



OPINNÄYTETYÖ - AMMATTIKORKEAKOULUTUTKINTO  
TEKNIIKAN JA LIIKENTEEN ALA

# LÄMPÖPUMPUN VALINTA LOGISTIIKKAKIINTEISTÖN LÄMMITYSJÄRJESTELMÄÄN

TEKIJÄ: Pasi Kolehmainen

Koulutusala Tekniikan ja liikenteen ala	
Koulutusohjelma/Tutkinto-ohjelma Energiatekniikan tutkinto-ohjelma	
Työn tekijä Pasi Kolehmainen	
Työn nimi Lämpöpumpun valinta logistiikkakiinteistön lämmitysjärjestelmään	
Päiväys	17.03.2019
Sivumäärä/Liitteet	31/7
Ohjaaja(t) Yliopettaja Harri Heikura	
Toimeksiantaja/Yhteistyökumppani(t) Adven Oy, Iikka Heinikainen	
<p>Tiivistelmä</p> <p>Työn tavoitteena oli tutkia logistiikkakiinteistön jäähdytysjärjestelmään liitettävän lämpöpumpun taloudellisia ja teknisiä toteutusmahdollisuuksia. Työ toteutettiin kesän ja syksyn 2018 aikana Adven Oy:lle.</p> <p>Työssä tutkittiin, mitä kylmälaitoksen lauhdelämmön talteenottoon sopivia lämpöpumppuvaihtoehtoja on markkinoilla ja millä kylmäaineilla ne toimivat. Työssä tutkittiin myös erilaisia lämpöpumppujen kytkentämahdollisuuksia kiinteistön lämmitysjärjestelmään ja kaukolämpöverkkoon. Työhön kuului myös taloudellisen kannattavuuden tarkastelu, joka toteutettiin erillisenä kokonaisuutenaan ilman tarkkoja taloudellisia lähtötietoja liittyen laitoksen energiasopimukseen.</p> <p>Työn lopputuloksena oli, että lämpöpumppu on toteutettavissa ja kannattava investointi, kunhan sen käytettävyyssprosentti on suuri ja kytkentä lämmitysjärjestelmään optimoidaan COP:n suhteen. COP:n, käytettävyyden, sähköenergian ja vaihtoehtoisen energianlähteen hintojen suuruudet ovat määrääviä tekijöitä lämpöpumppuinvestoinnin kannattavuudessa.</p> <p>Opinnäytetyön tulosten jatkotoimenpiteinä suositellaan lämpöpumppuvarausten tekemistä laitoksen putkistoon jo rakennusvaiheessa, jotta lämpöpumpun kytkeminen jälkikäteenkin olisi mahdollista. Lämpöpumpun esisuunnittelua kannattaa jatkaa joko simuloimalla lämpövirtoja laitoksen valmistuttua tai sitten odottamalla logistiikkakeskuksen käyttöönottoajan päättymistä, jonka jälkeen voidaan tehdä analyysi toteutuneista lämpövirroista ja perustaa investointilaskelmat niihin.</p>	
Avainsanat Lämpöpumppu, kylmälaitos, ammoniakki, logistiikkakeskus	

Field of Study Technology, Communication and Transport			
Degree Programme Degree Programme in Energy Engineering			
Author(s) Pasi Kolehmainen			
Title of Thesis Heat Pump Selection for a Heating System of a Logistics Centre			
Date	17.03.2019	Pages/Appendices	31/7
Supervisor(s) Principal lecturer Harri Heikura			
Client Organisation /Partners Adven Oy, Iikka Heinikainen			
<p>Abstract</p> <p>The goal of the thesis was to study the financial and technical feasibility of a heat pump connected to a refrigeration plant of a distribution centre. The study was executed for Adven Oy during the summer and fall of 2018.</p> <p>In the thesis the available heat pumps for recovering heat from industrial refrigeration condensing systems were studied and what are the refrigerants used in these heat pumps. It was also studied how these heat pumps could be connected to the high temperature heating network of the premises or to the local district heating network. One part of the thesis was also to study the financial profitability of the possible heat pump. The financial profitability study was executed without specific cost details of the energy contracts at the site.</p> <p>The result of the study was that the heat pump is a technologically and financially feasible solution if the usability rate of the heat pump is high and the connections to the heating grids are optimized with highest COP as the driver. COP, usability rate, cost of electricity and the cost of an alternative energy source are the key aspects determining the profitability of the heat pump investment.</p> <p>Based on the thesis it is recommended that at least piping connections are installed in the piping networks for the heat pump at the construction phase. If the reservations are in place, the heat pump can be installed afterwards. It is recommended to continue to study the feasibility of the heat pump by simulating the heat flows of the completed and running distribution centre or complete the construction and start-up of the facility and analyse the heat flows of the facility when it is in full scale operation. This simulation or analysis should be used for the final decision of the heat pump investment.</p>			
Keywords Heat Pump, Refrigeration plant, Ammonia, Distribution centre			

## SISÄLTÖ

1	JOHDANTO .....	5
1.1	Kuvaus kiinteistöalueen lämmöntuotannosta.....	5
1.2	Kuvaus kohteen kylmälaitoksista .....	5
1.3	Työssä tutkittavan lämpöpumpun sijoitus .....	6
1.4	Lyhenteet ja määritelmät.....	7
1.5	Yhteistyökumppanit ja tekijänoikeuksien haltijat tai muut tahot .....	7
2	TEOLLISET LÄMPÖPUMPUT .....	8
2.1	Lämpöpumpun toimintaperiaate.....	8
2.2	Kylmäaineet.....	9
2.2.1	R-134a .....	11
2.2.2	R-450a .....	11
2.2.3	R1234ze .....	12
2.2.4	R717 Ammoniakki .....	12
2.2.5	R718 Vesi .....	13
2.2.6	R744 Hiilidioksidi .....	13
3	LÄMPÖPUMPPUTEKNOLOGIAN VALINTA.....	15
3.1	Kytöntätapa kylmälaitokseen.....	15
3.2	Lämpöpumpun kytkentä lämmitysverkostoon.....	16
3.3	Lämpöpumpun kapasiteetin valinta .....	18
3.4	Lämpöpumpputyypin valinta .....	18
3.5	Lämpöpumppujen mitoitus käyttäen toimittajien valintaohjelmia .....	21
4	KANNATTAVUUSTARKASTELU .....	23
4.1	COP:n vaikutus kannattavuuteen .....	23
4.2	Kapasiteetin vaikutus kannattavuuteen.....	24
4.3	Sähkön ja kaukolämmön hinnan vaikutus lämpöpumpun kannattavuuteen .....	25
5	JOHTOPÄÄTÖKSET JA KEHITYSEHDOTUKSET .....	26
6	LÄHDELUETTELO.....	27

## 1 JOHDANTO

Tässä opinnäytetyössä tutkitaan lämpöpumpun soveltuvuutta kylmälaitoksen lauhdelämmön talteen ottamiseksi. Työn tarkoituksena on selvittää, annattaako lämpöpumppuhankinnan kannattavuutta selvittää syvemmin ja millaisella teknologialla lämpöpumppu voitaisiin laitokseen toteuttaa. Kiinnostus opinnäytetyön aiheeseen syntyi työhistoriani ja aiheen ajankohtaisuuden kautta. Kiinteistöyhtiö, jonka tiloissa tutkimuskohde sijaitsee, ei itse voinut osallistua opinnäytetyöhön, joten opinnäytetyön tilaajaksi tuli Adven Oy, joka vastaa kiinteistöalueen lämpö- ja kylmäenergian toimituksesta.

Adven Oy on Suomessa, Ruotsissa ja Virossa toimiva energia- ja vesiratkaisupalveluyritys. Adven tuottaa muun muassa lämpö- ja jäähdytysenergiaa teollisiin sekä kaupallisiin tarpeisiin sekä kauko- lämpöasiakkaille.

### 1.1 Kuvaus kiinteistöalueen lämmöntuotannosta

Logistiikkakeskuksen alueella tarvittava lämpöenergia tuotetaan Adven Oy:n energiakeskuksessa. Energiakeskuksessa on kiinteän polttoaineen kattiloita ja huippukuormien ja häiriötilanteiden varalle öljykattiloita. Energiakeskuksella on käytössä myös kuuman veden varastointiin lämpöakku.

Kattiloilla tuotettu lämpöenergia siirretään logistiikkakeskukseen kiinteistön sisäiseen korkealämpöverkostoon kaukolämpösiirtimen avulla. Kaukolämpöverkoston meno- ja paluuveden mitoitustilat ovat 115 °C ja 70 °C ja kiinteistön korkealämpöverkon mitoitustilat ovat 100 °C ja 50 °C. Kiinteistössä lämpöä tuotetaan myös lämpöpumpuilla. Lämpöpumppujen lämmönlähteinä ovat kiinteistön kylmälaitteet, ilmastointijärjestelmä sekä geokaivot. Olemassa olevat lämpöpumput tuottavat lämpönsä matalalämpöverkostoon, jonka mitoitustilat ovat 50 °C (meno) ja 35 °C (paluu). Kunkin kylmälaitoksen lauhdelämpöä hyödyntävän lämpöpumpun nimellisteho on 500 kW, ja niitä on yhteensä kahdeksan. Ilmastoinnin jäähdytystä ja geoenergiaa hyödyntävien lämpöpumppujen nimellisteho on 800 kW, ja niitä on neljä. Matalalämpöpiirin lämmöntarpeen ylittäessä lämpöpumppujen tuotantokyvyn siirretään matalalämpöverkoston vaatima energia kiinteistön korkealämpöverkostosta lämmönsiirtimien avulla.

### 1.2 Kuvaus kohteen kylmälaitoksista

Kiinteistössä on useita kylmäkonehuoneita, joista suuressa osassa jäähdytetään logistiikkakeskuksen kylmätiloja kylmänä pitävää etyleeniglykolin ja veden seosta ammoniakkiponeikolla. Yhden ammoniakkijäähdytyskoneikon nimellisteho on noin 2 megawattia kylmätehoa. Ammoniakkiponeikkojen lisäksi on yksi ilmastointiin ja comfort-jäähdytykseen oleva konehuone ja pakkaskonehuoneita, joissa jäähdytyskoneikoissa kylmäaineena on ammoniakki ja hiilidioksidi omissa piireissään. Laitteistojen valmistaja on Johnson Controls.

Ammoniakkikylmälaitoksen lauhduttimesta liuospiiriin siirrettyä lauhdelämpöenergiaa hyödynnetään liuosverkoston ilmanjäähdyttimien sulatuksessa sekä matalalämpöpiiriin lämmöntuotantoon lämpöpumppujen höyrytimissä.

Kiinteistöön on suunnitteilla laajennusosa, johon asennetaan myös jäähdytysjärjestelmä. Tässä työssä tutkitaan lämpöpumpun liitettävyyttä tähän suunnitteilla olevaan laajennusosaan tulevaan jäähdytyskoneikkoon.

### 1.3 Työssä tutkittavan lämpöpumpun sijoitus

Työssä tutkitaan mahdollisen laajennuksen jäähdyttämiseen suunnitellun kylmälaitoksen lauhdelämmön talteenottoon tarkoitettua lämpöpumppua. Laajennusosan jäähdytys on ajateltu toteutettavaksi miltei samanlaisella ammoniakkilaitteistoilla kuin kiinteistön aiemmatkin kylmälaitokset. Tällä hetkellä tähän laitososaan ei ole harkinnassa matalalämpöpumppua lauhdelämmön talteenottamiseksi, mutta laitokseen on suunniteltu varaukset lauhdeliuospiiriin lämpöpumpun myöhempää lisäämistä varten.

