



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO  
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

KAIJALEENA MANNER

HIILIDIOKSIDIKYLMÄLAITOKSEN JA MAALÄMPÖJÄRJESTEL-  
MÄN OPTIMOINTI LIIKENNEMYYMÄLÄKIINTEISTÖSSÄ

Diplomityö

Tarkastaja: professori Hannu Ahlstedt  
Tarkastaja ja aihe hyväksytty  
Luonnontieteiden ja ympäristötekniikan  
tiedekuntaneuvoston kokouksessa  
4. syyskuuta 2013

## TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Ympäristö- ja energiatekniikan koulutusohjelma

**MANNER, KAIJALEENA:** Hiilidioksidikylmälaitoksen ja maalämpöjärjestelmän optimointi liikennemyymäläkiinteistössä

Diplomityö, 106 sivua

Tammikuu 2014

Pääaine: Talotekniikka

Tarkastaja: professori Hannu Ahlstedt

Avainsanat: Hiilidioksidikylmäaine (R744), hiilidioksidikylmälaitos, lämmöntalteenotto, maalämpöjärjestelmä, energiakaivo, mallinnus, optimointi

Kylmäainelainsäädännön tiukentuessa luonnollisilla kylmäaineilla toimivia kylmälaitoksia otetaan entistä enemmän käyttöön. Hiilidioksidikylmäaine on ympäristöystävällinen ja turvallinen valinta marketin kylmäkoneistoon. Lisäksi hiilidioksidikylmälaitoksen lämmön talteenottopotentiaali on erittäin hyvä, mikä tekee järjestelmästä kannattavan kiinteistössä, jossa on sekä kylmäkalusteiden ja -tilojen jäähtyksen että rakennuksen lämmityksen tarve. Laudelämmön talteenoton lisänä maalämpöjärjestelmä on hyvä valinta rakennuksen lämmityksessä ja ilmastoinnin jäähtyttäjänä. Lisäksi maalämpöjärjestelmän energiakaivoja voidaan käyttää kylmäjärjestelmän lämpönieluna, mikä mahdollistaa matalamman lauhtumislämpötilan kylmälaitokselle parantaen kylmäjärjestelmän tehokkuutta erityisesti kesäaikana.

Tämän työn yksi tavoite on selvittää, mikä on optimaalisin tapa käyttää keskikokoisen liikennemyymäläkiinteistön hiilidioksidikylmälaitosta lämmöntalteenoton näkökulmasta, kun lisälämpöä saadaan maalämpöpumpulla. Toinen tavoite on tarkastella maalämpöjärjestelmän mitoitusta ja suunnittelua sekä sitä, onko kylmälaitoksen lauhtuttaminen energiakaivoihin kannattavaa. Vastaus ongelmiin saadaan mallintamalla ja optimoimalla kylmälaitoksen toimintaa yhdessä energiakaivoja kanssa. Tämän avulla löydetään kylmälaitokselle optimaaliset toiminta-arvot käyttökustannusten näkökulmasta. Lisäksi tehokkain energiakaivojen mitoitus tapa voidaan määrittää.

Työn ensimmäisessä osiossa käydään läpi hiilidioksidikylmälaitoksen teoriaa. Tämän lisäksi perehdytään erilaisiin hiilidioksidikylmälaitoksiin sekä lämmönpoisto- ja lämmöntalteenottoratkaisuihin Teoriaosan toinen aihekokonaisuus käsittelee maalämpöjärjestelmän suunnitteluun vaikuttavia tekijöitä. Laskennallisessa osiossa käydään läpi mallinnuksessa käytettävät menetelmät ja laskennan alkuarvot.

Tutkimus osoittaa, että hiilidioksidikylmälaitoksen ja maalämpöpumpun yhteiskäytössä kylmälaitoksen lauhtumislämpötilaa kannattaa nostaa talvella lauhtelämmöntalteenoton lisäämiseksi. Energiakaivot kannattaa mitoittaa niin, että kylmälaitoksen lämmöntalteenotto otetaan huomioon lämmityksessä ja että kaksoiskäyttöistä maalämpöpumppua hyödynnetään kesällä myös vedenjäähtytuskoneena sen sijaan, että jäähtytys toteutettaisiin pelkästään vapaajäähtynteisesti energiakaivojen avulla. Huippulämmityksessä otetaan käyttöön lisäksi sähkökattila. Tämän tutkimuksen tulosten mukaan ei tyyppillisesti ole kannattavaa liittää kylmäjärjestelmän lauhtuttimia energiakaivoihin. Matalampi kylmäjärjestelmän lauhtumislämpötila ja lämmön siirto energiakaivoihin ei kompensoi järjestelmän suurempaa investointikustannusta.

## ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Environmental and Energy Technology

**MANNER, KAIJALEENA:** System optimization for a CO<sub>2</sub>-based refrigeration and ground source heat pump installation in a service station

Master of Science Thesis, 106 pages

January 2014

Major: Building Services Engineering

Examiner: Professor Hannu Ahlstedt

Keywords: CO<sub>2</sub> refrigerant (R744), refrigeration system with carbon dioxide, heat recovery, ground source heat, supermarket, modelling, optimization

Because of tightening of refrigerant legislations natural refrigerants -based refrigeration systems are increasingly being taken into use. Carbon dioxide (CO<sub>2</sub>) as a refrigerant is an environmentally friendly and safe choice for supermarket refrigeration. Additionally the heat recovery potential of CO<sub>2</sub>-based refrigeration is very good, which makes system profitable in a building with a need for cooling of display cabinets and rooms and heating. On top of heat recovered from refrigeration system, a ground source heat pump system is a good choice for heating and comfort cooling of the building. Additionally energy wells of the ground source heat pump system can be used as a heat sink of refrigeration system, which can enable lower condensing temperature and thus improve refrigeration system efficiency especially during summertime.

One of the objectives of this research is to find out the most optimal way of using CO<sub>2</sub>-based refrigeration from heat recovery point of view if being operated with a ground source heat pump in a middle size service station. The other objective is to investigate dimensioning and designing principles of energy wells in general and find out whether it is feasible to transfer heat from a refrigerator condenser to energy wells. The joint modelling and optimization of refrigeration system and energy wells have been used to find out the solution to the problem. Optimization gives optimal operating values for the refrigeration system. Additionally the most effective way dimensioning of energy wells can be determined.

In the first part of this thesis the theory of a CO<sub>2</sub>-based refrigeration and different kinds of heat recovery systems are introduced. The theory related to designing of ground source heat pump and energy wells is also introduced. In the computational part the methods and initial values are looked over.

This study shows that when co-operating a CO<sub>2</sub>-based refrigeration and a ground source heat pump together as a system it is profitable to increase condensing temperature (high pressure) during winter to increase heat recovery. In the dimensioning of energy wells it is good to take into account heat recovery from refrigeration system and the use a ground source heat pump as a water cooling machine instead of using energy wells as a free cooling. Additionally during heating peaks an electric boiler is used. According to results of this study it seems that it is not typically feasible to attach refrigeration system condensers with energy wells. The benefit of decreased condensing temperature in refrigeration system and heat transfer into energy wells does not compensate bigger investment in process integration.

# ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty Suomen Osuuskauppojen Keskuskunnalle (SOK). Tutkimuksen aluksi kävin läpi ja kokosin suuren määrän lähdeaineistoa, jonka pohjalta kirjoitin tämän työn teoriaosuuden. Koska aihe, hiilidioksidikylmälaitokset ja maalämpöjärjestelmä, on verrattain uusi, mutta samalla myös tärkeä, päätin tehdä teoriaosuudesta laajan. Teoriaosiota varten on käyty läpi pääasiassa Tampereen teknillisen yliopiston emeritusprofessorin Antero Aittomäen tuotoksia ja ruotsalaisen EFFSYS+ -tutkimusohjelman aineistoa. Ruotsalaisen tutkimuksen äärelle pääsin opiskellessani kevään 2012 KTH:ssa, Tukholmassa. Lisäksi R744.com-internetsivusto on ollut hyvä paikka, mistä pääsi käsiksi ajankohtaisiin konferensseihin ja seminaareihin. Laskennallista osiota työstin pikkuhiljaa, rinta rinnan teoriaosuutta kirjoittaessani. Haastavinta laskennassa oli löytää laskentaohjelmia, joita yhdistäen tulokset on saatu aikaiseksi. Työ on ollut erittäin opettava, haastava ja mielenkiintoinen ja sen aikana olen käynyt läpi koko oppimiseen liittyvän tunneskaalan alkuahdistuksesta, oppimisen iloon ja lopulta valmistumisen riemuun.

Työn tarkastajana toimi professori Hannu Ahlstedt, ohjaajina SOK:lla Antti Kokkonen sekä Jouni Pesonen. Työssä suurena apuna ovat olleet myös TTY:n emeritusprofessori Antero Aittomäki ja Equa Simulation Finland Oy:n Mika Vuolle. Lisäksi suurena apuna on ollut koko SOK:n Kiinteistötoiminnot-osasto, joka mahdollisti työn tekemisen ja monen alan asiantuntijoiden hyödyntämisen työn aikana. Kiitos teille! Lopuksi vielä haluan kiittää ystäviä ja perhettäni, kun olette olleet osaltanne tukemassa opintojani: teidän kanssanne olen saanut kasvaa ihmisenä niihin ulottuvuuksiin, joihin pelkällä diplomi-insinöörikoulutuksella ei pääse.

Helsingissä 22.1.2014

Kaijaleena Manner

# SISÄLLYS

|       |   |    |
|-------|---|----|
| 1     | Johdanto .....  | 1  |
| 1.1   | Tutkimuskohde, rajaukset ja tavoitteet .....  | 1  |
| 1.2   | Tutkimuksen rakenne ja sisältö .....  | 2  |
| 2     | Liikennemyymälä ja energiankulutus .....  | 3  |
| 2.1   | Liikennemyymälän lämmitysjärjestelmät ja -energiankulutus .....                                   | 6  |
| 2.2   | Liikennemyymälän jäähdytysjärjestelmät ja -energiankulutus .....                                  | 7  |
| 3     | Hiilidioksidikylmäaine .....  | 9  |
| 3.1   | Hiilidioksidi – luonnollinen kylmäaine.....   | 9  |
| 3.1.1 | Hiilidioksidin termofysikaalisia ominaisuuksia.....   | 11 |
| 3.2   | Hiilidioksidikylmäaineen vaikutukset kylmälaitoksen lämmönpoistoon ja -talteenottoon.....         | 15 |
| 3.2.1 | Lämmönpoisto ja -talteenotto kriittisen pisteen alapuolella.....                                  | 16 |
| 3.2.2 | Lämmönpoisto ja -talteenotto kriittisen pisteen yläpuolella.....                                  | 16 |
| 4     | Hiilidioksidikylmälaitos, lämmönpoisto- ja -talteenottojärjestelmät.....                          | 22 |
| 4.1   | Hiilidioksidilla toimivat kaupan kylmäkoneikot.....   | 22 |
| 4.2   | Kylmälaitoksen lämmönpoisto ja -talteenotto .....   | 26 |
| 4.2.1 | Suora lämmönpoisto ja -talteenotto .....  | 27 |
| 4.2.2 | Välillinen lämmönpoisto ja -talteenotto .....   | 27 |
| 4.2.3 | Suoran ja välillisen lämmönpoiston ja -talteenoton yhdistelmä .....                               | 28 |
| 4.2.4 | Lämpöpumppu ja energiakaivot lämmönpoistossa ja -talteenotossa.....                               | 29 |
| 5     | Maalämpöpumppu ja energiakaivot .....   | 33 |
| 5.1   | Maalämpöpumpun ja energiakaivojen hyödyntäminen rakennuksen lämmityksessä ja jäähdytyksessä ..... | 33 |
| 5.2   | Maalämpöjärjestelmän suunnittelu .....  | 34 |
| 5.2.1 | Lämmitys- ja jäähdytyskuormien vaikutus maalämpöjärjestelmään.....                                | 35 |
| 5.2.2 | Energiakaivojen lämmönsiirtoon vaikuttavia tekijöitä.....   | 37 |
| 5.2.3 | Energiakaivojen lämmönsiirtoon vaikuttavien tekijöiden mittaus ....                               | 39 |
| 6     | Tutkittavan liikennemyymälän lämmitys- ja jäähdytystehontarpeet .....                             | 42 |
| 6.1   | Tarkasteltava liikennemyymäläkiinteistö .....   | 42 |
| 6.2   | Lämmitystehontarpeiden määrittäminen.....   | 47 |
| 6.3   | Jäähdytystehontarpeiden määrittäminen .....   | 50 |
| 7     | Järjestelmien mallinnus.....  | 53 |
| 7.1   | Kylmälaitoksen mallinnus.....   | 53 |
| 7.1.1 | Höyrystin .....   | 55 |
| 7.1.2 | Kompressori.....  | 57 |
| 7.1.3 | Kaasujäähdytin.....   | 57 |
| 7.1.4 | Paisuntaventtiili ja välisäiliö.....  | 58 |
| 7.1.5 | Sisäinen lämmönsiirrin .....  | 58 |
| 7.1.6 | LTO-siirtimien mallit.....  | 59 |

|       |  |     |
|-------|--|-----|
| 7.1.7 | Lämmönsiirrin energiakaivoihin.....  | 59  |
| 7.2   | Lämmöntalteenotto- ja lämmitysjärjestelmien mallinnus.....   | 60  |
| 7.3   | Maalämpöpumppu.....  | 62  |
| 7.4   | Energiakaivojen mallinnus.....   | 62  |
| 7.5   | Elinkaarikustannusten laskenta.....  | 63  |
| 8     | Tulokset.....  | 66  |
| 8.1   | Hiilidioksidikylmälaitoksen optimaalinen lauhtumislämpötila .....  | 66  |
| 8.2   | Energiakaivot hiilidioksidikylmälaitoksen lauhdelämpönieluina: vaikutukset kylmälaitoksen hyötysuhteeseen..... | 78  |
| 8.3   | Hiilidioksidikylmälaitos ja maalämpöjärjestelmä: energiakaivojen mitoitus ja lämpötilatasapaino .....          | 90  |
| 9     | Johtopäätökset.....  | 96  |
|       | Lähteet.....   | 101 |

## LYHENTEET JA MERKINNÄT

### Lyhenteet

|                    |  |
|--------------------|--|
| CAP                | Kylmäkoneen sähköteho  |
| CFC-kylmäaine      | Kylmäaine, joka muodostuu kloorista, fluorista ja hiilestä (chlorofluorocarbon)  |
| CO <sub>2</sub> CT | Bitzerin CO <sub>2</sub> Calculation Tool; työssä käytetty hiilidioksidikylmäjärjestelmän mallinnusohjelma                       |
| COP                | Kylmäkoneen kylmäkerroin tai lämpöpumpun lämmönkerroin (tilanteesta riippuen)  |
| HCFC-kylmäaine     | Kylmäaine, joka muodostuu vedystä, kloorista, fluorista ja hiilestä (hydrochlorofluorocarbon)                                    |
| HFC kylmäaine      | Kylmäaine, joka muodostuu vedystä, fluorista ja hiilestä (hydrofluorocarbon)   |
| EED                | Earth Energy Designer -suunnitteluohjelma, jolla voidaan mallintaa energiakkaivoja   |
| IDA ICE            | IDA Indoor Climate and Energy -simulointiohjelma, jolla voidaan mallintaa dynaamisesti muun muassa rakennusten energiankulutusta |
| IFC-malli          | Tietomallinnuksen tiedostoformaatti, jota voidaan käyttää esimerkiksi IDA ICE -ohjelmassa rakennuksen mallinnuksen pohjana       |
| LSE                | Lämmönsiirrin kylmälaitoksesta energiakaivoihin  |
| LSU                | Lämmönsiirrin kylmälaitoksesta ulkoilmaan  |
| LTO1               | Kylmälaitoksen lämmöntalteenoton lämmönsiirrin, joka sijaitsee ensimmäisenä korkeapainekompressorin jälkeen                      |
| LTO2               | Kylmälaitoksen lämmöntalteenoton lämmönsiirrin, joka sijaitsee LTO1:n jälkeen  |
| ph-piirros         | Kylmäteknikassa käytetty diagrammi tai piirros, jonka akselina ovat paine ja entalpia  |
| TRT                | Terminen vastemittaus (Thermal Response Test), jonka avulla voidaan mitata energiakaivon ominaisuuksia                           |
| Ts-piirros         | Kylmäteknikassa käytetty diagrammi tai piirros, jonka akselina ovat lämpötila ja entropia  |

### Termit

|                     |   |
|---------------------|---|
| Booster             | Katso booster-kylmälaitos   |
| Booster-kylmälaitos | Kaksiportainen pelkästään hiilidioksidia kylmäaineenaan käyttävä kylmälaitos, jonka nimi tulee booster-kompressoriksi nimitetystä matalapainekompressorista |

|                  |   |
|------------------|---|
| Energiakaivo     | Energiakaivo, eli lämpökaivo tai maalämpökaivo, on maalämpöjärjestelmän lämmönlähde, joka muodostuu porareistä ja lämmönvaihtimesta                     |
| Kriittinen piste | Kriittinen piste (kriittinen piste) on kylmäaineen tai muun aineen piste, jonka yläpuolella sitä ei voida lauhduttaa.                                   |
| Pinch point      | Lämmönsiirtimen kohta, missä asteisuus sijaitsee  |
| Trippelipiste    | Trippelipiste on piste, jossa kaikki kylmäaineen (tai muun aineen) kolme faasia voi esiintyä  |
| Transkriittinen  | Transkriittinen eli transkriittinen. Kriittisen pisteen molemmin puolin tapahtuvaa kylmäaineprosessia kutsutaan transkriittiseksi kylmäaineprosessiksi. |

### Symbolit

|                            |   |
|----------------------------|---|
| E                          | Vuosittaiset energiakustannukset  |
| $h_{\text{sisään,k}}$      | Kylmäaineen entalpia kompressorin sisäänmenossa                                       |
| $h_{\text{sisään,h}}$      | Kylmäaineen entalpia höyrystimen sisäänmenossa  |
| $h_{\text{LS, sisään}}$    | Kylmäaineen entalpia lämmönsiirtimen sisääntulossa                                    |
| $h_{\text{ulos,k}}$        | Kylmäaineen entalpia kompressorin ulostulossa   |
| $h_{\text{ulos,h}}$        | Kylmäaineen entalpia höyrystimen ulostulossa  |
| $h_{\text{LS, ulos}}$      | Kylmäaineen entalpia lämmönsiirtimen ulostulossa                                      |
| i                          | Kaskentakorkokanta  |
| I                          | Investointikustannus  |
| $I_{\text{energiakaivot}}$ | Energiakaivojen investointikustannus  |
| LCC                        | Elinkaarikustannus (Life Cycle Cost)  |
| $\dot{m}_{\text{ka}}$      | Kylmäaineen massavirta  |
| $\dot{m}_{\text{ka,h}}$    | Kylmäaineen massavirta höyrystimessä  |
| $\dot{m}_{\text{ka,k}}$    | Kylmäaineen massavirta kompressorissa   |
| pe                         | Kustannusten nousu  |
| $P_k$                      | Kompressorin teho   |
| $P_{\text{opt}}$           | Kompressorin optimaalinen ulostulopaine   |
| $Q_h$                      | Höyrystymisteho   |
| $Q_{\text{LTO,KV}}$        | Lämmöntalteenotosta käyttöveden lämmitykseen saatu teho                               |
| $Q_{\text{KV}}$            | Käyttöveden tehontarve  |
| $Q_{\text{LS}}$            | Lämmönsiirtimen teho  |
| Saktiivinen                | Energiakaivojen tarvittava aktiivisyvyys  |
| $T_{\text{amb}}$           | Kaasujäähdytintä ympäröivä lämpötila  |
| $T_{\text{ylä, LVV}_i}$    | Lämminvesivaraajan i yläosaan tulevan liuoksen lämpötila ( $i=1,2$ )                  |
| $T_{\text{ala, LVV}_2}$    | Lämminvesivaraajan 2 alaosaan tulevan liuoksen lämpötila                              |
| $\Delta T_{\text{gc,app}}$ | Hiilidioksidin ja jäähdyttävän virtauksen lämpötilaero kaasujäähdyttimen loppupäässä. |



$\Delta T_{LVV}$   
 $T_{kv, sisään,i}$

Lämminvesivaraajan asteisuus  
Käyttöveden lämmityskierukkaan tulevan veden lämpötila  
( $i=1,2$ )

# 1 JOHDANTO

Tiukentuva lainsäädäntö tuo haasteita kaupanalan kiinteistöille. Uusi energiatodistuslaki velvoittaa esimerkiksi rakennuksen kokonaisenergiatehokkuudelle eli E-luvulle käyttötarkoitukseluokan mukaisen ylärajan (Laki rakennuksen energiatodistuksesta, 2013; Ympäristöministeriön asetus rakennuksen energiatodistuksesta, 2013). Lisäksi kaupan toimijoita sitoo energiapalveludirektiivi, joka velvoittaa kokonaisenergiankulutuksen 9 % vähentämiseen vuosina 2008 - 2016 vuoteen 2005 verrattuna (Motiva, 2012, s. 6). Energiatehokkuuden järkevä parantaminen edellyttää kokonaisvaltaisempaa näkemystä kiinteistöjen taloteknisistä järjestelmistä. Päivittäistavarakaupan kiinteistöissä, kuten marketeissa tai liikennemyymälöissä, missä suuri osa energiasta kuluu kylmän tuottamiseen ja kiinteistöjen lämmittämiseen, energiatehokkuutta voidaan parantaa esimerkiksi yhdistämällä kylmälaitoksen lämmöntalteenottojärjestelmä sekä rakennuksen lämmitysjärjestelmä optimaalisella tavalla.

Kylmäaineidenkin käyttöä säädellään yhä tiukemmin. Kansainvälinen Montrealin pöytäkirja ja sen pohjalta uudistuva Euroopan Unionin fluorikaasuasetus vaativat entistä ympäristöystävällisempiä kylmäaineita, minkä seurauksena muun muassa luonnollisia kylmäaineita, esimerkiksi hiilidioksidia, on otettava käyttöön (Finel, Nurmi, 2013). Hiilidioksidi on sekä ympäristöystävällinen, turvallinen että palamaton kylmäaine, minkä vuoksi se tulee olemaan yksi harvoista kylmäaineista, jota voidaan tulevaisuudessa käyttää kauppakiinteistön kylmälaitoksissa. Energiatehokkuuden näkökulmasta hiilidioksidikylmälaitoksen etuna on hyvä mahdollisuus lauhdelämmön talteenottoon, mutta samalla haastetta tuo hiilidioksidin erilaiset aineominaisuudet verrattuna muihin kylmäaineisiin. Hiilidioksidikylmäjärjestelmän haasteena on myös perinteisiin järjestelmiin verrattuna pienempi hyötysuhde eli kylmäkerroin korkeilla lämpötiloilla. Hyötysuhdetta parantaa esimerkiksi viileä lämpönielu, joka mahdollistaa matalan lauhtumislämpötilan kylmälaitokselle. Viileän ilmaston maissa, kuten Suomessa, ulkoilma on hyvä lämpönielu lukuun ottamatta kuumia kesäpäiviä. Viileänä lämpönieluna voidaan käyttää lisäksi energiakaivoja, joita voidaan hyödyntää myös maalämpöpumpun lämmönlähteenä.

## 1.1 Tutkimuskohde, rajaukset ja tavoitteet

Tämän tutkimuksen kohteena on liikennemyymäläkiinteistö. Tarkastelu rajataan kohdekiinteistön kaupankylmän sekä lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmien yhdistämiseen ja optimointiin. Kiinteistössä olevan marketin kylmäkone on ainoastaan hiilidioksidilla toimiva, kaksiportainen niin sanottu booster-kylmäkone. Kiinteistön lämmitystarve katetaan kylmäkoneiston lauhdelämmöntalteenoton lisäksi energiakaivoja lämmönlähteenään

käyttävällä maalämpöpumppujärjestelmällä. Järjestelmään yhdistetään myös sähkökat-tila, jota voidaan käyttää tarpeen tullen. Energiakaivot soveltuvat käytettäväksi lisäksi rakennuksen ilmanvaihdon jäähdytyksessä ja kylmäkoneiston lämpönieluna.

Tämän tutkimuksen tavoitteena on optimoida kylmäjärjestelmän ja maalämpöjärjestelmän muodostaman kokonaisuuden mitoitusta ja käyttöä siten, että järjestelmän elin-kaarikustannukset ovat mahdollisimman pienet. Kylmälaitoksen hyötysuhde, kylmäker-roin, riippuu lauhtumislämpötilasta. Ulos lauhdutettaessa järjestelmän hyötysuhde heik-kenee korkeilla ulkolämpötiloilla. Kun kiinteistön lämmönlähteenä on maalämpöjärjes-telmä, voidaan lauhdelämpöä siirtää tarvittaessa energiakaivoihin, mikä parantaa kylmä-kerrointa. Maalämpöjärjestelmän energiakaivojen porauksen aiheuttama investointikus-tannus on järjestelmän kallein osa, joten huomio kiinnittyy siihen, kuinka paljon energia-kaivoihin siirretty lauhdelämpö vaikuttaa järjestelmän investointikustannuksiin ja toi-saalta käyttökustannuksiin.

Tutkimuksen tavoitteena on saada vastaus seuraavin kysymyksiin:

1. Mikä on optimaalinen lauhtumislämpötila kylmäntuotannon ja kiinteistön lämmi-tyksen käyttökustannusten minimoimiseksi eri vuodenaikoina?
2. Jos käytettävissä on tietty määrä maalämpöreikiä (tai tietty kapasiteetti), millä ul-kolämpötiloilla/lauhtumislämpötiloilla lauhdetta kannattaa alkaa siirtää energia-kaivoihin, jotta niiden lämpötila pysyy tasapainossa?
3. Kuinka monta energiakaivoa kannattaa porata em. näkökulmasta? Toisin sanoen, miten energiakaivot kannattaa mitoittaa?
4. Kuinka paljon energiakaivot parantavat kylmälaitoksen hyötysuhdetta?

## 1.2 Tutkimuksen rakenne ja sisältö

Tutkimus muodostuu kahdesta eri osasta. Ensimmäisessä, teoriaosassa, tehdään kirjalli-suuskatsaus tutkimuksen aihepiiriin. Teoriaosan aluksi (luku 2) esitellään tutkimuskoh-detta, liikennemyymälää erityisesti painottaen kiinteistön lämmitys- ja jäähdytysenergi-ankulutusta. Koska hiilidioksidikylmäjärjestelmä on tässä tutkimuksessa erityistarkaste-lun kohteena, syvennyttään seuraavaksi hiilidioksidikylmälaitoksen erityispiirteisiin (lu-vut 3 ja 4). Hiilidioksidi kylmäaineena on omalaatuinen, minkä vuoksi sen ominaisuuksia käydään myös hiukan tarkemmin läpi. Oma osansa on varattu myös maalämmön ja ener-giakaivojen tarkasteluun (luku 5). Tutkimuksen laskennallisessa osassa esitellään tutki-muksen kohteena olevan kiinteistön energiankulutus ja mallinnettavat kaupankylmä-, jäähdytys- ja lämmitysjärjestelmäyhdistelmät (luku 6). Luvussa 7 käydään läpi, millä ta-valla järjestelmät mallinnetaan. Laskelmien tulokset esitellään ja niitä tarkastellaan lu-vussa 8. Lopuksi, viimeisessä luvussa (luku 9) käydään läpi tutkimuksen johtopäätökset ja pohditaan lisätutkimustarvetta.

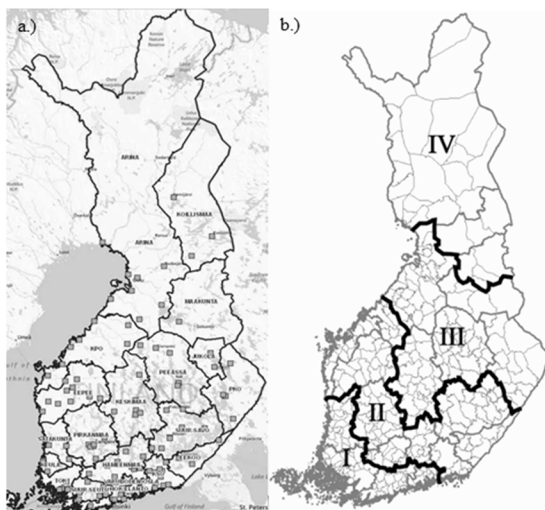
## 2 LIKENNEMYYMÄLÄ JA ENERGIANKULUTUS

Tämän tutkimuksen kohteena on liikennemyymäläkiinteistö. Liikennemyymälässä on monenlaisia tiloja, joista tärkeimmät ovat polttonesteseasema, parkkipaikat, marketti, keittiö, ravintola, asiakas-WC ja sosiaalitulat sekä toimistotilat. Kiinteistö voi olla auki kello 6-22, 6-24 tai 24 h riippuen muun muassa kokoluokasta. (SOK Kiinteistötoiminnot, 2013a, s. 3)

Tällä hetkellä käytössä olevat liikennemyymälät sijaitsevat pääosin Suomen eteläisemmissä osissa (kuva 2.1 a.). Koska tutkimuksessa tarkastellaan liikennemyymälän energiankulutusta, olemassa olevien liikennemyymälöiden sijainnit on järjevää kartoittaa sijoittaen ne Suomen Rakentamismääräyskokoelman osan D3 mukaisille säävyöhykkeille (kuva 2.1). Rakennusten energiankulutus lasketaan sijainnista riippuen käyttäen säävyöhykkeen standardisäätiä tietoja. Suomi on jaettu neljään säävyöhykkeeseen, joista vyöhykkeiden I ja II säätiötiedot ovat uudessa rakentamismääräyskokoelmassa (RakMk D3, D5) samat. Olemassa olevat liikennemyymälät sijaitsevat säävyöhykkeittäin näin:

- säävyöhyke I: 23 kpl
- säävyöhyke II: 51 kpl
- säävyöhyke III: 28 kpl
- säävyöhyke IV: 4 kpl.

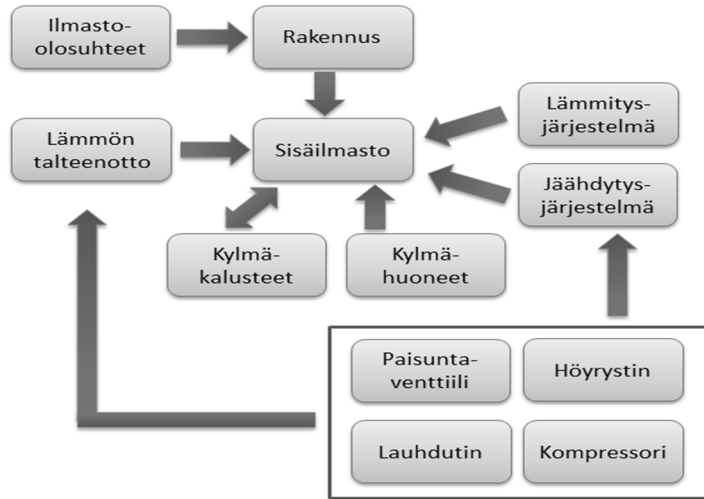
Suurin osa liikennemyymälöistä sijaitsee säävyöhykkeillä I-II, joita käsitellään energialaskennassa yhtenä säävyöhykkeenä.



**Kuva 2.1.** a.) Liikennemyymälöiden sijainnit (SOK Aluetietopalvelut, 2013). b.) Säävyöhykkeet Suomessa (D3 Suomen Rakentamismääräyskokoelma 2012, 2011).

Suurimpia energiankuluttajia liikennemyymälässä ovat keittiö, kylmäjärjestelmä ja kiinteistön lämmitysjärjestelmät, joihin liittyy samalla suurin energiatehostamisen potentiaali. Onkin tärkeää tarkastella kokonaisvaltaisesti, millä tavalla järjestelmät vaikuttavat

toisiinsa, jotta energiankulutusta voidaan järkevästi vähentää. Kuva 2.2 havainnollistaa eri järjestelmien ja olosuhteiden vaikutuksia toisiinsa market-kiinteistössä. Kuva on sovellettavissa myös liikennemyymäläkiinteistöön.

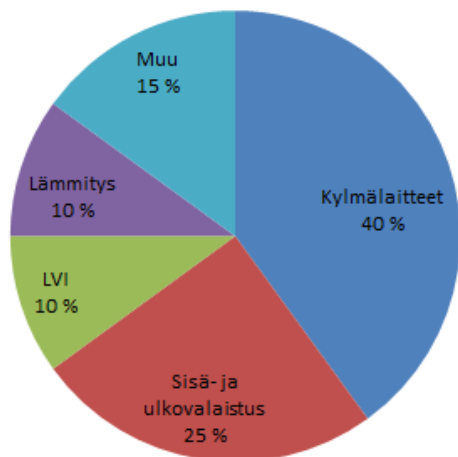


**Kuva 2.2.** Järjestelmien ja olosuhteiden keskinäiset vaikutukset market-kiinteistössä (idea: Hafner et al. 2012, s. 2).

Tämän hetken Suomen energiatehokkuuslainsäädäntö kannustaa Suomen Rakentamismääräyskokoelman osan D3 mukaiseen kokonaisenergiatehokkuustarkasteluun eli E-lukutarkasteluun, mikä ei kuitenkaan ole paras mittari esimerkiksi liikennemyymäläkiinteistössä. E-lukutarkastelussa ei oteta huomioon muun muassa marketin kylmäjärjestelmien eikä keittiön energiankulutusta. Laskelmissa ei oteta myöskään huomioon kylmäjärjestelmien lauhdelämmön talteenottoa. E-lukutarkastelu ei kannusta tällaisten kiinteistöjen energiankulutuksen kokonaisoptimointiin, mikä olisi ostoennergiankulutuksen minimoimisen kannalta olennaisempaa. Rakentamismääräyskokoelman käyttötarkoitukseluokan standardikäytöstä poikkeaville kiinteistöille voisikin olla hyvä tehdä lainsäädännön määräämän E-lukutarkastelun lisäksi esimerkiksi energiankulutustarkastelu, jonka avulla minimoitaisiin todellista energiankulutusta samalla kuitenkin E-lukua huomioiden. Toinen vaihtoehto voisi olla uuden käyttötarkoitukseluokan muodostaminen.

Tässä tutkimuksessa tarkastellaan liikennemyymälän lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmiä kokonaisuutena. Energiatehokkuutta voidaan parantaa lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmien toimintoja ja automatiikkaa yhdistämällä sekä optimoimalla järjestelmät yhtenä kokonaisuutena. Tämän avulla esimerkiksi kaupankylmien lauhdelämpöä voidaan hyödyntää tehokkaasti käyttöveden ja tilojen lämmityksessä sekä muissa lämmitystä vaativissa järjestelmissä. Tutkimuksen painotuksen vuoksi liikennemyymälän keittiön laitteistojen ja valaistusjärjestelmien sähköenergiankulutuksien vähentämiskeinoihin ei oteta kantaa. Aikaisemmissa samankaltaisissa tutkimuksissa (esimerkiksi Heikkilä, 2012; Sawalha, 2013) tarkastelun kohteena on ollut keskikokoisen market-kiinteistön lämmitys- ja kaupankylmien jäähdytysenergiankulutus. Tämän vuoksi onkin hyvä verrata liikennemyymälän ja market-kiinteistön energiankulutuksia.

Liikennemyymäläkiinteistön energiankulutus eroaa tavallisesta marketista muun muassa sen erilaisten toimintojen ja aukioloaikojen vuoksi. Kuvassa 2.3 on keskimääräisen suomalaisen marketin energiankulutuksen jakaantuminen. Kuvasta voidaan nähdä, että kylmälaitteet, valaistus ja rakennuksen LVI-järjestelmät ovat suurimpia energiankuluttajia market-kiinteistössä.



**Kuva 2.3.** Marketin energiankulutuksen jakaantuminen (Motiva, 2011).

Liikennemyymäläkiinteistön energiankulutus eroaa marketin energiankulutuksesta pääosin keittiölaitteiden aiheuttaman suuren energiankulutuksen vuoksi. Eroja lämmitys- ja jäähdytysenergiankulutuksessa marketin ja liikennemyymälän välillä on monia. Yksi eroavaisuus on esimerkiksi keittiölaitteiden lämpökuormien aiheuttama jäähdytystehon tarve. Liikennemyymälässä on markettiin verrattuna myös enemmän ikkunapinta-alaa. Tämä lisää kiinteistöön tulevaa auringonsäteilyä ja samalla jäähdytystehontarvetta (jäähdytysenergiankulutusta). Liikennemyymälän keittiön astianpesukoneen ja asiakas-WC:n vuoksi myös lämpimän käyttöveden kulutus on suurempaa verrattuna markettiin, missä vedenkulutus aiheutuu lähes pelkästään työntekijöiden sosiaali-tiloissa. Merkittävä ero liikennemyymälän ja marketin energiankulutuksessa on myös kylmälaitteiden jäähdytysenergian tarpeen suhde kiinteistön lämmitysenergian tarpeeseen, joka riippuu kiinteistön koosta.

Taulukossa 2.1 on esitetty eri kokoluokkien markettien mitoituskylmätehot. Tehoista voidaan arvioida kylmälaitteiden energiankulutuksia, mutta myös hyödynnettävän lauhdelämmön määriä: mitä suurempi kylmäteho, sitä enemmän on potentiaalia hyödyntää lauhdelämpöä rakennuksen lämmitykseen. Liikennemyymälän marketin kokonaiskylmäteho ja samalla lämmöntalteenoton teho ovat huomattavasti pienempiä suhteessa esimerkiksi kiinteistön lämmitettävään pinta-alaan ja lämpimän käyttöveden kulutukseen pieneen markettiin verrattuna.

**Taulukko 2.1.** Mitoituskylmätehot eri kokoluokkien marketeille (SOK Kiinteistötoiminnot 2013b).

| Kokoluokka              | Pakkasteho [kW] | Plusteho [kW] |
|-------------------------|-----------------|---------------|
| Liikennemyymälän market | 10...20         | 30...40       |
| Pieni market            | 10...15         | 40...50       |
| Supermarket             | 30...50         | 140...200     |
| Hypermarket             | 60...80         | 300...400     |

Näiden kaikkien edellä mainittujen eroavaisuuksien vuoksi liikennemyymäläkiinteistöä pitää tarkastella omana kokonaisuutenaan, eikä tuloksia voida suoraan soveltaa muihin kokoluokan marketteihin. Pienessä marketissa lämmitysenergian tarve voidaan kattaa lähes kokonaan kylmäjärjestelmän lauhdelämmön talteenotolla, mutta liikennemyymälässä tarve lisälämmitysjärjestelmän tuottamalle energialle on suurempi.

## 2.1 Liikennemyymälän lämmitysjärjestelmät ja -energiankulutus

Liikennemyymälän lämmitysenergiankulutus muodostuu pääosin tilojen ja käyttöveden lämmitystarpeesta. Muita tärkeitä lämmitysjärjestelmiä ovat tuulikaappien kiertoilmakoneet eli oviverhopuhaltimet sekä edustojen lumensulatusjärjestelmät (edustojen sulanapito).

Kiinteistön tilojen lämmitysenergiankulutus muodostuu eri rakennusosien johtumishäviöiden, vuotoilman ja ilmanvaihdon lämmityksestä sekä kylmäkalusteiden aiheuttaman jäähdytyskuorman kompensoimisesta. Lämmitysenergiankulutukseen vaikuttaa myös ulkoiset ja sisäiset lämpökuormat. Johtumishäviöihin vaikuttaa muun muassa rakennusosan eristeen lämmönjohtavuus ja paksuus sekä sisä- ja ulkolämpötilan ero, joka vaihtelee rakennuksen sijainnin mukaan. Vuotoilman lämpöhäviöön vaikuttaa pääasiassa rakennuksen tiivyydestä riippuva vuotoilmavirta. Ilmanvaihdon lämmöntarpeeseen vaikuttaa esimerkiksi poistoilman lämmön talteenoton lämpötilahyötysuhde, joka riippuu lämmön talteenoton toteutustavasta. Lämmöntarvetta aiheuttaa myös kylmäkalusteiden aiheuttama jäähdytyskuorma, mikä riippuu kylmäkalusteissa tapahtuvasta tuotevaihdosta, kalusteiden valaistuksesta, ilmaverhosta ja sulatuksesta. Kalusteiden aiheuttama lämmitystarve on vaikea määrittää tarkasti, joten se tehdään usein kokemuseräisesti. Tässä tutkimuksessa tarkasteltavassa liikennemyymälässä kylmäkalusteet on pääosin varustettu ovilla ja kansilla, mikä vähentää ilman vaihtumista kalusteesta aiheuttaen vähemmän lämmitystarvetta myymälän puolella ja vähentäen samalla kylmäkoneen energiankulutusta. Kylmäkalusteiden valaistus toteutetaan ledivaloin, mikä lisäksi vähentää kalusteiden jäähdytysstarvetta eli kylmäkoneen energiankulutusta.

Liikennemyymälän tilojen lämmitys voidaan toteuttaa käyttäen ilmalämmitystä tai lattia- ja ilmalämmityksen yhdistelmää. Näillä tavoin lämmitys voidaan toteuttaa matalilla lämpötiloilla, mikä on järkevää, kun hyödynnetään lauhdelämmön talteenottoa ja esimerkiksi maalämpöpumppujärjestelmää.

Lämpimän käyttövedenkulutusta liikennemyymälässä on sosiaalityöissä, asiakas-WC:ssä sekä keittiössä. Keskuslämmitteisesti lämmitetyn käyttöveden kulutus riippuu hyvin paljon siitä, millä tavalla keittiön astianpesukone on toteutettu. Astianpesukone voidaan liittää joko kylmään tai lämpimään käyttöveteen. Kylmään käyttöveteen liittäessä astianpesukone lämmittää kaiken tarvitsemansa veden sähkövastustaan käyttäen. Lämpimään käyttöveteen liittäessä astianpesukoneen vesi voidaan lämmittää keskitetysti lämmönjakohuoneessa, jolloin veden lämmityksessä voidaan käyttää esimerkiksi kaupan kylmäjärjestelmän lauhdelämpöä ja muita lämmitysjärjestelmiä. Näin astianpesukoneen sähkövastus hoitaa vain tarvittavan loppukuumennuksen, mikä vähentää osastoenergian tarvetta.

Liikennemyymälässä lämmitysenergiaa kuluttavat myös tuulikaappien oviverhopuhaltimet. Oviverhopuhaltimien mitoitusohjelmointi ja energiankulutus riippuu muun muassa rakennuksen sijainnista, oviaukon koosta, ympäröivästä lämpötilasta ja laitteen puhallus- ja säätötavasta. Tehokkaalla puhallus- ja säätötavalla energiankulutusta voidaan minimoida.

Kylminä vuodenaikoina, lähinnä talviaikaan, lämmitysenergiaa kuluu liikennemyymäläkiinteistöissä myös rakennuksen ulkopuolisissa lumensulatusjärjestelmissä. Sulana pidettäviä pintoja voi olla esimerkiksi pääulko-oven edusta, kylmän jätetilan lattia sekä mahdollisen pesuhallin ovien edustat. Järjestelmän energiankulutus riippuu esimerkiksi lumisademäärästä ja sulatuksen toteutustavasta.

Liikennemyymäläkiinteistön lämmönlähteenä voi olla kylmäjärjestelmän lämmöntalteenoton lisäksi esimerkiksi kaukolämpö, maalämpö tai pellettilämmitys. Vanhoissa kiinteistöissä lämmönlähteenä käytetään myös öljy- tai sähkökattilaa. Lämmönlähteen valintaan vaikuttaa esimerkiksi kiinteistön sijainti ja lämmöntarve. Lämmönlähteen valinta tehdään tapauskohtaisesti elinkaarilaskelmien avulla.

