentrație și a parametrilor de proces. Cu ajutorul programului de calcul se obțin rezultatele foarte rapid și se elimină erorile de citire din diagramă. Acest program a fost folosit pentru analiza caracteristicilor de performanță ale instalațiilor cu absorbție de tip amoniac-apă în funcție de fluctuația parametrilor de intrare: temperatura fluidului încălzitor, temperatura izvorului de căldură și temperatura apei de răcire. Rezultate au arătat că performanța unei pompe de căldură crește cu temperatura izvorului de căldură și scade cu temperatura agentului încălzitor și temperatura apei calde preparate.

Programul de dimensionare a absorbitorului permite o optimizare a construcției acestuia, servind specialiștilor din domeniu la proiectarea cât mai economică a acestui echipament. Rezultatele obținute cu programul de calcul se pot folosi pentru proiectarea preliminară a noilor instalații cât și pentru verificarea și evaluarea celor existente.

9.2. Contribuții

Aceasta teza aduce contribuții importante pentru simularea teoretică și experimentală a instalațiilor cu absorbție cu scopul proiectării optime bazată pe reducerea consumului de energie și a scăderii costurilor de funcționare pentru aplicațiile rezidențiale și industriale.

Această lucrare pornește cu o analiză critică a literaturii de specialitate din domeniu din țară și străinătate. Pe baza aceasta, se stabilesc preocupările de cercetare teoretică, de modelare matematică și experimentală.

O contribuție importantă o constituie analiza comparativă între soluțiile binare clasice amoniac-apă ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) și apă-bromură de litiu ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$) și cele două soluții alternative: amoniac-azotat de litiu și amoniac-tiocianat de sodiu. Cele două soluții de sare și amoniac: $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ pot fi folosite și pentru aplicații de temperaturi negative. Instalațiile cu aceste soluții nu necesită rectificarea vaporilor de amoniac și pot fi cu singur efect și cu dublu efect.

Propunerea unor soluții bazate pe amoniac, $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ și $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ pentru utilizarea în instalațiile frigorifice cu dublu efect este o idee nouă în acest domeniu.

O altă contribuție este determinarea relațiilor analitice pentru calculul proprietăților soluției $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ necesare modelului de simulare a instalației cu absorbție într-o treaptă.

S-a realizat un program de calcul folosind programarea orientată obiect pentru ciclurile frigorifice cu absorbție care a permis simularea flexibilă a acestora. Cu acest program s-au analizat performanțele mai multor tipuri de instalațiile frigorifice cu absorbție, printre care: instalația cu $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ într-o treaptă și instalațiile cu $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ cu un singur efect sau dublu efect. Acest program a fost validat atât cu date experimentale măsurate pe instalațiile din laboratorul Catedrei de Termotehnică din UTCB, cât și cu date experimentale preluate din literatura de specialitate.

O contribuție importantă în acest domeniu este studiul variației coeficientului de performanță în funcție de variația temperaturilor celor trei surse de căldură: temperatura agentului încălzitor, temperatura agentului răcit și temperatura apei de răcire.

Posibilitatea alimentării instalației frigorifice cu absorbție cu energie solară este analizată pentru o instalație cu dublu efect cu soluție $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$. S-au studiat posibilitățile de stocare pe partea agentului răcit sau pe partea de agentului încălzitor în vederea asigurării unei continuități în funcționare instalațiilor cu absorbție alimentate cu energie solară.

Proiectarea echipamentelor s-a concentrat pe componenta principală, reprezentată de absorbitor. S-a realizat o dimensionare optimă cu scopul de a reduce dimensiunile absorbitorului. În acest scop s-a realizat optimizarea constructivă a absorbitorului în funcție de puterea termică, densitatea de stropire, lungimea țevelor, diametrul și pasul de așezare a lor prin dispunerea unui număr minim de tronsoane.

9.3. Perspective de cercetare

Această teză de doctorat reprezintă o continuare a cercetărilor desfășurate în domeniu în țară în universitățile tehnice de prestigiu: UTCB, Universitatea Politehnica București și Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați, deschizând numeroase perspective.

