



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

JAAKKO JÄGERROOS
TRAKTORIEN OLOSUHDETESTAUKSEEN TARKOITETUN TES-
TIHUONEEN ENERGIAATEKNINEN SUUNNITTELU

Diplomityö

Tarkastaja: Seppo Syrjälä
Tarkastaja ja aihe hyväksytty Teknis-
ten tieteiden tiedekuntaneuvoston
kokouksessa 1.3.2017

TIIVISTELMÄ

JAAKKO JÄGERROOS: Traktorien olosuhdetestaukseen tarkoitetun testihuoneen energiatekninen esisuunnittelu
Tampereen teknillinen yliopisto
Diplomityö, 90 sivua, 0 liitesivua
Huhtikuu 2017
Ympäristö- ja energiatekniikan tutkinto-ohjelma
Pääaine: Energiatehokkuus
Tarkasta: Seppo Syrjälä
Avainsanat: Jäähdytystekniikka, olosuhdetestaus

Tuotteiden laadukas testaus ja testausmenetelmien kehittäminen ovat lähes jokaisen yrityksen edellytys pärjätä kilpailluilla markkinoilla. Investoinnit tuotekehitykseen ja siihen liittyviin tuotteiden testausmenetelmiin osaltaan mahdollistaa yrityksen jatkuvuuden. Tässä diplomityössä tarkastellaan traktorien olosuhdetestaukseen soveltuvan testihuoneen toteutusta energiateknisestä näkökulmasta.

Työn alkuun on koottu termodynamiikan perusteoriaa ja käsitteitä luomaan pohjaa myöhemmille laitteiden mitoituksille ja toisaalta traktorin energia- ja ainetaseiden laskemiseksi. Teorian toisessa osassa on käsitelty kylmäprosesseja ja niiden käytännön toteutusta. Kylmäkoneet ovat testihuoneen kannalta olennaisessa osassa, sillä testihuoneen ilmasto-olosuhteiden hallinnassa tarvitaan runsaasti jäähdytystehoa traktorista tulevien suurten lämpökuormien kompensoimiseksi. Myöhemmin työssä esitellään työkalut traktorin energiataseen laskemiseksi mitatuista tuloksista ja lasketaan tase. Työn viimeisessä osassa suunnitellaan ja mitoitetaan eräs mahdollinen jäähdytysprosessi testihuoneen olosuhteiden hallitsemiseksi.

ABSTRACT

JÄGERROOS JAAKKO: Energy technological prestudy of climate room for testing tractors

Tampere University of Technology

Master of Science Thesis, 90 pages, 0 Appendix pages

April 2017

Environment and energy technology degree program

Major: Energy efficiency

Examiner: Seppo Syrjälä

Keywords: refrigeration, climate testing

High quality testing of products and development of testing methods are almost every company's requirement to success in competitive markets. Investments to product development and related testing methods are partly ensuring the continuity of company. This master thesis investigates the requirements to set up a climate room to enable climate testing of tractors regardless of season and weather.

First part of this thesis is about basic thermodynamics to introduce methods for energy analysis and dimensioning of components. Second part of theory section is about refrigeration processes and practical implementation of those. Refrigeration is in a key role of controlling the climate of the room, because of the high heat load of a tractor. After these theory sections, there is a section about tractor heat and mass balance. Heat and mass balances gives initial values for dimensioning components of refrigeration machine and for air supply unit also. The last part of this study is about choosing the refrigeration process and after that, there is a discussion about the main components.

ALKUSANAT

Haluan kiittää ohjaajaani Seppo Syrjälää ja Hannu Ahlstedtia.

Tampereella, 2.3.2017

Jaakko Jägerroos

SISÄLLYSLUETTELO

1.	JOHDANTO	1
2.	YLEISTÄ TESTISOLUSTA.....	3
3.	TYÖN TEORIAA.....	5
3.1	Termodynamiikasta yleisesti.....	5
3.1.1	Ympäristö ja systeemi	6
3.1.2	Tila ja tasapaino	6
3.1.3	Prosessi ja kiertoprosessi.....	6
3.1.4	Sisäenergia.....	7
3.1.5	Entalpia.....	8
3.1.6	Termodynamiikan nollas pääsääntö.....	9
3.1.7	Termodynamiikan ensimmäinen pääsääntö	10
3.1.8	Termodynamiikan toinen pääsääntö	10
3.1.9	Lämpövoimakone	12
3.1.10	Carnot-lämpövoimakone ja -hyötysuhde	14
3.1.11	Ideaalinen kylmäkone ja lämpöpumppu	15
4.	KÄYTÄNNÖN KYLMÄKONEISTA.....	18
4.1	Painesuhde.....	20
4.2	Kylmäkoneen pääkomponentit.....	21
4.2.1	Höyrystin	21
4.2.2	Lauhdutin.....	24
4.2.3	Kompressori.....	26
4.2.4	Paisuntaventtiili	29
4.3	Kylmäaine	30
4.3.1	Kylmäaineiden ympäristövaikutuksia kuvaavat tunnusluvut	30
4.3.2	Kylmäaineiden luokittelu	30
4.3.3	Kylmäaineiden historiasta	32
4.3.4	Tilavuustuotto.....	33
4.3.5	Kylmäaineelta vaadittavia ominaisuuksia	34
4.4	Suora ja epäsuora jäähdytys	34
4.5	Moniportainen prosessi.....	36
5.	TESTIHUONEEN LÄMPÖKUORMIEN MUODOSTUMINEN	38
5.1	Polttoaineteho	40
5.2	Moottorin imuilmavirta ja korvausilma	41
5.3	Jäähdytysnestekierto	44
5.4	Moottorin pakokaasut	45
5.5	Moottorin akseliteho	47
5.6	Traktorin voimansiirto ja apulaitteet	49
5.7	Testihuoneen vaipan läpi johtuva lämpökuorma.....	49
6.	LÄMPÖKUORMIEN LASKENTA	51
6.1	Ulko- ja sisäilman mitoituspisteet	51

6.2	Moottorin, voimansiirron ja apulaitteiden energiatase	52
6.3	Pakolinjan lämmönluovutus	54
6.4	Ilmanvaihdon lämpökuorma	58
6.5	Lämpökuorma huoneen vaipan läpi.....	59
6.6	Lämpökuormat yhteensä	61
7.	JÄÄHDYTYSKONEIKON VALINTA JA MITOITUS	63
7.1	Kylmäaineen valinta	65
7.2	Suora vai välillinen jäähdytys	68
7.3	Lauhduttimen lämmönpoisto.....	69
7.4	Lauhtumis- ja höyrystymislämpötilat	70
7.5	Yksi- vai kaksiportainen prosessi	72
7.6	Komponenttien valinnassa käytettävät parametrit.....	77
7.7	Kompressorit	78
7.7.1	Bitzer	79
7.7.2	Sabroe.....	80
7.7.3	Dorin	82
7.8	Lauhdutin	83
7.9	Höyrystin.....	84
8.	YHTEENVETO JA JOHTOPÄÄTÖKSET	87
9.	LÄHTEET	88

LYHENTEET JA MERKINNÄT

A	pinta-ala	[m ²]
COP_{HP}	lämpökerrroin	[-]
COP_R	kylmäkerrroin	[-]
H	entalpia	[J]
h	ominaisentalpia	[J/kg]
M	vääntömomentti	[Nm]
M_m	moolimassa	[g/mol]
m	massa	[kg]
\dot{m}	massavirta	[kg/s]
p	paine	[Pa]
Q	lämpömäärä	[J]
\dot{Q}	lämpövirta	[J/s]
S	entropia	[J/K]
s	ominaisentropia	[J/kg K]
T	lämpötila	[K]
U	sisäenergia	[J]
u	ominaissisäenergia	[J/kg]
V	tilavuus	[m ³]
\dot{V}	tilavuusvirta	[m ³ /s]
v	nopeus	[m/s]
η	hyötysuhde	[-]
w	kulmanopeus	[rad/s]

1. JOHDANTO

Nykyaikaisessa tuotekehityksessä tuotteiden laadukas testaus on tärkeässä roolissa. Tuotteita voidaan pyrkiä testaamaan jo ennen kuin varsinainen tuote on olemassa luomalla tuotteesta malli. Malli voi olla esimerkiksi fyysinen pienoismalli tai pelkästään tietokone-malli, jossa tuotetta ja sen vuorovaikutusta ympäristön kanssa mallinnetaan matemaattisesti. Varsinkin tietokone-mallien yhteydessä puhutaan yleensä simuloinnista. Tietokone-mallinnusta ja perinteistä fyysisillä tuotteilla tapahtuvaa testausta voidaan tehdä myös rinnakkain. Jokaiseen tilanteeseen pyritään valitsemaan paras tapa, jossa otetaan huomioon testauksen laatu ja toisaalta taloudelliset näkökulmat.

Tässä työssä keskitytään esisuunnittelemaan traktorien testaukseen soveltuva olosuhde-huone energiatekniseltä kannalta. Huoneen tarkoituksena on luoda traktorin välittömään ympäristöön erilaisia ilmasto-olosuhteita, joiden on tarkoitus mallintaa traktorin todellisia käyttöolosuhteita. Ilmasto-olosuhteet luodaan testisoluun puhaltimien, kylmäkoneiden, lämmityslaitteiden, ilmankuivaimien ja –kostuttimien ja näihin liittyvän ohjausautomaation avulla. Suunnittelussa selkeässä pääosassa on kylmäkoneen suunnittelu, sillä traktorin testihuoneeseen tuottaman suuren lämpökuorman takia kylmäkoneen oikea mitoitus on ratkaisevan tärkeää huoneen toiminnan kannalta.

Huoneessa tehtävä testaus voidaan jakaa kahteen osaan, ohjaamon sisällä olevien olosuhteiden testaamiseen ja toisaalta traktorin tekniikan testaamiseen. Ohjaamo on työtila, joten sen olosuhteilla on suuri vaikutus koko traktorin käytettävyyteen. Traktorin tekniikan, kuten voimansiirron ja moottorin, testauksella on suuri vaikutus traktorin oikeanlaisen toiminnan varmistamiseksi erilaisissa käyttöolosuhteissa. Onnistunut testihuone mahdollistaa testit ja niiden toistettavuuden erilaisissa tarkasti määräytyissä olosuhteissa. Testien luotettava toistettavuus taas luo pohjan tehokkaalle tuotekehitykselle. Tarkasti hallittavat olosuhteet myöskin poistavat testauksen sääriippuvuuden niiden testien osalta, joita testihuoneessa voidaan toteuttaa. Tämä lyhentää tuotekehitykseen kuluva-aikaa ja mahdollistaa samalla laadukkaamman lopputuloksen.

Testihuoneessa on tarkoitus tehdä sekä validointi- että verifiointitestausta. Verifiointitestauksessa varmistetaan suunnittelussa asetettujen tavoitesuureiden toteutuminen. Testihuoneessa tehtävällä verifiointitestauksella voidaan esimerkiksi varmistaa, että traktorin ohjaamon lämmityslaitteen teho riittää lämmittämään ohjaamon haluttuun tavoitelämpötilaan halutussa ajassa ja olosuhteissa. Validointitestauksessa tuotetta tarkastellaan laajemmasta perspektiivistä siten, että tuotteelle annettujen tavoitesuureiden järkevyyttä arvioidaan tuotteen tarkoituksen kannalta. Lämmityslaitteen tapauksessa edellinen tarkoittaa sitä, että validointitestauksesta saatavan tiedon avulla traktorin ohjaamon olosuhteille

osataan valita sellaiset tavoitearvot, jotta traktorin käytettävyys on mahdollisimman hyvä. Verifiointitestaus kohdistuu siis sekä suunnittelun, että valmistuksen laadun tarkasteluun. Validointitestaus sen sijaan mittaa ainoastaan suunnittelun onnistumista.

Traktorin käyttötapa ja käyttöolosuhteet pitää tuntea, jotta niitä voidaan onnistuneesti simuloida. Huoneeseen luotavissa olosuhteissa tärkeimpiä muuttujia ovat lämpötila, ilman kosteus ja ajoviima. Nämä parametrit ovat tilaajalta tulevia toivomuksia, joiden käytännön toteutukseen tämä työ antaa suuntaviivoja. Työn puitteissa ei ole mahdollista suunnitella kaikkia huoneen yksityiskohtia vaan työ keskittyy ennen kaikkea sisäilmaston hallintaan ja siihen liittyvien koneiden mitoitukseen ja valintaan.

2. YLEISTÄ TESTHUONEESTA

Testihuone on huone, jossa mallinnetaan traktorin käyttöolosuhteita. Huoneen suunnittelu lähtee liikkeelle siitä, että päätetään mitä ja miten halutaan testata. Testauskohteena testisolussa on traktori ja suurimman testattavan traktorin fyysiset mitat määräävät huoneen fyysisten mittojen alarajan ja myös huoneen oven suuruuden. Sen lisäksi traktorin ympärillä täytyy olla riittävän paljon tilaa työskennellä ennen testauksen alkua asennettävien mittalaitteiden asentamiseksi. Huoneeseen tulee myöskin generaattoreita toimimaan jarruina, joiden vastustavaa vääntömomenttia vastaan traktoreita ajetaan. Traktorin testauksessa sähköjarrut voidaan kiinnittää joko vetoakseleille tai traktorin perässä olevaan voimanulosottoakseliin. Näille sähkökoneille täytyy myöskin varata riittävä tila. Riittävä huoneen tilavuus mahdollistaa myös osaltaan puhaltimien ilmankierrätyksen kannalta tarvittavat virtausolosuhteet, jotka ovat tärkeitä testiolojen mallinnuskyvyn kannalta. Ilman riittävän hyviä virtausolosuhteita huone ei mahdollista traktorin ajo-olosuhteiden mallintamista vaan traktorin ympärille syntyy liian suuri rajakerros ja traktorin konvektiivinen lämmönsiirto huononee selkeästi alle todellisten käyttöolosuhteiden.

Huoneen alimmaksi testauslämpötilaksi valitaan -25 °C ja korkeimmaksi lämpötilaksi 60 °C . Näiden arvojen lisäksi halutaan päästä 40 °C asteen lämpötilassa 90% suhteelliseen kosteuteen. Näihin arvoihin pääsemiseksi, riippumatta sisäisistä ja ulkoisista kuormista, tarvitaan, jäähdytys- ja lämmitystehoa sekä kosteuden hallintaa. Jäähdytyskone on perinteinen käänteistä Clausius-Rankine-prosessia noudattava kone, johon prosessin vaatimaa mekaanista työtä tuodaan kompressorilla. Jäähdytystehoon verrattuna hyvin pieni lämpöteho tuotetaan sähkövastuksilla. Lämpötehoa ei juurikaan tarvita, sillä traktorin testisolun sisälle tuottama lämpömäärä on suuri, kuten myöhemmässä laskennassa käy ilmi. Kosteuden hallinta toteutetaan kondensoivalla kuivauksella ja keittävällä kosteutuksella, jotka nekin vaativat merkittävän tehon. Suuri osa tästä työstä onkin näihin tehtäviin soveltuvien koneiden mitoitus ja valintaa.

Huoneen käyttöaika on arvioitu Valtralla aikaisemmin tehtyjen testien perusteella. Tyyppillinen testisykli on kolmen päivän mittainen siten, että ensin traktori asetetaan paikoilleen testisolun ja tarvittavat mittalaitteet asennetaan paikoilleen. Tähän kuluu aikaa tyyppillisesti kaksi vuorokautta. Tämän jälkeen suoritetaan yhden vuorokauden pituinen testiajo kuhunkin testausilanteeseen sopivissa olosuhteissa. Valtralla tehtyjen aikaisempien testien tarjoamalla kokemuksella arvioiden testihuoneen käyttöaste on n. 800 tuntia vuodessa eli n. $9,1\%$ (käyttötunnit/vuoden tunnit). Täysitehoisia tunteja, jolloin huoneen lämpökuorma on suurin mahdollinen ja kylmäkone toimii mitoituspisteessään, arvioidaan olevan n. 40 tuntia vuodessa. Kylmähuoneelta oletetaan kuitenkin myös kykyä olla päällä useita viikkoja peräkkäin, joka vaikuttaa ainakin huoneen vaatimiin eristeisiin. Huoneen energiankäytön kannalta on tärkeää vähäinen lämpövirta huoneeseen sisälle. Myöskin

maan routiminen pitää estää riittäväällä alapohjan eristyksellä ja mahdollisella eristyksen alapuolisella routaputkisuojauksella. Routaputket ovat alapohjan alapuolelle asennettavia lämmitysputkia. Eristeen alapuolisen tilan lämpötilan seurannan avulla voidaan routaputkien lämmitystä ohjata siten, että maan lämpötila pysyy jäätymispisteen yläpuolella.

Huoneen fyysisiksi mitoiksi valitaan: korkeus 4,3 m, leveys 8,0 m ja pituus 12 m. Sisämitoilla laskien seinien pinta-alaksi muodostuu 172 m². Lattian ja katon pinta-alat ovat molemmat 96 m². Huoneen tilavuus 418,2 m³.

3. TERMODYNAMIIKAN TEORIAA

Teoriaosassa esitellään työssä käytettävä teoria siinä laajuudessa, jonka kirjoittaja katsoo tarpeelliseksi. Työn teoriaosa koostuu käytännössä klassisesta termodynamiikasta. Suunniteltavan olosuhdehuoneen energia-analyysi ja mitoitus tehdään stationäärissä eli ajasta riippumattomassa tilanteessa. Tällöin systeemi, tässä tapauksessa olosuhdehuone, on tasapainossa siten, että sisään ja ulos virtaavat aine- ja energiavirrat ovat yhtä suuret kaikilla ajan hetkillä. Tällöin systeemin sisäenergia pysyy vakiona, eikä energiaa tai ainetta esimerkiksi varastoidu systeemin sisälle. Klassinen termodynamiikka tarkastelee ainetta ja siihen liittyvää energiaa, lämpöä ja työtä, makroskooppisessa mittakaavassa. Tämä tarkoittaa sitä, että yksittäisten molekyylien energiatiloja ei tarkastella, vaan keskitytään molekyylien keskimääräisistä tiloista seuraaviin makroskooppisiin ilmiöihin. Tämä lähestymistapa soveltuu hyvin testihuoneen kaltaisten käytännön kohteiden mitoitustyöhön. Termodynaamisen analyysin avulla saadaan selville lähtöarvoja, joiden avulla todellisia kohteita ja esimerkiksi eristyksiä voidaan valita.

3.1 Termodynamiikasta yleisesti

Termodynamiikka tieteenä tutkii energiaa ja siihen liittyviä vuorovaikutuksia. Energialle on vaikea antaa hyvää määritelmää, mutta erään määritelmän mukaan energia voidaan määritellä kyvyksi tehdä muutoksia. [10, s.2]

Termodynamiikan voi jakaa kahteen osaan: klassiseen termodynamiikkaan ja tilastolliseen termodynamiikkaan. Tilastollisessa termodynamiikassa tarkastellaan yksittäisten aineen rakenneosasten vuorovaikutuksia, tiloja ja tilojen todennäköisyyksiä. Termodynaamisia ilmiöitä lähestytään siis tilastomatematiikan menetelmien ja mekaniikan lakien luomasta näkökulmasta. Klassisessa termodynamiikassa ainetta tarkastellaan makroskooppisesta näkökulmasta, siten ettei aineen rakenneosasten yksittäisiä tiloja tarvitse tuntea vaan riittää, että tunnetaan näiden rakenneosasten tiloista summautuvat makroskooppiset ominaisuudet. Tällaisia makroskooppisia ominaisuuksia ovat muun muassa paine ja lämpötila. Klassinen termodynamiikka antaa tehokkaat työkalut moniin insinööriongelmiin. Toisaalta klassinen termodynamiikka ei päde mikroskooppisessa mittakaavassa yleistävän luonteensa takia.

Tässä työssä hyödynnetään ainoastaan klassisen termodynamiikan tarjoamia työkaluja. Termodynamiikkaan liittyy joukko käsitteitä, joita käytetään termodynaamisten ilmiöiden kuvailuun. Seuraavaksi käydään läpi näistä muutamia tärkeimpiä.

3.1.1 Ympäristö ja systeemi

Termodynaamisessa tarkastelussa avaruus jakautuu kahteen osaan, systeemiin ja ympäristöön. Systeemillä tarkoitetaan jotakin tiettyä määrää ainetta tai jotakin tiettyä tilavuutta avaruudessa. Systeemin rajat voidaan määritellä vapaasti ja ne voivat siten olla kuvitteelliset tai todelliset. Systeemin rajoja sanotaan taserajoiksi.

Systeemit jaetaan kolmeen tyyppiin: avoimiin, suljettuihin ja eristettyihin. Avoimen systeemin taserajan yli on mahdollista siirtyä sekä massaa että energiaa. Suljetun systeemin taserajan yli voi siirtyä ainoastaan energiaa. Eristetty systeemi ei ole vuorovaikutuksessa ympäristön kanssa.

3.1.2 Tila ja tasapaino

Tila tarkoittaa systeemin kaikkia termodynaamisia ominaisuuksia. Näitä tilan määrittäviä ominaisuuksia sanotaan tilasuureiksi. Nämä yhdessä muodostavat systeemin tilan ja tila muuttuu, jos yksikin tilasuure muuttuu. Termodynaamisilla ominaisuuksilla tarkoitetaan esimerkiksi lämpötilaa, painetta, tilavuutta tai kemiallista koostumusta. Myös muita suureita voi ottaa käyttöön kuvaamaan systeemin tilaa, jos ne ovat olennaisia tutkittavan ilmiön kannalta. Vaikkapa atomin ytimen tila tai elektronin spini voivat olla jossakin tapauksissa olennaisia systeemin tilan suureita.

Tasapainolla tarkoitetaan sitä, että systeemin tilassa ei tapahdu muutoksia ilman että systeemi on vuorovaikutuksessa ympäristön kanssa. Tasapainotyyppejä on monenlaisia. Termisessä tasapainossa systeemin lämpötila on vakio, joten systeemissä ei tapahdu lämmönsiirtoa. Mekaanisessa tasapainossa kaikki systeemissä vaikuttavat voimat ovat tasapainossa, siten ettei systeemissä esiinny kiihtyvyyksiä. Eräs tasapainotyyppi on faasitasapaino, joka tarkoittaa sitä, että systeemin faasit ovat asettuneet tasapainoon siten, ettei niiden välillä ole nettoaineensiertoa. Viimeinen tämän työn kannalta olennainen tasapainotyyppi on kemiallinen tasapaino. Kemiallisessa tasapainossa systeemin kemiallinen koostumus ei muutu eli kemiallisia reaktioita ei tapahdu. Termodynamiikka käsittelee vain systeemejä, joiden tila on tasapainossa. Makroskooppisen systeemin tilaa ei edes voisi kuvata yksittäisillä tilasuureilla, jos systeemi ei olisi tasapainossa.

3.1.3 Prosessi ja kiertoprosessi

Termodynamiikassa prosessilla tarkoitetaan, mitä tahansa muutosta systeemin tilassa. Prosessi alkaa, kun tasapainossa olevan systeemin taserajan yli siirryy lämpöä tai tehdään työtä ja päättyy, kun systeemi on asettunut uudelleen tasapainoon. Prosessin määrittelyyn tarvitaan systeemin alku- ja lopputila. Tämän lisäksi prosessin määrittelemiseksi vaaditaan prosessin reitti (path) ja vuorovaikutustyyppi ympäristön kanssa.

Prosessi koostuu differentiaalisista tilan muutoksista. Koska tila ei voi vaihtua askelmaisesti saamatta kaikkia arvoja askeleen ylä- ja alarajan välillä, on prosessilla alku- ja lopputilan välillä jatkuva reitti. Reitti tarkoittaa prosessin differentiaalisia tilanmuutoksia aikajärjestyksessä. Graafisesti reitti on tilapisteiden muodostama jatkuva kuvaaja, jossa koordinaatiston akseleina on tietyt tilasuureet.

Edellä prosessin määrittelemiseksi vaadittiin myös vuorovaikutustyyppi ympäristön kanssa. Vuorovaikutus ympäristön kanssa jakaantuu yksinkertaisesti kahteen osaan, systeemin reunan ylittävään työhön ja lämpöön. Tämän lisäksi reittiin vaikuttaa ympäristön ja systeemin välisten vuorovaikutusten suhde. Esimerkiksi tuomalla systeemiin sopivasti lämpöä ja antamalla systeemin tehdä sopivasti työtä pysyy systeemin lämpötila ja sisäenergia vakiona. Tällöin tapahtuu isoterminen paisunta, joka on termodynaamisessa mielessä prosessi. Isotermisessä paisunnassa kaikki systeemiin tuotava lämpö muuttuu työksi. Isoterminen prosessi on havainnollistava erikoistapaus termodynaamisesta prosessista. Isotermisessä prosessissa systeemin taserajan yli siirtyy samaan aikaisesti lämpöä ja työtä ja vieläpä yhtä monta energiayksikköä. Tämä havainnollistaa myös ympäristön ja systeemin välisten vuorovaikutusten keskinäistä suhdetta.

Kiertoprosessi on osaprosessien summa, joka alkaa ja päättyy samaan tilapisteeseen, mistä kiertoprosessi alkoi. Graafisesti kiertoprosessit muodostavat suljetun kuvion tiladiagrammiin.

3.1.4 Sisäenergia

Sisäenergia voidaan helpoimmin määritellä kaikkien systeemissä olevien osasten potentiaalienergioiden ja liike-energioiden summaksi. [41 s.362] Tämä on kuitenkin useissa tapauksissa hyvin periaatteellinen määritelmä, sillä todellisuudessa kaikkien molekyylien energiaa on mahdotonta laskea. Eteenkin kun potentiaalienergia tarkoittaa tässä kemiallisiin sidoksiin varastoitunutta energiaa, atomiytimeen sidoksiin varastoitunutta energiaa, sähkökentissä olevaa energiaa tai mitä tahansa muuta potentiaalienergian muotoa. Voidaankin sanoa, että sisäenergian absoluuttista arvoa on mahdotonta laskea. Usein kuitenkin riittää, että tarkastellaan systeemin sisäenergian muutoksia ja otetaan tarkastelussa huomioon ne energiatyypit, jotka ovat merkityksellisiä tarkasteltavan ilmiön kannalta. Käytännössä sisäenergian muutos on usein hyödyllisempi suure, kuin sisäenergian absoluuttinen arvo. Kappaleessa 3.1.7 esitellään termodynamiikan ensimmäinen pääsääntö, joka perustuu sisäenergian käsitteeseen. Sisäenergian muutos voidaan laskea myös lämpötilan avulla, jos systeemin ominaislämpökapasiteetti tunnetaan. Sisäenergian, U muutos ideaalikaasulle: [10, s.177]

$$\Delta U = c_v m \Delta T, \quad (3.1)$$

jossa c_v on aineen ominaislämpökapasiteetti vakiotilavuudessa, m on systeemin massa ja ΔT on lämpötilan muutos.

Yhtälö (3.1) on voimassa muillekin kuin vain ideaalikaasusta koostuville systeemeille, jos systeemin ominaislämpökapasiteetti on lämpötilan suhteen vakio. Todellisuudessa systeemin ominaislämpökapasiteetti on ainakin jonkin verran riippuvainen systeemin lämpötilasta. Kirjallisuudesta löytyy sovitteita ja taulukoita, joiden avulla ominaislämpökapasiteetin muutos voidaan ottaa huomioon laskettaessa sisäenergian muutosta.

3.1.5 Entalpia

Entalpia, H määritellään yhtälöllä (3.12): [10, s.124]

$$H = U + pV, \quad (3.2)$$

jossa p on systeemin paine ja V on systeemin tilavuus.

Koska entalpien määritelmä sisältää sisäenergian U , on myös sen absoluuttisia arvoja mahdotonta laskea. Kuitenkin, kuten sisäenergian tapauksessa, myös entalpien tapauksessa usein riittää, että tunnetaan entalpien muutos.

Entalpia on tärkeä apusuure, sillä se ilmoittaa systeemiin tuodun lämpömäärän, jos systeemi ei ole vakiotilavuudessa. Tämä on tärkeää siksi, että osa systeemin saamasta lämmöstä kuluu ympäristön painetta vastaan tehtävään tilavuudenmuutostyöhön ja vain osa jää systeemin sisäenergiaksi. Tästä johtuen systeemin entalpien muutoksen tarkastelu insinöörin näkökulmasta usein sisäenergian muutoksen tarkastelua hyödyllisempää.

Entalpien muutos:

$$\Delta H = \Delta U + p\Delta V + V\Delta p \quad (3.3)$$

Sijoittamalla sisäenergian muutoksen paikalle termodynamiikan ensimmäisen pääsääntö (3.7) oikea puoli, saadaan entalpien muutokselle muoto:

$$\begin{aligned} \Delta H &= Q - p\Delta V + p\Delta V + V\Delta p \\ &= Q + V\Delta p \end{aligned} \quad (3.4)$$

Yhtälöstä (3.4) nähdään käytännön kannalta hyödyllinen tulos, sillä vakioaineessa, eli kun termi $V\Delta p$ on nolla, on entalpien muutos yhtä suuri kuin systeemiin tuotu lämpö.

Kuitenkin myös entalpian muutos voidaan laskea, vastaavasti kuin sisäenergian muutos, ominaislämpökapasiteetin avulla. Ideaalikaasun entalpia on ainoastaan lämpötilan funktio: [10, s.177]

$$\Delta H = c_p m \Delta T, \quad (3.5)$$

jossa c_p on ominaislämpökapasiteetti vakiopaineessa, m on systeemin massa ja ΔT systeemin lämpötilan muutos. Jälleen todellisuudessa ominaislämpökapasiteetti ei ole vakio, vaan se riippuu ainakin lämpötilasta. Itse asiassa todellisen kaasun entalpiaa ei voi määrittää yhden riippumattoman tilanmuuttujan avulla. Gibssin faasisäännön mukaan yhden komponentin ja faasin systeemille tarvitaan ainakin kaksi riippumatonta tilanmuuttujaa, jotta suhteellinen entalpia voidaan määrittää yksikäsitteisesti. Tällaisia muuttujia voivat olla esimerkiksi ominaistilavuus, paine, lämpötila tai entropia. Yhtälö (3.5) yksinkertaisuudestaan huolimatta on kuitenkin tehokas työkalu tarkasteltaessa todellisia systeemejä, joiden ominaislämpökapasiteetti tunnetaan.

3.1.6 Termodynamiikan nollas pääsääntö

Lämpötila on arkielämässä paljon käytetty käsite. Fysikaalisesti lämpötila on aineen rakenneosasten, molekyylien tai atomien, keskimääräisen liike-energian mitta. Lämpötilaerot aineiden välillä tasoittuvat rakenneosasten törmäilyjen kautta siten, että suuremman liike-energian omaavat molekyylit törmäilevät pienemmän liike-energian omaaviin molekyyliin, jolloin liike-energiaerot tasoittuvat. Tämä on luonteeltaan tilastollinen ilmiö, johon palataan termodynamiikan toisen pääsäännön yhteydessä.

Toisen reitin lämpötilaerojen tasoittumiselle antaa lämpösäteily. Nettosäteilyvirta siirtyy aina suuremman lämpötilan omaavasta kappaleesta pienemmän lämpötilan omaavaan kappaleeseen. Lämpösäteilyn lämpövuon suuruutta kuvaa yhtälö (3.6): [10, s.95]

$$q_{rad} = \varepsilon \sigma (T_1^4 - T_2^4), \quad (3.6)$$

jossa ε on emissiviteetti, σ on Stefan-Boltzmanin-vakio, T_1 on kappaleen 1 lämpötila ja T_2 on kappaleen 2 lämpötila.

Termodynamiikan nollas pääsääntö esittelee termisen tasapainon käsitteen. Nollas pääsääntö kuuluu: ”Jos kappaleet A ja B ovat samassa lämpötilassa ja kappaleet B ja C ovat samassa lämpötilassa, tällöin myös kappaleet A ja C ovat samassa lämpötilassa”. Nollas pääsääntö kertoo siis, että juuri lämpötila on termisen tasapainon mitta.

3.1.7 Termodynamiikan ensimmäinen pääsääntö

Termodynamiikan ensimmäinen pääsääntö on energiansäilymlaki, joka määritellään yhtälöllä (3.7):

$$\Delta U = Q - W, \quad (3.7)$$

jossa Q on systeemin taserajan ylittävä lämpö ja W systeemin taserajan ylittävä työ.

Laki kuvaa sisäenergian ja systeemin taserajan ylittävien energiavirtojen yhteyden. Työn negatiivinen etumerkki osoittaa työn suunnan siten, että systeemin tehdessä syötä ympäristöön systeemin sisäenergia vähenee. Laista nähdään myös termodynamiikan tapa ja otella systeemin rajan ylittävät energiavirrat kahteen osaan. Työhön ja lämpöön. Termodynamiikan toinen pääsääntö kertoo enemmän työn ja lämmön suhteesta ja niiden eroista.

Termodynamiikan ensimmäinen pääsääntö on tehokas työkalu todellisten ilmiöiden käsittelyssä, koska erialaisia koneita tai fyysisiä tiloja on helppo rajata systeemeiksi. Tämän jälkeen useissa tapauksissa riittää, että tunnetaan systeemiin tehtävä nettotyö ja vietävä nettolämpö ja jo näillä tiedoilla voidaan tehdä käytännön kannalta hyödyllisiä analyysejä. Esimerkiksi jonkin koneen hyötysuhdetta laskettaessa ei tarvitse tuntea välttämättä koneen sisäistä toiminnallisuutta, vaan riittää että taserajat ylittävät työ ja lämpö tunnetaan. Termodynamiikan ensimmäinen pääsääntö antaa hyvin yksinkertaisen ja siksi tehokkaan työkalun analysoida energiatekniseltä kannalta suurta joukkoa teknisiä sovelluksia ja luonnonilmiöitä yleisemminkin.

3.1.8 Termodynamiikan toinen pääsääntö

Termodynamiikan toinen pääsääntö esittelee uuden suureen, entropian. Entropia, samoin kuin energia, on hankala määritellä menemättä tämän tekstin aiheen ulkopuolelle, tilastolliseen termodynamiikkaan. Seuraavassa aiheesta kuitenkin hyvin lyhyesti. Entropia on viimekädessä systeemin tilastollinen suure. Systeemin yksittäiselle rakenneosaselle ei voi määrittää entropiaa, kaikille rakenneosasille yhdessä taas voi. Systeemin rakenneosasten välillä voi esiintyä erialaisia vuorovaikutuksia, joilla jokaisella on oma todennäköisyys. Yksittäisen rakenneosasen mittakaavassa rakenneosasen tila voi muuttua vuorovaikutuksen kautta mihin tahansa mahdolliseen tilaan. Makroskooppisten systeemien valtava rakenneosasten lukumäärä ja vuorovaikutusten suuri määrä per aikayksikkö kuitenkin johtaa siihen, että systeemi lähestyy todennäköisintä tilaansa. *Todisteena tästä esimerkiksi suurten lukujen laki.* Tällöin entropia kasvaa. Löyhästi sanottuna mikään muu kuin erittäin pieni todennäköisyys ei esimerkiksi estä lämmönsiirtoa kylmästä kappaleesta lämpimään.

Termodynamiikan toinen pääsääntö on kuitenkin ensimmäisen pääsäännön tapaan myös käytännössä hyödyllinen työkalu. Se asettaa yhdessä ensimmäisen pääsäännön kanssa

raja-arvoja esimerkiksi sille, kuinka hyvä jokin kone tai prosessi voi olla. Termodynamiikan toinen pääsääntö:

”Universumin entropia kasvaa kaikissa prosesseissa.”

$$\Delta S_{tot} \geq 0, \quad (3.8)$$

jossa ΔS_{tot} on systeemin ja ympäristön entropian muutos yhteensä.

Seuraavaksi esitellään muutamia termodynamiikan toisen pääsäännön muotoja, jotka ovat olennaisia tämän työn kannalta.

Entropian muutos lämmönsiirrossa systeemin taserajan yli: [10, s.330]

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{int rev}, \quad (3.9)$$

jossa δQ on systeemiin tuleva tai siitä lähtevä lämpö ja T on systeemin lämpötila. Alaindeksi *”int rev”* viittaa sisäisesti palautuvaan systeemiin. Tästä määritelmästä johdettu yleisempi muoto entropian muutokselle: [10, s.332]

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T}, \quad (3.10)$$

epäyhtälön yhtäsuuruus merkitsee yhtälön (3.9) mukaista tilannetta, sisäisesti palautuvia prosesseja. Epäyhtälön suurempi kuin merkintä tarkoittaa systeemiä, jossa tapahtuu sisäisiä palautumattomuuksia, kuten sisäistä lämmönsiirtoa.