## **2.2 Liikennemyymälän jäähdytysjärjestelmät ja -energiankulutus**

Liikennemyymälän jäähdytysenergiankulutus muodostuu marketin kylmäjärjestelmän, rakennuksen ilmanvaihdon jäähdytyksen sekä mahdollisesti muiden tarvittavien jäähdytyslaitteiden energiankulutuksesta.

Marketin kylmäjärjestelmä, jonka avulla taataan tuotteiden säilyvyys, pitää sisällään kylmäkalusteiden ja -varastojen jäähdytyksen. Kylmäjärjestelmän tehontarve ja energiankulutus riippuu muun muassa kylmä- ja pakkaskalusteiden ja -huoneiden määrästä sekä koosta. Yksi tehontarpeeseen vaikuttava tekijä on kylmäkoneiston eri osat ja niiden ohjaus, mutta myös itse kylmä- ja pakkaskalusteet (Arias, 2005, s. 25). Kuten edellisessä luvussa (luku 2.1) mainittiin, kalusteiden ovet ja kannet vähentävät kylmätehon tarvetta. Liikennemyymälä-marketin sekä kylmä- että pakkaskalusteet varustetaan pääosin ovilla ja kansilla lukuun ottamatta hedelmä- ja vihannesosaston kalusteita. Kalusteiden kattaminen aiheuttaa tosin kesällä ilmankuivaustarvetta. Avoimien kalusteiden ener-



giatehokkuutta voidaan parantaa oikeanlaisella tuotteiden kuormauksella sekä pienentämällä kalusteiden ilmahäviöitä ilmavirtaa parantamalla ja käyttämällä kiinnioloaikana kalusteiden eteen laskettavia niin kutsuttuja yöverhoja. Kylmäjärjestelmän lauhdelämmön tehokas hyödyntäminen rakennuksen lämmityksessä on edellytys energiataloudelliselle kiinteistölle. Kylmäjärjestelmässä voidaan hyödyntää myös vapaajäähdytystä, mikä tarkoittaa kylmävaraston kylmentämistä esimerkiksi yöaikaan, jolloin ulkolämpötila ja samalla lauhtumislämpötila on matala, mikä vähentää energiankulutusta. Kylmävarasto voi olla erillinen säiliö täynnä viileää vettä, jäävarastosäiliö tai yksinkertaisesti pakastettu ruoka marketissa. (Kauffeld, 2010, s. 21 - 22) Jäähdytysenergiankulutusta on eniten liikkeen aukioloaikoina ja kesäaikaan, jolloin lämpökuormat ovat suurimmillaan.

Marketin kylmäjärjestelmässä on kaksi lämpötilatasoa, ”plussa” ja ”pakkanen” ja niiden koneikot voivat olla erillisiä tai yhdistettyjä. Lisäksi jäähdytys voidaan toteuttaa joko välillisesti tai suoraohyrysteisesti. Kylmäntuotanto toteutetaan pääosin keskitetysti kompressorikäyttöisen kylmäkoneen avulla, mutta marketissa voi olla myös itsenäisiä kylmä- ja pakkaskalusteita.

Kylmäkoneistojen kylmäaineena on yleistymässä hiilidioksidi, joka tuo mukanaan uudenlaisen tekniikan kylmäjärjestelmiin. Uusista hiilidioksidikylmälaitoksista yleisin on yhdistetty, kaksiportainen koneisto, jossa plussa- ja pakkaskoneistot toimivat samassa järjestelmässä. Tähän niin sanottuun booster-järjestelmästäan perehdytään tarkemmin luvussa 3.2.

Rakennuksen tilajäähdytyksen avulla taataan, ettei rakennuksen sisätilojen lämpötila nouse liian korkeaksi. Rakentamismääräysten mukaan jäähdytys pitäisi pyrkiä hoitamaan pääosin ilman koneellista jäähdytystä. Keinoja tilojen jäähdytysenergiatarpeen vähentämiseen on esimerkiksi ikkunoiden materiaali, suuntaus ja varjostukset. Toinen tapa on käyttää vapaajäähdytystä, viileän ilman tai esimerkiksi energiakaivojen suoraa hyödyntämistä jäähdytyksessä. (D3 Suomen Rakentamismääräyskokoelma 2012, 2011)

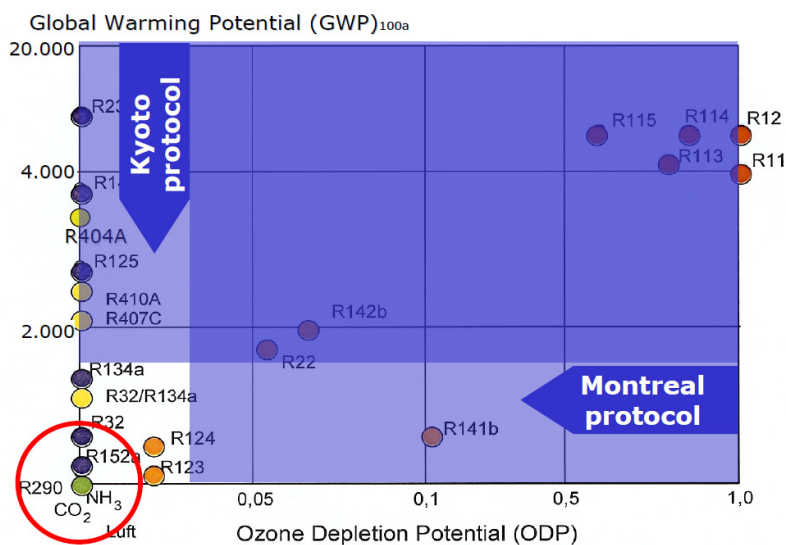
Liikennemyyvälässä jäähdytys toteutetaan ilmanvaihdon jäähdytyksellä. Jäähdytystarvetta aiheutuu erilaisten sisäisten ja ulkoisten kuormien vuoksi. Suuri tekijä on ulkoinen lämpökuorma, auringonsäteily, jonka määrää vähennetään ikkunoiden materiaalivalinnan, suuntauksen, verhojen ja ulkoisten aurinkosuojausten, esimerkiksi aurinkolippojen ja markiisien avulla. Auringon säteilyn määrä vaihtelee rakennuksen sijainnin mukaan. Sisäisiä lämpökuormia aiheuttavat henkilöt, valaistus ja laitteet. Henkilöiden aiheuttamaan lämpökuormaan ei voida vaikuttaa, sillä asiakkaiden määrä vaihtelee päivittäin ja viikoittain riippuen esimerkiksi liikennemyyvälän sijainnista ja koosta. Valaistuksen aiheuttamaa kuormaa voidaan vähentää järkevällä valaisintyyppin valinnalla, valaisimien sijoittelun, ohjauksen ja valaistustason avulla sekä auringonvaloa hyödyntämällä. Laitteiden aiheuttamaa kuormaa voidaan vähentää esimerkiksi keittiölaitevalintojen ja järkevän käytön avulla.

### 3 HIILIDIOKSIDIKYLMÄAINE

Hiilidioksidin käyttö kylmäaineena on alkanut uudestaan vuosikymmenien tauon jälkeen. Ympäristöystävällisenä ja turvallisena kylmäaineena sitä hyödynnetään erityisesti kauppojen kylmälaitossovelluksissa. Hiilidioksidin monet aineominaisuudet, kuten matala kriittinen piste, luovat kuitenkin haasteita kylmäjärjestelmän suunnitteluun. Etua tuo järjestelmän hyvä lämmöntalteenottopotentiaali, minkä vuoksi järjestelmän tehokkuutta pitää tarkastella kylmäkertoimen lisäksi lämmöntuottonäkökulmasta.

#### 3.1 Hiilidioksidi – luonnollinen kylmäaine

Hiilidioksidin historia kylmäaineena on pitkä, sillä sen käyttö alkoi laivojen elintarvikkejä jäädytyksessä jo 1800-luvun puolivälin jälkeen. Hiilidioksidin käyttö jatkui aina 1930-luvulle, jolloin sen syrjäyttivät halogeenihiilivedyt paremman tehokkuuden ja pienemmän koneikon ansiosta. 1990-luvun alussa niin sanottujen luonnollisten kylmäaineiden eli myös hiilidioksidin kehitys ja käyttö alkoi uudelleen perinteisten kylmäaineiden aiheuttamien ympäristöongelmien vuoksi. (Aittomäki, 2012, s. 121) Perinteisten kylmäaineiden käyttöä on rajoitettu ja tullaan edelleen rajoittamaan Montrealin ja Kioton protokollan seurauksena (kuva 3.1). Perinteisten kylmäaineiden kieltäminen on tullut voimaan asteittain. Ensimmäinen vähennettiin otsonikerrokselle haitallisten CFC- (chlorofluorocarbon, esimerkiksi R12) ja HCFC-kylmäaineiden (hydrochlorofluorocarbon, esimerkiksi R22) käyttöä korvaamalla ne HFC-kylmäaineella (hydrofluorocarbon, esimerkiksi R134a), joissa ei ole otsonia hajottavaa klooria. Luonnollisilla kylmäaineilla tullaan tulevaisuudessa yhä enemmän korvaamaan HFC-kylmäaineita, jotka ovat ilmaston lämpenemistä aiheuttavia kasvihuonekaasuja.



**Kuva 3.1.** Kioton ja Montrealin protokollat rajoittavat perinteisten kylmäaineiden käyttöä (Karampour et al., 2012).

Kylmäaineiden ympäristöystävällisyyttä voidaan arvioida ODP- ja GWP-arvojen avulla. Luonnollisten kylmäaineiden etu on niiden haitattomuus otsonikerrokselle, mitä kuvaa niiden pieni ODP-arvo (ODP, Ozone Depleting Potential). Toinen etu on vähäinen vaikutus ilmaston lämpenemiseen, mitä kuvaa matala GWP (GWP, Global Warming Potential). ODP-asteikossa (asteikko 0...1) vertailukylmäaineena on R11, jonka arvo on 1, kun hiilidioksidilla tämä arvo on 0. GWP-asteikossa referenssikylmäaineena toimii hiilidioksidi (CO<sub>2</sub>, R744) arvolla 1, johon verrattuna markettien kylmälaitoksissa suosittu HFC-kylmäaine R404A:lla arvo on 3260-kertainen. Hiilidioksidin lisäksi muita luonnollisia kylmäaineita ovat muun muassa ammoniakki (NH<sub>3</sub>, R717), hiilivedyt (esimerkiksi propaani, R290). Taulukossa 3.1+ on vertailtuna kylmälaitoksissa käytettävien kylmäaineiden ominaisuuksia.

**Taulukko 3.1.** Kylmälaitoksissa käytettävien kylmäaineiden ominaisuuksia (Kauffeld 2010, s. 20, muokattu).

|               | GWP    | Syttyvyys  | Myrkyllisyys                  | Kylmäaineen hinta | Järjestelmän hinta  | Järjestelmän teoreettinen tehokkuus |
|---------------|--------|------------|-------------------------------|-------------------|---------------------|-------------------------------------|
| HFC           | Korkea | Ei         | Ei                            | Keskitaso         | Matala              | Hyvä                                |
| Hiilivedyt    | Matala | Kyllä      | Ei                            | Matala            | Matala... Keskitaso | Hyvä                                |
| Hiilidioksidi | Matala | Ei         | Vain korkeilla pitoisuuksilla | Matala            | Keskitaso           | Keskitaso                           |
| Ammoniakki    | Matala | Voi syttyä | Kyllä                         | Matala            | Keskitaso... Korkea | Hyvä                                |

Taulukosta 3.1 voidaan havaita, että luonnollisten kylmäaineiden GWP-arvot ovat matalia verrattuna HFC-kylmäaineisiin. Hiilivedyt ovat syttyviä kylmäaineita, mistä seuraakin, että sitä voidaan käyttää lähinnä pienemmissä kompressorikoneikoissa. Vertailtavista kylmäaineista ainoastaan ammoniakki on myrkyllinen, mikä estää sen käytön yleisillä alueilla. Lisäksi ammoniakki tunkeutuu helposti elintarvikkeisiin (Aittomäki 2012, s. 125). Tämän vuoksi ammoniakkia voidaankin käyttää esimerkiksi teollisuuden kylmälaitoksissa. HFC:n hinta on keskitasoa verrattuna edullisiin luonnollisiin kylmäaineisiin. Hiilidioksidia esimerkiksi otetaan talteen prosessiteollisuuden sivutuotteena. Luonnollisten kylmäaineiden järjestelmän hinta ja teoreettinen tehokkuus ovat vielä tällä hetkellä HFC-kylmälaitoksiin verrattuna vähemmän kilpailukykyisiä. Lähitulevaisuudessa uuden kylmälaitostekniikan kehittyessä hinnat tulevat laskemaan ja tehokkuus paranemaan. Kaiken kaikkiaan taulukosta 3.1 voidaan nähdä, että hiilidioksidi on hyvin kilpailukykyinen muihin kylmäaineisiin verrattuna erityisesti kaupan kylmälaitoksissa.

Matalien ODP- ja GWP-arvojen lisäksi hiilidioksidikylmäaineella on myös muitakin ominaisuuksia, jotka vaikuttavat sen käyttöönnottoon. Näitä ovat:

- hajuttomuus
- haitattomuus elintarvikkeille
- soveltuvuus useimpien rakennusmateriaalien ja öljyjen kanssa.

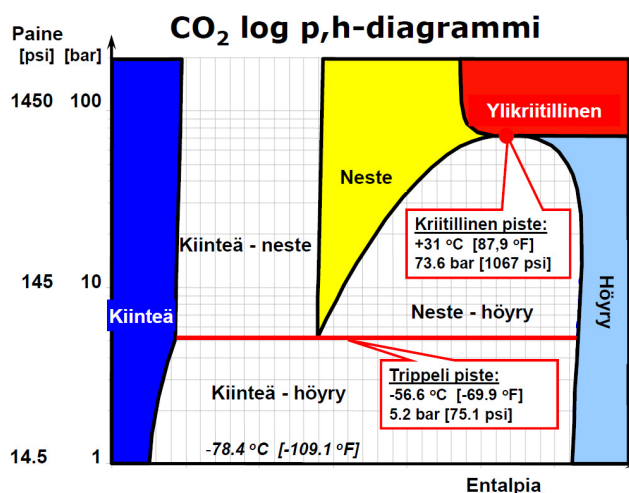
Näiden kaikkien ominaisuuksien vuoksi hiilidioksidi on lähes ihanteellinen aine käytettäväksi kylmäntuotantoalueella myös suurilla määrillä. (Reulens 2009, s. 103)

### 3.1.1 Hiilidioksidin termofysikaalisia ominaisuuksia

Syy, miksi hiilidioksidin käyttö kylmäaineena aikoinaan päättyi, oli sen aiheuttamat haasteet järjestelmän toiminnassa. Esimerkiksi hiilidioksidin matala kriittinen lämpötila (31,06 °C) vähentää järjestelmän tehokkuutta. Toinen haaste on korkea käyttöpainne, esimerkiksi lämpötilan ollessa 20 °C paine on 57 baaria. Tämän vuoksi komponenteilta vaaditaan erityistä kestävyyttä. Valmistajat epäonnistuivat järjestelmän ja laitteiston suunnittelussa ja erityistä haastetta toi laitteiston tiivistäminen ja kompressorin oikea toiminta. Lisäksi järjestelmän paisunnassa tapahtuu suuria häviöitä, mikä johtuu hiilidioksidin kyvystä höyrystyä helposti. Nämä monet haasteet tuovat ongelmia lähes kaikkialla kylmäkoneiston komponenteissa. (Sawalha, 2012) Haasteet ovat kuitenkin voitettavissa oikeanlaisia komponentteja käyttämällä.

#### *Hiilidioksidi kylmäkoneiston kiertoprosessissa*

Kiertoprosessin lämmönsiirtyminen höyrystimessä ja lauhduttimessa voidaan havainnollistaa paine-entalpia-diagrammin (p-h-diagrammi) avulla, jossa kriittinen piste erottaa kylläisen nesteen ja höyryn rajakäyrät. Lämmönsiirtymistä voidaan parhaiten kuvata kylmäaineen entalpialla. Paineen avulla voidaan helposti esittää muutokset kompressorissa ja paisuntaventtiilissä. Kuvassa 3.2 on hiilidioksidin p-h-diagrammi, joka havainnollistaa hyvin hiilidioksidin eri faasialueet. Yleensä p-h-diagrammi rajataan sillä tavoin, että vain tarpeellinen osa eli järjestelmän toiminta-alue on näkyvässä, eikä trippelipisteen alapuolella tai kriittisen pisteen vasemmalla puolella olevaa aluetta ole tarpeellista esittää.

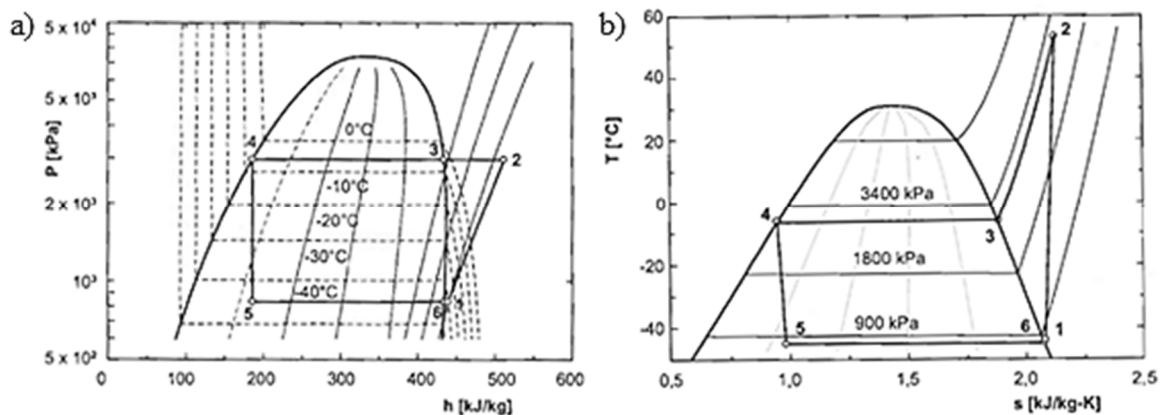


**Kuva 3.2.** Hiilidioksidin faasialueet p-h-diagrammissa esitettyinä (Kaappola, 2013).

Kuvasta voidaan nähdä kaksi rajapistettä, trippelipiste ja kriittinen piste (tarkoittaa samaa kuin kriittinen piste), jotka on otettava huomioon hiilidioksidilla toimivaa kyl-

mälaitosjärjestelmää suunniteltaessa. Tavallisessa kylmäkoneistossa hiilidioksidin käyttöalue on pakkaspuolella aina noin  $-54\text{ °C}$ :seen saakka, sillä trippelipiste sijaitsee kohdassa, missä lämpötila on  $-56,6\text{ °C}$  ja paine on  $5,2\text{ bar}$ . Trippelipisteen alapuolella hiilidioksidi on kiinteää, mikä estää tavallisen kompressorijärjestelmän toiminnan. Kriittinen piste sijaitsee pisteessä, missä lämpötila on  $31,06\text{ °C}$  ja paine on  $73,6\text{ bar}$ . Kriittisen pisteen yläpuolella kylmäaine on kaasua, joka ei ole höyryä eikä nestettä. Höyryn ja kaasun fysikaalinen eroavaisuus on se, että höyry voi lauhtua, eli muuttua nesteeksi vakio- lämpötilassa tilavuutta muuttamalla. Kaasu ei tiivisty nesteeksi ennen kuin lämpötilaa lasketaan. Perinteiset kylmäaineprosessit toimivat trippeli- ja kriittisen pisteen välissä, mutta hiilidioksidi rikkoo perinteisen kylmäprosessin rajat. Näin matalan kriittisen pisteen vuoksi hiilidioksidijäähdytysprosessi voi olla joko ali- tai transkriittinen riippuen kylmäainekiertoa viilentävän virtauksen lämpötilasta.

Esittämällä kylmäkoneiston kiertoprosessi  $ph$ -diagrammin lisäksi  $Ts$ -diagrammissa (lämpötila-entropiadiagrammi) voidaan havainnollistaa prosessin häviöitä. Kriittisen paineen alapuolella hiilidioksidin kiertoprosessi on lähes samanlainen kuin perinteisillä kylmäaineilla, jolloin suurin osa lämmönluovutuksesta tapahtuu kylmäaineen lauhtuessa vakio- paineessa ja  $-$  lämpötilassa (Aittomäki, 2012, s. 71). Kuvassa 3.3 ideaalinen alikriittinen prosessi hiilidioksidilla on havainnollistettuna  $ph$ - ja  $Ts$ -piirroksissa. Kuvasta voidaan nähdä tulistuksen suuri osuus, mikä parantaa järjestelmän lämmön talteenottopotentiaalia.



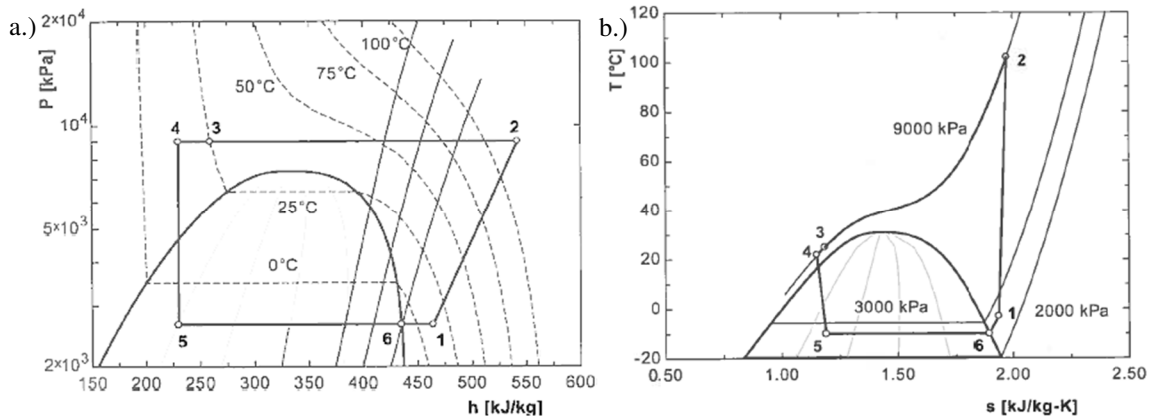
**Kuva 3.3.** Hiilidioksidin alikriittinen kiertoprosessi  $ph$ -diagrammissa (a.) ja  $Ts$ -diagrammissa (b.) (Aittomäki, 2012 s. 72).

Kuvan 3.3 alikriittisen prosessin vaiheet ovat:

- 1-2 puristus kompressorissa (kuvan kompressorin hyötysuhde on 0,8)
- 2-3 tulistuksen jäähdytys vakio- paineessa
- 3-4 lauhtuminen vakio- paineessa ja  $-$  lämpötilassa
- 4-5 adiabaattinen paisunta paisuntaventtiilissä
- 5-6 höyrystyminen vakio- paineessa ja  $-$  lämpötilassa
- 6-1 tulistuminen höyrystimessä.

Hiilidioksidin transkriittisessä prosessissa (kuva 3.4) kiertoprosessin korkeapaineinen osa tapahtuu kriittisen pisteen yläpuolella, missä lämmönluovutus tapahtuu täysin kaasun

jäähtyessä. Tällöin paine pysyy vakiona, mutta lämpötila muuttuu sen mukaan kuinka paljon lämpöä luovutetaan. Toisin sanoen transkriittisessä prosessissa paine on lämpötilasta riippumaton. Kaasujäähdyttimen loppulämpötila riippuu jäähdyttävän väliaineen lämpötilatasosta. Paisuntaventtiilissä paine lasketaan kriittisen paineen alapuolelle, jolloin neste- ja kaasufaasin on mahdollista erottua toisistaan. Alikriittisen prosessin tavoin, paisuntaventtiilin jälkeen hiilidioksidi on ei-kylläistä höyryä, jonka höyrypitoisuus määräytyy paisunnan alku- ja loppupisteiden mukaan. (Aittomäki, 2005, s. 27 - 29)



**Kuva 3.4.** Hiilidioksidin transkriittinen kiertoprosessi  $ph$ - (a.) ja  $Ts$ -diagrammeissa (b.) (Aittomäki, 2012, s. 72).

Tämän yksiportaisen transkriittisen prosessin vaiheet ovat:

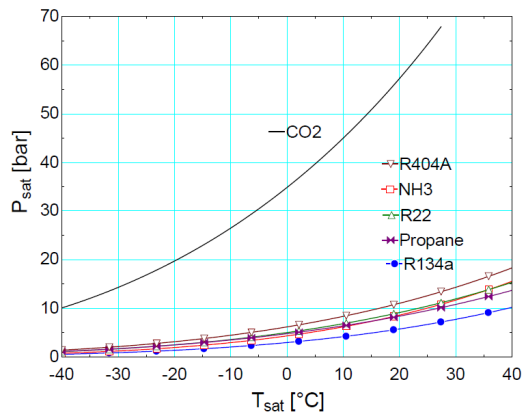
- 1-2 puristus kompressorissa (hyötysuhde 0,8)
- 2-3 lämmön poisto vakioaineessa kaasujäähdyttimessä
- 3-4 jäähtyminen sisäisessä lämmönsiirrossa
- 4-5 paisunta kaksifaasialueelle
- 5-6 höyrystyminen vakioaineessa ja -lämpötilassa
- 6-1 tulistuminen höyrystimessä sekä sisäisessä lämmönsiirrossa.

Vaikka transkriittisen prosessin kylmäkerroin on matalampi perinteiseen kylmäaineprosessiin verrattuna, on prosessin etuna kaasujäähdytyksen lämpötilaliukuma (kuva 3.4 a.). Kylmäaineen lämpötilaprofiili on lähellä kaasujäähdytintä viilentävän vesivirtauksen lämpötilaprofiilia, mitä voidaan hyödyntää tehokkaasti lämmöntalteenotossa. Lisäksi transkriittisen prosessin kylmäkerrointa voidaan parantaa laskemalla kaasujäähdyttimen ulostulolämpötilaa. Aihetta käsitellään tarkemmin luvussa 3.2.2.

### ***Hiilidioksidin aineominaisuuksien tarkastelua***

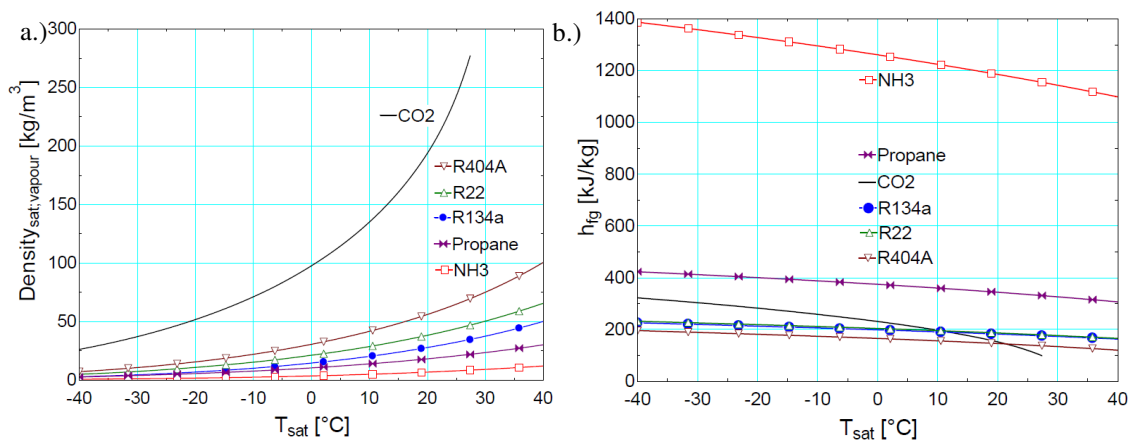
Tutkimalla tarkemmin hiilidioksidin termofysikaalisia aineominaisuuksia voidaan havaita, mistä edelläkin mainitut kiertoprosessin haasteet aiheutuvat. Haasteiden aiheuttajia on monia, mutta tuntemalla ongelmien taustat, haasteet voidaan hallita ja niistä voidaan hyötyä. Tämän aliluvun kuvissa on huomioitava, että kunkin kuvan aineominaisuustarkastelu päättyy hiilidioksidin kriittisen pisteen alapuolelle.

Perinteisiä kylmäaineita käyttäen komponenteilta vaaditaan 40 baarin kestävyyttä, mutta kuvasta 3.5 voidaan nähdä hiilidioksidin kyllästymispaine olevan 4 - 12 kertaa suurempi muihin kylmäaineisiin verrattuna.



**Kuva 3.5.** Eri kylmäaineiden kyllästymispaine kyllästymislämpötilan funktiona (Sawalha, 2008, s. 9).

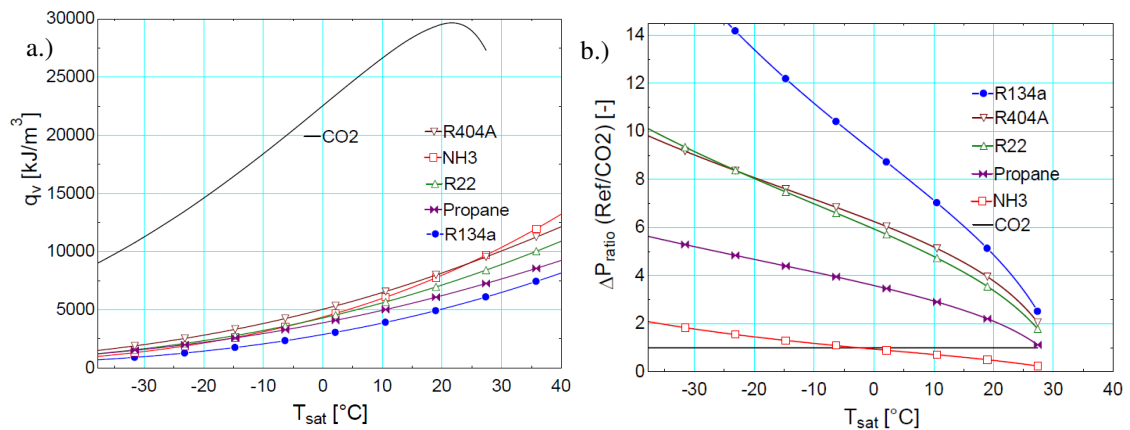
Korkea käyttöpaine tuo haasteita komponenttien kestävyydelle, mutta se myös tarkoittaa, että hiilidioksidin tiheys on muita kylmäaineita suurempi, mikä voidaan nähdä kuvasta 3.6 (a.). Kuvasta voidaan selkeästi nähdä hiilidioksidin tiheyden olevan 3 - 25 kertaa muita kylmäaineita korkeampi. Korkealla tiheydellä on suuri vaikutus kylmäaineprosessin toimintaan. Muodostamalla tiheyden  $[\text{kg}/\text{m}^3]$  ja latenttilämmön,  $h_{fg}$   $[\text{kJ}/\text{kg}]$ , (kuva 3.6 b.) tulo saadaan kylmäaineen tilavuuden kylmätuotto,  $q_v$   $[\text{kJ}/\text{m}^3]$ , mikä tarkoittaa käytännössä kylmäainetilavuuden jäädytyskapasiteettia (kuva 3.8).



**Kuva 3.6.** Eri kylmäaineiden kylläisen höyryn tiheys kyllästymislämpötilan funktiona (a.) ja latenttilämpö kyllästymislämpötilan funktiona (b.) (Sawalha 2008, s. 10).

Hiilidioksidin tilavuuden kylmätuotto on kuvasta 3.7 (a.) pääteltynä paljon suurempi verrattuna muihin kylmäaineisiin. Suuri tilavuuden kylmätuotto tarkoittaa pientä painehäviötä (kuva 3.7 b.). Hyvän tilavuuden kylmätuoton seurauksena voidaan myös pienentää kompressorin iskutilavuutta. Tämä tarkoittaa käytännössä, että hiilidioksidijärjestelmässä voidaan käyttää pienempiä kompressoreita ja muita komponentteja, kuten putkia. Pienempien komponenttien seurauksena järjestelmän lämpösäteilyhäviöt ovat

pienet. (Reulens, 2009, s. 103; Sawalha, 2012). Koska yhden tilavuusyksikön kylmätuotto on parempi, voidaan myös kylmäainetäytöstä pienentää, mikä lisää järjestelmän turvallisuutta. Tilavuuden kylmätuotto tarkoittaa kompressoria tarkasteltaessa myös sitä, että korkea toimintapaine saa aikaan pienemmän painesuhteen kompressorissa samoilla lämpötiloilla. Kompressorin tehokkuutta voidaan tarkastella myös isentrooppisella hyötysuhteella. Hiilidioksidilla kompressorin isentrooppinen hyötysuhde on parempi, koska pienempi iskutilavuus vähentää kompressorin kitkahäviöitä.



**Kuva 3.7.** Eri kylmäaineiden tilavuuden kylmätuotto kyllästymislämpötilan funktiona (Sawalha, 2008, s.11) (a.) ja painehäviöt kyllästymislämpötilan funktiona hiilidioksidin verrattuna (b.) (Sawalha, 2008, s. 13).

Kuvassa 3.7 (b.) on esitetty eri kylmäaineiden painehäviöt kyllästymislämpötilan funktiona. Muilla kylmäaineilla painehäviöt ovat suuremmat. Painehäviöt vaikuttavat järjestelmän hyötysuhteeseen ja komponenttien kokoon. Pienet häviöt tarkoittavat parempaa järjestelmän hyötysuhdetta ja pienempiä komponentteja.

### 3.2 Hiilidioksidikylmäaineen vaikutukset kylmälaitoksen lämmönpoistoon ja -talteenottoon

Hiilidioksidin ominaisuudet vaikuttavat monella eri tapaa kylmälaitoksen toimintaan, myös lämmönpoistoon ja lämmön talteenottoon. Tekstissä käytetään termiä lämmönpoisto, joka kuvaa hiilidioksidikylmälaitoksessa niin kriittisen pisteen alapuolista lauhdutusta kuin yläpuolista kaasujäähdytystä. Hiilidioksidin matala kriittinen piste tuo haasteita lämmön talteenoton suunnitteluun, sillä kriittisen pisteen eri puolilla lämmönluovutus tapahtuu eri tavoilla.

Matala kriittinen piste tulee ottaa huomioon silloin, kun alikriittisestä prosessista talteen otetun lämmön määrää halutaan lisätä kompressorin ulostulopainetta nostamalla. Kriittisen pisteen läheisyydessä kylmäaineen aineominaisuudet muuttuvat voimakkaasti, mikä hankaloittaa lämmönsiirtimien tarkempaa mitoittamista ja huonontaa prosessin suoritusarvoja (Aittomäki, 2010, s. 8)



Kylmälaitoksen lämmönpoisto voidaan tehdä kokonaan ulkoilman avulla, mutta järjestelmän kokonaishyötysuhdetta voidaan parantaa lauhdelämmön talteenotolla, jolloin lauhdelämpöä hyödynnetään suoraan tai välillisesti rakennuksen lämmitysjärjestelmissä. Hiilidioksidijärjestelmän lämmönpoiston ja lämmöntalteenoton suunnittelussa tulee ottaa huomioon eri käyttöolosuhteiden tuomat vaatimukset. Esimerkiksi rakennuksen lämmityksen ja lämpimän käyttöveden tarpeet voivat vaihdella, mikä vaikuttaa lämmöntalteenottojärjestelmän toteutukseen ja käyttötapaan. Järjestelmällä voidaan toteuttaa esimerkiksi pelkästään käyttöveden lämmitys tai tilojen lämmitys tai niitä molempia yhtäaikaaisesti. Lämmöntarpeiden muuttuminen täyskuormasta osakuormalle ja prosessin muuttuminen transkriittisestä alikriittiseksi tekee mitoituksesta erittäin haastavan.

### **3.2.1 Lämmönpoisto ja -talteenotto kriittisen pisteen alapuolella**

Alikriittisen kiertoprosessin lämmönluovutus tapahtuu samalla lailla kuin perinteisillä kylmäaineilla, eli tulistuksen jäähdytyksessä, lauhtumisessa ja mahdollisesti vielä alijäähdytyksessä (katso kuva 3.3). Teoreettisessa tarkastelussa osat tapahtuvat peräkkäin, vaikka todellisuudessa ne tapahtuvat osittain samanaikaisesti. Hiilidioksidilla alikriittisessä prosessissa tulistuksen jäähdytyksen osuus lämmönpoistosta on suuri. Monessa eri sovelluksessa alikriittisessä prosessissakin hiilidioksidin lämpötila-aste riittää käyttöveden lämmitykseen ilman tarvetta veden loppulämmitykselle lisälämmitysjärjestelmällä. (Aittomäki, 2012, s. 212). Lämmönsiirtoa alikriittisessä kiertoprosessissa voidaan arvioida käyttämällä lauhduttimen virtausten logaritmista lämpötilaeroa. Logaritmisen keskilämpötilaeron käyttämisen ehtona on kylmäaineen lämmönsiirtoon vaikuttavien ominaisuuksien muuttumattomuus lämmönsiirron aikana. Alikriittisessä lämmönpoisto ja -talteenottoprosesseissa tämä pitää paikkansa, mutta transkriittinen järjestelmä vaatii tarkempaa suunnittelua.

Tavallisesti kaupankylmäjärjestelmän tehokkuutta kuvataan kylmäkertoimella, mikä on kylmälaitoksen kylmätehon suhde kompressoritehoon. Pelkkää kylmäkerrointa tarkasteltaessa hiilidioksidijärjestelmän hyötysuhde ei ole hyvä korkeissa lämpötiloissa. Sen sijaan kokonaisenergiatarkastelussa, missä tarkastellaan prosessin kokonaishyötysuhdetta sekä jäähdytyksessä että lämmityksessä, hiilidioksidi on erittäin kilpailukykyinen muihin järjestelmiin vertailtaessa. Kompressorin poistumispainetta kasvattamalla lämmöntalteenoton määrää alikriittisen prosessin tulistuksesta voidaan lisätä, mikä vaatii suhteessa vähän lisätyötä verrattuna hyötykäyttöön saatuun lämpöenergiaan. Myös transkriittisen prosessin lämmöntalteenoton määrää voidaan lisätä painetta kasvattamalla, mutta kriittisen pisteen yläpuolella paine ja lämpötila ovat toisistaan riippumattomat, minkä vuoksi paineen taso on hyvä optimoida jokaiselle lämpötilalle. Lisäksi lämmöntalteenoton määrää voidaan lisätä regeneraation eli sisäisen lämmönsiirtimen avulla.

### **3.2.2 Lämmönpoisto ja -talteenotto kriittisen pisteen yläpuolella**

Transkriittisen prosessin lämmönpoisto on erilainen alikriittiseen verrattuna. Kriittisen pisteen yläpuolella kylmäaineen paine on niin korkea, että kylmäaineen lauhtumista ei

tapahdu, vaan lämmönpoisto tapahtuu pääosin kaasun jäähtyessä. Kaasunjäähtyksen lämpötilaliukuma mahdollistaa tehokkaan lämmönsiirron esimerkiksi veteen. Lämpötilaliukuma aiheuttaa myös haasteita lämmöntalteenoton suunnitteluun ja lämmönsiirtimien mitoittamiseen.

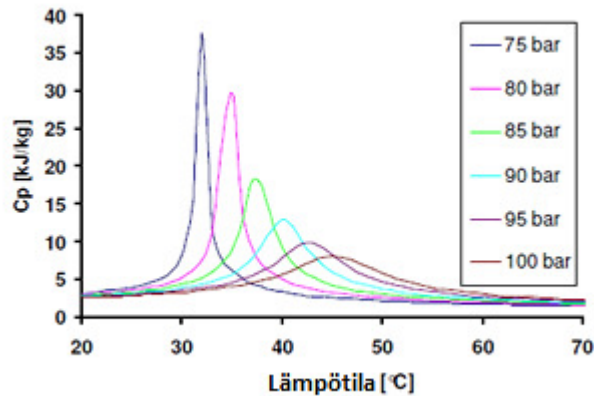
Järjestelmän toimintapainetaso on luokkaa 90 - 100 baaria ja suunnittelupaine on 140 baaria. Lisäksi hiilidioksidin termofysikaaliset aineominaisuudet muuttuvat erittäin paljon kriittisen pisteen yläpuolella. Toimintaolosuhteiden sekä aineominaisuuksien muutokset vaikuttavat lämmönsiirtimien suunnitteluun. Tämän vuoksi alikriittisen prosessin lauhdutuksessa käytettävät lämmönsiirtimet eivät sovellu transkriittiseen prosessiin. (Christiensen, 2010, s. 1) Poikkeavien ominaisuuksien huomioonottaminen vaatii järjestelmän suunnittelulta ja rakentamiselta erityistä ammattitaitoa (Aittomäki, 2005, s. 10). Tämän vuoksi hiilidioksidin aineominaisuuksien ja eri olosuhteiden vaikutukset lämmönpoistoon ja -talteenottoon on hyvä käydä tarkemmin läpi.

### ***Hiilidioksidin aineominaisuudet kriittisen pisteen yläpuolella – vaikutukset lämmönpoistoon ja -talteenottoon***

Alikriittisen prosessin lauhduttimien ja samalla lauhdelämmön talteenoton suunnittelussa voidaan olettaa kylmäaineen aineominaisuudet muuttumattomiksi. Transkriittisessä prosessissa lämmönsiirron arvioiminen on paljon hankalampaa, sillä kriittisen pisteen läheisyydessä voimakkaasti muuttuvat lämmönsiirtoon vaikuttavat aineominaisuudet aiheuttavat merkittävän muutoksen lämmönsiirtimen lämpötilaprofiiliin, lämmönsiirtoon ja sitä kautta esimerkiksi lämmönsiirtimen kokoon. Siksi transkriittisen prosessin kannalta on oleellista, että lämmönsiirtimien toiminta lasketaan ottamalla nämä vaikutukset huomioon.

Voimakkaita muutoksia kriittisen pisteen läheisyydessä tapahtuu esimerkiksi hiilidioksidin lämmönjohtavuudessa, viskositeetissa ja ominaislämpökapasiteetissa. Lämmönjohtavuuden kasvu parantaa lämmönsiirtoa ja viskositeetin kasvu lisää painehäviötä. Korkeampi ominaislämpökapasiteetti tarkoittaa käytännössä suurempaa lämpövirtaa pienellä lämpötilaerolla.

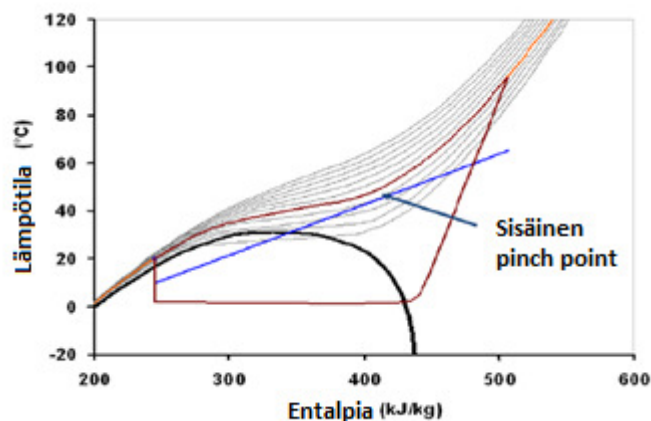
Kuvassa 3.8 on esitetty hiilidioksidin ominaislämpökapasiteetti lämpötilan funktiona eri painetasoilla. Kuvasta voidaan nähdä, että hiilidioksidin ominaislämpökapasiteetti muuttuu lämpötilan mukaan niin, että lähempänä hiilidioksidin kriittistä painetta (75 baaria), ominaislämmöllä on suurempi piikki. Lisäksi voidaan nähdä, että paineen kasvaessa ominaislämmön piikkiin liittyvä lämpötila, niin kutsuttu pseudokriittinen lämpötila kasvaa.



**Kuva 3.8.** Hiilidioksidin ominaislämpökapasiteetti kriittisen pisteen yläpuolella (Christiensen, 2010, s. 3, muokattu).