Ameliorarea ciclurilor frigorifice se poate realiza utilizând și alte configurații. Lucrarea de față s-a axat pe ciclul frigorific cu absorbție dublu efect în configurație paralel, dar cercetarea se poate continua pentru instalațiile cu dublu efect care au configurația în serie și configurația invers paralel și funcționează cu soluțiile $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ și $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$.

Programul de calcul poate fi dezvoltat în continuare în vederea simulării și altor tipuri de instalații cum ar fi cele cu absorbție-resorbție sau cele hibride.

De asemenea cercetările pot fi continuate cu investigarea pe cale experimentală a instalației cu absorbție cu simplu și dublu efect cu soluțiile $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ și $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$. Studiile se pot extinde cu o analiză tehnico-economică atât a instalației în ansamblu în funcție de coeficientul de performanță și de consumul de acționare cât și a echipamentelor componente.

Direcțiile de cercetare pot fi îndreptate spre perfecționarea echipamentelor componente instalațiilor cu absorbție. În cazul fierbătorului, studiile se vor concentra pe utilizarea arderii directe a combustibilului sau alimentarea acestuia cu gaze de ardere.

Bibliografie

- [1] Antonopoulos K.A., Rogdakis E.D., *Performance of solar-driven ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate absorption systems operating as coolers or heat pumps in Athens*, Applied Thermal Engineering Vol.16, No.2, pp. 127-147, 1996.
- [2] Alefeld G., Radermacher R., *Heat Conversion Systems*, CRC Press, Boca Raton, Florida, 1993.
- [3] Arun M.B., Maiya M.P., Srinivasa Murthy S., 2001, *Performance comparison of double-effect parallel-flow and series flow water-lithium bromide absorption systems*, Applied Thermal Engineering 21, 1273-1279.
- [4] Ayala R., Heard C.L., Holland F.A., *Ammonia/Lithium nitrate absorption/compression refrigeration cycle. Part I. Simulation*, Applied Thermal Engineering Vol. 17, No. 3, pp. 223-233, 1997.
- [5] Ayala R., Heard C.L., Holland F.A., *Ammonia/Lithium Nitrate Absorption /Compression Refrigeration Cycle. Part II Experimental*, Applied Thermal Engineering Vol. 18, No. 8, pp. 661-670, 1998.
- [6] Ayala R., Frias J.L., Lam L., Heard C.L., Holland F.A., *Experimental assessment of an ammonia/lithium nitrate absorption cooler operated on low temperature geothermal energy*, Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 14, No. 4, pp. 437-446, 1994.
- [7] Brunin Olivier, *Pompe a chaleur a compression-absorption Etude et réalisation expérimentale*, Thèse Doctorale, Université Henri Poincaré- Nancy 1, 1996.
- [8] Chiriac F., *Instalații Frigorifice*, Editura Didactica și Pedagogica, București, 1981.
- [9] Chen Z., *Modélisation d'un système frigorifique a absorption en vue de la climatisation de véhicules*, Thèse Doctorale, L'école des Mines de Paris, 1992.
- [10] Darwish N. A., Al-Hashimi S. H., Al-Mansoori A.S., *Performance analysis and evaluation of a commercial absorption-refrigeration water-ammonia (ARWA) system*, International Journal of Refrigeration 31, 2008, 1214-1223 .
- [11] Duff W.S., Winston R., O'Gallagher J. J., Bergquam J., Henkel T., *Performance of the Sacramento demonstration ICPC collector and double effect chiller*, Solar Energy 76, 2004, 175-180.
- [12] Gavriluc R., *Contribuții la studiul funcționării în regim nestaționar a instalațiilor frigorifice și pompelor de căldură cu absorbție în soluție hidro-amoniacală*, Universitatea Tehnică de Construcții București, 1996.