Kylmäkonehuoneessa on tilaa lämpöpumpun sijoittamiselle, eikä se ole rajoitteena teknologiaa valitessa. Kylmälaitoksen kylmäaine on ammoniakki, joten kylmäaineeseen ei aseteta lisävaatimuksia konehuoneen tuuletuksille tai rakenteelle.

Kylmäkonehuoneen mitoituksessa on varauduttu +44 °C lauhtumislämpötilaan. Näin korkeaa lauhtumislämpötilaa ei ole jouduttu konehuoneissa käyttämään, vaikka se onkin mitoituksen oletuksena ammoniakkikonehuoneissa. Lauhtumislämpötilat ovat vaihdelleet pääosin välillä +25...+42 °C ja tätä vastaavat lauhduttimilta lähtevät liuoslämpötilat ovat vaihdelleet +23...+40 °C välillä.

#### 1.4 Lyhenteet ja määritelmät

COP = lämpöpumpun lämpökerroin, Coefficient Of Performance

ODP = Luku, joka ilmoittaa kylmäaineen suhteellisen otsonihaitallisuuden, Ozone depleting potential

GWP = Luku, joka ilmoittaa kylmäaineen kasvihuonehaitallisuuden, Global Warming Potential

HFC = Fluorihiiivety, Hydrofluorocarbon

HFO = Kaksoissidoksellinen fluorihiiivety, Hydrofluoroolefin

#### 1.5 Yhteistyökumppanit ja tekijänoikeuksien haltijat tai muut tahot

Adven Oy, Äyritie 18, 01510 Vantaa

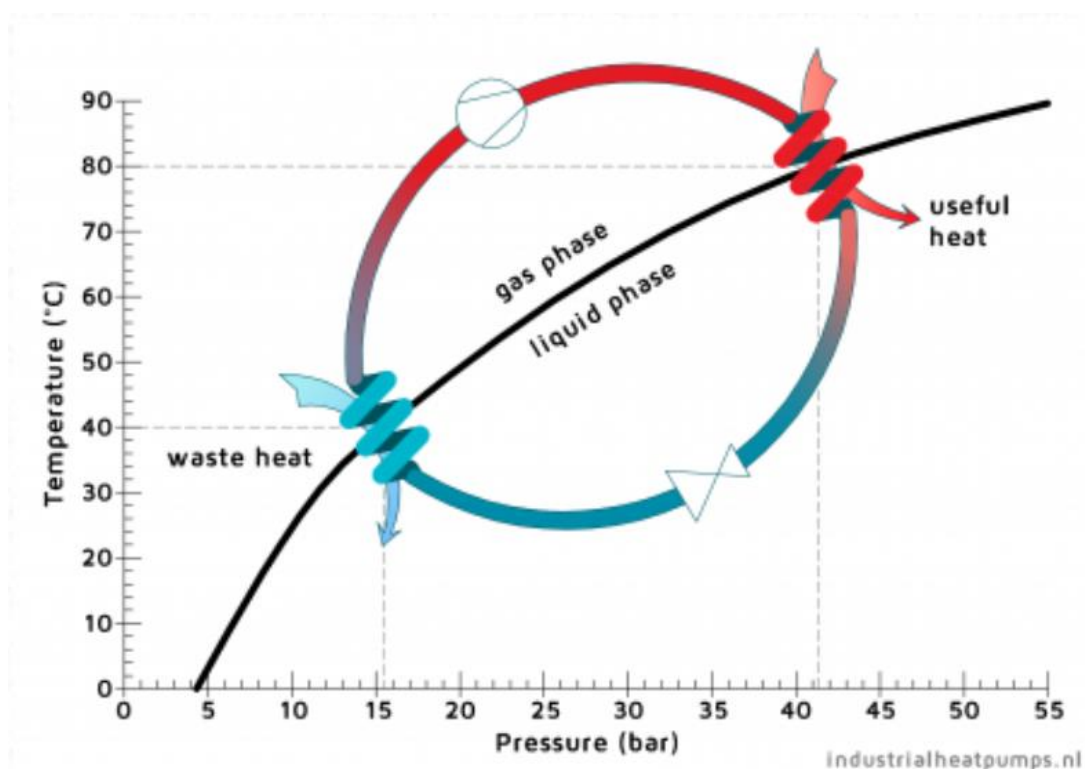
Johnson Controls Finland Oy, Hankasuontie 10, 00390 Helsinki

Oilon Scancool Oy, Yrittäjätie 6, 67100 Kokkola

## 2 TEOLLISET LÄMPÖPUMPUT

### 2.1 Lämpöpumpun toimintaperiaate

Lämpöpumppu on kylmäkoneikko, jossa lämpöenergiaa siirretään lämpöenergiaa matalammalta lämpötilatasolta lämmönlähteestä korkeammalle lämpötilatasolle kulutuskohteeseen käyttämällä mekaanista työtä tai lämpöenergiaa erillisestä korkeatasoisesta lämmönlähteestä (AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC., 2014, p. 4).



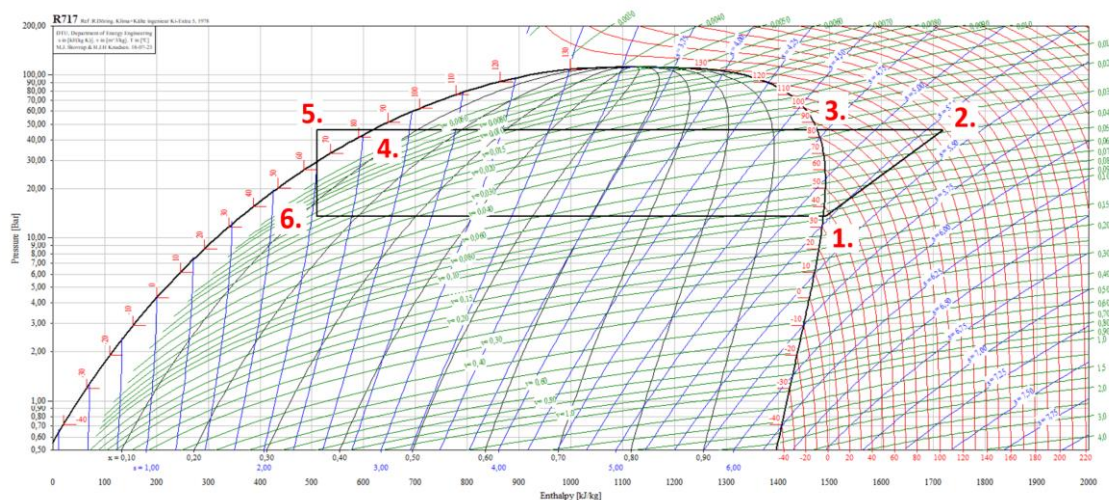
KUVIO 1. Ammoniakin kiertoprosessi ja olomuodot lämpöpumpppuolosuhteissa (DE KLEJIN , 2018)

Kuviossa 1 kuvattua kiertoa, jossa kylmäainekaasu puristetaan mekaanisesti, kutsutaan usein käänteiseksi Rankine-kierroksi tai väljemmällä tulkinnalla Rankine-kierroksi (REAY & MACMICHAEL, 1987, p. 14). Kuviossa 1 esitetyssä ammoniakilämpöpumpun kylmäaineen kiertoprosessissa höyrystimelle tuodaan lämpöä ja noin 15 baarin paineessa ja +40 °C lämpötilassa ammoniakki höyrystyy nesteestä kaasuksi. Kaasu imetään kompressorille, jossa se puristetaan korkeampaan paineeseen ja lämpötilaan. Kuuma ja korkeapaineinen kaasu luovuttaa lämpöenergiansa lauhduttimella lauhduessaan takaisin nesteeksi. Nestemäisen ammoniakin paine alennetaan höyrystimen paineeseen paisuntaventtiilissä ja kierto alkaa alusta. (DE KLEJIN , 2018)

Kuviossa 2 on esitetty yleisesti käytetty tapa esittää kylmäprosessin vaiheet Log p/H -kaaviossa. Kaavio on piirretty Tanskan Teknisen yliopiston ja IPU:n yhteistyössä kehittämällä CoolPack-ohjel-



mistolla ja siihen on lisätty numeroinnit helpottamaan prosessin ymmärtämistä. Kaavion piirroksessa on höyrystyslämpötila 35 °C, lauhtumislämpötila 85 °C, imukaasun tulistus 1 K ja lauhduttimen alijäähdytys 20 K. Kompressorin isentrooppiseksi hyötysuhteeksi on arvioitu 80 %.



KUVIO 2. Ammoniakin kiertoprosessi Log p/H -kaaviossa R717 olosuhteissa  $T_e=35\text{ °C}$ ,  $T_c=85\text{ °C}$  (COOLPACK, 2000)

Kuviossa välillä 1.—2. tapahtuu kompressorin tekemä puristustyö, jonka vaatima energia otetaan sähkömoottorilta. Kuvioista voidaan lukea, että kompressorilta poistuvan kuumakaasun lämpötila olisi noin 150 °C. Pisteiden 2. ja 3. välillä kaasun tulistuminen poistuu joko tulistuksen poistossa tai lauhduttimen alkuosassa, kunnes pisteessä 3. kaasu saavuttaa tasapainolämpötilansa, jossa kaasu alkaa lauhtua nesteeksi. Kaasun lauhtuessa pisteiden 3. ja 4. välillä pysyy kylmäaineen lämpötila ja paine vakioina. Tätä tasapainotilaa kutsutaan lauhtumislämpötilaksi ja lauhtumispaineeksi. Kun kaikki kylmäainekaasu on lauhtunut, saavutetaan piste 4., jonka jälkeen nestemäinen kylmäaine alijäähtyy pisteeseen 5. Alijäähdytys voidaan tehdä lauhduttimen loppuosassa tai erillisellä lämmönvaihtimella. Paisuntaventtiilin läpi kulkiessaan kylmäaineen paine laskee ja osa nestemäisestä kylmäaineesta paisee kaasuksi pisteiden 5. ja 6. välillä. Kun nestemäistä kylmäainetta syötetään höyrystimeen ja siihen tuodaan energiaa, alkaa kylmäaine höyrystyä. Pisteiden 6. ja 1. välillä kylmäaineen lämpötila ja paine pysyy vakiona ja tätä tasapainotilaa kutsutaan höyrystyslämpötilaksi tai höyrystymispaineeksi. (REAY & MACMICHAEL, 1987, pp. 14-23)

