



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

TOPI ISOAHO
LÄMPÖPUMPPUKYTKENTÖJEN SIMULOINTI KAUKOLÄMPÖVERKOSSA

Diplomityö

Tarkastaja: yliopistonlehtori Henrik
Tolvanen
Tarkastaja ja aihe hyväksytty
Luonnontieteiden tiedekunnan tiede-
kuntaneuvoston kokouksessa 7. jou-
lukuuta 2016

TIIVISTELMÄ

TOPI ISOAHO: Lämpöpumppukytkeäntöjen simulointi kaukolämpöverkossa
Tampereen teknillinen yliopisto
Diplomityö, 94 sivua, 0 liitesivua
Toukokuu 2018
Ympäristö- ja energiatekniikan koulutusohjelma
Pääaine: Energia- ja biojalostustekniikka
Tarkastaja: yliopistonlehtori Henrik Tolvanen

Avainsanat: lämpöpumppu, simulointi, kaukolämpö

Lämpöpumppujen käyttö kaukolämmöntuotannossa on alkanut kiinnostaa suomalaisia energiayhtiöitä yhä enemmän niiden pyrkiessä muun muassa syrjäyttämään fossiilisia polttoaineita käyttäviä tuotantomuotoja. Perinteisesti lämpöpumpuilla tuotetun kaukolämpöveden lämpötilan yläraja on ollut noin 90 °C, joka ei ole riittävän korkea talviaikana. Esteenä korkeampiin lämpötiloihin pääsemiselle on ollut erityisesti soveltuvien kylmäaineiden puute. Hiljattain markkinoille on kuitenkin tullut laitteistoja, joilla pystytään tuottamaan jopa kaukolämpöverkossa ajoittain vaadittavia 120 °C:n lämpötiloja.

Lämpöpumpun hyötysuhde riippuu hyvin voimakkaasti lämpöpumpussa kiertävän kylmäaineen höyrystymis- ja lauhtumislämpötilojen erotuksesta sekä useista muista prosessikohtaisista suureista. Eri parametrien vaikutusta hyötysuhteeseen on tutkittu melko paljon, mutta tulokset ovat olleet hyvin järjestelmäkohtaisia. Energiayhtiön näkökulmasta kiinnostavaa on, millaisiin hyötysuhteisiin kaukolämmöntuotannossa voidaan päästä sekä lämmönlähteen että kaukolämpöverkon vaatimien lämpötilojen vaihdellessa.

Tämän työn päätavoitteena oli tuottaa erilaisten korkean lämpötilan lämpöpumppujen suorituskyvyn simulointiin kykenevä laskentaohjelma, sillä tällä hetkellä saatavilla olevat ohjelmistot soveltuvat lähinnä perinteisempien lämpöpumppujen laskentaan. Lisäksi tavoitteena oli tehdä katsaus lämpöpumppujen käyttöön kaukolämmöntuotannossa.

Rakennettu ohjelma on kokoelma makroja, jotka toimivat Microsoft Excel -taulukkolaskentaohjelmassa. Ohjelmalla pystytään simuloimaan viittä erilaista lämpöpumppukytkeäntöä, ja siihen sisältyy poikkeuksellisin kattava kylmäainekirjasto. Kirjastoon kuuluu kylmäaineita, jotka ovat erittäin lupaavia erittäin korkean lämpötilan lämpöpumppuihin. Lämpöpumppupiirin tärkeimmän komponentin, kompressorin, mallinnukseen tehtiin kaksi vaihtoehtoa, joista toisessa voidaan käyttää todellisia kompressoreita. Ohjelmassa käytetään alan tutkimuksissa ja ohjelmistoissa yleisesti tehtyjä oletuksia ja yksinkertaisuuksia. Työssä esitellään esimerkkeinä viiden eri simulointitapauksen tulokset.

Lämpöpumppujen käyttötapoihin kaukolämmön ja -kylmän tuotannossa vaikuttaa usein järjestelmän koko. Suomeen viime vuosina rakennetut kaukolämpöpumput käyttävät lämmönlähteenään suurimmaksi osaksi jätevedettä ja kaukojäähdytyksen paluuvettä. Kaukolämmöntuotantoon soveltuvista lämmönlähteistä työssä esitellään kaukolämmön paluuvesi savukaasupesuriin yhdistettynä, kaukojäähdytyksen paluuvesi, josta erikseen omana tapauksenaan lämpimämpi konosalijäähdytyksen paluuvesi, jätevesi sekä geoterminen lämpö.

ABSTRACT

TOPI ISOAHO: Simulation of heat pumps in a district heating network

Tampere University of Technology

Master of Science Thesis, 94 pages, 0 Appendix pages

May 2018

Degree Programme in Environmental and Energy Engineering

Major: Energy and Biorefining Engineering

Examiner: University Lecturer

Keywords: heat pump, simulation, district heating

Finnish energy companies have become increasingly interested in utilization of heat pumps in district heating to replace fossil fuel-based production. For a while, the maximum temperature of district heating water produced by conventional heat pumps has been about 90 °C, which isn't high enough in winter time. The barrier of higher temperatures has specifically been lack of suitable refrigerants. However, lately there have been placed more advanced systems on the market. Those systems are able to produce hot water up to 120 °C, which is needed in district heating networks occasionally.

The efficiency of a heat pump strongly depends on the evaporation and condensation temperatures of its refrigerant and several other process variables. The effects of the variables on the efficiency have been studied quite a lot, but the results have been very system-specific. From the point of energy companies, interesting is, how high efficiencies can be reached in district heat production as the temperatures needed in the district heating network and of the heat source vary.

The main target of this thesis was to create a calculation program that can be used in simulation of different high temperature heat pumps. At the moment, the available softwares suit more or less to calculation of conventional heat pumps. Additionally, the target was to make a review of utilization of heat pumps in district heating.

The coded program is a collection of macros that are used in Microsoft Excel spreadsheet software. The program can be used in simulation of five different heat pump couplings, and it includes an exceptionally vast library of properties of refrigerants. The library includes refrigerants that will very potentially be used in high temperature heat pumps. There are two alternative ways to model a compressor, the most important component of a heat pump. One of them uses real compressors. In the program, simplifications and assumptions generally done in the field of heat pump study and modelling are implemented. The results of five simulation cases are presented as examples in the thesis.

The size of the district heating system often affects on the ways of usage of heat pumps in heat production. The heat pumps built in Finland in the last few years use mainly waste water and returning district heating water as their heat sources. In this thesis, the presented heat sources are returning district heating water combined with a flue gas cleaner, returning water of district cooling, separately returning cooling water of data centers, waste water and geothermal heat.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty Tampereen Sähkölaitos Oy:lle. Työn ohjaajana on toiminut kehityspäällikkö Timo Heinonen Tampereen Sähkölaitokselta ja tarkastajana yliopistonlehtori Henrik Tolvanen, joille haluan esittää suuret kiitokset ohjeista ja neuvoista sekä kannustuksesta työn saattamiseksi valmiiksi. Molemmat ovat olleet suuressa roolissa yliopistoaikanani muutenkin, Timo ohjatessaan myös kandidaatintyöni ja Henrik pitäessään useita mielenkiintoisia kursseja, jotka ovat vahvistaneet uskoani oikeaan alanvalintaan.

Koko koulu-urani olen saanut perheeltäni valtavan tuen ja ymmärryksen opiskelujen vaatimalle paneutumiselle ja ajalle. Syvimmät kiitokseni menevät vanhemmilleni sekä tulevalle vaimolleni Lauralle, jota ilman tie valmistumiseen olisi saattanut olla liiankin kivinen kuljettavaksi. Nyt on takaisinmaksun aika.

Tampereella, 22.4.2018

Topi Isoaho

SISÄLLYSLUETTELO

1.	JOHDANTO.....	1
2.	KOMPRESSORILÄMPÖPUMPUN TOIMINTA.....	4
2.1	Teoreettinen höyryprosessi.....	4
2.2	Todellinen höyryprosessi.....	4
2.3	Lämpökerroin eli COP.....	6
2.4	Kylmäaineet.....	8
2.5	Lämpöpumpun komponentit.....	12
2.5.1	Höyrystin.....	12
2.5.2	Kompressori.....	13
2.5.3	Lauhdutin.....	22
2.5.4	Paisuntaventtiili.....	23
2.6	Lämpöpumppukytkennät.....	24
2.6.1	Kaksiportainen prosessi avoimella kuplavälijäähdyttimellä.....	25
2.6.2	Kaksiportainen prosessi erillisellä välijäähdyttimellä.....	26
2.6.3	Kaksiportainen prosessi erillisellä välijäähdyttimellä ja höyryruiskutuksella.....	26
2.6.4	Kahden yksiportaisen prosessin kaskadikytkentä.....	27
2.7	Säätö.....	29
2.7.1	Höyrystimen säätö.....	29
2.7.2	Lauhduttimen säätö.....	30
2.7.3	Kompressorin säätö.....	31
2.7.4	Lämpöpumppulaitos kokonaisuutena.....	32
3.	LÄMPÖPUMPPUJEN KÄYTTÖ KAUKOLÄMPÖ- JA -KYLMAJÄRJESTELMÄSSÄ.....	34
3.1	Kaukolämpöverkon kuorman ja lämpötilojen vaihtelut.....	35
3.2	Rooli järjestelmässä sekä hyödyt, haitat ja rajoitteet.....	36
3.3	Lämmönlähteet.....	39
3.3.1	Kaukolämmön paluuvesi ja savukaasupesuri.....	40
3.3.2	Kaukojäähdytyksen paluuvesi.....	41
3.3.3	Jätevesi.....	42
3.3.4	Geoterminen lämpö.....	43
3.3.5	Konesalien jäähdytysvesi.....	44
4.	SIMULOINTIMALLIN JA LASKENTATAPAUSTEN ESITTELY.....	46
4.1	Simulointiohjelman laskentamenetelmät.....	46
4.1.1	Kylmäaine.....	46
4.1.2	Höyrystin ja lauhdutin.....	47
4.1.3	Kompressori.....	48
4.2	Simulointiohjelman käyttö.....	50
4.3	Yksinkertainen yksiportainen prosessi.....	53
4.4	Kaksiportainen prosessi avoimella kuplavälijäähdyttimellä.....	56

4.5	Kaksiportainen prosessi erillisellä välijäähdyttimellä	58
4.6	Kaksiportainen prosessi erillisellä välijäähdyttimellä ja höyryruiskutuksella	60
4.7	Kahden yksiportaisen prosessin kaskadikytkentä	62
4.8	Kytcentöjen simulointiparametrit.....	63
4.8.1	Esimerkkitapaus 1	65
4.8.2	Esimerkkitapaus 2	65
4.8.3	Esimerkkitapaus 3	68
4.8.4	Esimerkkitapaus 4.....	69
4.8.5	Esimerkkitapaus 5	70
5.	SIMULOINTITULOKSET	71
5.1	Esimerkkitapaus 1	71
5.2	Esimerkkitapaus 2	73
5.3	Esimerkkitapaus 3	76
5.4	Esimerkkitapaus 4	78
5.5	Esimerkkitapaus 5	81
5.6	Tulosten oikeellisuus ja ohjelman käyttökokemukset	85
6.	YHTEENVETO.....	87
	LÄHTEET	90

LYHENTEET JA MERKINNÄT

COP	engl. <i>coefficient of performance</i> , lämpökerroin	
GWP	engl. <i>global warming potential</i> , kylmäaineen aiheuttamaa suhteellista ilmastonlämpenemistä kuvaava indeksi	
HC-yhdisteet	hiilivety-yhdisteet	
HFC-yhdisteet	täysin halogenoidut fluorihiiilivety-yhdisteet	
HFO-yhdisteet	osittain halogenoidut fluorihiiilivety-yhdisteet	
ODP	engl. <i>ozone depletion potential</i> , kylmäaineen suhteellista otsonihaitallisuutta kuvaava indeksi	
A	lämmönsiirtopinta-ala	[m ²]
$C_{1...10}$	polynomiyhtälössä käytettävät vakiot	[-]
F_v	volumetrisen hyötysuhteen korjauskerroin	[-]
h	entalpia	[J/kg]
k	polytrooppivakio	[-]
\dot{m}	massavirta	[kg/s]
\dot{m}_s	standardimassavirta	[kg/s]
p	paine	[bar]
p_c	lauhtumispaine	[bar]
p_e	höyrystymispaine	[bar]
p_i	välipaine	[bar]
P	kompressorin ottama teho	[W]
Q_c	lämpömäärä jäähdytyksestä	[J]
Q_h	lämpömäärä lämmitykseen	[J]
T	lämpötila	[K]
$T_{a,c}$	lauhduttimen asteisuus	[K]
$T_{a,e}$	höyrystimen asteisuus	[K]
T_c	lauhtumislämpötila	[K]
T_e	höyrystymislämpötila	[K]
T_i	välilämpötila	[K]
$T_{si,c,out}$	lämpönielun lämpötila sen lähtiessä lauhduttimesta	[K]
$\Delta T_{so,e}$	lämmönlähteen jäähtymä höyrystimessä	[K]
$T_{so,e,in}$	lämmönlähteen lämpötila sen tullessa höyrystimeen	[K]
$T_{so,e,out}$	lämmönlähteen lämpötila sen lähtiessä höyrystimestä	[K]
U	lämmönsiirtokerroin	[W/m ² K]
\dot{V}	tilavuusvirta	[m ³ /s]
\dot{V}_s	standarditilavuusvirta	[m ³ /s]
w	kompressorin tekemä ominaistyö	[J/kg]
W	kompressorin tekemä työ	[J]
X	polynomiyhtälöllä laskettava suure (massavirta tai teho)	[kg/s, W]
ε	kylmäkerroin	[-]
η_{is}	kompressorin isentrooppihyötysuhde	[-]
η_v	volumetrinen hyötysuhde	[-]
π	painesuhde	[-]
ρ	tiheys	[kg/m ³]
κ	tilavuussuhde	[-]

v	ominaistilavuus	[m ³ /kg]
v_s	standardiominaistilavuus	[m ³ /kg]
φ	lämpökerroin, COP	[-]
ϕ_c	lämpöteho jäädytyksestä	[W]
ϕ_h	lämpöteho lämmitykseen	[W]
ϕ_i	lämpöteho välijäähdyttimestä	[W]

1. JOHDANTO

Suomessa kotitalouksien yleisin lämmitysmuoto on kaukolämpö, jonka tuotannossa fossiililla polttoaineilla on perinteisesti ollut merkittävä rooli. Energiantuotantoa koskevien vaatimusten kiristytessä energiayhtiöt ovat murrosvaiheessa, jossa tavanomaisten tuotantomuotojen rinnalle ja tilalle on löydettävä uusia ympäristöystävällisiä sekä energia- ja kustannustehokkaita ratkaisuja. (Vainio et al. 2015)

Vuonna 2017 kaukolämmön hiilidioksidipäästöt olivatkin pienimmät koko 40-vuotisen mittaushistorian aikana. Merkittävin rooli päästöjen vähentämisessä on ollut uusiutuviksi luokiteltavien polttoaineiden käytöllä, mutta oma osansa on myös ylijäämälämmön hyötykäytöllä. Jo lähes 10 % Suomen kaukolämmöntuotannosta katetaan hyödyntämällä jätevesien ja savukaasujen loppulämpöjen kaltaisia matalalämpötilaisia lämmönlähteitä. Olennainen lenkki tässä ovat lämpöpumput, joiden avulla alhaisistakin lämpötiloista saadaan jalostettua lämpöä käyttökelpoisempaan muotoon – toisin sanoen korkeampaan lämpötilaan. (Energiateollisuus ry 2018b)

Lämpöpumppujen käyttö kaukolämmöntuotannossa on alkanut kiinnostaa suomalaisia energiayhtiöitä yhä enemmän niiden pyrkiessä paitsi syrjäyttämään fossiilisia polttoaineita käyttäviä tuotantomuotoja, myös parantamaan kannattavuuttaan sekä optimoimaan ja joustavoittamaan tuotantojärjestelmiään. Lämpöpumppuja voidaan käyttää myös niin sanottuun hybridi- eli yhdistettyyn lämmön- ja kylmäntuotantoon. Kaukojäähdytys on erityisesti viime vuosina edesauttanut energiayhtiöiden muuten suhteellisen rajallisten markkinoiden laajentumista. Mainittavia toteutettuja lämpöpumppuinvestointeja löytyy Suomesta jo noin kymmenen vuoden takaa. (VALOR Partners Oy 2016)

Aivan viime aikoihin asti ainakin jonkinasteinen ongelma lämpöpumppujen kaukolämpökäytössä on ollut se, että laitteistoilla tuotettavan kaukolämmön menoveden maksimilämpötila on ollut noin 90 °C, joka ei ole riittävän korkea talviaikana. Esteenä korkeampiin lämpötiloihin pääsemiselle on ollut erityisesti soveltuvien kylmäaineiden puute. Tämä heikkous on estänyt lämpöpumppujen toimimisen täysin itsenäisinä tuotantolaitoksina, sillä lämpötilan nostaminen korkeammaksi on vaatinut lisäksi muita lämmöntuotantokeinoja. Hiljattain muutama valmistaja on kuitenkin ilmoittanut onnistuneensa kehittämään laitteistoja, joilla pystytään tuottamaan jopa kaukolämpöverkossa ajoittain vaadittavia 120 °C:n lämpötiloja, ja vielä korkeampiakin. Tämä saattaa avata lämpöpumpuille tulevaisuudessa hyvin paljon uusia käyttökohteita muuallakin teollisuudessa. (VALOR Partners Oy 2016; Arpagaus et al. 2017)

Lämpöpumpun hyötysuhdetta – toisin sanoen saatavan lämmön ja sen tuottamiseen kulutetun sähköenergian suhdetta – kuvaava COP-arvo riippuu hyvin voimakkaasti lämpöpumpussa kiertävän kylmäaineen lauhtumis- ja höyrystymislämpötilojen erotuksesta: mitä suurempi ero on, sitä pienempi on COP. Arvoon vaikuttaa toki suuri määrä muitakin prosessikohtaisia suureita, muiden muassa kylmäaineen termodynaamiset ominaisuudet ja piirissä käytetyt kytkennät. Optimaalisten parametrien löytämiseen on tehty viime vuosina paljon tutkimustyötä, laadultaan monenkintasoista. Ongelma on kuitenkin erittäin laaja-alainen ja toisaalta hyvin järjestelmäkohtainen. Eri tutkimusten tuloksia on vaikea verrata keskenään. (Fukuda et al. 2014; Kondou & Koyama 2015; Boahen & Choi 2017)

Lämpöpumppujärjestelmien mallinnukseen on saatavilla erilaisia laskentaohjelmistoja lähtien lämpöpumppu- ja kompressorivalmistajien yksittäisiin toimintapisteisiin soveltuvista mitoitus- ja valintaohjelmistoista edistyneempiin, muuttuviin toimintapisteisiin kehitettyihin simulointiohjelmistoihin. Taulukkoon 1 on koottu eritasoisten ohjelmien heikkouksia ja vahvuuksia.

Taulukko 1. Lämpöpumppulaskentaohjelmien tyypillisiä vahvuuksia ja heikkouksia.

	valmistajien mitoitus- ja valintaohjelmat	yksinkertaisemmat simulointiohjelmat	kehittyneemmät simulointiohjelmat
+	-olemassa olevat kompressorit -> suorituskyvyn laskenta todellinen -melko suppeat laskentatulokset	-suuri määrä kytkentöjä -melko monipuoliset laskentatulokset	-olemassa olevat kompressorit -> suorituskyvyn laskenta todellinen -yhtä useampien toimintapisteiden laskenta kerrallaan -syötteiden ja tulosten käsittely helpompaa -laskenta mahdollista osakuormilla -hyvin monipuoliset laskentatulokset -talouslaskennat sisältyvät mukaan
-	-yhden toimintapisteen laskenta kerrallaan -hyvin rajallinen kylmäainevalikoima -> ei mahdollisuutta korkean lämpötilan lämpöpumppujen laskentaan -hyvin yksinkertaiset kytkennät, jos ylipäänsä useampia kuin yksi -laskenta ei mahdollista osakuormilla -syötteiden ja tulosten käsittely hankalaa	-yhden toimintapisteen laskenta kerrallaan -hyvin rajallinen kylmäainevalikoima -> ei mahdollisuutta korkean lämpötilan lämpöpumppujen laskentaan -hyvin yksinkertainen kompressorimallinnus -syötteiden ja tulosten käsittely hankalaa	-melko yksinkertaiset kytkennät -luotu kotitalousmittakaavan laskentaan (ilmalämpöpumput) -hyvin rajallinen kylmäainevalikoima -> ei mahdollisuutta korkean lämpötilan lämpöpumppujen laskentaan -monimutkaiset ohjelmat "black boxeja" -> laskentamenetelmien ymmärtäminen ja todentaminen hankalaa
esim.	Oilon Heat Pump Selection Software, Danfoss Coolselector2, Frick CoolWare, Bitzer Software	CoolPack	Pack Calculation Pro, ETU Heat Pump

Ainakaan tietävästi saatavilla ei ole erittäin korkeisiin lämpötiloihin kykenevien lämpöpumppujen laskentaohjelmistoja, vaan olemassa olevat ohjelmat keskittyvät perinteisempiin, yleensä kotitalousmittaluokan järjestelmiin. Useimmiten ohjelmistojen juuret ja painopisteet ovat jäädytysjärjestelmien laskennassa, joka hiukan poikkeaa lämpöpumppujen laskennasta. Lisäksi ohjelmistojen kylmäainevalikoimat ovat hyvin suppeita. Tavallisesti tarjolla on enintään toistakymmentä yleisintä kylmäainetta.

Tämän työn ensisijaisena tarkoituksena oli luoda laskentaohjelma, jolla pystytään simuloimaan erilaisia kaukolämmöntuotantoon soveltuvia lämpöpumppuja ja erityisesti laskemaan saavutettavissa olevia COP-arvoja käyttäjän syöttämien merkittävimpien prosessiparametrien pohjalta. Laskentatulosten avulla käyttäjän olisi pystyttävä muun muassa arvioimaan investointien kannattavuutta ja valmistajien suorituskykylupausten paikkansapitävyyttä. Ohjelmaan sisältyvät lämpöpumpputyypit rajattiin alikriittisiin kompressorilämpöpumppuihin. Työn tavoitteena oli lisäksi tehdä katsaus tämänhetkiseen lämpöpumppujen tekniseen tilanteeseen vahvuuksineen ja heikkouksineen sekä esitellä niiden käyttömahdollisuuksia kaukolämpöjärjestelmässä.

Laskentaohjelmaan sisällytettiin viisi erilaista lämpöpumppukytkentää. Piirin tärkeimmän osan eli kompressorin mallinnukseen tehtiin kaksi tapaa. Toinen niistä on yleisempi ja yksinkertaisempi, toinen olemassa olevia kompressoreita mallintava. Jälkimmäinen on saatavilla olevissa ohjelmistoissa melko harvinainen. Muiden komponenttien mallinnus on tehty aiemmissa tutkimuksissa ja ohjelmistoissa sovelletuin yksinkertaistuksin. Ohjelmaan kuuluva aineominaisuuskirjasto on poikkeuksellisen laaja, sillä siihen sisältyy tällä hetkellä yli 120 kylmäainetta. Valikoima myös laajenee uusia aineita kehitettäessä, ja siihen kuuluu kylmäaineita, jotka soveltuvat erittäin korkean lämpötilan lämpöpumppuihin. Tällaisia kylmäaineita ei yleensä muista laskentaohjelmista löydy. Ohjelma toimii Microsoft Excel -taulukkolaskentaohjelmassa, minkä ansiosta laskentatulosten tarkastelu ja jatkolaskentojen tekeminen on helppoa.

Työn alussa perehdytään lämpöpumpun toimintaperiaatteeseen, muutamiin kylmäaineisiin, laitteistokomponentteihin sekä tyypillisiin kytkentävaihtoehtoihin. Näiden tunteminen on välttämätöntä mahdollisimman totuudenmukaisen laskennan rakentamiseksi. Lisäksi esitellään systeemin säätötapoja, joita ei varsinaisesti pystytä huomioimaan itse laskentaohjelmassa, mutta joiden vaikutus on hyvä tietää ohjelman tulosten teoreettisuuden ymmärtämiseksi. Tämän jälkeen käydään läpi, minkälaisia asioita liittyy lämpöpumppujen käyttämiseen kaukolämmöntuotannossa sekä minkälaisia ovat tyypilliset ja varteenotettavimmat lämmönlähteet. Seuraavassa osuudessa käydään läpi luodun ohjelman käyttö- ja laskentaperiaatteet yleensä sekä kytkennöittäin. Ohjelman ominaisuuksia demonstroidaan jokaista kytkentää kohti tehdyin esimerkkisimuloinnein. Simulointien tärkeimpiä tuloksia esitellään ja analysoidaan pintapuolisesti. Lopussa on työn yhteenveto.

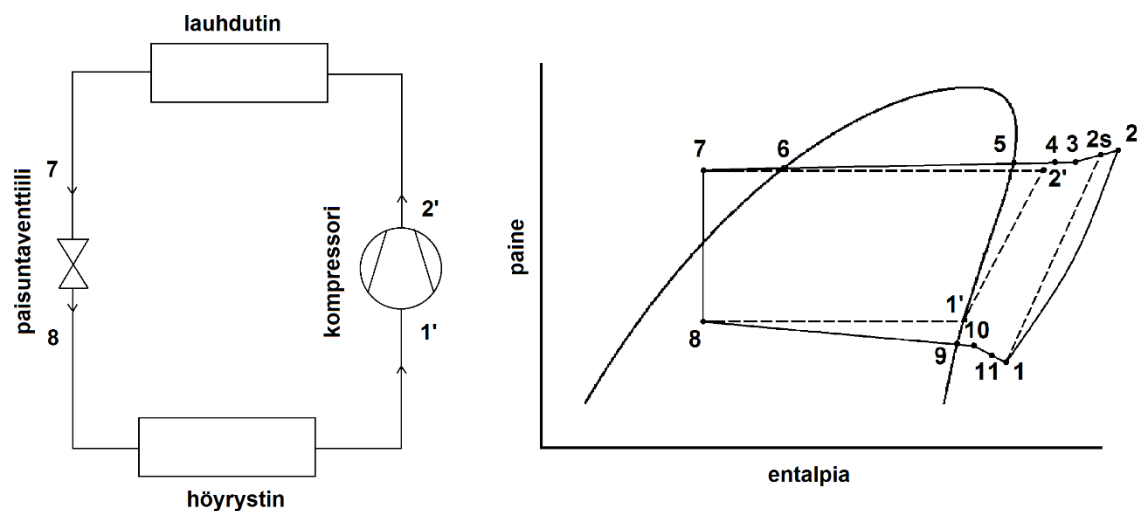
2. KOMPRESSORILÄMPÖPUMPUN TOIMINTA

Lämpöpumpukoneisto on laite, joka siirtää lämpöä matalammasta lämpötilasta korkeampaan. Laitteen käyttövoimana toimii käytännön sovelluksissa useimmiten joko lämpö, jolloin kyseessä on sorptiolämpöpumppu, tai kompressorin tekemä mekaaninen työ. Tässä työssä keskitytään kompressorikäyttöisiin lämpöpumppeihin. (Çengel & Boles 2011, s. 283, 306)

Kompressorikäyttöisen lämpöpumpun toiminta perustuu koneistossa kiertävän lämmönsiirtonesteen eli kylmäaineen ominaisuuteen sitoa tai vapauttaa lämpöä faasimuutoksissa nesteestä höyryksi tai päinvastoin. Faasimuutokset saadaan aikaan halutuissa lämpötiloissa vaikuttamalla kylmäaineen paineeseen. Tämä tapahtuu kylmäainehöyryä puristavan kompressorin ja kylmäainelauhdetta kuristavan paisuntaventtiilin avulla. Lämmönsiirto kylmäaineesta ympäristöön tapahtuu lauhduttimessa ja ympäristöstä kylmäaineeseen höyrystimessä vakio paineessa. Teoreettista prosessia nimitetään käänteiseksi Clausius-Rankine-prosessiksi. (Aittomäki et al. 2008, s. 68)

2.1 Teoreettinen höyryprosessi

Prosessia voidaan kuvata erilaisilla tilapiirroksilla. Yksinkertaisimmillaan se on esitettyä paineen p ja entalpian h avulla tasossa kuvan 1 mukaisesti. Paineasteikko on logaritminen suhteellisen tarkkuuden säilyttämiseksi koko piirroksen alueella. Ideaaliprosessi on piirretty kuvassa katkoviivalla. Kuvassa vasemmalla on myös kytkennän komponentit. (Aittomäki et al. 2008, s. 15)



Kuva 1. Yksinkertainen höyryprosessi $\log p, h$ -tasossa (Aittomäki et al. 2008, s. 70) (muokattu lähteestä).

Lämmöntuonti ja -poisto tapahtuvat siis vakioaineissa. Nesteputkessa nestevaraajalta höyrystimeen virtaavan kylmäaineen matalapaineinen nesteen ja höyryn sekoitus sitoo lämmönlähteestä (tai jäähdytettävästä kohteesta) lämpöä ja muuttuu kylläiseksi höyryksi pisteessä 1'. Tällöin kylmäaineeseen sitoutuva lämpömäärä massaa kohti on $h_8 - h_{1'}$. Jos kylmäaineeseen siirretään edelleen lämpöä, se tulistuu. (Aittomäki et al. 2008, s. 70; Hakala & Kaappola 2013, s. 53)

Höyrystimestä kylmäaine virtaa imuputkessa kompressorin imuventtiilin kautta. Ideaaliprosessissa kylmäainehöyry puristetaan kompressorilla lauhduttimen paineeseen pisteeseen 2' isentrooppisesti, ja sen entalpia muuttuu tehdyn puristustyön myötä. Kylmäaineen entalpia kasvaa kompressorin ominaistyön verran, $w = h_{2'} - h_{1'}$. Puristuksen jälkeen kylmäaine siirtyy paineventtiilin ja -putken kautta eteenpäin. (Aittomäki et al. 2008, s. 70; Hakala & Kaappola 2013, s. 53)

Tulistunut höyry jäähdytetään ensin lauhduttimessa tai erillisessä lämmönsiirtimessä kylmäiseksi höyryksi, joka edelleen lauhdutetaan kylläiseksi nesteeksi (piste 6). Lauhdetta voidaan myös alijäähdyttää, jolloin piirroksessa siirrytään kylmäisen nesteen käyrältä vasemmalle pisteeseen 7. Tällöin kylmäaineesta poistettava kokonaislämpömäärä massaa kohti on $h_{2'} - h_7$. Tämän jälkeen kylmäaineneste kulkee lauhdeputkessa paisuntaventtiilille, jolla neste kuristetaan höyrystimen paineeseen. Tällöin osa nesteestä höyrystyy. Kuristuksessa kiertoaine ei tee työtä, joten prosessi on isentalpinen. Kylmäaineen virrattua höyrystimeen kierto alkaa alusta. (Aittomäki et al. 2008, s. 70; Hakala & Kaappola 2013, s. 53)

2.2 Todellinen höyryprosessi

Todellisessa höyryprosessissa syntyy useita erilaisia häviöitä, jotka muuttavat ideaaliprosessia kuvassa 1 yhtenäisellä viivalla esitetyn kierron tyyppiseksi. Kuvassa teoreettisen ja todellisen prosessin eroja on korostettu. Yhden merkittävimmistä häviöistä aiheuttaa kompressorin, sillä tosielämässä puristusta ei pystytä toteuttamaan isentrooppisesti. (Çengel & Boles 2011, s. 338–339)

Jos prosessi on palautuva eli reversiibeli ja täysin eristetty eli adiabaattinen, entropia pysyy vakiona. Isentrooppista prosessia pidetään usein virtauskoneiden, kuten kompresso-reiden, turbiinien ja pumppujen ideaaliprosessina, sillä ne toimivat tehokkaimmin kun kitkan kaltaiset palautumattomuudet on minimoitu, ja lisäksi joissain tapauksissa niitä voidaan pitää lähes adiabaattisina prosessin nopeuteen nähden hitaan lämmönsiirron vuoksi. (Çengel & Boles 2011, s. 338–339)

Todellisuudessa puristusta ei pystytä toteuttamaan täysin reversiibelisti, vaan siihen kuuluu enemmän työtä. Tämä näkyy kuvassa 1 pisteiden 1 ja 2s (teoreettinen puristus) sekä 1 ja 2 (todellinen puristus) välillä. Kompressorin isentrooppinen hyötysuhde η_{is} määritellään kuvan 1 merkinnöillä

$$\eta_{is} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (1)$$

Isentrooppisen hyötysuhteen suuruus on aina alle 1, sillä puristuksessa tapahtuu palautumattomuuksia. Puristus ei ole myöskään täysin adiabaattinen, vaan kompressorista karkaa tai siitä voidaan myös tarkoituksellisesti poistaa lämpöä ympäristöön. Kompressoria jäähdyttämällä puristusta voidaan ohjata lähemmäs isotermistä prosessia, jossa puristukseen kuluva työ on pienin mahdollinen. Usein kompressorin jäähdyttäminen ei ole kuitenkaan kovin tehokasta. Tämän vuoksi joissain tilanteissa puristus kannattaa useampaan porttaaseen ja jäähdyttää väliainetta niiden välissä. Tällöin seuraavassa portaassa tarvittava työ pienenee puristettavan kaasun ominaistilavuuden pienentyessä. On huomattava, että jäähdyttämällä väliainetta paineputkesta poistuvan kylmäainehöyryn lämpötila laskee, joten sen entalpia on pienempi kuin täysin eristetyssä tapauksessa. Lauhduttimessa poistettava lämpömäärä siis pienenee hiukan. Jäähdytyksessä siirrettävä lämpö olisi luonnollisesti suotavaa saada hyötykäyttöön muualla prosessissa. (Jotuni et al. 1969, s. 620; Jakobsen et al. 2001; Çengel & Boles 2011, s. 360–363)

Muita kompressorissa tapahtuvia häviöitä ovat venttiilien (pisteet 11–1 ja 2–3), imu- ja paineputkien (10–11 ja 3–4), lauhduttimen (3–7) ja höyrytimen (8–10) sekä lämpöpumpukoneikon muiden virtauskanavien painehäviöt. Imukanavissa paineen aleneminen aiheuttaa höyryn lisätulistumista. (Aittomäki et al. 2008, s. 68–71). Nesteputken painehäviön vaikutus näkyy lähinnä siinä, että se pienentää käytettävissä olevaa paine-eroa paisuntaventtiilille (Hakala & Kaappola 2013, s. 54).

Kompressorin lisäksi myös muualla koneistossa tapahtuu tavoittelematonta lämmönsiirtoa. Imuputkessa ja -venttiilissä lämpötila on usein sen verran alhainen, että ympäristöstä siirtyy lämpöä kylmäaineeseen, ellei osuus ole eristetty hyvin. Vastaavasti paineventtiilissä ja -putkessa lämpöä voi karata kylmäaineesta ympäristöön. Paisuntaventtiilin aiheuttama kuristus ei ole siis käytännössä täysin isentalpinen, mutta tämän epäideaalisuuden vaikutus on hyvin pieni. (Aittomäki et al. 2008, s. 71)

2.3 Lämpökerroin eli COP

Yksi tärkeimmistä kompressorikäyttöisiin lämpöpumppuihin liittyvistä termeistä on lämpökerroin φ , josta käytetään myös nimitystä COP (*coefficient of performance*). Se kuvaa tuotetun lämpömäärän Q_h ja koneikon käyttämiseen tarvittun työn W suhdetta. Aikayksikköä kohti muotoiltuna kyse on tuotetun lämpötehon ϕ_h ja koneikkoon syötetyn tehon P suhteesta:

$$\varphi = \frac{Q_h}{W} = \frac{\phi_h}{P} \quad (2)$$

Jos prosessia käytetään jäähdytyksen tuottamiseen, on lämpökerrointa vastaava tunnusluku kylmäkerroin ε , joka määritellään tuotetun jäähdytystehon Q_c ja koneikon käyttötyön W tai jäähdytystehon ϕ_c ja tehon P avulla

$$\varepsilon = \frac{Q_c}{W} = \frac{\phi_c}{P} \quad (3)$$

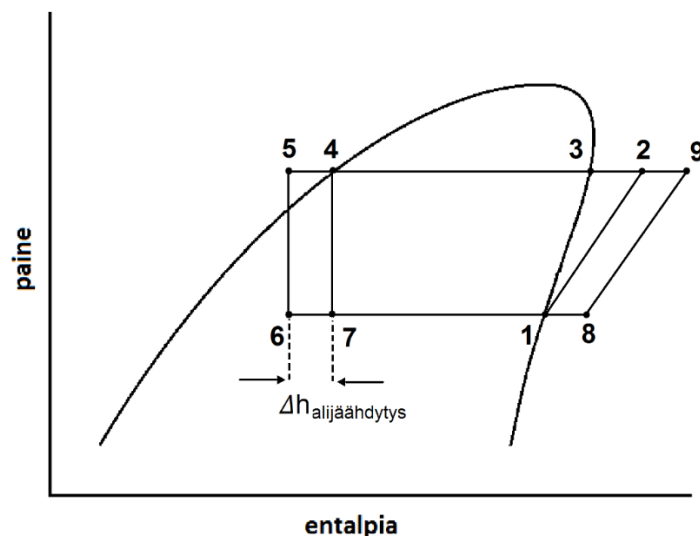
Kuten edellä todettiin, häviöttömässä tapauksessa lämpöpumpun tuottama lämpömäärä koostuu höyrystimeen siirtyvän lämpömäärän ja kompressorin tekemän työn summasta. Näin lämpö- ja kylmäkertoimille saadaan yhteys

$$\varphi = \varepsilon + 1 \quad (4)$$

Todellisuudessa prosessissa esiintyy kuitenkin häviöitä, ja lämpökerroin jää pienemmäksi kuin yhtälö 3 antaa ymmärtää. (Çengel & Boles 2011, s. 283)

Edellä esitellyn höyryprosessin toimintaa voidaan parantaa usein tavoin. Koska tässä työssä mielenkiinto kohdistuu etupäässä prosessin lämmityskäyttöön, keskitytään seuraavaksi keinoihin, joilla lämpökerrointa voidaan kasvattaa, vaikka samat keinot pätevät useimmissa tapauksissa myös kylmäkertoimen parantamiseen.

Yleisesti lämpökertoimen kohottamiseen käytetään lauhteen alijäähdytystä, jolloin lämpötehoa saadaan nostettua kasvatettua ilman, että puristustyö kasvaa. Alijäähdetyksen suuruus on kuvassa 2 entalpiaerotus $h_4 - h_5 (= h_7 - h_6)$.



Kuva 2. Alijäähdytys ja regeneraatio (Aittomäki et al. 2008, s. 79) (muokattu lähteestä).

Alijäähdytys voidaan toteuttaa myös regeneraatiolla eli sisäisellä lämmönvaihdolla, joka tarkoittaa sitä, että lauhtimesta tulevan nesteen lämpöä käytetään höyrystimestä tulevan höyryn tulistamiseen. Kuvan 2 mukaan regeneraatiossa siirtyvä lämpö on siis $h_4 - h_5 = h_8 - h_1$. Regeneraation vaikutus lämpökertoimeen riippuu kylmäaineesta ja läm-

pötiloista; esimerkiksi ammoniakilla lämpökerroin jopa huononee. Regeneraatiolla voidaan kuitenkin saavuttaa muitakin etuja. Koska imuhöyry tulistuu eli sen mukana kompressoriin kulkeutuvien nestepisaroiden määrä vähenee, pienenee kavitaatoriski sekä öljyn laimentumisen vaara. Myös paisuntaventtiilin toiminta tulee varmemmaksi, kylmän imuputken eristämistarve vähenee ja öljyn palautus höyrystimestä kompressoriin helpottuu. (Aittomäki et al. 2008, s. 80)

Kompressorin tekemää puristustyötä voidaan vähentää pienentämällä kylmäainehöyryn ominaistilavuutta (Jotuni et al. 1969, s. 638), toisin sanoen laskemalla höyryn lämpötilaa. Lauhtumisen ja höyrystymisen välisen painesuhteen ollessa riittävän suuri puristus toteutetaan usein kahdessa portaassa, joiden välissä on välijäähdytys. Teoriassa puristustyö on sitä pienempi, mitä enemmän on välijäähdytyksiä, mutta käytännön sovelluksissa niitä riittää yleensä yksi. (Cerepnalkovski 1991, s. 45)

Lämpöpumput ja kylmäkoneet eivät yleensä toimi jatkuvasti vakio-olosuhteissa, vaan usein niiltä vaaditaan erilaisia lämpötila- ja tehotasoja ajotilanteiden mukaan. Tällöin niiden lämpö- ja kylmäkertoimet vaihtelevat. Laitevalmistajien ilmoittamia suorituskykytietoja tarkasteltaessa onkin huomioitava, minkälaisia toimintapisteitä ne koskevat. (Eskola et al. 2012, s. 6)

Tavoiteltaessa arvioita laitteiden vuosittaisista lämmöntuotannoista ja sähkönkulutuksista on tärkeää, että lämpö- ja kylmäkertoimien riippuvuus toimintaolosuhteista tunnetaan mahdollisimman tarkasti. Toisaalta on muistettava, että investointina edullisin ratkaisu ei välttämättä ole se vaihtoehto, jonka toteutunut lämpö- tai kylmäkerroin on suurin, vaan se, jonka tuottama lämpö on kokonaishinnaltaan halvin (Aittomäki et al. 2008, s. 350).