Seuraavassa kaavassa (3.11) on yhdistetty samaan tarkasteluun systeemi ja ympäristö.

$$dS_{tot} = \frac{\delta Q}{T_{sys}} + \frac{\delta Q}{T_{sur}} \geq 0, \quad (3.11)$$

jossa dS_{tot} on systeemin ja ympäristön entropian muutos yhteensä, δQ on systeemin ja ympäristön välillä siirtyvä differentiaalinen lämpöelementti, T_{sys} on systeemin lämpötila ja T_{sur} on ympäristön lämpötila. Yhtälö kieltää lämmön siirtymisen kylmemmästä lämpötilasta lämpimämpään, sillä tällöin toisen pääsäännön, yhtälön (3.8), mukainen epäyhtälö ei toteudu. Yhtälön (3.11) rajatapaus on lämmönsiirto äärettömän pienen lämpötilaeron yli, jolloin entropian muutos lähenee nollaa. Tällaista lämmönsiirtymistä infinitesimaalisen pienen lämpötilaeron yli sanotaan isotermiseksi lämmönsiirroksi. Kyseessä on palautuva prosessi.

Toisaalta yhtälöstä (3.11) nähdään, että kaikessa muussa paitsi infinitesimaalisen pienen lämpötilaeron yli tapahtuvassa lämmönsiirrossa kokonaisentropia kasvaa, kuten myös yhtälö (3.8) toteaa. Tämä sopii hyvin myös arkikokemukseen, sillä kahvi jäähtyy ympäristössä, joka on sitä kylmempi. Ensimmäinen pääsääntö ei kuitenkaan tätä kiellä. Sen mukaan lämmin kahvi voisi myös lämmetä ja ympäristö jäähtyä, koska myös tällöin energia säilyy. Näin ei kuitenkaan arkikokemuksen mukaan koskaan tapahdu.

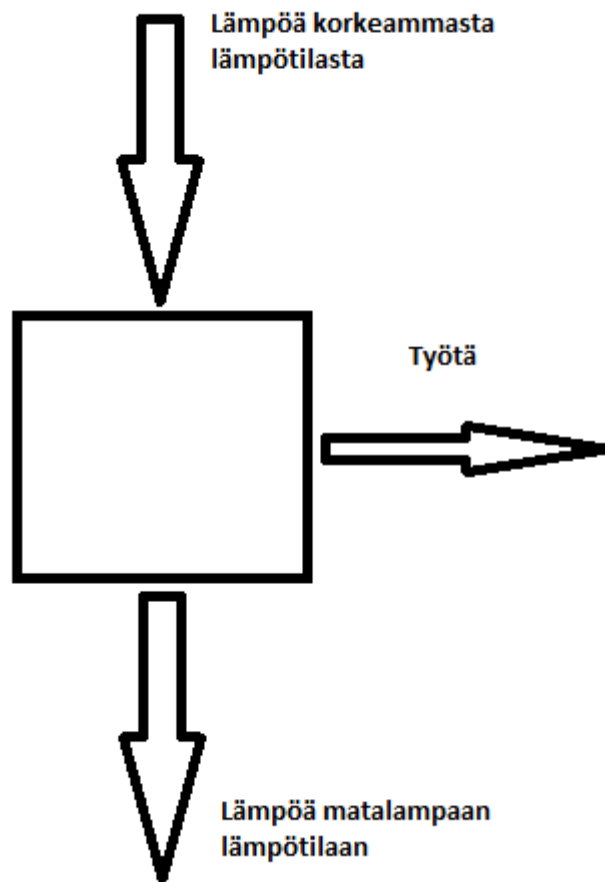
Systeemin tehdessä työtä ympäristöön, tai toisin päin, molempien entropia on vakio. Yhtälöstä (3.10) nähdään, että jos systeemiin taserajan yli ei siirry lämpöä eli $\delta Q = 0$ on myös $dS = 0$, joten siis entropia ei muutu. Tällaista prosessia, jossa systeemissä ei ole sisäisiä palautumattomuuksia eikä systeemin taserajan yli siirry lämpöä, mutta jossa systeemin taserajan yli siirtyy työtä, sanotaan isentroopiseksi ja adiaapaattiseksi prosessiksi.

Edellä esitetyt prosessit, isoterminen prosessi ja isentrooppi ja adiaapaattinen prosessi, ovat palautuvia prosesseja. Palautuvissa prosesseissa kokonaisentropia ei muutu ja siten ne ovat termodynamiikan toisen pääsäännön rajatapauksia. Palautuvat prosessit asettavat mielekkään vertailukohdan todellisille prosesseille. Palautuvista osaprosesseista on mahdollista koostaa myös kiertoprosessi. Tällaista vain palautuvista osaprosesseista koostuvaa kiertoprosessia sanotaan Carnot-kiertoprosessiksi, josta lisää kappaleessa 3.1.10.

3.1.9 Lämpövoimakone

Työn muuttaminen lämmöksi on helppoa. Kaikissa todellisissa prosesseissa osa työstä muuttuu lämmöksi. Esimerkiksi pyörivän laakerin pyörimisenergia muuttuu ajan kuluessa lämmöksi. Tämä on yksinkertainen arkikokemukseen perustuva esimerkki, siitä miten työ muuttuu lämmöksi ja kokonaisentropia kasvaa. Arkikokemuksen mukaan prosessi ei tapahdu päinvastaiseen suuntaan siten, että lämpö muuttuisi työksi. Laakeri ei pysähtyäkään ala enää uudestaan pyöriä ja jäähtyä, vaikka tämä olisikin energian säilymisen kannalta täysin mahdollista. Jos lämpöä halutaan muuttaa työksi, tarvitaan erityinen laite nimeltään lämpövoimakone.

Lämpövoimakoneen toiminta voidaan esittää yksinkertaisena kaaviona, jossa kone ottaa lämpöä ylemmästä lämpötilasta ja luovuttaa osan lämmöstä alempaan lämpötilaan. Ylemmästä lämpötilasta otetun lämmön ja alempaan lämpötilaan luovutetun lämmön erotus on koneen tekemä työ. Edellinen seuraa suoraan energian säilymisestä. Kuvassa 1 on esitetty lämpövoimakoneen energiavirtoja havainnollistava piirros. Piirros on standardi tapa kuvata lämpövoimakoneen toimintaa kaaviotasolla.



Kuva 1. Lämpövoimakoneen toimintaa kuvaava kaaviokuva. [10, s.276]

Käytännössä lämpövoimakoneita ovat esimerkiksi kaikki polttomoottorit, kaasuturbiinit, höyryvoimalaitokset ja esimerkiksi rakettimeoottorit. Näille kaikille on yhteistä, että niillä on jokin työaine, jonka voidaan ajatella ottavan lämpöä ylemmästä lämpötilasta. Työaine ajatellaan systeemiksi, joka saadessaan lämpöä paisuu ja tekee työtä esimerkiksi mäntään. Kaikki otettu lämpö ei kuitenkaan muutu työksi, vaan osa lämmöstä poistetaan systeemistä alempaan lämpötilaan. Myöhemmin tekstissä esitettävä Carnot-hyötysuhde asettaa maksimin sille, kuinka suuri osa ylemmästä säiliöstä otettavasta lämmöstä voidaan muuntaa työksi.

Kuvassa 1 oleva laatikko edustaa lämpövoimakonetta ja sen ympärillä olevat nuolet edustavat koneeseen meneviä ja siitä lähteviä energiavirtoja. Lämpövoimakone muuttaa siis kuvan mukaisesti osan saamastaan lämmöstä työksi ja luovuttaa lopun energian alempaan lämpötilaan.

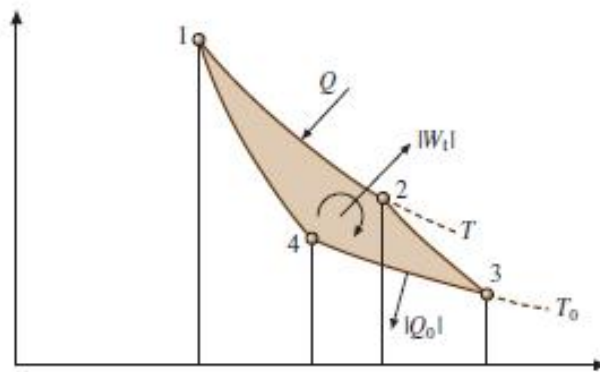
Tällaisen koneen hyötysuhde määritellään yhtälöllä (3.12):

$$\eta = \frac{\text{"mitä saadaan"}}{\text{"mistä maksetaan"}} = \frac{Q_{hot} - Q_{cold}}{Q_{hot}} = \frac{W}{Q_{hot}}, \quad (3.12)$$

jossa Q_{hot} on ylemmästä lämpötilasta otettava lämpö, Q_{cold} on kylmempää lämpötilaan luovutettava lämpö ja W on koneesta saatava työ. "Mitä saadaan" viittaa koneesta saatavaan hyödylliseen työhön ja "mitä maksetaan" viittaa siihen energiaan, jota koneelle pitää viedä, jotta siitä saadaan hyödyllistä työtä. Koska kyseessä on lämpövoimakone, energia viedään koneelle lämpönä ja lämpö voi olla peräisin esimerkiksi polttoaineesta.

3.1.10 Carnot-lämpövoimakone ja -hyötysuhde

Kaikissa kiertoprosesseissa väliaine palaa samaan tilaan, josta kiertoprosessi alkoi. Kiertoprosessin aikana väliaineeseen tuodaan lämpöä ja tehdään työtä, toisaalta väliaine myös luovuttaa lämpöä ja tekee työtä. Aiemmin kappaleessa 3.1.9 on todettu, että lämpövoimakone toimii kahden lämpötilatason välillä. Carnot-kiertoprosessi on malli sille kuinka hyvä lämpövoimakone voi olla. Termodynamiikan ensimmäinen pääsääntö ei aseta lämpövoimakoneen hyötysuhteelle muuta ylärajaa kuin 100 %. Kuitenkin termodynamiikan toisen pääsäännön avulla voidaan osoittaa, että hyötysuhde ei voi olla edes teoriassa 100 %. Carnot-kiertoprosessi on suora seuraus termodynamiikan toisesta pääsäännöstä. Kuvassa 2 on esitetty Carnot-kiertoprosessi pV -tasossa.



Kuva 2. Carnot-kiertoprosessi pV -tasossa. [18]

Carnot-kiertoprosessi koostuu palautuvista osaprosesseista: 1-2 isoterminen lämmöntuonti ja paisunta, 2-3 isentrooppinen ja adiaapaattinen paisunta, 3-4 isoterminen lämmönpoisto ja puristus, 4-1 isentrooppinen ja adiaapaattinen puristus. Kaikissa näissä edellisissä prosesseissa systeemin ja ympäristön entropia yhteensä säilyy vakiona eli kyseessä on termodynamiikan toisen pääsäännön rajatapaus, ks. yhtälö (3.8).

Kuten kappaleessa 3.1.8 todettiin, isoteminen lämmönsiirto on rajatapaus, jossa lämpöä siirtyy infinitesimaalisen lämpötilaeron yli. Lämmönsiirron tapahtuessa minkä tahansa äärellisen lämpötilaeron yli, menetetään potentiaali tehdä työtä. Perusteluna edelliselle voidaan pitää sitä, että kaikkien lämpötilaerojen välille voidaan asettaa lämpövoimakone hyödyntämään lämpötilaero. Tätä taas voidaan pitää perusteluna Carnot-kiertoprosessin isotermiselle lämmöntuonnille ja -poistolle. Suurinta mahdollista hyötysuhdetta ei voida saavuttaa, jos osa potentiaalista tehdä työtä hukataan lämmönsiirrossa. Isotermisen lämmönsiirron aiheuttama kokonaisentropian muutos on nolla, joka nähdään yhtälöstä (3.11).

Adiapaattisessa ja isentrooppisessa prosessissa väliaineen koko sisäenergian muutos on peräsin systeemin tekemästä työstä tai systeemiin tehdystä työstä. Tässä prosessissa sekä systeemin, että ympäristön entropia säilyy vakiona, mikä nähdään yhtälöstä (3.10). Adiapaattinen ja isentrooppinen paisunta edustaa määritelmällisesti suurinta mahdollista työtä, jonka systeemi voi tehdä. Tämä seuraa suoraan termodynamiikan ensimmäisestä pääsäännöstä eli energian säilymisestä. Vastaavasti adiapaattisessa ja isentrooppisessa puristuksessa kaikki väliaineeseen tehty työ varastoituu väliaineen sisäenergiaksi ja väliaineen entropia säilyy vakiona. Tällöin väliaineeseen puristuksessa tuotu energia voidaan hyödyntää kokonaan työnä seuraavassa paisunnassa.

Carnot-kiertoprosessi on hyvin teoreettinen malli parhaalle mahdolliselle lämpövoimakoneelle. Se on kuitenkin myös käyttökelpoinen työkalu käytännön koneiden analysoinnissa. Yhtälössä (3.13) on esitetty Carnot-hyötysuhde lämpötilojen T_h ja T_c välillä toimivalle kiertoprosessille. Yhtälö voitaisiin myös johtaa laskemalla paisunnassa 1-2 ja 2-3 saatavan työn ja vaiheessa 1-2 tuodun lämmön suhde. [10, s.299]

$$\eta_c = 1 - \frac{T_c}{T_h}, \quad (3.13)$$

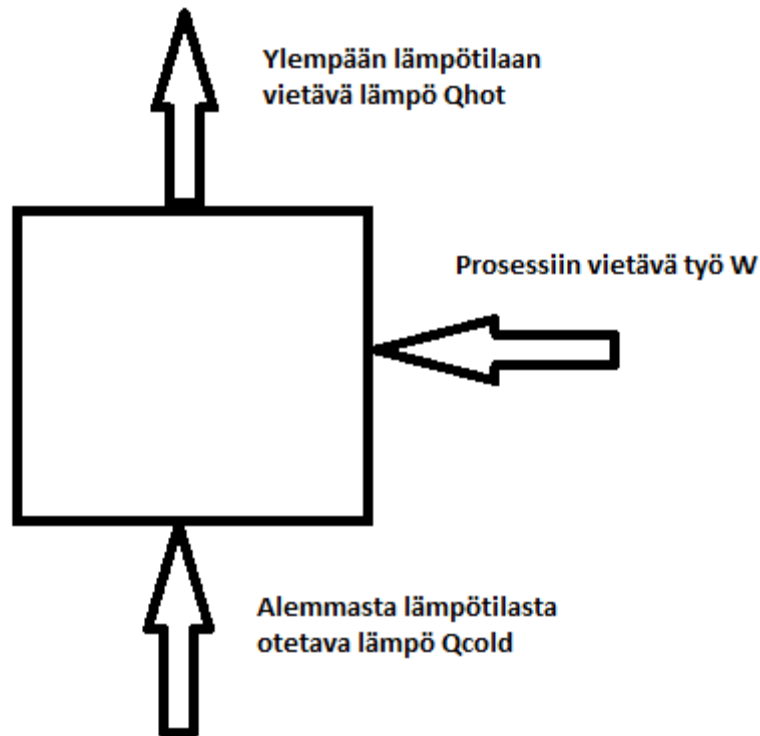
jossa T_c on lämmönpoiston lämpötila ja T_h lämmöntuonnin lämpötila. Yhtälöstä nähdään jo aiemmin todettu seuraus, että edes teoreettisen lämpövoimakoneen hyötysuhde ei voi olla 100 %, sillä tällöin lämmönpoisto pitäisi tapahtua absoluuttisessa nollapisteessä (0 K) tai lämmöntuonti äärettömän korkeassa lämpötilassa. Todellisen lämpövoimakoneen vertailu Carnot-lämpövoimakoneeseen on jokseenkin mielekkäämpää, sillä tällöin vertailuprosessi on kaikkien termodynamiikan pääsääntöjen mukaan mahdollinen.

3.1.11 Ideaalinen kylmäkone ja lämpöpumppu

Lämpöpumppu on vastakkaiseen suuntaan toimiva lämpövoimakone. Lämpöpumppu ottaa lämpöä alemmasta lämpötilasta ja siirtää sitä korkeampaan lämpötilaan. Vastaavalla tavalla, kuin lämpövoimakoneiden yhteydessä työ ei koskaan muutu spontaanisti lämmöksi, ei myöskään lämpö siirry matalammasta lämpötilasta korkeampaan lämpötilaan

spontaanisti. Lämmön siirtämiseksi tähän ”vastakkaiseen suuntaan” tarvitaan erityinen kone, lämpöpumppu.

Lämpöpumpun toiminta voidaan esittää kuvan 3 mukaisella yksinkertaisella kaaviolla.



Kuva 3. Lämpöpumpun toimintaa kuvaava kaaviokuva. [10, s.282]

Kuva on siis täysin analoginen suhteessa lämpövoimakoneen vastaavaan kaaviokuvaan. Nyt kuitenkin kaikkien systeemin taserajojen ylittävien nuolien suunnat ovat vaihtuneet. Nuolet kuvaavat taserajat ylittäviä energiavirtoja. Yleisimmin lämpöpumpuissa käytetty prosessi perustuu työaineen faasimuutoksiin ja työ tuodaan systeemiin kompressorilla. Kyseessä on siis käänteinen Clausius-Rankine-prosessi. Tekstissä myöhemmin lisää todellisista kylmäprosesseista.

Lämpöpumppu voi toimia lämmityskäytössä tai kylmäkoneena. Tässä suhteessa ainoa ero on se, mistä kulmasta konetta katsoo. Viimekädessä lämpöpumppu yksinään tarkasteltuna ainoastaan siirtää lämpöä alemmasta lämpötilasta ylempään lämpötilaan ja samalla vaatii toimiakseen työtä. Esimerkiksi jääkaapin voi ajatella lämpövarastoksi, josta lämpöpumppu ottaa lämpöä ja siirtää sen huoneilmaan. Tässä mielessä jääkaappi on siis myös lämmityslaite. Yleensä jääkaappi nähdään kuitenkin koneena, jonka tarkoitus on jäähdyttää kaapin sisältöä. Vastaavalla tavalla lämpöpumppu lämmityskäytössä ottaa lämpöä ulkoa ja siirtää sitä esimerkiksi talon sisään. Taas koneen voi nähdä joko jäähdyttävän ympäristöä tai lämmittävän esimerkiksi rakennusta.

Lämpöpumppujen kohdalla ei yleensä puhuta hyötysuhteesta, sillä riippuen määritelmästä se voi saada yli 100 % arvoja, joka taas voi olla hämäävää. Jäähdytyskäytössä lämpöpumpun hyvyttä kuvataan kylmäkertoimella ja lämmityskäytössä lämpökertoimella. Lämpöpumpulle voidaan siis laskea kaksi ”hyötysuhdetta” riippuen siitä onko laite lämmitys- vai jäähdytyskäytössä. Tälle perusteluna on se, että lämmityskäytössä systeemiin viety työ, joka muuttuu lämmöksi, saadaan hyötykäyttöön. Jäähdytyskäytössä tämä työ menee vastaavassa mielessä hukkaan, sillä se poistetaan ympäristöön.

Lämpöpumpun hyötysuhde eli lämpökerroin lämmityskäytössä [10, s.283]:

$$COP_{HP} = \frac{\text{”mitä saadaan”}}{\text{”mistä maksetaan”}} = \frac{Q_{hot}}{Q_{hot} - Q_{cold}} = \frac{Q_{hot}}{W}, \quad (3.14)$$

jossa Q_{hot} on ylempään lämpötilaan vietävä lämpö, Q_{cold} on alempaan lämpötilaan poistettava lämpö ja W on systeemiin tehtävä työ. Todellisissa prosesseissa W voi olla esimerkiksi kulunut sähköteho. ”Mitä saadaan” viittaa lämpöpumpun todelliseen tarkoitukseen ja tarkoittaa siis sitä lämpömäärää, joka todella saadaan lämmityskäyttöön. ”Mistä maksetaan” viittaa siihen energiaan, joka lämpöpumpulle pitää antaa, jotta se toimii.

Lämpöpumpun hyötysuhde eli kylmäkerroin jäähdytyskäytössä [10, s.283]:

$$COP_R = \frac{Q_{cold}}{Q_{hot} - Q_{cold}} = \frac{Q_L}{W}, \quad (3.15)$$

jossa kaikki suureet ovat muuten samat kuin lämpöpumpulla lämmityskäytössä, paitsi osoittajassa on alemmasta lämpötilasta otettu lämpömäärä. Edelliset kylmäkertoimet soveltuvat kaikkien jäähdytysprosessien arviointiin. Lämpöpumppuprosessille voidaan määrittää myös suurin mahdollinen hyötysuhde lämpövoimakoneiden tapaan koostamalla kiertoprosessi jälleen palautuvista prosesseista. Koska prosessi on käänteinen Carnotkiertoprosessi, sitä ei käydä enää tässä läpi. Yhtälöissä (3.16) ja (3.17) on kuitenkin esitetty lämpöpumpun suurimman mahdollisen kylmäkertoimen ja lämpöpumpun toimintalämpötilavälin yhteys. [10, s.302]

$$COP_{C,R} = \frac{T_c}{T_h - T_c} \quad (3.16)$$

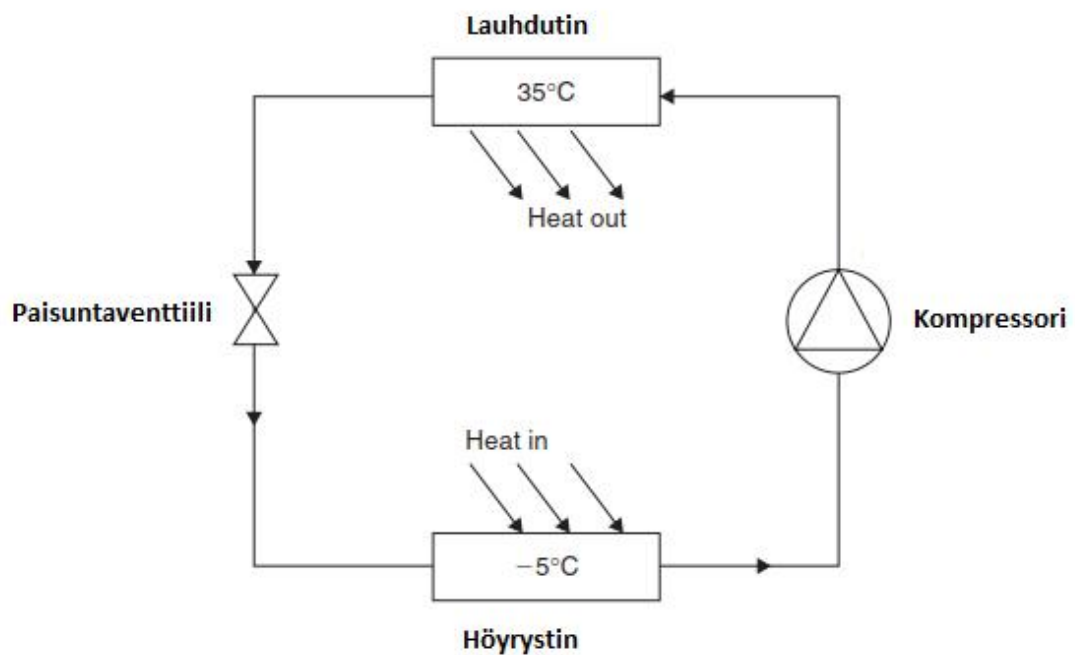
$$COP_{C,HP} = \frac{T_h}{T_h - T_c} \quad (3.17)$$

joissa T_h viittaa ylempään lämpötilaan, johon lämpöä siirretään ja T_c viittaa alempaan lämpötilaan, josta lämpöä otetaan. Huomionarvoista yhtälöissä on, että kylmäkerroin huononee lämpötilaeron kasvaessa. Tämä on totta kaikille lämpöpumpuille.

4. KÄYTÄNNÖN KYLMÄKONEISTA

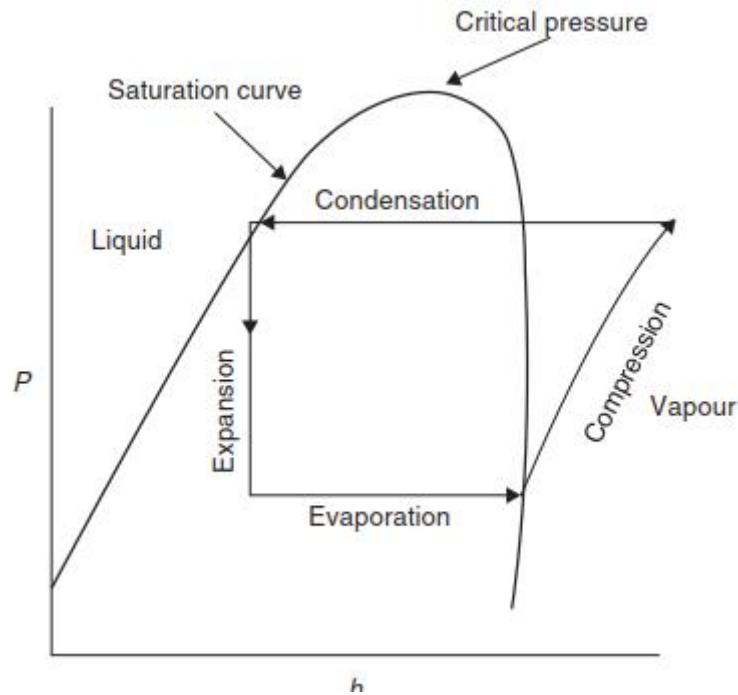
Tässä kappaleessa on tarkoitus esitellä tämän työn kannalta olennaista teoriaa liittyen kylmäkoneiden käytännölliseen toteutukseen. Kylmäkone, joka ottaa lämpöä matalammasta lämpötilasta ja luovuttaa sen korkeampaan lämpötilaan, voidaan toteuttaa monella tavalla. Vaihtoehtoisia tekniikoita ovat ainakin absorbtiojäähdytys, jäähdytys lämpösähköisellä ilmiöllä ts. peltierelementti, magneettinen jäähdytys ja akustinen jäähdytys. Tässä työssä tarkastellaan kuitenkin yleisintä käytössä olevaa jäähdytysprosessia eli kylmäaineen faasimuutoksiin ja mekaaniseen puristukseen perustuvaa käänteistä Clausius-Rankine-kiertoprosessia. Kiertoprosessin vaatima työ viedään systeemiin kompressorin tekemänä puristustyönä. Yksinkertaisuuden vuoksi juuri tätä käänteistä Clausius-Rankine-prosessia sanotaan tässä tekstissä jatkossa jäähdytysprosessiksi.

Kuvassa 4 on esitetty yksinkertaistettu jäähdytysprosessin kytkentä.



Kuva 4. Kuvassa yksinkertaisen höyryn puristukseen perustuvan jäähdytysprosessin kaaviokuva. [21, s.17]

Vastaava prosessi voidaan myös esittää tiladiagrammina. Yleisin jäähdytystekniikassa käytettävä tiladiagrammi on $\log p$ - h -diagrammi, jossa pystyakselilla on logaritminen paineasteikko ja vaaka-akselilla kylmäaineen ominaisentalpia. Asteikon paineakseli on valittu logaritmisiksi, koska tällöin kuvan vaaka- ja pystysuunnan mittasuhteet pysyvät järkevinä ja kuva havainnollisena. Kuvassa 5 on esitetty jäähdytysprosessi p - h -tasossa.



Kuva 5. Jäähdytysprosessi p - h -diagrammina. [21, s.17]

Höyrytimessä kylmäaine höyrystyy ympäristöä kylmemmässä lämpötilassa ja absorboi höyrystymiseen vaadittavan lämmön ympäristöstä, jolloin ympäristö jäähtyy. Höyryntyyppistä riippuen kylmäainehöyry voi myös tulistua höyrytimessä muutamia asteita, jolloin myös tulistumiseen vaadittava lämpö jäädyttää ympäristöä. Tätä kutsutaan hyödylliseksi tulistukseksi. Höyrytimen sitoma lämpövirta on siis yhtä kuin kylmäkoneen kylmäteho.

Höyrytimestä kylmäainehöyry virtaa kompressorin imuputkeen, jossa se eristyksestä ja painehäviöstä riippuen tulistuu jonkin verran lisää. Tätä tulistusta kutsutaan haitalliseksi tulistukseksi. Varsinaisessa puristuksessa kylmäaineen paine nousee ja kaasun tila siirtyy kuvan 5 mukaisesti yhä kauemmas kyllästyskäyrästä. Kompressorin puristaa höyry lauhdutusalueeseen.

Kompressorista kylmäainehöyry virtaa lauhduttimeen, jossa se jäähtyy kyllästyslämpötilaan ja lauhuu ympäristön lämpötilaa korkeammassa lämpötilassa. Lauhtumisessa vapautuva lämpö siirtyy ympäristöön. Lauhduttimen systeemistä poistama energia on höyrytimen sitoman ja kompressorin systeemiin tuoman energian summa.

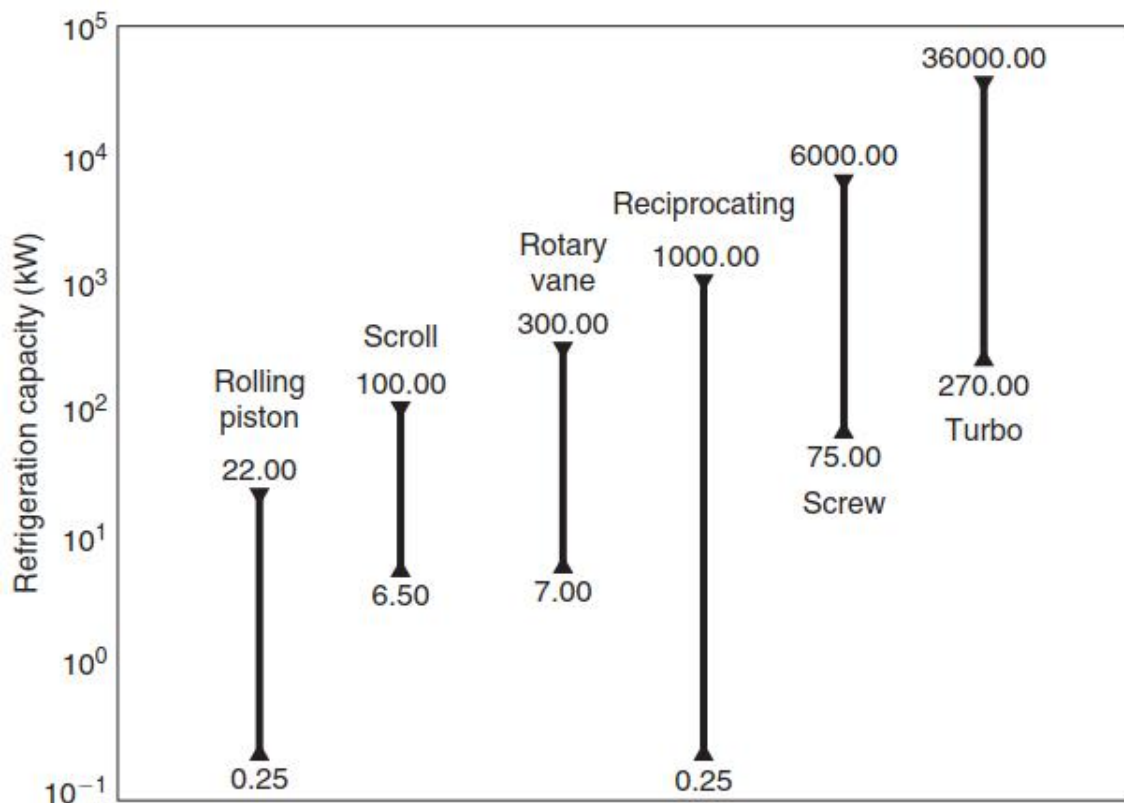
Lauhduttimesta nestemäinen kylmäaine virtaa paisuntaventtiilille, jossa neste muuttuu nestehöyryseokseksi paineen laskiessa. Kylmäaineen lämpötila laskee tässä prosessissa höyrystymisen vaatiman lämmön seurauksena. Lauhduttimessa ja höyrytimessä tapahtuvien faasimuutosten sitoma ja vapauttava faasimuutoslämpö on suuri, joka mahdollistaa suhteellisen pienillä kylmäaineen massavirroilla hyvin suuren jäähdytystehon. Tämä ominaisuus on tehnyt juuri käänteistä Clausius-Rankine-prosessia mukailevasta kylmäprosessista ylivoimaisesti yleisimmän kylmäprosessin.

4.1 Painesuhde

Aivan kuten jäähdytysprosessi toimii kahden lämpötilan välillä, se toimii myös kahden painetaso välillä. Kuvassa 5 näitä paineita kuvaa lauhtuspaine (condensation) ja höyrystyspaine (evaporation). Kylmäprosessille määritellään painesuhde yhtälöllä (4.1):

$$\Pi = \frac{p_2}{p_1}, \quad (4.1)$$

jossa p_2 on kylmäaineen lauhtumispaine jälkeen ja p_1 on kylmäaineen höyrystymispaine. Kylmäainehöyryn painetta nostetaan kompressorin tekemällä puristustyöllä. Ideaalisessa painehäviöttömässä kylmäprosessissa kompressorin imupaine on yhtä suuri kuin höyrystymispaine ja kompressorin tuottama paine on yhtä suuri kuin lauhtumispaine. Todellisuudessa kompressorin täytyy toimia jonkin verran ideaalista suuremmalla painesuhdeella, sillä kompressorin höyrystimeltä tulevassa imuputkessa ja lauhtuttimeen johtavassa paineputkessa syntyy aina jonkinlainen painehäviö. Kuvassa 6 on esitetty eri tyyppisten kompressorien käyttöalueita kylmätehoilla mitattuna.



Kuva 6. Kompressorien käyttöalueita kylmäteho mukaan. [21, s.42]

Painesuhde on tärkeä suure jäähdytysprosessin hyvyttä arvioitaessa. Jäähdytysprosessin painesuhteen määrittää kylmäaineen ominaisuudet ja lämpötilaväli, jolla kylmäkone toimii. Kuvassa 4 tämä lämpötilaväli $-5\text{ °C} \dots 35\text{ °C}$. Kompressorin tuottaman paineen täytyy

olla vähimmilläänkin niin korkea, että kylmäaine lauhtuu ympäristön tarjoaman lämpönielun lämpötilassa. Tässä työssä tarkasteltavan kylmäkoneen tapauksessa lämpönieluna toimii ympäristön ilma, joten kompressorin tuottaman paineen täytyy olla vähintään yhtä suuri, kuin käytettävän kylmäaineen kastepisteen paine ympäristön lämpötilassa. Todellisuudessa lauhtumislämpötilan täytyy olla jonkin verran korkeampi kuin lämpönielun lämpötila, sillä lämmönsiirtoon tarvitaan äärellinen lämpötilaero. Toisaalta myös höyrystimen paineen määräävät vastaavasti kylmäaineen ominaisuudet ja jäädytettävän kohteen lämpötila. Höyrystimen paineen täytyy olla niin matala, että kylmäaine höyrystyy jäädytettävän kohteen lämpötilassa. Todellisuudessa höyrystymislämpötilan täytyy olla jäädytettävän kohteen lämpötilan alapuolella, sillä vastaavasti kuin lauhduttimen tapauksessa, myös höyrystimen tapauksessa tarvitaan lämmönsiirtymiseksi jäädytettävästä kohteesta höyrystimeen lämpötilaero näiden välille. Ideaalista kylmäkoneen kylmäkertoimen kannalta olisi mahdollisimman pieni painesuhde ja mahdollisimman suuri kylmäaineen faasimuutoslämpö. Tällöin kompressorin tekemä teoreettinen työ olisi mahdollisimman pieni, mikä nähdään puristustyön yhtälöstä (4.2) [3]:

$$w_t = \int V dp = \nu p_1 V_1 \left(\Pi^{\frac{1}{\nu}} - 1 \right), \quad (4.2)$$

,jossa $\nu = k/(k - 1)$ ja k polytrooppivakio, p on paine ja V on tilavuus. Yhtälö kuvaa ideaalikaasua. Kompressorin tekemä työ siis kasvaa, kun painesuhde kasvaa. Painesuhteen kasvaessa koko kylmälaitoksen energiakulutus kasvaa.