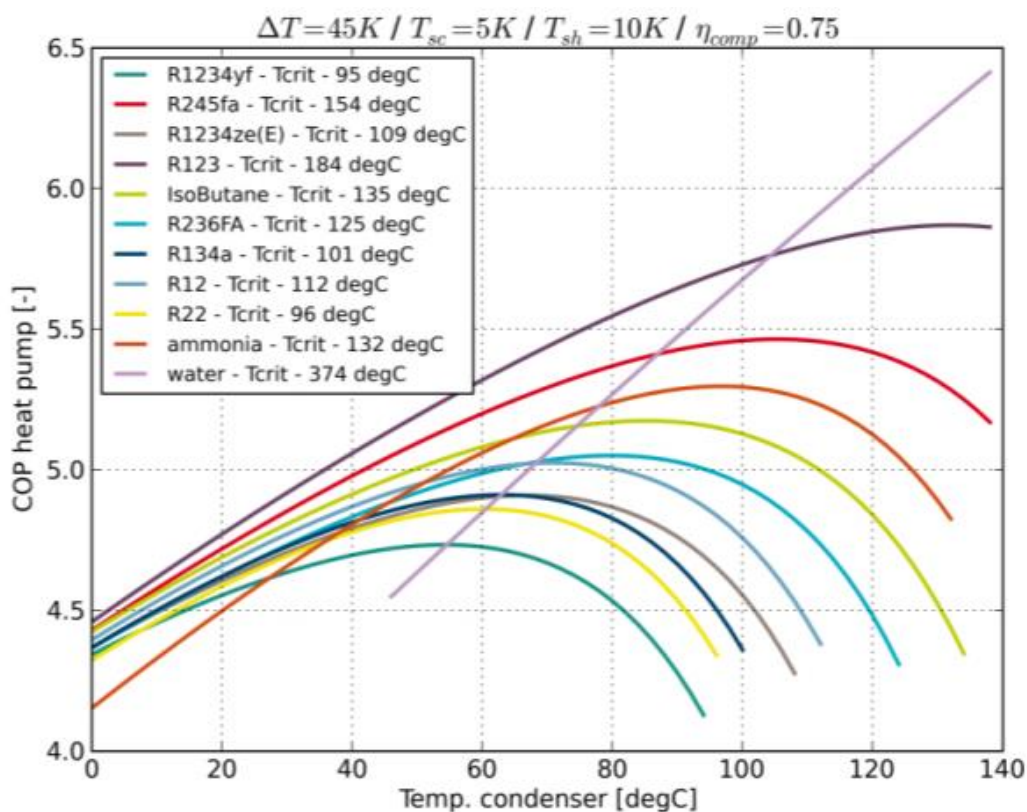
## 2.2 Kylmäaineet

Korkean lämpötilatason lämpöpumppujen suunnittelussa ja valinnassa oikean kylmäaineen valinta on tärkeää. Kylmäaineen tulee olla edullinen, energiatehokas, ympäristöystävällinen ja sopia käytettävään laitteistoon. Kylmäaineen tulee olla myös turvallinen käyttäjilleen. Nämä kylmäaineen ominaisuudet määräytyvät pääosin kylmäaineen fysikaalisten ominaisuuksien perusteella. (DUCLOS, GROSSELIN, & BUCHET, 2014, pp. 4-5) Taulukkoon 1 on kerätty yleisien lämpöpumppukäytössä olevien kylmäaineiden tietoja.

TAULUKKO 1. Kylmäaineiden tietoja (DUCLOS, GROSSELIN, & BUCHET, 2014, p. 4) (BAMIGBETAN, TRYGVE, NEKSÄ, & BANTLE, 2017)

Kylmäainetyyppi	ASHRAE-tunnus	Kemiallinen nimi	ODP	GWP	Kriittinen lämpötila
HFC	R-134a	1,1,1,2-Tetrafluoretaani	0	1430	101,1
HFC/HFO	R-450a	Sekoite (42 % R-134a ja 58 % R-1234ze)	0	547	104,4
HFO	R-1234ze	trans-1,3,3,3-Tetrafluoropropeni	0	7	109,4
Luonnonkylmäaine	R-717	Ammoniakki (NH <sub>3</sub> )	0	0	132,4
Luonnonkylmäaine	R-718	Vesi (H <sub>2</sub> O)	0	0,2	373,9
Luonnonkylmäaine	R-744	Hiilidioksidi (CO <sub>2</sub> )	0	1	31,1

Duclos suoritti tutkimuksessaan simuloiteja eri kylmäaineille ja niiden tulokset on esitetty kuviossa 3. Kuviossa on esitetty lämpöpumppuprosessin COP:n suhde lauhtumislämpötilaan, kun muut prosessin hyötysuhteeseen aktiivisesti vaikuttavat seikat pidetään vakiona. Simuloinnissa höyrystymis- ja lauhtumislämpötilojen ero on 45K, lauhduttimen jälkeinen nesteen alijäähdytys on 5K, höyrystimen jälkeinen imukaasun tulistus on 10K ja kompressorin isentrooppinen hyötysuhde on 0,75. (DUCLOS, GROSSELIN, & BUCHET, 2014, p. 4)



KUVIO 3. Kylmäaineiden vertailua COP:n suhteen yksiasteisessa puristuksessa (DUCLOS, GROSSELIN, & BUCHET, 2014, p. 5)

### 2.2.1 R-134a

R134a eli 1,1,1,2-tetrafluorietaani on palamaton ja myrkytön HFC-kylmäaine. HFC-kylmäaineena r134a ei sisällä klooria, ja siten sen ODP-arvo on 0, eli se ei aiheuta otsonikatoa. R134a:n GWP on noin 1400, joten se on voimakas kasvihuoneilmiötä edistävä kaasu. R134a:n volymetrinen kylmän-tuotto on selvästi pienempi kuin muilla HFC-kylmäaineilla, joten se vaatii huomattavasti suuremman kompressorin muihin verrattuna. (AITTOMÄKI, et al., 2012, p. 111)

R134a:n kriittinen piste on lämpötilassa +101 °C ja paineessa 40,7 bar. Kriittisen pisteen yläpuolella kylmäainekaasua ei enää pystytä lauhduttamaan takaisin nesteeksi, mikä rajoittaa kylmäaineen käyttökelpoista käyttöaluetta. (KOELET & GRAY, 1992, pp. 14, 46)

### 2.2.2 R-450a

R-450a on kylmäaineiden R-134a ja R1234ze palamaton ja myrkytön seos. Sen ODP-arvo on 0, kuten aineilla, joista se on sekoitettu, ja sen GWP arvo on huomattavasti alhaisempi kuin R-134a:lla ollen 547. (MOTA Babiloni, NAVARRO Esbri, BARRAGAN Cervera, MOLES Ribera, & PERIS Pérez, 2015, pp. 51-58)

R-450a on kehitetty R-134a:n korvaajaksi. Käytettäessä R-450a:ta suoraan R134a:n tilalla muokkaamatta kylmäkonetta saadaan R450a:ta käyttämällä hieman parempi COP (parannusta keskimäärin 1 %) ja muutamaa astetta (keskimäärin 2K) matalampi kuumakaasun lämpötila

puristuksen jälkeen. Kylmäaineen ominaisuuksien takia kylmälaitteen kapasiteetti pienenee noin 6 %. (MOTA Babiloni, NAVARRO Esbri, BARRAGAN Cervera, MOLES Ribera, & PERIS Pérez, 2015, pp. 51-58)

### 2.2.3 R1234ze

Trans-1,3,3,3-Tetrafluoropropeeni eli R1234ze:n isomeeri E kuuluu uuden sukupolven kylmäaineisiin. Se on HFO-kylmäaine ja sen vaikutukset ympäristölle ovat minimaaliset, sillä sen GWP-arvo on 7 ja ODP-arvo 0. Käyttöominaisuuksiltaan se vastaa lähes täysin R134a:n ominaisuuksia. Sen kriittinen lämpötila on hieman korkeampi kuin R134a:lla, 109,4 °C. R1234ze soveltuu hyvin käytettäväksi tavanomaisten materiaalien kanssa, mutta valmistajat suosittelvat tarkempaa yksityiskohtaista testausta sovelluskohteittain, sillä reagoivuus esimerkiksi polypropyleenin ja neopreenin kanssa riippuu käyttöolosuhteista. (KUNGLIGA TEKNISKA HÖGSKOLAN, DEPARTMENT OF ENERGY TECHNOLOGY, 2015)

R1234ze on myrkytön, mutta lievästi palava kylmäaine. Sen syttyminen ilman kanssa sekoittuessaan vaatii kuitenkin yli 30 °C lämpötilan ja korkeaenergisien sytytyslähteen. R1234ze:n palonopeus on hidas ja sen palaessa lämmöntuotto on vain noin viidesosa propaanin lämmöntuotosta. Vaikka R1234ze:n volymetrinen kylmäntuotto on pienempi kuin R134a:lla, tämä ei juurikaan vaikuta kylmäaineella saavutettavaan COP-arvoon, vaan se on hyvin samanlainen kuin R134a:lla. Edellä mainituista syistä R1234ze ei sovellu suoraan R134a:n korvaajaksi, mutta mikäli sen haittapuolet voidaan ottaa huomioon suunnitteluvaiheessa, on R1234ze soveltuva kylmäaine uusiin laitteisiin. (KUNGLIGA TEKNISKA HÖGSKOLAN, DEPARTMENT OF ENERGY TECHNOLOGY, 2015)

### 2.2.4 R717 Ammoniakki

Ammoniakki on luonnonkylmäaine, jota on ollut etenkin teollisissa laitoksissa käytössä pitkään. Ammoniakin etuja on sen suuri höyrystymislämpö ja suuri volymetrinen kylmäntuotto. Ammoniakki on kuitenkin ensimmäisen luokan palava neste ja ensimmäisen luokan myrkky, joten sen käyttö asettaa erityisvaatimuksia laitteistoille sekä konehuonetiloille. (HAKALA & KAAPPOLA, 2007, p. 26)

Ammoniakin palavuuden luokittelusta huolimatta ammoniakki on erittäin vaikeaa saada syttymään ja siihen tarvitaankin 16–27 prosentin sekoitussuhde ilman kanssa sekä voimakas kipinä (vaadittava syttymisenergia 0,1 J verrattuna vedyn 0,0001 J). Ammoniakin liekinnopeus on vain noin viideskymmenesosa verrattuna maakaasuun ja palamisesta syntyvä energiamäärä on vain seitsemäsosa vastaavan maakaasumäärän energiasta. Myös korkea ilmankosteus voi toimia inhibiittinä syttymiselle. Näiden syiden takia ammoniakin aiheuttaman räjähdyksen todennäköisyys on erittäin alhainen. (KOELET & GRAY, 1992, p. 57)

Ammoniakin vasta-argumenttina käytetään yleisesti myrkyllisyyttä ja ammoniakin lievät haitat tulevat esiin jo pienillä pitoisuuksilla (150-200 ppm) ja 0,2...0,3 % pitoisuuksilla (2000-3000ppm)

aiheutuu merkittävää vaaraa hengelle. Ammoniakin etuja ovat kuitenkin alhainen hajukynnys (noin 5 ppm) ja pistävä ominaishaju, joten pienetkin vuodot huomataan välittömästi. Ammoniakin etuihin kuuluu myös alhainen viskositeetti ja hyvät lämmönsiirto-ominaisuudet. (AITTOMÄKI, et al., 2012, pp. 117-118)

Koelet toteaa ammoniakin käytön rajoittuvan alle 130 °C kuumakaasulämpötiloihin johtuen öljyjen ja ammoniakin reagoimisesta keskenään (KOELET & GRAY, 1992, p. 57).

### 2.2.5 R718 Vesi

Duclos, Gosselin ja Buchet esittävät tutkimuksessaan (kuvio 3), kuinka simuloitu kylmäaineen valinta vaikuttaa lämpöpumpppuolosuhteen COP-arvoon. Kuviosta 3 voi päätellä, että vesi olisi hyvä kylmäaine, kun lämpöpumpun lauhtumislämpötila nousee yli 80 °C. Useat veden ominaisuudet tekisivät siitä erittäin hyvän kylmäaineen korkeiden lämpötilojen lämpöpumppeihin, sillä se on käytännössä ilmainen, myrkytön, palamaton ja ympäristölle vaaraton kemikaali ja sillä on korkea kriittinen lämpötila ja hyvät termodynaamiset ominaisuudet (BAMIGBETAN, TRYGVE, NEKSÅ, & BANTLE, 2017, p. 201).

