



UNIVERSITETI I PRISHTINËS
“HASAN PRISHTINA”
FAKULTETI I INXHNIERISË MEKANIKE

Rruga Agim Ramadani, Ndërtesa e Fakulteteve Teknike, 10 000 Prishtinë, Republika e Kosovës
 Tel: +383 38 552 126 ext. 101 * E-mail: fim@uni-pr.edu * www.fim.uni-pr.edu

Nr. Prot.: 191

Datë: 31/01/2023

RAPORT VLERËSIMI TË DORËSHKRIMIT TË PUNIMIT TË DIPLOMËS MASTER
(për diskutim publik)

FAKULTETI	Fakulteti i Inxhinierisë Mekanike
Departamenti/Programi	Termoenergjetikës dhe energjia e ripërtëritshme
Titulli i punimit	“Optimizimi i sistemeve për ngrohje-ftohje përmes pompave termike për objektin multifunksional – Arting në Prishtinë”
Kandidati	Bsc. Premtim Imeri
Mentori	Prof. asoc. dr. Bedri Dragusha
Aprovimi i projekt propozimit në Këshillin e Fakultetit	Datë: 13.09.2022
	Vendimi Nr.: 1824/2-4
<p>Në bazë të Vendimit të Këshillit të Fakultetit të Inxhinierisë Mekanike me numër 1824/2-4 të datës 13.09.2022 është formuar Komisioni në përbërje:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Prof. Dr. Xhevat Berisha, Kryetar 2. Prof. Asoc. Dr. Bedri Dragusha Mentor 3. Prof. Ass. Dr. Drenusha Krasniqi-Alidema, Anëtare <p>për vlerësimin e punimit të diplomës, të nivelit master, me titullin “Optimizimi i sistemeve për ngrohje-ftohje përmes pompave termike për objektin multifunksional – Arting në Prishtinë” të kandidatit Bsc. Inxh. Premtim Imeri.</p> <p>Komisioni pasi e shqyrtoi materialin e prezantuar-punimin jep këtë:</p> <p style="text-align: center;">R A P O R T</p> <p style="text-align: center;">TË DHËNAT E PËRGJITHSHME</p> <p>Punimi i masterit me titull “Optimizimi i sistemeve për ngrohje-ftohje përmes pompave termike për objektin multifunksional – Arting në Prishtinë” të kandidatit Bsc. Premtim Imeri, është hartuar në 8 kapituj përfshirë kapitujt ndihmës Hyrjen, Përfundimi, Literaturën e shfrytëzuar dhe pjesën Grafike. Punim ka 90 faqe, 60 figura dhe 37 tabela, të punuara me kujdes.</p> <p>Punimi i Masterit me “Optimizimi i sistemeve për ngrohje-ftohje përmes pompave termike për objektin multifunksional – Arting në Prishtinë” të kandidatit Bsc. Inxh. Premtim Imeri, është dorëzuar në Fakultetin e Inxhinierisë Mekanike në Prishtinë.</p>	

Në këtë punim janë analizuar, studiuar dhe prezantuar mundësia e përdorimit të sistemeve për ngrohje-ftohje të pompave termike objektin multifunksional Arting në Prishtinë.

Në mënyrë të detajuar është paraqitur dhe analizuar pjesa teknike e pompave termike për pjesët përbërëse të saja si dhe ciklet termodinamike, llojet e medimeve punuese. Analiza e punës së pompave termike ajër-ujë dhe ujë-ujë. Janë analizuar në mënyrë të detajuar karakteristika e ndërtesës, të të dy llojet si dhe është bërë analiza financiare e këtij projekti. Sot, në këtë kohe krize për mungese të energjisë instalimi dhe përdorimi i pompave termike gjithnjë e më tepër po rritet, e që do të ndihmoj shumë në kursim të energjisë si dhe stabilitetin e elektro-energetik. Përveç kësaj do të arrihet edhe kursimi i energjisë dhe parasë për investuesin.

Pasi të analizohet dhe shtjellohet kjo pjesë e këtij punimi, lexuesi do të njoftohet me fazat fillestare të realizimit dhe krijimit të projektit të përzgjedhur, qëllimin e realizimit të tij, llojet dhe karakteristikat e e pompave termike, dhe të gjitha fazat tjera thelbësore të cilat kanë ndikuar në përfundimin me sukses të këtij projekti, e që është prezantuar nëpërmjet këtij punimi.

Në vazhdim do të jepet rezymeja për kapituj.

Në kapitullin hyrës, **“Pompat termike në përgjithësi”**, është treguar për rëndësinë e përdorimit të pompave termike, duke veçuar pjesët kryesore përbërëse të tyre si: kompresorët, Avulluesit dhe kondensuesit, valvolat droseluese, dhe valvolat kthyese.

Në kapitullin e dytë, **“Ciklet operuese të pompës termike”** janë paraqitur: cikli i ngrohjes së pompës termike, cikli i ftohjes së pompës termike dhe cikli i shkrirjes (defrost).

Në kapitullin e tretë, **“Freonet”**, janë përshkruar vetit fizike e disa freoneve.

Në kapitullin e katërt, **“Pompat Termike ajër-ujë dhe ujë-ujë”**, është paraqitur në mënyrë të detajuar parimi i punës së pompës termike ajër-ujë, pompat termike me sistem të ndare, pompat termike monoblok, përparësitë dhe mangësitë e pompave termike ajër-ujë. Pompat termike ujë-ujë, si lidhja e sistemit të pompës me ujë dhe përparësitë dhe mangësitë e pompave termike ujë-ujë.

Në kapitullin e pestë, **“Karakteristikat e ndërtesës”**, është bërë analiza karakteristikeve të ndërtesës, si kërkesa për energji, humbjet dhe fitimet e nxehtësisë, përgatitje e ujit të ngrohtë sanitar, përzgjedhje e sistemit, modaliteti i ngrohjes shpërndarja e rrjetit shpërndarës të energjisë termike. Bazuar në këto llogaritje është bërë përzgjedhja e pajisjeve si pompa termike, këmbyesit të nxehtësisë, pompat qarkulluese, kaloriferët, Fan-Coil-at.

Në kapitullin e gjashtë, **“Analiza ekonomike dhe mjedisore”**, Për qëllim të studimit të fesibilitetit ekonomik të sistemit të përvetësuar, si pika krahasuese janë marrë edhe dy sisteme tjera. Sistemet tjera të studiuar si pika të gjenerimit të energjisë termike përbëhen nga: ngrohja nga qyteti, ftohja nga chilleri dhe ngrohja nga kaldaja me gaz, ftohja nga chilleri. Pra gjithsej kemi tri sisteme për t'i trajtuar.

Sistemi 1: Ngrohja dhe ftohja nga pompat termike ;

Sistemi 2: Ngrohja nga qyteti, ftohja nga chilleri ;

Sistemi 3: Ngrohja nga kaldaja me gaz, ftohja nga chilleri.

Në kapitullin e shtatë **“Përfundimi dhe rekomandimet”** janë elaboruar dhe treguar rezultatet e këtij punimi, përfitimet kryesore që kanë rezultuar dhe rezultojnë në përdorimin e të dy llojeve të pompave termike ajër-ajër dhe atyre ajër-ujë si dhe përfitimet në kursim të energjisë dhe atyre financiare.

Në kapitullin e tetë **“Përfshinë literature”**

PËRFUNDIM

Nga ajo që u tha më lartë, konstatojmë se kandidati **Bsc. Premtim Imeri** në punimin e tij të masterit me titullin **“Optimizimi i sistemeve për ngrohje-ftohje përmes pompave termike për objektin multifunksional – Arting në Prishtinë”** në mënyrë të shkëlqyer ka analizuar dhe zbatuar të arriturat teorike në studimet master dhe e ka bërë konkretizimin e të arriturave në hartimin e kësaj teme si pjesë të e mundësisë së kursimit të energjisë, konkretisht në përdorimin e sistemeve të ngrohjes/ftohjes me pompa termike në objektin multifunksional -Arting në Prishtinë.

Komisioni për vlerësim mendon se punimi është hartuar dhe punuar në nivel të shkëlqyer, i shtjelluar dhe ilustruar me figura dhe llogaritje që e bëjnë këtë punim si një tërësi kompakte. Punimi i diplomës master i kandidatit Bachelor, **Premtim Imeri** mendojmë që në të ardhmen do të gjejë zbatim praktik më të gjerë në fushën e përdorimit të pompave termike edhe në objektet administrative.

REKOMANDIM

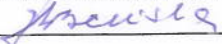

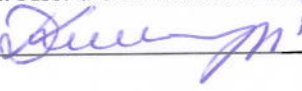
Nga analiza e punimit të paraqitur në këtë Raport, Komisioni për vlerësimin e punimit të masterit me titull **“Optimizimi i sistemeve për ngrohje-ftohje përmes pompave termike për objektin multifunksional – Arting në Prishtinë”** të punuar nga kandidati **Premtim Imeri**, vlerëson se ky punim i plotëson kriteret e një punimi të masterit. Analizat e bëra në këtë punim, vërtetojnë se kandidati është treguar i aftë dhe i suksesshëm të analizojë në mënyrë të duhur shfrytëzimin e pompave termike në objektin e administratës.

Duke e konsideruar këtë punim të masterit si mjaft të kompletuar, e me rezultate, të cilat me lehtësi mund të përdoren edhe në rrafshin aplikativ, Komisioni me kënaqësi të veçantë i propozon që këtë raport të dhe këtë punim ta vë në diskutim publik.

Me respekt

Prishtinë: 30.01.2023

Komisioni:

1. Prof. dr. Xhevat Berisha, kryetar/anëtar

2. Prof. asoc. dr. Bedri Dragusha, mentor

3. Prof. Ass. dr. Drenusha Krasniqi-Alidema, anëtare


UNIVERSITETI I PRISHTINES “ HASAN PRISHTINA”
FAKULTETI I INXHINIERISË MEKANIKE
DEPARTAMENTI: TERMOENERGJETIKË DHE ENERGJI E
RIPËRTËRITSHME



PUNIM DIPLOME MASTER

**OPTIMIZIMI I SISTEMEVE PËR NGROHJE-FTOHJE PËRMES
POMAPVE TERMIKE PËR OBJEKTIN MULTIFUNKSIONAL – ARTING
NË PRISHTINË**

Mentori:
Prof. asoc. dr. Bedri Dragusha

Kandidati:
BSc. Premtim Imeri

Punim Diplome Master

**UNIVERSITY OF PRISHTINA “ HASAN PRISHTINA”
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
DEPARTMENT OF THERMOENERGETICS AND RENEWABLE
ENERGY**



MASTER'S THESIS

**OPTIMIZATION OF HEATING – COOLING SYSTEMS THROUGH
HEAT PUMPS FOR THE MULTIFUNCTIONAL BUILDING – ARTING IN
PRISHTINA**

**Supervisor:
Prof. asoc. dr. Bedri Dragusha**

**Candidate:
BSc. Premtim Imeri**

Përmbajtja

1. Pompat termike në përgjithësi	11
1.1. Hyrje.....	11
1.2. Pjesët kryesore përbërëse të pompave termike	12
1.2.1. Kompresorët	13
1.2.2. Valvolat droseluese (zgjëruese).....	18
1.2.3. Avulluesit dhe kondensatorët	20
1.2.4. Valvola kthyese katërkahore	25
2. Ciklet operuese të pompës termike	27
2.1. Cikli i ngrohjes së pompës termike	28
2.2. Cikli i ftohjes së pompës termike.....	29
2.3. Cikli i shkrikrjes (Defrost)	30
3. Freonët	31
3.1. Vetitë e disa freonëve.....	34
4. Pompat termike ajër - ujë dhe ujë - ujë	37
4.1 Pompat termike ajër - ujë	37
4.1.1 Pompat termike me sistem të ndarë (Split system).....	38
4.1.2 Pompat termike monoblok	38
4.1.3 Përparësitë dhe mangësitë e pompave termike ajër - ujë.....	38
4.2 Pompat termike ujë - ujë	39
4.2.1 Lidhja e sistemit të pompës me ujë	39
4.2.2 Përparësitë dhe mangësitë e pompave termike ujë - ujë.....	39
5. Karakteristikat e ndërtesës	40
5.1 Kërkesat termike të ndërtesës.....	40
5.2 Llogaritja e humbjeve të nxehtësisë	41
5.3 Llogaritja e fitimieve të nxehtësisë	43
5.4 Nxehtësia e nevojshme për përgatitjen e ujit të ngrohtë sanitar.....	47
5.4 Punkti termik - përzgjedhja e sistemit.....	48
5.4.1 Modaliteti i ngrohjes.....	48
5.4.2 Modaliteti i ftohjes.....	53
5.4.3 Shpërndarja e rrjetit distribuues të energjisë termike	56

Punim Diplome Master

5.5 Përzgjedhja e paisjeve	60
5.5.1 Pompat termike.....	60
5.5.2 Këmbyesit e nxehtësisë	67
5.5.3 Pompat qarkulluese.....	71
5.5.4 Kaloriferët.....	76
5.5.3 Fan-Coil-at.....	77
6. Analiza ekonomike dhe mjedisore.....	80
7. Përfundimet dhe rekomandimet.....	88
8.Referencat	89

Lista e figurave

Figura 1.1 Valvola kthyese	11
Figura 1.2 Parimi bazik i punës së pompës termike	12
Figura 1.3 Cikli reversibil i kompresorit pistonik.....	13
Figura 1.4 Kompresori kërmillorë	14
Figura 1.5 Kompresori me fletë	15
Figura 1.6 Kompresori rotativ.....	16
Figura 1.7 Kompresori rotativ nga ana e jashtme	16
Figura 1.8 Valvola zgjeruese	18
Figura 1.9 Skema e këmbyesit pllakorë të nxehtësisë	20
Figura 1.10 Skema e kondensatorit pllakorë.....	21
Figura 1.11 Këmbyesi me tuba me sipërfaqe të valëzuar	22
Figura 1.12 Këmbyesit me guaskë.....	22
Figura 1.13 Këmbyesi i nxehtësisë i ftohur me ajër	23
Figura 1.14 COP në raport me temperaturën e ajrit të jashtëm me vlera të ndryshme të lagështisë relative RH.....	24
Figura 1.15 Konfigurimi i valvolës kthyese gjatë periudhës së dimrit.....	26
Figura 1.16 Konfigurimi i valvolës kthyese gjatë periudhës së verës	26
Figura 2.1 Cikli Carnot.....	27
Figura 2.2 Cikli i ngrohjes së pompës termike.....	29
Figura 2.3 Cikli i ftohjes së pompës termike.....	29
Figura 2.4 Diagrami i sistemit të shkrirjes (defrost)	30
Figura 3.1 Molekula e R134 dhe izomeri i tij a (ndryshimi i pozitës së atomit të hidrogjenit dhe florit.....	31
Figura 3.2 Ndryshimi i gjendjes (lëng - avull) i një përzierje të dy komponentëve.....	32
Figura 3.3 Ndërrimi i gjendjes (lëng - avull) i një përzierje azentropike.....	33
Figura 3.4 Presioni i ngopjes së dusa freonëve.....	35
Figura 3.5 Entalpia e avullimit të disa freonëve.....	35
Figura 3.6 Zona e avullimit të ngopur për disa freonë.....	36
Figura 5.1 Kalkulimi i humbjeve të nxehtësisë për sallën e konferencave - Kati II.....	42
Figura 5.2 Kalkulimi i fitimeve të nxehtësisë për sallonin e një banese - Kati XVIII.....	46
Figura 5.3 Paraqitja e formës së ndryshimit të shpenzimeve të ujit të ngrohtë sanitarë gjatë 24h.....	47
Figura 5.4 Zona I - Ngrohja nga qyteti.....	48
Figura 5.5 Zona II - Ngrohja nga pompat termike ajër - ujë 3 x 180 [kW].....	49
Figura 5.6 Zona III - Sistemi qëndrorë i punktut termik.....	50
Figura 5.7 Zona IV - Ngrohja e ujit sanitarë për zonën e banimit dhe ngrohja e dyshemesë në përdhese.....	51
Figura 5.8 Zona V - Ngrohja e ujit sanitarë për zonën e hotelit dhe ngrohja e dyshemesë në restaurant.....	52
Figura 5.9 Zona II - Ftohja nga pompat termike ajër - ujë 3 x 180 [kW].....	53
Figura 5.10 Zona III - Sistemi qëndrorë i punktut termik.....	54
Figura 5.11 Zona IV - Ngrohja e ujit sanitarë në zonën e banimit.....	55
Figura 5.12 Zona V - Ngrohja e ujit sanitarë në zonën e hotelit.....	56
Figura 5.13 Shpërndarja e rjetit gyporë - Kati IV.....	57
Figura 5.14 Shpërndarja e rjetit gyporë - Kati IX.....	58

Figura 5.15 Shpërndarja e rjetit gyporë - Kati XVII.....	59
Figura 5.16 Pompa termike ajër - ujë e tipit Clivet - WSAN - XEM - HW 60.4.....	60
Figura 5.17 Dimensionet gabarite të pompës termike ajër - ujë e tipit Clivet - WSAN - XEM - HW 60.4.....	61
Figura 5.18 Diapazonet e funksionimit për ftohje.....	62
Figura 5.19 Diapazonet e funksionimit për ngrohje.....	63
Figura 5.20 Pompat termike ujë - ujë e tipit Clivet - WSHN - XEE2 40.2.....	64
Figura 5.21 Dimensionet gabarite të pompës termike ujë - ujë e tipit Clivet - WSHN - XEE2 40.2.....	64
Figura 5.22 Diapazonet e funksionimit për ngrohje.....	66
Figura 5.23 Këmbyesi i nxehtësisë Ekinendustriyel MIT 521.....	67
Figura 5.24 Pompa qarkulluese ETNA EIL - 80 - 160/7.5 dhe ETNA EIL - R - 50 - 160/5.5....	71
Figura 5.25 Dimensionet e pompës qarkulluese ETNA EIL - 80 - 160/7.5 dhe ETNA EIL - R - 50 - 160/5.5.....	72
Figura 5.26 Karakteristikat e kurbës së pompës ETNA EIL - 80 - 160/7.5.....	73
Figura 5.27 Karakteristikat e kurbës së pompës ETNA EIL - R - 50 - 160/5.5.....	73
Figura 5.28 Dimensionet e pompës qarkulluese EBARA EVMS(L)-1-26/1.1.....	74
Figura 5.29 Karakteristikat e kurbës së pompës EBARA EVMS(L)-1-26/1.1.....	75
Figura 5.30 Karakteristikat e kurbës së pompës EBARA EVMS(L) - 1 - 14/0.75.....	76
Figura 5.31 Dimensionet e kaloriferit Guntner GFHC FD 110 [kW].....	77
Figura 5.32 Dimensionet gabarite të Fan Coilave Clivet CFFA - C4 dhe CFFA - U4.....	78
Figura 5.33 Dimensionet gabarite të Fan Coilave Clivet CFK - 0.15.....	79
Figura 6.1 Të dhënat për kursimet operative të sistemeve në €.....	87

Lista e tabelave

Tab. 1.1 Vartësia në mes të raportit barometrik të komprimimit dhe efiçencës vëllimore të kompresorit.....	14
Tab. 1.2 Gama e aplikimit të kompresorëve.....	17
Tab. 1.3 Të dhënat tipike për defrost.....	25
Tab. 3.1 Të dhënat për R140a.....	37
Tab. 5.1 Humbjet dhe fitimet e nxehtësisë.....	41
Tab. 5.2 Temperaturat adekuate nëpër hapësirat e brendshme.....	41
Tab. 5.3 Nxehtësia që emeton njeriu në gjendje qetësie.....	44
Tab. 5.4 Nxehtësia sensible dhe latent që emeton njeriu.....	44
Tab. 5.5 Nxehtësia që lirohet nga paisjet elektrike.....	44
Tab. 5.6 Nxehtësia që fitohet nga dritaret varësisht nga pozicioni.....	46
Tab. 5.7 Nxehtësia e nevojshme për ujë sanitarë në kohë të pikut.....	48
Tab. 5.8 Të dhënat teknike të pompës termike Clivet WSHN – XEM HW 60.4.....	62
Tab. 5.9 Karakteristikat gabarite të pompës termike Clivet WSHN – XEE2 40.2.....	65
Tab. 5.10 Të dhënat teknike të pompës termike Clivet WSHN – XEE2 40.2.....	65
Tab. 5.11 Të dhënat teknike të KN Ekinendustriyel MIT 521 në modalitetin e ngrohjes.....	68
Tab. 5.12 Të dhënat teknike të KN Ekinendustriyel MIT 521 në modalitetin e ftohjes.....	69
Tab. 5.13 Të dhënat teknike të KN Ekinendustriyel MIT 53.....	71
Tab. 5.14 Karakteristikat gabarite të pompës qarkulluese ETNA EIL – 80 – 160/7.5.....	72
Tab. 5.15 Karakteristikat gabarite të pompës qarkulluese ETNA EIL – R – 50 – 150/5.5.....	72
Tab. 5.16 Karakteristikat gabarite të pompës qarkulluese EBARA EVMS(L) – 1 – 26/1.1.....	74
Tab. 5.17 Karakteristikat teknike të kaloriferëve Guntner GFHC FD 110 [kW].....	77
Tab. 5.18 Karakteristikat gabarite të kaloriferëve Guntner GFHC FD 110 [kW].....	77
Tab. 5.19 Karakteristikat gabarite të ventillkonvektorëve të pllafonit dhe parapetit.....	78
Tab. 5.20 Karakteristikat teknike të ventillkonvektorëve të pllafonit dhe parapetit.....	78
Tab. 5.21 Karakteristikat gabarite të ventillkonvektorëve kasetorë.....	79
Tab. 5.22 Karakteristikat teknike të ventillkonvektorëve kasetorë.....	80

Tab. 6.1 Të dhënat për shpenzimet në raport me përfitimet e nxehtësisë për Sistemin 1 për pompën termike ajër – ujë.....	80
Tab. 6.2 Të dhënat për shpenzimet në raport me përfitimet e nxehtësisë për Sistemin 1 për pompën termike ujë – ujë.....	81
Tab. 6.3 Të dhënat për shpenzimet në raport me fitimet e nxehtësisë për Sistemin 1 për kaloriferë.....	81
Tab. 6.4 Të dhënat për shpenzimet e energjisë elektrike për përfitimin e energjisë termike për Sistemin 1.....	82
Tab. 6.5 Të dhënat për shpenzimet për përfitimin e energjisë termike për Sistemin 2 në sezonën e ngrohjes.....	83
Tab. 6.6 Të dhënat për shpenzimet për përfitimin e energjisë termike për Sistemin 2 në sezonën e ftohjes.....	83
Tab. 6.7 Të dhënat për shpenzimet e energjisë elektrike dhe nga ngrohja e qytetit për përfitimin e energjisë termike për Sistemin 2.....	84
Tab. 6.8 Të dhënat për shpenzimet për përfitimin e energjisë për përfitimin e energjisë termike për Sistemin 3 në sezonën e ngrohjes.....	85
Tab. 6.9 Të dhënat për shpenzimet e energjisë elektrike dhe të gasit për përfitimin e energjisë termike për Sistemin 3.....	86
Tab. 6.10. Të dhënat për shpenzimet e energjisë në raport me fitimet.....	86
Tab. 6.11 Të dhënat për CO ₂ në raport me energjinë termike të fituar.....	87

Nomenklatura

Shenja	Njësia	Përshkrimi
P_M	kPa	Presioni i shkarkimit të kompresorët pistonik
V_N	m^3	Vëllimi maksimal i kompresorit pistonik
V_C	m^3	Vëllimi i kompresorit në fund të ngjeshjes
V_M	m^3	Vëllimi I freonit të shkarkuar
P_A	kPa	Presioni fillestarë në kompresorin pistonik
β	Koef.	Vëllimi barometrik i kompresorit
η_v	Koef	Efiçienca vëllimore e kompresorit
q	kW	Nxehtësia e transmetuar
h_i	kJ/kg	Entalpia hyrëse
h_u	kJ/kg	Entalpia në dalje
C_{pa}	kJ/kgK	Nxehtësia specifike e ajrit
T_i	$^{\circ}C$	Temperatura e ajrit në hyrje
T_u	$^{\circ}C$	Temperatura e ajrit në dalje
r'	kJ/kg	Energjia latent
x_i	%	Lagështia relative e ajrit në hyrje
x_u	%	Lagështia relative e ajrit në dalje
COP	Koef	Koeficienti i performancës
Q	kW	Energjia e dobishme
$Q_{burimit}$	kW	Nxehtësia e futur në avullues
$P_{el.komp}$	kW	Energjia elektrike e nevojshme nga kompersori
ϵ_{carnot}	Koef	Efiçienca e ciklit Carnot
ϵ	Koef	Efiçienca reale
η_i	Koef	Efiçienca e indeksuar
η_m	Koef	Efiçienca mekanike e kompresorit
η_e	Koef	Efiçienca elektrike
Q_n	kW	Nxehtësia e nevojshme për ngrohje
Q_T	kW	Nxehtësia reale për transmetim
Q_w	kW	Nxehtësia e nevojshme për shkak të infiltrimit
k_i	W/m^2K	Koeficienti i transmetimit të nxehtësisë
F_i	m^2	Sipërfaqja nëpër të cilën këmbëhet nxehtësia
t_{bp}	$^{\circ}C$	Temperatura e brendshme projektuese
t_{jp}	$^{\circ}C$	Temperatura e jashtme projektuese
α_b	W/m^2K	Koeficienti i dhënies së nxehtësisë me konveksion nga ajri i brendshëm i lokalit në anën e brendshme të murit
σ_i	M	Trashësia e murit
$1/\lambda_a$	m^2K/W	Rezistenca termike nëpër shtresat e ajrit
λ_i	W/mK	Koeficienti i përcjellshmërisë termike të murit
α_j	W/m^2K	Koeficienti i dhënies së nxehtësisë me konveksion nga ana e jashtme e murit të jashtëm në murin e jashtëm
h	M	Lartësia e ndërtesës

Punim Diplome Master

F	m ²	Sipërfaqja bazë e ndërtesës
P	M	Perimetri i ndërtesës
Ψ_1	Koef	Koeficienti korrigjues për katin e lartë
Ψ_2	Koef	Koeficienti korrigjues për katin e ulët
ρ	Koef	Koeficienti i qelqëzimit
qn	W/m ³ K	Nxehtësia specifike e nevojshme për ngrohjen e 1 m ³ të objektit
Qrrez	kW	Sasia e nxehtësisë që transmetohet me rrezatim
Qpërc	kW	Sasia e nxehtësisë që transmetohet me përcjellshmëri
SCL	Koef	Faktori i ngarkesës termike nga dielli
SC	Koef	Faktori i hijezimit të dritareve
Q _{us} ^{md}	kW	Nxehtësia e nevojshme për ngrohjen e ujit sanitarë
Q _{us} ^{md}	l/ditë,banorë	Sasia mesatare e ujit të ngrohtë sanitarë
Q _{en}	€/vit	Cmimi i energjisë elektrike për pompa termike në sezonin e ngrohjes
Q _{ef}	€/vit	Cmimi i energjisë elektrike për pompa termike në sezonin e ftohjes
h _{TU}	h/vit	Orët vjetore gjatë tarifës së ulët
c _{TU}	€/h	Cmimi i rrymës elektrike në tarifën e ulët
h _{TL}	h/vit	Orët vjetore gjatë tarifës së lartë
c _{TL}	€/h	Cmimi i rrymës elektrike në tarifën e lartë
φ	Koef	Koeficienti i jouniformitetit
Q _b	€/vit	Cmimi i energjisë termike nga ngrohja e qytetit për zonën e banimit
Q _h	€/vit	Cmimi i energjisë termike nga ngrohja e qytetit për zonën e administratës dhe hotelit
n _m	Muaj	Koha e ngrohjes nga qyteti
c _b	€/muaj	Cmimi i energjisë termike në muaj për zonën e banimit
c _h	€/muaj	Cmimi i energjisë termike në muaj për zonën e administratës dhe hotelit
Q _g	€/vit	Cmimi i gasit për sezonën e ngrohjes
n _s	h/vit	Orët operuese gjatë sezonës së ngrohjes
C _g	€/h	Cmimi i gasit që shpenzohet për një orë

1. Pompat termike në përgjithësi

1.1. Hyrje

Pompa termike është një pajisje energjetike që përdoret për të transmetuar nxehtësinë nga një dhomë ose hapësirë në tjetrën. Pompa termike është projektuar në atë mënyrë që të marrë nxehtësi nga një burim me temperaturë mesatare, siç është ajri i jashtëm, dhe ta konvertojë atë energji termike, në nxehtësi me temperaturë më të lartë për shpërndarje brenda një ndërtese apo strukture. Me anë të një valvole kthimi të projektuar posaçërisht sipas parametrave të pompës termike, pompa gjithashtu mund të marrë nxehtësi nga ajri i brendshëm dhe ta nxjerrë jashtë.

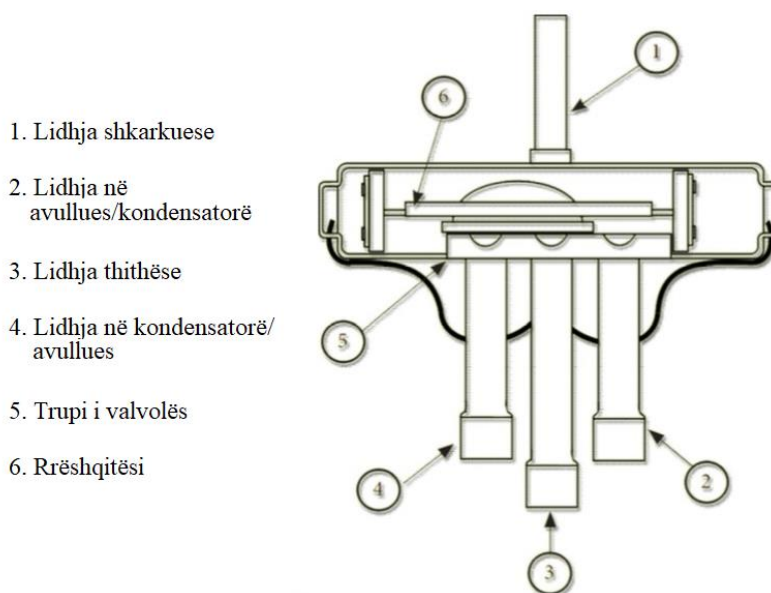


Figura 1.1 Valvola kthyesë

Për shkak se një sistem i pompës termike përdor parimin e funksionimit të ciklit të kundërt, atëherë funksionimi i këtij cikli nganjëherë referohet si kondicionim i ciklit të kundërt ose ftohje me ciklin e kundërt. Ngatërrimi rrjedh nga fakti se gjatë ciklit të ftohjes, parimi i funksionimit të një pompe termike është identik me atë të ciklit mekanik të ftohjes të një njësie të ajrit të kondicionuar. Spiralja e brendshme funksionon si një avullues, duke ftohur ajrin e brendshëm kurse spiralja e jashtme është një kondensator, në të cilin gazi i nxehtë ftohës lëshon nxehtësi në ajrin e jashtëm. Fakti që pompat termike mund të japin energji termike me më pak emetime karboni dhe me kosto më të ulët se ngrohja direkte me karburante fosile, i ka dhënë një shtytje mjaft të madhe industrisë së prodhimit të pompave termike. Kostot e instalimit mund të jenë një pengesë, por mund të kompensohen nga iniciativat qeveritare ose fondacionet e ndryshme që bëjnë subvencionimin e një pjese të çmimit. Për më tepër, nxehtësia nga aplikimet e ftohjes, e hedhur më parë, po rikuperohet në mënyrë të dobishme.

1.2. Pjesët kryesore përbërëse të pompave termike

Komponentët kryesorë të një pompe termike janë:

- I. kompresori,
- II. valvola droseluese,
- III. avulluesi dhe
- IV. kondensatori.

Në avullues mediumi punues i lëngshëm (freoni) do të avullojë duke e marrë nxehtësinë nga temperaturat e ulëta. Në kompresor freoni do të komprimohet duke u ngritur kështu në një temperaturë më të lartë. Në kondensator, avulli i freonit të komprimuar liron nxehtësinë e kondensimit dhe vazhdon duke u zgjeruar në formë të lëngët në valvolen droseluese (të zgjerimit) deri në avullues duke përmbyllur kështu një cikël të punës.

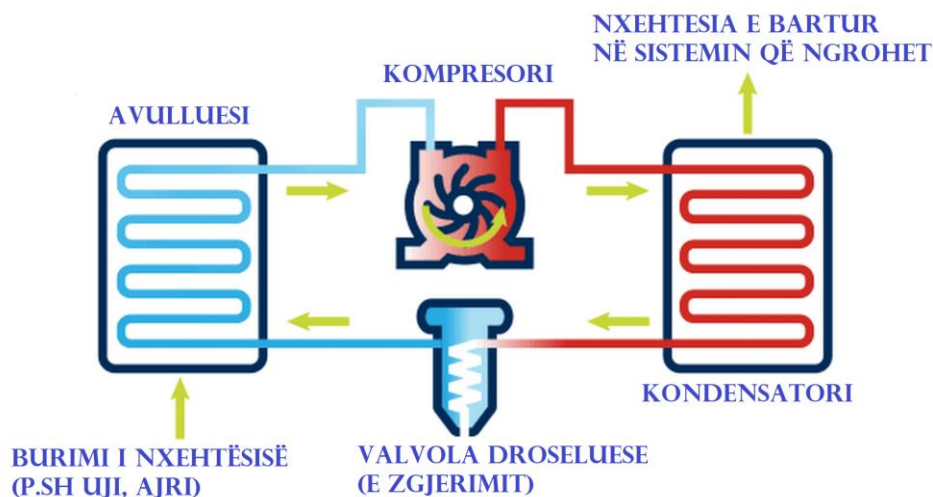


Figura. 1.2 Parimi bazik i punës së pompës termike

Cikli i lartëcekur është paraqitur në Fig. 1.2. Parimi i punës është i tillë që nxehtësia absorbohet nga burimi i nxehtësisë me temperaturë dhe presion të ulët në sistem ndërsa lirohet në ftohës me presion dhe temperaturë të lartë. Ky proces nuk është në kundërshtim me ligjin e dytë të termodinamikës, sepse duhet shtuar energji (elektrike) për komprimim. Mediumi punues (freoni) rrjedh nëpër sistem në gjendje agregate të lëngët dhe të gaztë.