4.2 Kylmäkoneen pääkomponentit

Käydään seuraavissa kappaleissa läpi kylmäkoneen pääkomponentit eli höyrystin, lauhdutin, kompressorin ja paisuntaventtiili. Kylmäkoneen pääkomponenttien oikea valinta ja mitoitus ovat välttämättömiä kylmälaitoksen toiminnan kannalta. Myös tarkoitukseen sovellova automaatiojärjestelmä on välttämätön, mutta sen tarkastelu on rajattu tämän tekstin ulkopuolelle.

4.2.1 Höyrystin

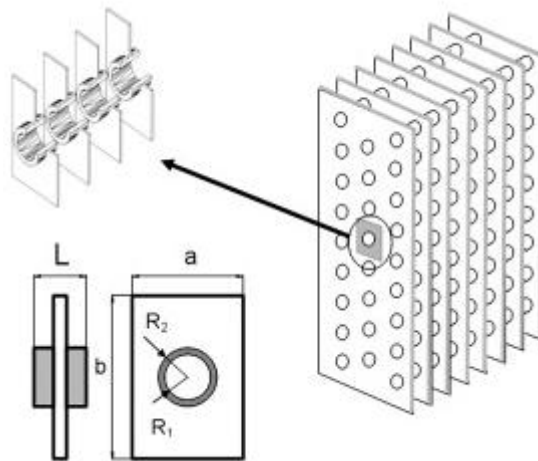
Höyrystintyyppit voidaan jakaa kuiviin ja märkiin höyrystimiin. Kuivissa höyrystimissä kaikki höyrystimeen syötettävä kylmäaine höyrystyy ja myös jonkin verran tulistuu höyrystimessä. Virtaussuunnassa höyrystintä edeltävä paisuntaventtiiliä täytyy ohjata siten, että kaikki höyrystimeen virtaava kylmäaine ehtii höyrystyä ennen kompressorin imuputkea. Märissä höyrystimissä kylmäaine höyrystyy vain osittain ja höyrystimestä saadaan ulos kylläisen kylmäainehöyrin ja nesteen seosta. Nämä faasit erotetaan erillisessä säiliössä, josta kaasu johdetaan kompressorin imuputkeen ja kylläinen kylmäaineneste takaisin höyrystimeen. Nesteen takaisinkierätyksessä voi olla toteutettu pumpun avulla tai se voi tapahtua tiheyseroihin perustuvalla luonnonkierroilla.

Höyrystimen teho määrää koko kylmälaitoksen kylmätehon. Höyrystimen teho voidaan laskea höyrystyvän kylmäaineen massavirran avulla. Jotta lämpöä vaativa kylmäaineen höyrystysprosessi voi tapahtua, täytyy vaadittava lämpö ottaa ympäristöstä. Höyrystimessä kylmäainehöyry voi myös tulistua, joka sekin absorboi lämpöä jäähdytettävästä kohteesta. Höyrystimen teho kylmäaineen tilanmuutokseen perustuen voidaan laskea yhtälöstä (4.3):

$$\dot{Q}_h = \dot{m}(h_2 - h_1) = \dot{m}h_v + \dot{m}c_p(T_2 - T_v), \quad (4.3)$$

jossa \dot{m} on kylmäaineen massavirta, $h_2 - h_1$ on kylmäaineen entalpiian muutos höyrystimen ulostulon ja sisäänmenon välillä, h_v on kylmäaineen höyrystymisentalpia, c_p on kylmäaineen ominaislämpökapasiteetti vakiopaineessa ja $T_2 - T_v$ kylmäaineen ulostulolämpötilan ja höyrystyslämpötilan erotus eli tulistus. Tavallisesti kylmätehon kannalta tulistumisen merkitys kylmätehon kannalta on pieni, mutta riittävä tulistus voi olla hyödyksi mm. varmistettaessa ettei kompressorille pääse nestemäistä kylmäainetta.

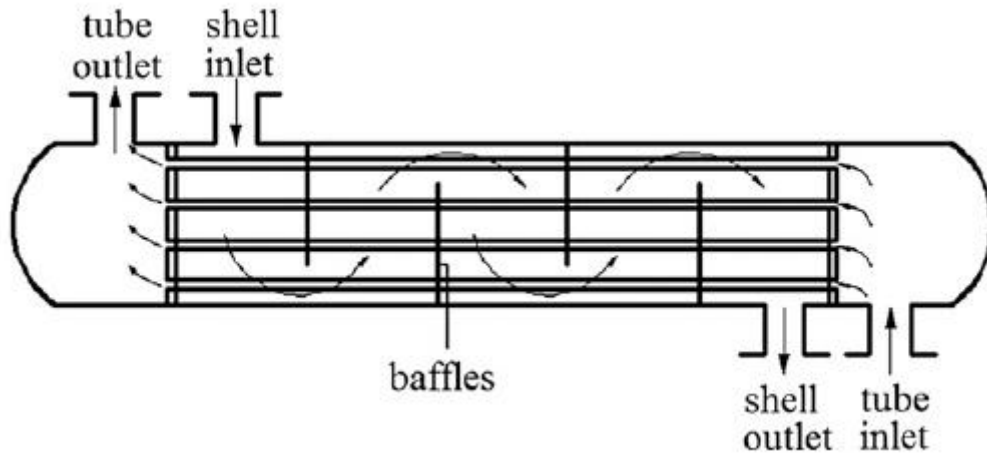
Höyrystimellä voidaan jäähdyttää sekä ilmaa tai muuta kaasua, että lämmönsiirtonestettä. Ilmaa jäähdyttäviä höyrytintyyppejä ovat ripaputkihöyrystin, levyhöyrystin ja lamellihöyrystin, joista yleisimmin käytössä oleva tyyppi on lamellihöyrystin [3, s.174]. Ilmaa jäähdyttävä höyrystin voi toimia luonnollisen konvektion avulla, mutta useimmiten lämmönsiirron tehostamiseksi ne varustetaan puhaltimilla. Höyrystimen tehoa voidaan puhaltimellisessa höyrystimessä säätää puhaltimen pyörimisnopeutta muuttamalla. Kuvassa 7 on esitetty tyypillinen lamellihöyrystin.



Kuva 7. Lamellihöyrystimen periaatekuva. [5]

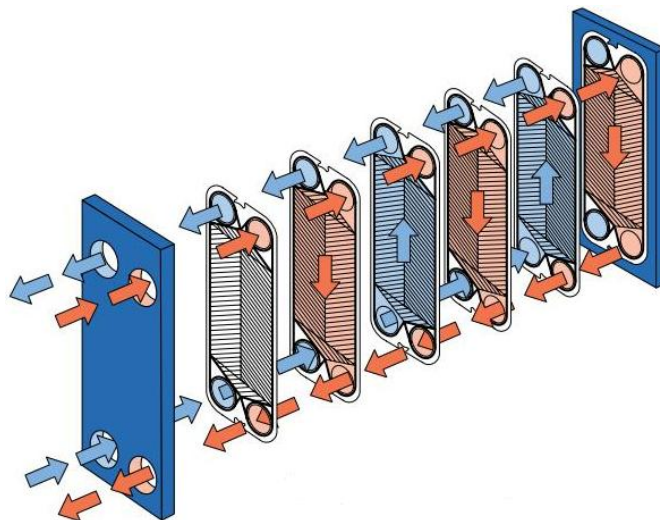
Nestettä jäähdyttävät höyrystimet ovat tyypillisesti, joko moniputkihöyrystimiä tai levyhöyrystimiä. Nämä molemmat voivat toisaalta olla tyypiltään joko märkiä- tai kuivia höyrystimiä. Moniputkihöyrystin koostuu vaipasta ja sen sisälle sijoitetuista lukuisista pitkästä putkista. Putkiin jaetaan kylmäaine vaipan päädyssä olevasta tilasta ja riippuen höyrystimen rakenteesta osittain tai kokonaan höyrystynyt kylmäaine virtaa höyrystimen

toisesta päästä. Jäähdytettävä neste syötetään moniputkihöyrystimen vaippapuolelle, jossa virtaa virtauslevyjen ohjaamana ja poistuu vaipan toisesta päästä. Kuvassa 8 on esitetty moniputkihöyrystimen periaate.



Kuva 8. Moniputkihöyrystimen periaatekuva. Kylmäaine virtaa putkissa ja jäähdytettävä neste virtaa vaippapuolella. [19]

Levyhöyrystin on toinen yleisesti käytössä oleva nestettä jäähdyttävä höyrystintyyppi. Levyhöyrystimessä höyrystyvä kylmäaine virtaa joka toisessa ja jäähtyvä neste joka toisessa levyvälissä eli solassa. Lämmönsiirto tapahtuu levyjen läpi. Lämmönsiirron tehostamiseksi levyjen pintaan on tehty virtausta ohjaava ja pinta-alaa kasvattava kuviointi. Levyhöyrystimien lämmönsiirto on moniputkihöyrystimiä tehokkaampaa, jolloin höyrystimien vaatima materiaalmäärä ja toisaalta tila ovat vähäisemmät. [3, s.171] [20, s.93] Kuvassa 9 on esitetty levylämmönsiirtimen toimintaperiaate.



Kuva 9. Kuvassa esitetty levylämmönsiirtimen toimintaperiaate, nuolet kuvaavat jäähtyvän ja lämpenevän virtauksen reittejä. [6]

Höyrystimen mitoitukseen vaikuttaa ainakin höyrystimeltä vaadittava kylmäteho, kylmäaine, jäähdytettävän virtauksen tulo- poistolämpötilat, sallitut painehäviöt ja höyrytyslämpötila. Höyrystimeltä vaadittavaa lämmönsiirtopinta-alaa voidaan arvioida yhtälöllä (4.4):

$$A = \frac{\phi_h}{U\Delta T}, \quad (4.4)$$

jossa ϕ_h on höyrystimen kylmäteho, U on lämmönläpäisykerroin jäähdytettävästä aineesta kylmäaineeseen ja ΔT on keskimäärinen lämpötilaero, joka määritetään erilaisille virtauksille eri tavoin. Jos kylmäainevirtauksen lämpötila on höyrystymisen takia vakio, voidaan ΔT laskea logaritmisena keskilämpötilaerona, joka määritellään yhtälöllä: [3, s.164]

$$\overline{\Delta T_{ln}} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (4.5)$$

jossa ΔT_1 on jäähdytettävän virtauksen sisäänmenolämpötilan ja höyrystyslämpötilan erotus ja ΔT_2 on vastaavasti jäähdytettävän virtauksen ulostulolämpötilan ja höyrystyslämpötilan erotus.

Useimmiten höyrystimen mitoitus tehdään kuitenkin valmistajan kullekin höyrystintyyppille kehittämällä ohjelmalla, sillä höyrystymiseen ja höyrystimen sisä- ja ulkopuolella tapahtuviin virtauksiin liittyvien ilmiöiden vaikutusta lämmönsiirtoon on vaikea arvioida millään yleisillä menetelmillä. Yhtälön (4.4) kannalta tämä tarkoittaa sitä, että U :n arvon määrittäminen on haastavaa.

4.2.2 Lauhdutin

Lauhduttimen tehtävä on lauhduttaa kompressorilta tuleva kylmäaine nestefaasiin. Lauhduttimen poistama lämpö on suurempi, kuin höyrystimen absorboima lämpö, sillä lauhdutin poistaa prosessista myös kompressorin kylmäaineeseen tuoman entalpian. Lauhduttimen kylmäaineen puoleisen pinnan lämpötilan alittaessa kylmäaineen kastepisteen alkaa kylmäainetta lauhtua pinnalle. Lauhtumisessa vapautuu höyrystymisessä sitoutunut latentti lämpö ja jotta lauhtuminen voisi jatkua, täytyy lämpöä poistaa systeemistä ja siirtää ympäristöön. Usein lauhduttimessa poistetaan myös kompressorissa syntynyt kylmäaineen tulistus ja kylmäainetta myös mahdollisesti alijäähdytetään lauhduttimen lopussa. Lauhduttimen teho voidaan laskea lähes vastaavasti, kuin höyrystimen teho.

Yhtälö (4.6) kuvaa lauhduttimen tehoa kylmäaineen tilanmuutokseen perustuen:

$$\dot{Q}_l = \dot{m}(h_1 - h_2) = \dot{m}h_v + \dot{m}c_p(T_1 - T_l) + \dot{m}c_p(T_l - T_2), \quad (4.6)$$

jossa \dot{m} on kylmäaineen massavirta, $h_1 - h_2$ on kylmäaineen entalpian muutos lauhduttimen sisäänmenon ja ulostulon välillä, h_v on kylmäaineen lauhtumislämpö, c_p on kylmäaineen ominaislämpökapasiteetti vakio paineessa, $T_1 - T_l$ on lauhduttimen sisäänmenon ja lauhtumislämpötilan erotus eli lämpötilan muutos tulistuksen poistossa ja $T_l - T_2$ on lauhtumislämpötilan ja lauhduttimen ulostulon välinen lämpötilaero eli alijäähdytys. Alijäähdytys tarkoittaa kylmäaineen jäähdytystä kyseistä painetta vastaavan kyllästyslämpötilan alapuolelle.

Vastaavasti kuin höyrystin, myös lauhdutin voi olla ilmalla tai jollakin lämmönsiirtonesteellä jäädytetty. Nesteellä jäädytetyt lauhduttimet ovat usein moniputkilauhduttimia, levylauhduttimia tai koaksiaalilauhduttimia. Moniputkilauhduttimet ovat moniputkihöyrystimien kaltaisia sillä erotuksella, että moniputkilauhduttimissa kylmäainehöyry lauhtuu vaippapuolella putkien pintaan ja putkissa kiertää lämmönsiirtoneste. Levylämmönsiirrin soveltuu lauhduttimeksi hyvin ja sillä pääsätään korkeisiin lämmönläpäisykertoimen arvoihin, ammoniakilla lämmönläpäisykertoimet ovat luokkaa 2500...4500 W/m²K. [3, s.195] Levylämmönsiirrin mahdollistaa siis hyvin kompaktin lauhdutinrakenteen. Koaksiaalilauhduttimessa on kaksi sisäkkäistä putkea samalla akselilla. Sisemmässä putkessa virtaa lämmönsiirtoneste ja ulommassa putkessa virtaa lauhtuva lämmönsiirtoneste.

Ilmalla jäädytettävistä lauhduttimista teollisessa mittakaavassa yleisin on lamellilauhdutin. Myös lamellilauhduttimet voivat olla luonnollisella konvektiolla jäädytettyjä, mutta useimmiten ne on varustettu puhaltimilla lämmönsiirron tehostamiseksi. Tyypillisin puhallintyyppi on aksiaalipuhallin. Lauhduttimen tehoa voidaan säätää puhaltimen pyörimisnopeutta muuttamalla. Kuvassa 10 on esitetty tyypillinen puhaltimella varustettu lamellilauhdutin.

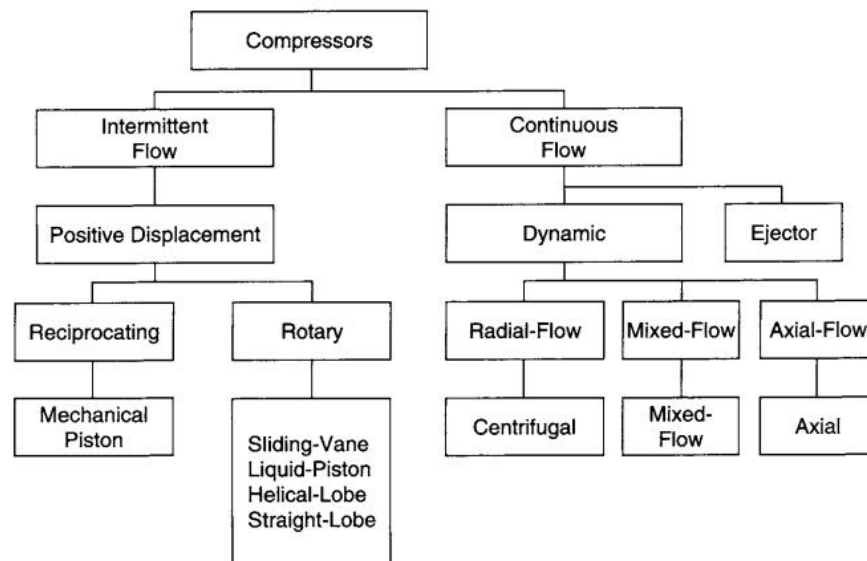


Kuva 10. Puhaltimilla varustettu ilmajäädytteinen lamellilauhdutin. Puhaltimien virtaus suunta on alhaalta ylös. [6]

Kuten höyrystimien tapauksessa, myös lauhduttimet valitaan erilaisten parametrien avulla käyttäen valmistajan mitoitusohjelmaa.

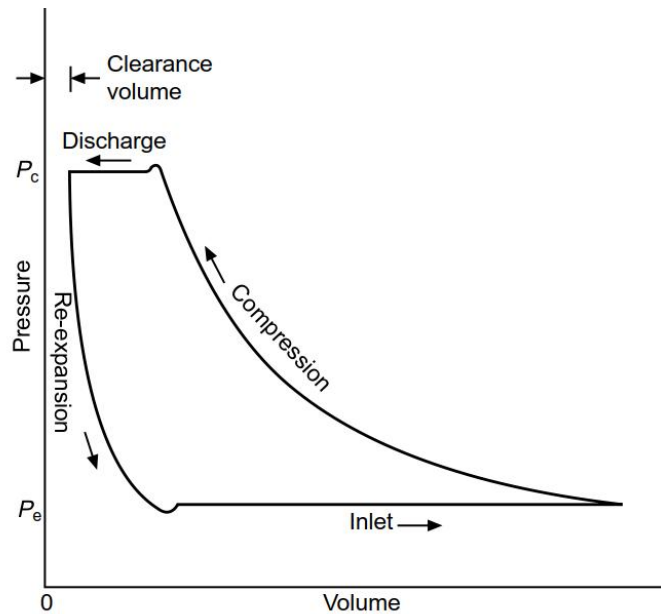
4.2.3 Kompressorit

Kompressorityyppiä on suuri joukko. Kompressorit jaetaan usein kahteen luokkaan toimintaperiaatteen mukaan. Syrjäytystyyppisiin ja jatkuvatoimisiin kompressoreihin. Syrjäytyskompressorit toimivat jaksollisesti siten, että ne ottavat imupuolen paineessa olevaa kaasua jonkin tietyn määrän puristustilaansa, nostavat kaasun paineen pienentämällä puristustilan kokoa ja vapauttavat kaasun korkeapainepuolelle. Syrjäytyskompressorityyppiä ovat mm. ruuvi-, mäntä ja kierukkakompressorit. Jatkuvatoimiset kompressorit tuottavat syrjäytyskompressoreista poiketen jatkuvan kaasun tilavuusvirran, eikä niillä siis ole syrjäytyskompressoria vastaavaa kiertoprosessia. Jatkuvatoiminen kompressor voi olla ejektorityyppinen tai dynaaminen. Ejektoriperiaatteella toimivat kompressorit rajataan tämän tekstin ulkopuolelle. Dynaamisissa kompressoreissa kaasun nopeutta nostetaan pyörivän siipirakenteen avulla ja tämän jälkeen kaasun liike-energia eli dynaaminen paine muutetaan diffuusorilla staattiseksi paineeksi. Dynaamiset kompressorit voivat olla tyypiltään joko aksiaalisia tai keskipakotyyppisiä. Sekä dynaamisia että syrjäytystyyppisiä kompressoreja käytetään kylmäkoneissa laajasti.



Kuva 11. Kompressorien luokittelu. [31, s.2]

Kompressorit voidaan luokitella myös hermeettisiin ja avoimiin malleihin. Hermeettisessä rakenteessa sähkömoottori ja kompressorit on suljettu painetiiviin kuoren sisälle, johon imuhöyry johdetaan. Etuina tällaisessa rakenteessa on laitteiden hyvä suoja ulkoisilta vaikutuksilta ja hiljainen käynti. Hermeettisten kompressorien tehoalue on n. 50 W...50 kW, joten ne ovat suurimmillaankin liian pieniä tämän työn aiheen kannalta. Kuvasssa 12 on esitetty mäntäkompressorin tyypillinen kiertoprosessi.



Kuva 12. Mäntäkompressorin kiertoprosessi pV -diagrammina. Mäntäkompressorin sylinterin tilavuus ei koskaan mene nolliin. Sylinterikannen ja männän väliin jäävää piennä tilavuutta kutsutaan haitalliseksi tilavuudeksi (clearance volume). [21, s.44]

Kaikille kompressoreille on yhteistä se, että ne eivät ole häviöttömiä. Kaikkea sähköverkosta otettua energia ei saada kompressorin puristaman väliaineen energiaksi. Toisaalta todellisessa puristuksessa joudutaan aina tekemään enemmän työtä, kuin ideaalisessa isentrooppisessa ja adiapaattisessa puristuksessa. Kompressorin hyvyyden mitta on hyötysuhde, joka sekin vielä jaetaan usein muutamaosa-alueeseen. Kompressorin hyötysuhde riippuu myös kuormituksesta, jolla kompressorin toimii. Kaikilla kompressoreilla toimintapiste, jossa kompressorin hyötysuhde on parhaimmillaan. Tätä hyötysuhdetta nimitetään nimellishyötysuhteeksi. Kompressorin kokonaishyötysuhde voidaan kirjoittaa yhtälön (4.7) mukaisessa muodossa:

$$\eta_{tot} = \eta_s \eta_v \eta_m, \quad (4.7)$$

jossa η_s kompressorin isentrooppinen hyötysuhde, η_v on volymetrinen hyötysuhde ja η_m on mekaaninen hyötysuhde.

Isentrooppinen hyötysuhde kuvaa kaasun puristuksessa syntyviä häviöitä, kuten kitkاپainehäviöitä, sisäistä lämmönsiirtoa ja muita sisäisiä palautumattomia häviöitä, ja se määritellään yhtälöllä (4.8): [10, s.367]:

$$\eta_s = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}, \quad (4.8)$$

jossa alaindeksi 1 viittaa puristuksen alkuun ja alaindeksi 2 puristuksen loppuun. Kompressorin tehtävä on nostaa painetta, ei niinkään entalpiaa. Yhtälön (4.8) osoittajassa oleva entalpiain muutos edustaa isentrooppisen ja adiapaattisen kaasun puristusprosessin entalpiain muutosta. Tämä prosessi edustaa pienintä mahdollista työtä, jolla kaasun paine voidaan nostaa painetasolta toiselle ja toimii siis todellisten kompressorien vertailuprosessina. Palautuvassa prosessissa kaasun alku ja lopputilan entropiat ovat yhtä suuret, kun taas kaikissa todellisissa prosesseissa entropia kasvaa. Hyvin suunnitellun kompressorin isentrooppiset nimellishyötysuhteet asettuvat 0,80-0,90 välille. [10, s.367]

Volymetrinen hyötysuhde on kompressorin tuottaman todellisen tilavuusvirran suhde teoreettiseen iskuutilavuuden mukaiseen tilavuusvirtaan. Mäntäkompressorissa volymetrinen hyötysuhde huonontaa yläkuolokohdassa sylinterikannen ja männän väliin jäävä haitallinen tila, jolloin sylinteri ei tyhjene poistotahdin aikana kokonaan. Sylinteriin jäänyt höyry paisuu uudestaan imutahdin aikana, mutta kaikkea työtä ei saada häviöiden takia takaisin. [3, s.130] Sylinteri ei myöskään täyty kokonaan, sillä imutahdin alkaessa sylinterissä on jo kaasua. Turbo- ja ruuvikompressoreissa volymetriset häviöt johtuvat lähinnä kaasun takaisinvirtauksesta korkeapainepuolelta matalapainepuolelle koneen vältyksien kautta. [31] Näillä kompressorityypeillä ei ole vastaavaa haitallista tilaa.

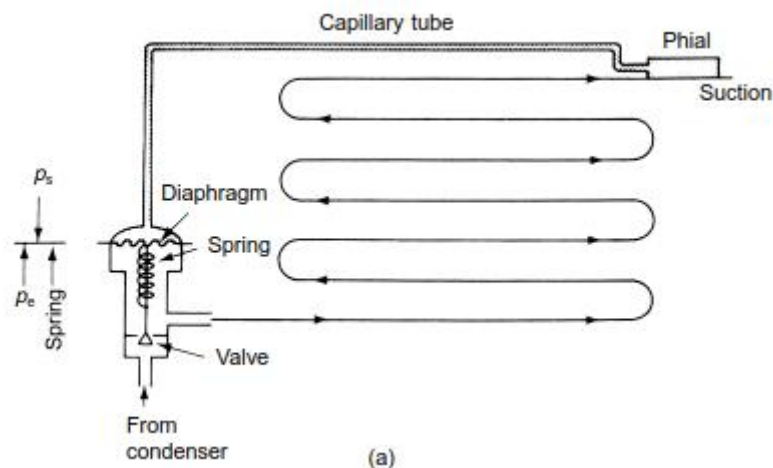
Mekaaninen hyötysuhde η_m kuvaa mekaanisten häviöiden suuruutta. Mekaanisia häviöitä ovat mm. kiinteiden pintojen välisen kitkan aiheuttamat häviöt ja erilaiset värinät yms. Kompressorin käyttävän sähkömoottorin hyötysuhde voidaan myös ottaa mukaan kompressorin energiatarkasteluun. Myös sähkömoottorin hyötysuhde riippuu kuormituksesta. Reindl on esittänyt, että korkeatasoisen sähkömoottorin hyötysuhde on nimellispisteessä jopa 95,1 %, 80 % osakuormalla hyötysuhde on 89,5 % ja 5 % osakuormalla enää 68 %. Sähkömoottorin hyötysuhde riippuu siis voimakkaasti kuormituksesta. [30, s.18]

Yleisesti teollisissa kylmätekniikkasovelluksissa kompressoreita on useampia kuin yksi yhdessä kylmäkoneessa. Kompressoreiden tuottamalla tilavuusvirralla on ylärajan lisäksi myös alaraja. Usean kompressorin järjestelmä mahdollistaa kylmätehon suuremman vaihteluvälin, sillä osakuormilla osa kompressoreista voi olla poissa käytöstä. Nykyisin tyypillinen ratkaisu tehon säätämiseksi on varustaa yksi kompressorin pyörimisnopeuden säädöllä ja käynnistää muita kompressoreja tarvittaessa. [3, s.383] Syy tähän on toisaalta pyörimisnopeuden säädössä tarvittavien taajuusmuuttajien tai muiden sähkökoneiden pyörimisnopeutta muuttavien komponenttien kalleus ja toisaalta pyörimisnopeussäädön taloudellisuus. Varustettaessa yksi pienempi kompressorin taajuusmuuttajalla, saadaan

pyörimisnopeuden säädöstä saatavat hyödyt joutumatta investoimaan suureen ja siten kalliiseen taajuusmuuttajaan tai vaihtoehtoisesti useaan pienempään taajuusmuuttajaan. Pyörimisnopeuden säätö on kompressorin hyötysuhteen kannalta useimmiten paras tapa käyttää kompressoria osakuormilla. [30, s.18] Kallista taajuusmuuttajaa ei kuitenkaan kannata ostaa jokaiselle sähkömoottorille, vaan säätö voidaan tehdä ensisijaisesti yhdellä kompressorilla muiden toimiessa nimellispisteessään. Toissijaisena säätötapana voidaan käyttää myös muita säätötapoja.

4.2.4 Paisuntaventtiili

Paisuntaventtiilin tehtävänä on annostella höyrystimeen kylmäainetta ja aiheuttaa kylmäaineen virtaukselle sopiva painehäviö. Paisuntaventtiilien yleisimmät tyypit ovat mekaaninen termostaattinen paisuntaventtiili ja sähköinen paisuntaventtiili. Mekaaniset termostaattiset venttiilit on varustettu lämpötilan tuntoelimellä, joka asetetaan höyrystimestä lähtevän imuputken pinnalle. Tuntoelin on nesteellä tai kaasulla täytetty pieni säiliö josta johtaa ohut kapillaariputki paisuntaventtiilille. Höyrystimen jälkeisen höyryn lämmitessä lämpenee myös tuntoelin, jolloin sen sisältämän väliaineen paine nousee. Väliaineen paineen muutos välittyy kapillaariputkea pitkin venttiilille, jossa venttiilissä oleva kalvo laajenee ja ohjaa kylmäainetta annostelevaa neulaventtiiliä. Tällaisten mekaanisten termostaattisten paisunta venttiilien säätökyky on kuitenkin rajallinen ja ne eivät toimi liian pienillä osatehoilla. Venttiilistä riippuen stabiilin toiminnan osatehon alaraja on 25-60 %. [20, s.128]



Kuva 13. Termostaattisella paisuntaventtiilillä ohjattu höyrystin. Kuvasta käy hyvin ilmi tuntoelimen (phial) sijoitus. [21, s.105]

Sähköinen paisuntaventtiili on paremmin säädettävissä. Siihen kuuluu höyrystimen jälkeiseen imuputkeen asennettavat paine- ja lämpötila-anturit, säädin ja venttiili. Säädin voi pyrkiä johonkin höyrystimen jälkeiseen vakiotulistukseen tai säädin voi jatkuvasti hakea pienintä vakaata höyrystimen järkeistä tulistusta. Sähköiset paisuntaventtiilit voivat olla ns. pulssisäätöisiä, jolloin niiden höyrystimelle päästämää kylmäainemäärää säädetään

avaamalla ja sulkemalla venttiiliä hyvin nopeasti. Pulssisäädössä venttiili on kokonaan auki tai kokonaan kiinni. Toinen yleinen säätötekniikka on jatkuva säätö. Jatkuvasa säädössä venttiilin aukenemaa säädetään hyvin pienin portain esim. askelmoottorin avulla. Portaita on venttiilistä riippuen muutamasta sadasta muutamaan tuhanteen. [3, s.218]

4.3 Kylmäaine

Kylmäaine on jäähdytysprosessin kiertoaine. Kylmäaine absorboi jäähdytettävästä kohteesta lämpöä ja luovuttaa korkeammassa lämpötilassa olevaan ympäristöön. Tässä työssä tarkasteltavissa kylmäprosesseissa kylmäaine käy läpi kaksi faasimuutosta, höyrystyksen ja lauhdutuksen. Prosessin toiminnan kannalta on hyvin olennaista valita oikea kylmäaine. Eri kylmäaineet soveltuvat eri kohteisiin ja erilaisille lämpötilaväleille, joten kylmäaineen valinta riippuu kylmäkoneen käyttötarkoituksesta.

4.3.1 Kylmäaineiden ympäristövaikutuksia kuvaavat tunnusluvut

ODP Lyhenne sanoista Ozone Depletion Potential. Luku kuvaa aineen haitallisuutta otsonikerrokselle. Asteikon vertailulukuna R11, jolle on annettu arvo 1,0. Kaikki kylmäaineet asettuvat asteikossa välille 0...1,0.

GWP Lyhenne sanoista Global Warming Potential. Luku kuvaa aineen kasvihuonevaikutusta. Asteikon vertailuaineena on hiilidioksidi, jolle on annettu arvo 1,0. Luku ottaa huomioon aineen viipymän ilmakehässä ja se on laskettu sadan vuoden jaksolle. Asteikko on nolasta ylöspäin, esimerkiksi laajasti käytetyn R134a:n GWP-arvo on 1430. [2]

4.3.2 Kylmäaineiden luokittelu

Kylmäaineet ovat useimmiten hiilivetyjä, joiden vetyatomeista osa tai kaikki on korvattu jollakin muulla atomilla. Ei hiilivety pohjaisista kylmäaineista yleisimpiä ovat hiilidioksidi (R744) ja ammoniakki (R717). Yleensä vetyatomeja korvataan halogeeniryhmään kuuluvilla fluorilla tai kloorilla. Lainsäädännöllinen luokittelu tehdään kylmäainemolekyylin sisältämien fluori- ja klooriatomien avulla. [24] Seuraavassa lyhyt katsaus kylmäaineiden luokitteluun.

CFC-kylmäaineet

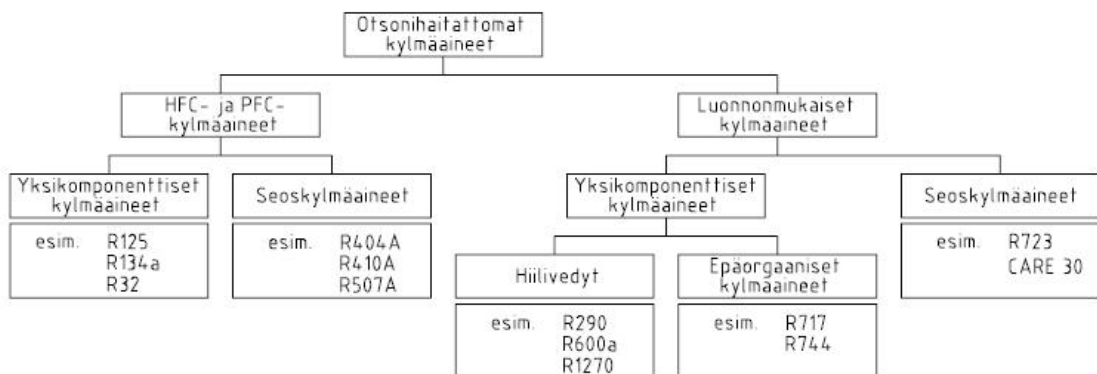
Täysin halogenoitu hiilivety, joka sisältää sekä klooria että fluoria. Merkittävä otsooni- ja kasvihuonehaitta. (CFC=Chloro-Fluoro-Carbon)

HCFC-kylmäaineet	Osittain halogenoitu hiilivety, joka sisältää sekä klooria että fluoria. Pienen otsonihaitan ja suuren kasvihuonevaikutuksen omaavia aineita. (HCFC=H ydro- C hloro- F luoro- C arbon)
HFC-kylmäaineet	Osittain fluorilla halogenoitu hiilivety. Otsonihaitaton, mutta merkittävä kasvihuonevaikutus. (HFC=H ydro- F luoro- C arbon)
PFC-kylmäaineet	Täysin fluorilla halogenoitu hiilivety. Otsonihaitaton, mutta merkittävä kasvihuonevaikutus. (PFC=P er- F luoro- C arbon)

Näiden halogeeneja sisältävien kylmäaineiden lisäksi laajamittaisessa kylmäainekäytössä on ns. luonnollisia kylmäaineita. Luonnolliset kylmäaineet koostuvat molekyyleistä, joita esiintyy luonnossa ilman ihmisen toimintaa. Käytetyimpiä luonnollisia kylmäaineita ovat halogeenittomat hiilivedyt, hiilidioksidi ja ammoniakki.

HC-kylmäaineet	Puhtaita hiilivetyjä. Otsonihaitattomia ja hyvin vähäisen kasvihuonehaitan omaavia. (HC=H ydro- C arbon)
Epäorgaaniset kylmäaineet	Esimerkiksi ammoniakki ja hiilidioksidi. Kasvihuonevaikutus ja otsonivaikutus hyvin pieni.

Kuvassa 14 on esitetty kaavio, joka havainnollistaa kylmäaineiden jaottelua.



Kuva 14. Kaaviokuva kylmäaineiden jaottelusta synteettisiin ja luonnollisiin kylmäaineisiin ja edelleen yksikomponenttisiin kylmäaineisiin ja seoskylmäaineisiin. [24]

4.3.3 Kylmäaineiden historiasta

Ensimmäisissä kaupallisissa kylmäaineen faasimuutokseen perustuvissa jäähdytysprosesseissa 1800-luvun lopussa kylmäaineena käytettiin hiilidioksidia tai ammoniakkaa. [21, s.30] Hiilidioksidin vaatima korkea paine aiheutti hankaluuksia sen aikaisissa koneissa, mutta mm. laivojen kylmävarastoissa hiilidioksidi oli suosittu kylmäaine sen myrkyttömyyden johdosta. Hiilidioksidin vaihtoehtona ollut ammoniakki omaa erinomaiset termofysikaaliset ominaisuudet kylmäkäyttöön, mutta sen käyttöä rajoitti ja rajoittaa edelleen aineen myrkyllisyys ja palavuus.