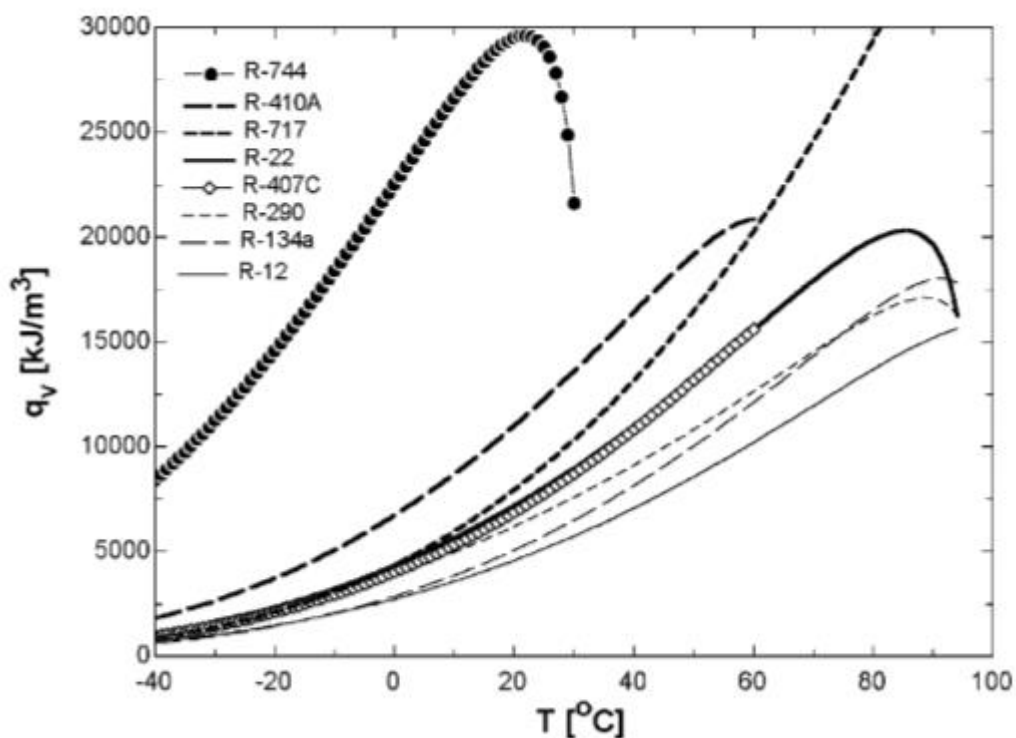
Veden muut ominaisuudet kuitenkin tekevät sen käytöstä kylmäaineena erittäin haasteellista. Vesihöyryn tiheys on alhainen verrattuna muihin kylmäaineisiin, joten vesihöyryä täytyy pumpata kompressorilla suuria tilavuuksia. Kuuma vesihöyry ja voiteluöljyt reagoivat keskenään ja sen takia kompressorin laakereiden voitelu on haasteellista. Lisähaasteita asettaa myös vesihöyryn paine alle 100 °C lämpötiloissa, sillä alipaineistetussa järjestelmässä tiivistys ja lauhtumattomien kaasujen poisto on erityisen tärkeää. (CHAMOUN, RULLIERE, HABERCHILL, & BERAIL, 2011, pp. 1081-1082)

Vettä on käytetty kylmäaineena esimerkiksi LEGO:n tehtaiden muottien jäähdytyskierron jäähdyttämisessä Tanskassa. Kyseisessä sovelluksessa oli höyrystymislämpötilana +8 °C ja sitä vastaava paine on 11 mbar. Kyseisen vedenjäähdyttimen lauhtumislämpötila on +28 °C ja sitä vastaava paine on 38 mbar. Vedenjäähdytyslaitteen COP on erittäin hyvä, 7,6 mitoitusasteessa, ja käytönaikainen vuotuinen keskiarvo on yli 10. (YORK REFRIGERATION, 1996)

### 2.2.6 R744 Hiilidioksidi

R744 eli hiilidioksidi on luonnonkylmäaine kuten ammoniakkikin. Hiilidioksidia on käytetty laajalti kylmäaineena 1800-luvun loppupuolelta 1900-luvun puoleen väliin saakka, kunnes CFC-kylmäaineet syrjäyttivät hiilidioksidin miltei kokonaan. Hiilidioksidia alettiin käyttämään kylmäaineena uudelleen 1990-luvulla, kun CFC-kylmäaineiden haitallisuus alettiin ymmärtämään ja hyväksymään laajalti. (KIM, Jostein, & BULLARD, 2003, pp. 122-123)

Luonnonkylmäaineena hiilidioksidin ODP- ja GWP-arvot ovat olemattomat verrattuna esimerkiksi R134a:han ja se on perusominaisuuksiltaan palamatonta ja myrkytöntä. Hiilidioksidia kylmäaineenaan käyttävien järjestelmien rakennepaineet ovat huomattavasti korkeammat kuin muilla kylmäaineilla, koska sen paine on korkeampi matalissa lämpötiloissa. Hiilidioksidilla on erittäin suuri volumetrinen kylmäntuotto, jopa 3-10 kertainen verrattuna CFC-, HCFC-, HFC- ja HC- kylmäaineisiin. Kuviossa 4 on verrattu eri kylmäaineiden volumetristä kylmäntuottoa eri lämpötiloissa. (KIM, Jostein, & BULLARD, 2003, pp. 124-126)



KUVIO 4. Kylmäaineiden vertailua volumetrisen kylmäntuoton suhteen eri lämpötiloissa (KIM, Jostein, & BULLARD, 2003, p. 126)

Transkriittisillä hiilidioksidilämpöpumpuilla on saavutettu yli 80 °C lämpötiloja lämpöpumpulta lähtevälle liuokselle. Transkriittisissä CO<sub>2</sub>-lämpöpumpuissa käytetään lauhduttimella hyödyksi hiilidioksidin ja lämmitettävän nesteen lämpötilaliukuman yhdistämistä toisiinsa, jolloin voidaan minimoida eksergian häviäminen kaasunjäähdyttimessä. Liukumien yhdistäminen kannattaa etenkin sellaisissa sovelluksissa, joissa lauhduttimelle tulevan veden ja lähtevän veden lämpötilaero on suuri ja tulevan veden lämpötila mahdollisimman alhainen, kuten esimerkiksi käyttöveden lämmityksessä. (BAMIGBETAN, TRYGVE, NEKSÅ, & BANTLE, 2017, pp. 198-199)

Hiilidioksidin kriittinen lämpötila on 31 °C, joka on erittäin alhainen verrattuna muihin kylmäaineisiin. Tästä syystä höyrystimessä höyrystymislämpötilan on oltava aina alle 31 °C, riippumatta lämmönlähteen lämpötilatasosta. Pyrittäessä korkeisiin lämpötiloihin lauhdepuolella, nousee paine lauhdutinpiirissä ja paine-ero nousee yli 100 barin. Korkea lauhduspaine asettaa lämmönvaihtimelle, kompressorille ja putkistolle toimilaitteineen erityisiä vaatimuksia. (BAMIGBETAN, TRYGVE, NEKSÅ, & BANTLE, 2017, pp. 200-201)

### 3 LÄMPÖPUMPPUTEKNOLOGIAN VALINTA

#### 3.1 Kytentätapa kylmlaitokseen

Tutkitussa kohteessa lämpöpumppu voidaan kytkeä kiinteistön järjestelmiin eri tavoilla ja kaikilla niillä on omat etunsa, joiden vastapainona on kytkentätapakohtaiset haitat. Lämpöpumpun höyrystinpiiri voidaan kytkeä kylmlaitokseen niin sanotulla kaskadikytkennällä tai välipiirin avulla. Kaskadikytkennän liitostapa on kuvattu liitteessä 1. Kaskadikytkennässä lämpöpumpun höyrystin (liitteen 1 kuvassa merkitty numerolla 1.) toimii suoraan kylmlaitoksen lauhduttimena, eli lämmönvaihtimessa on lämmönvaihdinpinnan toisella puolella kylmlaitoksen kylmäaine ja toisella puolella lämpöpumpun kylmäaine. Haastattelussa Tuomo Manninen totesi kaskadikytkennän olevan hyötysuhteeltaan merkittävästi tehokkaamman kuin välipiirillisen kytkennän, mutta tällöin ei ole mahdollista hyödyntää kylmlaitoksen öljynjäähdytyspiirin lämpöä lämpöpumpun höyrystimellä. (MANNINEN, 2019)

Lämpöpumppuvalmistajien asettamat rajoitukset lämpöpumpun suurimmalle sallitulle höyrystymislämpötilalle voivat myös rajoittaa kytkentätavan käyttöä, mikäli kylmlaitoksen kuumakaasun lauhtumislämpötilat ovat kesäaikaan huomattavan korkeat (OILON OY, 2018). Lämmönvaihtimen vuotaminen suuntaan tai toiseen saattaa myös aiheuttaa koko laitoksen alasajon ja pahimmassa tilanteessa molempien laitosten rikkoutumisen korjauskelvottomaksi, mikäli kylmäaineet eivät ole yhteensopivia toisilleen, piirien öljyille tai käytetyille komponenttien materiaaleille. Fluorattujen hiilivetyjen (esimerkiksi R134a) ja ammoniakkin välillä ei ole tunnettuja reaktioita, vaan ongelmat todennäköisesti syntyivät muun muassa eri lauhtumis- ja höyrystymislämpötiloista ja öljynsuodattimien tukkeutumisesta. (PULKKI, 2019)

Yleisesti käytetty asennustapa lämpöpumpun kytkentään on välipiirin käyttäminen (Liite 2.), etenkin jos kylmlaitoksen lauhtusjärjestelmä on rakennettu välillisellä jäähdytyksellä. Välillisessä jäähdytyksessä kylmlaitoksen lauhtelämpö ja öljynjäähdytyksestä saatava lämpöenergia siirretään konehuoneessa liuospiiriin lämmönvaihtimien kautta ja liuos jäähdytetään ulos sijoitettavilla nestejäähdyttimillä. Tällöin lämpöpumpun höyrystin kytketään liuospiiriin ennen nestejäähdyttimiä ja liuospiirin lämpötilaa säätävää kolmitieventtiiliä. Välipiirin etuna on mahdollisuus hyödyntää kaikki kylmlaitoksesta saatava energia sekä tuoda energiaa muista jäähdytyspiireistä, esimerkiksi paineilmakompressoreilta. Välillinen kytkentä estää kylmäaineiden sekoittumisen lämmönvaihtimen lämmönsiirtopinnan rikkoutuessa, mutta välipiirin vaatimat ylimääräiset lämmönvaihtimet ja liuospumput heikentävät koko laitoksen hyötysuhdetta. Hyötysuhteen heikkenemisen pääsyy on se, että väliliuospiirin lämmönvaihtimista aiheutuu ylimääräisiä lämmönsiirtohäviöitä ja lämpöpumpun höyrystimen höyrystymislämpötila on näiden häviöiden takia alhaisempi kuin kaskadikytkentäisen lämpöpumpun höyrystymislämpötila. (MANNINEN, 2019)