1.2.1. Kompresorët

Pompat termike përdorin kryesisht kompresorë vëllimorë. Ata mund të jenë kompresorë pistonik dhe rrotullues. Në këtë temë master do t'iu referohemi të lart cekurve për të përshkruar veçoritë kryesore të këtyre paisjeve. Llojit të kompresorëve që po i referohemi në vijim përbëhen nga cilindra ku avulli që vjen nga avulluesi, thithet për shkak të lëvizjes së pistonit dhe më pas lëshohet në kondensator. Figura 1.3 tregon ciklin ideal të realizuar nga një kompresor pistonik në rrafshin e vëllimit dhe presionit.

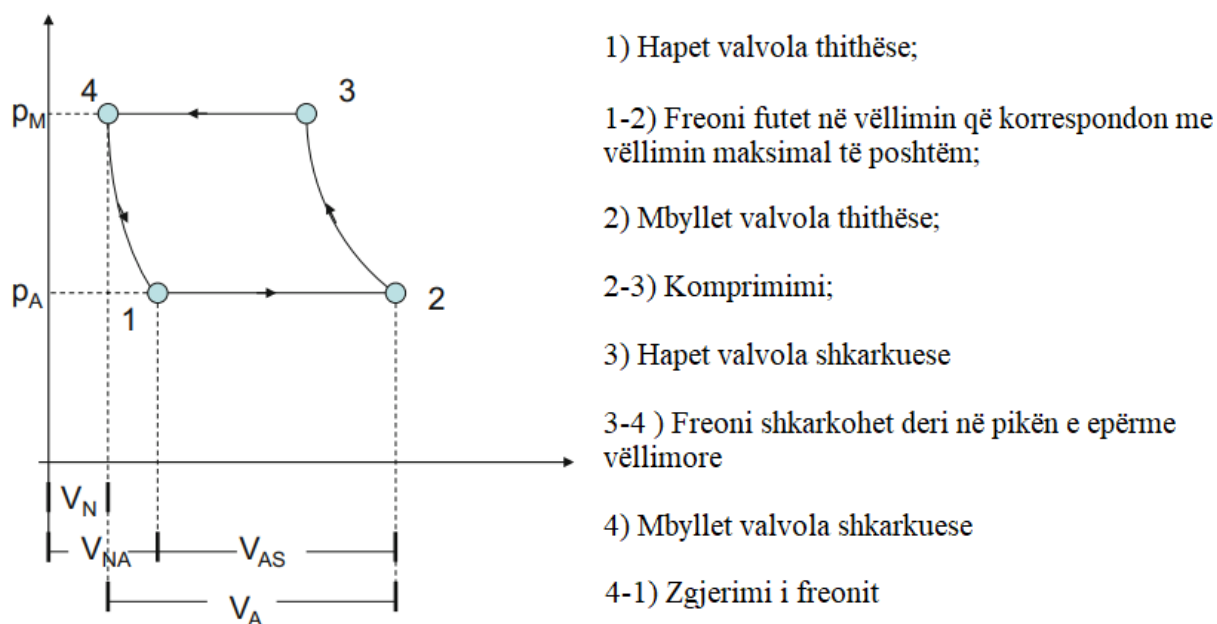


Figura 1.3 Cikli reversibil i kompresorit pistonik

Siç dihet, lëvizja e pistonit nuk mbulon të gjithë vëllimin e cilindrit. Kur arrihet pozicionin më i lartë i mundshëm, mbyllet të dyja valvolat e thithjes dhe shkarkimit dhe arrihet presioni i shkarkimit, p_M . Në këtë pikë, pistoni nuk mbulon një vëllim të caktuar pasi nuk lejohet kompresim i mëtejshëm për shkak të pllakës së valvolës, të quajtur vëllimi i pastrimit, V_N (V_4 në Fig. 1.3). Sa më i vogël ky vëllim, aq më efikas është komprimimi. Nëse V_C (V_3 në Fig. 1.3) është vëllimi i cilindrit në fund të ngjeshjes, vëllimi i freonit të shkarkuar, pas hapjes së valvolës së shkarkimit, është $V_M = V_C - V_N$. Më pas, valvola e mësipërme mbyllet dhe procesi i ri-zgjerimit të avullit ndodh deri në presionin p_A (pika 1 në figurë). Vëllimi i ri V_{NA} në presionin p_A korrespondon me vëllimin e zënë nga avulli V_N në presionin e shkarkimit. Valvola e thithjes hapet me presion p_A dhe avulli hyn në kompresor. Vëllimi $V_A = V_2 - V_N$ është vëllimi teorik që mund të thithet dhe $V_{AS} = V_2 - V_{AN} = V_A - (V_{AN} - V_N)$ është vëllimi aktual i thithur nga kompresori. Raporti V_{AS}/V_A quhet efikasiteti vëllimor i kompresorit. Nëse e marrim raportin barometrik i komprimimit $\beta = p_M/p_A$ dhe $k = 1.4$ raportin në mes të nxehtësisë së freonit atëherë eficienca vëllimore e kompresorit mund të llogaritet me shprehje

$$\eta_v = 1 + 0.05 (1 - \beta^{0.714}) \quad (1)$$

β	η_v
2	0.97
3	0.94
4	0.92
5	0.89
6	0.87
7	0.85
8	0.83

Tab. 1.1 Vartësia në mes të raportit barometrik të komprimimit dhe efiçencës vëllimore të kompresorit

Ulja e efikasitetit vëllimor për shkak të rritjes së raportit të presionit mund të shpjegohet lehtësisht si më poshtë. Sa më i madh të jetë raporti i ngjeshjes, aq më i madh është vëllimi i gazit, V_{NA} , pas zgjerimit të vëllimit përfundimtarë. Rrjedhimisht, V_{AS} zvogëlohet, pasi masa e thithur dhe më pas e ngjeshur gjatë një cikli jepet nga $\rho_2 V_{AS} = \eta_v \rho_2 V_A$ dhe shpejtësia e rrjedhës së masës me $m = n_{cy} \eta_v \rho_2 V_A$, nëse n_{cy} është numri i cikleve për sekondë. Falë përparimit teknologjik në fushën e ngrohjes dhe ftohjes, shpesh në vend të kompresorëve me piston përdoren kompresorët rrotullues. Ndër të tjera, kjo është për shkak të madhësisë së tyre më të vogël, zhurmës së vogël gjatë punës, funksionimit pa probleme, dridhjeve të vogla dhe aftësisë më të mirë të kontrollit dhe modulimit. Ato mund të ndahen në kompresorë me një aks të vetëm rrotullues dhe me dy akse rrotulluese. Në përgjithësi, kompresorët vëllimorë kanë dy akse, d.m.th., dy vida.

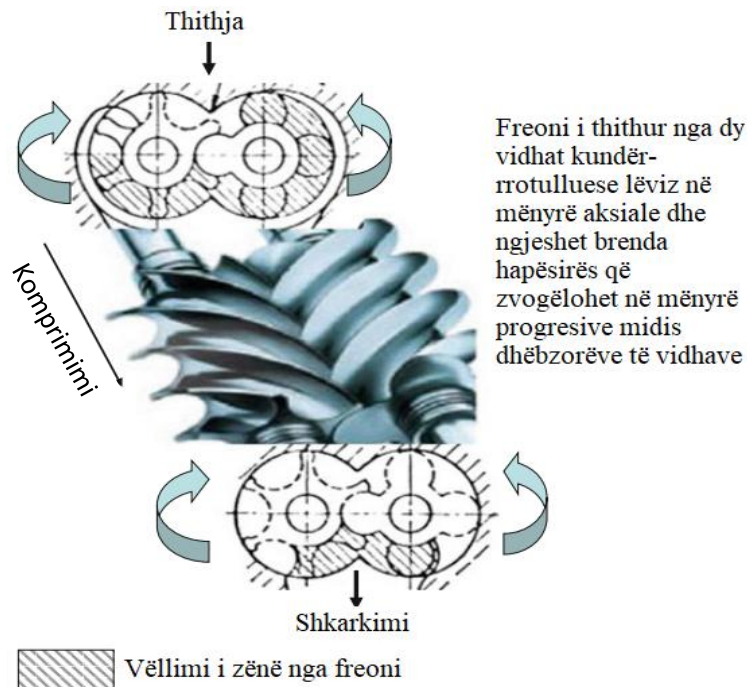


Figura 1.4 Kompresori kërmillorë

Kompresorët kërmillorë përdoren për vlerat e fuqisë mbi 50 kW, ku ato kanë një efikasitet më të lartë se kompresorët pistonik. Mirëpo këta kompresorë janë të disponueshëm edhe për aplikime të vogla (deri në 2,25 kW). Parimi i funksionimit të tyre tregohet në figurën 1.4: dy vidha spirale me diametra të ndryshëm përbëjnë rotorët e kompresorit. Freoni hyn në anën e thithjes dhe lëviz nëpër dhëmbzorë ndërsa vidhat rrotullohen. Dhëmbzorët e detyrojnë freonin në portën e shkarkimit në fund të vidhave, duke zvogëluar në mënyrë progresive vëllimin e tij. Përgjithësisht këta kompresorë kanë raporte më të vogla kompresimi ($\beta = 3:4$) në raport me kompresorët pistonik. Ata gjithashtu mund të përdoren me disa faza në seri. Konfigurimi më i zakonshëm përbëhet nga një rotor mashkull me katër lobe dhe një femër me gjashtë dhëmbëzime. Konfigurime të tjera të mundshme janë 3 (lobe)/5 (dhëmbëzime) dhe 5/7. Diametrat e rotorit zakonisht variojnë nga 12 në 32 mm. Rotorët janë të vendosur në mënyrë horizontale në kallëfe në formë cilindrike të pajisura me porte thithjeje dhe shkarkimi. Vaj lubrifikues injektohet në dhëmbzorë për të parandaluar rrjedhjet e freonit. Më pas vaji derdhet në një ndarës vaji që ndodhet afër pikës së shkarkimit. Faza e thithjes fillon kur dy rotorët lëvizës e lënë pikën e thithjes të hapur. Lëngu hyn në vendin e ngjeshjes dhe lëviz përgjatë boshteve të vidhave. Pika e thithjes mbyllet nga rotorët e kyçjes dhe fillon komprimimi, me pikën e shkarkimit të mbyllur. Raporti, v_i , në mes të vëllimeve fillestare (thithëse) dhe përfundimtare (shkarkuese) është i ashtuquajturi "raport vëllimor i brendshëm". Disa vlera tipike të këtij raporti janë 2.2; 2.6; 3.2; 4.4. Një raport i caktuar kompresimi korrespondon me çdo v_i , në varësi të vetive të freonit. Për një freon të caktuar mund të realizohet një raport optimal i ngjeshjes, duke përdorur një raport të përshtatshëm vëllimor të brendshëm. Kompresorët me fletë dhe me rrotullim përdoren kryesisht në vlerat më të ulëta të fuqisë. Figura 1.5 tregon skemën e një kompresori me fleta. Rotori është vendosur në mënyrë ekscentrike në lidhje me shtresën e jashtme. Mbi këtë janë vendosur portat e thithjes dhe shkarkimit, pa asnjë valvolë.

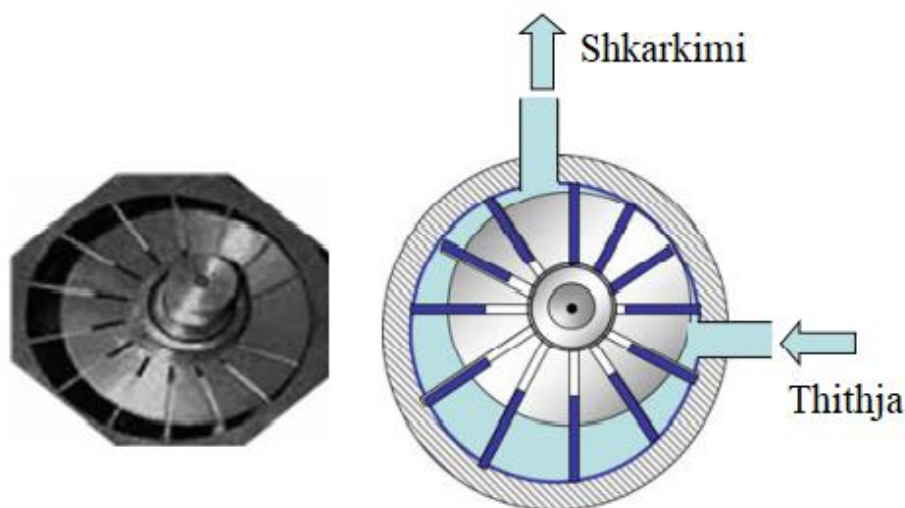


Figura 1.5 Kompresori me fletë

Fletët rrëshqitëse janë të vendosura në rotor dhe shtyhen në drejtim të kundërt me shtresën cilindrike nga forcat centrifugale të prodhuara nga rrotullimi. Ato krijojnë dhoma me një vëllim në rënie progresive nga thithja në shkarkim. Në këtë rast është garantuar një vazhdimësi e mirë e

rrjedhës së freonit. Kompresorët rrotullues përbëhen kryesisht nga dy spirale, një fikse dhe një e lëvizshme, të paraqitura në Fig.1.6. Ky i fundit drejtohet nga një bosht që e bën atë të rrotullohet rreth boshtit të spirales tjetër. Kështu, formohet një hapësirë ku fillon kompresimi pasi porta e thithjes mbyllet, duke reduktuar në mënyrë progresive vëllimin e freonit midis dy rotorëve.

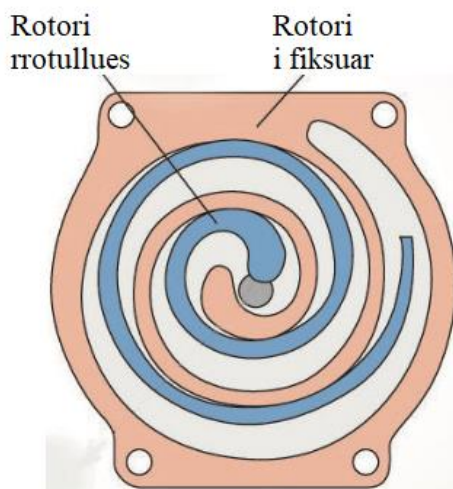


Figura 1.6 Kompresori rotativ

Lidhja në mes të rotorit të fiksur dhe të lëvizshëm garantohet nga një vaji lubrifikues. Siç u tha më lart, dhoma që krijohet është në kontakt me thithjen dhe lëngu rrjedh brenda. Pas një rrotullimi 90° , lëvizja e rotorit mbyll portën e thithjes dhe freoni qëndron i mbyllur brenda dy rrotullave duke u shtypur gradualisht derisa të lëshohet në kanalin e shkarkimit. Si të gjithë kompresorët pa valvola thithëse dhe shkarkimi, efikasiteti isentropik dhe vëllimor është më i madh se te kompresorët me piston. Kompresorët rrotullues zakonisht futen në një guaskë hermetike së bashku me motorin elektrik lëvizës. Një konfigurim tipik është paraqitur në fig. 1.7.

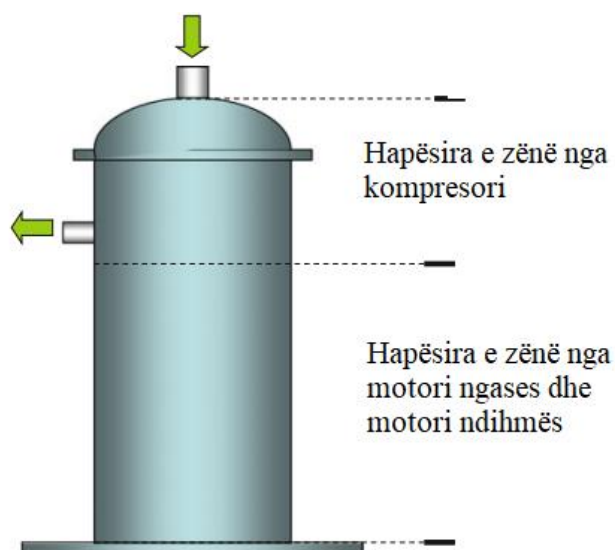


Figura 1.7 Kompresori rotativ nga ana e jashtme

Kompresimi është i qetë dhe i heshtur pasi përfshihen shumë pak pjesë lëvizëse. Kjo e bën këtë kompresor shumë të besueshëm. Kushinetat duhet të lubrifikohen me kujdes, ndërkohë që nuk nevojitet të injektohet vaji në procesin e kompresimit. Kapaciteti i kompresorit zakonisht kontrollohet nga një inverter.

Gama e aplikimit të kompresorëve të lartcekur mund të përmbledhet shkurtimisht në tabelën 1.2.

Tipi	Modeli	Kapaciteti (kW)	Freoni	Aplikimi
Me piston	Hermetik Semi-hermetik I hapur	0.1/30 30/250 250/50	R134a R404A R407A R407C R717 R744	Ftohje industriale me temperaturë të ulët
Rrotullues	Hermetik	3.5/90	R407C R410A	Kondicionim ajri me kapacitet të vogël dhe të mesëm
Me fleta	Hermetik	0.75/3	R407C R410A R744	Frigorifere të vegjel, kondicionim të ajrit, sisteme split (te ndara)
Kërmillorë	Semi-hermetik I hapur	80/8000	R407C R134a R717	Kondicionim i ajrit në kapacitete të mesme dhe të mëdha, ftohje industriale
Kërmillorë të njëfishtë	Semi-hermetik I hapur	100/500	R134a R410A	Qillerë të kapaciteteve të mesme dhe të mëdha per klimatizim komercial dhe industrial

Tab.1.2. Gama e aplikimit të kompresorëve

1.2.2. Valvolat droseluese (zgjëruese)

Valvola droseluese është një pajisje matëse që ushqen me ftohës avulluesin duke ulur presionin e tij nga vlera e kondensatorit në atë të avulluesit, në mënyrë që të mbajë temperaturat e përshtatshme transformuese për burimet e nxehtësisë. Në aplikimet më të thjeshta, ai është i përbërë nga një tub kapilar me hapje fikse ku ngarkesa totale e sistemit rrjedh në çdo kusht të funksionimit. Duhet të jetë mjaft i gjatë për të furnizuar rënien totale të presionit me shpejtësinë e plotë të rrjedhës dhe në përgjithësi është i mbështjellë në formë spirale. Natyrisht, një pajisje e tillë nuk është në gjendje të përballojë ndryshimet e ngarkesës. Prandaj, janë përdorur disa sisteme që lejojnë ndryshimin e zonës së shkarkimit të valvolës sipas ngarkesës aktuale të kërkuar. Arsyeja është mjaft e thjeshtë. Si pasojë e një reduktimi të fuqisë ngrohëse të kërkuar nga mjedisi i brendshëm dhe me një shpejtësi konstante rrjedhjeje, faza e kondensimit e zhvendos pikën e daljes drejt nënftohjes më të madhe në lëng. Në të njëjtën kohë rritet tejnxejja në daljen e avulluesit. Si nënftohja ashtu edhe tejnxejja rriten sa më i madh është çekuilibri midis fuqisë së kërkuar dhe asaj të disponueshme.

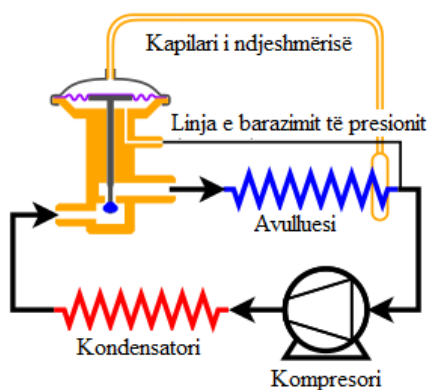


Figura 1.8 Valvola zgjeruese

Prandaj, në një rast të tillë është e nevojshme të ulet shpejtësia e rrjedhës. Zona e shkarkimit të valvolës duhet të reduktohet. Në shumë raste, sinjali i kontrollit të aktivizimit vjen nga një sensor që e bën matjen e temperaturës së avullit në daljen e avulluesit. Kjo bëhet për të mbajtur tejnxejjen e avullit në thithjen e kompresorit të fiksuar në një pikë të caktuar. Në këtë rast flasim për valvolën termostatike dhe kjo metodë aplikohet në avulluesit e thatë. Nëse Δp_v është rënia e presionit të valvolës me një shpejtësi të rrjedhës në masë \dot{m} , ajo mund të përcaktohet si $K\dot{m}^2$, ku K është koeficienti përkatës i rrjedhës. Me një normë rrjedhjeje të reduktuar, \dot{m}' , valvola mbyllet pjesërisht, duke mbajtur konstante rënien e presionit. Koeficienti i ri i rrjedhjes duhet të bëhet $K' = \Delta p_v / \dot{m}'^2$. Të dy K dhe K' janë dy vlera të karakteristikës së rrjedhës së valvolës së instaluar. Nëse fuqia e kërkuar ka një ulje prej 10%, shpejtësia e rrjedhës së masës duhet të reduktohet me të njëjtën përqindje për të mbajtur të njëjtat kushte. Nëse temperatura më e ulët është $-2\text{ }^\circ\text{C}$, ulja e presionit shkon shkon nga 1130 në 272 kPa, me një rënie presioni të barabartë me 858 kPa. Lidhja midis koeficientëve të rrjedhës K' dhe K është:

$$\frac{K'}{K} = \left(\frac{m}{m'}\right)^2 = 1.23 \quad (2)$$

Para së gjithash, vërejmë se shkalla e rrjedhës së ftohësit nuk mund të reduktohet sipas zgjedhjes së dikujt. Një kufizim i parë imponohet nga nevoja për të parandaluar rrjedhjen e lëngut në kompresor. Prandaj, avulli duhet të largohet nga avulluesi (avulluesi i thatë) me një shkallë të caktuar tejnxeheje (jo më pak se 3–5 °C tejnxeheje statike). Kështu, valvola e zgjerimit merr një sinjal të temperaturës nga dalja e avulluesit, në mënyrë që shkalla e rrjedhës të reduktohet nëse vlera e zbuluar është më e ulët se pika e caktuar fikse, ose rritet nëse është më e madhe. Një ndarës lëngu mund të futet menjëherë pas avulluesit, vetëm për t'u siguruar dhe për të pasur një tejnxeheje të ulët. Në fakt, këta ndarës përdoren në rastin e avulluesve të lagësht, ku nuk kërkohet tejnxeheje për të rritur efikasitetin. Një parametër tjetër i rëndësishëm është nënftohja e lëngshme në hyrjen e valvolës së zgjerimit. Kjo është e nevojshme për të shmangur formimin e flluskave të avullit në linjën e lëngut që çon te valvola gjë që do të zvogëlonte performancën e saj. Një vlerë tipike minimale e nënftohjes është 4 °C. Valvolat e zgjerimit në përgjithësi klasifikohen si:

- Valvola e zgjerimit të presionit konstant - i quajtur gjithashtu në mënyrë të gabuar valvola e zgjerimit automatik. Ajo e mban presionin brenda avulluesit konstant, pavarësisht nga ngarkesa brenda avulluesit. Mangësi e kësaj valvole është se nuk e lejon kontrollin e rrjedhës së freonit dhe si rrjedhojë, ky lloj i valvolës nuk përdoret kur nevojitet ky kontroll.
- Valvola e zgjerimit termik (termostatik) - kontrollon sasinë e rrjedhës së freonit duke kontrolluar kështu tejnxehjen në daljen e avulluesit. Valvolat e zgjerimit termik shpesh referohen përgjithësisht si "pajisje matëse". Ato përdoren për ngarkesa termike të ndryshueshme.

Ato funksionojnë sipas presionit dhe tejnxehjes në dalje të avulluesit. Ky presion duhet të mbahet nën një prag fiks të quajtur MOP (Maximum Operating Pressure) për të shmangur çdo funksionim jonormal të kompresorit. Në kushte normale (presion nën MOP) valvola e zgjerimit funksionon sipas tejnxehjes, por sapo të arrihet MOP, vrima e valvolës zvogëlohet duke parandaluar çdo rritje të mëtejshme të presionit. Në ditët e sotme përdorimi i valvolave elektronike të zgjerimit po bëhet gjithnjë e më i zakonshëm. Në këtë lloj valvolash, trangu kontrollohet ose nga një motor elektrik (modulimi i vazhdueshëm i rrjedhës) ose nga një kontrollor pulsi, duke moduluar kohëzgjatjen e pulseve (modulimi i rrjedhës së pulsit). Ato lejojnë një fleksibilitet më të mirë sesa termostatikët tradicionalë në lidhje me:

- MOP dhe për rrjedhojë, në temperaturën e avulluesit.
- Tejnxehjen, pra duke ulur vlerën e saj.
- Injektimin e mundshëm në avullues të rrjedhjes optimale të avullit në ngarkesa të pjesshme.

Në këtë mënyrë, është e mundur mirëmbajtja në çdo çast e tejnxehjes në vlerën e saj minimale optimale, falë saktësisë së ofruar nga kontrolli elektronik.

Në rastin e modulimit të vazhdueshëm, kontrolluesi i jep motorit një sinjal të tensionit të ulët, i aftë për të bërë lëvizjen e rotorit në drejtim të akrepave të orës ose në të kundërt. Modulimi i pulsit siguron mbështjelljet e duhura me impulse të tensionit, duke lëvizur në mënyrë boshtore një

magnet të lidhur me trungun e valvolës. Valvola mund të funksionojë vetëm plotësisht e hapur ose plotësisht e mbyllur. Rrjedha rregullohet përmes kohëzgjatjes së impulseve.

1.2.3. Avulluesit dhe kondensatorët

Parimisht avulluesi dhe kondensatori paraqesin dy këmbyes të nxehtësisë të cilët e shkëmbejnë nxehtësinë me disa lloje burimesh të brendshme dhe të jashtme. Ekziston një përdorim i gjerë i sistemeve mjaft të vogla (sistemet e ndarjes), ku këmbyesit e nxehtësisë së brendshme dhe të jashtme ftohen nga ajri i fryrë nga ventilatorët boshtor të madhësisë së duhur. Në këtë rast themi se po përdorim një pompë termike ajër/ajër, në kuptimin që freoni këmben nxehtësinë drejtpërdrejt me ajrin në të dy këmbyesit e nxehtësisë. Burimi i brendshëm mund të jetë gjithashtu uji i një sistemi hidraulik ose uji sanitar, ndërsa burimi i jashtëm mund të jetë uji, madje edhe toka. Për sa i përket llojit të burimeve termike, pompat e termike mund të klasifikohen në mënyrë sintetike si:

- Pompa termike ajër/ajër, nëse të dy burimet janë ajri.
- Pompat termike ajër/ujë, nëse burimi i jashtëm është ajri dhe i brendshëm uji, si në sistemet e ngrohjes së ujit.
- Pompat termike ujë/ujë, nëse të dy burimet janë ujë.

Në çdo rast, fjala e parë i referohet burimit të jashtëm dhe e dyta burimit të brendshëm të nxehtësisë. Kur burimi i nxehtësisë është ajri (pompat termike ajër/ajër ose ajër/ujë), këmbyesi i nxehtësisë i ftohet me ajër përbëhet kryesisht nga një tufë tubash me fundza me kokë kutie drejtkëndëshe në të dy skajet e tubave. Ajri ftohës sigurohet nga një ose më shumë ventilatorë. Nëse freoni këmben nxehtësinë me ujë, përdoren këmbyes nxehtësie me pllaka dhe kornizë. Këta këmbyes kanë pllaka metalike të valëzuara për të transferuar nxehtësinë ndërmjet lëngjeve (Fig.1.9). Ato mund të jenë të salduara, gjysmë të salduara dhe të ngjitura.

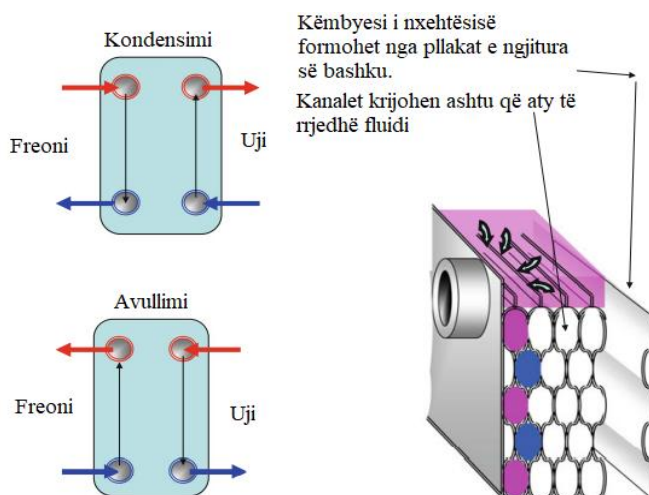


Figura 1.9 Skema e këmbyesit pllakorë të nxehtësisë

Kanë efikasitet të lartë të transferimit të nxehtësisë dhe janë këmbyes mjaft kompakt të nxehtësisë. Pllakat zakonisht ndahen me guarnicione mbyllëse gome (Gasketed Plate Heat Exchangers GPHE) dhe shtypen për të formuar korita në kënde të drejta me drejtimin kryesor të rrjedhjes. Çdo lëng rrjedh në boshllëqe, secila e formuar nga dy pllaka të njëpasnjëshme, 1,3-1,5 mm të gjera. Pllakat janë të ngjeshura së bashku në një kornizë të ngurtë dhe formojnë një grup kanalesh paralele me fluide të nxehta dhe të ftohta. Ato mund të çmontohen lehtësisht për qëllime pastrimi dhe mirëmbajtjeje, si dhe për të futur elementë të mëtejshëm. Pllakat gjithashtu mund të brazohen (p.sh., të brazuara me bakër) në vend të saldimit, kështu që quhen këmbyes të nxehtësisë me pllaka të brumosura (BPHE). Pllakat janë të formuara në atë formë që të nxisin nivele të larta turbulence në mënyrë që të rritet efikasiteti i transferimit të nxehtësisë si dhe vetëpastrimi.

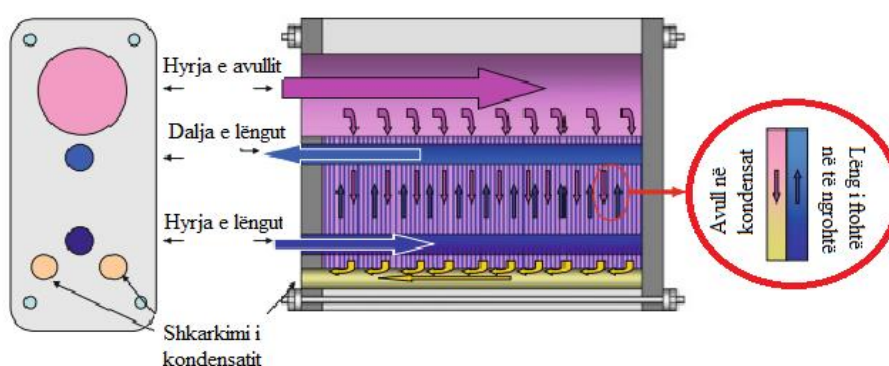


Figura 1.10 Skema e kondensatorit pllakorë

Në figurën 1.10 është paraqitur skema e punës së një kondensatori pllakorë të prodhuesit Alfa-Laval. Avulli hyn në tubin e madh dhe pastaj qarkullon nëpër hapësirat e formuara nga pllakat. Pastaj uji i cili futet tek hyrja e lëngut e merr nxehtësinë dhe largohet nga kondensatori me temperaturë më të lartë. Avulli i kondensuar largohet përmes tubave të shkarkimit të kondensatit. Për kondensatorët BPHE të ftohur nga uji kapacitetet variojnë nga 0,7 deri në 186 kW ndërsa për avulluesit nga 0,7 deri në 141 kW, të dy që përdorin R410a si freon. Gjithashtu mund të përdoren këmbyesit e nxehtësisë me tuba, të përbërë nga dy tuba koaksialë me atë të brendshëm të valëzuar, siç tregohet në Fig. 1.11, për të rritur zonën e transferimit të nxehtësisë dhe për të nxitur turbulencën. Me përdorimin e tyre rritet koeficienti i transferimit të nxehtësisë ashtu edhe aftësia e vetëpastrimit. Kanë kapacitete të ndryshme të transmetimit të nxehtësisë. Këta këmbyes shpesh janë të mbështjellje me spirale për të reduktuar hapësirën që zënë.

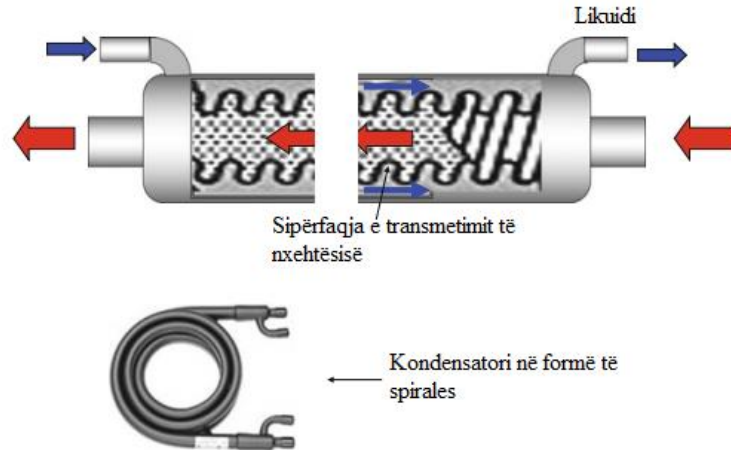


Figure 1.11 Këmbyesi me tuba me sipërfaqe të valëzuar

Tubat e jashtëm dhe të brendshëm, në përgjithësi, janë bërë përkatësisht nga çeliku dhe bakri.

Gjithashtu përdoren edhe këmbyesit e nxehtësisë guaskor. Figura 1.12 tregon skemën e një kondensatori të tillë. Uji ftohës rrjedh nëpër tuba dhe përdoret si ftohës në guaskë. Avulli hyn në guaskë dhe kondensohet, në kontakt me tubat e ftohtë. Si shembull Alfa Laval, furnizon këmbyes të nxehtësisë me R407C dhe R134a, të ftohur nga uji që vjen nga kullat ftohëse, pusët, lumenjtë dhe liqenet, si dhe nga proceset industriale, me fuqi kondensimi midis 60 dhe 1680 kW.