2.4 Kylmäaineet

Lämpöpumppu- ja kylmäalalla käytettäviä kylmäaineita on hyvin laaja valikoima. Nykyisin käytössä olevat aineet voidaan luokitella fluoria sisältäviin hiilivetyihin (HFC- ja HFO-yhdisteet), hiilivetyihin (HC-yhdisteet) sekä niin sanottuihin luonnollisiin kylmäaineisiin. HFO-yhdisteet ovat syrjäyttämässä laajalti käytetyt HFC-kylmäaineet ympäristösyistä, ja niiden joukossa saattaa olla potentiaalisia korkean lämpötilan lämpöpumppuihin soveltuvia aineita. Lämpöpumpuissa käytetään myös luonnollisia kylmäaineita, kuten NH_3 ja CO_2 , mutta HC-yhdisteitä ei teollisen mittakaavan laitteissa juurikaan käytetä niiden palamisherkkyyden vuoksi. Kylmäaineelta toivottavia ominaisuuksia on koottu taulukkoon 2. (Hundy et al. 2016, s. 45)

Taulukko 2. Kylmäaineilta toivottavia ominaisuuksia (Aittomäki et al. 2008, s. 107).

ominaisuus	syy
termodynaamiset ominaisuudet:	
suuri faasimuutoslämpö	tarvittava massavirta sekä kompressorin ja putkistojen koko pieni
pieni painesuhde	tarvittava puristustyö pieni ja tulistuminen puristuksessa vähäistä (riippuu myös ominaislämpöjen suhteesta)
pieni viskositeetti	painehäviöt venttiileissä ja putkistoissa pieniä
hyvä lämmönjohtavuus	lämmönsiirto tehokasta ja tarvittavat lämpötilaerot tai lämmönsiirtopinnat pieniä
suuri tilavuustuotto	tarvittava kompressorin pieni
sopiva kriittisen pisteen lämpötila	pienet häviöt, riittävä tilavuustuotto
sopiva höyryn ominaislämpö	vähäinen tulistuminen ja toisaalta nesteytymisen välttäminen puristuksessa
kemialliset ominaisuudet:	
stabiilisuus	reagointi käytettävien materiaalien kanssa ei suotavaa
täydellinen liukenevuus tai liukene-mattomuus öljyyn	osittainen liukenevuus aiheuttaa ongelmia lämmön-siirrossa
täydellinen liukenevuus veteen	vapaa vesi aiheuttaa jäätymisvaaran, vesi ylipäättään ei lainkaan toivottua koneistossa
vähäinen palamis- ja syttymisherk-kyys	turvallisuusriski varsinkin suurissa laitoksissa
ihmiseen ja ympäristöön liittyvät ominaisuudet:	
myrkyttömyys, vähäinen ärsyttävyy-s (mahdollisuuksien mukaan)	turvallisuusriski vuototapauksissa
vuotojen helppo havaitseminen	vahinkojen ehkäisy
ei sisällä klooria ja bromia (ODP-arvo 0)	otsonikerroksen heikkenemisen ehkäiseminen
pieni GWP-arvo	kasviuonevaikutuksen ehkäiseminen

Aiemmin käytettyjen, fluoria ja klooria sekä joissain tapauksissa bromia sisältävien CFC- ja HCFC-yhdisteiden käyttöä rajoitettiin vuonna 1987 Montrealin pöytäkirjassa. Syynä oli yhdisteiden aiheuttama yläilmakehän otsonikerroksen heikkeneminen. Otsonihaitallisuutta ilmaistaan ODP-arvolla (*ozone depletion potential*). Sittemmin näiden yhdisteiden käyttö kylmäaineina kiellettiin kokonaan, ja korvaajiksi tulivat erityisesti HFC-yhdisteet. (Hundy et al. 2016, s. 41)

HFC-yhdisteetkään eivät kuitenkaan ole ympäristön kannalta ongelmattomia, sillä ilma-kehään päästessään ne toimivat jopa tuhansia kertoja voimakkaampina kasviuonekaasuina kuin hiilidioksidi CO₂. Kasviuonevaikutusta kuvataan GWP-arvolla (*global warming potential*), joka tarkoittaa yhden kilogramman kaasumäärän lämmitysvaikutusta

suhteessa CO₂:n lämmitysvaikutukseen. Kylmäainekäytössä olevilla HFC-yhdisteillä GWP-arvo vaihtelee aineesta riippuen 4–4000:n välillä. EU:n vuoden 2015 alusta voimaan astunut F-kaasuasetus N:o 517/ koskee muun muassa HFC-yhdisteitä. F-kaasuasetuksen tavoitteena on vauhdittaa siirtymistä korkean GWP-arvon aineista muihin, esimerkiksi niin sanottuihin luonnollisiin kylmäaineisiin, aina kun se on teknisesti mahdollista. Asetus rajoittaa erittäin voimakkaiden (GWP > 2500) F-kaasujen käyttöä uusissa laitteissa vuodesta 2020 lähtien. Kierrätettyjen aineiden käyttö huolloissa on kuitenkin sallittua vuoteen 2030 asti. (Teknologiateollisuus ry 2015, s. 26)

F-kaasuasetuksen vaikutus kylmäaine- ja laitevalmistajiin on ollut ja tulee olemaan suuri lähivuosina, sillä käytettävissä oleva kylmäainevalikoima muuttuu suuresti. Ongelmana on, että matalan GWP-arvon aineet ovat tyypillisesti herkästi syttyviä ja palavia, ja myös näille ominaisuuksille on omat lainsäädännölliset rajoitteensa. Valmistajat tekevätkin voimakasta kehitystyötä, jotta markkinoille saataisiin kylmäaineita, jotka olisivat sekä teknisiltä ominaisuuksiltaan sopivia, ympäristöystävällisiä että turvallisia käyttää. (Teknologiateollisuus ry 2015, s. 27)

Koska kylmäaineille asetettavia vaatimuksia on paljon ja jotkut niistä ovat jopa ristiriidassa keskenään, on kylmäaineen valinta yleensä kompromissi. Teollisen mittaluokan lämpöpumpuissa tällä hetkellä käytetyimpiä ovat R134a, CO₂ (hiilidioksidi) ja NH₃ (ammoniakki) (De Kleijn Energy Consultants & Engineers). Näiden aineiden ominaisuuksia on koottu taulukkoon 3.

Taulukko 3. Tavanomaisesti lämpöpumpuissa käytettyjen kylmäaineiden ominaisuuksia (Kianta 2008).

kylmäaine	höyrystymislämpötila (1 atm:ssä) (°C)	kriittinen lämpötila (°C)	kriittinen paine (bar)	ODP	GWP
R134a	-26,1	101,0	40,7	0	1300
NH ₃	-33,2	132,4	113,5	0	0
CO ₂	-78,4	31,1	73,8	0	1

Kaikilla edellä mainituilla aineilla on omat vahvuutensa ja heikkoutensa. R134a:n kriittinen lämpötila rajoittaa sillä tuotettavan veden maksimilämpötilaa. Lisäksi sillä on melko suuri GWP-arvo, mikä saattaa olla ongelma tulevaisuudessa säädösten kiristytessä. Toisaalta kriittinen paine on alhainen, joten painesuhde pysyy melko pienenä. NH₃ taas on kriittisen lämpötilansa puolesta sopiva hyvinkin kuumen veden tuottamiseen, mutta ongelmana on korkea paine ja herkän tulistumisen vuoksi kompressorin jäähdytystarve suhteellisen pienilläkin painesuhteilla. Lisäksi aine on myrkyllinen ja palava. CO₂ soveltuu matalan kriittisen lämpötilansa vuoksi huonosti niin sanottuihin alikriittisiin lämpöpumpuihin, mutta tällä hetkellä ainoana kylmäaineena sitä käytetään ylikriittisissä lämpö-

pumppuprosesseissa. Prosessissa ei tapahdu lauhtumista, vaan CO₂:ta ainoastaan jäähdytetään lämmitettävällä vedellä. Rajoitteena ovat lähinnä korkeat painetasot kaasunjäähdyttimessä. Toisaalta lämmönlähteen lämpötilan täytyy olla riittävän alhainen, jotta höyrystyminen tapahtuu kriittisen pisteen alapuolella. Yleisesti kaikille edellä mainituille aineille niiden tuottaman veden maksimilämpötilana on pidetty noin 90 °C:ta. (Aittomäki et al. 2008, s. 122; Emerson Climate Technologies 2011a, s. 2; Wolf et al. 2012, s. 546) Hiljattain muutama valmistaja on kuitenkin alkanut markkinoida CO₂-laitteistoja, joilla voidaan saavuttaa jopa 110 °C:n lämpötiloja. (Bosch Industriekessel GmbH; Dürr thermea GmbH)

Tällä hetkellä erittäin korkeita lämpötiloja tuottavien lämpöpumppujen osalta markkinoille tuloaan tekeviä tai ainakin tutkimuksen alla olevia kylmäaineita ovat muun muassa R1234ze(Z) ja R1336mzz(Z). Lisäksi mainittakoon myös R365mfc ja R245fa, jotka melko korkean GWP-arvonsa takia eivät välttämättä tule yleistymään, vaikka ne ovatkin termodynaamisilta ominaisuuksiltaan hyvin lupaavia. (Palm 2014; Kondou & Koyama 2015, s. 128) Näiden aineiden ominaisuuksia on esitelty taulukossa 4.

Taulukko 4. Uusien kylmäaineiden ominaisuuksia (Palm; Fukuda et al. 2014, s. 162; Kontomaris 2014, s. 2; Mazzelli & Milazzo 2016, s. 884).

kylmäaine	höyrystymislämpötila (1 atm:ssä) (°C)	kriittinen lämpötila (°C)	kriittinen paine (bar)	ODP	GWP
R1234ze(Z)	9,8	150,1	35,3	0	< 10
R1336mzz(Z)	33,4	171,3	29,0	0	2
R365mfc	40,2	186,9	32,7	0	890
R245fa	15,1	154,0	36,5	0	1030

Kaikki edellä mainitut kylmäaineet ovat kriittisiltä lämpötiloiltaan soveltuvia esimerkiksi kaukolämmön tuotannossa tarvittaviin lämpötilatasoihin. Eräessä lämpöpumppukytkenässä R1234ze(Z):n optimaaliseksi lauhtumislämpötilaksi on saatu noin 130 °C (Fukuda et al. 2014), joka voisi hyvinkin olla sopivaa tasoa silloin, kun kaukolämpöveden on oltava kuumimmillaan eli lähellä 120 °C:ta. Lisäksi aineen höyrystymislämpötila normaalissa ilmanpaineessa on riittävän alhainen useimpien lämmönlähteiden lämpötilatasoille. R1234ze(Z):n käytöstä kaupallisissa lämpöpumpuissa ei ole ainakaan vielä tietoa, sillä ilmeisesti tutkittavana ovat vielä muun muassa turvallisuusasiat aineen lievän palamisherkkyyden vuoksi (Hikawa et al. 2014).

Myös R1336mzz(Z) on kylmäaineena hyvin lupaava. Se on palamaton, stabiili myös korkeissa lämpötiloissa, ja sen kriittinen lämpötila on jopa korkeampi kuin R1234ze(Z):n, joten sitä voitaisiin käyttää jopa paineistetun höyryn tuottamiseen (Kontomaris 2013, s. 5). Rajoitteena lämpöpumppukäytössä on melko korkea höyrystymislämpötila, joka ei

kaikille lämmönlähteille sovellu suoraan. Kaskadikytkennässä ongelma voitaisiin kuitenkin ehkä välttää. R1336mzz(Z) on paraikaa tulossa markkinoille (Kontomaris et al. 2016).

2.5 Lämpöpumpun komponentit

Tässä luvussa keskitytään pääkomponentteihin, jotka kuuluvat kompressorikäyttöiseen lämpöpumpppiiriin. Jotta lämpöpumpun toimintaa pystyttäisiin mallintamaan ja saatuja tuloksia analysoimaan mahdollisimman todenmukaisesti, on komponenttien teoriaa ja ominaispiirteitä syytä tuntea. Komponentit käydään läpi samassa järjestyksessä kuin ne ovat itse lämpöpumpppuolosuhteissakin.

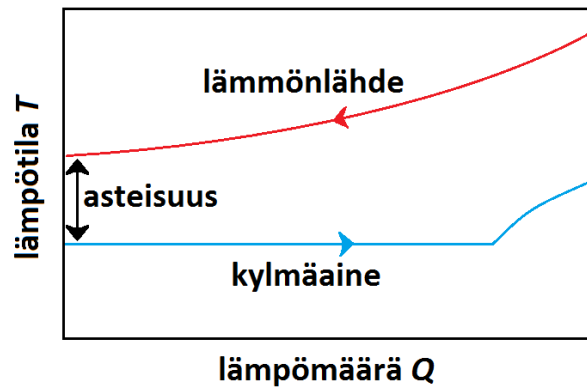
2.5.1 Höyrystin

Kylmäaine saapuu höyrystimeen paisuntaventtiilin jälkeen nesteen ja höyryn sekoituksena. Seoksen höyrystisasteeseen vaikuttavat alijäähtösuuruus sekä höyrystimen paine. Höyrystin voi olla joko märkä- tai kuivahöyrystin. (Hakala & Kaappola 2013, s. 73)

Märkähöyrystimessä vain osa kylmäaineesta höyrystyy, minkä jälkeen seos johdetaan pisaranerottimeen, jossa faasit erotetaan toisistaan. Kylläinen höyry jatkaa matkaansa kompressorille, kun taas kylläinen neste palaa välisäiliöön, joka sijaitsee piirissä ennen höyrystintä. Märkähöyrystin ei sovellu kylmäaineille, joiden lämpötilaliukuma on yli 5 °C epästabiliin höyrystymisprosessin vuoksi. Liukumalliset kylmäaineet ovat seoksia, joiden faasimuutoslämpötila ei ole vakio. Tällaisia seoksia kutsutaan tseotrooppisiksi, kun taas kylmäaineet, joilla ei ole liukumaa, ovat atseotrooppeja. (SWEP; Aittomäki et al. 2008)

Kuivahöyrystimessä höyrystyy kaikki kylmäaine. Höyryn kuivuuden varmistamiseksi kylmäaineen annetaan tulistua tyypillisesti noin 5–10 °C höyrystymislämpötilan yläpuolelle. Tätä kutsutaan hyödylliseksi tulistukseksi. Lisäksi tulistus lisääntyy jonkin verran imuputkessa ennen kompressoria riippuen painehäviöstä ja imuputken eristyksistä. Tätä ilmiötä nimitetään hyödyttömäksi tulistukseksi, sillä höyryn ominaistilavuuden kasvaessa kompressorin tuottama massavirta pienenee, mikä ei ole toivottavaa. Jotkin kylmäaineet vaativat tulistuksen paitsi liukumien myös sen takia, ettei puristuksessa päädytä kyllästyskäyrän kostealle puolelle. (SWEP)

Kuvassa 3 on esitetty kylmäaineen ja lämmönlähteenä toimivan virtauksen lämpötilojen muuttuminen vastavirtahöyrystimessä.



Kuva 3. Vastavirtahöyrystimen lämpötilakaavio (Mäkinen 2006) (muokattu lähteestä).

Kuvaan 3 on merkitty myös asteisuus, joka höyrystimen yhteydessä tarkoittaa lämpöä luovuttavan virtauksen loppulämpötilan ja kylmäaineen höyrystymisen alkulämpötilan erotusta. Asteisuuden suuruus on yleensä muutamia asteita, noin 2–6 °C. (Mäkinen 2006, s. 33, 62) Hyvällä höyrystimellä päästään stabiiliin faasimuutosprosessiin pienellä lämpötilaerolla kylmäaineen ja lämpöä luovuttavan sekundäärifluidin välillä (SWEP).

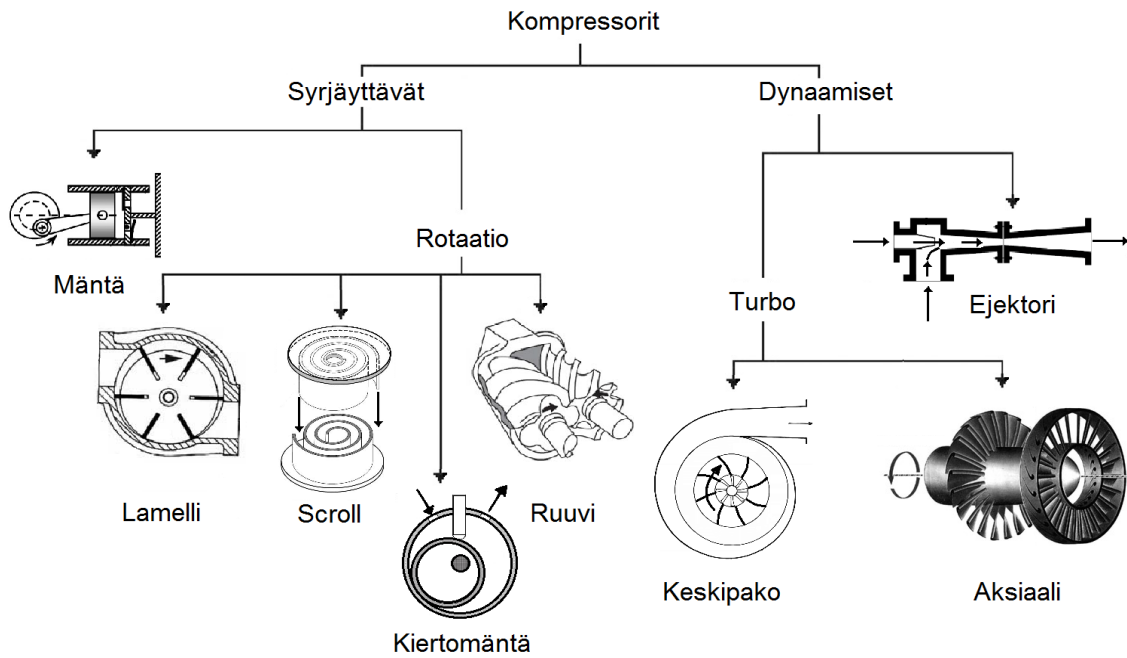
Tulistuksen osuus höyrystimessä siirtyvästä lämmöstä on hyvin pieni, vain 5 %:n luokkaa, mutta lämmönsiirtopinta-alasta se tarvitsee reilusti suuremman osan, noin 10–25 %. Tämä johtuu siitä, että höyrystymisessä kylmäainepuolen konvektiivinen lämmönsiirto-kerroin on paljon suurempi kuin tulistumisessa. (SWEP)

Atseotrooppisilla eli liukumattomilla kylmäaineilla faasimuutokset tapahtuvat vakio- lämpötilassa, kun paine ei muutu. Todellisuudessa kylmäaineen virtauksessa tapahtuu painehäviöitä. Paineen laskeminen tarkoittaa sitä, että kylmäaine höyrystyy matalammassa lämpötilassa, jolloin höyrystymislämpötila ei pysykään vakiona, vaan laskee hiukan kylmäaineen edetessä höyrystimessä. Painehäviöiden suuruus vastaa yleensä korkeintaan muutaman asteen eroa tulevan ja lähtevän virtauksen höyrystymislämpötiloissa, ja se riippuu kylmäaineesta, virtausnopeudesta, tulovirtauksen höyrystyisnopeudesta, höyrystimen rakenteesta ja tulistuksen suuruudesta. (SWEP)

Teollisen mittaluokan laitteistoissa höyrystiminä käytetään yleensä moniputki- tai levyhöyrystimiä. Kummastakin höyrystintyyppistä on olemassa useita erilaisia variaatioita, mutta niihin ei ole tarkoituksenmukaista perehtyä syvällisemmin tämän työn puitteissa. (Hakala & Kaappola 2013 s. 93)

2.5.2 Kompessorori

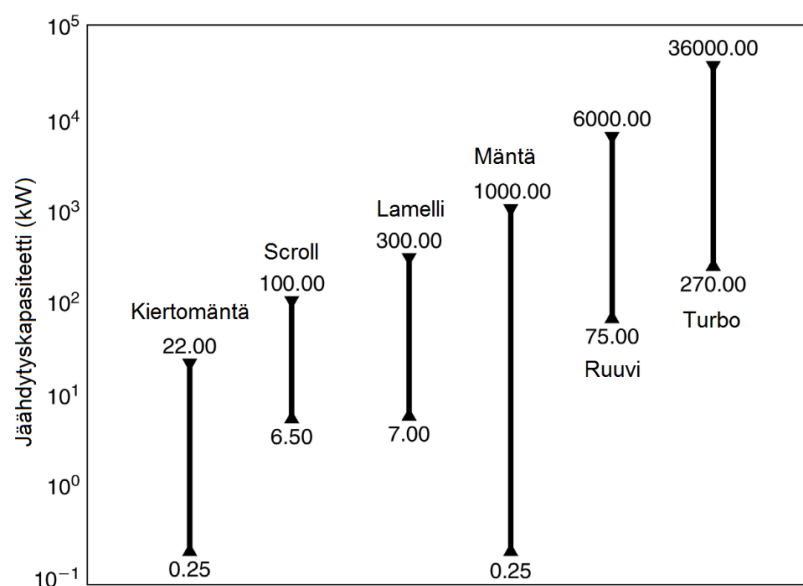
Seuraavaksi käydään läpi yleisimpiä lämpöpumpputekniikassa käytettyjä kompresso-reita. Kompessororit voidaan jakaa kahteen pääluokkaan, syrjäytys- eli staattisesti purista-viin sekä dynaamisesti puristaviin. Jakoa on havainnollistettu kuvassa 4.



Kuva 4. Kompressorityyppien jaottelu (Hundy et al. 2016, s. 60) (muokattu lähteestä).

Syrjäytyskompressorit imevät matalapaineista kaasua tiettyyn tilavuuteen, joka pienetesään tuottaa puristuksen ja paineen nousun. Dynaamisesti puristavat kompressorit taas lisäävät ensin kaasun liike-energiaa, joka sitten muunnetaan paineeksi. Tietyn kompressorityypin käyttökelpoisuuteen vaikuttavat teholuokka, paine- ja lämpötilatasot sekä kylmäaine. (Hundy et al. 2016, s. 59–87)

Kuvassa 5 on esitetty kompressorityyppien tavanomaisia jäähdytystehoja. Lämpöpumpukäytössä lämmitystehoon lasketaan jäähdytys- ja kompressoritehojen summa, kuten edellä kerrottiin.

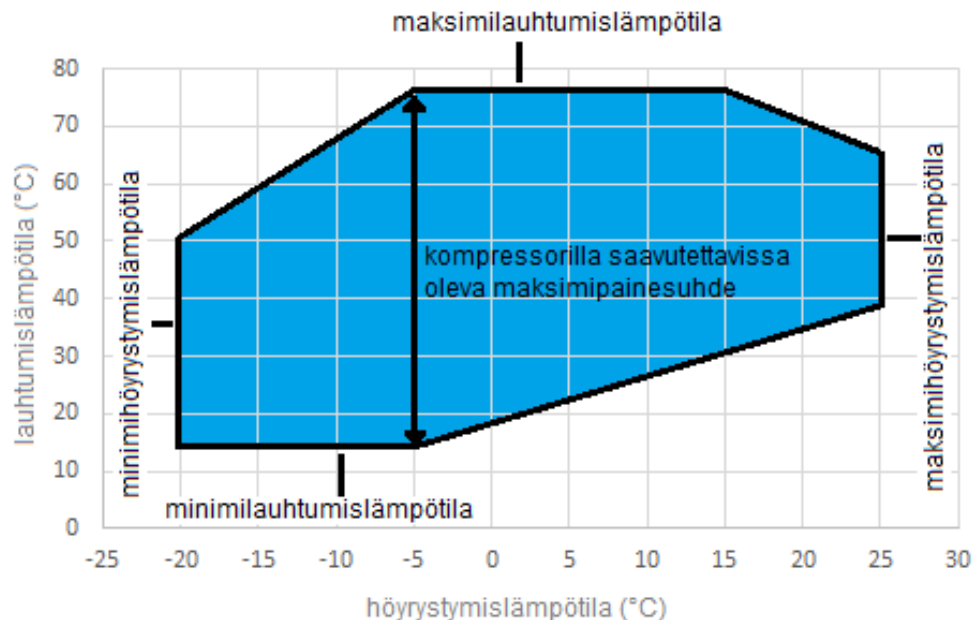


Kuva 5. Eri kompressorityyppien tavanomaisia jäähdytystehoja (Hundy et al. 2016, s. 60) (muokattu lähteestä).

Teollisen mittakaavan kompressoreja ovat siis kierukka- eli scroll-, mäntä-, ruuvi-, lamelli- ja turbokompressorit. Tässä työssä keskitytään kolmeen ensin mainittuun kompressorityyppiin, sillä ne ovat paljolti käytettyjä lämpöpumpputekniikassa. Kuvan 5 kompressoreista turbokompressoreita löytyy hyvin suuriinkin teholuokkiin, mutta tällä hetkellä niiden kompastuskivenä ovat riittämättömät painesuhteet käytössä oleville kylmäaineille. Sama ongelma on lamellikompressoreilla. (Hundy et al. 2016, s. 82–87) Kiertomäntäkompressoreita käytetään lähinnä pienehköissä jäähdytysjärjestelmissä (Aittomäki et al. 2008, s. 156).

Suurin osa nykyajan kompressoreista on hermeettistä tyyppiä, joka tarkoittaa sitä, että sekä itse kompressorin että sitä pyörittävä sähkömoottori on suljettu umpinaiseen, kaasutiiviiseen teräskuoreen. Imuhöyry syötetään suoraan kuoreen, joten kompressorin ja moottorin jäähdytys on tehokasta ja voimansiirrossa välttyään monilta tiiveysongelmilta. Hermeettisten kompressoreiden tehon yläraja on muutamia kymmeniä kilowatteja. Suuremman mittaluokan lämpöpumpuissa suositaan avoimia tai puoliavoimia kompressoreita huolto- ja kunnossapitotarpeiden vuoksi. (Aittomäki et al. 2008, s. 148; Hundy et al. 2016, s. 67)

Valmistajat ilmoittavat kompressorinsa toiminta-alueet yleensä kuvassa 6 esitetyn kuvaajan mukaisesti. Toiminta-alue on kuvassa sinisellä pohjalla. Englanniksi kuvaajalla on nimitys *operating envelope*.



Kuva 6. Esimerkkikuvaaja kompressorin toiminta-alueesta.

Toiminta-alueen rajat riippuvat kylmäaineen tulistuksesta. Valmistajien ilmoittamissa arvoissa tulistuksena käytetään usein standardien EN 12900 ja AHRI 540 mukaisesti 11 K:iä. (AHRI 540-2015 2015, s. 3)

Valmistajat ilmoittavat yleisesti myös muut syrjäytyskompressorien tekniset tiedot standardien EN 12900 ja AHRI 540 mukaisesti. Koska ensin mainittua ei ole vapaasti saatavilla, on tässä työssä tukeuduttu jälkimmäiseen, amerikkalaiseen standardiin, joka ei valmistajien ilmoitusten perusteella poikkea merkittävältä osin eurooppalaisesta. Tässä työssä käytetyt tiedot ovat täysin samat molemmilla standardeilla. Tiedot koskevat kompressorien suorituskykyjä, lähinnä ottotehoja ja tuotettuja kylmäainevirtoja, erilaisilla höyrystymis- ja lauhtumislämpötiloilla. Standardin mukaan ottoteho P_k yksikössä W ja tuotettu massavirta \dot{m}_s yksikössä kg/s lasketaan polynomiyhtälöllä

$$X = C_1 + C_2 T_h + C_3 T_l + C_4 T_h^2 + C_5 T_h T_l + C_6 T_l^2 + C_7 T_h^3 + C_8 T_l T_h^2 + C_9 T_h T_l^2 + C_{10} T_l^3 \quad (5)$$

jossa X :n paikalle sijoitetaan laskettava suure. T_h ja T_l ovat höyrystymis- ja lauhtumislämpötilat ($^{\circ}\text{C}$), joita vastaavat kuvan 1 pisteet 9 ja 5. (AHRI 540-2015 2015, s. 3) Pisteistä käytetään nimitystä kastepistelämpötila (englanniksi *dew-point temperature*) (Aittomäki et al. 2008, s. 19). Yhtälössä esiintyvät C_1 – C_{10} ovat vakioita, joille valmistajat ilmoittavat kompressorikohtaiset arvot. Polynomivakiot ilmoitetaan toiminta-alueen tavoin 11 K:n tulistuksella. Muilla tulistusrvoilla yhtälöstä 5 laskettua standardimassavirtaa \dot{m}_s on korjattava. Tämä johtuu siitä, että syrjäytyskompressoreilla massavirta riippuu imulämpötilasta, toisin sanoen tulistuksesta, kun tarkastellaan vakiona pysyviä matala- ja korkeapaineita:

$$\dot{m} = \rho \dot{V} \quad (6)$$

Yhtälössä 6 ρ on kylmäaineen tiheys kompressorin imuputkessa ja \dot{V} kylmäaineen imutilavuusvirta. \dot{V} on syrjäytyskompressoreilla vakio, kun kierrosnopeutta ei muuteta, mutta koska $\rho = \rho(T)$ ja toisaalta ominaistilavuus $v = 1/\rho$, korjataan muilla tulistusrvoilla laskettua massavirtaa \dot{m} yhtälön 7 mukaisesti:

$$\dot{m} = \left\{ 1 + F_v \left[\left(\frac{v_s}{v} \right) - 1 \right] \right\} \dot{m}_s \quad (7)$$

Yhtälössä F_v on kompressorin volumetrisen hyötysuhteen korjauskerroin, joka voidaan arvioida ykköseksi, v_s kylmäaineen ominaistilavuus standarditulistuksella ja v ominaistilavuus laskettavalla tulistuksella. Kompressorin ottotehoon P_k tulistuksen poikkeaminen standardiarvosta ei käytännössä vaikuta. (Aittomäki et al. 2008; AHRI 540-2015 2015)

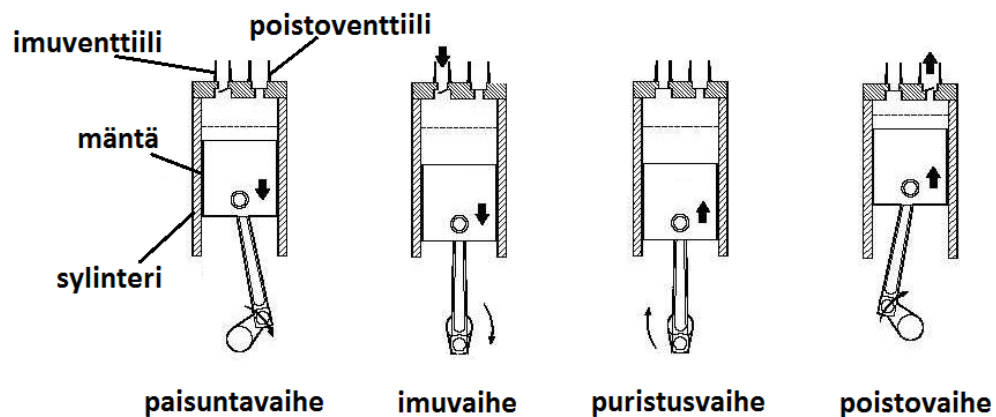
Edellä mainittu volumetrinen hyötysuhde, jolle käytetään merkintää η_v , on kompressorin todellisuudessa imuliitännän tilassa imemän tilavuusvirran \dot{V} suhde syrjäytystilavuusvirtaan \dot{V}_s :

$$\eta_v = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_s} \quad (8)$$

η_v on aina alle 1, sillä kompressorissa tapahtuu vuotohäviöitä sekä kylmäainekaasun lämpiämistä jo ennen puristuksen alkamista. Kompressorityypistä riippuen tapahtuu myös venttiilien painehäviöitä. Lisäksi η_v ottaa huomioon mahdollisen niin sanotun haitallisen tilan. (Aittomäki et al. 2008, s. 141) Kun arvioidaan, että korjauskerroin $F_v \approx 1$, oletetaan siis volumetrisen hyötysuhteen η_v pysyvän vakiona standardista poikkeavilla tulistuksilla.

Mäntäkompressori

Mäntäkompressorissa puristus tapahtuu kampa akselin ja kiertokangen liikuttaman männän työntäessä kaasua sylinterin päätä vasten. Puristus muistuttaa paljolti polttomoottorissa tapahtuvaa prosessia. Imu- ja paineventtiilit eivät kuitenkaan toimi nokka-akselin välityksellä, vaan paine-eron avulla. Toimintaperiaatetta on havainnollistettu kuvassa 7. Syklin ensimmäisessä vaiheessa mäntä liikkuu pois päin sylinteristä venttiileiden pysyessä kiinni. Kun puristustilan laajetessa sylinterin paine laskee tarpeeksi, imuventtiili avautuu ja sisään virtaa höyrystimeltä tulevaa kylmäainehöyryä. Männän alinta asemaa kutsutaan alakuolokohdaksi, ja männän ohittaessa sen alkaa puristus. Kun sylinterin paine nousee korkeammaksi kuin poistoventtiilin toisella puolella vallitseva paine, poistoventtiili avautuu, ja puristettu höyry virtaa paineputkeen. Lopulta mäntä saavuttaa huippuasemansa, yläkuolokohdan, minkä jälkeen kierto alkaa alusta. (Ramesh 2010, s. 178)



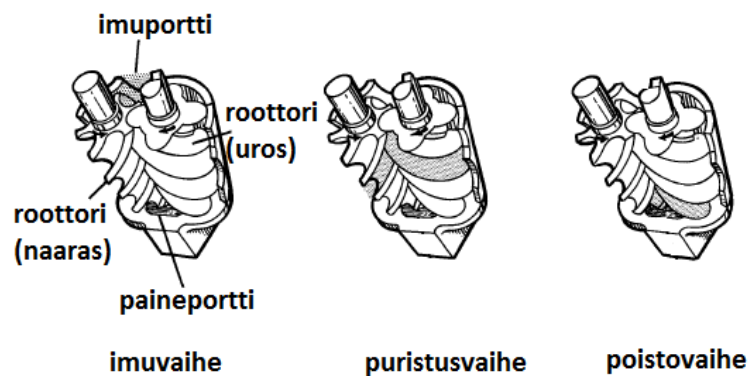
Kuva 7. Mäntäkompressorin toimintaperiaate (*Air Compressor Works*) (muokattu lähteestä).

Mäntäkompressorille ominainen häviö on niin sanotun haitallisen tilan aiheuttama kaasun uudelleenkierto. Koska mäntä ei voi käydä aivan kiinni sylinterin kannessa ja venttiileissä yläkuolokohdassa, jää pintojen väliseen tilavuuteen osa kaasusta, jota seuraavalla kierroksella joudutaan puristamaan uudelleen. (Ramesh 2010, s. 177) Lisäksi kompressorissa syntyy vuotohäviöitä painepuolelta imupuolelle männänrenkaiden ja sylinterin välistä sekä paineventtiilin kautta paluuvirtauksena sylinteriin (Aittomäki et al. 2008, s. 140).

Kompressorin venttiileissä syntyy painehäviöitä, jotka kasvattavat painesuhdetta ja lisäksi pienentävät sylinterin täytöstä, sillä imuventtiilin painehäviön jälkeen kaasun paine on pienempi ja siten ominaistilavuus suurempi kuin imuliitännän tilassa. Ominaisuutta kasvattaa edelleen höyryn lämpiäminen imuliitännän ja sylinterin välissä ennen puristusta. (Aittomäki et al. 2008, s. 140)

Ruuvikompressori

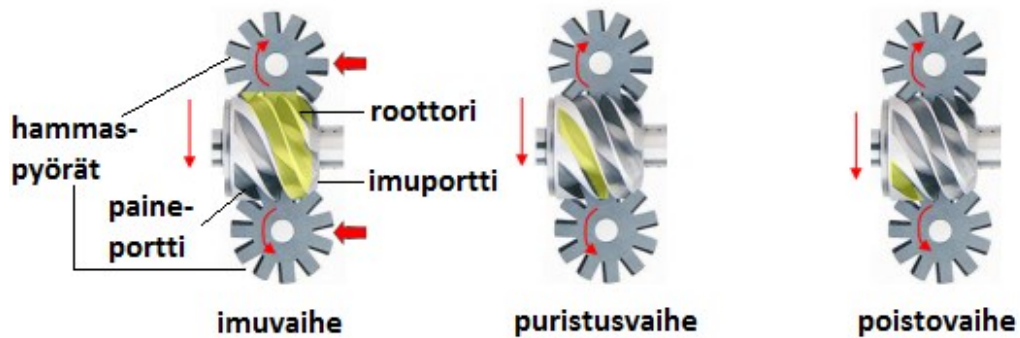
Ruuvikompressorin toiminta perustuu yleensä kahteen rinnakkain pyörivään ruuviin. Periaatetta kuvataan alla.



Kuva 8. Kaksiroottorisen ruuvikompressorin toimintaperiaate (Arges A.S.) (muokattu lähteestä).

Ruuvit eli roottorit on muotoiltu epäsymmetrisiksi, jolloin ne pyöriessään puristavat imuportista tulevaa kaasua pienempään tilaan ja lopulta paineportista ulos. Ruuvikompressoreissa ei varsinaisesti ole imu- ja paineventtiilejä kuten mäntäkompressoreissa, vaan kylmäaineen sisään- ja ulosmeno tapahtuu ruuvien harjojen ohittaessa imu- ja paineportin. Useimmiten urosroottori on pääroottori, ja se vetää naaras- eli sivuroottoria suoraan, minkä vuoksi hyvä voitelu ruuvien kosketuspintojen välissä on ensiarvoisen tärkeää. Tähän käytetään yleensä öljyruiskutusta. Voitelun lisäksi öljy toimii tiivisteenä ruuvien välissä, vähentää melua sekä jäähdyttää puristettavaa kylmäainekaasua, jolloin puristuksen loppulämpötila laskee. Koska öljyä joutuu kylmäaineen sekaan suhteellisen paljon verrattuna esimerkiksi mäntäkompressoriin, on öljy erotettava, jäähdytettävä ja suodatettava tehokkaasti puristuksen jälkeen. (Hundy et al. 2016, s. 74–76)

Ruuvikompressori voi olla myös yksiroottorinen. Rakenne on esitetty kuvassa 9.



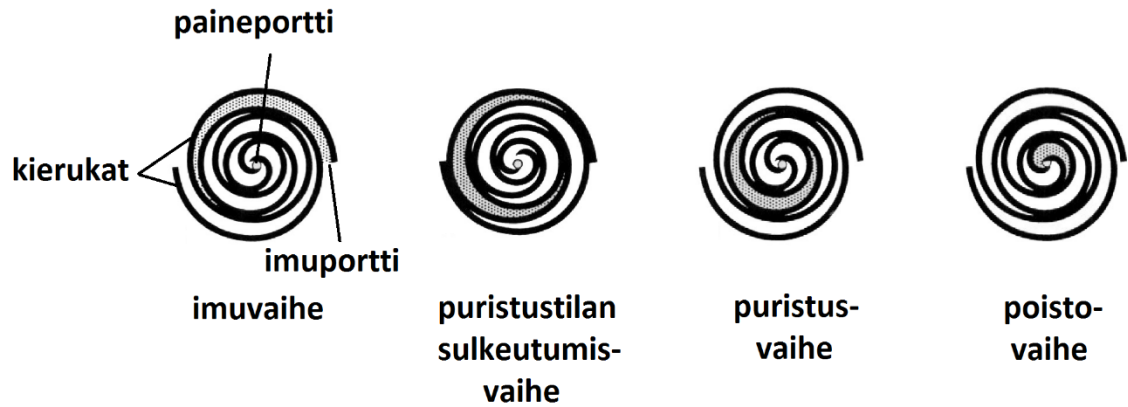
Kuva 9. Yksiroottorisen ruuvikompressorin toimintaperiaate (J. & E. Hall International) (muokattu lähteestä).

Moottorin pyörimisliike välitetään roottorille, joka pyörittää hammaspyöriä. Imuportista tulevan kylmäainehöyryn paine nousee hammaspyörien ja umpinaisen roottorin päädyn välisen puristustilan pienetessä. Höyry poistuu paineportista ruuvin harjojen ohittaessa sen. Yksiroottorisen ruuvikompressorin etu kaksiroottoriseen verrattuna on pienempi kuormitus roottorin akselin laakereille. Vaatimukset öljylle ovat samanlaiset kuin kaksiroottorisella rakenteella. (Hundy et al. 2016, s. 77)

Ruuvikompressoreilla ei varsinaisesti ole haitallista tilaa, joten volumetrinen hyötysuhde eivät ole heikentämässä puristustilan kaasujäämät. Volumetrisiä häviöitä syntyy kuitenkin kylmäaineen vuotamisesta painepuolelta imupuolelle kompressorin sisäisten välysten kautta. Lisäksi kylmäaineen ja öljyn seoksen vuotaessa syöttökammioon volumetrinen hyötysuhde kärsii paitsi menetety, jo kertaalleen puristetun kylmäaineen takia, myös sen vuoksi, että kuuma, puristettu seos lämmittää tulevaa kaasua, jolloin sen ominaistilavuus kasvaa ja imetty massavirta pienenee. (Hundy et al. 2016, s. 77)

Scroll-kompressori

Scroll- eli kierukkakompressorin käyttö lämpöpumppu- ja kylmätekniikassa on yleistynyt viime vuosina vahvasti. Sen toiminta perustuu kahteen kierukkaan, joista toinen on kiinteä eli paikallaan, ja sen sisällä toinen liikkuu pientä ympyrärataa pitkin. Liikkuva kierukka ei kuitenkaan siis varsinaisesti pyöri, vaan sen ”rintamasuunta” pysyy samana koko ajan. Kylmäainehöyry virtaa sisään kierukoiden väliin ulkoreunasta. Kierukat koskevat toisiaan useista kohdista, jolloin niiden väliin syntyy useita peräkkäisiä kammioita, jotka pienenevät kiertymän mukana. Lopulta puristettu höyry poistuu kierukoiden keskellä sijaitsevasta paineportista. Toimintaperiaate on kuvattuna alla. (Hundy et al. 2016, s. 80)



Kuva 10. Scroll-kompressorin toimintaperiaate (Hundy et al. 2016, s. 80) (muokattu lähteestä).

Ruuvikompressorin tapaan scroll-kompressorin rakenteessa ei ole venttiilejä eikä haitallista tilaa, joten niistä aiheutuvia häviöitä ei ole. Merkittävä ero näiden kompressorityyppien välillä on kuitenkin se, että ruuvikompressorin roottoreille on aina jätettävä pieni välys, kun taas scroll-kompressorissa kierukat ovat paikoin kosketuksissa toisiinsa. Liikuvan kierukan kiertoliike mahdollistaa ruuvikompressorin verrattuna pienet kehänopeudet, jolloin kierukoiden voitelu ei ole välttämätöntä. (Hanlon 2001, s. 387; Hundy et al. 2016, s. 81)

Scroll-kompressorissa vuotohäviöitä tapahtuu kohdissa, joissa kierukoiden kaarevat seinät sekä kierukoiden päädyt sivuavat toisiaan. Vuotoa siis tapahtuu sekä aksiaali- että radiaalisuunnassa. Volumetrinen hyötysuhde on kuitenkin yleisesti ottaen parempi kuin mäntä- ja ruuvikompressoreilla. (Hundy et al. 2016, s. 80)

Kompressorityyppien hyötysuhteiden erot ja yhtäläisyydet

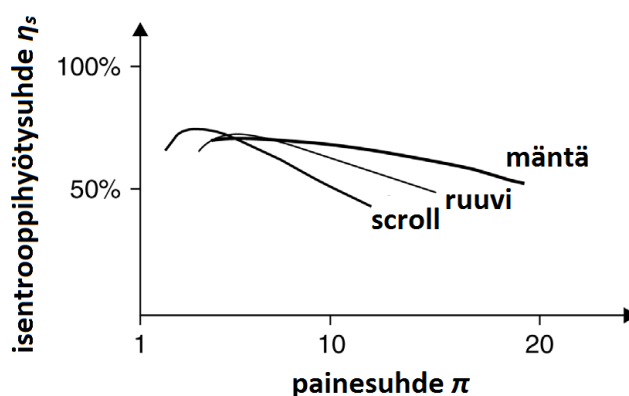
Ruuvi- ja scroll-kompressoreilla on niiden puristavien osien geometrioiden ja venttiilitönnän rakenteen vuoksi niin sanottu kiinteä sisäinen tilavuussuhde κ (englanniksi *built-in volume ratio*), joka tarkoittaa imuportin juuri ohittaneen puristustilan ja juuri paineportin saavuttavan puristustilan tilavuuksien suhdetta. Kiinteän tilavuussuhteen vuoksi myös painesuhde π on kiinteä, ja niiden välinen riippuvuus voidaan esittää yhtälöllä 9, jossa p_c on lauhduttimen ja p_e höyrystimen paine sekä k polytrooppivakio:

$$\pi = \frac{p_c}{p_e} = \kappa^k \quad (9)$$

Puristuksen hyötysuhde heikkenee, jos koko muun järjestelmän, toisin sanoen lähinnä höyrystimen ja lauhduttimen, painesuhde eroaa kompressorin painesuhdesta. Tämä johtuu siitä, että jos järjestelmän painesuhde pienenee, kompressorin puristaa siitä huolimatta kylmäaineen oman painesuhdeensa mukaiseen, lauhdutinpainetta korkeampaan paineeseen, jolloin siis kylmäaineen puristamiseen kuluu turhaa työtä. Jos taas järjestelmän painesuhde kasvaa, tapahtuu alipuristumista, jolloin lauhduttimessa onkin korkeampi paine

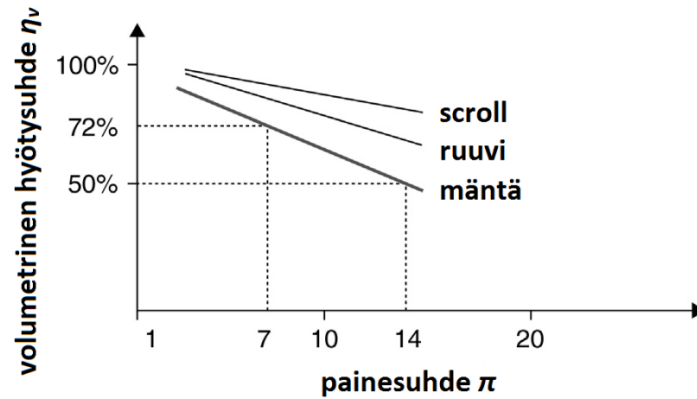
kuin kompressorin lopussa, ja sieltä virtaa kylmäainetta takaisin kompressorin. Järjestelmän painesuhde voi kasvaa silloin, kun höyrystimen paine pienenee. Ruuvikompressorin painesuhdetta pystytään kuitenkin laskemaan luistisäädöllä hyötysuhteen liikaa kärsimättä. Scroll-kompressorissa taas kylmäaineen virtaus takaisinpäin lauhduttimesta voidaan estää poisto- eli takaiskuventtiilillä, jolloin tosin joudutaan joustamaan venttiilittömästä rakenteesta. (Aittomäki et al. 2008, s. 159; Emerson Climate Technologies 2011b) Mäntäkompressorilla ei tapahdu samantyyppistä yli- ja alipuristusta kuin ruuvi- ja scroll-kompressoreilla, sillä kylmäaineen imu ja poisto riippuvat venttiilien yli vallitsevista paine-eroista. Venttiilit aiheuttavat kuitenkin painehäviöitä, joiden vuoksi kompressorin painesuhteen täytyy joka tapauksessa olla korkeampi kuin lauhduttimen ja höyrystimen painesuhteen. (Aittomäki et al. 2008, s. 139)

Kiinteän tilavuussuhteen vuoksi ruuvi- ja scroll-kompressorien hyötysuhteet ovat korkeimmillaan melko kapealla painesuhdealueella, toisin sanoen ne laskevat melko jyrkästi poikettaessa suunnittelupainesuhteesta. Mäntäkompressorilla hyötysuhteen vaihtelu ei ole niin suurta, mutta toisaalta ruuvi- ja scroll-kompressorit toimivat tehokkaammin optimaalisella toiminta-alueellaan. (Ramgopal 2009, s. 368) Alla olevassa kuvassa on esitetty kompressoreiden isentrooppihyötysuhteita.