Ominaislämpökapasiteetin muutos aiheuttaa lämpötilan kaarteet hiilidioksidin aineominaisuuspiirroksissa kriittisen pisteen läheisyydessä ja yläpuolella. Ominaislämpökapasiteetti onkin tärkein tekijä, joka vaikuttaa aineen lämpötilaprofiiliin lämmönsiirtimessä. (Chen & Lundqvist, 2006, s. 1 - 2) Lämpötilaprofiilin vuoksi, lämpötilaero, mikä on niin sanotusti ajava voima lämmönsiirrossa, on paljon pienempi kaasujäähdyttimen keskellä kuin sen lopussa. (Chen & Lundqvist, 2006, s. 4) Lämpötilaeron ollessa pieni lämmönsiirtimen keskellä vaatii suuremman lämmönsiirtimen pinta-alan, kuin esimerkiksi alikriittisen prosessin lämpötilaprofiililla. Lämpötilaerominimin eli asteisuuden kohtaa kutsutaan termillä pinch point (kuva 3.9).

Kaasujäähdytyksen lämpötilaprofiili, joka voidaan nähdä myös kuvassa 3.9, aiheuttaa haasteita lämmönsiirtimen mitoittamiseen, mutta samalla se sopii hyvin lämmön talteenottoon lämpötilaliukuman vuoksi. Lisäksi prosessin lämmönpoiston lämpötilataso on korkea ja sitä voidaan käyttää tehokkaasti esimerkiksi käyttöveden lämmitykseen.



**Kuva 3.9.** Pinch point hiilidioksidin Th- piirroksessa (Christiensen, 2010, s. 2, muokattu).

Perinteisessä lämmönsiirinsuunnittelussa käytetään logaritmista lämpötilaeroa. Tämän lämpötilaeron johtamisessa on tehty kaksi oletusta, jotka eivät pidä paikkansa transkriittisellä alueella:

1. Muuttumattomat aineominaisuudet lämmönsiirtoaineissa

## 2. Lämmönsiirtimen lämmönsiirtokerroin on vakio.

Kuten aikaisemmin mainittiin, ensimmäinen väite ei pidä paikkansa. Myös paikallinen lämmönsiirtokerroin kriittisen pisteen läheisyydessä on huomattavan paljon suurempi kuin muilla lämpötiloilla.

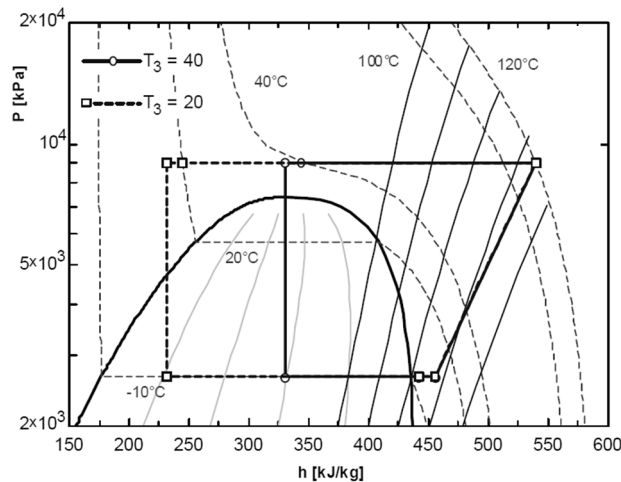
Aineominaisuuksien muutokset ja paikallisten lämmönsiirtokertoimien arvojen huomioonottaminen on tärkeää. Tämän vuoksi on tärkeää käyttää lohkomallia, jonka avulla voidaan ottaa huomioon lämmönsiirtoon vaikuttavat tekijät kriittisen pisteen yläpuolella. (Christensen, 2010, s. 3) Lohkomallissa kaasujäähdytin jaetaan useaan pieneen osaan, joissa jokaisessa hiilidioksidin termofysikaalisten ominaisuuksien voidaan olettaa olevan vakio. Tällä tavalla tehtynä logaritminen lämpötilaero -menetelmä soveltuu jokaiselle lämmönsiirtimen pienelle osalle. Näiden avulla lasketaan jokaisen osan UA-arvo, josta muodostetaan intergroiden koko lämmönsiirtimen UA-arvo. Chenin ja Sawalhan (2010) tekemässä tutkimuksessa hiilidioksidilämpöpumpun kaasujäähdytin oli jaettu kolmeen osaan ja jokainen lämmönsiirtimen piti jakaa noin 8 osaan, jotta lämmönsiirtimen todellinen UA-arvo saatiin. (Chen & Sawalha, 2010, s. 62) Christensen (2010) sanoo 50 - 100 osan olevan tarpeen, jotta kriittisen pisteen läheisyydessä lämmönsiirto voidaan määrittää. Tämän asian tiedostaminen on erittäin tärkeää lämmöntalteenotto-ovelluksissa, joissa tuotetaan lämmintä käyttövettä, sillä kaasu jäähdytetään kriittisen pisteen alapuolelle, missä ominaislämpökapasiteetilla on piikki. Christensenin mukaan laskemalla tarkemman lohkomallin avulla tai perinteisellä logaritminen lämpötilaero -menetelmällä samalle lauhtumisteholle voidaan saada yli kaksinkertainen lämmönsiirtopinta-ala, riippuen kaasunjäähdyttimen paineesta. (Christensen, 2010, s. 3,4)

Voidaankin yksinkertaistettuna sanoa, että logaritminen keskilämpötilaero, mikä lasketaan lämmönsiirtimen päissä olevien lämpötilaerojen avulla, antaa liian ison lämpötilaeron verrattuna todelliseen lämpötilaeroon lämmönsiirtimessä (kaasujäähdytin). Lisäksi logaritmistä lämpötilaeroa käyttäen laskettava UA-arvo on aliarvioitu.

### ***Kaasujäähdyttimen loppulämpötilan ja kompressorin ulostulopaineen vaikutukset lämmönpoistoon ja -talteenottoon***

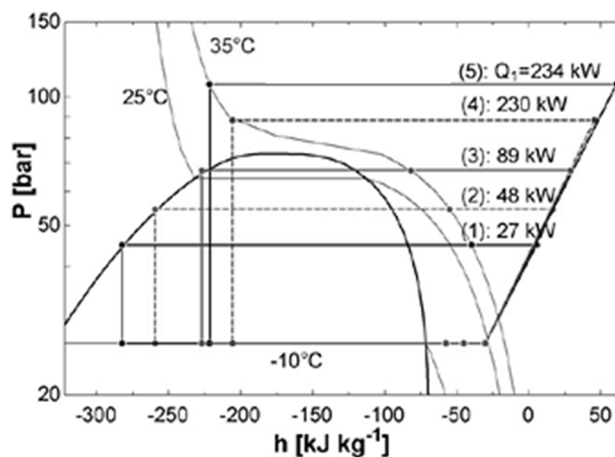
Kriittisen pisteen yläpuolella kaasujäähdyttimen loppulämpötilalla on merkittävä vaikutus kylmäkertoimeen. Kaasujäähdyttimen loppulämpötila vaikuttaa muun muassa höyrystimelle tulevan kylmäaineen höyrypitoisuuteen, mikä voidaan havaita kuvasta 3.10. Kaasun loppulämpötila riippuu pinch pointin sijainnista lämmönsiirtimessä. Sijainti riippuu kaasujäähdytintä viilentävän virtauksen suuruudesta ja lämpötilasta. (Christensen, 2010) Jos kaasujäähdytintä viilentävän virtauksen lämpötila on määrätty, kaasun poistolämpötilan määräävät lämmönsiirtimen ala ja lämmönläpäisykyky sekä tässä tapauksessa pinch pointin määräävä viilentävän virtauksen suuruus. Lämmönpoiston jako kahdelle lämmönvaihtimelle mahdollistaa kahden riippumattoman virtauksen säädön, minkä avulla voidaan saavuttaa järjestelmän paras mahdollinen suorituskyky. Yhdellä lämmönsiirtimellä oikea pinch point on vaikeampi saavuttaa. (Danfoss, 2009, s. 33) Hyvä kylmäkeroin vaatii siis riittävän suuren jäähdytysvirtauksen lisäksi suuren lämmönsiirtopinta-

alan, mikä mahdollistaa kylmäaineen jäähtymisen mahdollisimman lähelle jäähtyvirtauksen tulolämpötilaa. (Aittomäki, 2010, s. 7)



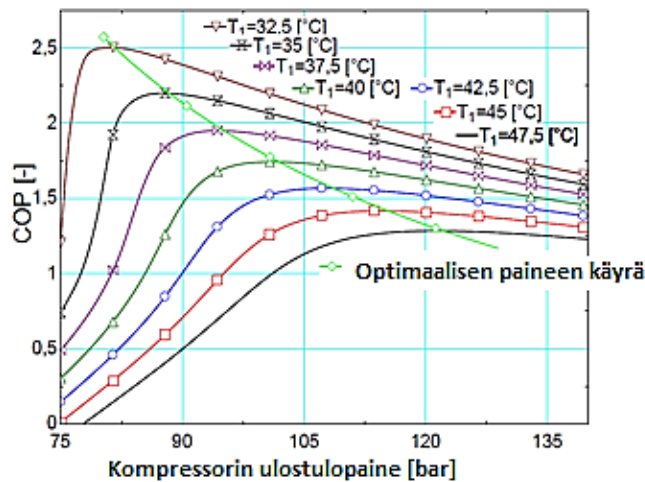
**Kuva 3.10.** Kaasujäähdyttimen ulostulolämpötilan vaikutus kylmäprosessiin (Aittomäki, 2010, s. 6).

Kaasujäähdyttimen ulostulolämpötila vaikuttaa voimakkaasti järjestelmän hyötysuhteeseen, minkä vuoksi pitääkin harkita kompressorin painetason nostoa lämmön talteenoton lisäämiseksi. (Aittomäki, 2010, s. 7) Kylmäkerrointa tarkasteltaessa paineen korotus ei ole järkevää, mutta kiinteistön kokonaisenergiatehokkuutta tarkasteltaessa tilanne voi olla toinen. Lisäksi hiilidioksidijärjestelmän paineen korotus lisäksi vaatii kompressoreilta suhteellisen vähän lisätyötä verrattuna tulistuksen jäähtymisestä talteen otettavaan lämpöenergian määrään. Kuvassa 3.11 on esitetty esimerkki keskikokoisen supermarkettin lämmöntalteenoton määrästä tulistuksen jäähtymisestä eri kompressorin ulostulopaineilla. Lämmöntalteenoton lämmönsiirrintä jäähdyttävän virtauksen lämpötila on 30 °C ja hiilidioksidi jäähtyy 35 °C lämpötilaan. Kuvaa tarkastelemalla voidaan nähdä, että kompressorin ulostulopainetta nostamalla voidaan saada huomattavan paljon lisää lämpöä talteen verrattuna kompressorin tarvitsemaan lisäenergiaan. Painetta ei kannata kuitenkaan nostaa yli 90 baarin, sillä lämpötilakäyrä alkaa nousta jyrkästi ja talteen otettavan lämmön määrä ei kasva paljoakaan suhteessa lisäkompressoritehoon.



**Kuva 3.11.** Booster-järjestelmän LTO-määrät kompressorin eri ulostulopaineilla (Sawalha, 2013 s. 149).

Kriittisen pisteen yläpuolella toimintapaine on lämpötilasta riippumaton. Tämän vuoksi on tärkeä tietää, kuinka korkeaksi korkeapainekompressorin painetta on järkevä nostaa, jotta voidaan saavuttaa maksimaalinen kylmäkerroin. Kuvassa 3.12 on esitetty tasa-arvokäyriä kylmäkertoimelle, joka riippuu kompressorin ulostulopaineesta ja hiilidioksidin ulostulolämpötilasta kaasujäähdyttimessä. Jokaisella käyrällä on oma maksimiarvonsa kylmäkertoimelle, minkä avulla voidaan muodostaa optimaalisen paineen käyrä.



**Kuva 3.12.** Optimipaine kaasujäähdyttimen eri ulostulolämpötiloille (Sawalha, 2008, s. 50, muokattu).

Sawalha (2008) on muodostanut market-jäähdytykseen soveltuvan korrelaation optimipaineelle,  $P_{opt}$  kaava (3.1), joka on myös havainnollistettuna kuvassa 3.12.

$$P_{opt} = 2,7(T_{amb} - \Delta T_{gc,app}) - 6,1, \quad (3.1)$$

jossa

$P_{opt}$  on kompressorin optimaalinen ulostulopaine [bar]

$T_{amb}$  on kaasujäähdytintä ympäröivä lämpötila [K]

$\Delta T_{gc,app}$  on hiilidioksidin ja jäähdyttävän virtauksen lämpötilaero kaasujäähdyttimen loppupäässä [K].

Kaavassa (3.1) summa  $T_{amb} - \Delta T_{gc,app}$  tarkoittaa hiilidioksidin ulostulolämpötilaa kaasujäähdyttimessä. Kuvassa 3.12  $\Delta T_{gc,app}$  on 5 K ja  $T_1$  on hiilidioksidin ulostulolämpötila.  $T_{amb}$  muodostuu  $T_1$ :n ja  $\Delta T_{gc,app}$ :n summana. Kuvasta 3.12 voidaan nähdä, että optimipaineesta poikkeaminen alaspäin vaikuttaa järjestelmän tehokkuuteen voimakkaammin kuin poikkeaminen ylöspäin.

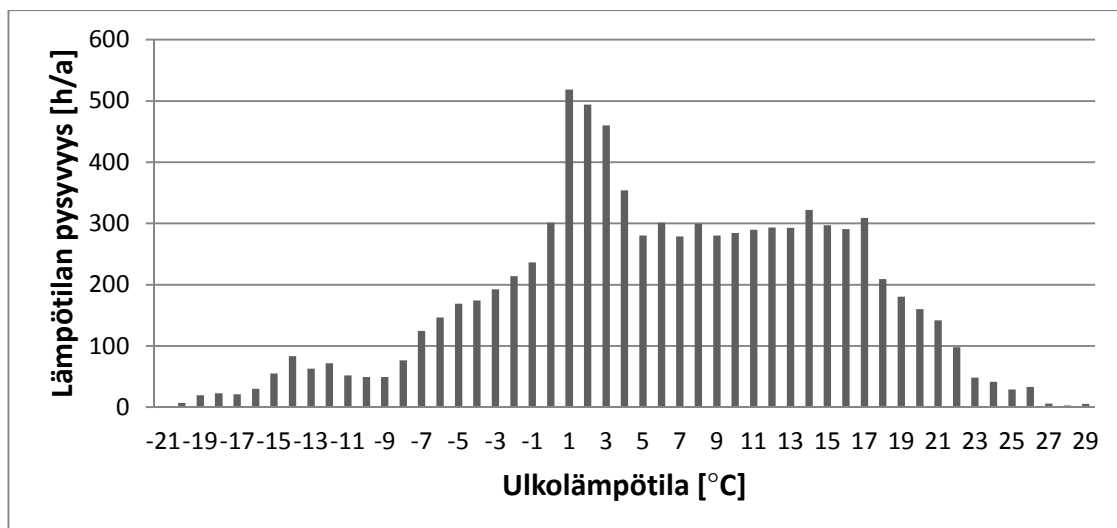
## 4 HIILIDIOKSIDIKYLMÄLAITOS, LÄMMÖN- POISTO- JA -TALTEENOTTOJÄRJESTELMÄT

Kylmälaitoksen pääkomponentteihin kuuluvat höyrystimet, kompressorit, lauhduttimet tai kaasujäähdyttimet sekä erilaiset säätölaitteet, esimerkiksi paisuntaventtiilit. Komponentteja yhdistelemällä voidaan muodostaa erilaisia kylmäkoneistoja. Marketin kylmäjärjestelmässä tarvitaan yleensä kaksi lämpötilatasoa, noin + 3 °C ("plussa") jäähdytetyille ja -18 °C ("pakkanen") pakastetuille tuotteille. Lämpötilavaatimusten vuoksi kaksivaiheinen järjestelmä on hyvä valinta marketin kylmäjärjestelmään. Lämmönpoisto- ja lämmöntalteenottojärjestelmät ovat tärkeä osa kylmäkoneistoa, sillä sen avulla järjestelmästä voidaan tehdä entistä tehokkaampi. Hyvän lämmöntalteenottopotentiaalın vuoksi erityisesti hiilidioksidikylmälaitosta onkin järkevä tarkastella lämmöntalteenoton näkökulmasta.

### 4.1 Hiilidioksidilla toimivat kaupan kylmäkoneikot

Hiilidioksidia voidaan käyttää marketin kylmälaitoksessa joko kompressorilaitoksen kylmäaineena tai välillisen kompressorilaitoksen lämmönsiirtonesteena eli niin sanottuna kylmäliuoksena. Hiilidioksidin korkeasta painetasoista johtuen sitä on ensin hyödynnetty kylmälaitoksissa matalissa lämpötiloissa. Pelkästään hiilidioksidilla toimivat, suora-höyrysteiset kylmäkoneistot vaativat erittäin korkean painetason ja järjestelmät ovatkin tulleet mahdolliseksi vasta uudenlaisten paineenkestävien ja pienellä tilavuusvirralla toimivien komponenttien kehittelyn myötä. (Sawalha, 2008, s. 24 - 25) Välillinen järjestelmä, joka hyödyntää hiilidioksidia lämmönsiirtonesteena pakkaspuolella, on niin sanottu ensimmäisen sukupolven hiilidioksidilaitos. Toisen sukupolven laitos on kaskadilaitos, jossa HFC-kylmäaine, ammoniakki (NH<sub>3</sub>) tai hiilivety on korkean lämpötilan kylmäaineena ja hiilidioksidi matalan lämpötilan kylmäaineena. Kolmannen sukupolven järjestelmä on hiilidioksidia pelkästään kylmäaineenaan käyttävä kaksiportainen niin sanottu booster-järjestelmä. Järjestelmä on yleistynyt kylmissä ilmastoissa, joissa on mahdollista käyttää järjestelmää lähes koko vuoden kriittisen pisteen alapuolella. (Karampour, 2011) Ulkolämpötilaa 20 °C voidaan pitää periaatteellisena ylärajana alikriittiselle prosessille. (Aittomäki, 2010, s. 8)

Kuvassa 4.1 on esitetty lämpötilojen pysyvyys Suomen Rakentamismääräyskoelman D3 säävyöhykkeen I mukaisella säätiedolla. Kuvasta voidaan havaita, että yli 20 °C ulkolämpötiloja on vain pieni osa, noin viisi prosenttia vuodesta, mikä tarkoittaa, että oikein toimivan järjestelmän lämpötila nousee kriittisen pisteen yläpuolelle vain vähän aikaa vuodesta.



**Kuva 4.1.** Lämpötilan pysyvyys säävyöhykkeellä I-II.

Booster-järjestelmän lisäksi täyshiilidioksidilla toimivia järjestelmiä on monia erilaisia, esimerkiksi erilliskoneisto, missä pakkas- ja plussapuoli toimivat molemmat omana kylmälaitoksenaan. Booster-laitoksen etuna on, että sekä plussa- että pakkaspuoli voidaan yhdistää käyttäen yhtä säätöjärjestelmää, mikä vähentää investointikustannuksia. Tämän tutkimuksen tarkastelu kohdistuu booster-koneiston toimintaan, minkä vuoksi muita järjestelmiä ei tarkemmin käydä läpi.

### ***Booster-kylmäkoneisto***

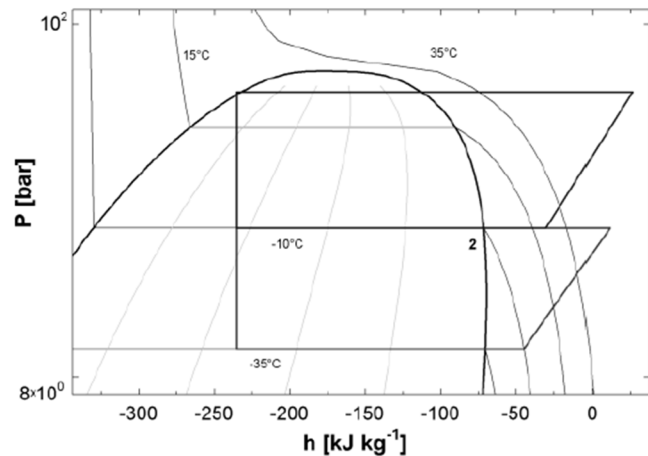
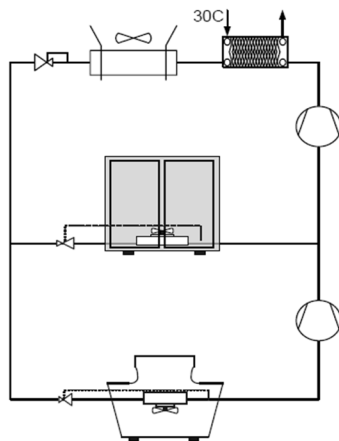
Booster-kylmäkoneisto on täyshiilidioksidijärjestelmä, jossa sama hiilidioksidi kiertää sekä pakkas- että plussakoneikkojen höyrystimissä, mutta myös korkeapaineen puolella, missä tapahtuu järjestelmän lämmönpoisto. Järjestelmän korkeapaineosuus voi olla joko yli- tai alikriittinen riippuen prosessia jäädyttävän väliaineen lämpötilasta. Järjestelmän nimi tulee booster-kompressoriksi nimitetystä matalapainekompressorista. Booster-järjestelmässä ei tarvita ylimääräistä lämmönsiirintä eri lämpötilatasojen välillä, kuten kaskadilaitoksissa, ja samalla välttyään ylimääräiseltä lämpötilaerolta. Suorana kylmäjärjestelmänä, booster-koneisto vaatii kuitenkin ison kylmäainemäärän ja pitkät putkiyhteet, mikä ei kuitenkaan hiilidioksidilla ole ongelma ympäristöystävällisyyden sekä pienen paine- ja lämpötilahäviön vuoksi.

Booster-järjestelmä voidaan toteuttaa monella eri tapaa. Eri komponenttien, kuten sisäisen lämmönsiirtimen ja kaasun ohituksella varustetulla välisäiliön koolla ja sijainnilla on huomattava vaikutus järjestelmän kylmäkertoimeen. Lisäksi eri järjestelmien, kuten kylmälaitoksen ja lämmitysjärjestelmän yhdistäminen ja laitoksen ohjaus vaikuttaa tehokkuuteen. (Titze et al., 2012, s. 5)

Kuvissa 4.2, 4.3 ja 4.4 on esitetty booster-kylmäjärjestelmiä erilaisilla komponenteilla varustettuna. Yksinkertaistettujen kytkentäkuvien vieressä on havainnollistettu järjestelmien toimintaa ph-diagrammeissa, joiden avulla voidaan karkeasti vertailla järjestelmien tehokkuutta.

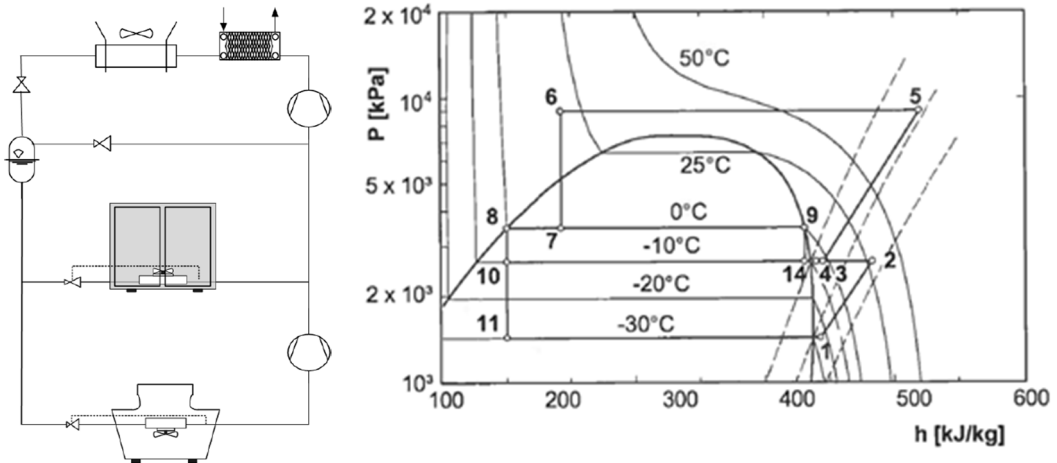


Kuvassa 4.2 on yksinkertainen booster-kylmäjärjestelmä, missä lämmöntalteenoton jälkeen lämpö poistetaan ulkoilmaan. Pakkashöyrystimen jälkeen kylmäaine puristetaan booster-kompressorin avulla plussahöyrystimen vaatimalle lämpötila- ja painetasolle. Ennen korkeapainekompressorin plussahöyrystimeltä ja matalapainekompressorilta tulevat kylmäainevirrat yhdistyvät. Tämän jälkeen kylmäaine puristetaan korkeapainepuolen kompressoreiden avulla lauhduttimien tai kaasujäähdyttimien vaatimalle tasolle. Kylmäaine lauhdutetaan ulkolauhduttimessa/kaasujäähdyttimessä ja paine alennetaan paisuntaventtiilien avulla eri lämpötilojen vaatimille tasoille.



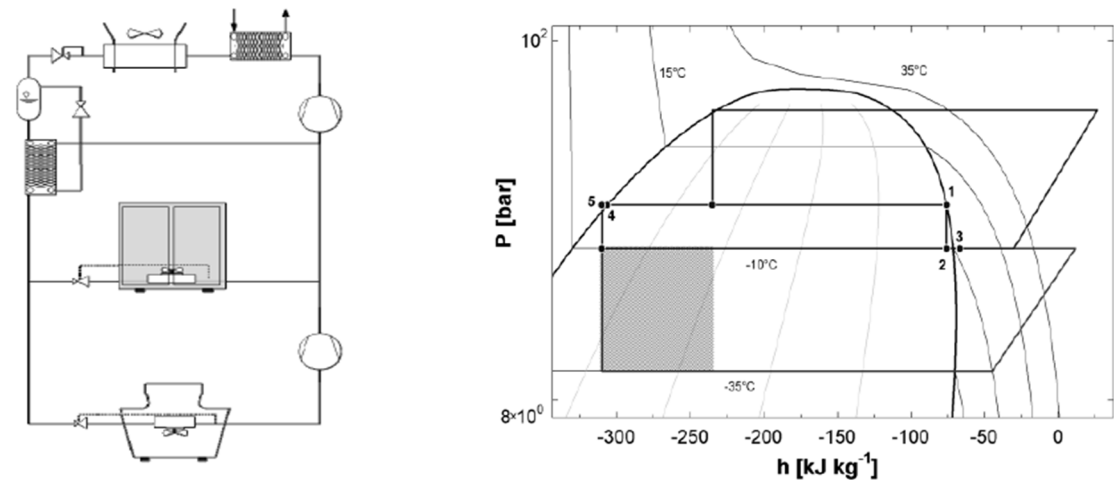
**Kuva 4.2.** Booster-kytkentä (Sawalha, 2013, s. 148).

Booster-järjestelmä välisäiliöllä (paisuntasäiliö) ja kaasunohituksella on esitetty kuvassa 4.3. Ph-diagrammista voidaan nähdä, että höyrystimille tuleva kylmäaine on vähemmän höyrymäisessä muodossa verrattuna kuvan 4.2 järjestelmään, mikä lisää järjestelmän tehokkuutta. Tässä järjestelmässä lauhduttimelta/kaasunjäähdyttimeltä tulevaa kylmäaineen painetta kuristetaan alikriittiselle välipaineen tasolle. Tällöin osa kylmäaineesta muuttuu höyryksi. Kuristuksen jälkeen välisäiliössä erotetaan kylmäaineen neste- ja höyryfaasit. Välisäiliön yläosasta höyry kuristetaan ja johdetaan korkean paineen kompressorin imupuolelle. Säiliön alaosasta kylmäaineeneste jaetaan kahteen osaan ja johdetaan paisuntaventtiileiden kautta eri lämpötilatason kylmäkalusteille, toinen plussapuolen ja toinen pakkaspuolen kalusteille. (Aittomäki, 2012, s. 82) Kylmäkalusteissa tapahtuneen höyrystymisen jälkeen pakkaspuolen kylmäaine puristetaan matalalämpötilan kompressoreissa ja sekoitetaan kylmäainevirtaukseen, joka tulee keskilämpötilasta matalapainekompressoreiden jälkeen. Virtaus yhdistyy myös välisäiliöltä tulevaan ohivirtaukseen ennen kuin se puristetaan lämmönpoiston painetasolle. (Kullheim, 2011, s. 17)



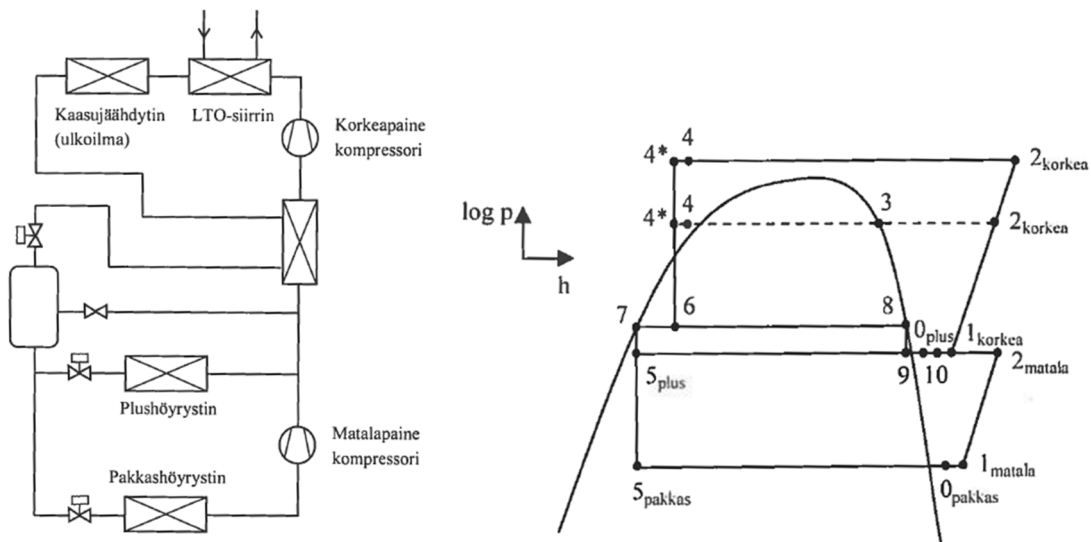
**Kuva 4.3.** Booster-kytkentä: välisäiliö (vasen kuva: Gavarrell, 2011, s. 34; oikea kuva: Aittomäki, 2012, s. 82).

Kuvassa 4.4 on esitetty booster-järjestelmä välisäiliöllä ja sisäisellä lämmönsiirtimellä eli regeneraatiolla. Sisäisen lämmönsiirtimen käyttö parantaa järjestelmän tehokkuutta. Lämmönsiirtimen avulla välisäiliöstä tulevaa nestemäistä kylmäainetta voidaan alijäähdyttää, mikä alentaa kylmäkalusteille tulevan kylmäaineen neste-höyryseoksen höyrypitoisuutta, mikä parantaa höyrystimen tehokkuutta ja koko järjestelmän kylmäkerointa. Toinen, oikeastaan todellinen syy sisäiselle lämmönsiirtimelle on se, että sisäisessä lämmönsiirtimessä alijäähdytyksen tuottaman lämmön avulla lämmitetään ja tulistetaan säiliön yläosasta lähtevää kuristettua kaasua. Tämän avulla voidaan vähentää korkeanpaineen kompressoreiden imupuolelle syötettävän kaasun nestepisaroiden määrää, mikä vähentää kompressoreiden nesteiskujen vaaraa. (Aittomäki, 2012, s. 76, Kullheim, 2011, s. 17) Vaikka riskin toteutumisen todennäköisyys on suhteellisen pieni, lämmönsiirtimen käyttö vähentää sitä edelleen. (Kullheim, 2011, s. 17) Imuhöyryn lämpötilan nousu nostaa myös kompressorin ulostulolämpötilaa. (Aittomäki, 2012, s. 76) Sisäisen lämmönsiirtimen avulla voidaan myös hyödyntää hiilidioksidijärjestelmän paisunnassa tapahtuvaa häviötä. (Sawalha, 2012).



**Kuva 4.4.** Booster-kytkentä: välisäiliö ja sisäinen lämmönsiirrin (vasen kuva: Chen & Sawalha, 2010, s. 32; oikea kuva: Cottineau, 2011, s. 43).

Sisäinen lämmönsiirrin voi sijaita kytkennässä monessa eri paikassa. Kuvassa 4.5 sen sijainti on heti kaasujäähdyttimen jälkeen. Vertaamalla kytkentöjä kuvissa 4.4 ja 4.5 voidaan havaita, että kuvan 4.5 kytkennässä höyrystimille menevän kylmäaineen höyrystipitoisuus on suurempi.



**Kuva 4.5.** Booster-kytkentä: sisäinen lämmönsiirrin ja välisäiliö (Heikkilä, 2012, s. 35, 38).

Sisäisen lämmönsiirtimen avulla voidaan hyödyntää jäähtymisen lämpöä tulistuksessa. Sen sijainnilla on omat vaikutuksensa kylmälaitoksen toimintaan. Kun sijainti on välisäiliön jälkeen (kuva 4.4) vaikutukset ovat muun muassa:

- lämpötilaero nousee, mikä parantaa tulistusmahdollisuutta
- tarvittava lämmönsiirrinkapasiteetti kasvaa, sillä kylmäaineen nestepitoisuus on korkeampi

Sisäisen lämmönsiirtimen sijaitessa ennen välisäiliötä (kuva 4.5) vaikutuksia on muun muassa:

- ei nesteen alijäähdytystä
- lämmönsiirtimen täytyy soveltua korkeaan paineeseen
- riski korkeaan kompressorin poistolämpötilaan korkeilla kaasujäähdyttimen ulostulolämpötiloilla

Myös välisäiliön paineella on vaikutus kylmälaitokseen, esimerkiksi:

- jos paine on korkeampi, saadaan suurempi lämpötilaero välisäiliön jälkeen sijaitsevalla lämmönsiirrimellä
- jos paine on matalampi, höyrystimille menevän paisuntakaasun nestepitoisuus on hiukan pienempi. (Bitzer, 2011)

## 4.2 Kylmälaitoksen lämmönpoisto ja -talteenotto

Kylmälaitoksen tuottama lämpö voidaan poistaa joko kokonaan ulkoilmaan tai kylmälaitos voidaan varustaa lämmöntalteenotolla, jolloin lauhduttimen tai kaasujäähdyttimen

lämpöä hyödynnetään rakennuksen lämmitysjärjestelmissä. Tehokkainta olisi, että kylmälaitos ja rakennuksen LVI-järjestelmä suunniteltaisiin niin, että ne soveltuvat mahdollisimman hyvin lämmöntalteenottoon. Suunnittelu koskee erityisesti lämmönjaon lämpötilatasoa. Samalla on kuitenkin muistettava, ettei kylmälaitoksen toimintaa saa häiritä lämmöntalteenotolla. Esimerkiksi järjestelmän vaatima lauhdutusteho on oltava aina saatavilla. (Aittomäki, 2012, s. 208, 210) Tämän voi varmistaa esimerkiksi ulkona sijaitsevalla lauhduttimella tai nestejäähdyttimellä.

Kylmälaitoksen tuottamaa lämpöä voidaan käyttää rakennuksen lämmitykseen ilma- tai lattialämmityksen kautta, mutta myös lämpimän käyttöveden tuottoon. Matalan lauhdelämpötilan saavuttamiseksi lämpöä voidaan siirtää tarvittaessa myös rakennuksen oviverhophallukseen, edustojen sulatukseen tai maalämpöjärjestelmän energiakaivoihin. Lisäksi kylmäjärjestelmän rakennusautomaatio ja järjestelmän mittaaminen on tehtävä sellaiseksi, että järjestelmän ohjaus voidaan toteuttaa tehokkaasti ja järjestelmän toimivuus voidaan todentaa (Motiva, 2012, s. 6).

Seuraavissa alaluvuissa käydään läpi kylmälaitoksen lämmönpoisto- ja lämmöntalteenottojärjestelmiä. Yksi tapa on jakaa ne suoraan, välilliseen tai niiden yhdistelmänä toteutettuihin järjestelmiin. Lisäksi lämpöpumppua voidaan hyödyntää lämmöntalteenotossa.

#### **4.2.1 Suora lämmönpoisto ja -talteenotto**

Suora lämmönpoisto voidaan toteuttaa lämmöntalteenotolla tai ilman. Ilman lämmöntalteenottoa kylmälaitoksen lämpö siirretään suoraan ulkoilmaan. Lämmöntalteenotossa kylmäkoneiston lämpö vietään suoraan lämmitettävään tilaan. Lämpö voidaan luovuttaa kylmäaineesta suoraan myös vesikiertoisen lämmitysjärjestelmän hyödynnettäväksi. Lainsäädäntö kieltää käyttöveden lämmityksen suorasta lämmönpoistosta. Tämän vuoksi käyttöveden lämmitys on tehtävä välillisen järjestelmän avulla, mikä muun muassa mataltaa saavutettavaa käyttöveden lämpötilatasoa. (Hakala & Kaappola, 2011, s. 212)

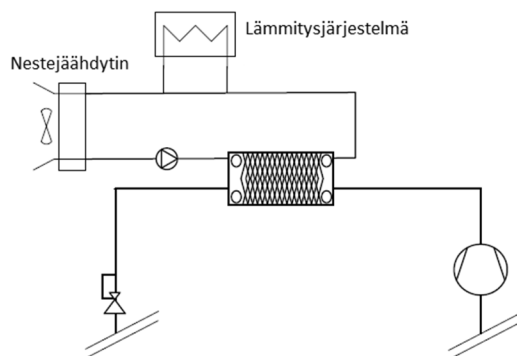
Poistettaessa lämpö ulkoilmaan järjestelmän tehokkuutta parantaa niin sanottu kelluva lauhdutus, missä lauhtumislämpötila muuttuu ulkolämpötilan mukaan. Matalilla ulkolämpötiloilla lauhtumislämpötila laskee ja kylmäkoneen energiankulutus pienenee. Kelluvan lauhdutuksen kääntöpuolena on se, että rakennuksen lämmitysenergia pitää tällöin toteuttaa muuta kautta. Muuttuva lauhtumislämpötila voidaan toteuttaa taajuusmuuttajalla varustetun kompressorin avulla. Minimilauhtumislämpötila on usein 10 °C, mikä on jäähdytysteollisuuden ja kompressorivalmistajien suositus, jolla varmistetaan paisuntaventtiilin oikea toiminta. (Chen & Sawalha, 2010, s. 13) Lisäksi kompressorin toiminta-alue vaikuttaa minimilauhtumislämpötilaan.

#### **4.2.2 Välillinen lämmönpoisto ja -talteenotto**

Välillisessä järjestelmässä kylmälaitoksen kaasujäähdytin/lauhdutinta jäähdytetään erillisellä liuospiirillä (esimerkiksi etyleeniglykoli), jonka avulla kylmäkoneikon tuottama

lämpö siirretään ulkoilmaan tai hyödynnettäväksi rakennuksen tai käyttöveden lämmityksessä. Välillisen järjestelmän haittapuolena on ylimääräinen lämpötilaero ja ylimääräisten lämmönvaihtimien tarve. Välillisen järjestelmän etuna on kylmäainekoneikon kylmäainemäärän ja samalla mahdollisten kylmäainevuotojen vähentyminen. Kylmäainemäärän vähentämisestä on etua, mikäli aine on haitallista esimerkiksi ympäristölle tai terveydelle. Hiilidioksidilla näitä haittoja ei kuitenkaan ole.

Välillisen lämmönpoistojärjestelmän avulla voidaan toteuttaa esimerkiksi lämmöntalteenoton ja kelluvan lauhtuksen yhdistelmä, jota kutsutaan englanninkielisessä kirjallisuudessa myös *Fixed Head Pressure*- eli FHP-järjestelmäksi (kuva 4.6). Järjestelmän ideana on kattaa sekä jäähdytyksen että osa tai koko kiinteistön ja sen käyttöveden lämmityksentarve. Lämmöntarpeen kasvaessa lauhtumislämpötilaa nostetaan ja vastavasti ilman lämmöntarvetta, järjestelmä toimii ulkolämpötilan mukaan muuttuvalla lauhtumislämpötilalla eli niin sanotulla kelluvalla lauhtuksella. Sawalha (2013) mainitsee, että FHP-järjestelmä ei sovellu hyvin täyshiilidioksidijärjestelmiin, koska järjestelmä vaatii korkeamman lauhtumislämpötilan ylimääräisen lämmönsiirtoportaan vuoksi. (Sawalha, 2013, s. 147)



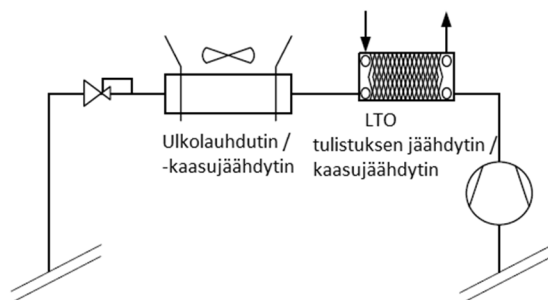
**Kuva 4.6.** Välillinen lämmönpoisto lämmöntalteenotolla ja kelluvalla lauhtuksella (Chen & Sawalha, 2010, s. 14; Sawalha, 2013, s. 148, muokattu).

On myös mahdollista tehdä järjestelmä, missä lämmönpoisto on jaettu useille nestejäähdyttimille. Kun lämmöntarvetta ei ole, järjestelmä toimii kelluvalla lauhtuksella. Lämmöntarpeen kasvaessa yksi tai useampi nestejäähdytin toimii korkealla lauhtumislämpötilalla toisten toimiessa kelluvalla lauhtuksella. (Arias et al., 2004, s. 74)

### 4.2.3 Suoran ja välillisen lämmönpoiston ja -talteenoton yhdistelmä

Kylmäkoneikon lämmönpoisto ja lämmöntalteenotto voidaan toteuttaa myös suoran ja välillisen järjestelmän yhdistelmänä, jolloin osa lämmöstä luovutetaan välillisesti esimerkiksi rakennuksen tai sen käyttöveden lämmitykseen ja loput suoraan ilmaan. Yksi sovellus tähän on lämmöntalteenotto tulistuksen jäähdytyksestä ennen ulkoilmajäähdytteistä lauhtutinta tai kaasunjäähdytintä. Tällainen, kuvassa 4.7 esitetty lämmön talteenottojärjestelmä soveltuu kylmälaitoksiin, joissa kompressorin jälkeinen lämpötila on korkea,

esimerkiksi hiilidioksidi- ja ammoniakkisovelluksissa. Järjestelmän kompressorin ulostulopainetta ohjataan lämmöntarpeen mukaan lauhduttimen/ kaasujäähdyttimen jälkeisen säätöventtiilin avulla. (Chen & Sawalha, 2010, s. 15)

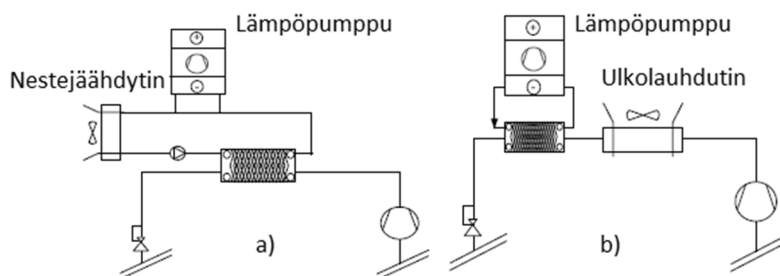


**Kuva 4.7.** Lämmöntalteenotto tulistuksen jäähdytyksestä ja lämmönpoisto ulkoilmaan (Chen & Sawalha, 2010, s. 14; Sawalha, 2013, s. 148 muokattu).

