



Aalto-yliopisto
Insinööritieteiden
korkeakoulu

Luoranen Juho

Teollisen kokoluokan lämpöpumppukoneikon tekniikka ja talous

Diplomityö, joka on jätetty opinnäytteenä tarkastettavaksi
diplomi-insinöörin tutkintoa varten.

Espoossa 28.02.2017

Valvoja: Professori Pekka Ahtila

Ohjaaja: DI Jyrki Halme

Tekijä Juhon Luoranen

Työn nimi Teollisen kokoluokan lämpöpumppukoneikon tekniikka ja talous

Koulutusohjelma Energia- ja LVI-tekniikka

Pääaine Energiatekniikka**Koodi** K3007

Työn valvoja Professori Pekka Ahtila

Työn ohjaaja DI Jyrki Halme

Päivämäärä 28.02.2017**Sivumäärä** 85 + 16**Kieli** Suomi

Tiivistelmä

Perinteisten polttoprosessien lämmöntuotantokulujen kasvava trendi on ajanut lämmöntuotantoa harjoittavat yritykset etsimään vaihtoehtoisia lämmöntuotantomuotoja. Pitkään jatkunut sähkön edullinen hintataso, erilaiset energiansäästöohjelmat ja valtion investointituet ovat tehneet lämpöpumpuista kilpailukykyisen vaihtoehdon perinteisten lämmöntuotantomuotojen rinnalle.

Tämän diplomityön tarkoituksena on ollut käsitellä teollisen kokoluokan lämpöpumppuja teknisestä ja taloudellisesta näkökulmasta. Työ on toteutettu esittelemällä erilaisten teollisuudessa käytössä olevien tai käytössä olleiden lämpöpumppujen tekniikkaa ja erityispiirteitä. Jotta onnistuttiin muodostamaan käsitys tarjolla olevasta tekniikasta, analysoitiin pohjoismaisia teollisen kokoluokan lämpöpumppumarkkinoita ja toteutuneita hankkeita. Koska viime aikoina sähköllä toimivat mekaaniset kompressiolämpöpumput ovat yleistyneet eniten, keskityttiin taloudellisessa tarkastelussa erityisesti kompressiolämpöpumppujen talouteen.

Käytännön osuudessa analysoitiin metsäteollisuusprosessin jätevesivirrasta kaukolämpöverkkoon energiaa siirtävää lämpöpumppukytkentää tavoitteena löytää eri tarkasteluvaihtoehtoista kannattavin. Eri vaihtoehtojen kannattavuuden arviointia varten rakennettiin dynaaminen laskentamalli, johon saatiin lähtötietona tarkat aikavaihtelutiedot ja niitä vastaavat sähkön ja vaihtoehtoisen polttoaineen hinnat. Laskentamallissa arvioitiin tarkkaan oheiskulut, jotta simuloitu tilanne vastaisi mahdollisimman tarkasti todellisuutta.

Tuloksista voitiin päätellä parhaan laskentavaihtoehdon korollisen takaisinmaksuajan olevan noin 2,8 vuotta ilman investointitukia. Mahdollisilla tuilla voidaan saavuttaa korkeampi kannattavuus. Investointi säästäisi toteutuessaan 19.1 GWh primäärienergiaa ja pienentäisi CO₂-päästöjä 4 732 tonnia vuodessa.

Avainsanat Dynaaminen laskentamalli, Lämpöpumppu, Lämpöpumppuinvestointi, Lämpöpumpun talous, Teollisen kokoluokan lämpöpumppu



Author Juho Luoranen

Title of thesis Industrial scale heat pump system technology and feasibility

Degree programme Energy and HVAC-technology

Major Energy technology

Code K3007

Thesis supervisor Pekka Ahtila Prof.

Thesis advisor Jyrki Halme M.Sc.

Date 28.02.2017

Number of pages 85 + 16

Language Finnish

Abstract

Increasing costs of traditional combustion processes have forced companies to investigate alternative heat production methods. Recent low prices of electricity, different energy saving programs and investment subsidies offered by government have improved feasibility of industrial scale heat pumps compared to traditional processes.

In this thesis it has been studied feasibility of industrial scale heat pumps from both technological and economical perspectives. Existing industrial heat pumps were screened and their technologies and specialities are presented. In order to form comprehensive understanding about available technology and current local market, recent heat pump projects in Nordic Countries have been investigated. According market data, the most popular heat pump type recently has been mechanical compression heat pump, which has been chosen to in-depth economic analysis.

In the practical part of this work, there was a feasibility study carried out about heat pump connected to secondary heat flow of paper mill. The main goal of this study was to find the alternative with the best feasibility. In this case waste water including fibre particles was the heat source and the returning line of district heating network was the heat sink of the heat pump analysed. A dynamic calculation model with accurate time-related initial data was built for case evaluation purposes. All the additional costs corresponding the real world situation were included.

According the results, the discounted pay-back period was around 2.8 years without any investment subsidies for the best alternative. The feasibility of this alternative would increase when taking possible investment subsidies into account. The investment would save 19.1 GWh primary energy and decrease CO₂ emissions by 4 732 tons annually, if implemented.

Keywords Dynamic calculation model, Economy of heat pump, Heat pump, Heat pump investment, Industrial scale heat pump

Alkusanat

Tämän diplomityön aiheen valikoituminen johtuu pääosin omasta mielenkiinnostani. Työn tekeminen on ollut erittäin mielenkiintoista ja opettavaista. Vaikka lämpöpumppuja voidaan pitää yksinkertaisina laitteina, huomasin niiden tarkkojen teknisten yksityiskoh- tien ja investointien optimoinnin olevan monimutkainen kokonaisuus lukuisine osateki- jöineen.

Teoriaan syventymisen lisäksi Sappi Kirkniemen tarjoama tilaisuus tutkia lämpöpump- puinvestointia käytännön kohteessa johti oikeisiin ratkaisumahdollisuuksiin perehtymi- siin. Suurin kiitos tästä loistavasta tilaisuudesta tehdä käytännönläheistä tutkimusta kuu- luu voimalaitospäällikkö Kalevi Meriselle. Haluan kiittää myös muuta Sappi:n henkilö- kuntaa, erityisesti Tuomo Järvistä ja Kaarlo Vuorista, jotka ovat suostuneet uhraamaan lähtötietojen keräämiseen sekä työn kommentointiin omaa työaikaansa.

Tärkeintä tukea, asiantuntemusta ja ohjausta työhöni ovat antaneet Sweco Industry Oy:n energiaosaston asiantuntijat työni ohjaaja Jyrki Halmeen johdolla. Työn loppupuolella oli tarpeen myös hyödyntää Swecon muiden osastojen, kuten putkisto- sekä automaatio- ja sähköosaston osaamista, josta olen kiitoksen velkaa. Se, että olen saanut tutkia minulle mielenkiintoista aihetta diplomityössäni, on esimieheni Ismo Muilun ansiota.

Lopuksi haluan kiittää avopuolisoani saamastani tuesta, joka on ollut avainasemassa työn etenemisen ja valmistumisen suhteen. Opiskeluajoilta jäi käteen tutkinnon ja osaamisen lisäksi hyviä ystäviä ja upeita muistoja. Otaniemen opiskelijaelämässä sain kokea yhtei- söllisyyttä, jollaista en ollut ennen kokenut ja olenkin siitä erittäin kiitollinen koko teek- kariyhteisölle.

Espoo 28.2.2017

Juho Luoranen

Sisällysluettelo

Tiivistelmä

Abstract

Alkusanat

Sisällysluettelo

Merkinnät

Lyhenteet

1	Johdanto.....	1
1.1	Tutkimuksen tausta.....	1
1.2	Tutkimuksen tavoite ja tutkimuskysymykset.....	1
1.3	Tutkimusaineisto ja menetelmät.....	2
1.4	Tutkimuksen rajaukset.....	2
2	Lämmönsiirto ja lämpöpumput.....	3
2.1	Lämmönsiirron fysikaalinen perusta.....	3
2.2	Lämpövoimakoneen periaate.....	3
2.3	Lämpöpumppujen tehokkuus.....	5
2.4	Lämpöpumppu teollisuudessa ja yhdyskunnissa.....	9
3	Erilaiset lämpöpumpputyypit.....	10
3.1	Kompressiolämpöpumput.....	12
3.1.1	Kompressiolämpöpumppuprosessin kuvaus.....	12
3.1.2	Pääkomponentit.....	13
3.1.3	Kiertoaineet.....	14
3.1.4	Erityispiirteet ja tyypilliset sovelluskohteet.....	16
3.1.5	Monivaiheiset kompressiolämpöpumppujärjestelmät.....	17
3.2	Sorptioprosesseihin perustuvat lämpöpumput.....	19
3.3	Absorptiolämpöpumppuprosessien kuvaus.....	20
3.3.1	Pääkomponentit ja toimintaperiaate.....	22
3.3.2	Lämpömuuntajat.....	23
3.3.3	Kiertoaineparit.....	24
3.3.4	Adsorptioprosessit.....	25
3.3.5	Sorptiojärjestelmien erityispiirteet.....	27
3.4	Avoimen piirin lämpöpumput.....	28
3.4.1	Mekaaninen komprimointi.....	28
3.4.2	Termokompressori.....	30
3.4.3	Brayton lämpöpumppu.....	31
4	Mahdolliset sovelluskohteet.....	33
4.1	Jätevedet lämpöpumpun lämmönlähteenä.....	35
4.2	Lämpöpumppu savukaasujen lämmön talteen ottamiseksi.....	35
4.3	Teollisuuden hukkalämpökohteet.....	36
4.3.1	Elintarviketeollisuus.....	37
4.3.2	Sahateollisuus.....	38
4.3.3	Paperi- ja selluteollisuus.....	38
4.3.4	Kemianteollisuus.....	40
4.3.5	Energiateollisuus.....	40
4.3.6	Datakeskukset.....	41

4.4	Meri-, järvi-, ja jokivesiä tai maaperää hyödyntävät lämpöpumput.....	41
4.5	Lämpöpumppuinvestoinnit ja -markkinat	43
5	Taloudellinen yleistarkastelu	44
5.1	Investointikustannukset	44
5.1.1	Investointilaskennan perusteet	45
5.1.2	Energiatehokkuutta parantavien investointien tuet	47
5.2	Käyttökustannukset	47
5.2.1	Miehitys	47
5.2.2	Kunnossapito.....	47
5.2.3	Muuttuvat kustannukset	48
5.3	Lämpöpumppu ja kaukolämpöjärjestelmä	48
5.3.1	Sähkön hinnan vaikutus kannattavuuteen	50
5.3.2	Muiden kustannuskomponenttien vaikutus.....	53
5.4	Lämpöpumppu sähköverkon säätövoimana	54
6	Lämpöpumppuinvestoinnin analysointi todellisessa tapauksessa.....	55
6.1	Lähtötilanne.....	55
6.2	Lämpöpumppukytkentä.....	58
6.3	Vaihtoehtojen esittely.....	58
6.3.1	Massainen jätevesi lämmönlähteenä.....	62
6.3.2	Kuitupitoinen höyry lämmönlähteenä.....	62
6.4	Tasetarkastelut ja vaikutukset muihin prosesseihin	63
6.5	Dynaaminen laskentamalli	65
6.5.1	Investointikustannukset.....	65
6.5.2	Vuotuiset säästöt	66
6.5.3	Laskennan alkuarvot	67
6.5.4	Laskennan rajoitteet	68
6.6	Laskentatulokset.....	70
6.7	Laskentatapausten vertailu	73
6.8	Suoritusarvot	74
6.8.1	Lämpötilaero ja lämpöpumpun lämpökerroin.....	75
6.8.2	Tilavaatimus, talotekniset työt ja koneikon sijoittaminen.....	75
6.8.3	Liitynnät ja tarvittavat putkityöt	76
6.9	Alustava hankebudjetti ja kannattavuus	77
6.10	Saavutettu energiasäästö ja vaikutukset CO ₂ -päästöihin	78
7	Johtopäätökset.....	79
7.1	Päätelmät Kirkniemi-hankkeen analysistä	79
7.2	Päätelmät yleisesti teollisen kokoluokan lämpöpumpuista	80
	Lähdeluettelo	82
	Liiteluettelo	
	Liitteet	

Merkinnot

H_{pa}	[€/MWh]	Polttoaineen hinta
H_{siirto}	[€/MWh]	Sähkön siirtohintaa
$H_{sähkö}$	[€/MWh]	Sähköenergian hinta
$H_{säh,kok}$	[€/MWh]	Sähkön kokonaishinta
I_0	[€]	Investoinnin suuruus
I_n	[€]	Investoinnin jäännösarvo investointiajan lopussa
K_{lp}	[€/MWh]	Lämpöpumpputuotannon muuttuvat kustannukset
K_{va}	[€/MWh]	Vaihtoehdoisen tuotannon muuttuvat kustannukset
P	[kW]	Sähköteho
S	[€/a]	Investoinnin vuosittainen tuotto
T_H	[-]	Lämpövoimakoneen korkeammassa lämpötilassa oleva lämpövarasto
T_{M1}	[-]	Jäähdytyskoneen tai lämpöpumpun korkeammassa lämpötilassa oleva lämpövarasto
T_{M2}	[-]	Lämpövoimakoneen matalammassa lämpötilassa oleva lämpövarasto
T_L	[-]	Jäähdytyskoneen tai lämpöpumpun matalammassa lämpötilassa oleva lämpövarasto
T_{in}	[K]	Kiertoaineen lämpötila höyrystimessä
T_{out}	[K]	Kiertoaineen lämpötila lauhduttimessa
Q_a	[kW]	Absorptiolämpöpumpun imeyttimen jäähdytysteho
Q_c	[kW]	Absorptiolämpöpumpun lauhduttimen jäähdytysteho
Q_e	[kW]	Absorptiolämpöpumpun höyrystimen lämmitysteho
Q_g	[kW]	Absorptiolämpöpumpun keittimen lämmitysteho
Q_{out}	[kW]	Lämpöpumpun luovuttama lämpöteho
W	[-]	Mekaaninen työ yleisesti
W_{in}	[kW]	Lämpöpumpun käyttämiseksi tehty työ
i	[%]	Sijoittajan investoinnilta vaatima tuottokorko
n	[a]	Investoinnin käyttöaika
r	[-]	Rakennusaste ($\Phi_{sähkö}/\Phi_{kl}$)
s_{lp}	[-]	Lämmön tuotannon kulutusuhde
Φ_H	[kW]	Höyrystinteho
Φ_L	[kW]	Lauhdutinteho
Φ_{kl}	[MW]	Kaukolämpöteho
Φ_{pa}	[MW]	Polttoaineteho
$\Phi_{sähkö}$	[MW]	Sähköteho
θ_0	[K]	Lämpötilataso
θ_1	[K]	Lämpötilataso
P	[-]	Kiertoprosessi
η_C	[-]	Carnot-hyötysuhde
η_{CHP}	[-]	CHP-laitoksen hyötysuhde

Lyhenteet

AHP	Absorption Heat Pump, Absorptiolämpöpumppu
AHT	Absorption Heat Transformer, Lämpömuuntaja
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers
BCHP	Brayton-cycle heat-pump, Brayton-lämpöpumppu
EAC	Equivalent Annual Cost, Annuitettimenetelmä
EER	Energy Efficiency Ratio, Kylmäkerroin
EU	Euroopan Unioni
CHP	Combined Heat and Power, sähkön ja lämmön yhteistuotanto
COP	Coefficient of Performance, Lämpökerroin
DTU	Danmarks Tekniske Universitet, Tanskan teknillinen korkeakoulu
KL	Kaukolämpö
NPV	Net Present Value, Nettonykyarvo
ORC	Organic Rankine Cycle, Rankine-kiertoprosessi, joka käyttää orgaanista kiertoainetta
PBP	Payback Period, Takaisinmaksuaika
PLC	Programmable logic controller, Ohjelmoitava logiikka – automaatiojärjestelmä
R22	Kylmäaine, $CHClF_2$
R123A	Kylmäaine, $C_2HF_3Cl_2$
R717	Kylmäaine, NH_3 – ammoniakki
R744	Kylmäaine, CO_2 – hiilidioksidi
R1234ZE	Kylmäaine, $C_3H_2F_4$
TEM	Työ- ja Elinkeinoministeriö

1 Johdanto

1.1 Tutkimuksen tausta

Liiketoimintaympäristön voimakkaasti muuttuessa yleisen kehityksen, poliittisen ohjauksen ja markkinatilanteen myötä energiayhtiöt sekä lämpöä tuottava ja käyttävä teollisuus ovat kiinnostuneita vaihtoehtoisista lämmöntuotantomuodoista. Nykyisessä markkinatilanteessa sähkön hinta on edullinen ja lämmön hinta on suhteessa noussut. Energiateollisuudelle lämmöstä on tullut tärkein lopputuote. Toisaalta teollisuus joutuu kiristyvässä kustannuskilpailussa kiinnittämään yhä enemmän huomiota energiatehokkuuteensa sekä energian hankinnan kulurakenteeseen. Sekä energiayhtiöitä että muuta teollisuutta ohjaa tiukentuva ympäristölainsäädäntö päästökauppoineen ja energiatehokkuusvaatimuksineen. Näiden taustatekijöiden vuoksi on syytä tarkastella mahdollisuuksia käyttää sähköä lämmöntuotantoon, johon yksi mahdollinen tekninen ratkaisu on lämpöpumppu.

Perinteistä polttoprosessiin perustuvaa lämmöntuotantoa rasittavat nykypäivänä useat tekijät. Lisäkustannuksia tuotetulle lämpöenergialle aiheuttavat päästökauppa, polttoainekohtaiset vero- ja huoltovarmuusmaksut, kiinteillä polttoaineilla kuljetus ja varastointikustannukset sekä yhdistetyssä sähkön ja lämmöntuotannossa tämän hetken edullinen sähkön hintataso. Lisäksi Suomen hallitus on kaavailnut sähköntuotannon vähennysoikeuden poistumista polttoaineverotuksesta, joka nostaisi yhdistetyllä sähkön ja lämmöntuotannolla tuotetun lämmön tuotantokustannuksia entisestään. Viime vuosina kaupunkeihin on rakennettu myös kaukokylmäverkkoja, joiden energiantuotannossa lämpöpumpuilla on suuri rooli. Nämä kaikki edellä luetellut tekijät nostavat lämpöpumpputekniikan potentiaalia sekä kilpailukykyä.

Teollisuudessa lämpöpumpuista kiinnostuttiin 1970 ja 1980-luvulla pääasiassa öljykriisin seurauksena. Öljyn hinnan palattua takaisin alhaisemmalle tasolle 1980-luvun puolivälissä lämpöpumppujen suosio laski. (Maaskola et al. 2014) Tuona aikana kuitenkin mm. paperikonevalmistaja Valmet ehti ottaa lämpöpumpun tuotevalikoimaansa, mutta tuotteen myynti lopetettiin öljyn hinnan laskun seurauksena. (Raiko et al. 2005) Kirjallisuudesta löytyy suhteellisen paljon laadukasta perustason lämpöpumppututkimusta 1980-luvulta, joka on suurelta osin ajankohtaista vielä tänäkin päivänä. Lämpöpumpputekniikka on kehittynyt, hyötysuhteet ovat nousseet, ohjaus ja optimointi automatisoitunut sekä koneikot muuttuneet modulaarisiksi. Tästä huolimatta perusajatus ja tekniikka ovat täysin samat ja suhteellisen yksinkertaiset varsinkin mekaanisissa kompressiolämpöpumpuissa. Sorbtiotekniikkaan perustuvat lämpöpumput ovat kehittyneet teknisesti enemmän, mutta toisaalta ne eivät ole nykyisessä edullisen sähkön taloudellisessa tilanteessa yhtä houkuttelevia. Erilaisista lämpöpumpputyypeistä kerrotaan tarkemmin kappaleessa 3.

1.2 Tutkimuksen tavoite ja tutkimuskysymykset

Tässä työssä tavoitteena oli selvittää teollisen kokoluokan lämpöpumppujen tekniikan lisäksi niiden kannattavuuteen vaikuttavia tekijöitä. Aluksi selvennettiin lämpöpumppujen toimintaperiaate ja tausta, joiden avulla tarkempien yksityiskohtien ymmärtäminen oli mahdollista. Kaikki oleellimmat teollisen kokoluokan lämpöpumpputyypit esiteltiin periaatetasolla ja pohdittiin niiden tyypillisiä sovelluskohteita, vahvuuksia ja heikkouksia. Lisäksi tutkittiin markkinoilta saatavissa olevia lämpöpumpputekniikoita, etsittiin referenssikohteita jo toteutuneista lämpöpumppuinvestoinneista, arvioitiin lämpöpumppujen soveltuvuutta eri teollisuuden alojen tuotantoprosessien yhteyteen ja koottiin yhteenveto lämpöpumppujen taloudellisesta tarkastelusta.

Kaiken edellä mainitun tiedon kerääminen tähtäsi valmiuteen luoda mahdollisimman tarkka analyysi oikeasta tilanteesta, jossa tutkittiin lämpöpumppuinvestoinnin mahdollisuutta käytännössä. Tässä työssä oli mukana todelliseen kohteeseen tehty lämpöpumpun kannattavuusselvitys, jonka tavoitteena oli löytää uusia mahdollisuuksia lämpöpumpuilla tapahtuvaan lämmöntuotantoon teollisessa kokoluokassa. Investoinnin kannattavuuden selvittämiseksi käytettiin dynaamista laskentamallia. Osana käytännön analyysiä jouduttiin pohtimaan konkreettisia ongelmia liittyen mitoitukseen, kytkentöihin, sijoitteluun, ajomalleihin ja hankintaan. Lopputulemana analyysin tarkoitus oli kyetä toimimaan investointipäätöksen perusteena.

1.3 Tutkimusaineisto ja menetelmät

Työ on toteutettu ensin perehtymällä lämpöpumpuista jo löytyvään tutkimustietoon ja kirjallisuuteen. Lähteinä on käytetty esimerkiksi käsikirjoja, tieteellisiä artikkeleita sekä alan yritysten, kaupunkien, yhdyskuntien, konsulttien ja vastaavien toimijoiden aineistoa, joita ovat esimerkiksi internet-sivut ja raportit. Näiden avulla on koottu mahdollisimman kattava teoriaosa.

Käytännön osaa varten on tarvittu paljon lähtötietoja sekä vuorovaikutuksen kautta saatavaa ymmärrystä kyseisen tapauksen tilanteesta, ongelmista, erityispiirteistä sekä rajoitteista. Näiden avulla on kyetty muodostamaan luotettavat konseptilaskelmat, joita on pystytty tarkentamaan yksittäisen teknisen ratkaisun, sijoittelun ja kytkennän valikoitumisen jälkeen. Lopuksi tulokset on esitelty selkeässä muodossa ja niistä on johdettu mahdollisuuksien mukaan johtopäätöksiä.

1.4 Tutkimuksen rajaukset

Tässä työssä on keskitytty sekä avoimiin, että suljettuihin teollisen kokoluokan lämpöpumppuihin. Alarajana teollisille sovelluksille on pidetty $0,5 \text{ MW}_{th}$ lämpötehoa, jonka alle olevat sovellukset ovat kuuluneet suurilta osin kiinteistöteknisten ratkaisujen piiriin. Ylärajaa teollisten sovellusten teholla ei ole ollut. Lämmön käyttökohdetta ei ole tarkemmin rajattu, kunhan kyseessä on ollut riittävän suuritehoinen järjestelmä.

Lämpöpumput voivat toimia hyvin laajalla lämpötila-alueella, jonka vuoksi tässä työssä on keskitytty suhteellisen matalan tason, alle $70 \text{ }^\circ\text{C}$, lämmönlähteisiin. Toisaalta joissakin sovelluksissa, kuten avoimen piirin mekaanisen komprimoinnin tapauksessa on ollut tarpeen tutkia vettä kaasufaasissa, jonka vuoksi lämpötilat ovat olleet yli $100 \text{ }^\circ\text{C}$ tasolla. Korkeammissa lämpötiloissa esiintyvää hukkalämpöä voidaan tyypillisesti ottaa talteen suoralla lämmönvaihdinkytkennällä tai uusilla ORC-prosesseilla, jotka on rajattu suoraan tutkimuksen ulkopuolelle.

2 Lämmönsiirto ja lämpöpumput

2.1 Lämmönsiirron fysikaalinen perusta

Lämmönsiirrolla tarkoitetaan lämpöenergian siirtymistä korkeammasta lämpötilasta alhaisempaan. Lämmönsiirto voi tapahtua joko yhden aineen lämmön tasoittumisena tai useamman väliaineen välillä. Käytännön sovelluksissa usein kiinnostavaa on pyrkiä tehostamaan tai estämään lämmön siirtymistä. (Lampinen et al. 2008) Lämmönsiirto ei tapahdu koskaan luonnollisesti suuremman lämpöenergian ja pienemmän lämpötilan omaavasta kappaleesta pienemmän lämpöenergian ja suuremman lämpötilan omaavaan kappaleeseen, vaan aina suuremmasta lämpötilasta pienemmän lämpötilan suuntaan. Tätä ajatusta kutsutaan termodynamiikan toiseksi pääsäännöksi, joka pitää sisällään ajatuksen siitä, ettei lämpö koskaan virtaa alemmasta lämpötilasta korkeampaan (Lampinen 1997, Giancoli et al. 2005).

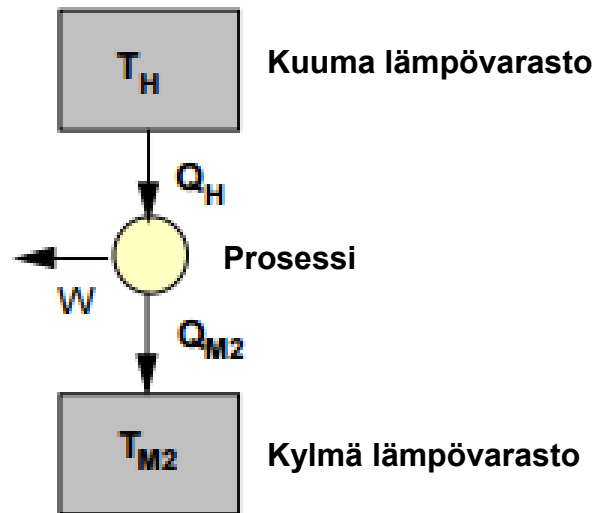
Lämmön siirtyminen voi tapahtua kolmella tavalla. Nämä tavat ovat johtuminen, konvektio ja säteily. Käytännössä lämmönsiirto tapahtuu useimmiten näiden yhdistelmänä, mutta erilaisia sovelluksia tarkasteltaessa päästään yleensä riittävään tarkkuuteen tutkimalla vallitsevinta lämmönsiirtymistapaa. (Lampinen et al. 2008) Lämmönsiirto johtumalla on eräänlaista lämmön hajautumista materiaalin sisällä tai materiaalista toiseen. Aineessa virtavaa lämpöä kuvataan lämpövirtauksella, joka on suoraan verrannollinen johtavan kerroksen lämmönjohtavuuskertoimeen, pinta-alaan ja kerroksen eri puolilla vallitsevaan lämpötilaeroon. Kuitenkaan nesteet ja kaasut eivät ole yleisesti kovin hyviä johteita lämmölle, joten niissä pääasiallinen lämmönsiirtotapa on usein konvektio. Konvektio on ilmiö, jossa lämpövirrat siirtyvät molekyylien massan liikkeenä paikasta toiseen. Tämä mahdollistaa lämmön siirtämisen suuria määriä ja pidempiä matkoja verrattuna johtumiseen. Kolmas lämmönsiirtymismuoto on säteily, joka ei johtumisesta ja konvektiosta poiketen tarvitse ollenkaan väliainetta lämmön siirtymiseksi. Hyvä esimerkki lämpösäteilystä on auringon paiste. Säteilylämmönsiirrolle on tyypillistä suoraviivainen eteneminen. (Giancoli et al. 2005)

Clausius ja Kelvin tutkivat lämmönsiirtoa ja johtivat yksinkertaisesta perusajatuksesta syvällisen teorian. Lampisen mukaan Clausiuksen versio toisesta pääsäännöstä on: ”Jos systeemi suorittaa kiertoprosessin P ja ottaa vastaan lämpöä lämpötilatasolla θ_0 ja luovuttaa lämpöä ympäristöön lämpötilatasolla θ_1 missä $\theta_1 > \theta_0$, niin tällöin on välttämättä ympäristön tehtävä työtä systeemiin merkkisopimuksemme mukaan $W(P) < 0$.” (Lampinen 1997) Toinen pääsääntö antaa osaltaan selityksen lämpövoimakoneiden olemassa ololle.

2.2 Lämpövoimakoneen periaate

Lämpöenergian tuottaminen tekemällä työtä on helppoa, se onnistuu vaikka hieromalla käsiään yhteen. Toisin päin muunnos ei ole niin helppo, joka osaltaan selittää lämpövoimakoneiden suhteellisen myöhäistä keksimistä. Lämpövoimakoneen toiminta perustuu siihen, että osa kuumasta lämpövarastosta kylmään lämpövarastoon virtaavasta lämpöenergiasta saadaan muutettua työksi. Käytännön sovelluksissa esimerkkejä lämpövoimakoneista ovat männällinen höyrykone tai höyryturbiini, jotka kummatkin muuttavat paine-erosta johtuvan virtauksen työksi. (Giancoli et al. 2005 s.416) Lämpövoimakoneen periaatetta on havainnollistettu kuvassa (Kuva 1), missä T_H on korkeammassa lämpötilassa oleva lämpövarasto ja T_{M2} matalammassa lämpötilassa oleva. Kuten kaaviosta huomataan, osa korkeammasta lämpötilasta matalampaan lämpötilaan virtaavasta energiasta pystytään muuttamaan työksi W .

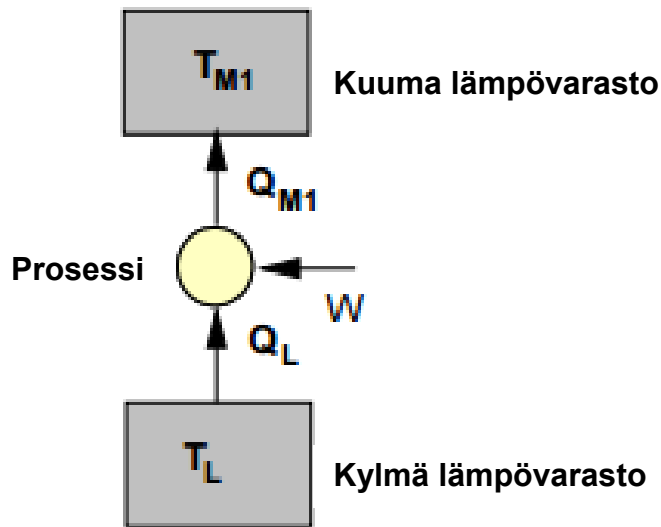
Lämpöpumppujen kehittämisen on mahdollistanut tarve keksiä jäädytyskone. Suljetun systeemin jäädyttäminen ympäristön lämpötilaa alemmas oli ollut pitkään tavoitteena muun muassa ruuan säilymisen parantamiseksi. Ennen jäädytyskoneita käytettiin haihduttamiseen perustuvia jäädytysmenetelmiä tai yksinkertaisesti luonnonjäää, jota oltiin valmiita kuljettamaan pitkiäkin matkojen päästä. Jään huomattiin säilyvän pidempään eristämällä, joka johti erilaisten eristettyjen säilytysratkaisujen kehittämiseen. (Wikstén 2009a)



Kuva 1: Lämpövoimakoneen periaatekaavio (Koljonen et al. 1998)

Jäädytyskoneen toimintaperiaate on käänteinen verrattuna lämpövoimakoneen toimintaperiaatteeseen. Jäädytyskoneessa lämpö saadaan virtaamaan kylmästä lämpövarastosta kuumaan lämpövarastoon tekemällä ulkoista työtä. Esimerkiksi jääkaapin tekemä työ on sen sähkömoottorikäyttöisen kompressorin kuluttama sähköenergia, jonka avulla jääkaappi siirtää lämpöä kaapin sisältä, eli kylmästä lämpövarastosta, kaapin ulkopuolelle, eli kuumaan lämpövarastoon. (Giancoli et al. 2015 s.421, Wikstén 2009a)

Lämpöpumppu on toimintaperiaatteeltaan täysin jäädytyskoneen vastaava laite, joka siirtää lämpöenergiaa alemmasta lämpötilatasosta ylempään lämpötilatasoon. Jäädytyskoneesta ja lämpöpumpusta käytetään toisinaan toistensa nimiä ristiin, mutta niiden eroa voisi luonnehtia seuraavasti: Siinä missä jäädytyskone siirtää yleensä lämpöä eristetystä systeemistä ympäristöön, lämpöpumppu siirtää usein lämpöä eristettyyn systeemiin. Aina jäädytyskoneen ja lämpöpumpun raja ei ole näin selkeä, sillä esimerkiksi teollisuudessa voi toimia lämpöpumppu, joka toimii samanaikaisesti sekä jäädytyskoneena korvaten muuta jäädytystarvetta että lämpöpumpuna korvaten muuta lämmitystarvetta. Näin voi olla, jos esimerkiksi jätevesiä tulee jäädyttää ennen luontoon laskemista ja tämä lämpö saadaan siirrettyä hyödyksi vaikkapa kaukolämpöön. Teollisille kohteille on tyypillistä, että lämmitettävä tai jäädytettävä kohde ei ole suoranaisesti eristetty systeemi tai tila, vaan virtaava aine, eli fluidi. Toisaalta esimerkiksi kaukolämpöverkko voidaan nähdä eristettynä systeeminä, jossa lämmön lisääminen tai poistaminen ovat hallittuja prosessin osia ja muut lämpöhäviöt pyritään minimoimaan. (Maaskola et al. 2014) Kuvassa Kuva 2 on esitetty jäädytyskoneen tai lämpöpumpun periaatekaavio, missä T_L on matalamman lämpötilan energiavarasto, T_{M1} korkeamman lämpötilan energiavarasto ja W tehty työ, jolla lämpö saadaan siirtämään matalammasta korkeamman lämpötilavaraston suuntaan.



Kuva 2: Jäähdytyskoneen tai lämpöpumpun periaatekaavio (Koljonen et al. 1998)

2.3 Lämpöpumppujen tehokkuus

Lämpöpumppujärjestelmien tehokkuutta mitataan yleisen käytännön mukaan hyötysuhteen sijaan lämpökertoimella, myöhemmin COP (Coefficient Of Performance). Lämpökertoimen määrittelee, lämpöpumpusta saatavan lämpöenergian ja tehdyn työn suhde. (Maaskola et al. 2014) Toisin sanoen COP kertoo suoraan kuinka moninkertaisen määrän lämpöenergiaa pumpusta voi saada käytettyyn sähkö- tai lämpöenergiaan W_{in} nähden.

Lämpökerroin määritellään kaavan (1) mukaisesti (Aittomäki et al. 2008, Wikstén 2009a, Maaskola et al. 2014):

$$COP = \frac{Q_{out}}{W_{in}} \quad (1)$$

missä

COP	Lämpökerroin [-]
Q_{out}	Lämpöpumpun luovuttama lämpöenergia [kW]
W_{in}	Lämpöpumpun käyttämiseksi tehty työ [kW]

Kuten huomataan, COP:n laskennassa ei oteta huomioon lämpöpumpun ottamaa lämpöenergiaa Q_{in} . Tämä johtuu siitä, että usein kyseisen energian oletetaan olevan muualle kelpaamatonta hukkalämpöä. COP-luvuista puhuttaessa hyvä vertailukohta on arvo 1, joka käytännössä vastaa lämmittämistä suoralla sähkölämmityksellä verrattuna mekaaniseen lämpöpumppuun. (Aittomäki et al. 2008, Maaskola et al. 2014)

Jos tarkastellaan jäähdytyskoneita tai ensisijaisesti jäähdytystyötä tekevää lämpöpumppua, korvataan COP kaavassa Q_{out} jäähdyttimen kylmäteholla, joka olisi samalla logiikalla nimettynä Q_{in} . Tätä lukua kutsutaan lämpöpumpun kylmäkertoimeksi, josta käytetään yleisesti nimitystä EER (Energy Efficiency Ratio). Vastaavan lämpöpumpun kylmäkerroin saadaan laskettua ideaaliprosessissa myös vähentämällä lämpökertoimesta luku yksi, kuten kaavassa (2) on esitetty:

$$EER = \frac{Q_{in}}{W_{in}} = COP - 1 \quad (2)$$

missä

Q_{in} Lämpöpumpun ottama lämpöenergia [kW]

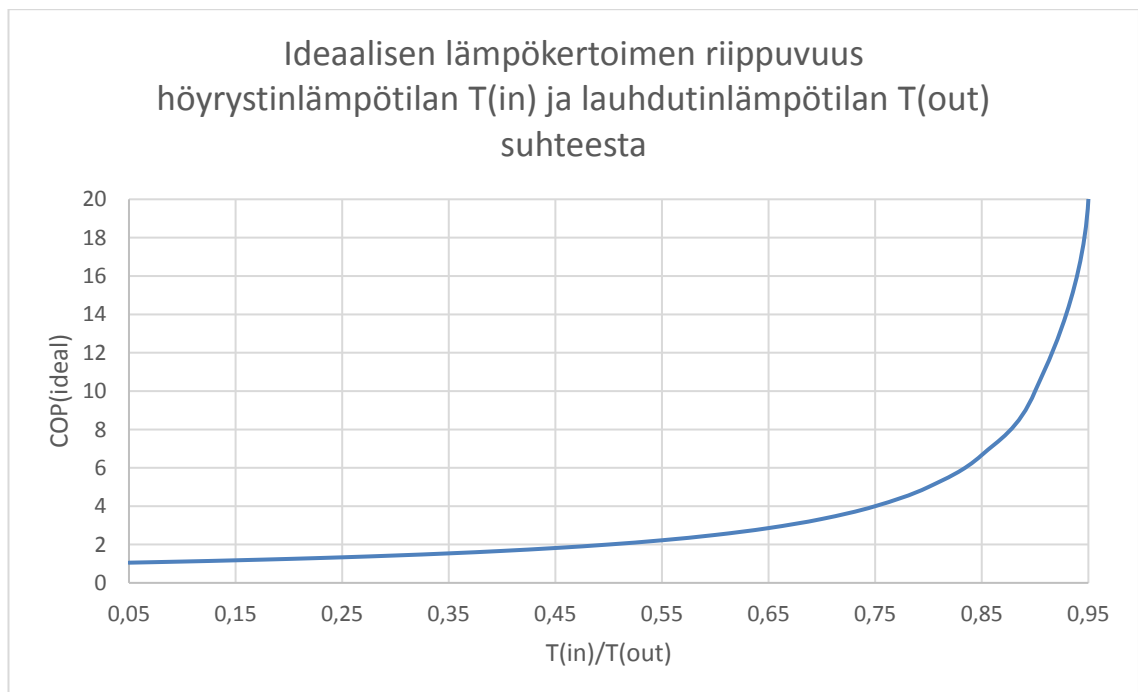
Ideaalinen Carnot-lämpöpumpunkierron COP-arvo määritellään kaavassa (3) seuraavasti (Wikstén 2009a):

$$COP_{ideal} = \frac{T_{out}}{T_{out} - T_{in}} \quad (3)$$

missä

T_{out} Kiertoaineen lämpötila lauhduttimessa [K]
 T_{in} Kiertoaineen lämpötila höyrystimessä [K]

Käytännössä lämpöpumppujen COP-arvot eivät koskaan yllä ideaaliselle tasolle (Maaskola et al. 2014). Teollisissa prosesseissa COP-arvot vaihtelevat välillä 0,4-30. Joissakin yksittäisissä sovelluksissa voidaan jopa arvo 30 ylittää. Ideaalisen COP kaavasta voidaan huomata arvon kasvavan lauhduttimen ja höyrystimen lämpötilan ollessa lähempänä toisiaan. (Maaskola et al. 2014) Kaavan (3) avulla voidaan muodostaa höyrystimen ja lauhduttimen lämpötilan suhteen sekä ideaalisen COP-arvon välinen riippuvuus, joka on esitetty ohessa (Kuva 3). Höyrystimen ja lauhduttimen välisen lämpötilasuhteen lähestyessä lukua 1, eli lämpötilaeron lähestyessä nollaa, lähestyy ideaalinen COP-arvo ääretöntä.



Kuva 3: Ideaalisen COP-arvon riippuvuus höyrystimen ja lauhduttimen lämpötilasuhteesta

COP luku riippuu voimakkaasti lämpötiloista, joten erilaisissa olosuhteissa toimivien lämpöpumppujen vertailu COP-luvun perusteella ei anna suoraa vastausta, kumpi lämpöpumpuista on parempi tai teknisesti edistyksellisempi. Sen sijaan lämpöpumpun teknistä

suorituskykyä kuvaa paremmin Carnot-hyötysuhde η_c , joka kertoo lämpöpumpun todellisen COP-luvun ja samoissa lämpötiloissa toimivan ideaalisen COP-luvun suhteen. Carnot-hyötysuhteen arvo on siten vertailukelpoisempi eri lämpötiloissa toimivien lämpöpumppujen välillä ja sen arvo riippuu lämpöpumpun teknisistä ominaisuuksista, kuten kompressorin laadusta ja koosta, lämmönsiirtopintojen mitoituksesta, kiertoaineesta sekä lauhduttimen ja höyrystimen lämpötilaerosta. (Penttilä 1988) Carnot-hyötysuhde tai osassa kirjallisuutta myös Carnot-hyvyyskerroin saa lähteestä riippuen arvoja 0,35-0,75 (Penttilä 1988, Aittomäki et al. 2008, Maaskola et al. 2014).

Kaavassa (4) on esitetty Carnot-hyötysuhteen laskenta (Penttilä 1988, Aittomäki et al. 2008, Bakhtiari 2009):

$$\eta_c = \frac{COP}{COP_{ideal}} \quad (4)$$

jonka johdosta COP kaava voidaan kirjoittaa seuraavaan, kaavan (5) mukaiseen muotoon:

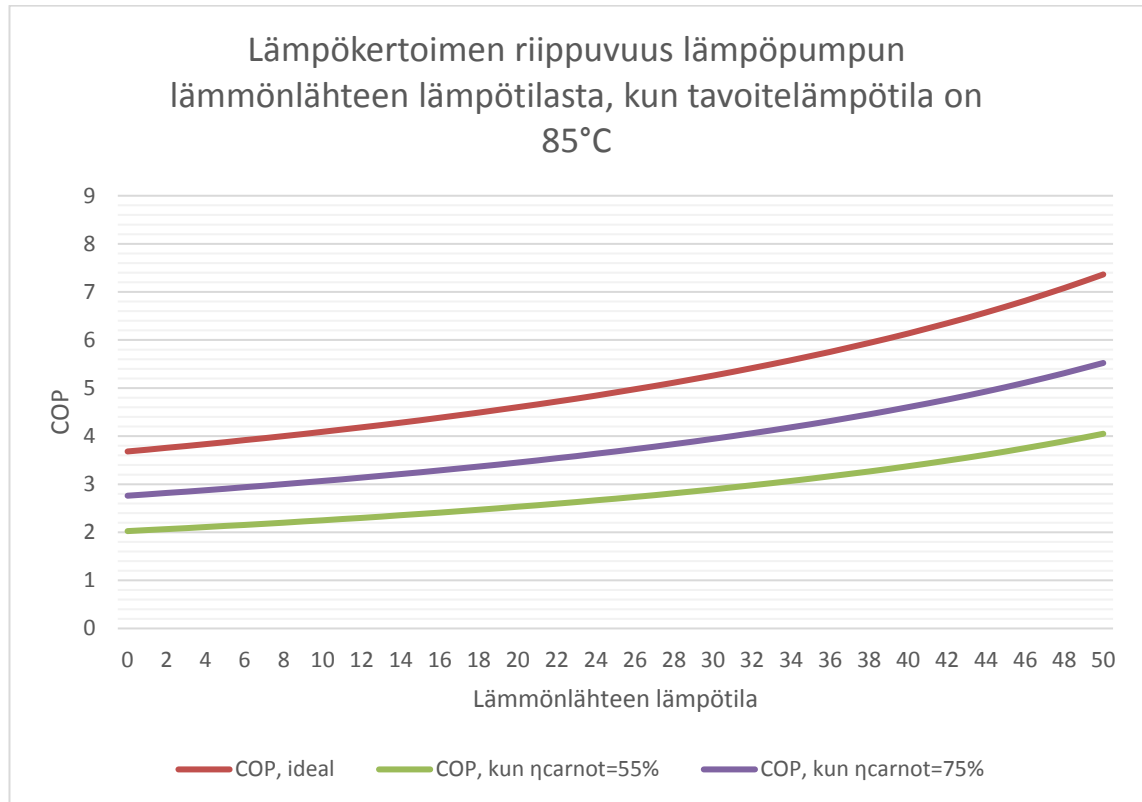
$$COP = \frac{T_{out}}{T_{out} - T_{in}} * \eta_c \quad (5)$$

Lämpöpumppuja vertailtaessa ja niiden soveltuvuutta kohteeseensa arvioitaessa tulee kiinnittää huomiota muuhunkin kuin pelkän COP-arvon suuruuteen. Joissakin tilanteissa lämpöpumpun ottama hukkalämpöenergia voi olla jopa prosessin kannalta hyödyksi jäähdytystarkoituksessa. Koska COP-arvo ei ota huomioon lämpöpumpun höyrystimellä ottamaa lämpöenergiavirtaa, toisin sanoen höyrystintehoa, voi pelkkä COP-luvun optimointi johtaa kokonaisuuden kannalta huonoon lopputulokseen. Vertailussa tulee kiinnittää huomiota myös lämpöpumpun ottaman työn W_{in} muotoon ja sen kustannukseen.

Kaavoissa (3) ja (5) esiintyvät höyrystimen ja lauhduttimen lämpötilat T_{in} ja T_{out} tarkoittavat lämpöpumpun kiertoaineen lämpötilaa. Lämpöpumpun hankkimista suunniteltaessa tiedetään vain matalamman ja korkeamman lämpövaraston lämpötilat, eli lämpöpumpun lämmönlähteen ja lämmönkohteen lämpötilat. Kiertoaineen lämpötiloja höyrystimellä ja lauhduttimella voidaan kuitenkin arvioida varsin luotettavasti seuraavilla asteisuuksilla. Höyrystimen lämpötila saadaan vähentämällä kylmän fluidin lämpötilasta 5 °C ja lauhduttimen lämpötila lisäämällä kuuman fluidin lämpötilaan 10 °C, mikäli toisiopuolella on ilmaa. (Hakala et al. 2007) Mikäli lämpöpumppu on kytkeytyneenä vesivirtoihin, on höyrystin ja lauhdutinlämpötiloihin helppo soveltaa lämmönsiirrinlaskentaa niin, että kylmäainekierron ja toisiopuolen lämpötilaero saadaan laskettua lämpötehon, massavirran ja ominaislämpökapasiteetin avulla. Tulee kuitenkin varmistua, että pienillä massavirroilla riittävä, tehon vaatima, asteisuus otetaan huomioon.

Kaavan (5) avulla voidaan laskea lämpöpumpun lämpökertoimen riippuvuus lämmönlähteestä. Tämän avulla voidaan karkeasti arvioida lämpöpumpun soveltuvuutta tiedetyn taasoisen hukkalämpövirran hyödyntämisessä. Kuva 4 esittää laskennan tuloksia. Käyrien arvot kuvaavat ideaalista COP-tasoa sekä todellista COP-tasoa Carnot-hyötysuhteilla 55 % ja 75 %, joiden väliin voidaan katsoa suurimman osan teollisuudessa käytössä olevista moderneista mekaanisista lämpöpumpuista sijoittuvan. Tavoitelämpötilatasoksi on va-

littu 85 °C, sillä se riittää suureksi osaksi vuotta kaukolämmön menoveden lämpötilatasoksi. Vaaka-akselilla on lämmönlähteen lämpötila. Lämpöpumpun höyrystimessä on käytetty 5 °C asteisuutta ja lauhduttimessa 10 °C asteisuutta. Tämä tarkoittaa sitä, että lämpöpumpun lauhdutin toimii tavoitelämpötilaa korkeammassa 95 °C lämpötilassa ja höyrystin puolestaan vaaka-akselin viisi astetta alemmassa lämpötilassa. Näin varmistetaan lämmön siirtyminen todellisuudessa lämmönvaihtimien seinämien läpi eri fluidien välillä.



Kuva 4: Lämpökertoimen riippuvuus lämpöpumpun lämmönlähteen lämpötilasta, kun tavoitelämpötila on 85 °C

Jotkin lämpöpumpputoimittajat ovat huomanneet asiakkaiden kiinnostavan huomiota erityisen paljon COP-lukuun, jonka vuoksi ne usein markkinoivat sekä jäähdytys- että lämmitystarkoitukseen tulevia lämpöpumppuja seuraavan kaavan (6) avulla lasketulla COP-luvulla:

$$COP_{overall} = \frac{Q_{in} + Q_{out}}{W_{in}} \quad (6)$$

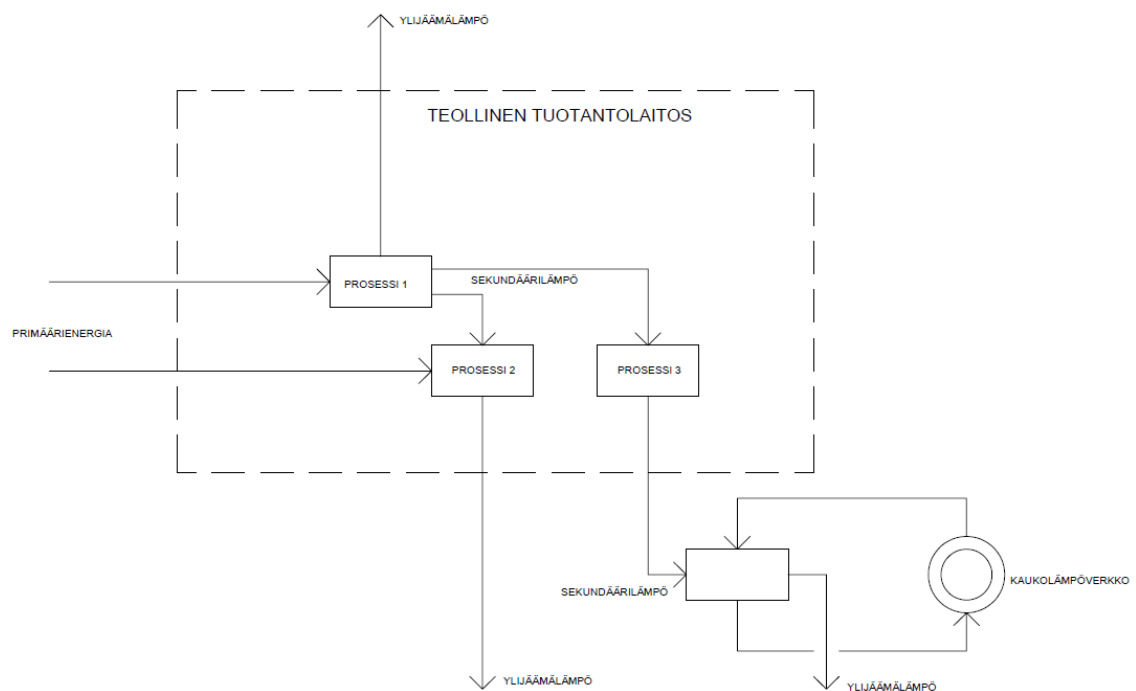
Näin lasketun COP-luvun arvo on luonnollisesti suurempi, kun kaavaan otetaan mukaan sekä otettu että luovutettu lämpöenergia. Tämä ei ole sinällään väärin tai virheellisesti laskettu, jos lämpöpumpun tuottama jäähdytys ja lämpö ovat molemmat suoraan tarpeisiin meneviä ja korvaavat muuta energiankäyttöä. Tällä tavoin lasketun COP-arvon vertailu perinteisen lämpökertoimen arvoon kuitenkin johtaa harhaan ja nykyään tulee aina varmistua COP-arvoja tarkasteltaessa myös niiden laskentaperusteista. Mikäli lämpöpumppu toimii esimerkiksi kaukokylmä- ja kaukolämpöverkon välillä, ottaen lämpöä kylmäverkosta ja siirtäen sen lämpimään, ei viimeksi esitetty laskutapa ole välttämättä ollekaan harhaan johtava jäähdytys- ja lämmitysenergian ollessa kummankin kaupallisia

tuotteita. Jos näiden tuottaminen tapahtuisi jollakin muulla menetelmällä, olisi kummallakin myös vaihtoehtoiskustannus, joten on perusteltua väittää sekä lämmön että jäähdytyksen huomioon ottavan COP-luvun kuvaavan lämpöpumpun todellista suorituskykyä.