Kuva 11. Kompressorityypeille ominaisia isentrooppihyötysuhteita (Hundy et al. 2016, s. 74) (muokattu lähteestä).

Kuten edellä todettiin, scroll-kompressorin volumetrinen hyötysuhde η_v on minimaalisten välysten vuoksi erittäin hyvä. Mäntäkompressorilla taas on toisesta ääripäästä, mikä johtuu sen rakenteelle ominaisesta haitallisesta tilasta. Ruuvikompressorin sijoittuu näiden tyyppien väliin (kuva 12).



Kuva 12. Kompressorityypeille ominaisia volumetrisia hyötysuhteita (Hundy et al. 2016, s. 73) (muokattu lähteestä).

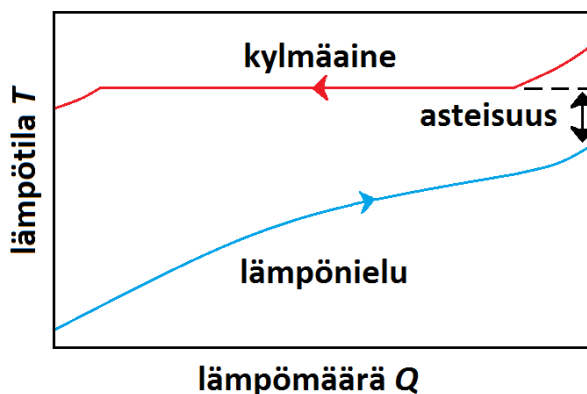
Volumetrinen hyötysuhde heikkenee painesuhteen funktiona likimäärin lineaarisesti. Merkittävä syy tähän on se, että kompressorin yli vallitsevan paine-eron kasvaessa myös vuotohäviöt painepuolelta imupuolelle lisääntyvät. (Hundy et al. 2016, s. 73)

Kompressoreiden volumetrisiin ja isentrooppisiin hyötysuhteisiin vaikuttaa myös kierrosnopeus. Yleisesti ottaen voidaan sanoa, että volumetrinen hyötysuhde paranee hiukan suuremmalla kierrosnopeudella. (Aittomäki et al. 2008, s. 140) Kierrosnopeuden vaikutusta isentrooppiseen hyötysuhteeseen on hankalampi arvioida, eikä varteenotettavaa tietoa ole kirjallisuudesta juurikaan saatavilla.

Viimeisenä kompressorien epäideaalisuuksista mainittakoon lämpöhäviöt. Ne riippuvat luonnollisesti eristyksestä ja jäähtytyksestä. Tavanomaiseksi lämpöhäviöiden suuruudeksi on esitetty 5–7 %:a kompressorin ottamasta sähkötehosta (Hundy).

2.5.3 Lauhdutin

Kompressorin jälkeen kylmäaine virtaa paineputkesta lauhduttimeen. Alikriittisessä lämpöpumppuprosessissa kylmäaineen kannalta tapahtuu kolme osaprosessia. Aluksi kylmäaine jäähtyy kastepistelämpötilaansa, toisin sanoen siitä poistuu tulistus. Kylmäaineen lämpötilan muutos on tyypillisesti noin 20–50 °C. Tämän jälkeen alkaa lauhtuminen, joka teoriassa tapahtuu atseotrooppisilla aineilla vakioämpötilassa ja tseotrooppisilla liukuman verran laskevassa lämpötilassa. Käytännössä painehäviöiden vuoksi lämpötila ei pysy täysin vakiona atseotrooppisillakaan kylmäaineilla, vaan se laskee hiukan. Lauhduttimen painehäviöt ovat kuitenkin selvästi pienemmät kuin höyrytimen kylmäaineen pienemmän virtausnopeuden takia. Lopuksi kylmäaine alijäähtyy hiukan. Tällä varmistetaan paisuntaventtiilin vakaa toiminta. Alijäähtytyksen suuruus on teollisen mittaluokan laitoissa tyypillisesti vain muutamia asteita. Kuvassa 13 on esitetty virtausten lämpötilojen muuttuminen vastavirtalauhduttimessa (Stoecker 1998, s. 24, 114)



Kuva 13. Vastavirtalauhduttimen lämpötilakaavio (SWEP) (muokattu lähteestä).

Kuvassa näkyy myös asteisuus, jolla lauhduttimen kohdalla tarkoitetaan kylmäaineen kastepistelämpötilan ja lämmitettävän kohteen loppulämpötilan erotusta. Asteisuus on yleensä samaa luokkaa kuin höyrystimessäkin, mutta voi olla jopa hiukan negatiivinenkin, toisin sanoen lämpönielun lämpötila voi nousta joitakin asteita kylmäaineen kastepistelämpötilaa korkeammaksi. (SWEP)

Toisin kuin höyrystimessä, lauhduttimessa tulistuksen osuus koko siirtyvästä lämpömäärästä on kohtuullisen huomattava, tyypillisesti noin 15–25 %. Höyrystymisessä siirtyy noin 70–80 % lämmöstä. Alijäähtyksen osuus on vain noin 2–5 %. (SWEP) Lauhduttintyyppinä teollisessa mittaluokassa käytetään lähinnä moniputki- ja levylämmönvaihtimia, kuten höyrystiminäkin (Hakala & Kaappola 2013, s. 84).

2.5.4 Paisuntaventtiili

Paisuntaventtiili on lämpöpumppuprosessin neljäs pääkomponentti. Sen tehtävä on syöttää kylmäainetta höyrystimeen ja kuristaa kylmäainetta siten, että sen paine laskee lauhduttimen tasosta höyrystimen tasolle. Kylmäaineen on oltava hiukan alijäähtynyttä lauhduttimen jälkeen, jotta se ei höyrysty painehäviöiden vuoksi ennen kuristusta virratessaan lauhduttimelta paisuntaventtiilille. Ennenaikainen höyrystyminen voi saada paisuntaventtiilin toiminnan epävakaaksi. (Stoecker 1998, s. 407)

Lämpöpumpputekniikassa käytetyt paisuntaventtiilit voidaan jakaa termostaattisiin ja elektronisiin. Termostaattinen venttiili on mekaaninen, ja sen toiminta perustuu höyrystimen jälkeiseen kylmäaineen tulistukseen reagoivaan tuntoelimeen. Höyrystimestä lähtevän imuputken lämpötila vaikuttaa tuntoelimessä vallitsevaan paineeseen, joka välittää venttiilissä olevalle kalvolle, joka saa aikaan venttiilin karan liikkeen. Elektroninen paisuntaventtiili taas toimii lämpötila- ja painemittausten perusteella tulistuksen määrittävän säätimen avulla. Venttiilin avautuminen ja sulkeutuminen voidaan saada aikaan magneettiventtiilillä, jolloin säätö on pulsseittaista, tai toimilaitteella, joka mahdollistaa jatkuvan virtauksen säätämisen. (Stoecker 1998, s. 408; Aittomäki et al. 2008, s. 230)

Suurissa laitoksissa käytetään yleensä kalliimpia ja rakenteeltaan monimutkaisempia elektronisia paisuntaventtiilejä (SWEP). Niillä pystytään pitämään kylmäaineen tulistus joko vakiona tai hakemaan jatkuvasti pienintä stabiilia tulistumista, jolloin höyrystimen pinta-alasta saadaan hyödynnettyä mahdollisimman suuri osa höyrystymiseen. Ne myös toimivat vakaasti laajalla toiminta-alueella. Termostaattisilla paisuntaventtiileillä tulistus on aina vakio, eivätkä ne säädi kovin tasaisesti pienillä osatehoilla. (Aittomäki et al. 2008, s. 227)

Paisuntaventtiilin toiminta poikkeaa ideaalisesta isentalpisesta kuristuksesta lähinnä pienten lämpöhäviöiden ja virtauksen paisumisesta aiheutuvien nopeudenmuutosten verran. Käytännössä ero on suhteessa muihin häviöihin merkityksetön. (Çengel & Boles 2011, s. 233)

2.6 Lämpöpumppukytkennät

Edellä on käyty läpi yksinkertaisin lämpöpumppuprosessi. Monissa tapauksissa prosessi on kuitenkin hiukan monimutkaisempi, sillä yksinkertaisella prosessilla ei päästä kovin suuriin lämpötilannostoihin.

Aiemmin on sivuttu kaksiportaista prosessia lämpökertoimen parantamisen näkökulmasta. Suurilla höyrystin- ja lauhdutinpaineiden eroilla puristuksen jakaminen kahteen portaaseen on usein myös pakon sanelema toimenpide. Painesuhteen suurentuessa kompressoriin kohdistuvat rasitukset kasvavat. Mäntäkompressorilla myös tuottosuhte laskee nopeasti, kun painesuhte kasvaa. (Aittomäki et al. 2008, s. 80) Toisaalta ongelmia voi myös aiheuttaa kylmäaineen liiallinen tulistuminen puristuksen aikana. Tällöin vaarana on, etteivät kylmäaine ja öljy enää pysy stabiileina. (Hundy et al. 2016, s. 28) Myös useampiportainen puristus on mahdollinen, mutta hyvin harvoin käytetty kalliimman konstruktion vuoksi. Jos höyrystymislämpötila on niin alhainen, että yhden kylmäaineen piirissä tarvittaisiin kolmiportainen puristus tai matalapainekompressorista tulisi höyryn suuren ominaistilavuuden vuoksi turhan isokokoinen, on edullisempää käyttää kaskadi-kytkentää. (Aittomäki et al. 2008, s. 28)

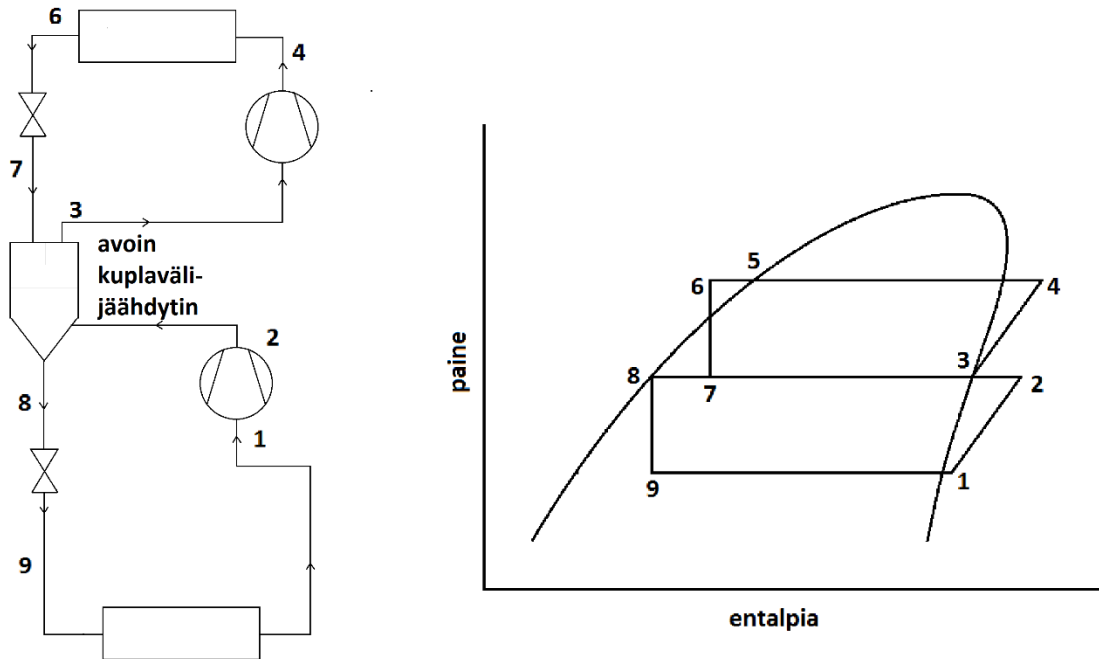
Kriittisen pisteen alapuolella toimivassa lämpöpumpussa optimaalisin paine matala- ja korkeapainekompressorin välissä voidaan määrittää yhtälöstä

$$p_i = \sqrt{p_e p_c} \quad (10)$$

jossa p_i on välipaine, p_e höyrystimen paine ja p_c lauhduttimen paine. Tällöin painesuhteet portaissa ovat yhtä suuret. Pienet poikkeamat optimivälipaineesta eivät juuri vaikuta lämpökertoimeen. (Aittomäki et al. 2008, s. 82)

2.6.1 Kaksiportainen prosessi avoimella kuplavälijäähdyttimellä

Puristusten välissä tapahtuvaan kylmäaineen välijäähdytykseen voidaan käyttää kuplavälijäähdytintä, jossa kaikki tai osa höyrystä kuplii säiliöön johdetun lauhtuneen nesteen läpi. Höyry ja neste muuttuvat tällöin kylläisiksi. Kun kaikki höyry johdetaan välijäähdyttimeen, sitä nimitetään avoimeksi. Tämä kytkentä on esitetty alla. (Cerepnalkovski 1991, s. 49)



Kuva 14. Kaksiportaisen prosessin välijäähdytys avoimella kuplavälijäähdyttimellä (Cerepnalkovski 1991, s. 48) (muokattu lähteestä).

Avoimelle kuplavälijäähdyttimelle pätevät massatase

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_7 = \dot{m}_3 + \dot{m}_8 \quad (11)$$

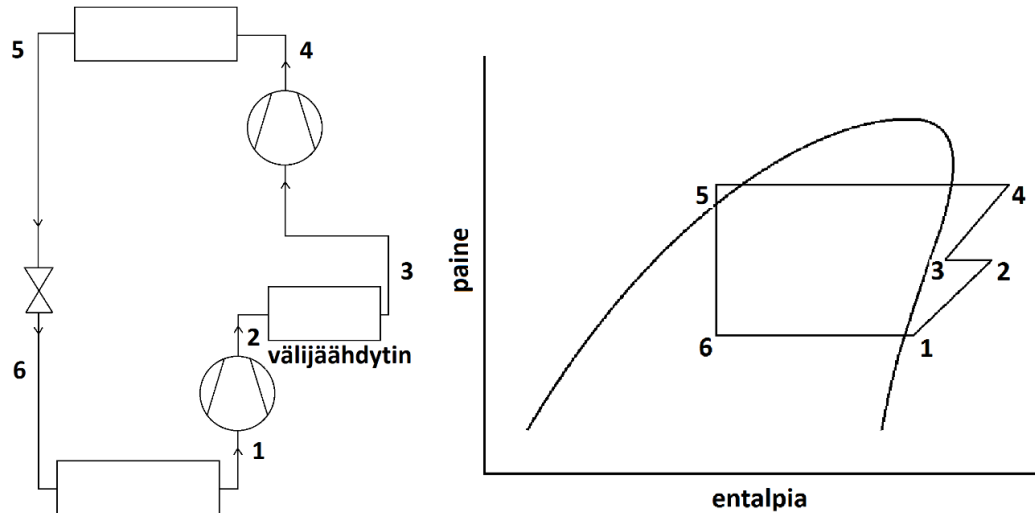
sekä energiatase

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_8 h_8 \quad (12)$$

Pisteessä 8 on kylläistä nestettä ja pisteessä 3 kylläistä höyryä. Kaksiportaisen kuristuksen ansiosta paisuntahäviöt ovat pienemmät kuin yksiportaisessa prosessissa. (Aittomäki et al. 2008, s. 81, 83) Ruuvi-, scroll- ja lamellikompressoreissa voidaan käyttää avointa kuplavälijäähdytystä niin sanottuna ekonomaiserikytkentänä, jolloin kaksiportaisuus saadaan toteutettua yhdellä kompressorilla. Tässä prosessissa kuplavälijäähdytintä yhdistetään kompressorin väliporttiin, johon johdetaan kylläistä höyryä. Erona ensin mainitun ja ekonomaiserikytkennän välillä on siis käytännössä se, että ekonomaiserikytkennässä kaksiportaisuus voidaan toteuttaa yhdellä kompressorilla. (Ma & Li 2007)

2.6.2 Kaksiportainen prosessi erillisellä välijäähdyttimellä

Välijäähdytys on mahdollista toteuttaa myös yksinään erillisellä lämmönvaihtimella. Kytkeä on esitetty kuvassa 15. (Cao et al. 2014)



Kuva 15. Kaksiportaisen prosessin välijäähdytys erillisellä lämmönsiirtimellä (Cao et al. 2014) (muokattu lähteestä).

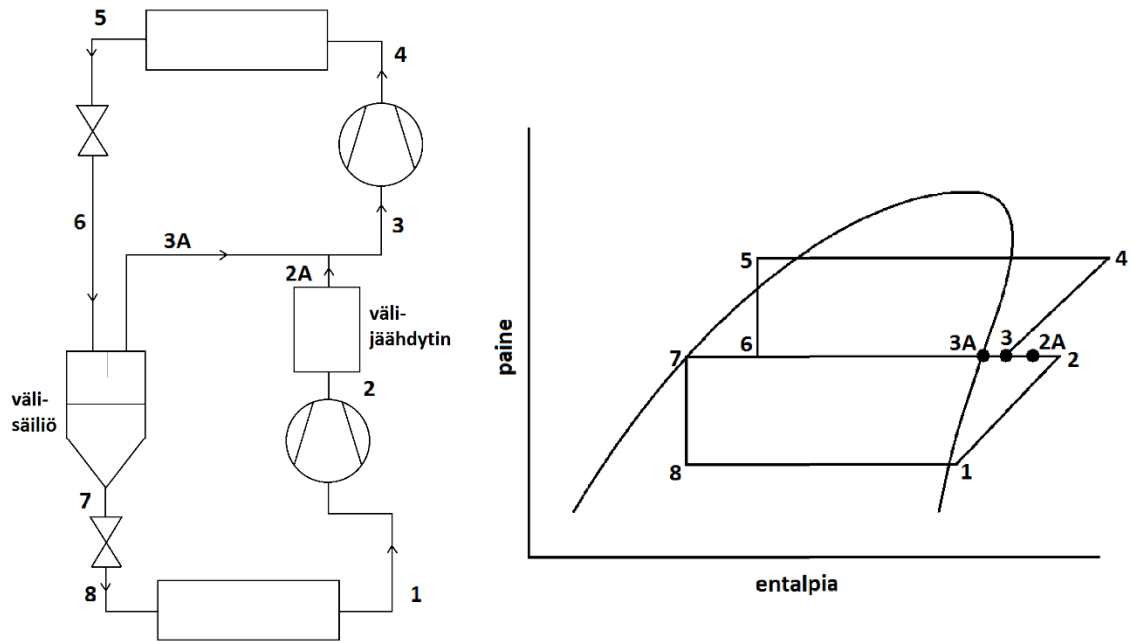
Erillisellä lämmönvaihtimella tehtävässä välijäähdytyksessä ei ole kyse prosessin sisäisestä lämmönsiirrosta, jossa lämpöä luovutettaisiin kuumemmasta kylmäainevirtauksesta kylmempään, vaan lämpö siirretään kylmäainekierrosta kokonaan pois. Siirtyvälle lämpöteholle ϕ_i pätee yhtälö

$$\phi_i = \dot{m}_2(h_2 - h_3) \quad (13)$$

Hukkalämpö olisi hyvä saada jollain tavalla hyödynnettyä, ja sillä voidaankin esimerkiksi esilämmittää vettä ennen sen menoa lauhduttimeen. (Cao et al. 2014)

2.6.3 Kaksiportainen prosessi erillisellä välijäähdyttimellä ja höyryruiskutuksella

Välijäähdytys voidaan toteuttaa myös yhdistelmällä, jossa matalapainekompressorista tulevaa virtausta jäähdytetään ensin erillisellä lämmönvaihtimella, ja sen jälkeen siihen ruiskutetaan vielä korkeapainepuolen paisuntaventtiilin jälkeisestä välisäiliöstä kylläistä höyryä. Kytkeä on kuvattu alla.



Kuva 16. Kaksiportaisen prosessin välijäähditys erillisellä lämmönsiirtimellä sekä kyläisellä höyryllä (Cerepnalkovski 1991, s. 50) (muokattu lähteestä).

Kytkenälle pätevät välijäähdyttimestä ja -säiliöstä tulevien virtausten muodostaman solmukohdan massa- ja energiataseet

$$\dot{m}_{2A} + \dot{m}_{3A} = \dot{m}_3 \quad (14)$$

$$\dot{m}_{2A}h_{2A} + \dot{m}_{3A}h_{3A} = \dot{m}_3h_3 \quad (15)$$

sekä vastaavat taseet välisäiliölle

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 + \dot{m}_{3A} \quad (16)$$

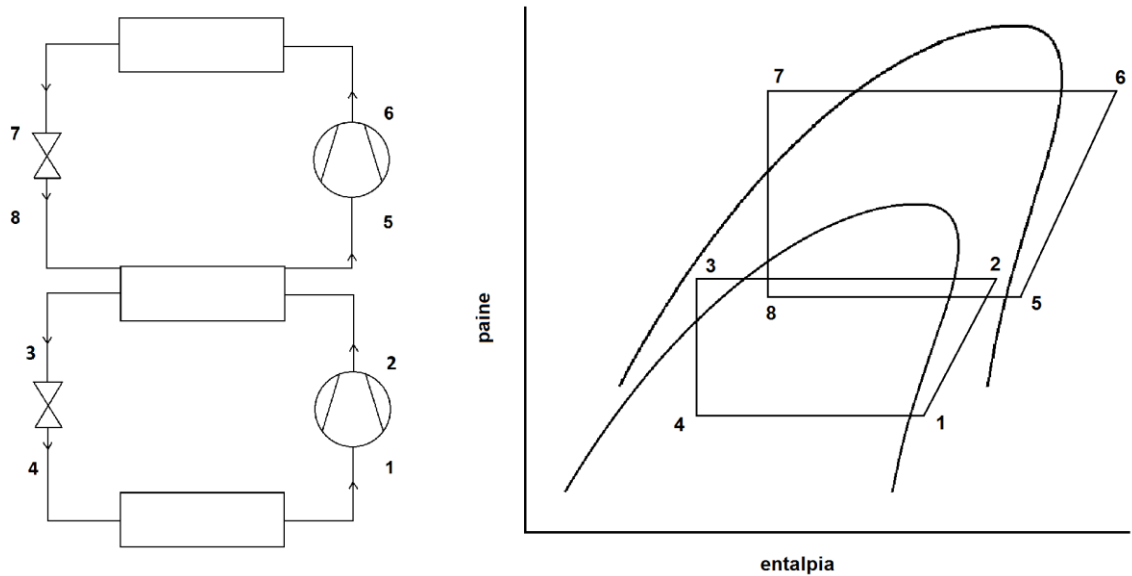
$$\dot{m}_6h_6 = \dot{m}_7h_7 + \dot{m}_{3A}h_{3A} \quad (17)$$

Kytkenällä saavutettava etu esimerkiksi avoimeen kuplavälijäähdyttimeen verrattuna on se, että korkeapainekompressoriin menevään virtaukseen voidaan jättää tulistus, mikä voi joillakin kylmäaineilla olla tarpeellista nesteiskujen välttämiseksi. (Cerepnalkovski 1991, s. 50)

2.6.4 Kahden yksiportaisen prosessin kaskadikytkentä

Jos tavoiteltava lämpötilaero on hyvin suuri, voi olla edellä käsiteltyä kaksiportaista prosessia edullisempaa jakaa lämpöpumppu kahteen erilliseen piiriin, joissa käytetään eri kylmäaineita, ja jotka yhdistetään toisiinsa lämmönvaihtimella. Lämmönvaihdin toimii

lauhduttimena alemman (eli matalan lämpötilan) piirille ja höyrystimenä ylemmän (korkean lämpötilan) piirille. Tällaista kytkentää kutsutaan kaskadikytkennäksi, ja sitä on kuvattu alla. (Aittomäki et al. 2008, s. 85)



Kuva 17. Kaskadikytkentä (Aittomäki et al. 2008, s. 85) (muokattu lähteestä).

Kaskadilämmönvaihtimessa alemman piirin lauhtumisessa vapautuva lämpö siirtyy ylemmän piirin höyrystymiseen, ja sille pätee yhtälö

$$\dot{m}_1(h_2 - h_3) = \dot{m}_5(h_5 - h_8) \quad (18)$$

Yllä esitettyssä kytkennässä on yhdistetty kaksi yksinkertaista alikriittistä piiriä. Piirit voivat olla myös monimutkaisempia, esimerkiksi sisäisillä lämmönvaihtimilla varustettuja tai ylikriittisiä. Kaskadikytkennän mallintamisen kannalta oleellista on, mikä on piirien välisen lämmönvaihdon välilämpötila, jolla tässä yhteydessä tarkoitetaan alemman piirin lauhtumis- ja ylemmän piirin höyrystymislämpötilan keskiarvoa. Käytännössä mahdolliselle tilanteelle, jossa ylemmän piirin höyrystymis- ja alemman piirin lauhtumislämpötila ovat yhtä suuret, optimaaliseksi välilämpötilaksi T_i on esitetty alemman piirin höyrystymis- ja ylemmän piirin lauhtumislämpötilojen geometristä keskiarvoa (lämpötilat yksikössä K):

$$T_i = \sqrt{T_e T_c} \quad (19)$$

(Sachdeva et al. 2014) Myös tarkempia korrelaatioita optimaaliselle välilämpötilalle on esitetty, mutta ne ovat olleet hyvin spesifejä tiettyjen prosessiparametrien, kuten kylmäaineiden, suhteen (Bhattacharyya et al. 2009; Park et al. 2013). Yllä esitettyä tarkempia yleispäteviä yhtälöitä ei kirjallisuudesta tunnu löytyvän.

Välilämpötilan merkitykselle koko systeemin COP:ille on esitetty erilaisia arvioita. Joissain tutkimuksissa välilämpötilalla ei ole todettu olevan juurikaan vaikutusta COP:iin ainakaan silloin, jos kylmäaineet ovat termodynaamisilta ominaisuuksiltaan samankaltaisia. Joissain tutkimuksissa vaikutus taas on ollut jokseenkin merkillepantava. (Bhattacharyya et al. 2009; Kim et al. 2015)

Välilämpötilaa suurempi merkitys COP:ille on kuitenkin kaskadilämmönvaihtimessa valitsevalla lämpötilaerolla, jolla tarkoitetaan ylemmän piirin höyrystymislämpötilan ja alemman piirin lauhtumislämpötilan välistä erotusta. Välilämpötila on näiden lämpötilojen puolivälissä. Kuten höyrystimen ja lauhtuttimenkin kohdalla, mahdollisimman pieni lämpötilaero on tavoiteltavaa, sillä se pienentää tarvittavaa paine-eroa molemmissa piireissä. Käytännössä päästään 3–10 °C:n lämpötilaeroihin. (Boahen & Choi 2017)

2.7 Sääto

Jos lämpöpumppua on tarkoitus käyttää yksinään ilman priimaavaa lämmönlähdettä, se mitoitetaan huipputehon tarpeen mukaan. Tällä varmistetaan toisin sanoen se, että laitteistolla pystytään tuottamaan tarvittava lämpöteho silloinkin, kun tarve on suurimmillaan. Koska huipunkäyttöaika on suomalaisissa lämmitysjärjestelmissä suhteellisen lyhyt, tarkoittaa täyden mitoitusasteen käyttäminen sitä, että lämpöpumppua käytetään hyvin suuri osa ajasta osateholla. (Fahlén 2012)

Toisaalta perinteisen kaukolämpöjärjestelmän kohdalla lämpöpumpun mitoituksessa on huomioitava myös se, kuinka kuumaa kaukolämmön menovettä sillä on tarkoitus pystyä tuottamaan. Mikäli pyritään kattamaan esimerkiksi tavallisen aluelämpöpiirin lämmöntarve ilman priimausta, ovat lämpöpumpun mitoituskriteereinä sekä huipputehon että huippulämpötilan tarve. Joissakin sovelluksissa myös pelkkä huippulämpötila voi olla kriteeri: lämmölle ei ole käyttöä, mikäli sen lämpötila ei ole riittävän korkea.

Olivat mitoituskriteerit mitkä hyvänsä, edellä mainituista syistä on selvää, että kylmäaineen höyrystymis- ja lauhtumislämpötiloja sekä lämpöpumpun tuottamaa lämmitys- ja joissakin tapauksissa myös jäähdytystehoa on kyettävä säätämään tarpeen mukaan. Seuraavassa käsitellään yleisiä säätötapoja niiltä osin kuin työn tavoitteiden kannalta on oleellista.

2.7.1 Höyrystimen säätö

Lämpöpumpun paineita, lämpötiloja ja tehoja voidaan säätää kylmäaineen massavirtaa ohjaavilla venttiileillä. Näihin voidaan vaikuttaa myös lämmönlähteen kiertoa säätämällä. Jäähdytys- ja lämpöpumpputekniikassa hyvin yleinen tapa säätää kuivahöyrystimen höyrystymislämpötilaa ja -painetta on tulistuksenohjaus termostaattisella tai elektronisella

paisuntaventtiilillä. Venttiilin tarkoituksena on säätää höyrystimeen menevää kylmäainevirtaa siten, että tulistus ennen kompressoria pysyy säätöarvossaan, joka usein on luokkaa 4-7 °C. (Stoecker 1998, s. 411)

Kuivahöyrystimen tulistus voidaan pitää vakiona, mutta on mahdollista käyttää myös säätimä, jotka hakevat jatkuvasti niin sanottua pienintä vakaata tulistusta, jolla höyrystymiseen saadaan käytettyä mahdollisimman suuri osa höyrystimen pinta-alasta. Muutaman asteen tulistuksen varmistaminen on tärkeää, jotta kompressoriin ei pääse vahinkoa aiheuttavia nestepisaroita. Toisaalta ylimääräistäkin tulistusta on syytä välttää, sillä mitä korkeampi on kompressoriin menevän imukaasun lämpötila, sitä kuumempana kuumakaasu kompressorista poistuu. Tällä on merkitystä varsinkin lähestyttäessä kuumakaasun korkeimpia sallittuja lämpötiloja. Imukaasun tulistuksella on myös muita vaikutuksia kompressorin suorituskykyyn. Tästä näkökulmasta kompressoria ei kuitenkaan voida käsitellä erillisenä komponenttina, vaan tulistuksen lopullinen vaikutus riippuu kompressorin ja höyrystimen muodostamasta kokonaisuudesta. (Aittomäki et al. 2008, s. 142; Stoecker 1998, s. 391–413)

On taloudellista pyrkiä pitämään höyrystymislämpötila ja -paine mahdollisimman korkeana. Tällöinhän kompressorissa tarvittava paineennosto ja teho ovat pienimmillään. Jos höyrystymislämpötila on liian matala, kylmäaineen tulistus on asetusarvoa suurempi. Voidaan siis ajatella höyrystymisen tapahtuvan liian ”helposti”. Höyrystimen jälkeen sijaitseva ja paisuntaventtiiliin liittyvä tuntoelin havaitsee asetusarvoa suuremman tulistuksen, jolloin paisuntaventtiili säätää höyrystimeen syötettävää massavirtaa suuremmaksi, ja paine (ja samalla höyrystymislämpötila) nousevat. Näin tulistus alkaa jälleen lähestyä haluttua arvoa. Samalla kasvaa höyrystimen teho. Systemi toimii päinvastaisesti, jos höyrystymislämpötilaa on laskettava. (Stoecker 1998, s. 408)

2.7.2 Lauhduttimen säätö

Kaukolämpöpiirin kaltaisessa lämmitysjärjestelmässä vaatimukset kiertoaineen lämpötilalle ja lämpöteholle (eli massavirralle) voivat vaihdella melko voimakkaasti. Optimaalisen kompressorikäytön saavuttamiseksi lämpöpumpun lauhduttimen lämpötilaa ja tehoa on pystyttävä säätämään. Kuten höyrystimiäkin, myös lauhduttimia säädetään muuttamalla kylmäaineen tai lämmitettävän kiertoaineen massavirtaa.

Lauhdutinpaineen säätöventtiili sijoitetaan kompressorin paineputkeen ennen lauhdutinta tai nesteputkeen lauhduttimen jälkeen. Venttiilillä ohjataan lauhduttimeen virtaavaa kylmäaineen massavirtaa: kun lauhduttimeen saapuva massavirta on suurempi kuin sieltä poistuva, paine ja sen myötä lauhtumislämpötila nousevat. Samalla muuttuu lauhduttimen teho, jos kompressorin läpi menevä kylmäainevirta pysyy vakiona. Lauhdutinpaineen säädöllä myös estetään paisuntaventtiiliin toiminnan häiriintyminen. Jos paine laskee

liian alas, paisuntaventtiili ei saa syötettyä tarvittavaan tehoon nähden riittävästi kylmäainetta höyrystimeen. Lauhdutinpaineen säätöventtiili voi olla paine- tai lämpötilaohjattu. (Aittomäki et al. 2008, s. 247; Stoecker 1998, s. 284)

Suuren nestejäähdytteisen lauhduttimen tehoa säädetään nestepiirin virtauksen ohjauksella. Myös tässä venttiili voi olla paine- tai lämpötilaohjattu. (Aittomäki et al. 2008, s. 244) Tehoa voidaan säätää myös kuumakaasuohituksella, jolloin osa kompressorista tulevasta kylmäaineesta johdetaan lauhduttimen ohi. Tämä ei ole kuitenkaan kannattavaa hyötysuhteen kannalta. (Siemens Switzerland Ltd 2007, s. 74)

2.7.3 Kompressorin säätö

Höyrystin- ja lauhdutinpaineiden ja -lämpötilojen säätö heijastuu koko kylmäainekiertoon: kun yksi prosessiparametri muuttuu, muuttuu moni muukin. Yksinkertaisimman lämpöpumppukokoonpanon komponenteista on käyty läpi höyrystin ja lauhdutin, ja samalla niihin on yhdistetty paisuntaventtiilin toiminta. Seuraavaksi käydään läpi kompressorin reagointia prosessimuutoksiin.

Jos piirissä käytettävä kompressorin on tyypiltään syrjäyttävä, esimerkiksi mäntä- tai ruuvikompressorin, kuten lämpöpumpuissa usein on, kompressorin syrjäytystilavuusvirta \dot{V}_s pysyy vakiona, jos kierrosnopeutta ei muuteta. Tällöin kompressorin läpi menevän kylmäaineen massavirta \dot{m} riippuu sen ominaistilavuudesta v_0 ja kompressorin tuottosuhteesta λ :

$$\dot{m} = \frac{\lambda \dot{V}_s}{v_0} \quad (20)$$

Tiettyä kompressorin ja kylmäainetta tarkasteltaessa tuottosuhteesta riippuu lähinnä vain painesuhteesta, ja paine vaikuttaa myös ominaistilavuuteen. Edellä todettiin höyrystymislämpötilan säädön tapahtuvan painetta muuttamalla, joten jos laitteiston lämmitysteho halutaan pitää vakiona ja höyrystymislämpötila muuttuu, täytyy kompressorin läpi lauhduttimelle menevää kylmäainevirtausta säätää. Säätötarve ilmenee luonnollisesti myös silloin, kun lauhtumislämpötila muuttuu, tai kun höyrystymis- ja lauhtumislämpötilat pysyvät vakioina, mutta lämmitystehoa halutaan ohjata. (Aittomäki et al. 2008, s. 141; Hanlon 2001, s. 155)

Eri kompressorityypeillä on erilaisia niille tyypillisiä säätötapoja. Mäntäkompressorin voidaan säätää lepuuttamalla osaa sylintereistä tai pitämällä imuventtiilejä osittain auki. Tällöin virtauksessa syntyy kuitenkin merkittäviä kitkahäviöitä. Aiemmin käytettiin myös sylinterin haitallisen tilan säätöä. Ruuvikompressorissa voidaan käyttää luistisäätöä. Luistia liikutetaan roottorien suunnassa, jolloin puristus saadaan alkamaan halutusta kohdasta roottoria. Siirtämällä puristuksen alkamista kohti paineporttia saadaan pienennettyä imettyä tilavuusvirtaa. Luistisäädön alaraja on noin 10 % maksimikapasiteetista.

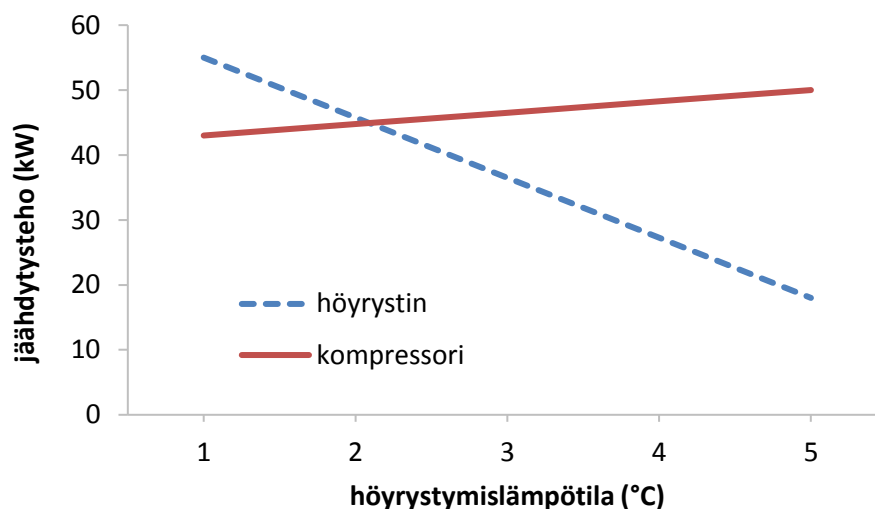
Myös imupuolen kuristus mahdollista, mutta hyötysuhdetta huonontavaa, eikä sen käyttö ole järkevää lämpöpumpuissa. (Siemens Switzerland Ltd 2007, s. 74; Aittomäki et al. 2008, s. 152–156; Hundy et al. 2016, s. 79)

Edellä tarkasteltiin kompressorien säätöä siitä näkökulmasta, että kierrosnopeus on kiinnitetty. Nykyään taajuusmuuttajilla on kuitenkin mahdollista muuttaa kierrosnopeutta ja sen myötä kompressorin läpi kulkevaa massavirtaa portaattomasti laajalla kuormitusalueella, alarajalla noin 15 %:iin maksimikapasiteetista. Taajuusmuuttajistakin aiheutuvat omat häviönsä, mutta niitä käytetään säädössä erittäin laajalti. Muihin säätötapoihin verrattuna kierrosnopeuden säätö tarjoaa mahdollisuuden lähes optimaaliseen energiankäyttöön. (Siemens Switzerland Ltd 2007, s. 74; Aittomäki et al. 2008, s. 153)

2.7.4 Lämpöpumpulaitos kokonaisuutena

Tähän asti lämpöpumpulaitoksen säätöä on käsitelty komponenteittain. On kuitenkin oleellista ymmärtää, että piiriin kuuluvat osat muodostavat kokonaisuuden, jossa yhden prosessiparametrin muuttuminen saattaa heijastua koko laitoksen käyttäytymiseen. Seuraavaksi käsitellään asiaa esimerkinomaisesti tarkastelemalla höyrystimen ja kompressorin yhteistoimintaa.

Kuten aiemmin on todettu, kompressorin suorituskyky riippuu kylmäaineen höyrystymis- ja lauhtumispainesta sekä tulistumisesta. Näiden perusteella kompressorille on piirrettävissä sen karakteristinen toimintakäyrä, esimerkiksi kompressorin tuottama jäähdytysteho höyrystymislämpötilan funktiona pidettäessä lauhtumislämpötila vakiona. Tätä esittää kuvan 18 punainen värinen suora. Jos myös lauhtumislämpötilan annetaan muuttua, voidaan puhua oikeastaan kolmiulotteisesta toiminta-avaruudesta. (SWEP)



Kuva 18. Esimerkki kompressorin ja höyrystimen karakteristisista käyristä (SWEP) (muokattu lähteestä).

Toimintapaineisiin, tai suoremmin höyrystymis- ja lauhtumislämpötiloihin, vaikuttaa lämmönvaihtimien kyky siirtää lämpöä kylmäaineen ja toisella puolella virtaavan fluidin välillä. Tähän kykyyn ovat osallisina lämmönvaihtimen lämmönläpäisykerroin sekä pinta-ala. Niitä voidaan pitää höyrystimelle ominaisina suureina, vaikkakin lämmönläpäisykerroimen vaikuttavat myös virtausaineiden ominaisuudet. Kompressorin tapaan höyrystimelle voidaan piirtää sille ominainen toimintakäyrä, joka kuvaa siirtyvää lämpötehoa eri höyrystymislämpötiloilla. Höyrystymislämpötilan noustessa lämpötilaero kylmäaineen ja sekundäärifluidin välillä pienenee, joten on odotettavissa, että lämmönsiirto pinta-alaa kohti heikkenee, toisin sanoen jäähdytysteho vähenee. Tätä esittää kuvan 18 sinisen värinen käyrä. (SWEP)

Kun kompressori- ja höyrystinkäyrät piirretään samaan kuvaajaan, jossain kohtaa ne leikkaavat toisensa (kuva 18). Tietyllä höyrystymislämpötilalla komponenttien tuottamat jäähdytystehot ovat yhtä suuret. Leikkauspisteeseen muodostuu systeemin toimintapiste. Siinä kompressorin tuottama kylmäainevirtaus höyrystyy stabiilina pysyvässä lämpötilassa. Piste kertoo lämpöpumpun tai kylmäkoneikon höyrystintehon ja höyrystymislämpötilan tietyllä lauhtumislämpötilalla, tulistuksella sekä höyrystimen toisella puolella virtaavan sekundäärifluidin tulo- ja lähtölämpötilalla. Jos yksi tai useampi parametreista muuttuu, myös käyrät ja niiden leikkauspiste muuttuvat. (SWEP)

Edellä käsiteltiin vain kompressori-höyrystinparia, mutta vastaava tarkastelu voitaisiin tehdä myös muilla komponenttiyhdistelmillä. Jo tämän esimerkin perusteella lienee selvää, että yksinkertaisimmankin lämpöpumppukoneikon dynamiikan ennustaminen on hyvin haastavaa. Voidaan kuitenkin sanoa, että suurin yksittäinen systeemin käyttäytymiseen vaikuttava tekijä on kompressori ja sen tuottama kylmäaineen massavirta. Lämmönvaihtimien faasimuutoslämpötiloilla on jäähdytys- ja lämmitystehoihin suhteellisesti pienempi vaikutus. (SWEP)

3. LÄMPÖPUMPPUJEN KÄYTTÖ KAUKOLÄMPÖ- JA -KYLMÄJÄRJESTELMÄSSÄ

Pohjoismaisissa olosuhteissa kompressorilämpöpumppuja on käytetty kaukolämmöntuotannossa 70- ja 80-lukujen vaihteesta lähtien, jolloin ensimmäiset koneistot otettiin käyttöön Ruotsissa. 80-luvulla rakennettiin myös Suomeen ensimmäiset kaukolämpöä tuottavat lämpöpumppulaitokset, tosin Ruotsia huomattavasti pienemmässä mittakaavassa. Sittemmin lämpöpumput ovat kasvattaneet suosiota erityisesti Tanskassa, jossa niiden käyttöä kaukolämpöjärjestelmässä on myös tutkittu paljon. (INSKO ry 1986)

Tässä luvussa käsitellään lämpöpumppujen käyttömahdollisuuksia ja -rajoitteita kaukolämmön tuotannossa. Taulukkoon 5 on koottu suomalaisia ja ruotsalaisia kaukolämmön tuotantoon rakennettuja lämpöpumppulaitoksia.