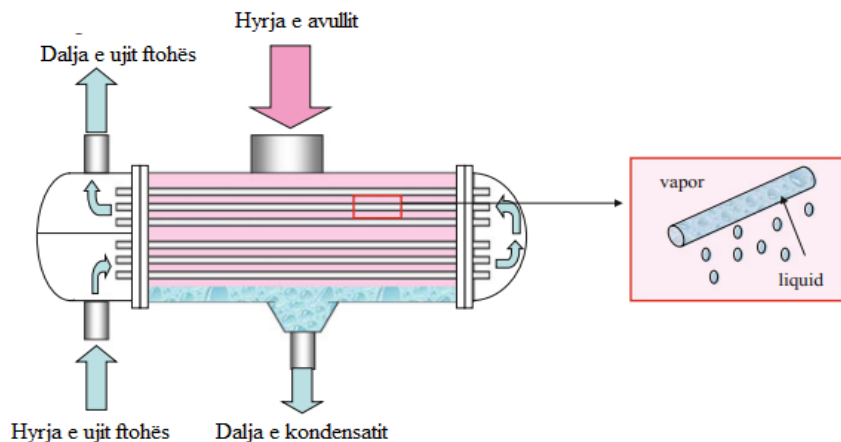


Figure 1.12 Këmbyesit me guaskë

Këmbyesit e nxehtësisë dizajnohen për kërkesa nominale. Kështu që, për shembull, avulli që del nga kompresori dërgohet si lëng i tejftohur në valvulën e zgjerimit. Kur shkalla e rrjedhës së freonit është më e ulët se vlera nominale, me të njëjtën shpejtësi të rrjedhës së ujit ftohës, zona e ftohësit të lëngshëm të tejftohur zgjerohet. Siç është cekur edhe më lart, në dalje të kondensatorit vendoset një marrës lëngu, i cili synon të mbledhë freonin në rastin e mirëmbajtjes dhe të lejojë modifikimin e shpejtësisë së rrjedhës, në mënyrë që vetëm lëngu të mund të rrjedhë në valvulën e petëzimit.

Një rezervuar tjetër mund të vendoset në daljen e avulluesit (avulluesit e lagësht). Siç u theksua më parë në avulluesit e thatë, vetëm avulli i tejnxehur rrjedh nga këmbyesit e nxehtësisë. Kështu, nuk ka asnjë rrezik për kompresorin, por ne humbasim efikasitetin e transmetimit të nxehtësisë pasi zona me temperaturë të ndryshueshme të freonit ekziston në pjesën e fundit të avulluesit. Si “ilaç” për këtë përdoret një avullues i lagësht, ku ndërrimi i fazës përfundon pa tejnxehje. Një ndarës gravitacional i avullit vendoset më pas përpara thithjes së kompresorit. Këmbyesit e nxehtësisë të ftohur me ajër në thelb përbëhen nga tufa tubash me fund. Freoni rrjedh në tuba, shpesh të përbërë nga bakri, dhe ajri fryhet nga ventilatorët. Shpejtësia e rrjedhës së ajrit mund të ndryshohet si hap pas hapi (zakonisht tre hapa) ose vazhdimisht, nga një inverter, sipas ngarkesës së kërkuar. Një skemë tipike bazë është paraqitur Fig.1.13. Ky është lloji më i përdorur i shkëmbyesve të nxehtësisë me kapacitet të ulët. Për makineri më të mëdha përdoren paisje shumë më komplekse, gjithsesi duke punuar me të njëjtin parim funksionimi. Cilado qoftë madhësia, këta shkëmbyes mund t'i nënshtrohen formimit të ngricave.

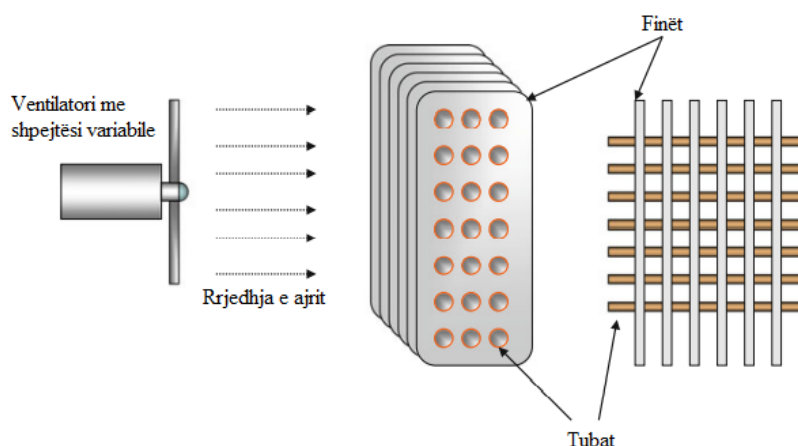


Figura 1.13 Këmbyesi i nxehtësisë i ftohur me ajër

Këmbyesit e jashtëm të nxehtësisë përgjithësisht dizajnohen duke iu referuar kushteve të verës, për afërsisht me një ndryshim të temperaturës prej 12-15 °C midis freonit që rrjedh dhe temperaturës së ajrit të jashtëm. Prandaj, nëse temperatura e ajrit është 35 °C, kondensimi ndodh në rreth 50 °C dhe këmbëhet vetëm nxehtësia sensible. Në dimër, ajri që rrjedh në fine, me një temperaturë hyrëse T_i dhe nxehtësi specifike cp_A , transferon një nxehtësi q (J/kg), e barabartë me diferencën midis entalpisë së hyrjes, h_i , dhe asaj të daljes, h_u . Atëherë kemi:

$$q = h_i - h_u = cp_A(T_i - T_u) + r'(x_i - x_u) \quad (3)$$

$$T_u = T_i - \frac{[q - r'(x_i - x_u)]}{cp_A} \quad (4)$$

Për shkak se $x_i = x_u$

$$\text{Kemi: } T_u = T_i - \frac{q}{cp_A} \quad (5)$$

Nga ekuacionet e mësipërme nxjerrim përfundimin se pasiqë T_i dhe q ju mbesin vlerat e njëjta, temperatura e ajrit në dalje T_u është më e ulët për një këmbim nxehtësie sensible të pastër ($x_u = x_i$) sesa për një transformim me një këmbim latent të nxehtësisë ($x_u \neq x_i$).

Temperatura e avullimit normalisht supozohet të jetë $4\text{ }^\circ\text{C}$ më e ulët se e ajrit ftohës që del, në mënyrë që lagështia relative të përmirësojë COP në temperatura mbi atë të fillimit të cikleve të shkrirjes. Në temperatura më të ulëta, lagështia e ajrit shkakton cikle më të ngarkuara të shkrirjes, duke ulur performancën e një pompë termike. Prandaj duhet të pritet një nivel i COP kundrejt temperaturës së ajrit të jashtëm, e ngjashme me atë të skicuar në Fig. 1.14. Lakoret e kuqe dhe blu i referohen $RH = 50\%$, respektivisht $RH = 90\%$, ndërsa kurba kafe i referohet një vlere të ndërmjetme të RH.

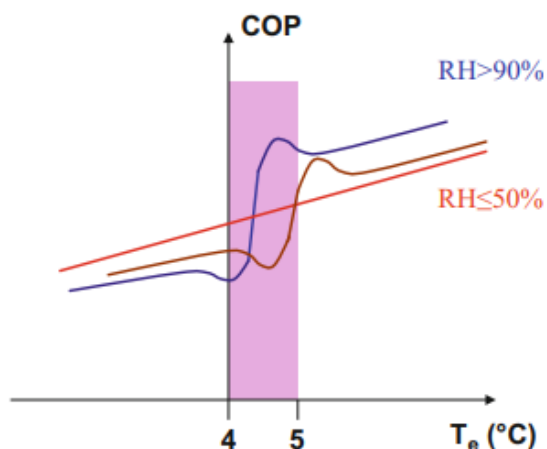


Figura 1.14 COP në raport me temperaturën e ajrit të jashtëm me vlera të ndryshme të lagështisë relative

Në dimër, akulli mund të ngrijë, si në finët e tubave ashtu edhe në vetë tubat, për shkak të lagështisë relative të ajrit të jashtëm dhe temperaturës së ulët. Ky fenomen ndodh me një temperaturë të jashtme edhe më të lartë se 5 ose $6\text{ }^\circ\text{C}$ dhe një lagështi që kalon 60% . Në fillim formohet një shtresë e hollë akulli. Në këtë fazë akulli i formuar është një përçues i mirë termik, rrit zonën e këmbimit të nxehtësisë dhe ul seksionin e rrjedhës (boshllëqet midis fineve) duke rritur shpejtësinë e ajrit, më pas, rrit shpejtësinë e transmetimit të nxehtësisë. Shtresat shtesë të akullit që formohen më pas janë poroze dhe përmbajnë ajër. Prandaj ato janë izoluese dhe përkeqësojnë këmbimin e nxehtësisë. Rrjedhimisht, efikasiteti i avulluesit fillimisht rritet, por zvogëlohet më pas. Kështu, akulli izolues redukton performancën e pompës termike. Është thelbësore të merren masa në kohën e duhur dhe për një periudhë të duhur për të hequr të gjithë akullin e krijuar. Mënyra më e mirë për të vendosur kohën kur të filloj shkrirja është t'i siguroni pompës termike sensorë që zbulojnë: temperaturën e ajrit, shpejtësinë e rrjedhjes së tij nëpër tuba dhe fine dhe në të njëjtën kohë, presionin e freonit. Në këtë mënyrë, shkrirja fillon në momentin e duhur dhe zgjat aq sa duhet, pasi efektet e cikleve të shkrirjes në performancën e pompës termike nuk janë aspak të papërfillshme. Sa për të pasur një ide, në tabelen 1.3 janë dhënë disa të dhëna, në lidhje me intervalin kohor midis dy shkrirjeve të njëpasnjëshme, në varësi të temperaturës dhe lagështisë

relative. Tabela raporton vetëm vlera treguese të përafërta të këtyre intervaleve kohore ndërsa ato aktuale duhet të vendosen specifikisht sipas rastit.

Temperatura e jashtme [°C]	Lagështia relative [%]	Kohëzgjatja [min]
0	70	220
	80	100
	90	50
	100	30
5	70	220
	80	100
	90	50
	100	30

Tab.1.3. Të dhëna tipike për defrost

Teknika e shkrirjes mund të konsistojë ose në një rezistencë elektrike e cila ndizet kur temperatura e fineve i afrohet 0°C ose, që ndodh më shpesh, ndryshimi i ciklit termik. Kjo do të thotë që njësia kalon në modalitetin e ftohjes dhe spiralja e jashtme (avulluesi) bëhet kondensuesi i nxehtë. Duke vepruar kështu, u shkaktohet njëfarë shqetësimi përdoruesve të pompës brenda. Në çdo rast, një sasi akulli që zvogëlon shpejtësinë e rrjedhës së ajrit ftohës më shumë se 50% të vlerës nominale nuk është e pranueshme, pasi mund të dëmtojë kompresorin. Nga njëra anë, siguria e pajisjeve sygjeron cikle më të shpeshta shkrirje, por ekonomia dhe qëndrueshmëria e makinës kërkojnë kryerjen e një numri më të vogël të cikleve të shkrirjes.

1.2.4. Valvola kthyese katërkahore

Skema e valvolës së kthimit të ciklit për pompat termike është paraqitur në Fig. 1.15 dhe 1.16. Gjithësej janë 4 marrje. Në krye kemi marrjen ku derdhet lëngu i shkarkimit të kompresorit, marrje me presion të lartë. Nga tre portet e vendosura në anën e poshtme ajo qendrore e dërgon freonin në thithjen e kompresorit.

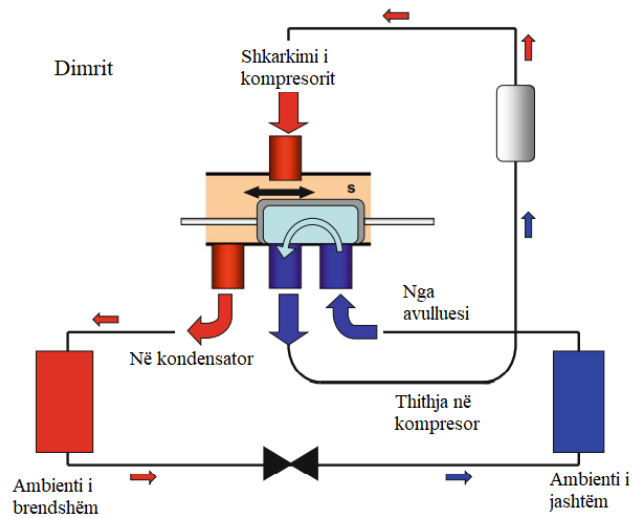


Figura 1.15 Konfigurimi i valvolës kthyesë gjatë periudhës së dimrit

Cikli ndryshon nga rrëshqitja e rrëshqitësit S që vë në kontakt këto porte nga dy, duke lëvizur djathtas dhe majtas.

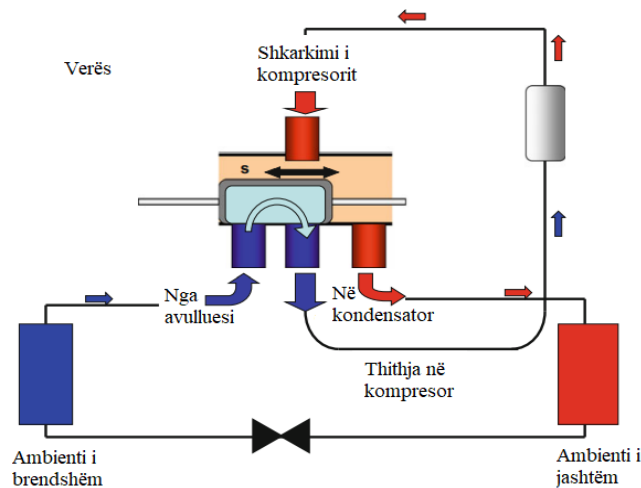


Figura 1.16 Konfigurimi i valvolës kthyesë gjatë periudhës së verës

Lëvizja e tij shkaktohet nga vetë freoni që rrjedh nëpër tubat kapilarë. Kjo rrjedhje kontrollohet nga një valvolë e aktivizuar nga një spirale elektrike. Kjo spirale e valvolës bën rregullimin e mënyrës së funksionimit, duke kaluar në ciklin dimërorë (Fig. 1.15), dhe në ciklin e modalitetit verorë (Fig 1.16). Kjo bëhet si për ndryshimin e funksionimit sezonal ashtu edhe për defrost.

2. Ciklet operuese të pompës termike

Siç u cekë edhe më lart pompat termike janë në gjendje të nxjerrin nxehtësinë nga mjedisi në një nivel të ulët të temperaturës në një nivel më të lartë të temperaturës. Për të nxitur këtë "proces të pompimit të nxehtësisë", nevojitet një burim energjie me përmbajtje më të lartë energjike. Në rastin e pompave termike me kompresim me motor elektrik, burimi më i lartë i energjisë është energjia elektrike që përdoret për të drejtuar kompresorin e ciklit të freonit. Bilanci energjetik i një procesi të pompës termike (pa humbje) mund të përshkruhet si:

$$Q = Q_{\text{burimit}} + P_{\text{el,komp.}} \quad (6)$$

Ku: Q – energjia e dobishme ;

Q_{burimit} – nxehtësia e futur në avullues ;

$P_{\text{el,komp}}$ – energjia elektrike e nevojshme nga kompresori.

Karakteristikë tjetër e pompave termike është edhe koeficienti i performancës (COP) i cili përcaktohet si sasia e nxehtësisë së dobishme e ndarë me kapacitetin elektrik të kompresorit:

$$COP = \frac{Q}{P_{el}} \quad (7)$$

Në përgjithësi dallojmë tri lloje të koeficientëve të performancës:

- Koeficienti i performancës të procesit Carnot $\varepsilon_{\text{carnot}}$;
- Koeficienti i performancës i bazuar në procesin teorik ε_{th} ;
- Koeficienti i performancës i bazuar në procesin real ε .

Koeficienti i performancës i ciklit Carnot është paraqitur në figurën e mëposhtme.

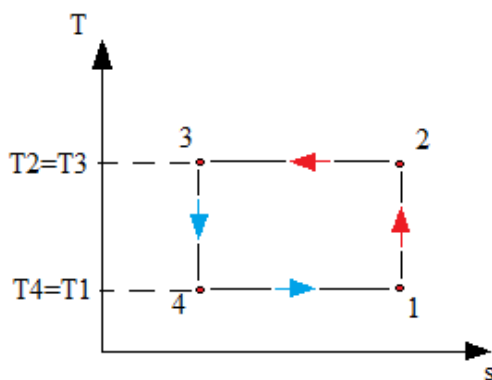


Figura 2.1 Cikli Carnot

Ku koeficienti i performancës merr formen :

$$COP = \frac{T_3 - T_4}{T_3} = 1 - \frac{T_4}{T_3} = \frac{T_2 - T_1}{T_2} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (8)$$

Nga ekuacioni dhe figura shihet se me rritjen e diferencës së temperaturave të burimit T3 dhe T4 respektivisht T1 dhe T2 rritet edhe koeficienti i performancës. Ndërsa koeficienti i performancës për proceset reale llogaritet duke u bazuar në shkallën e shfrytëzimit të pompës termike nga koeficienti i performancës të ciklit Carnot.

$$\varepsilon = \eta_{\text{tot}} \cdot \varepsilon_{\text{carnot}} = \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_e \cdot \varepsilon_{\text{carnot}} \quad (9)$$

Ku: • η_{tot} – Efiçienca totale ;

- $\varepsilon_{\text{carnot}}$ – Efiçienca e ciklit Carnot ;
- η_i – Efiçienca e indeksuar ;
- η_m – Efiçienca mekanike e kompresorit ;
- η_e – Efiçienca elektrike.

Ndërsa formula më e përafërt për llogaritjen e koeficientit të performancës për pompat termike me kompresim jepet në formën vijuese:

$$\varepsilon = 0.74 \cdot \frac{T_3}{T_3 - T_4} - \left(0.0032 \cdot T_3 + 0.765 \cdot \frac{T_3}{T_4} \right) + 0.9 \quad (10)$$

2.1. Cikli i ngrohjes së pompës termike

Cikli i ngrohjes së pompës termike fillon me qarkullimin e freonit përmes spiraleve të jashtme (shih Figurën 1.18). Fillimisht, freoni është në një gjendje të lëngshme me presion të ulët dhe temperaturë të ulët, por shpejt thith nxehtësinë e mjaftueshme nga ajri i jashtëm për të rritur temperaturën e tij deri në pikën e vlimit. Me arritjen e pikës së vlimit, freoni shndërrohet në një avull ose gaz të nxehtë. Ky gaz më pas kompresohet nga kompresori dhe qarkullohet nën presion dhe temperaturë më të lartë nëpër spiralet e brendshme, ku bie në kontakt me ajrin më të ftohtë në hapësirat e brendshme. Ajri i freskët bën që gazi të ftohet, të kondensohet dhe të kthehet në gjendje të lëngshme. Kondensimi i avullit të freonit lëshon nxehtësi në brendësi të strukturës ose dhomës. Pasi freoni të jetë rikthyer në gjendje të lëngshme, ai kalon përmes një valvole droseluese pajisjeje të posaçme për uljen e presionit dhe më pas kthehet në spiralet e jashtme (të avulluesit), ku cikli i ngrohjes fillon përsëri. Temperatura e ajrit të dhomës ose hapësirës që fillimisht ftohte avujt e freonit me temperaturë më të lartë rritet vetë nga procesi i transmetimit të nxehtësisë dhe riqarkullohet në të gjithë dhomën për të siguruar nxehtësinë e nevojshme.

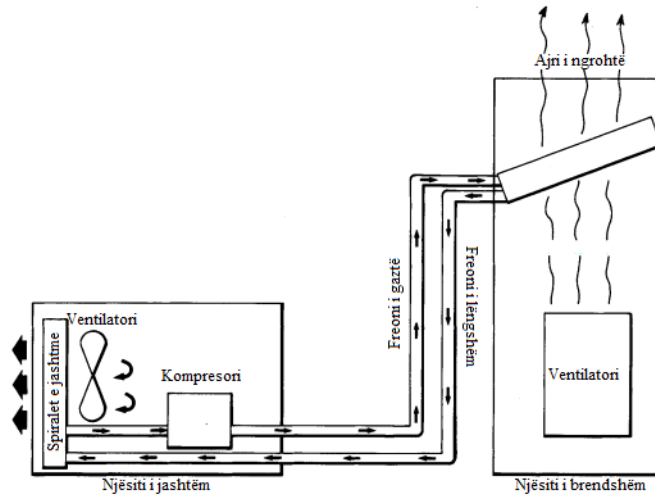


Figura 2.2 Cikli i ngrohjes së pompës termike

2.2. Cikli i ftohjes së pompës termike

Në ciklin e ftohjes, valvola e kthimit bën që të ndryshojë rrjedha e freonit. Si rezultat, kompresori pompon freonin në drejtim të kundërt, në mënyrë që spiralet që ngrohin ndërtesën ose hapësirën e ftohtë ta ftohë hapësirën e ngrohtë. Me fjalë të tjera, nxehtësia nxirret nga pjesa e brendshme, qarkullohet përmes pompës termike dhe më pas nxirret jashtë ndërtesës ose hapësirës gjatë kondensimit të freonit (d.m.th., ndryshimi i tij nga një gjendje e gaztë në një gjendje të lëngshme). Ky cikël është paraqitur në figurën 1.19.

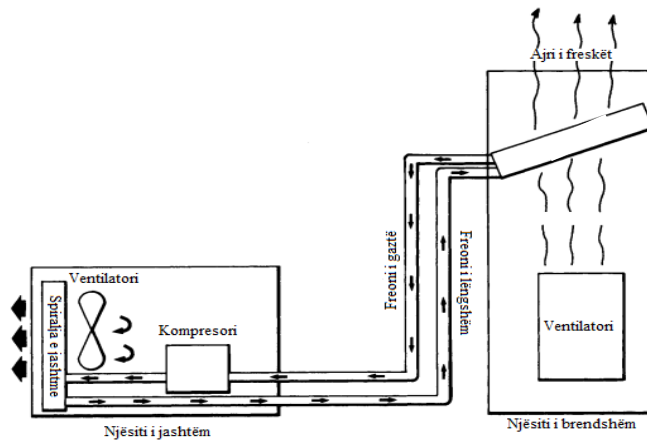


Figura 2.3 Cikli i ftohjes së pompës termike

2.3. Cikli i shkrikrjes (Defrost)

Për shkak se ajri i jashtëm është relativisht i ftohtë kur pompa termike është në ciklin e ngrohjes dhe spiralja e jashtme vepron si avullues, në kushte të caktuara të temperaturës dhe lagështisë relative formohen ngrica në sipërfaqen e spirales së këmbyesit. Për shkak se kjo shtresë e ngricës në spirale ndërhyr në funksionimin efikas të pompës termike, ajo duhet të hiqet. Kjo arrihet duke e vendosur pompën termike në një cikël shkrikrjeje. Në ciklin e shkrikrjes, veprimi i pompës termike ndryshon në intervale të caktuara dhe kthehet në ciklin e ftohjes. Kjo bëhet për të ngrohur përkohësisht spiralen e jashtme dhe për të shkriur ngricat e akumuluar. Rritja e temperaturës së spirales së jashtme përshpejtohet për shkak se ventilatori i jashtëm ndalon së punuari kur sistemi kalon në ciklin e ftohjes. Sistemi do të qëndrojë në ciklin e ftohjes derisa temperatura e spirales të rritet në një temperaturë të mjaftueshme. Koha e ciklit të shkrikrjes do të ndryshojë, në varësi të sasisë së ngricës së mbledhur në spirale. Gjatë kësaj periudhe, motori i brendshëm vazhdon të funksionojë dhe të fryjë ajër të ftohtë në hapësirat e brendshme. Në këtë rast për ngrohje mund të përdoret një ngrohës ndihmës elektrik. Elementi i ngrohjes lidhet me tela në fazën e dytë të një termostati me dy faza dhe do të ndizet automatikisht kur pompa termike është në ciklin e shkrikrjes (terminalet 9 dhe 7 në releun e shkrikrjes në figurën 1.20).

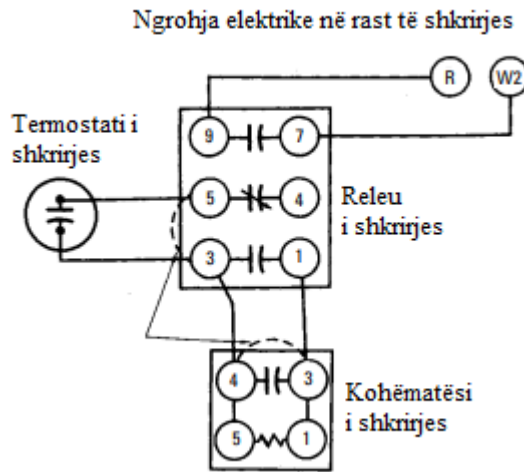


Figura 2.4 Diagrami i sistemit të shkrikrjes (defrost)

Sistemi i kontrollit të ciklit të shkrikrjes përbëhet nga një termostat, kohëmatës dhe rele. Termostati i shkrikrjes ndodhet në fund të spirales së jashtme ku mund t'i përgjigjet ndryshimeve të temperaturës në spirale. Kur temperatura e jashtme bie në 0°C atëherë nga termostati jepet komanda për ndryshimin e ciklit tek valvola kthyesë. Ky veprim i termostatit bën që motori i kohëmatësit (i vendosur në kutinë elektrike të njësisë) të fillojë punën. Pasi periudhat akumuluese të funksionimit arrijnë ose 30 minuta ose 90 minuta (në varësi të llojit të kamerës së instaluar në kohëmatës), kohëmatësi aktivizon reletë e shkrikrjes, të cilat e bëjnë ndërrimin e marrjeve në valvulën e kthimit dhe ndalon punën e motorit të ventilatorit të jashtëm. Njësia qëndron në ciklin e shkrikrjes (cikli i ftohjes) derisa temperatura e spirales së jashtme të arrijë në rreth 12°C. Në atë

temperaturë, spiralja është pa ngrica dhe termostati i ngrirjes hapet për të ndaluar kohëmatësin dhe për ta kthyer njësinë në ciklin e ngrohjes. Kohëmatësi nuk do të aktivizohet përsëri derisa temperatura e spirales së jashtme të bie në 0°C.

3. Freonët

Historia e ftohësve sintetikë (të pastër) fillon në vitet tridhjetë të viteve 1900 në Shtetet e Bashkuara. Në fillim ato u prodhuan nga hidrokarburet si etani, C₂H₆ dhe metani, CH₄, me halogjenim, d.m.th., duke zëvendësuar atomet e hidrogjenit me atomet e klorit dhe fluorit. Në këtë rast halogjenimi ishte i plotë, domethënë u zëvendësuan të gjitha atomet e hidrogjenit. Këto produkte quheshin karbone klorofluore, CFCI. Mirëpo vetëm në vitin 1974 u bënë të qarta efektet negative të tyre. Në fakt, falë lidhjes së fortë dhe të qëndrueshme midis klorit dhe fluorit, CFCI-të mund të zgjasin dhjetëra vjet dhe të grumbullohen në stratosferë duke rritur efektin serë dhe shterimin e shtresës së ozonit (për shkak të klorit). Prandaj prodhimi i tyre u urdhërua të përfundonte në vitin 1996 dhe u përdor një proces tjetër halogjenimi i pjesshëm për të zbutur pasojat e përdorimit të freonëve në natyrë. Dhe kështu në këtë menyrë u përfituan Hidro-klorofluorokarburet, HCFC, komponente me një ndikim më të lehtë në mjedis se CFCI. Le të shqyrtojmë shkurtimisht kuptimin e shkurtësave që karakterizojnë këto lëngje. Prefiksi R do të thotë ftohës dhe numrat e mëposhtëm tregojnë përbërjen e tyre kimike, nga e majta:

- shifra e parë jep numrin e atomeve të karbonit, C, minus 1 (0 do të thotë 1 atom C, 1 do të thotë 2 atome të C);
- shifra e dytë jep numrin e hidrogjenit, H, atomeve plus 1 (2 do të thotë 1 atom H, 3 do të thotë 2 atome H);
- shifra e tretë jep numrin e atomeve të fluorit, F;
- një shkronjë (a, b, c) pas shifrës së fundit, tregon izomerin të cilit i referohen

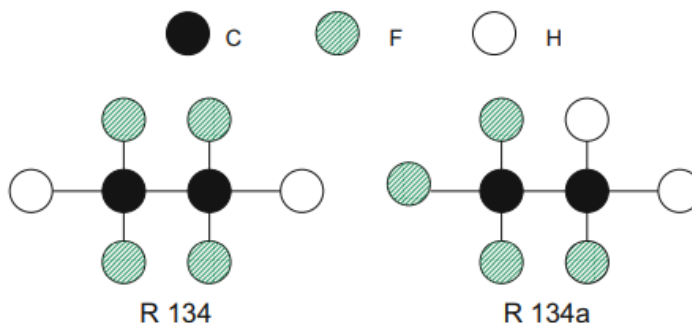


Figura 3.1 Molekula e R134 dhe izomeri i tij a (ndryshimi i pozites së atomit të hidrogjenit dhe florit)

Një shembull klasik paraqet R134a (tetrafluoroetani CH_2FCF_3). Në fakt ai përmban dy atome karboni, dy atome hidrogjen dhe tre atome fluor dhe i referohet izomerit a të Fig. 3.1. Ky freon nuk përmbanë atome klori dhe i përket grupit të hidrofluorokarboneve (HFC), të cilët nuk përmbajnë klor për të shmangur dëmtimin e ozonit. Tek pompat termike ka zëvendësuar R12 dhe R114. Hidrofluorokarburet nuk kanë efekt në ozonin atmosferik, por, për fat të keq, ato veprojnë si gazra serë dhe kanë performancë më të ulët (si freonë) sesa CFC-të dhe HCFC-të. Përveç HFC-ve, që janë lëngje të pastra, përdoren edhe përzierjet e lëngjeve të përshkruara më parë të shënuara me seritë 400 dhe 500. Lëngjet e para (seri 400) janë jo-azeotropike dhe të dytat (seri 500) janë përzierje azeotropike. Vetitë e përzierjeve varen nga lloji i lëngjeve përbërëse dhe nga përqendrimet e tyre. Në përgjithësi, kalimi nga lëngu në avull me presion konstant ndodh me një rritje të temperaturës, i ashtuquajtur rrëshqitje. Në rastin e përzierjeve zeotropike, si përbërja e avullit ashtu edhe e lëngut ndryshojnë gjatë procesit, derisa përbërja e tyre origjinale të rikthehet në fund të ndryshimit fazor. Figura 3.2 tregon një proces ndryshimi fazor në presion konstant për këto përzierje. Dy kurbat korrespondojnë me avullin e ngopur (vija e sipërme) dhe linjën e lëngut të ngopur (vija e poshtme).

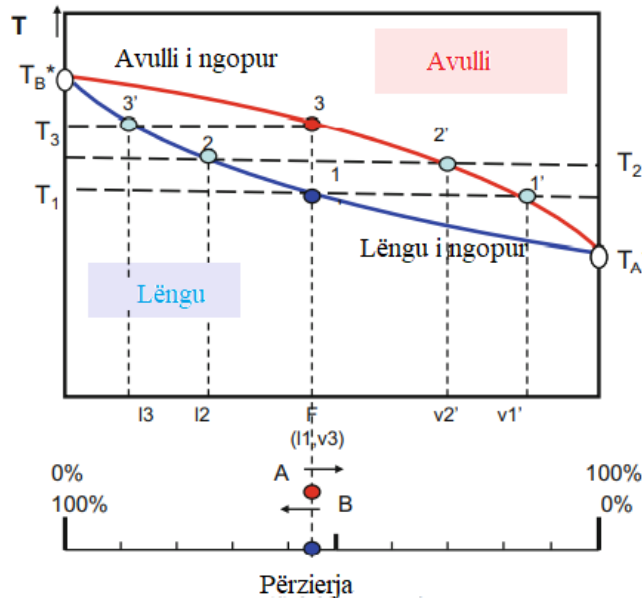


Figura 3.2 Ndryshimi i gjendjes (lëng-avull) i një përzierje të dy komponentëve

Le të marrim një përzierje të dy përbërësve A dhe B, me temperatura vlimi T_A^* dhe T_B^* ($T_B^* > T_A^*$) në një presion të caktuar. Në fillim përbërja e tij i përgjigjet pikës F me temperaturë T_1 . Përmbajtja e lëngut (masa e lëngut pjesëtuar me masën e përzierjes) është e barabartë me l_1 dhe përmbajtja e avullit v_1' . Avulli është më i pasur në A (pika më e ulët vlimi) dhe lëng në B. E njëjta gjë ndodh në një gjendje të ndërmjetme (2-2', temperatura T_2) edhe pse me përqendrim të ndryshme se më parë. Në temperaturën T_3 përzierja arrin l_3 dhe v_3 . Kjo sjellje e përzierjeve zeotropike mund të jetë e papërshtatshme qoftë në rastin e ngarkesës, ashtu edhe në rastin e rrjedhjes së lëngut, pasi shkakton humbjen e përbërësit më të paqëndrueshëm, duke ndryshuar kështu përbërjen e përzierjes. Lëngjet e këtij lloji janë, për shembull, R410A dhe R407C, të cilat kanë një "rrëshqitje" prej 7°C në presionin atmosferik dhe nuk rekomandohen për aplikim aty ku

cikli i punës është i reversibil. R407C është përdorur gjerësisht si zëvendësues i R22 në fushën e ajrit të kondicionuar. Më pas u preferua R410A, që është një përzierje kuazi-azeotropike me një “rrëshqitje” prej 0,5 °C në presionin atmosferik. Vlen të theksohet se zëvendësimi i një lëngu me një tjetër duhet të vlerësohet me kujdes duke marrë parasysh vetitë termofizike, kimike (korrozioni i qarkut) etj. Disa përzierje mund të sillen edhe si lëngje të pastra për disa vlera, ose për varg vlerash të përbërjes së tyre, në mënyrë që, në presion konstant, ndryshimi fazor nga lëngu në avull të ndodhë me një përbërje dhe temperaturë konstante (pa rrëshqitje). Ato përzierje quhen azeotropike ose kuazi-azeotropike, nëse të dyja sasinë e sipërpërmendura qëndrojnë pothuajse konstante. Në përputhje me këtë, mund të ndodhë që temperatura e ndryshimit të fazës të jetë ose më e vogël (azeotrope pozitive) ose më e lartë (azeotrope negative) se ato të përbërësve të tyre. Figura 3.3 tregon të dy rastet.