2.4 Lämpöpumppu teollisuudessa ja yhdyskunnissa

Energiaintensiivisille teollisuusprosesseille on tyypillistä päätuotteen laadun ja tuotannollisen tehokkuuden maksimointi. Matalalämpötilainen osuus primäärienergiasta, jota tuotanto ei tarvitse, johdetaan ympäristöön lämpimän veden tai ilman muodossa. Tyypillisiä lämpöpumpun käyttökohteita teollisuudessa voivat olla kuivaus-, pesu-, haihdutus ja tislauksprosessit, joissa voidaan vähentää primäärienergian käyttöä ja sitä kautta tuotantoyksikön tuottamia kasvihuonepäästöjä. Oikeastaan kaikki lämmitystä tai jäähdytystä sisältävät prosessit voivat hyödyntää lämpöpumppujärjestelmää ja siksi sovelluskohteita löytyy myös elintarvike-, metsä-, vaatetus-, ja kemianteollisuudesta. (Maaskola et al. 2014) Viime aikoina suuren kokoluokan lämpöpumppuinvestointeja on tehty Suomessa yhdyskuntateknisille jätevedenpuhdistamoille, muun muassa Helsinkiin, Espooseen ja Turkuun (Friotherm 2016). Toteutuneita lämpöpumppuinvestointeja ja lämpöpumpputuotannon soveltuvuutta eri teollisuudenaloille käsitellään tarkemmin luvussa 4 Mahdolliset sovelluskohteet.

EU on asettanut tavoitteita teollisten laitosten energiatehokkuuden nostolle, jonka voidaan katsoa omalta osaltaan vauhdittavan lämpöpumppuinvestointeja tai ainakin energiatehokkuuden parantamiseen liittyvien katselmusten laadintaa. (Euroopan Komissio 2011) Oheisessa on esimerkki teollisuusprosessin energian käytöstä (Kuva 5). Teollisuudessa nykyään saatavilla olevat hukkalämpövirrat ovat tasolla 30-200 °C. Yli 75 °C lämpötiloissa lämpövirran hyödyntäminen on usein mahdollista jo käyttäen suoraa lämmönsiirintä.



Kuva 5: Yleinen esimerkki teollisuusprosessin primäärienergian käytöstä ja ylijäämälämmöstä (muokailen Maaskola et al. 2014)

3 Erilaiset lämpöpumpputyypit

Erilaiset lämpöpumput voidaan luokitella tyyppinsä mukaisesti avoimiin ja suljettuihin järjestelmiin (Taulukko 1). Vaaka-akselilla näkyvä jako perustuu käyttöenergiaan, sillä lämpöpumpun tekemä työ voi olla joko mekaanista energiaa tai lämpöenergiaa. Ero suljetun ja avoimen järjestelmän välillä on puolestaan se, onko lämpöpumppuprosessilla erillistä kiertoainetta vai käyttääkö se suoraan prosessin virtoja. Jos kyseessä on kiertoaineellinen lämpöpumppuprosessi, sitä kutsutaan suljetuksi järjestelmäksi. (Penttilä 1988 s.11).

Taulukko 1: Lämpöpumppujen luokittelu järjestelmän ja käyttöenergian perusteella (mukaillen Penttilä 1988 s. 11)

Järjestelmä	Käyttöenergia	
	Mekaaninen	Lämpö
Suljettu	Kompressiolämpöpumppu	Sorptiolämpöpumppu
Avoin	Mekaaninen komprimointi	Höyryejektori
	Brayton lämpöpumppu	

Eri lämpöpumpputyypit soveltuvat vahvuuksiensa ja heikkouksiensa perusteella osaksi erilaisia prosesseja ja tilanteita. Maaskola et al. on koonnut muutaman erityyppisen lämpöpumpputyypin ominaisuuksia, joka antaa hyvän kokonaiskuvan eri tyyppien vahvuuksista ja heikkouksista (Taulukko 2). Taulukossa mainittuja järjestelmätyyppejä kuvataan kuitenkin myöhemmin tarkemmin omissa kappaleissaan. (Maaskola et al. 2014)

Taulukko 2: Lämpöpumpputyypin ominaisuudet (mukaan Maaskola et al. 2014, kappale 3 Eri-laiset lämpöpumpputyypit)

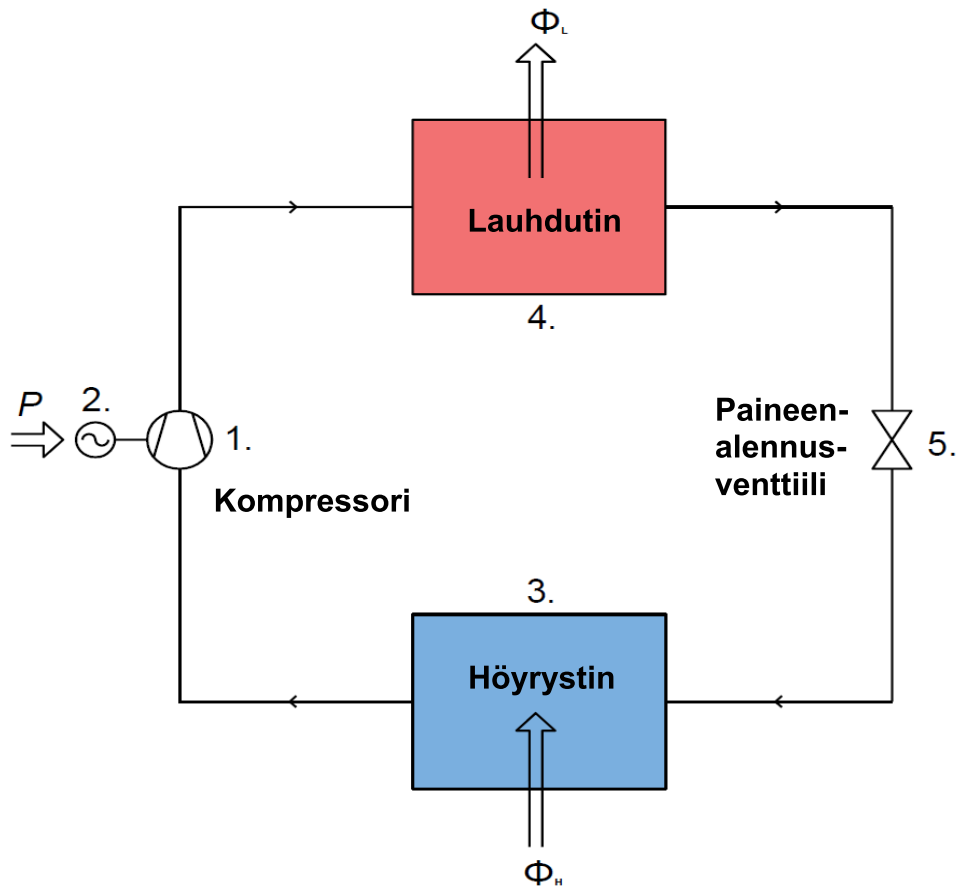
	Mekaaninen lämpöpumppu	Absorptio-lämpöpumppu	Absorptio-lämpömuuntaja	Höyryn mekaani-nen komprimointi	Termo-kompressori
Käyttö-energia	sähkö	kuuma vesi tai höyry	lämpö	sähkö	höyry
Lämpötilan nosto [°C]	20-90	30-65	30-50	5-30	5-20
COP	2,6-7,5	1,5-1,7	0,4-0,5	3-30	1,5-5
Kiertoine	halogenoidut hiilivedyt, ammoniakki, hiilivedyt, CO ₂	vesi/litium-bromidi, ammoniakki/vesi	vesi/litiumbromidi	vesihöyry, hiilive-tyhöyry	vesihöyry
Osakuor-maomi-naisuudet	+	++	++	+	+/-
Inves-tointi	-	-	-	+/-	+
Sisäinen korroosio-herkkyys	ei esiinny	seurattava	seurattava	seurattava	seurattava
Sisäinen likaantu-minen	ei esiinny	ei esiinny	seurattava	seurattava	seurattava
Melu	+/-	++	++	+/-	--
Edut	<ul style="list-style-type: none"> • luotettava • nopea käynnistys 	<ul style="list-style-type: none"> • luotettava, yksinkertainen • vähän ylläpitoa • säädettävyys • 0-100 % • kestävyys 	<ul style="list-style-type: none"> • yksinker-tainen • vähän ylläpitoa • säädettävyys • kestävyys 	<ul style="list-style-type: none"> • pieni läm-mönsiirto-pinta-ala 	<ul style="list-style-type: none"> • yksinker-tainen • edullinen • ei liikkuvia osia • ei likaantu-misongel-mia
Haitat	<ul style="list-style-type: none"> • ei sovi korkeille lämpö-tiloille • 0->100 % ~2 min • säädettävyys haastavissa mitoitusolo-suhteissa 	<ul style="list-style-type: none"> • suuri sis. läm-mönsiirto-pinta-ala • suhteellisen hidas käynnistys • 0->100 % ~10 min • tyhjiön var-mistus 	<ul style="list-style-type: none"> • suuri sis. läm-mön-siirtopinta-ala • hidas käynnistys • suuri tarvit-tava ylijää-mälämpö-virtaus 	<ul style="list-style-type: none"> • pieni dT • sopii vain tie-tyille höy-ryille 	<ul style="list-style-type: none"> • pieni dT • vain tie-tyille höy-ryille • melu
Yleisim-mät sovel-lukset	lämmitys kuivaus jäähdytys	lämmöntalteen-otto jäähdytys	erikoiskohteet	haihdutus, tislaukset	haihdutus, tislaukset

3.1 Kompressiolämpöpumput

Kompressiolämpöpumput ovat yleisimpiä ja kytkennältään varsin yksinkertaisia verrattuna esimerkiksi absorptiolämpöpumppuihin. Useimmiten tarkoitetaan juuri kompressiolämpöpumppua, kun puhutaan pelkästä lämpöpumpusta. Kompressiolämpöpumput ovat tyypiltään mekaanisia lämpöpumppuja, joka tarkoittaa käytännössä sitä, että lämpöpumpun tekemä työ on luonteeltaan mekaanista energiaa. Kompressiolämpöpumppujen COP-arvo on tyypillisesti välillä 2 – 8 riippuen sovelluskohteesta. Lämpöpumpun käyttämä mekaaninen energia saadaan yleisimmin sähköverkosta sähkömoottorikäyttöisen kompressorin pyörittämiseen.

3.1.1 Kompressiolämpöpumppuprosessin kuvaus

Kuvassa on esitetty yksinkertainen kytkentä eräästä kompressiolämpöpumppuprosessista, missä on esitetty tärkeimmät komponentit: 1. kompressorin, 2. sähkömoottori, 3. höyrystin, 4. lauhdutin ja 5. paineenalennusventtiili (Kuva 6). Siirtyviä tehoja on merkitty seuraavilla tunnuksilla: sähköteho P , höyrystinteho Φ_H ja lauhdutinteho Φ_L . Kytkentä poikkeaa lämpövoimaprozessista sillä erotuksella, että kompressiolämpöpumpun lauhdutin on korkeassa paineessa ja höyrystin matalassa paineessa. Painetaso täytyy nostaa höyrystimeltä lauhduttimelle mekaanisesti kompressorilla ja toisaalta virtausta lauhduttimelta höyrystimelle kuristaa paineenalennusventtiili. Kompressiolämpöpumppu on tyypiltään suljettu lämpöpumppuprosessi, eli sen kiertoaine on suljettu muusta prosessista. Yleensä kiertoaine valitaan sovelluskohteen lämpötilatasojen perusteella.



Kuva 6: Tyypillisen kompressiolämpöpumppuprosessin kytkentä (mukaillen Aittomäki et al. 2008, Hakala et al. 2007)

3.1.2 Pääkomponentit

Höyrystin on kompressiolämpöpumpun lämmönvaihdin, jonka päätehtävänä on nimensä mukaisesti höyrystää lämpöpumpun työaine eli kiertoaine. Höyrystimen toisella puolella kiertävä virta voi olla mikä tahansa riittävässä lämpötilassa oleva virta, joka luovuttaa lämmön höyrystimen lämpöpintojen lävitse kiertoaineen höyrystämiseen. Jäähdytettävän virran faasi voi olla neste tai kaasu. Useimmissa teollisissa sovelluksissa jäähdytettävä aine on vesi. Koska lämpöpumpun tehtävänä on muuntaa höyrystimelle tuotu energia hyödyntämiskelpoiseksi, on tarpeen tietää höyrystimen alin mahdollinen toimintalämpötila. Joissakin vesisovelluksissa höyrystimen alimman mahdollisen lämpötilan valintaa voi rajata veden jäätyminen, sillä useilla kiertoaineilla päästään alle 0 °C lämpötiloihin. (Koskelainen et al. 2006 s.531)

Höyrystimen ja lauhduttimen välillä sijaitsevan kompressorin tärkein tehtävä on nostaa kaasufaasissa olevan kiertoaineen paine riittävän korkeaksi, jolloin myös sen lauhtumislämpötila kasvaa. Kompressorit ovat yleensä sähkömoottorikäyttöisiä, mutta periaatteessa olisi mahdollista tuoda mekaaninen energia kompressorin akselille esimerkiksi höyryturbiinilla tai vesivoimalaitoksen turbiinilla. Kiertoaineen paineen korotuksen eli komprimoinnin yhteydessä esiintyy kiertoaineen lämpötilan nousua. Useimmat aineet ovat komprimoitavissa tehokkaammin viileämissä lämpötiloissa, jonka johdosta paineilmajärjestelmistä tuttu monivaiheinen komprimointi välijäähdytyksellä on jo käytössä joissakin kaupallisissa sovelluksissa (Friothers 2016). Kylmäaineeseen lisätään öljyä kompressorin voitelemiseksi. Tällöin lämpöpumpukoneikossa on omia öljyn kierrätykseen ja erotukseen soveltuvia laitteita. (Koskelainen et al. 2006 s.539)

Lämpöpumpuissa on käytössä erityyppisiä kompressoreita, joilla kaikilla omat etunsa eri tilanteissa. Mäntäkompressorit ovat yleisiä pienissä, alle 1,5 MW_{th} koneissa, kuten kodin kylmäkoneissa. Ruuvikompressoreita rakennetaan 10 MW_{th} tehoon saakka ja niiden hyötysuhde on mäntäkompressoreita parempi. Ruuvikompressorit soveltuvat lämpöpumpuissa erityisesti ammoniakkin puristamiseen, sillä ammoniakki kierroilla on tyypillisesti korkea työpaine. Keskipakokompressorit on tyypiltään lähinnä keksipakopumpua, eli juoksupyörä painaa komprimoitavaa ainetta juoksupyörän kehälle. Tyypillistä keskipakokompressoreille on hyvä hyötysuhde myös osakuormilla, pienehkö tilan tarve ja yksikkökoon ylttäminen jopa 25 MW_{th} asti. Lamelli- ja kiertomäntäkompressoreissa mäntä pyörii epäkeskoisesti ja pienentää kaasutilan tilavuutta puristaen sitä korkeampaan paineeseen. Turbokompressoreissa paineen lisäys tapahtuu antamalla komprimoitavalle aineelle liike-energiaa pumpun juoksupyörää vastaavalla tavalla. Kaikista kompressoreista turbokompressorit omaavat korkeimman hyötysuhteen suurilla tehoilla, joka heikkenee osatehoilla nopeasti. (Koskelainen et al. 2006 s.532) Eri kompressorien erityispiirteet ja ominaisuudet ovat koottuna oheisessa taulukossa (Taulukko 3). Kompressorin mallin valintaa ohjaa eniten valittu lämpöpumpun kiertoaine, siitä seuraava painetaso ja laitteen koko. Kompressorilta kiertoaine virtaa lauhduttimelle.

Taulukko 3: Kompressorityyppien erityispiirteitä ja ominaisuuksia (mukaillen Koskelainen et al. 2006)

	Mäntä-kompressori	Ruuvi-kompressori	Keskipako-kompressori	Lamelli-kompressori	Turbo-kompressori
Toimintatapa	Sylinterissä edestakaisin liikkuva mäntä	Pyörivät ruuvit, joiden kierteet ovat limittäin	Kuten keskipakopumppu	Kiertomäntä aiheuttaa tilavuuden pienenemisen ja puristuksen	Komprimoi fluidin antamalla liikeenergiaa
Max. teho	1,5 MW	10 MW	25 MW	-	-
Hyötysuhde	-	Hyvä	Osakuormilla hyvä	-	suurilla tehoilla korkea, osakuormalla ei
Muita erityispiirteitä	Soveltuu pieniin laitteisiin	Soveltuu ammoniakkin komprimointiin	Pienehkö tilantarve	-	-

Lauhdutin on toinen lämpöpumpun kiertoaiheen lämmönvaihtimista, jossa kiertoaine lauhdetaan takaisin nesteeksi. Koska lauhtuminen tapahtuu korkeammalla painetasolla kuin höyrystyminen, lauhtumislämpötila on korkeampi. Sen vuoksi lauhtuttimen toisella puolella kiertävään aineeseen siirtyy nyt lämpöä korkeammassa lämpötilassa kuin höyrystimellä. Tyypillinen teollisen lämpöpumpun lauhtuttimessa kiertävä aine on kaukolämpövesi tai jokin prosessin lämmitettävä virta. Kiertoaine tulee lauhtuttimelle kaasufaasissa ja poistuu nestefaasissa. Lauhtuttimen lämpöteho vastaa alan terminologiassa lämpöpumpun lämpötehoa ja sen suuruus on kompressorin ja höyrystimen tehojen summa (Raiko et al. 2005). Pelkästään jäähdytystarkoituksessa toimivissa järjestelmissä, kuten esimerkiksi jäähallien kylmäkoneissa, lauhtuttimen energia usein siirretään suoraan ympäristöön hukkalämpönä lauhtuttimen sijaitessa ulkona. Osassa kylmäkoneita käsittelevästä kirjallisuudesta lauhtuttimesta käytetään nimitystä liuosjäähdytin. Jäähdyttimet voidaan jakaa toimintatavan mukaan kolmeen tyyppiin: ilma-, vesi ja ruiskutusjäähdyttimiin. (Koskelainen et al. 2006 s.533)

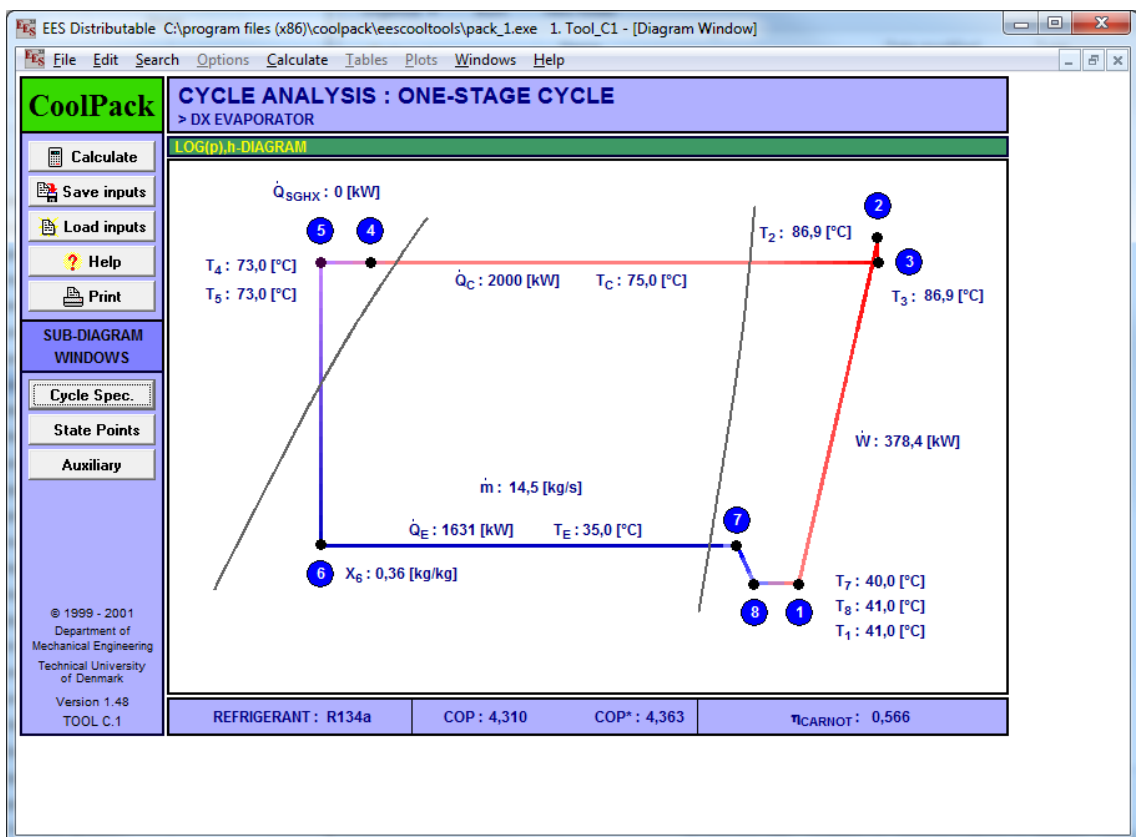
Yksinkertaisessa kompressiolämpöpumpussa on lauhtuttimelta höyrystimelle johtavassa linjassa paineenalennusventtiili. Se rajoittaa virtausta ja pitää yllä paine-eroa lauhtuttimen ja höyrystimen välillä. Ilman paineenalennusventtiiliä höyrystymis- ja lauhtumispaine lähestyvät toisiaan, jolloin lämpöpumppu ei enää siirrä lämpöenergiaa matalasta lämpötilatasosta korkeampaan lämpötilatasoon. Paineenalennusventtiili voidaan nähdä kompressorin näkökulmasta pelkkänä virtausvastuksena, joka on voitettava komprimointiteholla. Näin ollen paineenalennusventtiili lisää lämpöpumpun tarvitsemää mekaanisen energian tarvetta, jota on vaikea yrittää ottaa takaisin talteen, koska nesteen paineenalennuksessa hyödyksi saatava teho olisi hyvin pieni (Raiko et al. 2005).

3.1.3 Kiertoaineet

Kiertoaine valitaan prosessikohtaisesti käyttöolosuhteisiin sopivaksi. Kiertoaineen valintaan vaikuttavia tekijöitä ovat muun muassa: lauhtuttimen ja höyrystimen lämpötilatasot, kiertoaineelta vaadittu ominaistilavuus, lämpöpumppuprosessin painetaso ja käyttökohteen muut vaatimukset, kuten kemikaalivaatimukset (Raiko et al. 2005). Yleensä pyritään

valitsemaan sopivien lämpötilatasojen perusteella kiertoaine, jonka ominaistilavuus ja painetaso ovat mahdollisimman pienet. Suuri ominaistilavuus aiheuttaisi kompressorikonin ja lämmönsiirtimien fyysisten dimensioiden kasvamisen ja sitä kautta kustannustason nousun. (Wikstén 2009b) Suuri painetaso puolestaan aiheuttaa prosessin paineluokan nousun ja sitä kautta tarvittavat seinämänpaksuudet voivat kasvaa tai voidaan tarvita kalliimpia materiaaleja (Pere 2009). Osa kiertoainevaihtoehdoista on lämmönsiirto-ominaisuuksiltaan hyviä, mutta voimakkaasti korrosioivia, joka osaltaan voi aiheuttaa kustannusten nousua materiaalivaatimusten kasvaessa. Kiertoaineiden historialliset sovellukset ovat olleet lähes yksinomaan jäähdytyskoneissa, jonka vuoksi kirjallisuudessa kiertoaineita kutsutaan usein kylmäaineiksi.

Kiertoaineiden käyttäytymistä lämpöpumpppuolosuhteissa voidaan simuloida erilaisilla ohjelmistoilla. Näin voidaan arvioida tarkemmin prosessin Carnot-hyötysuhdetta ja sitä kautta todellista COP-lukua. Yksi luotettava ja melko helppokäyttöinen ohjelmisto on Tanskan teknillisen korkeakoulun, DTU:n, kehittämä Coolpack-niminen sovellus, joka on ladattavissa ilmaiseksi internetistä. Ohessa on esimerkki kylmäaineen R134A lämpöpumpppuolosuhteiden simuloinnista kyseisellä ohjelmistolla (Kuva 7). Ohjelmasta löytyy myös työkaluja monivaiheisen lämpöpumpppuolosuhteiden simulointiin, sekä useiden kiertoaineiden log(p),h-diagrammit. (IPU 2016)



Kuva 7: Esimerkki lämpöpumpppuolosuhteiden simuloinnista kiertoaineella R134a Coolpack-ohjelmistolla (IPU 2016)

Historiassa kiertoaineina on käytetty etenkin pienemmissä kuluttajasovelluksissa ihmiselle myrkyllisiä ja ympäristölle vaarallisia aineita, kuten metaanista syntetisoituja klooria ja fluoria sisältäviä halogeenihilivetyjä. Näistä halogeenihilivedyistä käytetään yleisesti nimeä freonit. Klooria ja Bromia sisältävät freonit ovat voimakkaita kasvihuonekaas-

suja tuhoten maapalloa suojaavaa otsonikerrosta ilmahään päästessään. Freoneja sisältävien kylmäaineiden käyttö kiellettiin jo 1990-luvulla. Freonien käyttökiellosta johtuen luonnonmukaiset kiertoaaineet nousivat merkittävään asemaan lämpöpumpuissa ja kylmäkoneissa. (Kianta 2008)

Kiertoaineilta vaadittavia ominaisuuksia (Lallukka et al. 2009, Penttilä 1988):

Fysikaaliset vaatimukset

- suuri höyrystymislämpö, jotta kiertoaineen massavirta olisi mahdollisimman pieni
- suuri volymetrinen lämmöntuotto, jotta voidaan käyttää mahdollisimman pientä kompressoria
- höyrönpaine yli ilmanpaineen normaalilla lämpötila-alueella, jotta vältytään ilma-voudoilta järjestelmään
- kohtuullisen alhainen höyrystymispaine normaaleissa höyrystymislämpötiloissa
- pieni painesuhde ja tulistuminen puristuksessa
- pieni viskositeetti, jotta painehäviöt minimoidaan
- hyvät lämmönsiirto-ominaisuudet lauhduttimessa ja höyrystimessä
- veden liukoisuus työaineeseen heikko
- työaineella ei liukoisuusaukkoja voiteluöljyn kanssa.

Kemialliset vaatimukset

- stabiili työaine, jotta se kestää kiertoprosessin maksimipaineen
- epäaktiivisuus käytettyihin materiaaleihin, veteen, ilmaan ja öljyyn
- palamattomuus (toisaalta monilla palavilla aineilla on etuja prosessin ja ympäristön kannalta moniin palamattomiin verrattuna, joten riippuu kohteesta).

Fysiologiset vaatimukset

- kiertoaineen on oltava myrkytön.

Taloudelliset vaatimukset

- edullinen hinta
- vuodon havaitsemista helpottavat ominaisuudet.

Kylmäaineilla on omat standardit ja säännökset. Alalla on vakiintunut käytäntö puhua kiertoaineista myös lämpöpumppujen puolella kylmäaineiden R-koodauksella, joka on ASHRAE:n (American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers) luoma systemaattinen luokittelu kylmäaineen molekyyliarakenteen perusteella. Yleisimpiä mekaanisissa lämpöpumpuissa esiintyviä kylmäaineista teollisessa kokoluokassa ovat: R22 ($CHClF_2$), R123A ($C_2HF_3Cl_2$), R717 (NH_3 – ammoniakki), R744 (CO_2 – hiilidioksidi) ja R1234ZE ($C_3H_2F_4$). (American society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers 2014)

3.1.4 Erityispiirteet ja tyypilliset sovelluskohteet

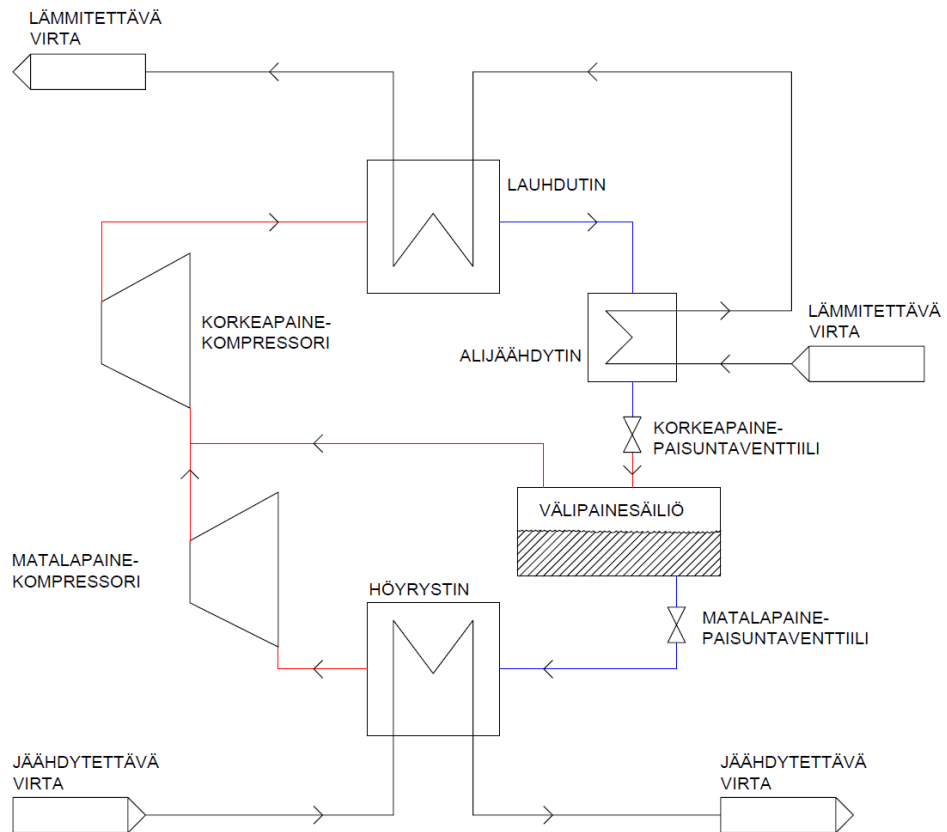
Kompressiolämpöpumppujen erityispiirteitä ovat luotettavuus, sekä niiden yleinen kaupallinen käyttö. Ne ovat myös suljetun järjestelmän lämpöpumpuiksi yksinkertaisia, vaikkakin nykyään kompressiolämpöpumppujärjestelmissä komprimointi voidaan suorittaa useammassa vaiheessa sekä useita lämpöpumppukoneikkoja saatetaan kytkeä sarjaan tai rinnan. Prosessin säätö tapahtuu ON/OFF-tyyppisesti tai invertteriohjauksella kompres-

sorin tehoa säätämällä. Yleensä rajat säädettävyydelle tulevat kuitenkin hukkalämpövirran tai lämmityskohteen rajoitteista. Kompressiolämpöpumppujärjestelmien prosessiolosuhteet eivät tyypillisesti ole korroosioherkkiä, joten ne ovat materiaaliltaan edullisempia ja sen suhteen huolettomampia käyttää. (Maaskola et al. 2014)

Tyypillisimpiä sovelluskohteita ovat jäähdytys ja lämmitys, teollisessa kokoluokassa lähes yksinomaan kaukolämpö ja joissakin tilanteissa esilämmitysvirrat. Tyypillisesti kannattavia sovelluskohteita ovat kuivausprosessit, joissa voidaan hyödyntää sekä jäähdyttävää höyrystintä että lämmittävää lauhdutinta osana prosessia. Sen sijaan käyttö prosessivirtojen esilämmityksessä ei ole yleistä, vaikka sen avulla voitaisiinkin useissa tapauksissa säästää primäärienergiaa. Kompressiolämpöpumppuja on rakennettu viime aikoina jätevedenpuhdistamojen yhteyteen, jolloin puhdistamon vesimassoja voidaan hyödyntää tarpeen mukaan kaukolämmön tai -kylmän tuotantoon. (Friothers 2016, Maaskola et al. 2014)

3.1.5 Monivaiheiset kompressiolämpöpumppujärjestelmät

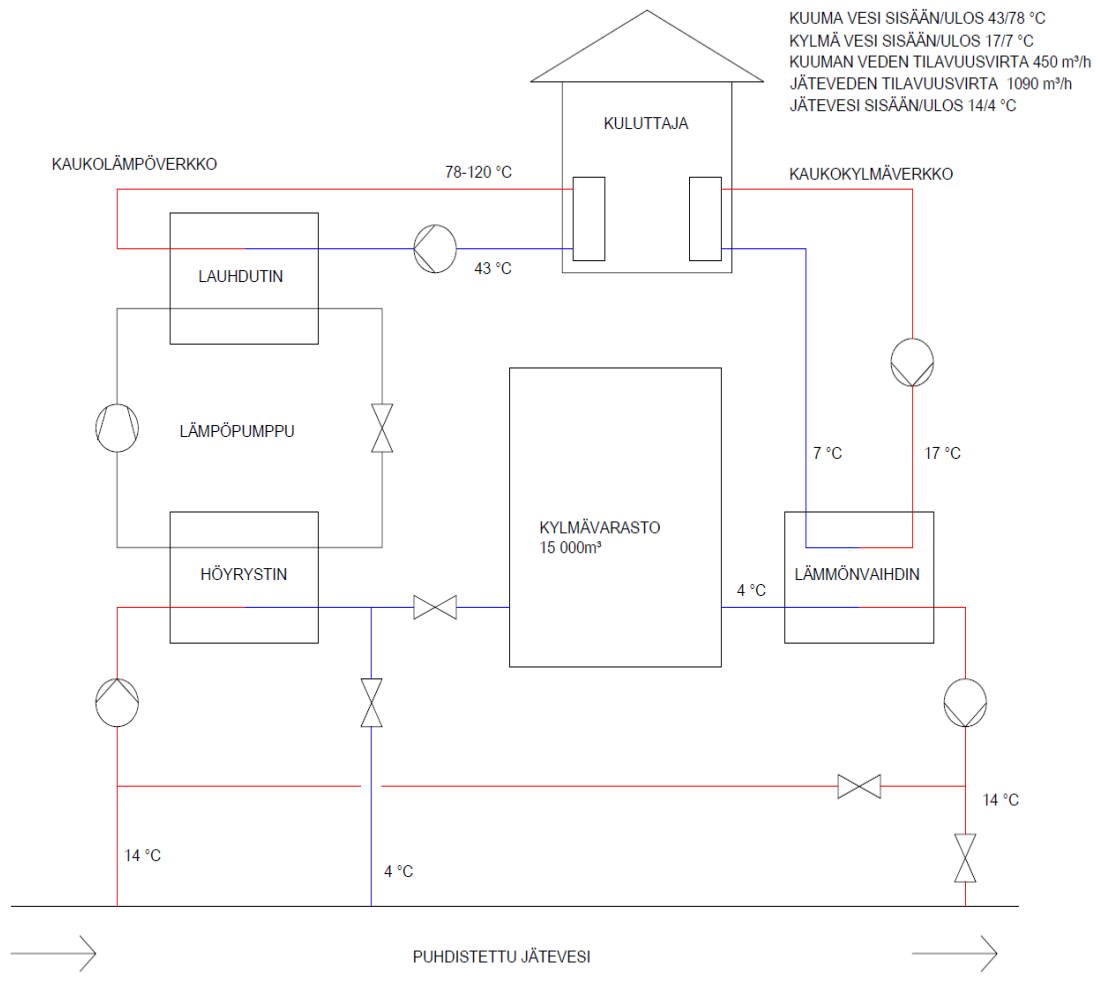
Höyrystimen ja lauhduttimen välisen lämpötilaeron kasvaessa yksivaiheisen kompressiolämpöpumppujärjestelmän lämpökerroin heikkenee. Lämpöpumppuvalmistajat tarjoavat yksivaiheista monimutkaisempia kytkentöjä hyötysuhteen kasvattamiseksi. Oheisessa kuvassa on esitetty erään lämpöpumpputoimittajan kaksivaiheinen kompressiolämpöpumppuprosessi, jossa kiertoaineen komprimointi on jaettu kahteen eri vaiheeseen niin, että kiertoainetta jäähdytetään välissä johtamalla siihen välipainesäiliöstä höyrystynyttä kiertoainetta (Kuva 8). Punaisella on kuvattu pääosin kaasufaasissa oleva kiertoaine ja sinisellä nestefaasissa oleva kiertoaine. Toinen nykyään joissakin kaupallisissa sovelluksissa tarjolla oleva komponentti on lauhteen alijäähdytin kiertoaineelle, joka toimii kiertoaineen lisjäähdyttimenä ja samalla lämmitettävän hyötövirran esilämmittimenä ennen varsinaista lauhdutinta.



Kuva 8: Esimerkki monivaiheisesta kompressiolämpöpumppprosessista (mukaillen Friotherm 2016)

Käytännössä yksivaihesilla lämpöpumpuilla on vaikeaa saavuttaa kaukolämmön menopuolen yli 80 °C lämpötiloja järkevillä lämmönlähteiden lämpötilasoilla. Esimerkin valmistaja tarjoaa kaksivaiheisella kompressorilla varustettua lämpöpumpppua, kun lauhduttimen toimintalämpötila on yli 65 °C yleisimmällä kiertoaineella R134A. Kaksivaiheisella komprimoinnilla voidaan saavuttaa jopa 90 °C lämpötilataso lauhduttimella, jolloin saavutetaan jo kaukolämpöverkon menoveden tavoitelämpötila noin -5 °C pakkasella (Friotherm 2016, Koskelainen et al. 2006). Lisäksi useita lämpöpumpppuyksiköitä voidaan kytkeä rinnan tai sarjaan.

Lämpöpumpppujen yhteyteen on mahdollista rakentaa myös kylmä- tai lämminakkuja, jotka ovat käytännössä suuria vesisäiliöitä. Kylmä- tai lämpökakulla voidaan tasata kaukolämmön tai –kylmän vaihtelevaa kulutusta Ohessa on esimerkki (Kuva 9) kylmäakulla varustetusta kompressiolämpöpumpusta, joka tuottaa sekä kaukolämpö että kaukokylmää ja toimii jätevedenpuhdistamon yhteydessä.

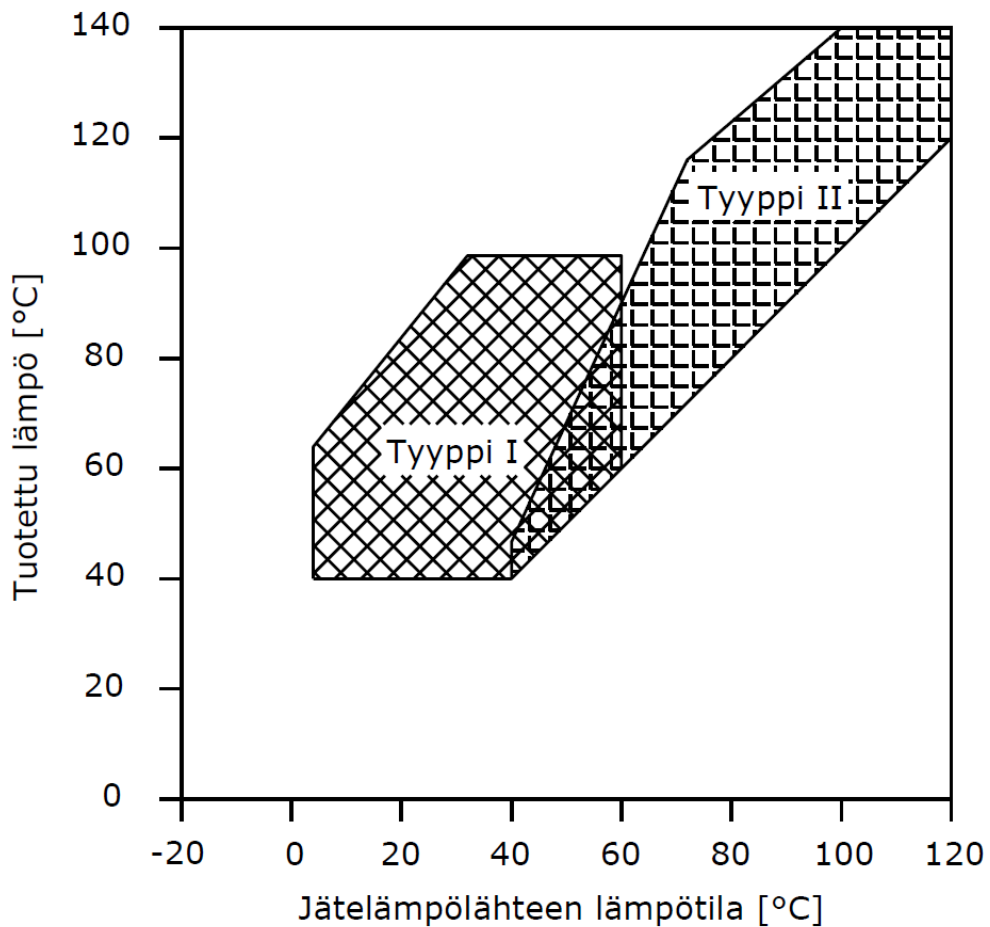


Kuva 9: Erään kylmäsäiliöllä varustetun kaukojäähdytysprosessin kytkentä (mukaan Friotherm 2016)

3.2 Sorptioprosesseihin perustuvat lämpöpumput

Toisin kuin kompressiolämpöpumput, sorptiolämpöpumput käyttävät lämpöpumpun käyttöenergiana lämpöä. Tämän vuoksi sorptiolämpöpumppuja käytetään pääosin hyödyntämään ilmaiseksi oletetun ylijäämälämmön energiaa. Sorptiolämpöpumput ovat suljettuja lämpöpumppuprosesseja, joilla on oma kiertoainepari eli kaksi kiertoainetta. Sorptiolämpöpumppujen toiminta perustuu kaasun liukenemiseen nesteeseen tai kiinteään aineeseen. Kaasun liukenemista nesteeseen kutsutaan absorptioksi ja kiinteään aineeseen adsorptioksi. Sorptioprosessien historia yltää aina 1800-luvulle saakka. (Penttilä 1988, Aittomäki et al. 2008, Bakhtiari 2009, Salmi 2013)

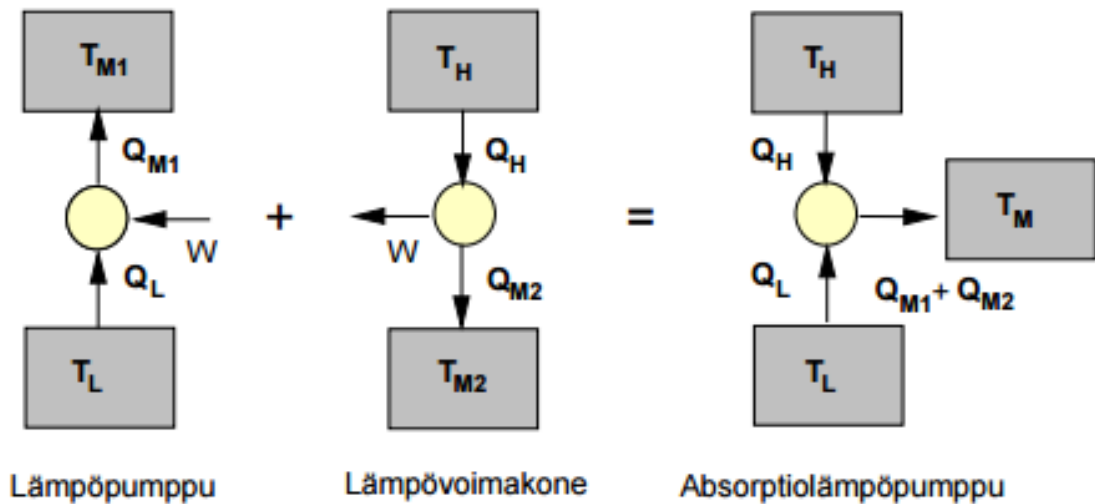
Lämmönlähteenä voidaan hyödyntää jätelämmön lisäksi korkeamman lämpötilatason omaavia lähteitä. Absorptiolämpöpumput jaetaankin käytettävän lämmönlähteen lämpötilan perusteella kahteen ryhmään, tyyppin I ja tyyppin II absorptiolämpöpumpuiksi, kuten seuraavassa esitetään (Kuva 10). Nämä ryhmät eroavat toisistaan saavutettujen prosessilämpötilojen sekä prosessikytkennän suhteen. Tyyppin 2 absorptiolämpöpumpuista käytetään kirjallisuudessa yleisesti termiä lämpömuuntaja (absorption heat transformer – AHT) ja tyyppin I absorptiolämpöpumpuista (absorption heat pump – AHP). Tämän vuoksi jatkossa tyyppin I järjestelmistä käytetään nimitystä absorptiolämpöpumppu ja tyyppin II järjestelmistä lämpömuuntaja. (Penttilä 1988)



Kuva 10: Absorptiotekniikkaan perustuvien järjestelmien jako toiminta-alueiden perusteella (mukailien Penttilä 1988, Lallukka et al. 2009)

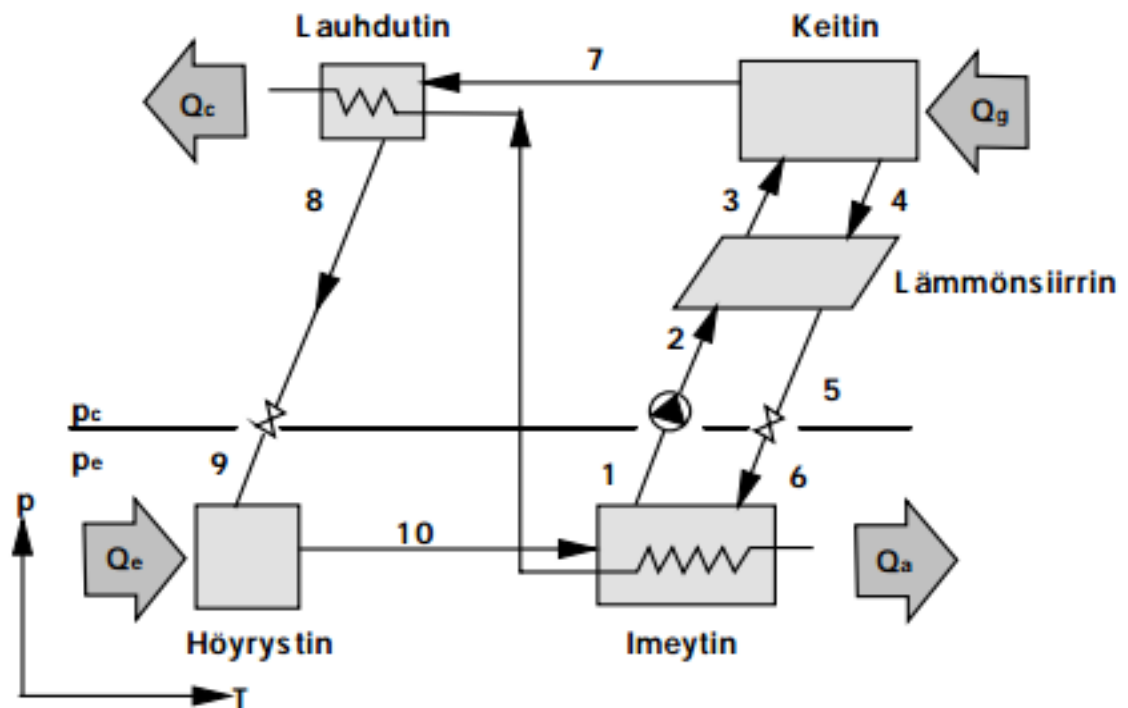
3.3 Absorptiolämpöpumppuprosessien kuvaus

Absorptiolämpöpumppuprosessin toiminta perustuu sorptioprosesseihin. Kaasun liukenemiseen nesteeseen kutsutaan absorptioksi ja kaasun sitoutumista molekyylivoimien välityksellä huokoisen aineen huokoiseen sisäpintaan adsorptioksi. Kaasun vapautumista kiinteästä aineesta tai nesteestä kutsutaan vastaavasti desorptioksi. Koska molekyylin energia nesteeseen liunneena tai kiinteään aineeseen sitoutuneena on yleensä pienempi kuin vapaana, ovat absorptio ja adsorptio eksotermisiä, eli lämpöä vapauttavia, reaktioita. Desorptio on puolestaan yleensä endoterminen eli lämpöä sitova reaktio. Absorptioprosessissa hyödynnetään tätä absorptiossa ja desorptiossa tapahtuvaa lämmön vapautumista ja sitoutumista niin, että se ikään kuin korvaa kompressiolämpöpumppujen mekaanisen kompressorin. Absorptiolämpöpumppuprosessi voidaan ajatella olevan lämpöpumpun ja lämpövoimakoneen yhdistelmä (Kuva 11). (Koljonen et al. 1998)



Kuva 11: Absorptiolämpöpumpun prosessi (Koljonen et al. 1998)

Absorptiota ja desorptiota varten prosessissa on kompressiolämpöpumpun järjestelmistä tuttujen höyrystimen ja lauhduttimen lisäksi imeytin ja keitin. Oheisessa kuvassa on esitetty absorptiolämpöpumpun prosessin toimintaperiaate (Kuva 12). (Koljonen et al. 1998, Hasan 2008)



Kuva 12: Absorptioprosessin komponentit ja toimintaperiaate (Koljonen et al. 1998, Koskelainen et al. 2006)

Kokonaisuudessaan absorptiolämpöpumpun prosessi ei ole niin yksinkertainen kuin kompressiolämpöpumpun prosessi. Tähän on syynä useamman komponentin lisäksi vaihtelevat konsentraatiot ja työainepariin liittyvät ongelmat. Absorptiolämpöpumpun prosessin yhteydessä puhutaan kiertoaineista aineparina, sillä liuennan aineen eli liuottimen ja

kylmäaineen eli absorptin ominaisuudet ja erityisesti yhteensopivuus ovat keskiössä järjestelmän toiminnan kannalta. Yksittäisessä paineessa ja lämpötilassa kaasun ja nesteeseen liunneen kaasun välillä vallitsee tasapaino. Jos lämpötilaa tai painetta muutetaan, myös tasapaino muuttuu aiheuttaen kaasun vapautumista tai sitoutumista.