***Taulukko 5.** Suomessa ja Ruotsissa toteutettuja kaukolämpöä ja -jäähdytystä tuottavia kompressorilämpöpumppulaitoksia (VALOR Partners Oy 2016, s. 15) (muokattu lähteestä).*

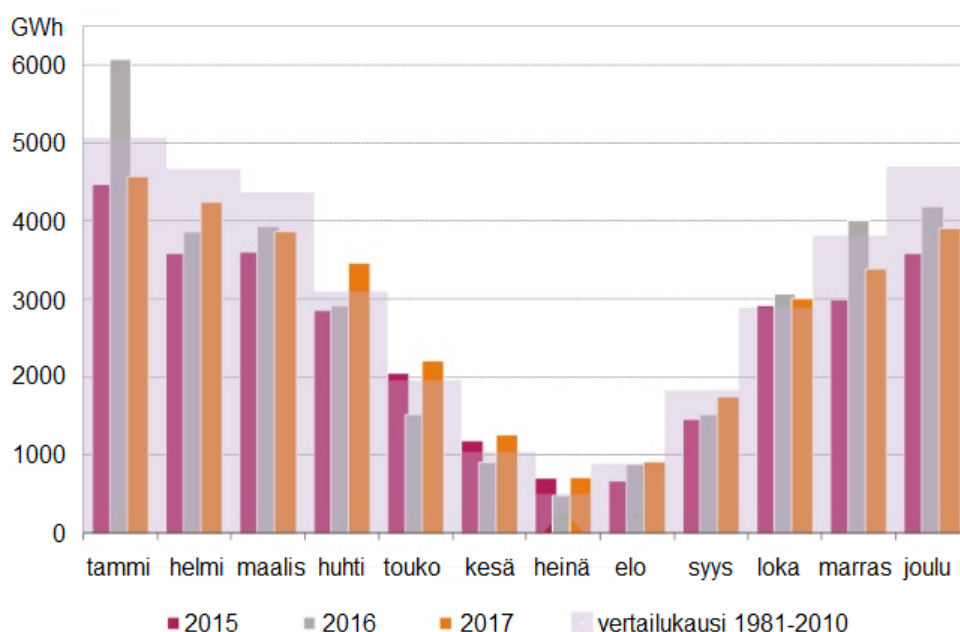
kaupunki	yhtiö	lämpöteho	jäähdytysteho	kl-veden maksimilämpötila	lämmönlähde
Akaa	Elenia Lämpö	0,6 MW, koko LTO 1,7 MW	0,5 MW	ei tiedossa	savukaasut
Espoo	Fortum	2 x 20 / MW	2 x 7,5 MW	ei tiedossa	jätevesi
Helsinki	Helen (Katri Vala)	5 x 18 MW	5 x 12 MW	88 °C	jäte- ja kaukojäähdytysvesi
	Helen (Esplanadi) (valmistuu 2018)	2 x 11 MW	2 x 7,5 MW	ei tiedossa	kaukojäähdytysvesi
Mäntsälä	Mäntsälän Sähkö (Nivos)	3 MW	ei tiedossa	> 80 °C	datakeskus
Turku	TSE	2 x 20 MW	2 x 14 MW	85 °C	jätevesi
Tukholma	Fortum Sverige	4 x 27 + 2 x 24 + 4 x 25 MW	ei tiedossa	> 80 °C	meri- ja kaukojäähdytysvesi
Göteborg	Göteborg Energi	2 x 50 + 2 x 30 MW	ei tiedossa	ei tiedossa	jätevesi
Lund	Lunds Energi	3,6 MW	ei tiedossa	80 °C	hiukkaskiihdytin, geotermisen lämpö

Kuten taulukosta voidaan havaita, suurimmat suomalaiset lämpöpumppulaitokset hyödyntävät lämmönlähteenään jäte- tai kaukojäähdytysvettä. Lämmönlähteistä tuorein tulo on konesalien jäähdytysvesi, jota koskevia suunnitelmia on julkaistu useita. Tukholmassa sijaitseva suuri, noin 500 MW:n laitoskeskittymä ottaa lämmön merivedestä sekä kaukojäähdytyksen paluuedestä. Suomessa meriveden hyödyntäminen on hankalaa matalien rannikoiden ja niiden myötä veden talvilämpötilojen alhaisuuden vuoksi. (VALOR Partners Oy 2016, s. 19)

Suomessa kaukolämmöntuotannossa käytettäviin lämpöpumppuihin eniten panostaneet energiayhtiöt, Fortum ja Helen, ovat suunnitelleet ja osin toteuttaneet useita suuria lämpöpumppuinvestointeja viime vuosina. Lämpöpumppujen viime aikoina kohtaama suosio kertonee siitä, että toteutetut investoinnit ovat osoittautuneet onnistuneiksi. (Fortum Oyj; Helen Oy; Turku Energia Oy)

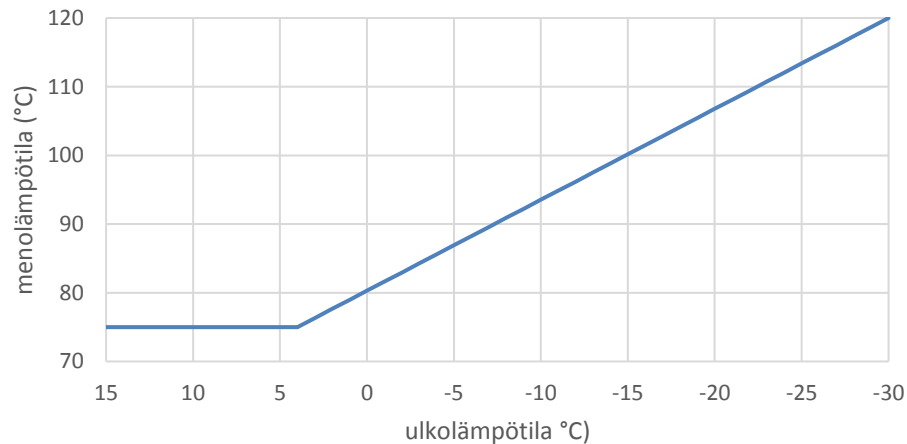
3.1 Kaukolämpöverkon kuorman ja lämpötilojen vaihtelut

Lämpöpumpun käyttömahdollisuuksiin kaukolämmöntuotannossa vaikuttaa vahvasti se, kuinka korkeita vaadittavat tehotasot ja lämpötilat ovat, ja paljonko ne vaihtelevat. Kuluttajien kaukolämmöntarpeen sanelevat rakennusten, lähinnä patteriverkon ja ilmastoinnin, ja käyttöveden lämmitykset. Lämmöntarpeen vaihtelu vuoden mittaan on voimakasta, ja se seuraa vahvasti ulkoilman lämpötilamuutoksia. Kesällä käyttöveden yksinomainen lämmitys on vain noin 10 % kuluttajien liittymistehosta, kun taas talvella keskilämpötilan ollessa -5 °C lämmöntarve on luokkaa 50 % liittymistehosta. Hetkellistasolla tehontarve vaihtelee vielä huomattavasti voimakkaammin kuin kuukausitasolla. Kuukausivaihtelua on kuvattu alla. (Koskelainen et al. 2006, s. 41)



Kuva 19. Kaukolämpökulutuksen kuukausivaihtelu (Energiateollisuus ry 2018a) (muokattu lähteestä).

Ulkolämpötilan ja kuorman vaihtelu näkyy kaukolämpöveden meno- ja paluulämpötilassa. Kuvassa 20 on esitetty esimerkki kaukolämpöveden säätökäyrästä, joka kuvaa menolämpötilan säätöä ulkolämpötilasta riippuen.



Kuva 20. Esimerkki kaukolämpöveden menolämpötilan säätökäyrästä (Koskelainen et al. 2006, s. 336) (muokattu lähteestä).

Ulkolämpötilan laskiessa alle tietyn rajan menoveden lämpötilaa aletaan nostaa tyypillisesti hyvin lineaarisesti. Säätökäyrä antaa alarajan, jolla asiakkaat tulevat toimeen. Sitä voidaan nostaa esimerkiksi tuulen ja ilman kosteuden kasvaessa tai ennakoitaessa merkittävää ulkolämpötilan laskua. (Koskelainen et al. 2006, s. 336)

Suomessa kaukolämpöveden keskimääräiset meno- ja paluulämpötilat tuotantopäässä ovat 88 ja 49 °C. Veden jäähtymä on siis keskimäärin 39 °C. Suositeltu kuluttajan ja kaukolämpöyhtiön välisessä sopimuksessa määriteltävä vähimmäisjäähdytys on 25 °C ja paluuv veden maksimilämpötila 65 °C. Veden toimituslämpötilaksi taas on yleensä määriteltä 65–120 °C. Yleensä korkein veden tulolämpötila asiakaspäässä on kuitenkin 115 °C. (Energiateollisuus ry 2017a; Energiateollisuus ry 2017b)

3.2 Rooli järjestelmässä sekä hyödyt, haitat ja rajoitteet

Lämpöpumppujen käyttöön kaukolämmön ja -kylmän tuotannossa vaikuttaa ensisijaisesti se, minkälainen rooli niillä on järjestelmätasolla. Järjestelmän koon on havaittu liittyvän lämpöpumppujen ajotapojen ominaispiirteisiin. (VALOR Partners Oy 2016)

Pienissä kaukolämpöjärjestelmissä lämpöpumpuilla tyypillisesti korvataan fossiililla polttoaineilla erillisissä lämpökeskuksissa tuotettua lämpöä. Keskiuurissa järjestelmissä peruskuorman tuotannossa käytetään usein CHP-laitosta, jonka ajamisen optimoinnissa ja koko tuotantojärjestelmän kannattavuuden parantamisessa lämpöpumppuja voidaan hyödyntää. Lisäksi lämpöpumpuilla ja niihin mahdollisesti kytketyillä lämpöakuilla pystytään minimoimaan kalliiden huippukuormalaitosten käyttöä. Suurissa järjestelmissä,

joissa kaukolämmön tuotannon ohella on kaukojäähdytystoimintaa, lämpöpumppujen tehtävänä on tuottaa lämpöä ja jäähdytystä mahdollisimman kustannustehokkaasti koko järjestelmä huomioon ottaen. Lämpöpumppulaitosten käyntiajat ovat tässä tapauksessa yleensä pitkiä jäähdytyksen tuotantarpeen vuoksi. (VALOR Partners Oy 2016, s. 26) Roolit eri kokoisissa järjestelmissä on koottu taulukkoon 6.

Taulukko 6. Lämpöpumpun rooli eri kokoisissa kaukolämpöjärjestelmissä (VALOR Partners Oy 2016, s. 27) (muokattu lähteestä).

järjestelmän koko	tyypillinen lämmönlähde	lämpöpumpun kytkettyvät verkonosat	lämpöpumpun tavoite	lämpöpumpun ajotapa
pieni	vesistö, maaperä, teollisuuden ylijäämlämpö, savukaasut	lämpökattila	lämmön tuotantokustannusten minimointi	jatkuva, pohjakuorma
keskisuuri	samat kuin pienessä	CHP-laitos, (lämpöpöakku)	CHP:n kuormitusasteen maksimointi	CHP-tuotantoa tukeva
suuri	puhdistettu yhdyskunnan jätevesi, kiinteistöjen ylijäämlämpö	CHP-voimalaitos, energiavarastot (lämpö- ja jäähdytysakut)	koko järjestelmän katteen optimointi	jatkuva tai jaksottainen tilanteen mukaan

Tärkein syy vaatimukseen lämpöpumppulaitosten pitkästä vuosittaisesta ajoajasta on kuitenkin se, että laitosten investointikustannukset ovat suhteellisen suuret. Niiden kuolettamiseksi lämpöpumppuja pitää pystyä käyttämään tuotantokustannuksiltaan edullisen lämmön (ja kylmän) tuottamisessa mahdollisimman paljon. Muussa tapauksessa lämpöpumppuinvestoinnista täytyy saada jotakin muuta suurta hyötyä tuotantojärjestelmälle. Laitosten rakentaminen pelkkään huippukuormatuotantoon ei siis liene kannattavaa. Arviota tukee se, että vaatimukset sekä lämmön määrälle että kaukolämpöveden menolämpötilalle ovat korkeimmillaan talviaikaan, jolloin lämpöpumppujen lämpökertoimet eivät yleensä ole optimaalisimmillaan. (VALOR Partners Oy 2016, s. 27)

Mikäli lämpöpumppujen osana kuitenkin on toimia väli- tai huippukuormakoneina, niiden ajoaikaa voidaan lisätä esimerkiksi korvaamalla niillä kokonaan CHP-laitoksen käyttö kesäaikaan. Kesällä sähkön hinta, lämpökuorma ja kaukolämpöveden menolämpötila ovat yleensä alhaisimmillaan, joten olosuhteet ovat otollisimmillaan lämpöpumppujen ajolle. Toisaalta kaukojäähdytyksen kysyntä on korkeimmillaan, joten hyöty on vielä suurempi, jos laitteita käytetään myös kylmäntuotantoon. Lisäksi pelkällä CHP-laitoksen sulkemisella voidaan saavuttaa kustannushyötyjä, kun seisokkien välejä voidaan

kasvattaa tai ainakin huolto- ja kunnossapitoaikatauluja väljentää. (VALOR Partners Oy 2016, s. 27)

Lämpöpumppujen hyvä säädettävyyden tulee olemaan tärkeä ominaisuus tulevaisuudessa. Sähkön markkinahinnan volatilitteetti eli heilahteluherkkyys todennäköisesti lisääntyy, kun ohjattavissa olevan sähköntuotantokapasiteetin osuus koko kapasiteetista hiljalleen laskee. Ennakoitu lasku johtuu siitä, että tuuli- ja aurinkovoiman rooli kasvaa, mutta niiden säätö on ongelmallista. Sähkön hintatason heilahtelu mahdollistaakin energiayhtiöille uuden ansaintatavan, jos lämpöpumppuyksiköillä osallistutaan säätösähkömarkkinoille. Kantaverkkoyhtiö Fingrid laski säätösähkötarjoustensa blokkien vähimmäissuuruuden syksyllä 2016 10 MW:sta 5 MW:iin, ja alarajan laskeminen edelleen on selvityksen alla (Fingrid Oyj 2016, s. 11). Jos aiheet toteutuvat, aletaan olla jo yksittäisiäkkin lämpöpumppuja koskevat teholuokissa. Säätösähkömarkkinoille osallistuminen voisi todennäköisesti olla kannattavinta ensisijaisesti suurehkoille tuotantojärjestelmille, joissa lämpöpumppujen osuus koko kapasiteetista on suhteellisen pieni ja systeemin sisäinen tuotantojousto on helpompaa kuin pienissä, lämpöpumpuista enemmän riippuvaisissa järjestelmissä. Lämpöpumpputuotannon alassäätö ei kuitenkaan välttämättä edellytä varsinaiselta muulta tuotannolta lämpötehon muutoksia, jos järjestelmässä on lämpö- ja mahdollisesti myös kylmäakkuja. Vastaavasti silloin, kun sähkön hinta on alhaalla, on kannattavaa ladata akkuja. (VALOR Partners Oy 2016)

Lämpöpumppujen säätö ei ole tosin täysin ongelmaton. Säätö onnistuu hyvin välillä 20–100 %, mutta tiheät käynnistys- ja sammutussyklit lisäävät laitteiden huoltotarvetta ja lyhentävät käyttöikä. Mekaaniset osat kärsivät ja suuret käynnistysvirrat lisäävät lämpöä tuottamatonta sähkönkulutusta sekä aiheuttavat kulutuspiikkejä sähköverkkoon. (Siemens Switzerland Ltd 2007, s. 74) Yleensä valmistajat ilmoittavat suositellut aikavälit ylös- ja alasajoille. Tarkkaa tietoa katkonaisen käytön vaikutuksista laitteiden käyttöikä ei kuitenkaan ainakaan kotimaisilla toimijoilla oikein ole (VALOR Partners Oy 2016, s. 28).

Erittäin tärkeä seikka lämpöpumppujen käytössä kaukolämpötuotannossa on, kuinka kuumaa vettä niillä pystytään tuottamaan riittävän hyvällä hyötysuhteella. Tällä hetkellä julkisesti markkinoiduilla tavanomaisilla kompressorilämpöpumpuilla saadaan aikaan parhaimmillaan noin 90-asteista vettä (Kataikko & Maaskola 2014). Koska talviaikaan Suomessa kaukolämpöverkon menoveden lämpötila on korkeimmillaan noin 120 °C (Koskelainen et al. 2006, s. 66), täytyy tällaisilla lämpöpumpuilla tuotettua viileämpää vettä priimata. Tämä voidaan tehdä esimerkiksi erillisellä vesikattilalla, joka tietysti on lisäinvestointi itse lämpöpumpun päälle. Menoveden priimaustarve voidaan toki välttää, jos vesi syötetään matalalämpötilaiseen kaukolämpöverkkoon. Tällaisessa järjestelmässä tavanomainenkin lämpöpumppu voi toimia jopa yksinään, jos lämmönlähteen ominaisuudet ovat jatkuvaan tuotantoon soveltuvat. (VALOR Partners Oy 2016)

3.3 Lämmönlähteet

Teollisen mittaluokan lämpöpumpuille soveltuvia lämmönlähteitä on hyvin laaja kirjo, ja niiden vertailussa on otettava huomioon useita seikkoja. Ensinnäkin lämmönlähteen tulisi luonnollisesti olla mahdollisimman halpa tai jopa ilmainen. Tärkeää on myös se, miten tuotanto ja kulutus sijoittuvat toisiinsa nähden. Jos tuotantopaikan lähetyvillä ei ole riittävän suurta kulutusta, muilta osin kannattava investointi voi helposti kaatua pitkien putkiliinjoiden rakentamistarpeeseen. On myös huomioitava lämmönlähteen fysikaaliset ja kemialliset ominaisuudet. Joissain tapauksissa lämpöä luovuttavan virtauksen likaisuus, epähomogeenisuus, ongelmallinen pH, syövyttävyys, myrkyllisyys tai muut epätoivottavat ominaisuudet voivat vaatia ylimääräisiä käsittelyjärjestelmiä ja tavanomaista kestävämpiä tai muuten kalliimpia materiaaleja ja rakenteita lämmönsiirtoinnissa ja putkis-toissa. Esimerkiksi savukaasujen happokastepisteen saavuttaminen asettaa rajoitteita materiaaliveitohdoille. (Heikkilä & Kiuru 2014)

Tärkein lähtökohta lämpöpumppuinvestoinnin suunnittelulle on, että tarjolla on riittävästi lämpötila- ja tehotasoltaan kannattavasti hyödynnettävissä olevaa lämpöä. Taulukossa 5 tarkastelluissa kohteissa lämmönlähteen lämpötilan alaraja on noin 10 °C:n tietämällä; tätä viileämpien lämpövirtojen hyödyntäminen kaukolämmöntuotantoon alkanee olla kannattamattomuuden rajoilla, vaikka se teknisesti mahdollista onkin.

Lämmönlähteen tehotasoon liittyy tiiviisti sen vaihtelu ajan suhteen. Olisi suotavaa, että lämpöä olisi saatavilla mahdollisimman tasaisesti tai ainakin ennakoitavasti. Usein ilmaislämmön määrä ja lämpötila ovat kuitenkin korkeimmillaan silloin, kun kaukolämmön kysyntä on alhaisimmillaan. Tällainen tilanne syntyy helposti kesäisin, esimerkiksi käytettäessä geotermistä tai vesistöistä otettavaa lämpöä. Tällöin kaukolämpöpiirin tehontarve laskee, kun lämpöpumpun käyttäminen olisi edullisimmillaan. Tämä ei kuitenkaan pääsääntöisesti ole suuri ongelma, sillä lämpöpumppulaitokset ovat harvemmin vastuussa koko kaukolämpöpiirin tai sen osan lämmöntuotannosta, mikä tarkoittaa sitä, että muiden tuotantolaitosten tehoja on yleensä melko helppoa laskea lämpöpumppujen ajamiseksi suuremmalla kuormalla. Lisäksi varsinkin CHP-laitosten revisiot ajoittuvat usein kesäkuukausille, joten muuta lämmöntuotantoa voi väistyä varsinaisesti rajoittamattakin lämpöpumppujen tieltä. (VALOR Partners Oy 2016)

Lämpöpumpun kesäaikaisen käytön edullisuutta tukevat toisaalta myös keskimäärin muita vuodenaikoja halvemmat sähkön hinnat sekä kaukolämpöveden alhaisemmat menolämpötilat. Kaukolämpöveden lämpötilan laskiessa ja lämmönlähteen lämpötilan mahdollisesti noustessa lämpöpumpulla tuotettava lämpötilannosto pienenee, jolloin laitos pystyy toimimaan paremmalla COP:illa ja tuottamaan enemmän lämpöä, mikä luonnollisesti edulliseen sähköön yhdistettynä antaa mahdollisuuden hyvinkin tuottavaan kaukolämmöntuotantoon. (VALOR Partners Oy 2016)

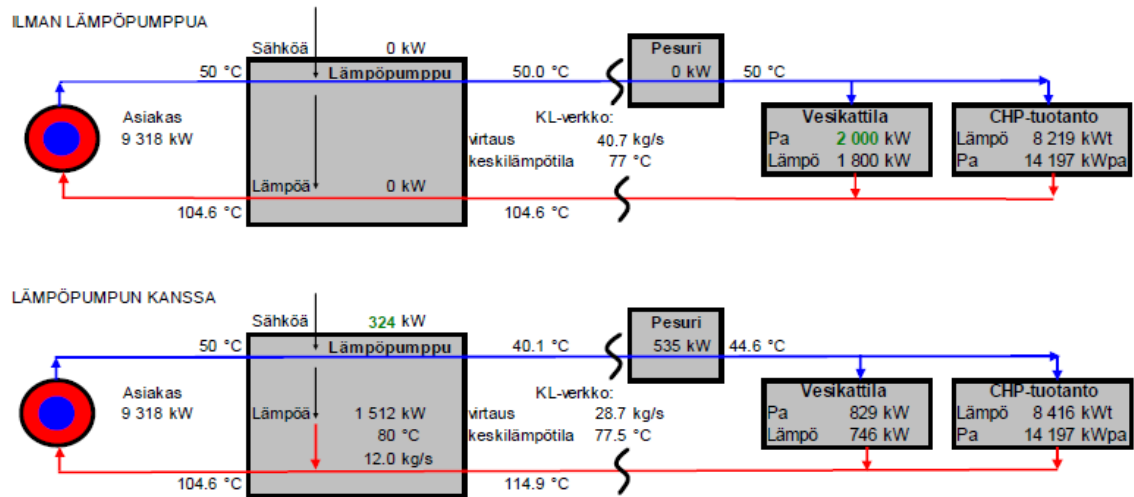
Kun kaukolämmön tuotanto ja kulutus poikkeavat toisistaan ajallisesti, on mahdollista varastoida lämpöä vesiakkuun, jota puretaan tarpeen vaatiessa. Akku on luonnollisesti lisäkustannus lämpöpumppulaitoksen jatkoksi, mutta se on kuitenkin Suomen olosuhteissa ilmeisen kannattava investointi, sillä sekä Helenillä Helsingissä, Fortumilla Espoossa että Turku Energialla Turussa on kaukolämpöakut puskuroimassa lämpöpumppujen tuotantoa. Turussa ja Helsingissä akkuihin kerätään lämpöpumpuilla viilennettyä kaukojäähdytysvettä, Espoossa lämpöpumpuilla tuotettua kaukolämpöväettä. Kaukolämpöakulla voidaan saavuttaa myös muita etuja. (VALOR Partners Oy 2016)

Seuraavaksi käsitellään lämmönlähteitä, jotka voisivat olla Tampereen Sähkölaitoksen kannalta potentiaalisia vaihtoehtoja kaukolämmön tuottamiseen lämpöpumpuilla. Relevantteiksi vaihtoehtoiksi on arvioitu kaukolämmön paluueden ja savukaasupesurilla varustetun tuotantolaitoksen savukaasujen lämmön talteenottokytkentä, kaukojäähdytyksen paluuvesi, jätevesi, geoterminen lämpö sekä konesalien jäähdytysvesi. Yleisesti ottaen näiden lisäksi hyviä ehdokkaita voivat olla muun muassa teollisuuden hukkalämmöt sekä vesistöt, joista tosin kysymykseen tulevat lähinnä sopivat merenrantapaikat, sillä järvet jäähtyvät talvisin liian kylmiksi. Myös varastoitu aurinkoenergia voi olla tulevaisuudessa varteenotettava ehdokas lämpöpumppujen lämmönlähteeksi. (VALOR Partners Oy 2016, s. 15)

3.3.1 Kaukolämmön paluuvesi ja savukaasupesuri

Savukaasupesurit ovat saavuttaneet viime aikoina suurta suosiota polttolaitosten savukaasujen puhdistuksessa ja lämmön talteenotossa. Yleensä prosessin alkuvaiheessa tapahtuu epäpuhtauksien, kuten rikkidioksidin SO_2 , vetykloridin HCl , kiintopartikkelien ja raskasmetallien erottaminen suihkuttamalla savukaasuihin pesurissa kiertävää pesuvettä. Tämän jälkeen savukaasuja jäähdytetään alle kastepisteen, jolloin niistä saadaan talteen lauhumisessa vapautuva faasimuutosenergia sekä edelleen jäähtymisessä siirtyvä lämpö. Koska pesuri on aivan savukaasujen lämmönuovutusprosessin loppupäässä, on sitä parempi, mitä viileämpi sitä jäähdyttävä virtaus on. Tällöin savukaasuista saadaan siirrettyä matalalämpötilaista lämpöä maksimaalisesti ja niiden loppulämpötila mahdollisimman alhaiseksi. (Pöyry Finland Oy 2016)

Kun kaukolämpöjärjestelmässä on savukaasupesurilla varustettuja CHP- tai lämpölaitoksia, voi olla kannattavaa käyttää lämpöpumpun lämmönlähteenä kaukolämmön paluuvettä. Paluueden lämpötila vaihtelee vuoden mittaan tyypillisesti välillä 40–55 °C. Siirtämällä paluuedestä saatua lämpöä lämpöpumpun avulla nostetussa lämpötilassa kaukolämpöverkon menopuolelle saadaan laskettua savukaasupesurille menevän veden lämpötilaa, jolloin savukaasuja on mahdollista jäähdyttää alempaan lämpötilaan. Kuvassa 21 on esimerkki kytkennästä, jossa verkossa on CHP- ja lämpölaitos sekä savukaasupesuri. (Pöyry Finland Oy 2010)



Kuva 21. Yksinkertaistetut kaukolämpöpiirit tapauksissa, joissa verkossa ei ole (ylempi) ja on lämpöpumppu ja savukaasupesuri (alempi) (Pöyry Finland Oy 2010) (muokattu lähteestä).

Esimerkissä osa menopuolelle palautettavasta paluuedestä lämmitetään 80 °C:n lämpötilaan. Tämä tarkoittaa sitä, että kun menoveden lämpötilan on oltava korkeampi, kattiloilta tulevan veden lämpötilaa täytyy nostaa korkeammaksi kuin ylempänä esitettyssä tapauksessa, jossa lämpöpumppua ei ole käytössä. Koska yleensä CHP-tuotantoa on kannattavinta ajaa täysillä, vähentää lämpöpumpulla tuotettu kaukolämpö lämpölaitoksen tehontarvetta. Kuitenkin CHP-laitoksen polttoainetehon pysyessä vakiona sen sähköteho pienenee ja lämpöteho kasvaa hiukan, kun menoveden lämpötilaa joudutaan nostamaan lämpöpumputtomaan ja pesurittomaan tapaukseen verrattuna. Viileämpi kaukolämmön paluuvesi toisaalta mahdollistaa höyryn paisunnan hiukan matalampaan paineeseen turbiinissa, mutta kokonaisuudessaan sähköntuotanto kärsii hiukan. (Pöyry Finland Oy 2010)

Riippuen lämpöpumpun sijainnista kaukolämpöverkossa voidaan veden pumppauskustannuksissa saavuttaa säästöjä, kun lämpöpumpun ja kattilalaitosten välillä kulkee pienempi vesivirta. Toisaalta jos lämpöpumpun tuottamaa menovettä joudutaan priimamaan nostamalla kattiloilta tulevan veden lämpötilaa, tapahtuu kattiloilta lämpöpumpulle tulevissa linjoissa jonkin verran enemmän lämpöhäviöitä. (Pöyry Finland Oy 2010)

3.3.2 Kaukojäähdytyksen paluuvesi

Myös kaukojäähdytyksen paluuedestä voidaan siirtää lämpöä kaukolämpöverkkoon. Tällöin voidaan tuottaa menovettä samanaikaisesti sekä kaukojäähdytys- että kaukolämpöpiiriin. Kaukojäähdytyksen paluueden lämpötila on yleensä luokkaa 12–19 °C ja menoveden 7–10 °C. Kaukolämpöpiirin paluueden lämmittäminen menopuolelle riittäville lämpötilatasoille vaatii siis lämpöpumpulta suuren lämpötilakorotuksen, mikä luonnollisesti tarkoittaa matalahkoja COP-arvoja. Katsantokannasta riippuen COP:iin voidaan kui-

tenkin sisällyttää myös yhtäaikaisesti saavutettu jäähdytysteho, jolloin tuotannon kokonaishyötysuhde voi olla hyvinkin korkea. (Koskelainen et al. 2006, s. 530; Kataikko & Maaskola 2014, s. 36; Valmet DNA -prosessinhallintajärjestelmä 2017)

Useiden muiden lämmönlähteiden tavoin kaukojäähdytyksen paluuveden hyödyntämisessä jonkinasteinen ongelma on se, että paluuveden lämpötila ja virtaus – toisin sanoen saatavilla oleva teho – ovat suurimmillaan kesäaikaan, jolloin on eniten kysyntää jäähdytykselle ja vastaavasti vähiten tarvetta lämmölle. On mitoituskysymys, miten jäähdytyksen tehovaihtelu vaikuttaa lämpöpumpun toimintaan, mutta alhaisempi paluulämpötila luonnollisesti laskee lämpöpumpun hyötysuhdetta talviaikaan, jolloin kaukolämpöverkoston menoveden tulisi olla kuumimmillaan. Toisaalta lämpöpumpun lämmönlähteiltä toivottavista ominaisuuksista kaukojäähdytyksen paluuveden tapauksessa toteutuu tyypillisesti otollinen sijainti. (Kataikko & Maaskola 2014)

Kaukojäähdytyksen paluuveden etu lämpötilatasoltaan samaa luokkaa oleviin muihin lämmönlähteisiin verrattuna on tavallaan kylkiäisenä saatava jäähdytystuotanto. Mikäli käytössä on kuitenkin niin sanottu vapaajäähdytys, hyöty pienenee. Vapaajäähdytys tuotetaan ympäristöstä suoraan saatavalla kylmyydellä, esimerkiksi vesistön kylmällä vedellä. Likimain ilmaista ”kylmälähdettä” ei kannattane lähteä syrjäyttämään lämpöpumpun tieltä. (Aittomäki et al. 2008, s. 358)

Taulukossa 5 esitetyistä esimerkeistä Helenin Katri Valan lämpöpumppulaitoksella käytetään lämpöpumppujen lämmönlähteenä kaukojäähdytyksen paluuvettä, tosin vain kesäaikaan. Lämpöpumppuja ajetaan jäähdytystarpeen mukaan, ja mikäli kaikkea ylimäärälämpöä ei saada siirrettyä kaukolämpöverkkoon vähäisen kulutuksen vuoksi, se ajetaan mereen. Talvisin lämpöpumppuja käytetään nimenomaan kaukolämpöveden esilämmitykseen, mutta silloin lämpö otetaan jätevedestä. Jäähdytys toteutetaan pelkällä vapaajäähdytyksellä merivedestä. (Foster et al. 2016, s. 3)

3.3.3 Jätevesi

Jätevettä lämmönlähteenään käyttäviä lämpöpumppulaitoksia on Pohjoismaissa useita. Kaukolämmöntuotantoon soveltuvan mittakaavan lämpöpumput sijaitsevat jätevedenpuhdistamoiden yhteydessä. Jätevedestä voidaan ottaa lämpöä joko ennen puhdistusta tai sen jälkeen. Kummassakin kytkentävaihtoehdossa on omat vahvuutensa ja heikkoutensa. (Aittomäki et al. 2008, s. 365)

Puhdistamattoman jäteveden lämpötila on hiukan korkeampi kuin puhdistetun, sillä vesi jäähtyy prosessissa jonkin verran. Puhdistamattoman veden laatu asettaa kuitenkin omat haasteensa lämmönsiirtopinnoille, sillä vesi sisältää muun muassa klooria, rikkiä ja kuituja, joiden muodostamat yhdisteet aiheuttavat korroosiota lämmönvaihtimissa tyypillisesti käytetyissä materiaaleissa. Erikoisteräsvalmisteet ovat luonnollisesti tavanomaisia

kalliimpia. On myös huomioitava, että ajan myötä veden epäpuhtaudet kerääntyvät lämmönvaihtimien pinnoille muodostaen likakerrostumia, jotka heikentävät lämmönsiirtoa. Tämä tarkoittaa sitä, että lämmönsiirtoala on mitoitettava suuremmaksi kuin puhtaan veden tapauksessa. Pinnat vaativat myös tehokkaat puhdistusmenetelmät. Lisäksi jäteveden lämpötilan alentaminen ennen puhdistamoa voi häiritä itse puhdistusprosesseja. Pohjoismaissa jäteveden lämpöä onkin ollut tapana hyödyntää vasta puhdistamon jälkeen. (Mikkonen et al. 2013; Heikkilä & Kiuru 2014)

Jäteveden määrän vuorokautinen vaihtelu on melko voimakasta, kuten voi olla myös lämpötilan vaihtelu vuosisitasolla. Paljon riippuu siitä, onko käytössä sekaviemärointi eli toisin sanoen, johdetaanko hulevesiä yhdyskuntaviemäriverteen. Kylmimmillään vesi on lumien sulaaessa keväällä, ajoittain jopa alle 10 °C. Suomessa kunnallisen jäteveden lämpötila on tavallisesti 12–20 °C. Myös teollisuuden jätevedet, sateet, ulkoilman ja maaperän lämpötilat, viemäriverkoston pituus ja viipymäajat puhdistusprosessissa vaikuttavat jätevesien kokonaismääriin ja lämpötiloihin. Jäteveden määrän vaihtelua voi tietysti olla mahdollista tasata puskurivarastoilla. (Aittomäki et al. 2008, s. 365)

Jätevettä voidaan jäähdyttää hyvinkin kylmäksi, jopa 1 °C:seen. Tätä alhaisemmat lämpötilat eivät tule kyseeseen jäätymisriskin vuoksi. Tavallisesti alarajana pidetään noin 3 °C:ta. (Aittomäki et al. 2000)

3.3.4 Geoterminen lämpö

Suomessa uusinta uutta kaukolämmöntuotannon lämmönlähteenä edustaa geoterminen energia. Termiä käytetään usein hiukan harhaanjohtavasti puhuttaessa maalämmöstä, jolla yleensä tarkoitetaan lähinnä maaperään varastoitunutta aurinkoenergiaa. Useimpien geotermisen energian määritellään kuitenkin olevan maan ytimestä kohti pintaa kulkeutuvaa lämpöä. Lämpö on lähtöisin planeetan syntyajoilta: taivaankappaleiden iskeytyessä gravitaatiovoiman vaikutuksesta toisiinsa vapautui lämpöä, ja kasauman kasvaessa tällä mekanismilla sisusta lämpeni edelleen paineen noustessa uusien törmäysten myötä. Tämän ja lisää lämpöä tuottaneiden radioaktiivisten aineiden hajoamisten seurauksena sisin alue alkoi osittain sulaa, jolloin raskaimmat aineet, kuten rauta, nikkeli ja kupari, upposivat kohti keskustaa muodostaen maan ytimen. Upotessaan aines luovutti potentiaalienergiaansa, joka edelleen muuttui lämmöksi sen ja sulan aineksen välisen kitkan vuoksi. Geoterminen lämpö on siis peräisin kolmesta päälähteestä. (Lienau & Lunis 1991, s. 26)

Maan paikalliseen geotermisyyteen vaikuttavia asioita ovat sulan kiviaineksen eli magman tunkeutumiskyky maankuoreen, kuoren paksuus, pohjaveden kierto- ja syvyys maan sisässä, liuskekiven tai muun huonosti lämpöä johtavan kiviaineksen pitoisuus kallioperässä sekä kallioperän radioaktiivisuus (Lienau & Lunis 1991, s. 27). Suomessa maaperän lämpötilan vaihtelu vuosisitasolla ulottuu noin 15 m:n syvyyteen. Näillä syvyyksillä

lämpötilan vuosikeskiarvo on etelässä noin 6 °C, pohjoisessa 2 °C. Maaperän lämpötilagradientti on Suomessa tyypillisesti 8–15 °C/km. 500 m:n syvyydessä lämpötila vaihtelee etelässä 12–14 °C:n ja pohjoisessa 6–9 °C:n välillä. 1000 m:ssä etelässä lämpötila on noin 20–22 °C ja pohjoisessa 12–14 °C. Arvioiden mukaan yli 40 °C:seen pääsy vaatii yli 2,5 kilometrin ja yli 100 °C:seen 6–8 kilometrin syvyisen porareian. (Kukkonen 2000)

Suomen ensimmäistä geotermistä lämpölaitosta rakennetaan parhaillaan Espoon Otaniemeen. Laitoksen toteuttaa St1, ja lämmön ostaa verkkoonsa Fortum. Tavoitteena on porata kaksi noin 7 km syvää reikää, joista toiseen pumpataan vettä. Reiästä veden on tarkoitus virrata särötettyyn kallioperään, jossa se lämpenee noin 120 °C:seen. Vesi palautuu maanpinnalle toisesta reiästä, ja matkalle se jäähtyy noin 100 °C:seen. Tässä laitoksessa vettä ei ole siis tarkoitus lämmitellä lämpöpumpulla, vaan maaperässä lämmenneestä kuumentuneesta vedestä siirretään lämpö suoraan kaukolämpöverkkoon lämmönvaihtimissa. (Nousiainen 2016)

Mainittuihin syvyyksiin poraaminen ei ole kuitenkaan helppoa. Myös poratun metrin hinta nousee, mitä syvemmälle pyritään. Yksi vaihtoehto ongelman keventämiseksi on porata lyhyemmät reiät. Tällöin maaperästä nouseva vesi ei ole niin kuumaa, mutta sen lämpötilaa voidaan nostaa lämpöpumpun avulla tarvittavalle tasolle. Kyse on siis tavaltaan maalämpöpumpusta, mutta reikien syvyys on kuitenkin kilometrien luokkaa. Esimerkiksi Tampereen leveysasteilla 4 kilometrin syvyydessä voitaisiin aiemmin mainitun tiedon pohjalta arvioida päästävän noin 65–70 °C:seen, josta lämmönvaihtimien asteisuuDET huomioiden olisi melko helppoa nostaa lämpötila lämpöpumpulla sellaisille tasoille, jotka olisivat kaukolämpöverkossa ainakin suurimman osan vuodesta riittäviä.

Lämmönlähteille asetettavista vaatimuksista geotermisessä lämmössä täyttyy tasainen saatavuus ja lämpötila, sillä kuormitettunakin kallioperän jäähtyminen on erittäin hidasta. St1:n arvion mukaan Otaniemen laitoksesta saatava lämpötila laskee 5–10 °C 20 käyttövuoden aikana. (Nousiainen 2016) Sijaintikriteeri on tapauskohtainen. Erityisvaatimuksia lämmönvaihtimille asettavat veden ominaisuudet, sillä se sisältää maaperästä riippuen muun muassa rikkiyhdisteitä, jotka voivat aiheuttaa lämmönsiirtopinnoilla likaantumista ja korroosiota. (DiPippo 2016, s. 380)

3.3.5 Konesalien jäähdytysvesi

Konesalin hukkalämmön käyttö lämpöpumpun lämmönlähteenä yhdistää kaukolämmön ja kaukojäähdytyksen tuotannon toisiinsa. Pohjimmiltaan kyse on samasta asiasta kuin aiemmin käsitellyssä kaukojäähdytyksen paluveden hyödyntämisessä, mutta konesalit käydään tässä kohdassa erikseen läpi, sillä niitä on rakennettu Suomeen melko paljon viime vuosina, ja niihin liittyy tiettyjä erityispiirteitä. Konesalit kuluttavat vuosittain jopa 1–2 % koko Suomen sähköenergiasta. (Stenberg 2015)

Konesalilla tarkoitetaan laitetilaa, johon on sijoitettu palvelimia, tallennusjärjestelmiä ja tietoliikennelaitteita sekä niiden vara- ja suojausjärjestelmiä. Konesalien määrien ja kookojen kasvaessa niihin kuuluvat laitteet ja niiden tarvitsema jäähdytys kuluttavat yhä enemmän energiaa. Suomeen kansainvälisiä konesaliyrityksiä ovat ajaneet muun muassa suhteellisen halpa sähkö sekä viileä ilmasto. Viimeksi mainittu mahdollistaa vapaajäähdytyksen käytön laitteiden viilennyksessä. Suomessa on rakennettu kuitenkin myös saleja, joissa jäähdytyksen paluuveden hukkalämpö otetaan talteen lämpöpumpuilla ja siirretään kaukolämpöverkkoon. Esimerkkejä tällaisista toteutuksista löytyy Mäntsälästä (Nivos Oy/Yandex Oy), Helsingistä (Helen Oy/Academica Oy) ja Espoosta (Fortum Oyj/Tieto Oyj). (Laitinen 2011)

ASHRAE:n (*American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers*) suositus palvelintilan maksimilämpötilaksi on 27 °C. Konesalin lämmönvaihtimilta palaavan jäähdytysveden lämpötila on tyypillisesti 15–30 °C. Jäähdytysveden paluulämpötila riippuu muun muassa siitä, hoidetaanko itse palvelinkaappien jäähdytys ilmalla vai nesteellä. Jälkimmäisellä vaihtoehdolla paluulämpötilat voivat olla korkeampia, noin 30 °C. (Stenberg 2015)

Konesalilta palaavan jäähdytysveden paluulämpötilat voivat olla siis hiukan korkeampia kuin tavanomaisen kaukojäähdytyksen paluuv veden lämpötilat. Lämpöpumpun kannalta datakeskuksen hukkalämmön hyvänä puolena on myös sen vähäinen vaihtelu sekä tehon että lämpötilan suhteen. Olennainen asia on tietenkin myös tehon suuruus. Aiemmin mainittujen Suomessa sijaitsevien konesalien yhteyteen rakennettujen lämpöpumpulaitosten tuottamat lämpötehot ovat muutamien megawattien luokkaa, joten ne tarjoavat vaihtoehdon pienille lämpölaitoksille. Tulevaisuudessa tehotaso tulee siirtymään kymmeniinkin megawatteihin. (VALOR Partners Oy 2016, s. 14)

4. SIMULOINTIMALLIN JA LASKENTATAPAUS- TEN ESITTELY

Työn tarkoituksena oli luoda simulointiohjelma, jolla pystytään tarkastelemaan erilaisten lämpöpumppukytkentöjen suorituskykyä vuositasolla erilaisissa toimintaympäristöissä. Ohjelma on tehty Tampereen Sähkölaitos Oy:n käyttöön. Seuraavaksi esitellään ohjelman laskentamenetelmiä ja käyttöä.

4.1 Simulointiohjelman laskentamenetelmät

Simulointiohjelma koostuu viidestä eri lämpöpumppujen kytkentävaihtoehdosta. Mallit on ohjelmoitu Visual Basic for Applications (VBA) -kielellä, ja niitä ajetaan Excelin makroina. Ohjelman laskentamenetelmissä käytetään yleisesti alan tutkimuksissa ja ohjelmistoissa käytettyjä oletuksia. Kaikissa kytkentävaihtoehdoissa laskennassa käytettäviä oletuksia ovat:

1. Lämpöpumppulaitteistosta ei tapahdu lämpöhäviöitä ympäristöön.
2. Kompressoria pyörittävässä sähkömoottorissa ja voimansiirrossa ei tapahdu häviöitä.
3. Kompressorin tuottama kylmäaineen massavirta on suoraan verrannollinen kierrosnopeuteen.
4. Laitteistossa ei tapahdu painehäviöitä.
5. Lämmönvaihtimien asteisuus pysyy vakiona eri toimintapisteissä.
6. Alijäähdytys pysyy vakiona eri toimintapisteissä.
7. Laskennassa ei huomioida automaation, ilmanvaihdon, valaistuksen tai itse lämpöpumpun mahdollisten apulaitteiden kuluttamaa energiaa; vain kompressorit ja lämmönvaihtimet huomioidaan.