Todellinen läpimurto kylmäaineissa tapahtui 1930-luvun alussa, jolloin yhdysvaltalainen kemisti Thomas Migley Jr. kehitti kloorifluorihiili (CFC) kylmäaineen R12. R12 ja muut kloorifluorihiili-perheen kylmäaineet näyttivät täyttävän kaikki kylmäaineelta toivotut ominaisuudet. Ne olivat myrkyttömiä, palamattomia ja omasivat hyvät termofysikaaliset ominaisuudet. [21, s.31] CFC-kylmäaineet yhdessä HCFC-kylmäaine R22 kanssa mahdollistivat jäähdytystekniikan uudet sovellukset, kuten jääkaapit ja ilmastoinnin. Vanhoista kylmäaineista ainoastaan ammoniakki säilyi tuolloin teollisuuden suurissa kylmlaitoksissa. Hiilidioksidin käytöstä luovuttiin viimeistään 1960-luvulle tultaessa.

CFC-aineiden pääsy ilmakehään kuitenkin aiheuttaa otsonikerroksen tuhoutumista. 1980-luvulla tähän ongelmaan herättiin ja viimein 1987 saatiin aikaan Montrealin sopimus, joka astui voimaan 1989. Sopimuksen alkuperäisenä tavoitteen oli vähentää CFC-yhdisteiden käyttöä viidenneksellä vuoteen 1994 mennessä ja puoleen 1999 mennessä. Sopimusta kiristettiin kuitenkin kahteen otteeseen ja lopulta CFC-yhdisteiden käyttö kiellettiin vuoden 1995 loppuun mennessä, lukuun ottamatta joitakin erityissovelluksia. Kylmlaitoksien CFC-päästöt olivat n. 10 % kaikista CFC-päästöistä. [21, s.45]

Kylmäaineita koskevat ongelmat eivät loppuneet CFC-aineiden kieltoon. Vastoin aiempaa käsitystä, huomattiin että myös vetyä sisältävät HCFC-aineet aiheuttavat otsonikatoa. Tunnetuin tämän ryhmän aineista on R22. EU-maissa HCFC-aineiden käyttö loppui uusissa laitteissa 2001, käyttö huollossa 2010 ja kierrätetyn aineen käyttö 2014.

Kylmäaineiden aiheuttamat ympäristöongelmat eivät vieläkaan päättyneet HCFC-aineiden kieltämiseen. Ihmisen aiheuttaman ilmastolämpenemisen hallitsemiseksi myös tiettyjen klooria sisältämättömien kylmäaineiden käyttöä on alettu rajoittaa, sillä tietyillä fluoria sisältävillä HFC-kylmäaineilla on hyvin suuri ilmastoa lämmittävä vaikutus. Ilmastoa lämmittävää vaikutusta kuvaavat kylmäainekohtaiset GWP-arvot yleisimmille HFC-kylmäaineille on listattu taulukkoon 2. Vertailun vuoksi esimerkiksi hiilidioksidin GWP-arvo on yksi, ammoniakkin nolla ja hiilivetyjenkin luokkaa kaksikymmentä. [3, s.120]

Taulukko 1. Taulukossa on esitetty F-kaasuasetuksen piiriin kuuluvien yleisimpien kylmäaineiden GWP-arvot [15]

Refrigerant	
HFC 23	14800
HFC32	675
HFC 125	3500
HFC 134a	1430
HFC 143a	4470
HFC 152a	124
HFC 227ea	3220
HFC 236fa	9810

HFC-kylmäaineet kuuluvat 1.1.2015 voimassa n tulleeseen EU:n F-kaasuasetukseen. Asetus monivaiheinen kokonaisuus, joka pyrkii vähentämään suuren GWP-arvon omaavien aineiden käyttöä. Asetus mm. kieltää hyvin korkean lämmitysvaikutuksen ($GWP > 2500$) omaavien aineiden käytön yli 40 hiilidioksidiekvivalenttonnin täytöskoon laitteiden huollossa. Kierrätettyjä aineita saa kuitenkin käyttää 31.12.2029 asti. [39]

4.3.4 Tilavuustuotto

Eräs kylmäaineen hyvyttä kuvaava tunnusluku on tilavuustuotto. Tilavuustuotto kuvaa, kuinka paljon kylmäaine absorboi lämpöä tilavuusyksikköä kohti. Absorboituva energia on höyrystymislämpö ja tilavuus on kylläisen höyryn ominaistilavuus höyrystymislämpöä vastaavassa paineessa. Tilavuustuoton arvo riippuu siis kylmäaineen aineominaisuuksien lisäksi myös höyrystyslämpötilasta ja paineesta. Tilavuustuotto $VT = [kJ/m^3]$ määritellään yhtälöllä (4.9):

$$VT = \frac{h_f}{v_k} \quad (4.9)$$

jossa h_f on kylmäaineen ominaisfaasimuutosentalpia ja v_k kylläisen kylmäainehöyryn ominaistilavuus. Pieni tuottosuhte johtaa suureen ja kalliiseen kompressoriin, sillä huonon tuottosuhteen omaavalla kylmäaineella tarvitaan suurempi tilavuusvirta verrattuna paremman tuottosuhteen omaavaan kylmäaineeseen.

4.3.5 Kylmäaineelta vaadittavia ominaisuuksia

Kylmäaineelta vaadittavia ominaisuuksia: [3] [21]

- Suuri faasimuutoslämpö höyrystymisessä, jolloin kierron massavirta saadaan alhaiseksi.
- Korkea imukaasun tiheys, jolloin yhdessä edellisen kohdan kanssa tilavuustuotto on suuri.
- Ilmakehän painetta suurempi, muttei liian suuri, paine höyrystymis- ja lauhtumisalueella. Ilmakehää alhaisempi paine höyrystymisessä altistaa ilmavuodoille, kaasun tiheys on myös alhainen pienessä paineessa, jolloin tilavuustuotto jää alhaiseksi. Suuret paineet vaativat laitteilta suurempaa mekaanista lujuuutta.
- Kriittinen lämpötila ja trippelipiste kaukana kylmäprosessin toiminta-alueesta
- Pieni painesuhde eli lauhtumispaineen suhde höyrystymispaineeseen. Pieni painesuhde johtaa vähäiseen kylmäaineen tulistumiseen ja kompressorityöhön.
- Hyvä lämmönjohtavuus ja pieni viskositeetti. Pienen viskositeetin ansiosta painehäviöt piirissä ovat alhaiset. Hyvän lämmönjohtavuuden avulla lämmönsiirtopinta-alat ovat pienet.
- Palamattomuus.
- Myrkyttömyys ihmiselle ja muulle ympäristölle.

Todellisuudessa mikään kylmäaine ei ole näillä kaikilla mittareilla mitattuna paras. Kylmäaineen valinta onkin aina jonkinlainen kompromissi, jossa jotain ominaisuutta painotetaan enemmän kuin toista.

4.4 Suora ja epäsuora jäähdytys

Suorassa jäähdytyksessä höyrystin on sijoitettu jäähdytettävään tilaan, ja näin ollen kylmäaine absorboi lämpöä suoraan jäähdytettävästä tilasta. Epäsuorassa eli välillisessä jäähdytyksessä kylmäkoneen höyrystimellä jäähdytetään lämmönsiirtonestettä, jota sitten kierrätetään jäähdytettävän kohteen lämmönsiirtimissä. Tätä lämmönsiirtoon käytettävää sekundääristä väliainetta sanotaan usein kylmäliuokseksi. Kylmäliuoskierto on yleensä suljettu, jolloin esimerkiksi hapen aiheuttama korroosio estyy. Jos höyrystin ei sijaitse suoraan jäähdytettävässä kohteessa, syntyy prosessiin yksi ylimääräinen lämmönsiirtoporras kylmäliuoksen ja kylmäaineen välille.

Suoran jäähdytyksen etuja ovat yksinkertaisuus ja siitä seuraava edullisuus. Sen lisäksi järjestelmässä jää välilliseen järjestelmään verrattuna yksi lämmönsiirrin pois, mikä nostaa tarvittavaa höyrystymislämpötilaa ja näin vähentää lauhtumisen ja höyrystimen välistä paine-eroa. Tämä taas vaikuttaa suotuisasti koko prosessin kylmäkertoimeen ja alentaa laitoksen hintaa.

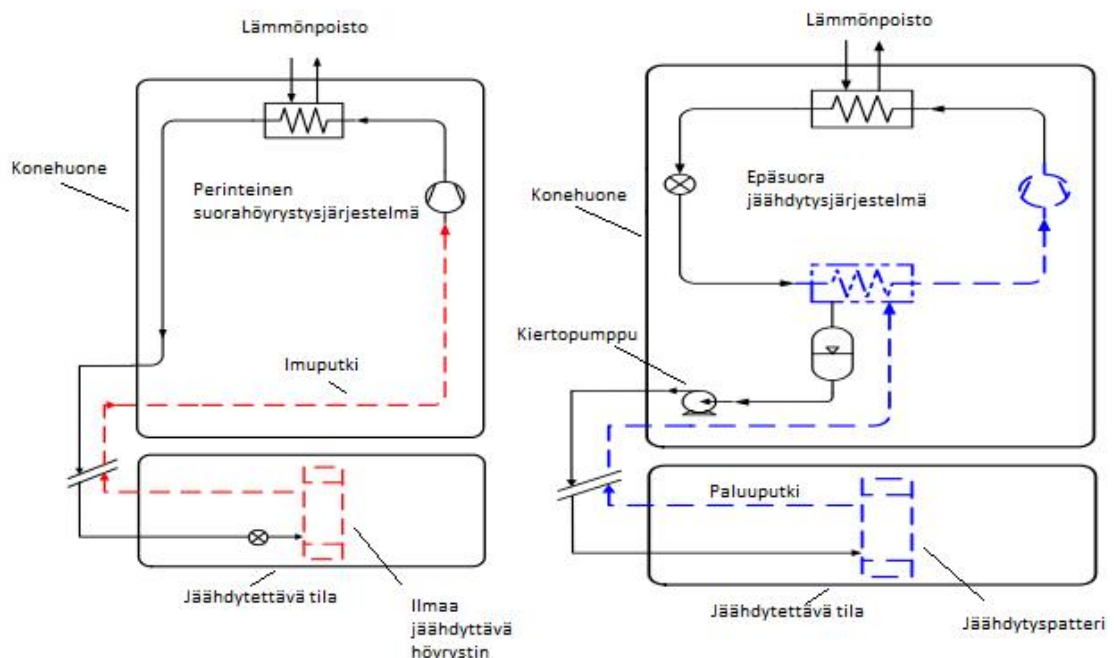
Toisaalta välillisen jäähdytyksen etuja ovat [3, s.271]:

- kylmäaine erillään jäähdytettävästä kohteesta
- pieni kylmäainetäyttö
- itse jäähdytyskoneikko voidaan toimittaa valmiina tehtaalta esim. kontissa
- mahdollistaa vapaajäähdytyksen, eli suoran jäähdytyksen ympäristön lämpönielujen avulla
- hyvä säädettävyys

Toisaalta haittoja:

- liuoskierron pumppauskustannukset
- ylimääräinen lämpötilaero lämmönsiirrossa höyrystimestä lämmönsiirtonesteseen

Välillisessä jäähdytyksessä myös kylmäliuos pitää valita. Jos vaaditaan alle 0 °C lämpötiloja, ei kylmäliuoksena jäätyminen takia voida käyttää vettä. Tällöin vaihtoehtoja ovat erilaiset suolaliuokset, orgaanisten aineiden vesiliuokset ja puhtaat orgaaniset nesteet. Eräs vaihtoehto lämmönsiirtoaineeksi on myös hiilidioksidi, joka höyrystyy osittain ja omaa näin ollen hyvän lämmönsiirtopotentiaalin. Faasimuutoksen takia hiilidioksidin lämpötila ei myöskään juuri muutu kierrossa, lukuun ottamatta virtauksen painehäviön aiheuttamaa vähäistä kiehumispisteen muutosta

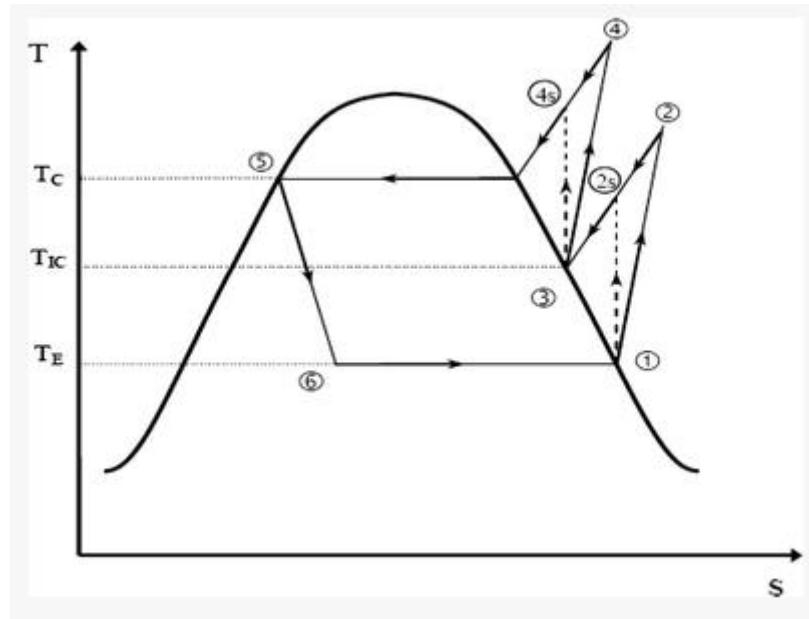


Kuva 15. Kaaviokuva suoran ja epäsuoran jäähdytyksen kytännästä. [35]

4.5 Moniportainen prosessi

Moniportaisella prosessilla tarkoitetaan jäähdytysprosessia, jossa puristus tehdään useassa portaassa siten, että kaasua jäähdytetään puristusten välissä erillisellä välijäähdyttimellä. Käytännössä portaita on erikoissovelluksia luukunottamatta korkeintaan kaksi. Kylmäkoneen höyrystys- ja lauhdutuslämpötilojen eron kasvaessa liian suureksi, tarvitaan useampi portainen prosessi. Kylmäprosessin toimiessa suurella lämpötilavälillä on myös lauhtumiseen ja höyrystymiseen tarvittavien lämpötiloja vastaavien paineiden ero suuri. Yksiportaisessa kompressorissa suuri painesuhde johtaa suureen puristuksen loppulämpötilaan. Tästä seuraa pahimmillaan kompressorin voitelun heikkeneminen ja voiteluöljyn ja kylmäaineen haitalliset kemialliset reaktiot. Kun puristus tehdään kahdessa vaiheessa jäähdyttäen kaasua vaiheiden välissä, saadaan puristuksen loppulämpötilaa laskeutua.

Kompressorivalmistajat määrittävät kompressoreilleen suurimmat sallitut painesuhteet. Jäähdytyskäytössä mäntäkompressorien suurimmat sallitut painesuhteet ovat luokkaa 8:1. [22] Jos esimerkiksi ammoniakkin tapauksessa lauhdutuslämpötilassa on 35 °C astetta on lauhdutusaineen paine tällöin 1350 kPa. Tällöin suurin sallittu painesuhde ja lauhdutuslämpötila määräävät höyrystimen paineeksi 169 kPa, jota vastaava höyrystymislämpötila on -22,5 °C astetta. Modernit ruuvikompressorit kykenevät toimimaan huomattavasti suuremmalla painesuhteella kuin mäntäkompressorit. Ruuvikompressoreilla päästään jopa painesuhteeseen 15:1. [3, s.149] Niillä päästäänkin aina -40 °C asteen höyrystymislämpötiloihin yksiportaisella prosessilla. Silti kylmäkerroin voi olla huomattavasti heikompi kuin kaksiportaisella prosessilla. Kaksiportaisessa prosessissa kylmälaitoksen rakenne kuitenkin monimutkaistuu ja siten myös kallistuu. Kohteissa joissa kylmälaitoksen käyttöaste on korkea, on myös paremman kylmäkertoimen tuomalla energian säästöllä suurempi merkitys. Kääntäen voi sanoa, että käyttöasteen ollessa matala on investointikustannuksen merkitys suurempi. Kaksiportaisen jäähdytysprosessin karkeana kannattavuusrajana pidetään höyrystymislämpötilaa -30...-20 °C ja n. 35 °C lauhdutuslämpötilaa. [3, s.276] Yksiportaisen kylmälaitoksen investointikustannus on huomattavasti alhaisempi, sillä prosessissa vaaditaan vain yksi kompressorin. Toisaalta kaksiportaisen prosessin voi toteuttaa yhdellä kaksivaiheisella kompressorilla ja välijäähdytyksellä, mutta laitteiston rakenne monimutkaistuu ja kallistuu tällöinkin verrattuna yksiportaiseen jäähdytysprosessiin.



Kuva 16. Kaksiportainen jäähdytysprosessi T_s -tasossa. Kuvasta nähdään, kuinka kaksiportaisen puristuksen ensimmäisen vaiheen jälkeen kompressorin jälkeinen tulistunut kaasu jäähdytetään kyllästyskäyrälle pisteiden 2 ja 3 välillä. [10]

Puristusten välinen jäähdytys voidaan toteuttaa joko jäähdytysprosessin sisäisenä lämmönsiirtona tai jäähdytykseen voidaan käyttää ulkoista lämpönielua. Yksinkertainen tapa toteuttaa sisäinen välijäähdytys on ruiskuttaa lauhduttimen jälkeistä nestemäistä kylmäainetta matalapainekompressorin jälkeiseen kylmäainekaasuun, jolloin nestemäinen kylmäaine höyrystyy ja jäähdyttää matalapainekompressorin jälkeistä kaasua.

Koska kaksiportaisen prosessin puristus tehdään kahdessa vaiheessa, herää kysymys millä painetasolla on optimaalista suorittaa välijäähdytys. Optimaalinen painetaso merkitsee sitä höyrystimen ja lauhduttimen välistä välijäähdytyksen painetasoa, jolla kylmäprosessin kylmäkerroin saa suurimman arvon. Tämän painetaso arviointiin W.F. Stoecker on esittänyt yhtälön (4.10) [35]:

$$p_{opt,int} = \sqrt{p_{imu,sat} * p_{poisto,sat}}, \quad (4.10)$$

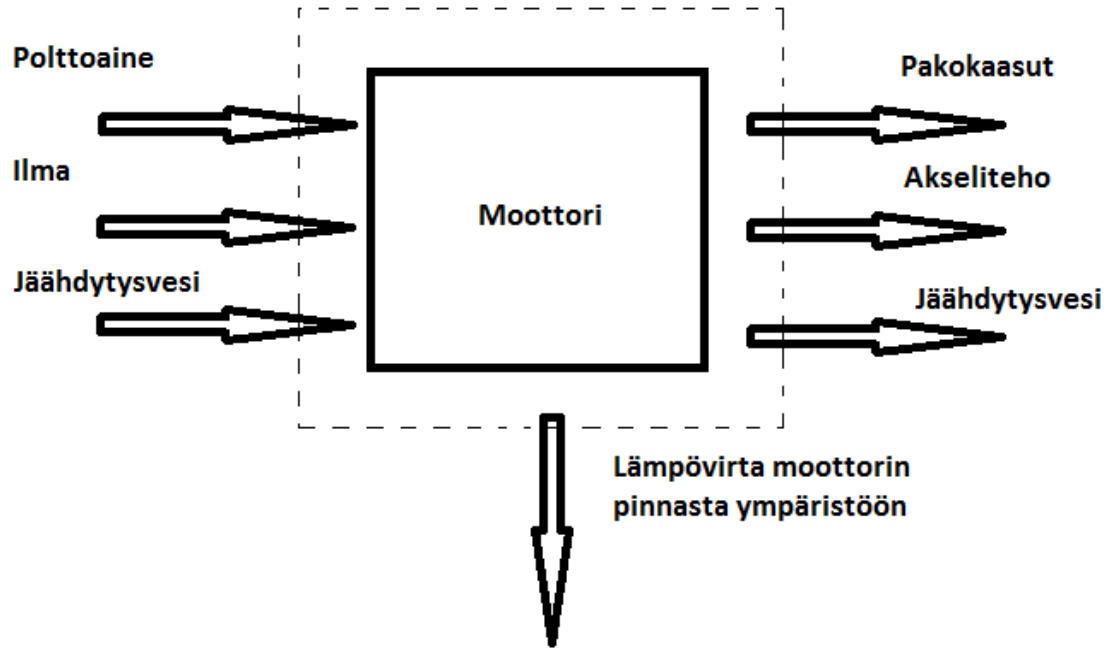
jossa $p_{imu,sat}$ paineen absoluuttinen arvo höyrystyslämpötilassa ja $p_{poisto,sat}$ paineen absoluuttinen arvo lauhdutuslämpötilassa.

Tehtäessä valintaa yksi- ja kaksiportaisen prosessin välillä, pyritään tarkastelemaan kokonaisuutta ja tekemään vertailua esimerkiksi kaksiportaisen prosessin paremman kylmäkerroimen ja toisaalta kalliimman investointikustannuksen ja toisaalta yksiportaisen prosessin päinvastaisten ominaisuuksien välillä. Toisaalta myös yksittäisiä rajoittavia suureita pitää tarkastella, esimerkiksi kompressorin suurin valmistajan sallima painsuhde tai kompressorin voiteluöljyn suurin sallittu lämpötila voi tehdä yksiportaisen prosessin mahdottomaksi.

5. TESTIHUONEEN LÄMPÖKUORMIEN MUODOSTUMINEN

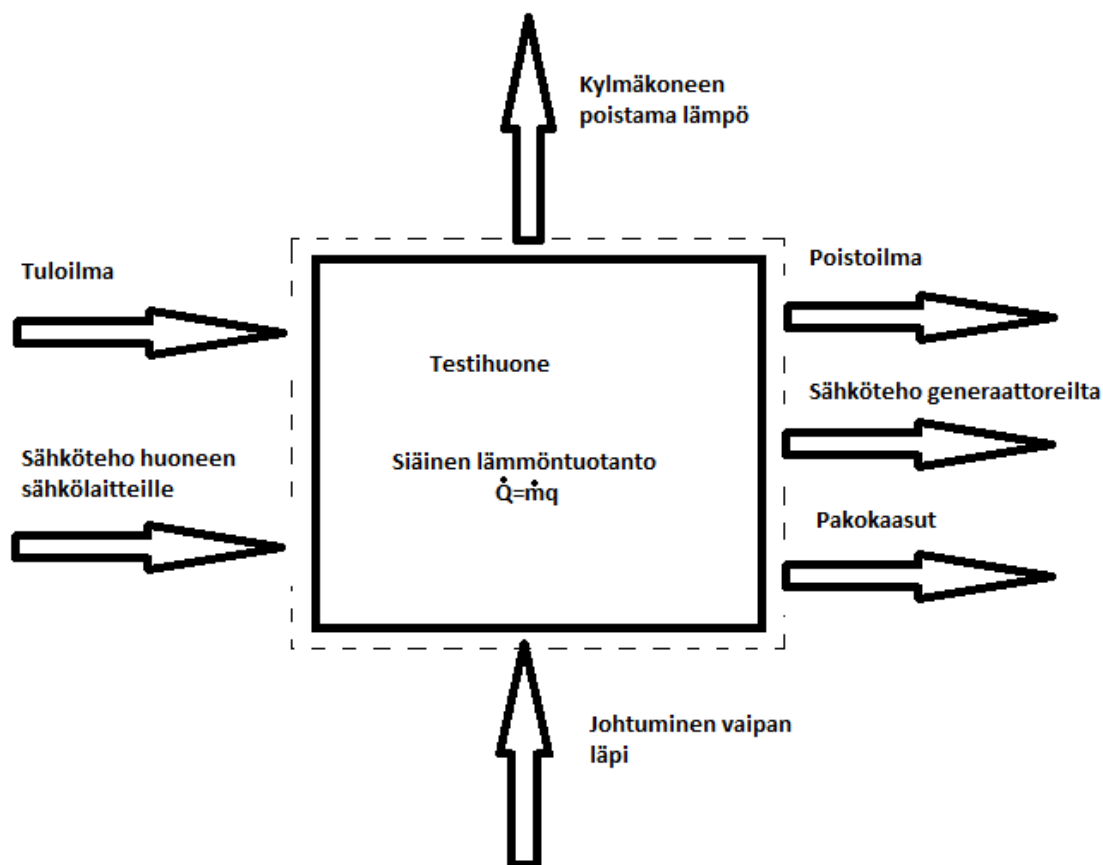
Lämpökuormien laskenta perustuu testihuoneelle tehtävään termodynaamiseen analyysiin. Testihuoneen selkeästi suurin lämpökuorma on peräisin polttoaineen poltossa syntyvästä lämmöstä. Polttoaineen energia jakautuu moneen osaan, näitä poltosta peräisin olevien energian osavirtauksien laskentaa tarkastellaan seuraavissa luvuissa 5.1-5.6. Myös testattavan traktorin apulaitteet aiheuttavat lämpökuormia. Näitä apulaitteiden lämpökuormien laskentaa tarkastellaan kappaleessa 5.6. Kaikki traktorin huoneeseen luovutettava lämpö on viime kädessä peräisin polttoaineesta. Muita testihuoneen lämpökuormia ovat huoneen vaipan läpi johtuva lämpö, testihuoneen ilmanvaihdon mukana siirtyvä lämpö ja traktoriin kuulumattomista sähkölaitteista, kuten puhaltimista ja valaisimista, huoneeseen tuleva lämpö.

Lämpökuormien laskenta perustuu mittauksiin ja niiden perusteella tehtäviin laskelmiin. Moottorin polttoaineen ja imuilman kulutus tunnetaan, sillä ne ovat työn tilaajalta saatuja työn lähtöarvoja. A.J Martyr ja M.A Plint esittelevät 30-30-30-10-säännön. [30, s.43] Sääntö on tapa arvioida polttomoottorin polttoainetehon jakautumista eri energiavirtoihin. Säännön mukaan polttoainetehosta 30 % saadaan muutettua akselitehoksi, 30 % polttoainetehosta poistuu pakokaasujen mukana, 30 % polttoainetehosta poistuu jäähdyttimen kautta ja 10 % polttoainetehosta poistuu säteilemällä ja konvektiolla moottorin kuumista pinoista. Sääntö antaa vertailukohdan laskentaan ja mittausten poiketessa suuresti säännön antamista suhteista, voi mittausten oikeellisuutta epäillä. Kuvassa 17 on havainnollistettu moottorin ympärille asetetun kontrollitilavuuden rajan ylittäviä energiavirtoja.



Kuva 17. Moottorin energiatase. Nuolet kuvaavat moottorin ympärille asetetun kontrollitilavuuden ylittäviä energiavirtoja.

Myös testihuone voidaan asettaa vastaavalla tavalla kontrollitilavuuden sisälle. Huoneen toimiessa ideaalisesti voidaan kontrollitilavuuden ylittävät aine- ja energiavirrat jaotella kuvan 18 mukaisella tavalla. Ideaalisella toiminnalla tarkoitetaan sitä, ettei esimerkiksi huoneen vaippa vuoda ilmaa. Ideaalisessa tilanteessa huoneesta poistuvia massavirtoja ovat ainoastaan traktorin pakokaasuvirta ja poistoilmavirta. Huoneeseen tulee ainoastaan yksi massavirta, tuloilmavirta.



Kuva 18. Kaaviokuva testihuoneen aine- ja energiataseesta.

Kuvassa 18 sisäinen lämmöntuotanto viittaa polttoaineen polttamisesta vapautuvaan lämpöön. Osa polttoaineen poltossa vapautuvasta lämmöstä muutetaan akselityöksi ja vietään generaattoreille. Generaattoreiden tuottama sähköenergia johdetaan testihuoneen ulkopuolelle. Lämpövirran suunta huoneen vaipan läpi riippuu ulko- ja sisälämpötiloista.

5.1 Polttoainetehto

Testattavien traktorien polttoaineena on dieselöljy. Dieselöljy on kaupp nimi hiilivetyjen seokselle, jonka komponenttien kiehumispiste on 180-380 °C. Ajoneuvoissa käytettävissä dieselmoottoreissa sylinterissä puristetaan puristustahdin aikana vain ilmaa, joka kuumenee puristuksessa voimakkaasti. Oikealla hetkellä puristustahdin lopussa sylinteriin ruiskutetaan polttoainetta kovalla paineella, joka syttyy kuuman ilman vaikutuksesta. Tästä polttoaineen palamisprosessista on peräisin kaikki traktorin käyttämä energia ja suurin osa testihuoneen lämpökuormista.

Kaikista moottorin ympärille asetetun kontrollitilavuuden rajat ylittävistä massavirroista polttoaineen massavirta on pienin. Tästä huolimatta polttoaineen mukana systeemiin virtaa kaikkein suurin energiasisältö. Polttoaineen mukana kemiallisena energiana systeemiin menevä energia saadaan yhtälöstä (5.1).

$$\dot{Q}_{pa} = \dot{m}_{pa}q_{pa} = \dot{V}_{pa}q_{pa,v}, \quad (5.1)$$

jossa \dot{m}_{pa} on polttoaineen massavirta, q_{pa} on polttoaineen lämpöarvo, \dot{V}_{pa} on polttoaineen massavirta ja $q_{pa,v}$ on polttoaineen lämpöarvo tilavuusyksikköä kohti.

5.2 Moottorin imuilmavirta ja korvausilma

Nykyaikaiset traktorien dieselmoottorit ovat turboahdettuja ja niiden ilmakerroin on suuri. Lisäksi moottorit ovat useimmiten varustettu ahtimen jälkeistä imuilmaa jäähdyttävillä välijäähdyttimillä. Nämä tekijät lisäävät polttoilman määrää ainakin, jos vertailukohtana on ahtamaton ottomoottori, jossa ilmakerroin hyvin tarkasti tasan yksi. Moottorin käyttämä ilmamäärä on tärkeä mitoitus tekijä jäähdytyksen mitoituksessa, sillä moottorin käyttämä ilma poistuu testihuoneesta ja se on korvattava ympäristöstä otetulla ilmalla. Ympäristön ilman lämpötila on lähes varmasti testisolun -25 °C asteen mitoituslämpötilaa korkeammassa lämpötilassa. Ulkoa otettu raikas ilma pitää jäähdyttää ja siksi se on jäähdytyskoneen kannalta lämpökuorma.

Ilma on kaasuseos, joka koostuu suurimmaksi osaksi typestä ja hapesta. Ilma sisältää käytännössä aina myös pienen määrän vesihöyryä. Ilman sisältämä vesihöyry on, pienestä suhteellisesta osuudestaan huolimatta, jäähdytyskoneen mitoituksen kannalta olennainen tekijä. Kun ilmaa jäähdytetään alle kastepisteen, alkaa vesihöyry tiivistyä ja vesihöyryn sisältämä latentti lämpö vapautuu ympäristöön. Jotta jäähtyminen voi jatkua, täytyy myös latentti lämpö poistaa. Veden latentti lämpö on suuri ja tästä syystä se aiheuttaa merkittävän lämpökuorman jäähdytyskoneelle. Tämä lämpökuorma jakaantuu kahteen osaan: tuntuvaan lämpöön ja latenttiin lämpöön. Tuntuva lämpö tarkoittaa lämpötilan alentamiseksi vaadittavaa lämmön poistoa. Latentti lämpö tarkoittaa veden kondensoimiseksi vaadittavaa lämmönpoistoa. Veden kondensoiminen ei muuta lämpötilaa. Imuilman korvaamiseksi tarvittavan ilman mukana testihuoneeseen tulevan energia suuruus saadaan kaavasta (5.2).

$$\dot{Q}_i = r_i \dot{V}_i (h_y - h_s), \quad (5.2)$$

jossa r_i on ilman tiheys, \dot{V}_i on ilman tilavuusvirta, h_y on ympäristön ilman ominaisentalpia mitoitus tilanteessa ja h_s on testisolun ilman ominaisentalpia mitoitusolosuhteissa. Yhtälössä (5.2) esiintyvä entalpiian muutos voidaan jakaa kahteen osaan, latentin ja tuntevan entalpiian muutokseen.

Yhtälössä (5.3) on esitetty tuntuvan entalpian muutos vesihöyryn ja veden ominaislämpökapasiteetin avulla: [3, s.35]

$$\Delta h_t = (t_y - t_s)(c_i - x_2 c_h), \quad (5.3)$$

jossa $t_y - t_s$ ympäristön ja systeemin lämpötilojen erotus, c_i on ilman ominaislämpökapasiteetti, x_2 on vesihöyryn osuus ilmassa prosessin lopussa ja c_h vesihöyryn ominaislämpökapasiteetti. Prosessissa ilmasta ei poistu kaikki vesihöyry. Osa vesihöyrystä pitää jäädyttää systeemin lämpötilaan.

Ilman latentin lämmön muutos voidaan laskea yhtälöstä (5.4):

$$\Delta h_l = (x_y - x_s)h_{f,H_2O}, \quad (5.4)$$

jossa $x_y - x_s$ on ilman absoluuttisen vesihöyrypitoisuuden muutos ja h_{f,H_2O} on veden höyrystymislämpö.

Ilman jäädytyksessä kondensoituvan veden massavirta voidaan laskea yhtälöstä (5.5). Jos ilmaa ei lämmitetä kastepisteeseen asti edenneen jäädytyksen jälkeen, jää on ilman suhteellinen kosteus 100 % ja ilman sisältämä vesihöyry kondensoituu mahdollisille ilmaa kylmemmille pinnoille.

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_i(x_1 - x_2), \quad (5.5)$$

jossa \dot{m}_{H_2O} on kondensoituvan veden massavirta, \dot{m}_i on ilman massavirta ja $(x_1 - x_2)$ on jäädytettävän ilman absoluuttisen kosteuden muutos.

Huoneen ilmanvaihdon tilavuusvirran määrää moottorin imuilman tarve. Imuilman tilavuusvirran mitoitusarvona käytetään suurimman testisolussa testattavan moottorin imuilmantarvetta täydellä teholla.

Moottorin imuilmavirrat ilmoitetaan usein massavirtoina, mutta mitoitusyössä tarvitaan usein myös ilman tiheyttä ja tilavuusvirtaa. Esitellään seuraavaksi vielä lyhyesti yhtälöt, joilla ilman tai muun kaasun massavirta saadaan muutettua tilavuusvirraksi. Seuraava menetelmä perustuu ideaalikaasun tilanyhtälöön ja on siten pätevä vain rajatulla alueella. Ideaalikaasun tilanyhtälön kyky mallintaa todellisia kaasuja riippuu kaasun koostumuksesta, paineesta ja lämpötilasta. Tässä työssä laskettavat kaasut ovat kylmäainetta ja lukuun ottamatta normaalissa ilmanpaineessa ja kaasujen lämpötilat ovat melko korkeita (ainakin kaukana faasimuutoksesta), joten ideaalikaasun tilanyhtälö on pätevä työkalu ilman tiheyden laskentaan. Edellisestä poikkeuksena on vesihöyry, josta jopa suurin osa

käy läpi faasimuutoksen. Ilman vesihöyryn absoluuttinen osuus on kuitenkin niin pieni, että se ei aiheuta merkittävää virhettä tiheyden laskennassa.

Ideaalikaasun tilanyhtälö: [10, s.135]

$$pV = nRT, \quad (5.6)$$

jossa p on paine, V on tilavuus, n on ainemäärä, R on yleinen kaasuvakio ja T on kaasun lämpötila.

Tiheyden määritelmä:

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad (5.7)$$

jossa m on massa ja V on tilavuus.

Ainemäärä: [10, s.135]

$$n = \frac{m}{M_m}, \quad (5.8)$$

jossa M on aineen moolimassa.

Nyt sijoittamalla ideaalikaasun tilanyhtälöön (5.6) ainemäärän yhtälön (5.8) oikea puoli, saadaan:

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{pM_m}{RT} \quad (5.9)$$

Yhtälö (5.9) mahdollistaa kaasun tiheyden laskemisen, kun kaasun koostumus, paine ja lämpötila tunnetaan.

Massavirran ja tilavuusvirran yhteys on esitelty yhtälössä (5.10): [10, s.54]

$$\dot{m} = \dot{V}\rho = Av_{av}\rho, \quad (5.10)$$

jossa ρ on virtaavan aineen tiheys, A virtausta vastaan kohtisuoran poikkipinnan ala ja v_{av} on virtauksen keskinopeus poikkipinnan läpi.