3.3.1 Pääkomponentit ja toimintaperiaate

Kuvan mukaisesti lauhduttimella lämpöä luovuttanut ja lauhtunut kylmäaine virtaa paisuntaventtiin (8) ja sen jälkeen höyrystimelle (9) (Kuva 12). Höyrystymistä voi tapahtua jo paisuntaventtiin paineen alenemisen seurauksena, mutta loput höyrystymisestä tapahtuu höyrystimellä. Höyrystimen toisiopuolen fluidin lämpötila puolestaan määrittää kiertoineen höyrystymislämpötilan ja sen termodynaamisten ominaisuuksien perusteella höyrystymispaineen. Höyrystimeltä imeyttimelle virtaava kylmäaine (10) on kokonaisuudessaan kaasufaasissa. (Koljonen et al. 1998, Koskelainen et al. 2006)

Imeyttimellä kylmäaineen kaasu absorboidaan nestefaasissa olevaan liuottimeen. Liukeneminen ja lauhtuminen sitovat energiaa, jonka vuoksi imeytintä jäähdytetään jatkuvasti. Jäähdyttävä nestevirta asettaa käytännössä rajoitteen imeyttimen käyttölämpötilalle. Kun tiedetään höyrystymispaine, joka vastaa imeyttimen painetta, saadaan sen ja absorptin loppulämpötilan perusteella määriteltyä imeyttimeltä poistuvan liuoksen (1) teoreettinen konsentraatio. Koska käytännössä imeyttimen paine on hieman höyrystintä alemmalla tasolla, imeyttimeltä poistuvan liuoksen (1) pitoisuus on pienempi vastaten todellisia paine- ja lämpötilaolosuhteiden arvoja. Imeyttimeltä liuos pumpataan korkeampaan paineeseen ja johdetaan keittimeen (2, 3). (Koljonen et al. 1998, Koskelainen et al. 2006)

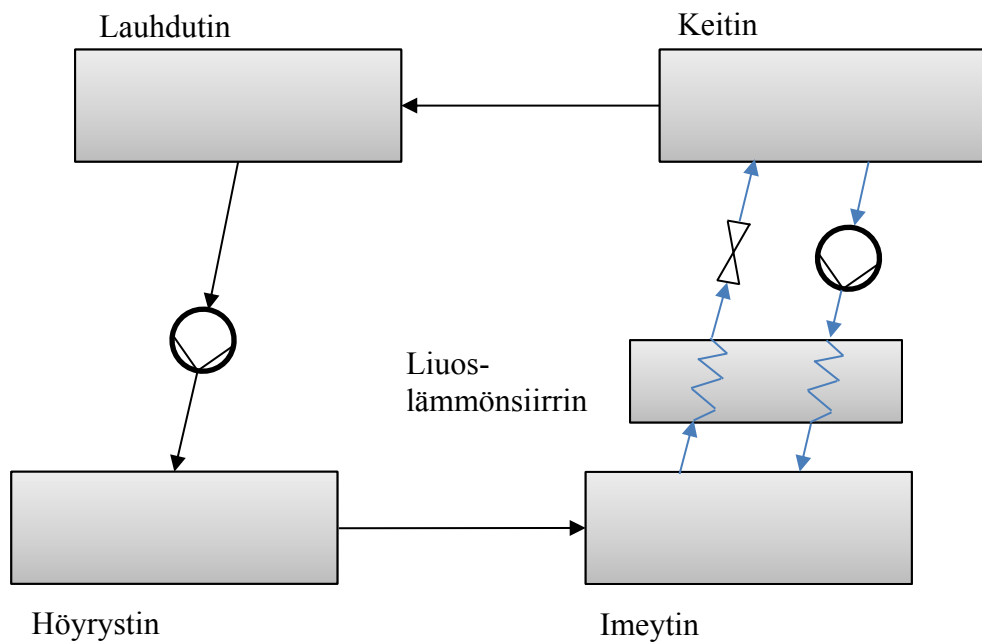
Keittimessä korkeamman paineen ja keittimelle tuodun lämpöenergian seurauksena liuoksesta pääsee vapautumaan kylmäainetta samalla liuoksen väkevöityessä. Ideaalisessa prosessissa keitin on lauhduttimen kanssa samassa paineessa, mutta todellisuudessa painehäviöiden verran korkeammassa paineessa. Keittimellä väkevöitynyt liuotin lasketaan paineenalennusventtiin lävitse takaisin imeyttimelle (4,5,6), jossa liuottimeen liukenee jälleen kylmäainetta. Keittimeltä poistuvan liuoksen (7) tila määräytyy keittimen paineen ja keiton loppulämpötilan mukaan. Keittimen paineeseen ja lämpötilaan vaikuttaa keittimen rakenne ja käytettävä lämmitysväliaine, jonka voidaan katsoa olevan absorptiolämpöpumpun primäärienergianlähde. Liuoksesta tislautunut kylmäaine virtaa kaasufaasissa takaisin lauhduttimeen. (Koljonen et al. 1998, Koskelainen et al. 2006)

Lauhduksen lämpötila ja siten myös lauhtumispaine määräytyvät lauhduttimen toisen puolen virtaavan aineen lämpötilatasosta, jonka on oltava riittävän alhainen lämpötilagradientin aikaansaamiseksi (Koskelainen et al. 2006). Tätä kutsutaan myös lämmönsiirrinten yhteydessä riittäväksi asteisuudeksi eli eri puolilla virtaavien fluidien riittäväksi lämpötilaeroksi lämmönsiirron aikaansaamiseksi.

Absorptiolämpöpumpun prosessin ulkopuolista lämpöenergiaa käyttävät komponentit ovat keitin ja höyrystin, kuvassa energiat Q_g ja Q_e (Kuva 12). Sen sijaan hyödyntämiskelpoista lämpöä saadaan sekä lauhduttimelta että imeyttimeltä, joita kuvaavat lämpövirrat Q_c ja Q_a . Prosessiin liittyy usein myös liuoslämmönsiirrin, jossa kuumen, väkevän liuoksen (4) lämpöä siirretään imeyttimestä pumpattuun laimentuneeseen liuokseen (2). Näin saavutetaan prosessin COP-arvon kasvaminen. (Koljonen et al. 1998, Koskelainen et al. 2006)

3.3.2 Lämpömuuntajat

Lämpömuuntajat ovat eräänlaisia modifikaatioita tyyppin I absorptiolämpöpumpuista ja niiden toiminta on suunniteltu hieman korkeampiin lämpötilatasoihin niin käytettävän lämmönlähteen osalta kuin saavutettavan hyödyksi saatavan lämmön osalta. Lämpömuuntajaprosessit voi erottaa absorptiolämpöpumpuista siitä, että lämpömuuntajilla on pumppu myös kylmäaineen kierrossa. Tämän seurauksena lämpömuuntajan höyrystin ja imeytin toimivat korkeassa paineessa. Toisaalta lauhdutin ja keitin toimivat matalassa paineessa, toisin kuin absorptiolämpöpumpuissa. Eräs lämpömuuntajan kytkentä on esitetty kuvassa, jossa sinisellä näkyy liuoskierto ja mustalla kylmäaineen kierto (Kuva 13). (Penttilä 1988, Horuz 2010)



Kuva 13: Erään lämpömuuntajan kytkentä, kun komponentit ovat tyyppin I absorptiopumppua vastaavasti aseteltuna (mukaillen Horuz 2010)

Lämpömuuntajan avulla pystytään tuottamaan noin 60 - 130 °C lämpöisestä energiavirrasta noin 20 - 50 °C korkeamman lämpötilan energiaa, jolloin on mahdollista päästä paineellisten kuumavesien tai jopa matalapainehöyryn energiatasoille (Penttilä 1988, Lallukka et al. 2009). Lämpömuuntajaa voidaan käyttää sopivalla kytkennällä myös suuren noin 100 °C lämpötilassa olevan vesivirran pienen osuuden höyrystämiseen, jolloin jäljelle jäävän veden lämpötila laskee noin 60 °C tuntumaan. Tällaisen prosessin COP on vain noin 0,5 ja veden virtaamasta saadaan höyrystettyä vain noin 1/40 osa. Taloudellinen kannattavuus on näillä perusteilla vähintäänkin kyseenalaista. (Penttilä 1988)

Lämpömuuntajilla voidaan saavuttaa suora primäärienergian tarpeen väheneminen, vaikkakin lämpömuuntajan tarvitseman energian lämpötilataso on niin korkea, että sitä voitaisiin hyödyntää sellaisenaan esimerkiksi palaavan kaukolämmön esilämmitykseen, suoraan kaukolämmön tuotantoon tai prosessin esilämmitykseen. Käytännössä harvassa sovelluksessa on tarjolla riittävän kuumaa lämpömuuntajan tarvitsemaa hukkalämpöä.

3.3.3 Kiertoaineparit

Sorptioprosessien kiertoainepareja on tutkittu melko runsaasti. Yleisin nykyään käytössä oleva absorptiokiertoainepari on vesi/litiumbromidi. Toinen, varsinkin aiemmin paljon käytetty, kiertoainepari on ammoniakki/vesi. (Srikhirin 2001)

Absorptioprosessin tehokkuus on kriittisesti riippuvainen työaineparin kemiallisista ja termodynaamisista ominaisuuksista. Tärkein vaatimus kylmäaine/absorbentti yhdistelmälle on, että nestemuodoissaan niillä täytyy olla riittävä sekoittuvuus keskenään prosessin käyttölämpötila-alueella. Seoksen tulee olla kemiallisesti stabiili, myrkytön ja syttymätön. Kylmäaineelta vaaditaan alhaista jähmettymispistettä, alhaista viskositeettia ja keskisuurta höyrynpainetta. Absorbentilta vaaditaan alhaista höyrynpainetta ja alhaista viskositeettia. (Koljonen et al. 1998, Srikhirin 2001) Lisäksi seuraavat vaatimukset ovat suotavia: (Srikhirin 2001)

- Kiehumispisteiden ero puhtaan kylmäaineen sekä absorbenttiin liunneen kylmäaineen välillä samassa paineessa tulee olla mahdollisimman suuri.
- Kylmäaineella tulee olla korkea höyrystymislämpö ja suuri liukoisuus liuottimeen, jotta virtaama imeytyssäiliön ja keittimen välillä olisi mahdollisimman pieni.
- Mahdollisimman hyvät aineen- ja lämmönsiirto-ominaisuudet.
- Kummankin aineen tulisi olla syövyttämätön, ympäristöystävällinen ja edullinen.

Jo vuonna 1988 Marcriss esitti, että on olemassa noin 40 kylmäainekomponenttia ja 200 liuoskomponenttia. Vuosien saatossa uusia tutkittavia kiertoaineita on tullut jonkin verran lisää, vaikka toisaalta joidenkin muilta ominaisuuksiltaan kiinnostavien aineiden tutkiminen on lopetettu niiden ympäristölle haitallisten ominaisuuksien vuoksi.

Absorptiojärjestelmien kehittämisestä saakka vesi/ammoniakki-pari on ollut laajasti käytössä sekä jäähdytys- että lämmityssovelluksissa. Ammoniakki ja vesi ovat kummatkin kemiallisesti vakaita laajalla lämpötila- ja painealueella. Ammoniakilla on suuri höyrystymislämpö, joka on eduksi prosessin hyötysuhteelle. Kiertoaineparia voidaan käyttää alhaisiin lämpötiloihin ammoniakkin jätymispisteen ollessa -77 °C tasolla. Vesi/ammoniakki-pari on eniten käytetty ainepari kylmälaitteissa, joiden höyrystymislämpötilat ovat alle 0 °C tason. Ammoniakilla on myös pieni viskositeetti. Vesi/ammoniakki-parin erityispiirteitä on, että järjestelmä vaatii erillisen vedenerottimen keittimen jälkeen, koska osa vedestä voi höyrystyä ammoniakkin mukana aineiden suhteellisen pienen kiehumispisteiden erotuksen vuoksi (133 K). Veden pääseminen kylmäainekierron puolelle aiheuttaisi vesihöyryn kertymisen höyrystimeen, mikä puolestaan heikentäisi järjestelmän suorituskykyä. Tämän estämiseksi tapahtuvaa ammoniakkipäästöjen käsittelyä kutsutaan rektifikaatioksi. Vesi/ammoniakki kiertoaineparin muita huonoja puolia ovat korkea paine, myrkyllisyys ja kupariseoksille korroosiota aiheuttavat kemialliset ominaisuudet. Vesi/ammoniakki kiertoaineparia valittaessa laitteiston suunnittelussa pitää ottaa huomioon ammoniakkipäästöjen haitallisuus sekä räjähdysherkkyys ilman kanssa. (Koljonen et al. 1998, Srikhirin 2001)

Toinen yleinen kiertoainepari absorptioprosesseissa on vesi/litiumbromidi ($H_2O-LiBr$), jolloin vesi toimii kylmäaineena ja litiumbromidin ja veden liuos absorbenttina. Kiertoaineparin ehdoton hyvä puoli on litiumbromidin haihtumattomuus, jonka vuoksi rektifikaatio ei ole tarpeellinen (Koljonen et al. 1998). Tämä tekee kytkennästä yksinkertaisemman laskien investointikustannuksia ja parantaa hyötysuhdetta, koska rektifikaatioon ei

tarvitse käyttää energiaa. Vesi/litiumbromidi-parin huonoja puolia ovat alhaisesta veden höyrynpaineesta johtuva absorptiojäähdyttimen alipaineessa oleva toimintapiste, jonka vuoksi koneikon rakenteita täytyy suunnitella alipaineen kestäviksi. Käytännössä tämä tarkoittaa ulkoisen paineen kestävien rakenneratkaisujen lisäksi erityisiä tiiveysvaatimuksia ja ilmanpoistolaitteistoa. Lisäksi veden jäätymispiste, 0 °C, rajoittaa H_2O -LiBr-parin sovelluksia kylmissä lämpötiloissa ja käytännössä voidaan saavuttaa + 5 °C jäähdytyslämpötila. Vesi/litiumbromidi-parilla varustetun lämpöpumpun imeytinkomponentin prosessiarvoja rajoittaa seoksen kiteytyminen suuremmilla väkevyyksillä eli seoksen kristallisaatoraja. Litiumbromidin liukoisuus veteen on voimakkaasti riippuvainen pitoisuudesta ja lämpötilasta, mutta heikosti paineesta. Kiteytynyt seos voi tarttua koneikon putkien seinämiin ja mahdollisesti tukkia täysin jäähdytyskoneikon putket. Jos näin pääsee tapahtumaan, nestevirtaus pysähtyy ja sen luovuttaessa lämpöä ympäristöönsä kiteytyminen kiihtyy entisestään. Tyypillisesti tämä tapahtuu liuoslämmönsiirtimen ulostuloputkistossa, missä lämpötilat ovat matalia ja LiBr:n pitoisuudet korkeita. Jotta kiteytyminen voidaan välttää, tulee imeytintä jäähdyttää riittävästi. Juuri kiteytymisongelma on esteenä vesi/litiumbromidi-kiertoaineparin ilmajäähdytteisille sovelluksille, erityisesti kuuma-ilmastossa. Uusimmissa H_2O -LiBr-parin sovelluksissa kiteytymisen seuranta on automatisoitu, jolloin lämpöpumppu voi toimia lähempänä kiteytymisrajaa ja osaa tarvittaessa itse säätää prosessia kiteytymisen ehkäisemiseksi. (Koljonen et al. 1998, Srihirin 2001)

Perinteisten kiertoaineparien lisäksi myös muita kiertoainepareja on esitetty kirjallisuudessa. Suurimmassa osassa tosin perinteisten parien kylmäaine tai adsorbentti on korvattu jollakin muulla aineella. Joissakin sovelluksissa vesi/litiumbromidi-parin kylmäaine, vesi, on korvattu metanolilla ($CH_3OH - LiBr$) tai litiumnitraatti adsorbenttina ($H_2O - LiNO_3$). Ammoniakkia on yritetty korvata metylamiinilla ($CH_3NH_2 - H_2O$) ja litiumbromidia jollain muulla suolalla, kuten litiumkloridilla ($H_2O - LiCl$), metallihydroksidilla (esim. $H_2O - NaOH - KOH$), metallinitraatilla (esim. $H_2O - LiNO_3 - KNO_3 - NaNO_3$) tai litiumbromidin lisäksi on käytetty jotain muuta suolaa (esim. $H_2O - LiBr - ZnBr_2$ tai $H_2O - LiBr - ZnBr_2 - LiCl$). Kylmäaineena on käytetty myös HCFC-yhdisteitä yhdessä orgaanisen liuottimen kanssa. (Koljonen et al. 1998)

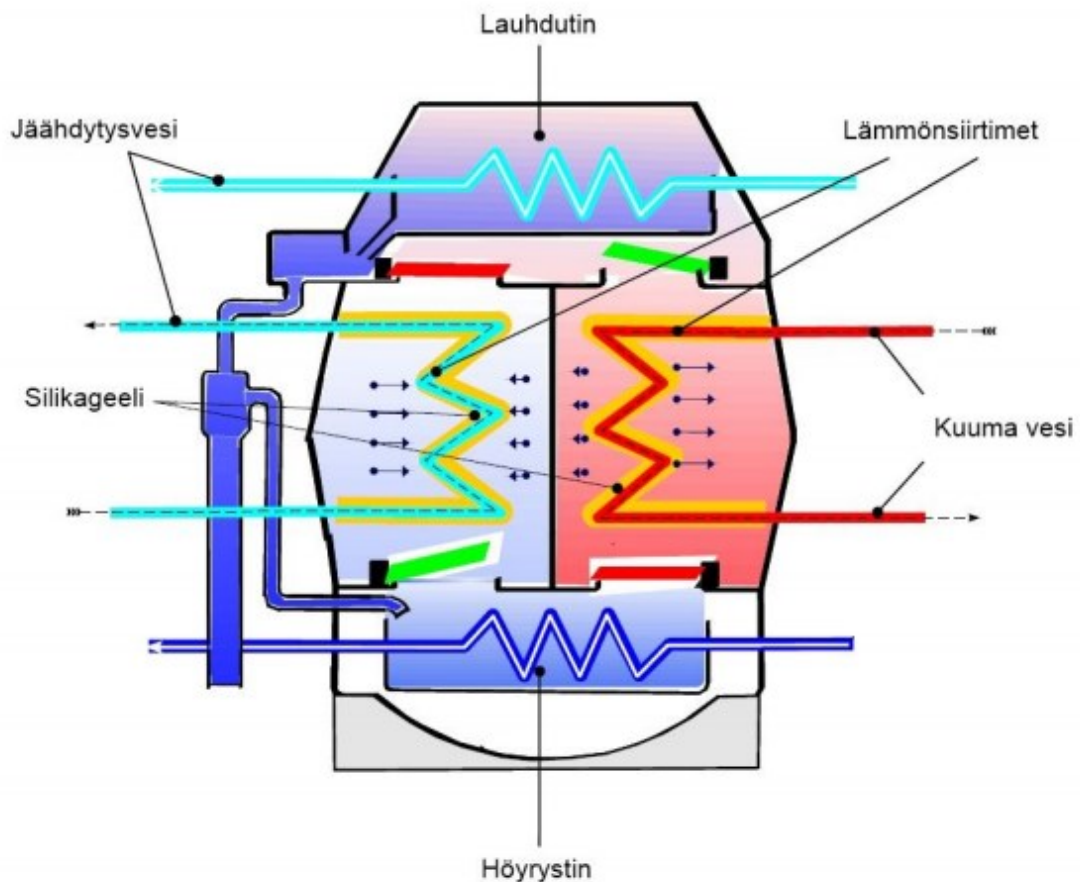
3.3.4 Adsorptioprosessit

Nestemäisen liuottimen sijaan vastaavaan tarkoitukseen voidaan käyttää myös kiinteää ainetta eli adsorbenttia. Esimerkiksi vesihöyryn absorboitumista silikageelin pinnalle on tutkittu lämpöpumppu- sekä kuivausteknisten kosteuden poistoon liittyvien sovellusten toivossa. Muita suuren pinta-alan tilavuutta kohti omaavia aineita ovat aktiivihiihi ja zeoliitit. Useimmin kiinteiden aineiden käyttöä on tutkittu jäähdytykseen liittyvissä sovelluksissa. Adsorptiojäähdyttimen COP-arvoja eri ainepareilla on esitetty alla olevassa taulukossa (Taulukko 4). (Salmi 2013)

Taulukko 4: Kylmäkertoimia yleisimpien aineparien adsorptiojäähdyttimille prosessilämpötilojen funktiona (Salmi 2013, Demir 2008)

Ainepari	Lauhtumis- lämpötila [°C]	Höyrystymis- lämpötila [°C]	Lämmön- lähteen lämpötila [°C]	COP
Silikageeli-vesi	30	14	60	0,3-0,65
Silikageeli-vesi	30	14	55	0,25
Silikageeli-vesi	31	15	86	0,41
Silikageeli-vesi	35	10	80	0,6
Silikageeli-vesi	35-45	10-20	80-95	0,5
Silikageeli- metanoli	30	0	85	0,3
Zeoliitti-vesi	20	2	150	0,3
Aktiivihiili- metanoli	27	-10	100	0,5

Kuten huomataan, Silikageeli-vesi adsorptioprosessin käyttövoiman lämpötilaksi riittää suhteellisen alhainen 55 °C. Adsorptiokoneista käytetään myös termiä varastoiva lämpöpumppu. Adsorptioprosessi toimii jaksoittain muutamasta kymmenestä sekunnista minuuttien mittaiseen jaksonaikaan. Toimintaa voidaan ajatella niin, että kiinteää ainetta olevaa adsorbenttia kostutetaan ja kuivataan vuorotellen. (Koskelainen et al. 2006) Erään adsorptiojäähdyttimen rakenne on esitetty kuvassa alla (Kuva 14).



Kuva 14: Erään adsorptiojäähdyttimen rakenne (Salmi 2013)

3.3.5 Sorptiojärjestelmien erityispiirteet

Yhteenvedona sorptioprosesseista todettakoon, että lämmön käyttö lämpöpumpun työenergiana kuulostaa erityisen houkuttelevalle. Käytännön ongelma on kuitenkin työlämmöltä vaadittu korkea taso, yleensä $> 80\text{ °C}$, pois lukien jotkin adsorptiosovelluksista. Toinen tärkeä huomio on, että lähes kaikki sorptioprosessien käytännön sovelluksista ovat jäähdytysprosesseja. Absorptiolämpöpumppu on ollut käytössä ainakin Helsingin Salmisaaren voimalaitoksella tuottaen lämpöenergiasta kaukokylmää. Tämän kaltainen kytkentä, jossa absorptiolämpöpumppu toimii lisäkuormana kaukolämpöverkossa tuottaen kaukokylmää kuulostaa varsin järkevälle varsinkin, mikäli sen avulla kaukokylmä pystytään tuottamaan niin sanottuna CHP-tuotantona. Toinen yhdyskuntatekninen sovellus voisi olla vaikkapa yksittäisen suuren jäähdytyskohteen, kuten jäähallin, jäähdytys kaukolämpöverkon energiaa hyväksi käyttäen. Ulkomailta löytyy muutama esimerkki voimalaitoskattilan perässä olevan savukaasupesurin lämmön talteen ottamiseksi absorptiolämpöpumpulla.

On kuitenkin huomattava, että sorptioprosesseissa syntyy suhteellisen paljon matalalämpöistä hukkaenergiaa jäähdytyssovelluksissa. Toisaalta jäähdytyssovelluksissa sorptiojärjestelmien kanssa kilpailee suora kompressorijäähdytys, jonka etuina ovat laajat kaupalliset sovellukset, yksinkertaisuus ja viime aikoina edullinen sähköenergian hinta. Absorptio- ja kompressorikylmäkoneiden ominaisuuksia kuvaa alla esitetty (Taulukko 5).

Taulukko 5: Kylmäkoneiden ominaisuuksia (mukailtu Koskelainen et al. 2006)

	Kompressorikoneet			Absorptiokoneet		
Ominaisuus	Mäntä-kone	Ruuvi-kone	keskipa-kokone	1-vaihei-nen	2-vaihei-nen	2-portai-nen
Työtapa	edesta-kainen mäntä-liike	pyörivä ruuvi	pyörivä juoksu-pyörä	pump-paus pieni paine	pump-paus kes-kipaine	pump-paus pieni paine
Kylmäaine	R134a, R407a, HCFC, NH ₃	R134a, R407a, HCFC, NH ₃	R134a, R407a, HCFC, NH ₃	H ₂ O-LiBr, NH ₃ -H ₂ O	H ₂ O-LiBr, NH ₃ -H ₂ O	H ₂ O-LiBr, NH ₃ -H ₂ O
Max. kylmä-aineenpaine [kPa/k.aine]	1600/R-134a, 1600/R-407c	1500/R22, 1600/NH ₃		7,5/LiBr, 1600/NH ₃	65/LiBr, 1600/NH ₃	7,5/LiBr
COP	2,5...5	3...6	4...6	0,6...0,8	1,2	0,4...0,7
Tehoalue [MW]	0,01...1,5	0,3...7	0,5...25	0,1...6	0,1...10	0,2...2,5
Tilantarve [m ² /MW]	6...16	6...16	6...16	10...30	10...30	10...30
Paino [kg/kW]	5,2...9,1	5,2...9,1	5,2...9,1	8,5...22	8,5...22	8,5...22
Hinta [€/kW]	300...120	330...130	360...170	330...85	330...70	330...100

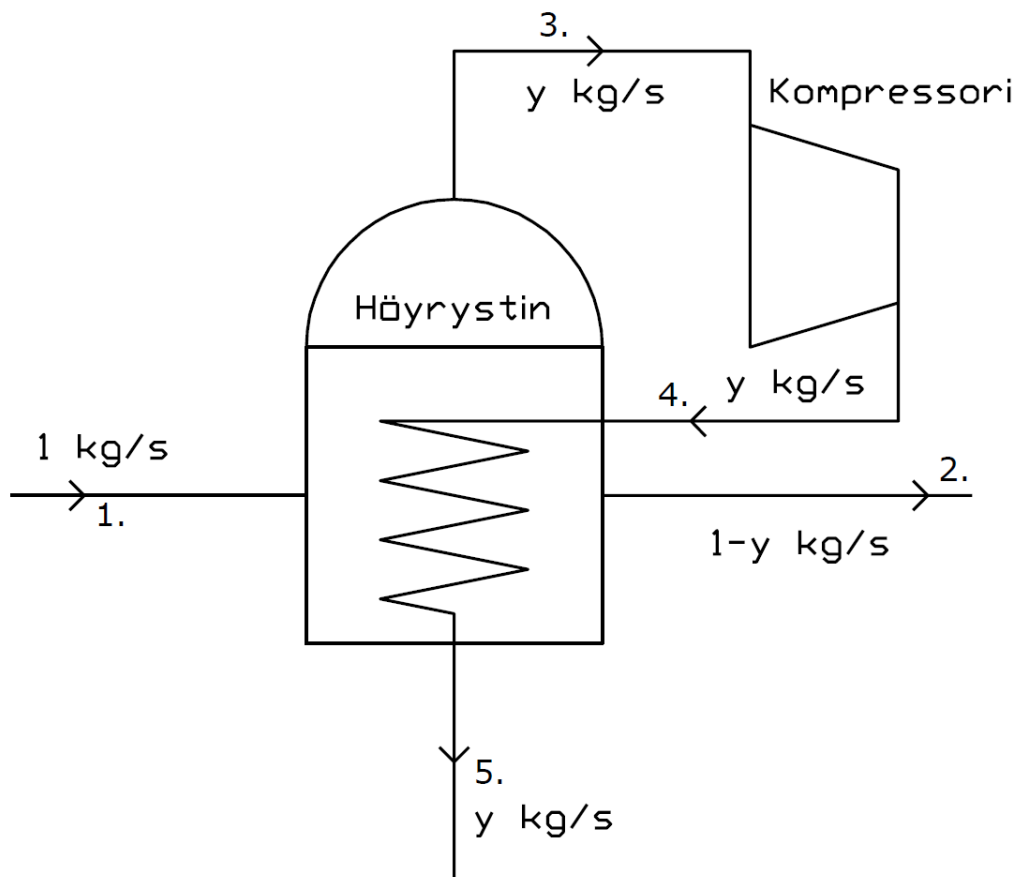
3.4 Avoimen piirin lämpöpumput

Vaihtoehtona suljetun piirin lämpöpumppujärjestelmille, lisälämpöä voidaan tuottaa myös avoimen piirin lämpöpumppukytkennoillä, joilla ei ole omaa erityistä kiertoainetta. Nämä järjestelmät ovat selvästi suljetun piirin lämpöpumppuja harvinaisempia, mutta yksinkertaisen kytkentänsä vuoksi usein investointikustannuksiltaan paljon edullisempia. Avoimen piirin lämpöpumppujärjestelmiä käytetään pääasiassa osana teollisuusprosesseja lämmitystarkoitukseen vähentämään suoraan muun lämmityksen tarvetta. Seuraavassa esitellyt lämpöpumpputyypit ovat mekaaninen komprimointi, termokompressorit ja Brayton lämpöpumppu.

3.4.1 Mekaaninen komprimointi

Mekaaninen komprimointi tarkoittaa suoraan painetason ja sitä kautta energiatason nostamista tekemällä työtä prosessiin. Mekaaninen komprimointiprosessi (mechanical vapour recompression – MVR) on perinteinen teollisuudessa käytetty lämpöpumppujärjestelmä, erityisesti petrokemian teollisuudessa ja sellunvalmistuksessa. Koska kyseessä on avoin lämpöpumppuprosessi, työaineena prosessissa toimii teollisuusprosessin kaasu, joka on yleensä vesihöyryä. (Lallukka et al. 2009, Maaskola et al. 2014)

Tyypillisesti mekaaninen komprimointi yhdistetään höyrystinprosessiin (Kuva 15). Tämän tyyppisessä kytkennässä höyrystimen tarvitsema energia saadaan normaaliajossa kokonaan mekaanisen kompressorin tekemästä työstä, vaikka aluksi prosessi vaatiikin ulkopuolista energiaa käynnistyäkseen. Prosessi toimii seuraavasti: Höyrystimeen johdetaan vettä (1), joka höyrystyttyään johdetaan kompressorille (3). Osa höyrystimeen johdetusta vedestä ei esimerkkikytkennässä höyrsty (2). Paineenkorotuksen jälkeen höyry johdetaan korkeammassa lämpötilassa höyrystimen lämpöpinnoille (4). Komprimoidusta höyrystä siirtyy energiaa takaisin höyrystimeen lämmönvaihtimen pintojen läpi ja saavutetaan energiatason nousu poistuvissa virroissa (2 ja 5) verrattuna alun perin höyrystimeen johdettuun virtaan (1). Komprimointiprosessi voidaan suunnitella myös siten, että poistuvat virrat ovat eri lämpötiloissa, mikäli tästä on kokonaisuuden kannalta hyötyä.



Kuva 15: Mekaanisen komprimoinnin esimerkkikytkentä (mukailien Penttilä 1988, Lallukka et al. 2009)

Mekaanisten komprimointisovellusten COP-arvo voi olla erinomainen riippuen sovelluskohteesta, luokkaa 3-30 (Lallukka et al. 2009, Maaskola et al. 2014). Tämä kuitenkin olettaa, että järjestelmään sisään menevän virran energia on hukkalämpöä ja kuten muisakin lämpöpumpuissa, COP kertoo ulos saadun energian suhteen kompressorin tekemään työhön.

Mekaanisessa komprimoinnissa tärkeää on painesuhde kompressorin yli. Syrjäytyskompressorilla voidaan saavuttaa likimain painesuhteen arvo 2,0. Toisaalta yksivaiheisella komprimoinnilla maksimiarvo on hieman alle tämän, noin 1,7. (Hyvönen et al. 1984)

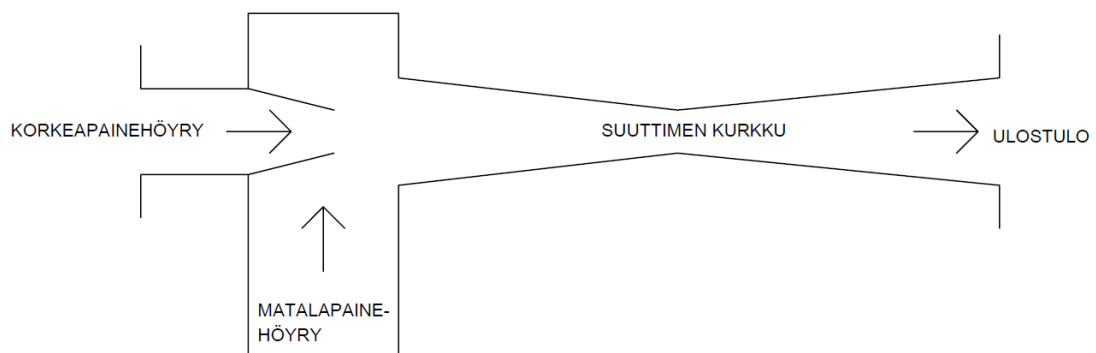
Nykyiset kompressorit mitä luultavimmin pääsevät tästä parempiin painesuhteisiin. Paineen nousua vastaava lämpötilan nousu voidaan lukea suoraan kylläisen höyryn taulukosta. Usein haihdutussovelluksissa varsin pienikin asteisuus riittää ylläpitämään haihdutusprosessia. Toisinaan komprimoinnilla pidetään itse haihdutusprosessia alipaineessa, jolloin kiehuminen tapahtuu alemmassa lämpötilassa (Hyvönen et al. 1984).

On olemassa monivaiheisia mekaanisen komprimoinnin sovelluksia, joissa useita komprimointiprosessi-*piirejä* kytketään sarjaan. Tällöin varsinaisesta prosessista erillään olevissa piireissä kiertää oma piirin lämpötilatasolle sopiva kiertoaine, eivätkä monivaiheiset komprimointiprosessit siten ole avoimia lämpöpumpputjärjestelmiä, joita yksivaiheiset komprimointiprosessit yleensä ovat. (Maaskola et al. 2014)

Mekaaninen komprimointi soveltuu erinomaisesti haihdutuksen teollisiin sovelluksiin ja se on myös suhteellisen edullinen jälki-investointi olemassa olevaan järjestelmään. Viime aikoina selluteollisuuden laitetoimittajat ovat ottaneet mekaanisen komprimoinnin osaksi haihdutinratkaisujaan (Andritz 2016, Valmet 2016). Mekaanisen komprimoinnin avulla haihduttamosta saadaan lämpöenergian suhteen energiaomavarainen ja ainoa tarvittava käyttöenergia on kompressorin tarvitsema sähkö. Yleensä haihduttamossa olevan lämmönvaihtimen asteisuudet ovat hyvin pieniä noin 3 – 7 °C, jonka vuoksi komprimoinnin paineen korotuksen ei tarvitse olla suuri (Maaskola et al. 2014). Haihduttamojen yhteydessä komprimointilaitteesta puhutaan toisinaan puhaltimena. Puhallinteknologian kehitys on tehnyt puhaltimista kilpailukykyisen vaihtoehdon perinteisille kompressoreille (Tallberg 1996). Haihduttamojen yhteydessä mekaanista komprimointia käytetään energiatehokkuuden parantamiseen ja siten tehokkaampaan nesteen poistamiseen.

3.4.2 Termokompressor

Verrattuna mekaaniseen komprimointiin, termokompressorissa kaasun paineen nosto pyritään tekemään lämpöenergian avulla. Käytännössä lämpöenergia tuodaan korkeammassa paineessa ja lämpötilassa olevasta vesihöyrystä höyryejektoriksi nimetyssä laitteessa. Höyryejektor on suutinteoriaa hyödyntävä laite, jossa matalammassa ja korkeammassa paineessa oleva höyry sekoitetaan keskenään (Kuva 16). Korkeammassa paineessa oleva höyry puristaa paisuessaan matalassa paineessa olevaa höyryä, koska sekoitusputken kurkku ahdistaa virtausta. Sekoitusosan laajetessa kurkun jälkeen virtausnopeus pienenee ja paine kasvaa. Näin sekoittuneen virtauksen paine on noussut verrattuna sisään virranneeseen matalapainehöyryyn. (Lallukka et al. 2009, Maaskola et al. 2014)



Kuva 16: Höyryejektorin rakenne

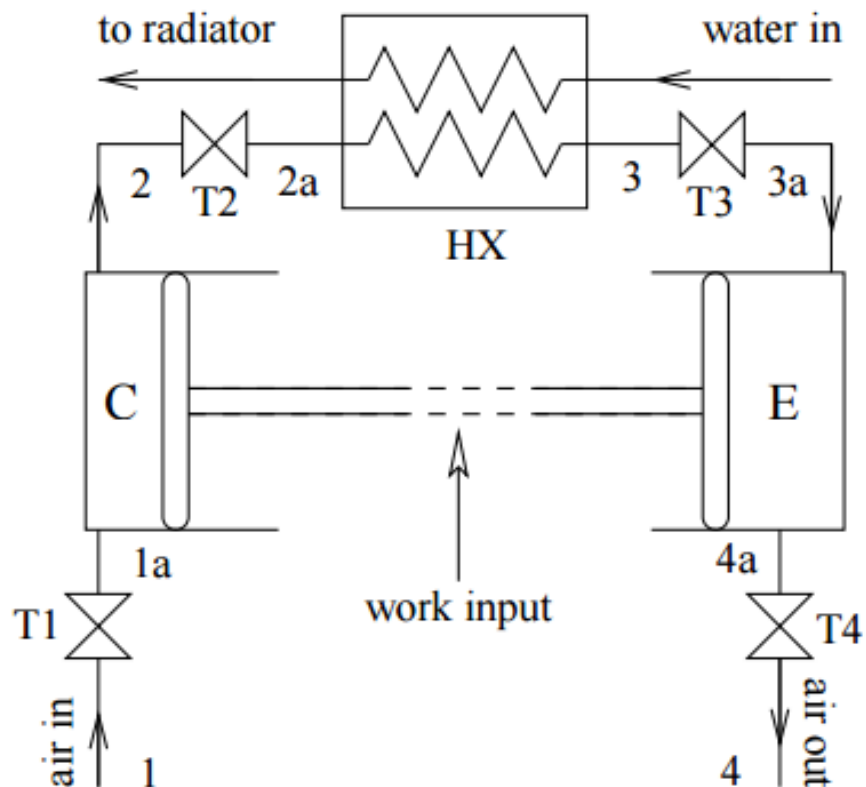
Termokompressorien käytännön sovellukset ovat yleensä kohteissa, joissa syntyy matalapaineista kylläistä höyryä esimerkiksi haihdutuksen tai paineen laskun seurauksena. Eri teollisuuden aloista tyypillisiä sovelluskohteita löytyy elintarvike-, kemian- ja metsäteollisuudesta. Suorituskerroin COP vaihtelee välillä 1,5-5, joka on merkittävästi vähemmän kuin useimmissa mekaanisen komprimoinnin sovelluksissa. Kuitenkin tekniikka on vielä mekaanista kompressoria edullisempi investointina ja siten järkevä vaihtoehto, mikäli on saatavilla korkeapaineisempaa höyryä ja sen kustannus on riittävän edullinen. (Maaskola et al. 2014) Ejektoritekniikan varjopuolena voi olla suutinosien eroosio varsinkin jos höyry on kostea. Termokompressorin on soveltuva kaikkiin vastaaviin prosessin osiin, jotka mainittiin aiemmin mekaanisen komprimoinnin yhteydessä.

Myös termokompressorien sarjaan kytkemistä on tutkittu. Periaatteessa ejektoreita pystytään kytkemään sarjaan useita, jolloin jokaisessa niistä saadaan aikaan paineen nousua. Ejektoritekniikkaa voisi pystyä hyödyntämään myös osana suljettua lämpöpumppprosessia, jolloin virtaavana aineena on vesihöyryn sijasta kylmäaine. Käytännön sovelluksia tästä ei juurikaan ole. (Yau-Ming 1997)

3.4.3 Brayton lämpöpumppu

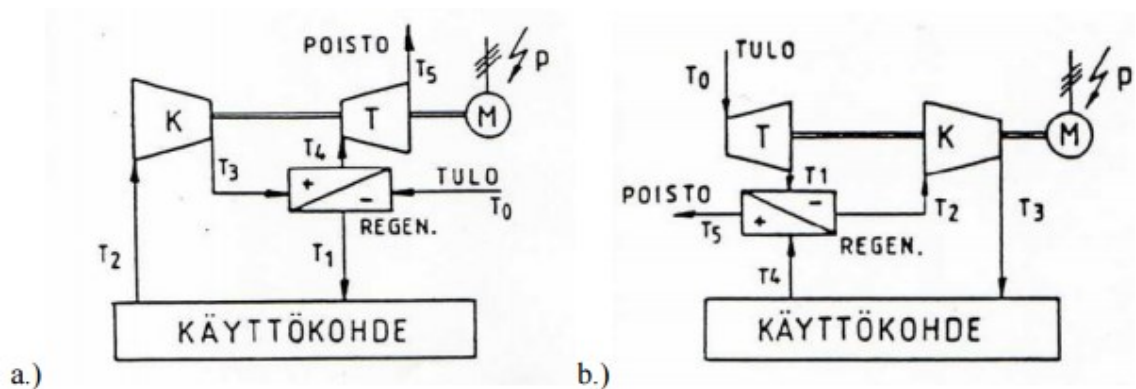
Brayton lämpöpumppu (Brayton-cycle heat-pump, BCHP) soveltuu useiden teollisuusprosessien ilman tai veden esilämmitykseen. Brayton lämpöpumppu hyödyntää kaasun puristuksessa syntyvää lämpöenergiaa, joka otetaan talteen. Komprimointityötä voidaan vähentää paineen laskemiseen tarkoitettulla turbiinilla, joka voi olla kytkettynä kompressorin kanssa samalle akselille. Yksinkertaistettua virtauskaaviota Brayton lämpöpumppprosessista havainnollistaa oheinen kuva (Kuva 17). Kyseisessä prosessissa ilma otetaan sisään kompressorin venttiilin T1 läpi (1, 1a). Kompressorin C nostaa ilman painetta, jolloin samalla ilman lämpötila nousee. Puristettu ilma lasketaan venttiilin T2 läpi ja johdetaan lämmönvaihtimelle HX (2, 2a). Lämmönvaihtimella HX ilmasta siirtyy lämpöä veteen, joka myöhemmin johdetaan pattereille. Lämmönvaihtimelta ilma johdetaan venttiilin T3 läpi turbiinille E (3, 3a). Turbiinin E läpi virtaavan ilman paine laskee ja ilma poistuu venttiilin T4 läpi pois prosessista (4a, 4). Koska kyseisen kytkennän kompressorin C ja turbiinin E ovat samalla akselilla, tarvitaan komprimointiin vähemmän tehoa verrattuna tilanteeseen ilman turbiinia. (White 2009)

Lämpöpumppu voi myös toimia ilman esilämmittämiseksi prosessin tarvitsemaan tilaan yli tai alipaineisena (Kuva 18). Kytkennässä a) lämpöpumppu toimii ylipaineisessa imien esilämmitettyä ilmaa käyttökohteelle (Penttilä 1988). Koneistoon otettava ilma lämpötilassa T_0 lämmitetään lämmönvaihtimessa lämpötilaan T_1 ja virtaa käyttökohteelle. Käyttökohteelta ilmaa imetään pois ja se saapuu kompressorille K lämpötilassa T_2 . Kompressorin K paineen nousun seurauksena ilman lämpötila nousee T_3 tasolle. Korkeammassa paineessa oleva ilma luovuttaa lämpöenergiaa lämmönvaihtimessa sisään tulevalle ilmalle ja sen lämpötila laskee tasolle T_4 . Ilma virtaa turbiinin T läpi ja poistuu koneikosta lämpötilassa T_5 .



Kuva 17: Brayton lämpöpumpun yksinkertaistettu kytkentä (White 2009)

KytKentä b) toimii vastaavasti alipaineessa syöttäen esilämmitettyä ilmaa prosessiin (Penttilä 1988). Koneikkoon otettu ilma jäähtyy lämpötilasta T_0 lämpötilaan T_1 paisuessaan turbiinissa T, jonka jälkeen ilmaa lämmitetään käyttökohteelta poistuvalla ilmalla lämpötilaan T_2 lämmönsiirtimessä. Kompressorin puristaa ilman käyttökohteen paineeseen, jolloin ilman lämpötila nousee tasolle T_3 virraten käyttökohteelle. Käyttökohteelta poistuva ilma jäähtyy lämpötilasta T_3 lämpötilaan T_4 . Kytkennoissä a) ja b) suurin hyöty saavutetaan kiertoaaineen, joka oli esimerkissä ilma, saattamisesta prosessille sopivaan tilaan, sillä Brayton lämpöpumpun COP-luku on suhteellisen heikko, noin 1,5 – 2 (Penttilä 1988).



Kuva 18: Kaksi esimerkkiä ilmakäyttöisestä Brayton lämpöpumpusta: a) ylipaineinen prosessi, b) alipaineinen prosessi (Penttilä 1988)

4 Mahdolliset sovelluskohteet

Tässä kappaleessa käydään läpi lämpöpumppujen mahdollisia sovelluskohteita lähestyen asiaa jäähdytettävien ja lämmitettävien virtojen kautta. Kohdelähtöinen ajattelu ottaa kantaa: mihin virtoihin voidaan kytkeytyä, minkä virtojen lämpötilatasot ovat sopivia ja missä kohteissa lämpöpumppu voisi olla taloudellisesti järkevä vaihtoehto. Kirjallisuudessa suuria teollisen kokoluokan lämpöpumppuja on tutkittu varsin vähän 2000-luvulla tutkimuksen keskittyä pieniin kiinteistökohtaisiin sovelluksiin. Vähäiset asiasta tehdyt tutkimukset ovat tuoreita. Teollisen kokoluokan lämpöpumppujen tyypillisten lämmönlähteiden hyviä ja huonoja puolia on koottu oheiseen taulukkoon (Taulukko 6). Tästä huomataan, että yleisimmät lämmönlähteet ovat: savukaasut, teollisuuden hukkalämpö, yhdyskunnan puhdistetut jätevedet sekä meri-, järvi- ja jokivedet mukaan lukien maaperä.

Taulukko 6: Yleisten lämpöpumppujen lämmönlähteiden huomioitavia tekijöitä (mukailtu Valor 2016)

Lämmönlähde	Huomioitavia tekijöitä
Savukaasut	<ul style="list-style-type: none"> + Prosessin sisäinen lämmönlähde, joten sen hyödyntäminen on udein yksinkertaisempaa ja edullisempaa kuin ulkoisen lämmönlähteen + Nostaa tuotannon hyötysuhdetta ja taloudellisuutta + Savukaasujen jäähdyttämällä myös ilmastomyönteinen vaikutus - Saattaa monimutkaistaa polttoprosessia (mm. kosteusvaatimukset) - Lämpöpumppu toimii joustavuuden kannalta väärään aikaan – lämpöpumpun pitäisi toimia silloin, kun voimalaitos ei ole käynnissä tai ajaa minimitehoa
Teollisuuden hukkalämpö	<ul style="list-style-type: none"> + Lämpötila usein korkeampi kuin luonnollisissa lämmönlähteissä -> hyödyntäminen kannattavampaa + Yhteistyö kaukolämpöyhtiön kanssa saattaa korvata muut lämmöntoimittajan jäähdytysjärjestelmäinvestoinnit ± Selvitettävä ensin hukkalämmön mahdollinen hyödyntäminen sisäisesti - Lämmönlähteen ajallinen saatavuus saattaa poiketa lämmöntarpeesta - Lämmönlähteen sijainti tulee olla lähellä käyttökohdetta tai kaukolämpöjärjestelmää - Lämmönlähteen luotettavuus (toimituksen pitkäaikaisuus, sopimustekniset asiat)
Yhdyskuntien jätevedet	<ul style="list-style-type: none"> + Lämmönlähde yleensä käytettävissä vuoden kaikkien tuntien aikana + Jätevesien hyödyntäminen ympäristölle hyväksi ± Useita jätevesien puhdistuslaitoksia (suuri potentiaali), mutta joidenkin laitosten sijainti kaukana kaukolämpöjärjestelmästä - Jäteveden lämpötilataso ei aina riittävän korkea kaukolämmön tuottamiseksi hyvällä lämpökertoimella (vaatii priimausta koviilla pakkasilla) - Komponenttien likaantuminen saattaa aiheuttaa ongelmia varsinkin, jos lämpöä otetaan puhdistamattomasta virrasta.
Meri-, järvi- ja jokivedet sekä maaperä	<ul style="list-style-type: none"> + Lämmönlähteillä usein ajallisesti laaja saatavuus, käytettävissä lähes vuoden kaikkien tuntien aikana. - Lämmönlähteen lämpötilataso alhainen, jolloin lämpöpumppujen lämpökertoimet heikompia - Komponenttien likaantuminen saattaa aiheuttaa ongelmia (esim. luonnonvesilämmönsiirtimen lämpöpintojen likaantuminen) - Jäätyminen voi olla ongelma talven kylmimpään aikaan

Edellä mainitut lämmönlähteet ovat kaikki potentiaalisia lämpöpumpun jäähdyttämiä virtoja. Suurin osa lämpöpumppusovelluksista on kuitenkin historiallisesti ollut jäähdytyskoneita, joiden päätarkoituksena on ollut nimenomaan tuottaa ensisijaisesti kylmää. Varsinkin kaukokylmän yleistymisen seurauksena lämpöpumppuja on alettu ajattelemaan luontaiseksi osaksi kaukolämpöjärjestelmää (Valor 2016).

4.1 Jätevedet lämpöpumpun lämmönlähteenä

Erityisesti suuren kokoluokan mekaanisia lämpöpumppuja on investoitu paljon pohjoismaihin kytkettynä nimenomaan palaavan puhdistetun jäteveden lämmön talteen ottamiseksi. Lämpöpumppulaitokset ovat tyypillisesti lämpöteholtaan kymmeniä megawatteja, mutta tämä vaihtelee paljon kaukolämpöverkon ja jätevesivirtaaman koon mukaan. Tyypillisimmin lämpöä siirretään jätevedestä kaukolämpö- tai kaukokylmäverkkoon. Kaukolämmön ja -kylmän yhteistuotannolla lämpöpumppukytkenälle saadaan paras ja kannattavin toimintatapa eri vuodenajoille.

Jäteveden suhteellisen vakio ja olosuhteista riippumaton lämpötilataso tekee siitä hyvän lämmönlähteen. Lisäksi jätevesien lämpötilataso on yleensä korkeampi verraten vaikkapa maaperään tai meriveteen. Tyypillistä jätevesien virtaamille on skaalautuminen kaupungin koon mukaan, joten suuressa kaupungissa on suurempi jätevesien hyödyntämispotentiaali ja kaukolämmitystarve.