Lisäksi ohjelmassa on tehty joitakin kytkentäkohtaisia oletuksia, joita käsitellään kytkentöjen laskentamenetelmien yhteydessä. Seuraavassa käydään läpi ohjelman yleisiä laskentatapoja kylmäaineen, höyrystimen ja lauhduttimen sekä kompressorin osalta. Piirin peruskomponenteista paisuntaventtiiliin ei ole tarvetta syventyä enempää kuin vain todeta, että sen läpi tapahtuvan paisunnan oletetaan olevan isentalpinen. Tämä oletus sisältyy jo yllä olevan listaan kohtaan 1.

4.1.1 Kylmäaine

Tärkeä osa simulointiohjelmaa on kylmäaineen termodynaamisten suureiden laskenta. Laskennassa käytettäviä suureita ovat muun muassa entalpia, entropia ja ominaistilavuus. Lisäksi tarvitaan tietoa esimerkiksi höyrypitoisuudesta sekä faasimuutoslämpötiloista ja

-paineista. Rakennetussa ohjelmassa laskentaan käytetään C++-pohjaista CoolProp-aineominaisuuskirjastoa. Kirjastoa pystytään käyttämään Microsoft Excelissä erikseen asennettavan käyttöliittymän avulla, ja se pitää sisällään yli 120 erilaista ainetta mukaan lukien laajan valikoiman merkittävimpiä lämpöpumpuissa käytettäviä kylmäaineita. Sillä voidaan myös laskea käyttäjän itse määrittämien aineeseosten ominaisuuksia, mikä mahdollistaa nyt rakennetun ohjelman käytön myös esimerkiksi silloin, kun markkinoille tulee uusia kylmäaineita, joita ei kuitenkaan löydy vielä valmiina CoolPropin valikoimasta. (Bell et al. 2014)

CoolProp vastaa laajalti käytettyä Yhdysvaltain valtion viraston NIST:n (National Institute of Standards and Technology) REFPROP-kirjastoa, mutta avoimen lähdekoodin tuotteena se on ilmainen ja vapaasti hyödynnettävissä. CoolPropin laskentatulosten tarkkuus on erittäin hyvä, eivätkä tulokset eroa käytännön kannalta millään tavalla REFPROP:n antamista. (Bell et al. 2014)

4.1.2 Höyrystin ja lauhdutin

Ohjelmassa lämpöpumppprosessin laskentaan lähdetään höyrystymis- ja lauhtumislämpötilojen määrittämisestä. Asian tekee ongelmalliseksi se, että todellisuudessa prosessin toimintapisteen poiketessa suunnittelupisteen arvoista kaikkia prosessiparametrejä, esimerkiksi lämmönvaihtimien asteisuuksia, ei enää tunneta, sillä ne muuttuvat, kuten aluvussa 2.7 selostettiin. Höyrystimeen virtaavan lämmönlähteen lämpötila ja kylmäaineen höyrystymislämpötila on kuitenkin kytkettävä jollakin yksinkertaisella tavalla toisiinsa, samoin kuin lauhduttimesta lähtevän kaukolämpöveden lämpötila ja kylmäaineen lauhtumislämpötila. Tanskassa lämpöpumppu- ja jäähdytyslaitelaskentaan kehitetyssä Pack Calculation Pro -ohjelmistossa ongelma on ratkaistu olettamalla, että lämmönvaihtimien niin sanotut UA -arvot, eli lämmönläpäisykerroimien U ja lämmönsiirtoalojen A tulot, pysyvät vakioina. Tällöin kylmäaineen faasimuutoslämpötilat pystytään ratkaisemaan, kun tunnetaan sekundäärifluidien tulo- ja lähtölämpötilat sekä massavirrat lämmönvaihtimissa (Skovrup). Oletuksen todenmukaisuutta on kuitenkin vaikea arvioida, sillä todellisuudessa lämmönvaihtimen lämmönläpäisykerroin U ei ole vakio, vaan siihen vaikuttavat konvektiiviset lämmönsiirtokerroimet, jotka riippuvat virtausaineista ja -olosuhteista (Mills 1999, s. 269). Lisäksi menetelmän tarkka käyttö on vaikeaa tilanteissa, joissa virtausaineilla tapahtuu faasimuutoksia. Tämän ohjelman rakentamisessa päädyttiinkin oletamaan lämmönvaihtimien asteisuudet vakioiksi. Samaa oletusta on käytetty myös muissa vastaavatyypisissä tutkimuksissa (Mäkinen 2006). Vakiona pysyvien asteisuuksien oletaminen tarkoittaa sitä, että kylmäaineen höyrystymislämpötila T_e ja lauhtumislämpötila T_c lasketaan yhtälöillä

$$T_e = T_{so,e,out} - T_{a,e} \quad (21)$$

$$T_c = T_{si,c,out} + T_{a,c} \quad (22)$$

joissa $T_{so,e,out}$ tarkoittaa lämmönlähteen lämpötilaa sen lähtiessä höyrystimestä, $T_{a,e}$ höyrystimen asteisuutta, $T_{si,c,out}$ tarkoittaa lämpönielun eli lämmitettävän kohteen lämpötilaa sen lähtiessä lauhduttimesta, tässä yhteydessä siis kaukolämpöveden menolämpötilaa, sekä $T_{a,c}$ lauhduttimen asteisuutta. Nämä neljä lähtötietoa siis tarvitaan höyrystymis- ja lauhdutuslämpötilojen määrittämiseksi. $T_{si,c,out}$ on tunnettu, samoin $T_{a,e}$ ja $T_{a,c}$ tehtyjen oletusten myötä, mutta $T_{so,e,out}$ on hankala, sillä sen arvo olisi ensin arvattava, sitten laskettava koko lämpöpumpppu-prosessi läpi, ja sen jälkeen korjattava arvausta. Tämä voisi kuitenkin helposti johtaa päättymättömään iterointiin, joten $T_{so,e,out}$ on määritettävä muulla tavoin. Tässä laskentaohjelmassa käyttäjä voi syöttää $T_{so,e,out}$:n suoraan tai antaa lämmönlähteen höyrystimessä kokeman jäähtymän $\Delta T_{so,e}$. Lämmönlähteen lämpötila sen tullessa höyrystimeen, $T_{so,e,in}$, on tunnettu, joten $T_{so,e,out}$ voidaan laskea jäähtymän avulla:

$$T_{so,e,out} = T_{so,e,in} - \Delta T_{so,e} \quad (23)$$

Vakiona pysyvän jäähtymän oletaminen tai lämmönlähteen loppulämpötilan tuntemisen vaatiminen on ikävää ja harmillisen yksinkertaistavaa, mutta välttämätöntä.

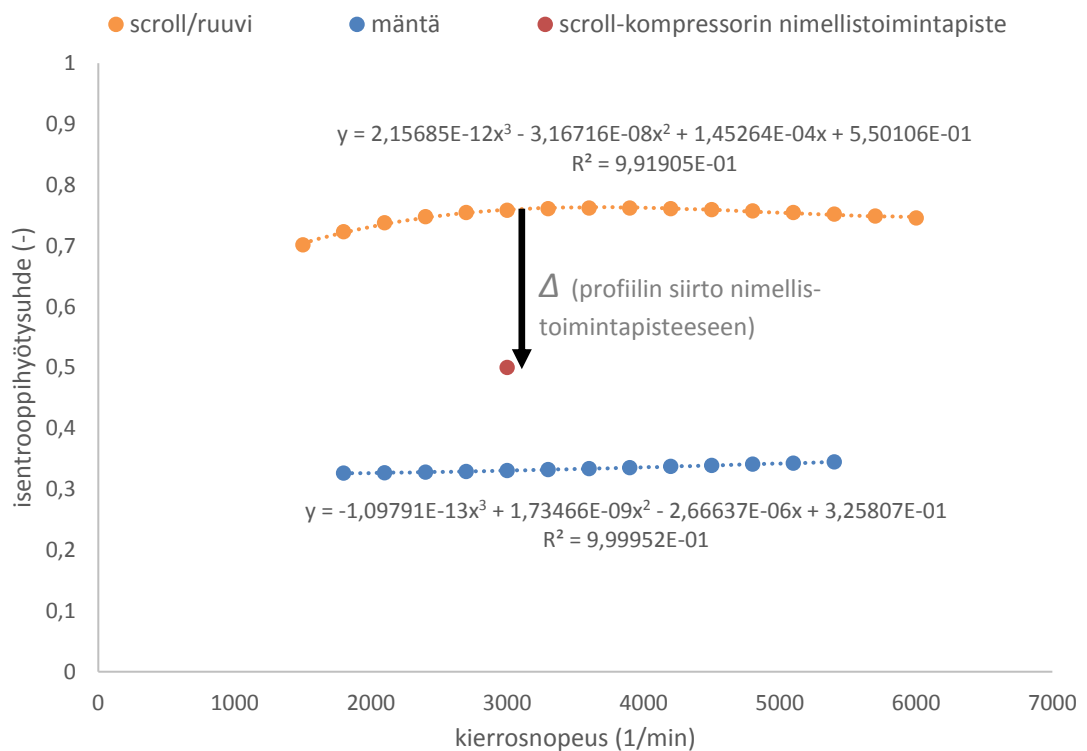
Höyrystimessä tuotetun kylmäaineen tulistukseksi on mahdollista asettaa nolla ja sitä suurempia arvoja. Jos tulistusta ei ole, on kyseessä märkähöyrystin, muussa tapauksessa kuivahöyrystin. Prosessin laskentaan höyrystintyyppillä ei sinällään ole suurta vaikutusta, mutta todellisuudessa on muistettava, että märkähöyrystimen kylmäainevirtaus on suurempi kuin kuivahöyrystimen, sillä vain osa kylmäaineesta kokee faasimuutoksen. Tulistuksen suuruudella sen sijaan on merkitystä. Vakiona pysyvää isentrooppihyötysuhdetta käytettäessä tulistus ei aiheuta erityisiä toimenpiteitä, mutta käytettäessä polynomisovitteita standardinmukaisesta arvosta poikkeava tulistus huomioidaan laskennassa korjaamalla kompressorin tuottamaa massavirtaa yhtälön 7 mukaisesti.

4.1.3 Kompressor

Kuten aiemmin todettiin, merkittävin lämpöpumpun suorituskykyyn vaikuttava yksittäinen komponentti on kompressor. Sen mahdollisimman todenmukainen mallintaminen on tulosten oikeellisuuden kannalta tärkeää, ja ohjelmaan onkin sisällytetty mahdollisuus syöttää todellisen kompressorin toimintaa kuvaavat polynomivakiot. Yleensä valmistajat ilmoittavat vakiot vain kompressorin nimellispyörimisnopeudelle. Isentrooppihyötysuhde riippuu kuitenkin hiukan myös kierrosnopeudesta, toisin sanoen se vaihtelee kompressorin kuormitusasteen mukaan. Tämä ongelma on ratkaistu mallinnuksessa siten, että eri kompressorityyppien isentrooppihyötysuhteille on luotu omat profiilinsa, joiden mukaan hyötysuhde määräytyy kierrosnopeuden vaihdella. Profiilit on rakennettu kahden Danfossin kompressorin pohjalta. Toinen kompressoreista on scroll- ja toinen mäntäkompressor, ensimmäinen malliltaan VZH170BG, jälkimmäinen VTZ2015-G. Kyseisille kompressoreille löytyi poikkeuksellisesti eri kierrosnopeuksien polynomivakiot,

joista pystyttiin laskemaan isentrooppihyötysuhteet. Hyötysuhteille muodostettiin sovitteet, joita edellä nimitettiin profiileiksi. Profiilit näkyvät alla olevassa kuvassa 22. Valittavasti yhdellekään ruuvikompressorille ei ollut saatavilla vastaavia tietoja, joten mallinnuksessa jouduttiin olettamaan, että ruuvikompressorin profiili on sama kuin scroll-kompressorin. Arvio ei kuitenkaan välttämättä jää kovin kauas todellisuudesta, sillä tyytit ovat toiminnaltaan samankaltaisia.

Kuten kuvasta nähdään, tarkastellun mäntäkompressorin hyötysuhde on paljon pienempi kuin scroll-kompressorin. Tämä voi johtua siitä, että mäntäkompressoria ei välttämättä ollut suunniteltu varsinaisesti sovitteen luonnissa käytetylle kylmäaineelle (R134a), vaikka sen käyttö kyseisellä mallilla onkin mahdollista. Optimaalisin kylmäaine olisi siis saattanut olla jokin muu.



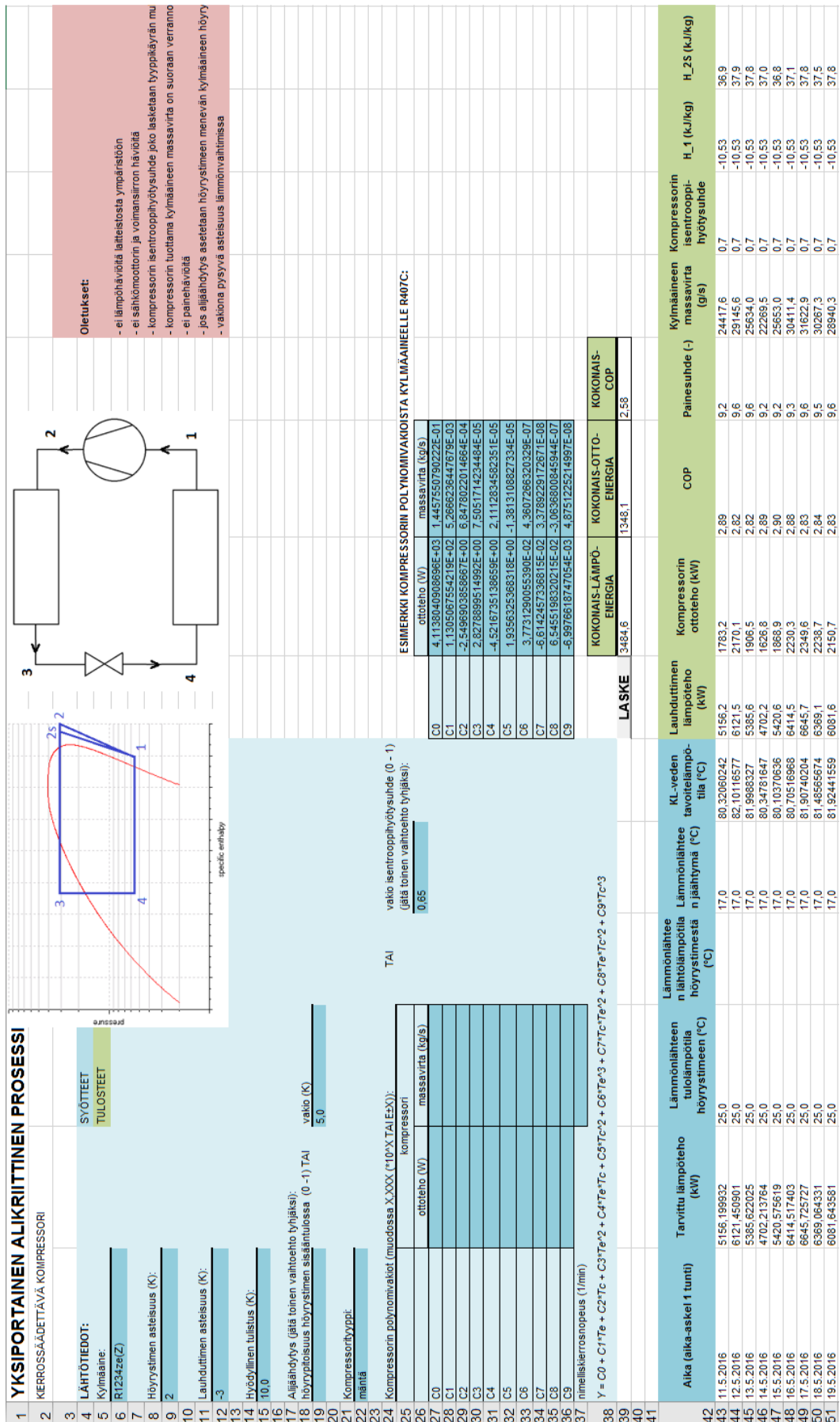
Kuva 22. *Sovitteet kompressorityyppien isentrooppihyötysuhteille kierrosnopeuden funktiona.*

Hyötysuhteiden erolla ei ole kuitenkaan merkitystä, vain käyrien muodolla. Kuvaan 22 on merkitty ruskealla pisteellä mallinnettavan kompressorin polynomivakioista laskettu isentrooppihyötysuhde nimelliskierrosnopeudella 3000 1/min. Jos syötetty kompressor on esimerkiksi scroll-kompressor, voidaan sen isentrooppihyötysuhteen ajatella määräytyvän eri kierrosnopeuksilla keltaisen käyrän mukaan siten, että keltaista käyrää siirretään kuvaan merkityn Δ :n verran alaspäin.

Käyttäjä syöttää lähtötiedoiksi joko kompressorin vakioisentrooppihyötysuhteen tai polynomivakiot. Tämä tarkoittaa sitä, että laskenta voidaan suorittaa tavallaan kahdella erilaisella lähestymistavalla. Mikäli isentrooppihyötysuhde pidetään vakiona, kompressorin mallinnus on täysin teoreettinen: laskenta ei esimerkiksi ota millään tavalla kantaa, olisivatko kaikki vaaditut toimintapisteet saavutettavissa yhdellä ja samalla kompressorilla tai kompressoriyhdistelmällä. Vaikka käyttäjä syöttäisi samaan laskentaan eri ajanhetkien tehontarpeiksi 1 kW ja 100 MW, tuloksissa ei huomioida sitä, että todellisuudessa yksikään kompressori tai kompressoriyhdistelmä ei pysty toimimaan näin laajalla tehoskaalalla ja vieläpä vakiohyötysuhteella. Vakiona pidettävää isentrooppihyötysuhdetta käyttäessään käyttäjän onkin huomioitava laskentatulosten teoreettisuus. Toisaalta vaihtoehto on hyvä silloin, kun todellista kompressoria ei ole tiedossa. Polynomivakioilla laskenta on lähempänä todellisuutta, mutta toisaalta tässä tapauksessa käyttäjän on tiedettävä, mitä tiettyä kompressoria haluaa mallintaa. Tämä luonnollisesti tarkoittaa sitä, että kompressorin olisi sovelluttava tarkasteltavalle kylmäaineelle ja toimintaolosuhteisiin mahdollisimman hyvin. Polynomivakioiden etuna on myös se, että painesuhteen mukaan vaihteleva volumetrinen hyötysuhde on mukana laskennassa, sillä se tulee huomioiduksi vakioilla laskettavassa kylmäaineen massavirrassa luonnostaan. Vakiona pidettävällä isentrooppihyötysuhteella laskettaessa volumetriseen hyötysuhteeseen ei tietenkään tule otettua kantaa, sillä ainut kompressoria kuvaava suure on nimenomaan isentrooppihyötysuhde.

4.2 Simulointiohjelman käyttö

Ennen kuin käsitellään simulointiohjelman kytkentäkohtaisia laskentamenetelmiä, on hyvä käydä läpi ohjelman käyttöä. Näin tulevat esiin ohjelman yleiset syötteet ja tulosteet. Näiden lisäksi eri kytkennöillä on omia syötteitään ja tulosteitaan. Kaikki mallinnustapaukset on sisällytetty yhteen Microsoft Excelin työkirjaan. Kukin malli on sijoitettu omaan laskentataulukkoonsa. Kuvassa 23 on osa yksinkertaisen yksiportaisen kytkennän laskentamallin näkymästä.



Kuva 23. Osanäkymä yksinkertaisen yksiportaisen kytkennän laskentamallista.

Näkymän selkeyttämiseksi käyttäjän antamat syötteen, ohjelman laskemat tulosteet sekä laskennassa käytetyt oletukset on eroteltu värein. Laskentaan annettavat lähtötiedot syötetään tummemman sinisellä pohjustettuihin soluihin. Kuvan 23 näkymän yläosaan (riville 37 asti) sijoitettavien prosessilähtötietojen lisäksi laskentaan syötetään tarkasteltavan aikasarjan tiedot (rivistä 43 eteenpäin). Käyttäjä syöttää riveittäin kunkin aika-askeleen arvot omiin sarakkeisiinsa kuvassa 23 näkyvällä tavalla. Yksinkertaisimmassa mallinnustapauksessa vaaditut prosessitiedot on koottu taulukkoon 7.

Taulukko 7. Yksinkertaisimman mallin syötteen (* = vaihtoehtoiset).

prosessin tiedot	yksikkö	sallitut rajat
kylmäaine	-	CoolPropin kylmäainevalikoima
höyrystimen asteisuus	°C	[-2, 10]
lauhduttimen asteisuus	°C	[-3, 10]
hyödyllinen tulistus höyrystimessä	°C	[0, 15]
kompressorin tyyppi	-	mäntä, scroll/ruuvi
kompressorin isentrooppihyötysuhde (vakio)/polynomivakiot	-	[0, 1] (vakiohyötysuhde)
kompressorin nimelliskierrosnopeus	1/min	[0, ∞[
alijäähdytys lauhduttimessa/höyrystimen alussa	°C	prosessikohtainen
aikasarjan tiedot		
lämmönlähteen alkulämpötila ja jäähtymä*	°C	prosessikohtainen
lämmönlähteen loppulämpötila*	°C	prosessikohtainen
vaadittu kaukolämpöteho	kW	prosessikohtainen
kaukolämmön menoveden tavoitelämpötila	°C	prosessikohtainen

Laskennassa käytettävät oletukset näkyvät punertavan värisellä pohjalla laskenta-alueen oikeassa reunassa.

Laskenta ajetaan klikkaamalla LASKE-painiketta. Aika-askeleiden tulokset tulostuvat vihreän väristen otsikkosolujen alapuolelle annetun aikasarjan viereen siten, että kultakin riviltä voidaan lukea kyseessä olevan aika-askeleen laskentatulokset, jotka on esitetty taulukossa 8.

Taulukko 8. Yksinkertaisimman mallin tulosteet.

lauhduttimen tuottama lämpöteho	kW
kompressorin kuluttama sähköteho	kW
COP	-
kompressorin painesuhde	-
kompressorin isentrooppihyötysuhde	-
kompressorin kierrosnopeus	1/min
kylmäaineen massavirta	g/s
prosessipisteiden entalpiat	kJ/kg
alijäähdytys	°C
kompressorin ottama sähköteho nimelliskierrosnopeudella	kW
kompressorin kylmäainemassavirta nimelliskierrosnopeudella	g/s

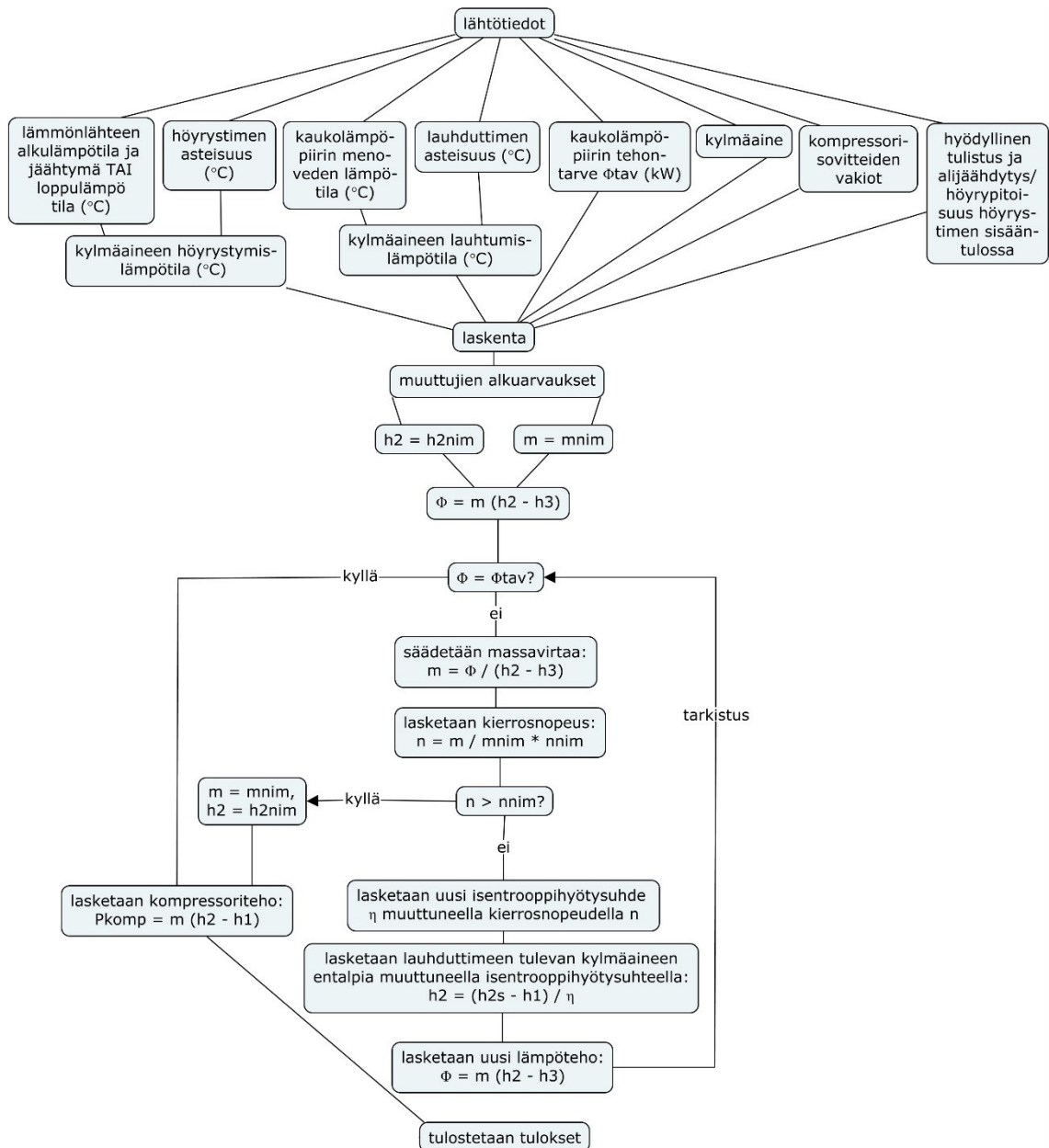
Mikäli laskennassa on käytetty vakiona pysyvää isentrooppihyötysuhdetta, toimintapisteiden kierrosnopeus sekä ottoteho ja massavirta nimelliskierroksilla ovat nolliä, sillä tarkasteltava kompressor ei ole ollut todellinen. Laskennan tuloksista tärkeimmät, eli koko aikasarjalla tuotettu lämpöenergia ja kulutettu sähköenergia sekä kokonais-COP tulostuvat aikasarjan yläpuolelle. Käytännössä energiamäärät ovat sarakkeidensa summia ottamatta kantaa yksikköön, sillä laskentaan annettavan aikasarjan laskentajaksoa ei ole rajoitettu. Yksi laskettava rivi voi siis olla esimerkiksi minuutti, tunti tai vuorokausi, jolloin laskentajakson aikana tuotettu tai kulutettu energia voi olla missä yksikössä hyvänsä.

Mikäli koko prosessille annetuissa lähtöarvoissa on virheitä, esimerkiksi ne eivät sijoitu sallituille vaihteluväleille, tulostetaan virhesanoma, eikä laskentaa aloiteta. Jos taas annettun aikasarjan askeleilla on virheitä tai tarkasteluprosessin saavuttamattomissa olevia arvoja, aika-askeleen tulostusalueelle tulostuu rivi nolliä ja rivin väri muuttuu punaiseksi. Tällöin riviä ei oteta huomioon aikasarjan kokonaistulosten laskennassa.

Seuraavassa esitellään luotujen simulaatiomallien laskentaominaisuuksia erilaisissa lämpöpumppukytkennoissä.

4.3 Yksinkertainen yksiportainen prosessi

Luoduista malleista yksinkertaisin kuvaa yksiportaista alikriittistä höyryprosessia, joka esiteltiin alaluvussa 2.2. Siihen ei tarvitse antaa edellä mainittujen kaikille malleille yhteisten lähtötietojen lisäksi muita tietoja. Prosessi voidaan laskea joko kompressorisovitteilla tai vakiona pysyvällä isentrooppihyötysuhteella. Kuva 24 havainnollistaa kompressorisovitteilla tapahtuvaa laskentaproceduuria. Kuvassa on siis esitetty yksi laskentajakso, joka on esimerkiksi 1 tunti.



Kuva 24. Laskentaprosessin kuvaus yksinkertaisimman mallin osalta.

Ohjelman ajo lähtee siis lähtötietojen lukemisesta. Tämän jälkeen laskenta etenee hiukan yksinkertaistaen seuraavasti:

1. Määritetään valitun kylmäaineen höyrystymis- ja lauhtumislämpötilat yhtälöiden 21–23 mukaisesti riippuen siitä, onko annettu lämmönlähteen loppulämpötila höyrystimessä vai sekä alkulämpötila että jäähtymä. Höyrystymislämpötilan ja vakiotulistuksen (märkähöyrystimen ollessa kyseessä tulistus on 0) avulla saadaan kiinnitettyä kuvan 1 prosessipiste 1.
2. Lasketaan kompressorin ottoteho ja kylmäaineen massavirta annetulla nimelliskierrosnopeudella ja tulistuksella. Jos tulistus poikkeaa standardiarvosta 11 K, massavirtaa korjataan yhtälön 7 mukaisesti.

3. Määritetään isentrooppisen puristuksen loppupiste 2s pisteen 1 entropian ja lauhduspaineen avulla. Lasketaan puristuksen loppupisteen entalpia ja isentrooppihyötysuhde nimelliskierrosnopeudella. Näin saadaan kiinnitettyä kuvan 1 prosessipiste 2. Piste muuttuu, jos kompressorin kierrosnopeutta on tarpeen muuttaa.
4. Määritetään kylmäaineen entalpia lauhduttimen lopussa joko annetun alijäähdytyksen tai höyrystimen sisäänmenon höyrypitoisuuden mukaan. Mikäli on annettu höyrypitoisuus, jolla alijäähdytys jäisi alle 5 K:iin, alijäähdytys asetetaan 5 K:iksi. Näin saadaan kiinnitettyä prosessipiste 3 (kuvassa 1 piste 7) ja tämän myötä myös prosessipiste 4 (kuvassa 1 piste 8), sillä $h, \log p$ -kuvaajassa siirrytään pisteestä 3 isentalpisesti (kuristus) höyrystymispaineeseen.
5. Lasketaan isentrooppihyötysuhteen profiili valitulla kompressorityypillä ja nimelliskierrosnopeudella. Nimelliskierrosnopeudella lasketulla isentrooppihyötysuhteella sekä hyötysuhdeprofiililla määritetään kuvassa 22 esiintyvä Δ .
6. Lasketaan, mikä kylmäaineen massavirran tulisi olla, jos tavoiteltu kaukolämpöteho tuotettaisiin sellaisella puristusprosessilla, joka tapahtuu kompressorin nimelliskierroksilla. Toisin sanoen lasketaan massavirta tähän mennessä selviteillä prosessipisteillä, joista 1, 3 ja 4 eivät riipu kompressorin toiminnasta.
7. Lasketaan, mikä kompressorin kierrosnopeus olisi kohdan 6 massavirralla, kun massavirran ja kierrosnopeuden oletetaan olevan suoraan verrannollisia toisiinsa. Jos kierrosnopeus ylittää nimelliskierrosnopeuden, vaadittu kaukolämpöteho on suurempi kuin lämpöpumpun maksimiteho. Tällöin lämpöpumppu käy täysillä kierroksilla, ja puristuksen loppupiste 2 tunnetaan kohdasta 3. Tässä tilanteessa voidaan siirtyä kohtaan 11.
8. Jos kohdassa 7 laskettu kierrosnopeus on pienempi kuin nimelliskierrosnopeus, lämpöpumppu käy osakuormalla. Tällöin isentrooppihyötysuhdetta korjataan kierrosnopeuden mukaan, ja puristuksen loppupiste 2 muuttuu hiukan. Kohdassa 6 lasketun massavirran sekä nyt korjatun prosessipisteen 2 avulla lasketaan uusi arvo tuotettavalle lämpöteholle.
9. Jos kohdassa 8 lasketun tuotettavan lämpötehon ja vaaditun lämpötehon ero on enemmän kuin 100 W, iterointia jatketaan. Lasketaan, mikä kylmäaineen massavirran tulisi olla, jos tavoiteltu kaukolämpöteho tuotettaisiin sellaisella puristusprosessilla, joka tapahtuu kohdassa 8 korjatun prosessipisteen 2 mukaan. Jos lämpötehojen ero on alle 100 W, siirrytään kohtaan 11.
10. Lasketaan edelleen korjattu kierrosnopeus kohdassa 9 määritetyllä massavirralla ja jatketaan kohtaan 8. Kierrosnopeus on aina pienempi kuin nimelliskierrosnopeus, jos laskennassa päädytään tähän kohtaan asti.
11. Kaikki prosessipisteet ja kylmäaineen massavirta ovat selvillä, joten voidaan laskea ja tulostaa tulokset. Tämän jälkeen siirrytään seuraavalle laskentajaksolle, ja proseduuri alkaa alusta.

Vakiona pysyvää isentrooppihyötysuhdetta käytettäessä laskentaprosessi on hyvin paljon yksinkertaisempi kuin kompressorisovitteella:

1. Määritetään valitun kylmäaineen höyrystymis- ja lauhtumislämpötilat yhtälöiden 21–23 mukaisesti riippuen siitä, onko annettu lämmönlähteen loppulämpötila höyrystimessä vai sekä alkulämpötila että jäähtymä. Höyrystymislämpötilan ja vakiotulistuksen (märkähöyrystimen ollessa kyseessä tulistus on 0) avulla saadaan kiinnitettyä kuvan 1 prosessipiste 1.
2. Määritetään isentrooppisen puristuksen loppupiste 2s pisteen 1 entropian ja lauhtumispaineen avulla. Lasketaan todellisen puristuksen loppupiste 2 pisteiden 2s ja 1 sekä isentrooppihyötysuhteen avulla.
3. Määritetään kylmäaineen entalpia lauhtuttimen lopussa joko annetun alijäähdetyksen tai höyrystimen sisäänmenon höyrypitoisuuden mukaan. Mikäli on annettu höyrypitoisuus, jolla alijäähdytys jäisi alle 5 K:iin, alijäähdytys asetetaan 5 K:iksi. Näin saadaan kiinnitettyä prosessipiste 3 ja tämän myötä myös prosessipiste 4, sillä $h, \log p$ -kuvaajassa siirrytään pisteestä 3 isentalpisesti (kuristus) höyrystymispaineeseen.
4. Lasketaan tarvittava kylmäaineen massavirta vaaditun kaukolämpötehon ja prosessipisteiden 2 ja 3 avulla.
5. Kaikki prosessipisteet ja kylmäaineen massavirta ovat selvillä, joten voidaan laskea ja tulostaa tulokset. Tämän jälkeen siirrytään seuraavalle laskentajaksolle, ja proseduuri alkaa alusta.

4.4 Kaksiportainen prosessi avoimella kuplavälijäähdyttimellä

Seuraavaksi käsitellään avoimella kuplavälijäähdyttimellä varustetun kaksiportaisen alkukriittisen lämpöpumpppuolosuhteen laskentaa. Kytkeä on esitetty kuvassa 14. Taulukossa 7 esitettyihin syötteisiin erona on, että kylmäaineen höyrypitoisuudelle ei ole syöttömahdollisuutta (vain alijäähdytykselle on), ja että kompressorityypit ja polynomivakiot tai vakiona pidettävät isentrooppihyötysuhteet annetaan sekä matala- että korkeapainekompressorille. Taulukossa 8 esitettyihin tulosteisiin verrattuna erona taas on, että kompressoreja koskevat tulokset esitetään erikseen kummallekin kompressorille lukuun ottamatta painesuhdetta, joka optimaalisen välipaineen myötä on sama molemmilla. Lisäksi tuloksissa esitetään välipaineen suuruus.

Mallin luonnissa käytetyt oletukset s. 46 esitettyjen kaikille malleille yhteisten oletusten 1–6 jatkoksi ovat:

8. Välipaine pystytään ohjaamaan aina optimaaliseksi yhtälön 10 mukaisesti.
9. Kylmäaineen maksimimassavirta määräytyy aina korkeapainekompressorin tuotokyvyn mukaan.

Laskenta etenee lähtötietojen lukemisen jälkeen seuraavasti siinä tapauksessa, että käyttäjä on syöttänyt kompressorisovitteiden vakiot:

1. Määritetään valitun kylmäaineen höyrystymis- ja lauhtumislämpötilat yhtälöiden 21–23 mukaisesti riippuen siitä, onko annettu lämmönlähteen loppulämpötila höyrystimessä vai sekä alkulämpötila että jäähtymä. Höyrystymislämpötilan ja vakiotulistuksen (märkähöyrystimen ollessa kyseessä tulistus on 0) avulla saadaan kiinnitettyä kuvan 14 prosessipiste 1.
2. Optimaalinen välipaine lasketaan yhtälöstä 10.
3. Lasketaan matalapainekompressorin ottoteho ja tuottama massavirta nimelliskierroksilla polynomivakioiden avulla. Massavirtaa korjataan, jos annettu vakiotulistus poikkeaa standardiarvosta.
4. Lasketaan matalapainepuristuksen loppupisteen 2 entalpia matalapainekompressorin nimelliskierroksilla.
5. Määritetään prosessipiste 3 välipaineen ja kyllästyskäyrän avulla. Pisteessä kylmäaine on kylläistä höyryä. Myös isentrooppisen puristuksen lopputila 4s voidaan selvittää.
6. Määritetään prosessipiste 5 lauhtumispaineen ja kyllästyskäyrän avulla. Pisteessä kylmäaine on kylläistä nestettä. Prosessipiste 6, eli kylmäaineen tila lauhtumisen lopussa, saadaan pisteen 5 ja syötetyn vakioalijäähdytyksen avulla.
7. Kun piste 6 tunnetaan, saadaan määritettyä myös piste 7 vakioentalpian suoran ja välipaineen avulla. Piste 8 saadaan välipaineen ja kyllästyskäyrän avulla. Pisteessä kylmäaine on kylläistä nestettä. Piste 9 saadaan pisteestä 8, koska entalpia pysyy kuristuksessa vakiona ja höyrystymispaine tunnetaan.
8. Lasketaan korkeapainekompressorin ottoteho ja tuottama massavirta nimelliskierroksilla. Annetun tulistuksen poiketessa standardiarvosta massavirtaa korjataan yhtälön 7 mukaisesti.
9. Lasketaan korkeapainepuristuksen loppupisteen 4 entalpia korkeapainekompressorin nimelliskierroksilla.
10. Lasketaan, mikä pitäisi olla kylmäaineen massavirta, jos tavoiteltu kaukolämpöteho tuotettaisiin sellaisella korkeapainepuolen puristusprosessilla, joka tapahtuu korkeapainekompressorin nimelliskierroksilla.
11. Lasketaan, mikä kompressorin kierrosnopeus olisi kohdan 10 massavirralla, kun massavirran ja kierrosnopeuden oletetaan olevan suoraan verrannollisia toisiinsa. Jos kierrosnopeus ylittää nimelliskierrosnopeuden, vaadittu kaukolämpöteho on suurempi kuin lämpöpumpun maksimiteho. Tällöin korkeapainekompressorin käy täysillä kierroksilla, ja puristuksen loppupiste 4 tunnetaan kohdasta 9. Tässä tilanteessa voidaan jatkaa kohtaan 14.
12. Jos kohdassa 11 laskettu korkeapainekompressorin kierrosnopeus on nimelliskierrosnopeutta pienempi, korjataan kompressorin isentrooppihyötysuhdetta kyseiselle nopeudelle lasketulla valitun kompressorityypin isentrooppihyötysuhteen profiililla ja määritetyllä kuvassa 22 esitetyllä Δ :lla.
13. Lasketaan uusi korkeapainepuristuksen loppupiste 4 korjatulla isentrooppihyötysuhteella. Tämän jälkeen lasketaan, mikä kylmäaineen massavirran tulisi olla, jos puristuksen lopputila on kyseinen piste. Tästä kohdasta palataan kohtaan 11 sillä

erotuksella, että kierrosnopeus lasketaan tällä uudella massavirralla, ja että kierrosnopeus ei enää missään tilanteessa ole suurempi kuin nimelliskierrosnopeus, sillä nyt korkeapainekompressori toimii osakuormalla. Iterointia jatketaan, kunnes kahden peräkkäisen iterointikierroksen massavirran ero on alle 1 g/s.

14. Kaikki prosessipisteet ja kylmäaineen massavirta ovat selvillä, joten voidaan laskea ja tulostaa tulokset. Tämän jälkeen siirrytään seuraavalle laskentajaksolle, ja proseduuri alkaa alusta.

Vakiona pysyviä isentrooppihyötysuhteita käytettäessä laskenta etenee seuraavalla tavalla:

1. Määritetään valitun kylmäaineen höyrystymis- ja lauhtumislämpötilat yhtälöiden 21–23 mukaisesti riippuen siitä, onko annettu lämmönlähteen loppulämpötila höyrystimessä vai sekä alkulämpötila että jäähtymä. Höyrystymislämpötilan ja vakiotulistuksen (märkähöyrystimen ollessa kyseessä tulistus on 0) avulla saadaan kiinnitettyä kuvan 14 prosessipiste 1.
2. Optimaalinen välipaine lasketaan yhtälöstä 10.
3. Matalapainepuolen isentrooppisen puristuksen loppupiste 2s lasketaan pisteen 1 entropian ja välipaineen avulla. Tämän jälkeen lasketaan todellisen puristuksen loppupiste 2 pisteiden 2s ja 1 sekä isentrooppihyötysuhteen avulla.
4. Piste 3 tunnetaan kylläisen tilan ja välipaineen avulla. Tämän jälkeen selvitetään isentrooppisen korkeapainepuristuksen loppupiste 4s, ja edelleen siitä todellisen puristuksen jälkeinen piste 4, koska isentrooppihyötysuhde on tiedossa.
5. Piste 5 voidaan määrittää lauhtumispaineen ja kylläisen tilan avulla. Tästä päästään pisteeseen 6 vähentämällä pisteen 5 lämpötilasta asetettu alijäähdytys. Pisteeseen 7 entalpia pysyy vakiona, ja piste 8 saadaan selville nesteen kylläisyyden ja välipaineen avulla. Lopulta päädytään pisteeseen 9, jossa entalpia on sama kuin pisteessä 8.
6. Lasketaan korkeapainekompressorissa kulkeva kylmäainemassavirta vaaditun kaukolämpötehon ja pisteiden 4 ja 6 entalpioiden avulla. Matalapainekompressorin massavirta saadaan laskettua avoimen kuplavälijäähdytin energiataseesta (yhtälöstä 12).
7. Kaikki prosessipisteet ja massavirrat on selvitetty, joten voidaan laskea ja tulostaa lopulliset tulokset.