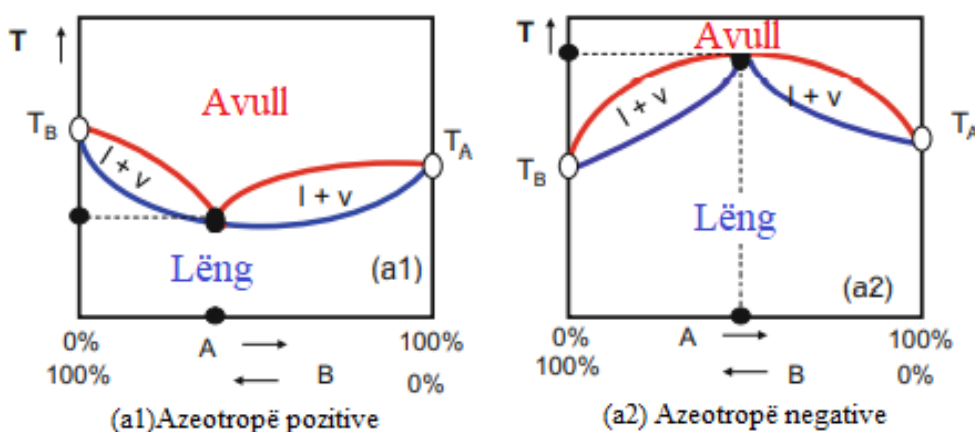


Figura 3.3 Ndërrimi i gjendjes (lëng-avull) i një përzierje azeotropike

Karakteristikat e ftohësve mund të vlerësohen përgjithësisht në bazë të karakteristikave të mëposhtme:

- Presioni i avullit—duhet të jetë mjaftueshëm i lartë në temperaturën aktuale të avullimit për të kufizuar madhësinë dhe kostot e kompresorëve, pa e çuar presionin e kondensatorit shumë afër pikës kritike
- Pika kritike—natyrisht që është indikatorë shumë i rëndësishëm në fushën e funksionimit të pompës termike.
- Masa molare - sa më "i rëndë" është një lëng, aq më e ulët është shpejtësia e tij vëllimore e rrjedhës, për një zonë të caktuar tubacioni. Rrjedhimisht, madhësia e komponentëve (gypat, valvolat.), duhet të rriten në dimension me rritjen e masës molare. Përveç kësaj, gjithashtu ndikon edhe në shpejtësinë e kompresorit pasi shpejtësia optimale e lëngut përmes valvolave të një kompresori me piston ose nga valvolat e daljes së një kompresori kërmillorë është proporcionale me inversin e rrënjës katrore të masës molare.

3.1. Vetitë e disa freonëve

R134a përbëhet nga një komponent i vetëm dhe nuk ka pikë “rrëshqitje”. Ka karakteristika më të dobëta të këmbimit të nxehtësisë se R22. Prandaj, kërkon sipërfaqe më të madhe të këmbjesit të nxehtësisë, për një ndryshim të caktuar të temperaturës, dhe një madhësi më të madhe të kompresorit (rreth 30%), duke shkaktuar kosto më të larta. Mund të përdoret për temperatura të larta të ujit (mbi 70 °C), por COP zvogëlohet me rritjen e kësaj temperature (afërsisht 3%/K). Përdoret më së shumti për ftohje komerciale. Në fushën e tij të aplikimit, ai ka COP-in më të mirë teorik, por në performancën e sistemit nuk qëndron shumë të mirë të sistemit, për shkak të aftësisë së tij "të ulët" të këmbimit të nxehtësisë dhe humbjeve në presione të larta.

R410A. Është një përzierje 50% në masë e R32 dhe R125, me një “rrëshqitje” pothuajse të papërfillshme (të themi 0,11 °C). Është kimikisht i qëndrueshëm dhe jo i ndezshëm. Punon në presione 50–70% më të larta se R22 dhe ka veti më të mira termofizike. Ai lejon një kompaktësi më të mirë të sistemeve, shkrirje dhe kthyeshmëri të sistemit falë “rrëshqitjes” që pothuajse mungon. Zakonisht COP nuk është në nivel të performancës së R134a, por ka veti më të mira të këmbimit të nxehtësisë dhe rënie më të ulët të presionit.

R-407C. Është një përzierje e R134a, R125 dhe R32 me një përqindje në masë prej, 52, 25, 23%. Ka performanca të ngjashme si R410A, por ka një “rrëshqitje” rreth 5.5 °C. Është i ngjashëm me R22 në mënyrë që të mund të përdoret lehtësisht si një zëvendësues i mirë me ndryshime të vogla teknologjike, si kalimi nga përdorimi i një vaji mineral tradicional (MO) në vaj poliesteri (POE) i nevojshëm me HFC. Por një zgjedhje e tillë ka dy të meta: (1) një efikasitet më të ulët termodinamik në lidhje me R410A dhe, në një masë më të vogël, me R22, (2) disa pasiguri funksionimi veçanërisht gjatë mirëmbajtjes, për shkak të fraksionimit të kësaj përzierje treshe. Ky lëng ofron performancë të mirë në sistemet komerciale si p.sh frigoriferët me fuqi mesatare.

Figurat 3.4, 3.5 dhe 3.6 tregojnë trendet e kurbave të ngopjes, $p = p(T)$ dhe të nxehtësisë latente të avullimit (entalpisë së avullimit) për freonet e shtjelluara.

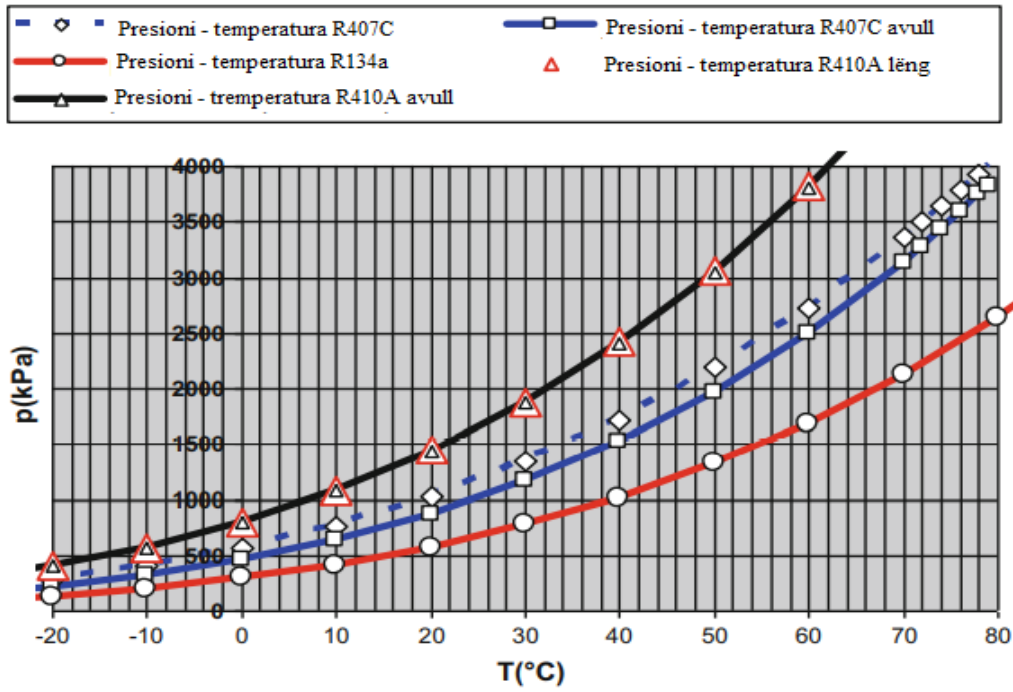


Figura 3.4 Presioni i ngopjes së disa freonëve

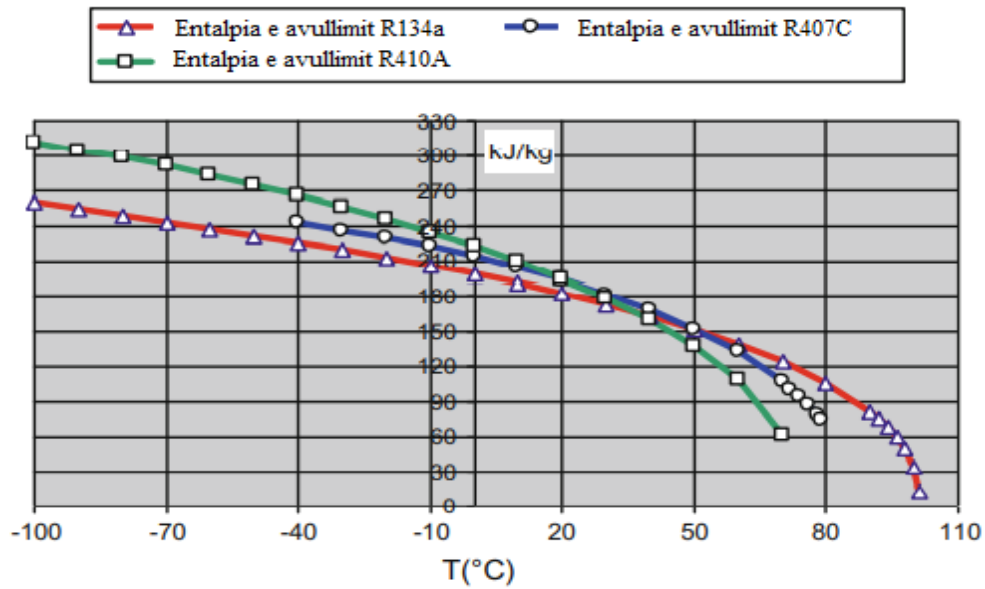


Figura 3.5 Entalpia e avullimit të disa freonëve

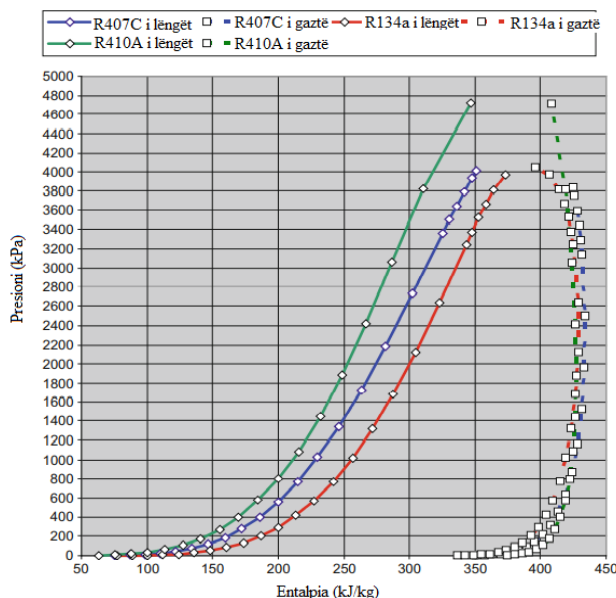


Figura 3.6 Zona e avullimit të avullit të ngopur për disa freonë

Figura 3.4 tregon trendet e entalpisë së avullimit të freonëve të mësipërm. Vetëm R407C ka një “rrëshqitje” të konsiderueshme, ndërsa ajo e R410A është fare e papërfillshme.

Figura 3.5 jep trendin e entalpisë së avullimit kundrejt temperaturës dhe thekson diapazonin e temperaturës ku mund të përdoret çdo freon.

Në figurën 3.6, kurbat e ngopjes raportohen në rrafshin e entalpisë së presionit për R134a, R407C dhe R410A.

Më poshtë është paraqitur një tabelë me të dhënat për vetitë fizike dhe termike të freonit R410A.

- Formula kimike e tij është $\text{CH}_2\text{F}_2/\text{CHF}_2\text{CF}_3$;
- pika kritike: $72.13\text{ }^\circ\text{C}$, 4926.1 kPa , 488.90 kg/m^3 ;
- pika e vlimit në presionin atmosferik: $T = -51,58\text{ }^\circ\text{C}$;
- pesha molekulare: 72.58

T(°C)	Presioni (kPa)		Vëllimi specifik (kg/m ³)		Densiteti (m ³ /kg)		Entalpia (kJ/kg)		
	Lëng	Avull	Lëng	Avull	Lëng	Avull	Lëng	Duke avulluar	Avull
-100	3.8	3.7	0.0007	5.3267	1509	0.188	63.3	311.4	374.7
-90	8.8	8.8	0.0007	2.3780	1480.7	0.421	75.4	305	380.5

-80	18.6	18.5	0.0007	1.1764	1451.7	0.850	87.9	298.3	386.1
-70	36	35.9	0.0007	0.6328	1421.8	1.580	100.7	291	391.7
-60	64.8	64.7	0.0007	0.3646	1390.9	2.743	113.8	283.3	397.1
-50	109.7	109.4	0.0007	0.2222	1358.9	4.500	127.3	274.9	402.2
-40	176.2	175.8	0.0008	0.1419	1325.7	7.045	141.1	265.9	407.1
-30	270.8	270.1	0.0008	0.0942	1291.2	10.613	155.3	256.3	411.6
-20	400.7	399.5	0.0008	0.0646	1255	15.486	169.8	245.9	415.7
-10	573.9	572.2	0.0008	0.4540	1216.9	22.016	184.7	234.7	419.4
0	799.0	796.5	0.0009	0.0326	1176.7	30.649	200	222.5	422.5
10	1085.5	1082	0.0009	0.0328	1133.7	41.977	215.7	209.3	425.1
20	1443.6	1438.8	0.0009	0.0176	1087.2	56.825	232	194.8	426.8
30	1884.2	1877.9	0.0010	0.0131	1036.3	76.398	249.1	178.5	427.6
40	2419.3	2441.1	0.0010	0.0098	978.9	102.585	267.1	159.9	427.0
50	3061.3	3051.5	0.0010	0.0072	911.4	138.645	286.9	137.7	424.6
60	3823.3	3812.6	0.0012	0.0052	824.7	191.757	310.3	109.2	419.5
70	4717.5	4713.9	0.0015	0.0032	669.1	308.947	347.3	61.6	408.9

Tab.3.1 Të dhënat për R410A

4. Pompat termike ajër - ujë dhe ujë - ujë

Pompat e termike klasifikohen kryesisht nga burimi i tyre i nxehtësisë. Tre llojet kryesore të përdorura në sistemet e ngrohjes/ftohjes së banesave dhe ndërtesave me dedikim komercial janë: pompat termike me burim ajrin, pompat termike me burim tokën dhe pompat termike me burim ujin. Në këtë temë do të diskutojmë më detajshëm për pompat termike me burim të nxehtësisë ajrin dhe ujin.

4.1 Pompat termike ajër - ujë

Një pompë termike me burim ajri (e quajtur edhe një pompë termike ajër-ajër) mbështetet në ajrin e jashtëm si burim nxehtësie. Me fjalë të tjera, ai nxjerr nxehtësinë nga ajri i jashtëm dhe e transferon atë në dhomat ose hapësirat e brendshme të strukturave ose ndërtesave. Një problem i madh teknik i lidhur me pompat e mëparshme termike me burim ajri ishte se temperatura e ajrit të jashtëm zakonisht janë më e ulëta kur kërkesat për ngrohje janë më të larta - domethënë gjatë muajve të ftohtë të dimrit. Kur temperaturat e jashtme binin nën -17°C , pompa termike bëhej joefektive. Për këtë arsye, zakonisht përdorej një lloj sistemi shtesë i ngrohjes rrezatuese derisa temperaturat e ajrit të jashtëm të rriteshin në një nivel të përshtatshëm për përdorim efektiv të pompës termike.

4.1.1 Pompat termike me sistem të ndarë (Split system)

Shumica e pompave termike me burim ajri që përdoren në sistemet e ngrohjes dhe ftohjes së banesave dhe hapësirave komerciale janë pompa termike me sistem të ndarë. Pompa termike me sistem të ndarë quhet kështu sepse përbërësit e saj ndahen në dy seksione, njëra e vendosur në hapësirat e brendshme dhe tjetra jashtë. Të dy seksionet janë të lidhura me tub të freonit. Në shumicën e pompave termike me sistem të ndarë, spiralja e avulluesit, ventilatori dhe seksioni i filtrit ndodhen në pjesën e brendshme të sistemit ndërsa kompresori, spiralja e kondensatorit dhe ventilatori janë të vendosura jashtë. Ndonjëherë pjesa e jashtme instalohet në çati dhe pjesa e brendshme është e varur nga tavani. Ky është një lloj instalimi shumë i zakonshëm në qendra tregtare. Në instalimet rezidenciale, pjesa e jashtme zakonisht vendoset në një pllakë betoni pranë shtëpisë ose banesës ndërsa seksioni i brendshëm ndodhet në dhomën teknike që është në të njëjtin nivel me njësinë e jashtme.

4.1.2 Pompat termike monoblokk

Disa pompa termike që kanë burim parësorë ajrin janë njësi të paketuara. Një pompë termike e pakeluar ndryshon nga pompa termike me sistem të ndarë duke pasur spiralën e kondensatorit, spiralën e avulluesit, kompresorin, ventilatorin dhe motorin, kontrollet automatike dhe filtrin të vendosur në të njëjtën kuti. Disa pompa termike të paketuara përdoren me kanal për të ngrohur dhe ftohur të gjithë shtëpinë. Ka edhe të tilla që nuk përdorin kanalizime sepse janë projektuar në atë mënyrë për të ngrohur dhe ftohur vetëm një dhomë të vetme dhe nuk kërkojnë kanale. Këto pompa termike quhen gjithashtu njësi me paketim të vetëm, njësi përmes murit ose pompa termike të pavarura.

4.1.3 Përparësitë dhe mangësitë e pompave termike ajër - ujë

Shumica e pompave termike për banesa janë të tipit me burim ajri të instaluar si sistem i ndarë me kompresorin dhe spiralën e jashtme të instaluar jashtë ndërtesës dhe spiralën e brendshme të instaluar brenda. Për shkak se përdorimi i tyre është më i shpeshtë, pjesët e ndërrimit janë të lehta për t'u gjetur. Gjithashtu në rast të ndonjë avarie, është më e lehtë gjetja e ndonjë tekniku që bën riparimin. Pompa termike me burim parësorë ajrin është më pak e kushtueshme për t'u instaluar sesa pompat termike me burim tokësor ose me burim uji. Nga ana tjetër, është më i zhurmshëm se secili nga llojet e tjera, është më i vështirë për t'u fshehur dhe kërkon më shumë mirëmbajtje.

4.2 Pompat termike ujë - ujë

Pompat termike ujë - ujë përdorin ujin si për burim të nxehtësisë ashtu edhe për marrës të nxehtësisë. Uji shërben si një mjet i drejtpërdrejtë i transferimit të nxehtësisë në kontrast me freonin e transferimit të nxehtësisë që përdoret në sistemet me unazë të mbyllur. Temperatura pakashumë e qëndrueshme e ujit kompenson ndryshimet sezonale të temperaturës duke shërbyer si rezervuar nxehtësie në dimër dhe si kullues nxehtësie në verë. Kompresori dhe kontrollet e një pompe termike me burim uji janë përafërsisht të njëjta me ato të një pompe termike me burim tokësor.

4.2.1 Lidhja e sistemit të pompës me ujë

Një pompë termike me burim parësorë ujin përdor të dy sistemet e lidhjes, me unazë të hapur dhe të mbyllur. Sistemi i bashkimit me qark të hapur përdor ujërat nëntokësore lokale të afërta me objektin. Një sistem tubacioni i zhytur me qark të mbyllur përdoret në pompat termike me burim uji nëse burimi i nxehtësisë dhe zona e shkarkimit është një liqen, pellg ose përrua. Përdorimi i një sistemi me qark të mbyllur shmang problemin e shkarkimit të ujit përsëri në liqen, pellg ose përrua, gjë që mund të jetë një shqetësim mjedisor. Uji në gypat e një sistemi me qark të mbyllur me burim uji qarkullon midis burimit (d.m.th., liqenit, pellgut ose përroit) dhe një këmbyesi nxehtësie dhe më pas kthehet në burim. Kompresori pompon një freon përmes spiraleve të veçanta në këmbyesin e nxehtësisë freon-ujë. Transferimi i nxehtësisë ndodh në këmbyesin e nxehtësisë. Gjithashtu këto pompa mund të lidhen edhe si sisteme të veçanta për ngrohjen e ujit sanitarë nga uji i kthimit të sistemit të ngrohjes.

4.2.2 Përparësitë dhe mangësitë e pompave termike ujë - ujë

Instalimi i një pompe termike me burim uji mund të jetë problem në shumë zona të vendit, sepse nuk ka rregulla uniforme që rregullojnë shkarkimin e ujit pas nxjerrjes së nxehtësisë. Ky mund të jetë një shqetësim majft i madh mjedisor. Disa nga kërkesat që rregullojnë përdorimin e tyre përfshijnë si më poshtë:

- Rregulloret lokale mund të kërkojnë që uji të shkarkohet përmes një sistemi të kanalizit ose një pusi të dytë. Metoda e parë kërkon një tarifë të lidhjes (e cila zakonisht përfshin koston e hapjes së kanaleve dhe shtrimit të tubave) dhe një faturë mujore të rritur të kanalizimeve. Metoda e fundit kërkon shpenzimet e shpimit të një pusi kthimi. Uji i shkarkuar në një pus kthimi gjithashtu mund të kërkojë një procedurë raportimi.
- Puset e kthimit për ujin e shkarkimit duhet të instalohen nga shpimtarë të licencuar.

- Një pus i përdorur si burim uji duhet të ketë rrjedhje të mjaftueshme dhe temperaturë të përshtatshme për pompën e nxehtësisë.

Avantazhi kryesor i pompës termike me burim uji është se temperaturat e ujit janë më të ngrohta dhe më të qëndrueshme se të ajrit gjatë muajve të ftohtë të dimrit, gjë që e bën atë më efikase se pompat termike me burim ajri. Dy disavantazhet kryesore të këtij lloji të pompës janë kostoja më e lartë e instalimit dhe mungesa e uniformitetit midis kodeve dhe rregulloreve shtetërore për instalim.

5. Karakteristikat e ndërtesës

Artin është ndërtesë multifunksionale me lokacion në lagjen Lakrishtë në Prishtinë. Ndërtesa ka njëzet e dy kate mbitokësore dhe tri nëntokësore prej të cilave, dy nga tri katet nëntokësore përdoren për garazhë, ndërsa një kat për qëllime tjera administrative dhe hoteliere. Kati përdhës ka një restorant dhe receptionin, pesë kate përdoren për qëllime administrative, shtatë kate kanë dedikim banimi, tetë kate për qëllime hoteliere si dhe terasa për restorant. Sipas sfondit arkitekturorë objekti ka sipërfaqe të shfrytëzueshme prej përafërsisht 20 000 m². Dritaret e ndërtesës janë të orientuara në drejtim të jug-perëndimit dhe veri-lindjes. Me qëllim të sigurimit të komfortit termik gjatë tërë vitit janë bërë kalkulimet për identifikimin e kërkesave për energji termike.

5.1 Kërkesat termike të ndërtesës

Llogaritja e sasisë së nevojshme të nxehtësisë për ngrohje dhe ftohje është bazuar në karakteristikat fizike të ndërtesës për gjendjen ekzistuese sipas koeficientëve të kalimit të nxehtësisë k , W/m²K për mure të jashtme, dritare, dyer, dysheme dhe tavan. Kalkulimi i humbjeve të nxehtësisë për hapësira është bazuar në temperaturën e jashtme të normuar -18°C. Ndërsa kalkulimi i fitimeve të nxehtësisë është bërë duke marrë parasysh këta faktorë:

- Pozitën e ndërtesës;
- Numrin i njerëzve të pranishëm në ndërtesë;
- Ndriçimin ;
- Pajisjet elektrike.

Pas kalkulimeve të bëra sasia e energjisë termike për ngrohje, respektivisht ftohje për ndërtesën Artin është paraqitur në tabelën 5.1.

Dedikimi	Ngrohje	Ftohje
Administrata	203.5 kW	236.9 kW
Banimi	240.6 kW	279.7 kW
Hoteli	175.5 kW	253.9 kW
Totali	620 kW	770.5 kW

Tab.5.1 Humbjet dhe fitimet e nxehtësisë

Detajet për mënyrën e llogaritjes së humbjeve dhe fitimeve të nxehtësisë janë shpjeguar në kapitujt 5.2 dhe 5.3.

5.2 Llogaritja e humbjeve të nxehtësisë

Nga aspekti i komfortit termik është përcaktuar kriteri sipas të cilit stina e ngrohjes fillon kur për tri ditë radhazi në orën 21 temperatura e ajrit të jashtëm bie nën 12°C. Temperaturat të cilat duhet të mbahen nëpër hapësira variojnë nga destinimi i hapësirave përkatëse. Në tabelën 6 janë paraqitur temperaturat ideale për komfort termik të njeriut nëpër hapësira të ndryshme.

Dhoma	t _m [°C]
Dhomë dite	20
Dhomë gjumi	
Paradhomë	
Kuzhinë	
Zyre	15
WC	
Korridore	22
Banjë	

Tab.5.2 Temperaturat adekuate nëpër hapësirat e brendshme

Në përgjithsi nxehtësia e nevojshme për ngrohje Q_n përbëhet prej nxehtësisë reale të nevojshme për transmetim Q_T dhe prej nxehtësisë së nevojshme për infiltrim ose nxehtësisë që futet në lokal Q_V . Ndryshe kjo nxehtësi quhet edhe nxehtësi ventiluese. Pra;

$$Q_n = Q_T + Q_V \quad (11)$$

ku: Q_T - Sasia e nxehtësisë e cila këmbëhet me transmetimin nëpër sipërfaqe të veçanta në kushte stacionare dhe shprehet:

$$Q_T = \sum k_i \cdot F_i \cdot (t_{bp} - t_{jp}) \quad (12)$$

ku: k_i , [W/m²K] - koeficienti i transmetimit të nxehtësisë për sipërfaqe të veçantë "i" ;

F_i , [m²]- sipërfaqja nëpër të cilën këmbëhet nxehtësia (mure, dyer, dritare, dysheme, tavan, etj) ;

t_{bp} , [°C] - temperatura e brendshme projektuese;

t_{jp} , [°C] - temperatura e jashtme projektuese.

Vlera e koeficientit të transmetimit të nxehtësisë k për lloje të ndryshme të mureve ka vlerë të ndryshme. Forma e llogaritjes së kësaj shprehje jepet me formulën:

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_b} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\lambda_a} + \frac{1}{\alpha_j} \right)^{-1} \quad (13)$$

ku: α_b , [W/m²K]- koeficienti i dhënies së nxehtësisë me konveksion nga ajri i brendshëm i lokalit në anën e brendshme të murit ;

δ_i , [m] - trashësia e murit, përkatësisht trashësia e një shtrese të murit për murin me shumë shtresa ;

λ_i , [W/m K] – koeficienti i përcjellshmërisë termike të murit, përkatësisht i një shtrese të murit për murin me shumë shtresa ;

$1/\lambda_a$, [m² K/W] - rezistenca termike nëpër shtresat e ajrit për rastet kur një nga shtresat e murit përbëhet nga ajri ;

α_j , [W/m²K] - koeficienti i dhënies së nxehtësisë me konveksion nga ana e jashtme e murit të jashtëm në ajrin e jashtëm.

Sasia e nxehtësisë së nevojshme për ajrin e infiltruar caktohet nga shprehja:

$$Q_V = V_i \cdot ca \cdot (t_{bm} - t_j) \quad (14)$$

ku: $ca = 1260$ [J/m³K] - paraqet nxehtësinë specifike të ajrit. Në përgjithësi sasia e nevojshme e nxehtësisë për ngrohjen e ajrit të infiltruar është e vogël dhe paraqet rreth 3 – 5 % të nxehtësisë së tërësishme të nevojshme për ngrohje.

Në këtë temë, metodologjia e kalkulimit të humbjeve është bazuar në literaturën Fejzullah Krasniqi, Ngrohja dhe klimatizimi I, Universiteti i Prishtinës, Prishtinë, 2018; Fejzullah Krasniqi, Ngrohja dhe klimatizimi – II, Universiteti i Prishtinës, Prishtinë, 2018. Në figurën e mëposhtme është dhënë një shembull i kalkulimit të humbjeve nxehtësisë. Si shembull është marrë salla e konferencave në katin e dytë.

		objekti: OBJEKTI AFARISTO-BANESOR		Fleta:														
LLOGARITJA E HUMBJEVE TË NXEHTËSISË																		
Anët e horizontit	Trashësia	Llogaritja e sipërfaqes						Llogaritja e humbjeve						Shtesat			Sasia e nevoj. e nxehtë.	q
		Gjatësia	Gjerësia, lartësia	Sipërfaqja F	Numri	Sipërfaqja që zbritet	Sipërfaqja për llogarit.	k	Δt	k * Δt	Humbjet	ZD	Zo	1+Z				
2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18		
-	cm	m	m	m ²	-	m ²	m ²	W/m ² K	°C	W/m ²	W	%	%	%	W	W/m ²		
Salle konferncave				tb=	20 °C			tj=	-18 °C	Vellimi V=		510.86 m ³	Au=		519.46 m ²			
~	~	27.20	2.80	76.16	1	5.04	71.12	0.6	38	22.8	1622				Sip	Per	Lar	
~	~	20.00	2.80	56.00	1	5.04	50.96	1.4	5	7.0	357				182.45	55.2	2.8	
~	~	11.50	2.80	32.20	1	6.72	25.48	1.4	5	7.0	178							
~	~	1.80	2.80	5.04	2	0.00	10.08	3.0	10	30.0	302							
~	~	0.80	2.10	1.68	1	0.00	1.68	3.0	10	30.0	50							
~	~	0.00	0.00	182.45	1	0.00	182.45	1.2	10	12.0	2189							
												D=Qo/Au(tb-tj)=			0.24	W/m ² K		
												4699	20	5	1.25	5874		
Humbjet e nxehtësisë me infiltrim																		
												H= 0.72			5874	11.5		
0.6	Gjatësija e puthitjeve L=				0					R= 0.9								

Figura 5.1 Kalkulimi i humbjeve të nxehtësisë për sallën e konferencave - Kati II

Për përcaktimin e sasisë së nxehtësisë për ngrohjen e objektit gjithashtu mund të shfrytëzohet edhe ekuacioni i Jeromalev-it i cili ka formën:

$$Q = (t_{bp} - t_{jp}) \cdot V \cdot \left\{ \frac{P}{F} [k_m + \varphi \cdot (k_{dr} + k_m)] + \frac{l}{h} (\Psi_1 \cdot k_t + \Psi_2 \cdot k_d) \right\} \quad (15)$$

ku: h, [m] - lartësia e ndërtesës ;

F, [m²] - sipërfaqja bazë e ndërtesës ;

P, [m] – perimetri i ndërtesës ;

k_m, k_{dr}, k_t, k_d, [W/m²K]- koeficientët e transmetimit të nxehtësisë për mure, dritare, tavanin e katit të lartë dhe dyshemenë e katit të parë;

Ψ₁ - koeficienti korrigjues për katin më të lartë. Në shumicën e rasteve merret Ψ₁ = 0.75- 0.9.

Ψ₂ - koeficienti korrigjues për katin më të ulët. Në shumicën e rasteve merret Ψ₁ = 0.5 - 0.7

φ - koeficienti i qelqëzimit që paraqet raportin ndërmjet sipërfaqes së qelqëzuar dhe sipërfaqeve të mureve rrethuese vertikale.

Shprehja :

$$\left\{ \frac{P}{F} [k_m + \varphi \cdot (k_{dr} + k_m)] + \frac{l}{h} (\Psi_1 \cdot k_t + \Psi_2 \cdot k_d) \right\} \quad (16)$$

paraqet karakteristikën termike të objektit, përkatësisht nxehtësinë specifike të nevojshme për ngrohjen e një metër kub të vëllimit të objektit sipas dimensioneve të jashtme për ndryshim të temperaturës ndërmjet temperaturës së ajrit të brendshëm dhe të jashtëm prej 1 °C ose 1K. Kjo madhësi shënohet me q_n [W/m³K]. Prandaj barazimi (14) merr formën :

$$Q = q_n \cdot V \cdot (t_{bp} - t_{jp}) \quad (17)$$

ku: t_{bm} – temperatura e brendshme mesatare e objektit ;

t_{jp} – temperatura e jashtme e projektuar për ngrohje.

5.3 Llogaritja e fitimeve të nxehtësisë

Për të përcaktuar sasinë e nxehtësisë të nevojshme për ftohjen e objektit së pari duhet të dihen karakteristikat e pozicionimit gjeografik të ndërtesës. Nëse ndërtesa ndodhet në një pozicion nga i cili i ekspozohet direkt rrezeve të diellit atëherë këmbimi i nxehtësisë do të jetë më i madh. Faktorët tjerë që ndikojnë në sasinë e nxehtësisë të nevojshme për ftohje janë fitimet e brendshme të nxehtësisë të cilat janë :

- Numri i njerëzve prezent në hapësira ;
- Ndriçimi ;
- Pajisjet elektrike ;
- Proceset e gatimit.

Meqë temperatura e brendshme e trupit të njeriut është pothuajse konstante, organizmi i njeriut emeton në ambientin në të cilin ndodhet një sasi të nxehtësisë. Një pjesë e kësaj nxehtësie emetohet nga trupi i njeriut me konveksion, rrezatim dhe me përcjellshmëri, ndërsa pjesa tjetër me avullim nga sipërfaqet e jashtme të trupit (djersë) dhe me respiracion. Shuma e humbjeve të nxehtësisë që transmetohen me anë të konveksionit, konduksionit dhe rrezatimit quhet nxehtësi sensible ndërsa shumta e humbjeve të nxehtësisë me djersitje dhe respiracion quhet nxehtësi latente. Në tabelën 6 është dhënë shpërndarja e humbjeve të nxehtësisë që emetohen nga njeriu në gjendje qetësie në temperaturën e ajrit të brendshëm 20°C.