Kuvassa 4.7 esitetty transkriittisen hiilidioksidijärjestelmän kaasujäähdytin voidaan varustaa kaasun ohituksella ja tarvittavalla ohjauksella. Tällöin tulistuksenpoistimen jälkeen kolmitieventtiilin avulla voidaan ohittaa kaasunjäähdytin. Lämmön talteenoton kiertovesipumpun ja kaasujäähdyttimen puhaltimien nopeuksia säätämällä ja tarvittaessa sen ohituksella voidaan lämpöä saada enemmän talteen ilman, että lisätään kompressorin ulostulopainetta. Kaasujäähdyttimen ohituksella voidaan poistaa luonnollisen konvektion aiheuttamaa lämpöhukka kaasujäähdyttimestä. Vasta tämän jälkeen kylmäkoneikon painetta on tarvetta nostaa, millä varmistetaan tarvittava lämmöntalteenoton määrä. Huomioitavaa on, että oikean säädön avulla voidaan eliminoida lisälämmitysjärjestelmän tarve ja vähentää samalla lämmitysjärjestelmän investointikustannuksia. (Madsen & Bjerg)

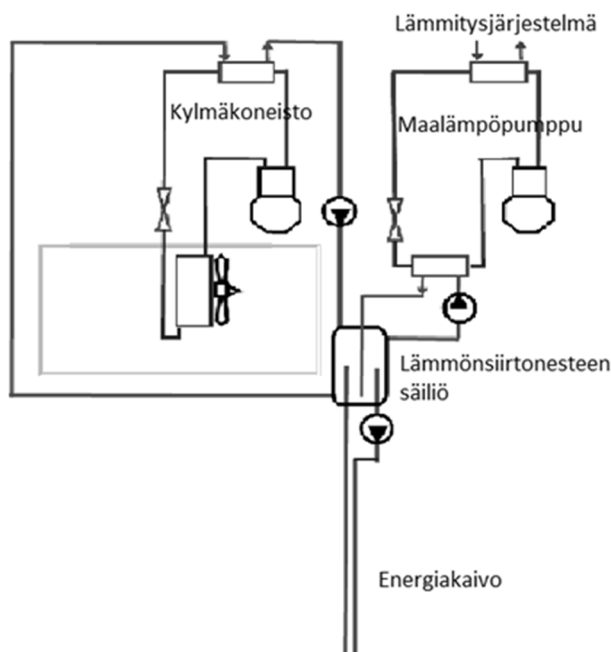
#### 4.2.4 Lämpöpumppu ja energiakaivot lämmönpoistossa ja -talteenotossa

Kylmälaitoksesta voidaan ottaa lämpöä talteen myös lämpöpumpun avulla. Lämpöpumppu voidaan kytkeä esimerkiksi lauhduttimeen, jolloin lauhtumispaine voidaan pitää matalana (kuva 4.8 a.). Toinen tapa on yhdistää lämpöpumppu alijäähdyttimeen, jolloin järjestelmä toimii kelluvalla lauhtuksella ja sen hyötysuhdetta parannetaan alijäähdyttämällä kylmäainekiertoa lämpöpumpun avulla (kuva 4.8 b.). (Chen & Sawalha, 2010, s. 15) Kummassakin tapauksessa jää hyödyntämättä hiilidioksidin etu, tulistuslämmön suuri määrä.



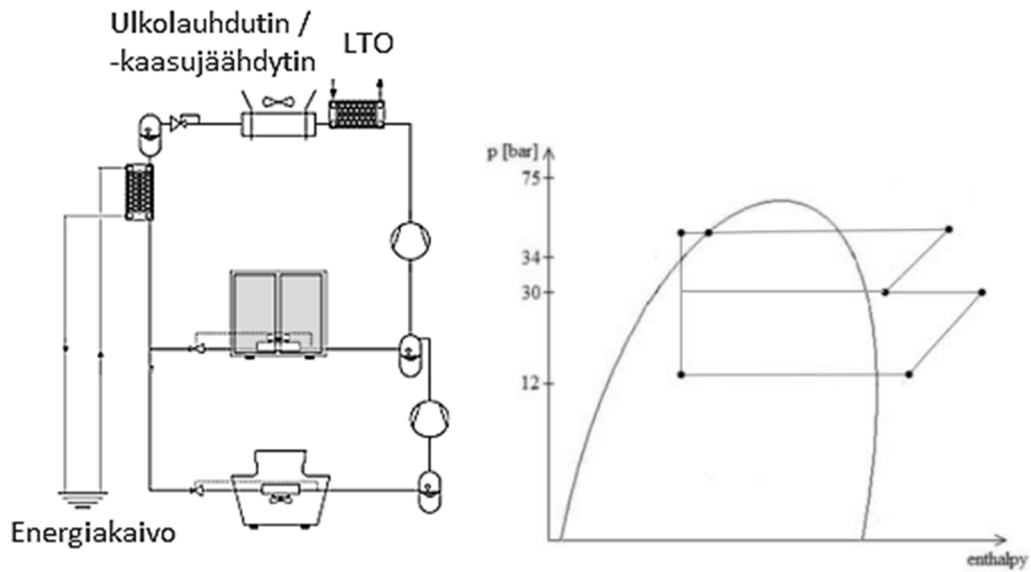
**Kuva 4.8.** Lämpöpumppu kylmäkoneeseen yhdistettynä (Sawalha, 2013, s. 148, muokattu).

Kylmälaitoksen lämmönpoisto- ja lämmöntalteenottojärjestelmiin voidaan yhdistää myös maalämpöpumppu ja energiakaivot tai pelkästään energiakaivot. Energiakaivojen toteuttaminen on kallista, joten määrän mitoittaminen on tehtävä optimaalisesti. Energiakaivojen tarkkaa suunnittelua vaatii myös se, että järjestelmälle halutaan taata tietty lämpötila vuosien ajan (katso lisää luku 5). Kuvassa 4.9 on yksi tapa yhdistää kylmäjärjestelmä, energiakaivot ja maalämpöpumppu. Järjestelmän avulla lauhtumislämpötilaa voidaan pitää matalana ympäri vuoden. Kuvan kytkennässä lauhtelämpö siirretään säiliöön, joka on yhdistettynä maalämpöpumpun höyrytimeen ja samalla energiakaivoihin. Säiliön lämpötila pidetään lämmityskaudella mahdollisimman korkeana, muulloin mahdollisimman matalana. Rakennuksen lämmitys toteutetaan kokonaisuudessaan maalämpöpumpun avulla. (Nowacki, 2012, s. 3) Kuvan kaltaisen järjestelmän ongelmana hiilidioksidikylmälaitoksessa on sama kuin kuvan 4.6 kytkennässä: tulistuslämpöä ei voida tehokkaasti hyödyntää suoraan rakennuksen lämmityksessä.



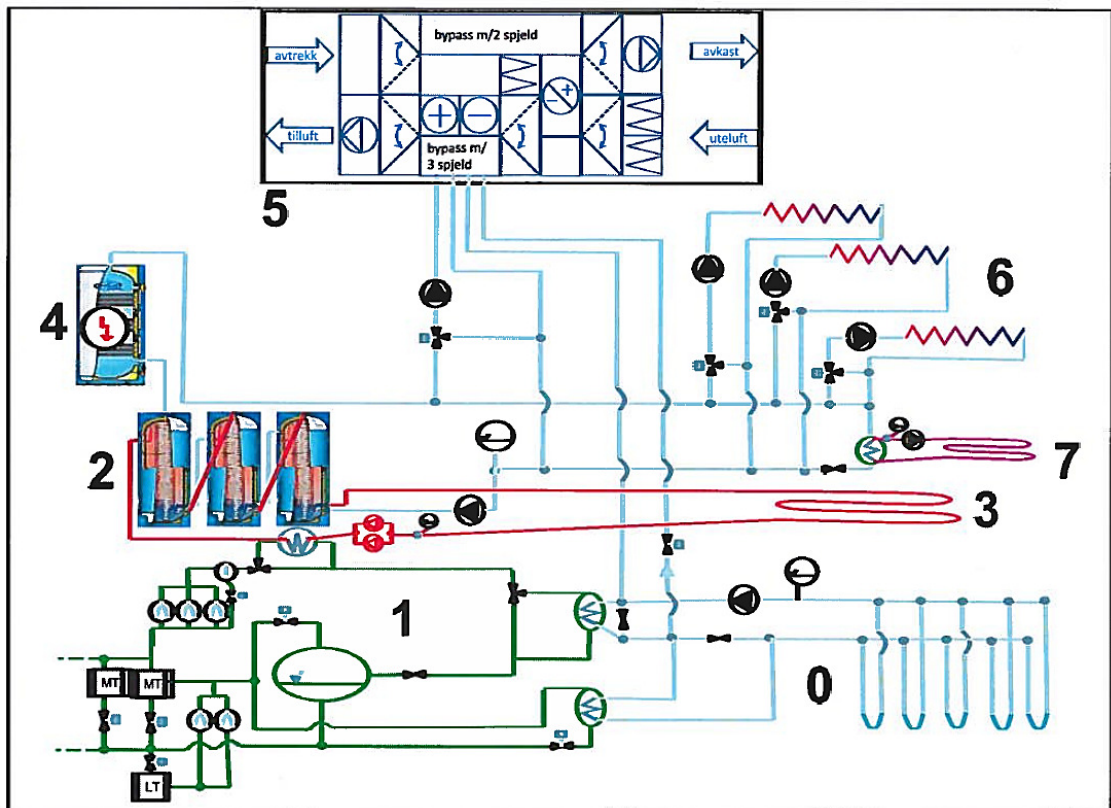
**Kuva 4.9.** Maalämpöpumppu ja energiakaivot kaupan kylmäkoneistoon yhdistettynä (Nowacki, 2012, s. 3, muokattu).

Kylmälaitoksen lämpöä voidaan siirtää myös suoraan energiakaivoihin silloin, kun kiinteistössä ei ole tarvetta lämmitykselle tai järjestelmän tehokkuutta voidaan parantaa jäädyttämällä kylmäaineprosessi lämmöntalteenoton jälkeen energiakaivojen avulla. Kuvassa 4.10 on esitetty järjestelmä, jossa kaupan booster-hiilidioksidikylmälaitos ja maalämpöjärjestelmä on yhdistettynä. Korkeapainekompressorin jälkeen lämpöä otetaan välillisesti talteen rakennuksen lämmitysjärjestelmiin. Tämän jälkeen kylmäaine lauhtuu tai jäähtyy ulkolauhduttimessa. Lopuksi kylmäainetta alijäädytetään lisää lämmönsiirtimeissä, jonka toisella puolella virtaa maalämpöjärjestelmän energiakaivoissa virtaava lämmönsiirtoneste. Kytkentä on lähes samanlainen kuin kuvassa 4.2, mutta kylmäaineen alijäädytyksen määrä on suurempi, kuten kuvan ph-piirroksesta voidaan nähdä.



**Kuva 4.10.** Booster-kytkentä: energiakaivot alijäähdytyksessä (Cottineau, 2011, s. 42, 17, muokattu).

Kuvassa 4.11 on monimutkaisempi järjestelmä, jossa booster-hiilidioksidilaitoksen lämpöä otetaan talteen epäsuorasti erilaisiin lämmitysjärjestelmiin. Samaan kylmälaitokseen on yhdistettynä energiakaivot sekä ylimääräinen höyrystyn kylmälaitoksen lämpöpumppukäyttöä varten.



**Kuva 4.11.** Hiilidioksidikylmälaitos maalämpöjärjestelmään yhdistettynä ilman erillistä maalämpöpumppua (Titze et al., 2012, s. 5).



Kuvan 4.11 järjestelmässä lämpö siirretään kylmäkoneistosta (1) ensin glykolipiiriin, joka kulkee varaajasäiliöihin (2) lämmönsiirrinkierukoiden välityksellä. Kun varaajat ovat latautuneet, glykolipiiri jäähdytetään luovuttamalla lämpö parkkialueen sulatukseen (3). Varaajista lämmin vesi siirtyy sähkövastuksilla varustettuun huippukuormavaraajaan (4). Tämän jälkeen vesi luovuttaa lämpönsä ilma- ja lattialämmitykseen, kohdat (5) ja (6). Talven aikana kaupan sisääntuloalue pidetään sulana (7) lattialämmityksestä palaavan nesteen avulla.

Tämän market-rakennuksen lämmöntarve voidaan kattaa täysin hiilidioksidikylmälaitoksen varaajatankkeihin tuottamalla lämpimällä vedellä. Lähes kaikki järjestelmän lämpö jaetaan lattialämmityksen kautta. Ilmanvaihtojärjestelmä on liitetty lämmitykseen, minkä avulla voidaan kattaa nopea lämmityksen tarve. Ilmanvaihtojärjestelmän (5) avulla on hoidettu myös rakennuksen jäähdytys, joka toimii energiakaivojen (0) tarjoaman vapaajäähdytyksen avulla. Energiakaivojen avulla taataan myös matala, 10 °C lämpötila kylmälaitoksen paisuntaventtiileille vuoden ympäri. Vapaajäähdytyksellä kaupan sisäilmaa jäähdytetään ja siitä poistetaan kosteutta. Mikäli rakennukseen tulee vapaajäähdytyksen tehostusta, lisäjäähdytystarvetta, lämpö absorboidaan lämmön-siirtimeen, joka on kylmälaitoksen ”keskilämpötilassa”. Tällöin korkeapaine-kompressorit toimivat lämpöpumppuina. Energiakaivot voivat toimia myös lisälämmönlähteenä, jolloin jäähdytyslämmönsiirrin toimii maalämpöpumpun höyrystimen tavoin. Lisäämällä lämmönlähde ikään kuin lisäjäähdytyskojeena plussalämpötilan tasolle, voidaan lisälämmityksen tarpeen aiheuttamia kuluja minimoida. (Titze et al., 2012, s. 5 - 6)

## 5 MAALÄMPÖPUMPPU JA ENERGIKAIVOT

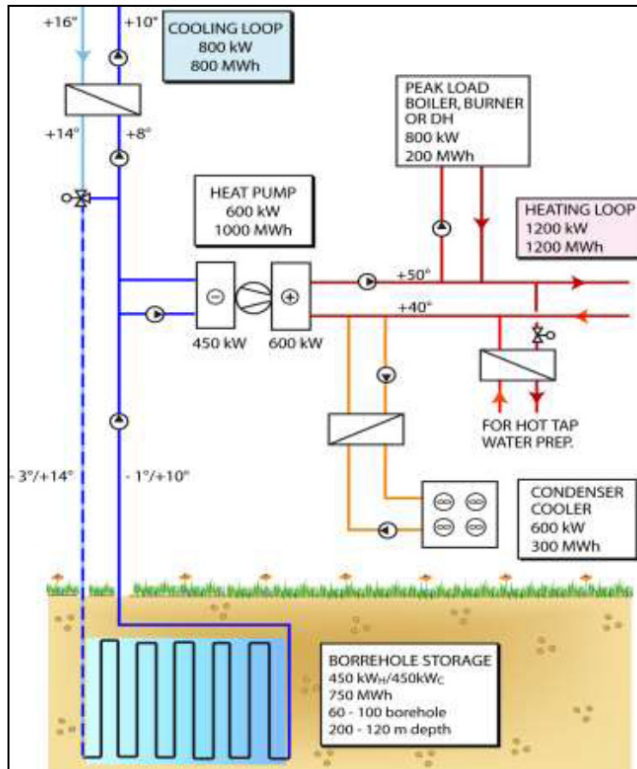
Maaperän lämpöenergia eli maalämpö, josta käytetään myös termiä geoenergia, on pääosin maaperään sitoutunutta aurinkoenergiaa. Maaperää voidaan hyödyntää monella eri tapaa lämmönlähteenä, mutta myös lämpönieluna.

Kalliolämpöpotentiaalia voidaan hyödyntää kallioon porattujen pystysuorien tai lähes pystysuorien 100 - 300 metrin syvyisten porareikien ja niihin asennettujen lämmönvaihtimien avulla. Lämmönvaihtimilla varustettuja porareikiä kutsutaan energiakaivoiksi (lämpökaivo). Yleisimmin käytetty lämmönvaihdin on suljettu U-putki, missä kierrätetään lämmönsiirtoaineena toimivaa, jäätyvätöntä vesi-etanoliseosta (Acuna, 2010). Suomessa kohteissa energiakaivoja on useampia, jolloin on otettava huomioon niiden vaikutukset toisiinsa. Energiakaivojen välimatka on pidettävä noin 20 metrissä, sillä muuten kaivot vaikuttavat toisiinsa liikaa ja maaperän lämpötila voi alkaa muuttua. Energiakaivojen yläpäitä voidaan sijoittaa myös lähemmäksi toisiaan, mikäli ne porataan vinoon. (Aittomäki, 2012, s. 353)

### 5.1 Maalämpöpumpun ja energiakaivojen hyödyntäminen rakennuksen lämmityksessä ja jäähdytyksessä

Yleisin maalämpösovellus on kalliolämmön hyödyntäminen maalämpöpumpun avulla rakennusten lämmityksessä. Kallioperän tasaisena pysyvän matalan lämpötilan vuoksi sitä voidaan hyödyntää tehokkaasti myös rakennuksen jäähdytysjärjestelmän tuottaman lauhdelämmön tai muun lämpöenergian lämpönieluna. Jäähdytys voi olla joko kompressorivusteista tai vapaajäähdytystä. Energiakaivojen lämpötila on matala ja lähes ulkoilmasta riippumaton, mikä mahdollistaa kesäaikana matalan lauhtumislämpötilan myös esimerkiksi kaupan kylmäjärjestelmälle. Vapaajäähdytyksessä viileää lämmönkeruunestettä pumpataan energiakaivoista jäähdytysjärjestelmän lämmönsiirtimille ja energiakaivokenttä toimii jäähdytyksen lämpönieluna. Tällä tavalla jäähdytys voidaan toteuttaa ilman kompressorikoneistoa, jolloin myös kylmäkerroin on paljon parempi, sillä sähköenergiaa ei kulu kompressorissa vaan ainoastaan lämmönkeruunesteen pumppauksessa. (Pre-Design Guide, 2004)

Mikäli jäähdytysteho halutaan kattaa pelkästään vapaajäähdytyksellä, voi järjestelmästä tulla erittäin kallis. Tämän vuoksi vapaajäähdytys ja koneellinen jäähdytys on järkevä yhdistää, jolloin vapaajäähdytyksen tehon ollessa riittämätön sitä voidaan tehostaa maalämpöpumpun kompressorikoneikolla. (Mäkinen, 2006, s. 21 - 22; Pre-Design Guide, 2004, s. 10.) Kuvassa 5.1 on esitetty maalämpöjärjestelmä, jossa maalämpöpumppu toimii sekä lämmitys- että jäähdytyskäytössä. Jäähdytyskäytössä lauhdutuslämpö voidaan siirtää kuvan mukaisesti ulkoilmaan tai myös energiakaivoihin, jos niiden lämpötilatasapaino pysyy hallinnassa.



**Kuva 5.1.** Maalämpöpumppu lämmitys- ja jäähdytyskäytössä (Andersson et al., 2011, s. 31).

Käytettäessä kalliota jäähdytysjärjestelmän lämpönieluna, kallion lämpötila nousee ja lämpöpumpun lämmitysprosessin hyötysuhde paranee. Lisäksi lauhdutettaessa lämpöä viileään kallioon kompressori kuluttaa vähemmän sähköä, mitä esimerkiksi ulkoilmaan lauhdutettaessa. Kallion lämpötilan nousua ei tosin voida taata, sillä kallion geologiaa ei voida täysin tuntea. Kallion lämpötilan muutokseen vaikuttavat muun muassa energiakaivoja mahdollisesti ympäröivän pohjaveden liike sekä ympäröivän kallio-perän ominaisuudet, jotka voivat vaihdella huomattavasti pienelläkin alueella. (Motiva, 2012, s. 10) Jokainen maaperää sekä lämmönlähteenä että lämpönieluna hyödyntävä järjestelmä pitää tarkastella ja suunnitella huolellisesti tapauskohtaisesti. (Aittomäki, 2012, s. 353)

## 5.2 Maalämpöjärjestelmän suunnittelu

Maalämpöjärjestelmä koostuu kolmesta eri osasta, joita ovat rakennus, maalämpöpumppu ja mahdollinen jäähdytysjärjestelmä tai -koneisto lämmönsiirtimiseen sekä maapiiri, jonka tärkein osa on energiakaivot. Suunniteltaessa maalämpöjärjestelmää sekä lämmitys- että jäähdytyskäyttöön on tärkeää ymmärtää eri komponenttien vaikutukset toisiinsa. Nesteiden lämpötilat rakennuksen lämmönsiirtopiireissä, kompressorikoneikoissa ja maapiirissä määräävät järjestelmän kokonaistoimintaa. Tämän vuoksi suunnittelutyön yksi tärkeä osa on analysoida lämpötilatasojen vaikutukset järjestelmän toi-

mintaan ja taloudellisuuteen. Maalämpöpumpun lämpökerrointa tarkasteltaessa rakennuksen lämmönjakolämpötila olisi hyvä olla mahdollisimman alhainen. Tämä voidaan toteuttaa käytännössä suurilla lämmönjakopinnoilla, kuten esimerkiksi lattialämmityksellä. Lämmityksen hyötysuhdetta parantaa myös mahdollisimman korkea energiakaivoista tulevan lämmönsiirtonesteen lämpötila, mikä tarkoittaa maalämpöjärjestelmän koon kasvattamista. Jäähdytysnäkökulmasta sen sijaan energiakaivojen matala lämpötila on etu. Tämän vuoksi on tärkeä löytää optimikohta, missä lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmän kokonaiskustannukset ovat minimissään. (Naumov, 2005, s. 13)

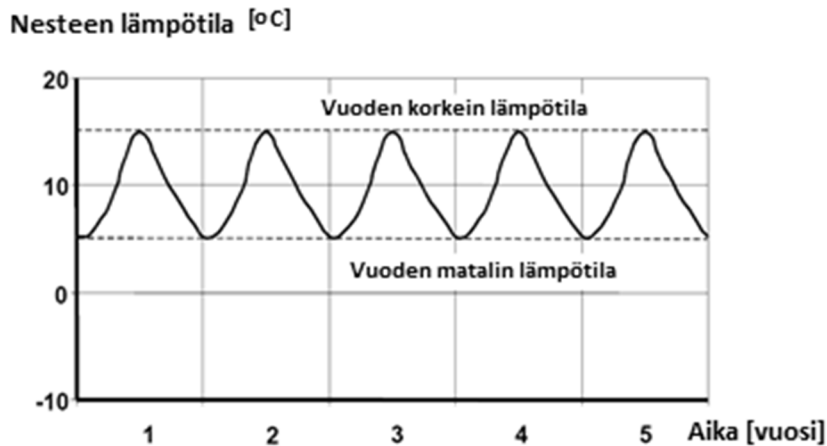
Lämpökaivokentän suunnittelun tavoitteena on löytää järjestelmälle oikea koko, eli porareikien syvyys ja määrä sekä lämpökaivokentän muoto. Koko riippuu rakennuksen lämmitys- ja jäähdytyskuormista, jotka järjestelmän täytyy kattaa. Lisäksi lämpökaivokentän muoto vaikuttaa voimakkaasti lämmönsiirtoon maan ja lämmönsiirtonesteen välillä. Lämmönsiirto riippuu lämmönsiirtopinta-alasta lämmönkeruuputkien ja maan välillä, maaperän eri ominaisuuksista sekä lämmönsiirtonesteen ominaisuuksista ja virtauksesta. (Naumov, 2005, s. 5) Maalämpöjärjestelmän toimintaan vaikuttavan maaperän geologisten olosuhteiden tarkka tietämys on yksi avaintekijä projektin onnistumisessa. Suurella määrällä suunnittelijoista ei ole tarpeeksi laajaa tietoa maasto-olosuhteista ja ne jätetään huomiotta. Maan pinnalta on vaikeaa arvioida kallion vesipitoisuutta tai halkeilua, minkä vuoksi koeporaus olisi hyvä toteuttaa suunnittelun tueksi. Yleisin ongelma on aliarvioida geologisten tekijöiden tärkeyttä suunnitteluprosessissa, vaikka ne määrittävät järjestelmän toteuttamiskelpoisuutta, kustannuksia ja kannattavuutta sekä toteuttamiseen liittyviä ympäristökysymyksiä. Toisin sanoen huomiotta jättämisen seurauksena voi olla ylihintainen projekti tai toimimaton järjestelmä. (Andersson et al., 2011, s. 34)

### **5.2.1 Lämmitys- ja jäähdytyskuormien vaikutus maalämpöjärjestelmään**

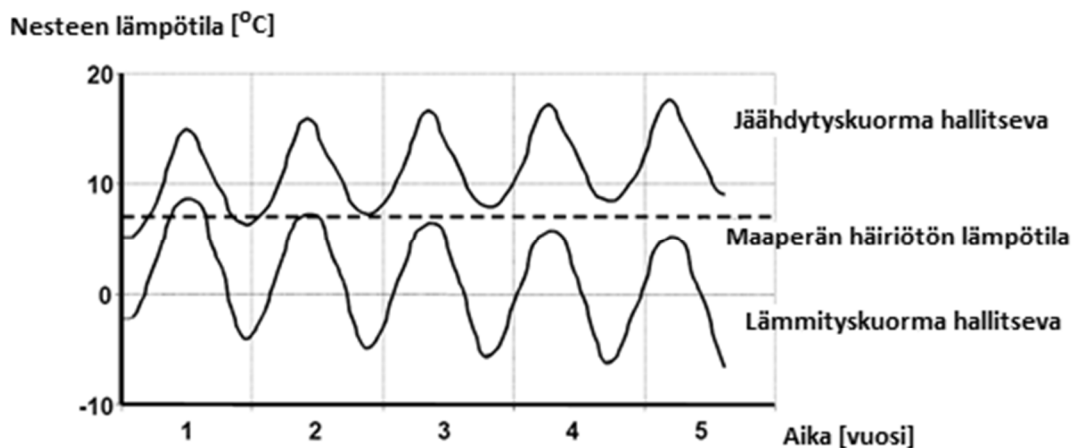
Rakennuksen lämmitys- ja jäähdytyskuormien suuruudet ovat tärkeä tekijä maalämpöjärjestelmän suunnittelussa. Niiden avulla voidaan arvioida kuinka paljon maaperästä otetaan ja kuinka paljon sinne ladataan lämpöä. Myös energiakaivojen määrä, välimatkat ja energiakaivojen vuorovaikutukset toisiinsa vaikuttaa suunnitteluun. Näiden monien muuttujien vuoksi jokainen järjestelmä vaatii tarkkaa suunnittelua, eikä sitä voida tehdä keskimääräisten arvojen perusteella. (Andersson et al., 2011, s. 12)

Rakennuksen lämmitys- ja jäähdytyskuormien suhteiden avulla voidaan määrittää lämpötilan pysyvyys energiakaivoissa. Mikäli kuormien välillä on tasapaino, nesteen lämpötila pysyy vakiona vuosi toisensa jälkeen, mutta jos kuormat ovat epätasapainoiset, nesteen lämpötila muuttuu vuosien saatossa, kunnes se stabiloituu. Kuormien ollessa epätasapainoiset, nesteen ja maaperän välinen lämmönsiirto tulee tärkeäksi. Mitä pienempi lämmönsiirtopinta-alaa maapiirillä on, sitä enemmän nesteen lämpötila muuttuu alkupe- räisestä lämpötilasta. (Naumov, 2005, s. 6, 7). Mitä suuremmat kuormat ovat, sitä enemmän lämpötila vaihtelee vuoden aikana. Kaiken kaikkiaan on tärkeää mitoittaa maalämpöjärjestelmä siten, että maasta otetun ja sinne ladatun energian määrä ovat tasapainossa keskenään. (Andersson et al., 2012, s. 15) Kuvissa 5.2 ja 5.3 on esitettyä esimerkit läm-

pötilan vaihteluista. Kuvassa 5.2 kuormat ovat tasaiset ja lämpötila pysyy vakiona vuodesta toiseen. Kuvassa 5.3 kuormat ovat erisuuruiset, minkä vuoksi lämpötila alkaa nousta vuosien kuluessa.



**Kuva 5.2.** Nesteen lämpötilan muuttuminen tasaisessa kuormituksessa (Naumov, 2005, s. 6, muokattu).



**Kuva 5.3.** Nesteen lämpötilan muuttuminen jäähdytys- tai lämmityskuorman hallitsemassa tilanteessa (Naumov, 2005, s. 7, muokattu).

Maapiirin kokoon vaikuttaa rakennuksen lämmitys- ja jäähdytystarve. Mitä suurempi lämmitys- tai jäähdytystarve on, sitä suurempi maapiirin pitää olla. Tämä tarkoittaa energiakaivojen syvyyksien kasvua tai eri muodostelman käyttöä, jotta nesteen lämpötila voidaan pitää halutuissa arvoissa. Energiakaivojen muodostelmaa voidaan arvioida rakennuksen kuormakerroimen avulla. Kuormakerroin on rakennuksen lämmitys- ja jäähdytysenergioiden nettoarvojen summan suhde absoluuttisten arvojen summaan. Kaavassa lämmitystarve on positiivinen ja jäähdytystarve negatiivinen. Kuormakerroin vaihtelee -1 ja +1 välillä. Kuormakerroimen ollessa -1, rakennuksessa on vain jäähdytystarvetta, +1 lämmitystarvetta ja 0 silloin, kun lämmitys- ja jäähdytystarpeet ovat tasapainossa. Kuormakerroimen avulla voidaan valita energiakaivojen muodostelma. Jos lämmitys- tai jäähdytystarve on vallitseva, energiakaivojen lämmönsiirtopinta-ala tulee maksimoida, eli energiakaivojen pitää sijaita tarpeeksi kaukana toisistaan. Tällä tavalla voidaan varmistaa

energiakaivojen lämpötilan tasaisuus vuosien ajan. (Andersson et al., 2011, s. 19) Maapiirin lämmönsiirtopinta-ala riippuu vahvasti lämpökaivokentän muodosta voidaan erottaa kolme eri sovellusten päätyyppiä:

- lämmöntarve vallitseva, ”linjamuoto”
- jäähdystarve vallitseva, ”linjamuoto”
- lämmön- ja jäähdystarve tasapainossa, suorakaide

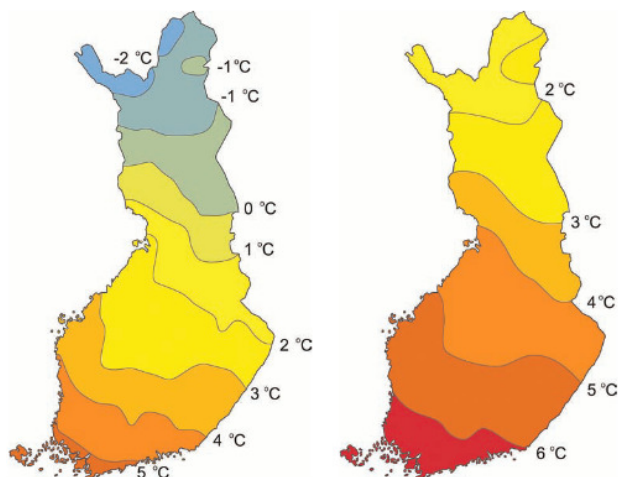
(Fahlén, et al., 2010, s. 3)

## 5.2.2 Energiakaivojen lämmönsiirtoon vaikuttavia tekijöitä

Maaperän ja samalla energiakaivojen kykyyn toimia lämmönlähteenä ja lämpönieluna vaikuttavat monet eri tekijät, joita ovat muun muassa maaperän (häiriötön) lämpötila ja maaperän lämmönjohtavuus. Maaperän lämmönjohtavuus riippuu muun muassa kalliomineralogiasta, tiheydestä ja pohjaveden ominaisuuksista. Lisäksi maalämpöjärjestelmässä tulee ottaa huomioon energiakaivon lämpövastus, joka määrää lämpötilaeron maaperän ja lämmönkeruuputkissa kiertävän lämmönsiirtonesteen välillä. Nämä kaikki tulee ottaa suunnittelussa huomioon edellisessä luvussa (luku 5.2.1) mainittujen tekijöiden lisäksi. (Andersson et al., 2011, s. 12)

### *Maaperän ja maanpinnan lämpötila*

Maaperän häiriötön keskilämpötila vaikuttaa energiakaivon lämmönsaantiin. Mitä korkeampi lämpötila, sitä paremmin porareikä soveltuu lämmönlähteeksi, mutta samalla jäädytyksen hyötysuhde alenee. (Andersson et al., 2011, s. 60) Maalämpö koostuu pääosin maahan passiivisesti latautuneesta aurinkoenergiasta. Auringolla on vaikutus useamman sadan metrin syvyyteen, mutta vuosittain maaperän lämpötila vaihtelee ulkolämpötilan mukaisesti noin 15 metrin syvyyteen. Maaperän lämpötila on 15 metrin syvyydessä sama kuin paikan vuotuinen ilman lämpötilakeskiarvo (kuva 5.4), mutta lumisissa paikoissa se on muutaman asteen korkeampi lumen aiheuttaman eristyksen vuoksi. (Andersson et al., 2011, s. 15 - 16) Suuremmilla syvyyksillä maaperän lämpötila nousee geotermisen lämmön vuoksi. Suomessa geotermisen energian aiheuttama lämpötilagradientti on noin 0,5 - 1 °C/100 m. (Juvonen, 2009, s. 7) Myös maanpinnan lämpötila riippuu ilman lämpötilasta. Kuvassa 5.4 on esitetty Suomen ilmalämpötilan keskiarvo ja siitä riippuva maanpinnan lämpötilan vuotuinen keskiarvo.



**Kuva 5.4.** Suomen ilmalämpötilan vuotuinen keskiarvo (vasemmalla) ja maanpinnan lämpötilan vuotuinen keskiarvo (oikealla). (Juvonen, 2009, s. 8, katso Drebs et al., 2008 ja Leppäharju, 2008)

### *Maaperän lämmönjohtavuus*

Maaperän lämmönjohtavuuden avulla voidaan arvioida, kuinka hyvin lämpöä siirtyy energiakaivon ja sitä ympäröivän maaperän välillä. Tämä ominaisuus, kuten maaperän häiriötön lämpötila, riippuu paikasta, eikä sitä voida teknisesti parantaa.

Geologisesta näkökulmasta paras lämmönjohtavuus ja energiansaanti ovat kiteisessä kivimateriaalissa, missä kvartsipitoisuus on korkea, kuten gneissi ja graniitti. (Andersson et al., 2011, s.22) Suomen kallioperä muodostuu pääosin graniiteista ja graniitin kaltaisista kivistä (Kähkönen, 2009, s. 1). Suomessa kivilajien lämmönjohtavuus on keskimäärin  $3,24 (\pm 1) \text{ W/(mK)}$  (Leppäharju, 2008 Peltoniemen, 1997 mukaan). Useimmissa kivilajeissa keskimääräinen lämmönjohtavuus on  $2 - 4 \text{ W/ (mK)}$  (Kallio et al., 2011).

Lämmönsiirtoon vaikuttaa myös pohjaveden läsnäolo energiakaivossa, eikä sitä voida jättää huomioonottamatta maalämpöjärjestelmää suunniteltaessa. Matalalla oleva pohjavesi rajoittaa lämmönsiirtoa lämpökaivoissa, ellei niitä täytetä. (Andersson et al., 2011, s. 17) Suomessa pohjavesi sijaitsee yleensä vain noin 2 - 10 m syvyydellä maan pinnasta (Alanen, 2003, s. 42 Lamberg & Sirenin mukaan). Vesipitoisuus parantaa (ilmaan verrattuna) lämmönsiirtoa jopa ilman virtausta, mutta virtaavan pohjaveden aiheuttamat vaikutukset ovat monimutkaisemmat ja niitä on vaikea arvioida ilman tarkempaa tutkimusta. Virtaus voi siirtää suuren määrän energiaa, mikä kasvattaa maaperän lämmönjohtavuutta ja parantaa lämmönsiirtoa. Tästä on hyötyä silloin, kun järjestelmää käytetään joko lämmönottoon tai lämmönsyöttöön. Pohjaveden virtaukset voivat myös sulkea pois mahdollisuuden lämmön kausivarastointiin. (Andersson, et al., 2011, s. 37 - 38)

Javed (2012) mainitsee pohjavedellä täytetyn energiakaivon ja sitä ympäröivän maaperän välisen lämmönsiirron koostuvan johtumisesta ja nosteen aiheuttamasta luonnollisesta konvektiosta, jota rikkonaisessa kalliassa tapahtuva vaakatasoinen veden virtaus voi tehostaa. Erilaisten lämmönsiirtymistapojen vuoksi pohjaveden täyttämien pora-reikien analysointi ja arviointi on haastavampaa verrattuna erillisellä täytemateriaalilla

täytettyihin porareikiin. (Javed, 2012, s. 1) Energiakaivon lämmönjohtavuuden tarkka arviointi on todella vaikeaa ja lisäksi arvo voi vaihdella huomattavasti järjestelmän jokaisessa energiakaivossa. Tämän vuoksi yhden lämmönjohtavuusarvon käyttäminen laskelmissa aiheuttaa tuloksiin suurta herkkyyttä. Lämmönjohtavuuden arvioinnista ja mittauksen herkkyydestä kerrotaan lisää luvussa 5.2.3.

### ***Energiakaivon lämpövastus***

Energiakaivon lämpövastus kuvaa maaperän ja lämmönsiirtonesteen välistä lämpötilamenetystä lämmönsiirrossa. (Andersson et al., 2011, s. 60) Lämmönsiirto lämpökaivossa voidaan jakaa kahteen osaan: lämmönsiirto maaperästä porareikään ja edelleen porareian seinämästä porareian täyteaineen välityksellä putkessa virtaavaan lämmönkeruunesteseen. Lämmönsiirtoon vaikuttaa maaperän lämmönjohtavuus ja energiakaivon lämpövastus, joka riippuu muun muassa porareian lämmönkeruuputken materiaalista sekä porareian ja putken geometriasta. (Andersson et al., 2011, s. 12)

Kokonaislämpövastus energiakaivossa muodostuu porareian seinämän vastuksesta, täyteaineen vastuksesta, lämmönkeruuputken seinän pintavastuksesta, putken vastuksesta ja putken sisäseinän vastuksesta. (Andersson et al., 2011, s. 80) Lämpövastuksen suuruuteen voidaan vaikuttaa suunnittelulla, sillä se riippuu porareian halkaisijasta, lämmönkeruuputken koosta, materiaalista ja muotoilusta, porareian täyteaineesta ja putkessa tapahtuvasta virtauksesta (laminaari/turbulenti). (Andersson et al., 2011, s. 80, 60) Lämmönsiirtonesteen ja keruuputken välinen lämpövastus on suurempi laminaarissa virtauksessa kuin turbulentsissa virtauksessa. Turbulentin virtauksen nopeus ja sitä kautta painehäviö on kuitenkin suurempi, mikä lisää järjestelmän pumppauskustannuksia. Turbulenssin aikaansaamiseksi tarvittavaa lämmönsiirtonesteen pumppausenergiaa pitää säännellä, jotta lämpökaivossa saadaan aikaiseksi paras lämmönsiirto pienimmällä energiakustannuksella. (Acuna, 2010) Lisäksi on huomioitava, että tutkimusten mukaan energiakaivon lämpövastuksen suuruus vaihtelee maaperään syötettävän lämpömäärän mukaan riippuen siitä sijaitseeko energiakaivo rikkonaisuudessa vai ehjässä kalliassa (luku 5.2.3).

### **5.2.3 Energiakaivojen lämmönsiirtoon vaikuttavien tekijöiden mittaus**

Tarkempaa tutkimusta maaperän ominaisuuksista voidaan tehdä koeporaus ja erilaisien mittausten avulla. Koeporaus on olennainen osa maalämpöjärjestelmän suunnittelua, sillä sen avulla suunnittelussa voidaan ottaa huomioon rakennuspaikan maaperän ominaisuudet. Tällä tavalla voidaan välttää hinnakkaat epäonnistumiset ja ongelmat. (Andersson et al., 2011, s. 52) Koeporareian avulla saadaan yksityiskohtaisempaa tietoa esiintyvistä kivilajeista, maaperän rikkonaisuudesta, hydrogeologista, pohjaveden korkeudesta ja tuottavuudesta, sekä myös porausominaisuuksista, esimerkiksi porauskyvystä ja -nopeudesta sekä suojaputken tarpeesta. (Andersson et al., 2011, s. 38.) Koeporaus suoritetaan mahdollisimman aikaisessa vaiheessa, minkä jälkeen voidaan tehdä monia mittauksia geologisten kerrostumien termisistä ominaisuuksista. (Andersson et al., 2011, s. 53.) Koeporareikää voidaan myöhemmin käyttää energiakaivona, osana toteutettavaa maalämpöjärjestelmää.



Energiakaivoa ympäröivän kallion termisten ominaisuuksien tietäminen on tärkeää, jotta voidaan laskea tarvittava lämmönvaihtimena toimivien energiakaivojen kokonaispituus. Kallioperän termisten ominaisuuksien kenttämittausmenetelmä tunnetaan nykyään termisenä vastetestinä eli TRT-testinä/-mittauksena (Thermal Response Test), jonka avulla voidaan arvioida energiakaivon käyttäytymistä lämmönsiirrossa. Arvioita voidaan käyttää energiakaivokentän suunnittelun lähtöarvoina niin manuaalisessa laskennassa kuin suunnitteluohjelmistoissa määrittämään energiakaivokentän koko ja muoto. (Javed, 2012, s. 47) Alimitoitettu kenttä on vaarana jäätyä tai viilentyä tai ylikuumentua ajan myötä ja ylimitoitettu kenttä aiheuttaa ylimääräisiä porauskustannuksia, joka on projektin suurin kuluerä. (Andersson et al., 2011, s. 80)

TRT-mittauksen avulla voidaan määrittää maaperän lämmönjohtavuus, energiakaivon lämpövastus ja häiriötön maaperän lämpötila. Testin ensimmäisessä vaiheessa mitataan kallioperän lämpötila kierrättämällä lämmönkeruunestettä lämmönkeruuputkissa (Ekofektiv AB, 2012; Gehling, 2002) laitteiston kiertovesipumpun avulla ilman lämmittämistä noin 10 - 24 tunnin ajan (Ekofektiv AB, 2012). Toisessa vaiheessa lämmönkeruunesteettä lämmitetään esimerkiksi sähkövastuksen avulla ja kallioperään johdetaan lämpöä. (Ekofektiv AB, 2012, Gehling, 2002). Lämpötilojen kehityksestä nähdään maaperän reaktio lämmönsyöttöön, mistä voidaan laskea lämmönjohtavuus. TRT-testin oletuksena on, että energiakaivokentän kaikki porareitit ovat syvyydeltään ja tyypiltään samanlaisia kuin TRT-testin kohteena ollut koeporareikä. (Andersson et al., 2011, s. 61) Todellisuus kuitenkin eroaa tästä.

Gustafsson ja Westerlund (2010) sekä Javed (2012) selvittivät tarkemmin TRT-mittauksen herkkyyttä ja muun muassa lämmönsyöttömäärän vaikutusta lämmönjohtavuuden ja lämpövastusten arvioihin. TRT-testin suorittaminen ja siitä saadut tulokset ovat suhteellisen epävarmoja, kuten Javed (2012) tutkimuksessaan näyttää. Tutkimustapauksessa huolellisen, yli 50 tuntia kestäneen TRT-mittauksen epävarmuudet aiheuttavat EED-ohjelmistolla mitoitettujen energiakaivokenttien porareikien kokonaispituuteen noin 10 % vaihtelun. (Javed, 2012, s. 53) Mikäli siis järjestelmää suunnitellaan perustuen lämmönjohtavuuteen ja lämpövastukseen, suunnittelussa pitää aina olla 10 % varmuusvara.