4.5 Kaksiportainen prosessi erillisellä välijäähdyttimellä

Erillisellä välijäähdyttimellä varustetun kaksiportaisen kytkennän laskenta suoritetaan suurelta osin samalla tavalla kuin avoimella kuplavälijäähdyttimellä varustetun kytkennän. Oletus optimaalisesta välipaineesta pätee tässäkin. Käyttäjän antamien syötteiden osalta erona on lähinnä välijäähdytyksen määrittäminen. Tässä mallissa käyttäjä antaa korkeapainekompressorin menevän kylmäaineen tulistuksen, jonka perusteella välijäähdytyk-

sen toiminta määräytyy. Avoimen kuplavälijäähdyttimen tapauksessahan korkeapainekompressorin tulistusta ei anneta, sillä imuhöyry on kylläistä. Kylmäaineen massavirta on sama kummassakin kompressorissa, joten sitä ei tulosteta niille erikseen. Laskenta-proseduuri polynomivakioita käytettäessä on seuraava:

1. Määritetään valitun kylmäaineen höyrystymis- ja lauhtumislämpötilat yhtälöiden 21–23 mukaisesti riippuen siitä, onko annettu lämmönlähteen loppulämpötila höyrystimessä vai sekä alkulämpötila että jäähtymä. Höyrystymislämpötilan ja vakiotulistuksen (märkähöyrystimen ollessa kyseessä tulistus on 0) avulla saadaan kiinnitettyä kuvan 15 prosessipiste 1.
2. Optimaalinen välipaine lasketaan yhtälöstä 10.
3. Lasketaan korkeapainekompressorin ottoteho ja tuottama massavirta nimelliskierroksilla polynomivakioiden avulla. Massavirtaa korjataan, jos annettu vakiotulistus poikkeaa standardiarvosta.
4. Lasketaan korkeapainepuristuksen loppupisteen 4 entalpia korkeapainekompressorin nimelliskierroksilla.
5. Määritetään prosessipiste 3 välipaineen ja välijäähdytyksen jälkeisen tulistuksen avulla. Myös isentrooppisen korkeapainepuristuksen lopputila 4s voidaan selvittää.
6. Määritetään prosessipiste 5 lauhtumispaineen, kyllästyskäyrän ja annetun alijäähdytyksen avulla.
7. Kun piste 5 tunnetaan, saadaan määritettyä myös piste 6 vakioentalpian suoran ja höyrystinpaineen avulla.
8. Lasketaan korkeapainekompressorin ottoteho ja tuottama massavirta nimelliskierroksilla. Annetun tulistuksen poiketessa standardiarvosta massavirtaa korjataan yhtälön 7 mukaisesti.
9. Lasketaan korkeapainepuristuksen loppupisteen 4 entalpia korkeapainekompressorin nimelliskierroksilla.
10. Lasketaan, mikä pitäisi olla kylmäaineen massavirta, jos tavoiteltu kaukolämpöteho tuotettaisiin sellaisella korkeapainepuolen puristusprosessilla, joka tapahtuu korkeapainekompressorin nimelliskierroksilla.
11. Lasketaan, mikä kompressorin kierrosnopeus olisi kohdan 10 massavirralla, kun massavirran ja kierrosnopeuden oletetaan olevan suoraan verrannollisia toisiinsa. Jos kierrosnopeus ylittää nimelliskierrosnopeuden, vaadittu kaukolämpöteho on suurempi kuin lämpöpumpun maksimiteho. Tällöin korkeapainekompressori käy täysillä kierroksilla, ja puristuksen loppupiste 4 tunnetaan kohdasta 9. Tässä tilanteessa voidaan jatkaa kohtaan 14.
12. Jos kohdassa 11 laskettu korkeapainekompressorin kierrosnopeus on nimelliskierrosnopeutta pienempi, korjataan kompressorin isentrooppihyötysuhdetta kyseiselle nopeudelle lasketulla valitun kompressorityypin isentrooppihyötysuhteen profiililla ja määritetyllä kuvassa 22 esitetyllä Δ :lla.

13. Lasketaan uusi korkeapainepuristuksen loppupiste 4 korjatulla isentrooppihyötysuhteella. Tämän jälkeen lasketaan, mikä kylmäaineen massavirran tulisi olla, jos puristuksen lopputila on kyseinen piste. Tästä kohdasta palataan kohtaan 11 sillä erotuksella, että kierrosnopeus lasketaan tällä uudella massavirralla, ja että kierrosnopeus ei enää missään tilanteessa ole suurempi kuin nimelliskierrosnopeus, sillä nyt korkeapainekompressorin toimii osakuormalla. Iterointia jatketaan, kunnes kahden peräkkäisen iterointikierron massavirran ero on alle 1 g/s.
14. Lasketaan matalapainekompressorin ottoteho ja tuottama massavirta nimelliskierroksilla polynomivakioiden avulla. Massavirtaa korjataan, jos annettu vakiotulitus poikkeaa standardiarvosta.
15. Matalapainekompressorin kylmäaineen massavirta on sama kuin korkeapainekompressorin, ja sen avulla voidaan laskea tarvittu pyörimisnopeus nimellispöörimisnopeudesta ja nimellismassavirrasta.
16. Jos kohdassa 15 laskettu korkeapainekompressorin kierrosnopeus on nimelliskierrosnopeutta pienempi, korjataan kompressorin isentrooppihyötysuhdetta kyseiselle nopeudelle lasketulla valitun kompressorityypin isentrooppihyötysuhteen profiililla ja määritetyllä kuvassa 22 esitetyllä Δ :lla.
17. Lasketaan matalapainepuristuksen loppupisteen 2 entalpia pisteen 1 entalpian, isentrooppisen puristuksen loppupisteen entalpian ja isentrooppihyötysuhteen avulla.
18. Kaikki prosessipisteet ja kylmäaineen massavirta ovat selvillä, joten voidaan laskea ja tulostaa tulokset välijäähdyttimen lämpöteho mukaan lukien. COP lasketaan ilman välijäähdyttimen lämpötehoa ja sen kanssa. Tämän jälkeen siirrytään seuraavalle laskentajaksolle, ja proseduuri alkaa alusta.

Edellisen kytkennän tavoin mahdollisen matalapainekompressorin tuottokyvyn ylityksen ei anneta vaikuttaa laskentaan, mutta käyttäjä näkee ylityksen laskennan tuloksista. Vakiohyötysuhteilla laskennassa selvitetään ensin prosessipisteet, ja niiden ja tarvittun kaukolämpötehon perusteella lasketaan kylmäaineen massavirta. Tämän jälkeen lasketaan muut tulokset.

4.6 Kaksiportainen prosessi erillisellä välijäähdyttimellä ja höyryruiskutuksella

Erillisellä välijäähdyttimellä ja höyryruiskutuksella varustetun kytkennän laskennassa yhdistyy kummankin edellä esitellyn kaksiportaisen prosessin piirteitä. Käyttäjä antaa korkeapainekompressorin menevän kylmäaineen tulistuksen, jonka perusteella välijäähdytyksen toiminta määräytyy, kuten yksinään toimivan erillisenkin välijäähdyttimen tapauksessa. Toisaalta kompressoreiden läpi menevien kylmäainevirtausten suuruudet poikkeavat toisistaan, kuten avoimella kuplavälijäähdyttimellä varustetussa kytkennässäkin. Kompressorisovitteita käytettäessä laskennan pääkohdat lähtötietojen lukemisen jälkeen ovat seuraavat:

1. Määritetään valitun kylmäaineen höyrystymis- ja lauhtumislämpötilat yhtälöiden 21–23 mukaisesti riippuen siitä, onko annettu lämmönlähteen loppulämpötila höyrystimessä vai sekä alkulämpötila että jäähtymä. Höyrystymislämpötilan ja vakiotulistuksen (märkähöyrystimen ollessa kyseessä tulistus on 0) avulla saadaan kiinnitettyä kuvan 16 prosessipiste 1.
2. Optimaalinen välipaine lasketaan yhtälöstä 10.
3. Lasketaan matalapainekompressorin ottoteho ja tuottama massavirta nimelliskierroksilla polynomivakioiden avulla. Massavirtaa korjataan, jos annettu vakiotulistus poikkeaa standardiarvosta.
4. Lasketaan matalapainepuristuksen loppupisteen 2 entalpia matalapainekompressorin nimelliskierroksilla.
5. Määritetään prosessipiste 3 välipaineen ja välijäähdytyksen jälkeisen tulistuksen avulla. Isentrooppisen korkeapainepuristuksen loppupiste 4s määritetään lauhtumispaineen ja pisteen 3 avulla. Piste 3A saadaan laskettua välipaineen ja kyllyyskäyrän avulla.
6. Lasketaan korkeapainekompressorin ottoteho ja tuottama massavirta nimelliskierroksilla. Annetun tulistuksen poiketessa standardiarvosta massavirtaa korjataan yhtälön 7 mukaisesti.
7. Lasketaan korkeapainepuristuksen loppupisteen 4 entalpia korkeapainekompressorin nimelliskierroksilla.
8. Määritetään prosessipiste 5 lauhtumispaineen, kyllyyskäyrän ja annetun alijäähdytyksen avulla.
9. Kun piste 5 tunnetaan, saadaan määritettyä myös piste 6 vakioentalpian suoran ja välipaineen avulla.
10. Piste 7 saadaan selville välipaineen ja kyllyyskäyrän avulla. Piste 8 tunnetaan isentalpisesta paisuntasuorasta ja höyrystinpainesta.
11. Lasketaan, mikä pitäisi olla kylmäaineen massavirta, jos tavoiteltu kaukolämpöteho tuotettaisiin sellaisella korkeapainepuolen puristusprosessilla, joka tapahtuu korkeapainekompressorin nimelliskierroksilla.
12. Lasketaan, mikä kompressorin kierrosnopeus olisi kohdan 10 massavirralla, kun massavirran ja kierrosnopeuden oletetaan olevan suoraan verrannollisia toisiinsa. Jos kierrosnopeus ylittää nimelliskierrosnopeuden, vaadittu kaukolämpöteho on suurempi kuin lämpöpumpun maksimiteho. Tällöin korkeapainekompressorin käy täysillä kierroksilla, ja puristuksen loppupiste 4 tunnetaan kohdasta 7. Tässä tilanteessa voidaan jatkaa kohtaan 15.
13. Jos kohdassa 11 laskettu korkeapainekompressorin kierrosnopeus on nimelliskierrosnopeutta pienempi, korjataan kompressorin isentrooppihyötysuhdetta kyseiselle nopeudelle lasketulla valitun kompressorityypin isentrooppihyötysuhteen profiililla ja määritetyllä kuvassa 22 esitetyllä Δ :lla.
14. Lasketaan uusi korkeapainepuristuksen loppupiste 4 korjatulla isentrooppihyötysuhteella. Tämän jälkeen lasketaan, mikä kylmäaineen massavirran tulisi olla, jos puristuksen lopputila on kyseinen piste. Tästä kohdasta palataan kohtaan 11 sillä

erotuksella, että kierrosnopeus lasketaan tällä uudella massavirralla, ja että kierrosnopeus ei enää missään tilanteessa ole suurempi kuin nimelliskierrosnopeus, sillä nyt korkeapainekompressorin toimii osakuormalla. Iterointia jatketaan, kunnes kahden peräkkäisen iterointikierroksen massavirran ero on alle 1 g/s.

15. Lasketaan matalapainekompressorilta tarvittava massavirta yhtälöiden 16 ja 17 avulla. Välisäiliöstä tulevan höyryruiskutuksen massavirta lasketaan korkea- ja matalapainepuolien massavirtojen erotuksena (yhtälö 14).
16. Välijäähdyttimen jälkeisen pisteen 2A entalpia lasketaan yhtälöstä 15 muiden muuttujien selvittyä aiemmissa kohdissa.
17. Lasketaan matalapainekompressorin kierrosnopeus tarvittavan massavirran tuottamiseen nimelliskierrosnopeuden ja -massavirran avulla.
18. Lasketaan matalapainekompressorin isentrooppihyötysuhde kierrosnopeuden, kompressorityypin ja nimelliskierrosnopeudella saavutettavan isentrooppihyötysuhteen avulla. Tämän jälkeen saadaan selville puristuksen loppupiste 2.
19. Prosessipisteet ja kylmäaineen massavirrat kompressoreissa ja ruiskutuksessa ovat selvillä, joten voidaan laskea ja tulostaa tulokset. COP lasketaan ilman välijäähdyttimen lämpötehoa ja sen kanssa. Tämän jälkeen siirrytään seuraavalle jaksolle, ja laskentakierros alkaa alusta.

Matalapainekompressorin osalta ei tarkastella nimelliskierrosnopeuden ylittämistä, vaan oletetaan, että mallinnukseen valittu kompressorin on tuottokyvyltään riittävän tehokas. Tällainen kompromissi on tehty vaikeahkon iteroinnin välttämiseksi. Matalapainekompressorin kierrosnopeus toki tulostetaan tuloksiin, joten käyttäjä saa tiedon nimelliskierrosnopeuden ylityksestä, jos sellainen tapahtuu.

Vakiona pidettävillä isentrooppihyötysuhteilla laskettaessa tunnettujen puristusten alkupisteiden 1 ja 3 avulla puristusten loppupisteiden 2 ja 4 selvittäminen on helppoa, eikä edellä kuvattuja iteraatioita tarvita. Muutoin prosessipisteiden laskenta tapahtuu samalla tavalla kuin yllä on kuvattu. Massavirrat määritetään tavoitellun kaukolämpötehon ja edellä mainittujen energia- ja massataseiden avulla.

4.7 Kahden yksiportaisen prosessin kaskadikytkentä

Viides ohjelmasta löytyvä kytkentä on kaskadikytkentä. Taulukon 7 syötteistä poiketen hyödylliset tulistukset annetaan alemman ja ylemmän piirin kompressoreille erikseen, samoin kuin niiden sovitevakiot tai isentrooppihyötysuhteet. Lisäksi syötetään kaskadilämmönvaihtimen lämpötilaero ja piirikohtaiset alijäähdytykset. Koska kytkentä koostuu käytännössä kahdesta yksiportaisesta yksinkertaisesta prosessista, jonka laskenta on käyty jo läpi, esitellään seuraavassa vain siihen tehdyt lisäykset:

1. Mallinnuksen kannalta on oleellista, miten välilämpötila määritetään. Simulointiohjelmassa on päädytty ensin arvaamaan likimääräinen välilämpötila yhtälön 19 mukaisesti, toisin sanoen arvaus on alemman piirin höyrystymislämpötilan ja

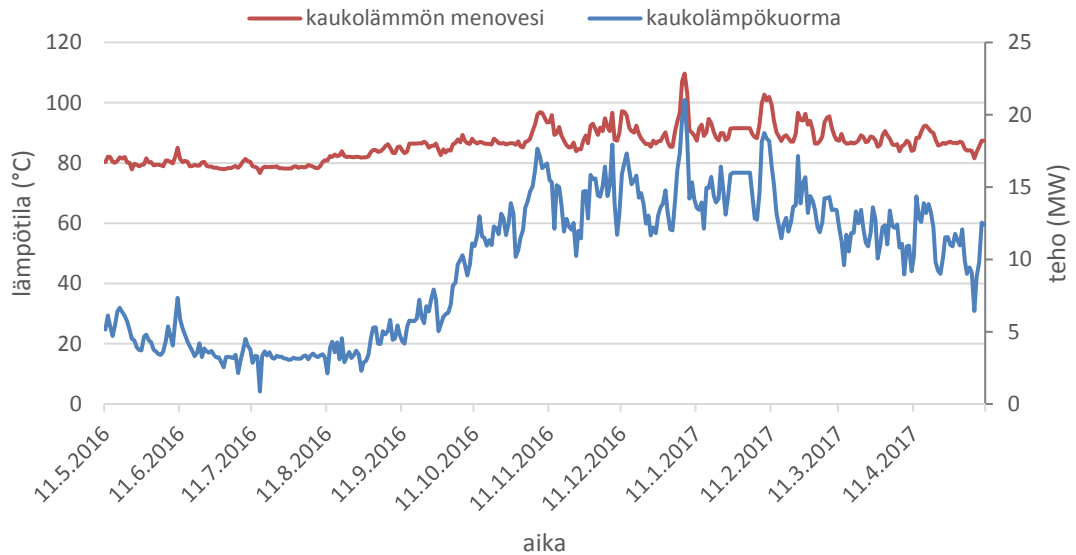
ylemmän piirin lauhtumislämpötilan geometrinen keskiarvo. Välilämpötilasta lasketaan alemman piirin lauhtumis- ja ylemmän piirin höyrystymislämpötilat.

2. Tiedossa on kaikki tarvittava aiemmin esitetyn yksinkertaisen alikriittisen prosessin laskemiseen. Kumpikin piiri lasketaan erikseen, minkä jälkeen kytkennän kokonais-COP on laskettavissa ylemmän piirin lauhtumislämpötehon ja piirien yhteenlaskettujen kompressoritehojen avulla.
3. Koska välilämpötilalle on esitettävissä vain arvaus, lasketaan COP myös kymmenellä muulla arvauksella. Arvaukset rajataan 5 °C:seen alkuperäisen arvauksen molemmiin puolin 1 °C:een jaolla. Esimerkiksi jos alkuperäinen arvaus on $T_i = 70$ °C, tehdään laskenta myös arvauksilla 65, 66, 67, 68, 69, 71, 72, 73, 74 ja 75 °C. Tämä rajaus on arvioitu riittäväksi optimaalisen välilämpötilan määrittämiseksi. Laskentakierroksen välitulokset tallennetaan taulukkoon.
4. Suurimman COP:in antavan laskentakierroksen tulokset haetaan taulukosta. Tällöin on laskettu koko systeemi läpi, ja voidaan tulostaa tulokset.

4.8 Kytkentöjen simulointiparametrit

Tämän työn tavoitteena oli koota selvitys lämpöpumppujen käytöstä kaukolämmöntuotannossa, jonka pohjalta luotiin erilaisia lämpöpumppukonstruktioita simuloiva laskentaohjelma. Kokonaisuuteen kuuluu myös ohjelmasta saatavien laskentatulosten esittely. Kuten edellä on käynyt ilmi, rakennettuun mallinnuspakettiin on sisällytetty useita erilaisia kytkentöjä, kompressorityyppejä ja niiden mallinnustapoja sekä erittäin laaja valikoima kylmäaineita. Lisäksi kiinnostavia simuloitavia lämmönlähteitä on useita. Näistä yhdisteltävissä olevia kombinaatioita onkin hyvin suuri määrä. Tämän vuoksi ohjelmaa esitellään valikoiduin esimerkitapauksin, jotka käydään läpi seuraavaksi.

Tarkastelluissa tapauksissa käytettiin mahdollisimman pitkälti Tampereen Sähkölaitoksen kaukolämpöverkosta saatuja mittaustietoja. Kaukolämmön menoveden lämpötilat ja kaukolämpötehot otettiin Partolan pumppaamon mittauksista. Verkon eri osissa lämpötila ei vaihtele kovin paljon, joten sikäli lämpötilajakauma on koko verkon kannalta melko edustava. Teho luonnollisesti tarkoittaa tehoa vain siinä osassa verkkoa, johon pumppaamolta menee vettä. Kuvassa 25 on esitetty kaikissa simuloinneissa käytetyn ajanjakson (11.5.2016–10.5.2017) keskimääräiset vuorokausiarvot kaukolämmön menoveden ja kaukolämpökuorman osalta. Tarkastelujaksolta jätettiin huomiotta arvot viideltä vuorokaudelta mittausarvojen virheellisyyden vuoksi.



Kuva 25. Kaukolämmön menoveden lämpötila ja kaukolämpökuorma Partolan pumpaamolla tarkastelujaksolla (Valmet DNA -prosessinhallintajärjestelmä 2017) (muokattu lähteestä).

Esimerkkitapausten simuloointeihin syötettävät prosessiparametrit, kuten tulistukset ja alijäädytykset, on pyritty pitämään mahdollisuuksien mukaan samoina kaikille tapauksille. Taulukossa 9 on esitetty simuloitien prosessiparametrit ja muut ominaisuudet.

Taulukko 9. Simuloidut esimerkkitapaukset.

esimerkkitapaus	1	2	3	4	5
kytkentä	yksiportainen yksinkertainen	avoin kuplavälijäädytin	välijäädytin ja höyryruiskutus	erillinen välijäädytin	kaskadi
kylmäaine	R1234ze(Z)	R134a	NH ₃	R365mfc	R134/R245fa
höyrystimen asteisuus (°C)	2	2	2	2	2
lauhduttimen asteisuus (°C)	-3	-3	-3	-3	-3
tulistus (°C)	10	10/0	10/10	10/1	10/10
alijäädytys (°C)	5	5	5	5	0/5
kompressori (malli ja tyyppi)	-	Bitzer 6FE-50Y-40P, mäntä / Copeland ZH100KCE-TWD, scroll	-	-	-
vakioisentrooppipihyötysuhde (jos käytetty)	0,65	-	0,65/0,65	0,65	0,65/0,65
lämmönlähde	konesalin jäädytyksen paluuvesi	kaukojäähdytyksen paluuvesi	jätevesi	kaukolämmön paluuvesi	geoterminen lämpö

Käytettäessä kaukolämmön ja -jäähdytyksen sekä konosalin jäähdytyksen paluuvettä lämmönlähteenä laskennassa ei oteta kantaa siihen, mahtuuko lämpöpumppuprosessin sivutuotteena syntyvä jäähdytys todellisuudessa kylmäverkkoon, eli onko sille kysyntää. On ajotapakysymys, ajetaanko lämpöpumppua ensisijaisesti lämmön- vai kylmäntuotantotarkoituksessa. Käydään seuraavaksi läpi esimerkkitapauksia tarkemmin.

4.8.1 Esimerkkitapaus 1

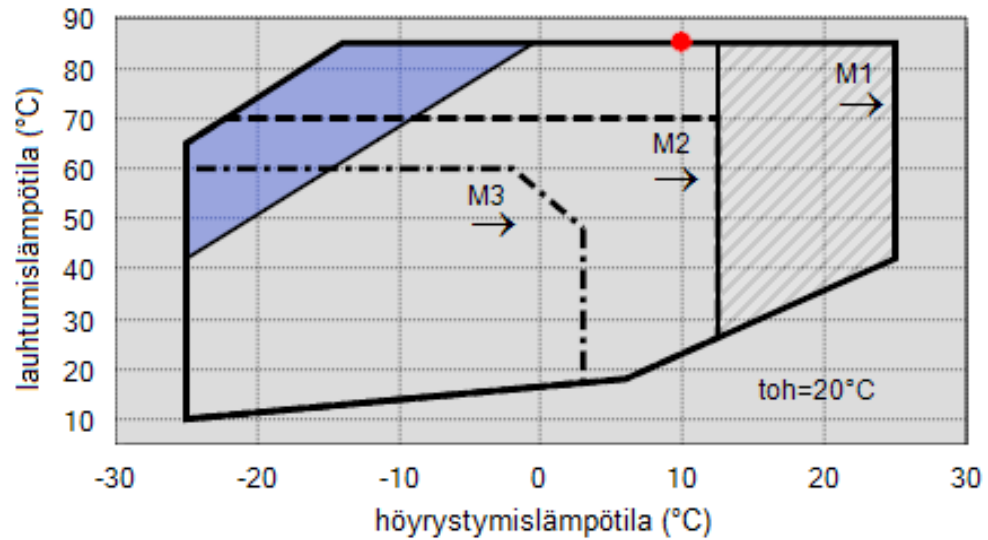
Esimerkkitapaukseen 1 valittiin kylmäaineeksi R1234ze(Z), jolla on hyvin mahdollisesti käyttöä korkean lämpötilan lämpöpumpuissa tulevaisuudessa. Vielä R1234ze(Z):lle ei löydy tietoa kompressoreista tai niiden valmistajista, joten laskennassa päädyttiin käyttämään vakioisentrooppihyötysuhdetta, $\eta_{is} = 0,65$. Arvo on melko tyypillinen kompressoreille kylmäaineeseen tai kompressorityyppiin katsomatta.

Laskentaan otettiin lämmönlähteeksi konosalin jäähdytyksen paluuvesi, sillä sen lämpötila on sopivalla tasolla kylmäaineen kannalta: R1234ze(Z):n höyrystymislämpötila normaalissa ilmanpaineessa on 9,8 °C. Paluuveden lämpötilan tyypillistä vaihtelua on vaikea arvioida eikä sille ollut saatavilla tarpeeseen sopivaa tietoa kirjallisuudestaan, joten veden tulolämpötila höyrystimeen päädyttiin oletamaan vakioksi, 25 °C. Oletus vakioarvosta ei liene kovin virheellinen, sillä lämpötilan vaihtelu on tämän lämmönlähteen tapauksessa melko vähäistä, kuten aiemmin on mainittu. Samaten veden loppulämpötila eli menolämpötila kaukojäähdytysverkkoon asetettiin vakioarvoon 8 °C.

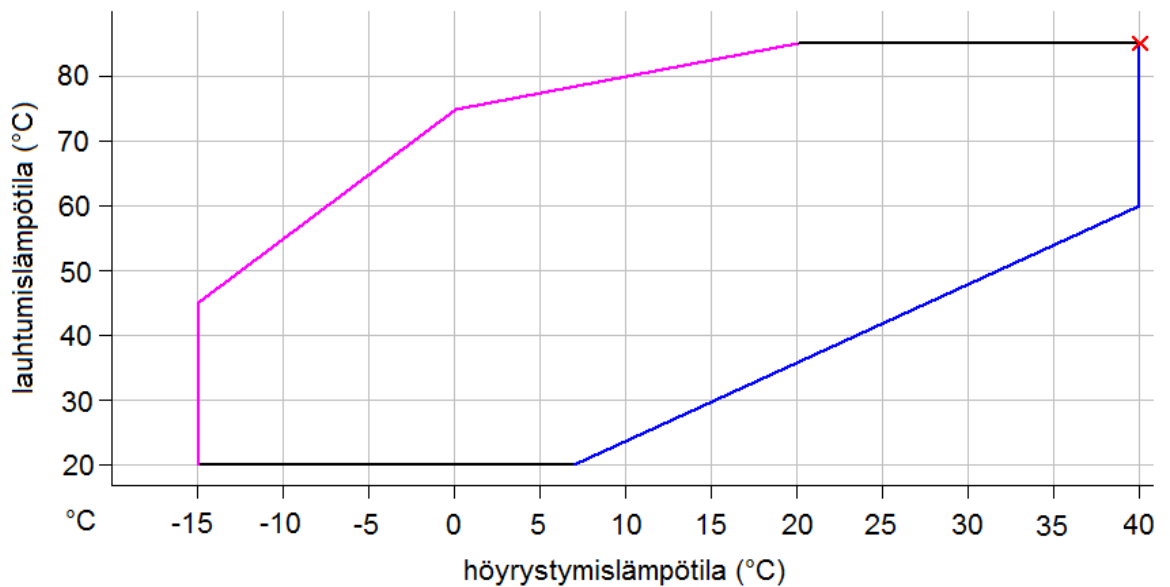
4.8.2 Esimerkkitapaus 2

Esimerkkitapaukseen 2 otettiin kylmäaineeksi R134a, joka on tällä hetkellä teollisissa lämpöpumpuissa yleisesti käytetty kylmäaine. R134a-kompressoreita valmistetaan paljon, joten laskennassa käytettiin todellisen kompressorin mallinnusta. Tarkasteluun valittiin matalapaineportaaseen Bitzer 6FE-50Y-40P -mäntäkompressorin ja korkeapaineportaaseen suhteelliseen korkeisiin lauhtumislämpötiloihin soveltuva Copeland ZH100KCE-TWD -scroll-kompressorin. Molempien tuottama maksimilämmitysteho on noin 100 kW.

Käytännössä valmistajien ilmoittamilla R134a-kompressoreilla ei päästä yli 90 °C:n lauhtumislämpötiloihin, joten on selvää, että ainakaan simulointiohjelmassa käytettävillä laskentamenetelmillä kaikkia kaukolämpöverkon tarpeiden vaatimia lauhtumislämpötiloja ei pystytä saavuttamaan. Kuvissa 26 ja 27 on esitetty mallinnettavien kompressorien toiminta-alueiden kuvaajat (*operating envelope*).



Kuva 26. Matalapaineportaassa mallinnettavan kompressorin toiminta-alue (Bitzer Software v6.7.0) (muokattu lähteestä).



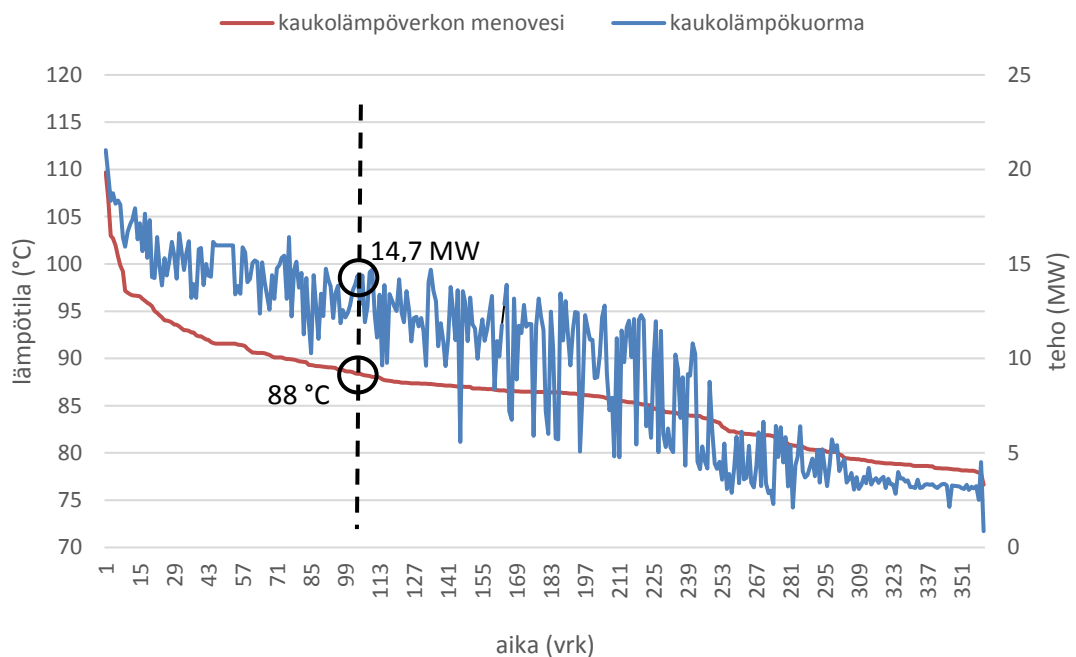
Kuva 27. Korkeapaineportaassa mallinnettavan kompressorin toiminta-alue (Copeland Selection Software 7.13 2018) (muokattu lähteestä).

Kuten kuvasta 27 nähdään, korkeapainekompressorilla saavutettavissa oleva maksimilauhtumislämpötila on 85 °C. Kompressorien polynomisovitteiden vakiot on koottu taulukkoon 10.

Taulukko 10. Simuloinnissa käytettyjen kompressorien polynomisovitteiden vakiot (Bitzer Software v6.7.0; Copeland Selection Software 7.13 2018).

	matalapainekompressori		korkeapainekompressori	
	ottoteho (W)	massavirta (kg/h)	ottoteho (kW)	massavirta (g/s)
C₀	5,779177662E+03	1,967030898E+03	3,13110907560171E+00	2,20178032947404E+02
C₁	-2,615063787E+02	8,409447882E+01	7,59818452799368E-02	7,96453393418614E+00
C₂	4,966474235E+02	-4,480389487E+00	1,44904977540231E-01	-4,53097420186181E-01
C₃	-7,391797130E+00	1,482998855E+00	2,80427468267356E-03	1,06869844280297E-01
C₄	1,612017132E+01	-1,489866690E-01	-2,87485496738228E-03	8,96196766441653E-04
C₅	-2,593457834E+00	-1,110437200E-02	-8,02419963555797E-04	1,04620778503216E-02
C₆	-6,049276000E-02	1,068351700E-02	2,52769471668609E-05	6,95242203716444E-04
C₇	8,493708500E-02	-4,443475000E-03	-6,63871817852781E-05	3,52556004077615E-05
C₈	-5,592420300E-02	-1,190465000E-03	3,79144129650694E-05	-7,31583180981045E-05
C₉	-3,628807000E-03	-4,220260000E-04	2,11524570872475E-05	-1,23391664609159E-04

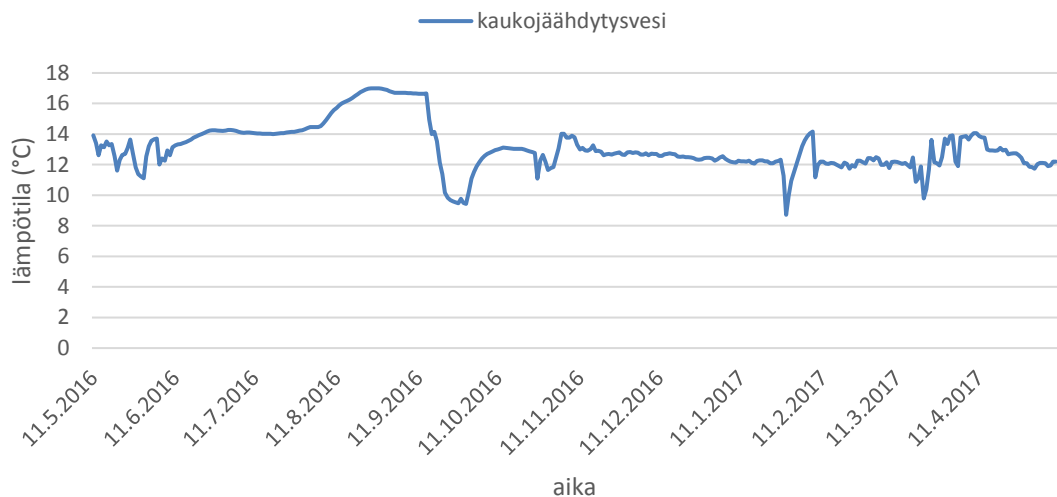
Mallinnuksessa käytettävien yksittäisten kompressorien tehot ovat helposti eri luokkaa kuin kaukolämpöverkon tehontarpeet. Niin on myös tässä tapauksessa; Partolan pumppaamon kuormat ovat luokkaa 10 MW, kun taas Copelandin kompressorilla saavutettavissa oleva maksimilämpöteho tarkasteltavalla lämpötila-alueella on noin 100 kW. Tästä syystä on päädytty skaalaamaan pumppaamon tehot siten, että korkeapainekompressorin maksimiteho kohtaa pumppaamon huippukuorman kompressorilla saavutettavissa olevalla kaukolämpöveden maksimilämpötilalla. Tässä tapauksessa maksimilämpötila on 88 °C, koska lauhduttimen asteisuudeksi on valittu -3 °C. Skaalaustapaa kuvaa kuva 28.



Kuva 28. Kaukolämmön menoveden pysyvyyskäyrä (Valmet DNA -prosessinhallintajärjestelmä 2017) (muokattu lähteestä).

Kaukolämmön menoveden lämpötilat on järjestetty pysyvyyskäyräksi, josta on etsitty maksimilämpötilaa 88 °C vastaava huippukuorma, 14,7 MW. Kaukolämpökuorma skaalataan kertoimella $6,77 \cdot 10^{-3}$ (lämpöpumpun maksimiteho 99,6 kW jaettuna 14,7 MW:lla). Skaalauskerroin tarkoittaa käytännössä käänteislukua siitä luvusta, joka kertoo, kuinka monta rinnan toimivaa simuloitavaa lämpöpumppua tarvittaisiin, jotta Partolan pumppaamon kuorma (14,7 MW, 88 °C) saavutettaisiin. Koska ohjelmalla on haluttu tarkastella vain lämpöpumpputoteutuksia, joissa ei käytetä kaukolämpöveden priimausta, tuloksia ei saada kuvan 28 vasemmalla puolella oleville tilanteille, joissa lämpötilan pitäisi olla korkeampi kuin lämpöpumpun maksimilämpötila.

Esimerkkitapaus 2:n lämmönlähteeksi valittiin kaukojäähdytyksen paluuvesi, jota käytettäessä R134a:n höyrystymislämpötilat sopivat kompressorin toiminta-alueelle. Paluueden lämpötilat on otettu Tampereen Sähkölaitoksen kaukojäähdytysverkosta Kaupinojan kaukojäähdytyslaitoksen mittauksista samalta aikaväliltä kuin kuvassa 29 esitetyn kaukolämpöverkon mittaukset.



Kuva 29. Kaukojäähdytyksen paluueden lämpötila Kaupinojan jäähdytyslaitoksella tarkastelujaksolla (Valmet DNA -prosessinhallintajärjestelmä 2017) (muokattu lähteestä).

Tarkastelujaksolta jätettiin huomiotta arvot kymmeneltä vuorokaudelta mittausarvojen virheellisyyden vuoksi. Kuvassa näkyy hiukan poikkeavia arvoja elo-syyskuun ajalta, mutta nämä otettiin kuitenkin tarkasteluun mukaan, sillä ero ei ole kovin suuri, ja toisaalta muuta sopivampaa mittausdataa ei ollut saatavilla. Kaukojäähdytysveden jäähtymäksi asetettiin 5 °C.

4.8.3 Esimerkkitapaus 3

Esimerkkitapaukseen 3 valittiin kylmäaineeksi tällä hetkellä R134a:n tavoin hyvin laajalti käytetty ammoniakki (NH₃). Ammoniakkikompressoreita valmistetaan paljon, mutta syystä tai toisesta useat korkeisiin lautumislämpötiloihin kykenevien kompressoreiden

valmistajat olivat vastahakoisia luovuttamaan tuotteitaan koskevia teknisiä tietoja. Niinpä mallinnettaville kompressoreille ei saatu polynomivakioita, vaan isentrooppihyötysuhteet jouduttiin oletamaan vakioiksi, $\eta_{is} = 0,65$.

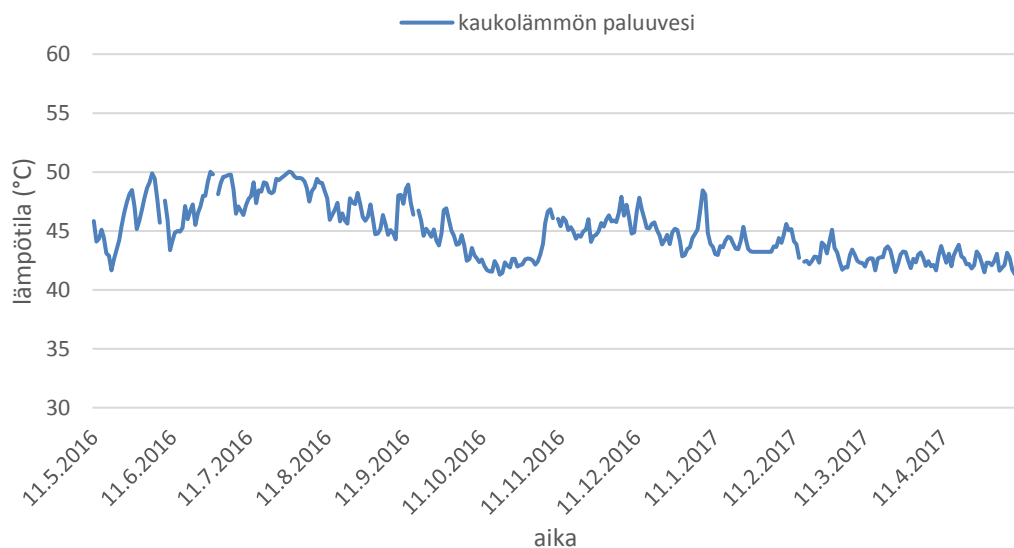
Kuten R134a:nkin tapauksessa, NH₃-lämpöpumpuilla voidaan lämmittää vettä korkeintaan noin 90 °C:seen. Tästä johtuen mallinnukseen tehtiin samanlainen laskentapäivien karsinta kuin esimerkkitapaus 2:ssäkin, eli tarkastelujaksolta karsittiin sellaiset vuorokaudet, joina keskimääräinen kaukolämpöverkon menoveden lämpötila oli yli 88 °C. Lämmönlähteeksi valittiin jätevesi, jonka lämpötilaksi oletettiin vakio 15 °C. Jäähdytys asetettiin 2 °C.

4.8.4 Esimerkkitapaus 4

Esimerkkitapauksessa tarkasteltiin R365mfc-kylmäainetta, joka on termodynaamisilta ominaisuuksiltaan hyvin kiinnostava, joskin sillä on kylmäaineita koskevan lainsäädännön nykysuuntaan nähden turhan korkea GWP-arvo. R365mfc:n höyrystymislämpötila normaalissa ilmanpaineessa on 40,2 °C, mikä soveltuu erittäin hyvin lämmönlähteeksi valitun kaukolämpöveden paluulämpötiloihin.

R365mfc:lle soveltuvista kompressoreista ei ole saatavilla tietoa, mikä viittaa siihen, ettei juurikaan niitä ole. Tästä syystä simuloinnissa jouduttiin oletamaan vakioisentrooppihyötysuhde, $\eta_{is} = 0,65$. Arvo annettiin sekä korkea- että matalapainekompressorille.

Lämmönlähteenä käytettävän kaukolämmön paluueden lämpötilana käytettiin Partolan pumppaamon mittausarvoja samalta aikaväliltä kuin aiemmissakin tapauksissa. Lämpötilat on esitetty alla olevassa kuvassa 30.



Kuva 30. Kaukolämmön paluueden lämpötila tarkastelujaksolla Partolan pumppaamolla (Valmet DNA -prosessinhallintajärjestelmä 2017) (muokattu lähteestä).

Peruste kaukolämmön paluueden jäähdyttämiseen lämpöpumpulla on siinä, että jäähtymisen myötä savukaasupesurilla saadaan entistä enemmän talteen savukaasujen loppulämpöä. Lämpöpumpun avulla savukaasupesurista saatavan lisätehon laskeminen ei kuitenkaan mahdu tämän työn puitteisiin, joten simuloinnissa tarkastelun kohteena on nimenomaan lämpöpumppukytken käyttäytyminen, ei pesurin.

Oletuksena on, että pesurille menevästä kaukolämmön paluuedestä lämpöä siirretään pesurin ohittavaan kaukolämpöveleen, joka lämmitetään suoraan verkossa vaadittuun lämpötilaan. Lämpöpumpun sijoittuminen kaukolämpöverkossa on siis samanlainen kuin kuvassa 21:kin, mutta nyt lämpöpumpulla lämmitettyä menovettä ei tarvitse priimata. Pesurille menevän paluueden jäähdyttämiseksi oletettiin 8 °C .

4.8.5 Esimerkkitapaus 5

Esimerkkitapaus 5 on alikriittinen kaskadikytkenä. Alemman piirin kylmäaineeksi valittiin R134a ja ylemmän piirin R245fa, joista jälkimmäinen olisi korkea GWP-arvoaan lukuun ottamatta ominaisuuksiltaan hyvin sopiva korkean lämpötilan lämpöpumppuihin, ja siten kiinnostava käytettäväksi simuloinnissa. R245fa:lle ei juuri löydy kompressoreita tai ainakaan tietoa niiden polynomivakioista, joten isentrooppihyötysuhde oletettiin vakioksi, $\eta_{is} = 0,65$. Simulointiohjelma vaatii, että mikäli kytkennässä on kaksi kompressoria, niiden molempien mallintaminen tapahtuu joko vakioisentrooppihyötysuhteilla tai polynomivakioilla, joten myös alemman piirin kompressorille annettiin $\eta_{is} = 0,65$.

Laskentatapauksen lämmönlähteeksi asetettiin geoterminen lämpö, jonka lämpötila oletettiin vakioksi 35 °C . Tällaisiin lämpötiloihin voitaisiin Suomessa päästä noin parin kilometrin syvyyteen ulottuvilla porarei'illä, joskin tarvittava syvyys riippuu maaperästä. Oletettaessa lämpötila vakioksi ei tehtäne suurta virhettä, sillä maaperän jäähtyminen on tarkastelujakson pituuteen nähden hyvin vähäistä. Lämmönlähteen jäähdyttämiseksi asetettiin 10 °C .

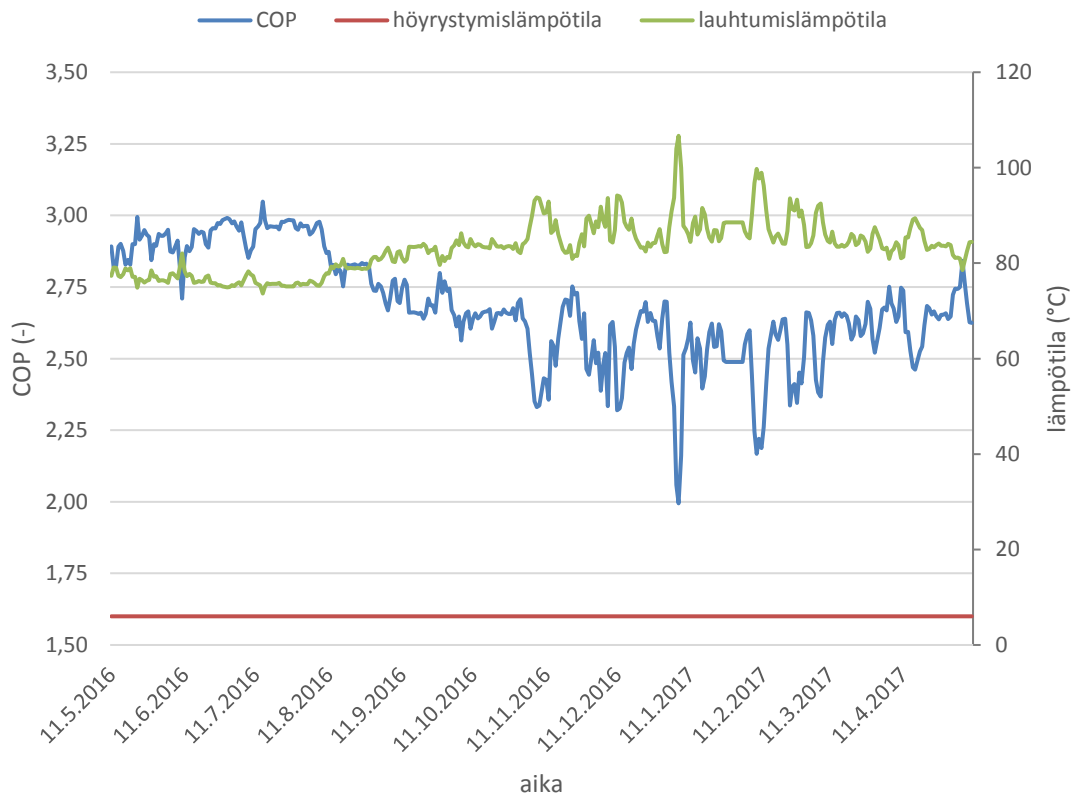
Muista alikriittisistä esimerkkitapauksista poiketen kaskadikytkenä alemman piirin alijäädytykseksi asetettiin 0 °C (muissa esimerkkitapauksissa 5 °C), sillä kaskadilämmönvaihtimessa alijäähtymistä ei juurikaan tapahdu ylemmässä piirissä vakioilämpötilassa tapahtuvan höyrystymisen vuoksi.