Esitellään vielä ilmanvaihdon suuruutta suhteessa tuuletettavaan tilaan kuvaava luku, ilmanvaihtokerroin. Ilmanvaihtokerroin määritellään yhtälöllä (5.11): [36]

$$n_{iv} = \frac{\dot{V}_{poisto}}{V_s}, \quad (5.11)$$

jossa \dot{V}_{poisto} on poistoilman tilavuusvirta ja V_s on tarkasteltavan tilan tilavuus. Ilmanvaihtokerroin ilmoittaa, siis kuinka monta kertaa tilan ilma vaihtuu laskennallisesti aikayksikössä. Ilmanvaihtokertoimen yksikkö on usein: ”kerta tunnissa” eli [1/h].

Myös välijäähdyttimen imuilmasta poistamasta lämmöstä muodostuu lämpökuorma testihuoneeseen. Välijäähdyttimen poistama lämpö pienentää imuilman ominaistilavuutta, jolloin sylintereihin menevää ainevirtaa saadaan kasvatettua ja näin moottorin ominaisteho nostettua. Myös sylinterissä tapahtuvan puristuksen loppulämpötila laskee välijäähdytyksen ansiosta, jolloin puristussuhdetta voidaan nostaa materiaalien tästä kärsimättä. Välijäähdyttimen testihuoneeseen luovuttama lämpö voidaan laskea jäähtyvän ilman entalpian muutoksesta:

$$\dot{Q}_{vj} = c_{p,i} \rho_i \dot{V}_i (T_{out} - T_{in}), \quad (5.12)$$

jossa $c_{p,i}$ on imuilman ominaislämpökapasiteetti, \dot{V}_i on imuilman tilavuusvirta, ρ_i on imuilman tiheys ja $T_{out} - T_{in}$ on imuilman lämpötilaero välijäähdyttimen sisäänmenossa ja ulostulossa.

5.3 Jäähdytysnestekierto

Jäähdytysneste poistaa lämpöä moottorista ja siirtää sen ympäristöön jäähdyttimen kautta. Jäähdytysnesteen lämpö on peräisin polttoaineesta. Jäähdytin on yleensä alumiininen kenno, jossa jäähdytysneste virtaa pystysuuntaisia ohuita kanavia pitkin. Kanavien ulkopinnoissa on kiinni tiheä rivasto, joka nostaa koko jäähdyttimen pinta-alan hyvin suureksi. Jäähdyttimen ulkopuolista lämmönsiirtokerrointa parannetaan vielä tarvittaessa pakotetulla konvektiolla. Pakotettu konvektio saadaan aikaan jäähdyttimen eteen asennetulla aksiaalipuhaltimella. Jäähdytysnestekierron avulla moottorista tapahtuvan lämmönpoiston syy on materiaalien kestävyys. Energiateknisessä mielessä jäähdyttimen kautta ympäristöön poistettava lämpö on hukkaan heitettyä energiaa.

Jäähdyttimen moottorista poistama lämpövirta voidaan laskea yhtälöstä (5.13):

$$\dot{Q}_j = c_{p,j} \rho_j \dot{V}_j (T_{out} - T_{in}), \quad (5.13)$$

jossa $c_{p,j}$ on jäähdytysnesteen ominaislämpökapasiteetti, \dot{V}_j on jäähdytysnesteen tilavuusvirta, ρ_j on jäähdytysnesteen tiheys ja $T_{out} - T_{in}$ on jäähdytysnesteen lämpötilaero kontrollitilavuuden rajoilla eli tässä tapauksessa jäähdyttimen sisäänmenossa ja ulostulossa.

5.4 Moottorin pakokaasut

Polttomoottorin lämmöntuonti tapahtuu polttamalla sylinteritilassa polttoaineen ja ilman seosta. Tästä syntyy kuumia kaasuja, jotka laajetessaan tekevät työtä mäntään ja jäähtyvät. Mäntään tehty työ on siis peräisin sylinterissä laajenevan kaasuseoksen entalpiasta. Turboahdetussa moottorissa pakokaasut tekevät työtä vielä pakosarjan lopussa sijaitsevaan turbiiniin jolloin niiden entalpia laskee edelleen. Turbiiniin tehtyä työtä käytetään samalla akselilla olevan ahtimen pyörittämiseen. Vaikka moottorin hyötysuhteen kannalta olisi parasta, jos pakokaasut saisivat paisua mahdollisimman pitkälle ja näin luovuttaa kaiken mahdollisen entalpian, on tällainen moottori kuitenkin erittäin vaikea toteuttaa. Käytännössä moottorista purkautuvat pakokaasut ovat yleensä useita satoja asteita ympäristön lämpötilaa korkeammassa lämpötilassa ja siten niiden entalpia on edelleen korkea verrattuna ympäristön ilmaan. Pakokaasut luovuttavat osan lämmöstään virratessaan metallisen pakoputkiston läpi. Tämän jälkeen pakokaasut johdetaan huoneen ulkopuolelle erillisellä poistokanavalla. Näiden putkistojen seinien läpi johtuvasta lämmöstä syntyy lämpökuormia testihuoneeseen.

Asettamalla moottorin ympärille kontrollitilavuuden, voidaan moottorin ainetase määrittää. Moottorissa massa ei häviä, eikä sitä varastoidu mihinkään. Moottori toteuttaa siis jatkuvuusyhtälön (5.14). Todellisuudessa tässä työssä tarkasteltavan moottorin imu- ja pakoventtiilit aukeavat ja sulkeutuvat joka toisella moottorin kierroksella. Maksimitohon pyörimisnopeudella 2100 r/min tämä tapahtuu 17,5 kertaa sekunnissa. Tästä johtuen kontrollitilavuuden rajat ylittävien massavirtojen suuruudet eivät ole milloinkaan aivan tasaiset ajan suhteen. Kuitenkin moottorin käsittelyä stationäärissä tilassa toimivana koneena voidaan pitää riittävän hyvänä oletuksena.

Jatkuvuusyhtälö (5.14): [10, s.225]

$$\rho_{1,s}\dot{V}_{1,s} + \dots + \rho_{i,s}\dot{V}_{i,s} = \rho_{1,u}\dot{V}_{1,u} + \dots + \rho_{i,u}\dot{V}_{i,u}, \quad (5.14)$$

jossa alaindeksi s viittaa kontrollitilavuuden sisään menevään virtaukseen ja u viittaa kontrollitilavuudesta ulos tulevaan virtaukseen. Jatkuvuusyhtälö yksinkertaisesti toteaa saman massavirran menevän kontrollitilavuuden sisään ja tulevan ulos. Jatkuvuustilassa edellinen on totta kaikilla ajan hetkillä. Pakokaasujen massavirta on siis yhtä suuri kuin imuilman massavirta ja polttoaineen massavirta yhteensä. Moottoriin sisään menevien ja ulostulevien ainevirtojen mukana siirtyville lämpövirroille voidaan kirjoittaa energiatase.

Moottorin ainevirtojen energiatase (5.15):

$$\dot{Q}_{pk} = c_{p,pk}\rho_{pk}\dot{V}_{pk}T_{pk} - c_{p,i}\rho_i\dot{V}_i T_i - c_{p,pa}\rho_{pa}\dot{V}_{pa}T_{pa}, \quad (5.15)$$

jossa \dot{Q}_{pk} on pakokaasujen mukana poistuva polttoaineen reaktioentalpiasta peräisin oleva lämpö, alaindeksi pk viittaa pakokaasuun, alaindeksi i viittaa imuilmaan ja pa viittaa polttoaineeseen. Myös polttoaineen höyrystyminen ennen palamista vaatii energiaa, mutta tämä energian kulutus on otettu huomioon polttoaineen lämpöarvossa.

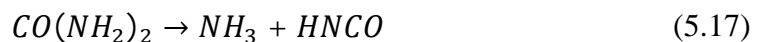
Tässä työssä tarkasteltavat traktorit ovat varustettu diesel oxidation catalyst (DOC) -katalysaattorilla. DOC-katalysaattorin tehtävänä on poistaa pakokaasuista palamattomat hiilivedyt. Hiilivetyjen hapettaminen on eksoterminen reaktio ja siten se vaikuttaa pakokaasujen lämpötilaan nostavasti. Laskettaessa pakokaasujen luovuttamaa lämpöä, oletetaan polttoaineen palaminen sylinterissä täydelliseksi, jolloin DOC-katalysaattori ei vaikuta pakokaasun lämpötilaan.

Pakokaasujen huoneeseen luovuttaman lämpökuorman laskentaa vaikeuttaa urea-SCR katalysaattori ja siihen liittyvät pakoputken sisällä tapahtuvat reaktiot. SCR on lyhenne sanoista selective catalytic reduction. SCR-järjestelmän tehtävä on vähentää pakokaasujen typenoksidipitoisuuksia. SCR-järjestelmä ruiskuttaa pakoputkeen urean vesiliuosta, jonka vahvuus on 32,5 m-%. Ruiskutus tapahtuu virtaussunnassa ennen SCR-katalysaattoria. Käydään seuraavaksi läpi SCR-järjestelmään liittyviä kemiallisia reaktioita, jotta niihin liittyvä reaktiolämpö voidaan selvittää. Esitellään vielä Hessin lakiin perustuva yhtälö, jolla reaktioentalpia voidaan laskea kullekin reaktiolle. [41, s.386]

$$\Delta H_{reaktio} = \sum \Delta H_f(\text{tuotteet}) - \sum \Delta H_f(\text{lähtöaineet}), \quad (5.16)$$

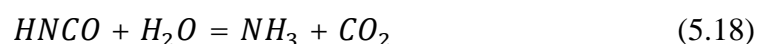
jossa ΔH_f on aineen muodostumisentalpia standarditilassa olevista lähtöaineista.

SCR-prosessissa vesi höyrystyy pakokaasujen lämmön vaikutuksesta ja urea hajoaa ensimmäisessä vaiheessa isosyaanihapoksi ja ammoniakiksi reaktioyhtälön (5.17) mukaisesti. [26]



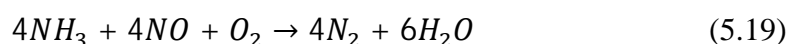
Tälle reaktiolle reaktioentalpia on $\Delta H_f = 186 \text{ kJ/mol}$.

Seuraavassa vaiheessa isosyaanihapo reagoi pakokaasujen joukossa olevien vesimolekyylien kanssa ja reaktiotuotteina syntyy ammoniakia ja hiilidioksidia.

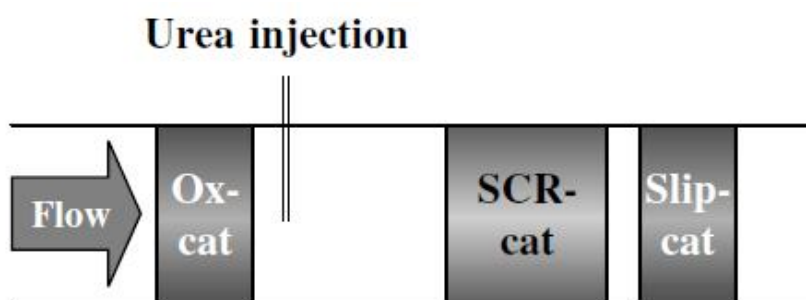


Tälle reaktiolle reaktioentalpia on $\Delta H_f = -96 \text{ kJ/mol}$.

Jokaista ureamolekyyliä kohti syntyy kaksi typenoksideja pelkistävää ammoniakkimolekyyliä. Edelliset reaktiot tapahtuvat pakokaasujen kuumuuden vaikutuksesta enimmäkseen jo ennen katalysaattoria. Sen sijaan typenoksidien pelkistys typeksi tapahtuu katalyytin läsnä ollessa. Dieselmoottorin tuottamista typenoksideista enemmän kuin 90 % on typpimonoksidia(NO), joten rajataan typenoksidien tarkastelu typpimonoksidiin [26]. Typpimonoksidi pelkistyy typpimolekyyliksi ja vedeksi seuraavan reaktioyhtälön (5.19) mukaisesti.



Tämä reaktio on eksoterminen, sillä sen reaktiolämpö $\Delta H_f = -901,6 \text{ kJ/mol}$. Reaktiolämpö on laskettu yhtälöstä (5.16).



Kuva 19. Periaatekuva DOC-katalysaattorin, urearuiskutuksen ja SCR-katalysaattorin sijoituksesta pakokaasuvirrassa. Slipcat on joissakin järjestelmissä käytettävä katalysaattori ylimääräisen ammoniakkin hajottamiseen. [17]

Pakolinjan lämmön luovutus ilman putken sisäisiä reaktioita voidaan laskea yhtälöstä (5.20).

$$\dot{Q}_{pk} = c_{p,pk} \rho_{pk} \dot{V}_{pk} (T_1 - T_2), \quad (5.20)$$

jossa $(T_1 - T_2)$ on pakokaasun lämpötilan muutos pakolinjan matkalla. Pakokaasun lämpötila mitataan turboahtimen turbiinipesän jälkeen, jolloin pakokaasun entalpian lasku turbiinilla ei häiritse mittausta.

Urean ruiskutus lopetetaan ja SCR-katalysaattorin toiminta lakkaa pakokaasun lämpötilan laskiessa alle $200 \text{ }^\circ\text{C}$ asteen.

5.5 Moottorin akseliteho

Polttomoottorista saatava akseliteho mitataan kampiakselin päästä. Polttomoottorin akseliteho on aina jokin osuus polttoainetehosta. Tätä akselitehon ja polttoainetehon suhdetta

kutsutaan hyötysuhteeksi. Hyötysuhdetta heikentävät erilaiset kitkahäviöt kiinteiden pintojen välillä, imu- ja pumppaushäviöt, jäähdytyshäviöt, moottorin apulaitteiden kuluttama energia ja pakokaasuhäviöt. Kuitenkin vaikka kaikki edelliset häviöt kyettäisiin poistamaan ei moottorin hyötysuhde voisi olla 100 %. Termodynamiikan toisesta pääsäännöstä seuraavan Carnot-hyötysuhteen määritelmän mukaan lämpövoimakoneen hyötysuhde ei voi olla 100 % ellei lämmönpoisto tapahdu absoluuttisessa nollapisteessä tai lämmön tuonti tapahdu äärettömän korkeassa lämpötilassa. Molemmat ovat ilmiselvästi mahdotomia vaatimuksia. Moottori ei siis voi ottaa tiettyä lämpöä ja poistaa kaikkea tätä energiaa työnä.

Hyötysuhdetta pidetään moottorin hyvyyden mittana, sillä polttomoottorista saatavalle lämpöteholle on vaikea keksiä käyttöä ja usein se siirtyykin vain ympäristöön. Tässä prosessissa entropia kasvaa ja energia menetetään. Kylmissä olosuhteissa polttomoottorin lämpötehoa voidaan kuitenkin jonkin verran käyttää hyödyksi esimerkiksi ohjaamon lämmityksessä ja lasien huurteen poistossa.

Polttomoottorien hyötysuhteet asettuvat parhaimmillaankin 40 % suuruusluokkaan. Lämpöteho on siis aina suurempi kuin akseliteho. Tässä työssä tarkasteltavien moottorien hyötysuhteet lasketaan mittauksin saatujen tietojen perusteella. Moottorin hyötysuhde riippuu kuormituksesta, kierrosluvusta ja käyttöolosuhteista.

Akseliteho hyötysuhteen ja polttoainetehon suhteen lausuttuna:

$$P_m = \eta_m \dot{Q}_{pa}, \quad (5.21)$$

jossa P_m on moottorin mekaaninen teho ja η_m on moottorin hyötysuhde.

Toisaalta moottorin akseliteho voidaan laskea myös kierrosluvun ja vääntömomentin avulla. Moottorin tehon mittauksessa hyödynnetään tätä vääntömomentin, tehon ja kierrosluvun välistä yhteyttä.

Akseliteho vääntömomentin ja kierrosluvun suhteen lausuttuna:

$$P_m = M\omega, \quad (5.22)$$

jossa M on akselia vääntävä momentti ja ω on akselin kulmanopeus.

Kuten aiemmin termodynamiikan yleisessä teoriassa todettiin, systeemin rajan ylittävät energisvirrat jaetaan kahteen osaan: lämpöön ja työhön. Jos moottori asetetaan kontrollitulavuuden sisälle, ylittää akseliteho kontrollitulavuuden rajan työnä eikä siis aiheuta siinänsä lämpökuormaa. Moottorin akseliteho on kuitenkin lämpökuormien kannalta tärkeä tunte, sillä moottorin akseliteho menee voimansiirrolle, jolla silläkin on oma hyötysuhteensa. Lopulta moottorilta peräisin oleva akseliteho käytetään generaattorien roottorien

pyörittämiseen magneettikentässä. Tässä prosessissa akseliteho muutetaan sähkömagneettisella induktiolla jälleen uuteen muotoon, sähkötehoksi.

5.6 Traktorin voimansiirto ja apulaitteet

Myös voimansiirron voi nähdä systeeminä, jonka voi erottaa ympäristöstä kontrollitilavuudella. Myös voimansiirrolle voi moottorin tavoin tehdä energiataseen siten, että jatkuvuustilassa kaikki kontrollitilavuuden sisään menevät energiavirrat tulevat myös ulos. Voimansiirto eroaa moottorista kuitenkin siinä, että sen hyötysuhteelle ei ole mitään Carnot –hyötysyhteen kaltaista teoreettista ylärajaa, joka olisi jotain muuta kuin 100 %. Voimansiirtoon energia tulee työnä, mutta vain osa tästä energiasta lähtee työnä. Loput energiasta muuttuu lämmöksi, siten myös voimansiirto aiheuttaa lämpökuorman testisoluuun. Voimansiirrossa tapahtuvien häviöiden taustalla erityyppiset kitkamekanismit, joihin tässä työssä ei syvennytä enempää. Sen sijaan voimansiirron lämmöntuotanto lasketaan mitattujen tietojen pohjalta. Yhtälö (5.22) esittää mekaanisen tehon ja lämmöntuotannon suhteen hyötysuhteen avulla. Tämä yhtälö soveltuu myös generaattoreille.

Voimansiirron lämpöteho:

$$\dot{Q}_v = (1 - \eta_v)P_m, \quad (5.23)$$

jossa η_v voimansiirron mekaaninen hyötysuhde ja P_m moottorilta saatava akseliteho.

Vastaavasti myös traktorin apulaitteiden aiheuttama lämpökuorma otetaan huomioon hyötysuhteen avulla. Kaikkien apulaitteiden kuluttama mekaaninen- tai sähköteho muuttuu testisolussa lämmöksi. Näiden laitteiden lämpökuorma saadaan suoraan valmistajalta.

5.7 Testihuoneen vaipan läpi johtuva lämpökuorma

Testihuoneessa simuloidaan monenlaisia olosuhteita ja toisaalta testihuoneen ympäristön olosuhteet vaihtelevat. Nämä tekijät vaikuttavat vaipan läpi johtuvaan lämpökuormaan. Näiden syiden takia testihuoneen mitoitukseen valitaan mitoituspiste, joka edustaa suurinta ympäristön ja testihuoneen olosuhteiden aiheuttamaa kuormaa testihuonetta jäähdyttävälle kylmäkoneelle. Myös vaipan, eli seinien, yläpohjan ja alapohjan lämmönsiirto-ominaisuudet pitää määrittää. Vaipan ominaisuuksille pitää valita mahdollisimman edustavat arvot siten, että seinien lämmöneristykyky on riittävä ja toisaalta eristepaksuus pysyy järkevissä rajoissa. Suuret eristepaksuudet nostavat kustannuksia, joten eristeiden materiaalin ja paksuuden valinta on teknistaloudellinen optimointitehtävä.

Suomen rakentamismääräyskokoelmassa on esitetty yhtälö (5.24) rakennuksen vaipan läpi johtuvan lämpöhäviön laskentaan. [37] Yhtälö soveltuu testihuoneen vaipan läpäisevän lämpövirran laskentaan.

$$\dot{Q}_{joht} = \sum(U_{us}A_{us}) + \sum(U_{ap}A_{ap}) + \sum(U_{yp}A_{yp}) + \sum(U_{muut}A_{muut}), \quad (5.24)$$

jossa U on rakenneosan lämmönläpäisykerroin (ts. U -arvo) ja A on rakenne osan pinta-ala. Alaindeksi us viittaa ulkosieniin, ap viittaa alapohjaan, yp viittaa yläpohjaan ja $muut$ viittaa muihin rakanteisiin, jotka eristävät ulko- ja sisätilan, kuten ikkunoihin ja oviin. Lämmönläpäisykerroin kertoo lämpövirran suuruuden jotakin poikkipinta-alaa ja lämpötilaeroa kohti. Yhtälössä (5.25) on määritelty lämmönläpäisykerroin johtumiselle: [37]

$$U = \frac{q}{\Delta T} = \frac{1}{\sum R}, \quad (5.25)$$

jossa q on lämpövirran tiheys ja ΔT on lämpötilaero rakenteen eri puolilla ja $\sum R$ on kaikkien rakenteen lämmönsiirtovastuksien summa.

6. LÄMPÖKUORMIEN LASKENTA

Tässä kappaleessa suoritetaan lämpökuormien laskenta hyödyntämällä kappaleessa viisi ja sen alakappaleissa esiteltyä teoriaa. Lämpökuormien laskenta on pyritty jakamaan loogisiin osakokonaisuuksiin, jotka mukailevat kappaleen viisi jakoa.

Lämpökuormien laskennassa joudutaan tekemään erilaisia oletuksia, sillä suunnitteluvaiheessa kaikkia testihuoneen lämpökuormiin vaikuttavia tekijöitä ei tunneta. Oletuksien huolellinen pohdinta on välttämätöntä laskennan mallinnuskyvyn kannalta. Esimerkiksi testihuonetta ympäröivän ympäristön olosuhteet pitää valita. Näistä laskennassa tehtävistä oletuksista lisää kunkin lämpökuorman kappaleessa.

6.1 Ulko- ja sisäilman mitoituspisteet

Jotta huoneen lämpökuormien suurimpia arvoja voidaan arvioida, pitää huoneen ja ympäristön ilman kosteus ja lämpötila valita. Valintojen on tarkoitus edustaa kylmälaitoksen kannalta suurinta kuormaa, jolle kone mitoitetaan. Testihuoneen sisälämpötilan alin arvo on -25 °C astetta, joka on tilaajalta saatu vaatimus testihuoneen alimmaksi lämpötilaksi. Kylmälaitoksen kannalta suurin kuorma syntyy silloin, kun ympäristön ja jäähdytettävän tilan lämpötilaero on suurimmillaan. Testihuoneen ilman suhteellinen kosteus alimmassa lämpötilassa pitää myös valita. Ilman suhteellinen kosteus on ulkoilmassa keskimäärin korkeampi kylmissä lämpötiloissa kuin lämpimissä. Rakentamismääräyskokoelman säätilastojen mukaan vyöhykkeellä kolme kaikkien alle -20 °C lämpötilojen suhteellisten kosteuksien keskiarvo on 81 %. [38] Testihuoneen ilman kosteus jäähdytyksen jälkeen on kuitenkin tätäkin korkeampi, sillä veden poistamiseksi ilmasta tarvittaisiin muuten vielä mitoituspistettä selkeästi alhaisempia lämpötiloja. Valitaan sisäilman suhteelliseksi kosteudeksi 98 % mitoituspisteessä. Vaikka ilman suhteellinen kosteus on suuri, ei kondensatiovaaraa pinnoille ole, sillä ilma ainoastaan lämpenee ja suhteellinen kosteus alenee jäähdytyksen jälkeen.

Ympäristön korkeimman lämpötilan valintaan käytetään Suomen rakentamismääräyskoelmasta löytyviä säätietoja. Suomi on jaettu säätietojen osalta neljään säävyöhykkeeseen. Valitaan tarkasteluun säävyöhyke kolme. Tämän vyöhykkeen säätietojen mittauspiste sijaitsee Jyväskylän lentoasemalla. Energialaskentaan tarkoitettun rakentamismääräyskokoelman säätilaston laskenta perustuu standardiin SFS EN ISO 15927-4:2005. Tilasto koostuu todellisuudessa esiintyneistä tyyppikuukausista, jotka ovat valittu tilastollisilla menetelmillä pitkän ajan kattavasta aineistosta. [38]

Ympäristön korkeimman mitoituslämpötilan valinnan voi tehdä monella tavalla. Yksinkertaista olisi valita vain korkein säätiedoissa esiintyvä lämpötila. Tällainen menettely johtaa kuitenkin helposti kylmälaitoksen ylimitoitukseen. Rakentamismääräyskokoelman

säätilastoissa yli 25 °C asteen lämpötiloja esiintyy säävyöhykkeellä kolme ainoastaan 25 tuntia vuodessa. Yli 24 °C asteen lämpötiloja esiintyy 41 tuntia vuodessa. Kaikkien vuoden aikana esiintyvien yli 20 °C asteen lämpötilojen keskiarvo on 21,9 °C ja näitä tunteja on vuodessa 353.[38] Valitaan testihuoneen ympäristön mitoituslämpötilaksi 24 °C astetta. Tällöin ympäristön lämpötila on yli 99,5 % vuodesta alle ympäristön mitoituslämpötilan rakentamismääräyskokoelman tyyppivuonna.

Kylmälaitoksen jäähdytystehon kannalta suuri merkitys on myös ympäristön ilman kosteuspiitoisuudella. Jäähdytettäessä ilmaa osa kosteudesta tiivistyy jäähdyttävän lämmönsiirtimen pinnalle. Tällöin veden tiivistymisestä vapautuu faasimuutoslämpö, joka pitää myös poistaa kylmäkoneella. Suurin rakentamismääräyskokoelman säätiedoissa yli 20 °C lämpötilassa esiintyvä ilman suhteellinen kosteus on 74 %. Kuitenkin kaikkien yli 20 °C asteen lämpötilassa esiintyvien suhteellisten kosteuksien keskiarvo 47,8 %. Valitaan tämä ympäristön mitoitusilapisteeseen suhteelliseksi kosteudeksi.

6.2 Moottorin, voimansiirron ja apulaitteiden energiatase

Seuraavaksi määritetään Valtran traktoreissa käytettävän ja samaan konserniin kuuluvan AGCO Powerin valmistaman AWF74 moottorin ja siihen kytketyn voimansiirron energiatase, joka on laskettu dynamometri-, lämpötila- ja tilavuusvirtausmittauksilla saatujen tietojen pohjalta. Mittauksissa traktori oli kytketty voiman ulosoton (PTO) kautta pyörrevirtajarruun. Saadut lämpökuormat pitää vielä skaalata ylöspäin, sillä tilaajalta saatu polttoainetehovaatimus ei täyty AWF74 –moottorilla. Testihuoneessa pitäisi pystyä testaamaan traktoreja, joiden polttoaineen kulutus on 60 l/h. AWF74 – moottorilla suurin testissä mitattu polttoaineen kulutus oli 46,08 l/h. Mittauksista saadaan kuitenkin kertoimet, joita käytetään myöhemmin lämpökuormien skaalauksessa. Kuvassa 20 on esitetty moottorin yksinkertaistettu energiatasekaavio, jossa on eritelty eri lämmönlähteet. Kuvassa katkoviiva esittää kontrollitilavuuden taserajaa, jonka ylittävät energiavirrat on laskettu.

Kuten edellä jo todettiin, traktorista tehdyt mittaukset ja niistä tehdyt lämpökuormalaskelmat eivät täysin edusta sitä mitä testihuoneessa on tarkoitus testata. Tilaajan toiveesta testihuoneessa on tarkoitus pystyä testaamaan traktoreita, joiden polttoaineen kulutus on 60 l/h eli polttoaineteho on tällöin n. 603 kW. Jakamalla tämä polttoaineteho mittauksissa käytetyn traktorin polttoaineteholla saadaan laskettua skaalauskerroin, jota voidaan käyttää taulukon 3 lämpökuormien kertoimena. Näin saadaan laskettua arviot traktorin aiheuttamalle lämpökuormalle tilaajan määrittämällä polttoaineteholla. Suurin AWF74 -moottorista mitattu polttoaineteho teho on 463,5 kW, joten skaalauskerroimen arvoksi saadaan $603 \text{ kW} / 463,5 \text{ kW} = 1,30$.

Taulukkoon 4 on laskettu taulukossa 3 laskettujen lämpökuomien ja skaalauskerroimen avulla lämpökuorma-arviot traktorille, jonka polttoaineteho on 603 kW. Pakokaasujen pakolinjan läpi testihuoneeseen luovuttama lämpö on laskettu erikseen kappaleessa 6.3.

Taulukko 4. Edellä lasketun skaalauskerroimen avulla lasketut lämpökuormat. [34]

Ympäristön lämpötila:	°C	25,00	25,00	25,00	25,00
Kierrosluku:	<i>rpm</i>	1000,00	1500,00	1900,00	2100,00
Skaalattu lämpökuorma:	<i>kW</i>	234,33	257,66	303,69	307,85

6.3 Pakolinjan lämmönluovutus

Pakokaasut eivät purkaudu suoraan testihuoneeseen vaan ne johdetaan erillisellä putkella suoraan ulkoilmaan. Tästä huolimatta pakokaasut luovuttavat jonkin verran lämpöä testihuoneeseen, sillä kuuman putkiston pinnalta siirtyy lämpöä testihuoneeseen säteilemällä ja konvektiolla. Pakolinjan lämmönluovutuksen laskenta pintalämpötilojen avulla olisi hankala tehtävä putkiston monimutkaisen geometrian ja toisaalta putken molemmilla puolilla olevien huonosti tunnettujen virtausolosuhteiden takia. Selkeästi helpompi ja siten myös luotettavampi tapa on mitata pakokaasujen lämpötila putken alussa ja lopussa ja määrittää sitä kautta pakokaasujen entalpian muutos.

Taulukoista 5 ja 6 nähdään, että pakokaasujen lämpötila turbiinipesän jälkeen laskee moottorin kierrosluvun noustessa ja toisaalta tilavuusvirta luonnollisesti kasvaa. Moottorista pakokaasujen mukana poistuva suurin lämpövirta ei toteudu suurimmalla mitatulla kierrosluvulla, vaan se on suurimmillaan 1900 r/min kohdalla. Kuitenkin koko moottorin muu lämpökuorma testihuoneeseen on tämän mittausaineiston mukaan suurimmillaan suurimmalla mitatulla moottorin kierrosluvulla eli 2100 r/min. Seuraavaksi pyritään laskemaan pakolinjan lämmönluovutus testihuoneeseen kierrosluvuilla 1900 r/min ja 2100 r/min perustuen pakokaasun lämpötilan mittaukseen turbiinipesän jälkeen ja pakokaasun

lämpötilaan juuri ennen pakoputken ulostuloa. Laskennassa pyritään myös ottamaan huomioon SCR-katalysaattorin ja siihen liittyvän urean vesiliuoksen ruiskutuksen reaktiolämpö.

Tilaaajalta saadun tiedon mukaan moottorien urean vesiliuoksen keskikulutus on noin 5-6 % polttoaineen kulutuksesta. Valitaan tarkasteluun 5 % ureavesiliuoksen kulutus. Suurin mitattu polttoaineen kulutus on 0,0109 kg/s, jolloin ureavesiliuoksen kulutukseksi muodostuu 0,00055 kg/s. Tästä massavirrasta urean osuus 0,00018 kg/s. Nyt voidaan urean moolivirta laskea yhtälöstä (5.8). Urean moolimassa 60,06 g/mol.

$$\dot{n}_{CO(NH_2)_2} = \frac{0,00018 \text{ kg/s}}{0,0601 \text{ kg/mol}} = 0,0029 \text{ mol/s}$$

Jos ajatellaan jokaisen pakoputkeen ruiskutetun ureamolekyylin pelkistävän kaksi typpi-monoksidimolekyylä, voidaan typenoksidien poistossa sitoutuva lämpöteho laskea. Edellinen olettaa siis ihanteellisesti toimivan katalysaattorin, siten että jokainen ureamolekyylä tuottaa kaksi ammoniakkimolekyylä ja että jokainen ammoniakkimolekyylä pelkistää yhden typpi-monoksidimolekyylin. Näitä reaktioita havainnollistaa reaktioyhtälöt (5.17) ja (5.18). Tasapainotettu reaktioyhtälö (5.19) osoittaa kuinka neljä ammoniakkimolekyylä kykenee pelkistämään neljä typpi-monoksidimolekyylä. Lasketaan seuraavassa tämän reaktiosarjan vaatima energia:

$$\dot{Q}_f = 0,0029 \frac{\text{mol}}{\text{s}} \left(186 \frac{\text{kJ}}{\text{mol}} + \left(-96 \frac{\text{kJ}}{\text{mol}} \right) + \frac{1}{2} * \left(-901,6 \frac{\text{kJ}}{\text{mol}} \right) \right) = -1,06 \text{ kW}$$

Edellä olevasta laskusta käy ilmi, ettei SCR-prosessissa tapahtuvat kemialliset reaktiot kokonaisuudessaan sido energiaa. Päinvastoin energiaa vapautuu, mutta tämäkään energiamäärä ei ole testihuoneen lämpökuorman kannalta merkittävä verrattuna muihin lämpökuormiin.

Vastaavasti perustuen viiden prosentin ureavesiliuoksen kulutukseen voidaan laskea myös veden höyrystymisessä vaadittava lämpö. Tämä lämpö jäähdyttää pakokaasuja ja on siten vähennettävä pakoputken alku- ja loppupään entalpian välisestä muutoksesta arvioitaessa pakoputken lämmönluovutusta testihuoneeseen. Normaalipaineessa veden höyrystymiseen vaadittava energia on $h_v = 2257 \text{ kJ/kg}$. Olettamalla pakoputken sisälle normaalipaineen, voidaan ureavesiliuoksen mukana ruiskutetun veden höyrystymisenergia laskea.

$$0,00055 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * (1 - 0,325) * 2257 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 0,84 \text{ kW}$$

Myöskään tämä lämpövirta ei ole huomattavan suuri verrattuna pakokaasun siirtämän lämpövirran rinnalla. Veden höyrystymisessä sitoutuva lämpöteho lähes täysin kompensoi SCR-prosessiin liittyvien kemiallisten reaktioiden vapauttaman lämmön. Tästä syystä

SCR-katalysaattoriin liittyvien reaktioiden ja veden höyrystyminen pakoputkessa voidaan jättää huomiotta laskettaessa pakolinjan läpi huoneeseen johtuvaa lämpökuormaa.

Seuraaviin taulukoihin 5 ja 6 on koottu tässä työssä tarkasteltavalle AWF74 sarjan moottorilla varustetulle traktorille tehtyjä pakolämmön mittauksia. Mittauksissa moottorin kuormitus on suurimmalla kierrosluvun mahdollistamalla tasolla. Mittaukset on tehty muista mittauksista poiketen ulkona -15 °C asteen lämpötilassa, jotta pakolinjan lämmönluovutuksesta testihuoneen olosuhteissa saadaan mahdollisimman hyvä kuva. Taulukossa 5 esitetyt mittaukset on tehty kierrosluvulla 1900 r/min ja taulukossa 6 esitetyt lämpötilat on mitattu kierrosluvulla 2100 r/min. Kierrosluvut on valittu sillä perusteella, että näillä kierrosluvuilla esiintyy moottorin ja sitä kautta traktorin suurimmat lämpökuormat. Mittauksia tehtiin neljästä paikasta pakoputkea. Ensimmäinen mittaus tehtiin turboahtimen turbiinipesän jälkeen ennen DOC-katalysaattoria, seuraava mittaus tehtiin DOC- ja SCR-katalysaattorin välistä, seuraava mittaus tehtiin SCR-katalysaattorin jälkeen ja viimeinen mittaus tehtiin pakoputken ulostulosta. Kuvassa 21 termoelementin sijoitus pakoputken ulostuloon.



Kuva 21. Pakokaasujen ulostulolämpötiloja mittaavan termoelementin sijoitus pakoputken päähän. [34]

Taulukossa 4 esitetyissä mittauksissa suurin moottorista ympäristöön johtuva lämpökuorma esiintyy kierrosluvulla 2100 rpm, mutta ero lämpökuorman kierrosluvulla 1900 r/min on niin pieni, että molemmat kierrosluvut otettiin mukaan pakolämpöjen tarkasteluun. Ennen mittauksia moottori on lämmitetty käyttölämpötilaansa.