Testilaitteiston herkkyyden lisäksi myös muut tekijät voivat aiheuttaa eroja TRT-testin tuloksiin. Tällä hetkellä suurin osa TRT-testeistä tehdään yhdellä lämmönsyöttöarvolla. Tällainen mittaus voi antaa päteviä tuloksia, mikäli energiakaivo on täytetty erityisellä täyteaineella (esimerkiksi luonnonsavea oleva bentoniitti), mutta Ruotsissa (ja myös Suomessa) energiakaivoja ei pääsääntöisesti täytetä, vaan ne ovat energiakaivoja ympäröivän pohjaveden täyttämiä. (Gustafsson & Westerlund, 2010) Täytetyissä energiakaivoissa lämmönsiirto on yksinkertaisempaa kuin luonnollisen pohjaveden täyttämässä porareitissä, joissa lämmönsiirto koostuu johtumisen lisäksi luonnollisesta konvektiosta ja sitä tehostavasta veden virtauksesta eli niin sanotusta advektiosta. Huomioitavaa on, että TRT-testin aikana tai energiakaivokentän normaalissa toiminnassa porareikään ja porareian ympäristöön muodostuu lämpötilagradientti, mikä aiheuttaa tiheyseron pohjaveen. Järjestelmään syötettävä lämpömäärä vaikuttaa luonnolliseen konvektioon ja sitä

kautta arvioihin lämmönjohtavuudesta ja energiakaivon lämpövastuksesta. Vaikutuksen suuruus riippuu syötettävästä lämmönmäärästä ja saavutetusta lämpötilasta, mikä muuttuu vuoden aikana normaaleissa maalämpöjärjestelmissä. (Gustafsson & Westerlund, 2010) Useat tutkimukset ovat näyttäneet, että tämä voi vaikuttaa testituloksiin merkittävästi. Erot johtuvat energiakaivojen halkeamista, jotka vaihtelevat kaivoittain. Konvektiivinen lämmönsiirto rikkonaisessa kalliossa aiheuttaa tämän hetken arvion mukaan noin 25 % epävarmuuden tarvittavaan porareian pituuteen (Javed, 2012, s. 62). Jos käytetään vain yhden lämmönsyöttöarvon TRT-testin tuloksia energiakaivokentän suunnitteluun, tuloksena voi olla yli- tai alimitoitettu järjestelmä.

Hyvät suunnitteluparametrit lämpökaivokentän simulointia varten voidaan saada ainoastaan oikeanlaisella testillä ja sen arviointimenetelmällä. Mittausmenetelmä, jonka avulla voitaisiin määrittää konvektiivisen lämpövirran vaikutukset energiakaivokentän lämmönsiirto-ominaisuuksiin, on niin sanottu MIR TRT -testi (Multi-injection rate TRT). MIR TRT -testi on osa menetelmää, minkä avulla voidaan saada selville kallion rikkonaisuus ja määrittää eri lämmönsyöttöarvojen vaikutukset konvektiiviseen lämpövirtaan porareiaissa. (Gustafsson & Westerlund, 2010)

## 6 TUTKITTAVAN LIKENNEMYYMÄLÄN LÄMMITYS- JA JÄÄHDYTYSTEHTÄVÄT

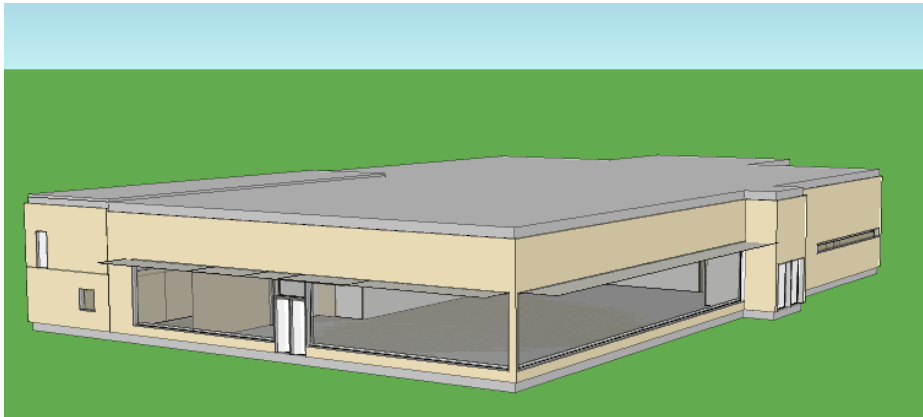
Tässä luvussa esitellään tutkimuksen kohteena oleva liikennemyymäläkiinteistö ja sen ominaisuudet, joita tarvitaan energiankulutusmallinnuksessa. Käydään läpi myös kohteen energiankulutusmallinnuksen tulokset, joista muodostettuja keskiarvoja käytetään varsinaisten kylmä-, lämmöntalteenotto-, lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmien sekä energiakäyttöjen mallinnuksen pohjana (luku 7).

### 6.1 Tarkasteltava liikennemyymäläkiinteistö

Tässä tutkimuksessa tarkasteltavana oleva liikennemyymäläkiinteistö on kooltaan noin 2000 brm<sup>2</sup>. Aukioloajat ovat läpi vuoden kello kuudesta 24:ään, mikä on yleisin liikennemyymälöiden aukioloaika. Energiankulutuslaskennassa kaikkien viikonpäivien oletetaan olevan samanlaisia. Todellisuudessa viikonpäivien energiankulutukset vaihtelevat, esimerkiksi asiakkaiden aiheuttama lämpökuorma vaihtelee päivittäin, mutta yksinkertaistuksena voidaan eroavaisuuksien olettaa kompensoivan toisensa. Tarkasteltavan liikennemyymäläkiinteistön sijainniksi valittiin Suomen rakentamismääräyskokoelman mukainen säävyöhyke I-II. Sijainnin määräsi liikennemyymälöiden rakennusmassa, joka sijaitsee pääosin tällä säävyöhykkeellä (katso kuva 2.1).

Rakennuksen lämmönlähteenä toimii marketin kylmälaitoksen lauhdelämpö sekä maalämpö. Lämmönjakotapana on lattialämmitys ja ilmanvaihto. Maalämpöjärjestelmän energiakäyttöjen avulla voidaan tarvittaessa hoitaa myös rakennuksen ilmanvaihdon jäähdytys vapaajäähdytystä käyttäen ja jäähdytyksen huipputehot voidaan tarvittaessa kattaa käyttäen maalämpöpumppua vedenjäähdytyskoneena. Rakennuksen sijainnin valinta vaikuttaa maalämpöjärjestelmän mitoittamiseen. Maaperän lämpötila alenee pohjoista kohti mentäessä kuvan 5.4 mukaisesti. Myös geoterminen lämpövirta riippuu sijainnista.

Liikennemyymäläkiinteistöstä muodostetaan simulointimalli IDA ICE -ohjelmaa (IDA Indoor Climate and Energy, 2013), ja valmista IFC-mallia (kuva 6.1) käyttäen. IFC-malli on tietomallinnuksen tiedostomuoto, jota voidaan käyttää IDA ICE -ohjelmassa rakennuksen mallinnuksen pohjana. IDA ICE -simuloinnin tuloksena saadaan muun muassa tiedot kiinteistön energiankulutuksesta ja tehontarpeesta. Energialaskelmat voitaisiin helpoiten simuloida käyttäen rakentamismääräyskokoelman mukaisia liikerakennuksen standardikäyttöaikoja ja -kuormia, mutta koska liikennemyymälän toiminta eroaa huomattavasti standardikäytöstä, mallista on hyvä tehdä enemmän todenmukainen. Tämän tutkimuksen IDA ICE -simulointimallin lähtötiedot saadaan pääasiassa suunnittelupiirustuksista, liikennemyymälän konseptiohjeista, erilaisista mittaustiedoista sekä Suomen rakentamismääräyskokoelmasta. Simulointi olisi hyvä tehdä mahdollisimman tarkkaan ja tulokset olisi vielä järkevä kalibroida käyttäen olemassa olevien kiinteistöjen energiamittausdataa, mutta tässä työssä kalibrointi jää tekemättä.

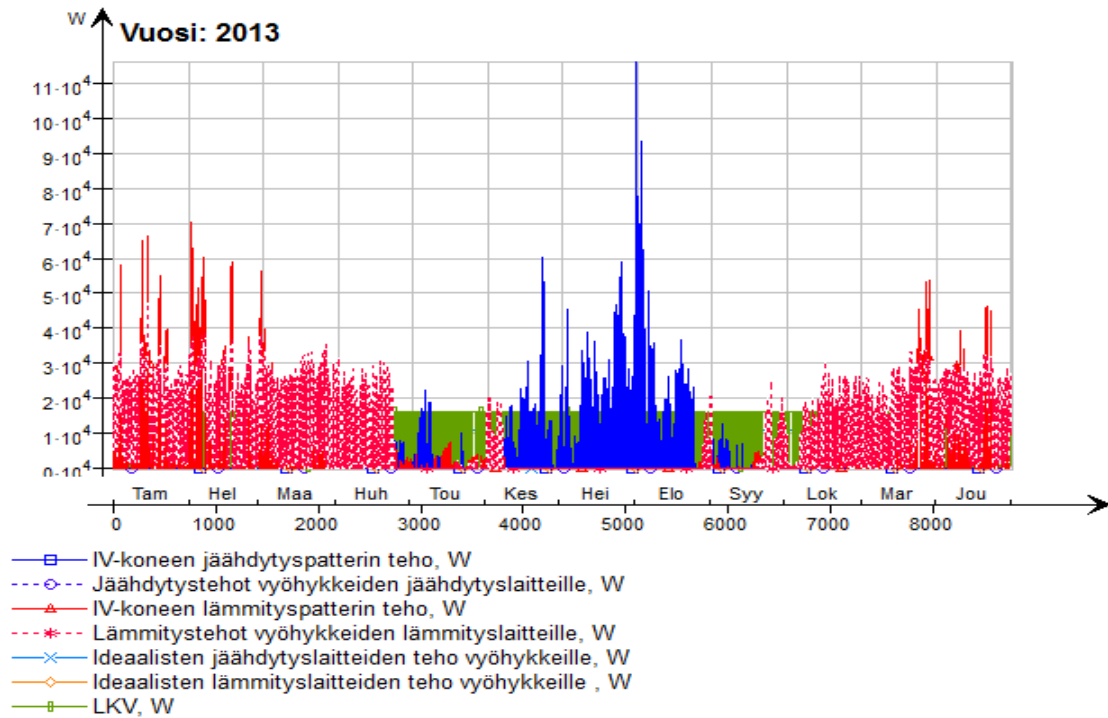


**Kuva 6.1.** Tarkasteltava liikennemyymäläkiinteistö.

Suurimman osan tutkittavan kiinteistön sisätiloista muodostavat myymälä, keittiötilat, ravintola, henkilökunnan ja asiakkaiden sosiaalityilat (”yleisö-wc:t”) sekä erilaiset toimistotilat. Tarkastelusta on jätetty pois rakennuksen kylmähuoneet. Kaikkia tiloja ei tässä tutkimuksessa simuloida erillisinä vyöhykkeinä, vaan vyöhykejako tehdään pääosin ilmanvaihtokoneiden vaikutusalueiden mukaisesti. Ilmanvaihtokoneiden lämpötilahyöty-suhteet saadaan suunnittelupiirustuksista ja ovat konekohtaiset, vaihdellen välillä 50...75 %. Myös muut taloteknisten järjestelmien toimintatiedot saadaan suunnittelupiirustuksista. Kiinteistökonseptiohjeesta saadaan eri tilojen tavoitelämpötilat ja valaistus-tasot. Laitekuormat sisäisiltä kuormiltaan suurimmalle tilalle, keittiölle, määritellään keittiölaitteiden sähkönkulutustietojen pohjalta. Kalustejäähdytyksen aiheuttama lämmitys-tehontarve on vaikea määrittää tarkasti, joten se määritetään usein kokemuspärisesti. Marketin kalusteet ovat pääosin kannellisia ja ovellisia lukuun ottamatta HEVI-kalusteita. Kylmäkalusteiden jäähdytysvaikutus otetaan mukaan IDA ICE -simuloinnissa ja sen oletetaan olevan aukioloaikoina noin hedelmä-vihannesosaston kylmäkalusteiden (HEVI-kalusteiden) jäähdytystehon suuruinen.

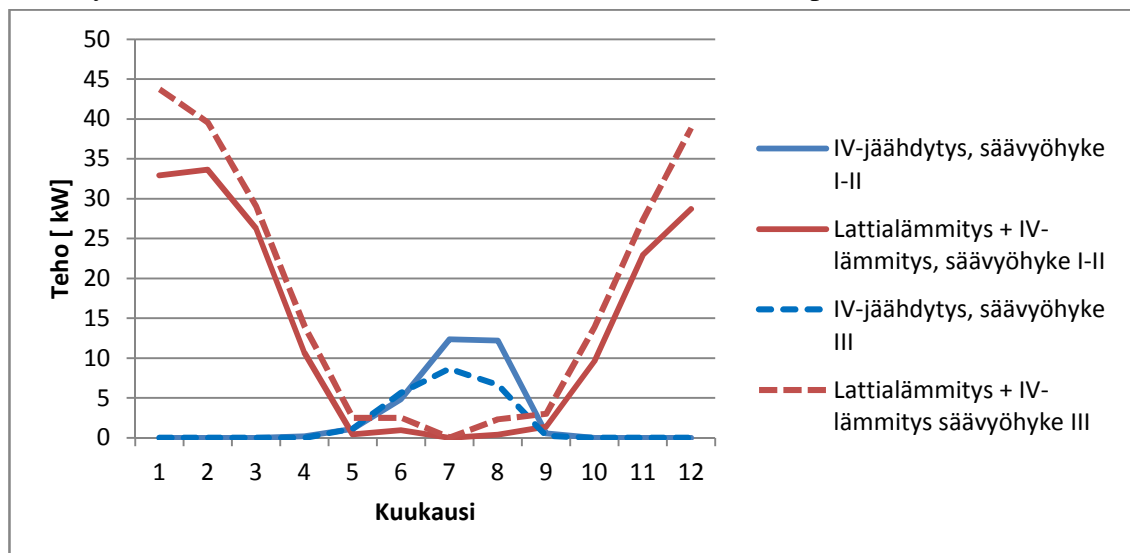
Kiinteistö on kaksikerroksinen, mutta toisessa kerroksessa sijaitsee ainoastaan rakennuksen tekninen tila. Huonekorkeus vaihtelee 3 metristä aina ravintolan ja myymälän 6,55 metriin. Suurin osa rakennuksen ikkunoista on ravintolassa, pohjois-länsi-seinillä, missä ikkunaa varjostaa lipa ja sisäpuolella olevat verhot. Ikkunat ovat aurinkosuojaikkunoita ( $U$ -arvo =  $1 \text{ W/m}^2\text{K}$ ,  $g$ -arvo =  $0,35$ ). Vaipan ilmanpitävyydeksi valitaan  $q_{50} = 3,0 \text{ m}^3/(\text{hm}^2)$ . Muut rakennusosien tiedot valitaan rakentamismääräyskokoelman osan D3 (2012) mukaisesti.

Kaikkien edeltävien tietojen perusteella voidaan muodostaa dynaaminen simulointi malli (aika-askel 1 h) rakennuksen energiankulutuksesta ja tehontarpeesta. Simuloinnin tulos on nähtävillä kuvassa 6.2, missä on esitetty rakennuksen tehontarve eri toimintoille jaoteltuna. Laskennassa on otettu huomioon kiinteistön sisäiset kuormat.



**Kuva 6.2.** Simuloinnin tuloksena saatu tehontarpeen vaihtelu liikennemyymälässä.

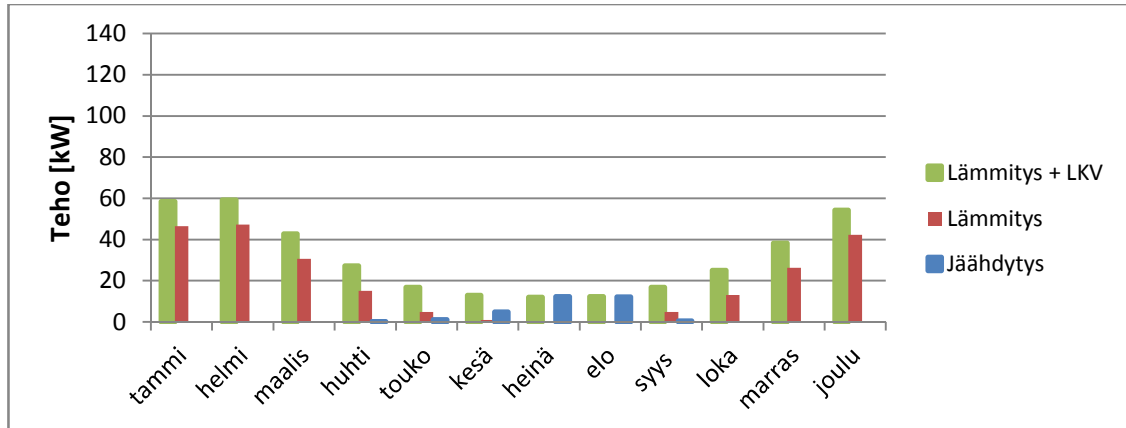
Simulointiohjelman tietojen pohjalta voidaan määrittää keskimääräiset tilojen lämmityksen ja jäähdytyksen tehontarpeet eri kuukausille (kuva 6.3). Kuvan 6.3 avulla tulokset ovat paremmin havainnollistettavissa. Kuvaan on lisäksi otettu vertailtavaksi samat tulokset rakennuksen sijaitessa säävyöhykkeellä III. Kuvassa ei ole käyttöveden lämmityksen, oviverhokoneiden eikä lumensulatuksen tehontarpeita.



**Kuva 6.3.** Kuukausittaiset lämmitys- ja jäähdytystehot simuloinnin tuloksista muokattuna.

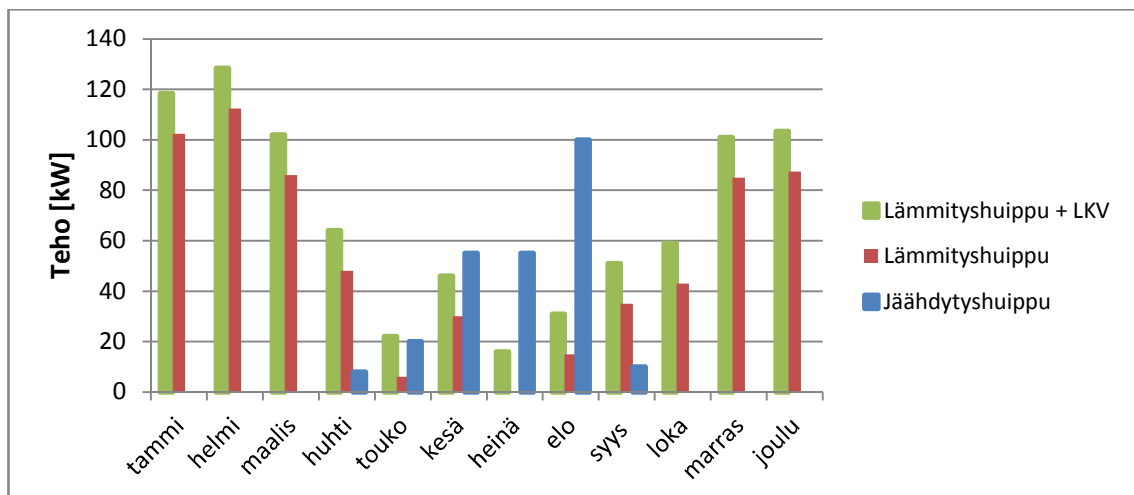
Kuviin 6.4, 6.5, ja 6.6 on muodostettu lämmitys- ja jäähdytystehojen vaihtelu vuoden aikana. Kuvien skaalaukset ovat samat, jotta erot voidaan nähdä helpommin. Kuvien lämmitystehontarpeissa on mukana kiinteistön kaikki lämmitysjärjestelmät, mutta jäähdytystehontarve ei sisällä marketin kylmälaitoksen kylmätehontarvetta.

Kuvassa 6.4 tehot on laskettu käyttäen IDA ICE -ohjelman antamia tuloksia kuukausittaisina keskiarvoina lattialämmitykselle sekä IV-lämmitykselle ja -jäähdytykselle. Muiden järjestelmien tehot on arvioitu vuodenaikojen mukaan. Tehot esitellään tarkemmin luvuissa 6.2 ja 6.3.



**Kuva 6.4.** Lämmitys- ja jäähdytystehontarpeet eri kuukausina.

Kuvassa 6.5 on esitetty lämmitys- ja jäähdytystehontarve kuukausittaisin huippuarvoin. Kuvasta voidaan esimerkiksi nähdä, että jäähdytystehontarve vaihtelee erittäin paljon kesäaikana, eivätkä keskiarvot anna tarpeeksi tarkkaa kuvaa. Tehohuippujen tietoja tarvitaan maalämpöjärjestelmän suunnitteluun, kun esimerkiksi mietitään, kuinka paljon energiakaivojen vapaajäähdytyksellä voidaan kattaa jäähdytystä ja mahdollista kylmälaitoksen lauhdelämmön siirtoa energiakaivoihin. Huipputehojen kestoajat on esitetty taulukossa 6.1.

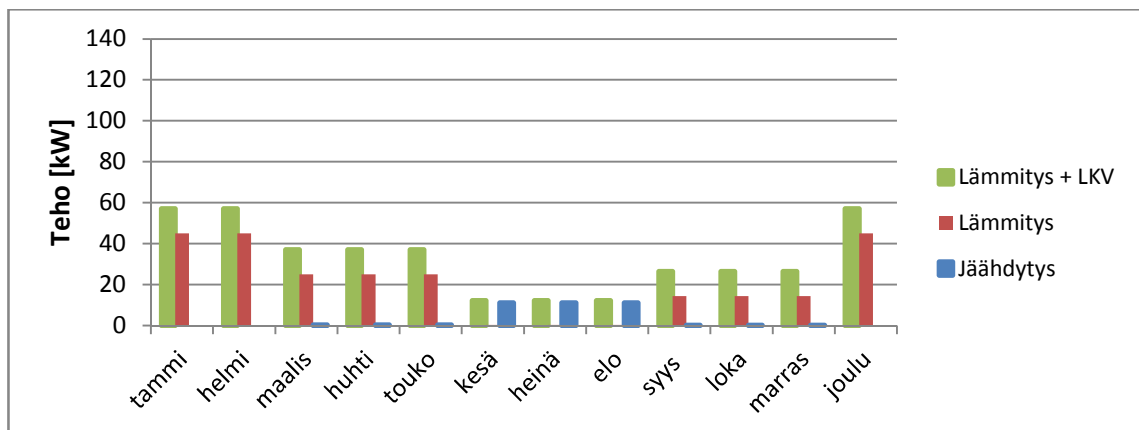


**Kuva 6.5.** Lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmien huipputehontarpeet.

**Taulukko 6.1.** Huipputehot ja niiden kestoajat eri kuukausina.

| Kuukausi  | Lämmityksen huipputeho [kW] | Huipputehon kestoaja [h] | Jäähdytyksen huipputeho [kW] | Huipputehon kestoaja [h] |
|-----------|-----------------------------|--------------------------|------------------------------|--------------------------|
| Tammikuu  | 102,4                       | 5,0                      | 0,0                          | 0,0                      |
| Helmikuu  | 112,4                       | 5,0                      | 0,0                          | 0,0                      |
| Maaliskuu | 86,1                        | 3,5                      | 0,0                          | 0,0                      |
| Huhtikuu  | 48,1                        | 4,0                      | 8,0                          | 2,0                      |
| Toukokuu  | 6,1                         | 2,0                      | 20,0                         | 4,0                      |
| Kesäkuu   | 30,0                        | 2,0                      | 55,0                         | 4,0                      |
| Heinäkuu  | 0,0                         | 0,0                      | 55,0                         | 9,0                      |
| Elokuu    | 15,0                        | 4,0                      | 100,0                        | 9,0                      |
| Syyskuu   | 35,0                        | 3,0                      | 10,0                         | 5,0                      |
| Lokakuu   | 43,0                        | 4,0                      | 0,0                          | 0,0                      |
| Marraskuu | 85,0                        | 4,0                      | 0,0                          | 0,0                      |
| Joulukuu  | 87,4                        | 4,0                      | 0,0                          | 0,0                      |

Kuvaan 6.6 on vielä koottu rakennuksen lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmien tehotarpeet eri vuodenaajoille keskiarvotettuna. Kylmäjärjestelmän optimoinnin helpottamiseksi ja selkeyttämiseksi vuosi on jaettu vuodenaikoihin, joista jokainen kestää 13 viikkoa. Kesä sijoittuu kesä-elokuulle, syksy syys-marraskuulle, talvi joului-helmikuulle ja kevät maaliskuu-toukokuulle.

**Kuva 6.6.** Lämmitys- ja jäähdytystehontarpeet vuodenaikojen keskiarvoina.

Vertaamalla kuvia 6.4 ja 6.6 voidaan nähdä tehojen olevan suhteellisen lähellä toisiaan. Näin ollen kylmälaitoksen simulointi ja optimointi voidaan tehdä vuodenajoittain, kunhan energiakaivojen mitoittamisessa otetaan huomioon kuvan 6.5 mukaiset huipputehotarpeet.

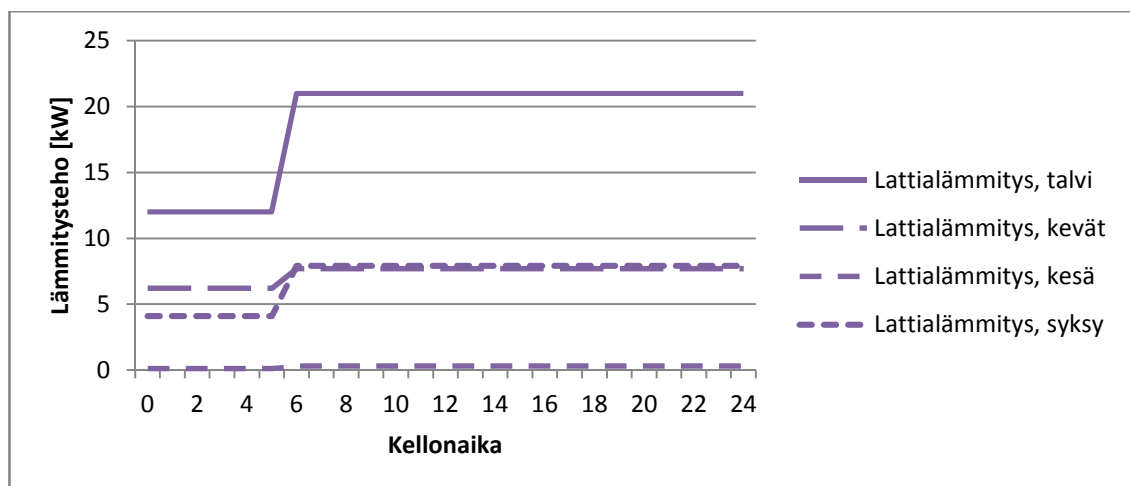
## 6.2 Lämmitystehontarpeiden määrittäminen

Kohteen lämmönjakotavaksi valitaan lattialämmitys sekä ilmanvaihdon lämmitys, jonka avulla voidaan reagoida nopeisiin lämpötilamuutoksiin. Muita lämmitysjärjestelmiä kohteessa on käyttöveden lämmitys, edustojen lumensulatus (edustojen sulanapito) sekä päätuulikaapin kiertoilmakoneet, joita voidaan kutsua myös ulko-ovien oviverhopuhaltimiksi. Tässä luvussa esitellään eri lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmien tehontarpeet eri vuodenaikoina sekä kellonaikoina.

### *Lattialämmitys ja ilmanvaihdon lämmitys*

Rakennuksen lämmönjako hoidetaan pelkästään lattialämmityksellä ja ilmanvaihdon lämmityksellä. Todellisuudessa joissakin tiloissa on lämmityspattereita, mutta yksinkertaistuksen vuoksi ne korvattiin simuloinnissa lattialämmityksellä. Arvot ovat IDA ICE-simuloinnin tulosten keskiarvoja. Ilmanvaihdon oletetaan olevan pois päältä kiinnioloaikoina.

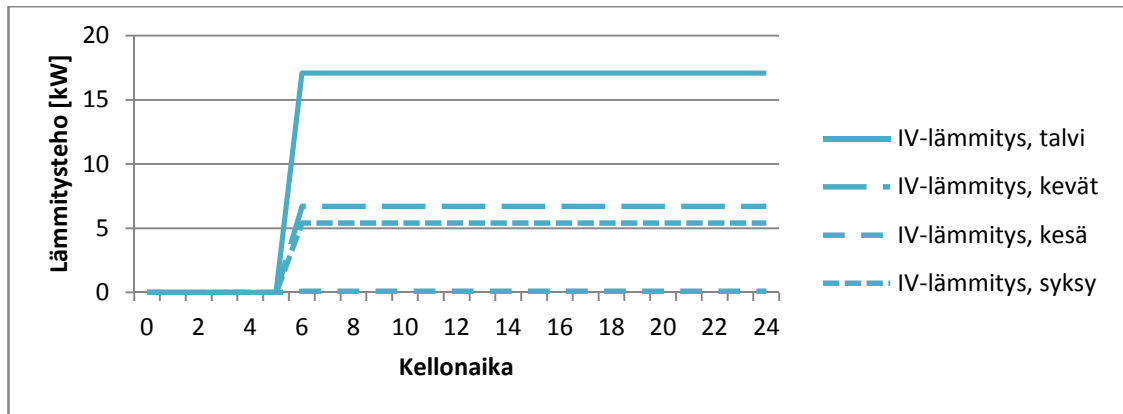
Laskennassa käytettävät lattialämmityksen lämmitystehontarpeet eri vuodenaajoille sekä kiinteistön auki- ja kiinnioloajoille ovat talvella 21 kW ja 12 kW, keväällä 7,7 kW ja 6,2 kW, kesällä 0,3 kW ja 0 kW ja syksyllä 7,9 kW ja 4,1 kW. Tehot on esitetty kuvassa 6.7.



**Kuva 6.7.** Lattialämmityksen tehontarve eri vuodenaikoina ja kellonaikoina.

Ilmanvaihdon lämmityksen tehontarpeet on esitetty kuvassa 6.8. Ilmanvaihdon lämmityksen lämmitystehontarpeet ovat aukioloaikoina: talvella 17,1 kW, keväällä 6,7 kW, kesällä 0,1 kW ja syksyllä 5,4 kW.

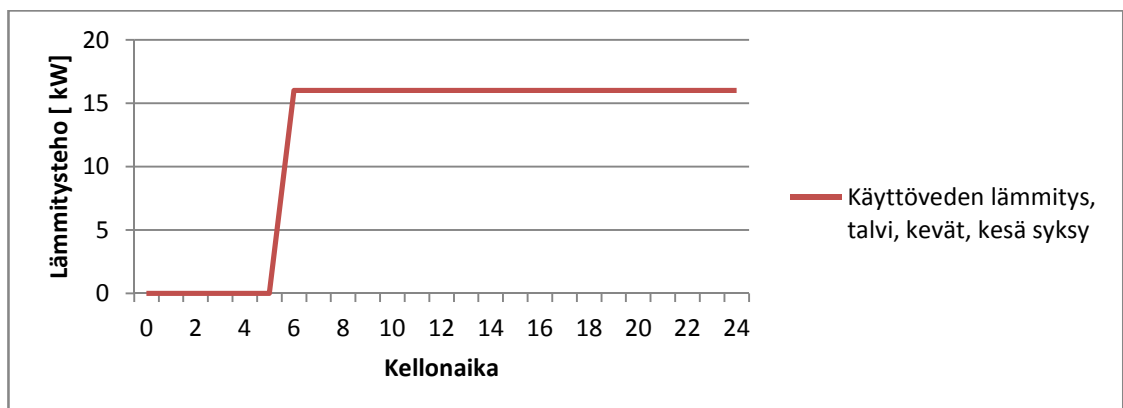




**Kuva 6.8.** Ilmanvaihdon lämmityksen tehontarve eri vuodenaikoina ja kellonaikoina.

### *Käyttöveden lämmitys*

Käyttöveden lämmitystarpeen voidaan olettaa pysyvän vakiona jokaisena vuodenaikana. Kokonaisvedenkulutus arvioidaan eri liikennemyymälöiden vedenkulutuksen keskiarvosta. Liikennemyymälän keskimääräiseksi käyttöveden lämmitystehontarpeeksi määritetään aukioloaikoina 16 kW, aukioloaikojen ulkopuolella lämmintä käyttövettä ei kuluteta (kuva 6.9).



**Kuva 6.9.** Keskimääräinen käyttöveden lämmitysteho eri vuodenaikoina ja kellonaikoina.

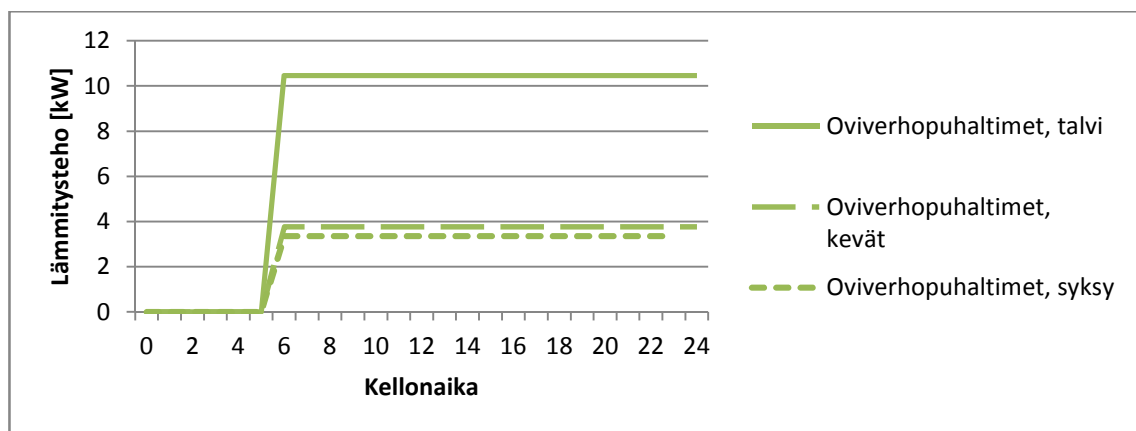
Liikennemyymälän keittiön astianpesukone liitetään lämpimään käyttövedeen, jolloin lämpimän käyttöveden määrä arvioidaan käyttäen vedenkulutustietoja sellaisista liikennemyymälöistä, missä astianpesukone on samalla tavoin liitettynä. Käyttöveden lämpötilataso on 58 °C, ja astianpesukoneen tarvitsema veden loppulämmitys hoidetaan sähkövastuksella. Joissakin liikennemyymälöissä käyttöveden lämmityksessä käytetään lisäksi aurinkokeräimiä. Tässä tutkimuksessa asiaan ei kuitenkaan oteta kantaa.

### *Oviverhopuhaltimet*

Liikennemyymälässä päätuulikaapin ulko- ja sisäovissa sekä takatilan ulko-ovissa on kiertoilmakoneita eli oviverhopuhaltimia. Yksinkertaistuksena kiinteistön takatilojen oviverhopuhaltimien energiankulutus jätettiin pois tarkastelusta. Oviverhopuhaltimien te-

hontarve ja energiankulutus määritetään käyttäen valmistajan mitoitusohjelmia. Oviverhot toimivat silloin kun ovi on auki. Oviverhojen tehontarve on erittäin suuri, mutta se on vain hetkittäistä. Tässä tapauksessa tuulikaapin ulko-ovien oviverhopuhaltimien huipputehontarve  $-26\text{ }^{\circ}\text{C}$  ulkolämpötilalla on noin 50 kW. Tehontarve voidaan laskea kun tiedetään ovia ympäröivät lämpötilat ja oven koko. Mittausdataa oviverhopuhaltimista ei ollut, joten tieto perustuu pelkästään mitoitusohjelman antamiin arvioihin.

Tehon tarpeet on esitetty kuvassa 6.10. Oviverhopuhaltimet eivät käy kiinteistön ollessa kiinni. Tehot ovat päätuulikaapin ulko- ja sisäovien kiertoilmakoneiden tehojen summia. Tuulikaapin lämpötilan oletetaan olevan  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$  ja rakennuksen sisälämpötilan  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Ulkolämpötila on eri vuodenaikojen keskilämpötila. Aukioloajan teho on talvella 10,5 kW, keväällä 3,8 kW, kesällä 0 kW, syksyllä 3,4 kW.

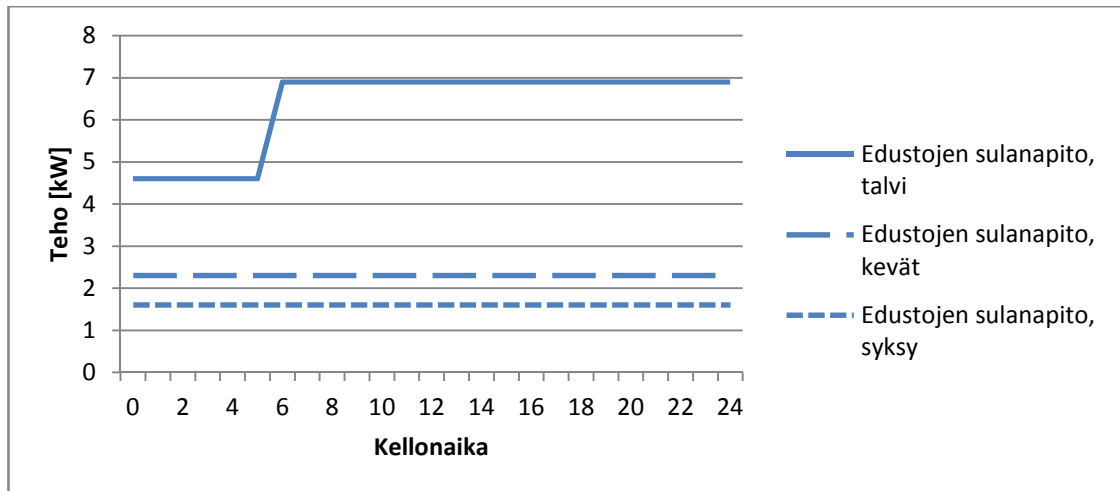


**Kuva 6.10.** Oviverhopuhaltimien tehontarve eri vuodenaikoina ja kellonaikoina.

### *Edustojen sulanapito*

Edustojen sulanapidon eli lumensulatuksen energiankulutus voidaan arvioida suunnittelupiirustuksista saadun lumensulatusalueiden koon sekä lumisademäärän avulla. Mittausdataa edustojen sulatuksesta ei ollut. Tämän kokoisessa liikennemyymäläkiinteistössä alueita on yhteensä noin  $46\text{ m}^2$ , joiden mitoistehontarve on yhteensä noin 13,8 kW. Tässä laskennassa jätetään pois mahdollisen autopesuhallin tarvitsemat sulatusalueet, sillä liikennemyymälät rakennetaan pääosin ilman pesuhallia.

Tilastojen avulla voidaan saada tietoa lumisadepäivistä, mutta lumisadetunneista sen sijaan ei ole olemassa tilastoa. (Kämäräinen, 2013) Lumisadepäiviä Etelä-Suomessa talvella on noin 40, jolloin lunta ei kuitenkaan sada koko päivää. Näiden tietojen perusteella on muodostettu kuvassa 6.11 näkyvät tehot.



**Kuva 6.11.** Edustojen sulanapidon keskimääräinen tehontarve eri vuodenaikoina ja kellonaikoina.

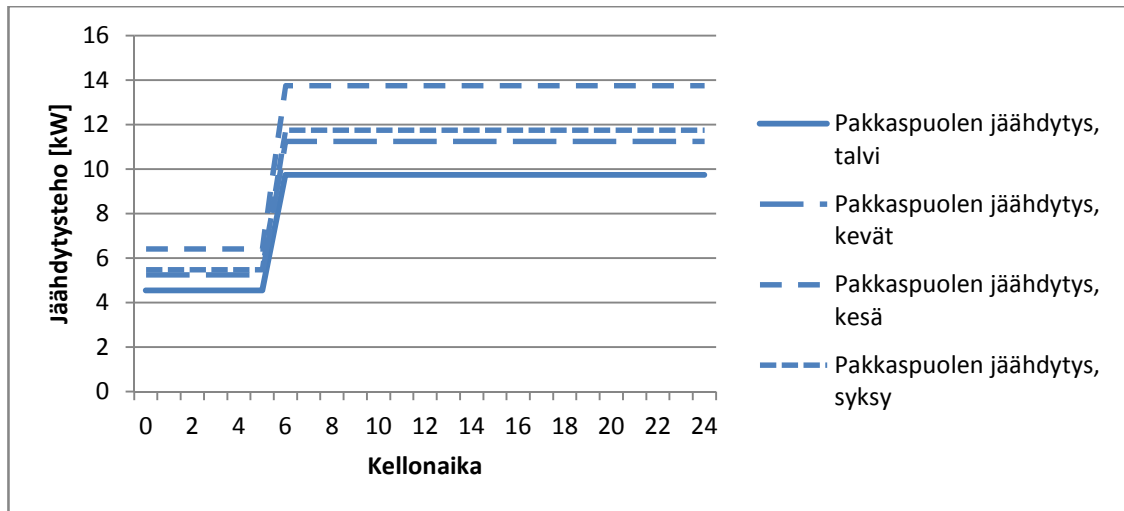
Sulatustehontarve on keskimäärin talvella 6,9 kW kiinteistön aukioloaikana ja 4,6 kW kiinnioloaikana, keväällä 2,3 kW ja syksyllä 1,6 kW.

### 6.3 Jäähdytystehontarpeiden määrittäminen

Kiinteistön jäähdytystarve muodostuu kaupankylmien ja ilmastoinnin jäähdytyksen kivi- ja ilmalämpöpumpun tehontarpeista. Liikennemyymälän marketin kylmäjärjestelmäksi valitaan yhdistetty hiilidioksidikoneikko, niin sanottu booster-koneikko, jonka avulla jäähdytetään molemmat lämpötilatasot, sekä ”plussa” että ”pakkanen”. Kylmäjärjestelmän kalusteet on varustettu ovilla ja kansilla lukuun ottamatta hedelmä-vihannesosaston (HEVI) kalusteita. HEVI-kalusteet on varustettu yöverhoilla. Tilojen tarvittava jäähdytys hoidetaan ilmanvaihdon avulla. Kaupankylmien pakkaspuolen mitoitusvahvuus on 15 kW ja plussapuolen 30 kW. Ilmastoinnin jäähdytyksen tehontarpeet saadaan simuloinnin tuloksena.

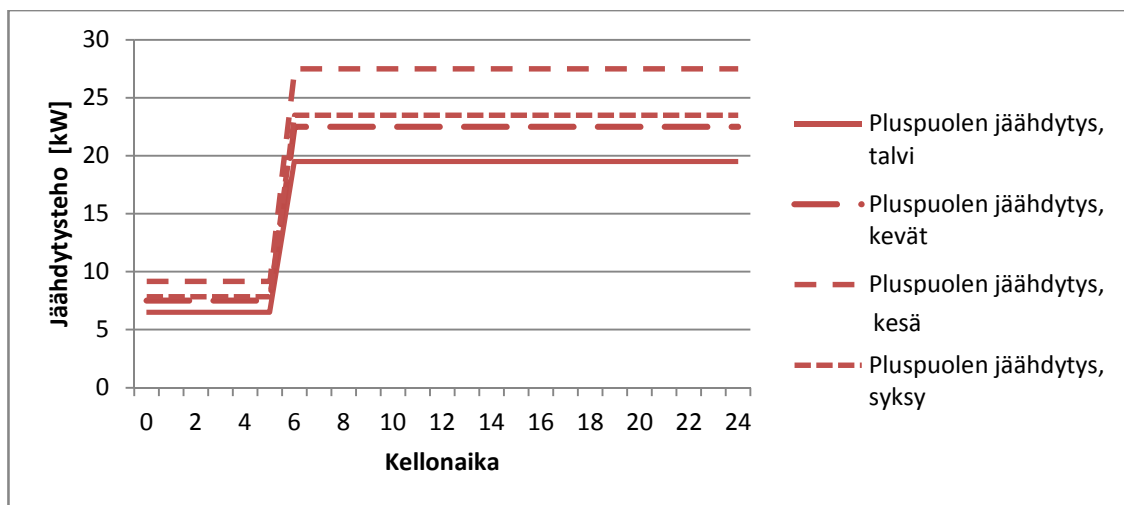
#### *Kylmäjärjestelmän jäähdytystehontarpeet*

Pakkaspuolen jäähdytystehontarpeet on nähtävillä kuvassa 6.12. Tehot arvioitiin käytännön tietojen perusteella kannellisilla kalusteilla toteutetulle järjestelmälle ja ovat auki- ja kiinnioloaikoina seuraavat: talvella 9,8 kW ja 4,6 kW, keväällä 11,3 kW ja 5,3 kW, kesällä 13,8 kW ja 6,4 kW sekä syksyllä 11,8 kW ja 5,5 kW. Marketin pakkaspuolen lämpötilataso on -18 °C.