Suomessa jätevesiä hyödyntäviä megawattikokoluokan lämpöpumppuja on rakennuttanut Helsingin Energia Katri valan puiston alle, Fortum Suomenojan voimalaitosalueelle ja Turun seudun Energia Kakolan kaupunginosan alle (Friotherm 2016). Pienempiä jätevesistä lämpöä ottavia lämpöpumppuja on ainakin Jepualla, Joensuussa ja Vaasassa (Scancool 2016). Toteutuneiden lämpöpumppuprojektien lisäksi Tampereen uuden jäteveden puhdistamon, Keskuspuhdistamon, yhteyteen suunnitellaan suurikokoista noin 30 MW_{th} lämpöteholla varustettua mekaanista lämpöpumppujärjestelmää. (Pöyry 2011, Vähtiitto 2015)

4.2 Lämpöpumppu savukaasujen lämmön talteen ottamiseksi

Jatkuva tarve energian säästämiseksi ja kattilahyötysuhteen parantamiseksi on ohjannut sekä lämpökeskus- että voimalaitostason lämmöntuotantolaitoksia kiinnittämään huomiota savukaasun loppulämpötilaan ja savukaasuhäviöihin. Perinteisesti savukaasut ovat poistuneet piipun päästä yli 100 °C lämpötilassa, sillä alemmissä lämpötiloissa kanavien pinnoille lauhtuu syövyttäviä yhdisteitä. Materiaalien hintakehitys, lisääntynyt tietotaito ja tekniset ratkaisut ovat edistäneet investointeja voimalaitosten savukaasupesurilaitteistoihin. Savukaasujen lämmöntalteenottolaitteet perustuvat kovan savukaasun lauhtumisenergian hyödyntämiseen. Savukaasupesurista saatava lämpö siirretään yleisimmin voimalaitokselle palaavaan kaukolämpövirtaan. Kytkentä kokonaisuutena leikkaa vastapainevoimalaitoksen sähkötehoa, koska lämpötilaero varsinaisten kaukolämmönvaihtimien yli pienenee. Savukaasupesurissa syntyvään lauhdeveteen tiivistyy savukaasuista epäpuhtauksia, joten sillä on sekä energiaa säästävä että päästöjä vähentävä vaikutus. Prosessissa sivutuotteena syntyy puhdistusta vaativaa vettä.

Mikäli osaksi savukaasujen lämmöntalteenottolaitteistoa kytketään lämpöpumppu, voidaan piippuun menevän savukaasun lämpötilaa laskea vieläkin enemmän. Lämpöpumppukytkenällä on mahdollista nostaa savukaasuista talteen otettu lämpö suoraan lähtevän

kaukolämmön tasolle. Useimmiten tyydytään vain esilämmittämään palaavaa kaukolämpövirtaa. Savukaasujen lämmöntalteenottolaitteistojen yhteyteen on kytketty sekä sähköä käyttäviä mekaanisia lämpöpumppuja että lämpöä hyödyntäviä absorptiolämpöpumppuja. Savukaasujen saatavuus vaatii polttoprosessin käynnissä olemisen, joten savukaasuista lämpöä siirtävä lämpöpumppu toimii heikosti varakapasiteettina. Savukaasujen lämpötilataso on yleensä huomattavasti useita muita lämpöpumppujen lämmönlähteitä korkeampi, joka nostaa lämpökerrointa generoitavan lämmön tavoitelämpötilan ollessa vakio.

Mekaanisia lämpöpumppuja, jotka käyttävät savukaasuja lämmönlähteinä on mm. Elenilla Akaalla, Sysavilla Malmössä Ruotsissa ja Vejen kaupungin lämpölaitoksella Tanskassa. Malmössä oleva lämpöpumppu on lämpöteholtaan $9,5 \text{ MW}_{th}$ kahdella pumppuyksiköllä. Muut mainitut ovat tätä pienempiä kokoluokan ollessa lämpöteholtaan $1 - 1,5 \text{ MW}_{th}$. Absorptiotekniikkaa käyttäviä savukaasulaitteistoihin kytkettyjä lämpöpumppuja on Ekokemillä Riihimäellä sekä Tanskassa Bjerringbron lämpöverkkoyhtiöllä ja Vestforbraending:n lämpöverkkoyhtiöllä. (Energistyrelsen 2014, Valor 2016)

4.3 Teollisuuden hukkalämpökohteet

Teollisuudessa syntyy paljon lämpöpumppujen kannalta hyödyntämiskelpoista energiaa. Yleensä teollisuuden tuotantolaitosten huomio keskittyy päätuotteen tuotannon tehokkuuteen ja laatuun. Ylimääräinen energia on kuitenkin mahdollista hyödyntää tekniikan puolesta useissa kohteissa oman pääprosessin ulkopuolella, kuten oman kiinteistön lämmityksessä, lähikiinteistöissä tai kaukolämmön tuotannossa. Hyödyntämisuoto voi olla myös jollakin tavalla lähiympäristön toiminnollisuutta parantava, kuten parkkipaikan tai kemikaalin purkupaikan sulana pito. Suomessa Työ- ja elinkeinoministeriö tukee teollisuuden energiatehokkuuden ja energiansäästömahdollisuuksien selvittämistä, joka tapahtuu käytännössä niin sanotuilla Motiva-energiakatselmuksilla (Nivalainen 2011).

Teollisuuden hukkalämmön hyödyntäminen lämpöpumpulla vaatii paitsi sopivan hyödynnettävän hukkalämpövirran, myös käyttökelpoisen kohteen. Usein lähimpänä oleva kohde löytyy omasta prosessista tai teollisuusalueelta. Mikäli lämpöpumpulla tuotettua lämpöä ei voida käyttää hyödyksi lämpöpumpulla omassa prosessissa, voidaan tutkia sen hyödyntämistä paikallisessa kaukolämpöverkossa tai paikallisessa matalalämpöverkossa (Calefa 2016). Viime aikoina on tutkittu jonkin verran alemman tason lämpöverkkoja. Toteutus voitaisiin tehdä alentamalla kaukolämpöveden menolämpötilaa tai tekemällä erillinen matalalämpötilaverkko. Kaukolämmöllä on loppukuluttajalla kaksi päätehtävää: kiinteistön lämmitys ja käyttöveden lämmitys. Usein lämpötilan laskua rajoittaa juuri käyttöveden lämmitys ja siksi pelkkä matalalämpötilaverkko vaatisi kiinteistökohtaista priimausta, eli lämpötilan säätämistä, tarvittavan lämpötilatason saavuttamiseksi. Näistä ongelmista huolimatta matalampi lämpöverkon lämpötilataso toisi enemmän hyödyntämismahdollisuuksia teollisuuteen, pienentäisi verkoston lämpöhäviötä ja verkon investointikustannuksia sekä nostaisi CHP-tuotannon hyötysuhdetta. Matalamman tason lämpötilaverkkoa voidaan myös laajentaa alueille, joita ei ole nykyisellä kaukolämpöverkolla pystytty tavoittamaan. (YIT 2010, Lehtola et al. 2014, Lund et al. 2014, Koikkalainen et al. 2015)

Lämpöpumpun vuosittaisten käyttötuntien kannalta tärkeää on lämmönlähteen ja generoitavan lämmön aikasidonaisuus. Paras tilanne on silloin, kun lämpöä otetaan aina käytettävissä olevasta lämmönlähteestä ja toisaalta tuotettavalle lämmölle on aina kysyntää. Teollisuudessa tämä tarkoittaa suoraan keskeytymättömällä kolmivuorojärjestelmällä pyörivää tuotantolaitosta ja aina ajossa olevaa prosessiosaa. Joissakin tuotantolaitoksissa

ensisijainen tuotantoprosessi saattaa olla syklinen, joka aiheuttaa lämpöpumpun kannalta lämmönlähteen lämpötilatason ja generoitavan lämpötehon voimakasta vaihtelua. Tuotantoa ja kulutusta voidaan tasata varastoimalla lämpöä. Tyypillisesti lämpövarastot ovat lämmönlähteenä toimivan veden tai lämmitetyn veden säiliöitä.

Yhdyskunnan jätevesistä lämpöä ottava lämpöpumppu voi olla lämmönlähteen puolesta ajossa lähes aina, mutta lämmön kysyntä vaihtelee. Mikäli lämmönlähteenä käytetään jonkin yksittäisen energiantuotantolaitoksen matala-asteista lämpövirtaa, lämpöpumpun käyttö on sidoksissa itse laitoksen käyttöön. Lämpöpumppu voi toimia kaukolämpöverkkoon kytkettynä peruskuorma- tai varateholaitoksena. Jos lämpöpumpun kytkentä on palaavaan kaukolämpöön lämpöä tuova esilämmitysratkaisu, voi lämpöpumppu toimia osana huipputeholaitosta. Mitoituksesta riippuen vuotuiset käyttötunnit vaihtelevat paljon, mutta myös vaihtoehtoisen lämmöntuotantotavan kustannus vaihtelee. Tämä asia käsitellään tarkemmin osana taloudellista tarkastelua kappaleessa 5.3 Lämpöpumppu ja kaukolämpöjärjestelmä.

Suomessa on joitakin kymmeniä tuotantolaitoksia, jotka toimittavat tuotannon ylijäämä-lämpöä paikalliseen kaukolämpöverkkoon. Suurin osa lämmön-toimitussopimuksista on solmittu jo 1980-luvulla. Lämpöä toimittavia teollisuuden toimialoja ovat pääosin pape-riteollisuuteen, kemianteollisuuteen, mineraalituotteiden valmistukseen ja metallien jalostukseen liittyvät toimialat muutamaa poikkeusta lukuun ottamatta. Viime vuosina on huomattu myös datakeskusten eli suurien paljon palvelimia sisältävien konesalien potentiaali hukkalämmönlähteenä ja sen hyödyntämismahdollisuus lämpöpumppukytkenällä. (YIT 2010, Nivalainen 2011)

4.3.1 Elintarviketeollisuus

Elintarviketeollisuudessa ja sen prosesseissa on runsaasti lämmitystä ja jäähdytystä vaativia kohteita. Tyypillistä on, että itse tuotantoprosessi vaatii lämpöä ja valmiit tuotteet säilytetään kylmävarastossa. Lämpöpumppukytkenällä kyetään tuottamaan ensisijaisesti kylmän tarve ja samalla saadaan tuotettua osa tarvitusta lämmöstä. Mikäli lämpöpumpun tuottama lämpö ei riitä kokonaisuudessaan prosessin tarpeisiin, sitä voidaan priimata muulla lämmöntuotannolla. (Elomatic 2012, Valio 2012, Scancool 2016) Tämän vuoksi elintarviketeollisuus hyödyntää pääosin itse oman ylijäämä-lämpönsä, eikä tiedossa ole järjestelyä, jossa kyseisen toimialan yritys toimittaisi lämpöä kaukolämpöverkkoon lämmön-toimitussopimuksella. (YIT 2010)

Elintarviketeollisuuden lämpöpumppusovellusten potentiaali on toteutuneiden investointien perusteella:

- Tehdastilojen poistoilma, kylmäkoneiden lauhdutuslämpö
- Uunien savukaasut
- Termiset kuivausprosessit
- Prosessien jätevedet
- Suora prosessijäähdytys

Joskus jäähdytys- ja lämmitysprosessit ovat jaksottaisia, jolloin tarvitaan lämmön varastointia. Lämpöpumppujen kannattavuusselvityksiä ja lämpöpumppuinvestointeja on toteutettu erityisesti meijeri- ja panimoteollisuudessa sekä suurimmissa einestehtaissa. Toi-

saalta suurien elintarvikkeiden jakeluun liittyvien logistiikkakeskusten energiatehokkuuteen on myös alettu kiinnittää huomiota. (YIT 2010, Porkka 2013, Koikkalainen et al. 2015, Scancool 2016)

Suomessa elintarviketeollisuuden lämpöpumppuja on ainakin Valion tehtailla Riihimäellä ja Seinäjoella, Arla Ingmanilla Sipoossa, Saarioisten einestehtaalla Sahalahdella ja Snellmanin lihatehtaalla Pietarsaareissa. Kaikki nämä ovat suljetun prosessikierron mekaanisia lämpöpumppuja. (Scancool 2016)

4.3.2 Sahateollisuus

Perinteisessä sahateollisuudessa energiaintensiivisin prosessi on kuivaus. Aluksi lautojen kuivaaminen hoidettiin ulkona, mutta puutavarakuivaamot yleistyivät tuotannollisen tehokkuuden ajamina. Erilliset kuivaamot vaativat käyttöenergiaa, sillä kuivaamoiden ilmaa tulee lämmittää, jotta ilma pystyisi sitomaan enemmän kosteutta itseensä. Itse kuivausprosessi tapahtuu nopeammin kuivauslämpötilan ollessa korkeampi. Kuivaamosta poistuva kostea lämmin ilma sisältää paljon energiaa, joka laskettiin pitkään suoraan ulkoilmaan huolimatta sen sisältämän lämpöenergian hyödyntämispotentiaalista. (Pellinen 1996)

Nykyään lähes kaikki uudet kuivaamot on varustettu lämmöntalteenotolla, joka tarkoittaa käytännössä kostean ja lämpimän ilman lämmön talteen ottamista lämmönsiirtimellä tai lämpöpumpulla. Kuivaamon tehokas toiminta vaatii korkeaa kuivauslämpötilaa, jota on vaikea tuottaa pelkällä lämpöpumpulla. Tämän vuoksi kuivauksen primäärienergiana käytetään paljon kiinteitä biopolttoaineita, maa- tai nestekaasua ja öljyä pääasiassa kuumäöljy- tai kuumavesikattiloissa poltettuna. Lämpöpumpulla voidaan vähentää primäärienergian kulutusta ottamalla talteen kuivaamoiden poistoilman lämpöenergiaa. Lämpöpumppu toimisi lautatavaran kuivaamon primäärienergian lähteenä, mikäli kuivaustila olisi mahdollisimman suljettu perinteisen avoimen ilmakierron sijasta. Näin suunnitellulla lämpöpumpulla saavutettaisiin suora energiasäästö tuotettavaa yksikköä kohden muihin energiamuotoihin verrattaessa. Sahateollisuutta kiinnostaa eniten kuivaamon tuotannollinen nopeus ja ominaiskustannus poistettua vesimäärää kohden. (Pellinen 1996, Raiko et al. 2005)

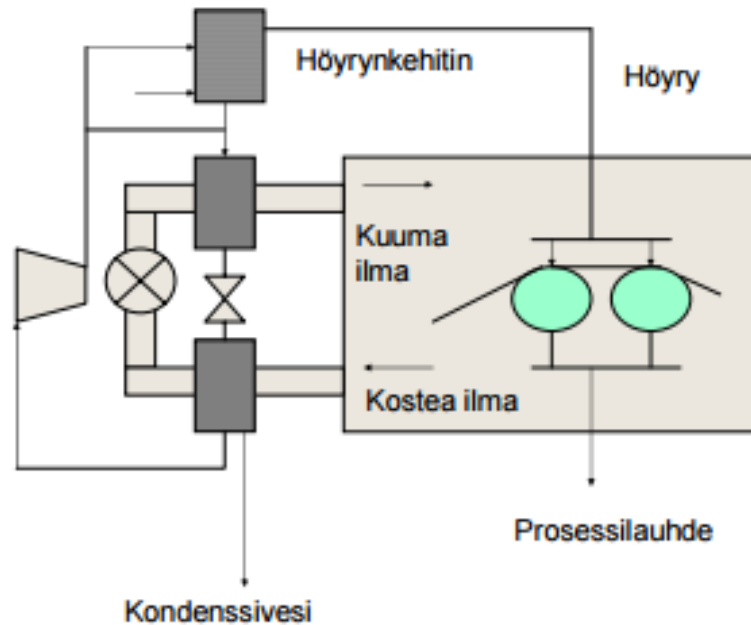
Kuivaamoiden lisäksi uusia käyttökohteita lämpöpumpuille voisi löytyä sahatavateollisuuden jalostusprosesseista, kuten erilaisten levy- ja valmiselementtien valmistuksesta tai puun lämpökäsittelyprosesseista. Kaikissa uudemmissakin mekaanisen puunjalostuksen prosesseissa lämpöenergian tarve perustuu pääasiassa kuivaustarpeeseen, mutta lämpöä käyttävät myös jotkin levy- ja palkkivalmistuksen liimausprosessit sekä vanerin valmistuksessa tukkien haudontaprosessi. (Pellinen 1996, Koponen 2002)

4.3.3 Paperi- ja selluteollisuus

Vastaavasti kuten sahateollisuudessa, paperiteollisuudessa on myös runsaasti kuivaustarpeita. Paperikoneen termisellä kuivausosalla voisi olla potentiaalia lämpöpumppusoveluksille. Tällöin kuivausosan tulee olla koteloitu, jotta sille on mahdollista järjestää suljettu ilmakierto (Kuva 19). Näin pystytään vähentämään merkittävästi ulkopuolisen höyryn tarvetta. (Raiko et al. 2005) Paperikoneen ympäristössä voidaan valjastaa suljetun kierron mekaaninen lämpöpumppu tuomaan lämpöä paperikoneen kostean ilman tilavuuteen, jota esittää vaalean harmaa alue (Kuva 19). Moderneissa paperikoneissa kuivausosa on koteloitu ja suljetusta tilasta poistuvasta ilmasta otetaan lämpöä talteen useimmiten

suorilla lämmönvaihdinkytkennoillä. Lämpö siirretään esimerkiksi kiinteistön lämmitykseen tai prosessin esilämmitykseen.

Lämpöpumppu paperikoneella



Kuva 19: Suljettu ilmakierto ja lämpöpumppu paperikoneella (Raiko et al. 2005)

Toinen lämpöpumpun mahdollinen sovelluskohde on prosessilauhteen hönkähöyryn komprimointi avoimen kierron lämpöpumpulla paperikoneelle tulevan höyryn paine- ja lämpötilatasolle. Tämä voidaan toteuttaa joko mekaanisella komprimoinnilla tai termokompressorilla toisin sanoen käyttäen sähköä tai lämpöä. Jotta osa prosessilauhteesta saadaan höyryksi, sen painetta pitää laskea erillisessä tarkoitukseen sopivassa säiliössä. Näin osa lauhteesta höyrystyy ja tätä kutsutaan alalla ”fläshäykseksi” englannin kielen termin ”flash steam” mukaan.

Selluteollisuuden puolella avoimen piirin lämpöpumppuja on käytetty osana haiduttamoita. Tarkoitukseen sopii sekä termokompressorit, että mekaaninen komprimointi riippuen halutaanko käyttöenergiaksi sähkö tai lämpö. Sellutehtailla on paljon energiaa vaativia prosessin osia ja siten se on melko mielenkiintoinen ympäristö tutkia energian säästämistä tai hukkalämmön hyödyntämistä. Kuitenkin lähes kaikki suorilla lämmönvaihdinkytkennoillä tehtävissä olevat energiatehokkuuteen tähtäävät prosessiparannukset ovat usein teollisuuden tiedossa, sillä useilla tehtailla on teetetty koko tuotantolaitoksen energiatehokkuuden selvityksiä. Energiatehokkuusselvityksen työkaluna käytetään Pinch-analyysiä, jonka avulla selvitetään koko laitoksen jäähdytys- ja lämmitystarpeet sekä pyritään minimoimaan ulkopuolisen jäähdytyksen ja lämmityksen tarve sisäisillä kytkennoillä. Lämpöpumput mahdollistavat alemman lämpötilatason lämpöenergian hyötykäytön, sillä niillä saadaan lämpöenergiaa siirtymään matalammalta korkeammalle lämpötilatasolle. (Maaskola et al. 2014)

Selluteollisuuden soodakattiloiden tuottama höyry käytetään prosessissa ja osittain sähkön tuottamiseksi höyryturbiinissa. Modernit sellutehtaot tuottavat energiaa yli oman tar-

peen. Tämän vuoksi soodakattiloiden yhteydessä olevat höyryturbiinit ovat usein varustettu lauhdeperällä. Lauhdeperän jäähdytysvesistä pystyttäisiin ottamaan lämpöpumpulla lämpöä talteen esimerkiksi paikalliseen kaukolämpöverkkoon, sillä lämpötilataso jäähdytysvedessä on 10–25 °C luokkaa. Lämpötilataso on korkeampi verrattuna yhdyskunnan jätevesistä otettavaan lämpöön ja sellutehtaan jäähdytysvettä on saatavilla tasaisesti ympäri vuoden. Jos lähitöllä olisi järkevä lämpönielu, kuten kaukolämpöjärjestelmä, olisi olemassa olevat sellutehtaiden turbiinilaitokset rakennettu jo aiemmin vastapaineperiaatteella. Tällöin hukkalämpövirtaa ei olisi lauhduttimen jäähdytysvesien mukana. Lämpöpumppu soveltuisi olemassa olevan lauhdevirran kustannustehokkaaseen lämmön talteenottoon verrattuna kokonaan uuteen höyryturbiinijärjestelmään, mikäli tehtaan tai lähialueen lämmöntarve lisääntyisi. (Raiko et al. 2005)

Sellu- ja paperitehtailla lämpöpumpulla voisi olla merkittäviä sovelluskohteita tehtaan jätevesien lämmöntalteenotossa tai tehtaalle tulevan käyttöveden lämmittämisessä. Nämä ovat tyypillisiä kohteita, joiden lämpötilatasot ovat lähellä toisiaan, mutta asteisuus ei riitä suoraan lämmönsiirrinkytkentään. Olemassa olevien laitosten kohdalla ongelmana saattaa olla tehtaan eri osien sijoittelu, jolloin virrat ovat liian kaukana toisistaan.

4.3.4 Kemianteollisuus

Kemianteollisuudesta löytyy paljon lämpöpumppujen kannalta soveltuvia prosessivaiheita, kuten lämmitystä, jäähdytystä ja tislausta. Vaikka prosessin sisältä löytyy energia-tekniisesti parannettavia osa-alueita, olisi teollisuudella käytössään myös myytäväksi kelpaavaa ylijäämälämpöä. Muutamalla kemian alan tehtaalla onkin lämmöntoimitussopimus paikallisen lämpöyhtiön kanssa. Näitä ovat Kemiran Kokkolan ja Porin yksiköt, Finnish Chemicals Oy:n Äetsän tehdas sekä Yara Suomen Uuden kaupungin tehdas. Lämmönsiirto on poikkeuksetta toteutettu suorilla lämmönvaihdingkytkennöillä prosessista tai tehtaan voimalaitoksen tekemällä ylimääräisellä lämmöllä, eivät lämpöpumpuilla. (YIT 2010) Kemian teollisuudessa on paljon kuivausprosesseja, sillä valmiit tuotteet halutaan toimittaa usein kiinteässä muodossa. Esimerkkejä näistä tuotteista ovat lannoitteet ja pesujauheet. Toisaalta tuotteet kestävät hyvin korkeita kuivauslämpötiloja, jonka johdosta lämpöpumppujen lämpötilataso ei aina riitä prosessin tarpeisiin. (Penttilä 1988)

Petrokemianteollisuuden puolelta löytyisi paljon tislauksprosesseja, mutta lämpöpumput eivät ole lyöneet teollisuuden alalla itseään läpi. Toisaalta sivuvirtoina syntyy usein lauhteita ja paljon matalan energiatason lämpöä, jonka käyttäminen joko omiin esilämmitystarpeisiin tai ulkopuoliselle taholle kuten kaukolämmöksi voisi olla kannattavaa.

4.3.5 Energiateollisuus

Energiateollisuudessa syntyy ylijäämälämpöä ja lisäksi energiateollisuus ostaa teollisuuslaitosten ylijäämälämmön erillisillä lämmöntoimitussopimuksilla. Esimerkiksi useat energiateollisuusprosessien sisäiset jäähdytyskohteet saattavat olla lämpöpumpulla hyödynnettävissä. Sähkön ja lämmön yhteistuotannossa erityisen tärkeää lämpöpumppuinvestointien kannalta on sähkön ja lämmön hintasuhde sekä sen kehittyminen investoinnin tarkasteluajanjakson aikana. Viime vuosien edullinen sähkön hintataso on siirtänyt investointeja sähköntuotannosta lämmöntuotantoon. Energiayhtiöt etsivät uusia keinoja tuottaa kaukolämpöä, joista lämpöpumpputekniikka on osoittautunut nopeasti itsensä takaisin maksavaksi investoinniksi nykyisessä markkinatilanteessa.

Energiateollisuuden huomio keskittyy toteutuneiden investointien perusteella lähes yksinomaan sähköä käyttäviin suljettuihin kompressiolämpöpumppuihin. Kaukokylmäliiketoiminnan alkuaikoina kaukokylmää tuotettiin joissakin energiayhtiöissä, kuten Helsingin Energialla, absorptiolämpöpumppuilla. Toteutuneet investoinnit mekaanisiin lämpöpumppuihin ovat osoittaneet itsensä erittäin kannattaviksi, varmatoimisiksi, helposti säädettäväksi ja sekä kaukolämpö- että kaukokylmäverkkoon integroitaviksi. Helsingissä, Espoossa ja Turussa on yhdyskuntien puhdistetuista jätevesivirroista lämpöä talteen ottavat mekaaniset lämpöpumput ja Tampereelle hanke on vireillä uuden puhdistamon rakentamisen myötä.

Tulevaisuudessa näyttäisi siltä, että kaukolämmön ja -kylmän tuotannot monipuolistuvat ja lämpöpumppuja voidaan käyttää suurten yksiköiden lisäksi myös pienemmissä hukkalämpökohteissa. Tämä mahdollistaa lämmön talteen ottamisen esimerkiksi voimalaitoksen jäähdytysvesikierrosta tai savukaasupesurista. Lämpöpumppusovellukset mitä luultavimmin tulevat ensin palaavan kaukolämmön esilämmittimiksi, mutta ei ole mahdollista, että tulevaisuudessa myös pienemmällä lämpöpumppuilla tuotettaisiin ylijäämälämmöstä suoraan lähtevän kaukolämmön tasoista lämpöenergiaa. Erityisesti kaukokylmäverkkojen rakentaminen suurten kaupunkien lisäksi keskisuuriin kaupunkeihin avaisi paljon mahdollisuuksia lämpöpumppujen hyödyntämiseen energiateollisuudessa.

4.3.6 Datakeskukset

Palvelinliiketoiminta käyttää paljon sähköenergiaa, josta suurin osa muuttuu lämmöksi. Lämpö on palvelinliiketoiminnan harjoittajan näkökulmasta haitta, josta halutaan eroon. Aiemmin jäähdytys on ratkaistu suoralla vesi tai ilmajäähdytyksellä. Suomessa on käytetty lämpöpumpputekniikkaa palvelinlaitoksen jäähdyttämiseen ainakin Academia Oy:n Helsingin konesalissa ja Yandexin datakeskuksessa Mäntsälässä. Investoinnit ovat melko uusia. (Porkka 2016, Calefa 2016)

4.4 Meri-, järvi-, ja jokivesiä tai maaperää hyödyntävät lämpöpumput

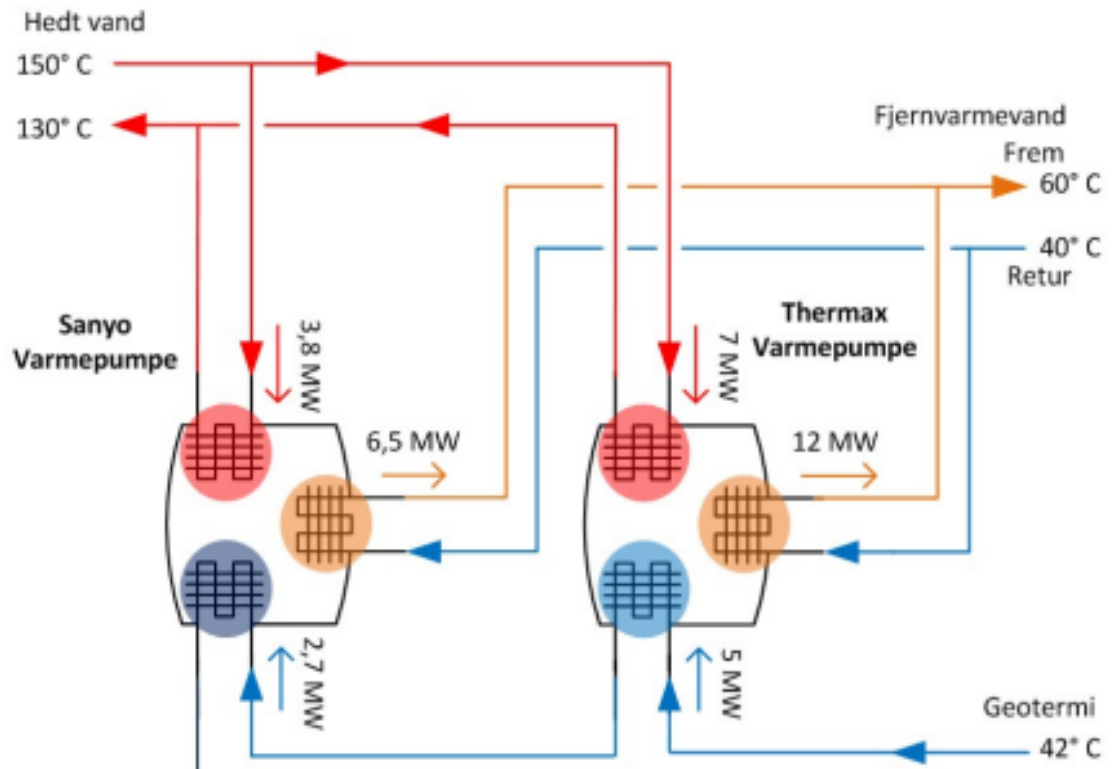
Aivan kuten lämpöpumppujen kiinteistökokoluokassa, myös teollisen kokoluokan lämpöpumppuilla on mahdollista ottaa lämpöä talteen meri-, järvi- ja jokivesistä tai maaperästä. Tärkein edellytys lämmönlähteelle on tasainen ympäri vuoden säilyvä lämpötila-taso jonka tulee kestää siitä otettava lämpökuorma. Esimerkiksi lämmön ottaminen merestä muuttaa lämmönlähteen lämpötilaa ainoastaan paikallisesti. Suuri lämpöpumpun ottama lämpökuorma suhteessa pieneen vesistöön aiheuttaa ongelmia lämpöpumpun toiminnalle ja ympäristölle. Materiaalivaatimusten osalta merivesikään ei ole lämmönlähteenä ongelmaton vaatien kalliimpia materiaaliratkaisuja korroosiolta suojautumiseksi.

Ruotsissa ja Norjassa on useita merivedestä lämpöä talteen ottavia mekaanisia lämpöpumppulaitoksia erityisesti kummankin pääkaupungin seudulla. Tukholman alueella on ollut toiminnassa 1980-luvulta lähtien lämpöpumppulaitos Värtan Ropsten, joka tuottaa kymmenellä yksiköllä kaukolämpöä yhteensä noin 250 MW_{th} kaupungin verkkoon ottaen lämpöä merivedestä. Pumppujen vuotuinen lämpökerroin on noin kolme riippuen meriveden sekä kaukolämpöverkon menoveden lämpötilasta. Yhteensä Tukholman alueella on lämpöpumppujen tuottamaa lämpötehoa jopa 420 MW_{th} :n edestä. Lämpöpumput toimivat peruskuormana kaukolämpöverkossa yhdessä biomassaa polttavien voimalaitosten kanssa. Tukholman alueella meri on lämpöpumppuille otollinen lämmönlähde, sillä vain

15m syvyydessä merivesi pysyy vakiona noin 3 °C lämpötilassa vuodenajasta riippumatta. Tämän vuoksi voidaan suunnitella monivaiheisella komprimoinnilla varustettu lämpöpumppuprosessi, joka nostaa merivedestä otetun lämpötilan kaukolämpöverkkoon kelpaavalle noin 80 °C tasolle. Kahteen Värtan lämpöpumppuyksiköistä on vaihdettu kylmäaineeksi R134A alkuperäisen R22 sijaan. Neljä uusinta lämpöpumppukompleksin lämpöpumppua voivat tuottaa myös kaukokylmää. (Friotherm 2016)

Norjassa puolestaan on Oslon ympäristössä useita kaukolämpöä ja -kylmää tuottavia lämpöpumppuja, jotka käyttävät merivettä lämmönlähteenä. Esimerkiksi Rolfsbuktan omistama lämpöteholtaan 16,3 MW_{th} lämpöpumppu tuottaa 3 °C merivedestä 80 °C kaukolämpöä keskimääräisellä COP-kertoimella 2,7. Kyseinen lämpöpumppu voidaan kääntää ottamaan lämpöä kaukokylmäverkosta siirtäen lämmön kaukolämpöverkkoon, jolloin yhteensä lämmön ja jäädytyksen avulla laskettu COP on tasolla 4,4. (Friotherm 2016) Toinen mielenkiintoinen esimerkki Norjasta löytyy Lapin korkeudella sijaitsevalta Bodø:n lentokentältä, jonka lämmitystarkoituksiin on käytetty lämmitysteholtaan 2 MW_{th} suurista polttoprosessiaivusteista lämpöpumppua. Kyseisen laitoksen keskimääräinen lämpökerroin on noin 3,4 ja se tuottaa 3 °C merivedestä 68 °C kaukolämpöä. Bodø:n laitoksen toteutunut takaisinmaksuaika oli 6 vuotta ja se on tuottanut lämpöä 1990-luvulta lähtien. (GHC Bulletin 2004)

Tanskassa Thistedin kaupungissa on maalämpöä lämmönlähteenä käyttävä 12 MW_{th} lämpötehon saavuttava absorptiolämpöpumppu, joka käyttää korkeamman tason energianaan jätteiden tai olkien poltosta saatavaa 150 °C asteista kuumaa vettä. Laitoksen keskimääräinen lämpökerroin on luokkaa 1,7. Kyseisen lämpöpumpun kytkentää havainnollistetaan oheisessa kuvassa (Kuva 20), jossa mainittu lämpöpumppu on nimellä ”Thermax” sen valmistajan antaman kaupallisen tuotenimen mukaan. Sen läheisyydessä sijaitsee myös paljon vanhempi ja pienitehoisempi, 1980-luvulta oleva ”Sanyo”. (Energi Styrelsen 2014)



Kuva 20: Thistedin lämpöverkko-yhtiön absorptiolämpöpumput ja niiden kytkentäperiaatteet (Energi Styrelsen 2014)

4.5 Lämpöpumppuinvestoinnit ja -markkinat

Julkisista lähteistä löydettyjen tietojen perusteella sekä erityisesti lämpöpumpputoimittajien referenssiluetteloita hyväksi käyttäen on koottu pohjoismaissa toteutuneet lämpöpumppuinvestoinnit työn liitteenä olevaan taulukkoon. (Energi Styrelsen 2014, Oilon scancool 2016, Friotherm 2016, Valor 2016) Kriteerinä on käytetty yli 500 kW_{th} lämpötehoa. Taulukko ei ole täydellinen ja osasta lämpöpumppuja puuttuu joitakin tietoja, joita ei ollut julkisista tietolähteistä saatavilla. Taulukko on oiva työkalu lämmönlähteiden ja niihin sopivien lämpöpumpputekniikoiden valintaan. Taulukossa on paljon lämpöpumpun ostajaa tai hankintaa suunnittelevaa hyödyntävää tietoa, kuten mm. kyseisten lämpöpumppujen toimittajat.

Teollisen kokoluokan mekaanisia lämpöpumppuja toimittavat Friotherm, Oilon Scancool, Johnson Controls, Advansor, Star Refrigeration ja Calefa. Näiden lisäksi mekaanisia lämpöpumppuja toimittavat ainakin Pemco, GEA, Combitherm, Emerson ja Thermea. Friotherm hallitsee selkeästi suurten meri- tai jätevedestä lämpöä ottavien lämpöpumppujen markkinoita, joiden lämpötehot liikkuvat yleensä kymmenissä megawateissa. Oilon scancool on toimittanut paljon pienempiä, lämpöteholtaan noin puolesta megawatista muutamaan megawattiin, lämpöpumppuja Suomeen erityisesti teollisuusprosessien ja pienempien jätevedenpuhdistamoiden yhteyteen. Johnson Controls omaa referenssejä lähinnä savukaasuista tai muista poistokaasuista lämpöä talteen ottavista lämpöpumpuista. Suomalainen Pemco valmistaa pienempiä teollisen kokoluokan lämpöpumppuja noin 1000 kW_{th} lämpötehoon asti. (Energi Styrelsen 2014, Oilon scancool 2016, Friotherm 2016, Valor 2016, Pemco 2017)

Absorptiolämpöpumppuja toimittavat ainakin SEG ja Carrier. Näiden lisäksi myös Pemco mainostaa absorptiotekniikkaa verkkosivuillaan. SEG omaa paljon referenssejä varsinkin Tanskassa ja sen tuotemerkkejä ovat Thermax ja Sanyo (SEG 2015, Pemco 2017).

5 Taloudellinen yleistarkastelu

Tässä kappaleessa keskitytään teollisen kokoluokan lämpöpumppujen talouteen. Koska suurin osa toteutuneista investoinneista on kompressiolämpöpumppuja, on pääpaino niiden taloudessa. Syventymistä kompressiolämpöpumppuihin tukee niiden säädettävyys ja erityisesti lämpöpumppuyksikön soveltuvuus osaksi lämpöyhtiön muuta energiantuotantoa.

Kompressiolämpöpumppujen taloudellisuus riippuu pääosin sähköenergian hinnasta johdun sähkömoottorikäyttöisistä kompressoreista. Taloudellisuuteen vaikuttaa ainakin seuraavat tekijät:

- Vaihtoehtoisen lämmöntuotannon hinta
- Investoinnin suuruus
- Huolto- ja ylläpitokustannukset
- Korkokanta
- Vuotuiset käyttötunnit
- Tuotettu energiamäärä

5.1 Investointikustannukset

Lämpöpumppujen investointikustannukset vaihtelevat paljon käytettävän tekniikan ja tehon mukaan. Todellisia toteutuneiden investointien kustannuksia ei ole saatavilla kovinkaan paljoa julkisista tietolähteistä, mutta hintataso vaihtelee karkeasti välillä 150 000 – 350 000 €/MW_{th} lämmitystehoa (Koskelainen et al. 2005, Raiko et al. 2005). Tanskassa vastaavaksi hintatasoksi on arvioitu 300 000 – 600 000 €/MW_{th} lämmitystehoa kohden hieman myöhemmin (Bach et al. 2014). Hintataso on toisaalta muutenkin Tanskassa Suomea korkeampi, mutta Koskelaisen ja Raikon esittämiä Suomen hintoja tulisi korjata ylöspäin yleisen hintatason nousun perusteella. Tämän hetken todellinen hintataso liikkuu mitä luultavimmin näiden edellä esitettyjen alueiden välillä. Eri lähteiden luvut eivät ole muutenkaan aina suoraan vertailukelpoisia, sillä toisaalla puhutaan pelkästä lämpöpumpukoneikosta ja vastaavasti voidaan puhua koko lämpöpumppulaitoksesta. Epävarmuustekijäksi investointikustannuksen määrittämisessä voidaan laskea myös lämpöpumpun sijoittamiseen liittyvät kysymykset, sillä maan-alle jätevesipuhdistamon yhteyteen investoitava lämpöpumppu on jo maan-alaisten rakennuskustannusten takia kalliimpi verrattuna esimerkiksi olemassa olevan teollisuuslaitoksen yhteyteen investoitavaan vastaavaan lämpöpumppuun.

Lämpöteholtaan suuremmat lämpöpumput ovat periaatteessa investointikustannuksiltaan edullisempia lämpötehon yksikköä kohden, mutta eroa tasaa suurempi kilpailu pienten lämpöpumppujen tuotannossa, sekä suurten lämpöpumppujen monimutkaisemmat, mutta samalla energiatehokkaammat kytkennät. Todellisuudessa pelkän lämpöpumppulaitteen kustannus on koko toimivan lämpöpumppujärjestelmän kustannuksista noin puolet, pienemmissä yksiköissä jopa alle. Usein myös suuret lämpöpumput ovat kytkettynä muuhun lämmöntuotannon automaatiojärjestelmään, mikä omalta osaltaan nostaa niiden investointikustannusta. Yleensä lämpöpumppukoneikkojen mukana tulee joka tapauksessa oma itsenäinen ohjelmoitava logiikka. Investointikustannus ei riipu yhtä jyrkästi laitteiston koosta verrattuna esimerkiksi lämpökattiloihin (Raiko et al. 2005).

Vastapainona korkeammalle hinnalle suuremmilla lämpöpumpuilla on yleensä paremmat Carnot-hyötysuhteet, eli niillä on samalla höyrystimen ja lauhduttimen välisellä lämpöti-

laerolla parempi todellinen COP-arvo. Suurempien lämpöpumppujen edullisemman ominaisinvestoinnin vastapainona niiden minimiteho saattaa rajoittaa vuotuisia käyttötunteja tai monimutkaistaa ajo-optimointia. Minimiteho on tyypillisesti noin 20 % lämpöpumpukoneikon maksimijäähdytystehokapasiteetista, mutta useammalla pienemmällä pumpulla toteutetulla järjestelmällä päästään huomattavasti pienempiin minimitehoihin.

Lähes kaikki lämpöpumpputoimittajat toimittavat lämpöpumppunsa yhdessä koneikossa, jolloin tilaajan vastuulle jää lämpöpumpun kytkeminen omaan prosessiin, sähköistäminen sekä rakennustekniset työt. Tilaajalle voi tulla lisäkustannuksia, mikäli lämpöpumppu halutaan esimerkiksi osaksi olemassa olevaa automaatiojärjestelmää, eikä lämpöpumpun oma ohjelmoitava logiikka riitä tilaajan tarpeisiin.

Yleisesti voidaan sanoa, että lämpöpumppu on ominaisinvestoinniltaan edullisempi verrattuna kiinteän polttoaineen kattilalaitokseen, kun kokoluokka on alle 30 MW_{th}. Kiinteän polttoaineen kattilalaitoksen investointien teho kohtainen ominaishinta skaalautuu kapasiteetin mukaan eksponentilla 0,6-0,7 (Raiko et al. 2005).

5.1.1 Investointilaskennan perusteet

Investoinnin kannattavuutta voidaan mitata useilla eri menetelmillä. Tässä käsitellään neljä yleisintä menetelmää: nettonykyarvo, annuiteettimenetelmä, takaisinmaksuaika ja sisäinen korko. Näillä kaikilla on omat vahvuutensa, heikkoutensa sekä modifikaationsa, joten parhaan kokonaiskuvan saa useimmiten analysoimalla investointia usealla eri menetelmällä.

Nettonykyarvomenetelmällä diskontataan tulevat tuotot ja maksut nykypäivän rahaksi käyttäen sijoittajan investoinnilta vaatimaa tuottokorkoa. Tämän koron tasoon vaikuttaa vastaus kysymykseen, mikä olisi vastaavan rahan tuotto toisessa investointikohteessa. Käyttämällä samaa tuottokorkoa eri nettonykyarvolaskelmissa voidaan melko suoraviivaisesti vertailla eri investointeja. Nettonykyarvolaskennassa tuloksen tulkinta on helppoa, sillä tuloksen ollessa positiivinen investointi on kannattava ja negatiivisella tuloksella investointi ei ole kannattava. Nettonykyarvon (Net Present Value, NPV) ollessa korkeampi myös investointi on taloudellisesti kannattavampi, joka tarkoittaa nettonykyarvomenetelmän vahvuuden olevan eri vaihtoehtojen vertailussa. NPV lasketaan ohessa esitetyn kaavan (7) mukaisesti. Nettonykyarvomenetelmän huonona puolena voidaan pitää sitä, ettei se ota kantaa sidotun pääoman määrään. Suuremmilla investoinneilla on tietysti suurempi nettonykyarvo samoilla parametreilla, mutta nykyään yritykset arvostavat usein vähäistä sidottua pääomaa. (Aalto-yliopisto 2016)

$$NPV = \frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} * S - I_0 \quad (7)$$

missä

i	Sijoittajan investoinnilta vaatima tuottokorko [%]
n	Investoinnin käyttöaika [a]
S	Investoinnin vuosittainen tuotto [€/a]
I_0	Investoinnin suuruus [€]

Annuiteettimenetelmää käytetään osamaksuhankintojen arvostamiseen. Se on tavallaan käänteinen verrattuna nettonykyarvoon, sillä annuiteettimenetelmässä hankinta jaetaan

vuosittaisiksi suoritteiksi. Teollisuudessa hankinnat tapahtuvat kuitenkin pääasiassa keralla investoinnin alussa tai projektin osavaiheissa, mutta kuitenkin ennen investointihyödykkeen käyttöön ottoa ottamatta kantaa oman ja vieraan pääoman suhteeseen. Tästä syystä annuiteettimenetelmän käyttäminen teollisten investointien arvostamiseen on vähäistä, mutta se voisi tulla kyseeseen esimerkiksi toimittajan tarjotessa osamaksusopimusta. Investoinnin vuotuinen annuiteetti (Equivalent Annual Cost, EAC) lasketaan kaavan (8) mukaisesti kertomalla investoinnin arvon ja sen jäännösarvon nykyarvon erotus annuiteettitekijällä. Koska kyseessä on kuluerä, pienempi investoinnin vuotuinen annuiteetti on lähtökohtaisesti parempi, mutta tähän vaikuttaa tietysti myös se miten investoinnin takaisinmaksun halutaan jakautuvan eri vuosille. (Aalto-yliopisto 2016)

$$EAC = \left(I_0 - \frac{1}{(1+i)^n} I_n \right) * \frac{(1+i)^n i}{(1+i)^n - 1} \quad (8)$$

missä

i	Sijoittajan investoinnilta vaatima tuottokorko [%]
n	Investoinnin käyttöaika [a]
I_n	Investoinnin jäännösarvo investointiajan lopussa [€]
I_0	Investoinnin suuruus [€]

Yksi suoraviivaisemmista ja helpoiten ymmärrettävistä investoinnin mittareista on takaisinmaksuajan laskeminen. Takaisinmaksuaika (Payback Period, PBP) kuvaa parhaiten sitä, milloin investointiin sidottu pääoma on siirtynyt kokonaan takaisin yrityksen käyttöön. Laskelmassa takaisinmaksuajan jälkeisenä aikana investointihyödykkeen katsotaan olevan ainoastaan tuottoa yritykselle vuositasolla tekevä. Suora takaisinmaksuaika laskeaan yksinkertaisesti jakamalla investointikustannus vuotuisella tuotolla tai säästöllä. Teollisuudessa rahalle on yleensä vaihtoehtoinen tuottava sijoituskohte, jonka vuoksi suora takaisinmaksuaikaa todellisemman tuloksen antaa korollinen takaisinmaksuaika. Hie-man kuten nettonykyarvon laskentatapauksessa asetetaan myös korollisen takaisinmaksun laskennassa etukäteen sijoittajan investoinnilta vaatima tuottokorko, joka luonnollisesti kasvattaa takaisinmaksuaikaa, mutta kuvaa samalla sidotun pääoman kustannuksia ja vaihtoehtoisesta investointikohteesta saatavaa tuottoa. Korollinen takaisinmaksuaika voidaan laskea kaavalla (9), mikäli oletetaan investoinnin vuosituoton olevan vakio. (Vaasan avoin yliopisto 2016) Etukäteen laskettu korollinen takaisinmaksuaika on harvoin yhtä suuri kuin lopulta toteutunut takaisinmaksuaika, mutta sen avulla voidaan hyvin tarkastella kannattavuutta, mikäli investoinnin elinikä on tiedossa.

$$PBP = \frac{\ln\left(\frac{S}{S-I_0i}\right)}{\ln(1+i)} \quad (9)$$

missä

i	Sijoittajan investoinnilta vaatima tuottokorko [%]
n	Investoinnin käyttöaika [a]
S	Investoinnin vuosittainen tuotto [€/a]
I_0	Investoinnin suuruus [€]

Investointeja voidaan arvottaa myös sisäisen koron menetelmällä. Sisäinen korko (Internal return rate, IRR) tai toisinaan efektiivinen korko on se nettonykyarvomenetelmän tuottokorko, jolla nettonykyarvon laskentatuloksena on nolla. Näin ollen sisäinen korko voidaan ratkaista kaavan (7) yhtälöstä merkitsemällä nettonykyarvo nolaksi ja ratkaisemalla

korke. Matemaattisesti ratkaisu on helpointa iteroimalla, mutta esimerkiksi excel-taulukko-ohjelmassa sisäiselle korolle on valmis funktio. Sisäisen koron menetelmä on varsin käyttökelpoinen arvioitaessa investoinnin kannattavuutta esimerkiksi voimakasta rahoituskulujen nousua vastaan. Mikäli kyse on pitkästä investoinnista, jossa pääoma jää pitkäksi aikaa kiinni yrityksen tuotantopääomaan, vastaa sisäisen koron hyvin pitkälle investoidun pääoman tuottoa. Lyhyissä investoinneissa, joissa pääomaa saadaan vapautettua nopeasti, investoidun pääoman tuotto on yleensä sisäistä korkoa hieman suurempi. (Aalto-yliopisto 2016, Vaasan avoin yliopisto 2016)

5.1.2 Energiatohokkuutta parantavien investointien tuet

Suomessa Työ- ja Elinkeinoministeriö (TEM) jakaa energiatukea energiatohokkuutta parantaviin investointeihin. TEM:in internet-sivujen mukaan lämpöpumppuinvestointeihin voi saada 15 % suuruisen tuen hyväksytyistä hankekustannuksista. Jos lämpöpumppuinvestointiin liittyy jäte- ja hukkalämmön hyötykäyttöä tai investoiva taho on liittynyt TEM:in energiatohokkuussopimukseen, voi investointituki lämpöpumpulle nousta tasolle 30 % hyväksytyistä kustannuksista. Myös uuden teknologian käyttäminen ensimmäisinä Suomessa osana investointia on investointituen korottamisen peruste, mutta kompressiolämpöpumppuja ei sinällään lueta uudeksi teknologiaksi. (Työ- ja Elinkeinoministeriö 2016)

5.2 Käyttökustannukset

Suurin lämpöpumpun käyttökustannuskomponentti on kulutetun sähköenergian kustannus. Lämpöpumput ovat verrattuna muihin lämmöntuotantomuotoihin varmatoimisia ja vaativat vähän huoltoa. Lisäksi huoltokatkot eivät vaadi pitkiä tuotantoseisakkeja ja lämpöpumppu on nopea käynnistettävä ja pysäytettävä. Seuraavassa arvioidaan lämpöpumppujen käytöstä aiheutuvia kuluja työntekijätarpeen, kunnossapidon ja muiden muuttuvien kustannusten kannalta.

5.2.1 Miehitys

Lämpöpumppu ei lähtökohtaisesti vaadi käyttöhenkilökuntaa, mikäli se asennetaan osaksi olemassa olevaa tuotantolaitosta. Käytönvalvonta voidaan hoitaa nykyteknologiaa avuksi käyttäen etänä, eikä näin ollen ole tarvetta rakentaa paikallista valvomoa tai työllistää laitoshenkilökuntaa. Jos yrityksellä ei ole ennestään kokemusta lämmöntuotannosta ja se on investoimassa lämpöpumppuun, tulee lisähenkilöstön palkkaaminen tai henkilöstön koulutus todennäköisesti kyseeseen jo käytön, kunnossapidon ja osaamistason varmistamiseksi. Miehitämättömilläkin laitoksilla tarvitsee tehdä säännölliset tarkastuskäynnit ja useilla etäkäyttöä harjoittavilla alan toimijoilla on tapana tehdä tarkastukset paikan päällä myös jokaisen ylös- sekä alasajon yhteydessä. Investointilaskelmissa lämpöpumppulaitokset oletetaan miehitämättömiksi. (Raiko et al. 2005)

5.2.2 Kunnossapito

Lämpöpumppu ei oikein toimiessaan vaadi vuosihuoltojen ja -tarkistusten lisäksi muuta kunnossapitoa. Kompressiolämpöpumput ovat käytettävyydeltään samalla tasolla kaasukattiloiden kanssa verrattaessa muihin lämmöntuotantomuotoihin. Ainoa liikkuva ja kuluva osa on lämpöpumpun kompressori. Korroosioherkillä aineilla on syytä kiinnittää huomiota korroosion seurantaan. Investointilaskennan kannalta kunnossapito on syytä ottaa huomioon esimerkiksi pyytämällä tarjous huoltoa harjoittavalta yritykseltä. Raiko et al. on esittänyt vuonna 2005 lämpöpumppujen kunnossapitokustannusten olevan vuosittain n. 2 % laiteinvestoinnista.