Taulukko 5. Pakoputkesta mitattuja pakokaasun lämpötiloja valituissa pisteissä. Mittaus on tehty moottorin kierrosluvulla 1900 r/min ja ulkolämpötilassa -15 °C astetta. [34]

		Mit. 1	Mit. 2	Mit. 3	Mit. 4	Mit. 5
$T_{\text{ennen DOC-katalysaattoria}}$	°C	423	425,3	425,4	425,5	425,5
$T_{\text{ennen SCR-katalysaattoria}}$	°C	416,8	417,6	418,1	418	418,4
$T_{\text{SCR-katalysaattorin jälkeen}}$	°C	412,7	414,2	415,1	417,5	417,6
$T_{\text{pakoputken ulostulossa}}$	°C	403	405	406	407	406

Taulukko 6. Pakoputkesta mitattuja pakokaasun lämpötiloja valituissa pisteissä. Mittaus on tehty moottorin kierrosluvulla 2100 r/min ja ulkolämpötilassa -15 °C astetta. [34]

		Mit. 1	Mit. 2	Mit. 3	Mit. 4
$T_{\text{ennen DOC-katalysaattoria}}$	°C	402,2	399	398,6	398,8
$T_{\text{ennen SCR-katalysaattoria}}$	°C	400,3	397	395,4	394,1
$T_{\text{SCR-katalysaattorin jälkeen}}$	°C	391,5	391,3	392,1	391,2
$T_{\text{pakoputken ulostulossa}}$	°C	384	384	383	383

Mittauksista on tehty useita ja jokaisen mittauksen välissä on kulunut aikaa kaksi minuuttia. Myös pakokaasun massavirta laskettiin ja sille laskettiin keskiarvo viidentoista mittauksen otoksesta. Kierrosluvulla 2100 r/min suurin mitattu pakokaasun massavirta on $0,3340\text{ kg/s}$ ja pienin massavirta $0,3326\text{ kg/h}$ ja massavirtojen keskiarvo oli $0,3335\text{ kg/s}$. Kierrosluvulla 1900 r/min vastaavat luvut ovat $0,3133\text{ kg/s}$ ja $0,3106\text{ kg/s}$ ja mitattujen pakokaasun massavirtojen keskiarvo on $0,3122\text{ kg/s}$. Pakokaasujen massavirrat ovat jonkin verran suurempia kylmemmissä ympäristön lämpötiloissa. Taulukon 3 lämpökuormiin liittyvät mittaukset ovat tehty ympäristön lämpötilassa 25 °C astetta ja tässä kappaleessa esitetyt mittaukset ovat tehty ympäristön lämpötilassa -15 °C astetta. Ilman ominaistilavuus on pienempi alemmassa lämpötilassa, joka johtaa muuten samoilla parametreilla toimivalla moottorilla kylmissä olosuhteissa suurempaan imuilman massavirtaan ja sitä kautta myös suurempaan pakokaasuvirtaan. Nyt näillä tiedoilla voidaan laskea pakokaasujen entalpiian muutos pakoputken matkalla. Valitaan molemmilla kierrosluvuilla tehtävään laskentaan suurin taulukoissa 5 ja 6 esiintyvä lämpötilaero ja massavirroiksi lasketut keskiarvot. Pakokaasujen luovuttama lämpövirta on laskettu yhtälöllä (5.20). Seuraavassa taulukossa 7 on esitetty laskennan tulokset.

Taulukko 7. Taulukossa on esitetty pakokaasujen putken seinämän läpi luovuttama lämpövirta ja laskennassa käytetyt arvot.

		r/min 1900	r/min 2100
$T_{\text{ennen DOC-katalysaattoria}}$	°C	425,300	402,200
$T_{\text{pakoputken ulostulossa}}$	°C	417,600	384,000
$\Delta T_{\text{pakoputkessa}}$	°C	20,300	18,200
Pakokaasun massavirta	kg/s	0,312	0,334
Pakokaasun ominaislämpö	kJ/kg K	1,136	1,129
Lämpövirta pakoputkesta	kW	7,200	6,853

Taulukosta 7 nähdään, että vaikka pakoputken pintalämpötilat ovat korkeita ja pakoputkella on suuri pinta-ala, ei pakoputken pintojen luovuttama lämpömäärä ole kovinkaan suuri muihin testihuoneen lämpökuormiin nähden. Pakoputken vähäistä lämmönluovutusta selittää osaltaan pakoputken ympärillä turvallisuussyistä olevat lämpösuojat, jotka eristävät putken tehokkaasti ympäristöstä.

6.4 Ilmanvaihdon lämpökuorma

Testihuoneen ilmanvaihdon tarpeeseen määrää suurelta osin moottorin kuluttama imuilma. Moottorin pakokaasut puhalletaan suoraan huoneen ulkopuoliseen ympäristöön, joten ne eivät vaikuta ilman laatuun ainakaan normaaleissa käyttöolosuhteissa. Ilmanvaihdossa on kuitenkin otettava huomioon traktorin laitteistosta haihtuvat komponentit, kuten hiilivedyt. Tässä kappaleessa ilmanvaihdon lämpökuorman laskennassa otetaan huomioon kuitenkin vain moottorin käyttämä ilma. Kuten kappaleessa 4.2.2 on jo todettu, lämpökuorma muodostuu ympäristöstä otetun ilman jäädytyksestä. Suurimman testihuoneessa testattavan moottorin suurin imuilman massavirta on 1200 kg/h eli 0,33 kg/s. Suurin imuilman massavirta on valmistajalta saatu lähtötieto.

Lasketaan yhtälöllä (5.2) ilmanvaihdon aiheuttama lämpökuorma mitoituspisteessä:

$$\dot{Q}_i = 0,33 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(46,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - \left(-24,13 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \right) = 23,4 \text{ kW}$$

Ilman entalpiat on haettu EES:n kostean ilman funktioilla mitoituspisteen arvoilla. Laskenta sisältää ilman jäädyttämiseen vaadittavan latentin- ja tuntevan lämmön. [14]

Lasketaan seuraavaksi ilman tilavuusvirta ympäristön tilassa, jolloin voidaan laskea ilmanvaihtuvuutta kuvaava ilmanvaihtokerroin.

Ilman tiheys yhtälöstä (5.9):

$$\rho_i = \frac{101300 \text{ Pa} * 0,0289 \text{ kg/mol}}{8,315 \text{ J/molK} * 299,3 \text{ K}} = 1,18 \text{ kg/m}^3$$

Nyt ilman tilavuusvirta voidaan laskea yhtälöstä (5.10):

$$\dot{V} = \frac{0,33 \text{ kg/s}}{1,18 \text{ kg/m}^3} = 0,28 \text{ m}^3/\text{s}$$

Nyt lasketaan huoneen ilmanvaihtokerroin yhtälöstä (5.11):

$$n = \frac{0,28 \text{ m}^3/\text{s} * 3600 \text{ s}}{418,2 \text{ m}^3} = 2,43 \text{ 1/h}$$

Testihuoneen koko ilmatilavuus vaihtuu siis laskennallisesti 2,43 kertaa tunnissa. Laskenta olettaa, että huoneen tilavuus on täynnä ilmaa. Todellisuudessa huoneessa on ainakin traktori ja testilaitteita vähentämässä ilmatilavuutta. Vertailun vuoksi ilmanvaihtokerroimen suuruusluokasta todettakoon vielä, että asuinhuoneistoille ilmanvaihtokerroimen alarajaksi Suomen rakentamismääräyskokoelmassa on määritelty 0,5.

Lasketaan vielä ilman jäähtyksessä kondensoituvan veden määrä. Laskenta kuvaa kondensoituvan veden määrää, kun ilma jäähdytetään ulkoilman mitoituspisteestä testihuoneen sisäilman mitoituspisteeseen (5.5).

$$\dot{m}_{H_2O} = 0,33 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(0,0089 \frac{\text{kg}}{\text{kg}} - 0,00039 \frac{\text{kg}}{\text{kg}} \right) = 0,0028 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Kondensoituvan veden määrä per tunti on 10,1 kg/h. Veden poistamiseksi täytyy jäähdytyspatterin yhteyteen suunnitella viemärointi. Jäähdyttävän patterin pinnan lämpötilan ollessa alle veden jäätympisteeseen, pinta alkaa huurtua ja siihen syntyy jääkerros. Jääkerros toimii eristeenä ja estää patterin toiminnan. Myös sulatukseen täytyy suunnitella järjestelmä.

6.5 Lämpökuorma huoneen vaipan läpi

Tässä kappaleessa on tarkoitus arvioida suuruusluokkaa sille kuinka suuri lämpövirta testihuoneen ja ympäristön välille syntyy testihuoneen ollessa alimmassa toimintalämpötilassaan. Koska testihuonetta ei ole olemassa eikä vaipan rakennetta ole päätetty, täytyy huoneen vaipan lämmönläpäisykerroimet valita mahdollisimman edustaviksi siten, että kyseinen lämmönläpäisykerroin on taloudellisesti ja muuten järkevästi saavutettavissa. Esimerkiksi pakkasvarastojen eristyksestä löytyy runsaasti tietoa kirjallisuudesta. Testihuoneen käyttötarkoituksesta johtuen eristyskyvyn taloudellinen merkitys ei ole yhtä suuri kuin perinteisimmissä kylmälaitoskohteissa, kuten pakkasvarastoissa, sillä parem-

malla ja siten kalliimmalla eristyksellä saavutettava energian säästö on vähäisempi testihuoneen alhaisen käyttöasteen takia. Tämä edelleen korostaa investointikustannusten merkitystä. Lisäksi eristeen lämmönkesto täytyy myös huomioida. Umpisoluisilla eristeillä, kuten polyuretaanilla, on huomioitava, että solujen sisäisen kaasun paine nousee lämpötilan noustessa. Solujen rikkoutuessa eriste tuhoutuu. Taulukossa 8 on esitetty muutamien eristerakenteiden lämmönläpäisykertoimia eri eritevahvuuksilla. Arvoissa on pyritty ottamaan huomioon käytännön rakenteissa esiintyvät eristystä heikentävät tekijät, kuten saumat, kylmäsilat ja ovet.

Taulukko 8. Taulukossa on esitetty erilaisten eristevaihtoehtojen lämmönläpäisykertoimia (U-arvo) erilaisilla eristepaksuuksilla. [20]

Eristepaksuus	Polyuretaani	Polystyreeni	Vuorivilla
50 mm	0,45 W/m ² K	0,60 W/m ² K	0,80 W/m ² K
75 mm	0,30 W/m ² K	0,40 W/m ² K	0,60 W/m ² K
100 mm	0,25 W/m ² K	0,30 W/m ² K	0,50 W/m ² K
150 mm	0,20 W/m ² K	0,20 W/m ² K	0,35 W/m ² K

Tämän työn puitteissa ei kuitenkaan ole mahdollista lähteä arvioimaan testihuoneen eristyksen optimaalista rakennetta edellistä pohdintaa tarkemmin. Erään vertailukohdan testihuoneen eristyksen hyvyydelle antaa Ruotsalainen tutkimus, jonka aiheena on ajoneuvojen olosuhdetestaukseen suunnitellun hallin esisuunnittelu. Tässä tutkimuksessa Jörgen Rogstam & al ovat valinneet seinien eristerakenteiksi sandwichpaneelit. [23] Eristemateriaalina paneeleissa käytettiin 200 millimetrin vahvuista polyuretaania. Lisäksi eriste on höyrösuljettu molemmilta puolilta muovikalvolla ja suojattu teräslevyrakenteella. Tutkimuksessa esitetyn seinärakenteen lämmönläpäisykerroin on 0,11 W/m²K. Samassa tutkimuksessa esitetyn yläpohjan polyuretaanieristeen vahvuus on 100 mm ja lämmönläpäisykerroin 0,23 W/m²K. Maanvaraisen eristämättömän lattian lämmönläpäisykerroin on luokkaa 0,7...0,9 W/m²K. [20, s.57] Lattia voidaan myös eristää, jolloin sen lämmönläpäisykerroin alenee. Taulukon 9 laskennassa käytettiin eristämättömälle maanvaraiselle lattialle lämmönläpäisykerrointa 0,7 W/m²K ja eristetylle lattialle arvoa 0,4 W/m²K. Taulukkoon 9 on laskettu erilaisilla eristemateriaaleilla ja vahvuuksilla lämpövirtoja testihuoneen vaipan läpi. Vaipan läpäisevä lämpövirta on laskettu yhtälöstä (5.24) ja vaipan sisällä olevalle ilmalle on käytetty lämpötilaa -25 °C astetta ja testihuoneen ulkopuoliselle lämpötilalle on käytetty lämpötilaa 24 °C astetta. Alapohjan alapuolisena lämpötilana on käytetty lämpötilaa 5 °C astetta. Laskenta on tehty aiemmin kappaleessa 6.1 esitetystä mitoituspisteessä.

Taulukko 9. Testihuoneen vaipan läpäisevä lämpövirta erilaisilla eristeillä ja eristevahvuuksilla.

	Seinä	Yläpohja	Alapohja
Materiaali	Polyuretaani	Polyuretaani	
Eristepaksuus	150 mm	100 mm	eristetty
U-arvo	0,20 W/m ² K	0,25 W/m ² K	0,4 W/m ² K
Pinta-ala	172 m ²	96 m ²	96 m ²
Lämpövirta	1,69 kW	1,18 kW	1,15 kW
Lämpövirta yht.	4,01 kW		
	Seinä	Yläpohja	Alapohja
Materiaali	Polystyreeni	Polystyreeni	
Eristepaksuus	75 mm	50 mm	eristetty
U-arvo	0,40 W/m ² K	0,60 W/m ² K	0,4 W/m ² K
Pinta-ala	172 m ²	96 m ²	96 m ²
Lämpövirta	3,37 kW	2,82 kW	1,15 kW
Lämpövirta yht.	7,35 kW		
	Seinä	Yläpohja	Alapohja
Materiaali	Vuorivilla	Vuorivilla	
Eristepaksuus	50 mm	50 mm	eristämätön
U-arvo	0,80 W/m ² K	0,80 W/m ² K	0,7 W/m ² K
Pinta-ala	172 m ²	96 m ²	96 m ²
Lämpövirta	6,74 kW	3,76 kW	2,02 kW
Lämpövirta yht.	12,52 kW		

Taulukosta 9 nähdään, etteivät vaipan läpi johtuvat lämpökuormat ole testihuoneen muihin lämpökuormiin verrattuna erityisen suuria.

6.6 Lämpökuormat yhteensä

Tässä kappaleessa kootaan kaikki edellä lasketut lämpökuormat yhteen. Kaikki taulukossa 10 esitetyt lämpökuormat, lukuun ottamatta lämpökuormaa testihuoneen vaipan läpi, on skaalattu kappaleessa 6.3 esitetyllä skaalauskerroimella.

Taulukko 10. Testihuoneen lämpökuormat. [34]

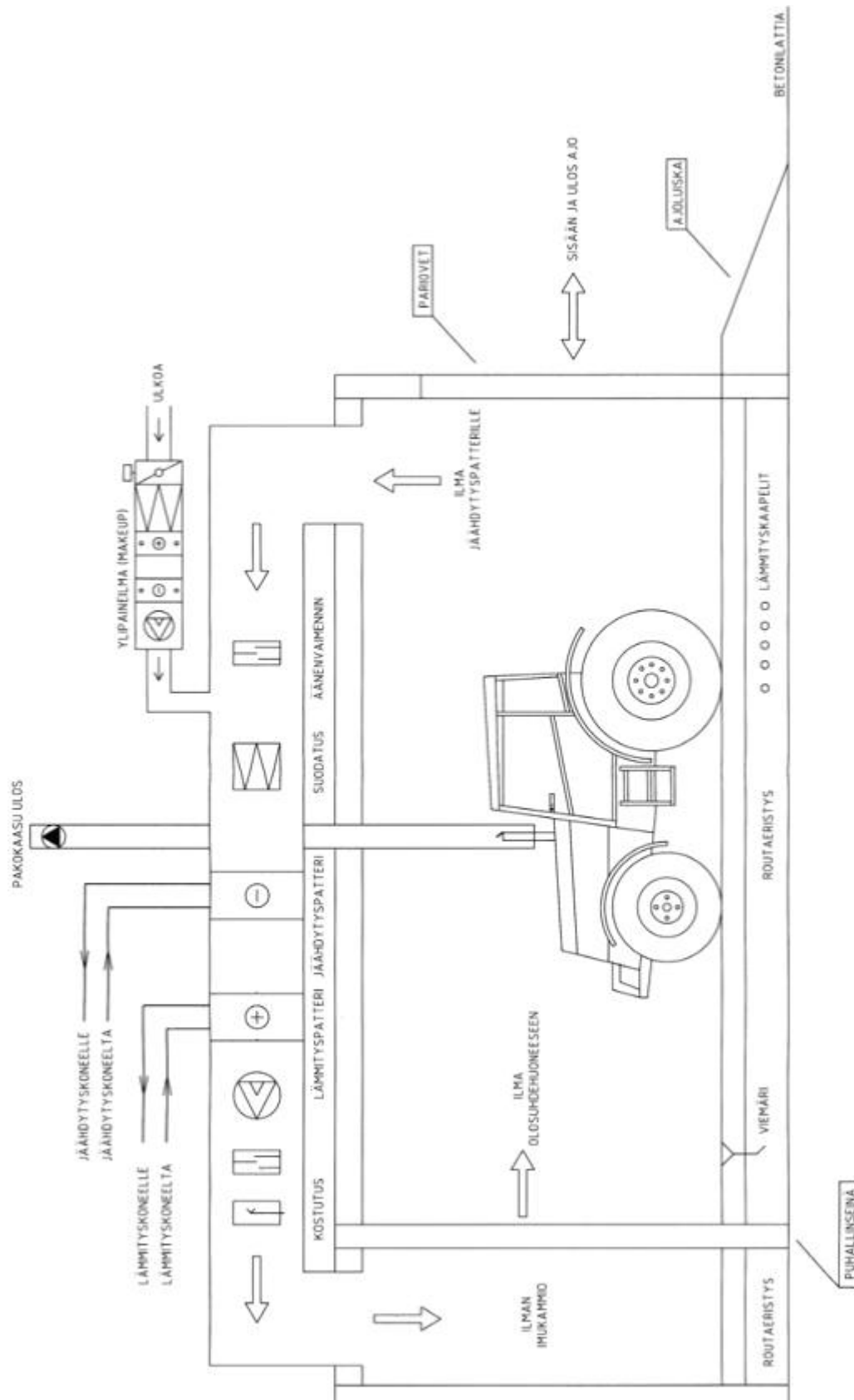
Häviöt voimalinjalla	62,40	<i>kW</i>
Dynamometrin häviöt	34,00	<i>kW</i>
Hydraulijärjestelmän häviöt	13,00	<i>kW</i>
Nestejäähdytin	96,99	<i>kW</i>
Välijäähdytin	53,84	<i>kW</i>
Pakolinjan lämpökuoma	8,97	<i>kW</i>
Säteily ja konvektio moottorista	47,62	<i>kW</i>
Johtumishäviöt vaipan läpi	7,35	<i>kW</i>
Ilmanvaihdon lämpökuorma	23,4	<i>kW</i>
Muut	10	<i>kW</i>
Lämpökuorma yht. testihuoneeseen	357,57	<i>kW</i>

Taulukon toiseksi alimmalla rivillä esiintyvä kohta ”Muut” on varaus huoneeseen tulevien sähkölaitteiden synnyttämälle lämpökuormalle. Huoneeseen tulevia sähkölaitteita ei ole vielä määritelty, joten niiden aiheuttaman lämpökuormankin laskeminenkin on mahdotonta. Tiedetään kuitenkin, että testihuoneessa tarvitaan ainakin valaistusta ja mahdollisesti joitakin lämmitettäviä mittalaitteita. Lämpökuorma 357,57 kW edustaa sitä lämpökuormaa, joka kylmäkoneen täytyy poistaa huoneesta, kun huoneelle mitoitettu suurin lämpökuorma toteutuu.

7. JÄÄHDYTYSKONEIKON VALINTA JA MITOITUS

Erilaisia jäähdytysprosessin kytkentätapoja on suuri joukko. Oikean prosessin valinnassa tärkeitä kriteerejä ovat ainakin lämpötilaväli, jonka yli kylmäkoneen täytyy lämpöä siirtää, kylmäkoneen käyttötarkoitus, säädettävyyden ja ympäristö. Ympäristöllä tarkoitetaan tässä sekä kylmälaitoksen välitöntä toimintaympäristöä ja sen asettamia ehtoja, että ympäristöä ympäristönsuojelukontekstissa. Kylmälaitosten käyttötarkoitukset vaihtelevat suuresti. Toisia kylmälaitoksia käytetään vuoden ympäri samassa lämpötilassa ja varsinkin sisäisten lämpökuormien näkökulmasta hyvin muuttumattomilla tehoilla. Toisaalta toiset kylmälaitokset ovat käytössä vain osan vuodesta ja kuormitus voi olla hyvinkin vaihtelevaa. Traktorien testikäyttöön suunniteltavan huoneen käyttö on hyvin katkonaista ja sen lisäksi jäähdytyksen tarve käytön aikana vaihtelee voimakkaasti traktorin kuormituksen ja testihuoneen lämpötilan vaihdellessa voimakkaasti. Testikäytössä myös tarkasti ja riittävän nopeasti tehtävät muutokset hallin sisäilmastossa ovat tärkeitä. Nämä tekijät asettavat erityisvaatimuksia testihuoneen kylmälaitteistolle ja sen suunnittelulle.

Testihuoneen olosuhteiden hallinnassa tarvitaan useita erilaisia laitteita, kuten puhaltimia, jäähdytys- ja lämmityspattereita, ilman kostutusta ja kuivausta ja suodatusta. Huoneeseen ympäristöstä tulevaa moottorin imuilman korvaavaa raikasilmaa täytyy kyetä muokkaamaan huoneen olosuhteiden mukaisiksi. Kaikkien nämä toiminnot voidaan suorittaa usealla eri tavalla ja koneet voidaan sijoittaa useaan eri paikkaan testihuoneeseen. Kuvassa 22 on esitetty eräs tapa laitteiden sijoittelusta testihuoneeseen. Kuvassa tuloilmaa käsitellään erillisellä tuloilmakoneella (makeup).



Kuva 22. Kuvassa esitetty eräs vaihtoehto LVIJ-laitteiden sijoittelusta testihuoneessa. [8]

7.1 Kylmäaineen valinta

Kylmäaineen valinta kuhunkin sovellukseen edellyttää useiden kriteerien yhtäaikaista tarkastelua. Yritystoiminnassa kyse ei ole pelkästään teknisestä optimoinnista vaan huomioon täytyy ottaa myös taloudelliset näkökannat. Kappaleessa 4.3 tarkasteltujen kylmäaineiden teknisten ominaisuuksien lisäksi pitää siis ottaa huomioon ainakin investointikustannukset ja käyttökustannukset. Tämän työn puitteissa ei ole kuitenkaan mahdollista syventyä investoinnin kannattavuuteen enempää.

Klooria sisältävien kylmäaineiden kieltäminen Montrealin sopimuksessa ja F-kaasuasetuksen myötä tiukentunut suhtautuminen HFC-kylmäaineisiin on lisännyt kiinnostusta ns. luonnollisiin kylmäaineisiin. Luonnollisilla kylmäaineilla tarkoitetaan aineita, jotka esiintyvät luonnossa ilman ihmisen toimintaa [40]. Luonnollisia laajasti käytössä olevia kylmäaineita ovat eräät hiilivedyt, ammoniakki ja hiilidioksidi. Luonnolliset kylmäaineet ovat lisääntyneet voimakkaasti sovelluksissa, joissa on aiemmin käytetty HFC-kylmäaineita [40]. Hiilivedyt eivät kuitenkaan sovellu testihuoneen usean sadan kilowatin teholuokkaan vaan niiden käyttöalue on kylmäteholtaan pienemmissä sovelluksissa. Lisäksi hiilivetyjen ongelmana on niiden paloherkkyys.

Hiilidioksidilla on paljon hyviä ominaisuuksia kylmäainekäytössä ja sen käyttö onkin lisääntynyt voimakkaasti. Seuraavana on listattu hiilidioksidin etuja kylmäainekäytössä:

- Hiilidioksidi on myrkytön ja palamaton
- Ympäristöystävällisyys: GWP=1, ODP=0
- Hiilidioksidiprosessin paine on korkea, jolloin tilavuustuotto on suuri
- Suuri höyrystymislämpö, jolloin prosessin massavirta on pieni
- Erittäin hyvät lämmönsiirto-ominaisuudet, jolloin lämmönsiirtimien koko voi olla pienempi kuin muilla kylmäaineilla. Höyrystymislämpötila voi olla n. 2 K korkeampi kuin muilla kylmäaineilla. [3, s.122]
- Yhteensopivuus kaikkien metallien kanssa.
- Käyttöalue ulottuu -54 °C asteeseen, sillä trippelipisteen lämpötila $T_{trip} = -56,6$ °C ja paine $p_{trip} = 518$ kPa.

Toisaalta hiilidioksidilla on myös omat haittansa kylmäainekäytössä:

- Korkea käyttöpaine, esimerkiksi tyypillisessä lauhdutuslämpötilassa 30 °C kylmäaineen hiilidioksidin paine on 720 kPa.
- Alhainen kriittisen pisteen lämpötila 31,7 °C. Kriittisen lämpötilan ylittävän prosessin, kylmäkerroin on huonompi kuin alikriittisen prosessin.
- Hiilidioksidi on näkymätön, hajuton ja mauton, joten vuotoja on hyvin vaikea havaita ilman mittalaitteita
- Laitoksen seisokeissa paineen nousu on estettävä tyhjentämällä järjestelmä tai muulla erityisjärjestelyllä.

Valtran tehdas, jonka yhteyteen testihuonetta suunnitellaan, sijaitsee kylmällä säävyöhykkeellä, joka suosii hiilidioksidiprosessia. Tämä johtuu alhaisesta ympäristön lämpötilasta, joka mahdollistaa alikriittisen prosessin lähes koko vuoden ympäri. Pelkkää kylmäkerrointa tarkastelemalla kuivahöyrysteinen hiilidioksidilla toteutettu kaksiportainen boosterprosessi olisi ASHRAE:n simulointiin ja mittauksiin perustuvan raportin mukaan vertailuryhmän paras etenkin kylmällä säävyöhykkeellä. [28] Tutkimuksessa vertailtuja prosesseja tarkasteltiin kahdessa jäähdytettävän kohteen lämpötilatasossa, jotka ovat tyypillisiä markettien jäähdytysjärjestelmissä. Tarkastellut lämpötilat olivat matalalämpötila -18 °C astetta ja keskialueen lämpötila +3 °C astetta. Muita vertailussa olleita prosesseja olivat kuivahöyrysteinen R404A-prosessi, R134a-CO₂-kaskadiprosessi, epäsuora R404a-prosessi keskialueen glykolikierrolla ja matalan lämpötilan hiilidioksidikierrolla, epäsuora R290-järjestelmä pumppukiertoisella hiilidioksidilla keskialueella ja höyrystävällä kierrolla matalassa lämpötilassa, epäsuora ammoniakkijärjestelmä pumppukiertoisella hiilidioksidilla keskialueella ja höyrystävällä kierrolla matalassa lämpötilassa, epäsuora R134a-järjestelmä pumppukiertoisella hiilidioksidilla keskialueella ja höyrystävällä kierrolla matalassa lämpötilassa ja viimeiseksi hiilidioksidilla toimiva kaksiportainen boosterprosessi suoralla höyrystyksellä sekä matalassa että keskialueen lämpötilassa.

TABLE 1 Comparison of the simulated and measured COP for different climatic regions.				
SYSTEMS	COP QUEBEC (COLD)	COP NEW YORK (MILD)	COP ATLANTA (WARM)	MEASURED EFFICIENCY
R-404A DX MT + R-404A DX LT	3.5	3.1	2.8	3,5 (Cold) ⁵
(1) R-404A DX MT / CO ₂ DX LT	3.4	3.1	2.8	3,8 (Cold) ⁵
(1) R-134a DX MT / CO ₂ DX LT	3.4	3.1	2.9	Not Available
(2) R-404A / P.Glycol MT / CO ₂ DX LT	2.8	2.4	2.1	2,8 (Cold) ⁵
(3) R-290 / Pumped CO ₂ MT / CO ₂ DX LT	3.8	3.4	3.1	Not Available
(3) R-717 / Pumped CO ₂ MT/CO ₂ DX LT	3.8	3.4	3.1	Not Available
(3) R-134a / Pumped CO ₂ MT / CO ₂ DX LT	3.3	3.0	2.8	Not Available
(4) Transcritical CO ₂ DX MT / CO ₂ DX LT	4.1	3.3	2.8	5 (Cold)/ 4 (Moderate) ³

Kuva 23. Simuloimalla vertailtujen kylmäprosessien kylmäkertoimia eri säävyöhykkeillä. [28]

Kylmäkerroin ei kuitenkaan ole tässä työssä tarkasteltavan olosuhdehuoneen käyttötarkoituksen kannalta tärkein mittari. Testihuonetta käytetään Valtra Oy:n arvion mukaan noin 800 tuntia vuodessa, josta siitäkin täydellä teholla vain n.60 tuntia. Kylmälaitos on siis poissa käytöstä yli 90 % vuodesta. Testihuoneen investointikustannukset ovat siis

tärkeämmässä osassa kokonaiskustannuksia, kuin perinteisesti kylmälaitoksen suunnittelussa. Tässä projektissa hyvä säädettävyyys, helposti järjestettävä kylmälaitoksen seisotus ja luotettava tekniikka ovat tärkeämpiä kuin paras mahdollinen kylmäkerroin. Tässä mielessä hiilidioksidi ei ole sovellu parhaalla mahdollisessa tavalla testihuoneen jäähdytyksen kylmäaineeksi. Erityisesti hiilidioksidin vaatimat erityisjärjestelyt seisokkien yhteydessä tapahtuvan paineen nousun estämiseksi hankaloittavat hiilidioksidin käyttöä tämän tyyppisessä kylmälaitoksessa.

Varteenotettavista luonnollisista kylmäaineista jäljelle jää ammoniakki. Seuraavassa lyhyt lista ammoniakkin eduista:

- Hyvät lämmönsiirto-ominaisuudet.
- Suuri höyrystymislämpö, joka johtaa pieneen massavirtaan.
- Alhainen viskositeetti, joka alentaa virtauksen painehäviöitä.
- Kaikkiin kylmäaineisiin, paitsi hiilidioksidiin, verrattuna suuri tilavuustuotto.
- Vähäinen lika ja kosteus eivät haittaa prosessia.
- Ammoniakin voimakkaan hajun ansiosta vuodot on helppoa havaita. Hajukynnys on hyvin matala, n. 0-10 ppm. [3, s.117]
- Edullinen.
- Ympäristöystävällinen: GWP=0, ODP=0.

Toisaalta ammoniakilla on useita hankaliakin haittoja:

- Myrkyllisyys, ammoniakkin hengenvaaralliset pitoisuudet ilmassa alkavat n. 2000 ppm pitoisuudesta. [3, s.117]
- Palavuus, vaikkakin hyvin harvoin toteutuvissa olosuhteissa, sillä syttymisenergia on suuri. [3, s.117]
- Korkea lauhtumispaine, joka johtaa raskaaseen lauhduttimeen,
- Voimakas höyryn tulistuminen puristuksessa johtuen alhaisesta ominaislämpökapasiteetista.
- Reagoi voimakkaasti kuparin ja sen seosten kanssa, joten kupariset lämmönsiirtimet tai putket eivät sovellu ammoniakkin kanssa.
- Alle -34 °C lämpötilassa tapahtuvassa höyrystymisessä tarvitaan normaalipainetta alhaisempia paineita, joka altistaa höyrystimen ilmapuodoille.

Huolimatta ammoniakkin muutamista hankalista ominaisuuksista se on teollisuuden käytetyin kylmäaine suuressa laitoskokoaluokassa. Ammoniakin käytön voi hyvällä syyllä olettaa lisääntyvän kylmäainekäytössä tulevaisuudessa. [20] Ammoniakki on myös piisimpään yhtäjaksoisesti käytössä ollut kylmäaine, joten ammoniakkiin liittyvä tekniikka on hyvin tunnettua.

Ammoniakin myrkyllisyyteen liittyviä riskejä voi vähentää monella tavalla. Eräs nykyisin käytetty tapa on pakata koko koneikko erilliseen konttiin, joka voidaan koota ja testata

tehdasolosuhteissa. Tällöin ammoniakikylmäkonetta käytetään välillisessä jäähdytysprosessissa siten, että ammoniakki ei poistu kontista tai konehuoneesta. Varsinaisen kohteen jäähdytys hoidetaan erillisellä pumpputoimisella nestekierrolla. Tällainen järjestely lisää merkittävästi turvallisuutta, sillä ammoniakkia sisältäviä laitteita tai putkia ei ole sellaisessa tilassa, jossa ihmisiä jatkuvasti oleilee. Myös ammoniakin täytös jää hyvin alhaiseksi. Jopa 500 kW kylmätehoon voidaan päästä 50 kg täytöksellä. [3, s.118] Toisaalta ammoniakin hyvät termodynaamiset ominaisuudet ja ennen kaikkea suuri tilavuus- tuotto johtavat pienillä jäähdytystehoilla hyvin pieniin tilavuusvirtoihin. Tämä johtaa mm. säätöventtiileissä hyvin pieniin virtauspoikkipinta-aloihin. Ongelma alkaa esiintyä kylmäteoilla, jotka ovat alle kymmenen kilowattia. [3, s.117] Tässä työssä tarkasteltavan testihuoneen lämpökuormat ovat pienimmilläänkin tätä suurempia.

Tämän kappaleen pohdinnan perusteella valitaan työn myöhemmissä osissa esisuunniteltavan kylmäprosessin kylmäaineeksi ammoniakki.

7.2 Suora vai välillinen jäähdytys

Jäähdytystavan valinnassa olennaista on jäähdytettävän kohteen tarpeet ja erityispiirteet. Monista muista kylmätekniikan sovelluksista poiketen, testihuoneen lämpötila vaihtelee suurella alueella. Lämpötilan vaihteluväli on $-25 \dots 60$ °C. Suorassa jäähdytystavassa höyrystimet sijaitsevat jäähdytettävässä tilassa. Epäsuorassa jäähdytystavassa huoneessa sijaitsee vastaavasti jäähdytyspatteri. Höyrystimessä kylmäaine on ainakin osittain kaasumaisessa olomuodossa, kun taas jäähdytyspatteri on nestekiertoinen. Höyrystimien lämmetessä kylmäainehöyry pyrkii laajenemaan, mikä nostaa höyrystimen painetta. Nestekiertoisissa lämmityspattereissa paineen nousu on vähäistä ja nestekierto on varustettu paisuntasäiliöllä.

Testihuoneen käyttötarkoituksen kannalta tarkka ja hyvä säädettävyys on tärkeää. Kappaleessa 4.4 epäsuoran jäähdytystavan eduksi on mainittu hyvä säädettävyys. Epäsuora jäähdytys ei vaadi kylmäkoneelta yhtä suurta säätötarkkuutta, sillä nopeat tehon muutokset voidaan toteuttaa kylmäliuoksen tilavuusvirtaa muuttamalla tai käyttämällä kolmitieventtiiliä. Epäsuora jäähdytys toimii ikään kuin puskurina kylmäkoneen ja testihuoneen välillä. Kolmitieventtiili mahdollistaa kylmäkoneen höyrystimeltä tulevan ja jäähdytyspatterilta lähtevän kylmäliuoksen automaation ohjaaman sekoituksen siten, että jäähdytyspatterille menevän kylmäliuoksen lämpötilaa voidaan ohjata ja samalla optimoida höyrystyslämpötilaa.