**Kuva 6.12.** Pakkaspuolen jäähdytystehontarve eri vuodenaikoina ja kellonaikoina.

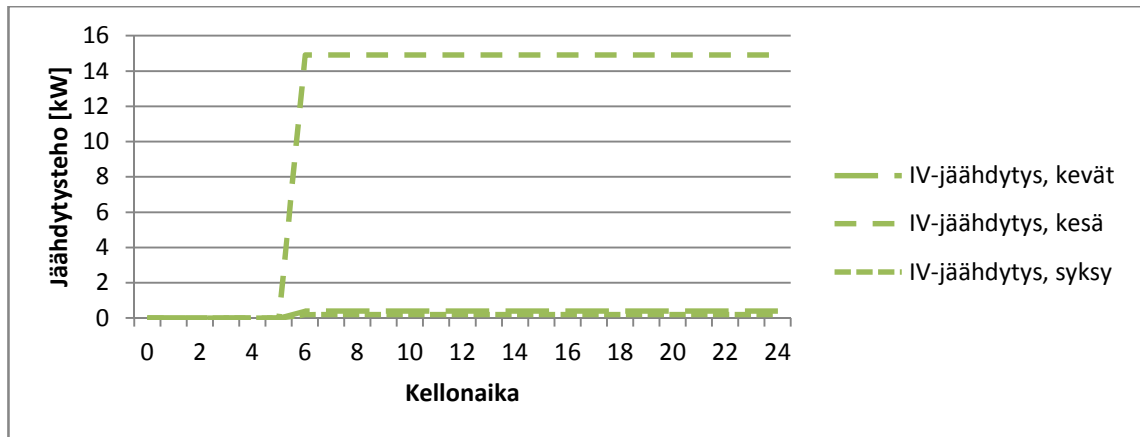
Plussapuolen (pluspuolen) jäähdytystehontarpeet on nähtävillä kuvassa 6.13. Tehot samoin kuin pakkaspuolen arvot on arvioitu käytännön tietojen perusteella ja ovat auki- ja kiinnioloaikoina seuraavat: talvella 19,5 kW ja 6,5 kW, keväällä 22,5 kW ja 7,5 kW, kesällä 27,5 kW ja 9,2 kW sekä syksyllä 23,5 kW ja 7,8 kW. Marketin plussapuolen lämpötilataso on +3 °C.



**Kuva 6.13.** Plussapuolen (pluspuoli) jäähdytystehontarve eri vuodenaikoina ja kellonaikoina.

### *Ilmanvaihdon jäähdytys*

Ilmanvaihdon jäähdytystehontarve arvioidaan käyttäen IDA ICE -simuloinnin tuloksia. Ilmanvaihdon jäähdytyksen tehontarpeet ovat seuraavat kiinteistön aukioloaikoina (kuva 6.14): talvella jäähdytystarvetta ei ole, kevät 0,4 kW, kesä 14,9 kW, syysy 0,2 kW. IV-jäähdytyksessä tulee ottaa huomioon kuvassa 6.5 annetut huipputehontarpeet.



**Kuva 6.14.** Ilmanvaihdon jäähdytystehot.

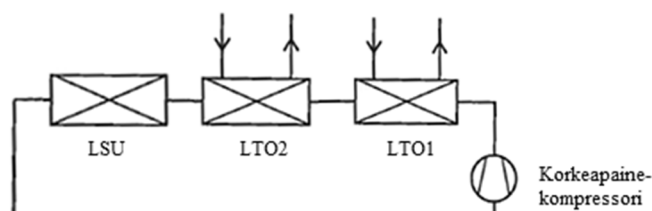
Kiinteistön jäähdytystehoa vähentää ikkunoiden yläpuolella oleva lippa sekä ikkunoiden verhot ja ikkunalasivalinta. Jäähdytystehontarpeeseen vaikuttavat sisäiset kuormat, kuten valaistus, sähkölaitteet sekä henkilöt. Henkilötiheyttä ei arvioitu tässä tutkimuksessa, vaan sen oletettiin simuloinnissa olevan sama kuin normaalissa liikerakennuksessa. Tietämättömyyttä henkilötiheydestä kompensoidaan IV-koneen tehonvaihtelulla eri vuorokaudenaikoina. Todellisuudessa liikennemyymälän ilmanvaihtokoneet varustetaan hiilidioksidi- ja lämpötilaohjauksella.

## 7 JÄRJESTELMIEN MALLINNUS

Tässä luvussa käydään läpi kylmä-, lämmöntalteenotto-, lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmien rakenne ja niiden mallinnus. Mallintamisen tavoitteena on optimoida hiilidioksidikylmälaitoksen lauhtumispaine eri vuodenaikoina kylmäntuotannon ja kiinteistön lämmityksen käyttökustannusten minimoimiseksi, kun kiinteistön lämmitysmuotona on kylmälaitoksen lauhdelämmön lisäksi maalämpö. Lisäksi mallinnuksen avulla halutaan selvittää, parantaako kylmälaitoksen lauhdelämmön siirtäminen energiakaivoihin järjestelmän kokonaistehokkuutta elinkaarikustannusten näkökulmasta, eli parantaako lauhdelämmön siirto kylmäjärjestelmän hyötysuhdetta ilman, että energiakaivojen investointikustannus kasvaa liikaa? Edellisen kysymyksen jatkokysymyksenä tulee kysymys siitä, millä ulkolämpötilalla lauhdelämpöä kannattaa siirtää energiakaivoihin, jotta niiden lämpötila pysyy halutulla tasolla. Lisäksi pitää tietää, kuinka monta energiakaivoa kannattaa optimallisessa järjestelmässä tehdä ja onko energiakaivoja järkevää porata pelkästään kylmälaitoksen lauhdelämmön siirtoa varten.

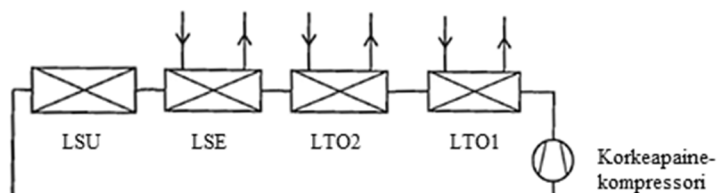
### 7.1 Kylmälaitoksen mallinnus

Tämän tutkimuksen kylmäkoneistoksi valittiin booster-hiilidioksidikylmälaitos sisäisellä lämmönsiirtimellä ja välisäiliöllä. Kytkentätapa valittiin siitä saatujen hyvien tutkimustulosten vuoksi. Ruotsalaisessa tutkimuksessa järjestelmä on vertailevissa mittauksissa ja simuloinneissa havaittu parhaimmaksi. Kylmälaitoksen toimintaperiaate on kuvattu aikaisemmin luvussa 4.1 ja se on sama kuin kuvassa 4.4 esitelty järjestelmä. Tässä tutkimuksessa kylmälaitoksen lämmöntalteenotto on jaettu kahteen osaan. Lämmönsiirtimet ovat nimeltään LTO1 ja LTO2, joista LTO1 sijaitsee ensimmäisenä korkeapainekompressorin jälkeen.



**Kuva 7.1.** Tutkittavan kylmälaitoksen lämmönpoistopuoli.

Yksi tutkimuksen tavoitteista on selvittää, mitä hyötyä on energiakaivojen yhdistämisellä kylmäkoneistoon. Tämän vuoksi lisätään LTO2:n jälkeen lämmönsiirrin, jonka avulla lämpöä voidaan siirtää energiakaivoihin (kuva 7.2). Tätä lämmönsiirrintä nimitetään LSE:ksi. Viimeisenä molemmissa järjestelmissä on lämmönsiirto ulkoilmaan. Lämmönsiirrintä kutsutaan lyhenteellä LSU.

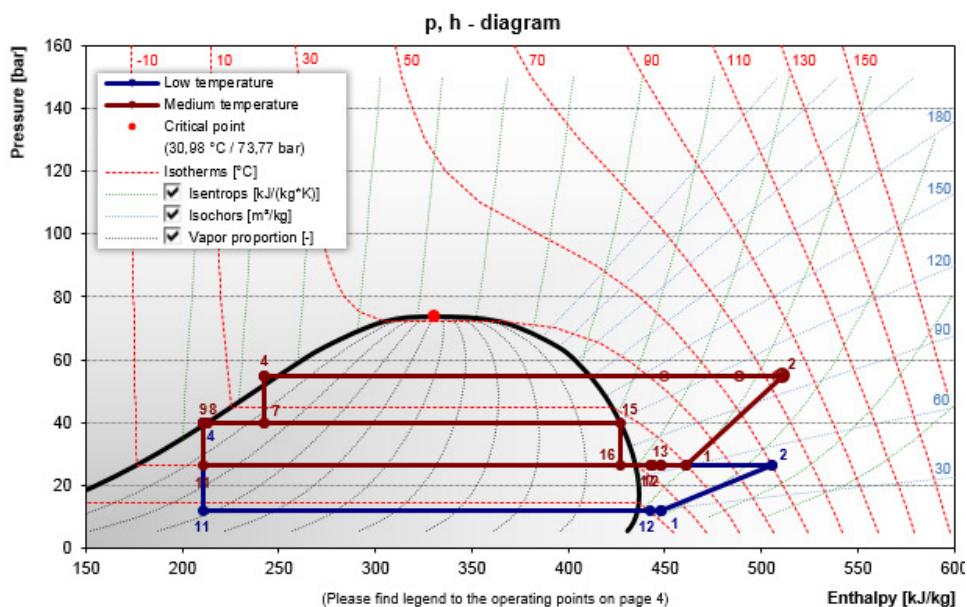


**Kuva 7.2.** Tutkittavan kylmälaitoksen lämmönpoistopuoli energiakaivokytkennällä.

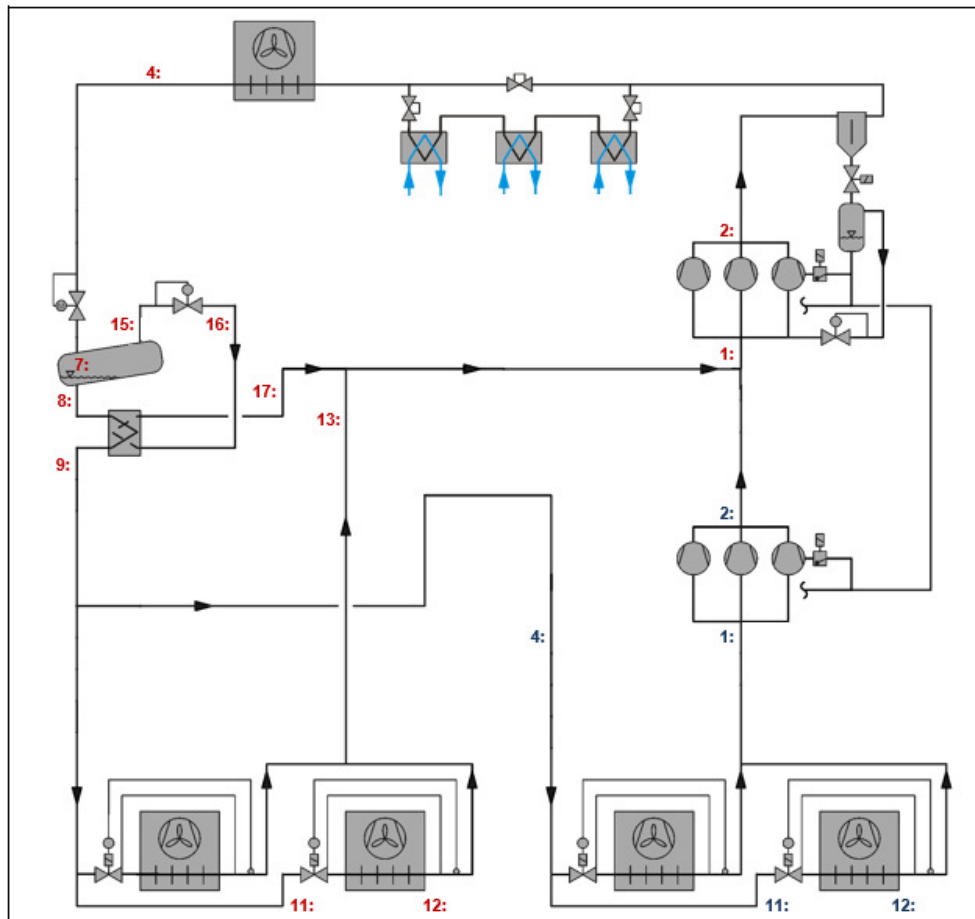
Energiakaivoihin siirretään kylmälaitoksen lauhdelämpöä korkeilla ulkolämpötiloilla. Energiakaivojen avulla kylmälaitoksen lauhtumislämpötila pyritään pitämään alhaisena vuoden ympäri.

Hiilidioksidikylmälaitoksen mallintaminen tehdään CO<sub>2</sub> Calculation Tool -ohjelmalla (myöhemmin CO<sub>2</sub>CT) (Bitzer, 2011). CO<sub>2</sub>CT:n avulla voidaan mallintaa hiilidioksidikylmälaitoksia ja -lämpöpumppuja. Ohjelmassa on yhteensä viisi vaihtoehtoista pelkästään hiilidioksidilla toimivaa kylmälaitoskytkentää, joiden sisällä voidaan lisäksi tehdä kytkentämuutoksia, esimerkiksi vaihtaa sisäisen lämmönsiirtimen paikkaa ja lisätä lämmöntalteenoton lämmönsiirtimien määrää.

Kylmälaitoksen mallinnus CO<sub>2</sub>CT:lla perustuu käyttäjän ohjelmaan syöttämiin arvoihin ja ohjelma tekee automaattisesti tarvittavat laskelmat ja taulukoi haluttaessa myös kylmäaineen ominaisuudet toimintapisteissä. Näiden lisäksi ohjelma tuottaa visuaalista informaatiota, esimerkiksi p-h- ja Th-diagrammit ja kytkentäkuvan (kuva 7.4) käsiteltävänä olevasta mallinnuksesta. Kylmälaitoksen eri komponentit voidaan esittää p-h-piirroksessa (kuva 7.3), missä eri komponentit ovat pisteiden välillä tapahtuvia prosesseja.



**Kuva 7.3.** Mallinnettavan kylmälaitoksen p-h-piirros CO<sub>2</sub>CT-ohjelmassa.



#### Low temperature

- 1 → 2: Compressor
- 2 → 1MT: Nodal point suction pipes MT
- 3MT → 4: Liquid refrigerant coming from MT system
- 4 → 11: Expansion valve
- 11 → 12: Evaporator
- 12 → 1: Suction line superheat

#### Medium temperature

- 1 → 2: Compressor
- 2 → 4: Heat recovery, Gas cooler / Condenser
- 4 → 7: High pressure regulation valve
- 7 → 8: Interstage pressure receiver, liquid outlet
- 8 → 9: Subcooler (internal heat exchanger)
- 9 → 11: Expansion valve
- 11 → 12: Evaporator
- 12 → 13: Suction line superheat
- 13 → 1: Nodal point suction pipes MT
- 7 → 15: Interstage pressure receiver, vapour outlet
- 16 → 17: Superheater (int. heat exch., flash gas)
- 17 → 1: Nodal point suction pipes MT

**Kuva 7.4.** Mallinnettavan kylmälaitoksen kytkentäkuva CO<sub>2</sub>CT-ohjelmassa.

### 7.1.1 Höyrystin

Höyrystimessä kylmäaine höyrystyy ja tulistuu samalla kun kylmäkalusteiden ja -varastojen ilma jäähtyy. Tarkasteltavassa booster-järjestelmässä on kaksi höyrystintä, pakkas- ja plussahöyrystin, joiden tehot vaihtelevat vuodenaikojen mukaisesti ja määräytyvät tarvittavista jäädytystehoista (kuvat 6.12 ja 6.13). Tarvittava höyrystymisteho voidaan ilmaista seuraavan yhtälön avulla:

$$Q_h = \dot{m}_{ka,h}(h_{ulos,h} - h_{sisään,h}), \quad (7.1)$$

jossa

$Q_h$  on höyrystymisteho



|                  |  |
|------------------|--|
| $\dot{m}_{ka,h}$ | on kylmäaineen massavirta höyrystimessä            |
| $h_{ulos,h}$     | on kylmäaineen entalpia höyrystimen ulostulossa    |
| $h_{sisään,h}$   | on kylmäaineen entalpia höyrystimen sisäänmenossa. |

Pakkas- ja plussahöyrystimien kylmäainemassavirrat ovat erisuuret. Kylmäkoneiston kokonaismassavirta muodostuu höyrystimissä kulkevista kylmäainevirroista ja ohitushaarallaan kylmäainevirrasta. Tämä kylmäainevirta erottuu välisäiliössä höyrystimille menevistä kylmäainevirroista ja kylmäainevirta yhdistyy höyrystimiltä tuleviin kylmäainevirtoihin ennen korkeapainekompressoria.

Mallinnuksessa oletetaan kylmäaineen höyrystymislämpötila ja tulistus vakioksi. Höyrystymislämpötilat saadaan, kun tiedetään kylmäkalusteiden- ja -varastojen tavoitelämpötilat ja lämmönsiirtimien asteisuudet. Pakkaskalusteille ja -tiloille valitaan lämpötilaksi  $-18\text{ °C}$  ja plussakalusteille ja -tiloille  $+3\text{ °C}$ . Vastaavat höyrystymislämpötilat ovat  $-35\text{ °C}$  ja  $-10\text{ °C}$ . Kylmäaineen höyrystimessä tapahtuvaksi tulistukseksi, eli niin sanotuksi sisäiseksi tulistumiseksi määritetään kuusi astetta (6 K). Lämpötila höyrystimen ulostulossa on höyrystymislämpötilan ja sisäisen tulistumisen summa.

Sisäisen tulistuksen lisäksi kylmäaine tulistuu kompressorin imuputkissa (ulkoisen tulistus). Ulkoista tulistusta ei kuitenkaan voida hyödyntää jäähdytyksessä. Mallinnuksessa oletetaan, että matalapainekompressorin imuputkessa tulistus on viisi astetta (5 K). Plussahöyrystimen jälkeisessä putkilinjassa oletetaan tapahtuvan kolmen asteen (3 K) tulistuminen.

Höyrystimien mitoitustehot ovat 15 kW (pakkashöyrystin) ja 30 kW (plussahöyrystin). Höyrystimien tehontarpeiden vaihtelu eri vuodenaikoina on koottuna taulukossa 7.1.

**Taulukko 7.1.** Höyrystimien tehontarve [kW] ja tehontarpeen suhde [%] mitoitustehoon eri vuodenaikoina.

| Ajanjakso |        | Pakkanen (mit. 15 kW) |      | Plussa (mit. 30 kW) |      |
|-----------|--------|-----------------------|------|---------------------|------|
|           |        | [kW]                  | [%]  | [kW]                | [%]  |
| talvi     | auki   | 9,75                  | 65,0 | 19,5                | 65,0 |
|           | kiinni | 4,55                  | 30,3 | 6,5                 | 21,7 |
| kevät     | auki   | 11,25                 | 75,0 | 22,5                | 75,0 |
|           | kiinni | 5,25                  | 35,0 | 7,5                 | 25,0 |
| kesä      | auki   | 13,75                 | 91,7 | 27,5                | 91,7 |
|           | kiinni | 6,42                  | 42,8 | 9,17                | 30,6 |
| syksy     | auki   | 11,75                 | 78,3 | 23,5                | 78,3 |
|           | kiinni | 5,48                  | 36,5 | 7,83                | 26,1 |

Kompressorit on järkevä mitoittaa noin 10 % yli mitoitustehontarpeen. Pienen ylimitoituksen avulla tulevaisuuden mahdollinen kylmäkalusteiden lisäys ei vaadi kompressorien uusimista.

### 7.1.2 Kompressori

Kompressorin avulla kylmäainetta puristetaan haluttuun paineeseen. Booster-koneikossa on kaksi kompressoria, matala- ja korkeapainekompressori. Matalapainekompressori (booster-kompressori) puristaa kylmäainetta pakkahöyrystimen paineesta plussahöyrystimen paineeseen. Vastaavasti korkeapainekompressori puristaa kylmäainetta plussahöyrystimen paineesta tarvittavaan lauhtumis- tai jäähtymispaineeseen. Kompressoreiden tehot määräytyvät yhtälön (7.2) avulla:

$$P_k = \dot{m}_{ka,k}(h_{ulos,k} - h_{sisään,k}), \quad (7.2)$$

jossa

|                |   |
|----------------|---|
| $P_k$          | on kompressorin teho                                |
| $\dot{m}_{ka}$ | on kylmäaineen massavirta kompressorissa            |
| $h_{ulos,k}$   | on kylmäaineen entalpia kompressorin ulostulossa    |
| $h_{sisään,k}$ | on kylmäaineen entalpia kompressorin sisäänmenossa. |

Matalapainekompressorille tulevan kylmäaineen tulistus sisältää höyrystimen tulistuksen sekä imuputkissa tapahtuvan tulistuksen. Korkeapainekompressorille tulevan kylmäaineen kokonaistulistus sisältää matalapainekompressorin ulostulossa olevan kylmäaineen tulistuksen, plussahöyrystimen jälkeisen putkilinjan tulistuksen ja sisäisessä lämmönsiirtimessä tapahtuvan tulistuksen. Kokonaistulistuksen määrä voidaan muodostaa solmupisteen energiataseesta.

CO<sub>2</sub>CT:ssa kompressoreille määritetään rinnakkain olevien kompressoreiden lukumäärä. Tämän pohjalta ohjelma ehdottaa sopivan kompressorin, joiden ohjaustavan käyttäjä voi vielä valita. Ohjaustapoja on kaksi: on/off-säätö tai taajuusmuuttaja- eli invertterisäätö, joka voi olla välillä 30 - 70 Hz. Taajuusmuuttajasäädön avulla kompressoria voidaan säätää portaattomasti ja saada osateholla toimiva järjestelmä energiatehokkaaksi. Tässä mallinnuksessa molemmille lämpötilatasoille valitaan kaksi rinnakkain olevaa kompressoria, joista toisessa on taajuusmuuttaja. Ohjelman avulla voidaan tarkastella myös valittujen kompressorien toiminta-alueita.

### 7.1.3 Kaasujäähdytin

Täyshiilidioksidijärjestelmässä ulkolauhduttimen tilalla on kaasujäähdytin. Alikriittisessä prosessissa lämmönpoisto tapahtuu tulistuksen poistossa, lauhtumisessa ja alijäähtymisessä. Transkriittisessä prosessissa lämmönpoisto tapahtuu kaasun jäähtyessä. Kaasujäähdytin voidaan jakaa tarpeen mukaan useampaan osaan, kuten tämän työn järjestelmissä, joissa lämmönsiirtimiä on kolme ja neljä kappaletta.

Lämmönsiirtimen teho voidaan määrittää yhtälön (7.3) avulla, joka on samanlainen kuin höyrystintä kuvaava kaava (7.1). Kaava soveltuu niin tulistuksen poistoon, lauhtukseen, alijäähdytykseen kuin kaasujäähdytykseen.

$$Q_{LS} = \dot{m}_{ka}(h_{LS, sisään} - h_{LS, ulos}), \quad (7.3.)$$

jossa

|                  |   |
|------------------|---|
| $Q_{LS}$         | on lämmönsiirtimen teho   |
| $\dot{m}_{ka}$   | on kylmäaineen massavirta (tässä tapauksessa $\dot{m}_{ka} = \dot{m}_{kok}$ ) |
| $h_{LS, sisään}$ | on kylmäaineen entalpia lämmönsiirtimen sisääntulossa                         |
| $h_{LS, ulos}$   | on kylmäaineen entalpia lämmönsiirtimen ulostulossa.                          |

Mallinnettaessa kylmälaitosta CO<sub>2</sub>CT:lla voidaan valita kylmälaitos toimimaan joko kriittisen pisteen ala- tai yläpuolella. Alikriittisessä toiminnassa ohjelmaan määritetään lauhtumislämpötila sekä kylmäaineen alijäähtyminen lauhtuttimessa. Transkriittisellä alueella ohjelmaan voidaan syöttää korkeapaine eli korkeapainekompressorin ulostulopaine käsin tai antaa ohjelman optimoida se maksimikylmäkertoimelle tai maksimijäähdysteholle. Lisäksi määritetään kaasujäädyttimen ulostulolämpötila. Tässä mallinnuksessa mallinnetaan kylmälaitosta sekä ali- että transkriittisellä alueella. Alikriittisellä alueella alijäähtyksen määrä on 2 K ja lauhtumislämpötilaa muutetaan tarpeen mukaan hakien optimiarvoa. Kelluvassa lauhtumisessa lauhtumislämpötila määräytyy ulkolämpötilan lämmönsiirtimen asteisuuden (10 K) mukaan. Transkriittisellä alueella korkeapaine määräytyy tarpeen mukaan ja kaasujäädyttimen ulostulolämpötila määräytyy lämmönsiirtimen asteisuuden mukaan. Rajoituksia asettaa myös välisäiliön paine ja kompressorien toimintarajoitukset.

#### 7.1.4 Paisuntaventtiili ja välisäiliö

Paisuntaventtiilin mallinnuksessa voidaan CO<sub>2</sub>CT-ohjelmassa valita joko kaksi- tai kolmivaiheinen paisunta, joista valintaan ensimmäinen. Paisunta oletetaan häviöttömäksi. Valitaan välisäiliön paineeksi sopiva 40 baaria ja lisäksi välisäiliö varustetaan paisunta-kaasun ohituksella.

#### 7.1.5 Sisäinen lämmönsiirrin

Sisäisen lämmönsiirtimen avulla siirretään lämpöä jäädyttäen kylmäainetta ja tulistaen samalla korkeapainekompressorille menevää kylmäainetta. Sisäisen lämmönsiirtimen aiheuttama lämpötilamuutos määritellään ohjelmassa korkeapainekompressorille menevän kylmäaineen tulistumisesta sisäisessä lämmönsiirtimessä. Tämän tiedon perusteella ohjelma laskee kylmäaineen jäähtymisen sisäisen lämmönsiirtimen toisella puolella. Mallinnuksessa oletetaan lämpötilanmuutoksen olevan korkeapainekompressorin imupuolella viisi astetta (5 K). Sisäinen lämmönsiirrin sijaitsee kuvan 7.4 mukaisesti välisäiliön jälkeen. Muita vaihtoehtoja olisi ollut järjestelmä ilman sisäistä lämmönsiirrintä, tai sisäinen lämmönsiirrin ennen välisäiliötä tai ennen joko plussa- tai pakkashöyrystintä.

### 7.1.6 LTO-siirtimien mallit

Tarkasteltavassa järjestelmässä on kaksi LTO-siirrintä, joita nimetään lyhenteillä LTO1 ja LTO2. LTO-siirtimillä otetaan lämpöä talteen enintään sen verran, kuin eri lämmitysjärjestelmiin yhteensä tarvitaan. Loppulämmitys tuotetaan käyttäen maalämpöpumppua ja/tai sähkökattilaa.

Tehojen jakaantumista LTO-siirtimien ja maalämpöpumpun sekä mahdollisesti sähkökattilan kesken ei tiedetä. Tehojen jakautuminen riippuu LTO-siirtimelle tulevan liuoksen lämpötilatasosta sekä lauhtumislämpötilasta (korkeapainekompressorin ulostulopaine, jos transkriittinen prosessi). Tehojen jakautuminen eri järjestelmien välillä pitää toteuttaa niin, että järjestelmän kokonaiskustannukset ovat mahdollisimman pienet.

CO<sub>2</sub>CT:ssa LTO-siirtimiltä saatavaa teho voidaan määrittää monella eri tapaa. Ensimmäisenä ohjelmaan pitää määrittää LTO-siirtimien lämpötilatasot. Tämän jälkeen voidaan määrittää tapa millä ohjelma määrittää lämmönsiirtimien toimintaa. Valittavia tapoja ovat:

- LTO-tehon osuus koko lämmönpoiston määrästä [%]
- liuoksen massavirta [kg/h]
- lämmitysteho [kW]
- pinch point (asteisuus) [K]
- keskimääräinen lämpötilaero LTO-siirtimessä [K]

Jos lämmitystehontarve ylittää saatavan tehon, määrää asteisuus kaasun lämpötilan LTO-siirtimen jälkeen. Tällöin valitaan määrittystavaksi ”pinch point”. Pinch pointin suuruudeksi asetetaan neljä astetta (4 K). Tämän ja liuoslämpötilojen avulla voidaan selvittää molempien LTO-siirtimien lämmitystehot. Jos taas saatava teho ylittää tarpeen, kaasu jäähtyy vain tarpeen mukaisesti, eli lämmitystehon avulla saadaan selville, kuinka paljon kaasu jäähtyy LTO-siirtimessä.

### 7.1.7 Lämmönsiirrin energiakaivoihin

Mallinnuksessa tarkastellaan myös kahden LTO-siirtimen jälkeen sijaitsevaa lämmönsiirrintä. Kesällä lauhtumislämpöä siirretään ulkoilman sijaan energiakaivoihin, minkä avulla lauhtumislämpötila voidaan pitää matalana ympäri vuoden, eikä järjestelmä esimerkiksi toimi lainkaan kriittisen pisteen yläpuolella. LSE on periaatteessa samanlainen kuin LTO-siirtimet.

Energiakaivoihin siirretään LTO:n jälkeen kaikki loppu lämmönpoiston lämpö. LSE-siirrin mallinnetaan samalla tavalla kuin LTO-siirtimet, ikään kuin kolmantena LTO-siirtimenä. Energiakaivojen avulla tuotetaan myös IV-jäähdytys vapaajäähdytyksellä ja lisäksi myös kaksoiskäyttöisen maalämpöpumpun avulla. LSE-siirtimellä on kaksi vaihtoehtoista sijaintia, mikä vaikuttaa sen lämpötilatasoon. Lämmönsiirrin voi sijaita joko ennen tai jälkeen IV-jäähdytyksen. IV-jäähdytystä ennen sijainnissa lämpötilataso on 10/15 °C, kun taas IV-jäähdytyksen jälkeen se on korkeampi 15/20 °C. Nämä lämpötilatasot määrittävät, kuinka alas lauhtumislämpötila voidaan saada. Lämmönsiirtimen asteisuus on sama kuin LTO-siirtimillä (4 K).

## 7.2 Lämmöntalteenotto- ja lämmitysjärjestelmien mallinnus

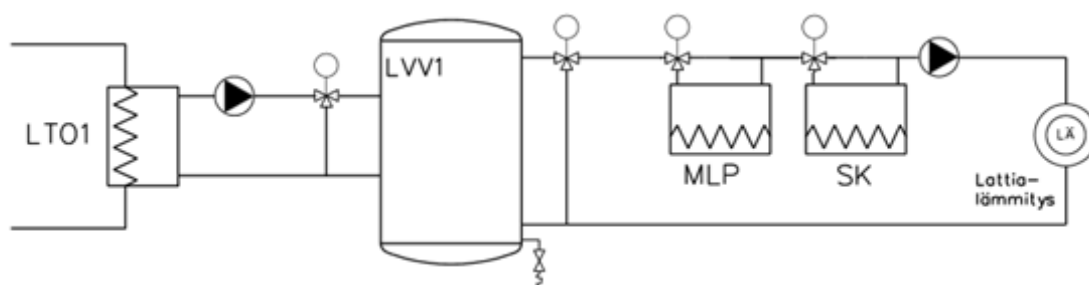
### *Lämmöntalteenotto- ja lämmitysjärjestelmät*

Lämmöntalteenotto toteutetaan välillisenä järjestelmänä, missä liuoksena käytetään vettä. Lämmöntalteenotto toteutetaan niin, että liuoksen lämpötilaero LTO-siirtimillä on vakio ympäri vuoden. Kylmälaitoksen lämpöä siirretään kerrostuneeseen lämminvesivaraajaan, josta lämpöä siirretään lämmitysjärjestelmiin. Lämmitysjärjestelmiä ovat:

- lattialämmitys
- ilmanvaihdon lämmitys
- oviverhohuuhaltimet
- edustojen sulanapito (lumensulatus)
- käyttöveden lämmitys

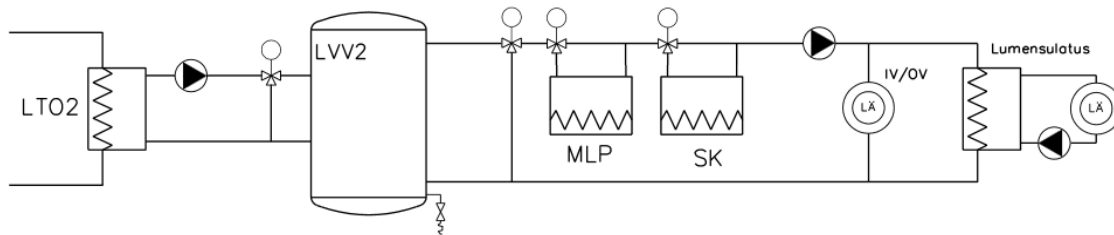
Lämmöntalteenottojärjestelmän lisäksi lämpöä tuotetaan tarpeen mukaan myös maalämpöpumpulla ja sähkökattilalla. Kytkennöissä ei ole piirretty maalämpöpumpun varajasäiliöitä, jotka tasaavat maalämpöpumpun käyntiaikoja.

LTO1-järjestelmän avulla otetaan kylmälaitoksen lämpöä talteen lattialämmitykseen. Järjestelmän avulla myös ”loppulämmitetään” käyttövettä, jota on esilämmitetty LTO2-järjestelmän lämminvesivaraajassa. Käyttöveden lämmitys käydään läpi myöhemmin. Kuvassa 7.5 on esitetty lattialämmityksen lämmön tuotantotapa mallinnettavassa järjestelmässä. Kytkennässä vasemmanpuoleisella 3-tieventtiilillä pidetään lämpötilaeroa lämmönsiirtimellä vakiona (15 K). Oikeanpuoleisella kolmitieventtiilillä säädetään lattialämmitykselle menevän virtauksen lämpötilaa. LTO1-järjestelmästä lattialämmitykselle menevän liuoksen on oltava vähintään 35 °C, jos LTO:sta saatava teho ei riitä, lisälämmitysjärjestelmä (maalämpöpumppu) lämmittää sen tarvittavaan lämpötilaan. Sähkökattilaa käytetään ainoastaan kovimmilla pakkasilla.



**Kuva 7.5.** Yksinkertaistettu LTO1:n kytkentä lattialämmityksestä.

Kuvassa 7.6 on esitetty LTO2:n, ilmavaihdon lämmityksen, oviverhohuuhaltimien ja lumensulatuksen kytkentäkaavio. Lämmitysjärjestelmien lämpö saadaan LTO2:sta ja tarpeen mukaan lisälämpöä tuotetaan maalämpöpumpusta ja lisäksi vielä sähkövastuksesta, jos tarve vaatii. Laskelmissa yksinkertaistetaan ja yhdistetään IV- ja oviverhokoneet samaan lämmönjakopiiriin. LTO2:n lämpötilaerona pidetään 5 K, mutta muuten toiminta-periaatetta voidaan pitää samanlaisena kuin LTO1:n.



**Kuva 7.6.** LTO2:n, IV-lämmityksen, oviverhohaltimien ja lumensulatuksen kytkentäkuva yksinkertaistettuna.

Lämmitysjärjestelmille menevän liuoksen lämpötilan on oltava 35 °C, mutta keksällä lämpötilan on oltava ilmanvaihdon tarvitsema 25 °C. Mikäli LTO2-järjestelmän teho ei riitä, käytetään apuna maalämpöpumpua. Sähkökattilaa käytetään ainoastaan kovimmilla pakkasilla.

### **Käyttöveden lämmitys LTO1:ssa ja LTO2:ssa**

Käyttöveden lämmitys lämmöntalteenoton avulla tapahtuu välillisesti kahdessa eri osassa. Kylmä vesi johdetaan ensin LTO2:n lämminvesivaraajan alaosaan lämmityskierukkaan, missä se lämpenee varaajan lämpötilatason mukaisesti. Yläosaan esilämmitetty vesi johdetaan LTO1:n lämminvesivaraajan lämmityskierukkaan, ensin alaosaan, joka on säiliössä viileämpi. LTO1:n lämminvesivaraajan yläosaan sijoitetaan enemmän kierukoita, jotta vettä voidaan lämmittää mahdollisimman paljon. Todellisuudessa varaajien jälkeen käyttöveden yhdistyy lämpimän käyttöveden kierto, minkä vaikutukset jätetään näissä laskelmissa huomioonottamatta. Mikäli haluttua lämpötilaa ei saavuteta lämmöntalteenoton avulla, niin maalämpöpumpusta (MLP) ja tarvittaessa vielä sähkökattilasta (SK) saatavalla lämmöllä käyttövettä lämmitetään tarvittavaan lämpötilaan. Keittiön astianpesukoneessa käytettävän veden sähköllä tehtävää huippukuumennusta ei näissä laskelmissa oteta huomioon. Käyttöveden lämmitysteho määritellään kaavojen (7.4) ja (7.5) mukaisesti:

$$Q_{LTO,KV} = \frac{\left(\frac{T_{ylä,LVV1} + (T_{ylä,LVV1} - 15)}{2} - \Delta T_{LVV}\right) - T_{kv, sisään,1}}{58 - T_{kv, sisään,1}} Q_{KV} \quad (7.4)$$

$$T_{kv, sisään,1} = \frac{T_{ylä,LVV2} + T_{ala,LVV2}}{2} - \Delta T_{LVV} - 7 \quad , \quad (7.5)$$

joissa

|                    |   |
|--------------------|---|
| $Q_{LTO, KV}$      | on lämmön talteenotosta saatu teho käyttöveden lämmitykseen |
| $T_{ylä, LVV_i}$   | on lämminvesivaraajan i yläosan lämpötila (i=1,2)           |
| $T_{ala, LVV_i}$   | on lämminvesivaraajan i alaosan lämpötila (i=1,2)           |
| $\Delta T_{LVV}$   | on lämminvesivaraajan asteisuus                             |
| $T_{kv, sisään,1}$ | on lämmityskierukkaan 1 tulevan veden lämpötila.            |

Koska LVV1-varaajassa kierukka sijaitsee pääosin varaajan ylä- ja keskiosassa, varaajan keskilämpötila lasketaan käyttäen yläosaan tulevan liuoksen lämpötilaa ja vähennettynä siitä 15 K. Varaajan ylä- ja alaosan lämpötilat riippuvat lauhtumislämpötilasta sekä vuodenajasta ja vuorokaudenajasta. Lämminvesivaraajan asteisuus on viisi astetta (5 K). Kaavassa lämpötila 58 (°C) on kuumen käyttöveden lämpötila. LTO2:ssa lämmityskierukkaan tuleva vesi on kylmää käyttövettä, jonka lämpötilan oletetaan olevan vakio, 7 °C. LTO1:ssa tulevan veden lämpötila riippuu LTO2:n esilämmityksen määrästä kaavan (7.6) mukaisesti.

### 7.3 Maalämpöpumppu

Maalämpöpumpun mallinnuksen pohjalla käytetään tyypillisiä maalämpöpumppujen toiminta-arvoja. Mitään yksittäistä maalämpöpumppua ei valita mallinnukseen, koska yksi tutkimuskysymys liittyy energiakaivojen mitoittamiseen: se kuinka paljon energiakaivoja rakennetaan, vaikuttaa myös osaltaan maalämpöpumpun kokoon. Mallinnuksessa oletuksena on, että maalämpöpumpun lauhdutin on jaettu kahteen osaan, lauhduttimeen ja tulistussiirtimeen. Lauhduttimella voidaan lämmittää järjestelmiä, joissa lämpötilan ei tarvitse olla korkea. Lauhdutin liitetään järjestelmiin välillisesti. Tulistussiirrin liitetään lämpimän käyttöveden jälkilämmitykseen välillisesti. Mallinnuksessa ei oteta myöskään kantaa maalämpöpumppujärjestelmän varaajaratkaisuihin. Maalämpöpumpun hyötysuhde lämmityksessä on 4,1 ja jäähdytyksessä 4,5. Jotta maalämpöpumppu voi jäähdytyksessä toimia mahdollisimman korkealla hyötysuhteella, on IV-jäähdytys suunniteltava toimimaan mahdollisimman korkeilla lämpötiloilla ja varustettava esimerkiksi kosteutavalla kiekolla. Käytettäessä maalämpöpumppua jäähdytyksessä on järjestelmä varustettava myös ulkolauhduttimella, kuten esimerkiksi kuvassa 5.1.

### 7.4 Energiakaivojen mallinnus

Energiakaivokentän mitoitus ja suunnittelu tehdään käyttäen Earth Energy Designer-ohjelmaa (EED) (Earth Energy Designer, 2008). Huomioitavaa on, että EED-ohjelman avulla ei voi muuttaa energiakaivon lämmönsiirto-ominaisuuksia eri lämmitys- tai jäähdytystehon arvoilla (katso luku 5.2.3.). Kuten aikaisemmin mainittiin, tämä voi aiheuttaa jopa 25 % epävarmuuden tarvittavaan porareikäpituuteen.

EED:n laskenta voidaan toteuttaa kahdella eri tapaa: joko laskemalla lämmönsiirtonesteen keskilämpötila annetulla kuormalla ja energiakaivojen pituudella tai laskea vaadittava energiakaivojen määrä annetuille lämmönsiirtonesteen minimi/maksimilämpötiloille. Molempia tapoja tarvitaan tässä tutkimuksessa. Mitoituksen lähtötiedoiksi valitaan seuraavat tiedot:

- Maaperä:
  - maaperän lämmönjohtavuus: 3,4 W/mK (Suomen keskiarvo)
  - maaperän lämpökapasiteetti: 2,4 MJ/m<sup>3</sup>K (Suomen keskiarvo)
  - maan pintalämpötila: 5,6 °C (sijainti: Helsinki)

- geoterminen lämpövirta: 0,05 W/m<sup>2</sup> (sijainti: Helsinki)
- Porareikä / energiakaivo:
  - määrä / muoto: vaihtelee tapauksittain
  - syvyys: vaihtelee tapauksittain (maksimisyyvydeksi määritetään 260 m)
  - välimatka: 20 m (Suomen Ympäristökeskuksen Lämpökaivo-oppaan mi-nimivaatimus keskimääräiselle energiakaivojen etäisyydelle)
  - lämmönsiirtoputki: yksi U-putki
  - porareiän halkaisija: 115 mm (Rototec Oy)
  - U-putken halkaisija: 40 mm (yleinen alalla käytetty)
  - U-putken seinämäpaksuus: 2,4 mm (yleinen alalla käytetty)
  - U-putken lämmönjohtavuus: 0,420 W/mK (yleinen alalla käytetty)
  - U-putken haarojen etäisyys: 64 mm
  - Porareiän täyteaineen lämmönjohtavuus: 0,6 W/mK (vesi 0 °C)
- Lämmönsiirtoneste
  - lämmönjohtavuus: 0,37 W/mK
  - ominaislämpökapasiteetti: 4000 J/kgK
  - tiheys: 966 kg/m<sup>3</sup>
  - viskositeetti: 0,01845 kg/ms
  - jäätymispiste: -17 °C
  - virtaus per energiakaivo: 0,6 l/s (maalämpöpumppuvalmistajien suositus)

Lämmönsiirtonesteen virtausnopeus vaikuttaa järjestelmän painehäviöön ja pumppaus-kustannuksiin, mutta myös lämmönsiirtoon energiakaivossa. Nopeampi, turbulenti vir-taus lisää lämmönsiirtoa, mutta samalla on muistettava painehäviö, joka kasvaa erittäin nopeasti, riippuen virtausnopeuden neliöstä. Virtausnopeuden optimointiin ei tässä työssä oteta kantaa. Lämmönsiirtonesteen lämpötilarajoiksi asetettiin -1,5 °C ja 12,5 °C, jotta voidaan taata järjestelmälle optimaalinen toimivuus ympäri vuoden. Energiakaivon läm-mönsiirtovastus laskettiin keskimääräisillä arvoilla. Todellisuudessa olisi hyvä, että se ar-voitaisiin TRT-testin tai parhaassa tapauksessa MIRTTRT -testin avulla (luku 5.2.3).