5.2.3 Muuttuvat kustannukset

Lämpöpumpun käytöstä aiheutuvat muuttuvat kustannukset muodostuvat lähes yksinomaan sähkön hinnasta. Koska Pohjoismaissa on nykyään käytössä avoin sähkömarkkina, hinta vaihtelee tuntiakohtaisesti kysynnän ja tarjonnan mukaan. Tällä hetkellä lämpöpumpuinvestointien kannattavuus perustuu keskimäärin edulliseen sähkön hintaan.

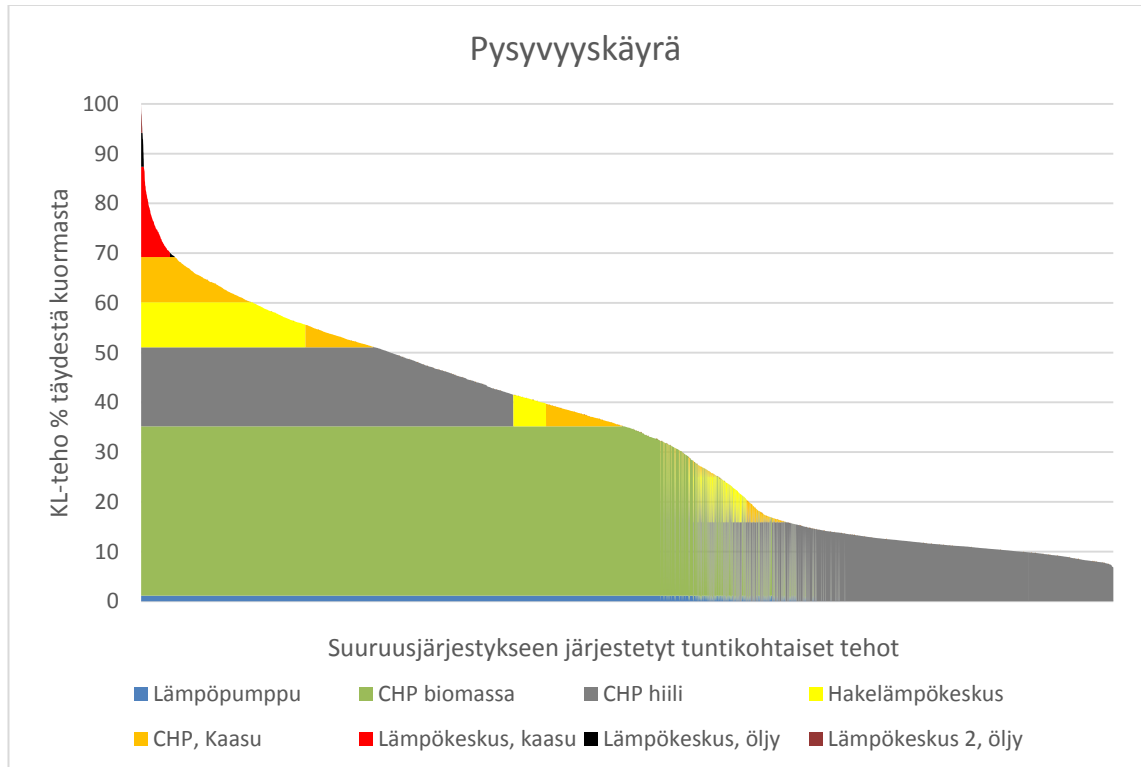
Lämpöpumppujen tuotantoteho on hyvin säädettävissä esimerkiksi sähkön hintatason mukaan, joka tarkoittaa niiden soveltumista hyvin tuntikohtaisten tehojen ajamiseen verrattuna esimerkiksi perinteiseen kiinteän polttoaineen CHP-laitokseen. Näin lämpöpumpua voidaan ajaa vain silloin kun se on taloudellisesti kannattavaa. Lämpöpumput tarjoavat keinon lisätä paitsi absoluuttista lämmöntuotantokapasiteettia, myös tuotetun lämmön määrää suhteessa tuotettuun sähkөөn. Sähkön hintavaihtelun vaikutuksia kaukolämmön tuotantoon lämpöpumpulla on käsitelty enemmän kappaleessa 5.3.1.

5.3 Lämpöpumppu ja kaukolämpöjärjestelmä

Tutkittaessa kompressiolämpöpumppua osana lämmöntuotantoa, tulee se ajatella osaksi lämmöntuotantoyhtiön ajomallia. Tavoitteena on päästä mahdollisimman tarkkaan kannattavuusanalyysiin, joten koko lämmöntuotantoa on analysoitava tuntikohtaisten tehojen kautta. Näin voidaan varmistua ja jälkikäteen tarkastella, onko tilanteessa valittu ajomalli oikea ja varmistua kussakin tilanteessa tuotetun lämmön vaihtoehtoiskustannuksesta.

Esimerkki kaukolämpötehon tuntivaihtelutiedoista on esitetty työn liitteessä, josta käy ilmi vuoden aikana toteutuneet ulkolämpötilat ja vastaavat tuotetut kaukolämpötehot. Tämän kaukolämpöjärjestelmän vaihtelutiedon avulla voidaan muodostaa kaukolämmön pysyvyyskäyrä, joka muodostetaan järjestämällä vuoden aikana tuotetut kaukolämpötehot suuruusjärjestykseen. Pysyvyyskäyrän muoto kuvaa kaukolämpökuluttajien ominaisuuksia ja pysyvyyskäyrät ovatkin tarkasteluvuodesta ja kaukolämpöverkosta riippuvaisia.

Lämpöpumpun ajotavalla ja mitoituksella osana kaukolämmön tuotantoa on merkitystä kannattavuuden kannalta. Lämpöpumppu voi sijoittua kaukolämmön pysyvyyskäyrällä eri tavoin. Oheisessa kuvassa (Kuva 21) on esitetty malli kaukolämpöjärjestelmän pysyvyyskäyrästä vastaten liitteenä olevan kaukolämpöjärjestelmän esimerkkivaihtelukäyrää, johon on sovitettu suuren CHP-biomassalaitoksen yhteydessä toimiva lämpöpumppu. Eri tuotantomenetelmillä yksiköissä tuotettua kaukolämpöä on kuvattu eri väreillä. Kaaviossa alimpana olevia laitoksia kuvaavat alueet ovat tuotantokustannuksiltaan edullisimpia, siksi niitä käytetään ajojärjestyksessä ensimmäisinä. Eri tuotantomenetelmien säädettävyyttä rajoittaa laitoskohtainen minimiteho, jonka vuoksi varsinkin suuremmilla kiinteän polttoaineen laitoksilla ei päästä pieniin kesäajan tehoihin. Kuvaajan vaaka-akselin keskivaiheen oikealla puolella oleva epätasainen väri vaihtelu johtuu puolestaan siitä, että kesällä suurin tuotantoyksikkö, CHP-biomassa, on pakotettu olemaan pois päältä lyhyiden ajojaksojen välttämiseksi. Näin päästään lähemmäs todellista ajotilannetta, sillä kesäajan muutamien tuntien teho hiippujen ajaksi todellisuudessa ei käynnistettäisi suurta kiinteän polttoaineen laitosta. Tällöin tarvittava lämpö tuotettaisiin todennäköisemmin pienemmillä yksiköillä.



Kuva 21: Kaukolämpödatan avulla muodostettu pysyvyyskäyrä ja siihen sovitettu lämmöntuotanto

Esimerkin tapauksessa lämpöpumpun lämmönlähde on KL-verkon suurimman CHP-laitoksen prosessissa, joten lämpöpumpun ajaminen on selkeästi sidoksissa sen suuren laitoksen käyntiin. Tulee huomata, että lämpöpumpun vuoksi lisääntynyt KL-kapasiteetti nostaa koko tuotantorakennetta niin, että se korvaa korkean kysynnän aikana kalliimpia polttoaineita, mutta toisaalta nostaa pienillä kuormilla CHP-laitosten käynnistämiskynnyksiä. Jos lämpöpumppu toimisi itsenäisenä perustuotantoyksikkönä, sen teho ei leikkautuisi kaavion oikeassa alakulmassa, vaan jatkuisi niin pitkälle kuin sen tuotanto KL-kuormaan mahtuisi. Tähän tapaukseen sovitettu lämpöpumppu ajatellaan kuitenkin osaksi CHP-biomassalaitoksen prosessia toimimaan palaavan kaukolämmön esilämmittimenä, jolloin lämpöpumppu ei kykene itsenäiseen lämmöntuotantoon. Käytännössä tämä voi tarkoittaa esimerkiksi savukaasupesurin yhteydessä toimivaa lämpöpumppua.

Lämpöpumppu voi toimia osana KL-järjestelmää myös huipputehokapasiteettina, jolloin vuodessa käyntitunteja kertyy huomattavasti vähemmän pohjakuormana toimimiseen verrattuna. Käytännössä lämpöpumput eivät kykene huippukuorman aikaisiin kaukolämpöverkon menoveden lämpötiloihin, jotka voivat olla noin 120 °C. Siksi huipputehokapasiteettina toimiva lämpöpumppu olisi tällaisessa tilanteessa vain olemassa olevan huipputehokapasiteetin KL-paluuinjassa esilämmittiminä. Siinä tapauksessa lämpöpumpun tuotantoalue sijoittuu pysyvyyskäyrällä korkeammalle ja vuoden aikana tulee myös useita käynnistyksiä ja pysähdyksiä. Mikäli KL-verkkoon suunnitellaan investoitavan lämpöpumppua huipputehokaksi, ei lämpöpumpun käynnin vaihtoehtokustannus ole edullinen pohjakuorma, vaan arvokkaammat helposti säädettävät polttoaineet, kuten öljy ja kaasu. Huipputehokas tulisi olla nopea käynnistys- ja pysäytysaika, pieni investointikustannus sekä korkea luotettavuus. Näistä lämpöpumppu pystyy toteuttamaan nopean ylös- ja alasajon sekä kohtuullisen investointikustannuksen. Lämpöpumput eivät sinällään ole herkästi vikaantuvia, mutta mikäli halutaan lämpöpumpun olevan aina käynnistettävissä,

tulee sen lämmönlähteen olla aina käytettävissä. Kappaleessa 4 Mahdolliset sovelluskohdet esitettyjen eri lämmönlähteiden analyysien perusteella lämpöpumpun tulisi olla joko maaperää, meri-, järvi-, joki- tai jätevesiä lämmönlähteenään käyttävä, jotta vaatimus täytyisi. Toisaalta arvioitaessa laajempaa huoltovarmuutta, lämpöpumppu ei ole suoraan sidoksissa tuontipolttoaineesta, kuten öljy- ja maakaasulämpökeskukset. Mekaanisen lämpöpumpputuotannon vaatimus on turvattu sähköenergian saanti, joka voi muodostua ongelmaksi joissakin poikkeustilanteissa, vaikka tilastojen perusteella Suomessa on harvoin sähkökatkoja (Energiamarkkinavirasto 2013).

Kuvasta voidaan todeta, että Lämpökeskus 2 toimii ainoastaan varavoimalaitoksena, eikä sitä näin ollen näy kuvaajalla. KL-järjestelmässä on usein lämmöntuotantokapasiteettia, joka ei välttämättä käy vuoden aikana ollenkaan. Tätä kutsutaan varakapasiteetiksi. Lämpöpumppuinvestointia voidaan tarkastella myös varakapasiteettina, mikäli luotettavuusvaatimus täyttyy ja se näyttää taloudellisesti järkevälle. Varakapasiteetin vähäisen käytön vuoksi sen olemassa olo perustuu enemmän toimitusvarmuuden kasvattamiseen kuin varsinaisen käytön tuomaan taloudelliseen hyötyyn. Näin lämpöyhtiöt investoivat ja uusivat vanhaa varakapasiteettia mahdollisimman harvoin. Varakapasiteettia hankittaessa on suoritettava vertailu eri lämmöntuotantovaihtoehtojen välillä, jossa lämpöpumppu kilpailee perinteisempien vaihtoehtojen rinnalla. Viime aikoina edullinen sähköenergian hinta on ohjannut tarkastelemaan lämpöpumppuja nimenomaan perustuotantoyksikkönä, jolloin käyttötunnit maksimoituvat ja investoinnin takaisinmaksuaika on pienempi. Tästä huolimatta tulevaisuudessa on mahdollista, että nyt kaukolämpöverkkoihin investoidut lämpöpumput muuttuvat varakapasiteetiksi jonkin toisen lämmöntuotantomuodon muuttua edullisemmaksi.

5.3.1 Sähkön hinnan vaikutus kannattavuuteen

Lämpöpumpun kannattavuuteen vaikuttaa kaukolämmön hinnan ja vaihtoehtoisen tuotannon kustannuksen lisäksi voimakkaasti sähkön hinta. KL-tuotannon kannalta sähkön hinta on sikäli monimutkainen asia, että CHP-tuotannon korvaaminen lämpöpumpulla saa aikaan muutoksen kannattavuuteen verkkoon myytävän sähkön muuttuessa sähkön kulutukseksi. Sähkön ja lämmön yhteistuotannon vaihtoehtona on sähkön käyttö lämpöpumpussa pelkän kaukolämmön tuotantoon. Tuotannon *kannattavuutta* voidaan mitata vaihtoehtoisen lämmöntuotantomuodon ja lämpöpumpun muuttuvien tuotantokustannusten erotuksena kaavan (10) mukaisesti, jolloin vertaillaan tuotetun kaukolämmön kustannuksia eri menetelmillä. Tällöin oletuksena on, että tuotetun lämmön hinta on molemmissa tapauksissa sama. Seuraavaksi laskettava *kannattavuus* vertailee siis vain lämpöpumpputuotannon ja vaihtoehtoisen lämmöntuotannon muuttuvia tuotantokustannuksia, eikä ota kantaa esimerkiksi investoinnin suuruuteen.

$$Kannattavuus = K_{va} - K_{tp} \quad (10)$$

missä

K_{tp}	Lämpöpumpputuotannon muuttuvat kustannukset [€/MWh]
K_{va}	Vaihtoehtoisen tuotannon muuttuvat kustannukset [€/MWh]

Lämpöpumpputuotannon muuttuvia kustannuksia voidaan kuvata kaavan (11) mukaisesti. Muuttuvien kustannusten huomataan riippuvan sähkön hinnan ja lämpökertoimen COP suhteesta:

$$K_{tp} = \frac{H_{sähkö}}{COP} \Phi_{kl} = \frac{H_{sähkö}}{COP}, \text{ kun } \Phi_{kl} = 1 \quad (11)$$

missä

$H_{sähk\ddot{o}}$	Sähköenergian hinta [€/MWh] (CHP tuotannon korvaajana ilman siirtomaksua ja sähköveroa. Siirtomaksullinen ja verollinen sähkön hinta: $H_{säh,kok} = H_{sähk\ddot{o}} + H_{siirto} + H_{sähkövero}$)
Φ_{kl}	Kaukolämpöteho [MW]

Vaihtoehtoisen lämmöntuotantotavan kustannukset muodostuvat eri tavoin CHP-tuotannolle ja pelkälle lämmöntuotannolle. CHP-tuotannon muuttuvat kustannukset lasketaan vähentämällä lämmöntuotantokuluista verkkoon myydyin sähköenergian hinta kaavan (12) mukaisesti, joka sievenee 1 MW kaukolämpötehon tapausta tutkittaessa kaavan (13) muotoon.

$$K_{va,CHP} = \Phi_{pa}H_{pa} - \Phi_{sähk\ddot{o}}H_{sähk\ddot{o}} = \frac{\Phi_{kl}(r+1)}{\eta_{CHP}}H_{pa} - \Phi_{kl}r H_{sähk\ddot{o}} \quad (12)$$

missä

H_{pa}	Polttoaineen hinta [€/MWh]
Φ_{pa}	Polttoaineteho [MW]
$\Phi_{sähk\ddot{o}}$	Sähkäteho [MW]
r	Rakennusaste [-] ($\Phi_{sähk\ddot{o}}/\Phi_{kl}$)
η_{CHP}	CHP-laitoksen hyötysuhde [-]

koska tutkitaan yhden megawattitunnin (1 MWh) lämmöntuotantokustannusta, sijoitetaan $\Phi_{kl} = 1$, josta saadaan:

$$K_{va,CHP} = \frac{(r+1)}{\eta_{CHP}}H_{pa} - H_{sähk\ddot{o}}r \quad (13)$$

Erilliselle lämmöntuotannolle vaihtoehtoiskustannus lasketaan kaavan (14) mukaisesti muodostuen polttoaineen hinnan ja lämmön tuotannon kulutussuhteen tulosta. Kulutusuhde saa lukua 1 suurempia arvoja ja on hyötysuhteen käänteisluku.

$$K_{va,lämp\ddot{o}} = H_{pa}s_{lp} \quad (14)$$

missä

s_{lp}	Lämmön tuotannon kulutussuhde [-]
----------	-----------------------------------

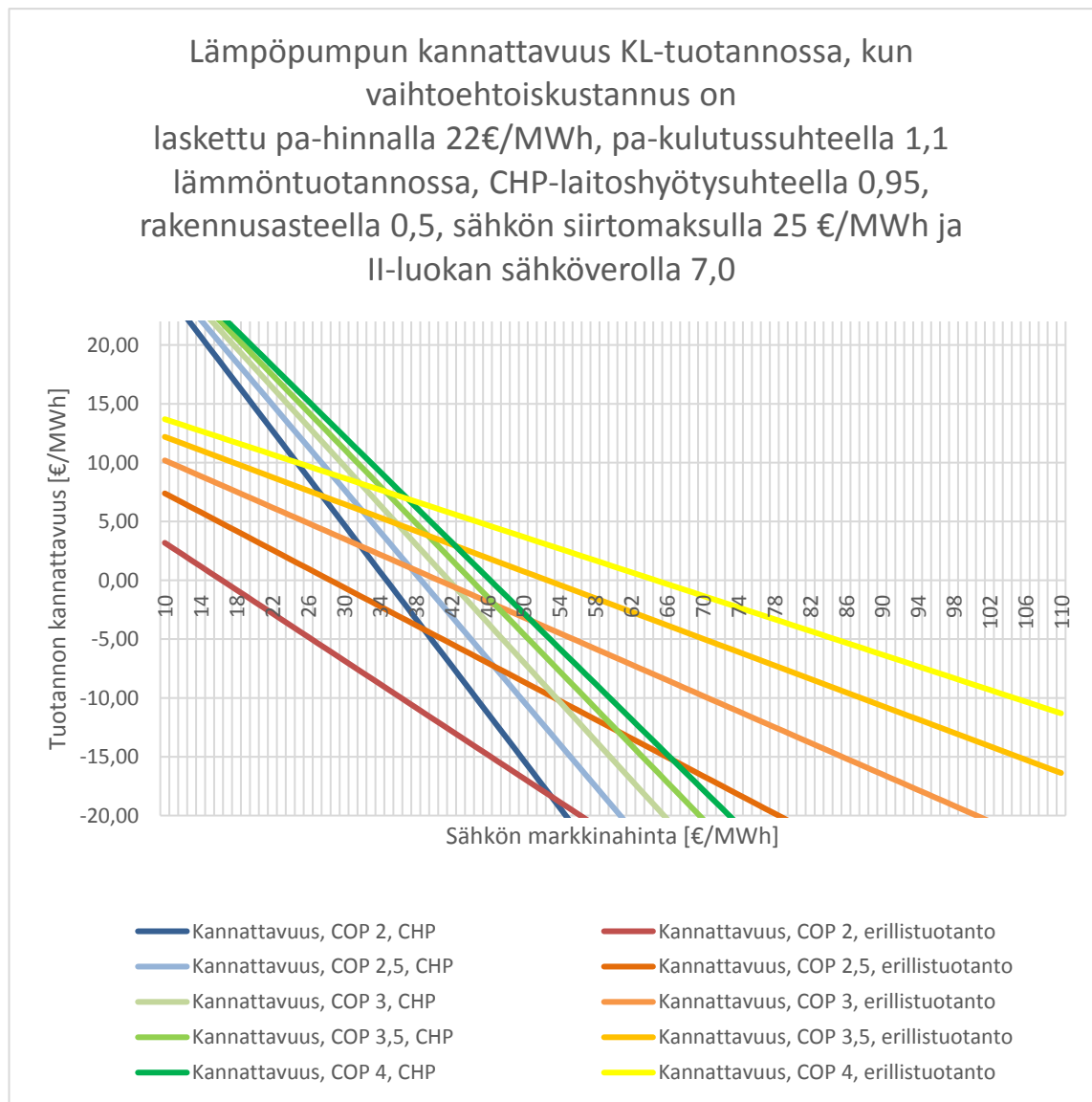
Kaavojen (10-14) avulla voidaan muodostaa lausekkeet kannattavuudelle CHP-tuotantoa korvaavassa ja lämmön erillistuotantoa korvaavassa tapauksessa kaukolämmön tuotannolle lämpöpumpulla. Lausekkeet ovat esitetty kaavoina (15) ja (16).

$$Kannattavuus(CHP) = \frac{(r+1)}{\eta_{CHP}}H_{pa} - H_{sähk\ddot{o}}r - \frac{H_{sähk\ddot{o}}}{COP} \quad (15)$$

$$Kannattavuus(lämp\ddot{o}) = H_{pa}s_{lp} - \frac{H_{sähk\ddot{o}}}{COP} \quad (16)$$

Seuraavassa kuvassa (Kuva 22) on esitetty graafisesti sähkön hinnan vaikutus eri lämpökertoimien COP-arvoja omaaviin lämpöpumppeihin. Kaikista tapauksista on laskettu

kaksi vaihtoehtoa, joista ensimmäisessä lämpöpumppu korvaa CHP-tuotannon lämmön osuutta sekä lämpöpumpun käyttöenergia luetaan omakäyttösähköksi ja toisessa lämpöpumppu toimii korvaten lämmön erillistuotantoa, jolloin lämpöpumpun käyttöenergia ostetaan sähköverkosta ja siitä maksetaan myös siirtomaksu.



Kuva 22: Sähkön hinnan vaikutus lämpöpumpun kannattavuuteen kaukolämmöntuotannossa

Kannattavuusanalyysin perusteella kaukolämmön tuotannon kannattavuus lämpöpumpulla riippuu voimakkaasti sähkön hinnasta, erityisesti CHP-lämpöä korvattaessa. Sähkön hinnan kasvaessa CHP-tuotannon ohella saatava myytävä sähkö vähentää tuotetun lämmön hintaa niin paljon, että lämpöpumpun lämpökertoimen merkitys kannattavuuteen vähenee. Kannattavuuskuvaajissa (Kuva 22) tämä näkyy lähellä toisiaan olevana CHP-tapauksen sinivihreänä käyräparvena. Jos vaihtoehto lämpöpumpun tuottamalle kaukolämmölle on lämmön erillistuotanto, nousee lämpöpumpun COP-arvon merkitys kannattavuutta tarkasteltaessa. Vaihtoehtoisen CHP-tuotannon tapauksen kannattavuus on suurinta pienillä sähkön hinnoilla. Suuri osa höyryturbiineista on varustettu ohitusreduktiolla, jonka vuoksi prosessilla pystytään ajamaan pelkkää lämpöä. Voidaan ajatella tässä tapauksessa oikean kannattavuuden löytyvän lämmön erillistuotannon käyriltä, kun

sinivihreä käyräparvi menee kuvan vasemmassa laidassa korkeammalle tasolle keltapunaista erillistuotannon käyräparvesta. Todellisuudessa höyryturbiinia ei todennäköisesti ajettaisi alas vain muutaman tunnin edullisen sähköenergian takia.

Aiemmin esitetty (Kuva 22) erillistuotannon COP 4 tapauksessa lämpöpumpun kaukolämpötuotanto on kannattavaa aina sähkön hintatasolle 64 €/MWh saakka. Viime vuosina sähkön hinta on pysytellyt muutamia poikkeuksia lukuun ottamatta alle tämän ja mahdollistaisi sitä kautta lämpöpumpuinvestoinnille paljon vuotuisia käyttötunteja. Toisaalta COP 4 taso vaatii kappaleessa 4.5 Lämpöpumpuinvestoinnit esitettyjen referenssien perusteella lämpöpumpun lämmönlähteeltä riittävää lämpötilatasoa ja teholla mitattuna suurta lämpöpumppua. Matalista lämpötilataseista, kuten meri- ja jätevesistä lämpöä ottavat lämpöpumput ovat lämpökertoimeltaan tasoa 3-3,5, joten sikäli useimmat toteutuneista investoinneista vastaavat enemmän alempia kannattavuuskäyriä kuin COP 4.

Sähkön markkinahinnan kuukausittainen keskiarvo on kolmen viime vuoden aikana vaihdellut karkeasti välillä 21 – 46 €/MWh (Nordpoolspot 2016). Tämän perusteella arviotuna lämpöpumput, joilla on yli 3 COP-arvoja, ovat muuttuvien tuotantokustannusten osalta kannattavuudeltaan keskimäärin positiivisia. Mikäli todellisella lämpöpumpulla oletetaan olevan Carnot-hyötysuhde 0,55, tarkoittaisi se noin 30 °C lämpötilatasevaatimusta kaukolämpöverkon menopuolelle 80 °C lämpöä tuottavan lämpöpumpun lämmönlähteelle. Jos puolestaan lämpöpumppu kytkettäisiin kaukolämpöverkon 50 °C lämpötilassa toimivalle paluupuolelle, lämmönlähteen lämpötilavaatimus on 7 °C tasolla. Tutkittaessa todellista investointia lämpötilojen tulee olla korkeammat, sillä investoinnille halutaan lyhyt takaisinmaksuaika.

5.3.2 Muiden kustannuskomponenttien vaikutus

Kaukolämmön vaihtoehtoiskustannuksina on tässä laskelmassa käytetty polttoaineen hintataso 22 €/MWh, mikä vastaa todellisuudessa hiili-, turve- tai biomassapolttoaineen hintaa (Tilastokeskus 2016). Useimmat suurempien kaukolämpöjärjestelmien pohjakuormalaitoksista toimivat juuri näillä polttoaineilla, joten se vastaa hyvin CHP-tuotannon tapausta. Yksinkertaisuuden vuoksi myös lämmön erillistuotannossa on käytetty samaa polttoaineen hintatasoa tuotetulle energialle, vaikka erillistuotannossa polttoaineet ja sitä kautta tuotetun energian hinnat vaihtelevat erittäin paljon. Esimerkiksi maakaasua tai kevyttä polttoöljyä käytettäessä lämmön erillistuotannon hinta on tasolla 40 - 50 €/MWh (Tilastokeskus 2016). Tämän perusteella lämpöpumpun käyttö lämmön erillistuotannon korvaajana olisi vieläkin kannattavampaa pelkkiä muuttuvia kustannuksia vertailtaessa.

Toisaalta metsähakkeesta tuotetulle sähkölle maksetaan tuotantotukea turveveron ja päästökaupan markkinahinnan funktiona, kuitenkin verkkoon tuotettua sähköenergiaa kohden enintään 18 €/MWh (Finlex 2016). Tämä vaikuttaa suuresti lämpöpumpulla tapahtuvan lämmöntuotannon kannattavuuteen, mikäli vertailtu lämmöntuotanto tapahtuu CHP-laitoksessa, joka kuuluu metsähakkeella tuotetun sähkön tuotantotuen piiriin. Metsähakke-sähkölle maksettava tuki tekee CHP-tuotannolla tehdystä kaukolämmöstä niin edullista, että lämpöpumpun on vaikeaa kilpailla sen kanssa edes edullisen sähkön markkinatilanteissa.

Aiemmin esitetyn graafisen esityksen laskennassa ei ole otettu huomioon polttoaineiden verotusta, mutta se vaikuttaisi ainoastaan CHP-tapauksiin ja niihinkin sekä lämpöpumpun, että vaihtoehtoiskustannuksen tuotetun sähköenergian kustannuksiin laskevasti (Kuva 22). Koska valmistevero tulee maksaa CHP-tuotannossa vain tuotetun lämmön

osalta, on vaikea sanoa miten verottaja suhtautuisi omakäyttösähköllä lämpöpumpun välityksellä tuotettuun kaukolämpöön. Ennakkotapauksia ei löytynyt julkisista tietolähteistä. Toisaalta valtio on uudistamassa valmisteveroa niin, että sähköntuotannon osuuden vähennysoikeus poistuisi asteittain tulevaisuudessa (Koreneff et al. 2016). Sen sijaan lämmön erillistuotannon vaihtoehtokustannuksissa on otettu huomioon sähkövero, jota ei voi välttää, ellei lämpöpumpun käyttämää sähköenergiaa tulkita CHP-laitoksen omakäyttösähköksi (Tulli 2016).

Laskelmissa käytetty sähkön siirtomaksu lämmön erillistuotannon vaihtoehtokustannuksen laskennassa vastaa tasoltaan keskiuurta teollisuutta vuosikulutuksella 10 000 MWh ja tehontarpeella 2,3 MW. Tämä on luultavasti arvioitu alakanttiin, sillä monet kaukolämmön tuottajat ovat suurempia asiakkaita, joille maksu on edullisempi. Edullisemmasta siirtohinnasta seuraisi lämpöpumpun kannattavuuden kasvu verrattuna vaihtoehtoiseen lämmön erillistuotantoon.

5.4 Lämpöpumppu sähköverkon säätövoimana

Mekaanista kompressiolämpöpumppua voidaan käyttää sähköverkon säätövoimana sopimalla sähköverkkoa hallinnoivan yhtiön kanssa lämpöpumpun tuotannon joustoista sähköverkon vaatimusten mukaisesti. Lämpöpumpun lämmönlähde on oltava saatavilla ajo-vaatimuksen toteutuessa ja lämpönielussa eli useimmiten kaukolämpöverkossa riittävästi varaa syöttää lämpötehoa. Säätösähkömarkkinoille osallistumisen ehtona on säätöön osallistuvan tehon minimiraja 10 MW ja säädön toteutuminen 15 minuutin kuluessa. Säätö voi olla yhtä lailla sähkön tuotantoa tai kulutusta. Lämpöpumpun tapauksessa on kyse sähkön kulutuksen joustosta. (Vähätiitto 2014)

Suomessa ainakin Fortumin hallinnoimat Suomenojalla sijaitsevat lämpöpumput ovat toimineet Fingridin kulutusjoustona osana tehoreserviä. Tämä tarkoittaa sitä, että lämpöpumppu voidaan käynnistää, jos sähkötehoa on liikaa verkossa. Lämpöpumpun tuotannon sammuttamista ohjaa puolestaan sähkön markkinahinta tehoreservituotannon ulkopuolella. Tehoreservinä toimimisesta maksetaan erillistä korvausta. (Energiavirasto 2015)

Pienemmillä lämpöpumpuilla voi osallistua lyhyille säätösähkömarkkinoille, vaikka niiden teho ei riittäisikään verkon varareservinä toimimiseen. Kulutusjoustolla voidaan saavuttaa suuriakin säästöjä, jos lämpöpumpulle on olemassa vaihtoehtoinen, helposti käynnistettävä tai säädettävä vaihtoehtoinen lämmöntuotantomuoto. Säätösähkömarkkinoiden luomien mahdollisuuksien mallintaminen on vaikeaa ja spekulatiivista, jonka vuoksi investointilaskennassa turvaututaan usein pelkkiin suoriin energiantuotannosta syntyviin säästöihin.

6 Lämpöpumppuinvestoinnin analysointi todellisessa tapauksessa

Tässä kappaleessa perehdytään oikeaan tapaukseen, jossa lämpöpumpun hyödyntämismahdollisuutta tutkitaan osana tätä diplomityötä. Tarkoituksena oli selvittää lämpöpumppuinvestoinnin kannattavuus ja toisaalta ottaa kantaa toteutukseen liittyviin kysymyksiin, kuten sijoitteluun, kytkentöihin, asennukseen sekä operointiin. Tapauksen eri lämmönlähteitä ja lämmönkohteita vertailtiin, sekä niistä potentiaalisimpiin syvennyttiin tarkemmin.

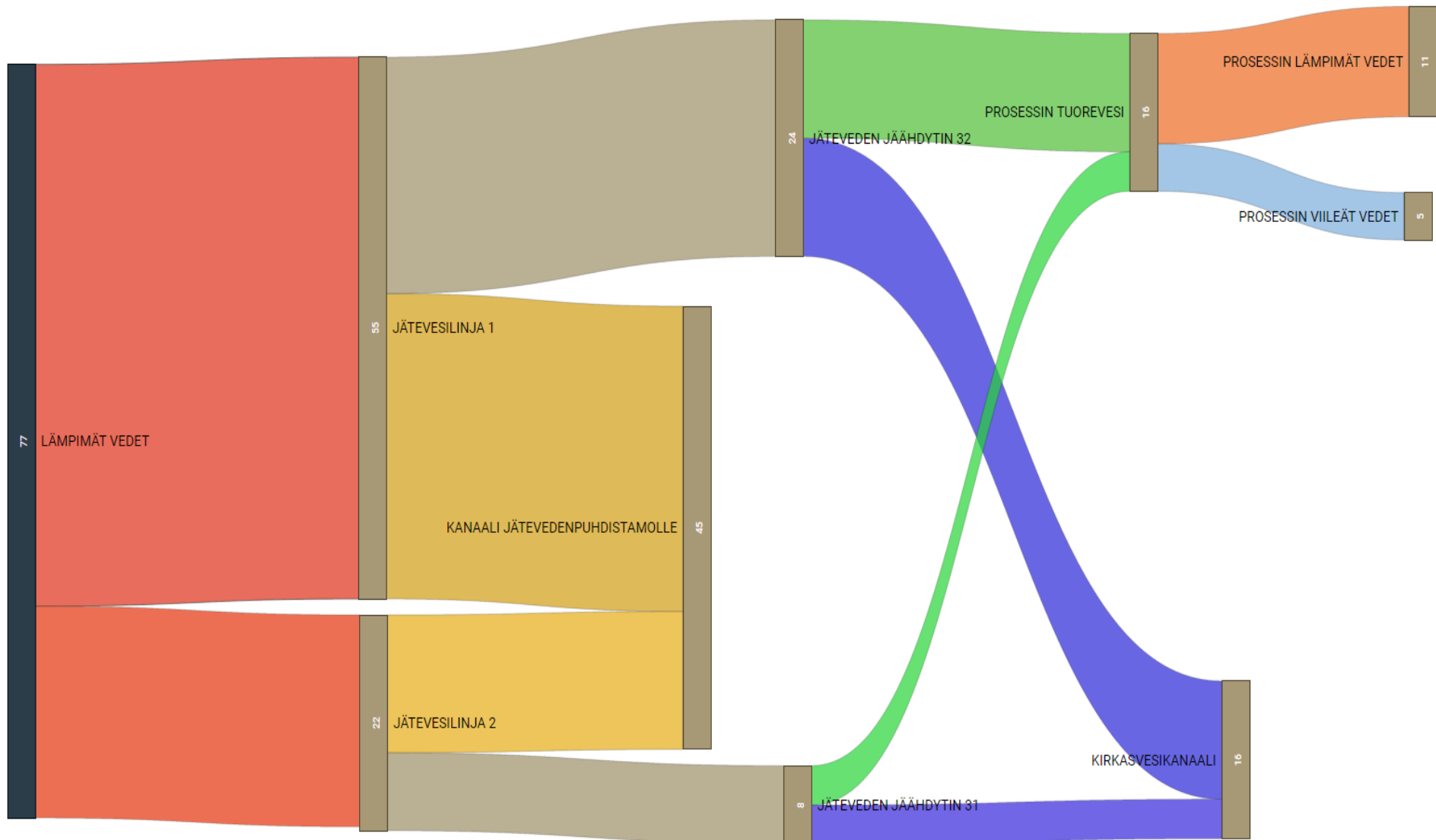
6.1 Lähtötilanne

Kansainvälisen metsäyhtiön Sappi:n Kirkniemen paperitehdas halusi kartoittaa lämpöpumppuinvestoinnin kannattavuutta lämmöntuotannossa. Suurimpana taustatekijänä voidaan pitää kiinteän polttoaineen voimalaitoskattiloiden riittämätöntä kapasiteettia prosessihöyryn- ja lämmöntuotantoon korkeimman kuorman aikaan, jonka vuoksi prosessihöyryä ja lämpöä joudutaan tuottamaan kalliimmilla polttoaineilla. Tästä johtuen sähköä käyttävän mekaanisen kompressiolämpöpumpun käyttö voisi olla kannattavaa, sillä vaihtoehtoinen lämmöntuotantomuoto on suhteellisen kallis. Tehdasalueella on väli- ja matalapainehöyryverkot sekä tehtaan omiin tarpeisiin ja lähiasuinalueelle lämpöä siirtävä kaukolämpöverkko. (Sappi 2016)

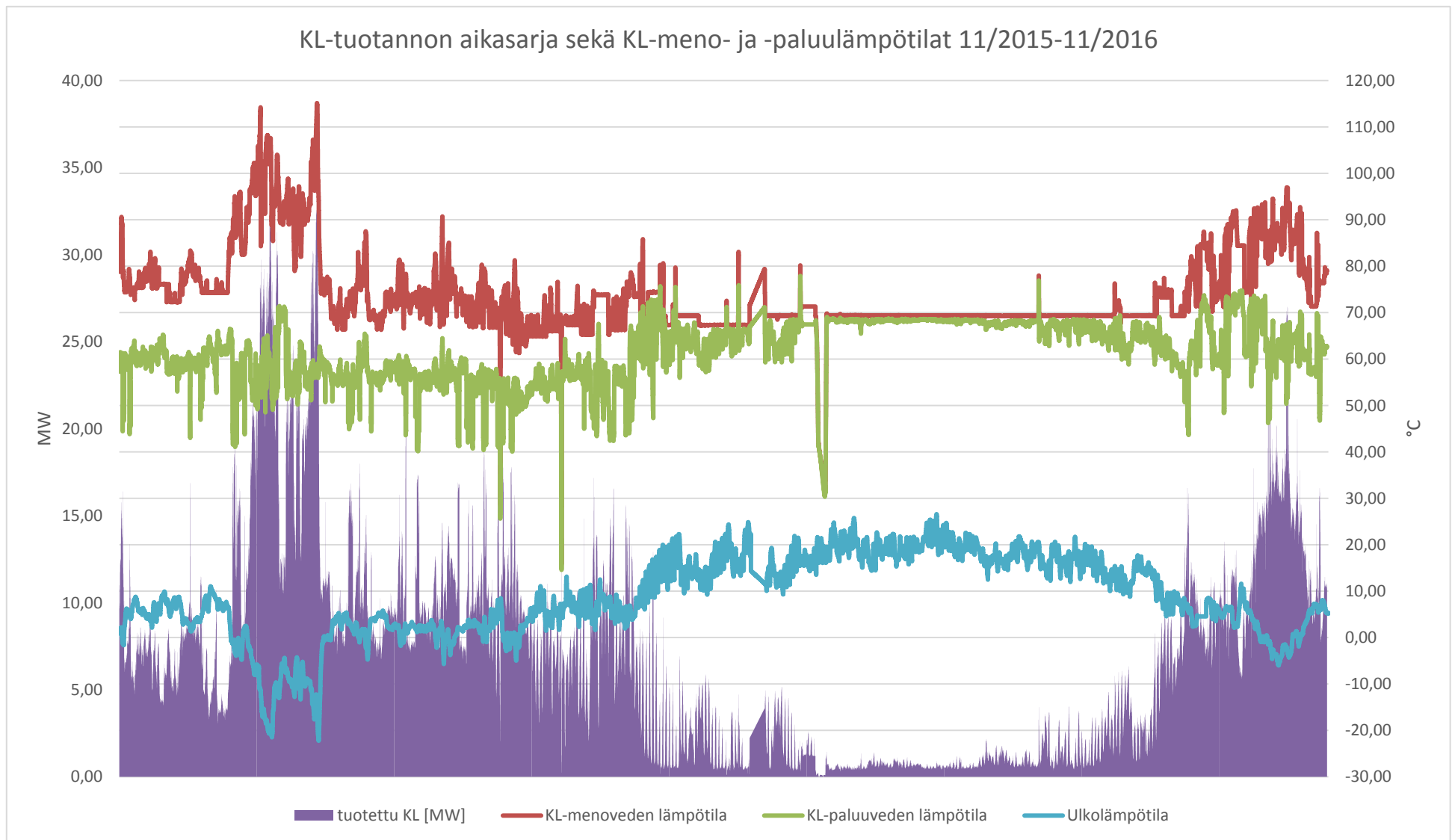
Jotta lämpöpumppuinvestointi voitaisiin toteuttaa, sen takaisinmaksuajan tulisi olla korkeintaan joitain vuosia. Tehtaan käyttöpäällikön mukaan kiinnostusta saattaisi olla aluksi pienemmän lämpöpumpun investointikokeiluun ja sitä kautta kokemusten hakemiseen mahdollisten muiden vastaavien projektien varalle tulevaisuudessa. (Sappi 2016)

Yhdessä tehtaan edustajien kanssa sovittiin, että lämpöpumpun kannattavuusselvitys rajataan seuraavasti: Lämmönlähteinä käytetään joko massaista jätevettä, kuitupitoista höyryä tai molempia. Lämpö siirretään lämpöpumpulla kaukolämpöverkon palaavaan virtaan. Lämpöpumpun koko valitaan kaukolämpöverkon edellisenä vuonna toteutuneen kaukolämpötehon ja toisaalta lämmönlähteiden tehon rajoittamana. Koska massaista jätevettä jäähdytetään tällä hetkellä raakavedellä, tulee selvityksen laskenta suorittaa niin, ettei raakaveden esilämmitystä vähennetä varsinkaan lämmityskaudella. Kokonaisuudesta saa hyvän käsityksen vuosienenergiamääriä kuvaavasta Sankey-diagrammista (Kuva 23), josta huomataan hyödyksi päätyvän osuuden kuvan oikeassa ylänurkassa ”Prosessin lämpimät vedet”. Tarkastelussa tulee muistaa, että kyse on vuosienenergiasta ja kytkentä näyttää energiataloudellisesti tehottomalta johtuen kesäaikaan tapahtuvista jäähdytyksistä. Mahdollinen lämpöpumppu kytkettyisi joko kytkentävaihtoehdossa 1 ottamaan lämpöä talteen keltaisesta ”Kanaali jätevedenpuhdistamolle” energiavirrasta tai kytkentävaihtoehdossa 2 ottamaan lämpöä talteen sinisestä ”Kirkasvesikanaali” energiavirrasta. (Sappi 2016)

Tehtaan kaukolämpökuorman aikavaihtelutiedoissa (Kuva 24) on esitetty tarkasteluajanjakson kulloisenkin ajanhetken ulkolämpötila, KL-tuotannon teho sekä KL-verkoston meno- ja paluulämpötilat. KL-tehon tarve vaihtelee voimakkaasti kesä- ja talvikauden välillä. Verrattuna tyypillisiin kaupunkien KL-kuormiin, tehtaan KL-kuorma vaihtelee lähes pelkästään ulkolämpötilan mukaan, eikä esimerkiksi käyttöveden lämmityksen aiheuttamaa tasaista komponenttia ole tai se on hyvin pieni. Tämä aiheuttaa tehtaan tapauksessa korkeamman keskimääräisen palaavan KL-veden lämpötilan, joka laskee alle 50 °C vain verkon häiriötilanteissa tai kovilla pakkasilla. (Sappi 2016)



Kuva 23: Sankey-diagrammi nykyisten jätevesien sisältämän vuosienergian jakautumisesta



Kuva 24: KL-tuotanto sekä KL-meno- ja -paluulämpötilat tarkasteluajanjaksolla

6.2 Lämpöpumppukytkentä

Lämpöpumppukytkenällä pystyttäisiin tuottamaan osa kaukolämpötehosta, jolloin kaukolämmön tuotantoon käytetyn höyryn tarve pienenee ja samalla höyrykattilan tarvitsema polttoaineteho vähenee. Tehtaalta löytyy noin 20 – 40 °C lämpötilatasoista hukkalämpöä, pääasiassa erilaisten ulos puhallettavien hönkien ja jätevesien muodossa. Näitä virtoja voitaisiin käyttää lämpöpumpun lämmönlähteenä. Lämmönlähteiden lämpötilatasojen perusteella voi lämpöpumppuinvestoinnilta odottaa suhteellisen korkeitakin lämpökertoimen arvoja. (Sappi 2016)

Esimerkiksi lämmönlähteen ollessa noin 35 °C voidaan saavuttaa lämpöpumpun COP-arvo 6, mikäli pyritään 50 °C loppulämpötilaan. Laskelmassa on otettu huomioon lämpöpumpun höyrystimen ja lauhduttimen vaatima asteisuus kappaleessa 2.3 Lämpöpumppujen tehokkuus esitetyllä tavalla sekä laskelmassa on käytetty Carnot-hyötysuhdetta 0,55, jota voidaan pitää realistisena. Loppulämpötila valittiin kaukolämpöverkon paluupuolen kytkentää ajatellen. Mikäli vertaillaan muihin kohteisiin toteutuneita lämpöpumppuinvestointeja, tehtaalta löytyvien lämmönlähteiden lämpötilatasot ovat erittäin hyödyntämiskelpoisella tasolla.

Lähtökohtaisesti lämpöpumpun lämmönlähteeltä vaaditaan seuraavia ominaisuuksia:

- Helposti hyödynnettävissä oleva virta (esimerkiksi vedet helpompia kuin höngät)
- Virtaava aine mahdollisimman puhdas lämmönsiirtimen likaantumisen ehkäisemiseksi
- Lämmönlähde ja lämmönkohde lähellä toisiaan
- Lämmönlähde jatkuvasti käytettävissä tai ainakin silloin kun on lämmöntarvetta
- Lämmönlähteen lämpötilan oltava suhteellisen tasainen tai lämpöpumpun on kyettävä toimimaan laajalla lämmönlähteen lämpötila-alueella

Vaikka tehtaalla onkin useampia hukkalämpövirtoja, vain harvoissa virroissa yhdistyvät kaikki edellä mainitut vaatimukset. Lisäksi virtaamat vaihtelevat yleensä melko paljon ajan funktiona.