Testihuonetta jäähdyttävän kylmäkoneen kylmäaineeksi on valittu ammoniakki kappaleessa 7.1. Ammoniakki on myrkyllinen ja palava kylmäaine. Epäsuorassa jäähdytystavassa kylmäainetta ei tarvitse kuljettaa jäähdytettävään tilaan. Tämä lisää testihuoneen

käyttöturvallisuutta, sillä traktorien testaukseen liittyy aina jonkinlainen paloriski. Myöskin kylmäainevuodoista syntyvä myrkytysriski rajoittuu kylmäkonehuoneeseen. Epäsuoran jäähdetyksen sallima pienempi kylmäainemäärä ja kylmäalan yleinen suunta siirtyä luonnollisiin kylmäaineisiin on luonut koko jäähdetyksalalle trendin, joka suosii epäsuoraa jäähdetystä. [27]

Epäsuoran jäähdetystävän huono puoli on ylimääräisen lämmönsiirtoportaan tarve, joka alentaa kylmäprosessin höyrystymislämpötilaa. Testihuoneelta vaadittava alhaisin lämpötila, -25 °C , johtaa jo sinällään alhaiseen höyrystymislämpötilaan, joten ylimääräisen lämmönsiirtoportaan aiheuttama höyrystymislämpötilan alenema suurentaa jo entuudestaan suurta kompressorin painesuhdetta ja huonontaa kylmäprosessin kylmäkerrointa.

Epäsuoran jäähdetyksen heikkoutena on myös kylmäliuoskiertoon liittyvien laitteiden hinta. Kylmäliuoskierrosta aiheutuu myös pumppauskustannuksia. Tässä työssä tarkasteltava testihuone on kuitenkin tuotekehityslaboratorio, jonka johdosta huoneen olosuhteiden tarkka säädettävyys on tärkeämpää, kuin alhaiset käyttökustannukset. Tätä korostaa entisestään huoneen alhainen käyttöaste. Edelliset seikat huomioon ottaen valitaan testihuoneen jäähdetystavaksi epäsuora jäähdetyks.

7.3 Lauhduttimen lämmönpoisto

Lauhduttimesta poistettava lämpövirta on vielä merkittävästi suurempi, kuin höyrystimen jäähdetyttävästä tilasta ottama lämpövirta. Tämä johtuu siitä, että lauhduttimen kautta ympäristöön poistetaan jäähdetyttävästä tilasta otetun lämmön lisäksi myös kompressorin kylmäaineeseen tekemä työ. Etenkin huonolla kylmäkertoimella toimivassa prosessissa kompressorin tuoma lisälämpökuorma on merkittävä. Toisaalta lauhdelämpöä voi käyttää myös hyväksi, jos sille löytyy järkevä käyttökohde. Lauhdelämpö soveltuu lämpötilatonsa ansiota usein hyvin esimerkiksi tilojen lämmittämiseen tai lämpöpumpun avulla käyttöveden lämmitykseen. Eräs lauhdelämmön käyttökohde on jäähdetykspatterien sulatus. Tällöin sulatukseen ei tarvitse käyttää ulkoista energiaa, vaan sulatukseen tarvittava energia tulee sisäisestä lämmönsiirrosta.

Vastaavasti kuin höyrystimen tapauksessa, myös lauhduttimen lämmönsiirto voi tapahtua välillisesti lämmönsiirtonesteen avulla tai suoraan ympäristön ilmaan tai muuhun ympäristön lämpönieluun. Näihin vaihtoehtoihin liittyy myös osittain samat ominaisuudet, kuin höyrystimen epäsuoraan ja suoraan lämmönsiirtoon. Epäsuoran lauhdutuksen etuja ovat ainakin vähäisempi kylmäaineen tarve, sillä pitkät putkivedot lauhduttimelle jäävät pois. Myöskin lauhdelämmön hyödyntäminen muussa lämmityksessä tulee mahdolliseksi. Epäsuorasti jäähdetytyn lauhduttimen huonoja puolia ovat yksi ylimääräinen lämmönsiirtoporras ja siten korkeampi lauhdutuslämpötila, monimutkaisemmasta rakenteesta johtuva korkeampi hinta ja lämmönsiirtonesteen pumppauksesta koituva suurempi energiankulutus. Välillisen lauhdutuksen etuja ja haittoja pitää katsoa aina tapauskohtai-

sesti, sillä esimerkiksi usealle kylmäprosessille voidaan järjestää yhteinen nesteen jäähdytin, jolloin yksikkökustannukset laskevat tai lauhdelämmölle täytyy olla käyttökohde, jotta siitä on hyötyä.

Testihuoneen katkonaisesta käyttötavasta ja alhaisesta käyttöasteesta johtuen, lauhdelämmön hyödyntäminen on hankalaa ja mahdollisesti kannattamatonta. Traktoritehtaalla ja sen ympäristössä olevissa tiloissa tietenkin tarvitaan lämmitystä, mutta lauhdelämmön katkonainen ja vähäinen tuotanto tekevät siitä hyödytöntä. Koska välillisen lauhdutuksen perusteluiksi jäi van kylmäaineen vähäisempi määrä sekä mahdollinen lauhdelämmön sulatuskäyttö ja koska lauhtumislämpöä ei jo muutenkin suuren lauhtumis- ja höyrystymislämpötilojen erotuksen takia haluta nostaa, valitaan järjestelmälle suora lauhdutustapa.

7.4 Lauhtumis- ja höyrystymislämpötilat

Jäähdytysprosessin höyrystys- ja lauhdutuslämpötilat ovat tärkeitä suureita muun laitteiston mitoituksessa. Lauhdutus- ja höyrystymislämpötilat määräävät myös vastaavat lauhdutus- ja höyrystymispaineet, joiden välillä kompressori toimii. Lauhdutus ja höyrystymislämpötilat valitaan ympäristön tarjoaman lämpönielun lämpötilan sekä halutun testihuoneen alimman lämpötilan mukaan siten, että lämmönsiirtimille jää riittävän suuri lämpötilaero riittävän tehokkaan toiminnan varmistamiseksi. Lämmönsiirtimillä tarkoitetaan tässä lauhdutinta, höyrystintä ja testihuoneessa sijaitsevaa jäähdytyspatteria. Kylmälaitoksen kylmäkertoimen kannalta lauhdutus- ja höyrystyslämpötilojen välinen ero kannattaisi pitää mahdollisimman pienenä, sillä suuri höyrystys- ja lauhtumislämpötilojen ero johtaa suureen painesuhteeseen ja siten suureen kompressorin energiankulutukseen. Kuitenkin esimerkiksi ympäristön ilmalla jäähdytetyn lauhduttimen lauhtumislämpötila ei voi olla mielivaltaisen lähellä ympäristön lämpötilaa, sillä tämä johtaa yhä kasvaviin lauhduttimen lämmönsiirtopinta-aloihin ja siten kalliiseen rakenteeseen. Seuraavissa kappaleissa lämmönsiirtimille on pyritty valitsemaan kirjallisuuden avulla teknistaloudellisesti optimaalinen lämpötilaero.

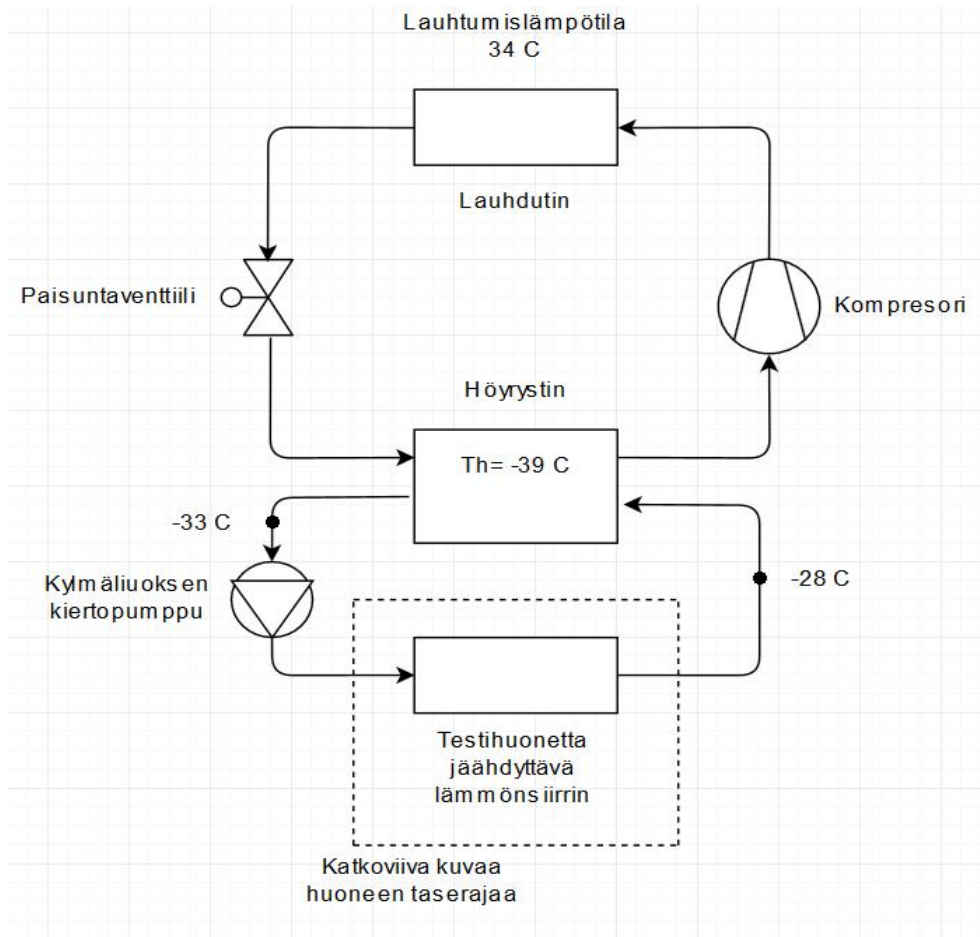
Testihuoneen alin tavoiteltu lämpötila on -25 °C astetta. Jotta tähän lämpötilaan päästään ja jotta ylimääräinen lämpö pystytään poistamaan ilmasta, jollakin järkevällä teholla, täytyy jäähdytyspatterin pinnan ja kylmäliuoksen lämpötilan olla alle -25 °C astetta. -20 °C asteen lämpötilassa olevan pakkasvaraston jäähdyttämiseen on taloudellista käyttää kylmäliuokselle meno- ja paluulämpötilan arvoja $-28/-23\text{ °C}$ astetta. [4] Alentamalla kaikkia edellisessä esimerkissä esitettyjä lämpötiloja viidellä asteella, päästään testihuoneen alimpaan haluttuun lämpötilaan ja liuoksen meno- ja paluulämpötiloiksi saadaan $-33/-28\text{ °C}$ astetta. Ihannetapauksessa, jos liuoskierron putkisto on hyvin eristetty, nämä ovat myös höyrystimelle menevän liuoksen ulostulo- ja sisäänmenolämpötilat.

Myös höyrystimen ja kylmäliuoksen välillä täytyy olla lämpötilaero, jotta kylmäliuos jäähtyy. Veden jäähdytyksessä taloudellinen lämpötilaero veden loppulämpötilan ja höy-

rystyslämpötilan välillä on 6...8 K. [3] Valitaan lämpötilaeron arvoksi 6 K, jolloin kylmäprosessin alin höyrystyslämpötila voidaan määrittää. Koska lämmönsiirtimestä lähtevän kylmäliuoksen lämpötila on -33 °C astetta, täytyy kylmäaineen höyrystyslämpötilan olla edellisen säännön mukaan 6 K vielä tätä alempi eli -39 °C astetta. Tämä on siis testihuoneen kylmäprosessin alin vaadittava höyrystyslämpötila, joka toteutuu, kun testihuoneen lämpötila lasketaan -25 °C asteeseen.

Lauhtumislämpötilan määrää ympäristön lämpötila ja lauhtuvan nesteen ja ympäristön lämpötilan välinen taloudellisesti ja lämmönsiirron kannalta järkevä lämpötilojen erotus. Pakkastoille kylmäaineen lauhtumislämpötilan ja lauhduttimelle tulevan ilman erotukselle pidetään hyvänä arvona 10...12 K [20, s.37]. Valitaan edellisen arvoksi 10 K. Suurin mitoituksessa käytettävä ulkoilman lämpötila on 24 °C astetta, joten lauhtumislämpötilan korkein arvo on 34 °C astetta.

Käytettäessä kylmäaineena ammoniakkia lauhdutuslämpötilaa 34 °C astetta vastaava kylälästyspaine on 1312 kPa ja -39 °C asteen höyrystyslämpötilaa vastaava lauhtumispaine on 76 kPa. Näillä paineilla prosessin painesuhteeksi muodostuu 17,4. Todellisuudessa kompressorin painesuhde on tätäkin hieman suurempi imu- ja paineputken painehäviöiden johdosta. Kuva 24 havainnollistaa tässä luvussa laskettuja lämpötiloja prosessin eri vaiheiden lämpötiloja.



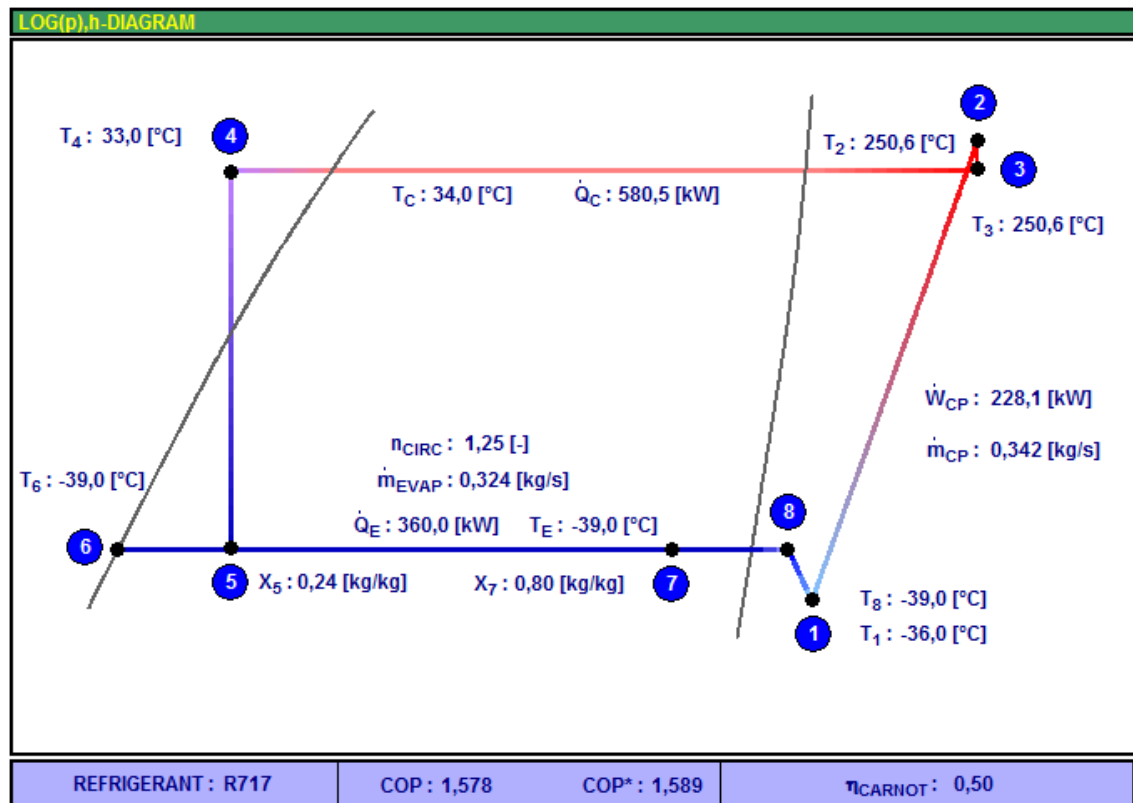
Kuva 24. Välillisen jäädytyksen kytkentä sekä kylmäliuoskierron mitoituslämpötiloja, kun huone on alimmassa suunnittelulämpötilassaan -25 °C astetta.

7.5 Yksi- vai kaksiportainen prosessi

Moniportaisella prosessilla tarkoitetaan jäädytysprosessia, jossa puristus tehdään useassa portaassa siten, että kaasua jäädytetään puristusten välissä erillisellä välijäädyttimellä. Käytännössä portaita on erikoissovelluksia lukuunottamatta korkeintaan kaksi. Kylmäkoneen höyrystys- ja lauhdutuslämpötilojen eron kasvaessa liian suureksi, tarvitaan useampi portainen prosessi. Kylmäprosessin toimiessa suurella lämpötilavälillä on myös lauhtumiseen ja höyrystymiseen tarvittavien lämpötilojen vastaavien paineiden ero suuri. Yksiportaisessa kompressorissa suuri painesuhde johtaa suureen puristuksen lopulämpötilaan. Tästä seuraa pahimmillaan kompressorin voitelun heikkeneminen ja voiteluöljyn ja kylmäaineen haitalliset kemialliset reaktiot. Kun puristus tehdään kahdessa vaiheessa jäädyttäen kaasua vaiheiden välissä, saadaan puristuksen lopulämpötilaa laskettua. Toisaalta myös yksiportainen puristus voidaan varustaa puristuksen aikaisella jäädytyksellä.

Jäähdytyskäytössä mäntäkompressorien suurimmat sallitut painesuhteet ovat suuruusluokassa 8:1. [22] Ruuvikompressorit kykenevät toimimaan huomattavasti suuremmalla painesuhteella kuin mäntäkompressorit. Ruuvikompressoreilla päästään painesuhteeseen n. 15 [3, s.149]. Tämä mahdollistaa kappaleessa 7.4 valitun testihuoneen -39 °C asteen höyrystyslämpötilan yksiportaisella prosessilla. Kylmäkerroin voi kuitenkin olla huomattavasti heikompi kuin kaksiportaisella prosessilla. Kaksiportaisessa prosessissa kylmälaitoksen rakenne monimutkaistuu ja siten hinta kallistuu. Kohteissa joissa kylmälaitoksen käyttöaste on korkea, on myös paremman kylmäkertoimen tuomalla energian säästöllä suurempi merkitys. Aiemmin luvussa 4.5 todettiin, että kaksiportaisen jäähdytysprosessin karkeana kannattavuusrajana pidetään höyrystyslämpötilaa $-30\text{...}-20\text{ °C}$ ja n. 35 °C lauhdutustilaa. Tässä työssä tarkasteltavan testihuoneen käyttöaste on matala, mikä puoltaa yksiportaista prosessia. Yksiportaisen kylmälaitoksen investointikustannus on huomattavasti alhaisempi, sillä prosessissa vaaditaan vain yksi kompressor. Toisaalta kaksiportaisen prosessin voi toteuttaa yhdellä kaksivaiheisella kompressorilla ja välijäähdytyksellä, mutta laitteiston rakenne monimutkaistuu ja hinta kallistuu tällöinkin verrattuna yksiportaiseen jäähdytysprosessiin. Testihuonetta arvioidaan käytettävän vain noin 60 tuntia vuodessa sen kylmimmässä -25 °C asteen sisälämpötilassa. Kompressorin suurin mitoitettu painesuhde toteutuu vain, jos ympäristön lämpötila on korkeimmassa mitoitustilassaan, 24 °C astetta, samanaikaisesti huoneen alimman mitoitustilallaan kanssa. Edellinen on niin harvinainen tilanne, ettei kylmäkertoimella tässä toimintapisteessä ole kovin suurta painoarvoa.

CoolPack –ohjelmalla on mahdollista tehdä termodynaamisia analyysejä kylmäprosessin eri arvojen arvioimiseksi. CoolPack-ohjelma on EES:n laskentaruutiineja ja aineominaisuuskirjastoja hyödyntävä simulointitatyökalu. Seuraavassa on vertailtu ohjelmiston avulla yksi- ja kaksiportaista prosessia keskenään. Seuraavat ohjelmalla tuotetut kuvaajat perustuvat stationäärin jäähdytystilanteen laskentaan. Ohjelmalle annetaan riittävä joukko parametrejä, jonka jälkeen ohjelma ratkaisee tuntemattomat muuttujat EES:n yhtälöryhmien ratkaisuun tarkoitetuilla metodeilla. CoolPack-ohjelmalla tehdyt analyysit ovat kuitenkin puhtaasti termodynaamisia analyysejä, eikä ohjelma ota kantaa esimerkiksi lämmönsiirtoon tai kylmäprosessissa esiintyviin muihin rajoituksiin.



Kuva 25. Yksiportainen märkähöyrystein jähdytysprosessi $\log p$ - h -tasossa. [12]

Kuvassa 25 on ammoniakilla toteutetun yksiportaisen jähdytysprosessin tiladiagrammi CollPackilla laskettuna. Laskennassa käytetyt lähtöarvot ja tulokset on esitetty kuvassa 26.

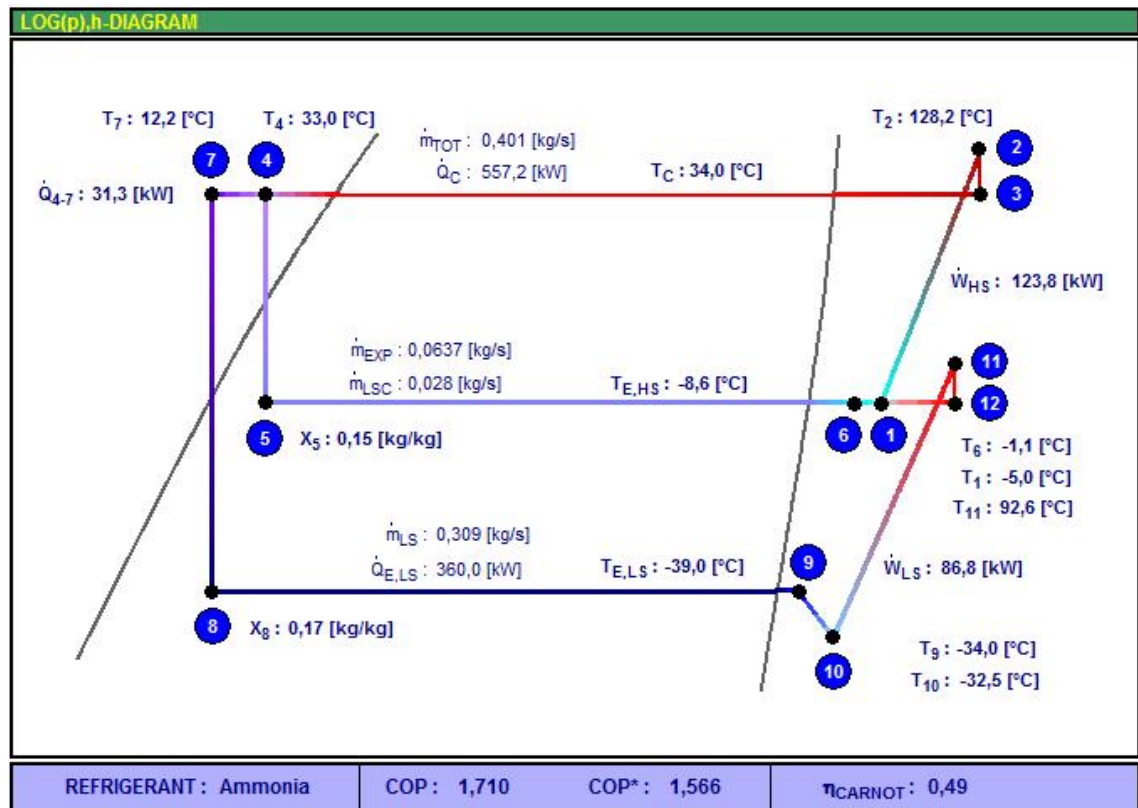
CYCLE SPECIFICATION			
TEMPERATURE LEVELS	PRESSURE LOSSES	QUALITY OUT OF EVAPORATOR	REFRIGERANT
$T_E [^{\circ}\text{C}]$: -39,0	$\Delta p_{SL} [\text{k}]$: 0,5	$x_{CUT} [\text{kg/kg}]$: 0,80	R717
$T_C [^{\circ}\text{C}]$: 34,0 $\Delta T_{SC} [\text{K}]$: 1,0	$\Delta p_{DL} [\text{k}]$: 0,5		
CYCLE CAPACITY			
Cooling capacity $\dot{Q}_E [\text{kW}]$: 360	$\dot{Q}_E: 360,0 [\text{kW}]$	$\dot{Q}_C: 580,5 [\text{kW}]$	$\dot{m}: 0,342 [\text{kg/s}]$ $\dot{V}_S: 1901,7 [\text{m}^3/\text{h}]$
COMPRESSOR PERFORMANCE			
Isentropic efficiency $\eta_{IS} [-]$: 0,7	$\eta_{IS}: 0,700 [-]$	$\dot{W}_{CP}: 228,1 [\text{kW}]$	
COMPRESSOR HEAT LOSS			
Heat loss $\dot{Q}_{LOSS} [\text{kW}]$: 10	$f_Q: 4,4 [\%]$	$T_2: 250,6 [^{\circ}\text{C}]$	$\dot{Q}_{LOSS}: 10,00 [\text{kW}]$
SUCTION LINE			
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL} [\text{K}]$: 3,0	$\dot{Q}_{SL}: 2307 [\text{W}]$	$T_8: -36,0 [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta T_{SH,SL}: 3,0 [\text{K}]$

Kuva 26. CoolPack -ohjelmalle syötetyt lähtöarvot ja tulokset. [12]

Lähtöarvot on kuvassa 26 esitetty vihreällä ja saadut tulokset sinisellä. Alaindeksi E viittaa höyrystimeen ja C viittaa lauhduttimeen. Ohjelman valinnoissa E viittaa höyrystimeen ja C lauhduttimeen. ΔT_{sl} on kylmäaineen alijähdytys lauhduttimen jälkeen, Δp_{sl} on painehäviö kompressorin imuputkessa, ja Δp_{dl} on painehäviö kompressorin paineputkessa.

Koska kylmäaine tulistuu imuputkessa ja paineputkessa painehäviön seurauksena, painehäviö on ilmoitettu tulistuksen määränä kelvineissä varsinaisen paineyksikön sijaan. x_{out} kertoo höyrystimeltä tulevan kylmäaineen höyrypitoisuuden, kylmäaine ei höyrysty kokonaisuudessaan höyrystimellä, sillä tarkasteluun on valittu märkähöyrystin. Kompressorin imuputkessa putken eristyksen läpi tapahtuvalle tulistukselle on valittu arvo 3 K, josta seuraa 2,31 kW lämpöhäviö. Kompressorin isentrooppiseksi hyötysuhteeksi on valittu 0,7. Ympäristöstä prosessiin johtuvalle haitalliselle lämpövirralle Q_{loss} on annettu arvo 10 kW. Näillä prosessiarvoilla ammoniakkin massavirraksi muodostui 0,428 kg/s, höyrystimen paineessa 75,6 kPa kylmäaineen tilavuusvirraksi muodostuu 1901,7 m³/h. Tilavuusvirta on ilmoitettu yksikössä m³/h, sillä kylmätekniikassa yksikkö on vakiintunut käyttöön.

Kuvasta 25 nähdään yksiportaisen kylmäprosessin ongelmallisuus suurella lämpötilavälillä. Suuresta lämpötilavälistä seuraava suuri painesuhde johtaa korkeaan puristuksen loppulämpötilaan. Ammoniakilla tulistuminen puristuksessa on hyvin voimakasta johdun alhaisesta ominaislämpökapasiteetista. Edellä lasketussa prosessissa puristuksen loppulämpötila on 250,6 °C astetta. Todellisessa kylmäprosessissa lämpötila ei voi nousta näin korkeaksi, sillä kompressorin voiteluaineet eivät kestä tällaista lämpötilaa. Kuitenkin myös yksiportainen kompressorin voidaan varustaa jäähdytyksellä, jolloin puristuksen loppulämpötila ei nouse yhtä korkeaksi. Kompressorin suurin mahdollinen painesuhteen arvo riippuu voimakkaasti siitä, miten hyvin kylmäainehöyryn lämpötilan nousu puristuksessa voidaan jäähdytyksellä estää. Kuvassa 27 on esitetty kaksi kaksiportaisen kylmäprosessin tiladiagrammi. Laskennassa käytetyt lähtöarvot ja tulokset on esitetty kuvassa 28.



Kuva 27. Kaksiportainen kylmäaineen ruiskutuksella välijäähdytetty kylmäprosessi. [12]

CYCLE SPECIFICATION			
TEMPERATURE LEVELS		LIQUID SUBCOOLER	REFRIGERANT
$T_{E,LS} [^{\circ}\text{C}]$: -39,0	$\Delta T_{SH,LS} [\text{K}]$: 5,0	Thermal efficiency η_T : 0,5	R717
$T_C [^{\circ}\text{C}]$: 34,0	$\Delta T_{SC} [\text{K}]$: 1,0	$\Delta p_{SL,LS} [\text{K}]$: 0,5	$\Delta p_{DL,HS} [\text{K}]$: 0,5
CYCLE CAPACITY			
LS: Cooling capacity $\dot{Q}_{E,LS} [\text{kW}]$: 360	$T_{E,HS}: -8,6 [^{\circ}\text{C}]$	$\dot{m}_{HS}: 0,401 [\text{kg/s}]$	$\dot{V}_{S,HS}: 582,1 [\text{m}^3/\text{h}]$
Volume ratio ($\dot{V}_{S,LS} / \dot{V}_{S,HS}$): 3	$\dot{Q}_{E,LS}: 360,0 [\text{kW}]$	$\dot{m}_{LS}: 0,309 [\text{kg/s}]$	$\dot{V}_{S,LS}: 1746,4 [\text{m}^3/\text{h}]$
COMPRESSOR PERFORMANCE			
HS: Isentropic efficiency $\eta_{s,HS} [-]$: 0,7	$\eta_{s,HS}: 0,700 [-]$	$\dot{W}_{HS}: 123,8 [\text{kW}]$	$\dot{W}_{\text{TOT}}: 210,5 [\text{kW}]$
LS: Isentropic efficiency $\eta_{s,LS} [-]$: 0,7	$\eta_{s,LS}: 0,700 [-]$	$\dot{W}_{LS}: 86,8 [\text{kW}]$	
COMPRESSOR HEAT LOSS			
HS: Heat loss $\dot{Q}_{LOSS} [\text{kW}]$: 10	$f_{Q,HS}: 8,1 [\%]$	$T_2: 128,2 [^{\circ}\text{C}]$	$\dot{Q}_{LOSS,HS}: 10,0 [\text{kW}]$
LS: Heat loss $\dot{Q}_{LOSS} [\text{kW}]$: 5	$f_{Q,LS}: 5,8 [\%]$	$T_{15}: 92,6 [^{\circ}\text{C}]$	$\dot{Q}_{LOSS,LS}: 5,0 [\text{kW}]$
COMPRESSOR INLET TEMPERATURE			
HS: Inlet temperature $T_1 [^{\circ}\text{C}]$: -5	$T_1: -5,0 [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta T_{SH,1}: 3,6 [\text{K}]$	$\dot{m}_{\text{EXP}}: 0,0637 [\text{kg/s}]$
SUCTION LINES			
HS: Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL,HS} [\text{K}]$: 1,5	$\dot{Q}_{SL,HS}: 103 [\text{W}]$	$T_{12}: -1,1 [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta T_{SH,SL,HS}: 1,5 [\text{K}]$
LS: Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL,LS} [\text{K}]$: 1,5	$\dot{Q}_{SL,LS}: 1077 [\text{W}]$	$T_{10}: -32,5 [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta T_{SH,SL,LS}: 1,5 [\text{K}]$

Kuva 28. CoolPack -ohjelmalle syötetyt lähtöarvot ja tulokset. [12]

Alkuarvojen valinnat on pyritty valitsemaan mahdollisimman vertailukelpoisiksi verrattuna yksiportaiseen prosessiin. Prosessin lämpötilaväli, painehäviöt, kompressorien isentrooppiset hyötysuhteet ja kylmäteho on valittu yhtä suuriksi kuin edellisessä yksiportaisessa prosessissa. Prosessin välipaine on laskettu yhtälön (4.10) avulla ja sen arvo

on $p_{opt} = 310$ kPa. Kaksiportaisessa prosessissa korkeapainekompressorille menevä kylmäainehöyry pyritään jäädyttämään mahdollisimman lähelle kyllästyslämpötilaa [3, s.276]. Välipainetta vastaava ammoniakkihöyryn kyllästyslämpötila on $-8,5$ °C astetta. Korkeapainekompressorin imuhöyryn lämpötilaksi on valittu -5 °C. Vähäinen tulistus varmistaa, ettei kompressorille pääse nestettä. Molempien kompressorien imuputkien läpi siirtyvän lämmön aiheuttamalle tulistumiselle on valittu arvoksi $1,5$ K ja tämä johtaa yhteensä $1,18$ kW lämpöhäviöön. Prosessin muille lämpöhäviöille on annettu arvot: korkeapainepiiri 10 kW ja matalapainepiiri 5 kW. Muut kuin imuputken läpi tapahtuvat lämpöhäviöt ovat siis 5 kW suuremmat kuin yksiportaisella prosessilla. Tämän on tarkoitus edustaa monimutkaisemmasta rakenteesta seuraavaa suurempaa lämpöhäviötä.

Kaksiportaisessa prosessissa puristuksen loppulämpötila samalla kylmäteholla ja samalla lämpötilavälillä toimittaessa on yli 130 °C astetta alhaisempi verrattuna yksiportaiseen prosessiin. Myös kylmäkerroin on jonkin verran parempi ollen yksiportaiselle prosessille $1,58$ ja kaksiportaiselle prosessille $1,71$. CoolPack -ohjelmalla tehdyt simuloinnit osoittavat, että ilman hyvää puristuksen aikaista jäädytystä, ammoniakkihöyryn ja voiteluöljyn lämpötilat nousevat korkeiksi. Seuraavassa luvussa tarkastellaan eri kompressorien soveltuvuutta kyseiselle lämpötilavälille. Kompressorin, kylmäaineen ja kompressorin voiteluaineen ominaisuudet määräävät onko prosessi ylipäättään mahdollinen toteuttaa yhdellä portaalla. Kompressorin painesuhteeksi muodostuu kappaleessa 7.4 valitulla lämpötilavälillä, simulointiin valituilla imu- ja paineputken painehäviöillä ja käytettäessä kylmäaineena ammoniakkia $18,2:1$, joka on korkea lukema jäädytyksessä käytettävälle kompressorille. Seuraavassa kappaleessa kartoitetaan kompressoreja ja siten myös mahdollisuutta toteuttaa testihuoneen jäädytys yksiportaisella prosessilla.

7.6 Komponenttien valinnassa käytettävät parametrit

Luvussa 7.4 on tilaajalta saatujen testihuoneen lämpötilavaatimusten, kylmälaitoksen kytkennän ja ympäristön arvioitujen lämpötilojen avulla arvioitu lämpötilaväli, jolla kylmäkone toimii. Luvussa kuusi on laskettu kylmäkoneelta vaadittava jäädytysteho. Tämän lisäksi prosessissa käytettävä kylmäaine on valittu luvussa 7.1. Näiden tietojen avulla kylmäaineen massavirta ja tilavuusvirta höyrystimessä voidaan laskea. Nämä kaikki edellä esitetyt fysikaaliset parametrit ovat kylmäkoneen komponenttien mitoituksessa olennaisia suureita. Seuraavaan taulukkoon on koottu nämä parametrit, joita käytetään myöhemmin kappaleissa 7.7, 7.8 ja 7.9 kylmäprosessin pääkomponenttien valintaan.

Taulukko 11. Valitun jäähdystysprosessin tärkeimmät parametrit.

Lauhtumispiste [°C, kPa]	34 °C, 1321 kPa
Höyrystymispiste [°C, kPa]	-39 °C, 75,59 kPa
Massavirta	0,24 kg/s
Tilavuusvirta höyrystimen paineessa	0,384 m ³ /s
Jäähdytysteho	360 kW
Kylmäaine	Ammoniakki, R717

Taulukossa 11 massavirta on laskettu höyrystimen tehon yhtälöstä (4.3) ja tämän jälkeen tilavuusvirta on laskettu yhtälöstä (5.10). Höyrystimen tehon laskennassa on otettu huomioon vain kylmäaineen faasimuutoksessa absorboituva lämpö. Tilavuusvirta on laskettu höyrystimen tilassa, koska kompressorien tilavuusvirta ilmoitetaan yleensä imutilavuusvirran mukaan. Laskennassa käytetyt aineominaisuudet on saatu EES:n aineominaisuuskirjastosta [14].