Energiakaivojen lämmitys- ja jäähdytyskuormat valitaan sen mukaan, kuinka pal-jon arvioidaan kylmlaitoksesta saatavan lämpöä ja kuinka paljon jää maalämpöpumpun tuotettavaksi. Jäähdytystarve riippuu siitä, syötetäänkö lauhdelämpöä energiakaivoihin vai ei. Simulointiajaksi valitaan 30 vuotta, koska halutaan varmistaa maalämpöjärjestel-män toimivuus pitkällä aikavälillä. Järjestelmän ensimmäiseksi käyttökuukaudeksi vali-taan syyskuu.

## 7.5 Elinkaarikustannusten laskenta

Järjestelmien keskinäistä kannattavuutta voidaan vertailla erilaisten kustannuslaskelmien avulla. Yksi tapa on verrata järjestelmien elinkaarikustannuksia (LCC, life cycle cost). Investoinnin aiheuttamat elinkaarikustannukset voidaan laskea kaavan (7.7) avulla:

$$LCC = I + \frac{1 - [1 + (i - pe)]^{-n}}{i - pe} E, \quad (7.7)$$



|       |                                   |
|-------|-----------------------------------|
| jossa |                                   |
| LCC   | on elinkaarikustannus             |
| I     | on investointikustannus           |
| i     | on laskentakorkokanta             |
| pe    | on inflaatio tai hintojen nousu   |
| n     | on investoinnin pitoaika          |
| E     | on vuosittainen energiakustannus. |

Elinkaarikustannus muodostuu järjestelmän investointikustannuksen, eri käyttökustannusten ja mahdollisen loppuarvon nykyarvoon laskettujen, eli diskontattujen kustannusten summana. Käyttökustannukset voivat sisältää esimerkiksi järjestelmän energiakustannukset ja huoltokustannukset. Kustannuslaskennassa pitää tehdä valintoja, esimerkiksi valitaan laskentakorkokanta ja oletetaan tietty energian hinnan nousu. Investoinnin pitoaikakin voi vaihdella eri järjestelmien kesken. Järjestelmien paremmuusjärjestystä kannattaakin monien muuttuvien tekijöiden vuoksi tutkia tarkemmin herkkyyystarkastelujen avulla, joilla saadaan tietoa siitä, mitä tapahtuu, jos laskentaoletuksia muutetaan.

Näissä laskelmissa valitaan investoinneille sama elinkaari. Järjestelmien välisten investointikustannusten suurin ero muodostuu tarvittavasta energiakaivojen määrästä ja mahdollisesti myös muista lisäinvestoinneista, kuten ylimääräisestä lämmönsiirtimestä siirrettäessä lämpöä energiakaivoihin (noin 5000 €). Muitakin lisäinvestointeja tarvittaneen. Käyttökustannuksissa ei oteta huomioon huoltokustannuksia. Energiakustannukset saadaan simuloinnin tuloksena. Energiakustannuksissa ei oteta huomioon pumppujen ja puhaltimien energiankulutusta. Laskelmissa ei oteta huomioon myöskään mahdollista jäännösarvoa tai järjestelmän poistokustannuksia. Investoinnin pitoajaksi valitaan 15 vuotta. Laskentakorkokannaksi valitaan 2 %. Sähköhinnaksi oletetaan 0,1 €/kWh. Energianhinnan nousuksi oletetaan 4 %. Lisäksi tehdään laskelmia myös muilla skenaarioilla.

Maalämpöjärjestelmän energiakaivojen investointikustannus pitää sisällään energiakaivon porauksen ja putkituksen, energiakaivon teräksisen suojaputken sekä vaakaputkituksen energiakaivoilta lämmönjakohuoneeseen. Poraussyvyys riippuu aktiivisyvyydestä ja muun muassa porauskohdan maakerroksen paksuudesta ja kallion rikkoaisuudesta. Aktiivisyvyys on se osa energiakaivoa, joka on pohjaveden täyttämä. Energiakaivojen aktiivisyvyys saadaan määritettyä EED-ohjelman avulla, kun tiedetään kuinka paljon energiakaivoista halutaan saada lämpöä ja kuinka paljon energiakaivojen avulla halutaan jäähdyttää jäähdytysjärjestelmiä. Laskelmia varten muodostetussa kustannusfunktiossa yhden energiakaivon poraussyvyys oletetaan olevan 10 metriä aktiivisyvyyttä suurempi. Teräsputkituksen ja vaakaputkituksen määrät riippuvat energiakaivojen määrästä. Kustannusfunktiossa yhden kaivon maksimisyvyydeksi valittiin 260 metriä. Jokaisen energiakaivon alkuun porataan teräksistä suojaputkea, joka estää osaltaan pohjaveden likaantumista ja energiakaivon romahtamisen. Kustannusfunktiossa oletetaan

teräsputkea tarvittavan 12 metriä eli 2 metriä mahdollisen maakerroksen ja/tai rikkonaisen kallion (10 metriä) alapuolelle. Energiakaivojen investointikustannusfunktio on muotoa:

$$I_{\text{energiakaivot}} = 44,84 * S_{\text{aktiivinen}} + 60,03 , \quad (7.8)$$

jossa

$I_{\text{energiakaivot}}$  on energiakaivojen investointikustannus [€]

$S_{\text{aktiivinen}}$  on tarvittava energiakaivojen aktiivisyvyys [m].

Kustannusfunktio on muodostettu Senera Oy:n kustannuslaskentaohjelman tuloksien pohjalta.

## 8 TULOKSET

Tässä luvussa käydään läpi tutkimuksen tulokset. Alaluvussa 8.1. esitetään vastaukset 1. tutkimuskysymykseen, luvussa 8.2 vastataan kysymykseen 4 ja luvussa 8.3 on annettu 2. ja 3. tutkimuskysymyksen vastaukset.

### 8.1 Hiilidioksidikylmälaitoksen optimaalinen lauhtumislämpötila

Tässä luvussa vastataan 1. tutkimuskysymykseen: Mikä on optimaalinen lauhtumislämpötila kylmäntuotannon ja kiinteistön lämmityksen käyttökustannusten minimoimiseksi eri vuodenaikoina?

Hiilidioksidikylmälaitoksen tuottaman lämmön määrää voidaan kasvattaa lauhtumislämpötilaa nostamalla. Kriittisen pisteen yläpuolella lauhtumislämpötilan tilalla käytetään termiä korkeapainekompressorin ulostulopaine. Minimilauhtumislämpötilan määrää ulkolämpötila sekä myös välisäiliön paine ja kompressorien toiminta-alueet. Minimilauhtumislämpötila määrää kylmälaitoksen minimisähkötehtarpeen. Painetta nostamalla sähkötehtarve nousee, mutta samalla talteen otettavan lämmön määrä kasvaa. Lämmöntalteenoton sähköteho on se sähköteho, joka käytetään minimisähkötehon lisäksi ja sitä voidaan kutsua LTO-sähkötehoksi. Minimilauhtumislämpötilalla lämmöntalteenoton avulla tuotettu lämpö ei maksa mitään.

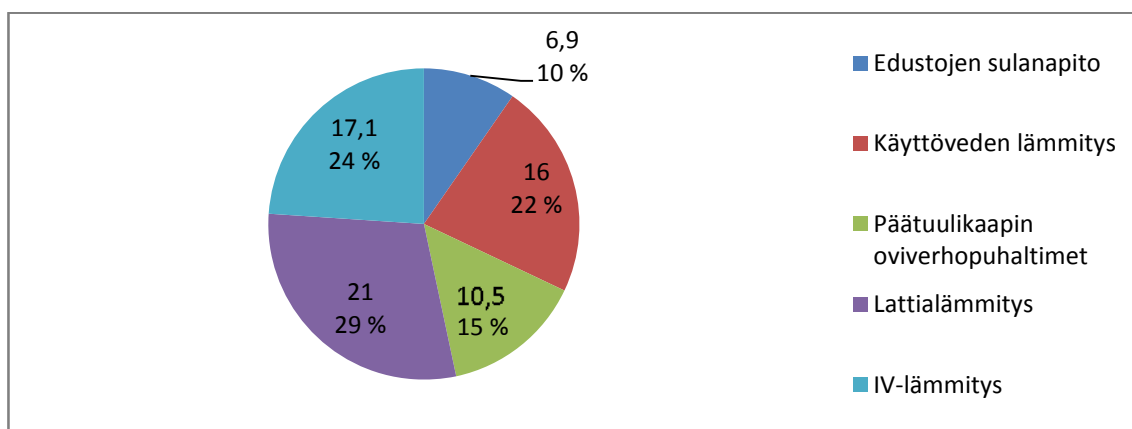
Eri vuodenaikojen ja vuorokaudenaikojen (kiinteistön auki- ja kiinnioloaikojen) keskimääräiset ulkolämpötilat, ja niitä vastaavat lauhtumislämpötilat ovat taulukossa 8.1. Ulkolämpötilana on käytetty Suomen rakentamismääräyskokoelman mallisäädataa säävyöhykkeelle I-II. Talvella lauhtumislämpötila on suhteessa korkeampi välisäiliön paineen aiheuttaman rajoituksen takia. Talteen otetun lämmön määrään vaikuttavat myös lämmöntalteenoton lämmönsiirtimien (LTO1 ja LTO2) lämpötilatasot, virtaama sekä aseteisuus. Eri vuodenaikoina ja vuorokaudenaikoina kiinteistön kylmätehon ja lämmitystehon tarpeet vaihtelevat. Talvella kylmätehon tarve on pienimillään, kun taas lämmitystehon tarve on silloin suurimmillaan. Kesällä tilanne on päinvastainen.

**Taulukko 8.1.** Keskimääräiset ulkolämpötilat ja niitä vastaavat minimilauhtumislämpötilat eri vuodenaikoina ja vuorokaudenaikoina.

| Ajankohta     | Ulkolämpötilan keskiarvo [°C] | Lauhtumislämpötila [°C] |
|---------------|-------------------------------|-------------------------|
| Kiinni, talvi | - 4,3                         | 7,5                     |
| Auki, talvi   | -3,5                          | 7,5                     |
| Kiinni, kevät | 1,4                           | 11,4                    |
| Auki, kevät   | 5,2                           | 15,2                    |
| Kiinni, kesä  | 12,7                          | 22,7                    |
| Auki, kesä    | 16,9                          | 26,9                    |
| Kiinni, syksy | 4,5                           | 14,5                    |
| Auki, syksy   | 6,2                           | 16,2                    |

**Tilanne: talvi, auki**

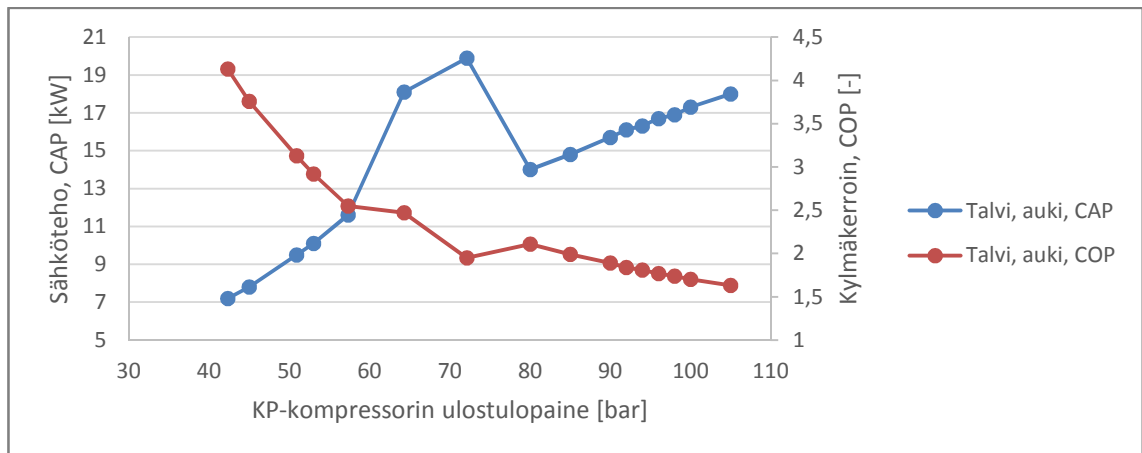
Talvella liikennemyymälän aukioloaikoina lämmityksen tehot ovat kuvan 8.1 mukaiset. Kuva 8.1 on muodostettu kuvien 6.7 - 6.11 pohjalta. LTO1-järjestelmässä (lattialämmitys) tarvitaan tehoa 21 kW ja LTO2-järjestelmään (IV/OV-lämmitys ja lumensulatus) yhteensä 34,5 kW. Lisäksi käyttöveden lämmityksen tehontarve on 16 kW.



**Kuva 8.1.** Talvi, auki, tehontarpeet.

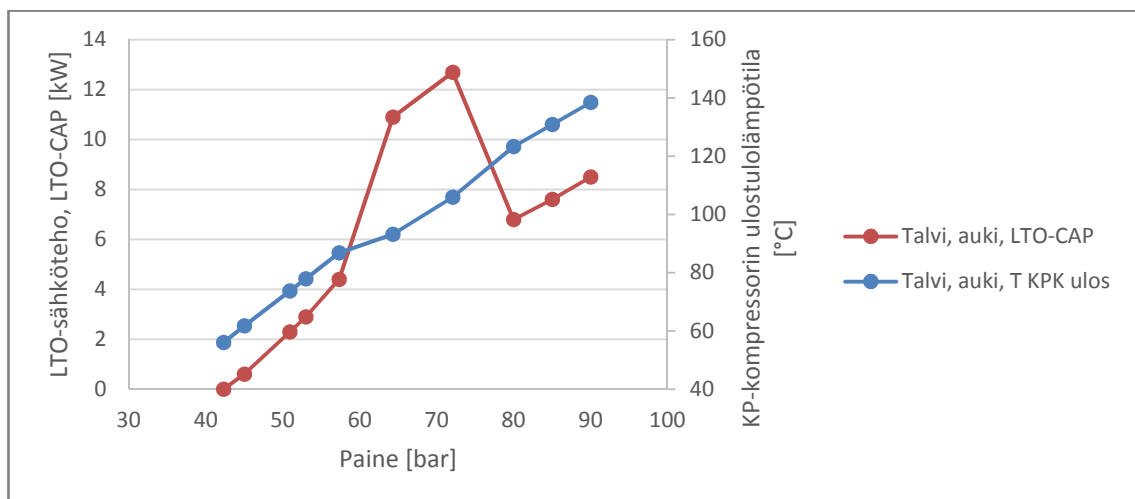
Talvella aukioloaikoina minimilauhtumislämpötila on taulukon 8.1. mukainen 7,5 °C (42,3 baaria). Lauhtumislämpötilaa (korkeapainetta) korottamalla lauhdelämmön määrä kasvaa, mutta talvella lämmitystehontarve on niin suuri, että sitä ei ole mahdollista tuottaa kokonaan kylmälaitoksen lämmöntalteenoton avulla. Mallinnukseen valitut kompressorit eivät toimi 105 baarin yläpuolella. Optimaalinen lauhtumislämpötila eli korkeapaine sijoittuu näiden paineiden väliin. Kylmälaitoksen sähkötehontarve ja kylmäkerroin eri paineilla on nähtävillä kuvassa 8.2. Molemmista käyrissä näkyy suurempi, ei-lineaarinen muutos 57,3 ja 80 baarin välissä. Tämä johtuu siitä, että 57,3 baarin yläpuolella pitää ottaa käyttöön suurempi kompressori, jota ei ole varustettu taajuusmuuttajalla.

Tehontarve kuitenkin pienenee 80 baarissa, koska kriittisen pisteen yläpuolella kaasujäähdyttimen ulostulolämpötila voidaan saada talvella matalammaksi kuin, mitä kriittisen pisteen alapuolella pienen alijäähdytyksen (2 K) avulla voidaan saada.



**Kuva 8.2.** Talvi, auki, kylmälaitoksen sähköteho ja kylmäkerroin eri paineilla.

Kuvasta 8.3 nähdään korkeapainekompressorien (KP-kompressori) ulostulolämpötila ja LTO-sähköteho eri paineilla. Kuvasta voidaan myös nähdä edellä mainittu suuri muutos sähkötehossa. Kompressorin ulostulolämpötilasta voidaan arvioida, kuinka korkeaksi lämpimän käyttöveden lämpötila voitaisiin saada lämmöntalteenottoa käyttämällä, mikäli LTO1:n lämpötilatasoa nostettaisiin samassa suhteessa.



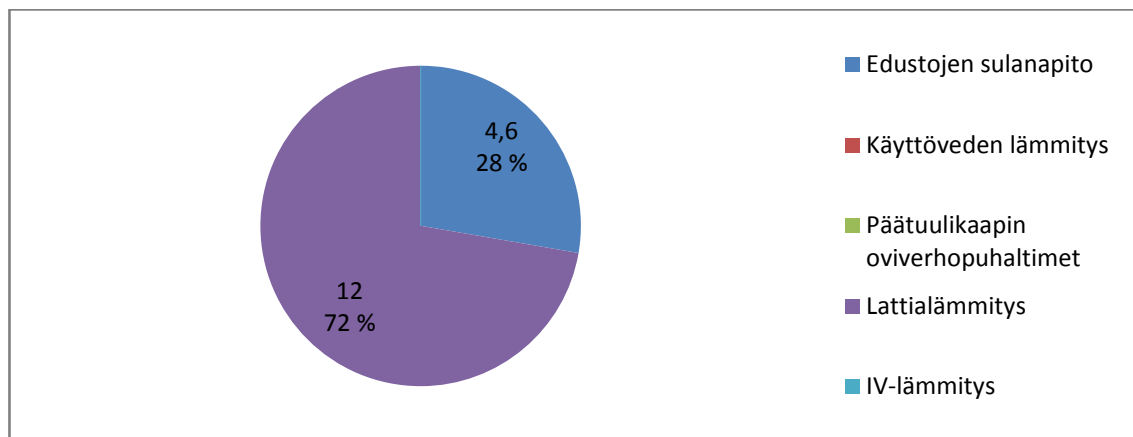
**Kuva 8.3.** Talvi, auki, KP-kompressorin ulostulolämpötila ja LTO-sähköteho eri paineilla.

Talvella aukioloaikoina korkeapainekompressorin optimaalinen ulostulopaine on 90 bar, jolloin myös voidaan lämmittää kaikki käyttövesi lämmöntalteenoton avulla. LTO1:n lämpötilan on hyvä olla mahdollisimman korkea. LTO1:n lämminvesivaraajan, LVV1:n yläosan ollessa 70,5 °C voidaan tuottaa kaikki lämmin käyttövesi. LTO1:n lämpötilataso on 25/30 °C. Loput tarvittavasta lämmöstä tuotetaan maalämpöpumpulla.

Lämmöntalteenottolämmönsiirtimien mitoitus kriittisen pisteen molemmille puolille on kuitenkin haastavaa, mikä havaittiin luvussa 3.2. Tämän vuoksi tarkasteluun otettiin myös optimaalinen lauhtumislämpötila kriittisen pisteen alapuolella. Optimaalinen piste on 16,7 °C, missä lämminvesivaraaja LVV1:n yläosan lämpötilataso voidaan saada tarpeeksi korkeaksi (70,5 °C) käyttöveden lämmittämistä varten. Tässä tapauksessa LTO1:n menoveden lämpötila on sama, 30 °C. Maalämpöpumpun tuottama energiamäärä on nyt suurempi, mikä kasvattaa myös tarvittavaa energiakaivojen määrään.

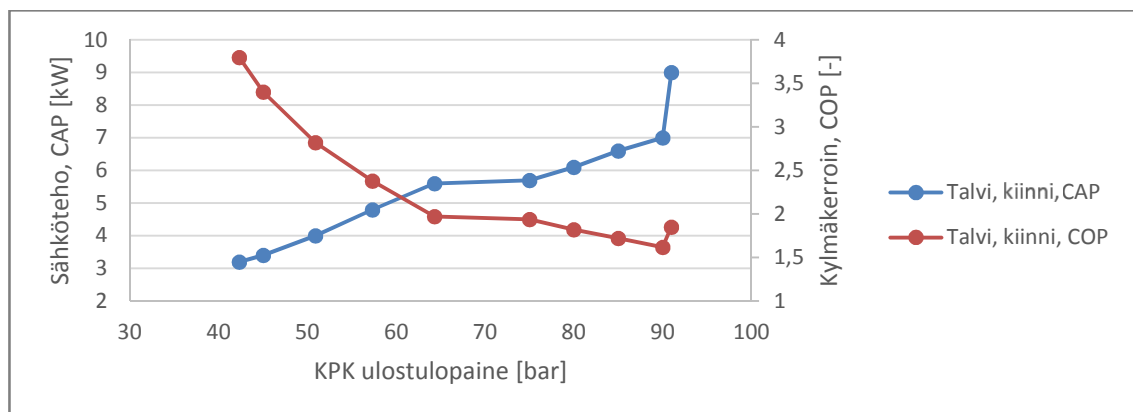
### *Tilanne: talvi, kiinni*

Talvella liikennemyymälän kiinnioloaikojen lämmityksen tehot on esitelty kuvassa 8.4. LTO1-järjestelmässä (lattialämmitys) tarvitaan tehoa 12 kW ja LTO2-järjestelmässä (pelkästään lumensulatus) yhteensä 4,6 kW.



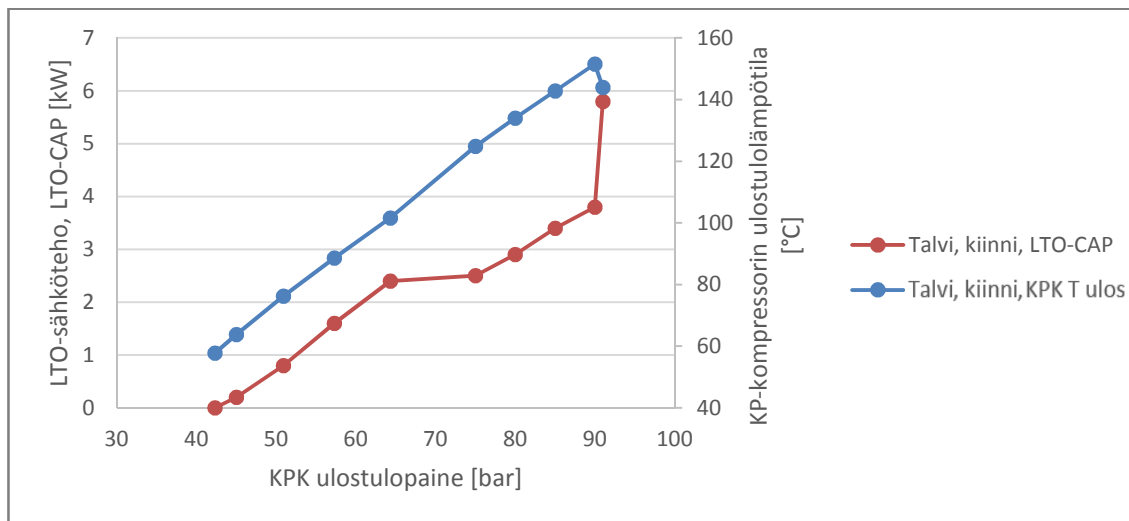
**Kuva 8.4.** Talvi, kiinni, tehontarpeet.

Talvella kiinnioloaikoina minimilauhtumislämpötila on taulukon 8.1 mukainen 7,5 °C (42,3 baaria). Kaikki lämmityksen tarvitsema teho voidaan tuottaa korkeapainekompressorin ulostulopaineen ollessa 91 baaria. Optimaalinen lauhtumislämpötila (paine) sijoittuu näiden paineiden väliin. Kylmälaitoksen sähkötehtarve ja kylmäkerroin eri paineilla on nähtävillä kuvassa 8.5. Paineiden 90 ja 91 baaria välissä tapahtuu epälooginen muutos, joka johtunee ohjelman virheestä.



**Kuva 8.5.** Talvi, kiinni, kylmälaitoksen sähköteho ja kylmäkerroin eri paineilla.

Kuvasta 8.6 nähdään KP-kompressorin ulostulolämpötila ja LTO-sähköteho eri paineilla.

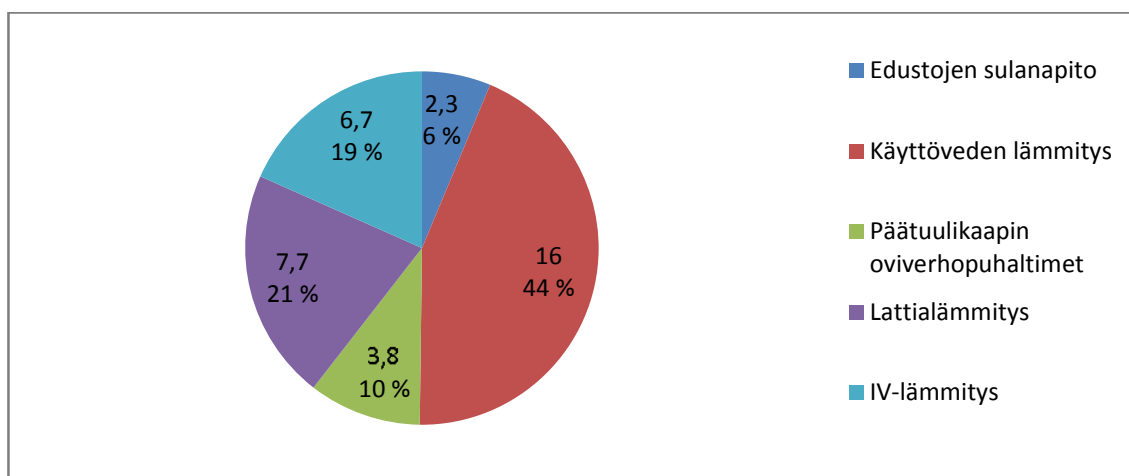


**Kuva 8.6.** Talvi, kiinni KP-kompressorin ulostulolämpötila ja LTO-sähköteho eri paineilla.

Talvella, kiinnioloaikana optimaalinen korkeapainekompressorin ulostulopaine on 90 baaria. Koska kiinnioloaikoina ei ole lämpimän käyttöveden tarvetta, lämpötilatasojen ei tarvitse olla kovin korkeita. LTO1:n menoveden lämpötila on 50 °C ja LTO2:n 30 °C. Kriittisen pisteen alapuolella käyttökustannuksiltaan optimaalinen piste on kohdassa 25 °C. Loput tuotetaan maalämpöpumpulla.

#### *Tilanne: kevät, auki*

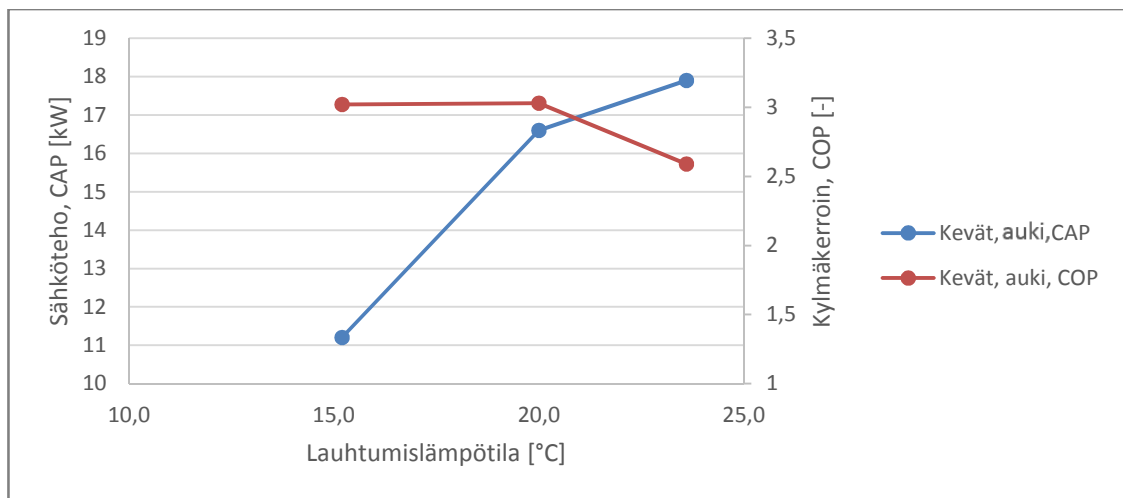
Keväällä liikennemyymälän aukioloaikoina lämmityksen tehot ovat kuvan 8.7 mukaiset. LTO1-järjestelmässä (lattialämmitys) tarvitaan tehoa 7,7 kW ja LTO2-järjestelmään (IV/OV-lämmitys ja lumensulatus) yhteensä 12,8 kW. Käyttöveden lämmityksen tehontarve 16 kW on suhteessa suurempi.



**Kuva 8.7.** Kevät, auki, tehontarpeet.

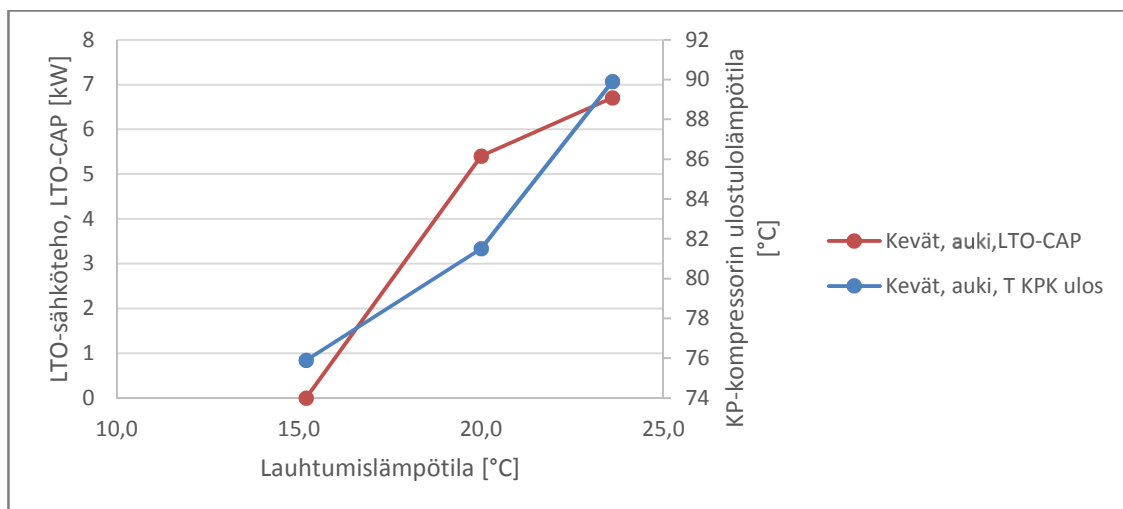
Keväällä aukioloaikoina minimilauhtumislämpötila on taulukon 8.1 mukainen 15,2 °C. Kaikki lämmitykseen tarvittava teho saadaan lauhtumislämpötilalla 23,6 °C, joka sijaitsee kriittisen pisteen alapuolella. Optimaalinen lauhtumislämpötila sijoittuu näiden lauhtumislämpötilojen väliin.

Kuvassa 8.8 on esitetty lämmöntalteenoton teho eri lauhtumislämpötiloilla. Kelluvalla lauhtumislämpötilalla (15,2 °C) lämmöntalteenotto ei maksa mitään. Lämpötilassa 23,6 °C on mahdollista tuottaa kaikki lämpö lämmöntalteenoton avulla. Kelluvan lauhtumislämpötilan ja lämpötilan 20 °C välillä tapahtuu suuri tehontarpeen lisäys, jolloin otetaan käyttöön toinen kompressori.



**Kuva 8.8.** Kevät, auki, kylmälaitoksen sähköteho ja kylmäkerroin eri lauhtumislämpötiloilla.

Kuvasta 8.9 voidaan nähdä lämmöntalteenoton sähkötehon ja kompressorin ulostulolämpötila eri lauhtumislämpötiloilla. Kuvasta voidaan arvioida, että kaikki käyttöveden lämmitys olisi mahdollista toteuttaa lämmöntalteenoton avulla.



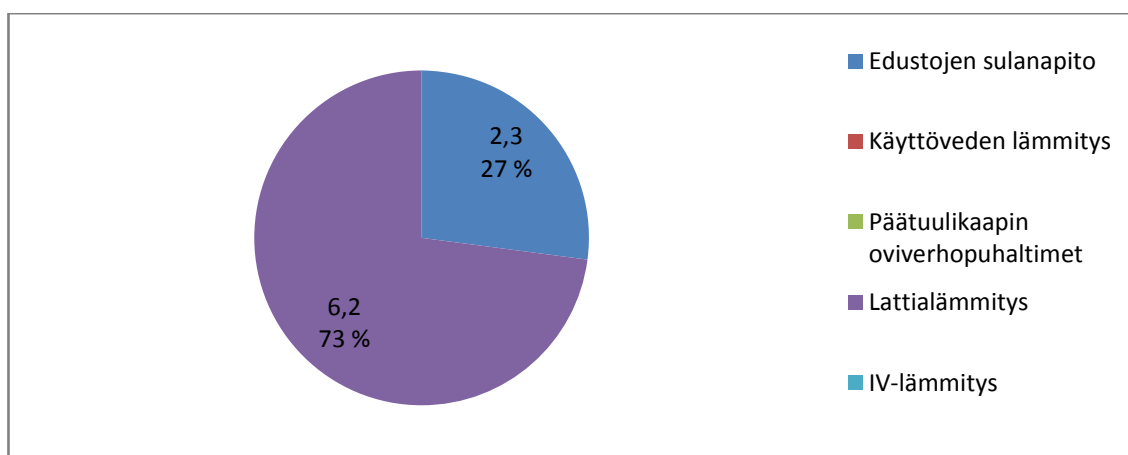
**Kuva 8.9.** Kevät, auki, KP-kompressorin ulostulolämpötila ja LTO-sähköteho eri paineilla.



Optimaalinen lauhtumislämpötila keväällä aukioloaikoina on kelluva 15,2 °C. Kuvasta 8.9 voidaan nähdä, että kelluvalla lauhtumislämpötilalla korkeapainekompressorin ulostulolämpötila on 74 °C. Jotta kaikki lämmin käyttövesi voitaisiin tuottaa, pitäisi mallinnuksen mukaan LTO1:n menoveden lämpötila olla vähintään 70,5 °C, jota ei ole kelluvalla lauhtumislämpötilalla mahdollista saavuttaa (asteisuus, häviöt lämmönsiirtimen alussa). LTO1:n lämpötila kannattakaa kuitenkin olla mahdollisimman korkea: LTO1:n menoveden lämpötila on 65 °C ja LTO2:n 30 °C. Loput tuotetaan maalämpöpumpulla.

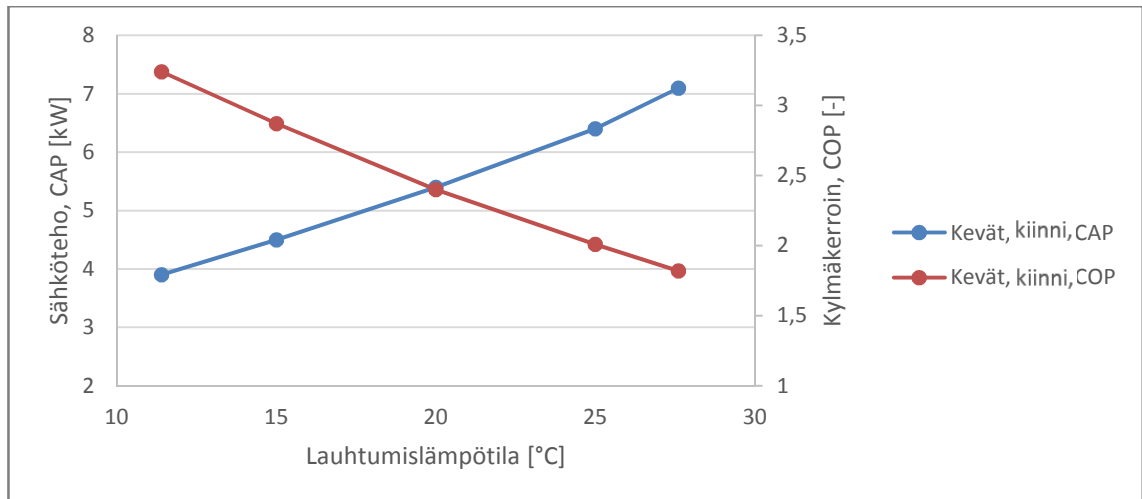
***Tilanne: kevät, kiinni***

Keväällä liikennemyymälän ollessa kiinni lämmityksen tehot ovat kuvan 8.10 mukaiset. LTO1-järjestelmässä (lattialämmitys) tarvitaan tehoa 6,2 kW ja LTO2-järjestelmään (lუმensulatus) yhteensä vain 2,3 kW. Molemmat tehontarpeet ovat noin puolet talviaikaisista tehoista.



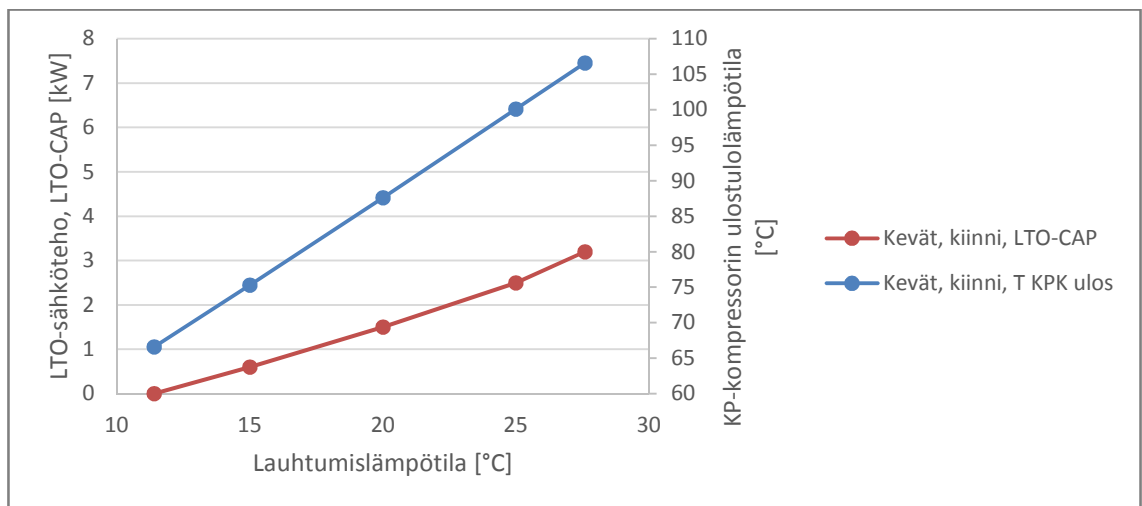
**Kuva 8.10.** Kevät kiinni, tehontarpeet.

Keväällä kiinteistön kiinnioloaikoina kelluva lauhtumislämpötila eli lauhtumislämpötilan minimiarvo on keskimäärin taulukon 8.1 mukainen 11,4 °C. Toinen merkittävä lauhtumislämpötila on 27,6 °C. Tässä lämpötilassa kaikki lämmöntarve on mahdollista kattaa kylmäjärjestelmän lämmöntalteenoton avulla. Optimaalinen lauhtumislämpötila (korkeapainekompressorin ulostulopaine) sijoittuu siis näiden kahden lämpötilan välille. Kuvasta 8.11 voidaan nähdä, että sähköteho ja kylmäkerroin muuttuvat tasaisesti lauhtumislämpötilan kasvaessa.



**Kuva 8.11.** Kevät, kiinni, kylmälaitoksen sähköteho ja kylmäkerroin eri lauhtumislämpötiloilla.

Kuvassa 8.12 on esitetty lämmöntalteenoton teho eri lauhtumislämpötiloilla. Kelluvalla lauhtumislämpötilalla (11,4 °C) lämmöntalteenotto ei maksa mitään.

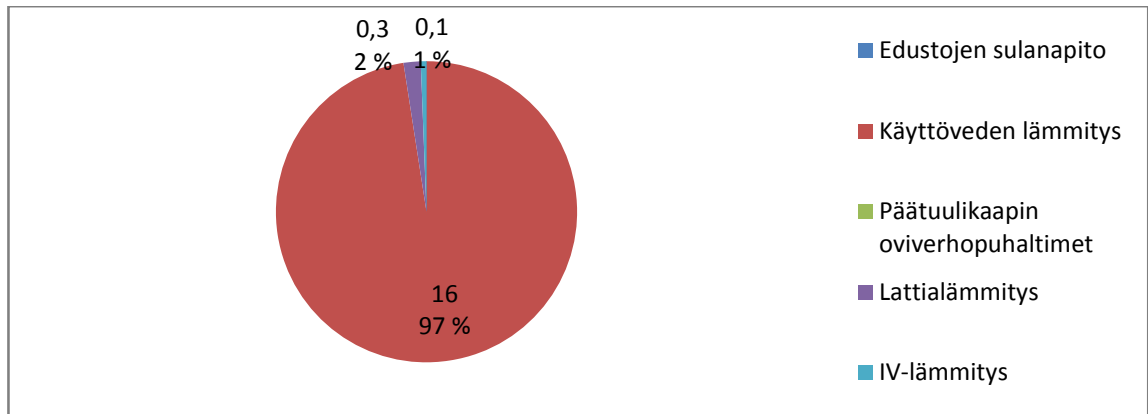


**Kuva 8.12.** Kevät, kiinni, kompressorin ulostulolämpötila ja LTO-sähköteho eri lauhtumislämpötiloilla.

Optimaalinen lauhtumislämpötila keväällä kiinnioloaikoina on kelluva, 11,4 °C. LTO1:n menoveden lämpötila on 55 °C ja LTO2:n 30 °C. Loput tuotetaan maalämpöpumpulla.

### ***Tilanne: kesä, auki***

Kesällä liikennemyymälän aukioloaikoina lämmitystä tarvitaan lähinnä lämpimän käyttöveden tuottamiseen (kuva 8.13). Käyttövesi voidaan lämmittää, kun lämminvesivaraajiin 1 ja 2 otetaan lämpöä talteen tarvittu määrä ja lämpötilat pidetään tarvittavan korkeana.