5. SIMULOINTITULOKSET

Tässä kappaleessa käydään läpi esimerkkisimulointien tulokset. Osa tuloksista ei ole suoraan ohjelman tulostamia, vaan niitä on laskettu samaan Excel-työkirjaan tulosteiden pohjalta. Simulointituloksia käsiteltäessä kävikin selväksi Excelin käytön kätevyys ohjelman alustana.

5.1 Esimerkitapaus 1

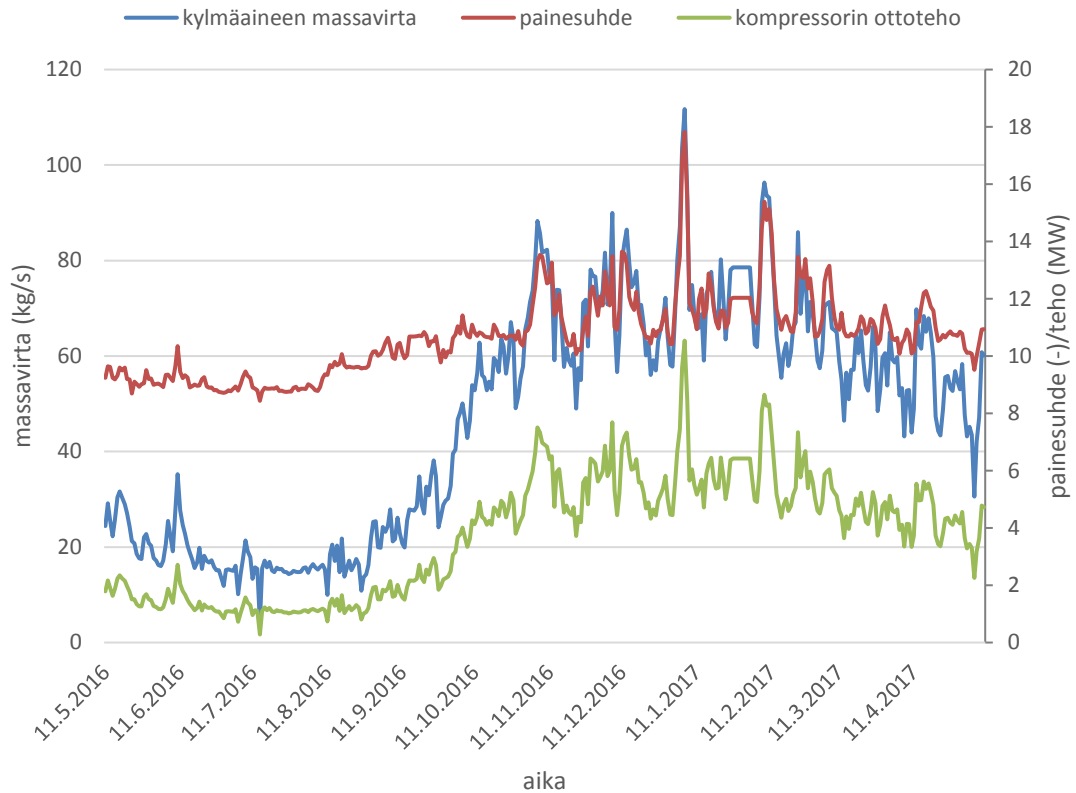
Kuvassa 31 on esitetty esimerkitapauksen 1 laskentatuloksia.



Kuva 31. Esimerkitapauksen 1 COP-arvot sekä höyrystymis- ja lauhtumislämpötilat.

Kuten kuvasta nähdään, kylmäaineen höyrystyslämpötilan ollessa vakio COP riippuu täysin lauhtumislämpötilasta. Mitä korkeampi lauhtumislämpötila on, sitä pienempi on COP, kun isentrooppihyötysuhde on vakio. Käytännössä isentrooppihyötysuhde yleensä heikkenee suuremmilla painesuhteilla, kuten kuvassa 11 on esitetty, joten todellisilla kompressoreilla COP:n heikkeneminen olisi varmasti jonkin verran selkeämpää kuin tarkastellussa tilanteessa. Korkeimmillaan COP on 3,05 ja alhaisimmillaan 1,99. Koko tarkastelujakson keskimääräinen COP on 2,68.

R1234ze(Z):n kriittinen piste on korkea (150,1 °C), joten kylmäaineella päästään kaukolämpöverkon vaatimiin lämpötiloihin tavallisella alikriittisellä prosessilla. Tarkastelujakson kaukolämpöverkon mittauksilla ja valitulla lauhduttimen asteisuudella kylmäaineen lauhdumislämpötila on korkeimmillaan 106,7 °C ja alimmillaan 73,6 °C. Keskimäärin lauhdumislämpötila on 83,1 °C. Alla olevassa kuvassa on esitetty muita prosessitietoja tarkastelujaksolta.



Kuva 32. Esimerkkitapaus 1:n kompressorin massavirrat, painesuhdeet sekä ottotehot.

Kuvasta voidaan havaita, että kylmäaineen massavirrat vaihtelevat hyvin voimakkaasti välillä 4–112 kg/s kuormitustilanteen mukaan. Jos 112 kg/s olisi kompressorin maksimituotto, vaihtelun alarajalle pääsemiseksi kompressorin kierroslukua olisi pystyttävä säättämään vajaaseen 4 %:iin, mikä todellisuudessa on yhden kompressorin kokoonpanolla saavuttamattomissa taajuusmuuttajallakin. Keskimääräinen massavirta on 47 kg/s. Kompressorin ottotehon minimiarvo on 282 kW, maksimiarvo 11 102 kW ja keskiarvo 3 745 kW.

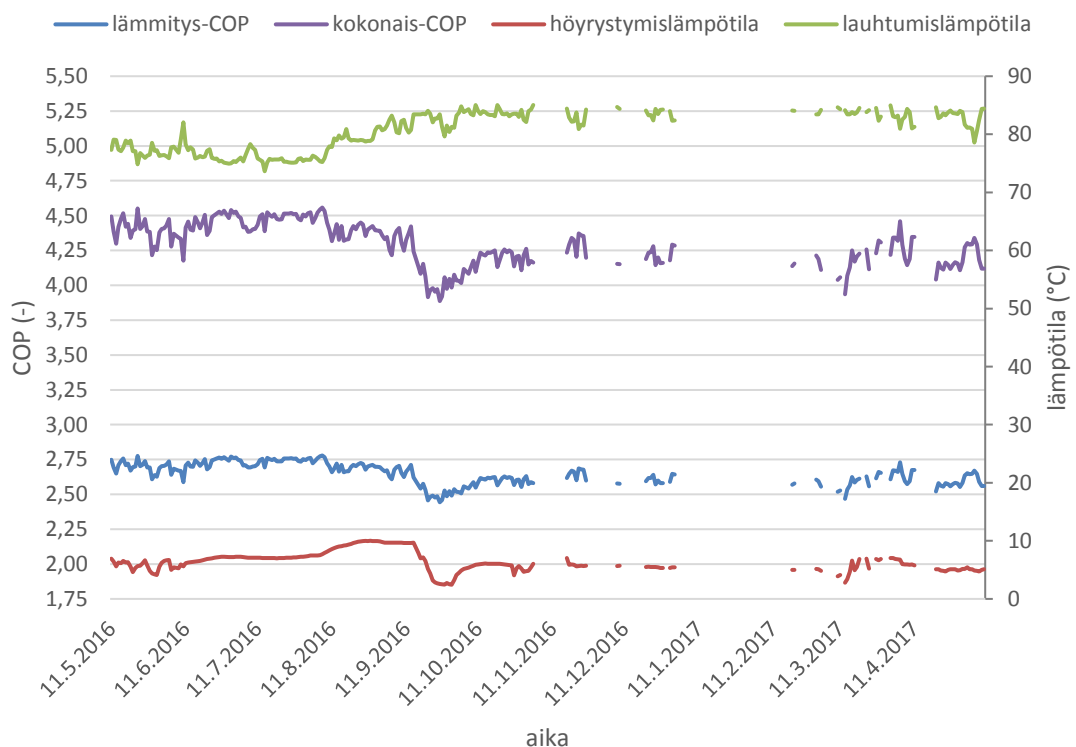
Tarkasteltava prosessi on yksiportainen, ja kompressorin painesuhde vaihtelee 8,4:n ja 17,8:n välillä. Korkeimmat painesuhdeet ovat tosin lähinnä yksittäisiä piikkejä. Keskimääräinen painesuhde on 10,7. Koko painesuhteen vaihteluväli on saavutettavissa nykyisillä kompressoreilla, joskin parempiin COP-lukuihin ja käytännöllisempään prosessiin voitaisiin päästä kaksivaiheisella puristuksella.

Koska laskennassa käytettiin täysin teoreettista kompressoria (vakioisentrooppihyötysuhde), ei vaadittua lämpötehoa skaalattu. Tämä tarkoittaa sitä, että lämpöpumpun tuottamat tehot ovat varsin suuria. Asialla ei kuitenkaan ole merkitystä, sillä lämpöpumppukonstruktion voidaan toki ajatella koostuvan useista rinnakkaisista kompressoreista tai lämpöpumppupiireistä.

Kaiken kaikkiaan voidaan todeta, että R1234ze(Z) on kylmäaineena hyvin kiinnostava, sillä sitä käytettäessä teoriassa hyvin yksinkertaisellakin prosessilla voidaan päästä kohtuullisiin COP-arvoihin. Painesuhteet eivät välttämättä nouse niin korkeiksi, etteivät ne olisi saavutettavissa nykyisenkaltaisilla kompressoreilla, jähka kyseiselle kylmäaineelle suunniteltuja koneita ilmestyy markkinoille.

5.2 Esimerkitapaus 2

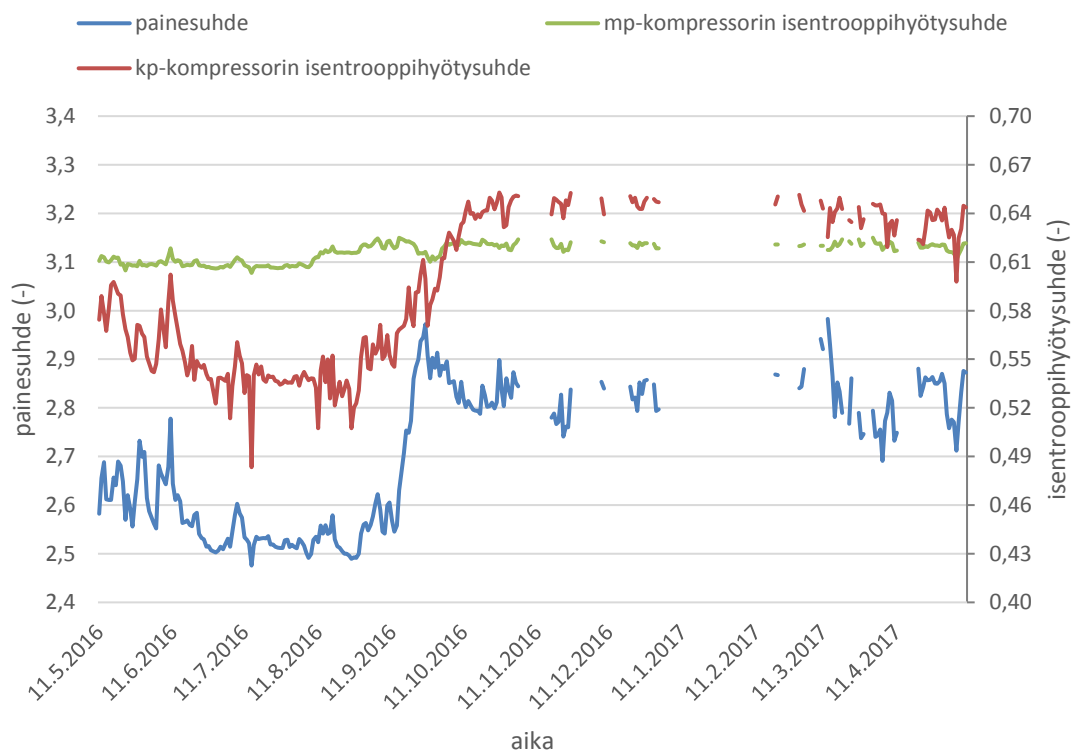
Esimerkitapauksessa 2 käytettiin R134a-kylmäainetta ja todellisia kompressoreita. Koska kaukolämmön menoveden maksimilämpötila tarkastellussa tapauksessa on 88 °C, jouduttiin simuloinnista karsimaan sellaiset vuorokaudet, joina lämpötilan keskiarvo on ollut yli sen. Käytännössä lämpö pitäisi tuolloin tuottaa joko kokonaan muilla keinoilla tai priimaamalla lämpöpumpulla tuotettua lämpöä riittäviin lämpötiloihin. Jälkimmäisessä tapauksessa vuositason COP pääsääntöisesti heikkenisi, koska keskimääräinen lauhtumislämpötila nousisi höyrystyslämpötilan pysyessä melko vakiona. Kuvassa 33 on esitetty simuloinnin tuottamia tuloksia.



Kuva 33. Esimerkitapaus 2:n COP:it sekä höyrystymis- ja lauhtumislämpötilat.

Kuvaan on merkitty erikseen niin sanotun tavanomaisen lämmitys-COP:in lisäksi kokonais-COP, joka ottaa huomioon tuotettavan kylmätehon kaukojäähdytysverkkoon. Kuvasta on nähtävissä COP:in riippuvuus sekä höyrystymis- että lauhtumislämpötilasta. Esimerkiksi höyrystymislämpötilan pysyessä melko vakiona heinäkuussa 2016 voidaan COP:in todeta reagoivan hyvin peilikuvamaisesti lauhtumislämpötilan muutoksiin. Höyrystymislämpötilan suhteellisen suuri lasku syyskuussa 2016 aiheuttaa COP:ille huomattavan notkahduksen. Tarkastelujaksolla lämmitys-COP vaihtelee välillä 2,44–2,78 keskiarvon ollessa 2,65, joten kovinkaan korkealle se ei yllä. Koska korkein laskentaan otettu lauhtumislämpötila oli 85 °C, korkeimmat kaukolämpöverkon vaatimat lämpötilat jäivät huomiotta, ja siten vielä alhaisimmat COP:it karsiutuivat tuloksista pois. Tarkastelujakson kaukojäähdytystuotannon mukaan ottava keskimääräinen kokonais-COP on 4,30, joka ei sinällään ole kovin korkea. Selvää kuitenkin on, että mikäli lämmönlähteen jäähtyminen on tavoiteltavaa, kuten tässä tapauksessa on, pystytään tällaisella hybridituotannolla selvästi kasvattamaan lämpöpumpulla saatavia hyötyjä.

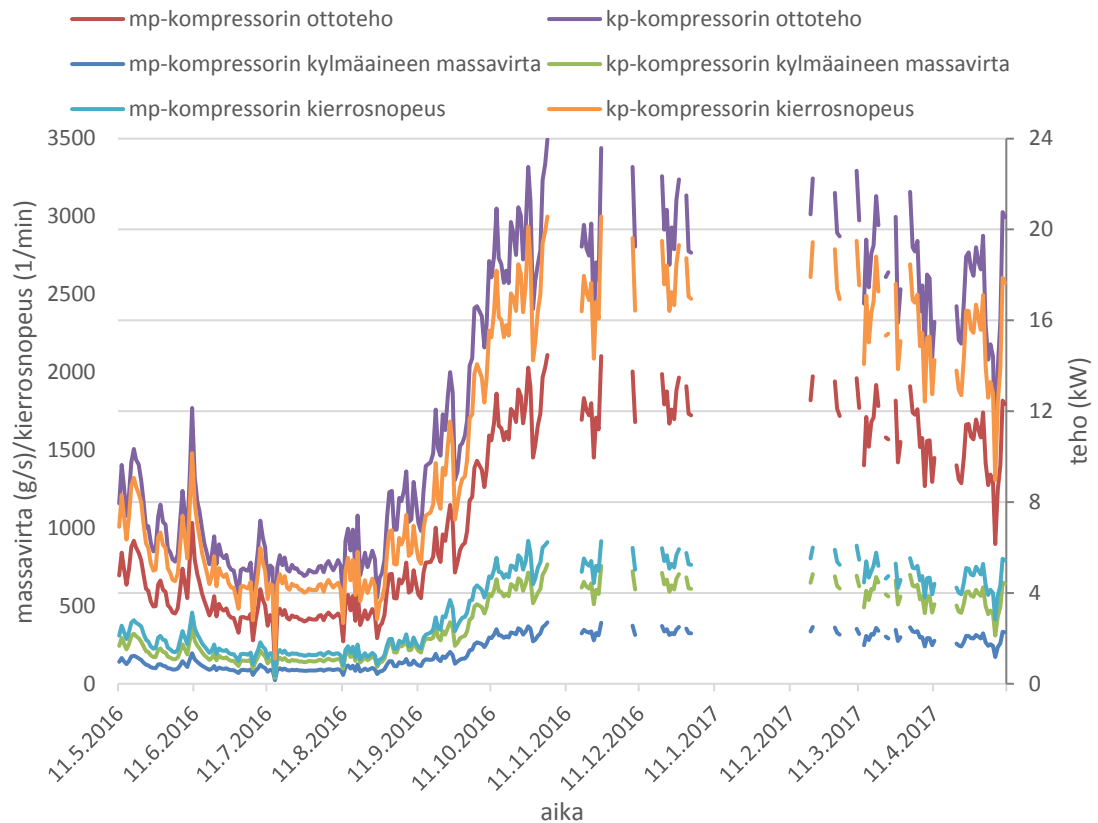
Kuvassa 34 on kytkennän kompressoreita kuvaavia tunnuslukuja.



Kuva 34. Kytkennän matala- ja korkeapainekompressoreiden paine- ja isentrooppihyötysuhteet.

Kaksiportaisessa prosessissa portaiden painesuhteet ovat yhtä suuret, ja kuten kuva kertoo, ne pysyvät alhaisina välillä 2,48–2,98. Keskiarvo on 2,70. Mielenkiintoinen ero löytyy kompressoreiden isentrooppihyötysuhteista. Matalapainekompressorin isentrooppi-

hyötysuhde pysyttelee hyvin vakiona (minimi 0,60 ja maksimi 0,62), mutta korkeapainekompressorin isentrooppihyötysuhde reagoi hyvin voimakkaasti painesuhteen muuttamiseen vaihdellen välillä 0,48–0,65. Keskiarvo on 0,59. Tämä ei toki ole yllätys, sillä scroll-kompressorin isentrooppihyötysuhteen havaittiin riippuvan painesuhteesta mäntäkompressorilla voimakkaammin jo kuvassa 11. Toisaalta vaihtelua ei voida laittaa ainoastaan painesuhteen syyksi, sillä esimerkiksi vuoden 2016 syys–lokakuussa isentrooppihyötysuhde jatkaa kasvuaan painesuhteen pienenemisestä huolimatta. Toinen osatekijä löytyy sen sijaan kuvasta 35:



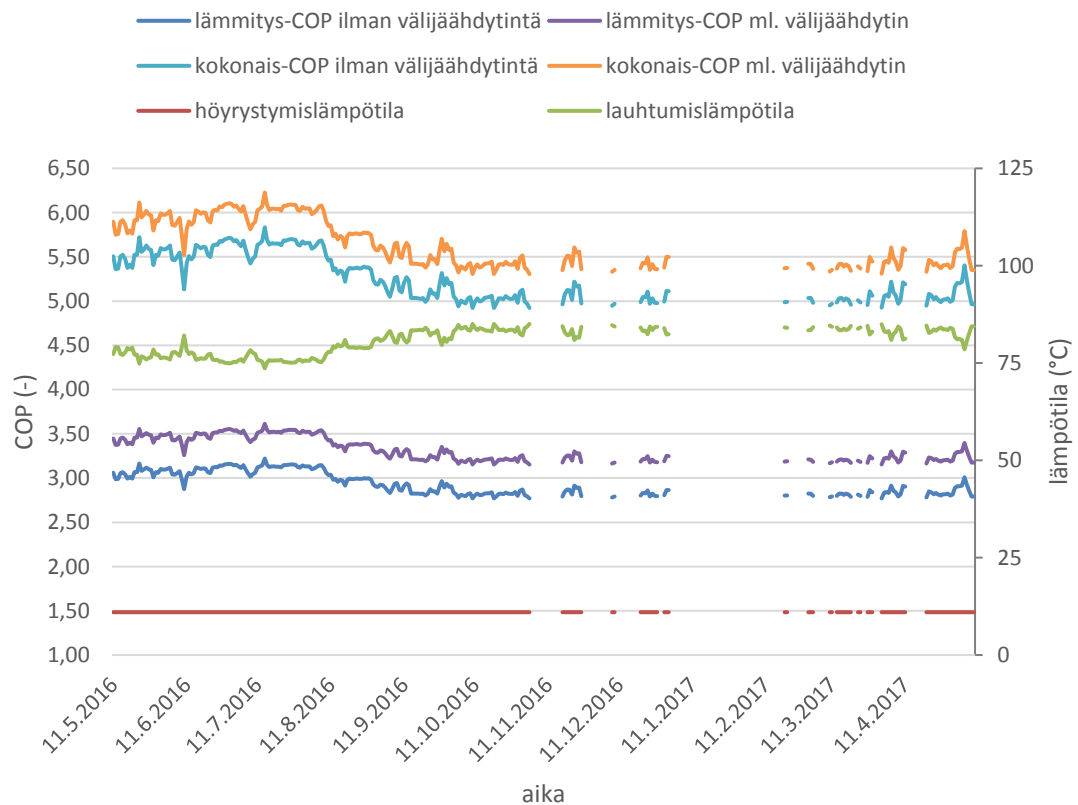
Kuva 35. Kytkenän kompressorien ottotehot, kylmäaineen massavirrat sekä kierrosnopeudet.

Simulointiohjelma huomioi isentrooppihyötysuhteen laskennassa myös pyörimisnopeuden kappaleessa 4.2 esitetyllä tavalla. Tässä tapauksessa alemmassa matalapaineportaassa toimineeseen mäntäkompressorin kierrosnopeudella on vähäinen vaikutus, mutta scroll-kompressorille sillä on merkitystä varsinkin alhaisilla kierrosnopeuksilla (kuva 22). Kierrosnopeudet vaihtelevat varsin laajasti (matalapainekompressorilla 50–918 1/min, korkeapainekompressorilla 162–3000 1/min), joskin alhaisimmat arvot ovat peräisin yhdeltä vuorokaudelta, jolloin kaukolämpökuorma oli poikkeuksellisen alhainen. Matalapainekompressorin nimelliskierrosnopeus on 1450 1/min, josta mainittu 918 1/min on noin 63 %. Tästä voidaan päätellä, että valittu kompressor on ylimitoitettu laskentatapaukseen.

Simulointitapauksen tuloksia tarkasteltaessa on muistettava, että laskennasta pois jätetyt aikavälit sijoittuvat talviaikaan, jolloin sekä kaukolämpökuorma että menoveden lämpötila ovat korkeimmillaan. Näillä aikaväleillä simuloitu tapaus ei siis kykene vastaamaan itsenäisesti kaukolämpöverkon tarpeisiin. Tämä on huomattava heikkous, sillä suuri osa tällä hetkellä markkinoilla olevista teollisista lämpöpumpuista ei kykene simuloitua tapausta korkeampiin lämpötiloihin, kuten aiemmin on kerrottu.

5.3 Esimerkkitapaus 3

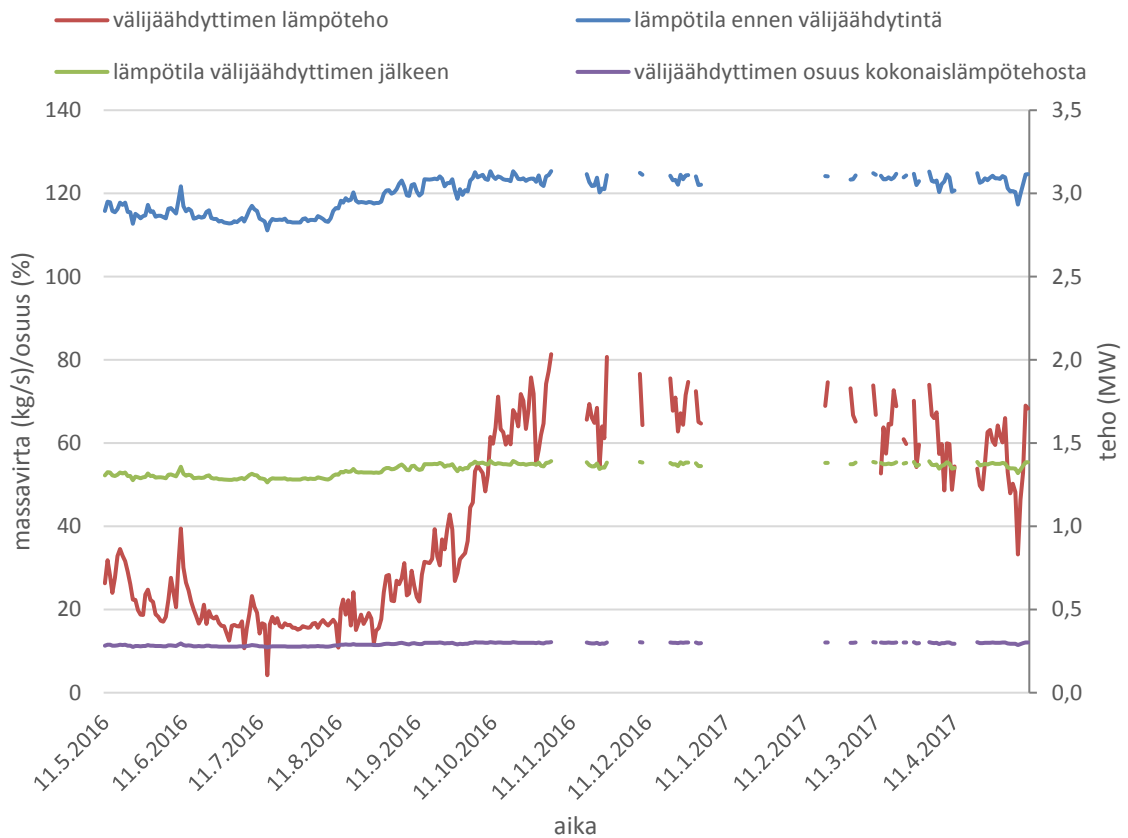
Edellisen tapauksen tavoin esimerkkitapauksessa 3 jätettiin huomiotta sellaiset vuorokaudet, joina kaukolämpöverkon menoveden lämpötila oli yli 88 °C. Simuloinnin tuloksia on esitetty kuvassa 36.



Kuva 36. Simuloinnissa lasketut COP:it ja höyrystymis- ja lauhtumislämpötilat.

Kuvaan on merkitty pelkän lämmöntuotannon ja yhdistetyn lämmön- ja kylmäntuotannon COP:it sekä ilman välijäähdyttimen lämpötehoa että sen kanssa. Lämmitys-COP huomioidatta välijäähdytintä on keskimäärin 2,94, kun taas välijäähdyttimen kanssa se on 3,33. Yhdistetyssä tuotannossa COP:in keskiarvo on ilman välijäähdytintä 5,27 ja sen kanssa 5,66. Kuten kuvastakin on nähtävissä, välijäähdyttimen hukkalämmön hyödyntäminen kohottaa COP:ia siis hyvin tasaisesti noin 0,4:llä.

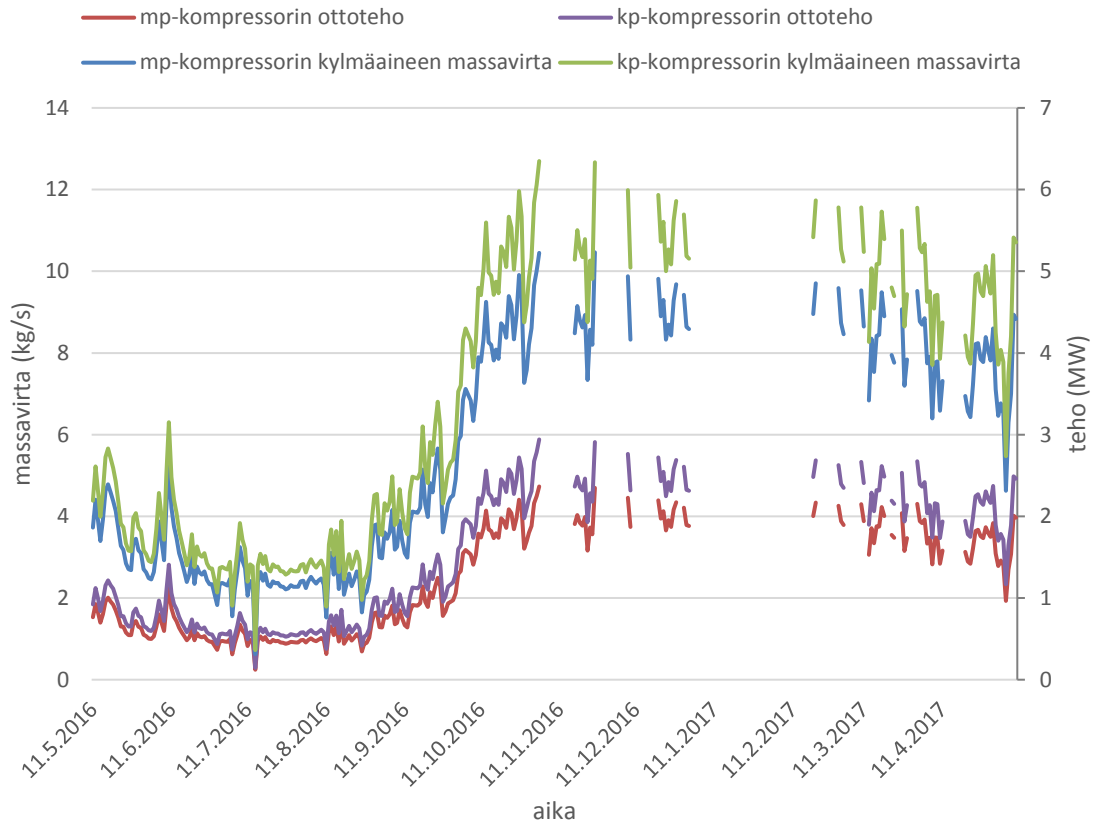
Vesijäähdytteisen välijäähdyttimen lämpötehon käyttöön kuitenkin vaikuttaa varsin paljon se, kuinka korkea lämpötila hukkalämmöllä on. Lämpötilat on merkitty kuvaan 37.



Kuva 37. Simuloinnissa lasketut välijäähdytintä koskevat tiedot.

Kylmäaineen lämpötila ennen välijäähdytintä vaihtelee 111,1 ja 125,4 °C:een välillä. Keskiarvo on 119,6 °C. Lämpötila välijäähdyttimen jälkeen on tasaisempi, keskimäärin 53,6 °C. Tällaisilla lämpötilatasoilla hukkalämmön hyödyntäminen on ehdottomasti suotavaa, varsinkin kun välijäähdyttimen lämpötehon osuus kokonaislämpötehosta (lauhdutin + välijäähdytin) on huomattava, hyvin vakaasti 11–12 %. Välijäähdytintä voitaisiin käyttää esimerkiksi kaukolämpöveden esilämmitykseen ennen sen johtamista lämpöpumpun lauhduttimeen.

Kuvassa 38 on esitetty vielä kytkennän kompressorien massavirrat ja ottotehot.

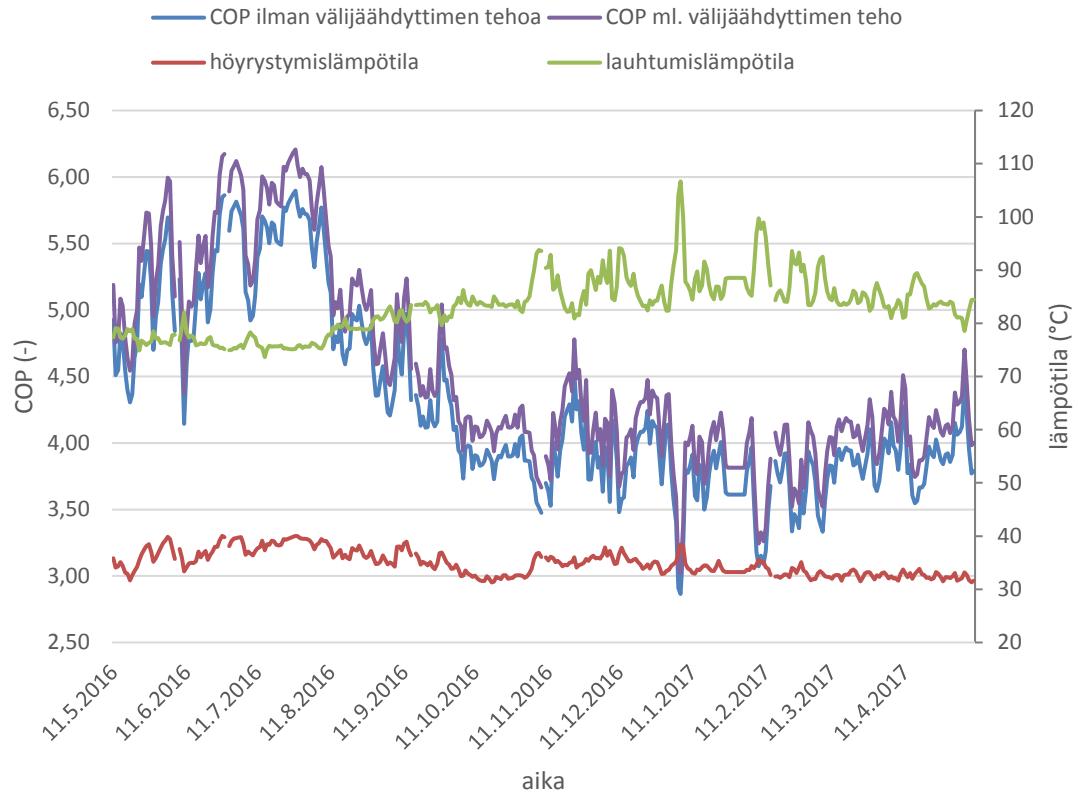


Kuva 38. Simuloinnissa lasketut kompressorien ottotehot ja kylmäaineen massavirrat.

Kompressorien massavirrat ja ottotehot ovat suhteellisen lähellä toisiaan huolimatta siitä, että korkeapainekompressoriin menevä virtaus on jonkin verran suurempi kuin matalapainekompressoriin menevä. Erohan johtuu välijäähdyttimen jälkeen korkeapainekompressorin imuputkeen ruiskutettavasta kylläisestä höyrystä. Matalapainekompressorin ottotehot ja massavirrat vaihtelevat välillä 122–2 365 kW ja 0,6–10,5 kg/s, korkeapainekompressorin 145–2 941 kW ja 0,7–12,7 kg/s. Jälleen on syytä muistuttaa, että näin laajoihin skaaloihin olisi mahdollista päästä vain rinnakkaisilla kompressoreilla tai lämpöpumpppiireillä.

5.4 Esimerkkitapaus 4

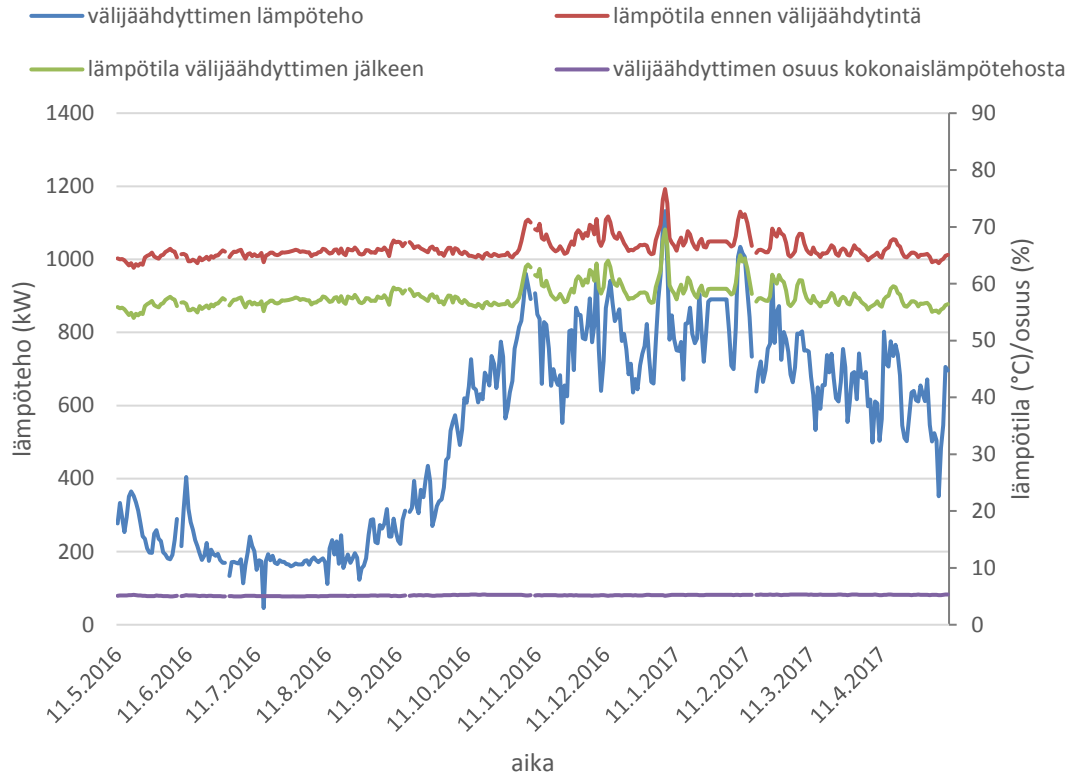
Esimerkkitapaus 4:n simulointituloksia on kuvattu alla.



Kuva 39. Kytkenän COP:it sekä höyrystymis- ja lauhtumislämpötilat.

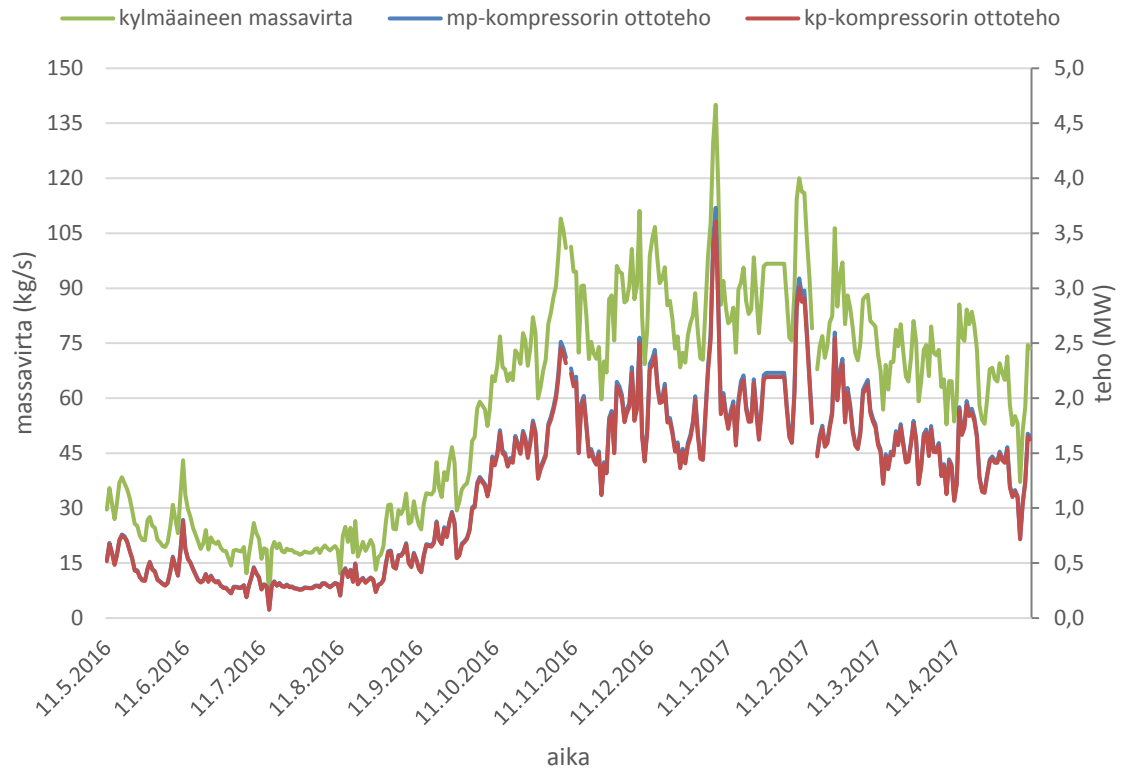
Kuvaan on merkitty COP:it ilman välijäähdyttimen lämpötehon hyödyntämistä sekä sen kanssa. Kuten kuvasta on havaittavissa, COP:it vaihtelevat hyvin voimakkaasti (2,86–5,90 ja 3,02–6,21) tarkastelujakson mittaan. Vaihtelu selittyy sillä, että kesäaikana kaukolämpöverkossa tarvittavan menoveden lämpötilan ollessa alhaisimmillaan sen paluu­lämpötila on korkeimmillaan. Talviaikana tilanne on jotakuinkin päinvastainen. Näin myös höyrystymis- ja lauhtumislämpötilojen välinen ero heittelee suhteellisen paljon. Höyrystymislämpötila vaihtelee välillä 31,3–40,0 °C; keskiarvo on 34,9 °C. COP ilman välijäähdyttimen tehoa on keskimäärin 4,30 ja sen kanssa 4,53.

Kuten edellisen esimerkkitapauksen kohdalla jo todettiin, välijäähdyttimen läpi virtaavan kylmäaineen lämpötiloilla on suuri vaikutus siihen, miten hyvin jäähdyttimen hukka­lämpö on todellisuudessa hyödynnettävissä. Välijäähdyttimen tietoja on nähtävissä kuvassa 40.



Kuva 40. Simuloinnissa lasketut välijäähdytintä koskevat tiedot.

Kylmäaineen lämpötila ennen välijäähdytintä on keskimäärin 66,2 °C (minimi 62,8, maksimi 76,7 °C) ja jälkeen 57,8 °C (54,0, 69,6 °C). Tällaisiakin lämpötiloja olisi mahdollista käyttää esimerkiksi lämpöpumpun lauhduttimeen johdettavan kaukolämpöveden esilämmitykseen, joskaan ne eivät ole turhan korkeita tähän tarkoitukseen. Välijäähdyttimen osuus lämpöpumpun kokonaislämpötehosta on hyvin tasaisesti reilun 5 %:n luokkaa, joten hukkalämmön hyötykäyttö olisi tavoiteltavaa. Kuvassa 41 on vielä kylmäaineen masavirrat ja kompressorien ottotehot tarkastelujaksolla.