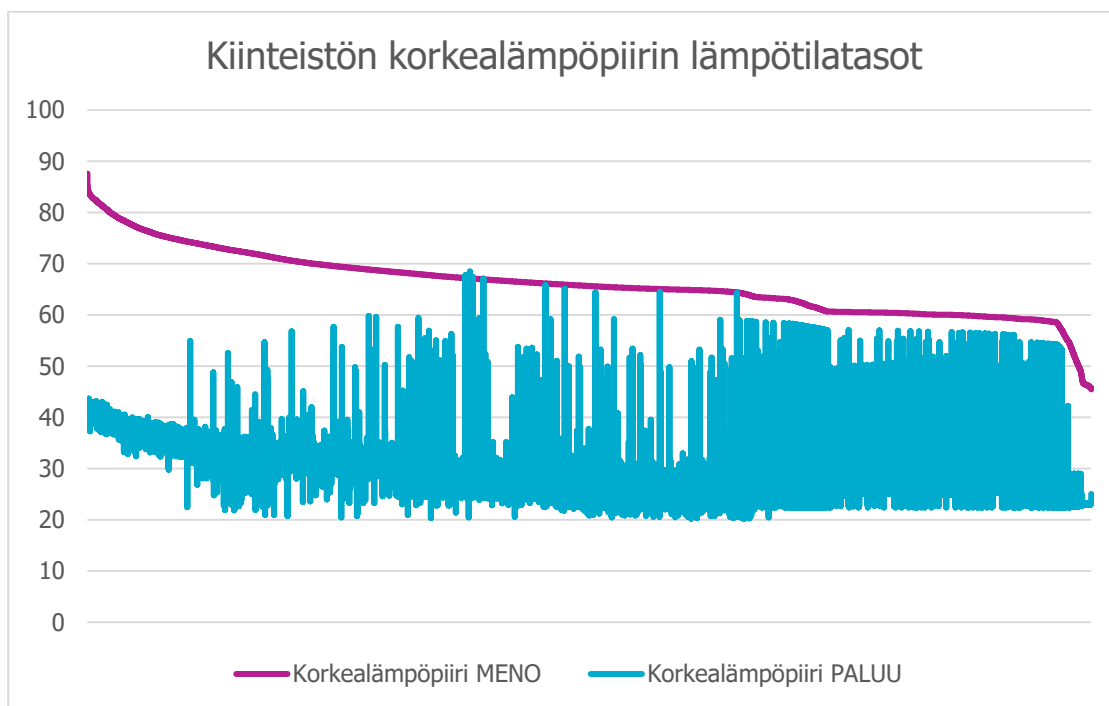
Välillisessä lämpöpumppukytkenässä lämpöpumpun höyrystimelle tulevan liuoksen lämpötilaa voidaan säätää kolmitieventtiilillä tai höyrystimen lämpö määrää voidaan säätää myös kiertopumpun taajuusmuuttajaohjauksella. Kolmitiesäätö on perinteisempi ja se on yleisesti käytössä. Välillisessä kytkennässä tulee ottaa huomioon, että lämpöpumpun höyrystimelle tuleva virtaus on pysäytettävä välittömästi lämpöpumpun sammussa. Mikäli lämpöä tuodaan höyrystimelle lämpöpumpun pysähtyessä, on vaarana, että kylmäaine kertyy laitteen putkistoon tai kompressoriin aiheuttaen laiterikon käynnistyksen yhteydessä. (MANNINEN, 2019)

Kohteen toteutussuunnitelmia tutkittaessa kävi ilmi, että olisi mahdollista ottaa käyttöön molemmat kytkentätavat. Mikäli käytettävä lämpöpumpun kylmäaine on ammoniakki, ei vuototilanteessa kylmäpiirin sekoittuminen haittaa. Käytettävä ammoniakki laatu on sama kylmälaitoksessa ja lämpöpumpussa eikä öljyn viskositeettiero aiheuta merkittävää ongelmaa. (MANNINEN, 2019) Suoralla kaskadikytkennällä saavutetaan parempi COP, koska lämpöpumpun höyrystymislämpötila saadaan lähemmäksi kylmälaitoksen lauhtumislämpötilaa pienempien lämmönsiirtohäviöiden takia ja täten se on käyttötaloudeltaan edullisempi. Jos lämpöpumpuksi valitaan lämpöpumppu, jonka kylmäaine on esimerkiksi R1234ze, niin lämmönvaihtimen rikkoutumisriskin vuoksi kannattaa kytkentätavaksi valita välillinen kytkentä.

### 3.2 Lämpöpumpun kytkentä lämmitysverkostoon

Kiinteistön lämpöverkon ohjausjärjestelmästä saadun datan perusteella korkein lämmitysveden lämpötilapyynti on ollut helmikuussa 2018, arvoltaan noin +84,5 °C. Tällöin ulkolämpötila on ollut alle -21 °C. Muutamissa häiriötilanteissa lämpötilapyynti on ollut korkeimmillaan noin +90 °C, mutta nämä voidaan jättää huomioimatta, sillä silloin ulkolämpötilan mittausta on ollut epäkunnossa tai muusta syystä näyttänyt noin -50 °C lukemaa. Kiinteistön korkealämpöpiirin menopuolen lämpötila ja sen ajankohdan vastaava paluulämpötila on esitettyinä kuviossa 5 menolämpötilan mukaan järjestettynä suuruusjärjestykseen.





KUVIO 5. Kiinteistön korkealämpöpiirin lämpötilatasot meno ja paluulinjoissa 1.1.2018 -27.7.2018 järjestettynä korkealämpöpiirin menolämpötilan mukaan suuruusjärjestykseen.

Kuviosta 5 havaitaan, että kiinteistössä käytetään pääosin korkeintaan +70 °C lämpötilaa korkealämpöpiirin menopuolella. Silloinkin kun menolämpötilaa pitää nostaa yli +70 asteen, paluukierron lämpötila on niin alhainen, että lämpöpumppu pystyisi tuottamaan lämpöenergiaa järjestelmään, vaikka lämpöpumpulta lähtevän veden lämpötila olisi vain +70 °C. Huippulämpötilojen yhteydessä myös virtaus verkostossa on suurta, joten lämpötilatasoltaan kiinteistön korkealämpöverkko olisi erittäin soveltuva kytkettäväksi lämpöpumpun lauhduttimeen suoraan. Esimerkki tällaisesta liitosta on esitetty liitteen 3 virtauskaaviossa.

Lämmönjakoverkoston kokonaisuuden kannalta olisi kuitenkin kannattavampaa valita lämpöpumppu siten, että lämpöpumpulla voitaisiin tuottaa koko lämmönjakojärjestelmän tarvitsema kaukolämpöenergia kesäaikaan. Tällöin kiinteän polttoaineen kattilat voidaan sammuttaa ja kaikki kaukolämpöverkossa tarvittava lämpöenergia voidaan tuottaa lämpöpumpulla. Tämä tuo säästöjä kattilalaitoksen käyttökuluissa ja huoltokustannuksissa.

Kun lämpöpumppu kytketään kaukolämpöverkkoon, se tässä tapauksessa kannattaa kytkeä verkostoon virtaussuunnassa ennen kattiloita, eli lämpöpumpulta tuleva kuuma vesi syötetään kiertopumpujen läpi kattiloille. Tällöin lämpöpumpulla voidaan talviaikaan tuottaa mahdollisimman paljon lämpöenergiaa optimoiden samalla hyötysuhdetta pitämällä lauhtumislämpötila mahdollisimman alhaisena. Kesäaikaan puolestaan tällä kytkennällä voidaan hyödyntää sekä kaukolämpöakkuja että tarvittaessa ottaa kattilat käyttöön nopeallakin aikataululla. Kytkentä onnistuu verrattain pienillä putkistomuutoksilla kattilalaitoksen päässä. Lämpöpumpun liittämiseen voidaan käyttää kattilalaitoksella ole-

massa olevia putkistovarauksia ja lämpöpumpun lämpö voidaan siirtää kattilalaitokselle varastokiinteistön ja kattilalaitoksen välillä olevia DN200-varausputkia pitkin. KytKentätapa kaukolämpöverkkoon on esitetty virtauskaaviossa liitteessä 4.

### 3.3 Lämpöpumpun kapasiteetin valinta

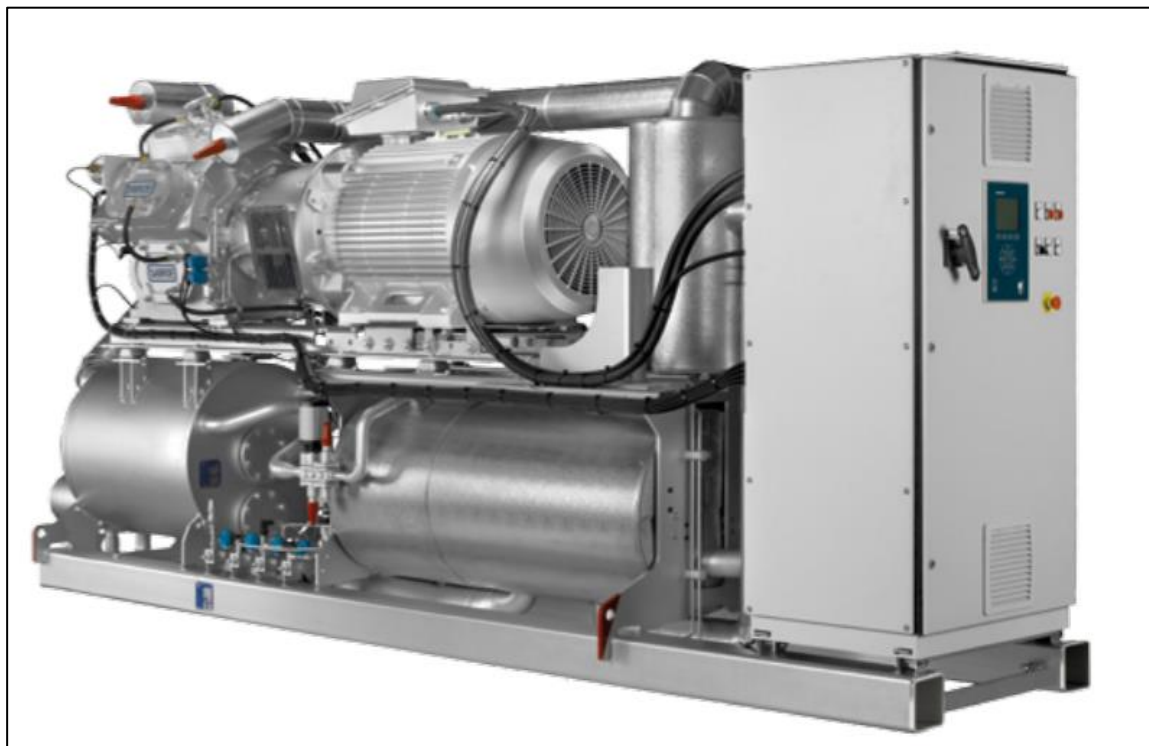
Aiemman työkokemukseni perusteella lämpöpumpun kapasiteetti tulee valita siten, että sen vuotuisen käyttöaste on mahdollisimman hyvä. Liian suuren lämpöpumpun valinta johtaa tarpeettoman suuriin investointikustannuksiin ja lämpöpumpun hyötysuhde laskee osatehoilla käytettäessä. Lämpöpumpun tehoa rajoittavia tekijöitä ovat sekä yleensä että tässä työssä tutkitussa tapauksessa lämmönlähteen saatavuus sekä kiinteistön lämpöverkon kyky ottaa lämpöä vastaan.