6.3 Vaihtoehtojen esittely

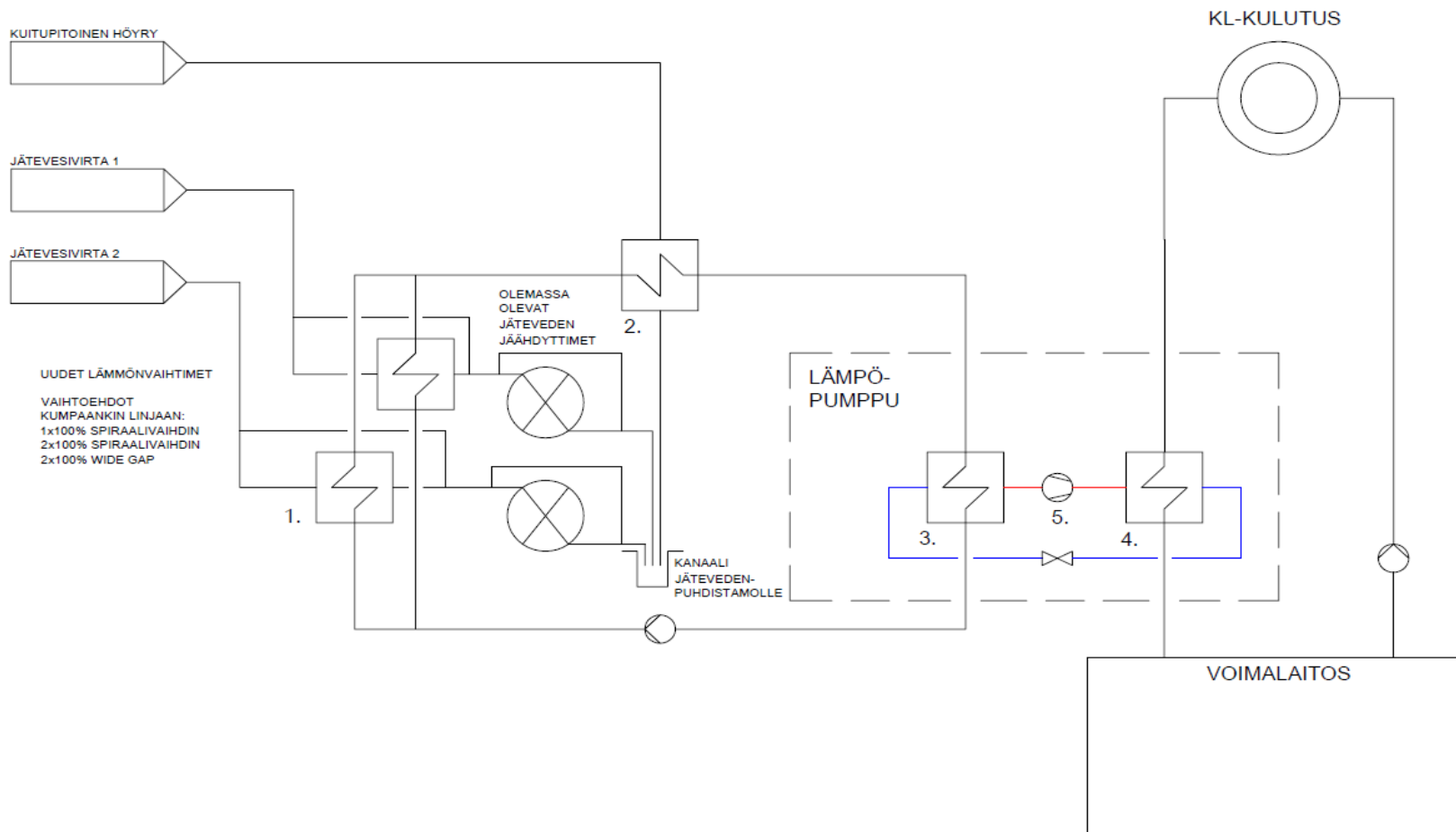
Mahdollisia kytkentöjä lämmönlähteeseen on useita, jotka ovat esiteltynä oheisissa kuvissa (Kuva 25 ja Kuva 26), joissa numeroidut komponentit ovat seuraavat: 1. jätevesilämmönsiirtimet, 2. höyrylauhdutin, 3. lämpöpumpun höyrystin, 4. lämpöpumpun lauhdutin ja 5. lämpöpumpun kompressori. Valittu kytkentävaihtoehto vaikuttaa lämpöpumpun höyrystimen lämpötilatasoon ja toisaalta myös lämmönlähteen virtaamat ovat erilaiset eri tapauksissa. Sen vuoksi mitoituslämpötehot eivät ole myöskään yhtä suuret vaihtoehdossa 1 ja 2. (Sappi 2016)

Ensimmäisessä kytkentävaihtoehdossa liitetään uudet lämmönvaihtimet ennen olemassa olevia jäteveden jäädyttimiä ja siirretään lämpöenergia lämpöpumpulle erillisellä kiertopiirillä. Kiertopiiri tarvitaan, koska kuituja sisältävää jätevettä ei voida johtaa suoraan lämpöpumpun höyrystimelle, vaan väliin tarvitaan likaantumista sietävät ja helposti pestävät lämmönvaihtimet. Kyseisellä kytkenällä lämpöenergia siirtyy uusien lämmönvaihtimien ja lämpöpumpun avulla massaisesta jätevedestä palaavaan kaukolämpölinjaan. Kytkentävaihtoehdossa 1 itse lämpöpumppu toimii pienemmässä lämpötilaerossa ja on

siten taloudellisempi, mutta erillisen kiertopiirin rakentaminen ja uudet lämmönvaihtimet rasittavat investointia. Lisäksi vaihtoehdossa 1 tulee varmistua riittävästä raakaveden esilämmityksestä, sillä lämpöä otetaan talteen jo ennen olemassa olevia jäteveden jäähdyttimeä. (Sappi 2016)

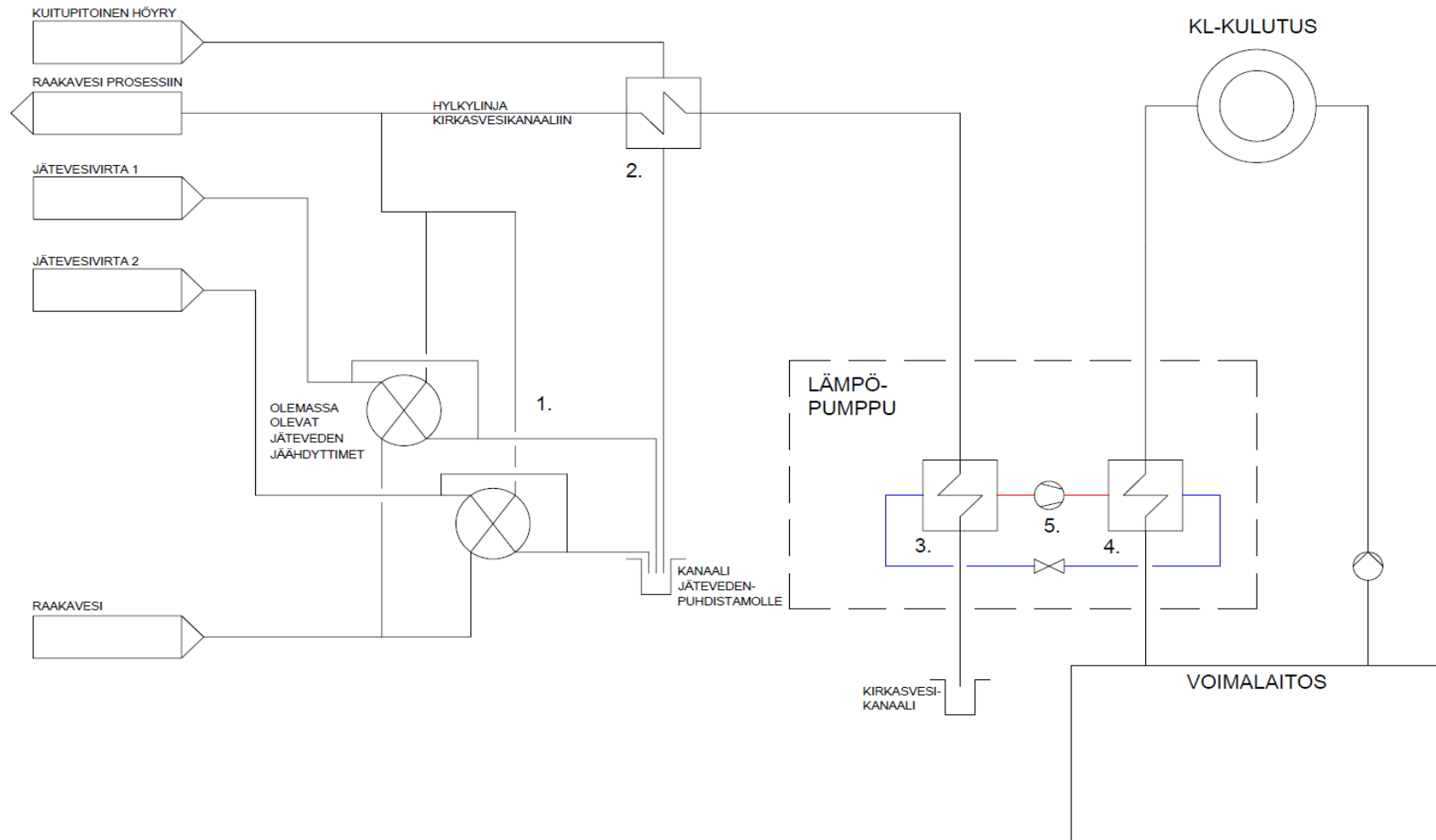
Toisessa vaihtoehdossa lämpöpumppu kytketään olemassa olevaan raakaveden kirkasvesikanaaliin johtavaan hylkylinjaan. Kyseisellä kytkennällä lämpöenergia siirtyy olemassa olevien jätevesijäähdyttimien avulla kanaalivedestä raakaveteen. Osa raakavedestä ajetaan nykyisellään hylkyyn kanaaliin, johon lämpöpumppu kytketään. Kytkentävaihtoehto 2 on investointina pienempi yksinkertaisemman kytkentänsä ansiosta, mutta lämpötilaero lämpöpumpun yli on suurempi ja siten toiminta epätaloudellisempaa. Kyseisen kytkentävaihtoehdon lämpöteho vaihtelee kytkentävaihtoehtoa 1 enemmän ja on lämmityskaudella pienempi. Molemmissa vaihtoehdoissa olisi mahdollista priimata lämpöpumpulle menevää vesivirtaa ylimääräisellä prosessihöyryllä, joka päättyy nykyisellään avoimeen skrubberiin. (Sappi 2016)

KYTKENTÄVAIHTOEHTO 1



Kuva 25: Kytentävaihtoehdon 1 virtauskaavio

KYTKENTÄVAIHTOEHTO 2



Kuva 26: Kytentävaihtoehto 2 virtauskaavio

6.3.1 Massainen jätevesi lämmönlähteenä

Koska teholtaan suurin käytettävissä oleva lämmönlähde, massainen jätevesi, ei ole täysin puhdas virta, tarvitaan vaihtoehdossa 1 lämmön talteen ottamiseksi erillinen vesikiertopiiri pumppuineen ja toisaalta likaantumista ehkäisevä tai pestävä lämmönvaihdin. Vaihtoehtoina tässä yhteydessä tutkittiin helposti pestävää ja ei niin likaantumisherkkää spiraalilämmönvaihdinta sekä likaavia fluideja varten suunniteltua avarrettua Wide Gap-tyyppistä levylämmönvaihdinta. Näistä vaihtoehtoja tarkasteluun valittiin kolme: yksi spiraalilämmönvaihdin likaantumissimuloinnilla ja pesuseisakeilla, kaksi spiraalilämmönvaihdinta tai kaksi Wide Gap-tyyppistä lämmönvaihdinta. Jos vaihtimia on kaksi, voitiin lämmönvaihtimet olettaa aina puhtaiksi toisen ollessa aina puhtana varalla, mikäli likaantumista havaittaisiin. Likaantumissimuloinnista ja sen parametreista on kerrottu tarkemmin kappaleessa 6.5.2. (Sappi 2016)

Massaista jätevettä jäähdytetään nykyään kahdella spiraalityyppisellä jäteveden jäähdyttimellä, joissa toisella puolella kiertää järvestä otettava raakavesi. Osa lämmenteestä raakavedestä käytetään hyödyksi, mutta suurin osa palautetaan takaisin järveen. Jäähdyttiin tulevan massaisen jäteveden lämpötila ja virtaama vaihtelevat, mutta vuosikeskiarvona ne ovat noin 32 kg/s ja 70 °C. Jäteveden kiintoainepitoisuus vaihtelee myös voimakkaasti ajotilanteen mukaan ja sitä seurataan lähinnä kerran viikossa otettavilla näytteillä. Vuoden aikana otettujen viikoittaisten mittausten perusteella kanaaliveden kiintoainepitoisuus oli 400 mg/l, joka asettaa haasteita lämmönsiirtimeen valintaan. (Sappi 2016)

Mikäli päädytään vaihtoehtoon 2, tulee miettiä voidaanko olemassa olevien jäteveden jäähdyttimien likaantumista ehkäistä ja näin ollen lämmönsiirtoa parantaa. Vaihtoehdossa 2 on yksinkertaisuutensa lisäksi se hyvä puoli, ettei nykyiseen raakaveden esilämmitykseen puututa. Sen vuoksi riskit siihen, että lämpöpumppuinvestoinnilla vaikutettaisiin jontenkin tehtaan muihin lämmityspiireihin pienenevät. (Sappi 2016)

Eri vaihtoehdoista saatavilla oleva höyrystinteho ja sen aikavaihtelu voidaan esittää graafisesti, jolloin se on helpompi ymmärtää. Nämä kuvaajat ovat tämän työn liitteenä. Näistä voidaan todeta vaihtoehdon 1 saatavilla olevan höyrystintehon olevan paljon tasaisempi ja oikeaan aikaan saatavilla. Vaihtoehdon 2 höyrystinteho olisi kesäaikana suuri, mutta tärkeimmällä lämmityskaudella pieni. Myös höyrystimen toimintalämpötiloissa olisi suuri ero, sillä vaihtoehdossa 1 keskimääräinen höyrystinlämpötila liikkuisi tasolla n. 55 °C tasolla, mutta vastaavasti vaihtoehdossa 2 tasolla 5-15 °C raakaveden lämpötilasta riippuen. (Sappi 2016)

6.3.2 Kuitupitoinen höyry lämmönlähteenä

Osana massan mekaanista valmistusta muodostuu sähköstä lämpöä, joka otetaan talteen veteen. Vesi höyrystyy ja puhdas höyry korvaa osittain tehtaan tarvitsemää prosessihöyryä. Kuitupitoinen höyry johdetaan avoimeen säiliöön, jolloin osa höyrystä lauhtuu ja luovuttaa lämpöä takaisin prosessiin pumpattavaan veteen, mutta osa pääsee vapautumaan ulkoilmaan. Tämän ulos pääsevän höyryn massavirta ei ole suuri, noin 0-2 kg/s vaihdellen voimakkaasti ajotilanteen mukaan, mutta toisaalta se sisältää lauhtumislämpönsä vuoksi runsaasti energiaa verrattuna lämpöön vesiin, jonka vuoksi sitä on syytä tutkia eräänä lämmönlähteenä. (Sappi 2016)

Kumpaankin vaihtoehtoiseen kytkentään on piirretty höyrylauhdutin, joka on virtaus-suunnassa jäteveden lämmöntalteenoton jälkeen. Näin saadaan jätevedestä siirrettävää

suurta matalan energian määrää priimattua korkeampaan lämpötilaan ennen lämpöpumpun höyrystinvaihdinta, mikä osaltaan parantaa lämpöpumpun lämpökerrointa.

Tarkastelussa huomattiin pian, että jouduttaisiin investoimaan melko pitkään linjaan ja lukuisiin lisälaitteisiin, jotta kuitupitoisen höyryn sisältämä lämpöenergia saataisiin lämpöpumpun höyrystimelle. Lisäksi veden sisältämät epäpuhtaudet heikentävät lauhduttimessa siirtyvää lämpötehoa. Osin näistä syistä ja osin puutteellisten likaisen höyryn prosessitietojen perusteella kuitupitoista höyryä päätettiin tarkastella ainoastaan optiona.

6.4 Tasetarkastelut ja vaikutukset muihin prosesseihin

Lämpöpumpua on syytä tarkastella osana tehtaan kaukolämmöntuotantoa kokonaisvaltaisesti niin, että ymmärretään oikeat vaihtoehtoiskustannukset ja toisaalta kyetään tulkitsemaan uuden prosessiin liittyvän laitteen dynaamiset vaikutukset koko järjestelmään. Tasetarkastelujen avulla sekä laskennallinen kannattavuustarkastelu että todellisten rajoittavien tekijöiden löytäminen on mahdollista.

Energiatasetta pitää tarkastella lämpöpumpun ympärillä, jolloin pystytään ottamaan kantaa mitoituksiin ja suoritusarvoihin sekä vaikutuksiin koko tehtaan taseessa, jolloin selvää paremmin kokonaiskuva ja hankkeen taloudellinen ja teknillinen toteutettavuus.

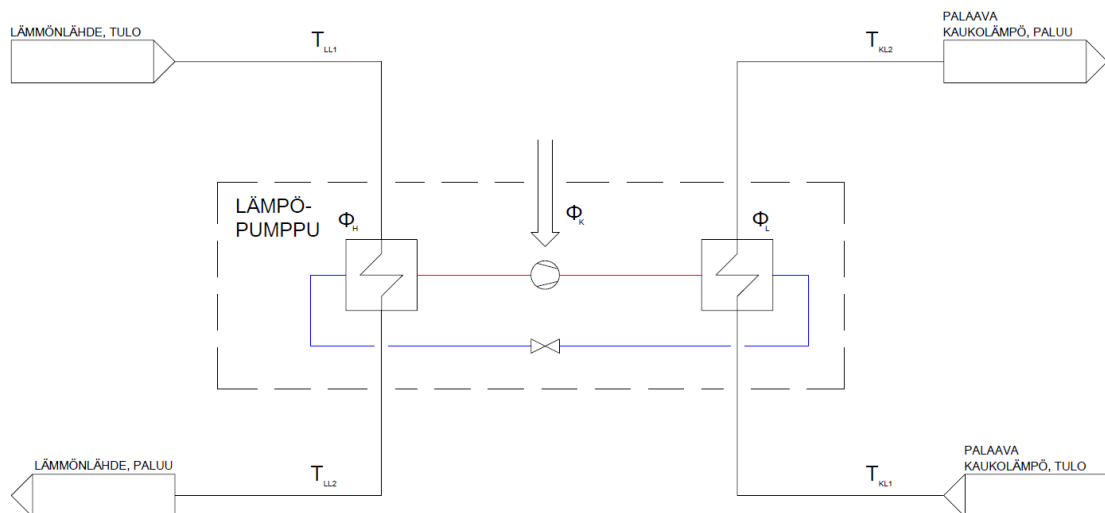
Lämpöpumpun energiatase on periaatteeltaan yksinkertainen, mutta ongelmaksi muodostuu usein se, ettei eri tehoja voi suoraan verrata keskenään. Näin käy esimerkiksi lämpöpumpun ajotehon ylärajaa määrittäessä sillä kaukolämpöpuolen ja lämmönlähtepuolen tehoja ei voi vertailla keskenään, vaan niiden välille on olemassa energiataseen kautta ratkaistavissa oleva muuntokaava. Ohessa esitetty kuva selvittää kytkentämielessä, mistä tehoista kulloinkin puhutaan: Φ_H vastaa höyrystintehoa, Φ_K vastaa kompressorin sähkötehoa ja Φ_L vastaa lauhduttimen tehoa (Kuva 27). Kuvaan on merkitty myös lämmönlähteen tulo- ja paluulämpötilat T_{LL1} ja T_{LL2} sekä palaavan kaukolämmön tulo- ja paluulämpötilat T_{KL1} ja T_{KL2} . Näiden avulla saadaan kirjoitettua lausekkeet (17) ja (18) höyrystimen ja lauhduttimen lämpötehoille. Ominaislämpökapasiteettien $c_{p,LL}$ ja $c_{p,KL}$ arvot voidaan hakea taulukosta tulevan ja lähtevän lämpötilan keskiarvolle, vaikka ominaislämpökapasiteetin muutos ei olekaan kovin voimakas lämpötilan suhteen.

$$\Phi_H = \dot{m}_{LL} c_{p,LL} (T_{LL1} - T_{LL2}) \quad (17)$$

$$\Phi_L = \dot{m}_{KL} c_{p,KL} (T_{KL2} - T_{KL1}) \quad (18)$$

missä

\dot{m}_{LL}	Lämmönlähteen massavirta [kg/s]
$c_{p,LL}$	Lämmönlähteen ominaislämpökapasiteetti [kJ/kgK]
T_{LL1}	Lämmönlähteen tulolämpötila [°C]
T_{LL2}	Lämmönlähteen paluulämpötila [°C]
\dot{m}_{KL}	Palaavan kaukolämmön massavirta [kg/s]
$c_{p,KL}$	Palaavan kaukolämmön ominaislämpökapasiteetti [kJ/kgK]
T_{KL1}	Palaavan kaukolämmön tulolämpötila [°C]
T_{KL2}	Palaavan kaukolämmön paluulämpötila [°C]



Kuva 27: Lämpöpumpun energiatase

Koko lämpöpumpun energiatasetta kuvaava yhtälö (19) saadaan merkitsemällä sisään tulevien energiavirtojen summa vastaamaan poistuvaa energiavirtaa eli höyrystintehon ja kompressoritehon summa vastaamaan lauhdutintehoa. Samalla lauhdutintehon ja kompressoritehon suhdetta voidaan merkitä COP-luvun avulla kaavassa (20). Ratkaisemalla kaavasta (18) kompressoriteho ja sijoittamalla sen lauseke kaavaan (19), saadaan lauhdutintehoa höyrystintehon ja COP-luvun funktiona kuvaava kaava (21), jota tarvitaan myöhemmin lämpöpumpun ajotehon ylärajan määrittämiseen.

$$\Phi_H + \Phi_K = \Phi_L \quad (19)$$

$$COP = \frac{\Phi_L}{\Phi_K} \quad (20)$$

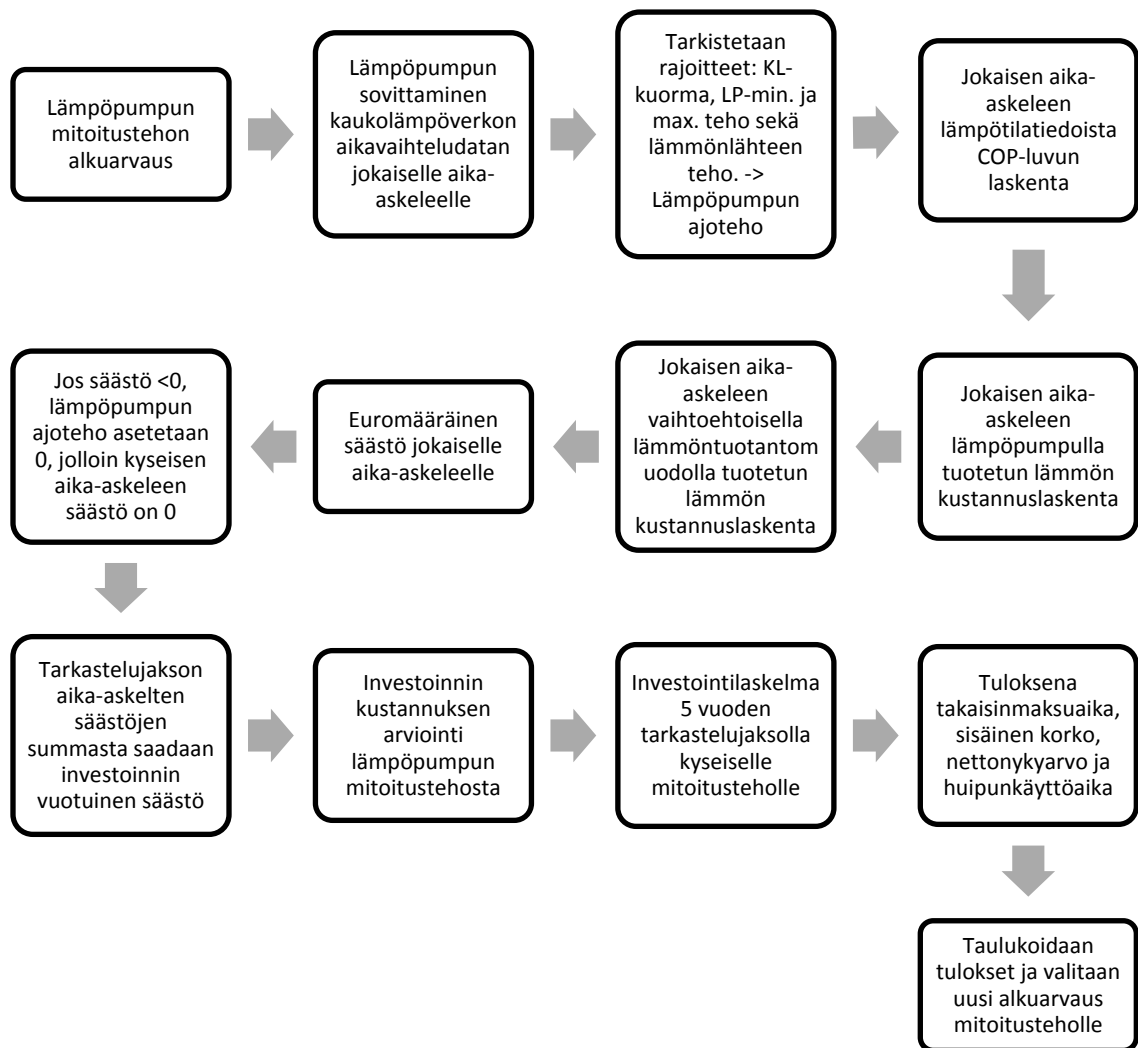
$$\Phi_L = \frac{\Phi_H}{1 - \frac{1}{COP}} \quad (21)$$

Lämpöpumppu vaikuttaa luonnollisesti koko tehtaan sähkötaseeseen lisäten suoraan kompressorin kulloisen sähkötehon verran sähköenergian tarvetta. Vaikka tehtaalla on omaa sähköntuotantoa voimalaitoksen höyryturbiineilla, ei kaukolämpöverkkoon kytketty lämpöpumppu alenna sähköntuotantoa, sillä kaukolämpö tehdään matalapaine-höyryllä joka on kehitetty matalapainekattilalla.

Jäteveden jäädyttäminen lämpöpumpulla vähentää jäädytystarvetta myöhemmin prosessissa. Nykyisellään tehtaalla jätevedenpuhdistamolle virtaavaa jätevettä joudutaan jäädyttämään lisää erillisillä jäädytystorneilla kesällä lämpötilan noustessa, jotta jätevedenpuhdistusprosessille saavutetaan oikea lämpötilataso. Osa yllämmöstä käytetään lämpöpumppukytkenässä. Ongelmana on kuitenkin se, ettei KL-kuorma ole kesällä suuri ja toisaalta lämpöpumpun käyttäminen jäädyttämiseen ilman lämmön hyötykohdetta on ilmajäädytteisiä jäädytystorneja kalliimpaa tuotettua jäädytystehoyksikköä kohden.

6.5 Dynaaminen laskentamalli

Mahdollisimman tarkan investointilaskelman rakentamiseksi laskentamallin täytyy olla niin yksityiskohtainen kuin se näin aikaisessa vaiheessa investointia on mahdollista. Tavoitteena on arvioida mahdollisimman tarkasti sekä investointikustannusta että vuotuista säästöä. Näiden avulla kyetään mittaamaan investoinnin kannattavuutta investointilaskennan periaatteiden mukaisesti. Pääasiassa mittarina käytetään tässä korollista takaisinmaksuaikaa. Laskentamalli on pääpiirteisesti selvitetty oheisessa kuvassa (Kuva 28). Malli on monivaiheinen ja aikasidonnainen eli dynaaminen. Lämpöpumpun tuotanto oletetaan täysin säädettäväksi sen mitoituslämpötehon ja minimikuorman välillä, joten laskennassa lämpöpumppu asetetaan ajamaan vain, kun se on taloudellisesti kannattavaa. Lisää laskennan rajoitteista on kerrottu kappaleessa 6.5.4.



Kuva 28: Laskentamallin pääperiaate

6.5.1 Investointikustannukset

Investointikustannuksien selvittämistä varten rakennettiin funktio, jonka avulla pyrittiin saamaan selville lämpöpumppuinvestoinnin riippuvuus sen mitoituslämpötehosta. Kappaleessa 5.1 esitettyjen lämpöpumppukoneikon investoinnin minimi- ja maksimiarvon väliin sovitettiin tehon kasvaessa loiveneva ja laskeva käyrä niin, että suurempi kone on

tuotettua lämpötehoa kohden hieman edullisempi. Ajatuksena oli, että funktion arvoja voidaan tarkentaa lämpöpumpputoimittajilta saatujen budjettitarjousten jälkeen.

Lämpöpumppukoneikko ei yksistään muodosta kokonaan hankkeen investointikustannusta. Laskentamalliin asetettiin valmiit kustannuspaikat erillisille jätevesilämmönsiirtimille, apulaitteille ja putkistoille, asennuksille ja kytkennöille, sähköistykselle ja automaatiolle, suunnittelulle ja valvonnalle sekä kuitupitoisen höyryn lauhttimelle.

6.5.2 Vuotuiset säästöt

Jotta vuositasolla kertyvät säästöt kyetään arvioimaan riittävällä tarkkuudella, sovitettiin aiemmin esitettyyn kaukolämpöjärjestelmään suunniteltu lämpöpumpputuotanto. Kaukolämpöjärjestelmän vaihtelutiedot ovat 15 minuutin aika-askeleella, joten sen pohjalta rakennettu laskentamalli ottaa huomioon kuorman muutokset. Mahdolliset epätarkkuudet johtuvat mitä luultavimmin lähtötietojen mittausepä-tarkkuuksista tai lähtötietojen puutteesta.

Laskentamalli on luonteeltaan dynaaminen, sillä lämpöpumpun COP-luku lasketaan jokaisen hetken toteutuneen kaukolämmön paluulämpötilan funktiona. Todellisuudessa myös lämmönlähteen lämpötila vaihtelee, mutta siitä ei ole saatavissa luotettavaa tietoa, joten on käytettävä mahdollisimman realistista kiinteää alkuarvoa. COP-laskennassa käytettiin lämpöpumpun höyrystimen asteisuutena 8 °C ja lauhttimen asteisuutena 10 °C. Carnot-hyötysuhde vaihteli lämpöpumppuvaihtoehdon kiertoaineen mukaan. Kaikki nämä ovat laskennassa parametreina, joten niitä voidaan tarkentaa esimerkiksi lämpöpumpputoimittajien tietojen perusteella.

Laskennan tuloksiin vaikuttava sähkön hinta muuttuu ajanjakson toteutuneiden tuntihintojen mukaan. Sähkön toteutuneet markkinahinnat Suomen alueelta ovat julkista tietoa ja saatavissa sähköpörssi-yhtiön verkkosivustolta. Markkinahintaan lisätään kiinteä kulu energiayksikköä kohden kuvaten sähkönsiirrosta ja sähköverosta aiheutuvaa kuluja. Sekä sähkönsiirron kustannus, että sähkövero ovat nimellishinnoiltaan helppoja arvioitavia julkisten tietolähteiden perusteella, mutta todellisuudessa suuret teollisuuslaitokset saavat veroista osan takaisin verovähennyksinä ja tukina. Tämän vuoksi todellisen sähkön siirtoja verokustannus määritettiin tehdasintegraatin edustajan tietojen perusteella. Laskentamalliin rakennettiin myös kerroin sähkön hinnalle sen varalle, että halutaan suorittaa herkkyytarkastelu investoinnin kannattavuudelle muuttuneen sähkön hinnan suhteen.

Koska yksi lämpöpumpun lämmönlähteistä oli massapitoinen jätevesi, lisättiin laskentamalliin myös viikon syklillä 2h pesuseisakin yhteydessä palautuva likaantumiskerroin, joka vähensi lämpöpumpputuotannon säästöjä liukuvasti 0 – 30 % simuloiden lämmönvaihtimen likaantumista. Likaantumissimulointi otettiin huomioon vain yhden jätevesilämmönvaihtimen tapauksessa.

Lämpöpumpun oletettiin ajavan aina kaukolämmön tarvetta vasten, mikäli se on lämpöpumpun mitoitustehon puitteissa mahdollista. Jos lämmöntarve ylitti lämpöpumpun mitoitustehon, asetettiin lämpöpumppu ajamaan mitoitustehoa ja myös vaihtoehtoisen lämmöntuotannon kustannus laskettiin vain lämpöpumpun mitoitusteholle. Aika-askeleelle laskettua vaihtoehtoisen lämmöntuotannon kustannusta verrattiin lämpöpumppulämmöntuotantoon laskemalla niiden erotus. Säästöt vuositasolla saatiin laskemalla nämä aika-askelkohtaiset säästöt yhteen.

6.5.3 Laskennan alkuarvot

Eri kytkentävaihtoehtojen, lämpöpumpun kiertoaineiden ja lämmönsiirtotekniikan kombinaatioina saatiin yhteensä kahdeksan eri laskentatilannetta, joiden alkuarvot ovat eriteltynä ohessa (Taulukko 7). Kiertoainevaihtoehdot ammoniakki NH₃ ja tetrafluorietaani R134A valikoituivat referenssikohteiden ja lämpöpumpputoimittajien kanssa käytyjen keskustelujen perusteella. Kiertoaineita vastaava Carnot-hyötysuhde saatiin simuloimalla prosessia Coolpack-ohjelmistolla. Eri kytkentävaihtoehtojen ja kiertoaineiden simulaatiot ovat työn liitteenä. Myöhemmin Carnot-hyötysuhteen kautta laskettuja todellisia COP-lukuja verrattiin lämpöpumpputoimittajien esittämiin vastaaviin COP-lukuihin. Eri laskentatilanteiden erilaiset lämmönsiirintyytit jäteveteen kytkeydyttäessä vaikuttivat laskennassa eniten investointikustannukseen. Toisaalta lämmönsiirintyyppi vaikutti myös vuotuisen säästön suuruuteen sen perusteella, oliko lämmönsiirtimet mitoitettu 2x100 % periaatteella ja sitä kautta otettiin niiden tilanteessa huomioon likaantumissimulointi vai ei.

Taulukko 7: Laskennassa eri laskentatilanteille käytetyt alkuarvot (Toimittajien tarjoukset 2017, Coolpack-simulointi 2017)

CASE	1	2	3	4	5	6	7	8
Kytkeä-vaihtoehto	1	1	1	1	1	1	2	2
Lämpöpumpun kiertoaine	NH3	NH3	NH3	R134A	R134A	R134A	NH3	R134A
Carnot-hyötysuhde	0,58	0,58	0,58	0,48	0,48	0,48	0,58	0,48
Lämmönsiirintyyppi jäteveteen	2x100 % Wide gap	2x100 % spiraali	1x100 % spiraali	2x100 % Wide gap	2x100 % spiraali	1x100 % spiraali	vanhat spiraalit	vanhat spiraalit
Likaantumissimulointi	Ei	Ei	Kyllä	Ei	Ei	Kyllä	Kyllä	Kyllä

Kaikissa tapauksissa laskennassa käytettiin jokaiselle aika-askellelle toteutuneita lämmönlähteen ja lämpönielun lämpötilatasoja, massavirtoja ja siten lämpötehoja. Tämän ansiosta laskenta otti huomioon ylimäärälämmön ja kaukolämpöverkon lämmöntarpeen välisen ajoitusongelman. Toisin sanoen kaukolämpöä voitiin tuottaa lämpöpumpulla vain silloin, kun lämpöä oli tarjolla. Toisaalta ylijäämälämpöä ei voitu hyödyntää, mikäli kaukolämpökuorma oli pieni.

Laskennassa käytettiin myös kaikille laskentatilanteille yhteisiä alkuarvoja (Taulukko 8). Sähkön ja vaihtoehtoisen polttoaineen hinnassa käytettiin aikaan sidottuja toteutuneita hintoja. Kummankin verotuksessa otettiin huomioon tehtaan edustajien pyynnöstä, että tehdasintegraatti saa energiaintensiivisenä toiminnanharjoittajana 85 % maksamastaan energiaverosta hyvitystä.

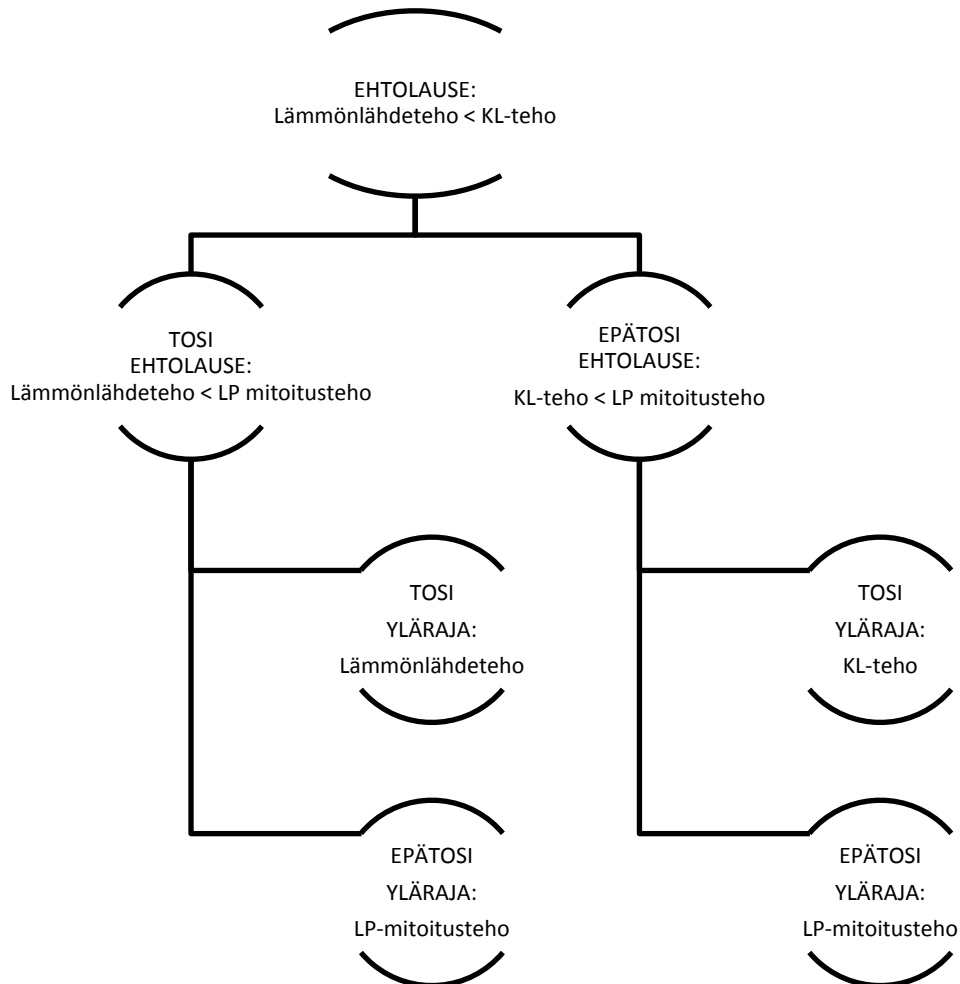
Taulukko 8: Laskennan yleiset alkuarvot (Sappi 2016, Sweco 2017)

	Arvo	Yksikkö	Selite
Lämpöpumpun minimikuorma	20	%	Lämpöpumpputoimittajien perusteella päästään ainakin 20% minimikuormaan.
Vaihtoehtoisen polttoaineen hinta keskimäärin	31,22	€/MWh	Laskenta suoritettiin toteutuneiden maakaasun kuukausihintojen mukaan.
Vaihtoehtoisen lämmöntuotannon kattilahiötysuhde	0,92	-	Arvo on saatu tehtaan edustajilta.
Sähkön siirto- ja verkostustannus keskimäärin	4,54	€/MWh	Fingridin vuoden 2017 tariffien mukaan niin, että kausihinnottelu toteutuu dynaamisessa laskumallissa. Sähkön vero otettiin huomioon luokan II sähköveron mukaan.
Lämpöpumpun muut vuotuiset käyttökustannukset kuin sähköenergia	2	%	Lämpöpumppukoneikon investointikustannuksesta.
Investointilaskennan korkokanta	13	%	Arvo on saatu tehtaan edustajilta.
Sähkön hinnan kerroin	1	-	Laskennassa käytettiin tarkasteluajanjaksolla toteutunutta pörssisähkön hintaa. Sähkön hinnan kerroin laitettiin valmiiksi laskentamalliin herkkyystarkastelua varten.
Palaavan kaukolämmön lämpötilan pudotus	0	°C	Laitettiin valmiiksi laskentamalliin herkkyystarkastelua varten.
Vaihtoehdon 1 kiertopiirin massavirta	50	kg/s	Alkuoletus eri vaihtoehtojen haarukoille.
Vaihtoehdon 1 kiertopiirin lämpötilaero jäteveteen	25	°C	Alkuoletus eri vaihtoehtojen haarukoille.

6.5.4 Laskennan rajoitteet

Lämpöpumpun sovittaminen lämpötilatasoltaan ja virtaamaltaan vaihtelevien lämmönlähteen ja lämpönielun väliin ei ole yksinkertaista. Kun halutaan arvioida lämpöpumpun yksittäisen aika-askleen ajotehoa, on ylärajana laskennallisessa mielessä kolme vaihtoehtoa: lämmönlähte rajoittavana tekijänä, lämpöpumppukoneikon mitoitusteho rajoittavana tekijänä ja KL-verkon kuorma rajoittavana tekijänä. Käytännössä mahdollisen ajotehon yläraja valikoituu näistä kolmesta kulloisellakin ajanhetkellä pienimmän mukaan.

Pienin teho näistä kolmesta vaihtoehdosta voidaan testata jokaisessa tilanteessa kahdella peräkkäisellä ehtolauseella. Logiikka on selvennetty ohessa (Kuva 29). Huomionarvoista on, että kaikki esiintyvät lämpötehot ovat lämpöpumpun lauhdutintehoja jolloin niitä voidaan vertailla. Lämmönlähteen tapauksessa höyrystintehoa vastaava lauhdutinteho on laskettu aiemmin kappaleessa 6.4 esitetyllä kaavalla (21).



Kuva 29: Lämpöpumpun hetkellisen ajotehon ylärajan määrittämislogiikka

Lämpöpumpun tehon alarajaa puolestaan rajoittaa ainoastaan minimikuorma. Laskentamallissa lämpöpumpun ajoteho asetettiin nollassa, mikäli lämmönlähteen tai KL-tehon asettamien rajoitteiden puitteissa päädyttiin alle lämpöpumpun minimikuorman. Vaikka lämpöpumput kykenevätkin melko pieniin osakuormiin, alkoi käytetty minimikuorma rajoittaa vuotuisia käyttötunteja merkittävästi suuremmalla mitoitusteholla. Tämä ongelma voitaisiin ratkaista esimerkiksi kahdella mitoitusteholtaan erisuuruisella lämpöpumpulla, jolloin pienempi lämpöpumppu toisi herkempää kuormansäätöä ja pienemmän järjestelmän saavuttaman minimitehon. Suurempi lämpöpumppu toisi puolestaan järjestelmälle maksimikapasiteettia. Näin voitaisiin saavuttaa laajempi käyttöalue saman mitoitustehon puitteissa.

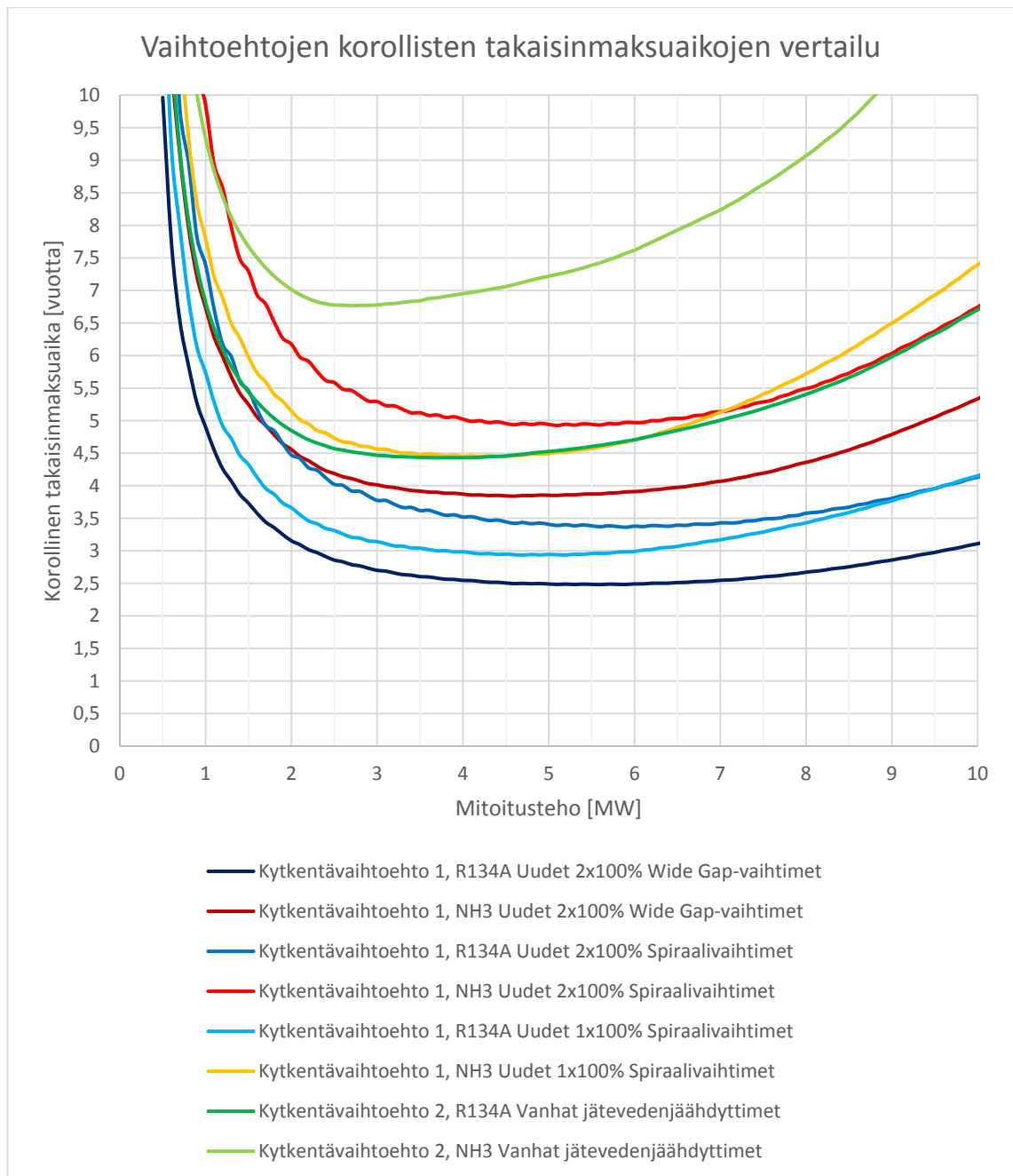
Näin jokaiselle aika-askeleelle lämpöpumpun ajoteho on mahdollinen ala- ja ylärajan puitteissa. Optimipisteen ajateltiin löytyvän lämpöpumpun hetkelliseltä ajotehon ylärajalta, jolloin säästöt lämpöpumpputuotannon ollessa edullisempaa olisivat suurimmat. Säästöjen positiivisuus tarkistettiin kuitenkin ehtolauseella niin, että negatiivisen säästön

ajotunnit asetettiin nolllaksi. Käytännössä tämä olisi tarkoittanut lämmön tuottamista vaihtoehtoisella, vanhalla, menetelmällä.

6.6 Laskentatulokset

Selvityksen pääasiallisena laskentatuloksena voidaan pitää oheista käyräparvea (Kuva 30), josta käy ilmi eri vaihtoehtojen korolliset takaisinmaksuajat eri lämpöpumpun mitoitusslämpöteholla. Huomion arvoista on, että kuvaajan perusteella voitaisiin suoraan tehdä teknisen ratkaisun valinta sekä tehon valinta. Tulosta tulkittaessa tulee muistaa, että kyse on 13 % sisäisen koron vaatimuksella korjattu korollinen takaisinmaksuaika.

Oheisesta kuvasta huomataan, että kannattavuudeltaan paras laskentatapaus oli kytkentävaihtoehto 1 kylmäaineella R134A ja 2 x 100 % mitoitettulla Wide Gap-tyyppisellä levylämmönsiirrinratkaisulla. Parhaan laskentatapauksen optimi eli korollisen takaisinmaksuajan minimialue on laakea välillä 5 – 6 MW_{th} lämpöpumpun mitoitusslämpöteholla, jolloin korollinen takaisinmaksuaika saa arvon 2,5 vuotta. Vastaava suora takaisinmaksuaika on noin 2 vuotta.



Kuva 30: Eri kytkentävaihtoehtojen korollisten takaisinmaksuaikojen vertailu lämpöpumpun mitoitustehon funktiona

Koska laskennassa oli paljon parametreja, oli mielekästä tarkastella niiden kriittisyyttä ja vaikutusta laskentatuloksiin ja kannattavuuteen erilaisten herkkyysanalyysien avulla. Herkkyystarkasteltavat muuttujat ovat listattuna seuraavassa:

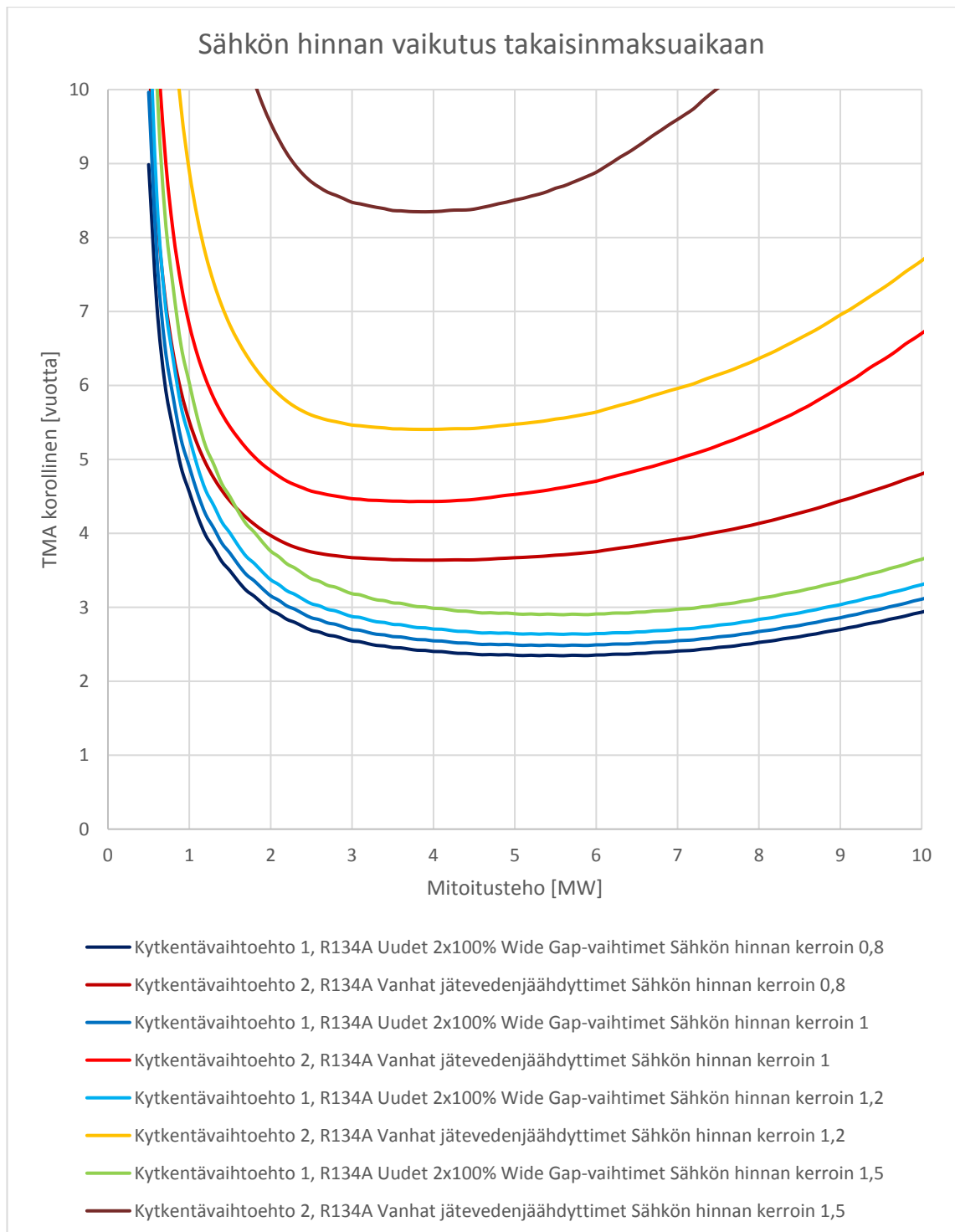
- Kaukolämpöverkon lämpötilan lasku
- Sähkön hinta ja erityisesti sen nousu
- Likaantumissimuloinnin eri approksimaatiot
- Kokonaishankebudjetin muutosten vaikutus
- Lämpöpumpukoneikon sisäisen Carnot-hyötysuhteen muutos
- Työ- ja elinkeinoministeriön mahdollisesti myöntämä investointiavustus
- Vaihtoehtoisen lämmöntuotantopolttoaineen hinnan muutos

Kaikki edellä listatut herkkyysanalyysit ovat työn liitteenä. Herkkyysanalyyseissä on yleisesti käytetty periaatetta $\pm 20\%$, muutamaa poikkeusta lukuun ottamatta. TEM:n investointiavustuksen vaikutuksia on tarkasteltu 15 % tuella hankekuluista (Työ- ja Elinkeinoministeriö 2016). Herkkyysanalyysien perusteella lämpöpumppuinvestoinnin kannattavuuteen vaikuttaa merkittävästi vaihtoehtoisen lämmöntuotannon hinnan muuttuminen, mahdollisen investointituen suuruus ja investointikustannuksen pysyminen alustavassa hankebudjetissa. Investoinnin kannattavuuteen puolestaan ei vaikuta niin merkittävästi vastaavat suhteelliset muutokset lämpöpumppukoneikon Carnot-hyötysuhteessa, palaavan kaukolämmön lämpötilassa tai likaantumissimuloinnin parametreissa.

Koska kuitenkin yleisin lämpöpumppuinvestoinnin suhteen askarruttava kysymys on käyttöenergian eli sähkön hinnan muutoksen vaikutus investoinnin kannattavuuteen, on se esitetty ohessa (Kuva 31). Tarkasteluun on valittu kummankin kytkentävaihtoehdon kannattavuudeltaan houkuttelevimmat laskentatapaukset. Tuloksista huomataan, että kytkentävaihtoehto 1 on kaikilla sähkön hinnan laskenta-arvoilla kytkentävaihtoehtoa 2 kannattavampi. Tulokset osoittavat myös korollisen takaisinmaksuajan kasvavan sähkön hinnan kasvaessa. Kannattavuuden lasku on kytkentävaihtoehdolla 1 maltillista sähkön hinnan noustessa.

Erot kytkentävaihtoehtojen 1 ja 2 välillä johtuvat lämpökertoimen COP suuruudesta. Koska kytkentävaihtoehdon 1 lämpökerroin on suurempi, sähkön hinnan nousu vaikuttaa vuotuisiin säästöihin paljon vähemmän sekä käynnissä olleiden tuntien osalta, että kalliin sähkön aiheuttamien seisontatuntien osalta. Kannattavan lämmöntuotannon rajahinta on sähkön suhteen kytkentävaihtoehdossa 1 suurempi, eli se sallii suuremmat sähkön hintapiikit. Kytkentävaihtoehdossa 2 puolestaan sähkön hinnan nousu tai lasku vaikuttaa kannattavuuteen paljon enemmän kohtuullisen matalan lämpökertoimen ansiosta.

Yhdessä kytkentävaihtoehdon 1 korkeamman absoluuttisen kannattavuuden ja parempien herkkyysanalyysitulosten vuoksi kytkentävaihtoehtoa 2 ei voida suositella toteutettavaksi ja siten tässä työssä keskitytään jatkossa kytkentävaihtoehdon 1 tarkempaan analysointiin.