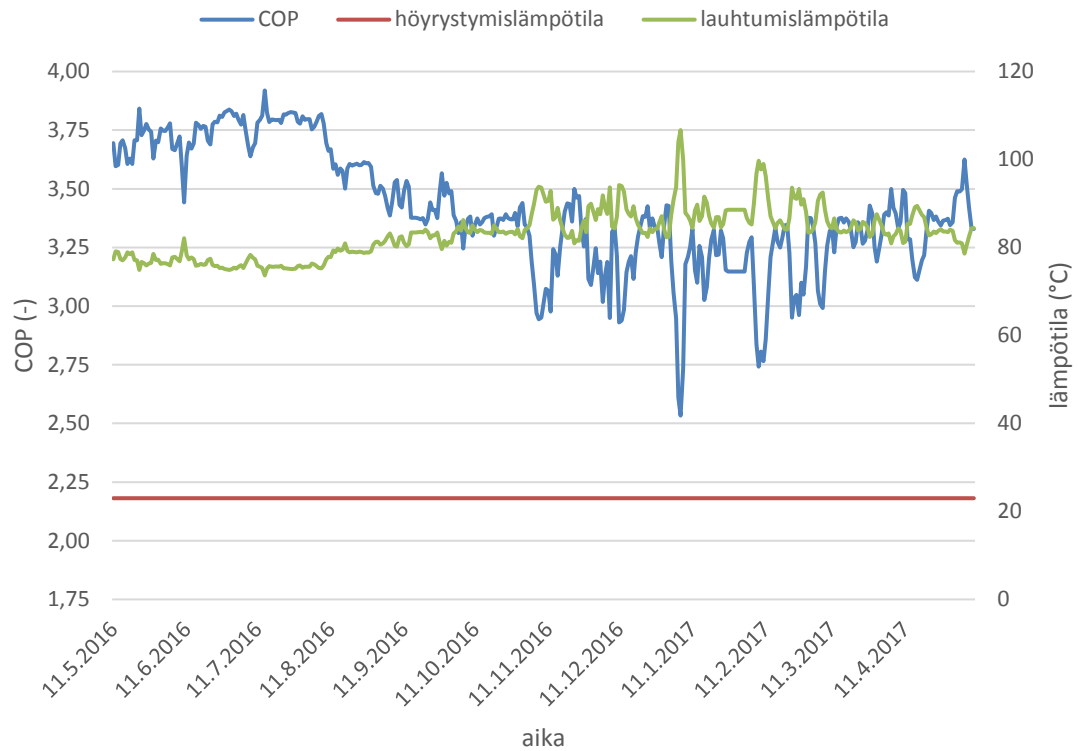
Kuva 41. Simuloinnissa lasketut kylmäaineen massavirrat ja kompressorien ottotehot.

Massavirtojen ja kompressoritehojen vaihteluvälit (4,9–140,1 kg/s, matalapainekompressori 76,5–3 731,8 kW ja korkeapainekompressori 75,2–3 605,6 kW) ovat laajoja johtuen kaukolämpöverkon kuorman ja lämpötilan vaihtelusta, kuten jo aiemmin on tullut esille. Huomionarvoista on, että kompressorien ottotehot ovat käytännössä identtiset. Tämä johtuu osittain siitä, että kylmäaineen massavirta kompressoreissa on aina sama, mutta myös R365mfc:n aineominaisuuksista.

Simulointitulosten mukaan esimerkkitapauksella voidaan päästä hyvin korkeisiin COP-arvoihin tinkimättä kaukolämpöveden lämpötilasta, toisin sanoen valittu kylmäaine soveltuu kriittisen pisteensä puolesta hyvin korkean lämpötilan lämpöpumppeihin. Lisäksi kaksiportaisen puristuksen välijäähdytyksen hukkalämpöä on mahdollista käyttää hyväksi esimerkiksi kaukolämpöveden esilämmityksessä, mikä on ehdottomasti etu.

5.5 Esimerkitapaus 5

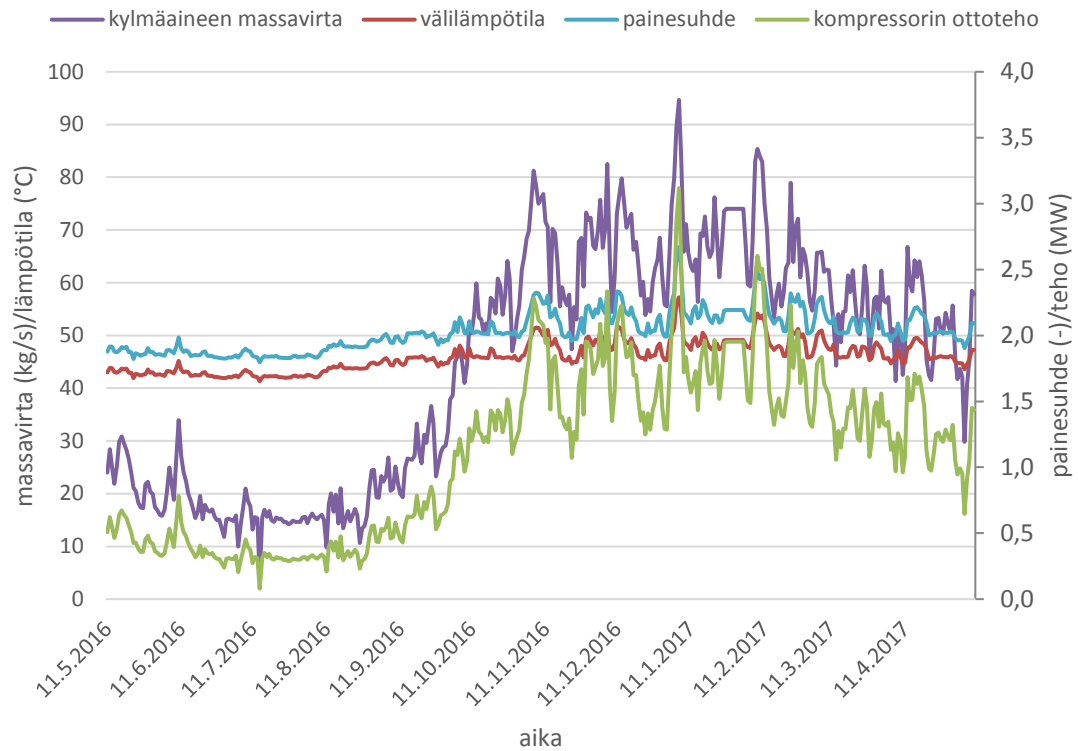
Kaskadikytkentäsimulaation tuloksia on esitetty kuvassa 42.



Kuva 42. Kaskadikytkentäsimulaation COP sekä höyrystymis- ja lauhtumislämpötilat.

Kuten aiemmin esitellyissä esimerkkitapauksissa 1 ja 3, koko systeemin höyrystyslämpötilan ollessa vakio COP on riippuvainen vain lauhtumislämpötilasta; mitä korkeampi lauhtumislämpötila, sitä alempi COP. Korkeimmillaan COP on 3,92 ja alhaisimmillaan 2,53. Koko tarkastelujakson COP on 3,41.

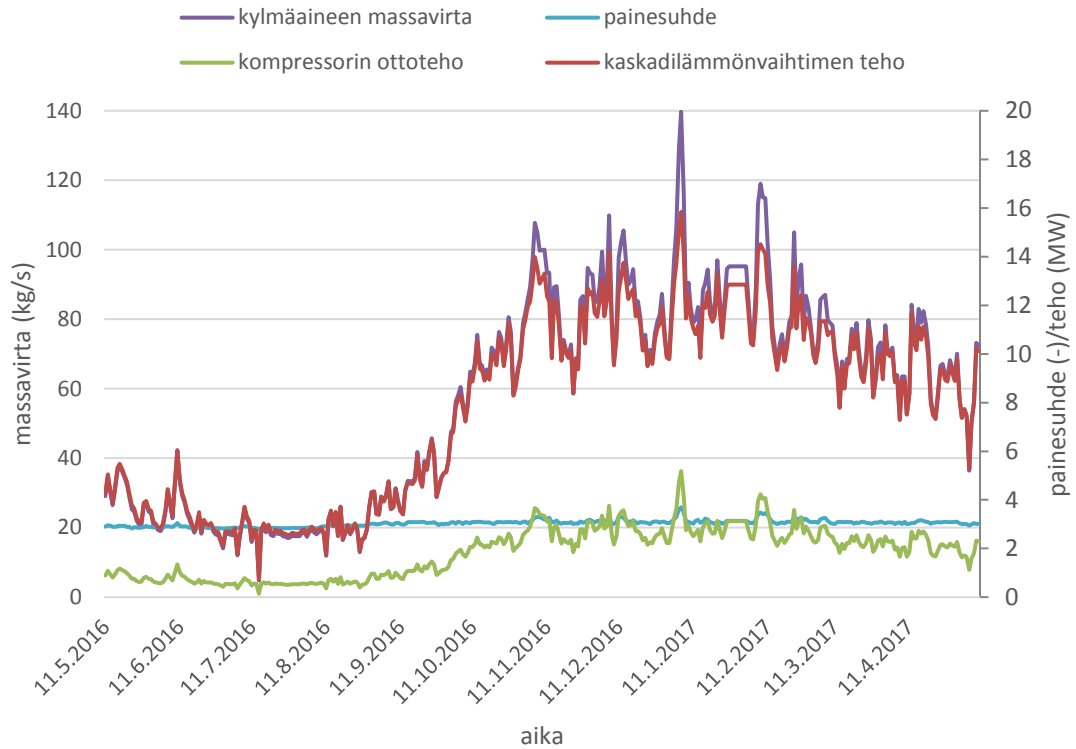
Ylemmän piiriin kylmäaineeksi valitulla R245fa:lla päästään kaukolämpöverkossa vaadittuihin lämpötiloihin, sillä sen kriittinen piste on riittävän korkea (154,0 °C). Lauhtumislämpötilat ovat siten samat kuin esimerkkitapaus 1:ssä ja 4:ssäkin (maksimi 106,7 °C, minimi 73,6 °C, keskiarvo 83,1 °C). Alla olevassa kuvassa on esitetty alemman piirin prosessitietoja.



Kuva 43. Alemman piirin massavirrat, painesuhteet ja kompressorin ottotehot.

Alemman piirin kylmäaineen massavirta vaihtelee välillä 4,0–94,7 kg/s. Jos kompressorin maksimituotto olisi 94,7 kg/s, vaadittaisiin kompressorilta alassätövaraa noin 4 %:iin, mikä ei oikein ole mahdollista todellisuudessa. Toisaalta näin isoja virtauksia ei ole saavutettavissa yhdellä kompressorilla, vaan käytännössä tarvittaisiin useita rinnakkaisia kompressoreita. Jättämällä yksi tai useampia kompressoreita pois käytöstä myös alarajalle pääsy onkin mahdollista. Keskimääräinen massavirta on 44,8 kg/s.

Kaskadikytkennän myötä alemman piirin painesuhteet pysyvät varsin pieninä vaihdellen välillä 1,8–2,7. Keskiarvo on 2,0. Painesuhteen kanssa käsi kädessä kulkee luonnollisesti optimaalinen välilämpötila. Kompressorin ottotehon minimiarvo on 79,2 kW, maksimiarvo 3 117,3 kW ja keskiarvo 1112,2 kW.



Kuva 44. Ylemmän piirin kylmäaineen massavirrat, painesuhteet, kompressorin ottotehot ja kaskadilämmönvaihtimen tehot.

Ylemmän piirin kylmäaineen massavirta vaihtelee välillä 4,8–139,7 kg/s keskiarvon ollessa 56,8 kg/s. Tässä pätee sama toteamus kuin alemmankin piirin kohdalla, eli koko skaalaa ei voida saavuttaa yhdellä kompressorilla taajuusmuuttajallakaan, mutta toisaalta vaadittuun tuottoonkin tarvittaisiin todellisuudessa useampia rinnakkaisia kompressoreita.

Myös ylemmässä piirissä kompressorin painesuhteet pysyvät hyvin maltillisina (maksimiarvo 3,7, minimiarvo 2,8, keskiarvo 3,7). Alemmaan piiriin verrattaessa merkillepantavaa on, että painesuhteet ovat kuitenkin selkeästi korkeampia. Kompressoritehot ovat 140,3–5 719,9 kW, keskiarvo on 1 840,9 kW.

Edellä todettiin, että lasketut kompressoritehot eivät ole todellisuudessa mahdollisia. Kuten mainittiin jo aiempien esimerkkitapausten yhteydessä, tehojen absoluuttisella suuruudella ei kuitenkaan ole merkitystä, sillä lämpöpumppukonstruktiota voidaan rakentaa rinnakkain sijoitetuista kompressoreista tai erillisistä piireistä. Simulointitapausten kannalta oleellinen tulos on, että R245fa vaikuttaisi olevan hyvin sopiva kylmäaine korkean lämpötilan lämpöpumppuihin korkeaa GWP-arvoaan lukuun ottamatta. Kaskadikytkennässä molempien piirien painesuhteet pysyvät hyvin alhaisina ja COP kilpailukykyisenä korkeillakin kaukolämpöverkon menolämpötiloilla.

5.6 Tulosten oikeellisuus ja ohjelman käyttökokemukset

Simulointimallien antamien tulosten oikeellisuutta tarkasteltiin vertailemalla muutamia testikierroksia Tanskan teknillisessä yliopistossa kehitetyn CoolPack-simulointiohjelman tuloksiin. Nyt rakennetusta ohjelmasta ja CoolPackista löytyviä yhteisiä kytkentöjä ovat yksinkertainen yksiportainen prosessi, kaksiportainen avoimella kuplavälijähdyttimellä varustettu prosessi sekä kahden yksiportaisen prosessin kaskadikytkentä. Taulukkoon 11 on koottu muutamia samoilla syötteillä laskettuja prosessisuureita. Laskennassa käytettiin vakioisentrooppihyötysuhteita.

Taulukko 11. Simulointiohjelman tulosten vertailua CoolPack-ohjelman tuloksiin (CoolPack 1.50 2012).

kytkentä	suure	CoolPack	ohjelma	ero (%)
yksinkertainen yksiportainen prosessi	kompressorin teho (kW)	32,37	32,38	0,0
	massavirta (g/s)	665,40	662,48	-0,4
	COP	4,09	4,09	0,0
kaksiportainen avoimella kuplavälijähdyttimellä varustettu prosessi	mp-kompressorin teho (kW)	15,00	14,70	-2,0
	kp-kompressorin teho (kW)	31,20	30,07	-3,6
	mp-massavirta (g/s)	394,00	381,78	-3,1
	kp-massavirta (g/s)	875,00	837,05	-4,3
	COP	2,23	2,23	0,1
kahden yksiportaisen prosessin kaskadikytkentä	mp-kompressorin teho (kW)	11,02	10,50	-4,7
	kp-kompressorin teho (kW)	15,45	14,90	-3,6
	mp-massavirta (g/s)	302,70	296,00	-2,2
	kp-massavirta (g/s)	51,90	50,90	-1,9
	COP	2,71	2,82	4,1

Tulosten voidaan todeta olevan varsin lähellä toisiaan, sillä esitettyjen suureiden erot pysyvät alle 5 %:ssa. Tarkemmassa tarkastelussa erojen pääsiksi selvisivät CoolPackista saatavien lukujen desimaalien vähyys sekä pienet eroavaisuudet ohjelmien antamissa kylmäaineen entalpioissa. Arveluna on, että CoolPackin entalpiat voivat olla hiukan epätarkempia, sillä nyt rakennetussa ohjelmassa käytetyn CoolProp-kirjaston tarkkuus ei poikkea juuri lainkaan standardoidusta REFPROP-kirjastosta, kuten aiemmin mainittiin.

Erillisellä välijähdyttimellä ja höyryruiskutuksella varustetun ja varustamattoman kytkennän tuloksia ei pystytty vertaamaan muihin lähteisiin, sillä sopivia vertailukohtia ei oikein löytynyt muun muassa erilaisten lähtötietojen ja laskennassa käytettävien oletusten vuoksi. Myöskään kompressorisovitteita käyttävien laskentamenetelmien verifointi ei onnistunut, sillä ohjelmaan tehtyä isentrooppihyötysuhdetta kierrosnopeuden mukaan korjaava ominaisuutta ei löydy samanlaisena muista ohjelmista tai tutkimuksista.

Esimerkkitapausten simuloinneilla pystyttiin toteamaan ohjelman toimivan vakaasti. Laskentaympäristönä Excel on erittäin hyvä, sillä tulosten jatkokäsittely ja esimerkiksi kuvaajien piirtäminen käy helposti. Syötteiden osalta pienehkö odottamaton ongelma syntyi, kun Bitzerin ja Copelandin kompressoreiden polynomivakioita oli annettu eri massavirta- ja tehoyksiköille kuin standardissa AHRI 540 edellytetään ja jonka mukaan kyseiset valmistajatkin vakioita ilmoittivat antavansa. Bitzerillä massavirtavakiot olivat yksikössä kg/h, kun standardin mukaan yksikkö on kg/s, ja Copelandilla tehovakiot olivat yksikössä kW, kun sen olisi kuulunut olla W. Ongelma ratkaistiin tekemällä ohjelman koodiin väliaikainen muutos. Vastaavia tilanteita ennakoiden tarvetta voisi olla syöteosioon tehtävälle lisäykselle, jossa käyttäjä saisi määrittellä, mille yksiköille polynomivakiot on ilmoitettu. Myös syötealueen koon (käytännössä siis rivien määrän) mukaan säätyvien kuvaajien automaattipiirto olisi hyödyllinen lisä. Tarvittaessa ohjelmaa on myös mahdollista muuttaa tulostamaan nykyistä enemmän laskennan välituloksia, joskin tällöin on huomioitava myös tulostusalueen koon kasvu ja sitä myöten käyttömukavuuden väheneminen.

Kaiken kaikkiaan ohjelman voidaan todeta soveltuvan hyvin tarkoitukseensa eli lämpöpumppukytkentöjen suorituskykyjen simulointiin. Ohjelma on monikäyttöinen, sillä sillä voidaan simuloida lämpöpumppukytkentöjen lisäksi yhtä lailla jäähdytyslaitteistoja, minkä todistaa myös edellä esitetty vertailu CoolPackiin, joka on kehitetty jäähdytysjärjestelmien laskentaan. Sovelluslaajuutta voitaisiin kasvattaa kehittämällä simulointimalleja lisäkytkennöille, joita voisivat olla esimerkiksi kaksipiortainen prosessi nesteruiskutuksella tai suljetulla kuplavälijäähdyttimellä sekä ylikriittiset CO₂-prosessit yksi- tai kaksipiortaisena. Lisäksi kaskadikytkennässä voisi olla yhdistelmiä, joissa toinen tai kummatkin piirit ovat kaksipiortaisia.

6. YHTEENVETO

Tämän työn ensimmäisenä tavoitteena oli tehdä lyhyehkö katsaus tämänhetkiseen lämpöpumppujen tekniseen tilanteeseen sekä esitellä niiden käyttömahdollisuuksia kaukolämpöjärjestelmässä.

Tavanomaisilla teollisilla lämpöpumpuilla tuotettavan kaukolämpöveden maksimilämpötila on ollut noin 90 °C. Tämä on tarkoittanut sitä, että kylminä aikoina lämpötilaa on yleensä jouduttu kohottamaan muilla keinoilla. Aivan hiljattain markkinoille on kuitenkin tullut laitteistoja, joilla päästään kaukolämpöverkossa ajoittain tarvittaviin 120 °C:een lämpötiloihin. Tämän mahdollistajana on pääosin ollut uusien kylmäaineiden kehitys. Korkean lämpötilan lämpöpumppeihin potentiaalisia kylmäaineita ovat muun muassa R1234ze(Z), R1336mzz(Z), R365mfc sekä R245fa. Perinteisesti lämpöpumpuissa käytettyjä kylmäaineita ovat olleet esimerkiksi R134a, NH₃ sekä CO₂.

Lämpöpumppujen käyttöön kaukolämmön ja -kylmän tuotannossa vaikuttaa se, millainen rooli niillä on järjestelmätasolla. Järjestelmän koon on todettu vaikuttavan lämpöpumppujen ajotapoihin. Pienissä kaukolämpöjärjestelmissä lämpöpumpuilla tyypillisesti korvataan fossiilisilla polttoaineilla erillisissä lämpökeskuksissa tuotettua lämpöä. Keskisuurissa järjestelmissä peruskuorman tuotannossa käytetään usein CHP-laitosta, jonka ajamisen optimoinnissa ja koko tuotantojärjestelmän kannattavuuden parantamisessa lämpöpumppuja voidaan hyödyntää. Lämpöpumpuilla ja niihin mahdollisesti kytketyillä lämpöakuilla pystytään myös vähentämään kalliiden huippukuormalaitosten käyttöä. Suurissa järjestelmissä, joissa kaukolämmöntuotannon ohella on kaukojäähdytystoimintaa, lämpöpumppujen tehtävänä on tuottaa lämpöä ja jäähdytystä mahdollisimman kustannustehokkaasti koko järjestelmä huomioituna. Lämpöpumppulaitosten käyntiajat ovat tässä tapauksessa yleensä pitkiä jäähdytyksen tuotantarpeen vuoksi.

Lämpöpumppujen hyvä säädettävyys on tärkeä ominaisuus tulevaisuudessa. Sähkön markkinahinnan volatilitteetti eli heilahteluherkkyys todennäköisesti lisääntyy, kun ohjattavissa olevan sähköntuotantokapasiteetin osuus koko kapasiteetista hiljalleen laskee. Sähkön hintatason heilahtelu mahdollistaakin energiayhtiöille uuden ansaintatavan, jos lämpöpumppuyksiköillä osallistutaan säätösähkömarkkinoille.

Kaukolämmöntuotantoon soveltuvista lämmönlähteistä esiteltiin kaukolämmön paluuvesi savukaasupesuriin yhdistettynä, kaukojäähdytyksen paluuvesi, josta erikseen omana tapauksenaan lämpimämpi konosalijäähdytyksen paluuvesi, jätevesi sekä geoterminen lämpö. Jäähdytys- ja jätevesien lämpötilat vaihtelevat noin 10–30 °C:n välillä, ja niiden lämpötilavaihtelut ovat vähäisiä. Myös tehovaihtelut ovat melko pieniä lukuun ottamatta kaukojäähdytyksen paluuvettä. Jäähdytysvesien käytössä merkittävä etu on samanaikaisesti saatava kylmäntuotanto. Kaukolämmön paluueden lämpötilataso on noin 40–55 °C

riippuen vuodenajoista. Tehovaihtelu on suurehkoa, mutta sijainti lämpöpumppuja ajatellen luonnollisesti erittäin hyvä, lähellä kulutusta. Geotermisen lämmön lämpötila riippuu porausyvytydestä, ja nykytekniikalla se voi olla jopa 120 °C. Vuositasolla lämpötila ja tehovaihtelut ovat hyvin pieniä. Suomeen rakennetut kaukolämpöpumput käyttävät lämmönlähteenään suurimmaksi osaksi jätevettä ja kaukojäähdytyksen paluuvettä.

Työn päätavoitteena oli luoda erilaisten kaukolämmöntuotantoon soveltuvien lämpöpumppukytkentöjen simulointimalli. Rakennettu laskentaohjelma koodattiin VBA-kielellä. Ohjelma on käytännössä kokoelma makroja, jotka toimivat Microsoft Excel -taulukkolaskentaohjelmassa. Excel-ympäristön ansiosta laskentatulosten tarkastelu ja mahdollisten jatkolaskentojen tekeminen on helppoa.

Ohjelmalla pystytään simuloimaan viittä erilaista lämpöpumppukytkentää. Ne ovat yksinkertainen yksiportainen kytkentä, välijäähdyttimellä varustettu kaksiportainen kytkentä, avoimella kuplavälijäähdyttimellä varustettu kaksiportainen kytkentä, erillisellä välijäähdyttimellä ja kylläisellä höyryllä jäähdytetty kaksiportainen kytkentä sekä kahdesta yksinkertaisesta yksiportaisesta piiristä muodostettu kaskadikytkentä. Kaikki kytkennät ovat alikriittisiä, ja ne soveltuvat erittäin korkean lämpötilan lämpöpumppuihin ja niiden simulointiin.

Piirin tärkeimmän osan eli kompressorin mallinnukseen luotiin kaksi laskentatapaa. Toinen niistä on yksinkertaisempi vakioisentrooppihyötysuhteita käyttävä vaihtoehto, toinen olemassa olevia kompressoreita mallintava vaihtoehto. Jälkimmäinen on saatavilla olevissa ohjelmistoissa harvinainen, ja yleensä sen vaatimuksena on, että kompressorin löytyy jo valmiina ohjelmistosta. Nyt tehtyyn ohjelmaan kompressorin koskevat tiedot saa syöttää käsin. Olemassa olevien kompressorien mallinnus ottaa huomioon myös osakuormatilan teet niitä varten rakennettujen sovitteiden avulla. Sovitteissa on huomioitu myös kompressorityyppi. Muiden komponenttien mallinnus on tehty aiemmissa tutkimuksissa sovelletuin yksinkertaistuksin.

Ohjelma käyttää hyväkseen vapaaseen lähdekoodiin pohjautuvaa CoolProp-aineominaisuuskirjastoa, joka sisältää erittäin kattavan ja koko ajan kehittyvän valikoiman kylmäaineita, myös sellaisia, joista arvioidaan tulevan potentiaalisia aineita erittäin korkean lämpötilojen lämpöpumppuihin. Päivitettävissä oleva kirjasto mahdollistaa ohjelman käyttökelpoisuuden myös tulevaisuudessa.

Lämpöpumppujen kaltaisten järjestelmien simuloinnissa joudutaan tekemään joukko oletuksia. Laskentaohjelmassa näistä merkittävimpiä ovat lämpöhäviötön laitteisto, kompressorin isentrooppihyötysuhteen oletaminen vakioksi tai sovitteen mukaan vaihtelevaksi, kompressorin volumetrisen hyötysuhteen oletaminen vakioksi eri kierrosnopeuksilla, painehäviötön prosessi sekä vakiona pysyvä asteisuus lämmönvaihtimissa. Kaksiportaisissa prosesseissa välipaine oletetaan optimaaliseksi. Samoja oletuksia on käytetty

yleisesti alan tutkimuksissa ja laskentaohjelmissa, mutta suurimmaksi osaksi niiden todenmukaisuutta on vaikea arvioida, sillä se on useimmiten tapauskohtaista. Esimerkiksi isentrooppihyötysuhdetta ja lämmönvaihtimien asteisuutta koskevien oletusten vaikutusta kuitenkin pystyy testaamaan laskentaohjelmassa vaihtelemalla syötteitä ja vertailemalla niillä saatuja tuloksia.

Yleisesti käytettyjen oletusten lisäksi ohjelman rakentamisessa jouduttiin tekemään muutamia yksinkertaistavia kompromisseja. Sovitteet kompressorityyppien isentrooppihyötysuhteiden kierrosnopeusriippuvuudesta tehtiin kahden todellisen kompressorin pohjalta, mikä ei tietenkään takaa otoksen edustavuutta. Lisäksi ruuvikompressorin sovite jouduttiin olettamaan samaksi kuin scroll-kompressorin, sillä ensin mainitulle kompressorityypille ei ollut saatavilla sovitteeseen tarvittavia tietoja.

Osa ohjelmassa tehdyistä yksinkertaistuksista kuvaa prosessia ideaalisesta näkökulmasta. Ohjelman käyttäjän on syytä muistaa, että laskentatulokset voivat olla yltiöoptimistisia varsinkin, jos syötteet on annettu esimerkiksi todellisen prosessin nimellistoimintapisteen mukaan: nimellistoimintapistestä poikettaessa toiminta usein heikkenee. Yleensä ottaenkin on tärkeää, että ohjelman käyttäjä osaa arvioida antamiensa syötteiden todenmukaisuutta ja tehdä laskentatapaukseen sopivia valintoja. Myös laskentatulosten kriittiseen tarkasteluun on kyettävä, vaikka ohjelma onkin yritetty tehdä mahdollisimman toimintavarmaksi.

Laskettujen esimerkkitapausten kohdalla hiukan harmillista oli, että parin lämmönlähteen lämpötilat jouduttiin olettamaan vakioiksi. Tulokset olisivat olleet mielenkiintoisempia, jos esimerkiksi jäteveden lämpötilaan olisi saatu vaihtelua tarkastelujaksolla. Lisäksi kompressorimallinnus jouduttiin lopulta tekemään yhtä tapausta lukuun ottamatta vakiohyötysuhteilla, sillä tarkasteluihin valituille korkean lämpötilan kylmäaineille soveltuvista kompressoreista ei löytynyt riittäviä tietoja. Tulevaisuudessa kompressoritietoja kuitenkin tulee paremmin saataville korkean lämpötilan lämpöpumppujen ja kompressorien yleistyessä. Molemmat edellä mainitut kompromissit koskevat kuitenkin vain käsiteltyjä esimerkkitapauksia, jotka eivät olleet työn olennaisin ydin.

LÄHTEET

AHRI 540-2015 (2015). 2015 Standard for Performance Rating of Positive Displacement Refrigerant Compressors and Compressor Units, AHRI (Air-Conditioning, Heating, & Refrigeration Institute, Arlington, Virginia, USA, 19 p.

Air Compressor Works, I. Compressed Air Basics Part 3: Reciprocating Compressors, verkkosivu. Saatavissa (viitattu 31.5.2017): <http://www.aircompressor-works.com/blog/index.php?mode=post&id=19>.

Aittomäki, A., Aalto, E., Alijoki, T., Hakala, P., Hirvelä, A., Kaappola, E., Mentula, J. & Seinelä, A. (ed.). 2008. Kylmäteknikka. 3. painos. Jyväskylä, Gummerus Kirjapaino Oy. 406 s.

Aittomäki, A., Ek, M., Kianta, J. & Haapalainen, H. (2000). Jätevesilaitoksen lämpöpumppujärjestelmän toiminta ja mitoitus, 152, Tampereen teknillinen korkeakoulu, Tampere, 38 s.

Arges A.S. Single Screw Compressors and Their Comparison with Twin Screw Compressors, Arges A.S., verkkosivu. Saatavissa (viitattu 22.5.2017): <http://www.arges.com/en/teknologijiler.php?teknoloji=48>.

Arpagaus, C., Bless, F., Schiffmann, J. & Bertsch, S.S. (2017). Review on High Temperature Heat Pumps – Market Overview and Research Status, 9.9.2017, NTB University of Applied Sciences of Technology, Buchs, Switzerland, 25 p.

Bell, I.H., Wronski, J., Quoilin, S. & Lemort, V. (2014). Pure and Pseudo-Pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp, Industrial & Engineering Chemistry Research, Vol. 53 (6), pp. 2498-2508.

Bhattacharyya, S., Garai, A. & Sarkar, J. (2009). Thermodynamic Analysis and Optimization of a Novel N₂O–CO₂ Cascade System for Refrigeration and Heating, International Journal of Refrigeration, Vol. 32 (5), pp. 1077-1084.

Bitzer Software v6.7.0, verkkosivu. Saatavissa (viitattu 30.9.2017): <https://www.bitzer.de/websoftware/>.

Boahen, S. & Choi, J.M. (2017). Research trend of cascade heat pumps, Science China Technological Sciences, Vol. 60 (11), pp. 1597–1615.

Bosch Industriekessel GmbH High Temperature Heat Pumps and Liquid Chillers, Bosch Industriekessel GmbH, verkkosivu. Saatavissa (viitattu 12.5.2017): <https://www.bosch-industrial.com/en/product-page/cooling-ventilation/high-temperature-heat-pumps.html>.

Cao, X.-., Yang, W.-., Zhou, F. & He, Y.-. (2014). Performance Analysis of Different High-Temperature Heat Pump Systems for Low-Grade Waste Heat Recovery, Applied Thermal Engineering, Vol. 71, pp. 291-300.

Cerepnalkovski, I. (1991). *Modern Refrigerating Machines*, 1st ed., Elsevier Science Publishers B.V., Amsterdam, The Netherlands, 307 p.

CoolPack 1.50 (2012). IPU & Department of Mechanical Engineering, Technical University of Denmark.

Copeland Selection Software 7.13 (2018). Emerson Climate Technologies.

De Kleijn Energy Consultants & Engineers Refrigerants, verkkosivu. Saatavissa (viitattu 12.5.2017): http://www.industrialheatpumps.nl/en/how_it_works/refrigerants/.

DiPippo, R. (ed.). 2016. *Geothermal Power Generation - Developments and Innovation*. 1st ed. Amsterdam, Woodhead Publishing. 854 p.

Dürr thermea GmbH. CO₂ Refrigeration Machines and High Temperature Heat Pumps, Dürr thermea GmbH, verkkosivu. Saatavissa (viitattu 12.5.2017): http://www.durr-thermeco2.com/medien/dateien/HHR_2016_engl.pdf.

Emerson Climate Technologies, I. (2011a). *Industrial Heat Pumps*, Emerson Climate Technologies, Inc., 16 p.

Emerson Climate Technologies, I. (2011b). *Scroll Compressors for Air Conditioning*, Emerson Climate Technologies, Inc., Aachen, Germany, 28 p.

Energiateollisuus ry (2018a). *Energiavuosi 2017- Kaukolämpö*, Energiateollisuus ry, Helsinki, 24 s.

Energiateollisuus ry (2018b), *Kaukolämmön hiilidioksidipäästöt historiallisen alhaalla - 2017 ennätysvuosi myös hukkalämmön talteenotossa*, Energiateollisuus ry, verkkosivu. Saatavissa (viitattu 3.3.2018): https://energia.fi/ajankohtaista_ja_materiaalipankki/materiaalipankki/energiateollisuus_kaukolammon_hiilidioksidipaastot_historiallisen_alhaalla_2017_ennatysvuosi_myoys_hukkalammon_talteenotossa.html#material-view.

Energiateollisuus ry (2017a). *Kaukolämmön käyttötaloudelliset tunnusluvut 2016*, Energiateollisuus ry, Helsinki, 26 s.

Energiateollisuus ry (2017b). *Kaukolämmön yleiset sopimusehdot - Suositus T1/2017*, Energiateollisuus ry, Helsinki, 22 s.

Eskola, L., Jokisalo, J. & Sirén, K. (2012). *Lämpöpumppujen energialaskentaopas*, Ympäristöministeriö, 55 s.

Fahlén, P. (2012). *Capacity Control of Heat Pumps*, Vol. 49 (5), pp. 28-31.

Fingrid Oyj (2016). *Sähkömarkkinat korjauksen tarpeessa - mitä voimme tehdä?* 24 s.

Fortum Oyj Fortum hyödyntää Soneran uuden datakeskuksen hukkalämmön kaukolämpönä, Fortum Oyj, verkkosivu. Saatavissa (viitattu 13.8.2017): <https://www.fortum.com/fi/media/Pages/fortum-hyodyntaa-soneran-uuden-datakeskuksen-hukkalammon-kaukolampona.aspx>.

Foster, S., Love, J., Walker, I. & Crane, M. (2016). Heat Pumps in District Heating: Case Studies, British Department of Energy & Climate Change, London, 12 p.

Fukuda, S., Kondou, C., Koyama, S. & Takata, N. (2014). Low GWP refrigerants R1234ze(E) and R1234ze(Z) for High Temperature Heat Pumps, International Journal of Refrigeration, Vol. 40, pp. 161-173.

Hakala, P. & Kaappola, E. (2013). Kylmälaitoksen suunnittelu, 3. painos, Opetushallitus, Helsinki, 274 s.

Hanlon, P.C. (2001). Compressor Handbook, 1st ed., McGraw-Hill, New York, 720 p.

Heikkilä, I. & Kiuru, T. (2014). Ylijäämälämmön taloudellinen hyödyntäminen: Ylijäämälämpöenergia-analyysit, Motiva, Helsinki, 58 s.

Helen Oy Helen rakentaa Helsinkiin uuden, suuren lämpöpumppulaitoksen, Helen Oy, verkkosivu. Saatavissa (viitattu 13.8.2017): <https://www.helen.fi/uutiset/2016/lampopumppulaitos/>.

Hikawa, T., Hirano, S., Uchiyama, Y. & Watanabe, C. (2014). Pioneering Industrial Heat Pump Tehnology in Japan, 11th IEA Heat Pump Conference 2014, Montréal, Canada, 12.-16.5.2014, pp. 1-12.

Hundy, G.F. Aleph Zero – Refrigeration, verkkosivu. Saatavissa (viitattu 19.6.2017): <http://www.alephzero.co.uk/ref/circeff.htm>.

Hundy, G.F., Trott, A.R. & Welch, T.C. (2016). Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps, 5th ed., Elsevier Ltd., Oxford, UK, 488 p.

INSKO ry (1986). Suuret lämpöpumput, 84-86, INSKO ry, 114 s.

J. & E. Hall International Single Screw Technology - How It Works, J & E Hall International, verkkosivu. Saatavissa (viitattu 22.5.2017): <http://www.jehall.com/products/industrial-comps/single-screw-technology--how-it-works/>.

Jakobsen, A., Rasmussen, B.D., Skovrup, M.J. & Andersen, S.E. (2001). CoolPack Tutorial - version 1.46, Department of Energy Engineering Technical University of Denmark, 46 p.

Jotuni, P., Ryti, H. & Pöyhönen, O. (1969). Tekniikan käsikirja 2, 2. painos, K. J. Gummerus Osakeyhtiö, Jyväskylä, 779 s.

Kataikko, M. & Maaskola, I. (2014). Ylijäämälämmön taloudellinen hyödyntäminen - Lämpöpumppu- ja ORC-sovellukset, Motiva, Helsinki, 69 s.

Kianta, J. (2008). Kylmäainetilanne 2008, Suomen Kylmäyhdistys ry, 14 s.

Kim, J., Lee, J., Choi, H., Lee, S., Oh, S. & Park, W.-. (2015). Experimental Study of R134a/R410A Cascade Cycle for Variable Refrigerant Flow Heat Pump Systems, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 29 (12), pp. 5447-5458.

Kondou, C. & Koyama, S. (2015). Thermodynamic Assessment of High-Temperature Heat Pumps Using Low-GWP HFO Refrigerants for Heat Recovery, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 53, pp. 121.

Kontomaris, K. (2014). HFO-1336mzz-Z as a Low GWP Working Fluid for Transcritical Rankine Power Cycles, Kobe, Japan, 20.-21.11.2014, JRAIA International Symposium 2014, pp. 1-6.

Kontomaris, K. (2013). Zero-ODP, Low GWP Working Fluids for High Temperature Heating from Low Temperature Heat: DR-14, DR-12 and DR-2, DuPont Fluoroproducts, Wilmington, Delaware, USA, 5 p.

Kontomaris, K., Hamacher, T., Nilsson, M., Rislå, H.N. & Simoni, L.D. (2016). Combined Heat and Power from Low Temperature Heat: HFO-1336mzz(Z) as a Working Fluid for Organic Rankine Cycles, 16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana, USA, 11.-14.6.2016, Purdue University, pp. 1-11.

Koskelainen, L., Saarela, R. & Sipilä, K. (2006). *Kaukolämmön käsikirja*, 1. painos, Adato Energia, Helsinki, 566 p.

Kukkonen, I. (2000). *Geothermal Energy in Finland*, 28.5.-10.6.2000, Geological Survey of Finland, Espoo, 7 s.

Laitinen, J. (2011). *Energiatehokas konesali*, Motiva Oy, Helsinki, 24 s.

Lienau, P.J. & Lunis, B.C. (1991). *Geothermal Direct Use Engineering and Design Guidebook*, 2nd ed., Oregon Institute of Technology, Klamath Falls, Oregon, USA, 445 p.

Ma, G. & Li, X. (2007). Exergetic Optimization of a Key Design Parameter in Heat Pump Systems with Economizer Coupled with Scroll Compressor, *Energy Conversion and Management*, Vol. 48 (4), pp. 1150-1159.

Mazzelli, F. & Milazzo, A. (2016). Ejector Chillers for Solar Cooling, *Renewable Energy in the Service of Mankind Vol II: Selected Topics from the World Renewable Energy Congress WREC 2014*, London, UK, 3.-8.8.2014, Springer, UK, pp. 999.

Mikkonen, L., Rämö, J., Keiski, R.L. & Pongrácz, E. (2013). Heat recovery from wastewater: Assessing the potential in northern areas, University of Oulu, Oulu, 4 p.

Mills, A.F. (1999). *Basic Heat & Mass Transfer*, 2nd ed., Prentice Hall, New Jersey, USA, 1000 p.

Mäkinen, A. (2006). *Lämpöpumppu lämmityksessä ja jäähdytyksessä – Energiataseiden simulointi*, Energia- ja prosessitekniiikan laitos 182, Tampereen teknillinen yliopisto, Tampere, 90 s.

Nousiainen, A. (2016). Espoossa yritetään valjastaa käyttöön maapallon alkuperäinen energia – Tästä on kyse Suomen syvimmissä reiässä, Helsingin Sanomien kuukausiliite, numero 9.

Palm, B (2014). Low GWP Refrigerants for High Temperature Heat Pumps, KTH Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden, verkkosivu. Saatavissa (viitattu 11.2.2018): <https://www.kth.se/en/itm/inst/energiteknik/forskning/ett/projekt/koldmedier-med-lag-gwp/low-gwp-news/koldmedier-med-lag-gwp-for-hogtemperaturvarmepumpar-1.501185>.

Park, H., Kim, D.H. & Kim, M.S. (2013). Thermodynamic Analysis of Optimal Intermediate Temperatures in R134a–R410A Cascade Refrigeration Systems and Its Experimental Verification, Applied Thermal Engineering, Vol. 54 (14), pp. 319-327.

Pöyry Finland Oy (2010). Kaukolämpöjärjestelmän paluuveden hyväksikäyttö kiinteistöjen lämmityksessä, 53 p.

Pöyry Finland Oy (2016). Selvitys polttolaitosten savukaasupesureiden jätevesien ja lietteiden laadusta, hyötykäytöstä ja siihen liittyvästä luvituksesta, Energiateollisuuden ympäristöpooli, Pöyry Finland Oy, 34 s.

Ramesh, C.A. (2010). Refrigeration and Air Conditioning, 1st ed., PHI Learning Pvt. Ltd., New Delhi, India, 1096 p.

Ramgopal, M. (2009). Refrigeration and Air Conditioning, Indian Institute of Technology, Kharagpur, India, 803 p.

Sachdeva, G., Jain, V. & Kachhwaha, S.S. (2014). Performance Study of Cascade Refrigeration System Using Alternative Refrigerants, International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering, Vol. 8 (3), pp. 522-527.

Siemens Switzerland Ltd (2007). Refrigeration Technology, 99 p.

Skovrup, M.J. Pack Calculation Pro. User's Guide. Version 4.10. 90 p.

Stenberg, S.-. (2015). Tietokonesalien hukkalämmön hyödyntämismahdollisuuksien teknistaloudellinen optimointi, Master od Science, 89 p.

Stoecker, W.F. (1998). Industrial Refrigeration Handbook, 1st ed., McGraw-Hill, New York, 782 p.

SWEP Refrigerant Handbook, SWEP, verkkosivu. Saatavissa (viitattu 5.5.2017): <https://www.swep.net/refrigerant-handbook/refrigerant-handbook/>.

Teknologiateollisuus ry (2015). Tuotteet ympäristövaatimusten mukaisiksi: ohjeet, toimintamallit ja liittyvät kustannukset: Opas ympäristölainsäädännön viidakkoon, Teknologiateollisuus ry, Helsinki, 84 s.

Turku Energia Oy Geotermistä energiaa maan uumenista, Turku Energia Oy, verkkosivu. Saatavissa (viitattu 13.8.2017): <https://www.turkuenergia.fi/turku-energia/vastuullista-energiaa/uusiutuvat-energialahteet/geoterminen-energia/>.

Vainio, T., Lindroos, T., Pursiheimo, E., Vesanen, T., Sipilä, K., Airaksinen, M. & Reihnen, A. (2015). Tehokas CHP, kaukolämpö ja -jäähdytys Suomessa 2010 – 2025, VTT-R-04071-15, VTT, Espoo, 53 s.

Valmet DNA -prosessinhallintajärjestelmä (2017). Julkaisematon mittausdata, Tampereen Sähkölaitos Oy.

VALOR Partners Oy (2016). Suuret lämpöpumput kaukolämpöjärjestelmässä, Energia-teollisuus ry, 50 s.

Wolf, S., Lambauer, J., Blesl, M., Fahl, U. & Voß, A. (2012). Industrial heat pumps in Germany: Potentials, technological development and market barriers, ECEEE 2012 Summer Study on Energy Efficiency in Industry, 11-14 September 2012, ECEEE, Arnhem, The Netherlands, pp. 543-550-903.

Çengel, Y.A. & Boles, M.A. (ed.). 2011. Thermodynamics: An Engineering Approach. 7th ed. New York NY, USA, McGraw-Hill. 978 p.