Forma e dhënies së nxehtësisë	Mënyra e transmetimit	Nxehtësia që del
Nxehtësia sensible Q = 79%	Me rrezatim, 46%	Nga lëkura, 79%
	Me konveksion dhe konduksion, 33%	
Nxehtësia latente Q = 21%	Me avullim, 10%	Nga pulmonet, 21%
	Me respiracion, 11%	

Tab.5.3. Nxehtësia që emeton njeriu në gjendje qetësie

Në tabelën 7, janë paraqitur sasitë e nxehtësisë sensible dhe latente në W, që emetojnë njerëzit për aktivitete të ndryshme që rezultojnë në bazë të një sërë eksperimentesh për ambientin me temperaturë $t = (16 - 25) ^\circ\text{C}$ dhe me lagështi relative prej $\phi = (50 - 70)\%$. Po në këtë tabelë janë dhënë edhe sasitë e avullit të ujit që nxirren në orë.

Aktiviteti i njeriut	Nxehtësia që nxirret , [W]			Avuj uji g/h
	Totale	Sensible	Latente	
I ulur, në qetësi	109	64.9	44.1	65
Në këmbë, në qetësi	126	66.5	59.5	85
Në këmbë, me aktivitet mesatarë	280	81.7	198.3	272
Në këmbë, me aktivitet të lartë	408	133	275	392

Tab.5.4 Nxehtësia sensible dhe latente që emeton njeriu

Faktori tjetër që duhet të merret në konsideratë kur bëhet kalkulimi i fitimeve të nxehtësisë janë paisjet elektrike në hapësirat e brendshme siq janë kompjuterët, serverët, printerët, televizorët, paisjet e kuzhinave etj. Në tabelën 8, janë paraqitur disa paisje elektrike dhe nxehtësitë që ato paisje emetojnë.

Paisja	Nxehtësia që lirohet, W
Kompjuterët	100 – 130
Serverët	1000 – 3000
Printerët	deri 300
Furra e mikrovalës	deri 400
TV	50 – 200

Tab.5.5 Nxehtësia që lirohet nga disa paisje elektrike

Gjithashtu edhe ndriqimi e luan rolin e vet me nxehtësinë që emiton në kalkulimet e nxehtësisë që fitohet brenda hapësirave. Për shkak se llambat inkandeshente dhe halogjene krijojnë dritë përmes nxehtësisë, rreth 90% e energjisë së përdorur harxhohet për të gjeneruar nxehtësi.

Siç u cek më lartë për ta përcaktuar nxehtësinë e nevojshme për ftohjen e një ndërtese së pari duhet të dihet pozicioni gjeografik i ndërtesës. Pozicioni gjeografik ose ana e horizontit në të cilin janë të vendosura dritaret dhe muret e objektit ndikon në sasinë e rrezve të diellit që veprojnë në ndërtesë. Faktori i nxehtësisë solare përbëhet nga dy komponentë ; konduksioni dhe rrezatimi. Përcjellshmëria nëpër mure dhe dritare përcaktohet me shprehjen:

$$Q = u \cdot A \cdot \Delta t \quad (18)$$

ku : Q , [W] – Sasia e nxehtësisë që fitohet me konduksion ;

u , [W/m²K] - Koeficienti i transmetimit të nxehtësisë (për shtresa të ndryshme të mureve përvetësohen vlera të ndryshme);

A , [m²]- Sipërfaqja e murit që veprojnë rrezet e diellit ;

Δt , [°C] - Ndryshimi i temperaturës së pjesës së brendshme dhe të jashtme të murit.

Fitimet e nxehtësisë përmes xhamave gjithashtu përbëhen nga dy faktorë kryesorë rrezatimi diellor dhe përçueshmëria. Rrezatimi diellor konsiderohet në dy pjesë - i drejtpërdrejtë dhe i shpërndarë Rrezatimi difuz ose i shpërndarë është rrezatimi diellor që absorbohet, ruhet dhe shpërndahet në atmosferë. Xhami mund të jetë në pozitë direkte me diellin (rrezatim i drejtpërdrejtë) ose nën hije (rrezatim i shpërndarë). Fitimi i nxehtësisë nga përcjellshmëria ndodh për shkak të ndryshimit të temperaturës në të dyja anët e xhamit. Fitimi i nxehtësisë me anë të përcjellshmërisë është pozitiv nëse temperatura e ajrit të jashtëm është më e madhe se temperatura e ajrit të brendshëm dhe është negative (humbja e nxehtësisë nga hapësira) nëse temperatura e ajrit të brendshëm është më e madhe. Rrezatimi diellor paraqet gjithmonë vlerë pozitive. Rrezatimi i drejtpërdrejtë diellor është komponenti vektor i rrezatimit absolut (total) diellor që është pingul me sipërfaqen e qelqëzuar. Faktori i ngarkesës së ftohjes diellore (SCL) për një dritare bazohet në këtë vlerë. Pra, për çdo orë të caktuar, vlerat SCL për dritaret me pjerrtësi të ndryshme të këndit të azimutit do të kenë SCL të ndryshme megjithëse rrezatimi diellor absolut është i njëjtë për të gjitha dritaret. Sasia e nxehtësisë që transmetohet me anë të rrezatimit diellorë dhe përcjellshmërisë nga dielli përcaktohet me shprehjet :

$$Q_{rrez} = A \cdot SC \cdot SCL \quad (19)$$

$$Q_{perc.} = A \cdot U \cdot \Delta t \quad (20)$$

ku : Q_{rrez} , $Q_{perc.}$, [W] – Sasia e nxehtësisë që transmetohet me konduksion dhe rrezatim ;

u , [W/m²K] - Koeficienti i transmetimit të nxehtësisë (ndryshon për lloje të ndryshme të xhamave);

A , [m²]- Sipërfaqja e xhamit që veprojnë rrezet e diellit ;

Δt , [°C] - Ndryshimi i temperaturës së pjesës së brendshme dhe të jashtme të xhamit ;

Punim Diplome Master

SCL – Faktori i ngarkesës termike nga dielli ;

SC – Faktori i hijezimit të dritareve.

Në tabelën e mëposhtme janë paraqitur ngarkesat përkatëse termike në W/m^2 për pozicione të ndryshme të xhamave në anët e horizontit.

Drejtimi	Mbrojtja nga dielli		
	Të pahijezuara	Të hijezuara nga brenda	Të hijezuara nga jashtë
Jug – Juglindje	200	90	50
Jugperëndim - Veri perëndim	280	120	80
Lindje	220	100	70
Verilindje	170	70	60
Perëndim	350	170	110

Tab.5.6 Nxehtësia që fitohet nga dritaret varësisht nga pozicioni

Ndërsa për rastin tonë në figurën 5.2 është treguar një tabelë e kalkulimit të fitimeve të nxehtësisë për një sallon të një banese në katin XVIII.

PARAMETRAT		A		Kalkulimi				
				Koeficienti	C = A x B	Koeficienti * f *		Q = f x C
Muret Jashtme	C: 17.06x2.8		47.768 m2	18.6	888.9	1	888.9	
				39.5				
Kulmi								
Gjama-dritare	B: 3x2.2x1		6.6 m2	337.3	2226.0	Koeficienti i Reflektimit	0.7	1558.2
Hapsirat e mbrenshme	8.8x2.8		24.64 m2	9.3	229.3	1	229.3	
Plafoni	6.01x3.06		18.3906 m2	2.3	42.8		42.8	
Dyshemeja	6.01x3.06		18.3906 m2	4.7	85.6		85.6	
Ajri i jashtem	Prurja e ajrit te jashtem	Ajri i shpenzuar	51.49368 m3	9.3	810.0	Koeficienti i temperatures	1	810.0
Lirimi i temperatures	Njerzit		Sasija			1		
	Ndriqimi	Poqat me el.resistence						
		Poqat luminishcet	0.02 xBt					20
	Paimet elektrike							0
NGARKESA MAKSIMALE E NXEHTESISE [W]					3635	Nenshkrimi i ekspertit		
NGARKESA E NXEHTESISE SPECIFIKE [w/m2]					198			
FTOHJA E NEVOJSHME PER FURNIZIM [W]					2544			

Figura 5.2 Kalkulimi i fitimeve të nxehtësisë për sallonin e një banese - Kati XVIII

5.4 Nxehtësia e nevojshme për përgatitjen e ujit të ngrohtë sanitar

Sasia e nxehtësisë për përgatitjen e ujit të ngrohtë sanitar, sikurse edhe shpenzimi i ujit të ngrohtë sanitar nuk është uniform gjatë ditës dhe javës. Kështu, për llogaritjen e sistemeve është e dobishme të shfrytëzohen edhe shënimet nga përvoja për raste të veçanta. Në figurën e mëposhtme janë treguar ndryshimet e shpenzimit të ujit të ngrohtë sanitarë gjatë 24 orëve.

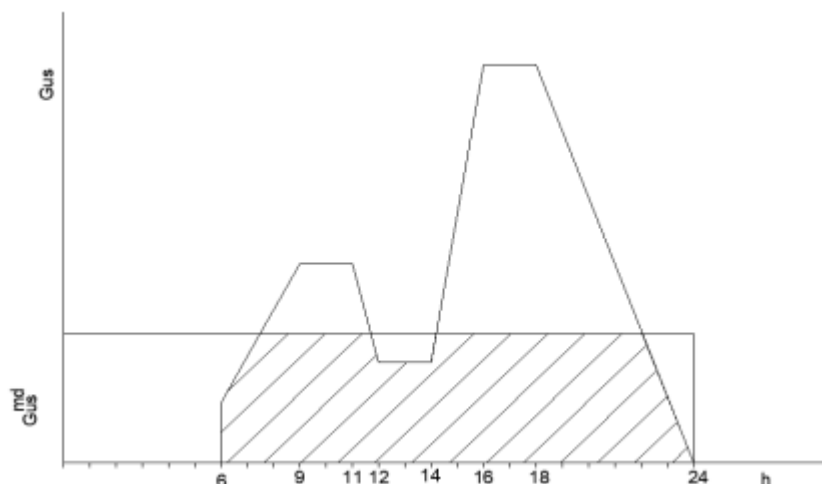


Figura 5.3 Paraqitja e formës së ndryshimit të shpenzimit të ujit të ngrohtë sanitar gjatë 24h

Sasia mesatare ditore e nxehtësisë për përgatitjen e ujit të ngrohtë sanitar, përcaktohet nga barazimi:

$$Q_{us}^{md} = G_{us}^{md} \cdot c_u \cdot (t_{us} - t_{uf}) \quad (21)$$

ku: G_{us}^{md} , [l/(ditë banorë)] - sasia mesatare e ujit të ngrohtë sanitar ;

$t_{us} = (50-70) \text{ }^\circ\text{C}$ – temperatura e ujit të ngrohtë sanitar ;

$C_u = 4.187 \text{ [kJ/kgK]}$ - nxehtësia specifike e ujit sanitar ;

t_{uf} – temperatura e ujit të ftohtë gjatë periudhës së ngrohjes merret $5 \text{ }^\circ\text{C}$, ndërsa për periudhën e verës merret $15 \text{ }^\circ\text{C}$.

Gjatë projektimit të sistemeve të përgatitjes së ujit të ngrohtë sanitar, sasia e nxehtësisë për përgatitjen e ujit sanitar merret nga barazimi me vlerën maksimale të shpenzimit të nxehtësisë për orë. Prandaj kërkohen paisje me parametra më të lartë, të cilët në orët e zvogëlimit të ngarkesës së pikut, punojnë me rendiment më të ulët. Me qëllim të rritjes së ekonomizimit të sistemit të furnizimit me nxehtësi të shpenzuesve të mëdhenj, të cilët gjatë ditës kanë kohëzgjatje të vogël të ngarkesës së pikut, për madhësi llogaritëse të nxehtësisë merret nxehtësia mesatare e llogaritur për orë me barazimin (21). Në këto kushte, në sistemin e furnizimit me nxehtësi parashihet akumulatori i nxehtësisë. Me futjen e akumulatorit në sistem zvogëlohen ngarkesat e pikut dhe

rrjedhimisht edhe ngarkesat e pompave termike të parapara. Në rastin tonë, pas kalkulimeve të bëra, në tabelën e mëposhtme janë paraqitur kërkesat termike për ngrohjen e ujit sanitar në kohën e pikut për stinët e verës dhe të dimrit.

Kërkesat e energjisë termike për ujë sanitarë në kohën e pikut	Njësia	
Verës	80.5	kW/h
Dimrit	100	kW/h

Tab.5.7 Nxehtësia e nevojshme për ujë sanitarë në kohën e pikut

5.4 Punkti termik - përzgjedhja e sistemit

Për kërkesat termike të kalkuluara dhe të lartëcekura në tabelën 4, është përvetësuar sistemi i gjenerimit dhe distribuimit të energjisë termike për ngrohje dhe ftohje. Qëllimi kryesorë i këtij sistemi është shfrytëzimi sa më i mirë i rendimentit termik për energjinë elektrike të investuar. Sistemi është i ndarë në dy modalitete dhe do të trajtohet si i tillë në këtë temë diplome.

5.4.1 Modaliteti i ngrohjes

Sistemi i përvetësuar për qëllim të lehtësimit të spjegimit është ndarë në pesë zona.

Zona I.

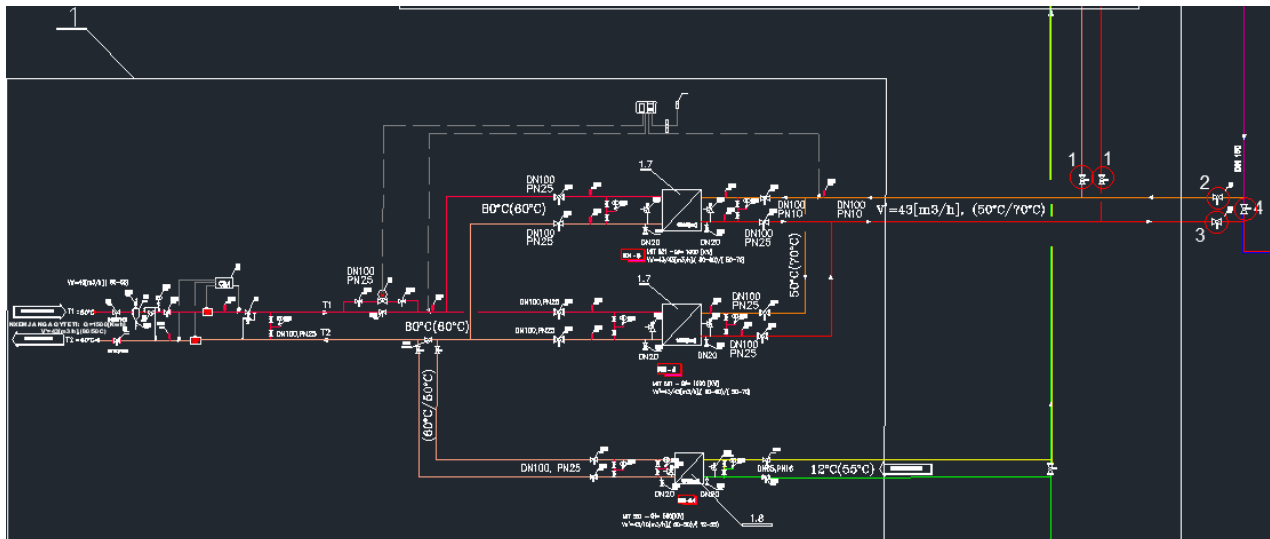


Figura 5.4 Zona I - Ngrohja nga qyteti

Zona e parë e përfshinë ngrohjen nga qyteti. Gjatë përdorimit të ngrohjes nga qyteti, hapen valvolat dy dhe tre ndërsa mbyllet valvola katër. Valvolat një qëndrojnë të hapura për ngrohjen e dyshemesë për nivelin e përdhësës, ndërsa valvola e pashënuar e merr një pjesë të nxehtësisë nga uji i kthimit

si ndihmesë për ngrohjen e ujit sanitarë Uji vjen nga ngrohësorja e qytetit dhe e këmben nxehtësinë në dy këmbyesit e nxehtësisë me kapacitet 1000 [kW], të cilët pastaj e dërgojnë atë ujë tek tre këmbyesit kryesorë të nxehtësisë me kapacitet 300 [kW] që gjenden në zonën III të punktut termik. Para këmbyesve vendoset një valvolë me servomotor, me anë të së cilës bëhet rregullimi i temperaturës së ujit në anën sekondare të qarkut.

Zona II.

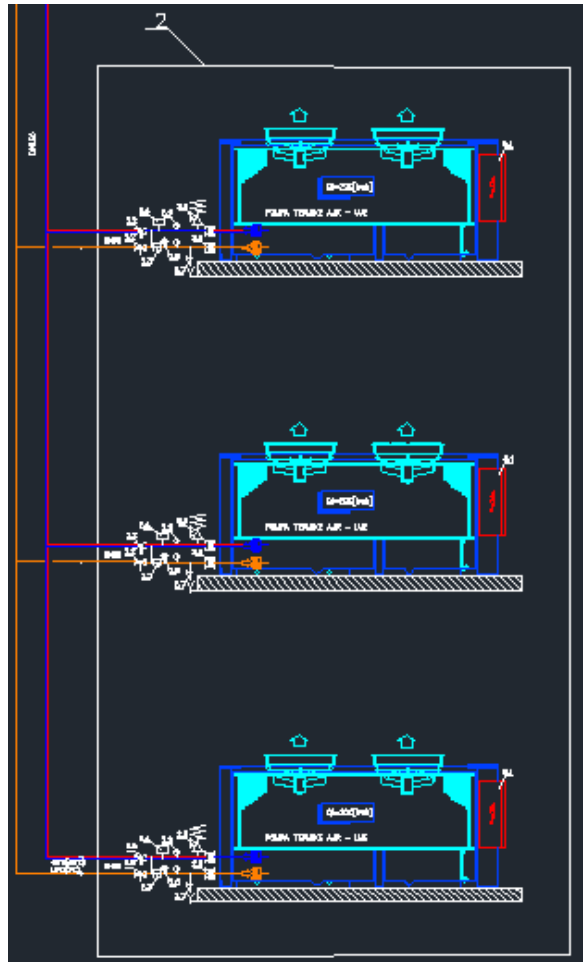


Figura 5.5 Zona II - Ngrohja nga pompate termike ajër - ujë 3 x 180 [kW]

Në zonën II janë paraparë tri pompa termike ajër - ujë të cilat janë të prodhuesit Clivet dhe kanë kapacitet 180 [kW] secila. Për aktivizimin në sistem të pompave termike nga figura 5.4, mbyllet valvolat dy dhe tre dhe hapet valvola katër. Këto pompa janë vendosur jashtë objektit dhe janë të parapara të punojnë deri në $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Temperatura e ujit në hyrje të pompës termike është $45\text{ }^{\circ}\text{C}$, ndërsa uji nga pompa termike del me $55\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Zona III.

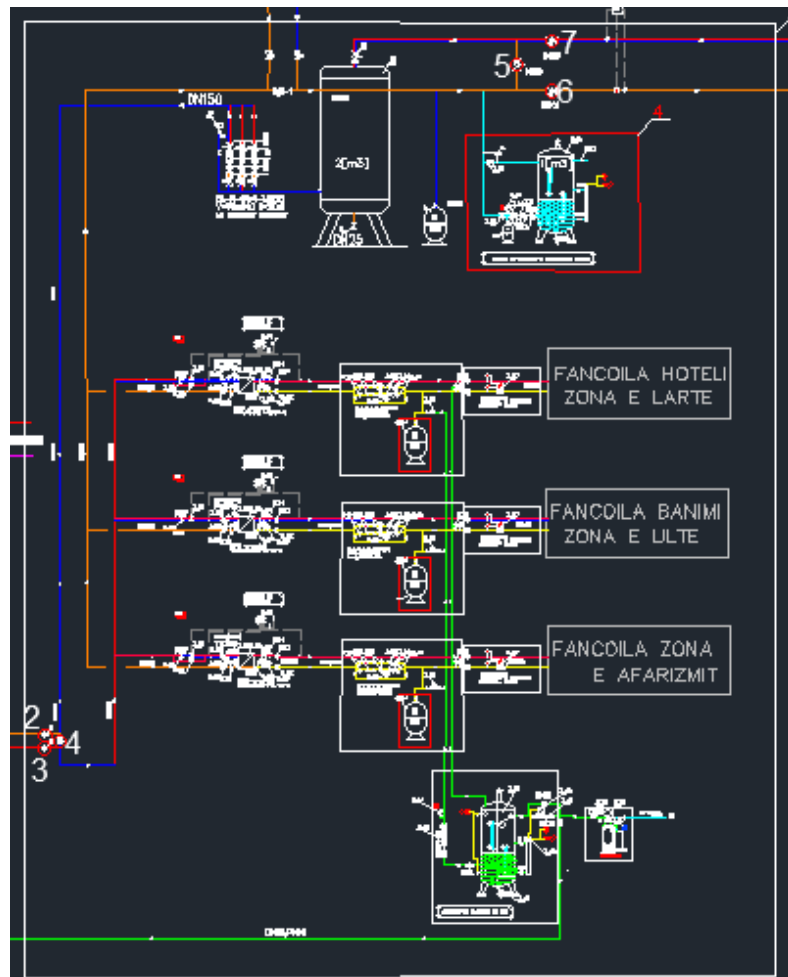


Figura 5.6 Zona III - Sistemi qëndror i punktut termik

Zona III e punktut termik përbën njëherit edhe sistemin qëndror të punktut termik. Për ta plotësuar atë që u çekë tek zona I në rast të ngrohjes nga qyteti hapen valvolat dy dhe tre ndërsa mbyllet valvola katër. Gjithashtu mbyllet valvolat gjashtë dhe shtatë ndërsa hapet valvola pesë. Ndërsa nëse ndërtesa ngrohet nga pompat termike ajër - ujë hapen valvolat katër, gjashtë dhe shtatë ndërsa mbyllet valvola dy, tre dhe pesë. Uji pasi ngrohet në pompat termike kalon në buferin e paraparë me kapacitet prej 2 [m³]. Pastaj përmes pompës qarkulluese shkon deri tek tre këmbyesit e nxehtësisë me kapacitet prej 300 [kW] secili. Gjithësej janë paraparë tri pompa qarkulluese të cilat janë me rregullim frekuentorë dhe janë të lidhura paralel me njëra tjetrën. Karakteristikat e këtyre pompave janë shpjeguar më vonë gjatë temës. Kjo njëherit paraqet qarkun primarë të sistemit të ngrohjes. Ky qark mbushet me glykol me qëllim të parandalimit të ngrirjes së ujit gjatë temperaturave të ftohta. Rezervuari i mbushjes së sistemit me glykol është lidhur në kthimin e qarkut primarë. Ky rezervuar prej 1 [m³] gjithashtu e luan rolin e enës ekspanduese pasi që bën balancimin e presioneve në sistem. Qarku sekondar fillon me marrjen e ujit nga ujësjellësi dhe

zbutjen e tij në zbutësin e ujit. Pastaj ai ujë futet në rezervuarin për plotësimin e sistemit me ujë dhe me anë të pompës e mbanë të gjithë qarkun sekondarë të mbushur me ujë. Pastaj ai ujë i qarkut sekondarë ngrohet në sistemin e këmbyesve nga uji i qarkut primarë. Pas ngrohjes ai ujë varësisht nga zona të cilin e ka destinim, distribuohet në sistemin e ngrohjes. Gjithësej janë paraparë tri zona të distribuimit të ujit për qëllim të ngrohjes. Secila zonë e ka të paraparë këmbyesin, sistemin e pompimit dhe enën e vet ekspanduese. Pompat e parapara për furnizim me ujë të ngrohtë të sistemeve janë shtjelluar më poshtë gjatë temës. Zona e parë e bën furnizimin me ujë të ngrohtë në fan-coilat e pjesës së afarizmit dhe administratës, zona e dytë e bën furnizimin e fan-coilave të pjesës së banimit ndërsa zona e tretë e bën furnizimin e fan-coilave të pjesës së hotelit.

Zona IV.

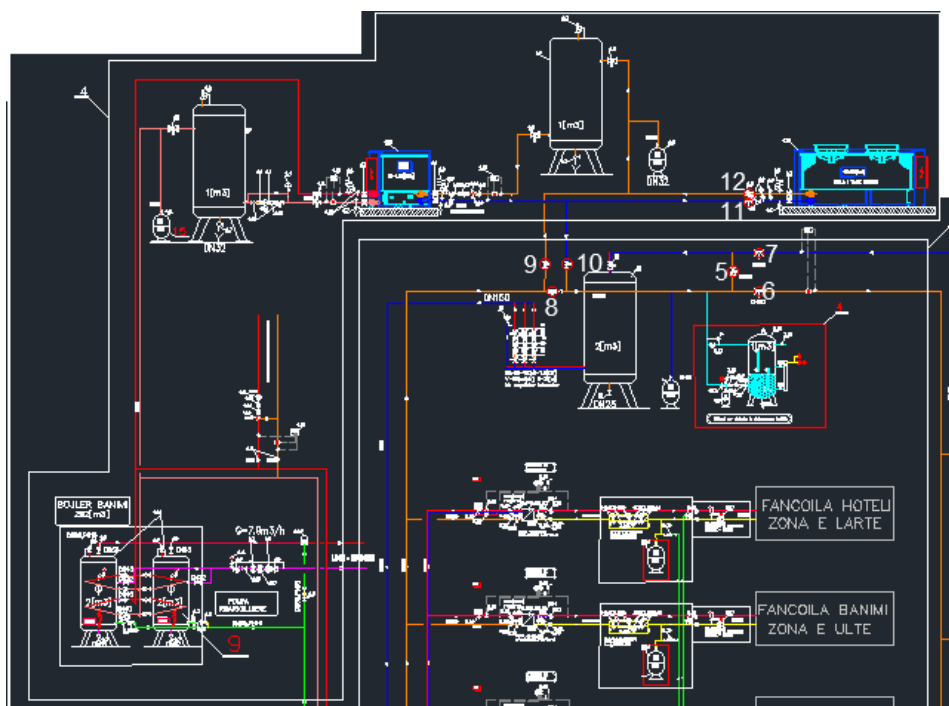


Figura 5.7 Zona IV - Ngrohja e ujit sanitarë për zonën e banimit dhe ngrohja e dyshemesë për përdhese

Në zonën IV gjatë modalitetit të ngrohjes valvolat nëntë dhe dhjetë qëndrojnë të mbyllura ndërsa hapen valvolat njëmbëdhjetë dhe dymbëdhjetë të kaloriferit. Qëllimi i kaloriferit është të rekuperojë nxehtësinë e liruar nga garazhat dhe atë nxehtësi me anë të ujit që qarkullon nëpër të, ta dërgojë tek buferi me kapacitet 1 [m³]. Pas grumbullimit në bufer, uji i qarkut primarë shkon tek pompa termike ujë - ujë me kapacitet 120 [kW] për qëllim të ngrohjes së ujit të ngrohtë sanitarë për zonën e banimit dhe ngrohjes së dyshemesë së katit përdhese. Para pompës termike është vendosur një valvëlë trekahore që ka për qëllim rregullimin e temperaturës hyrëse të ujit në pompë. Ndërsa uji i ciklit sekondarë të zonës IV pasi që ngrohet nga pompa termike ujë - ujë ndahet në dy degë. Njëra degë shkon në dy bojlerët e ujit të ngrohtë sanitarë 9 [kW] të cilët janë me kapacitet prej 2[m³]. Bojlerët e parapara janë bojlerë elektrik. Janë përvetësuar të tillë në rast të ndonjë stërngarkese në sistemin e ngrohjes ose ndonjë avarie në pompën termike ujë - ujë. Ndërsa dega

tjetër shkon për ngrohjen e dyshemesë së katit përdhësë. Kthimi i ujit të ngrohtë qarkullues dhe për ngrohjen e dyshemesë pastaj futet në buferin e përcaktuar prej 1 [m³] për tu futur pastaj në pompën termike ujë - ujë për të përsëritur ciklin. Tek furnizimi i bojlerëve me ujë sanitarë nga sistemi ujësjellësit është vendosur një valvolë përzirëse për rregullimin e temperaturës së ujit të ngrohtë sanitarë, në rast të temperaturave të larta.

Zona V.

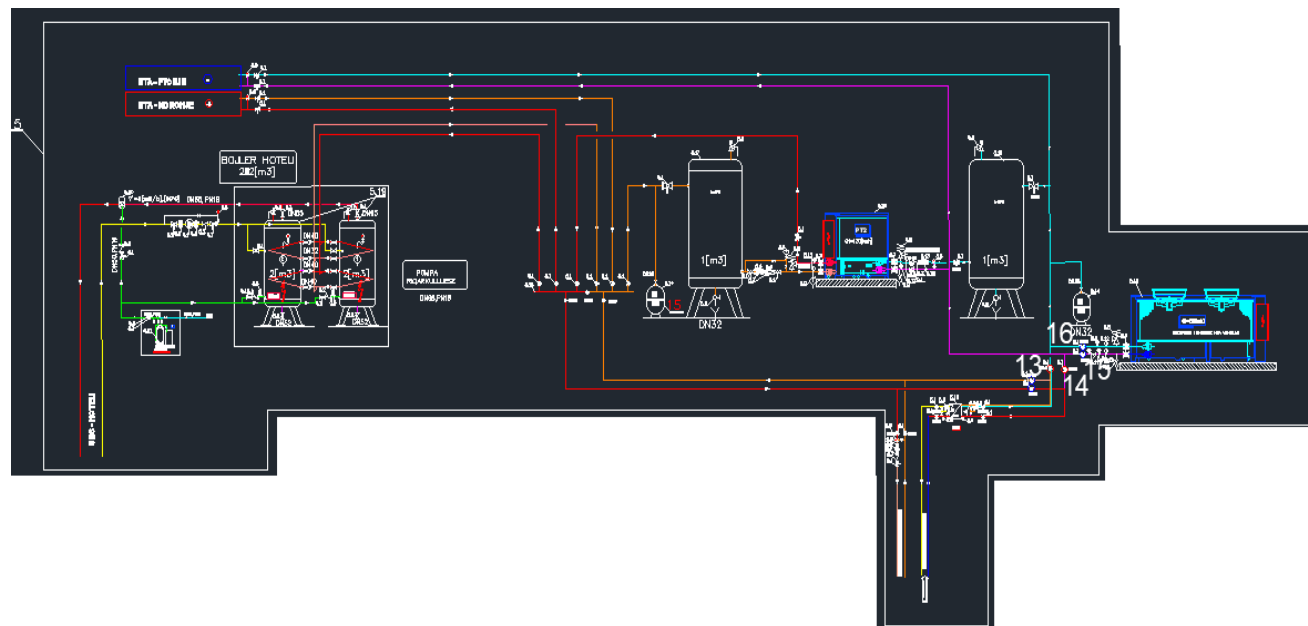


Figura 5.8 Zona V - Ngrohja e ujit sanitarë për zonën e hotelit dhe ngrohja e dyshemesë për restaurant

Në zonën V gjatë modalitetit të ngrohjes valvolat trembëdhjetë dhe katërbëdhjetë qëndrojnë të mbyllura ndërsa hapen valvolat pesëmbëdhjetë dhe gjashtëmbëdhjetë. Në qarkun primarë të kësaj zone uji e merr nxehtësinë nga kaloriferi i cili e rekuperon nxehtësinë nga ventilimi i banjove të ndërtesës. Pastaj uji i nxehur kalon tek buferi me kapacitet prej 1 [m³]. Nga buferi uji hyn në pompë termike ujë - ujë me kapacitet prej 120 [kW]. Para pompës termike është vendosur valvola trekahore e cila e bën rregullimin e temperaturës së ujit hyrës në sistem. Ajo temperaturë nuk guxon të jetë shumë e lartë për shkak se mund të pengohet procesi i kondensimit në kondensatorin e pompës termike. Qarku primarë mbyllet me kalimin e ujit të kthimit nga pompa termike tek kaloriferi, për të rifilluar ciklin. Në qarkun e dytë uji i ngrohur nga pompa termike kalon në kolektorë, prej ku një pjesë e nxehtësisë shkon tek njësi për trajtim të ajrit, një pjesë shkon tek bojlerët për ujë të nxehtë sanitarë dhe një pjesë shkon për ngrojen e dyshemesë së restaurantit në kulmin e ndërtesës. Ashtu si te pjesa e banimit edhe tek pjesa e hotelit janë përvetësuar dy bojlerë elektrikë 9 [kW] me kapacitet prej 2 [m³]. Qëllimi i këtyre bojlerëve është të asistojnë në ngrohjen e ujit të ngrohtë sanitarë në raste të ngarkesës në sistem. Pastaj uji i kthimit nga njësi për trajtimin e ajrit dhe ngrohja e dyshemesë së bashku me ujin riqarkullues sanitarë kthehen në kolektorë, prej ku shkojnë në buferin prej 1[m³]. Prej buferit uji shkon të ringrohet në pompë termike për të rifilluar ciklin.

5.4.2 Modaliteti i ftohjes

Gjatë modalitetit të ftohjes për shkak se ngrohja nga qyteti është e panevojshme, mbyllet valvolat dy dhe tre, dhe hapet valvola katër. Për të njejtën arsye spjegimin e sistemit do e fillojmë nga zona dy.

Zona II.