- [13] Grossman, G., *Solar-powered system for cooling, dehumidification and air-conditioning*, Applied Thermal Engineering, 72, No.1, 53-62, 2002.
- [14] Grossman G., Zaltash A., *ABSIM - modular simulation of advanced absorption systems*, International Journal of Refrigeration 24, 531-543, 2001.
- [15] Hera D., *Contribuții la studiul transferului de căldură și masa la procesele de absorbție în soluție hidroamoniacală în curgere peliculară pe țevi orizontale*, Institutul de Construcții București, 1987.
- [16] Hera D., *Instalații Frigorifice. Agenți frigorifici*, Volumul I, Matrix Rom, București, 2004.
- [17] Hera D., *Instalații Frigorifice. Echipamente Frigorifice*, Volumul III, Matrix Rom, București, 2009.
- [18] Hera D., Girip, A., *Instalații Frigorifice Scheme și Cicluri Frigorifice*, Volumul II, Matrix Rom, București, 2007.
- [19] Hera D., Girip A., *Experimental evaluation of the performance of a absorption chiller using low temperature heat under different service conditions*, 10th REHVA World Congress „Sustainable Energy Use in Buildings”, 2010.
- [20] Hera D., **Vasilescu C.**, *Program de calcul interactiv pentru determinarea parametrilor termodinamici ai unei pompe de căldură cu absorbție*, Conferința „Confort, Eficiență, Conservarea Energiei și Protecția Mediului”, București, 18-19 martie 2010, Ediția a XVIa.
- [21] Hera D., **Vasilescu C.**, *Analyse des performances d'une pompe à chaleur à absorption*, Buletinul Institutului Politehnic din Iași, Editura Politehnicum, 2010, pg. 497-506.
- [22] Hera D., **Vasilescu C.**, *Optimizarea constructivă a absorbtorului pentru o instalație cu soluție amoniacală*, Volumul Conferinței Știința Modernă și Energia, 20-21 Mai 2010, Ediția XXIX, pg. 171-175.
- [23] Hera D., **Vasilescu C.**, *Model matematic pentru optimizarea constructivă a absorbtorului unei pompe de căldură cu soluție amoniacală*, Simpozionul ReCriVent 2010, Galați, 3-4 Iunie, Universitatea Dunărea de Jos Galați.
- [24] Hera D., **Vasilescu C.**, *Dimensionarea unui absorbtor compact pentru o pompă de căldură cu soluție amoniacală*, Conferința „Instalații pentru Construcții și Economia de Energie”, 8-9 Iulie 2010, Iași.
- [25] Hera D., **Vasilescu C.**, Infante Ferreira C.A., *Modular dynamic model for absorption systems simulation*, Revista romana de inginerie civilă, Editura MatrixRom, Volumul 1, Nr. 2, 99-107, 2010.

- [26] Hera D., **Vasilescu C.**, *Performance analyses of absorption heat pumps using conventional working fluids and alternatives*, International Sorption Heat Pump Conference, 6-8 Aprilie, 2011, Padova, pg. 781-788.
- [27] Hera D., **Vasilescu C.**, *Software application for an ammonia-water absorption heat pump used for performance evaluation*, 10th IEA Heat Pump Conference, Tokyo, 16-19 May 2011.
- [28] Hera D., **Vasilescu C.**, *Analiza comparativa a performantelor instalațiilor frigorifice cu absorbție cu diferite soluții binare*, Volumul Conferinței Știința Modernă și Energia, 12-13 Mai 2010, Ediția XXX, pg. 352-357.
- [29] Hera D., **Vasilescu C.**, *Instalații frigorifice cu absorbție acționate cu energie solară*, a III-a Conferință Națională Performanta Energetica a clădirilor și instalațiilor aferente, București, 26-27 mai, 2011.
- [30] Hera D., **Vasilescu C.**, *Analysis of storage methods in absorption refrigeration systems driven by solar energy*, Building Services Engineering Journal 1, 2010, pg. 64-75.
- [31] Ilie A., Dumitrescu R., Calota R., Chiriac F., *Cercetări experimentale asupra unei instalații alimentate cu energie solara pentru climatizarea de confort*, Conferința Facultății de Instalații, 18-19 martie, 2010.
- [32] Infante Ferreira C.A., *Thermodynamic and physical property data equations for ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions*, Solar Energy, 32(2), pp. 241-236, 1984.
- [33] Infante Ferreira C.A., *Thermodynamic and physical properties of the ammonia-sodium thiocyanate system*, Laboratory for Refrigeration and Indoor Climate Technology, Delft University of Technology, Internal Rep. K 91, 1981.
- [34] Infante Ferreira C.A., *Thermodynamic and physical properties of the ammonia-lithium nitrate*, Laboratory for Refrigeration and Indoor Climate Technology, Delft University of Technology, Internal Rep. K 92, 1981.
- [35] Kalogirou S.A., *Solar thermal collectors and applications*, Progress in Energy and Combustion Science 30, 231-295, 2004.
- [36] Kim D.S., Infante Ferreira, C.A., *'A Gibbs energy equation for LiBr aqueous solutions'*, International Journal of Refrigeration 29, 34-36, 2006.
- [37] Lungu C., *Optimizarea energetică și economică a unui sistem de condiționare a aerului utilizând o instalație frigorifică cu absorbție alimentată cu gaze naturale*, Universitatea Tehnica de Construcții București, 2004.