7.7 Kompressori

Tässä luvussa tarkastellaan edellä laskettujen ja valittujen parametrien avulla testihuoneeseen sopivia kompressorivaihtoehtoja. Testihuoneen lämpökuorma ja lämpötila, ja vastaavasti kompressorin teho vaihtelevat voimakkaasti. Kompressorit pyritään valitsemaan siten, että niitä on useampia ja niiden yhdessä tarjoama jäähdytysteho kattaa koko huoneen vaatiman jäähdytystehon. Tämä järjestely mahdollistaa kylmälaitoksen paremman toiminnan myös osakuormilla, sillä osaa kompressoreista voidaan lepuuttaa ja toisaalta muita kompressoreja on mahdollista käyttää lähellä niiden parasta toimintapistettä. Kompressorivaihtoehtoja kartoitetaan valmistajien omia valintaohjelmia hyödyntämällä. Kompressori on yleensä kylmälaitoksen kallein yksittäinen komponentti, joten sen huolellinen valinta vaikuttaa kylmälaitosinvestoinnin kannattavuuteen oleellisesti. Kompressorin valinnassa lähtöarvoiksi tarvitaan laitoksessa käytettävä kylmäaine, jäähdytysteho ja lauhtumis- ja höyrystymislämpötilat. Nämä tiedot määräävät prosessin painesuhteen ja höyrystimen läpi virtaavan kylmäaineen massavirran, jota myös usein käytetään kompressorin valinnan parametrina. Valintaan vaikuttavat parametrit on esitetty kootusti edellisessä kappaleessa 7.6.

Kompressorivalmistajia on paljon, eikä jokaisen kompressorimallistoa ole mahdollista käydä läpi tässä työssä. Suuria kylmäteknikkaan soveltuvien kompressorien valmistajia

ovat ainakin Dorin, Sabroe ja Bitzer. Näiden kompressorivalmistajien mallistoa tutki-
malla pyritään löytämään tämän työn kylmälaitokselle sopiva kompressor. Valintaa hel-
pottaa huomattavasti näiden valmistajien kompressoreilleen tarjoamat valintaohjelmat,
joka on myös yksi syy näiden kompressorivalmistajien valintaan.

7.7.1 Bitzer

Kuvassa 29 on esitetty saksalaisen Bitzerin jäähdytyskäyttöön tarkoitettujen kompresso-
reiden valintaan suunnitellun ohjelman näkymä. Ohjelmalle on syötetty taulukossa 11
esitetyt alkuarvot. Ohjelmaa on käytetty monen kompressorin valintamoodissa. Tällöin
ohjelma ehdottaa useampaa samanlaista kompressoria kylmälaitoksen koko jäähdytyste-
hon kattamiseksi. Bitzerin mallistosta ei löydy riittävän suurta kompressoria yksin tuot-
tamaan testihuoneessa vaadittavaa kylmätehoa.

Consider notes in detailed resp. part load calculation! *According to EN12900 (5K suction gas superheat, 0K liquid subcooling)				
Overview Detail				
	A			
Evaporating SST	-39,00	°C		
Condensing SDT	34,0	°C		
	Qe	Pe	EER	Ratio
	kW	kW	WW	%
Total	427	333	1,28	--
OSKA9593-K	142,3	111,1	1,28	33,3
OSKA9593-K	142,3	111,1	1,28	33,3
OSKA9593-K	142,3	111,1	1,28	33,3

Kuva 29. Bitzer-kompressorivalmistajan valintaohjelman näkymä. [9]

Kolmella OSKA9593-K kompressorilla päästään 427 kW jäähdytystehoon eli 77 kW yli-
mitoitukseen verrattuna kappaleessa seitsemän laskettuun jäähdytystehon tarpeeseen.
OSKA9593-K on avoin ruvikompressor. Muun tyyppistä ammoniakkompressoria ei
Bitzerin mallistosta tähän painesuhde- ja teholuokkaan edes löydy. Suuri painesuhde ja
ammoniakin voimakas taipumus tulistua vaativat tehokkaan puristuksen aikaisen jäähdy-
tyksen. Jäähdytys on toteutettu kompressorin ruiskutettavalla öljyllä, joka sitoo lämpöä.
Öllyruiskutus vaatii riittävän öljytilavuuden ja öljyn jäähdytyksen. Ammoniikki ja siihen
liukenematon öljy vaativat hyvin tehokkaan kompressorin jälkeisen öljyn erotuksen [3,

s.149]. Kuvassa 30 on ohjelman laskemia tunnuslukuja testihuoneelle lasketuilla parametreilla.

Compressor	OSKA9593-K
Capacity steps	100%
Cooling capacity	141,0 kW
Cooling capacity *	141,0 kW
Evaporator capacity	141,0 kW
Shaft power	111,1 kW
Condenser Capacity	167,4 kW
COP/EER	1,27
COP/EER *	1,27
Mass flow LP	479 kg/h
Mass flow HP	479 kg/h
Operating mode	Standard
Liquid temp.	34,0 °C
Oil volume flow	8,81 m ³ /h
Cooling method	External
Oil cooler outlet	60,2 °C
Oil cooler load	84,7 kW
Recommended driving motor	200,0 kW
Discharge gas temp. w/o cooling	327 °C

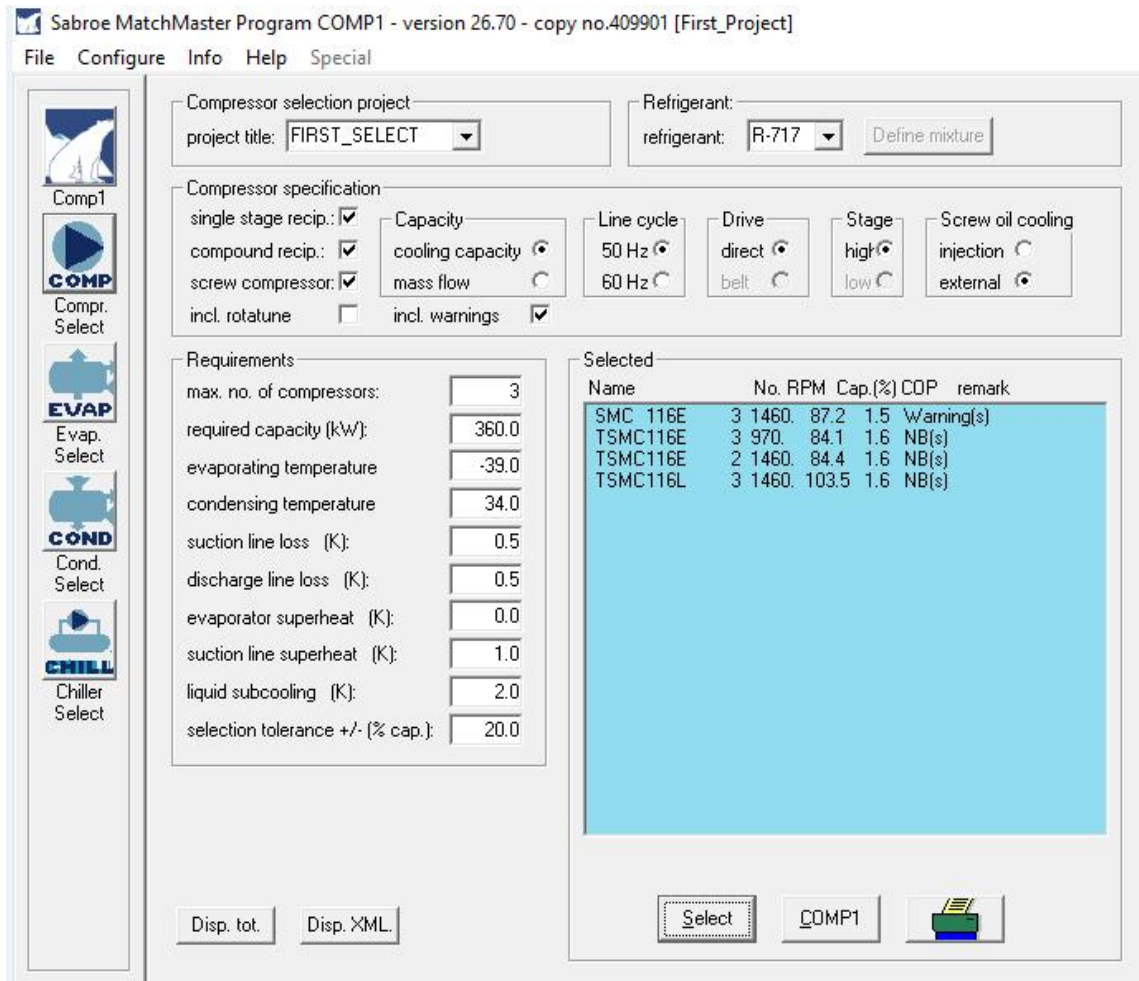
Kuva 30. Bitzerin OSKA9593-K ruuvikompressorilla toteutetun prosessin tunnuslukuja. [9]

Kuvasta 30 nähdään, että suuresta painesuhteesta johtuva puristuksen voimakas lämmön-
tuotanto vaatii tehokkaan öljyn jäähdetyksen. Öljynjäähdyttimen poistama lämpövirta on
suurimmillaan 84,7 kW. Ohjelmalla valittu kolmen kompressorin yhdistelmä on yksi tes-
tihuoneen kylmäkoneen kannalta mahdollinen ratkaisu. Bitzerin ruuvikompressorin mah-
dollistaa yksiportaisen jäähdetyksen toteuttamisen suuresta painesuhteesta huoli-
matta, mutta kylmäkerroin jää odotetusti hyvin matalaksi. Ohjelman laskema arvo kyl-
mäkertoimelle 1,27.

7.7.2 Sabroe

Sabroe on yhdysvaltalaisen Johnson Controlsin tuotenimi ja muun muassa kylmäteknii-
kaan soveltuvat kompressorit ovat nimetty tällä tuotenimellä. Johnson Controls tarjoaa
asiakkailleen kompressoreiden ja muiden komponenttien valintaohjelman, jota käytetään
tässä luvussa. Myös tätä Sabroen MatchMaster (versio 26.70) valintaohjelmaa käytetään
vastaavalla tavalla kuin edellisessä kappaleessa esitettyä Bitzerin valintaohjelmaa. Ohjel-
malle syötetään taulukossa 11 esitetyt parametrit. Ohjelmassa on myös lisävalintoja, ku-
ten kompressorin imu- ja paineputken painehäviö, tulistus höyrystimessä, tulistus imu-
putkessa ja kylmäaineen alijäähdetyksen lauhdutuksen jälkeen. Lisävalinnat jätetään ohjel-

man oletusarvoiksi, sillä todellisia arvoja ei tunneta. Lisävalintojen vaikutus kompressorin valinnassa on pieni verrattuna pääparametreihin. Kuvassa 31 on esitetty MatchMaster ohjelman näkymä ja ohjelman ehdottamat kompressorimallit.



Kuva 31. Sabroe MatchMaster -ohjelman näkymä. [32]

Ohjelma ehdottamista kompressorivaihtoehdoista malli TCMC116L täyttää vaatimukset parhaiten, tarjoamalla 103,5 % tavoitellusta jäähdytystehosta. Ohjelman ehdottama kompressorimalli TCMC116L on tyypiltään kaksiportainen mäntäkompressori. Ohjelman esittämistä vaihtoehdoista kolme kappaletta TCMC116L kompressoreita vastaa selkeästi parhaiten 360 kW jäähdytystehotavoitteeseen. Seuraavassa kuvassa 32 on esitetty kompressorin teknisiä tietoja tarkemmin.

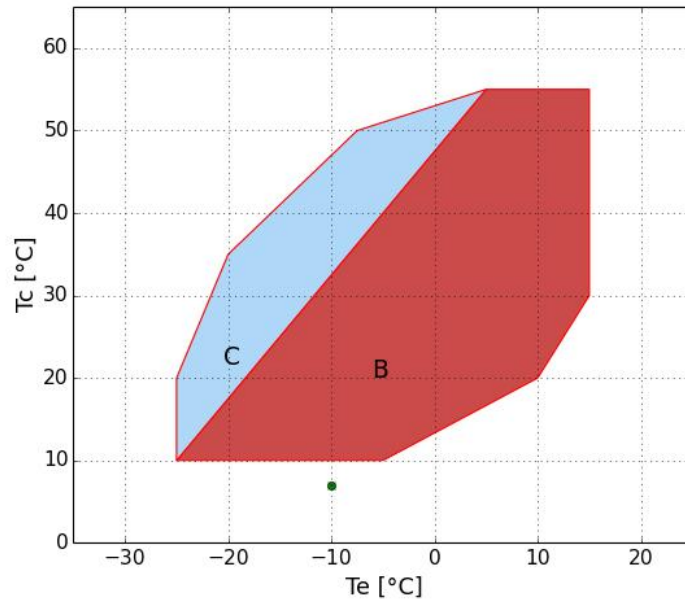
Model	Number of cylinders low/high-pressure side	Swept volume at 1500 rpm m ³ /h	Swept volume at 1800 rpm m ³ /h	Nominal capacities in kW at 1500 rpm / 1200 rpm *		Unit dimensions in mm			Weight excluding motor kg	Sound pressure level at 1500 rpm db(A)
				-40/+35°C		L	W	H		
				R717	R407C					
TCMO 28	6 / 2	146	175	20	20	1400-1750	700	1000	500	68
TCMO 38	6 / 2	170	205	23	23	1400-1750	700	1000	500	69
TSMC 108 S	6 / 2	339	407	51	40*	2670-3230	1100	1250	1582	80
TSMC 108 L	6 / 2	424	509	67	52*	2670-3230	1100	1250	1582	81
TSMC 108 E	6 / 2	509	N/A	82	N/A	2670-3230	1100	1250	1582	81
TSMC 116 S	12 / 4	679	814	102	81*	3290-3740	1330	1440	2280	81
TSMC 116 L	12 / 4	848	1018	134	104*	3290-3740	1330	1440	2280	82
TSMC 116 E	12 / 4	1018	N/A	164	N/A	3290-3740	1330	1440	2280	83

Kuva 32. Maalattuna MatcMaster -ohjelman ehdottama kompressorimalli ja sen tekniset tiedot. [32]

Kyseiset tekniset tiedot edustavat hyvin testihuoneen kylmäkoneen kokemia olosuhteita, sillä lämpötilaväli on -40/+35 °. Teknisistä tiedoista käy ilmi, että kompressorin fyysiltä mitoiltaan melko suuri. Tiedoista poimitakoon esimerkiksi kompressorin paino ilman moottoria, joka 2280 kg ja kompressorin pituus 3,74 m.

7.7.3 Dorin

Dorinin valintaohjelma (versio 15.07) toimii vastaavalla tavalla, kuin muutkin valintaohjelmat. Dorin on mäntäkompressorivalmistaja, eikä heillä näin ollen ole muun tyyppisiä kompressoreja mallistossaan. Mäntäkompressorien ongelma niiden alhaisempi painesuhde verrattuna ruuvikompressorisiin. Dorinin mallistosta ei löydy ammoniakille sopivaa kompressoria, joka kykenisi tuottamaan testihuoneen jäädytyksessä vaadittavan painesuhteen. Kuvassa 33 on esitetty Dorinin avokompressorin 110VS:n toiminta-alue. 110VS-malli on Dorinin suurin avokompressorimalli iskuilavuudella mitattuna.



Kuva 33. Kompressorin 110VS toiminta-alue. Pystyakselilla on lauhtumislämpötila T_c , ja vaaka-akselilla on höyrystymislämpötila T_e . Sininen alue kuvaa nestejäähdytetyillä sylinterikansilla toimivaa mallivaihtoehtoa. [13]

Kuvasta nähdään, että käytettäessä kylmäaineena ammoniakia kyseisen kompressorin toiminta-alue ylittyy. Tällä kompressorityypillä ja käytettäessä ammoniakia kylmäaineena alhaisin kylmäprosessin höyrystymislämpötila on -25 °C .

7.8 Lauhdutin

Vastaavasti kuin kompressorien tapauksessa, myös lauhdutin valitaan kyseiseen tarkoitukseen tehdyn valintaohjelman avulla. Lauhduttimen valinta ohjelman avulla antaa tietoa myös laiteen koosta ja painosta. Ilmajäähdytteinen lauhdutin sijoitetaan usein rakennuksen katolle, sillä tällöin lauhduttimen ilman saanti on mahdollisimman häiriötöntä. Lauhduttimen paino on taas kattosijoituksen kannalta olennainen tieto. Teollisuushallien katoille on tyypillisesti ilmoitettu suurin sallittu kuorma neliometriä kohti. Lauhduttimen painon avulla myös tämän ehdon täyttymistä voidaan arvioida. Lauhduttimen valintaan käytettiin Alfa Lavalin FincoilSelect -valintaohjelmaa. Kuvassa 34 on esitetty valitun ilmajäähdytteisen lamellilauhduttimen tekniset tiedot.

Suoritusarvot			Puhallintiedot	
Suure:	Tavoite:	Toteutunut:	Sijoitus:	Kokonaisilmavirta:
Lauhdutusteho:	360 kW	372 kW	1 x 5	63.4 m ³ /s
Reitit:		18*21 kW	Halkaisija: Ø1240 mm	
Tuleva ilma:		24.0°C / 60 %	Pyörimisnopeus: 565 rpm	
Lähtevä ilma:		29.0°C	Ottoteho (+20°C): 3.1 kW	
Lauhtumis-lt:	34.0 °C	34.0 °C	Ottoteho: 3.0 kW	
Haluttua tehoa vastaava lauhtumislämpötila:		33.7 °C	Max. virta: 11 A	
Kylmäaine:	R717		Verkko: 3/400V/50Hz	
Mittatiedot [mm]			Käyttökust.: 30569/74030 EUR	
Pituus:	~9050	Korkeus (V): 2500	Pinta-ala: 1387 m ²	Kaasuyhde: 1xØ76.1
Leveys (V):	1200	Korkeus (H): 1700	Sisätilavuus: 177 dm ³	Nesteyhde: 1xØ60.3
Leveys (H):	2570	Lamellijako: 2.5 mm	Nettopaino: 2630 kg	Vesisuutin: Ei
			Pakkaus: 28.4 m ³	
Energialuokka: E				

Kuva 34. Valitun ilmajäähdytteisen lauhduttimen SZA-13-5-1240-3/400/50H tekniset tiedot. [16]

Kuvasta 34 nähdään, että lauhduttimella on 12 kW ylimitoitus testihuoneen suurimpaan jäähdytystehoon nähden. Teknisistä tiedoista voidaan vielä poimia kyseisen lauhduttimen fyysiset mitat, jotka ovat: pituus 9,05 m, leveys 2,57 m ja korkeus 2,5 m ja lauhduttimen paino 2630 kg. Tällä tavalla saadut lauhduttimen tiedot ovat enemmänkin suuntaa-antavia, mutta tiedot kuvaavat komponenttien suuruusluokkaa hyvin.

7.9 Höyrystin

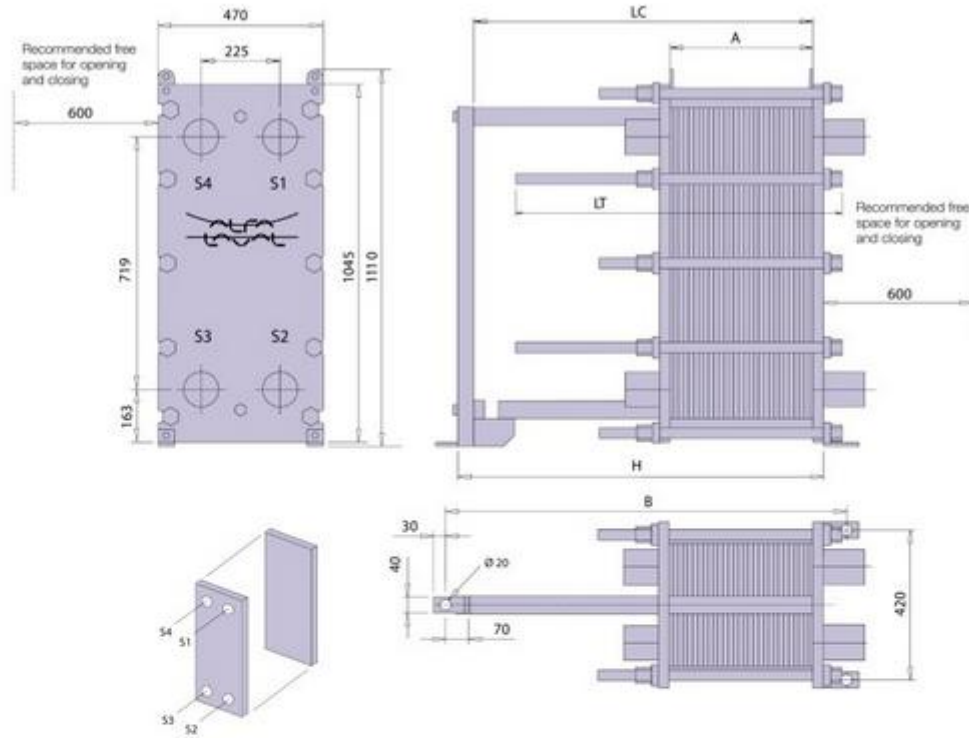
Tässä työssä on aiemmin kappaleessa 7.2 valittu testihuoneen jäähdytykseen epäsuora jäähdytystapa. Tämä tarkoittaa höyrystimen kannalta sitä, että höyrystyvä kylmäaine jäähdyttää sekundääristä lämmönsiirtonestettä. Tämän kaltaisia nesteen jäähdyttämiseen käytettäviä höyrystimiä ovat testihuoneen kylmäteholuokassa moniputki- ja levyhöyrystimet. Höyrystimen valinta edellyttää jäähdytystehon ja höyrystyslämpötilan lisäksi tietoa käytettävästä lämmönsiirtonesteestä. Epäsuoran jäähdytysjärjestelmän suunnittelu on kuitenkin päätetty rajata tämän työn ulkopuolelle, joten tässä kappaleessa tyydytään vain tarkastelemaan erästä höyrystimeksi ja lämmönsiirtonesteen jäähdyttimeksi sopivaa höyrystinmallia. Tässä työssä luvussa 7.4 höyrystymislämpötilaksi on valittu -39 °C, joka johtaa alipaineiseen höyrystimeen.

Valitaan tarkasteluun Alfa Laval M10-BW REF. Kyseessä levylämmönsiirrin, joka on nimenomaan tarkoitettu toimimaan primääripuolella ammoniakkihöyrystimenä ja toisaalta sekundääripuolella lämmönsiirtonesteen jäähdyttimenä. Kuvassa 35 on esitetty M10-BW REF lämmönsiirtimen ominaisuuksia taulukoituna.

N° of cassettes			20	30	40	50	60	70
Nominal data Ethylene Glycol = 30% Ti = -2°C To = -6°C Refrigerant = NH ₃ Te = -10°C	Qn	kW	115	180	240	300	360	415
	Wn	m ³ /h	28.2	44.1	58.8	73.4	88.4	101.6
	Δp glycol	bar	0.72	0.76	0.76	0.77	0.78	0.78
	Δp NH ₃	kPa	5.4	5.7	5.8	5.9	6.1	6.2

Kuva 35. Lämmönsiirtimen teknisiä tietoja käytettäessä kylmäaineena ammoniakkia ja lämmönsiirtonesteenä 30 % etyleeniglykolin vesiliuosta. *N° of cassettes* tarkoittaa levylämmönsiirtimen levyparien määrää. [7]

Kuvasta 35 nähdään, että lisäämällä levylämmönsiirtimen levyparien määrää voidaan lämmönsiirtimen teho säätää sovelluksen kannalta sopivalle tasolle. Tekniset tiedot on annettu tilanteessa, jossa ammoniakin höyrystyslämpötila on -10 °C ja glykolivesiliuoksen tulo- ja poistolämpötilat ovat -2 °C ja -10 °C. Kyseiset kuvassa 35 esiintyvät lämmönsiirtimen tekniset tiedot eivät täysin kuvaa testihuoneen mitoituksen kannalta olennaista tilannetta, jossa valittu höyrystyslämpötila on -39 °C astetta ja valitut lämmönsiirtonesteen tulo- ja lähtölämpötilat ovat -28 °C ja -33 °C. Lämpötilaero on kuitenkin samassa suuruusluokassa ja itseasiassa luvussa 7.4 valituilla lämpötiloilla lämmönsiirrolle on jätetty hieman suurempi lämpötilaväli, joka tehostaa lämmönsiirtoa. Kuitenkin esimerkiksi höyrystyvän ammoniakin ominaistilavuus on huomattavasti suurempi -39 °C astetta vastaavassa ammoniakin kyllästyspaineessa verrattuna -10 °C asteeseen. Tarkempi mitoitus pitäisi tehdä tarkoitukseen sopivalla mitoitusohjelmalla, jota ei kuitenkaan ollut saatavilla. Tässä on tavoitteena antaa kuva testihuoneen jäähdytyksessä tarvittavan lämmönsiirtimen kokoluokasta. Kuvassa 36 on esitetty Alfa Laval M10-BW REF levylämmönsiirtimen fyysiset mitat.



N° of cassettes, 0.6 mm			< 22	< 60	< 95	< 132	< 165	< 232
DIMENSIONS	A	mm	132	360	570	792	990	1392
	Lc	mm	300	650	900	1250	1600	2100
	Lt	mm	450	750	1050	1350	1650	1950
	H	mm	555	905	1155	1505	1885	2355
	B	mm	490	840	1090	1440	1790	2290
	Connection	mm	DN 100	DN 100	DN 100	DN 100	DN 100	DN 100
DATA	$V_{t,0}$	dm ³	14.9	38.8	60.9	84.2	104.9	147.2
	$V_{w,t}$	dm ³	13.3	37.3	59.3	82.6	103.4	145.6
	W_c	kg	437	615	814	1002	1078	1361

Kuva 36. Alfa Lavalin M10-BW REF levylämmönsiirtimen mitat. [7]

8. YHTEENVETO JA JOHTOPÄÄTÖKSET

Tässä työssä kuvaillun testihuoneen suunnittelu on monimutkainen kokonaisuus, johon kuuluu työssä käsitellyn energiateknisen suunnittelun lisäksi ainakin rakennesuunnittelua ja laitteiden ohjaukseen käytettävän automaation suunnittelua. Myöskään testihuoneen energiatekninen suunnittelu ei tullut valmiiksi tässä työssä. Työ tarjoaa kuitenkin paljon lähtötietoa jatkosuunnittelua varten ja samalla hahmottelee tarvittavien laitteiden, kuten kompressorien tai lauhduttimen, kokoluokkaa. Vähemmälle huomiolle työssä jäivät itse huoneen varusteet, kuten puhaltimet ja jäähdytyspatterit. Eteenkin puhaltimilla aikaansaatavien ajoviimaa simuloivien virtausolosuhteiden luominen vaatii lisäselvitystä. Kuvassa 22 esitetyn kaltaisen ilmankierrätysjärjestelmän suunnittelu on tässä pääosassa. Myöskään kaikkien järjestelmässä vaadittavien putkienvetojen suunnittelua ei tehty.

Olosuhdetestihuoneen suunnittelussa haastavaa on referenssikohteiden vähyys. Kylmäkoneen toiminnan kannalta testihuone epätyypillinen kohde, sillä koneen toimintaan vaikuttavat parametrit vaihtelevat hyvin suurella alueella. Vaadittava jäähdytysteho tai huoneen sisälämpötila ovat tästä esimerkkejä. Myöskin vähäinen käyttöaste asettaa omat vaatimuksensa kylmälaitokselle. Esimerkiksi hiilidioksidilla toteutettu sekundäärinen jäähdytyskierto ei tule kysymykseen jatkuvien seisokkien aiheuttaman hiilidioksidin lämpötilan nousun ja siitä seuraavan paineen nousun takia.

Testihuoneessa on tarkoitus voida tehdä testejä, joissa huoneen lämpötilaa muutetaan testin aikana. Lämpötilan alentamiseksi tarvitaan jäähdytystehoa sitä enemmän, mitä nopeammin lämpötilaa halutaan alentaa. Tässä työssä ei otettu kantaa tällaisten dynaamisten tilanteiden vaatimaan tehoon. Jäähdytysprosessin jäähdytysteho kasvaa voimakkaasti lämpötilaeron pienentyessä ja jäähdytyskone on mitoitettu suurimmalle mahdolliselle traktorista tulevalle lämpökuormalle. Edellisistä seikoista johtuen kylmäkoneella on jäähdytystehoa reservissä kaikissa muissa tilanteissa paitsi suurimman mitoitettun lämpökuorman ja suurimman ympäristön ja testihuoneen välisen lämpötilaeron toteutuessa.

Varsinaisia työssä saatuja tuloksia ovat traktorin testihuoneeseen aiheuttamat lämpökuormat, traktorin imuilman takia vaadittavan ilmanvaihdon aiheuttama jäähdytyksen tarve, huoneen vaipan läpi johtuvan lämmön aiheuttama lämpökuorma ja näiden kompensoimiseksi esisuunniteltu jäähdytysprosessi. Erilaisten testihuoneeseen soveltuvien jäähdytysprosessien toteutustapoja ja ominaisuuksia on käyty läpi, joka mahdollistaa myöhempien valintojen tekemisen. Näiden selvitysten perustaksi työn alkuun on koottu termodynamiikan yleistä teoriaa käsittelevä osuus ja kylmälaitoksia yleisellä tasolla käsittelevä osuus.

9. LÄHTEET

- [1] M.J. Abedin, H.H. Masjuki, M.A. Kalam, A. Sanjid, S.M. Ashrafur Rahman, B.M. Masum, Energy balance of internal combustion engines using alternative fuels, Elsevier, May 2013
- [2] AGA kylmäaineiden tuotetiedot [online], saatavissa http://www.aga.fi/fi/products_ren/refrigerants/hfc_gases/r134a/index.html, (haettu 5.1.2017)
- [3] A. Aittomäki (toimittaja), E. Aalto, T. Alijoki, P. Hakala, A. Hirvelä, E. Kaappola, J. Mentula, A. Seinälä, Kylmätekniikka, Suomen Kylmähdistys ry, Helsinki 2012
- [4] A. Aittomäki, J. Kianta, Indirect refrigeration systems: design guide book, Tampere University of Technology, 2003
- [5] J. Alberto Dopazo, J. Fernandez-Seara, Modelling and experimental validation of the hot-gas defrost process of an air-cooled evaporator, Elsevier, 2009
- [6] Alfa Laval [online], 2017, <http://www.alfalaval.fi/> (haettu 5.1.2017)
- [7] Alfa Laval kuvasto [online], 2012, Saatavissa: <http://www.heat-exchangers.co.za/wp-content/uploads/2012/10/PHE-for-refrigeration.pdf>, (12.12.2016)
- [8] AX-suunnittelu, haastattelu 19.1.2017
- [9] Bitzer software, compressor selecting software, versio 6.6.0, Bitzer SE, Saatavissa: <https://www.bitzer.de/websoftware> (haettu 1.2.2017)
- [10] Y.A. Cengel, M.A. Boles, Thermodynamics: an engineering approach, 7th edition
- [11] B. Cilic, Exergy analysis of vapor compression refrigeration with two stages and intercooler [online], 2012, Saatavissa: http://www.academia.edu/10636047/Exergy_analysis_of_vapor_compression_refrigeration_cycle_with_two-stage_and_intercooler, (3.12.2016)
- [12] CoolPack, collection of simulation models for refrigeration systems, Technical University of Denmark, versio 1.50, saatavissa: <http://www.en.ipu.dk/Indhold/refrigeration-and-energy-technology/coolpack.aspx>
- [13] Dorin software, compressor selecting software, versio 15,07, saatavissa: <http://www.dorin.com/en/Software/> (haettu 1.12.2016)
- [14] EES, equation solving program, versio 10.091, F-chart software, Academic license

- [15] 2014 F-Gas Regulation and GWP Values [online], air conditioning and refrigeration industry board (ACRIB), May 2015, Saatavissa: http://www.acrib.org.uk/web_images/documents/New%20FGAS%20Regulation%20&%20GWP%20Values%2030.5.14.pdf (haettu: 10.12.2016)
- [16] FincoilSelect, selection software for heat exchangers, vesrio 4.5c, Alfa Laval, Saatavana: <http://www.alfalaval.com/fi/products/heat-transfer/finned-coil-air-heat-exchangers/tools/fincoilselect/> (haettu: 5.1.2017)
- [17] P.L Gabrielsson, Urea-SRC in automotive applications, SpringerLink, 2004
- [18] K.H Grote, E.K. Antonsson, Springer mechanical handbook of engineering, Springer handbooks, 2009
- [19] A. Hadidi, A. Nazari, Design and economic optimization of shell-and-tube heat exchangers using biogeography-based algorithms, Elsevier, March 2013
- [20] P. Hakala, E. Kaappola, Kylmälaitoksen suunnittelu, Opetushallitus, 3. painos, 2013
- [21] G.F Hundy, A.R. Trott, T.C. Welch, Refrigeration and Air-Conditioning, Elsevier Science 2008
- [22] T.B Jekel, D.T Reindl, Single or two stage compression, ASHRAE journal, Aug 2008
- [23] J. Rogstam, K.Skogsberg, C. Beaini, 2013, Climate hall for vehicle testing: pre study, Energi & kyläanalys AB
- [24] J. Kianta, Kylmäainetilanne 2008, Suomen kylmäyhdistys ry, 2008
- [25] J. Kianta, Kylmätekniiikan käsikirja, Tampere 2013
- [26] M. Koebel, M. Elsener, M. Kleeman, Urea-SCR: a promising technique to reduce NOx from automotive diesel engines, Elsevier, 2000
- [27] Å. Melinder, Handbook on indirect refrigeration and heat pump systems, Svenska Kyltekniska föreningen, 2010
- [28] A. Mikhailov, H.O. Mathiessen, System efficiency for natural refrigerants, ASHRAE journal, August 2013
- [29] M. Plint, A. Martyr, Engine testing: theory and practice, Oxford: Butterworth-Heinemann 2007
- [30] D. Reindl, Sequencing and controlling of compressors, ASHRAE journal, November 2013

- [31] P.E. Royce, N. Brown, Compressors, 3th edition, Elsevier, 2005
- [32] Sabroe MatchMaster COMP1, refrigeration component selection software, Johnson Controls, versio 26.70, Saatavissa: kysely valmistajalta (haettu 5.2. 2017)
- [33] Sabroe kompressorien tekniset tiedot [online], Johnson Controls, saatavissa <https://be-ebusiness.eu.johnsoncontrols.com/vb/FileDownloadServlet?filename=85C1E5010AFAE309E89534FAC594C9110D74FED4DF78AAA8F613AEFF0C4B9E885DE918D01839F1F4833B4E43F0C1D1008D271E9CD404AC21C790901527561B1AD246FDBE13D0379B522B68F163CBDC2C7932D4420073D33E62FDC1F919E6ACAB5B6E0CB327EC3B18F7E01A5F5F86406EC3275791971CBB17> (haettu: 28.1.2017)
- [34] Valtra Oy Ab
- [35] W.F Stoecker, Industrial refrigeration handbook, NY: McGraw-Hill Publishers, 1998
- [36] Suomen rakentamismääräyskokoelma: D2 rakennusten sisäilmasto ja ilmanvaihto, ympäristöministeriö, 2012, Saatavana: http://www.finlex.fi/data/normit/37187/D2-2012_Suomi.pdf (haettu: 5.1.2017)
- [37] Suomen rakentamismääräyskokoelma: D3 rakennusten energiatehokkuus, ympäristöministeriö, 2012, Saatavana: http://www.finlex.fi/data/normit/37188/D3-2012_Suomi.pdf (haettu: 15.12.2016)
- [38] Suomen rakentamismääräyskokoelma: testivuosien kuvaus [Online], ympäristöministeriö, 2012, Saatavana: http://www.ymparisto.fi/fi-FI/Maankaytto_ja_rakentaminen/Lainsaadanto_ja_ohjeet/Rakentamismaarayskokoelma/Energiatehokkuus (haettu: 20.12.2016)
- [39] Ympäristöhallinnon yhteinen verkkopalvelu, Fluoratut kasviuonekaasut yritystoiminnassa [online], Saatavissa: http://www.ymparisto.fi/fi-FI/Ilmasto_ja_ilma/Kasviuonekaasupaastojen_raportointi_ja_seuranta/Kasviuonekaasupaastojen_seuranta_Suomessa/Fluoratut_kasviuonekaasut/Fkaasut_yritystoiminnassa, (haettu 15.12.2016)
- [40] A. Zahib, A. Donald, C. Gage, D. Reindl, N. Mueller, J. DeBulter, A. Pearson, R. Ciconkov, AHRAE position document on: NATURAL REFRIGERANTS, January 2009
- [41] S. Zumdahl, Chemical principles, 6th edition, Belmont, CA : Brooks/Cole 2009