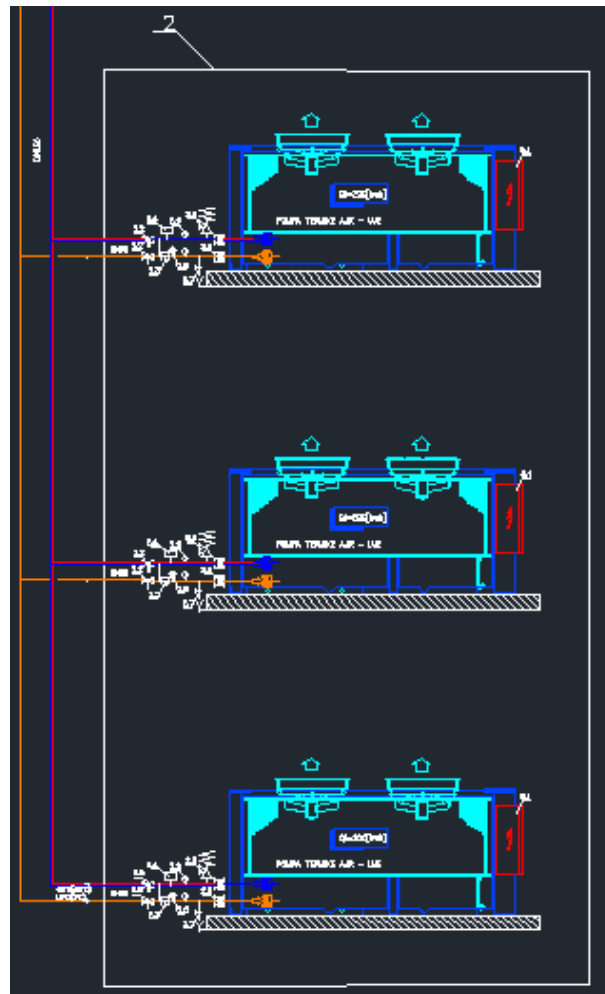


Figura 5.9 Zona II - Ftohja nga pompat termike ajër - ujë 3 x 180 [kW]

Ndërrimi i regjimit të punës së pompës termike nga ngrohje në ftohje bëhet në mënyrë manuale. Tek regjimi i ftohjes temperatura e ujit në hyrje të pompës termike është llogaritur të jetë 12°C, ndërsa temperatura më të cilën uji del nga pompa termike është 7°C.

Zona III.

Në modalitetin e ftohjes në zonën III, nuk ka ndonjë ndërrim në rregullimin e valvolave. Pra, hapen valvolat katër, gjashtë, shtatë, nëntë dhe dhjetë ndërsa mbyllet valvola dy, tre, pesë dhe tetë.

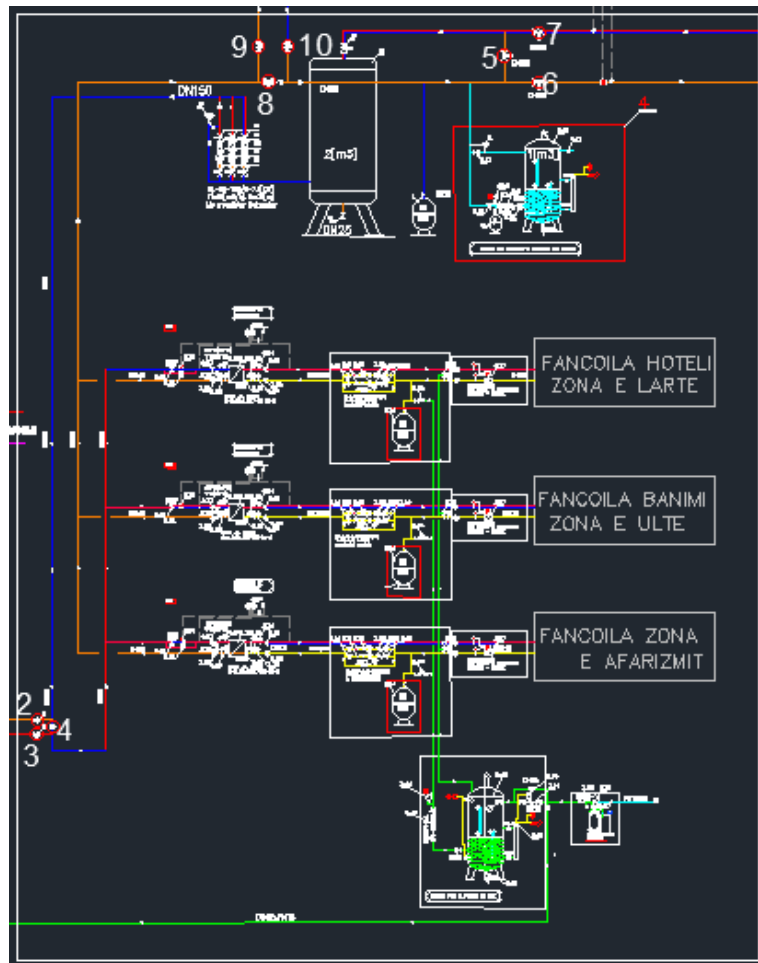


Figura 5.10 Zona III - Sistemi qëndrorë i punktut termik

Gjatë modalitetit të ftohjes uji nga pompave termike shkon në buferin 1 [m³], ku pastaj përmes pompave qarkulluese kalon në tre këmbyesit e nxehtësisë duke e marrë nxehtësinë nga uji i sistemit, për të vazhduar pastaj tek buferi i zonës IV, dhe pastaj tek pompave termike ujë - ujë duke dhënë një pjesë të nxehtësisë, prej nga kthehet në pompave termike ajër - ujë për të rifilluar ciklin e qarkut primarë. Në qarkun sekondarë uji i cili ka marrë nxehtësi nga hapësirat e administratës, banimit dhe hotelit, vjen tek këmbyesit e nxehtësisë për ta dhënë nxehtësinë e marrë, dhe për të vazhduar prap, tek fan - coilat e hapësirave respektive për ta rifilluar ciklin.

Zona IV.

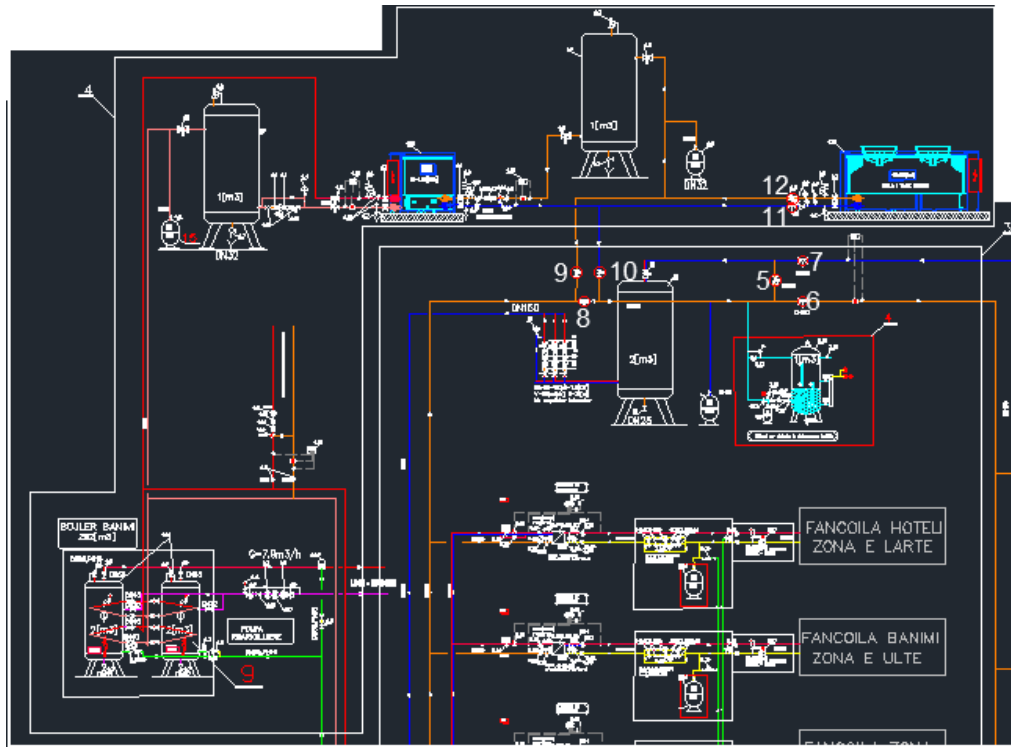


Figura 5.11 Zona IV - Ngrohja e ujit sanitarë për zonën e banimit

Gjatë modalitetit të ftohjes, në zonën IV, hapen valvolat nëntë dhe dhjetë ndërsa mbyllen valvolat tetë, njëmbëdhjetë dhe dymbëdhjetë. Siç u cekë më lartë në këtë modalitet, uji që kthehet nga këmbyesit e zonës tre kalon në buferin me kapacitet prej 1 [m³]. Nga buferi uji futet në pompën termike ujë - ujë ku e jep një pjesë të nxehtësisë. Pasi e jep nxehtësinë uji shkon tek pompa termike ajër - ujë, për të rifilluar ciklin primarë të zonës III. Cikli sekondarë i kësaj zone është spjeguar tek modaliteti i ngrohjes, përveq se mbyllen valvolat e ngrohjes së dyshemesë.

Zona V.

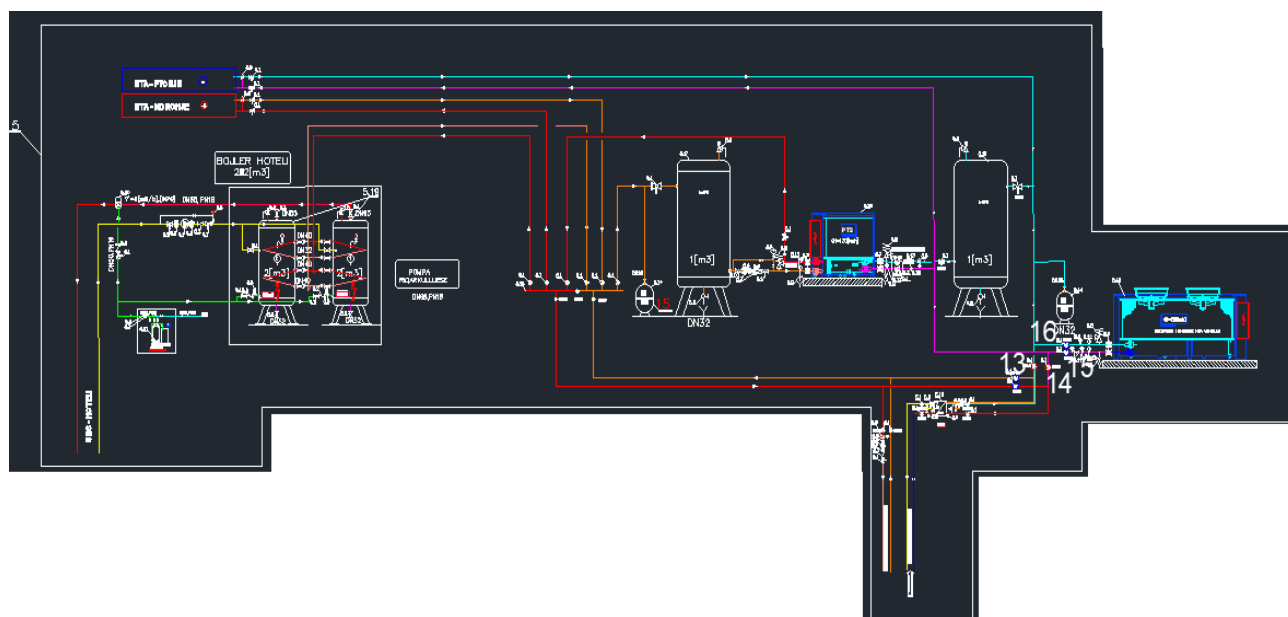


Figure 5.12 Zona V - Ngrohja e ujit sanitarë për zonen e hotelit

Në zonën V uji pasi që ta ketë marrë nxehtësinë nga zona e hotelit, kalon në këmbyesin e nxehtësisë me kapacitet prej 200 [kW], prej ku e liron një pjesë të nxehtësisë të marrë nga hoteli. Pastaj uji i qarkut primarë vazhdon tek këmbyesit e zonës III, ku përgatitet për ftohjen e zonës së hotelit. Gjatë modalitetit të ftohjes mbyllet valvolat pesëmbëdhjetë dhe gjashtëmbëdhjetë, dhe hapen valvolat trembëdhjetë dhe katërbëdhjetë. Uji i qarkut primarë të zonës V pasi e merr nxehtësinë tek këmbyesi prej 200 [kW], një pjesë e ujit shkon tek njësi për trajtimin e ajrit, ndërsa pjesa tjetër tek buferi prej 1 [m³], ku prej buferit uji shkon tek pompa termike ujë - ujë duke i dhënë nxehtësi ujit të ngrohtë sanitarë të hotelit. Pastaj uji pasi që ta ketë dhënë nxehtësinë kalon tek këmbyesi për ta përsëritur ciklin. Cikli sekundarë i zonës V, është spjeguar në modalitetin e ngrohjes, përveq se mbyllet valvola e ngrohjes së dyshemesë.

5.4.3 Shpërndarja e rrjetit distribuues të energjisë termike

Siç është cekë edhe më lartë, rrjeti vertikal i distribuimit të energjisë termike në objekt është ndarë në tri zona:

- Zona e administratës ;
- Zona e banimit ;
- Zona e hotelit.

Ndarja është përvetësuar e tillë, për shkak të menaxhimit më të lehtë dhe më të mirë të presionit në sistem, si dhe identifikimit më të kjohtë të shpenzuesve të energjisë termike në ndërtesë. Në

figurat e mëposhtme janë paraqitur shpërndarjet përkatëse të rrjetit gyporë për tri kate të përzgjedhura me destinim të ndryshëm.

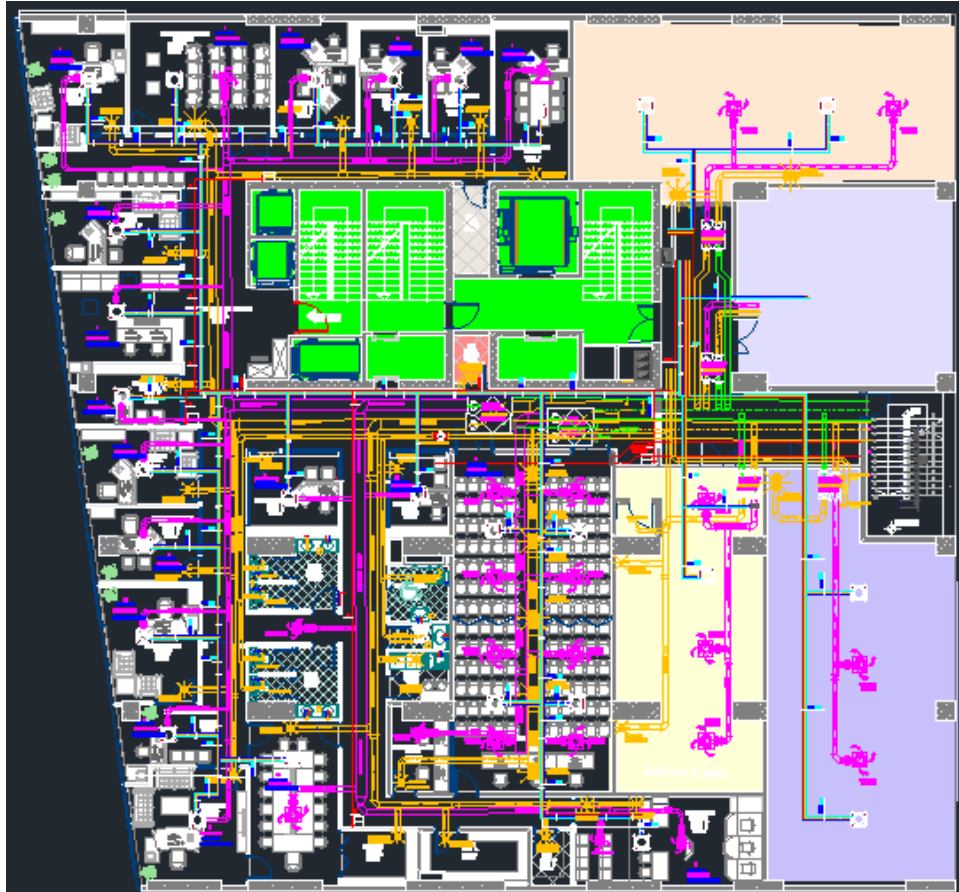


Figura 5.13 Shpërndarja e rrjetit gyporë - Kati IV

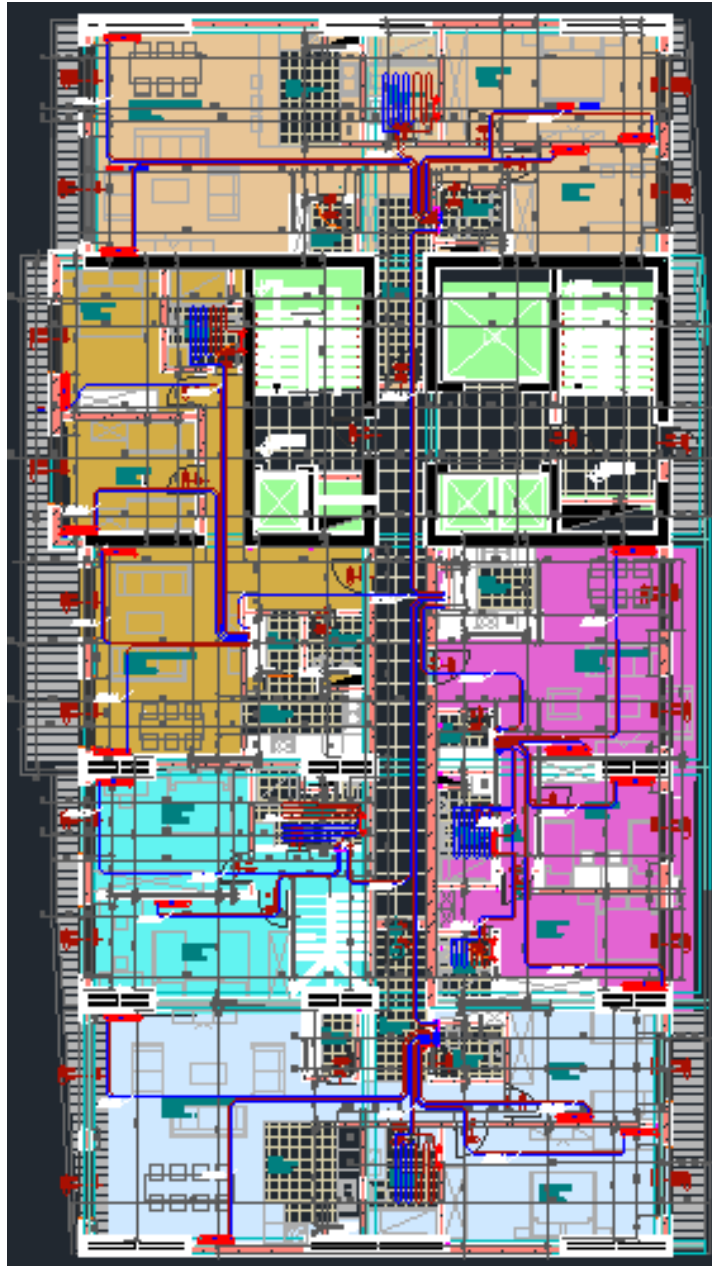


Figura 5.14 Shpërndarja e rrjetit gjyborë - Kati IX

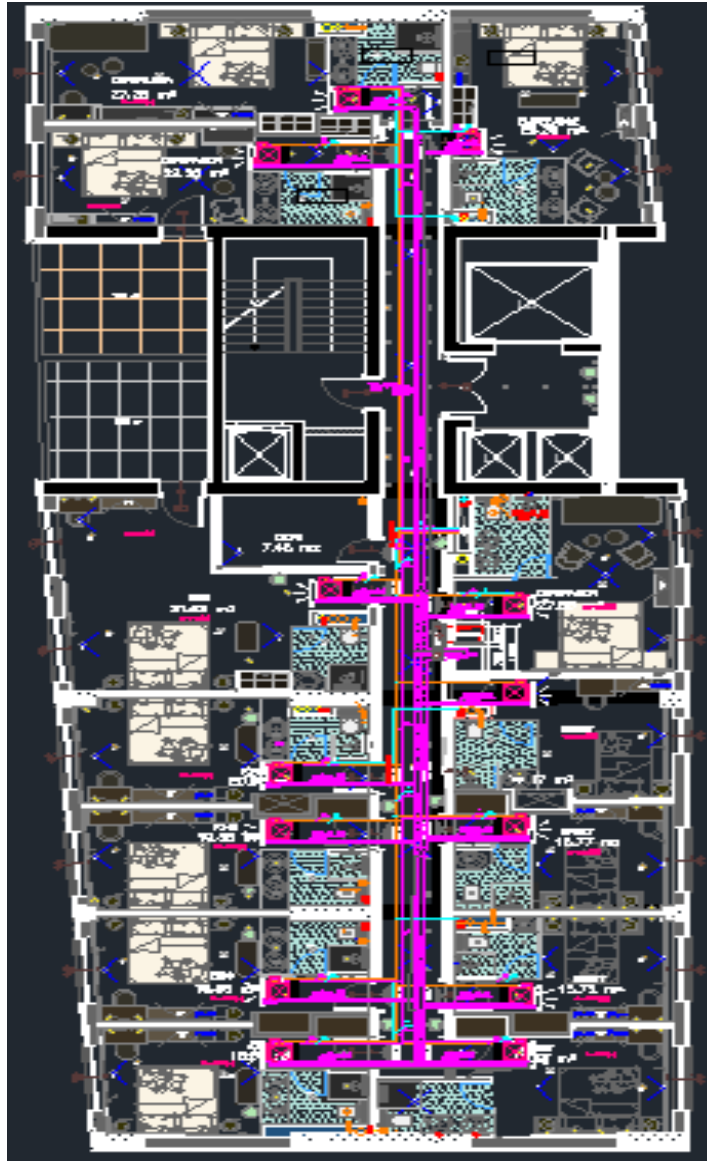


Figura 5.15 Shpërndarja e rrjetit gyporë - Kati XVII

Ngrohja dhe kondicionimi për hapësirat e administratës është paraparë të bëhet me anë të Fan-Coil-ave kasetorë, në hapësirat e destinuar për banim me Fan-Coila parapeti, ndërsa për pjesën e hotelit me Fan-Coila të pllafonit. Gjithashtu për përdheshën dhe restorantin në katin njëzetedy është paraparë edhe ngrohja e dyshemesë.

5.5 Përzgjedhja e paisjeve

5.5.1 Pompat termike

Përzgjedhja e paisjeve korrespondon me sistemin e përzgjedhur për përmbushjen e kërkesave termike për ngrohje dhe ftohje për objektin Arting. Siç u cek më lart në përshkrimin e sistemit, për gjenerimin e energjisë së nevojshme termike janë përzgjedhur tri pompa termike ajër-ujë me kapacitet 180 [kW] dhe dy pompa termike ujë-ujë me kapacitet 120 [kW]. Pompat termike të përvetësuara ajër-ujë janë të prodhuesit “Clivet” të tipit WSAN-XEM HW 60.4.



Figura 5.16 Pompa termike ajër - ujë e tipit Clivet - WSAN - XEM HW 60.4

Në figurën e mëposhtme janë paraqitur dimensionet gabarite të kësaj pompe termike.

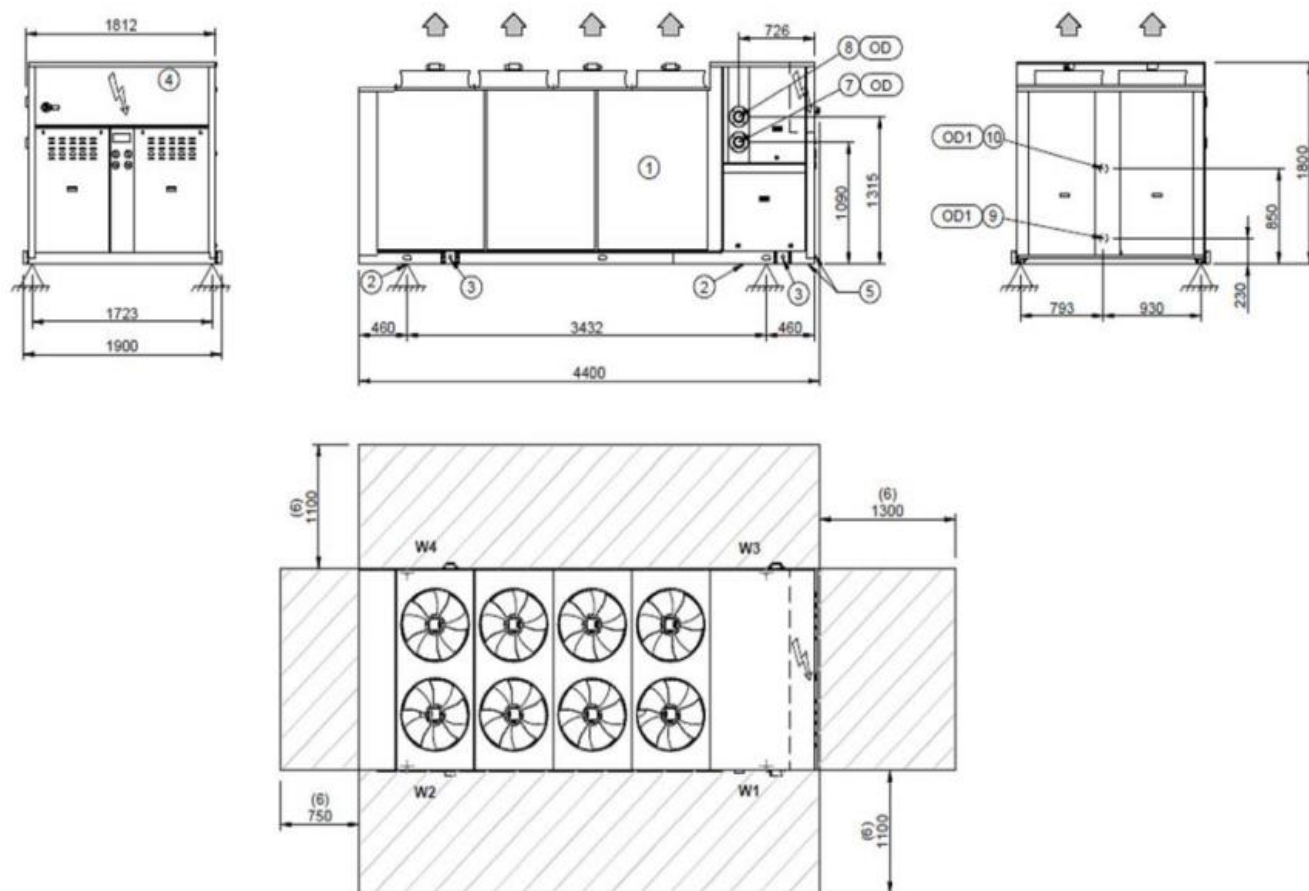


Figura 5.17 Dimensionet gabarite të pompës termike ajër - ujë e tipit Clivet - WSAN - XEM HW 60.4

Ndërsa të dhënat teknike janë paraqitur në tabelën e mëposhme.

Të dhënat e përgjithshme teknike		Njësia
Ftohje (A35/W7)		
Kapaciteti ftohës	150	kW
Fuqia e kompresorit	48.7	kW
Fuqia e përgjithshme elektrike	54.2	kW
EER	2.77	
Shpejtësia e rrjedhjes së ujit	7.2	l/s
Rënia e presionit në këmbyesin e jashtëm	31	kPa
Ngrohje (A7/W45)		
Kapaciteti ngrohës	184	kW
Fuqia e kompresorit	41.1	kW
Fuqia e përgjithshme elektrike	53.6	kW
COP	3.43	
Shpejtësia e rrjedhjes së ujit	8.8	l/s
Rënia e presionit në këmbyesin e jashtëm	46	kPa

Kompresori		
Lloji i kompresorit	Rotativ	
Freoni	R-410A	
Numri i kompresorëve	4	
Mbushja me freon – C1	30	1
Mbushja me freon – C2	30	1
Qarqet ftohëse	2	
Këmbyesi i brendshëm		
Lloji i këmbyesit	PHE	
Numri i këmbyesve	1	
Përmbajtja e ujit	11.4	l/s
Ventilatorët e jashtëm		
Numri i ventilatorëve	8	
Rrjedhja standarde e ajrit	20733	l/s
Fuqia elektrike e ventilatorëve	0.6	kW
Qarku i ujit		
Lidhja e ujit	3"	
Presioni maksimal i anës së ujit	100	kPa
Kalibrimi i valvolës siguroese	600	kPa
Sasia minimale e ujit	590	l
Furnizimi me rrymë		
Furnizim standard	400/3/50+N	V

Tab.5.8 Të dhënat teknike të pompës termike Clivet WSAN-XEM HW 60.4

Ndërsa diapazonet e funksionimit për ftohje respektivisht ngrohje janë paraqitur në figurat e më poshtme.

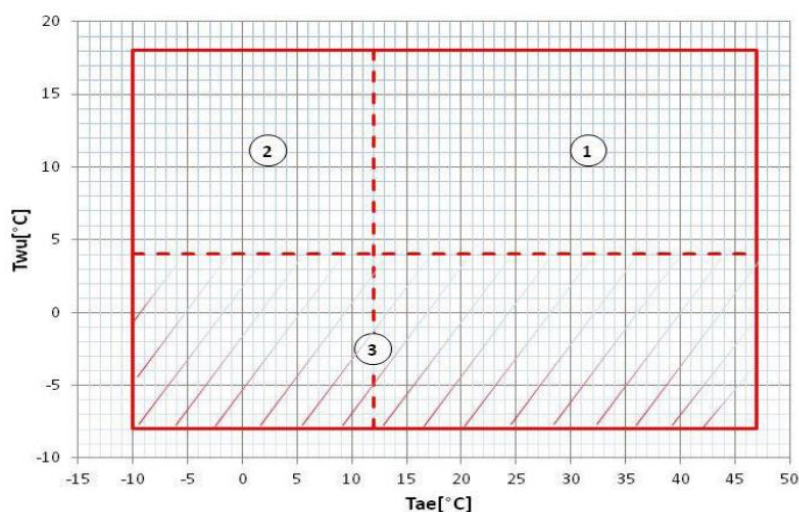


Figura 5.18 Diapazonet e funksionimit për ftohje

T_{wu} – Temperatura e ujit në dalje të këmbyesit të brendshëm ;

T_{ae} - Temperatura e ajrit në hyrje të këmbyesit të jashtëm.

1. Gama standarde e funksionimit të njësisë me ngarkesë të plotë ;
2. Gama standarde e funksionimit të njësisë me modulim automatik të rrjedhës së ajrit ;
3. Gama e funksionimit ku përdorimi i etilenglikolit është i detyrueshëm në lidhje me temperaturën e ujit në daljen e këmbyesit.

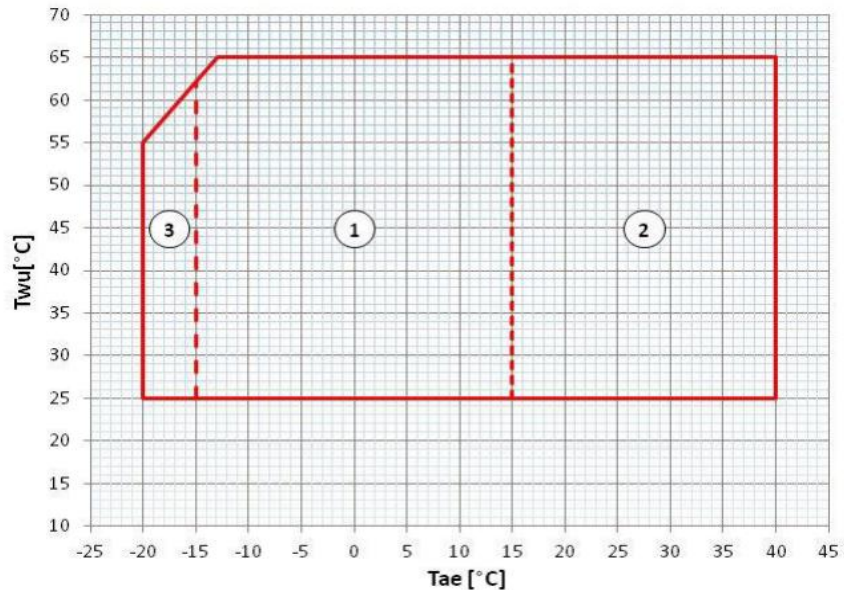


Figura 5.19 Diapazonet e funksionimit për ngrohje

T_{wu} – Temperatura në dalje të këmbyesit të brendshëm ;

T_{ae} – Temperatura e ajrit në hyrje të këmbyesit të jashtëm.

1. Gama standarde e funksionimit të njësisë me ngarkesë të plotë ;
2. Gama standarde e funksionimit të njësisë me modulim automatik të rrjedhës së ajrit ;
3. Gama standarde e funksionimit të njësisë me ngarkesë të plotë, e papajtueshme me pajisjen e pompimit të integruar Clivet (HYG1 - HYG2 - VARYP)

Ndërsa pompat termike ujë - ujë janë gjithashtu të prodhuesit “Clivet” të tipit WSHN-XEE2 MF 35.2.



Figura 5.20 Pompa termike ujë - ujë e tipit Clivet - WSHN - XEE2 40.2

Dimensionet gabarite të kësaj pompe termike janë paraqitur në figurën e mëposhtme.

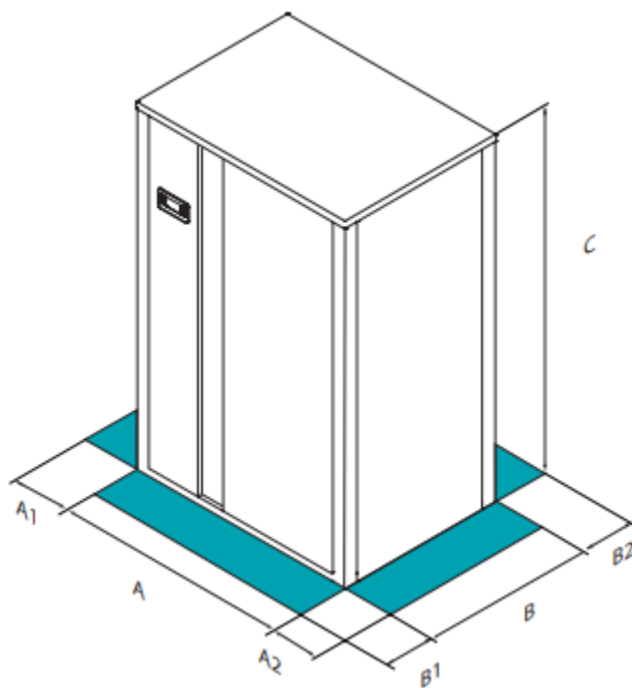


Figura 5.21 Dimensionet gabarite të pompës termike ujë - ujë të tipit Clivet - WSHN - XEE2 40.2

Karakteristikat gabarite të pomës termike ujë - ujë Clivet WSHN – XEE2 40.2		Njësia
A - Gjatësia	1110	mm
B - Gjërësia	885	mm
C - Lartësia	1910	mm
A1	150	mm
A2	150	mm
B1	500	mm
B2	350	mm
Pesha	580	kg

Tab.5.9 Karakteristikat gabarite të pompës termike Clivet WSHN-XEE2 40.2

Ndërsa të dhënat teknike për modusin ngrohje/ftohje janë dhënë në tabelën e mëposhtme.