- [38] Matsushima H., Fujii T., Komatsu T., Nishiguchi A., 2010, *Dynamic simulation program with object-oriented formulation for absorption chillers (modeling, verification and application to triple-effect absorption chiller)*, International Journal of Refrigeration 33, 259-268.
- [39] Qu M., Yin H., Archer D., *A solar thermal cooling and heating system for a building: Experimental and model based performance analysis and design*, Solar Energy, Vol. 48, 166-182, 2010.
- [40] Porneala S., *Contribuții la studiul proceselor de transfer de căldură și masa în absorbitoarele mașinilor frigorifice cu absorbție*, Universitatea Politehnica București, 1981.
- [41] Radcenco V., Florescu Al., Duicu T., Burchiu N., Dimitriu S., Zdrenghia P., Ghitulescu M., Dobrovicescu Al., Dragomir T., *Instalații de pompe de căldură*, Editura Tehnica, Bucuresti, 1985.
- [42] Sun D., *Comparison of the performance of $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ and $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ absorption refrigeration system*, Energy Convers. Mgmt, Vol. 39, No 5/6, 357-368, 1998.
- [43] Topal N., *Contribuții la studiul proceselor cu absorbție în soluție hidroamoniacală în curgere peliculară pe țevi verticale*, Institutul de Construcții București, 1987.
- [44] Torrella, E., Sanchez, D., Cabello, R., Larumbe, J., Llopis, R., *On-site real-time evaluation of an air-conditioning direct-fired double-effect absorption chiller*, Applied Energy, 86:968-975, 2009.
- [45] **Vasilescu C.**, *Optimizarea parametrilor de funcționare pentru pompele de caldura cu absorbție*, Raport de cercetare I, 2010.
- [46] **Vasilescu C.**, *Analiza transferului de caldura și de masa aferent absorbitorului*, Raport de cercetare II, 2010.
- [47] **Vasilescu C.**, *Simulari dinamice ale instalațiilor cu absorbtie*, Raport de cercetare III, 2011.
- [48] **Vasilescu C.**, Hera D., *Simulări dinamice ale instalațiilor frigorifice solare cu absorbție*, Buletinul Stiintific, 2011.
- [49] **Vasilescu C.**, Hera D., *Program de calcul pentru determinarea parametrilor termodinamici ai unei pompe de căldură cu absorbție*, Sesiunea de comunicări științifice a scolii doctorale din Universitatea Tehnica de Construcții București, 23 iulie, București, Editura Conspress, pg. 237-244, 2010.