Tarkastellussa kiinteistössä jäähdytysjärjestelmästä tarjolla olevan lämpöenergian määrä vaihtelee huomattavasti. Talviaikaan ulkolämpötila on alhainen ja rakennuksen jäähdytystarve on pieni. Tämän takia myös jäähdytyslaitoksen kuorma on pieni ja siitä saatavilla olevan lauhde-energian määrä on alhainen. Talvella lämmitysenergiatarve on moninkertainen tarjolla olevaan lauhde-energiaan nähden. Kesällä ulkolämpötilan noustessa rakennuksen jäähdytystarve kasvaa ja lauhde-energiaa on tarjolla runsaasti. Tällöin puolestaan lämmitysenergialle ei juurikaan ole tarvetta.

Lämpölaitoksen valvomo-ohjelman mukaan kesällä 2018 lämpölaitoksen kaukolämpöverkkoon tuotama lämpöenergia päiväaikaan vaihteli 400-1200 kW välillä. Talviaikaan kiinteistön yksittäisen jäähdytyslaitoksen jäähdytyskuormitustilanne vaihtelee yleensä noin 300-900 kW välillä. Kun huomioidaan jäähdytyslaitoksen kapasiteettiin myös kylmälaitoksen ja lämpöpumpun sähkömoottorien tuoma lämpöteho, lämpöpumpulla tästä talteenotettavissa olisi noin 400-1200 kW. Edellä mainittujen reunaehtojen vallitessa lämpöpumpun realistinen kokoluokka on lämpöteholtaan 800-1200 kW. Suurempaa lämpöpumppua voitaisiin käyttää tehokkaasti vain lyhyet ajanjaksot keväällä ja syksyllä. Pienempi lämpöpumppu ei riittäisi kesäaikana yksin tuottamaan vaadittavaa lämpömäärää kaukolämpöverkkoon.

### 3.4 Lämpöpumpputyypin valinta

Tutkittaessa erilaisia lämpöpumppuvaihtoehtoja edellä mainittuihin olosuhteisiin ja liitännätapoihin, kävi selväksi, ettei hiilidioksidilämpöpumppu ole toimiva vaihtoehto jäähdytysjärjestelmän lauhdepiirin korkean lämpötilan takia. Korkealämpöpiirin ja kaukolämpöverkoston lämpötilat nousevat niin korkeiksi, että olemassa olevista kaupallisessa käytössä olevista lämpöpumpuista vaihtoehtoiksi valikoitui vaihtoehtoiksi Oilon Oy:n S600-lämpöpumppu R1234ze-kylmäaineella, Oilon Oy:n P450-lämpöpumppu R450a-kylmäaineella ja Johnson Controlsin tarjoama Sabroe HeatPAC R717-kylmäaineella. Vettä kylmäaineenaan (R718) käyttävät lämpöpumput olisivat hyvän teoreettisen hyötysuhteensa takia erittäin varteenotettava vaihtoehto, mutta teknisten haasteiden takia sellaisia ei vielä ole kaupallisina sovelluksina saatavilla.



KUVA 1. Sabroe HeatPAC -lämpöpumppu (JOHNSON CONTROLS DENMARK APS, 2018)

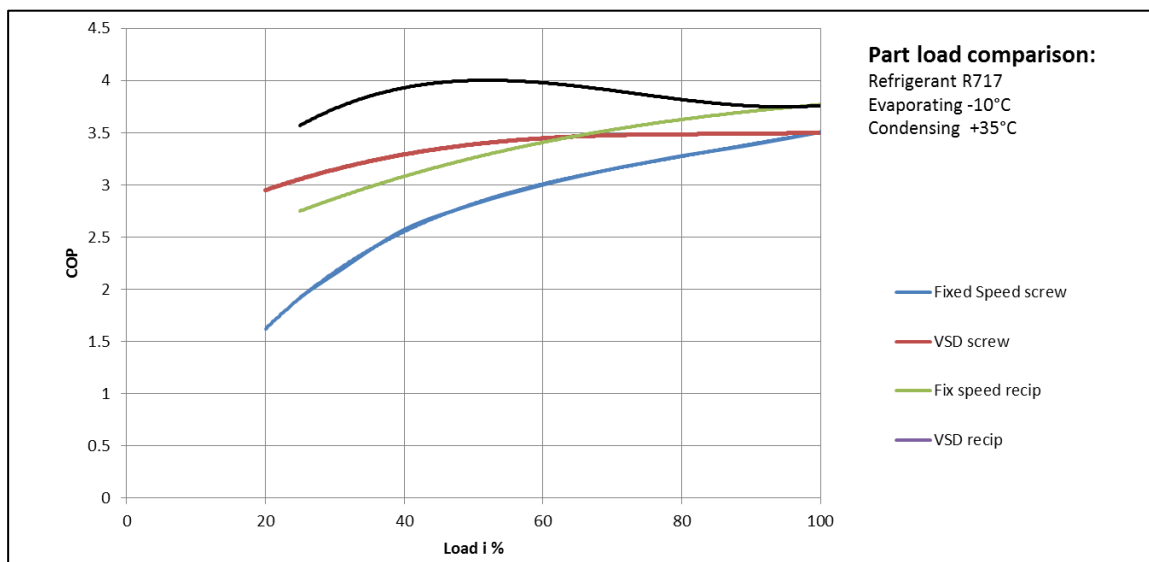
Kuvassa 1 esitetty Sabroe HeatPAC -lämpöpumppu on mäntäkompressorikäyttöinen, taajuusmuuttajalla varustettu lämpöpumppu ja sen tehonsäätö on mahdollista noin tehoalueella noin 20 %—100 %. Tehdasrakenteisena sen kylmäainetäyttö on muutamia kymmeniä kiloja. (JOHNSON CONTROLS DENMARK APS, 2018) Ammoniakki on jo käytössä laitoksen kylmäprosessissa, joten ammoniakki-lämpöpumppu voitaisiin kytkeä joko suoraan kaskadikytkennällä kylmälaitokseen tai välillisenä lauhdeliuospiiriin. Koska kylmälaitoksessa on ammoniakkia, ei ammoniakki kylmäaineena aiheuta tässä tapauksessa lisävaatimuksia konehuoneen ilmanvaihtoon tai muuhun talotekniikkaan.



KUVA 2. Oilon ChillHeat P -sarjan lämpöpumppu (OILON OY, 2018)

Oilon Oy:n lämpöpumput tulee kytkeä välillisesti, kylmälaitoksen lauhdeliuospiiriin. Oilon Oy:n vaihtoehtoista parhaaksi valikoitui P450 R450a-kylmäaineella, sillä sen säädettävyys ja hyötysuhde ovat parempia kuin R1234ze-kylmäaineella varustetulla S600-mallilla. P450 on myös edullisempi kuin S600. P450-lämpöpumpussa on 4 mäntäkompressoria ja lämpöpumpun säädettävyys on erittäin hyvä (10 %–100 %). (ALPUA, 2018)

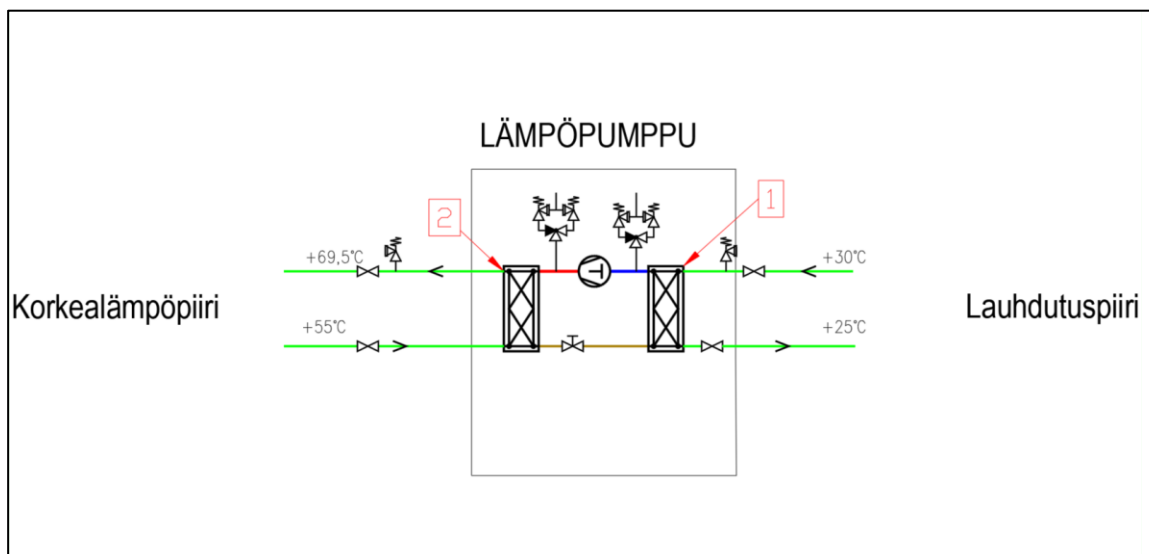
Mäntäkompressoreiden hyötysuhde on parempi kuin ruuvikompressoreilla. Tämä korostuu etenkin osakuormilla, kun kompressoreiden tehonsäätö voidaan tehdä kierrosnopeutta säätämällä taajuusmuuttajien avulla. Kuviossa 6 on esitettyä eri ruuvi- ja mäntäkompressoreiden COP-kuvaajat jäähdytyskäytössä eri osatehoilla ja tehonsäätömenetelmillä. (DEDING, 2018)



KUVIO 6. Mäntäkompressorin ja ruuvikompressorin COP:n muutos kuormituksen mukaan. (DEDING, 2018)

### 3.5 Lämpöpumppujen mitoitus käyttäen toimittajien valintaohjelmia

Käytettävissä oli Oilon Oy:n valintaohjelma Oilon Selection Tool v 2.2.5, Johnson Controlsin valintaohjelma MatchMaster COMP1 v 28.00 sekä Johnson Controlsin Heat Pump Quick Selection Tool versio 4.0.397. Myöhemmässä vaiheessa Johnson Controlsin MatchMaster-mitoitusohjelmaan tuli päivityksiä, jolloin versionumeroksi päivittyi v. 28.50. Mitoituspisteiksi valittiin jäähdytysjärjestelmän lauhduslämpötila +35,0 °C ja sitä vastaava lauhdeliuospiirin lauhduttimelta lähtevä liuoksen lämpötila +30 °C ja lämpöpumpun höyrystimeltä lauhduttimelle palaavaksi lämpötilaksi +25 °C. Lämpöpumpun lauhduttimen mitoituksiksi asetettiin lauhduttimelle tulevan veden lämpötilaksi +60 °C ja lauhduttimelta kiinteistön korkealämpöpiiriin lähtevä lämpötila +68,5 °C. Kuvassa 3 on esitetty lauhdeliuoksen ja korkealämpöpiirin liuosten lämpötilat lämpöpumpun höyrystimellä (1) ja lauhduttimella (2). Kyseinen toimintapiste on saavutettavissa molempien yritysten lämpöpumpputyypeillä ja sekä kylmälaitoksen lauhdepiirille että kiinteistön korkealämpöpiirille kyseiset lämpötilat ovat tyypillisiä käytölämpötiloja.