Të dhënat e përgjithshme teknike		Njësia
Kapaciteti ftohës	120	kW
Energjia elektrike e investuar	26.9	kW
EER	4.45	
SEER	5.36	
Kapaciteti ngrohës	139	kW
Energjia elektrike e investuar	32.3	kW
COP	4.29	
Lloji i kompresorit	Rotativ	
Freoni	R-410A	
Numri i kompresorëve	2	
Qarqet ftohëse	1	
Furnizimi me energji	400/3/50	V
Niveli i zërit	58	dB(A)

Tab.5.10 Të dhënat teknike të pompës termike Clivet WSHN-XEE2 40.2

Në rastin tonë, e interesit është të dihet vetëm diapazoni i funksionimit në modulën e ngrohjes. Ky diapazon është paraqitur në figurën 5.22.

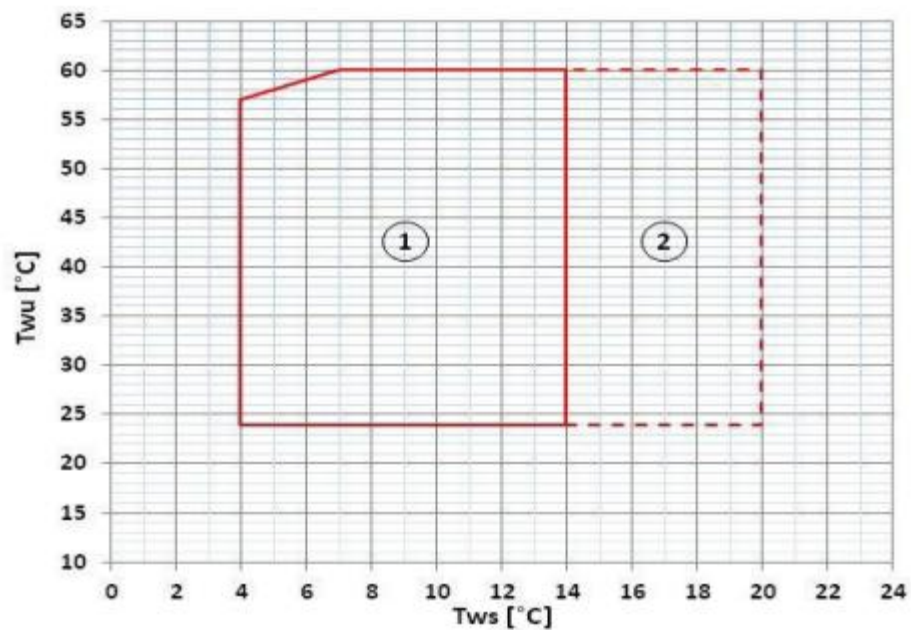


Figura 5.22 Diapazonet e funksionimit për ngrohje

T_{wu} – Temperatura e ujit në dalje nga ana e përdoruesit;

T_{w_r} – Temperatura e ujit në dalje nga ana e burimit.

Kufijtë i referohen $DT=5$ °C në të dyja anët e përdorimit dhe burimit.

1. Gama normale e funksionimit ;
2. Gama e funksionimit me valvolë moduluese në anën e burimit.

5.5.2 Këmbyesit e nxehtësisë

Siç është përshkruar dhe më lartë sistemi në zonën III ka gjithësej tre këmbyes të nxehtësisë me kapacitet 300 [kW] secili. Këmbyesit janë të prodhuesit “Ekinendustriyel MIT 521”. Këmbyesit janë përvetësuar për shkak të ndryshimit të presioneve statike në objekt dhe për ndarjen e qarqeve në sistem (glykol/ujë - ujë).



Figura 5.23 Këmbyesi i nxehtësisë Ekinendustriyel MIT 521

Këmbyesit janë pllakorë dhe karakteristikat teknike kur sistemi përdoret për ngrohje, respektivisht ftohje janë paraqitur në tabelat e mëposhtme.

Modaliteti i ngrohjes				
Karakteristikat e këmbyesit				Njësia
Kapaciteti			300	kW
Lloji i pllakës			MIT 521	
Numri i pllakave			90	
Vendosja e pllakave			63H+27L	
Sipërfaqja e transmetimit të nxehtësisë			21.12	m ²
Koeficienti i përgjithshëm k			1969/4909	W/m ² K
LMTD			7.21	°C
	Qarku primarë		Qarku sekondarë	
Lloji i fluidit	Ujë		Etilenglykol/Ujë	
		Njësia		Njësia
Numri i qarqeve	1		1	
Sasia e rrjedhjes	52.2	m ³ /h	29.1	m ³ /h
Temperatura e hyrjes	45	°C	60	°C
Temperatura e daljes	50	°C	50	°C
Rënia e presionit	28.86	kPa	12.59	kPa
Rënia e presionit në pllaka	26.66	kPa	11.88	kPa
Rënia e presionit në lidhje	2.2	kPaC	0.71	kPa
Karakteristikat termofizike	Qarku primarë		Qarku sekondarë	
		Njësia		Njësia
Densiteti i fluidit	989.14	kg/m ³	1038.92	kg/m ³
Nxehtësia specifike e fluidit	4181	J/kgK	3569	J/kgK
Përcjellshmëria termike e fluidit	0.638	W/mK	0.431	W/mK
Lista e materialeve				
Materiali i pllakës			0.5 mm – AISI 316 L	
Materiali i lidhjes			EPDM	
Materiali i kornizës			ST37 –2 Celik	
Lidhja				
Ana primare			NW100 Flange	
Ana sekondare			NW100 Flange	
				Njësia
Pesha (i thatë/i lagur)			438.59/528.81	kg
Volumi i brendshëm (primare/sekondare)			45/44	l
Presioni i dizajnuar/testuar			16/25	Bar
Temperatura punuese (max/min)			-25/145	°C
Diferenca maksimale e presionit			5	Bar

Tab.5.11 Të dhënat teknike të KN Ekinendustriyel MIT 521 në modalitetin e ngrohjes

Modaliteti i ftohjes				
Karakteristikat e këmbysesit				Njësia
Kapaciteti			300	kW
Lloji i pllakës			MIT 521	
Numri i pllakave			90	
Vendosja e pllakave			63H+27L	
Sipërfaqja e transmetimit të nxehtësisë			21.12	m ²
Koeficienti i përgjithshëm k			7102/7316	W/m ² K
LMTD			2.00	°C
	Qarku primarë		Qarku sekondarë	
Lloji i fluidit	Ujë		Etilenglykol/Ujë	
		Njësia		Njësia
Numri i qarqeve	1		1	
Sasia e rrjedhjes	51.5	m ³ /h	57.3	m ³ /h
Temperatura e hyrjes	14	°C	7	°C
Temperatura e daljes	9	°C	12	°C
Rënia e presionit	33.79	kPa	49.15	kPa
Rënia e presionit në pllaka	31.63	kPa	46.35	kPa
Rënia e presionit në lidhje	2.16	kPa	2.8	kPa
Karakteristikat termofizike	Qarku primarë		Qarku sekondarë	
		Njësia		Njësia
Densiteti i fluidit	999.56	kg/m ³	1050.03	kg/m ³
Nxehtësia specifike e fluidit	4193	J/kgK	3589	J/kgK
Përcjellshmëria termike e fluidit	0.582	W/mK	0.436	W/mK
Lista e materialeve				
Materiali i pllakës			0.5 mm – AISI 316 L	
Materiali i lidhjes			EPDM	
Materiali i kornizës			ST37 –2 Celik	
Lidhja				
Ana primare			NW100 Flange	
Ana sekondare			NW100 Flange	
				Njësia
Pesha (i thatë/i lagur)			438.59/528.81	kg
Volumi i brendshëm (primare/sekondare)			45/44	l
Presioni i dizajnuar/testuar			16/25	Bar
Temperatura punuese (max/min)			-25/145	°C
Diferenca maksimale e presionit			5	Bar

Tab.5.12 Të dhënat teknike të KN Ekinendustriyel MIT 521 në modalitetin e ftohjes

Ndërsa për zonën I të punktimit termik janë paraparë këmbyesit Ekinendustriyel MIT 535 me kapacitet prej 1000 [kW]. Karakteristikat teknike të këtyre këmbyesve janë paraqitur në tabelën 15.

Karakteristikat e këmbyesit			Njësia	
Kapaciteti		1000	kW	
Lloji i pllakës		MIT 535		
Numri i pllakave		38		
Vendosja e pllakave		16H+22L		
Sipërfaqja e transmetimit të nxehtësisë		12.60	m ²	
Koeficienti i përgjithshëm k		8122/8223	W/m ² K	
LMTD		11.73	°C	
	Qarku primarë	Qarku sekondarë		
Lloji i fluidit	Ujë	Etilenglykol/Ujë		
		Njësia		Njësia
Numri i qarqeve	1		1	
Sasia e rrjedhjes	22.7	m ³ /h	53.0	m ³ /h
Temperatura e hyrjes	80	°C	50	°C
Temperatura e daljes	60	°C	60	°C
Rënia e presionit	10.61	kPa	47.72	kPa
Rënia e presionit në pllaka	9.63	kPa	42.31	kPa
Rënia e presionit në lidhje	0.98	kPa	5.41	kPa
Karakteristikat termofizike	Qarku primarë	Qarku sekondarë		
		Njësia		Njësia
Densiteti i fluidit	961.02	kg/m ³	971.79	kg/m ³
Nxehtësia specifike e fluidit	4211	J/kgK	3589	J/kgK
Përcjellshmëria termike e fluidit	0.670	W/mK	0.623	W/mK
Lista e materialeve				
Materiali i pllakës		0.5 mm – AISI 316 L		
Materiali i lidhjes		EPDM		
Materiali i kornizës		Çelik i karbonizuar		
Lidhja				
Ana primare		NW100 Flange		
Ana sekondare		NW100 Flange		
				Njësia
Pesha (i thatë/i lagur)		429.12/464.88	kg	
Volumi i brendshëm (primare/sekondare)		19/18	l	

Presioni i dizajnuar/testuar	10/15	Bar
Temperatura punuese (max/min)	-25/145	°C
Diferenca maksimale e presionit	5	Bar

Tab.5.13 Të dhënat teknike të KN Ekinendustriyel MIT 535

5.5.3 Pompat qarkulluese

Siç është specifikuar më lartë janë përvetësuar gjithësej dy sisteme kryesore të pompimit dhe një pompë për mbushjen e sistemit me ujë. Sistemi i parë përbëhet nga tri pompa, dy aktive dhe një rezervë, ndërsa sistemi i dytë nga gjashtë pompa, dy për secilin qark, një pompë aktive dhe një rezervë. Sistemi i parë ka për qëllim pompimin e ujit nga pompat termike ajër-ujë, në bufer, në këmbyes të nxehtësisë në pompën termike ujë-ujë tek kaloriferët dhe përsëri tek pompat termike ajër-ujë ku edhe mbyllet cikli. Ndërsa sistemi i dytë përbëhet nga tri qarqe të pavarura ku pompa e parë e bën pompimin e ujit nga këmbyesi i nxehtësisë deri tek Fan-Coil-at e pjesës së administratës të ndërtesës dhe e kthen prap në këmbyes, qarku i dytë bën pompimin e ujit për ngrohje respektivisht ftohje nga këmbyesi i nxehtësisë deri tek Fan-Coil-at e pjesës së banimit dhe prap deri te këmbyesi dhe qarku i tretë bën pompimin e ujit nga këmbyesi deri tek Fan-Coil-at e hotelit dhe prap deri tek këmbyesi për të mbyllur qarkun. Për sistemin e parë janë përvetësuar pompat ETNA EIL 80-160/7,5 [kW], me $V=60$ [m³/h] dhe $H=25$ [m], ndërsa për ciklin e dytë pomat ETNA EIL – R – 50-160/5,5 [kW] me $V=42$ [m³/h] dhe $H=29$ [m]. Pompat janë me rregullim frekuentorë. Këto pompa mund të punojnë me një përbërje të glykolit deri në 30%.



Figura 5.24 Pompat qarkulluese ETNA EIL-80-160/7,5 dhe ETNA EIL-R-50-160/5,5

Në figurën e mëposhtme janë paraqitur dimensionet gabarite të pompave ETNA EIL - 8 - 160/7,5 dhe ETNA EIL – R – 50 –160/5,5.

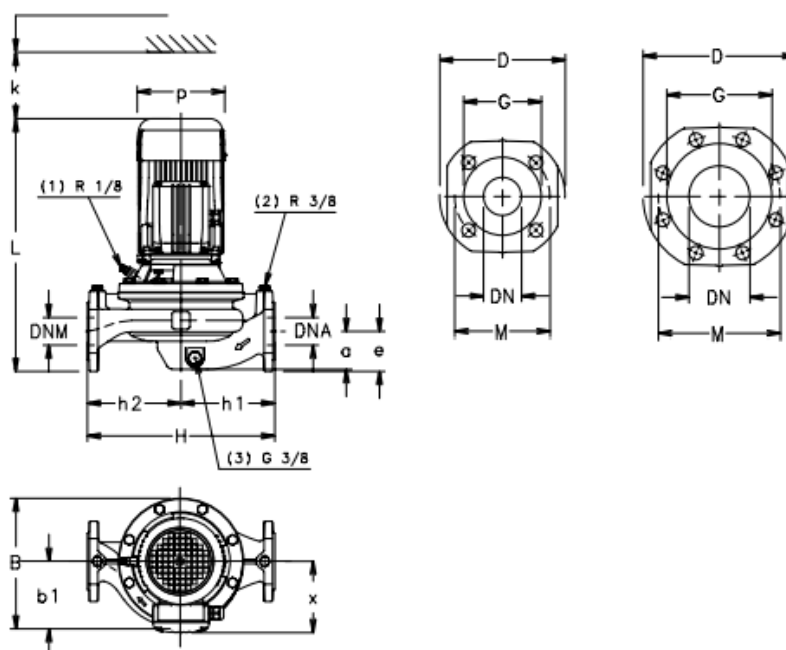


Figura 5.25 Dimensionet e pompës qarkulluese ETNA EIL-80-160/7,5 dhe EIL R-50-160/5,5

	DNM	DNA	e	h1	h2	x	b1	P
Dimensionet në mm	80	80	114	215	205	191	168	256
	B	H	L	a	G	D	M	Pesha
Dimensionet në mm	359	420	596	111	138	200	160	103 [kg]

Tab.5.14 Karakteristikat gabarite të pompës qarkulluese ETNA EIL – 80 – 160/7,5

Ndërsa dimensionet e pompës EIL – R – 50 – 160/5,5 janë paraqitur në tabelën 16.

	DNM	DNA	e	h1	h2	x	b1	P
Dimensionet në mm	50	50	116	180	160	120	128	214
	B	H	L	a	G	D	M	Pesha
Dimensionet në mm	286	340	683	96	102	165	125	65 [kg]

Tab.5.15 Karakteristikat gabarite të pompës qarkulluese ETNA EIL – R – 50 –160/5,5

- 1) Valvola për çajrosje ;
- 2) Lidhja për matjen e presionit ;
- 3) Shkarkimi.

Në figurat 5.26 dhe 5.27 janë paraqitur karakteristikat e kurbave të pompave përkatëse.

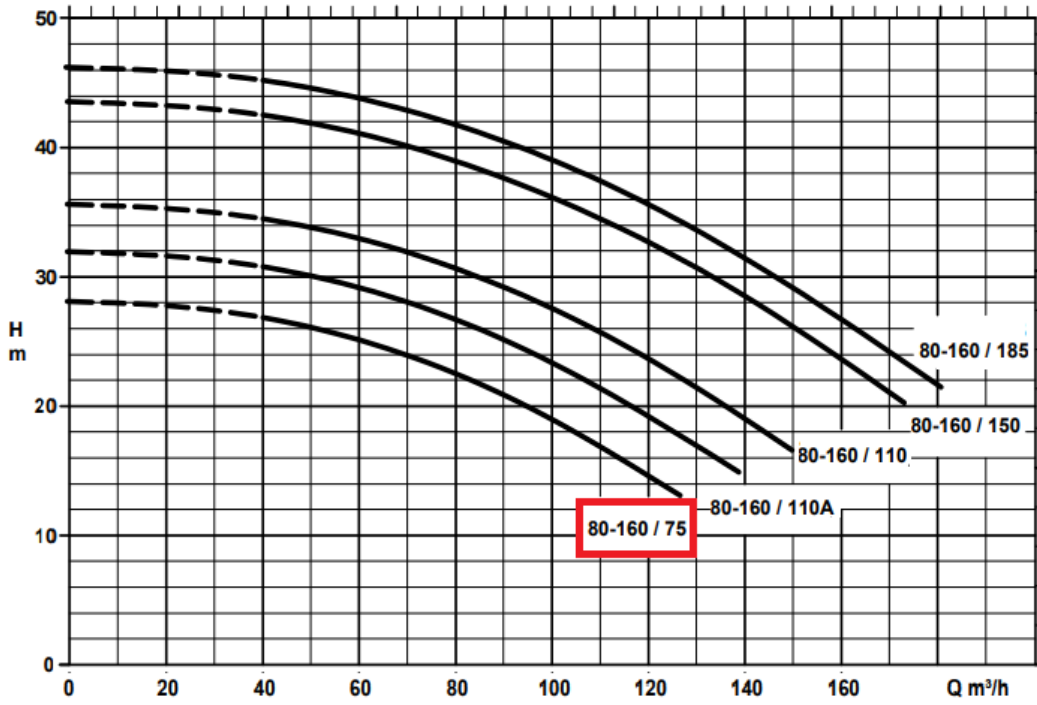


Figura 5.26 Karakteristikat e kurbës së pompës ETNA EIL-80-160/7,5

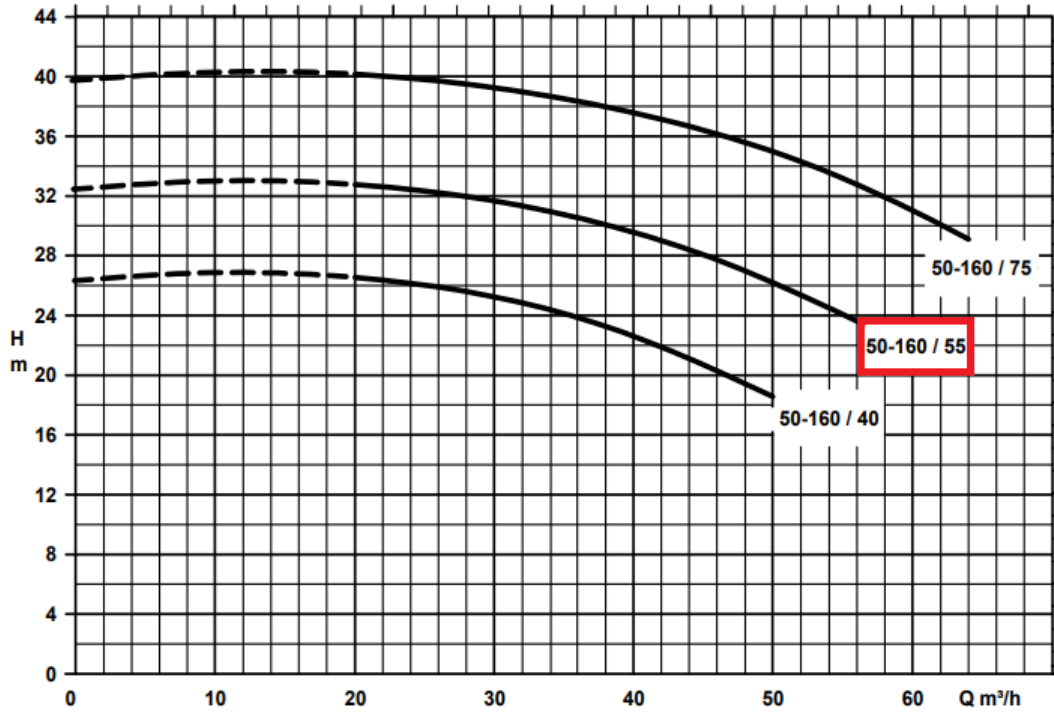


Figura 5.27 Karakteristikat e kurbës së pompës ETNA EIL R-50-160/5.5

Ndërsa për mbushjen e sistemit të zonës III në anën sekondare me ujë është përvetësuar pompa EBARA EVMS(L)1 – 26/1.1, me prurje prej $V = 1,8 \text{ [m}^3/\text{h]}$ dhe mund $H = 120\text{[m]}$. Pompa është e paisur me presostat. Dimensionet gabarite të pompës janë paraqitur në figurën e mëposhtme.

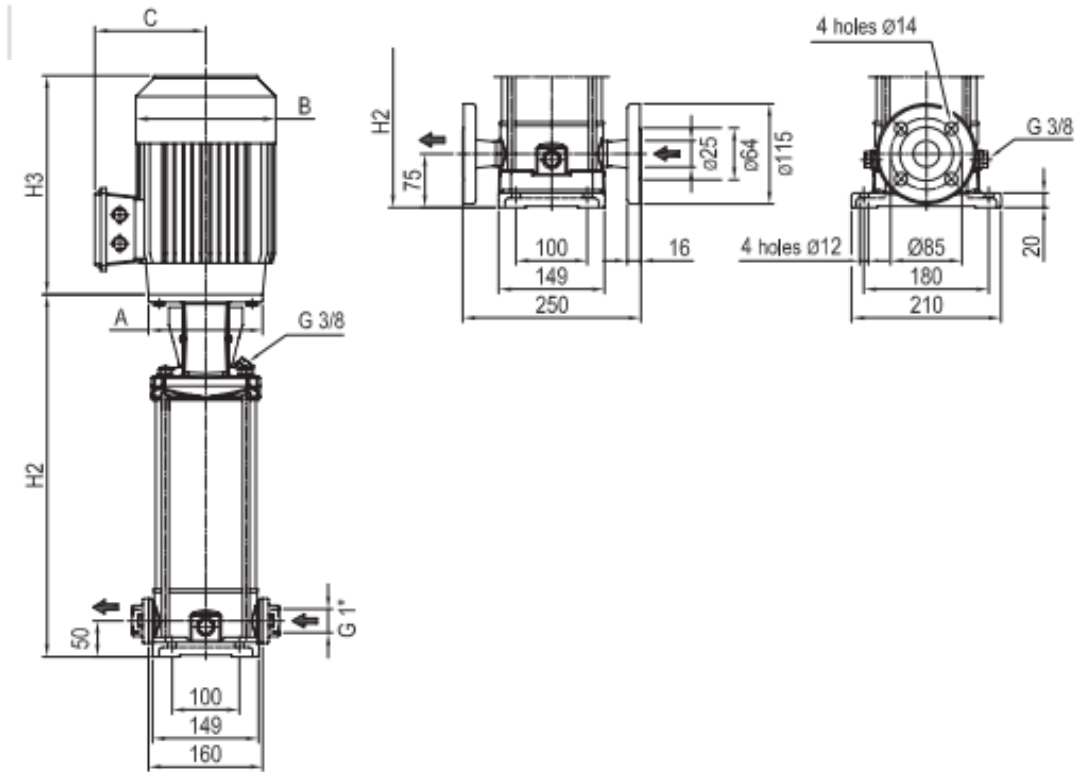


Figura 5.28 Dimensionet e pompës qarkulluese EBARA EVMS(L)1 - 26/1.1

	A	B	C	H3	H2	Pesha
Dimensionet në mm	120	160	151	232	764	22.7 [kg]

Tab.5.16 Karakteristikat gabarite të pompës qarkulluese EBARA EVMS(L)1 – 26/1.1

Në figurën 5.29 është paraqitur kurba karakteristike e pompës për mbushjen e sistemit.

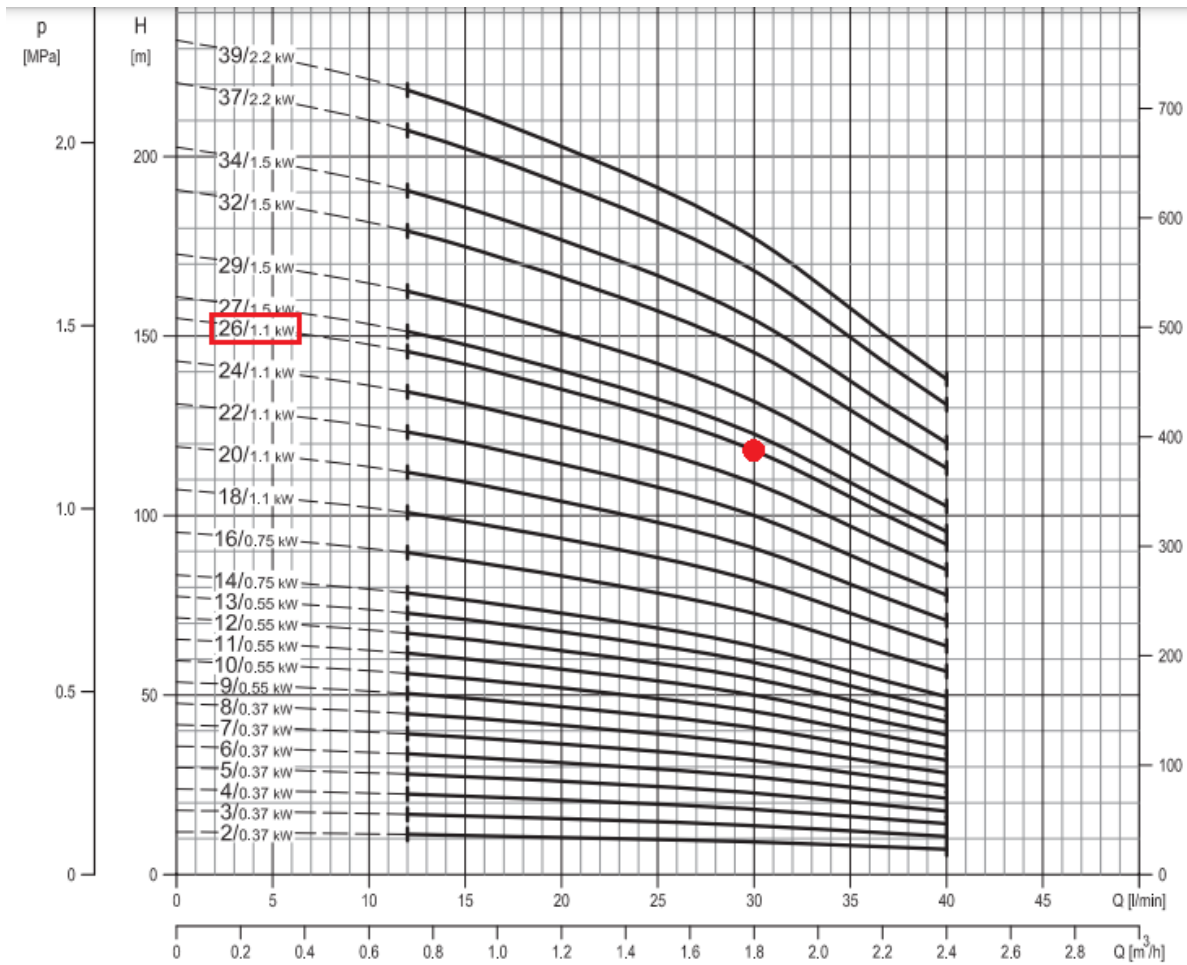


Figura 5.29 Karakteristikat e kurbës së pompës EBARA EVMS(L)-1-26/1.1

Për mbushjen e sistemit me antifriz (etilenglykol) është përvetësuar pompa EBARA EVMS(L)1-14/0.75 me prurje $V = 1.5$ [m³/h] dhe mund $H = 70$ [m]. Kurba karakteristike e kësaj pompe është paraqitur në figurën 5.30.

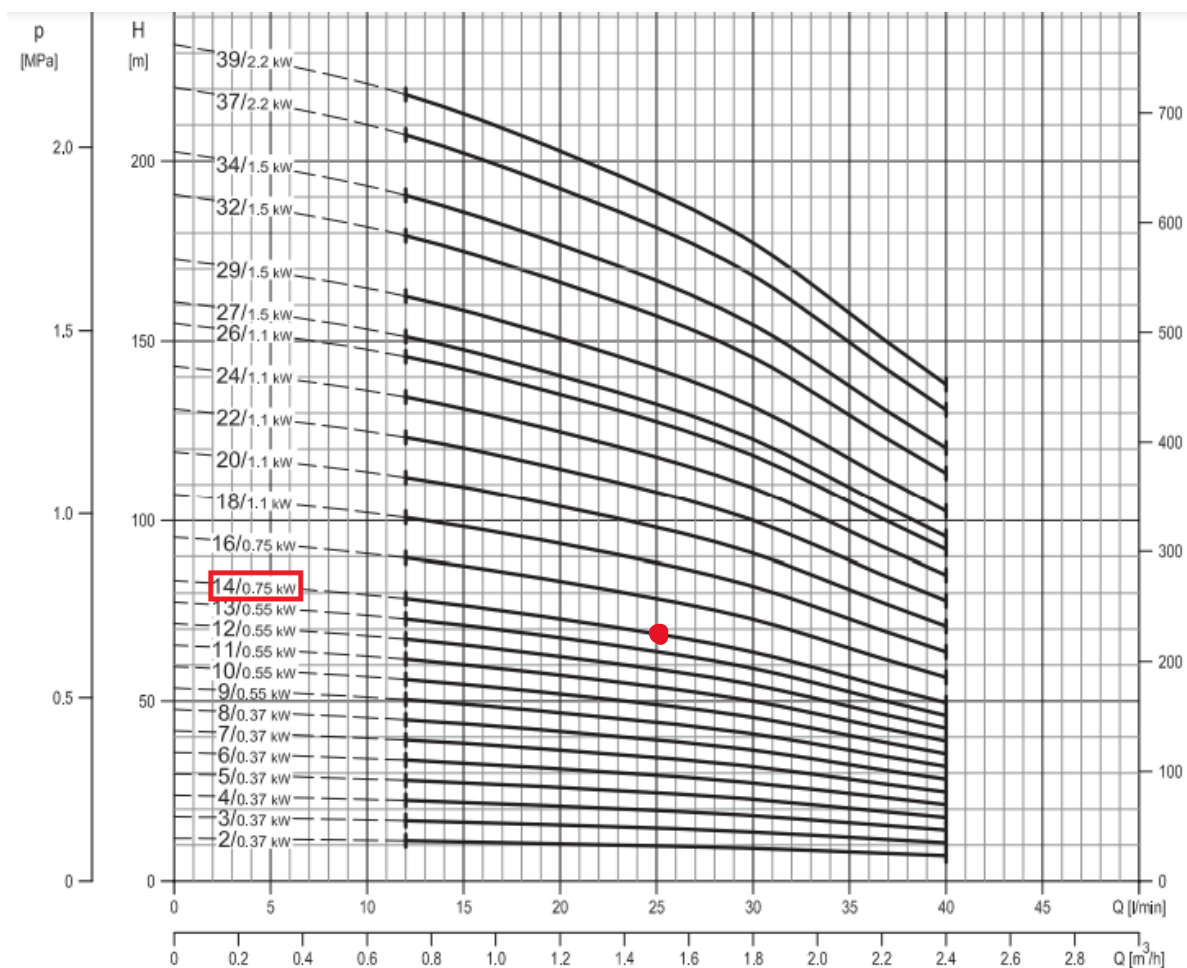


Figura 5.30 Karakteristikat e kurbës së pompës EBARA EVMS(L)1 - 14/0.75

5.5.4 Kaloriferët

Gjatë peridhës së dimrit, si burim i nxehtësisë për të dy pompat termike ujë - ujë janë përvetësuar dy kalorifer, për secilën pompë nga një. Qëllimi i kaloriferit të përvetësuar për zonën e banimit është që ta merr nxehtësinë e ajrit të liruar nga garazhat, dhe atë nxehtësi me anë të ujit që qarkullon nëpër të, ta përdorë si burim të nxehtësisë për pompën termike ujë - ujë. Në zonën e hotelit përdoret ajri i nxjerrur nga banjot. Kaloriferët e përvetësuar janë të prodhuesit “Guntner” me kapacitet 110 [kW]. Karakteristikat teknike të kaloriferëve janë paraqitur në tabelën e mëposhtme.

Dry Cooler – Guntner GFHC FD 063,1/13-16-004804M			
Kapaciteti	110 [kW]	Numri i ventilatorëve	3
Rrjedhja e ajrit	44.184 [m ³ /h]	Lloji i ventilatorëve	(AC):(VT01441) 3 x 400[V] 50 [Hz]
Temperatura maksimale hyrëse e ajrit	32 [°C]	Të dhënat nominale të ventilatorëve	
Ftohësi	Etilenglykol 34%	Numri i rotullimeve	1330 [m ⁻¹]

Temperatura maksimale hyrëse e ftohësit	20 [°C]	Fuqia	2.70 [kW]
Temperatura maksimale dalëse e ftohësit	25[°C]	Intensiteti	5 [A]
Rënia e presionit	0.82 [bar]	Niveli i zhurmës	61 [dB] në 10 [m]
Rrjedhja e ftohësit	20.60 [m ³ /h]	Fuqia elektrike totale	7.62 [kW]
Sipërfaqja ngrohëse	463 [m ²]	Pesha neto	352 [kg]

Tab.5.17 Karakteristikat teknike të kaloriferëve Guntner GFHC FD 110 [kW]

Ndërsa karakteristikat gabarite të këtyre kaloriferëve janë paraqitur në figurën e mëposhtme.