Kuva 31: Sähkön hinnan vaikutus korolliseen takaisinmaksuaikaan

6.7 Laskentatapausten vertailu

Kappaleen 6.6 tulokset voidaan pukea myös taulukkomuotoon niin, että kuvaajista on poimittu optimipisteet eli takaisinmaksuajan minimipisteet ja nettonykyarvon maksimipisteet (Taulukko 9). Taulukon tärkein informaatio on absoluuttisten optimipisteiden lukujen lisäksi erot korollisen takaisinmaksuajan ja viiden vuoden nettonykyarvon optimipisteiden arvoissa. Esimerkiksi parhaan laskentavaihtoehdon tapauksessa korollisen takaisinmaksuajan optimointi johtaa lämpöpumpun mitoituslämpötehoon $5,7 \text{ MW}_{th}$, mutta viiden vuoden nettonykyarvon perusteella mitoituslämpötehoksi tulisi valita $7,2 \text{ MW}_{th}$.

Nettonykyarvomenetelmä ottaa huomioon myös takaisinmaksuajan jälkeisen oletetun rahavirran, mikä selittää tulosten erot. Viiden vuoden tarkasteluajanjakso on lämpöpumpujärjestelmän elinkaarta ajatellen todella lyhyt, mutta liiketoimintaympäristön todennäköinen muuttuminen tekee viittä vuotta pidemmistä tarkasteluajanjaksoista huomattavasti epätarkempia.

Taulukko 9: Kytkevävaihtoehtojen lämpökertoimet ja optimipisteiden investoinnin kannattavuus

	Kytkevävaihtoehto 1, NH3, Uudet 2x100% Wide Gap-vaihtimet	Kytkevävaihtoehto 1, NH3, Uudet 2x100% Spiraalivaihtimet	Kytkevävaihtoehto 1, NH3, Uudet 1x100% Spiraalivaihtimet	Kytkevävaihtoehto 1, R134A, Uudet 2x100% Wide Gap-vaihtimet	Kytkevävaihtoehto 1, R134A, Uudet 2x100% Spiraalivaihtimet	Kytkevävaihtoehto 1, R134A, Uudet 1x100% Spiraalivaihtimet	Kytkevävaihtoehto 2, R134A, Vanhat jätevedenjäähdyttimet	Kytkevävaihtoehto 2, NH3, Vanhat jätevedenjäähdyttimet
Vuoden keskimääräinen COP [-]	5,2	5,2	5,8	4,3	4,3	4,8	2,2	2,7
Korollinen takaisinmaksuaika minimi [-]	3,8	4,9	4,4	2,5	3,4	2,9	4,4	6,8
Korollisen takaisinmaksuajan mitoitusteho [MW]	4,7	5,2	4,6	5,7	6	4,8	3,8	2,8
Nettonykyarvo 5v maksimi [M€]	0,4	0,0	0,2	1,1	0,6	0,7	0,1	neg.
Nettonykyarvon maksimin mitoitusteho [MW]	5,8	5,1	4,5	7,2	7,2	6,0	4,2	-

On hyvä korostaa, että ohessa esitetty vertailu on tarkoitettu karkeaan konseptin haaruointiin. Tämän työn jatkossa parhaita vaihtoehtoja tarkennetaan ja niille pyritään löytämään edellytykset käytännön toteutukselle, joten taulukon korolliset takaisinmaksuajat ovat suuntaa-antavia. Laskentamallilla ja vertailulla päästiin kuitenkin haluttuun lopputulokseen, sillä eri vaihtoehtojen eroavaisuudet kannattavuuden suhteen löytyivät ja päästiin tarkentamaan analyysiä keskittymällä toteuttamiskelpoisimpiin vaihtoehtoihin.

6.8 Suoritusarvot

Lämpöpumpun suoritusarvoihin vaikuttavat lähinnä valittu lämpöpumppukoneikko sen sisäisine teknisine ratkaisuineen, lämmönlähteen lämpötilataso ja virtaama sekä lämpönielun lämpötilataso ja virtaama. Käytännössä tämä tarkoitti valittua kytkevävaihtoehtoa ja itse lämpöpumpun osalta sen kiertoaineen valinnan kautta tulevia teknisiä ratkaisuja.

Investointikustannukseen ja toteutuskelpoisuuteen vaikuttaa lämpöpumppukoneikon tilavaatimus, liitynnät ja talotekniset työt. Suureen osaan näistä voidaan vaikuttaa jo investoinnin esisuunnitteluvaiheessa, mutta esimerkiksi itse lämpöpumppukoneikon tekniseen tasoon voi vaikuttaa vain rajallisesti valitsemalla parhaan markkinoilla olevan ratkaisun.

6.8.1 Lämpötilaero ja lämpöpumpun lämpökerroin

Lämpöpumpun lämpökerroin vaihtelee eri kytkentävaihtoehdoissa, sillä eri kytkennällä myös lämmönlähteen lämpötila ja siitä otettava teho on erisuuruinen. Lämpökertoimien suuruuksia voidaan kuitenkin arvioida vuosikeskiarvojen kautta: kytkentävaihtoehdolla 1 laskennallinen COP-luvun keskiarvo oli 4,32 ja vaihtoehdolla 2 COP-vuosikeskiarvo oli 2,24 kylmäaineella R134A. Alhainen lämpökerroin pienentää saatuja säästöjä ja lisää riskiä sähköhinnan nousulle.

Lämpötilaeroihin lämpöpumpun lämmönlähteiden ja lämpönielun välillä voi vaikuttaa vain palaavan kaukolämpöveden osalta. Lämpöpumppu on oheisprosessi ja sen lämmönlähteiden virtaamiin sekä lämpötiloihin vaikuttaminen lämpöpumppuprosessin optimoimiseksi vaatisi muutoksia pääprosessin mekaanisen massan valmistukseen. Tämän vuoksi lämpöpumppu on sovitettu mahdollisimman vähäisin muutoksin olemassa olevaan järjestelmään, sillä pääprosessin muuttaminen ei ole realistista.

Palaavan kaukolämpöveden lämpötilatason lasku muutamalla asteella parantaa lämpöpumpun keskimääräistä lämpökerrointa muutamilla kymmenyksillä vuositasolla auttaen lyhentämään investoinnin takaisinmaksuaikaa. Kaukolämpöverkon lämpötilan laskeminen jo itsessään ilman lämpöpumppua säästäisi energiaa, mutta kulutus ja verkoston tekniset rajoitteet asettavat haasteita.

6.8.2 Tilavaatimus, talotekniset työt ja koneikon sijoittaminen

Energiataloudellisesti, investoinnin suuruuden puolesta ja puhtaasti tilan riittävyyden vuoksi lämpöpumpun sijoittamista tutkittiin lähes yksinomaan olemassa olevan massa-tehtaan alakertaan. Näin ollaan lähellä lämmönlähdettä, putkivedot ovat lyhyet ja pystytään hyödyntämään olemassa olevaa lattiatilaa sekä välttämään rakennusteknisiä töitä. Lämpöpumpun tilavaatimus vaihtelee eri toimittajien välillä ja on vahvasti sidoksissa lämpöpumppujärjestelmän yksikköjen määrään.

Kiertoaineella R134A olevat lämpöpumput toimivat lähtökohtaisesti alhaisemmassa paineessa ja ovat siten kevyempirakenteisia kuin kiertoaineella NH₃ toimivat lämpöpumput. Lämpöpumpputoimittajien antamien tietojen perusteella ja kemikaalilainsäädännön vuoksi ammoniakikoneikolle tarvitaan erillinen betonipeti sekä konehuone. Perustukset, korkea painetaso ja talotekniset vaatimukset nostavat NH₃-koneikon investointia, jonka vuoksi NH₃-koneikot eivät tulleet lopullisessa valinnassa kyseeseen. Lämpöpumpputoimittajalta varmistettiin kiertoaineen R134A olevan ihmiselle vaaraton ja soveltuvan näin olemassa olevaan tuotantotilaan. Samalla varmistettiin, ettei kiertoaineen R134A käyttöön ole tulossa lähiaikoina rajoituksia.

Itse lämpöpumpun sijoittelun lisäksi olisi sijoitettava uudet jäteveden lämmönvaihtimet. Yhteensä näitä vaihtimia tarvittaisiin 2x100% mitoituksella neljä, kaksi kumpaankin linjaan. Kiertopiirin putkistosuunnittelua ei toteutettu vielä osana kannattavuusselvitystä, mutta siltäkin on oma tilavaatimuksensa. Lattiatilaa vaatii myös kiertopiirin pumppu ja sen pumppupeti.

6.8.3 Liitynnät ja tarvittavat putkityöt

Lämpöpumpputoimittaja toimittaa lähtökohtaisesti pelkän lämpöpumppukoneikon omine automaatiojärjestelmineen rahdattuna paikan päälle. Tilaajan vastuulle jää putkilinjojen suunnittelu, rakentaminen, koneikon sähköistäminen sekä kytkentä omaan automaatiojärjestelmään. Kytkevävaihtoehdossa 2 lämpöpumpun lisäksi tarvittavat putkilinjat, instrumentointi sekä lämmönvaihtimet olisivat kytkentävaihtoehtoa 1 vähäisempiä.

Optimitehoaluetta pienemmällä mitoituskeinoilla riittäisi kytkeytyä massatehtaan sisälle tulevaan kaukolämpöverkon palaavaan linjaan. Optimitehoalueella kuitenkin massatehtaan sisään tuleva kaukolämmön paluuhaaran putkikoko ei riitä tarvittavalle virtaamalle, jonka vuoksi investointikustannukset ja rakentaminen on arvioitu suoritettavan viereiseltä putkisillalta kaukolämmön runkoputkelta.

Lämmönlähteen osalta kytkentävaihtoehdoissa on liityntöjen suhteen eroa, sillä kytkentävaihtoehdossa 1 tulee rakentaa erillinen kiertopiiri instrumentteineen, säätöineen ja laitteineen. Kiertopiirin kokoa voidaan optimoida yleisessä laskennassa käytetyistä alkuoletuksista (Taulukko 10). Taulukosta huomataan, että kiertopiirin oikealla mitoituksella on melko suuri vaikutus höyrystimen toimintalämpötilaan ja COP-luvun kautta koko investoinnin takaisinmaksuaikaan. DN200 ja DN250 putkikokojen välillä ei ollut enää takaisinmaksuajan suhteen suurta merkitystä, joten DN200 lienee optimaalisin putkikoko kiertopiirille. Suuremmat kiertopiirin virtaamat kasvattavat lämmönvaihdin- ja pumppuinvestointeja.

Laskennallinen COP-luku saadaan nostettua kiertopiirin suurella putkikoolla suuriin lukemiin, mutta sen toteutuminen käytännössä on kyseenalaista lämpöpumpun höyrystimen maksimisisäntulolämpötilan vuoksi, mikä vaihtelee riippuen lämpöpumpputoimittajasta. Käytännössä lämpöpumpulla on vaikeaa saavuttaa jatkuvassa käytössä yli 5 COP-arvoja. Suuremmasta kiertopiirin massavirrasta on apua säädettävyydessä ja lämpöpumpun energiatehokkuudessa, mutta suurempi putkikoko nostaa tilavaatimusta ja investointia sekä pumpun että putkiston osalta.

Taulukko 10: Kiertopiirin mitoittaminen ja sen vaikutus COP-lukuun sekä takaisinmaksu-aikaan (PSK 2009, Sweco 2017)

Putkikokovaihtoehdot	DN150	DN200	DN250
Maksimi virtausnopeus PSK:n mukaan [m/s]	2,5	2,8	3,2
Maksimi massavirta [kg/s]	48	92	165
Jäteveden lämmönvaihtimien lämpötilaero [°C]	22,4	11,7	6,5
Laskennallinen COP vuosikeskiarvo [-]	4,3	8,0	9,9
Korollinen takaisinmaksu-aika lämpöteholla 5,5 MW _{th} [vuotta]	2,5	2,2	2,2

Kytkevävaihtoehdossa 1 tulee kytkeä massainen jätevesi uusille lämmönvaihtimille. Samalla uusille lämmönvaihtimille on järkevää rakentaa ohitukset poikkeavien ajotilanteiden ja lämmönlähteen lämpötehon säätämisen vuoksi. Uusilta lämmönvaihtimilta putkilinjat rakennettaisiin olemassa oleville jäteveden jäähdyttimille.

Putkilinjakytkentöjen lisäksi lämpöpumppukoneikko tulee sähköistää tilaajan toimesta. Tehtaan henkilökunnan arvion mukaan olemassa olevissa sähköjakeluissa ei ole tilaa optimimitoitustehon lämpöpumppukoneikon vaatimalle sähkötehoparasiteetille, jolloin lämpöpumpulle olisi rakennettava uusi suurjännitelähtö muuntajajärjestelmään. Tämä osoittautui tarkemman selvityksen jälkeen merkittäväksi hankekuluksi.

Lämpöpumpputoimitukseen sisältyy lämpöpumppukoneikon oma automaatio-ohjausjärjestelmä, yleensä PLC (Programmable Logic Controller). Tilaajan vastuulle jää lämpöpumpun ohjauksen kytkeminen tehtaan olemassa olevaan hajautettuun automaatiojärjestelmään niin, että lämpöpumpun ajaminen voidaan suorittaa olemassa olevalla tuotantohenkilöstön toimesta valvomoista. Tällöin säätö- sekä ajopisteet voidaan sovittaa ja optimoida muuhun prosessiin sopivaksi hajautettuun automaatiojärjestelmään tulevan prosessitiedon avulla. Ulkoisten turvalukitusten rakentaminen saattaa vaatia osaltaan kytkentää olemassa olevaan automaatiojärjestelmään. Automaatiojärjestelmään olisi hyvä tuoda sähkön tuntihinnat, jotta lämpöpumpun käyttämää sähkötehoa voidaan tarvittaessa rajoittaa sähkön korkeiden tuntihintojen aikaan.

6.9 Alustava hankebudjetti ja kannattavuus

Laskentatulosten valikoituneen parhaan kytkevävaihtoehdon perusteella investoinnin alustava hankebudjetti on kerätty oheen (Taulukko 11). Kyseisellä investoinnilla on mahdollisuus saavuttaa yli 650 000 € suuruinen vuosittainen säästö joka muodostuu maakaasun käytön vähenemisestä. Ilman investointitukea laskettuna suora takaisinmaksuaika on 2,2 vuotta ja vastaava korollinen takaisinmaksuaika 2,8 vuotta. Suora takaisinmaksuaika on TEM:n investointituella laskettuna noin 1,9 vuotta ja korollinen takaisinmaksuaika 2,4 vuotta. Jos jäteveden lämmönsiirtimet halutaan spiraalitekniikalla, nousee korollinen takaisinmaksuaika yli kolmen vuoden.

Taulukko 11: Alustava hankebudjetti (Toimittajien tarjoukset 2017, Sweco 2017)

Investointi	Kustannus [€], ALV 0%
Lämpöpumppu	750 000
Uudet lämmönsiirtimet (2x100% Wide Gap)	105 000
Huuhtelulaitteet	30 000
Apulaitteet ja putkistot	75 000
Asennukset ja kytkennät	35 000
Sähköistys ja automaatio	130 000
Suunnittelu ja valvonta	115 000
Riskivaraukset (20%)	248 000
Yhteensä ilman investointitukea	1 488 000
TEM Investointituki (15%)	186 000
Yhteensä investointituella	1 302 000

Budjettiin varattiin 20 % riskivaraus, joka tasoittaa epävarmuutta investointituesta ja arvon ulkopuolelle jääneistä ylimääräisistä hankekuluista. Jokainen budjetin osakustannus arvioitiin kuitenkin erikseen niin tarkkaan kuin se on esiselvitysvaiheessa mahdollista. Tarkempi kokonaishankekustannuksen arviointi vaatisi tarkempia tietoja sijoitteleluun, urakoitsijoihin, aikatauluun ja tilaajan sisäisiin kustannuksiin liittyen. Päälaitteen toimittajan valinnan varmistuttua on mahdollista ottaa tarkemmin kantaa kokonaishankebudjettiin, kun tarkempi tekninen ratkaisu tarvittavine lisälaitteineen on selvillä.

6.10 Saavutettu energiasäästö ja vaikutukset CO₂-päästöihin

Tarkasteltaessa vuotuisia energiamääriä parhaan investointivaihtoehdon lämpöpumpputuotannolla ja verrattaessa niitä aiemmin toteutuneisiin arvoihin, voitiin laskea vuosittain säästetty energia. Tulokset on koottu oheen taulukkomuotoon, josta huomataan vuotuisen nettosäästön olevan lämpöpumpun jätevedestä talteen ottama energia 19,1 GWh (Taulukko 12). Vastaavasti sähköenergian kulutus lisääntyisi 4,8 GWh ja maakaasun kulutus vähenisi 23,9 GWh, kun otetaan huomioon kattilakyötysuhteen vaikutus. Todelliseksi nettoenergiasäästökseksi tulisi nämä kaikki huomioiden 19,1 GWh primäärienergiaa. Vuotuiset energiamäärät on esitetty havainnollisesti liitteenä olevissa piirakkadiagrammeissa ennen ja jälkeen lämpöpumppuinvestoinnin.

Lämpöpumppuinvestointi vähentäisi myös tehtaan tuottamia hiilidioksidipäästöjä vähentyneen maakaasun käytön verran. Motivan CO₂-laskentaohjeen mukaan maakaasun päästökerroin on 198 kgCO₂/MWh, joka vastaa 198 tCO₂/GWh (Hippinen 2012). Päästökerroimen ja maakaasun vuotuisen säästön tulona voidaan laskea CO₂-päästöjen vähentyminen, joka on noin 4 732 tonnia hiilidioksidia vuodessa.

Taulukko 12: Vuotuinen energiasäästö

	Ennen lämpöpumppua	Lämpöpumpun jälkeen
Jätevedenjäähdyttimien talteen ottama energia [GWh]	32,0	32,0
Jätevesikanaaliin päätyvä energia [GWh]	44,5	25,4
Lämpöpumpun talteen ottama energia [GWh]	0	19,1
Lämpöenergiat yhteensä [GWh]	76,5	76,5
Sähköenergian säästö [GWh]	0	-4,8
Maakaasun säästö (kattilakyötysuhde 0,92) [GWh]	0	23,9

7 Johtopäätökset

Tämän diplomityön tavoitteena oli löytää teollisen kokoluokan lämpöpumppujen tekniiseen toimivuuteen ja taloudellisuuteen vaikuttavia tekijöitä sekä tutkia niiden käyttöä teollisuuden ylijäämälämmön hyödyntämisessä. Seuraavaksi esitetyt johtopäätökset on jaettu kappaleen 6 lämpöpumppuhankkeen päätelmiin ja yleisiin kaikkia teollisen kokoluokan lämpöpumppuja koskeviin päätelmiin.

7.1 Päätelmät Kirkniemi-hankkeen analyysistä

Lämpöpumppuinvestoinnilla voidaan saavuttaa taloudellisia säästöjä ja houkutteleva investoinnin takaisinmaksuaika, joka oli Kirkniemi-hankkeen tapauksessa 2,8 vuotta ilman investointitukia. Samalla on mahdollista saavuttaa korkeampi energiatehokkuus ja pienentää päästöjä. Lämpöpumpun lämpökerroin, vaihtoehtoiset kustannukset, tekniikka, kytkentä ja liittynät vaihtelevat tapauskohteisesti ja vaikuttavat merkittävästi lämpöpumppuinvestoinnin takaisinmaksu-aikaan.

Tämän diplomityön käytännön analyysissä lämpöpumppukoneikko muodosti vain alle puolet koko hankekuluista. Esimerkkiprojektin tapauksessa optimimitoitustehoa alhaisempien lämpöpumppujen oheiskulujen osuus voisi nousta jopa 60 - 70 % suuruiseksi koko investoinnista. Suuri osa oheiskuluista on melko kiinteitä lämpöpumpun kokoluokasta riippumatta. Oheiskulujen arvio kokonaisinvestoinnista on syytä tehdä tarkasti, sillä suuret oheiskulut rajaavat toteuttamiskelpoiset hankkeet melko suureen teholuokkaan.

Kahden kytkentävaihtoehdon laskentatulosten eroista huomataan, miten tärkeää on lämmönlähteen tasainen saatavuus sekä lämmönlähteen ja lämpönielun kuorman ajoittuminen samalle ajanhetkelle. Kytkentävaihtoehdossa 2 lämmönlähde oli ajoittain pois käytöstä talvella, juuri tärkeimmän lämmityskauden aikaan, joka söi investoinnin kannattavuutta. Vastaavasti kesällä samassa kytkentävaihtoehdossa lämpötehoa olisi ollut saatavilla lämmönlähteestä erittäin paljon, mutta siitä ei ollut hyötyä kaukolämpökuorman puuttuessa.

Lämpöpumppuinvestoinnin kannattavuuden kannalta paras ratkaisu ei ole aina sama kuin energiataloudellisesti paras vaihtoehto. Kirkniemi-hankkeen tapauksessa huomattiin kylmäaineella R134A olevan lämpöpumpun olevan kannattavuudeltaan parempi kuin energiatehokkaampi ammoniakitekniikka, kun haluttiin arvostaa investointia mahdollisimman alhaisella korollisella takaisinmaksuajalla.

Tutkittaessa vaihtoehtoisia lämmönlähteitä lämpöpumpulle huomattiin, että helpot ja hyvät lämmönlähteet ovat jo hyödynnetty prosessissa tai niiden hyödyntämättömyyteen on perustellut syyt, kuten esimerkiksi maantieteellinen sijainti. Lämpötilatasot vaikuttavat lämpöpumpun COP-lukuun ja korkea COP-luku vähentää sähkön hinnan vaikutusta lämpöpumppuinvestoinnin kannattavuuteen. Vastaavasti alhainen COP-luku lämpöpumppuilla lisää sähköenergian hinnannousun riskiä ja se voi pahimmassa tapauksessa tehdä investoinnista kokonaan tappiollisen.

Esimerkkitapauksessa kytkentävaihtoehdossa 1 lämpöpumppukoneikon ulkopuolisen kiertopiirin suunnittelu vaikutti lämpöpumpun höyrystimen lämpötilatasoon ja sitä kautta laskennalliseen COP-lukuun. COP-luku puolestaan vaikutti vuotuisiin säästöihin ja investoinnin kannattavuuteen. Lämmönvaihtimien likaantuminen on riski esimerkkitapauksen investoinnin kannattavuudelle ja vaatii tarkkaa suunnittelua sekä ennaltaehkäisyä.

Lämpöpumpputoimittajat eivät yleensä ota kantaa lämpöpumppukoneikon ulkopuolisiin kysymyksiin, joten liityntöjen suunnittelu ja toteuttaminen jää tilaajalle.

7.2 Päätelmät yleisesti teollisen kokoluokan lämpöpumpuista

Teollisen kokoluokan lämpöpumppujen perustekniikka on ollut saatavilla jo pitkään. Uusien lämpöpumppuhankkeiden toteuttamiskelpoisuus riippuu paljon lämmönlähteen lämpötilatasosta. Sopivilla lämpötilasoilla ja kalliin vaihtoehtoisen lämmöntuotantomuodon tapauksessa voidaan saavuttaa houkuttelevia vain parin vuoden luokkaa olevia takaisinmaksuaikoja, jotka lähestyvät teollisuuden kovia vaatimuksia takaisinmaksuajoille. Investointipäätöksiin vaikuttaa teollisessa kokoluokassa paljon referenssitiedot vastaavista hankkeista.

Viime vuosina mekaaniset lämpöpumput ovat olleet absorptiolämpöpumppuja suosittumia johtuen edullisesta sähköenergian hintatasosta suhteessa muiden energiantuotantomuotojen hintaan. Kehitystä kuvaa kaukokylmäliiketoiminnasta, joka esimerkiksi aloitettiin Helsingissä absorptiokoneilla, mutta nykyään suosittumia ovat mekaaniset lämpöpumput.

Höyryn suoraa mekaanista komprimointia ja höyryejektoria käytetään tyypillisten sovelusalueidensa, joita ovat haihduttimet ja lämmöntalteenottoratkaisut, ulkopuolella melko vähän. Näitä tekniikkoja voitaisiin kuitenkin hyödyntää muissakin sopivissa kohteissa. Prosessien suunnittelun ja säätötekniikan kehittyminen on vähentänyt teollisuuskohteissa saatavilla olevan höyryejektorille soveltuvan ylimääräisen matalapainehöyryn määrää.

Teollisen kokoluokan lämpöpumppujen menekki on vähäistä verrattaessa kiinteistökokoluokkaan, mutta osoittanut piristymisen merkkejä viime aikoina. Pohjoismaiden teollisuuslämpöpumppujen markkina on pääosin muutaman pohjoismaisen lämpöpumpputoimittajan hallinnassa. Lämpöpumppujen hinnoissa esiintyi silti alueellisiakin eroja pohjoismaissa. Lämpöpumput ovat lämmöntuotantokapasiteetin hinnan suhteen edullisia suhteessa muihin lämmöntuotantomuotoihin, kuten CHP-voimalaitoksiin ja lämpökeskuksiin. Lämpökeskuksista vain kaasukattilat liikkuvat samassa hintaluokassa ja ainoastaan sähkökattilat ovat edullisempia. Tämä on mielenkiintoinen huomio, sillä lämpöpumput pystyvät parhaimmassa tapauksessa kuitenkin kilpailemaan muuttuvien tuotantokustannusten suhteen jopa CHP-lämmöntuotannon kanssa, vaikka siinä tapauksessa vaaditaan lämpöpumpulle varsin optimaalisia olosuhteita. Samalla tulee muistaa, että lämpöpumput eivät toimi itsenäisinä lämmöntuottajina, vaan tarvitsevat lämmönlähteen.

Mekaaniset lämpöpumput toimivat parhaiten pienissä lämpötilaeroissa, jolloin lämpökerroin on suurimmillaan. Aina kuitenkin suurempi lämpökerroin ei tee investoinnista kannattavampaa, sillä tämän diplomityön käytännön analyysissä päädyttiin lämpökertoimeltaan huonompaan, mutta kannattavuudeltaan parempaan kylmäainetekniikkaan johtuen edullisemmasta investointikustannuksesta. Lämpöpumppujen huomioiminen uusia laitoksia suunniteltaessa edistäisi prosessien optimointia niille sopivaksi.

Lämpöpumppuja on tutkittu melko paljon ja akateemisia julkaisuja löytyy erilaisista lämpöpumppukonsepteista ja kylmäaineista aina monivaiheisiin prosesseihin asti. Siitä huolimatta lämpöpumppujen toiminnasta todella pienissä ja paljon vaihtelevissa lämpötilaeroissa löytyi vain vähän tutkimuksia. On olemassa julkisia, ilmaisia simulointiohjelmia, joiden avulla prosessin käyttäytymistä voi mallintaa. Lämpöpumppuvalmistajilla on omat ohjelmistonsa, joiden käyttö ei ole kaikille avointa.

Yhteenvetona voidaan sanoa, että lämpöpumpuissa on valtavasti potentiaalia osana muuta energiantuotantoa. Lämpöpumpuilla on mahdollista parantaa olemassa olevien teollisuuslaitosten energiatehokkuutta ja -taloudellisuutta. Lämpöpumput ovat tehokkain tapa hyödyntää edullista sähköenergiaa lämmöntuotantoon, jota voidaan odottaa olevan jatkossa saatavilla uusiutuvien sähköntuotantomuotojen lisääntyessä. Johtuen nopeasta kuormanmuutoskyvystä lämpöpumpuilla voidaan teoriassa ajaa vain kannattavan tuotannon rajahinnan alle jäävät tunnit, vaikka COP-arvon 4 yli olevilla lämpöpumpuilla tuotannon rajahinta onkin nykymarkkinatilanteeseen nähden melko korkea. Näiden tekijöiden valossa on helppo uskoa lämpöpumpputekniikan yleistymiseen tulevaisuudessa varsinkin, jos Työ- ja Elinkeinoministeriö jatkaa tulevaisuudessa lämpöpumppuinvestointien tukemista.

Lähdeluettelo

- Aalto-yliopisto. (2016). *Teollisuuden energiatekniikka, peruskaavat ja -käsitteet, versio 2011*. Saatavilla: <https://mycourses.aalto.fi/mod/resource/view.php?id=45132>.
- Aittomäki, A. & Aalto, E. (2008). *Kylmäteknikka*, 3. painos, Suomen kylmähdistys, Helsinki.
- American Society of Heating. (2014). *Refrigerating and Air-Conditioning Engineers 2014 ASHRAE handbook: Refrigeration*. Inch-pound painos, ASHRAE, Atlanta, GA.
- Andritz. (2016). *MVR evaporators*. Viitattu 1.12.2016. Saatavilla: <http://www.andritz.com/products-and-services/pf-detail.htm?productid=19039>.
- Bach, B., Werling, J. & Ommen, T.S. (2014). *Integration of heat pumps in greater Copenhagen*.
- Bakhtiari, B. (2009). Process Integration of Absorption Heat Pumps. *Väitöskirja, École Polytechnique de Montréal*.
- Calefa Oy. (2016). *Hukkaenergia hyödyksi*. Viitattu 3.11.2016. Saatavilla: <https://hukkaenergiahyodyksi.com/>.
- Chen, Y. (1997). Experimental study of the performance characteristics of a steam-ejector refrigeration system. *Experimental Thermal and Fluid Science*, **15**(4), 384–394.
- Demir, H. (2008). A review on adsorption heat pump: Problems and solutions. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **12**(9), 2381–2403.
- Elomatic. (2012). *Elomatic News spring 2012*. Saatavilla: http://www.elomatic.com/en/assets/files/publications/Elomatic_News_spring_2012.pdf.
- Energiamarkkinavirasto. (2013). *Kertomus sähkön toimitusvarmuudesta 2013*. Saatavilla: <https://www.energiavirasto.fi/documents/10179/0/Kertomus+sähkön+toimitusvarmuudesta+2013.pdf/eddf629-bec0-42b5-a5c7-76b13e66afc6>.
- Energiavirasto. (2016). *Energiaviraston tehoreservijärjestelmää käsittelevät internet-sivut*. Saatavilla: <https://www.energiavirasto.fi/tehoreservijarjestelma>.
- Energistyrelsen. (2014). *Inspirationskatalog for store varmepumpeprojekter i fjernvarmesystemet*. Saatavilla: <https://ens.dk/sites/ens.dk/files/varme/inspirationskatalog.pdf>.
- Euroopan Komissio. (2011). *Energiatohokkuussuunnitelma 2011. Komission tiedonanto Euroopan Parlamentille, Neuvostolle, Euroopan Talous- ja Sosiaalikomitealle ja Alueiden komitealle*, Euroopan komissio.
- Finlex. (2016). *Laki uusiutuvilla energialähteillä tuotetun sähkön tuotantotuesta*. Saatavilla: <http://www.finlex.fi/fi/laki/ajantasa/2010/20101396>.

- Friotherm. (2016). *Powerpoint presentation about heat pumps for salesman purposes.*
- Giancoli, D.C., Whatley, K.M., Beck, J.A., Bennhold, C. & Feldman, G. (2005). *Physics: principles with applications*. 6. painos, Pearson, Upper Saddle River (N.J.), 1040 s.
- Hakala, P. & Kaappola, E. (2007). *Kylmälaitoksen suunnittelu*. 2. painos, Opetushallitus, Helsinki.
- Horuz, I. (2010). Absorption heat transformers and an industrial application. *Renewable Energy*, **35**(10), 2175–2181.
- Hyvönen, P. & Sarkomaa, P. (1984). *Lämpöpumppujen teollisuussovellutukset*. Lappeenrannan teknillinen korkeakoulu, Lappeenranta.
- IPU. (2016). *Coolpack software website. The software is developed by DTU*. Viitattu 3.12.2016. Saatavilla: <http://www.en.ipu.dk/Indhold/refrigeration-and-energy-technology/coolpack.aspx>.
- Kianta, J. (2008). *Kylmäainetilanne 2008*. Suomen Kylmäyhdistys ry. Saatavilla: <http://www.skll.fi/yhdistys/www/att.php?type=2&id=37>.
- Koikkalainen, A. & Sekki, T. (2015). *Lämpöverkko hajautettuun lämmöntuotantoon perustuvassa järjestelmässä*. Insinööritieteiden korkeakoulu, Aalto-yliopisto.
- Koljonen, T. & Sipilä, K. (1998). *Uudemman absorptiojäähdytystekniikan soveltaminen kaukojäähdytyksessä*. Valtion teknillinen tutkimuskeskus, Espoo.
- Koponen, H. (2002). *Puulevytuotanto*. 3. painos, Opetushallitus, Helsinki.
- Koreneff, G., Lehtilä, A., Hurskainen, M., Pursiheimo, E., Tsupari, E., Koljonen, T. & Kärki, J. (2016). *Yhdistetyn sähkön- ja lämmöntuotannon hiilidioksidiveron puolituksen poiston vaikutukset*. VTT.
- Koskelainen, L., Nuorkivi, A., Saarela, R. & Sipilä, K. (2006). *Kaukolämmön käsikirja*. Energiateollisuus, Helsinki.
- Lallukka, P. & Holmberg, H. (2009) *Lämpöpumppujen käyttösovellukset teollisuudessa*. Insinööritieteiden ja arkkitehtuurin tiedekunta, Aalto-yliopisto.
- Lampinen, M.J. (1997). *Termodynamiikan perusteet*. Otatieto, Espoo.
- Lampinen, M.J., El Haj Assad, M. & Kotiaho, V.W. (2008). *Lämmönsiirto-oppi*. Teknillinen korkeakoulu, sovellettu termodynamiikka, Espoo.
- Lehtola, M., Paatero, J. (2014). *Matalan lämpötilan kaukolämmön tekniset ratkaisut ja niiden soveltaminen Tanskassa*. Insinööritieteiden korkeakoulu, Aalto-yliopisto.
- Lund, H., Werner, S., Wiltshire, R., Svendsen, S., Thorsen, J. E., Hvelplund, F. & Mathiesen, B. V. (2014). 4th Generation District Heating (4GDH): Integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems. *Energy*, **68**, 1–11.

- Maaskola, I. & Kataikko, M. (2014). *Ylijäämälämmön taloudellinen hyödyntäminen Lämpöpumppu- ja ORC-sovellukset*. Motiva, Helsinki. Saatavilla: http://www.motiva.fi/files/10217/Ylijaamalammon_taloudellinen_hyodyntaminen_Lampopumppu-ja_ORC-sovellukset.pdf.
- Hippinen, I. & Suomi, U. (2012). *CO₂-laskentaohje päästöille*. Motiva, Helsinki. Saatavilla: [http://www.motiva.fi/files/8887/CO₂-laskentaohje_Yhteenvedot.pdf](http://www.motiva.fi/files/8887/CO2-laskentaohje_Yhteenvedot.pdf).
- Nivalainen, S. (2011). Liiketoimintamalli teollisuuden ylijäämälämmön hyödyntämisestä kaukolämpöverkoissa. *Diplomityö, Lappeenrannan teknillinen yliopisto, Teknillinen tiedekunta, Energiatekniikka, Uusiutuvat energijärjestelmät*.
- Nordpoolspot. (2016). *Pohjoismaisen sähköpörssin sivut ja historiadata markkinoista*. Viitattu 30.11.2016. Saatavilla: <http://www.nordpoolspot.com/historical-market-data/>.
- Pellinen, M. (1996). Mekaanisen metsäteollisuuden energianhankinnan vaihtoehdot. *Diplomityö, Teknillinen korkeakoulu, Konetekniikan osasto, Energiatekniikan laitos*.
- Pemco. (2017). *Lämpöpumppuesite*. Viitattu 3.1.2017. Saatavilla: http://www.pemco.fi/09/download/esitteet/Pemco_esite_Lampopumppu_2013.pdf.
- Penttilä, T. (1988). *Lämpöpumput teollisuudessa*. Imatran voima, Helsinki.
- Pere, A. (2009). *Koneenpiirustus 1 & 2*. 10. painos, Kirpe, Espoo.
- Porkka, A. (2013). Matalalämpötilaisen hukkalämmön hyödyntäminen kaukolämmön tuotannossa. *Diplomityö, Lappeenrannan teknillinen yliopisto, Teknillinen tiedekunta, LUT Energia, energiatekniikka*.
- Pöyry. (2011). *Pirkanmaan keskuspuhdistamon yleissuunnitelma sijoituspaikkana Sulka-vuori*. Selvitys, Tampereen Vesi.
- PSK 2401. (2009). *Standardi - Putkiston virtausnopeudet*. 8 s.
- Raiko, M. & Mäki-Mantila, E. (2005). *Lämpöpumput ja niiden vaikutus sähköntuotantoon*. Kauppa- ja Teollisuusministeriö.
- Salmi, J. (2013). Adsorptiojäähdyttimen käytön kannattavuus kaukolämpöjärjestelmässä. *Diplomityö, Lappeenrannan teknillinen yliopisto, Teknillinen tiedekunta, LUT Energia, energiatekniikka*.
- Sappi. (2016). *Aloituspalaveri Kirkniemen tehtaalla, toimitetut materiaalit*.
- Scancool. (2016). WWW-sivujen lämpöpumppureferenssit. Viitattu 1.11.2016. Saatavilla: <http://www.oilon.com/scancool/>.
- SEG. (2015). *Referencelist of SEG heat pumps*.
- Srikhirin, P. (2001). A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **5**(4), 343–372.

- Sweco. (2017). *Asiantuntijahaastattelut*.
- Tallberg, G. (1996). MVR fans break into pulp industry. *Lehdistötiedote, Industrial news service, julkaistu 1.23.1996*. Saatavilla: <http://ins-news.com/fi/100/151/312/MVR-fans-break-into-pulp-industry---.htm>.
- Tilastokeskus. (2016). *Energian hinnat 2016 3. neljännes, "Voimalaitospolttoaineiden hinnat lämmöntuotannossa"-kaavio*.
- Tulli. (2016). *Valmisteverotuksen ohje 21, Energiaverotus*.
- Työ- ja Elinkeinoministeriö. (2016). *Työ- ja Elinkeinoministeriön energia- ja investointitukien internet-sivu*. Viitattu 22.11.2016. Saatavilla: <http://tem.fi/energia-ja-investointituet>.
- Underland, H. (2004). On top of the world: Artic air base warmed with heat pump technology. *GHC Bulletin*, 9/04.
- Vaasan avoin yliopisto. (2016). *Investoinnin kannattavuuden mittareita - opetusmonista*. Saatavilla: http://lipas.uwasa.fi/~mla/orms1030avoin/orms1030s09_avoinIKM.pdf.
- Vähätiitto, J. (2015). Energia-alan investointien kannattavuuden arviointi tuotannon optimointiohjelmistolla. *Diplomityö, Tampereen teknillinen yliopisto, Kemian ja biotekniikan laitos, Ympäristö- ja energiatekniikan koulutusohjelma*.
- Valmet. (2016). *High-Performance Evaporation Systems*.
- Valor. (2016). *Suuret lämpöpumput kaukolämpöjärjestelmässä*. Energiateollisuus.
- White, A.J. (2009). Thermodynamic analysis of the reverse Joule–Brayton cycle heat pump for domestic heating. *Applied Energy*, 86(11), 2443–2450.
- Wikstén, R. (2009a). *Lämpövoimaproessit*. 4. painos, Otatieto Helsinki University Press, Helsinki.
- Wikstén, R. (2009b). *Virtauskoneet*. 3. painos, Teknillinen korkeakoulu, Espoo.
- YIT. (2010). *Teollisuuden ylijäämälämmön hyödyntäminen kaukolämmityksessä*. Energiateollisuus ry.

Liiteluettelo

- Liite 1: Lämpöteholtaan yli 500 kW lämpöpumput pohjoismaissa (2 sivua)
- Liite 2: Esimerkki kaukolämpöjärjestelmän aikavaihtelutiedoista (1 sivu)
- Liite 3: Kytkevävaihtojen Coolpack-simulointi (2 sivua)
- Liite 4: Herkkyysanalyysit (7 sivua)
- Liite 5: Kytkevävaihtoehtojen lämmönlähteiden tehon aikavaihtelu (2 sivua)
- Liite 6: Jäteveden vuotuisen energian jakautuminen (2 sivua)

Lämpöteholtaan yli 500 kW lämpöpumput pohjoismaissa (Energi Styrelsen 2014, Oilon scancool 2016, Friotherm 2016, Valor 2016)

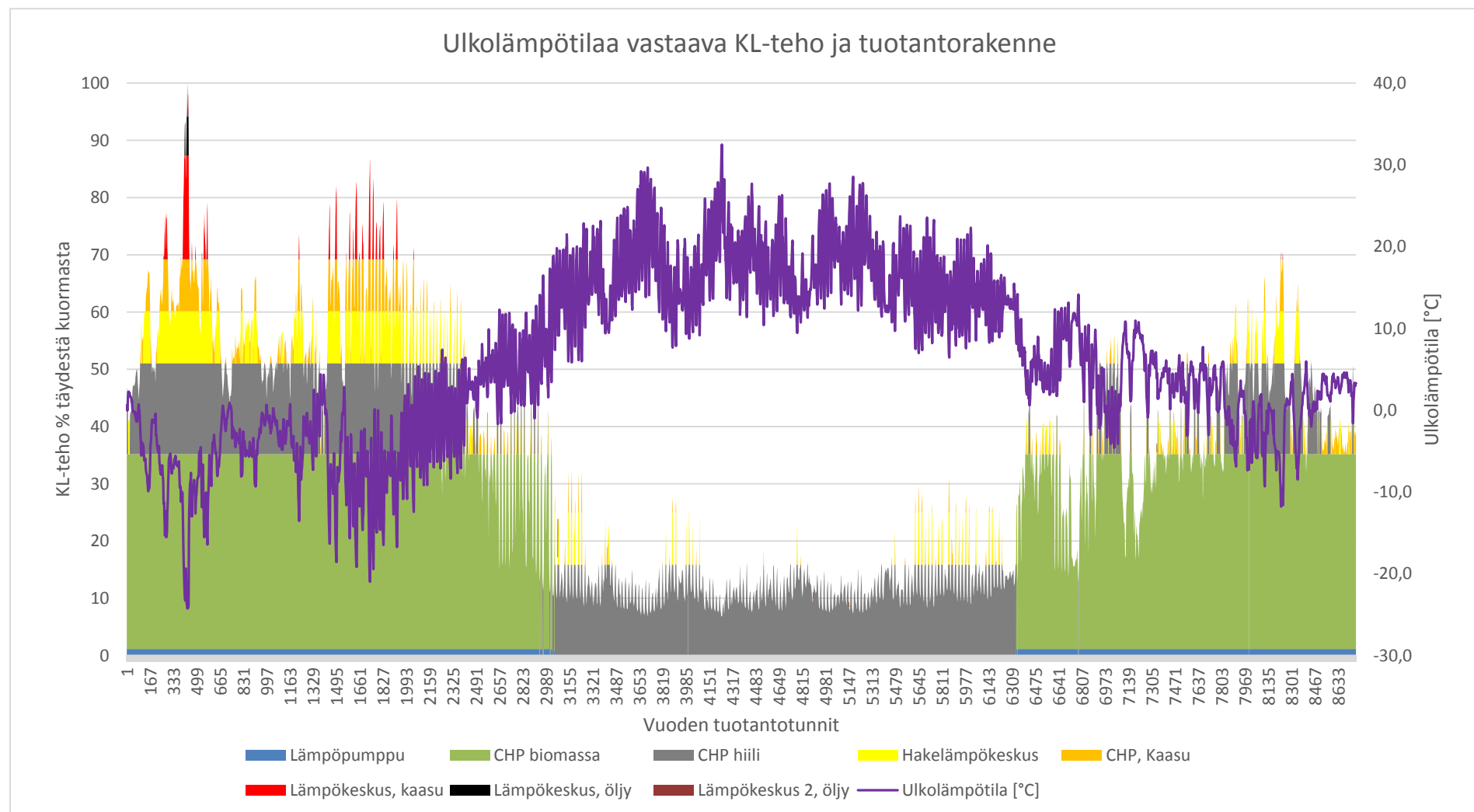
Liite 1 (1/2)

Maa	Kaupunki	Yhtiö	Lämpöteho [MW]	Kuuman puolen ulostulo lämpötila [°C]	Jäähdytysteho [MW]	Kylmän puolen sisäänmeno lämpötila [°C]	Lämmönlähde	Tekniikka	Kylmäaine	COP (COP jäähdytys+lämmitys)	Lämpöpumpputoimittaja	Hyödyt / Lisätietoa
Suomi	Akaa	Elenia	0,6		0,5		Savukaasut	Mekaaninen lämpöpumppu			Johnson Controls, Caligo	Lämpökattilan hyötysuhde + 10%*
Suomi	Espoo	Fortum	2x23	78	2x7,5	8-20	Jätevesi	Mekaaninen lämpöpumppu	R-134a	3,7-4,5	Friotherm	-148 000 t CO ₂ /v (arvio)*
Suomi	Helsinki	Helen	5x18	62-88	5x12	4-20	Jätevesi, kaukojäähdytysvesi	Mekaaninen lämpöpumppu	R-134a	2,96-3,51 (4.91)	Friotherm	Parantaa koko KL-järjestelmän tehokkuutta*
Suomi	Jepua	Jeppo Biogas	0,75	80			Jätevesi	Mekaaninen lämpöpumppu			Oilon (scancool)	
Suomi	Joensuu	Joensuun Vesi	0,8	60			Jätevesi	Mekaaninen lämpöpumppu			Oilon (scancool)	
Suomi	Lahti	Kujalan komposti	0,76	75			Biokaasuprosessi	Mekaaninen lämpöpumppu			Oilon (scancool)	
Suomi	Mäntsälä	Mäntsälän sähkö (Nivos)	noin 4	80			Datakeskus	Mekaaninen lämpöpumppu			Calefa	-40% CO ₂ , halvempi KL-hinta*
Suomi	Pietarsaari	Snellman	1,4	75			Prosessin jäähdytys	Mekaaninen lämpöpumppu			Oilon (scancool)	
Suomi	Riihimäki	Ekokem/HLV	2x4,5		2x2		Savukaasut, KL-paluuvesi	Absorptiolämpöpumppu	H ₂ O-LiBr	1,1	Carrier	Tuo lisätehoa LTO:n parantueessa*
Suomi	Riihimäki	Valio	1,1	63			Prosessin jäähdytys	Mekaaninen lämpöpumppu			Oilon (scancool)	
Suomi	Sahalahti	Fortum, Ruokasaari	1,4	63			Prosessin jäähdytys	Mekaaninen lämpöpumppu			Oilon (scancool)	
Suomi	Seinäjoki	Valio	3,2	70			Prosessin jäähdytys	Mekaaninen lämpöpumppu			Oilon (scancool)	
Suomi	Sipoo	Arla Ingman	0,75	80			Prosessin jäähdytys	Mekaaninen lämpöpumppu			Oilon (scancool)	
Suomi	Turku	TSE	2x20	85	2x14	7-20	Jätevesi	Mekaaninen lämpöpumppu			Friotherm	-100 000 t CO ₂ /v (laskettu todellisesta tuotannosta)*
Suomi	Vaasa	Vaasan Vesi	0,6	65			Jätevesi	Mekaaninen lämpöpumppu			Oilon (scancool)	
Suomi	Salmisaari	Helen			10x3,5		Kaukolämpövesi	Absorptiolämpöpumppu				Käytetään kaukokylmän tuottamiseen kaukolämmöllä
Ruotsi	Göteborg	Göteborg Energi (Rya verket)	2x50 + 2x30	70-90		12	Jätevesi	Mekaaninen lämpöpumppu	R-134A			
Ruotsi	Lund	Lunds Energi	3,6	80			Hiukkaskiihdytin, geotermäinen	Mekaaninen lämpöpumppu			Oilon (scancool)	