KUVA 3. Lämpöpumpun mitoituslämpötilat

Talvikäytössä kiinteistön korkealämpöpiiristä lauhduttimelle tulevan veden lämpötila laskee mitoituspistettä alhaisemmaksi, mutta suunnittelussa sitä ei kannata ottaa mitoituspisteeksi. Alhaisilla lauhduttimelle tulevan veden lämpötiloilla lämpöpumpun hyötysuhde kasvaa ja otettu sähköteho pienenee, mutta mitoituspisteen lähtevää lämpötilaa ei välttämättä saavuteta. Ehdotetussa kytkentätavassa siitä ei ole haittaa, sillä kun lämpöpumppu kytketään verkostoon ennen kaukolämpövaihdinta, voidaan tarvittava lämpötila saavuttaa kaukolämmöllä priimaamalla.

Taulukkoon 2 on kerätty lämpöpumppuvalmistajien valintaohjelmilla simuloitujen vaihtoehtoisten laitteiden päätiedot.

TAULUKKO 2. Valittujen lämpöpumppuvaihtoehtojen vertailu

Valmistaja	Tyyppi	Kytkentä	Lämmitysteho	Sähköteho	COP (lämmitys)
Oilon Oy	P450 SU HC VFDx2 Low GWP	Välillinen	808 kW	224 kW	3,60
Johnson Controls	HPC 106S	Välillinen	800 kW	157 kW	5,11
Johnson Controls	HPC 106S	Kaskadi	818 kW	138 kW	5,95

## 4 KANNATTAVUUSTARKASTELU

Kannattavuustarkastelu tehtiin Excel-taulukkolaskentaohjelmalla ja siihen käytettiin seuraavia lähtöarvoja:

Lämpöpumppuinvestoinnin kokonaiskustannus 450 000 euroa sisältäen lämpöpumpun asennuksen sekä vaadittavat putkistoasennukset sekä sähkö- ja automaatioasennukset käyttövalmiiksi etäohjauksineen. Investoinnin kokonaiskustannuslaskelma perustuu päälaitteiden osalta toimittajilta saatuihin laitteiden budjettitarjouksiin sekä aiempaan työkokemukseeni perustuvaan asenusten kustannus- ja asennusaika arvioon. Perustuen toimittajilta saatuihin budjettitarjouksiin lämpöpumpuista, Oilon Scancoolin P450-lämpöpumpun investointikustannus on jonkin verran alempi kuin ammoniakkilämpöpumpuilla. Ero on huomioitu kuitenkin takaisinmaksuaikaa laskettaessa.

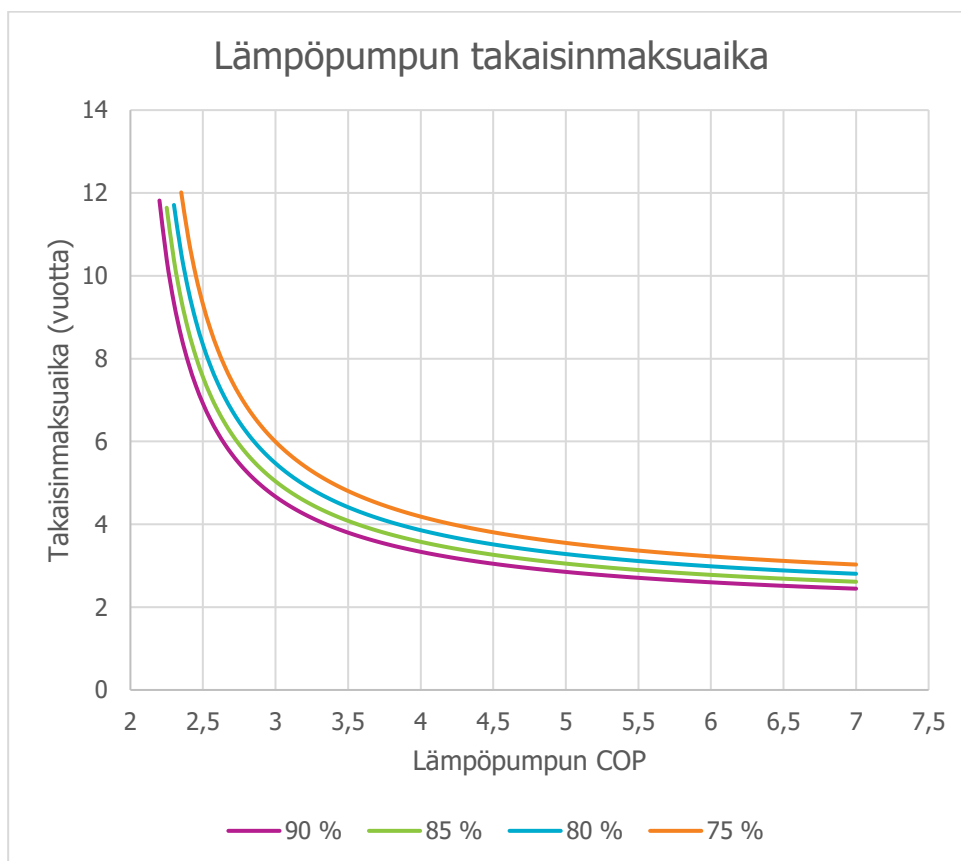
Vuotuisiksi huolto ja kunnossapitokustannuksiksi arvioitiin ammoniakkilämpöpumpulla 20 000 euroa/vuosi ja R450a lämpöpumpulla 15 000 euroa/vuosi. Vertailuhintana kaukolämpöön käytettiin Keravan Energia Oy:n julkista kaukolämpöhintaa 54,6 euroa/MWh ja sähkön hinnaksi siirtoineen ja veroineen arvioitiin 90 euroa/MWh. Lämpöpumpun tuotantopotentiaaliksi arvioitiin 5688 MWh/vuosi ja takaisinmaksuaikaa laskettaessa lämpöpumpun käytettävyydeksi arvioitiin 90 % eli lämpöpumpun arvioitiin tuottavan 90 % tuotantopotentiaalistaan. Tuotantopotentiaali on arvioitu laitoksen lämmönkulutusprofiiliin sekä kylmälaitoksista saatavilla olevan lämpöenergian vaihtelun mukaan.

Investoinnin sisäiseksi korkokannaksi arvioitiin 12 % ja investointiajaksi valittiin energiainvestoinneiksi suhteellisen lyhyt 5 vuotta.

Edellä mainituilla ehdoilla kannattavin vaihtoehto on kaskadityyppinen lämpöpumppu, jonka COP on vertailun paras. Kaskadityyppisen lämpöpumpun takaisinmaksuaika on noin 2,6 vuotta, välillisen ammoniakkilämpöpumpun takaisinmaksuaika on noin 3 vuotta ja R450a-lämpöpumpun takaisinmaksuaika on noin 3,5 vuotta. Kaikki laskelmissa käytetyt hinnat ja summat ovat arvonlisäverottomia arviohintoja.

### 4.1 COP:n vaikutus kannattavuuteen

Kannattavuustarkastelussa tutkittiin COP:n vaikutusta lämpöpumpun takaisinmaksu-aikaan. Kuten kuvioista 7 voidaan nähdä, COP:n vaikutus on erittäin suuri lämpöpumppuinvestoinnin kannattavuuteen. Vaikka tuotantopotentiaalista toteutuisi 90 %, niin COP:n arvolla 3,0 takaisinmaksuaika on 4,5 vuotta ja tuotantopotentiaalin toteutuman laskiessa 75 %:iin takaisinmaksuaika pitenee 6 vuoteen.



KUVIO 7. COP:n ja käytettävyyden vaikutus lämpöpumpun korolliseen takaisinmaksu-aikaan.

Yli viiden vuoden takaisinmaksuaika tarkoittaisi, ettei 5 vuoden investointiaikana lämpöpumppu kykenisi maksamaan itseään takaisin. Täten voidaan todeta, että myös lämpöpumpun käytettävyyden tulee olla erittäin hyvä, jotta investoinnista saadaan se taloudellinen hyöty, joka siitä halutaan.

#### 4.2 Kapasiteetin vaikutus kannattavuuteen

Kuten kuviosta 7 voidaan havaita, lämpöpumpun takaisinmaksuaika pitenee, jos laitteen käytettävyys laskee. Tämä johtuu siitä, että mikäli laite ei ole käytössä, se ei tuota energiaa eikä siten tuota rahaa. Lämpöpumppu tuleeikin mitoittaa siten, että se voi käydä mahdollisimman suuren osan tunteistaan optimaalisen hyötysuhteensa alueella ja siten, että sille tulee mahdollisimman paljon käyttötunteja läpi vuoden.

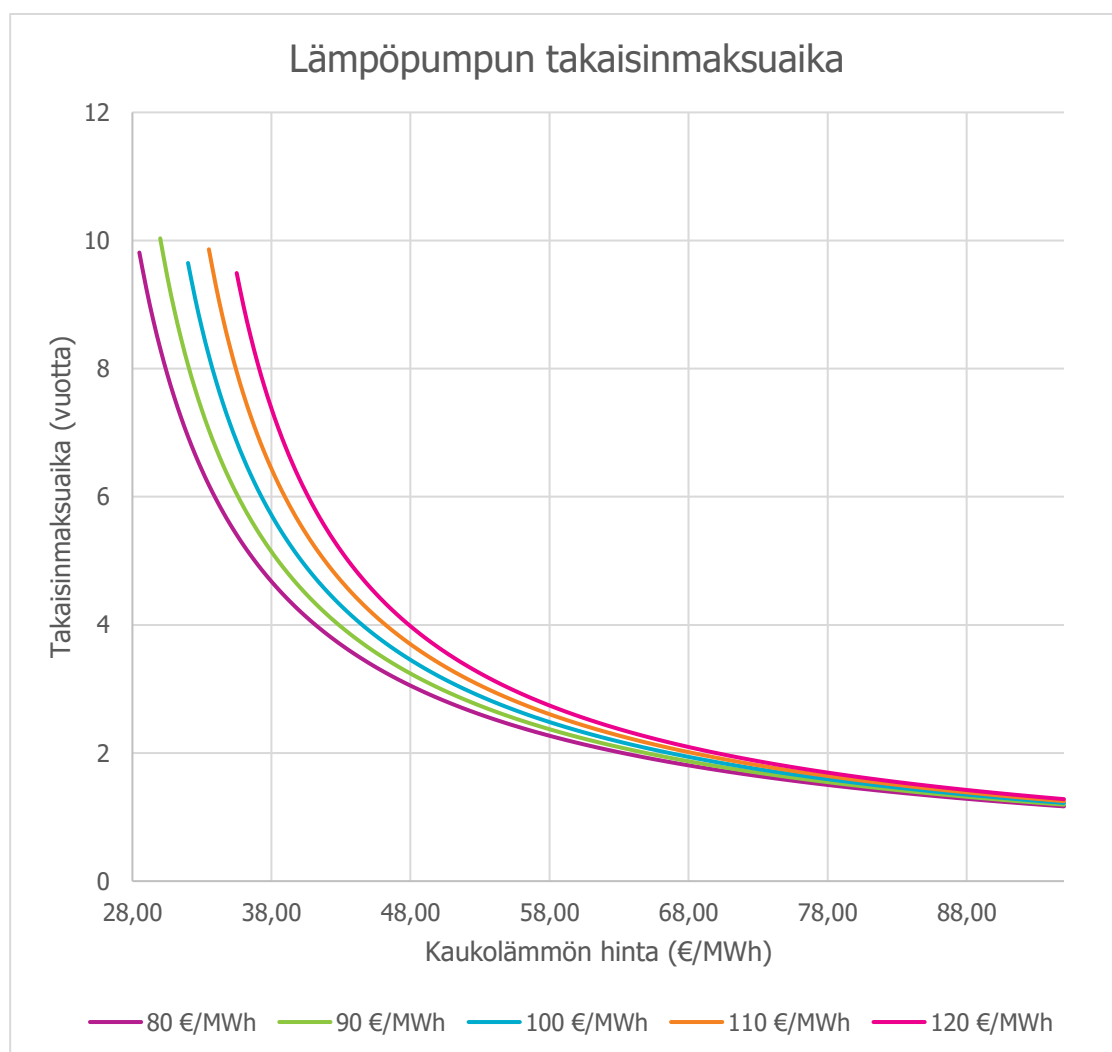
Yliuuren lämpöpumpun investointikustannukset ovat suuremmat, lämpöpumppua ei voida ajaa parhaalla toiminta-alueellaan ja pahimmillaan lämpöpumppua joudutaan seisottamaan tai ajamaan jaksottaisella käytöllä, jos lämpöpumpun säätöalue ei riitä pienille tehoille. Jaksottainen käyttö nostaa huomattavasti kunnossapitokuluja ja lisää lämpöpumpun rikkoutumisriskiä.