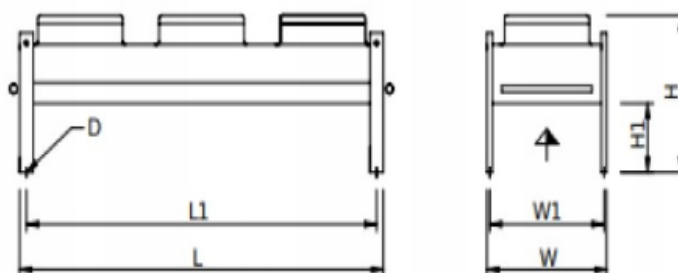


Figura 5.31 Dimensionet e kaloriferit Guntner GFHC FD 110 [kW]

L	3600 [mm]
W	1088 [mm]
H	956 [mm]
H1	400 [mm]
L1	3500 [mm]
W1	1048 [mm]
D	13 [mm]

Tab.5.18 Karakteristikat gabarite të kaloriferëve Guntner GFHC FD 110 [kW]

5.5.3 Fan-Coil-at

Për ngrojen, respektivisht ftohjen e hapësirave brenda ndërtesës janë përvetësuar tri lloje të ndryshme të ventillkonvektorëve. Në zonën e administratës janë paraparë ventillkonvektorët kasetorë, në zonën e banimit, të parapetit dhe në zonën e hotelit, ventillkonvektorët e pllafonit. Ventillkonvektorët e përvetësuar janë të prodhuesit Clivet. Ventillkonvektorët e zonës së banimit dhe hotelit janë të tipit CFFAC dhe CFFAU. Këta ventillkonvektorë janë kryesisht të njejtë dhe dallimi mes tyre qëndron vetëm tek fakti se ventillkonvektorët e zonës së banimit (CFFAC) janë të pajisur me mbështjellës (kasë) ndërsa ata të zonës së hotelit (CFFAU) janë pa mbështjellje. Në zonën e banimit janë përvetësuar gjithësej 158 sosh, ndërsa në zonën e hotelit 80. Karakteristikat gabarite dhe teknike të këtyre ventillkonvektorëve janë paraqitur në vijim.

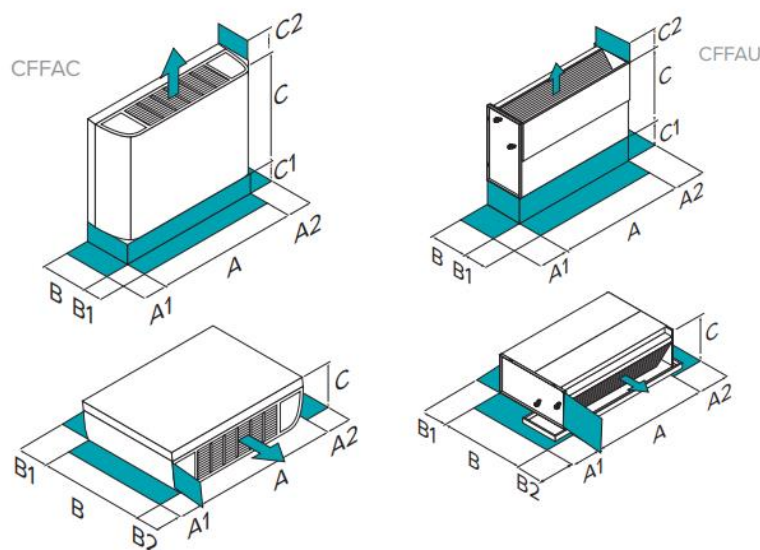


Figura 5.32 Dimensionet gabarite të Fan Coilave Clivet CFFA-C4 dhe CFFA-U4

CFFA C		Njësia	CFFA U		Njësia
A - Gjatësia	1010	mm	A - Gjatësia	1010	mm
B - Gjerësia	200	mm	B - Gjerësia	200	mm
C - Lartësia	495	mm	C - Lartësia	495	mm
A1	150	mm	A1	150	mm
A2	150	mm	A2	150	mm
C2	1500	mm	B1	90	mm
C1	90	mm	B2	1500	mm
Pesha [kg]	20.8	kg	Pesha [kg]	14.8	kg

Tab.5.19 Karakteristikat gabarite të ventillkonvektorëve të pllafonit dhe parapetit

Ndërsa karakteristikat teknike janë paraqitur në tabelën 5.20.

	Njësia	Shpejtësi të lartë	Shpejtësi të mesme	Shpejtësi të ulët
Rrjedhja e ajrit	m ³ /h	425	284	184
Kapaciteti ftohës	kW	3.05	2.26	1.58
Kapaciteti sensibil	kW	2.23	1.61	1.08
Rrjedhja e ujit	l/h	520	390	270
Rënia e presionit të ujit	kPa	26.71	15.66	8.42
Kapaciteti ngrohës	Kw	3.15	2.28	1.6
Rrjedhja e ujit	m ³ /h	540	390	280
Rënia e presionit të ujit	kPa	23.31	12.57	6.11
Energjia totale e investuar	W	47	26	14

Tab.5.20 Karakteristikat teknike të ventillkonvektorëve të pllafonit dhe parapetit

Kurse për zonën e administratës janë përvetësuar ventillkonvektorët kasetorë të tipit Clivet CFK-015. Karakteristikat gabarite të tyre janë paraqitur në figurën e mëposhtme.

CFK – 0.15		Njësia
A - Gjatësia	575	mm
B - Gjerësia	575	mm
C - Lartësia	261	mm
D - Gjatësia	647	mm
E - Gjerësia	647	mm
F - Lartësia	50	mm
A1	>1000	mm
A2	>1000	mm
B1	>1000	mm
B2	>1000	mm
Pesha operuese [kg]	16.5+2.5	kg

Tab.5.21 Karakteristikat gabarite të ventillkonvektorëve kasetorë

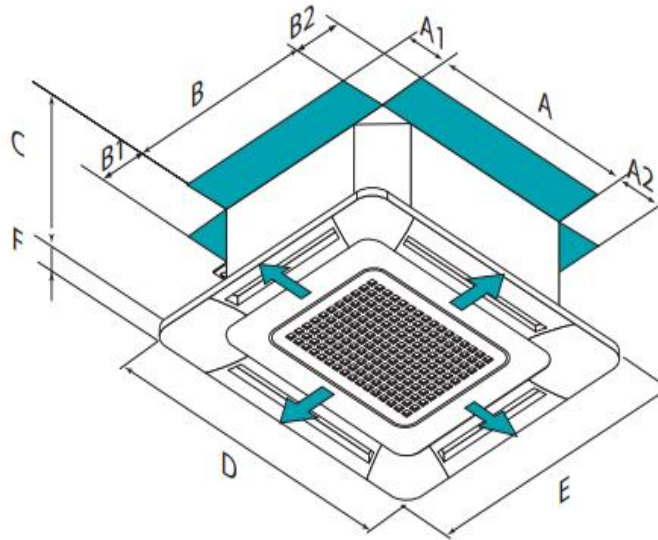


Fig. 5.33 Dimensionet gabarite të Fan Coil-it Clivet CFK-0.15

Ndërsa karakteristikat teknike janë paraqitur në tabelën 5.22.

	Njësia	Shpejtësi të lartë	Shpejtësi të mesme	Shpejtësi të ulët
Rrjedhja e ajrit	m ³ /h	781	611	494
Kapaciteti ftohës	kW	4.2	3.48	3.01
Kapaciteti sensibil	kW	3.45	2.74	2.31
Rrjedhja e ujit	l/h	750	610	540
Rënia e presionit të ujit	kPa	12.3	8.6	7.4
Kapaciteti ngrohës	Kw	4.95	3.99	3.26
Rrjedhja e ujit	m ³ /h	870	700	580
Rënia e presionit të ujit	kPa	9.4	8.2	6.1
Energjia totale e investuar	W	43	28	21

Tab.5.22 Karakteristikat teknike të ventillkonvektorëve kasetorë

6. Analiza ekonomike dhe mjedisore

Për qëllim të studimit të fesibilitetit ekonomik të sistemit të përvetësuar, si pika krahasuese janë marrë edhe dy sisteme tjera. Sistemet tjera të studiuara si pika të gjenerimit të energjisë termike përbëhen nga: Ngrohja nga qyteti, ftohja nga chilleri dhe ngrohja nga kaldaja me gas, ftohja nga chilleri. Pra gjithësej kemi tri sisteme për t'i trajtuar.

Sistemi 1: Ngrohja dhe ftohja nga pompat termike ;

Sistemi 2: Ngrohja nga qyteti, ftohja nga chilleri ;

Sistemi 3: Ngrohja nga kaldaja me gas, ftohja nga chilleri.

Në tabelën e mëposhtme janë paraqitur të dhënat për shpenzimet në raport me përfitimet e nxehtësisë për Sistemin 1 të përvetësuar për përmbushjen e kërkesave për energji termike.

Sistemi 1		Pompa termike Clivet WSAN-XEM HW 60.4						
Numri i njësive	Për njësi	Totali	Kosto e mirembajtjes		Kosto e operimit			
			10%	7261 €	Ngruhje		Ftohje	
3	24,205 €	72,615 €			Për njësi	Totali	Për njësi	Totali
				Në kWh	53.6	160.8	54.2	162.2
	Në €			Tarifa L	0.10 €/kWh	16.08 €/h	0.10 €/kWh	16.20 €/h
				Tarifa U	0.08 €/kWh	12.86 €/h	0.08 €/kWh	12.97 €/h

Tab.6.1 Të dhënat për shpenzimet në raport me përfitimet e nxehtësisë për Sistemin 1 për pompën termike ajër-ujë

Cmimet për energjinë elektrike janë marrë nga <https://www.ero-ks.org/> për nivelin e tensionit të furnizimit 0.4 kV kategoria II. Të dhënat e shqyrtuara janë të kohës së pikut, pra kur ngarkesa në sistem është maksimale. Në tabelën me radhë janë paraqitur të dhënat për pompën termike ujë - ujë, gjithashtu pjesë e sistemit 1.

Sistemi 1		Pompa termike Clivet WSHN-XEE2 40.2						
Numri i njësive	Për njësi	Totali	Kosto e mirembajtjes		Kosto e operimit			
			10%	3640 €	Ngrohje		Ftohje	
2	18,200 €	36,400 €			Për njësi	Totali	Për njësi	Totali
				Në kWh	32.3	64.6	26.9	53.8
	Në €			Tarifa L	0.10 €/kWh	6.46 €/h	0.10 €/kWh	5.38 €/h
				Tarifa U	0.08 €/kWh	5.16 €/h	0.08 €/kWh	4.30 €/h

Tab.6.2 Të dhënat për shpenzimet në raport me përfitimet e nxehtësisë për Sistemin 1 për pompën termike ujë-ujë

Ndërsa në tabelën e fundit janë paraqitur të dhënat për kaloriferët.

Sistemi 1		Guntner GFHC FD 063,1/13-16-004804M						
Numri i njësive	Për njësi	Totali	Kosto e mirembajtjes		Kosto e operimit			
			10%	500 €	Ngrohje			
2	2500 €	5000 €			Për njësi	Totali		
				Në kWh	7.62	15.2		
	Në €			Tarifa L	0.10 €/kWh	1.52 €/h		
				Tarifa U	0.08 €/kWh	1.21 €/h		

Tab.6.3 Të dhënat për shpenzimet në raport me përfitimet e nxehtësisë për Sistemin 1 për kaloriferë

Në këtë studim është përvetësuar se lirimi i karbonit në natyrë është zero, edhe pse rryma elektrike me të cilën furnizohen këto pompa termike vjen nga termocentrali me qymyr. Nëse i përmbledhim të gjitha shpenzimet për Sistemin 1 me një tabelë fitojmë vlerat e mëposhtme.

Sistemi 1	Kostot fillestare	Kostot e mirembajtjes	Kostot e operimit			
			Ngrohje		Ftohje	
			Tarifa U	Tarfia L	Tarifa U	Tarifa L
Pompa termike Ajër - Ujë	72,615 €	7261 €/vit	12.86 €/h	16.08 €/h	12.97 €/h	16.22 €/h
Pompta termike Ujë - Ujë	36,400 €	3640 €/vit	6.46 €/h	5.16 €/h	5.38 €/h	4.30 €/h
Kaloriferët	5000 €	500 €/vit	1.21 €/h	1.52 €/h		
Totali	114,015 €	11,401 €/vit	20.53 €/h	22.76 €/h	18.35 €/h	20.52 €/h

Tab.6.4 Të dhënat për shpenzimet e energjisë elektrike për përfitimim e energjisë termike për sistemin 1

Duke u bazuar në të dhënat e marra nga KEDS, ku nga data 1 Tetorë deri me 31 Mars vlen tarifa e ulët nga ora 22:00 deri tek ora 7:00 dhe tarifa e lartë fillon nga ora 7:00 deri në 22:00 ndërsa nga data 1 Prill deri më 30 Shtatorë, tarifa e ulët fillon në ora 23:00 deri në ora 8:00 dhe e larta nga ora 8:00 deri në ora 23:00 dhe duke u bazuar në faktin se ndarja e këtyre tarifave përafërsisht korrespondon me fillimin e sezonës së ngrohjes, respektivisht ftohjes, nga tabelat e mësipërme mund të konkludojmë se kostot e operimit të Sistemit 1 për një periudhë një vjeqare janë si vijojnë:

$$Q_{en} = (h_{TU} \cdot c_{TU}) + (h_{TL} \cdot c_{TL}) = \left(1638 \frac{h}{vit} \cdot 20.53 \frac{\text{€}}{h}\right) + \left(2730 \frac{h}{vit} \cdot 22.76 \frac{\text{€}}{h}\right) = 95762.2 \frac{\text{€}}{vit} \quad (22)$$

$$Q_{ef} = (h_{TU} \cdot c_{TU}) + (h_{TL} \cdot c_{TL}) = \left(1647 \frac{h}{vit} \cdot 18.35 \frac{\text{€}}{h}\right) + \left(2745 \frac{h}{vit} \cdot 21.62 \frac{\text{€}}{h}\right) = 89569.35 \frac{\text{€}}{vit} \quad (23)$$

ku: Q_{en} , [€/vit] - Cmimi i energjisë elektrike për pompa termike në sezonin e ngrohjes ;

Q_{ef} , [€/vit] - Cmimi i energjisë elektrike për pompa termike në sezonin e ftohjes ;

h_{TU} , [h/vit] - Orët vjetore gjatë tarifës së ulët ;

c_{TU} , [€/h] - Cmimi i rrymës elektrike në tarifën e ulët ;

h_{TL} , [h/vit] - Orët vjetore gjatë tarifës së lartë ;

c_{TL} , [€/h] - Cmimi i rrymës elektrike në tarifën e lartë .

Për të pasur një pasqyrë më reale të shpenzimit të rrymës elektrike brenda vitit është përvetësuar një koeficient i jouniformitetit të shpenzimit 0.7. Prandaj konkludojmë se kostot e operimit për një periudhë njëvjeqare të Sistemit 1, gjatë sezonës së ngrohjes dhe ftohjes janë :

$$Q_p = (Q_n + Q_f) \cdot \varphi = \left(95762.2 \frac{\text{€}}{vit} + 89569.35 \frac{\text{€}}{vit}\right) \cdot 0.7 = 129732.085 \frac{\text{€}}{vit} \quad (24)$$

Prandaj investimet e përgjithshme të Sistemit 1, marrin vlerat :

- Kostot fillestare = 114015 € ;
- Kostot e mirëmbajtjes = 11401 €/vit ;
- Kostot e operimit = 129732.08 €/vit.

Siç edhe u cek më lartë, në Sistemin 2, energjia termike e nevojshme për ngrohje vjen nga ngrohja e qytetit. Lidhja nga ngrohja e qytetit në sistemin e ndërtesës realizohet me anë të këmbyesit të nxehtësisë nga prodhuesi Ekinendustriyel MIT 535 me kapacitet prej 1000 kW ndërsa ftohja realizohet me anë të pesë chillerëve Chigo EVI Modular me kapacitet prej 155 kW secili. Në tabelën e mëposhtme janë paraqitur të dhënat për shpenzimet në raport me fitimet e nxehtësisë për Sistemin 2 në sezonin e ngrohjes.

Sistemi 2		Ekinendustriyel MIT 535							
Numri i njësive	Për njësi	Totali	Kosto e mirembajtjes		Kosto e operimit				
1	4970 €	9970 €	10%	497 €	Ngrohje				
					Cmimi njësi	Sipërfaqja	Totali		
					Në €	Pjesa e banimit	0.76 €/m ²	6400 m ²	4864 €/muaj
						Hoteli/Administrata	0.95 €/m ²	13800 m ²	13,110 €/muaj
									17,974 €/muaj

Tab.6.5 Të dhënat për shpenzimet për përfitimin e energjisë termike për Sistemin 2 në sezonin e ngrohjes

Tek investimi fillestarë është përfshirë edhe cmimi i lidhjes së objektit me ngrohjen e qytetit, që arrin vlerën diku tek 5000 €. Ndërsa për sezonin e ftohjes të dhënat janë paraqitur në tabelën e mëposhtme.

Sistemi 2		Chilleri Chigo EVI Modular						
Numri i njësive	Për njësi	Totali	Kosto e mirembajtjes		Kostot e operimit			
5	27,000 €	135,000 €	10%	13,500 €	Ftohje			
					Për njësi	Totali		
					Në kWh	43	215	
					Në €	Tarifa L	0.10 €/kWh	21.5 €/h
						Tarifa U	0.08 €/kWh	17.2 €/h

Tab.6.6 Të dhënat për shpenzimet për përfitimin e energjisë termike për Sistemin 2 në sezonin e ftohjes

Duke u bazuar në faktin se ngrohja nga qyteti fillon në datën 15 Tetorë dhe mbaron me 15 Mars, llogaritjet për kostot operative për ngrohjen nga qyteti janë bërë si në vijim:

$$Q_b = c_b \cdot n_m = 4864 \frac{\text{€}}{\text{muaj}} \cdot 5 \text{ muaj} = 24320 \frac{\text{€}}{\text{sezonë}} \quad (25)$$

$$Q_h = c_h \cdot n_m = 13800 \frac{\text{€}}{\text{muaj}} \cdot 5 \text{ muaj} = 69000 \frac{\text{€}}{\text{sezonë}} \quad (26)$$

ku: Q_b , [€/vit] - Cmimi i energjisë termike nga ngrohja e qytetit për zonën e banimit ;

Q_h , [€/vit] - Cmimi i energjisë termike nga ngrohja e qytetit për zonën e administrates dhe hotelit ;

n_m , [muaj] - Koha e ngrohjes nga qyteti ;

c_b , [€/muaj] - Cmimi i energjisë termike në muaj për zonën e banimit;

c_h , [€/muaj] - Cmimi i energjisë termike në muaj për zonën e administrates dhe hotelit.

Ndërsa ftohja e ndërtesës bëhet nga datat 1 Prill deri me 30 Shtatorë. Kalkulimet për shpenzimet për ftohjen e ndërtesës janë paraqitur në shprehjen në vijim.

$$Q_f = (h_{TU} \cdot c_{TU}) + (h_{TL} \cdot c_{TL}) = \left(1647 \frac{\text{h}}{\text{vit}} \cdot 17.2 \frac{\text{€}}{\text{h}}\right) + \left(2745 \frac{\text{h}}{\text{vit}} \cdot 21.5 \frac{\text{€}}{\text{h}}\right) = 87345.9 \frac{\text{€}}{\text{vit}} \quad (27)$$

ku: Q_f , [€/vit] - Cmimi i energjisë elektrike për chiller në sezonin e ftohjes ;

h_{TU} , [h/vit] - Orët vjetore gjatë tarifës së ulët ;

c_{TU} , [€/h] - Cmimi i rrymës elektrike në tarifën e ulët ;

h_{TL} , [h/vit] - Orët vjetore gjatë tarifës së lartë ;

c_{TL} , [€/h] - Cmimi i rrymës elektrike në tarifën e lartë .

Sistemi 2	Kostot fillestare	Kostot e mirembajtjes	Kostot e operimit			
			Ngrohje		Ftohje	
			Zona B	Zona A/H	Tarifa U	Tarifa L
Lidhja në sistem	5000 €	0 €/vit			-	-
Këmbyesi i nxehtësisë	4970 €	497 €/vit	0.76 €/m ²	0.95 €/m ²	-	-
Chilleri	135,000 €	13,500 €/vit	0 €/h	0 €/h	17.2 €/h	21.5 €/h
Totali	144,970 €	13,997 €/vit	24320 €/vit	69,000 €/vit	28,328 €/vit	59,017.5 €/vit

Tab.6.7 Të dhënat për shpenzimet e energjisë elektrike dhe nga ngrohja e qytetit për përfitimin e energjisë termike për sistemin 2

Prandaj konkludojmë se kostot e operimit për një periudhë njëvjeqare të Sistemit 2, gjatë sezonës së ngrohjes dhe ftohjes janë :

$$Q_p = Q_n + (Q_f \cdot \varphi) = 93320 + (87345.9 \cdot 0.7) = 154462.13 \frac{\text{€}}{\text{vit}} \quad (27)$$

Ku: $\varphi = 0.7$, paraqet koeficientin e jouniformitetit. Në Sistemin 2 ky koeficient merret parasysht vetëm tek ftohja, pasi që çmimi për ngrohje është i fiksuar për m² të hapësirës që ngrohet.

Prandaj investimet e përgjithshme të Sistemit 2, marrin vlerat.

- Kostot fillestare = 144,970 € ;
- Kostot e mirëmbajtjes = 13,997 €/vit ;
- Kostot e operimit = 154,462.3 €/vit.

Në Sistemi 3, ngrohja është paraparë të bëhet nga kalldaja me gas ndërsa ftohja nga chillerët e paraparë edhe në Sistemin 2. Kaldaja me gas e përvetësuar në studim është e prodhuesit Viessmann Vitocrossal 200 me kapacitet 318 kW. Gjithësej janë përvetësuar dy kaldaja. Në tabelën e mëposhtme janë paraqitur shpenzimet në raport me fitimet e nxehtësisë me anë të kësaj kaldaje.

Sistemi 3		Viessmann Vitocrossal 200				
Numri i njësive	Për njësi	Totali	Kosto e mirembajtjes		Kostot e operimit	Emetimi i CO2
2	15,000 €	39,000 €	10%	1500 €	Ngrohje	
					Për njësi	Totali
				Në l/h	133.6	267.2
			Në €	Cmimi	0.76 €/l	203.07 €/h

Tab.6.8 Të dhënat për shpenzimet për përfitimim e energjisë termike për Sistemin 3 në sezonën e ngrohjes

Në cmimet e kostove fillestare janë përfshirë edhe dy rezervuar me kapacitet prej 20 ton për gasin që do të përdoret për ngrohje. Nëse e llogarisim sezonën e ngrohjes që përbëhet nga 180 ditë gjatë vitit dhe $\varphi = 0.7$ koeficientin e jouniformitetit, atëherë kemi:

$$Q_g = (n_s \cdot c_g) \cdot \varphi = \left(4320 \text{ orë} \cdot 203.07 \frac{\text{€}}{\text{h}}\right) \cdot 0.7 = 614083.69 \frac{\text{€}}{\text{vit}} \quad (28)$$

ku: Q_g , [€/vit] - Cmimi i gasit të nevojshëm për ngrohje gjatë sezonës ;

n_s , [h/vit] - Orët operuese gjatë sezonës së ngrohjes ;

c_g , [€/h] - Cmimi i gasit që shpenzohet për një orë.

Nëse i përmbledhim të gjitha shpenzimet për Sistemin 3 me një tabelë fitojmë vlerat e mëposhtme.

Sistemi 3	Kostot fillestare	Kostot e mirembajtjes	Kostot e operimit		
			Ngrohje	Ftohje	
				Tarifa U	Tarifa L
Kaldaja me gas	30,000 €	3000 €/vit	203.07 €/h	0 €/h	0 €/h
Rezervuarët e gasit	9000 €	900 €/vit	0 €/h	0 €/h	0 €/h
Chilleri	135,000 €	13,500 €/vit	0 €/h	17.2 €/h	21.5 €/h
Totali	213,970 €	17,400 €/vit	614,083.69 €/vit	28,328 €/vit	59,017.5 €/vit

Tab.6.9 Të dhënat për shpenzimet e energjisë elektrike dhe të gasit për përfutimin e energjisë termike për Sistemin 3

Prandaj shpenzimet totale të operimit të sistemit 3 janë:

$$Q_p = (Q_g + Q_f) \cdot \varphi = \left(614083.69 \frac{\text{€}}{\text{vit}} + 87345.9 \frac{\text{€}}{\text{vit}} \right) \cdot 0.7 = 491000 \frac{\text{€}}{\text{vit}} \quad (29)$$

Prej ku përfundojmë se:

- Kostot fillestare = 213970 € ;
- Kostot e mirëmbajtjes = 17400 €/vit ;
- Kostot e operimit = 491000 €/vit.

Ndërsa në tabelën e mëposhtme janë paraqitur të dhënat për të tri sistemet.

	Investimi fillestarë	Kostot e mirëmbajtjes	Kostot operative
Sistemi 1	114,015 €	11,401 €/vit	129,732.08 €/vit
Sistemi 2	144,970 €	13,997 €/vit	154,462.3 €/vit
Sistemi 3	213,970 €	17,400 €/vit	491,000 €/vit

Tab.6.10 Të dhënat për shpenzimet e energjisë në raport me fitimet

Nga të dhënat e nxjerra dhe përmbledhura në tab.6.10, nëse i llogarisim kostot e operimit në kohëzgjatje prej pesë vite, duke konsideruar se çmimi i energjisë elektrike dhe gasit qëndron i pandryshuar, për të tri sistemet kemi:

$$\Delta S_{2-1} = (154,462,3 - 129,732.08) \cdot 5 = 123,469.6 \text{ €} \quad (30)$$

$$\Delta S_{3-1} = (491,000 - 129,732.08) \cdot 5 = 1,806,339.6 \text{ €} \quad (31)$$

$$\Delta S_{3-2} = (491,000 - 154,462.3) \cdot 5 = 1,682,688.5 \text{ €} \quad (32)$$

Pra në rastin e aplikimit të Sistemit 1, në raport me Sistemin 2, me anë të kostove operative vlera e kursimeve për pesë vite arrin në 123,469.6 €. Ndërsa në rastin e krahasimit të Sistemit 1 dhe 3, vlera e kursimeve për pesë vite arrin në 1,806,339.6 €.

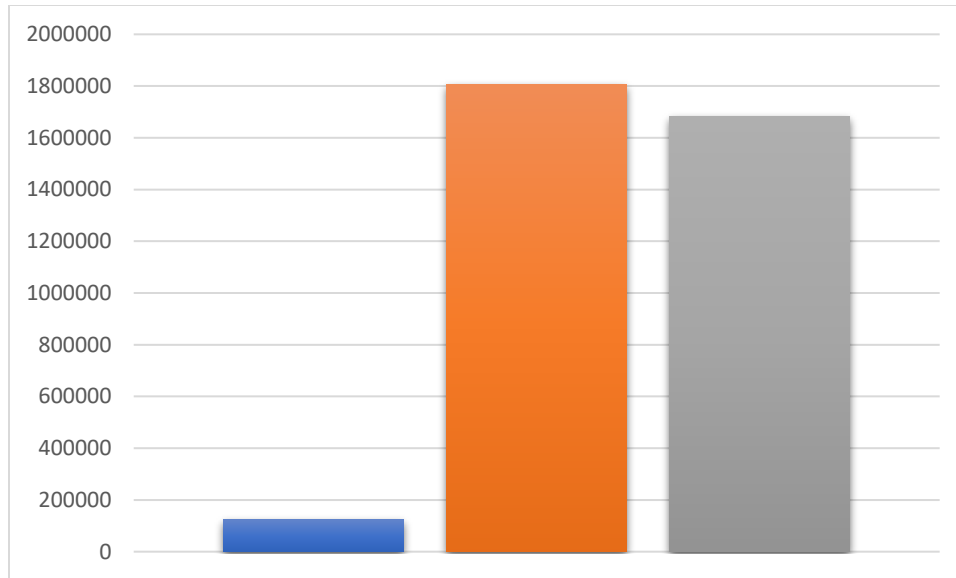


Fig. 6.1. Të dhënat për kursimet operative të sistemeve në €

Nëse e bëjmë një krahasim të thjeshtë mjedisorë dhe nëse e konsiderojmë se pompat termike dhe sistemi i ngrohjes nga qyteti nuk lirojnë CO₂ në natyrë pasi që lirimi dioksidit të karbonit është indirekt del se:

Lirimi i CO ₂ në natyrë	Lirimi i CO ₂ për njësi	Lirimi i CO ₂ për sistem
Sistemi 1	0	0
Sistemi 2	0	0
Sistemi 3	0.185 kg/kWh	114.7 kg/kWh

Tab.6.11 Të dhënat për emetimet e CO₂ në raport me energjinë termike të fituar

Llogaritja për emetimet e CO₂ është bërë për kohën e pikut. Nëse e shumëzojmë këtë emetim me një koeficient të jounifomitetit $\varphi = 0.7$ atëherë vlera e emetimi të karbonit del të jetë 80.29 kg/kWh. Pastaj nëse këtë vlerë e shumëzojmë me numrin e orëve gjatë sezonit të ngrohjes $n_s = 4320$ orë, kemi 346,852.0 kg/kWh vit.

7. Përfundimet dhe rekomandimet

Në përgjithsi pompa termike si paisje, në shumë raste aplikimi është treguar mjaft eficiente dhe e përdorshme për qëllim të optimizimit të sistemeve të ngrohjes dhe ftohjes. Fakti që një paisje e tillë mund të përdoret edhe për ngrohje edhe për ftohje gjatë stinave ose sezonave e bën edhe më të volitshëm dhe atraktiv përdorimin e tyre. Gjithashtu vlerat e larta të COP respektivisht EER kanë nxitur inxhinierët që edhe për shkak të kostos më të lartë fillestare t'a propozojnë aplikimin e tyre tek klientët.

Në rastin tonë të studimit, përdorimi i pompës termike jo vetëm që ka rezultuar mjaft eficient dhe i levërdishëm ekonomikisht, por gjithashtu ka rezultuar edhe pozitiv në aspektin e ruajtjes së ambientit. Ky fakt e bën edhe më atraktiv dhe interesant optimizimin e sistemeve të ngrohjes dhe ftohjes për ndërtesa me anë të pompave termike.

Ndarja e sistemit në tri zona dhe arritja e komfortit termik për secilën zonë për çmim më të ulët investues ka qenë njëra nga arsyet kryesore të optimizimit të sistemit me anë të pompave termike. Përdorimi i pompave termike ajër – ujë për qëllim të gjenerimit të energjisë termike dhe i pompave termike ujë – ujë për fuqizim të asaj energjie ka qenë qëllimi kryesorë i aplikimit të sistemit të tillë. Modelet e përzgjedhura të pompave termike kanë dhënë një rezultat të shkëlqyeshëm edhe në raste tjera të aplikimit në të shkuarën, prandaj edhe në këtë rast të aplikimit, qëndrojmë mjaft optimist që performanca e tyre do të arrij pritshmëritë tona.

Duke u bazuar në rezultatet e këtij punimi të diplomës, si ekonomike ashtu edhe mjedisore, si inxhinier i ri, e rekomandoj përdorimin e pompave termike për sisteme të tilla, pasi që ngrohja ose ftohja me rrymë elektrike ose karburante fosile përveq që është më e kushtueshme, gjithashtu është edhe shumë më e dëmshme për ambientin.

8.Referencat

- [1] Walter Grassi. *Heat Pumps Fundamentals and Applications*, Springer, Pisa, 2018. Oshava, Kanada, 2013.
- [2] Akademik Prof. Dr. Fejzullah Krasniqi, Ngrohja dhe klimatizimi I (Ngrohja). *Teks universitar, Universiteti i Prishtinës. Prishtinë, 2018.*
- [3] Akademik Prof. Dr. Fejzullah Krasniqi, *Ngrohja dhe klimatizimi II (Ventilimi dhe klimatizimi)*. Tekst universitar, Universiteti i Prishtinës. *Prishtinë, 2018.*
- [4] Akademik Prof. Dr. Fejzullah Krasniqi, Termofikimi dhe rrjetet termike. *Tekst universitar, Universiteti i Prishtinës, 2018*
- [5] G.F. Hundy, A.R. Trott, T.C. Welch. *Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps*, Fifth edition 2016 Copyright © 2016 Elsevier Ltd.
- [6] Jurgen Bonin: *Heat Pump Planning Handbook*, 2015.
- [5] Prof. asoc. dr. Bedri Dragusha. *Pompat termike* . Ligjerata te autorizuar, Universiteti i Prishtinës.
- [6] *Jean-Cristophne Hadorn. Solar and Heat Pump Systems for Residential Buildings, 2015.*
- [7] F.A. Holland, F.A. Watson, S.Devotta. *Thermodynamic design data for heat pump systems*, 1992.
- [8] J.Bosma. *Heat pumps for energy efficiency and environmental progress*, 1993.
- [9] James E. Brumbaugh. *Audel HVAC fundamentals Air Conditioning, Heat pumps and distribution systems*, 2004.
- [10] Herold, K. E., Klein, Sanford A., Radermacher, Reinhard. *Absorption chillers and heat pumps*, 2016.
- [11] Shan K. Wang, *Handbook of Air conditioning and refrigeration, Second Edition, 2000.*
- [12] Clivet – Katalogu i pompave termike
- [13] Clivet – Katalogu i ventilkonvektorëve
- [14] Ebara – Katalogu i pompave
- [15] Etna – Katalogu i pompave
- [16] Guntner – Katalogu i kaloriferëve
- [17] Ekinendystriyel – Katalogu i këmbyesve të nxehtësisë
- [18] Viessmann – Katalogu i kaldajave me gas
- [19] Chigo – Katalogu i qillerëve

[20] [https://energy-models.com/heat-gains-and-losses-windows-and-skylights-glass#:~:text=Solar%20Cooling%20Load%20\(SCL\)%20factors%20are%20based%20on%20the%20solar,and%20transmitting%20the%20radiant%20heat.](https://energy-models.com/heat-gains-and-losses-windows-and-skylights-glass#:~:text=Solar%20Cooling%20Load%20(SCL)%20factors%20are%20based%20on%20the%20solar,and%20transmitting%20the%20radiant%20heat.)

[21] https://www.volker-quaschning.de/datserv/faktoren/index_e.php

[22] <https://www.viessmann.co.uk/en/heating-advice/boilers/how-much-gas-does-a-boiler-use-perhour.html#:~:text=Using%20kW%20and%20kWh%2C%20you,kW%20boiler%20for%20on e%20hour.>

[23] <https://www.carbonindependent.org/15.html#:~:text=The%20CO2%20generated%20by%20burning,kg%20%2F%20kWh%20%5B9%5D%20.>