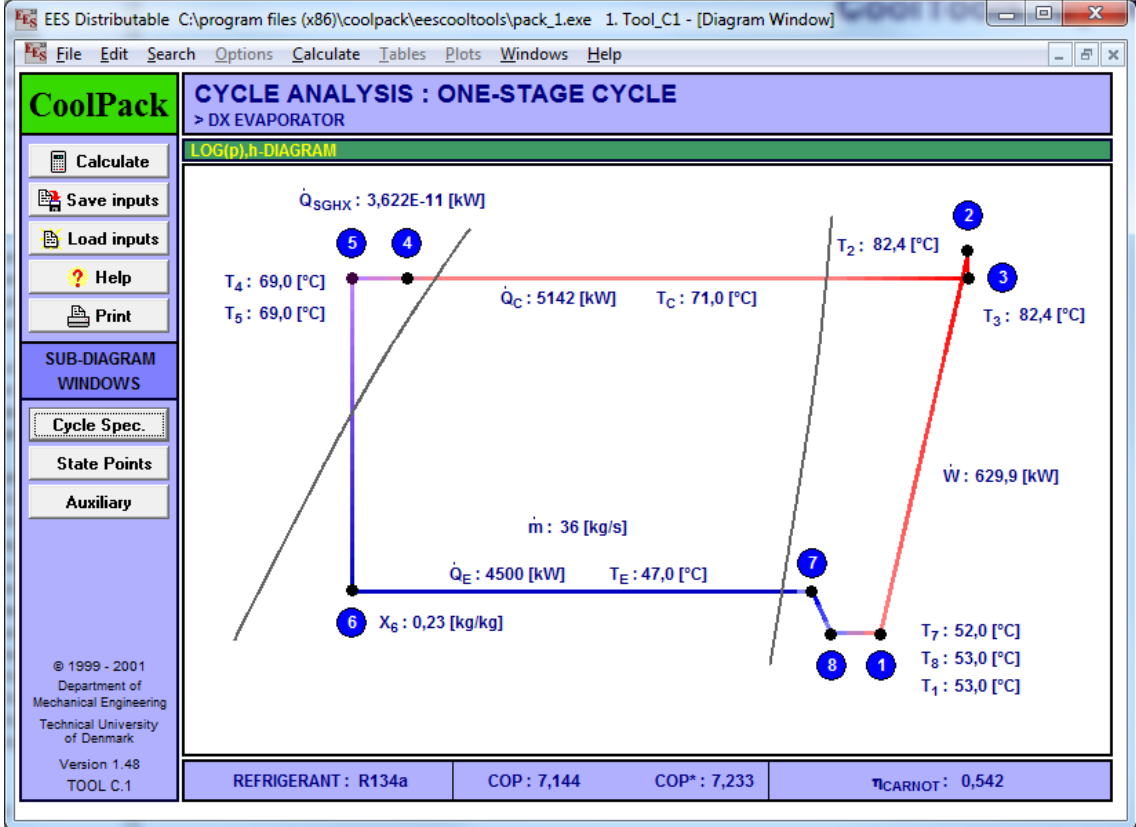
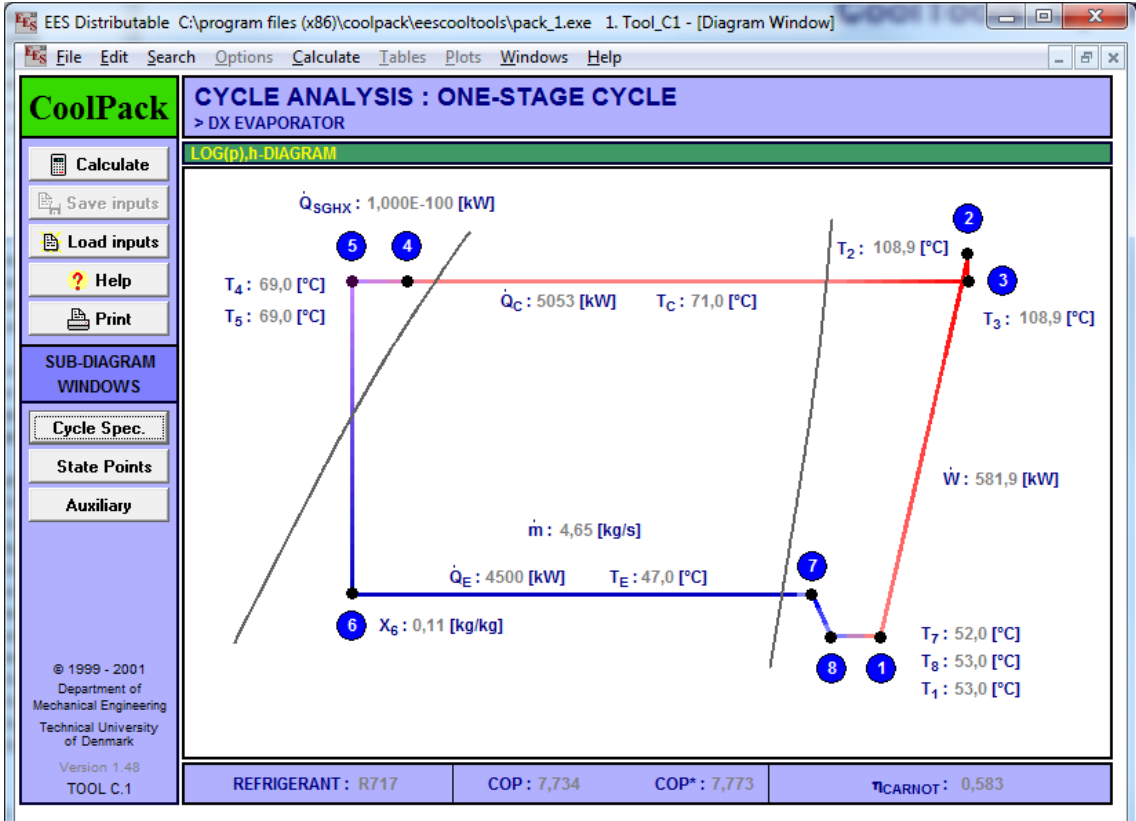
Maa	Kaupunki	Yhtiö	Lämpöteho [MW]	Kuuman puolen ulostulo lämpötila [°C]	Jäähdytysteho [MW]	Kylmän puolen sisäänmeno lämpötila [°C]	Lämmönlähde	Tekniikka	Kylmäaine	COP (COP jäähdytys+lämmitys)	Lämpöpumpputoimittaja	Hyödyt / Lisätieto
Ruotsi	Tukholma	Fortum Sverige	4x27 + 2x24 + 4x25	80		2	Merivesi	Mekaaninen lämpöpumppu	R-134a / R-22	3,21; 2,86; 2,68	Friotherm	
Ruotsi	Malmö	Sysav	2x9,5	59		24	Savukaasut	Mekaaninen lämpöpumppu	R-134a	5,43	Friotherm	
Norja	Drammen (Oslo)	Drammen Fjernvarme	3x4,5	90		8	Merivesi	Mekaaninen lämpöpumppu	R-717 (NH3)	2,8-3,1	Star Refrigeration	-4ME, -13 000 tn CO2*
Norja	Jevnaker	Jevnakerin kunta	0,5	70	2		Ulkojääradan kylmäkone	Mekaaninen lämpöpumppu	R-717 (NH3)		Oilon (scancool)	
Norja	Oslo	Oslofjord Värme (Sandvika)	2x6,5	78	2x4,5	4-10	Jätevesi	Mekaaninen lämpöpumppu	R-134a	3,1	Friotherm	10% hajautetusti tuotetun viiennuksen teho- tarpeesta*
Norja	Oslo	Skoyen Vest	9,75	90		5-10	Jätevesi	Mekaaninen lämpöpumppu	R-134a	2,83	Friotherm	
Norja	Trondheim	NTNU	1,1				Datakeskus					Energiansäästö 5 GWh/v*
Norja	Oslo	Baerum Fjernvarme (Fornebu airport)	5,4	75	1,8	5	Merivesi	Mekaaninen lämpöpumppu	R-134a	3,0-5,2	Friotherm	
Norja	Oslo	Rolfbukta	16,3	80	10,4	3	Merivesi / kaukojäähdytysvesi	Mekaaninen lämpöpumppu	R-1234ze	2,7 (4,4)	Friotherm	Kyky tuottaa kesällä 20MW kaukoilmää
Norja	Bodo	Bodo airport	2	68		7	Merivesi	Mekaaninen lämpöpumppu, avustettu polttoprosessilla	R-717 (NH3)	3,4	Sabroe (kompresorit)	Lämpöä lisätään kiertoaineeseen sekä komprimoinnilla että polttoprosessi ja sähkövastuskattiloilla
Tanska	Dronninglund	Dronninglund Fjernvarme	3		2		Varastoitu aurinkoenergia	Mekaaninen lämpöpumppu		4,5-5		20% halvempi kaukolämpö*, Toimii kausilämpönä
Tanska	Bjerringbro	Bjerringbro Varmeværk	2,1	40-70		27-63	Savukaasut	Absorptiolämpöpumppu	H2O-LiBr	1,7	SEG	Lämpöpumppu toimii kaasumootorin perässä
Tanska	Frederikshavn	Fredrikshavn Forsyning A/S	0,8	43-75		3-18	Jätevesi	Mekaaninen lämpöpumppu	R-744 (CO2)	2,5-3,1	Advansor	
Tanska	Thisted	Thisted Varmeforsyning	12	40-60		22-44	Maalämpö	Absorptiolämpöpumppu	H2O-LiBr	1,7	SEG	Käyttää kuumaa vettä, jota keitetään jätteitä polttamalla
Tanska	Skjern	Skjern Papirfabrik	6	70		43	Prosessin jäähdytys, kostea poistoilma	Mekaaninen lämpöpumppu	R-717 (NH3)	6,9	Johnson Controls	
Tanska	Braedstrup	Braedstrup Fjernvarme	1,2				Varastoitu aurinkoenergia	Mekaaninen lämpöpumppu		4,5-5		Toimii kausilämpönä
Tanska	Vejen	Vejen Varmeværk	1,1	45-55		20-40	Savukaasut	Mekaaninen lämpöpumppu	R-717 (NH3)	5,2	Johnson Controls	
Tanska	Vestforbraending	Vestforbrænding Varmeværk	32	60-80		115-65	Savukaasut	Absorptiolämpöpumppu	H2O-LiBr	1,7	Götaverken Miljø	
Tanska	Marstal	Marstal Fjernvarme	1,5				Varastoitu aurinkoenergia	Mekaaninen lämpöpumppu	R-744 (CO2)	4,5-5	Advansor	Toimii kausilämpönä

* Hyödyt Valor selvityksestä Suuret lämpöpumput kaukolämpöjärjestelmässä

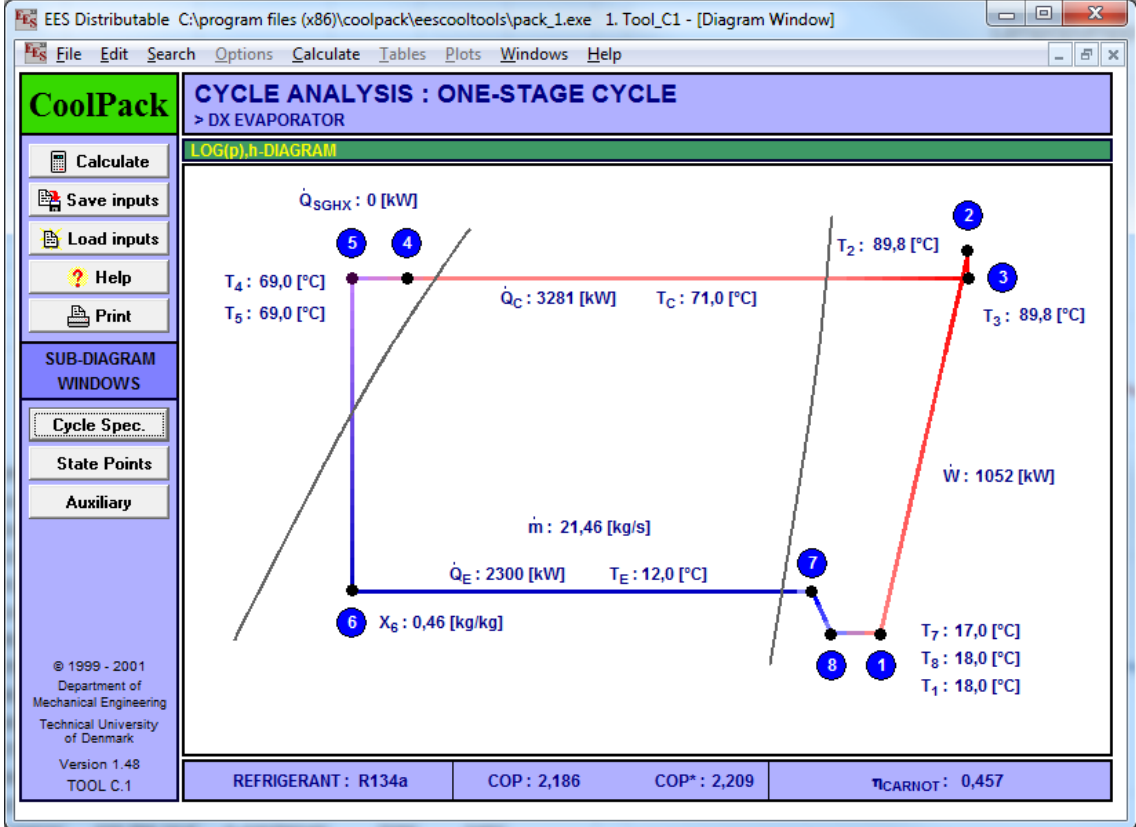
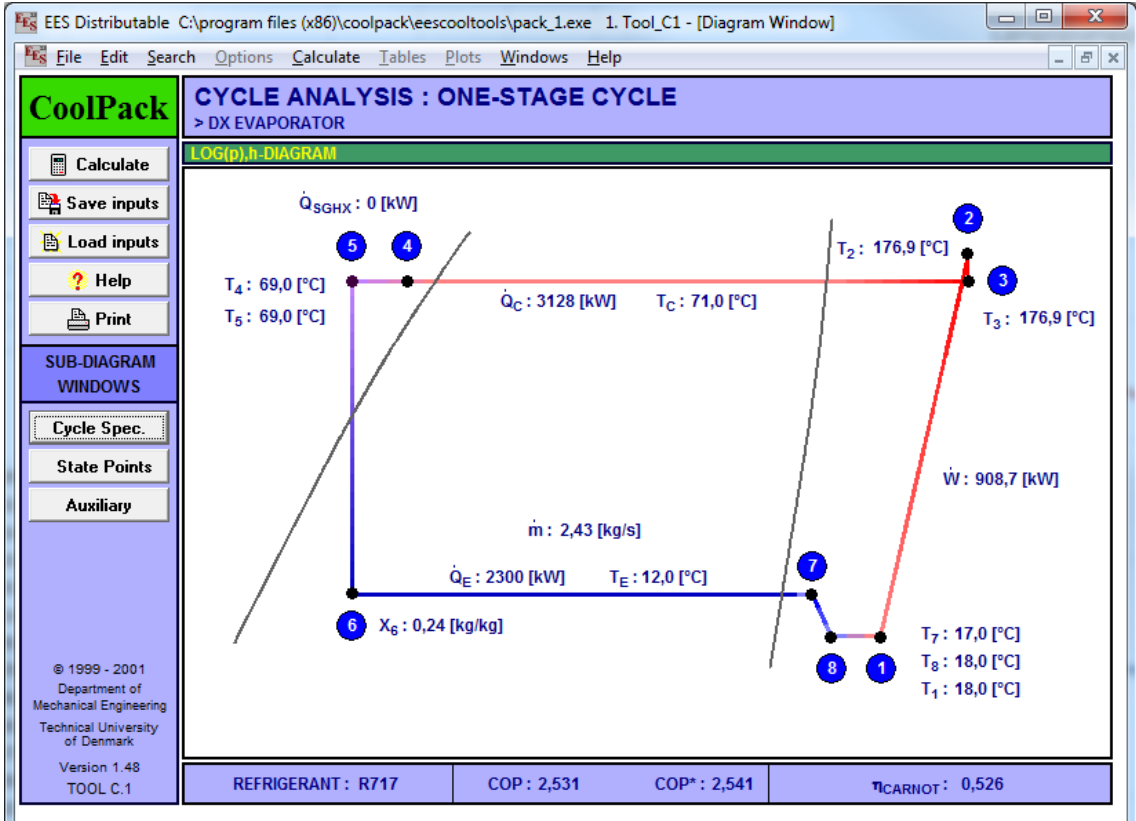
Esimerkki kaukolämpöjärjestelmän aikavaihtelutiedoista



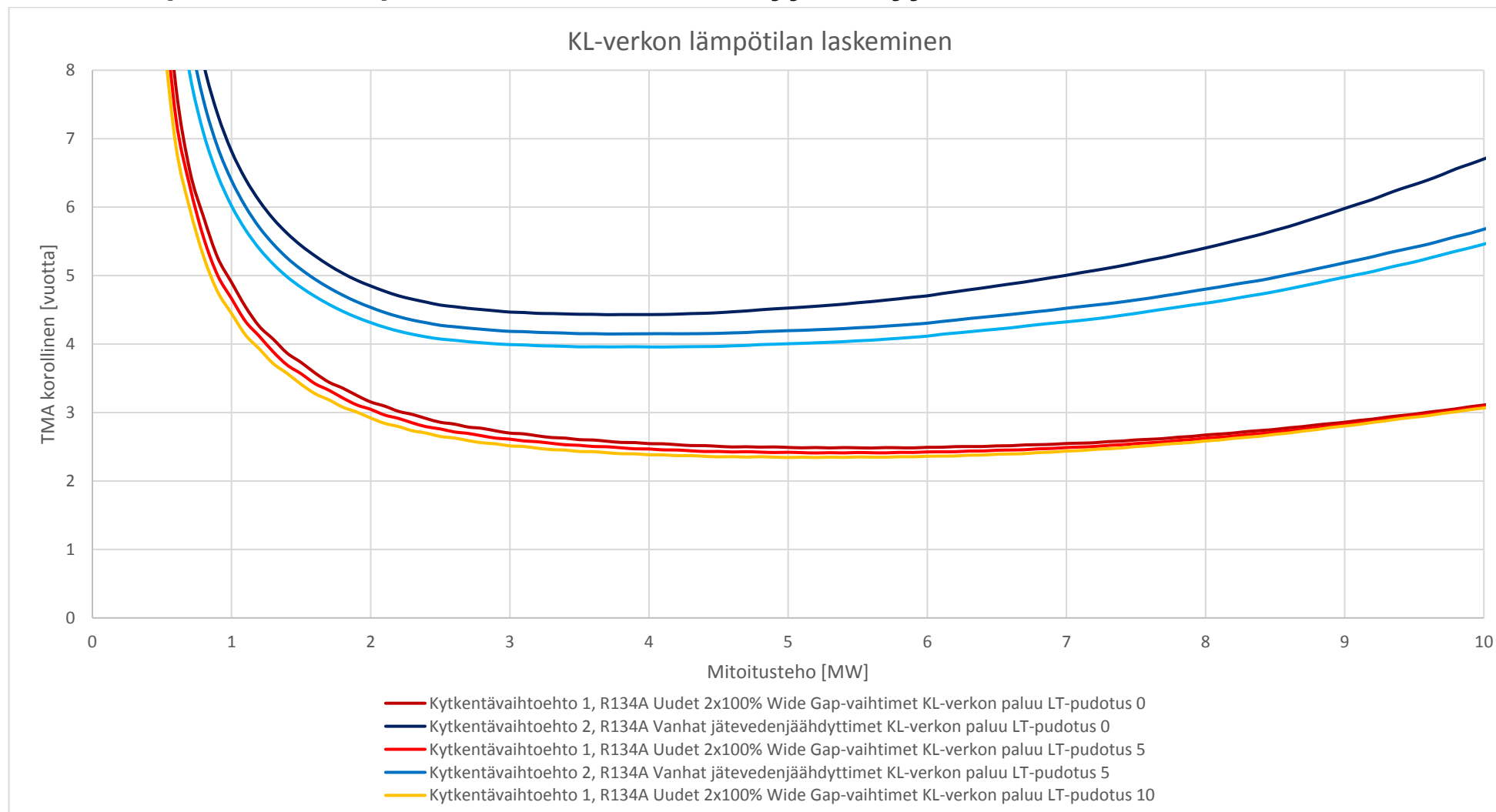
KytKentävaihtoehdon 1 Coolpack-simulointi



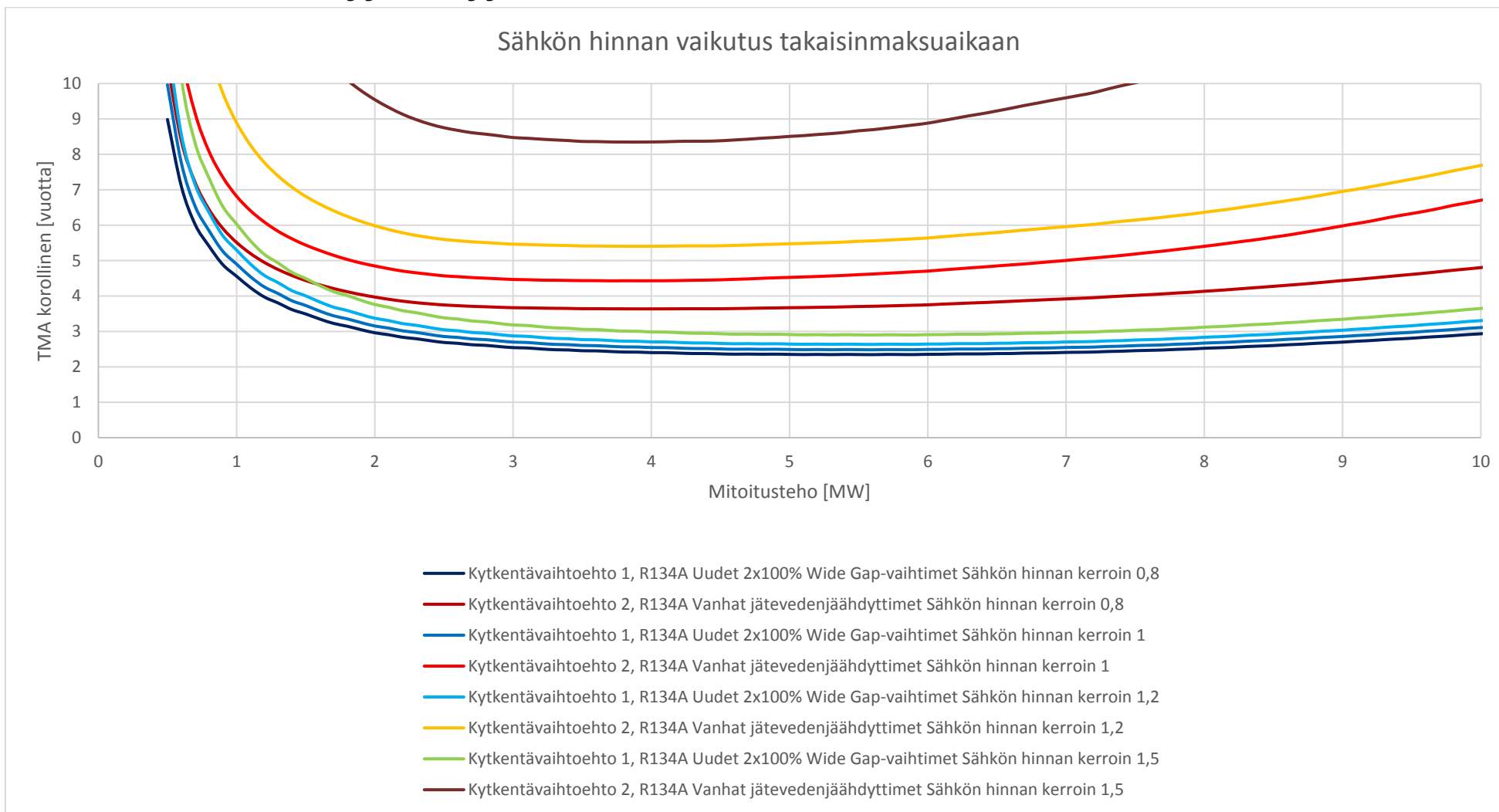
KytKentävaihtoehdon 2 Coolpack-simulointi



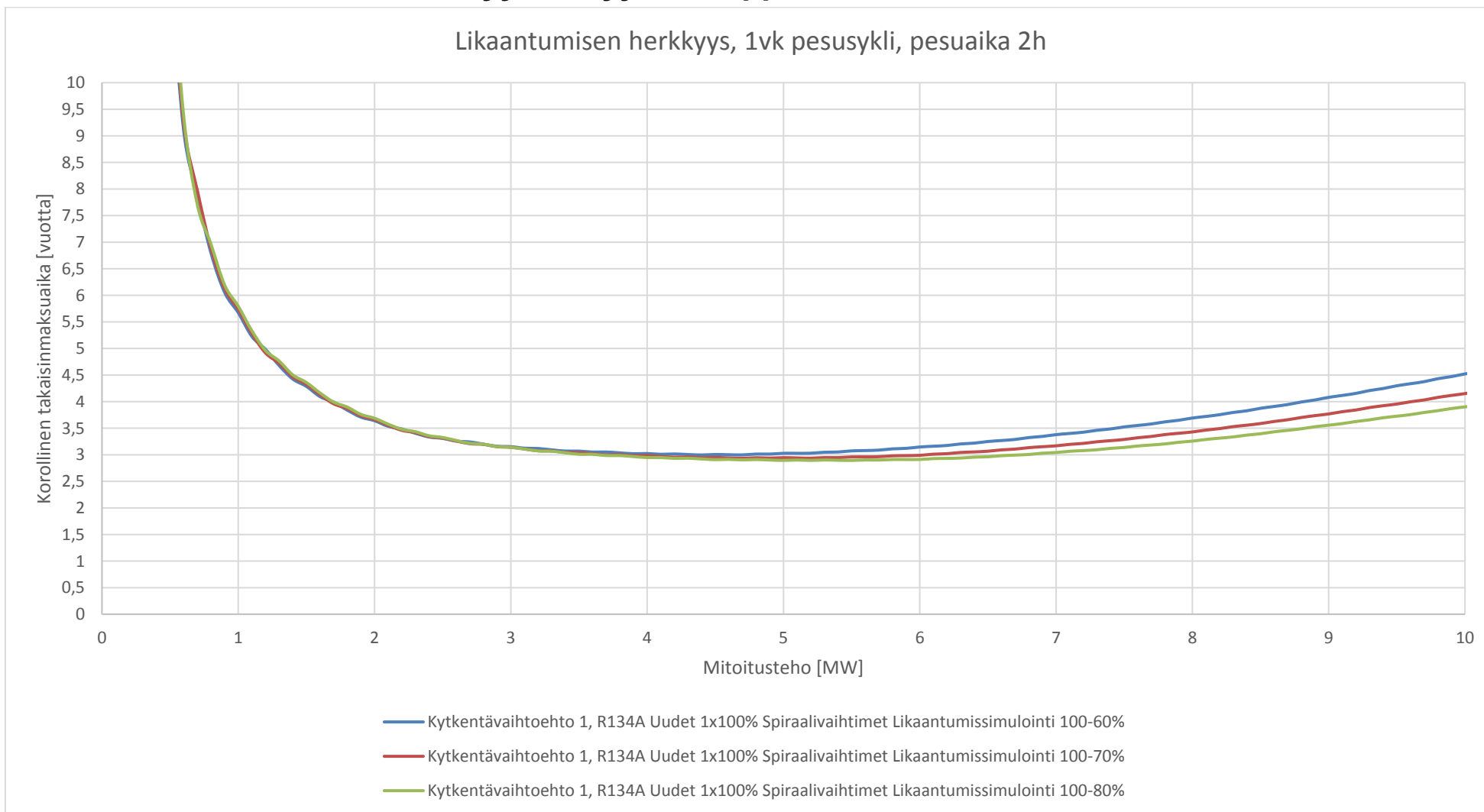
Kaukolämpöverkon lämpötilan laskemisen herkkyyshanalyysi



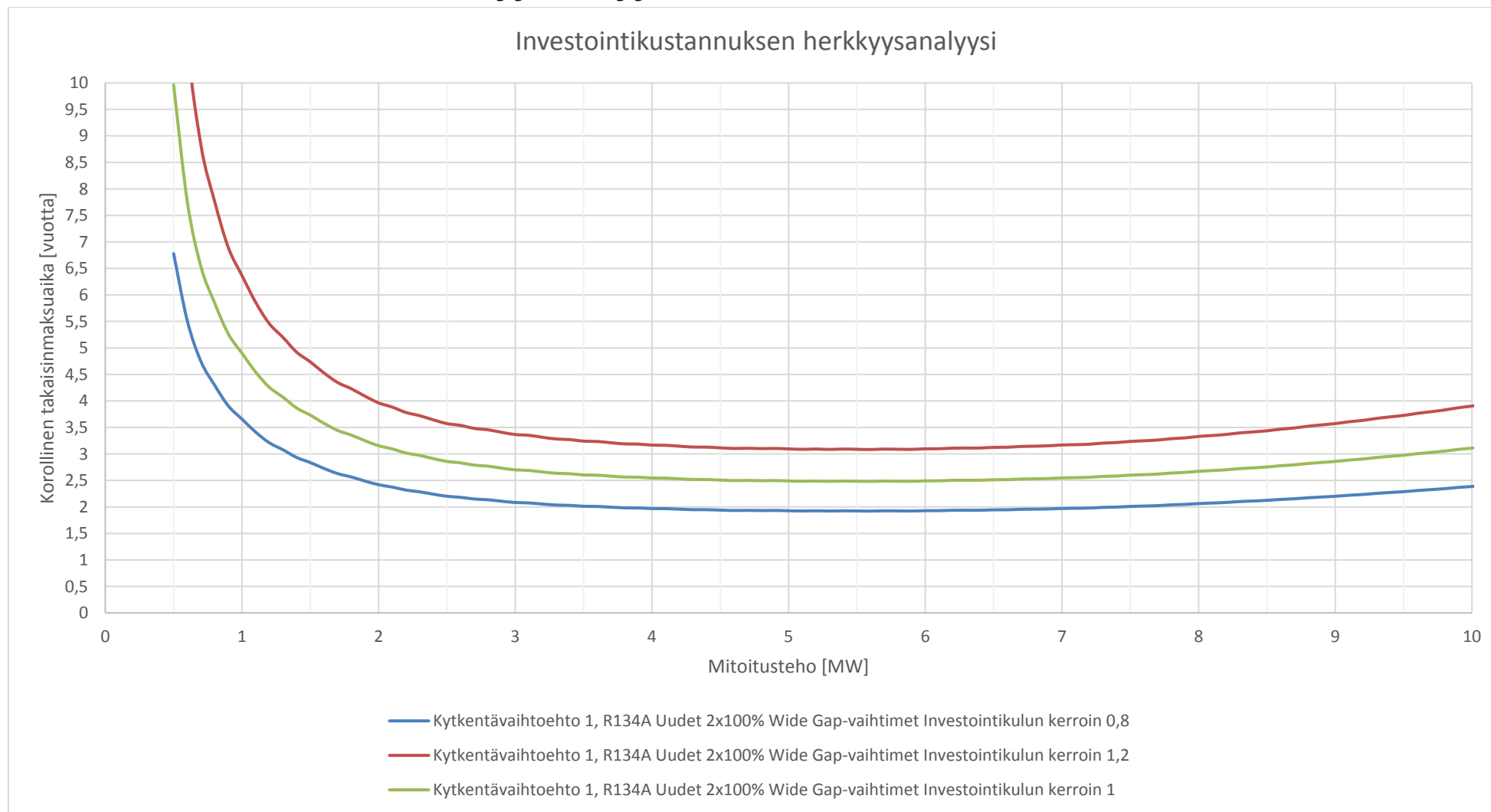
Sähkön hinnan herkkyyshanalyysi



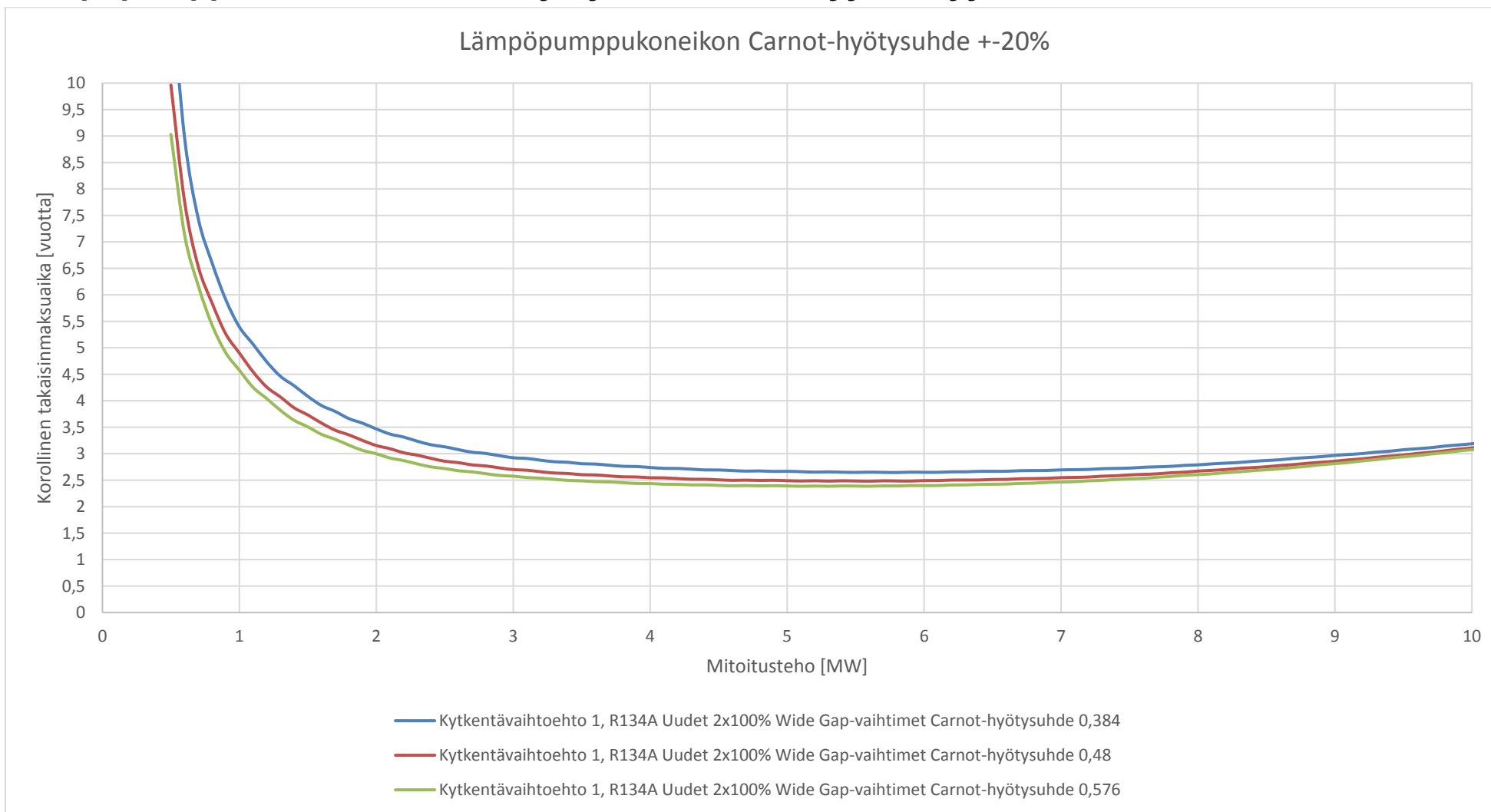
Likaantumissimuloinnin herkkyysanalyysi eri approksimaatioilla



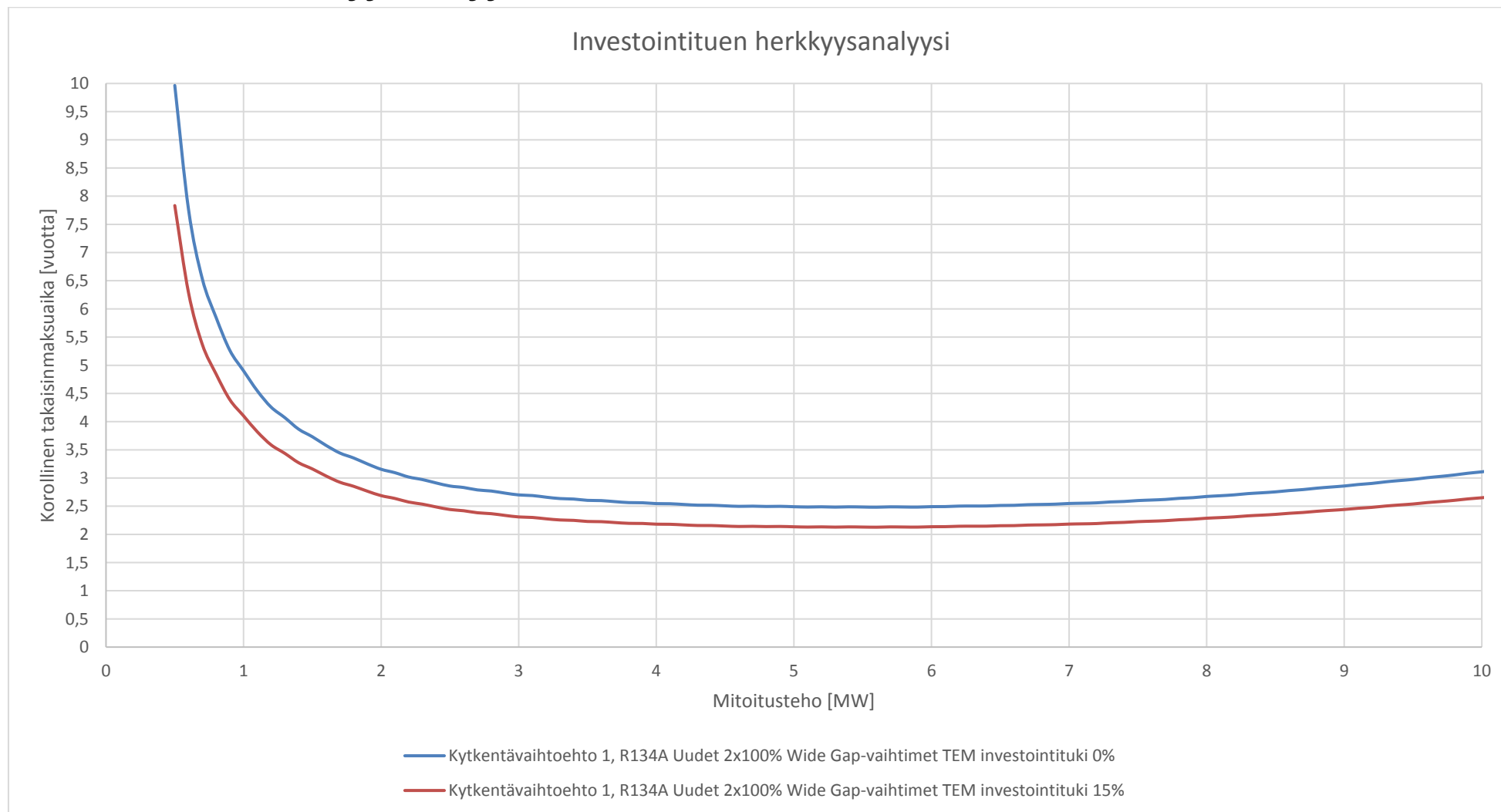
Investointikustannuksen herkkyyshanalyysi



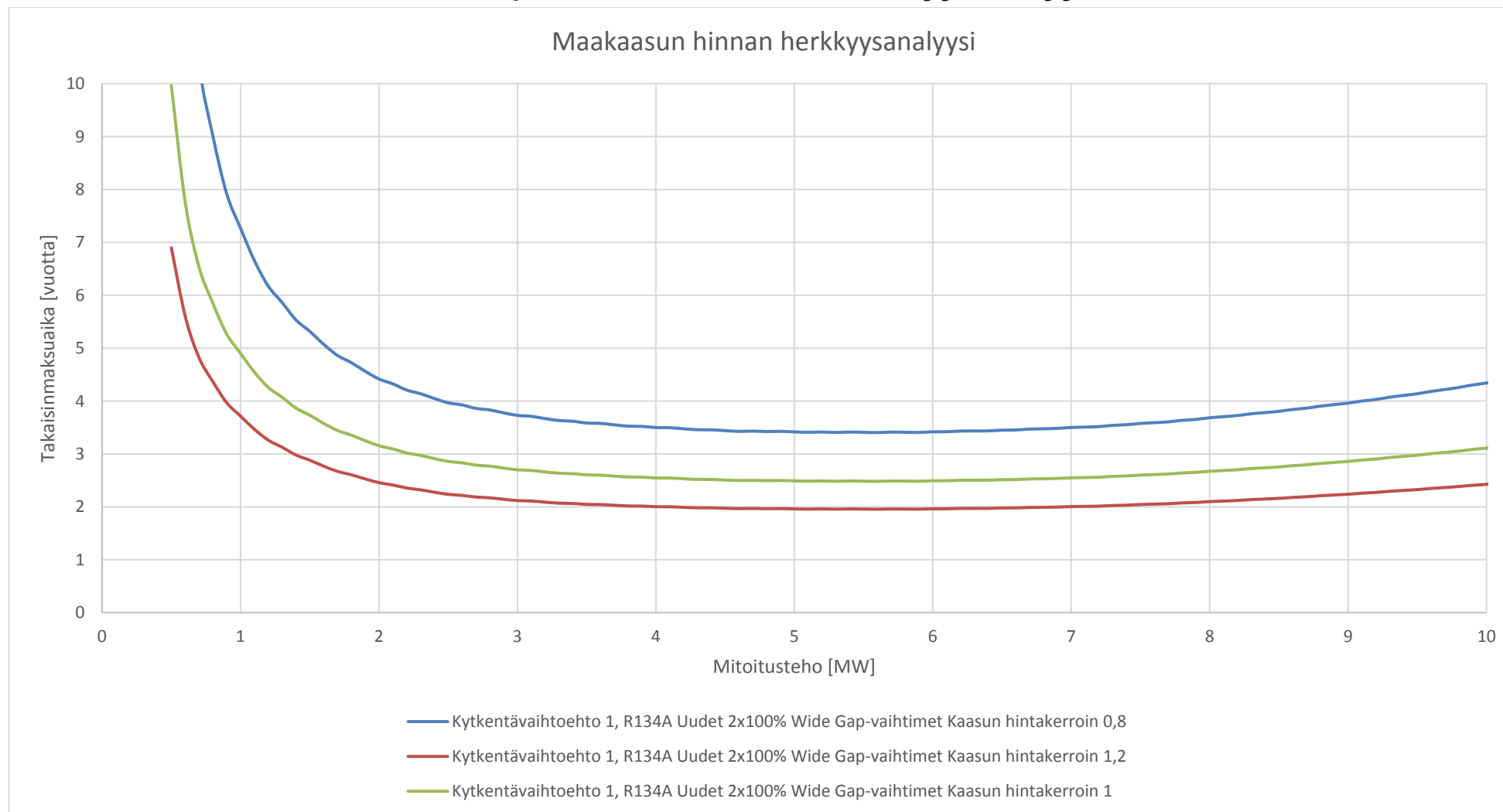
Lämpöpumppukoneikon Carnot-hyötysuhteen herkkyyshanalyysi



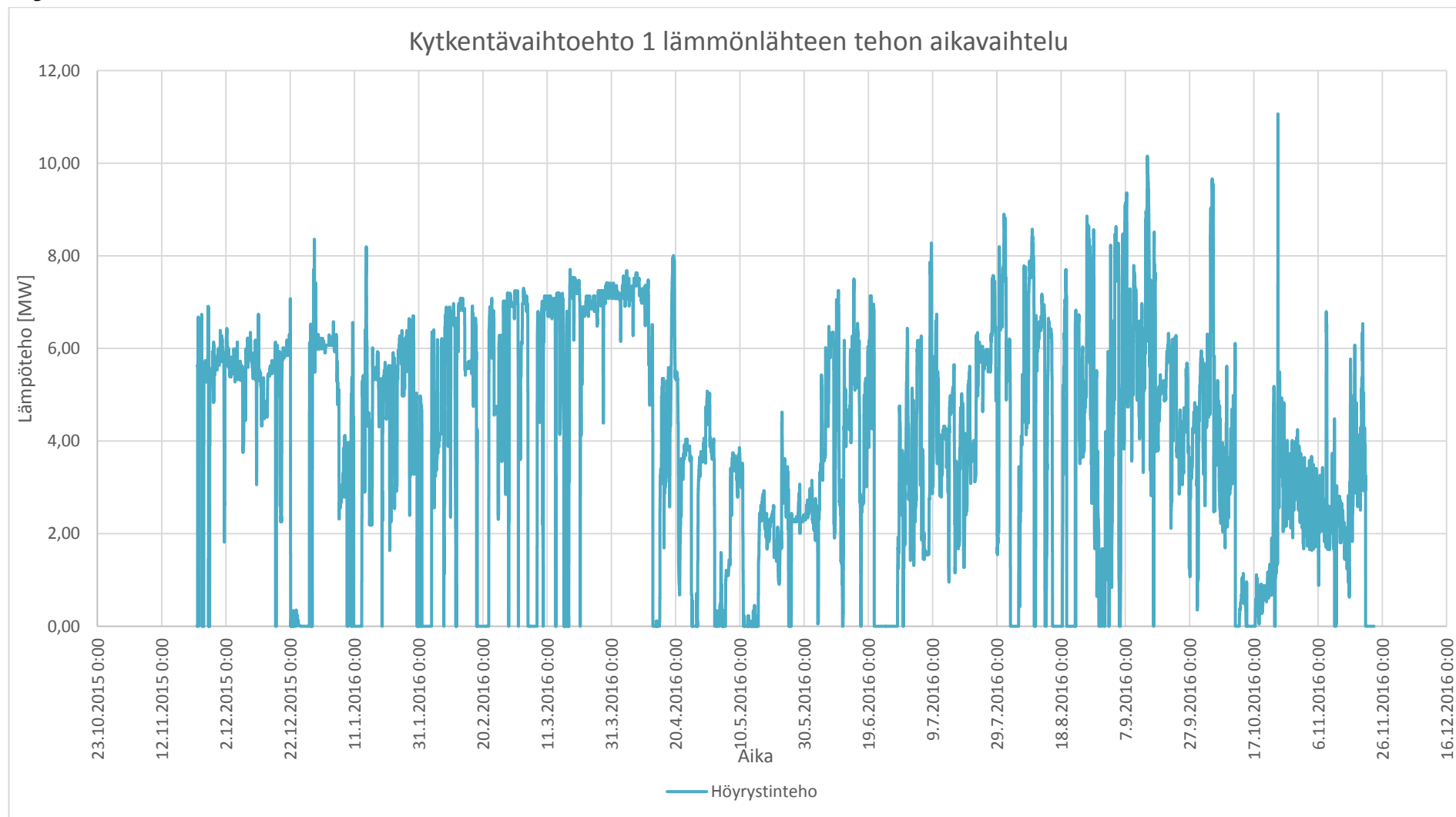
Investointituen herkkyysanalyysi



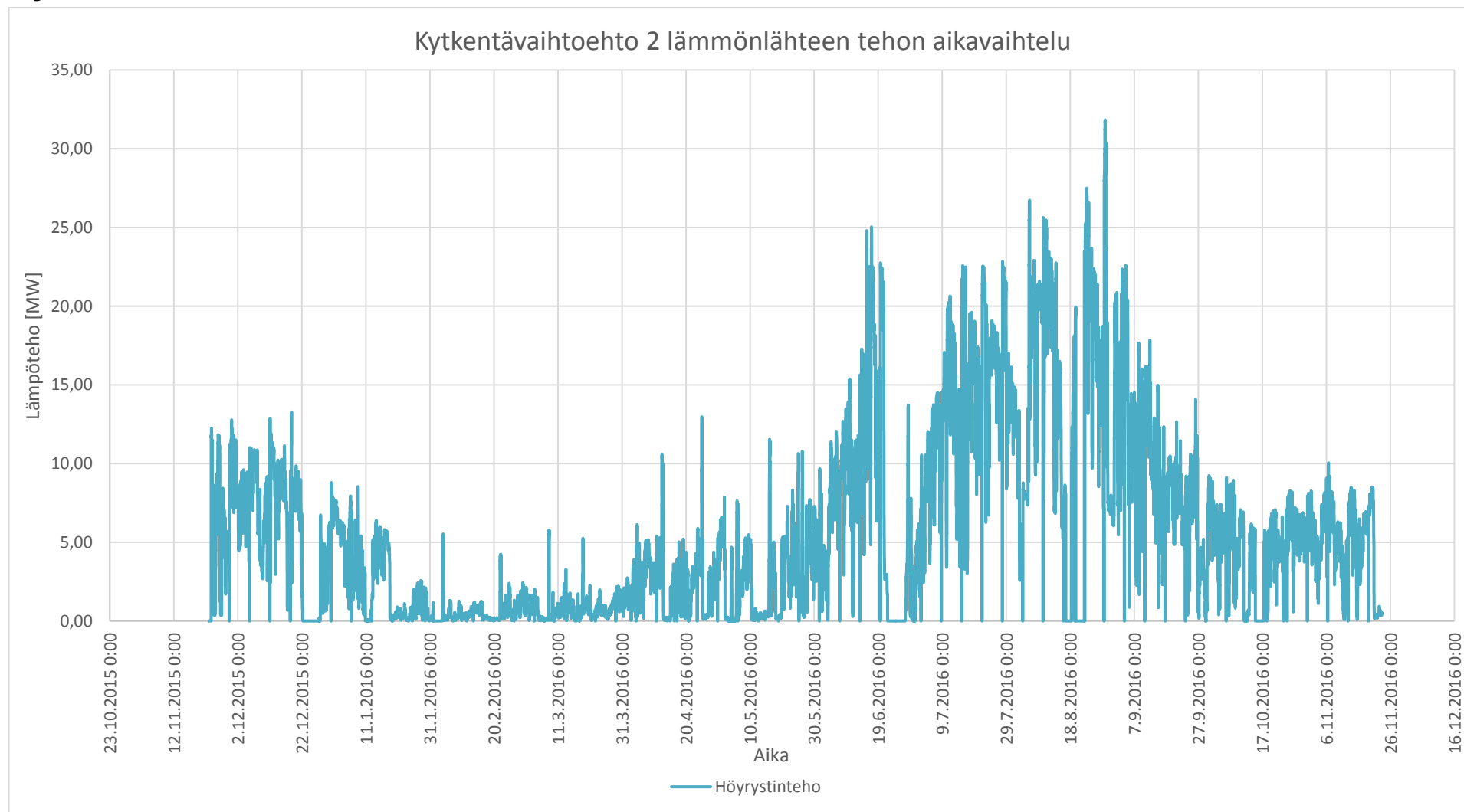
Vaihtoehtoisien lämmöntuotantopolttoaineen hinnan herkkyyshanalyysi



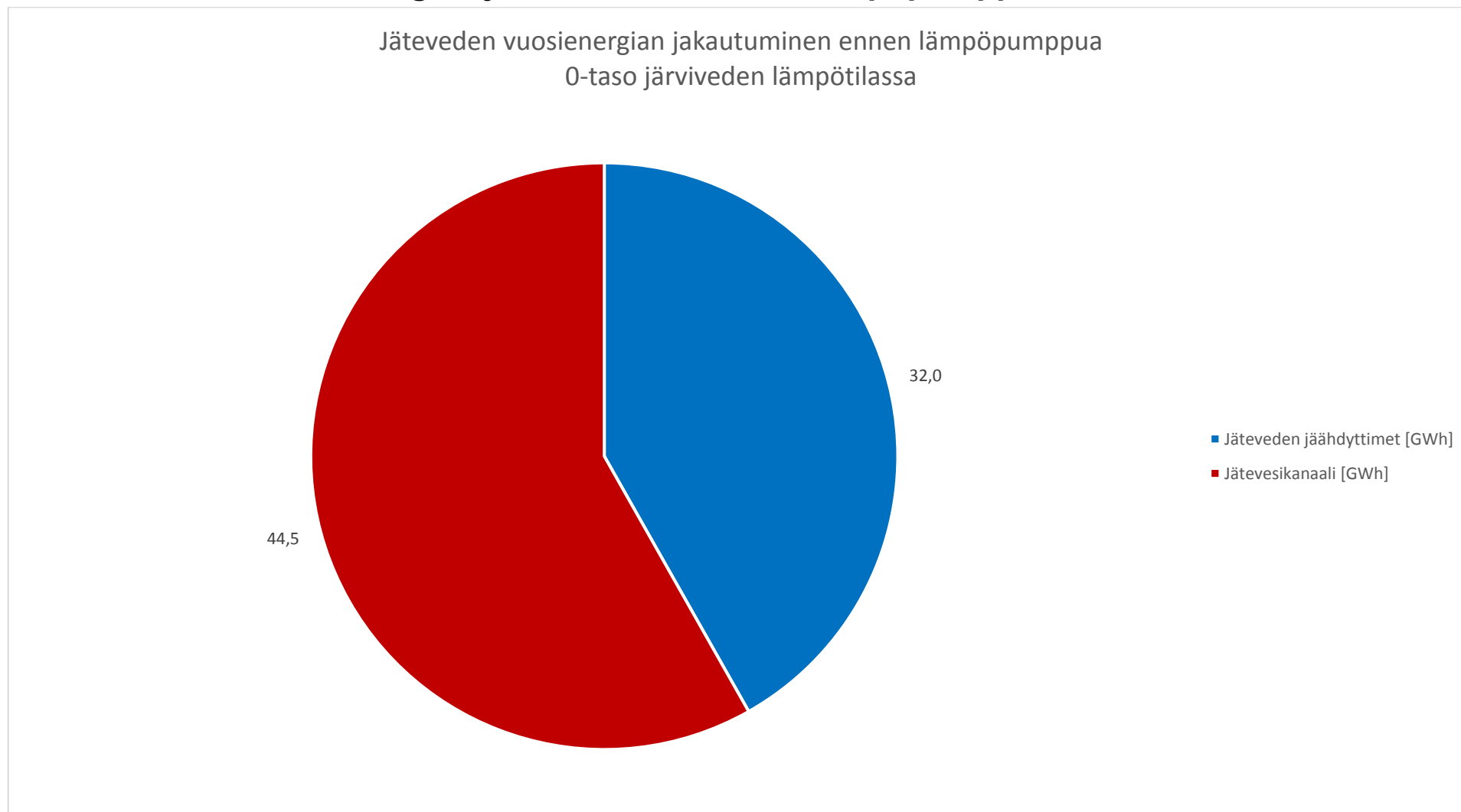
Kytkevaihtoehto 1 lämmönlähteen tehon aikavaihtelu



KytKentävaihtoehto 2 lämmönlähteen tehon aikavaihtelu



Jäteveden vuotuisen energian jakautuminen ennen lämpöpumppua



Jäteveden vuotuisen energian jakautuminen lämpöpumpun jälkeen