Mikäli lämpöpumppu valitaan liian pieneksi, jää sen kokonaisvuosituotanto suhteessa lämpöpumpun liittämiseen tarvittaviin investointeihin pienemmäksi ja siten lämpöpumpun takaisinmaksuaika kasvaa, vaikka käytettävyys olisikin huippuluokkaa.

#### 4.3 Sähkön ja kaukolämmön hinnan vaikutus lämpöpumpun kannattavuuteen

Lämpöpumpun takaisinmaksuaika on luonnollisesti erittäin riippuvainen niiden energiamuotojen hinnasta, jotka ovat vaihtoehtoisia lämmönlähteitä lämpöpumpulle. Kuviossa 8 on esitetty 5.9 COP:lla toimivan lämpöpumpun takaisinmaksuaika kaukolämmön hinnan vaihtelun funktiona eri sähkönhinnnoilla. Kuvioista voidaan havaita, että etenkin alhaisilla kaukolämmön hinnoilla sähkön hinnalla on erittäin suuri merkitys lämpöpumpun takaisinmaksu-aikaan. Kaukolämmön hinnan noustessa sähkön hinnan merkitys pienenee. Mikäli vertailtaisiin lämpöpumppua, jossa COP on heikompi, sähkön hinnan merkitys korostuisi entisestään.



KUVIO 8. Kaukolämmön ja sähkön hinnan vaikutus lämpöpumpun takaisinmaksu-aikaan.

Kuviosta 8 voidaan myös päätellä, että mikäli lämpöpumpun käyttösähköä voitaisiin käyttää sähköä, josta ei tarvitsisi maksaa siirtokustannuksia, olisi lämpöpumpun kannattavuus erittäin hyvä matlammillakin kaukolämmön hinnoilla. Tällaista sähköntuotantoa voisi olla toteutettavissa kiinteistöissä esimerkiksi tuuli- tai aurinkovoimalla.

## 5 JOHTOPÄÄTÖKSET JA KEHITYSEHDOTUKSET

Työssä tutkittuun sovellutukseen lämpöpumppu olisi työn laskelmien mukaan kannattava hankinta, kunhan lämpöpumpun koko valitaan oikein ja lämpöpumpun ohjaus ja kytkentä toteutetaan siten, että COP on mahdollisimman hyvä. Käytännössä tämä tarkoittaa kaskadikytkentäistä lämpöpumppua, joka kytketään suoraan kiinteistön korkealämpöverkkoon ilman välipiirejä ja lauhtumispaineen optimointia mahdollisimman alhaiseksi. Lauhtumispainetta tulisi alentaa, eli lämpöpumpulta lähtevän veden lämpötilaa laskea aina, kun kiinteistön lämmitysjärjestelmän lämpötilataso sen sallii. Ennen investointipäätöksen tekemistä olisi hyvä kerätä tietoa kiinteistön lämpövirroista ja kylmälaitosten toiminnasta. Tämä on mahdollista, kun kiinteistö on täydessä käytössä, tai vaihtoehtoisesti se tulisi tehdä simuloimalla rakennuksen lämpövirtoja. Tällä hetkellä edellä mainittua pitkäaikaista tietoa ei vielä ole kunnolla saatavissa, sillä laitoksen käyttöönotto vaihe on edelleen käynnissä eikä tuotanto ole täydessä kapasiteetissaan.

Investointipäätöstä ja tarkempaa yrityksen suorittamaa esisuunnittelua tehdessä tulisi ottaa syväällisemmin huomioon osakuormatilanteet kesäisin ja kovien pakkasjaksojen aikana kapasiteetin mitoistusta ja laitevalintaa varten. Tässä työssä valitut ammoniakkilämpöpumput toimivat erittäin lähellä sallittujen toiminta-alueiden rajoja, joten todellisten käyttöolosuhteiden selvittäminen on erittäin oleellista lopullisen investointipäätöksen laskelmien oikeellisuuden varmistamiseksi. Osakuormatilanteiden mitoitusajat tulee myös pyytää laitetoimittajilta, sillä COP-arvot osakuormilla vaikuttavat erittäin paljon lämpöpumppuinvestoinnin kannattavuuteen. Lämpöpumpun kompressoriteknologia tulee harkita, sillä mäntäkompressoreiden valinta ruuvikompressoreiden sijaan on laskelmien mukaan kannattavaa, sillä parempi COP etenkin osatehoilla parantaa laitoksen taloudellista tuottoa huomattavasti. Toisaalta ruuvikompressoriteknologia sallii suuremman painesuhteen ja siten korkeammat lämpötilat lämmityspiiriin lähtevälle vedelle.

Koska kylmälaitos, johon tämän opinnäytetyön lämpöpumppu mahdollisesti sijoitettaisiin, on vasta suunnitteilla, kannattaa varautua molempiin kytkentöihin, mikäli päätöstä lämpöpumpun hankinnasta ei tehdä ennen kylmälaitoksen hankintaa. Tällöin varauslähdöt saadaan murto-osalla kustannuksista verrattuna käyvään laitokseen tehtäviin liitoksiin. Kustannusero syntyy siitä, että kyseessä on tässä vaiheessa vain pieni lisäys suunnitelmiin (yhteensä 4 venttiiliä, 2 venttiiliä liuosputkiin ja 2 venttiiliä ammoniakkiputkiin) ja toteutukseen, kun taas laitoksen käydessä tulee laitos pysäyttää ja kylmäaineet tyhjentää putkistosta. Laitoksen tuotannonaikainen pysäyttäminen ei todennäköisesti ole loppuasiakkaan puolelta sallittua, joten työ tulisi tehdä viikonloppuajaksi ja mahdollisesti öisin.

## 6 LÄHDELUETTELO

- AITTO MÄKI, A., Aalto, E., ALIJOKI, T., HAKALA, P., HIRVELÄ, A., KAAPPOLA, E., . . . SEINELÄ, A. (2012). *Kylmätekniikka* (4. painos ed.). Helsinki: Suomen Kylmäyhdistys ry.
- ALPUA, J. (10. 10 2018). Oilon Lämpöpumpun mitoitus. Kokkola.
- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC. (2014). *2014 ASHRAE Handbook - Refrigeration (SI Edition) - 50. Terminology of Refrigeration*. Retrieved 12 28, 2018, from <https://app.knovel.com/hotlink/pdf/id:kt00U6E8Y1/ashrae-handbook-refrigeration/terminology-refrigeration>
- BAMIGBETAN, O., TRYGVE, E., NEKSÅ, P., & BANTLE, M. (2017). Review of vapour compression heat pumps for high temperature heating using natural working fluids. *2017*, 197-211. International Institute of Refrigeration (IIR). doi:<https://doi-org.ezproxy.savonia.fi/10.1016/j.ijrefrig.2017.04.021>
- CHAMOUN, M., RULLIERE, R., HABERCHILL, P., & BERAIL, J. F. (2011, 12 30). Dynamic model of an industrial heat pump using water. 1080-1091. Elsevier. doi:10.1016/j.ijrefrig.2011.12.007
- COOLPACK. (2000). Simulation programme for heat pump and refrigerating systems. *CoolPack*. IPU and Department of Mechanical Engineering Technical University of Denmark.
- DE KLEJIN . (2018). The thermodynamic cycle. Druuten. Haettu 23. 7 2018 osoitteesta [http://industrialheatpumps.nl/en/how\\_it\\_works/](http://industrialheatpumps.nl/en/how_it_works/)
- DEDING, M. (31. 10 2018). [Haastattelu].
- DUCLOS, J., GROSSELIN, D., & BUCHET, P. (2014). HIGH TEMPERATURE GAS HEAT PUMPS TO RECOVER INDUSTRIAL WASTE. pp. 1-9.
- HAKALA, P., & KAAPPOLA, E. (2007). *Kylmälaitoksen suunnittelu* (2. Painos ed.). Jyväskylä: Opetushallitus.
- JOHNSON CONTROLS DENMARK APS. (8. 10 2018). *Sabroe HeatPAC Product leaflet*. Haettu 8. 10 2018 osoitteesta [https://www.sabroe.com/fileadmin/user\\_upload/Marketing/Brochures/Heat\\_pumps/HeatPAC\\_SB-3982\\_GB120dpi.pdf](https://www.sabroe.com/fileadmin/user_upload/Marketing/Brochures/Heat_pumps/HeatPAC_SB-3982_GB120dpi.pdf)
- KIM, M.-H., JOSTEIN, P., & BULLARD, C. (2003). Fundamental process and system design issues in CO2 vapor compression systems. *Progress in Energy and Combustion Science*. Elsevier Ltd. doi:doi:10.1016/j.pecs.2003.09.002
- KOELET, P., & GRAY, T. (1992). *Industrial Refrigeration*. Lontoo: The MacMillan Press Ltd.
- KUNGLIGA TEKNISKA HÖGSKOLAN, DEPARTMENT OF ENERGY TECHNOLOGY. (21. Huhtikuu 2015). *News: In short about R1234ze*. (Kungliga Tekniska Högskolan) Haettu 04. Elokuu 2018 osoitteesta <https://www.kth.se/en/itm/inst/energiteknik/forskning/ett/projekt/koldmedier-med-lag-gwp/low-gwp-news/kort-om-r1234ze-1.561807>
- MANNINEN, T. (12. 2 2019). [Haastattelu].
- MOTA Babiloni, A., NAVARRO Esbri, J., BARRAGAN Cervera, Á., MOLES Ribera, F., & PERIS Pérez, B. (2015). Experimental study of an R1234ze(E)/R134a mixture (R450A) as R134a replacement. *International Journal of Refrigeration*, pp. 51:52-58. doi:10.1016/j.ijrefrig
- OILON OY. (8. 10 2018). *Oilon ChillHeat S600-2000*. (Oilon Oy) Haettu 8. 10 2018 osoitteesta <https://www.oilon.com/tuotteet/Oilon-ChillHeat-S600-S2000/>
- OILON OY. (2018). Oilon Selection tool.

PULKKI, L. (11. 2 2019). [Haastattelu].

REAY, D., & MACMICHAEL, D. B. (1987). *Heat Pumps - 2nd. Edition*. Oxford, UK: Pergamon Press.

YORK REFRIGERATION. (1996). *Job report*. Hojberg: York Refrigeration.