- [50] **Vasilescu C.**, Hera D., *Model and design optimization for an ammonia-water absorption heat pump*, The first edition of the conference of young researchers from Technical University of Civil Engineering, 18-19 November, Bucuresti, 2010.
- [51] **Vasilescu C.**, Infante Ferreira C.A., *Solar driven multi-effect sub-zero ammonia based sorption cycles*, International Sorption Heat Pump Conference, 6-8 Aprilie, 2011, Padova, pg. 885-892.
- [52] **Vasilescu C.**, Infante Ferreira C.A., Hera D., *Solar concentrating collector driven ammonia-based sorption cycles for sub-zero temperature applications*, International Congress of Refrigeration, Praga, 2011.
- [53] **Vasilescu C.**, Hera D., Infante Ferreira C.A., *Model for double-effect absorption refrigeration cycle*, Termotehnica, 2011.
- [54] Velluet P., *Système de réfrigération solaire par cycle à absorption-possibilité d'autonomie mécanique*, Thèse Doctorale, L'Université Pierre et Marie Curie Paris 6, 1980.
- [55] Xu G.P., Dai Y.Q., *Theoretical analysis and optimization of a double-effect parallel-flow-type absorption chiller*, Applied Thermal Engineering, Vol. 17, No.2, 157-170, 1997.
- [56] Ventas R., Lecuona A., Zacarias A., Venegas M., *Ammonia-lithium nitrate absorption chiller with an integrated low-pressure compression booster cycle for low driving temperatures*, Applied Thermal Engineering, 2010.
- [57] ***, Asociația Inginerilor de Instalații din România, *Manualul de Instalații*, Editura Artecno București, Editia a II-a.
- [58] ***, ASHRAE, 2006, *ASHRAE handbook –Refrigeration*, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers.
- [59] ***, *Thermodynamic and physical properties NH₃-H₂O*, International Institute of Refrigeration, 1994.

Anexe

```
public abstract class AbstractAbsorber
{
    public double temperature_cooling_water_in;
    public double temperature_cooling_water_out;
    public double temperature_vapor;
    public double temperature_solution_in;
    public double temperature_solution_out;
    public double pressure;
    public double enthalpy_vapor;
    public double enthalpy_solution_in;
    public double enthalpy_solution_out;
    public double concentration_in;
    public double concentration_out;
    public double refrigerant_concentration;

    public double fr;
    public double refrigerantmassflow;
    public double massflow_in;
    public double massflow_out;

    public double power;

    public void setInputData(double temp_cooling_water)
    {
        temperature_cooling_water_in = temp_cooling_water;
    }

    public void setTemperatureCoolingWaterOut()
    {
        temperature_cooling_water_out = temperature_cooling_water_in
+Q/(ma*cp) ;
    }

    public void setTemperatureSolutionOut()
    {
        this.temperature_solution_out = temperature_cooling_water_out +
5;
    }

    public void putTemperatureVapor(double temp)
    {
        temperature_vapor = temp;
    }

    public virtual void setTemperatureSolutionIn()
    {
    }

    public void setPressure(double press)
    {
        pressure = press;
    }
}
```

```
public virtual void setRefrigerantConcentration()
{

}

public void putConcentrationIn(double generator_concentration)
{
    concentration_in = generator_concentration;
}

public virtual void setConcentrationOut()
{

}

public virtual void setEnthalpySolutionIn(double valve_enthalpy)
{

}

public virtual void setVaporEnthalpy(double enthalpy)
{
    enthalpy_vapor = enthalpy;
}

public virtual void setEnthalpyOut()
{

}

public virtual void cristalizationline()
{

}

public void setFR()
{
    fr = ( concentration_in- refrigerant_concentration)/
(concentration_in - concentration_out);
}

public void setMassFlows(double evaporator_massflow)
{
    refrigerantmassfow = evaporator_massflow;
    massflow_in = (fr - 1) * refrigerantmassfow;
    massflow_out = fr * refrigerantmassfow;
}

public void set_power()
{
    power = refrigerantmassfow* (enthalpy_vapor + (fr - 1) *
enthalpy_solution_in - fr * enthalpy_solution_out);
}
}

class AbsorberNH3LiNO3: AbstractAbsorber
{
```

```
    ammonia_lithium_nitrate aln = new ammonia_lithium_nitrate();

    public override void setRefrigerantConcentration()
    {
        this.refrigerant_concentration = 1;
    }

    public override void setConcentrationOut()
    {
        this.concentration_out = aln.GetX_TP(temperature_solution_out,
pressure);
    }

    public override void setEnthalpyOut()
    {
        enthalpy_solution_out = aln.GetH_TX(temperature_solution_out,
concentration_out);
    }

    public override void setTemperatureSolutionIn()
    {
        temperature_solution_in = aln.GetT_HX(enthalpy_solution_in,
concentration_in);
    }

    public override void setEnthalpySolutionIn(double valve_enthalpy)
    {
        enthalpy_solution_in = valve_enthalpy;
    }
}
```