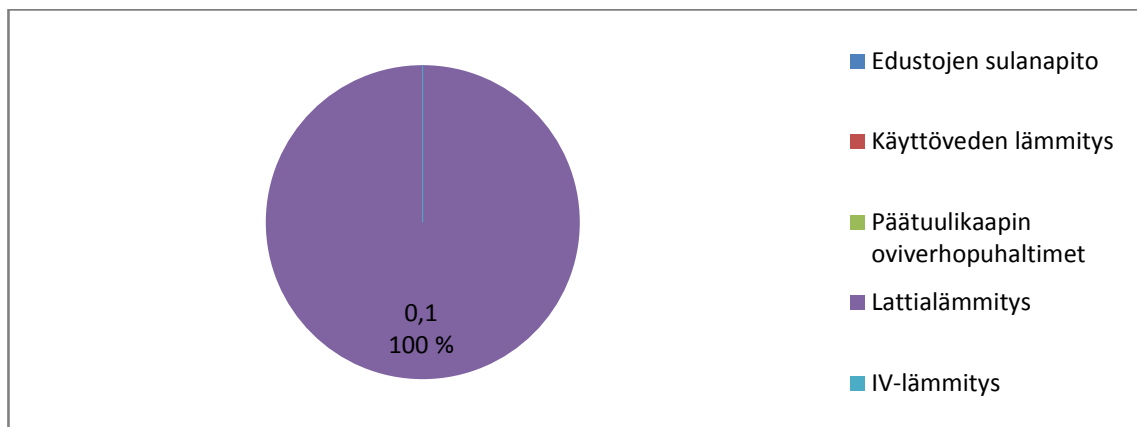


**Kuva 8.13.** Kesä auki, tehontarpeet.

Kesällä aukioloaikoina lauhtumislämpötila voi olla kelluva, taulukon 8.1 mukainen 26,9 °C. Jotta maalämpöpumppua ei tarvittaisi lainkaan, on järkevää nostaa LTO2:n lämpötilaa niin ylös kuin lattialämmitys vaatii, eli 35 °C:seen ja samalla LTO1:n lämpötila niin korkeaksi (70,5 °C), että voidaan tuottaa kaikki lämmin käyttövesi LTO-järjestelmän avulla. Kesällä on myös ilmanvaihdon jäähdytysentarvetta, jonka huipputehot katetaan maalämpöpumppua vedenjäähdytyskoneena käyttäen. Vedenjäähdytyskoneen lauhdelämpöä voidaan myös hyödyntää tarvittaessa lämmityksessä, ennen kuin loppulämpö lauhdutetaan ulos. Tätä tilannetta ei kuitenkaan tässä työssä tarkasteltu.

#### ***Tilanne: kesä, kiinni***

Kesällä liikennemyymälän kiinnioloaikoina lämmitystä tarvitaan ainoastaan 0,1 kW lattialämmitykseen (kuva 8.14).

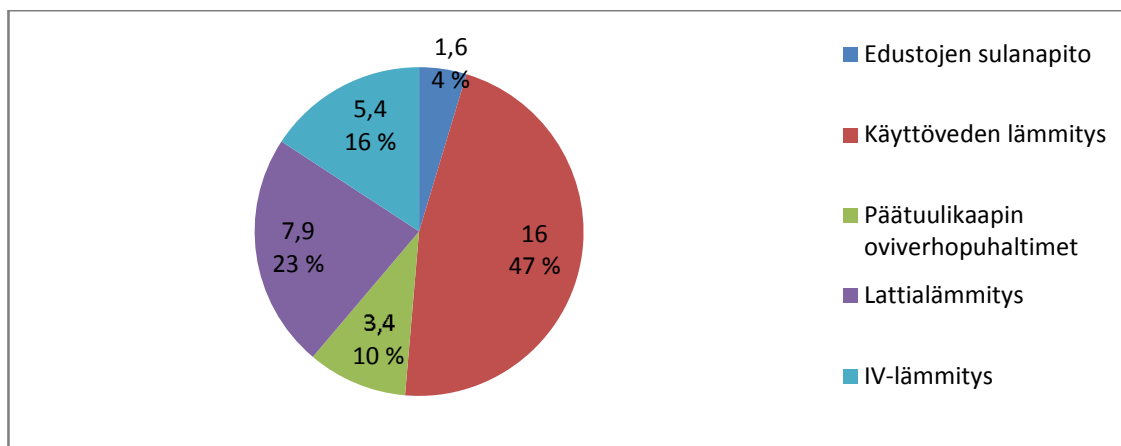


**Kuva 8.14.** Kesä, kiinni, tehontarpeet.

Koska kesällä kiinnioloaikoina ei lämmöntarvetta juurikaan ole, voidaan lauhtumislämpötilaa pitää kelluvana ja siirtää kaikki lämpö ulkoilmaan lämmöntalteenoton jälkeen. Kesällä kiinnioloaikoina kelluva lauhtumislämpötila on taulukon 8.1 mukainen 22,7 °C. Lämmöntalteenotto ei kesällä kiinnioloaikoina maksa mitään. Tällöin ei myöskään tarvita maalämpöpumppua. LTO1:n menoveden lämpötila on 50 °C ja LTO2 ei ole käytössä.

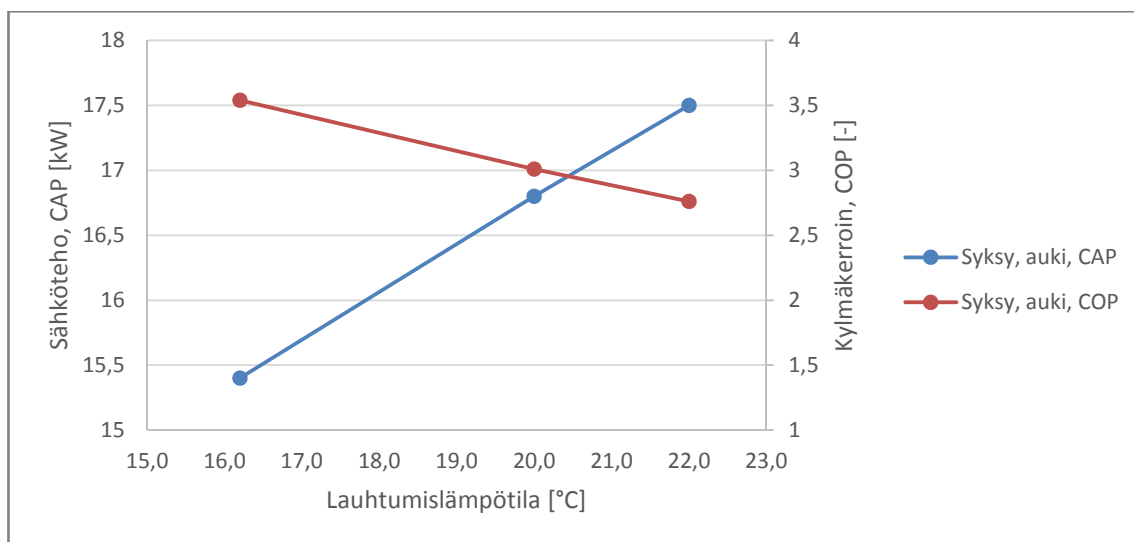
### Tilanne: syksy, auki

Syksyllä tehontarpeet ovat lähes samankaltaisia mitä keväällä. LTO1-järjestelmässä (lattialämmitys) tarvitaan tehoa 7,9 kW ja LTO2-järjestelmään (IV/OV-lämmitys ja lumen sulatus) yhteensä 10,4 kW. Nämä ovat nähtävillä kuvassa 8.15.

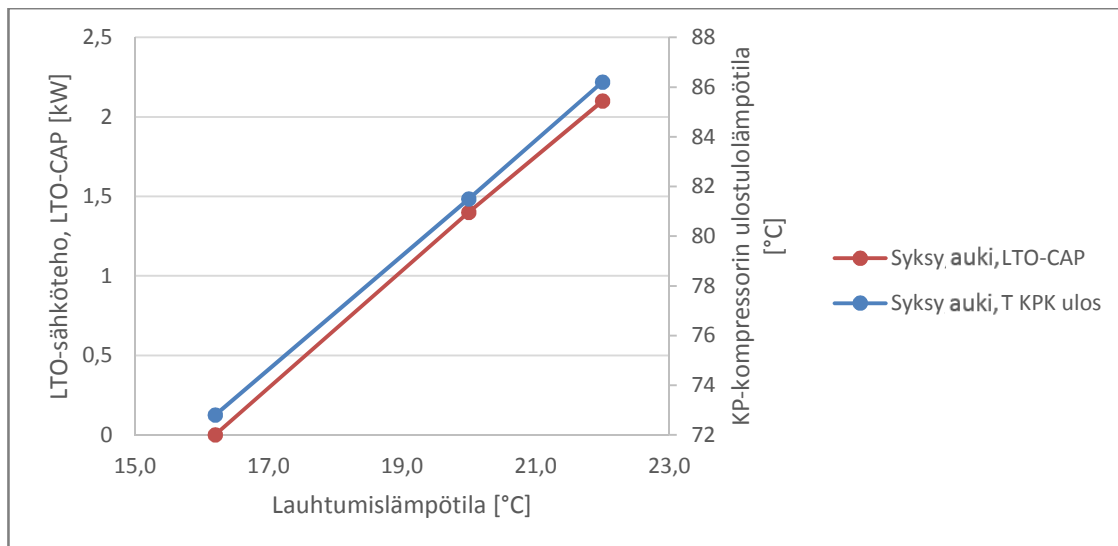


**Kuva 8.15.** Syksy, auki, tehontarpeet.

Syksyllä aukioloaikoina minimilauhtumislämpötila on taulukon 8.1 mukainen 16,2 °C. Kaikki lämmitykseen tarvittava teho saadaan lauhtumislämpötilalla 22 °C, joka sijaitsee kriittisen pisteen alapuolella. Optimaalinen lauhtumislämpötila sijoittuu siis näiden lauhtumislämpötilojen väliin. Syksyllä aukioloaikoina optimaalinen lauhtumislämpötila on kelluva, taulukon 8.1 mukainen 16,2 °C.



**Kuva 8.16.** Syksy, auki, kylmälaitoksen sähköteho ja kylmäkerroin eri lauhtumislämpötiloilla.

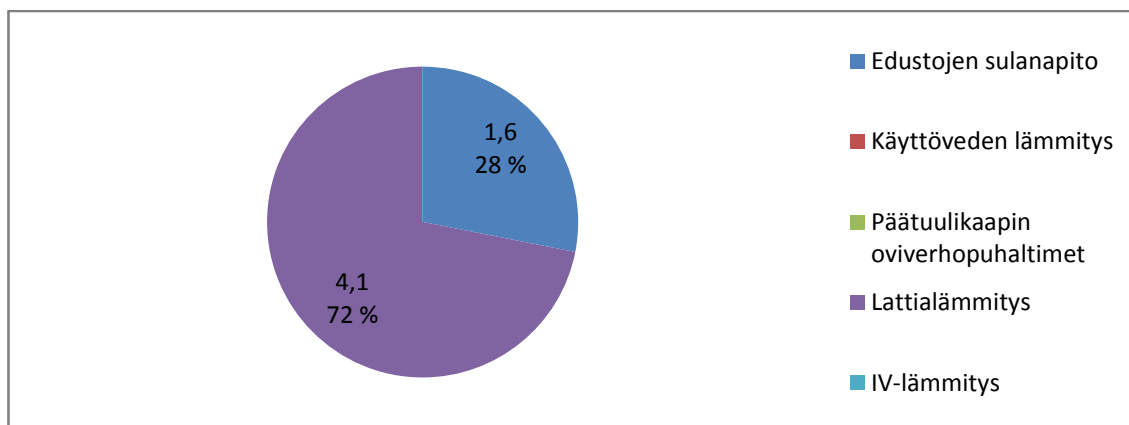


**Kuva 8.17.** Syksy, auki, kompressorin ulostulolämpötila ja LTO-sähköteho eri lauhtumislämpötiloilla.

Optimaalinen lauhtumislämpötila syksyllä aukioloaikoina on kelluva 16,2 °C. Kuvasta 8.17 voidaan nähdä, että kelluvalla lauhtumislämpötilalla korkeapainekompressorin ulostulolämpötila on noin 73 °C. Osa lämpimästä käyttövedestä pitää siis tuottaa maalämpöpumpun avulla. Optimaalisessa tilanteessa LTO1:n menoveden lämpötila on 65 °C ja LTO2:n menoveden lämpötila 30 °C. Loput tuotetaan maalämpöpumpulla.

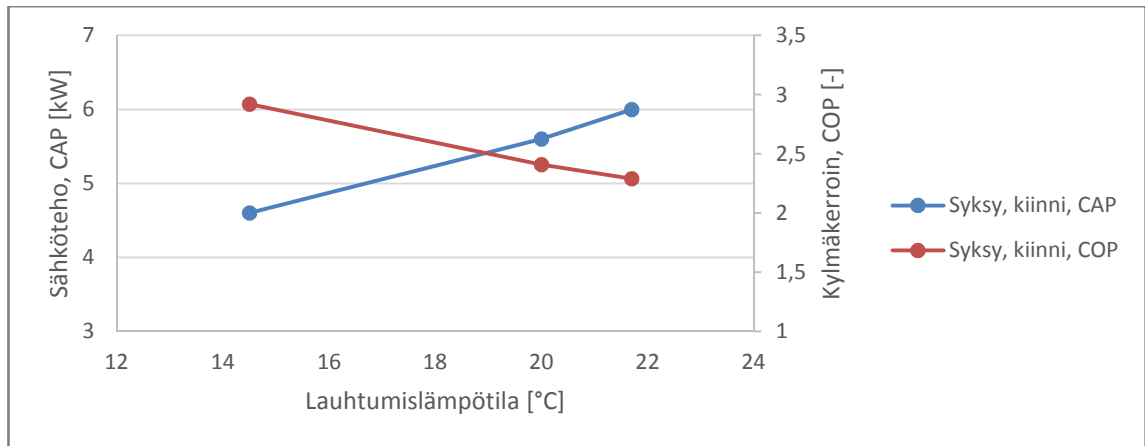
#### ***Tilanne: syksy, kiinni***

Syksyllä kiinnioloaikoina tehot ovat kuvan 8.18 mukaiset. LTO1-järjestelmässä (lattia-lämmitys) tarvitaan tehoa 4,1 kW ja LTO2-järjestelmään (lumensulatus) yhteensä 1,6 kW.

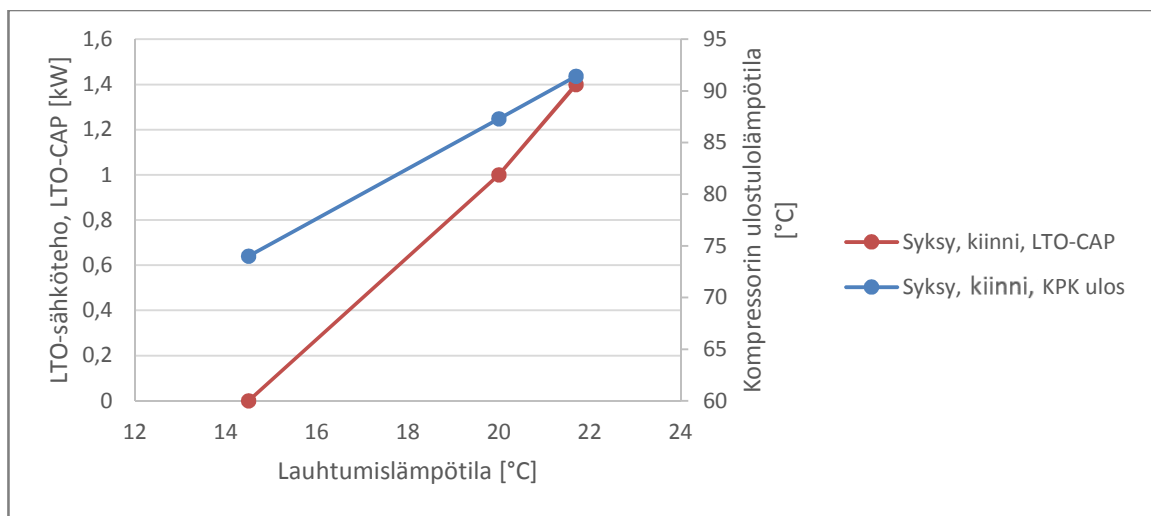


**Kuva 8.18.** Syksy, kiinni, tehontarpeet.

Syksyllä kiinnioloaikoina minimilauhtumislämpötila on taulukon 8.1 mukainen 14,5 °C. Kaikki lämmitykseen tarvittava teho saadaan lauhtumislämpötilalla 21,7 °C, joka sijaitsee kriittisen pisteen alapuolella (kuva 8.19). Optimaalinen lauhtumislämpötila sijoittuu siis näiden lauhtumislämpötilojen väliin. Kuvassa 8.20. on esitetty lämmöntalteenoton teho eri lauhtumislämpötiloilla.



**Kuva 8.19.** Syksy, kiinni, kylmälaitoksen sähköteho ja kylmäkerroin eri lauhtumislämpötiloilla.



**Kuva 8.20.** Syksy, kiinni, kompressorin ulostulolämpötila ja LTO-sähköteho eri lauhtumislämpötiloilla.

Optimaalinen tilanne syksyllä on kelluva lauhtumislämpötila 14,5 °C, LTO1:n menoveden lämpötila 55 °C ja LTO2:n 30 °C. Loput tuotetaan maalämpöpumpulla.

#### ***Tilanne: koko vuosi koosteena***

Taulukkoon 8.2 on koottuna kylmä- ja lämmitysjärjestelmien toiminta jokaisella ajanjaksolla. Taulukossa on kylmälaitoksen toimintapisteet sekä eri järjestelmien sähkönkulutustiedot. Sähkön hintana on 0,1 €/kWh.

**Taulukko 8.2.** Koko vuoden kustannukset.

|                       | Lauht.<br>lämpö-<br>tila | Kork.<br>paine | Sähkö,<br>kylmä | Sähkö,<br>lisä-<br>LTO | Sähkö,<br>MLP | Lämmi-<br>tyssähkö<br>yht. | Sähkö<br>yht. | Lämmitys-<br>hintaa, yht. | Hinta,<br>yht. |
|-----------------------|--------------------------|----------------|-----------------|------------------------|---------------|----------------------------|---------------|---------------------------|----------------|
| Ajan-<br>jakso        | [°C]                     | [bar]          | [MWh]           | [MWh]                  | [MWh]         | [MWh]                      | [MWh]         | [€]                       | [€]            |
| talvi,<br>auki        | -                        | 90             | 11,8            | 13,9                   | 7,7           | 21,6                       | 33,4          | 2158                      | 3338           |
| talvi,<br>kiinni      | -                        | 90             | 1,7             | 2,1                    | 0,9           | 3,0                        | 4,7           | 295                       | 465            |
| ke-<br>vät,<br>auki   | 15,2                     | 51,1           | 18,3            | 0                      | 5,2           | 5,2                        | 23,5          | 517                       | 2347           |
| ke-<br>vät,<br>kiinni | 11,4                     | 46,6           | 2,1             | 0                      | 0,6           | 0,6                        | 2,7           | 57                        | 267            |
| kesä,<br>auki         | 26,9                     | 67,2           | 32,3            | 0                      | 0             | 0,0                        | 32,3          | 0                         | 3230           |
| kesä,<br>kiinni       | 22,7                     | 61             | 3,9             | 0                      | 0             | 0,0                        | 3,9           | 0                         | 390            |
| syksy,<br>auki        | 16,2                     | 52,3           | 25,2            | 0                      | 2,1           | 2,1                        | 27,3          | 205                       | 2725           |
| syksy,<br>kiinni      | 14,5                     | 50,3           | 2,5             | 0                      | 0,3           | 0,3                        | 2,8           | 25                        | 275            |

Kaiken kaikkiaan kylmälaitoksen lauhtumislämpötilaa (korkeapainetta) on järkevää nostaa talvisin eli kylmälaitosta kannattaa käyttää niin sanotusti lämpöpumpuna. Muina vuodenaikoina lämpöä otetaan talteen, mutta lauhtumislämpötilaa (korkeapainetta) ei ole kannattavaa nostaa.

## 8.2 Energiakaivot hiilidioksidikylmälaitoksen lauhdelämpönieluina: vaikutukset kylmälaitoksen hyötysuhteeseen

Tässä luvussa vastataan 4. tutkimuskysymyksen: kuinka paljon kylmälaitoksen hyötysuhde paranee, jos lauhdelämpöä siirretään energiakaivoihin? Tutkimuskysymysten 2 ja 3 vastauksissa tarkastellaan, voiko lauhdelämpöä siirtää energiakaivoihin ilman että niiden lämpötilataso nousee liikaa.

Kylmälaitoksen hyötysuhdetta voidaan parantaa pitämällä lauhtumislämpötilaa alhaisena energiakaivojen avulla. Lämmöntalteenoton jälkeen lauhdelämpö siirretään energiakaivoihin. Energiakaivoihin siirretyn lämmön määrä riippuu lauhtumislämpötilasta (korkeapainekompressorin ulostulopaineesta), mutta myös kylmätehontarpeesta.

Tavallisessa tapauksessa kylmälaitoksen minimilauhtumislämpötila ja sitä kautta hyötysuhde määräytyy ulkoilman lämpötilan mukaisesti, mutta siirrettäessä lauhdeläm-

pöä energiakaivoihin lauhtumislämpötilatason määrää energiakaivojen lämmönsiirtones-teen lämpötilataso. Tutkittavana oli kaksi lämpötilatasoa: 10/15 °C ja 15/20 °C. Korkeampi lämpötilataso on arvio tilanteesta, missä ilmanvaihdon jäädytys tuotetaan energiakaivojen vapaajäähdytyksellä ennen kylmälaitoksen lämmönpoistoa. Matalammassa tapauksessa ilmanvaihdon jäädytys hoidetaan vedenjäähdytyskoneen avulla.

Seuraaviin taulukoihin ja kuviin on koottu ulkolämpötiloja eri vuodenaikoina. Taulukoihin on poimittu ulkolämpötilat 7 °C:sta ylöspäin. Näillä ulkolämpötiloilla energiakaivojen lämpötilatason määrää lauhtumislämpötila voisi olla ulkolämpötilan määräämää lauhtumislämpötilaa matalampi. Taulukoissa olevat tummemmat arvot ovat lauhtumislämpötiloja, jolloin hiilidioksidikylmälaitos toimii kriittisen pisteen yläpuolella. Mallisäädätin mukainen koko vuoden korkeampien ulkolämpötilojen pysyvyys on taulukon 8.3 mukainen. Lämpötilat on jaoteltu kahden asteen välein.

**Taulukko 8.3.** Ulkolämpötilan pysyvyys.

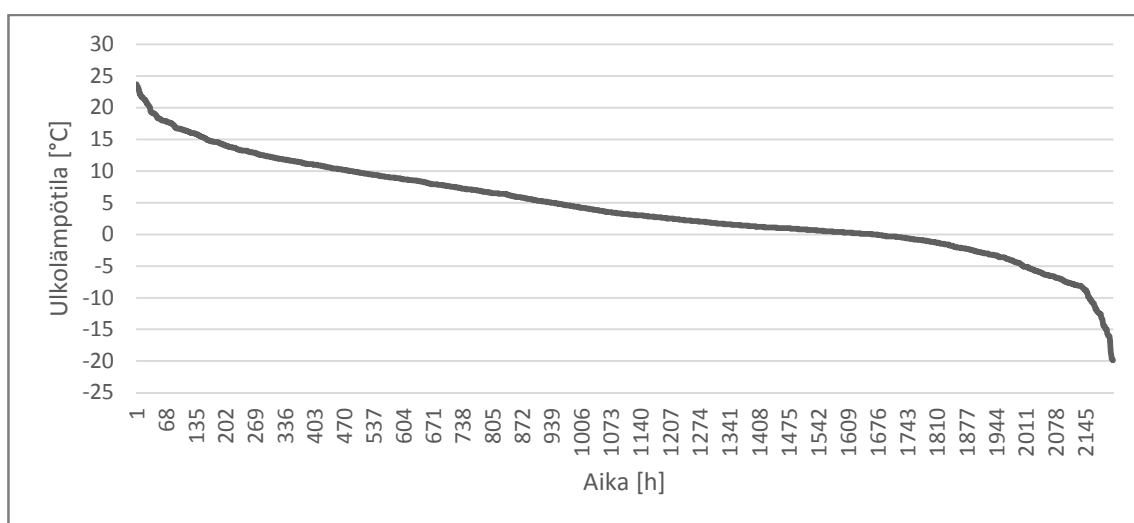
| Lämpötila [°C] | 7-9 | 9-11 | 11-13 | 13-15 | 15-17 | 17-19 | 19-21 | 21-23 | 23-25 | 25-27 | 27-29 |
|----------------|-----|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Pysyvyys [h]   | 580 | 575  | 586   | 619   | 600   | 390   | 302   | 147   | 70    | 39    | 8     |

**Tilanne: kevät**

Keväällä (maaliskuu, huhtikuu, toukokuu) ulkolämpötilan pysyvyys on kuvan 8.21 ja taulukon 8.4 mukainen. Keväällä ulkolämpötila vaihtelee lähes 50 °C verran. Korkeimpia lämpötiloja (taulukon 8.4 tummemmat arvot) ei kuitenkaan ole kuin 22 tuntia.

**Taulukko 8.4.** Ulkolämpötilan pysyvyys keväällä.

| Lämpötila [°C] | 7-9 | 9-11 | 11-13 | 13-15 | 15-17 | 17-19 | 19-21 | 21-23 | 23-25 | 25-27 | 27-29 |
|----------------|-----|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Pysyvyys [h]   | 185 | 176  | 149   | 100   | 73    | 44    | 21    | 17    | 5     | 0     | 0     |



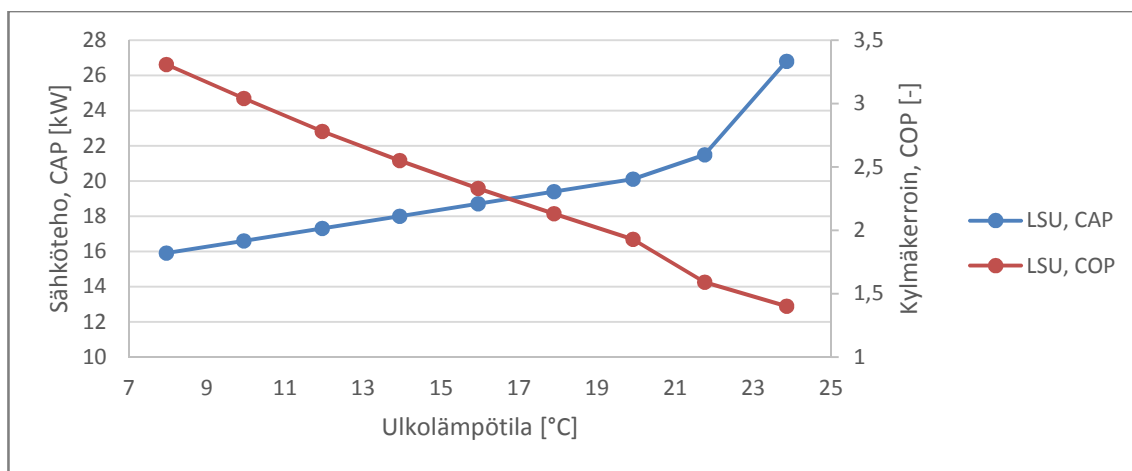
**Kuva 8.21.** Ulkolämpötilan pysyvyys keväällä.

Jotta voidaan tietää, kuinka paljon kylmälaitoksen lämmönpoisto energiakaivoihin parantaa kylmälaitoksen hyötysuhdetta (kylmäkerroin), on tiedettävä ensiksi, miten



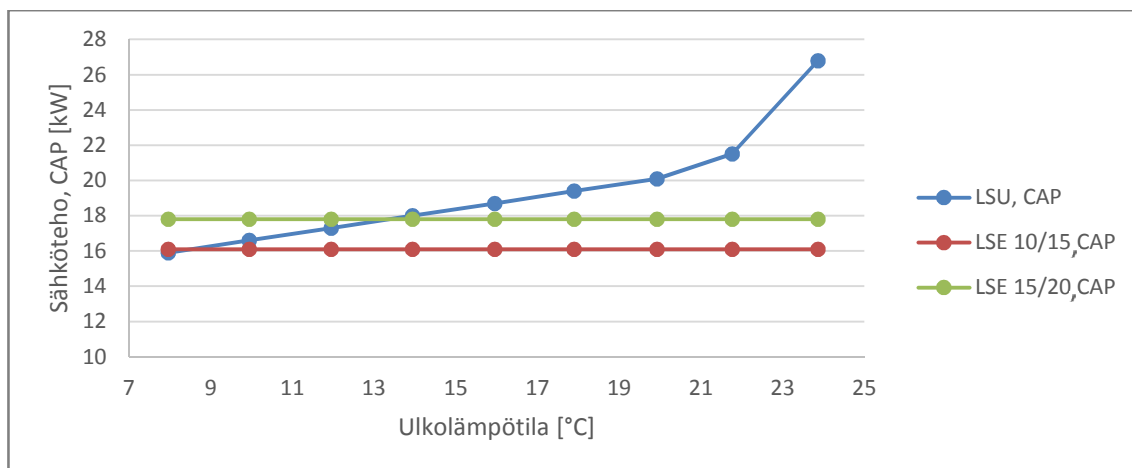
kylmälaitoksen sähköteho ja hyötysuhde vaihtelee poistettaessa lämpö ulkoilmaan. Tarkastelu tehtiin käyttäen kiinteistön aukioloaikojen kylmätehoja, sillä korkeampia ulkolämpötiloja on pääosin silloin.

Keväällä kiinteistön aukioloaikoina, kelluvalla lauhtumislämpötilalla kylmälaitoksen sähköteho (CAP) ja hyötysuhde (kylmäkerroin, COP) vaihtelee kuvan 8.2 mukaisesti. Kuvasta voidaan nähdä, että ulkolämpötilan 21,76 °C (ulkolämpötilan keskiarvo välillä 21 - 23 °C) yläpuolella sähköteho kasvaa jyrkemmin kuin sitä ennen. Syynä on toinen kompressori, joka pitää ottaa tällöin käyttöön. Kylmäkertoimessa vastaavaa jyrkkää muutosta ei ole, sillä kompressorin ulostulopaine kriittisen pisteen yläpuolella määrittyy kylmälaitoksen hyötysuhdetta maksimoiden.

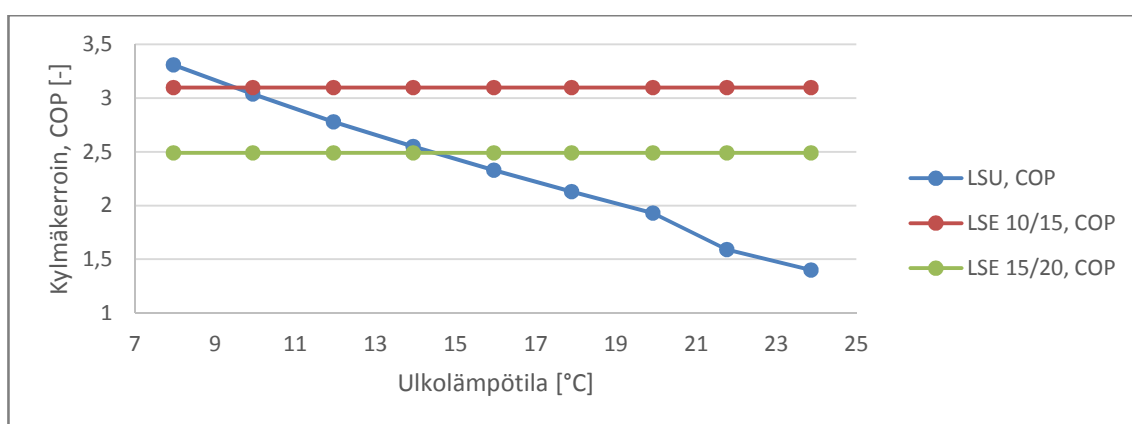


**Kuva 8.22.** Kylmälaitoksen sähköteho ja kylmäkerroin eri ulkolämpötiloilla keväällä.

Poistettaessa lämpöä energiakaivoihin kylmälaitoksen sähköteho ja hyötysuhde (kylmäkerroin) pysyvät vakioina, eivätkä vaihtelee ulkolämpötilan mukaisesti. Kuvissa 8.23 ja 8.24 on verrattu kylmälaitoksen sähkötehoja ja kylmäkertoimia eri tilanteissa. Kuvissa LSU tarkoittaa lämmönpoistoa ulos ja LSE lämmönpoistoa energiakaivoihin. LSE-vaihtoehtoja on kaksi, lämmönpoistoneste eri lämpötilatasoille. Kuvasta 8.23 voidaan nähdä, että järjestelmän LSE 10/15 sähkönkulutus on järjestelmää LSU pienempi lämpötilasta 9 - 11 °C ylöspäin, kun taas LSE 15/20:n lämpötilasta 13 - 15 °C lähtien. Suurin sähkötehojen eroavaisuus on 16,7 kW.

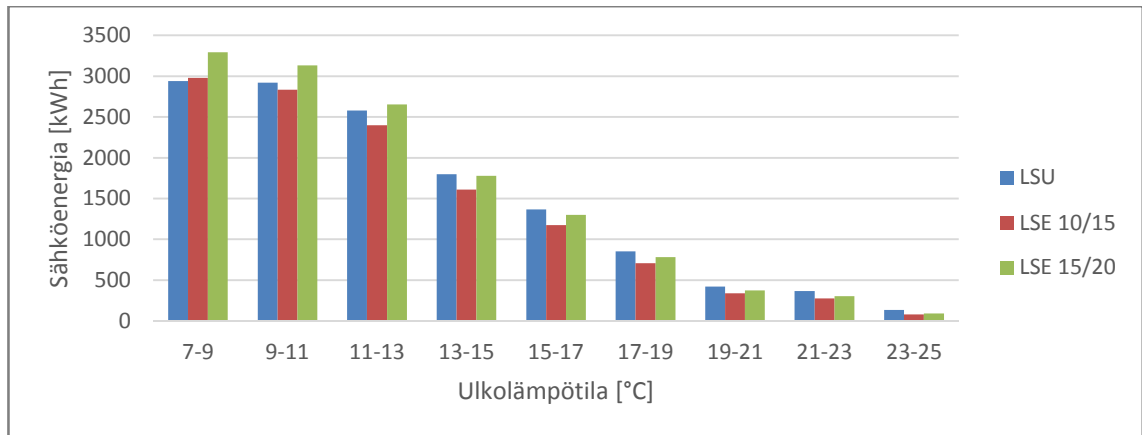


**Kuva 8.23.** Sähkötehon vertailu eri lämmönpoistojärjestelmien kesken keväällä..



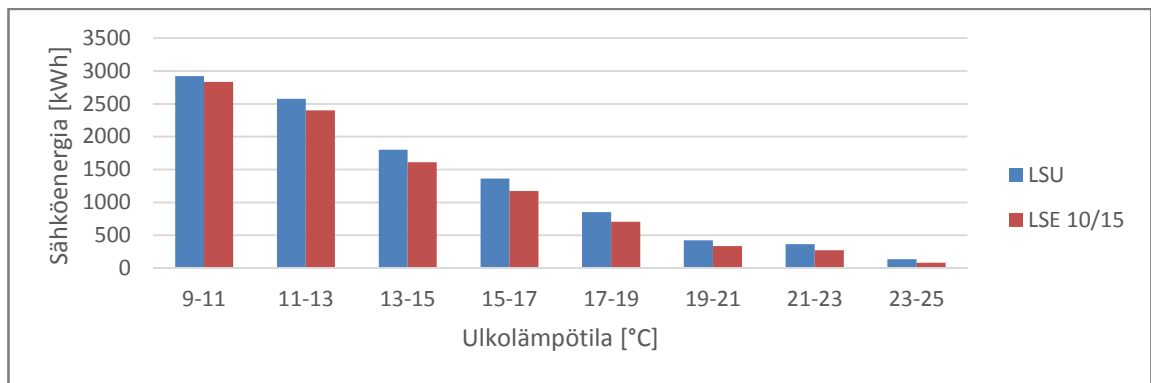
**Kuva 8.24.** Kylmäkertoimen vertailu eri lämmönpoistojärjestelmien kesken keväällä.

Pelkkä sähkötehon ja kylmäkertoimen vertailu eri järjestelmien kesken ei kerro koko totuutta, sillä pitää myös tietää, mikä on energiakaivojen mahdollistama energiansäästö. Kylmälaitoksen sähköenergiankulutus saadaan, kun tiedetään sähköteho (kuva 8.23) sekä ulkolämpötilan pysyvyys tunteina (taulukko 8.4). Kuvaan 8.25 on koottu eri järjestelmien energiankulutukset. Poistettaessa lämpöä ulos (LSU) kylmälaitoksen lämpötila riippuu ulkolämpötilasta, eikä sitä ole korotettu mahdollisen lämmöntalteenoton lisäämiseksi. Kuten kuvasta 8.23 voitiin nähdä, kylmälaitos energiakaivokytkennällä on tehokkaampi kuin kylmälaitos ilman energiakaivokytkentää lämpötilasta 9 - 11 °C ylöspäin (versio LSE 10/15) ja versio LSE 15/20 lämpötilasta 13 - 15 °C lähtien.



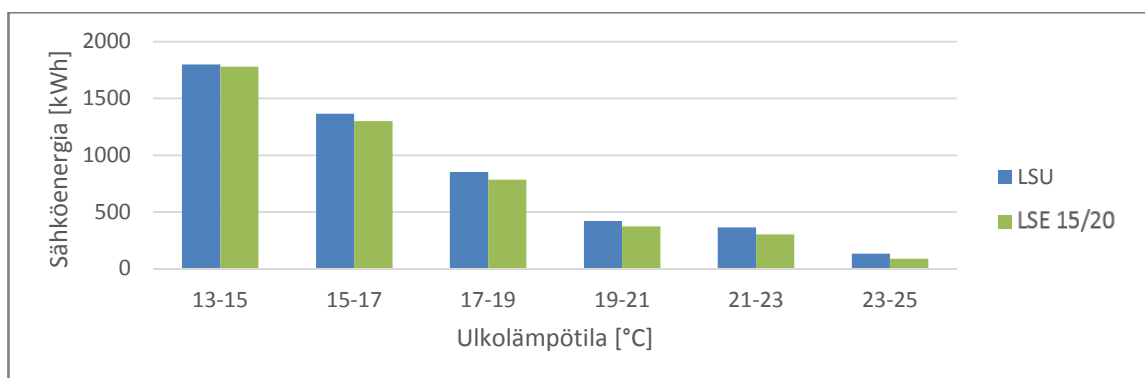
**Kuva 8.25.** Eri järjestelmien sähkönenergian kulutus keväällä.

Kuvassa 8.26 on esitetty vertailu eri järjestelmien (kylmälaitos ilman energiakaivoja sekä energiakaivoilla, versio LSE 10/15) välillä. Kylmälaitos energiakaivoilla (lämpötilataso 10/15) säästää keväällä kylmälaitoksen sähkönenergiää yhteensä 2005 kWh.



**Kuva 8.26.** Sähkönenergiankulutusvertailu järjestelmät LSU ja LSE 10/15 keväällä.

Kuvassa 8.27. on esitetty järjestelmien (kylmälaitos ilman energiakaivoja sekä energiakaivoilla, versio LSE 15/20) vertailu. Kylmälaitos energiakaivoilla säästää keväällä yhteensä 312 kWh.



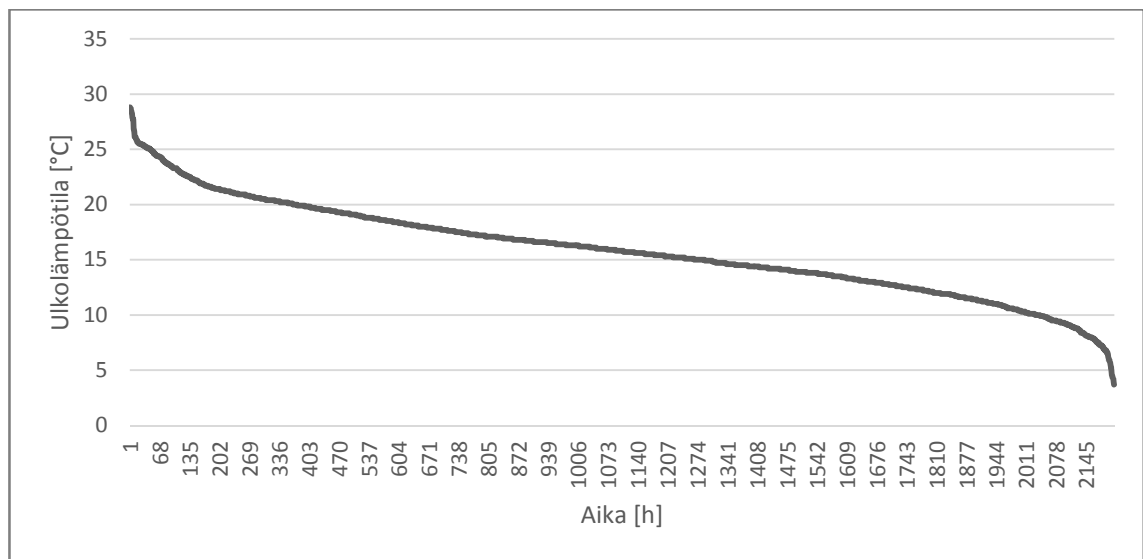
**Kuva 8.27.** Sähkönenergiankulutusvertailu järjestelmät LSU ja LSE 15/20 keväällä.

**Tilanne: kesä**

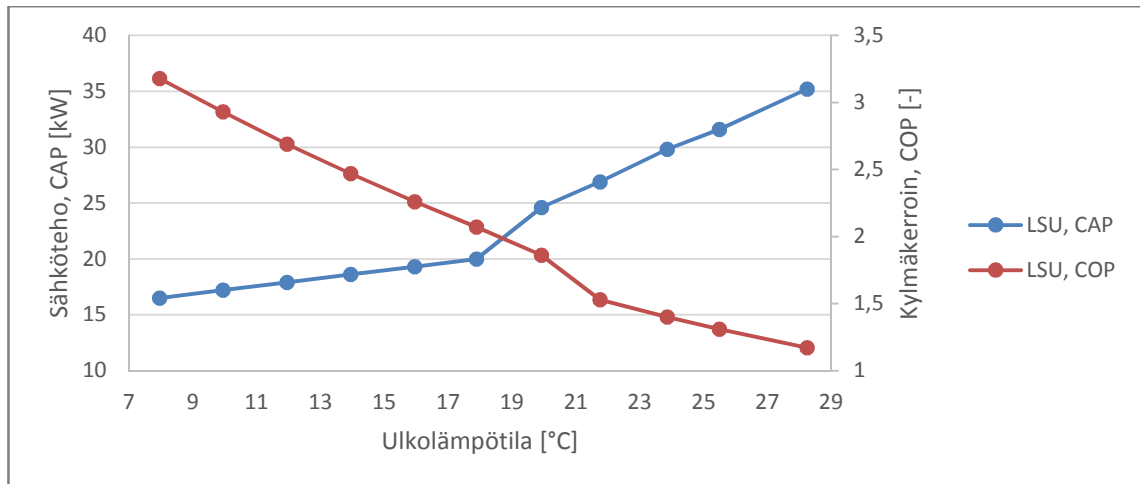
Kesällä (kesäkuu, heinäkuu, elokuu) ulkolämpötilan pysyvyys on kuvan 8.28 ja taulukon 8.5 mukainen. Kesällä ulkolämpötila vaihtelee lämpötilojen 4 °C ja 29 °C välillä. Korkeimpia lämpötiloja (taulukon 8.5 tummemmat arvot) on yhteensä 242 tuntia.

**Taulukko 8.5.** Ulkolämpötilan pysyvyys kesällä.

| Lämpötila (°C) | 7-9 | 9-11 | 11-13 | 13-15 | 15-17 | 17-19 | 19-21 | 21-23      | 23-25     | 25-27     | 27-29    |
|----------------|-----|------|-------|-------|-------|-------|-------|------------|-----------|-----------|----------|
| Pysyvyys (h)   | 72  | 165  | 276   | 382   | 452   | 320   | 275   | <b>130</b> | <b>65</b> | <b>39</b> | <b>8</b> |

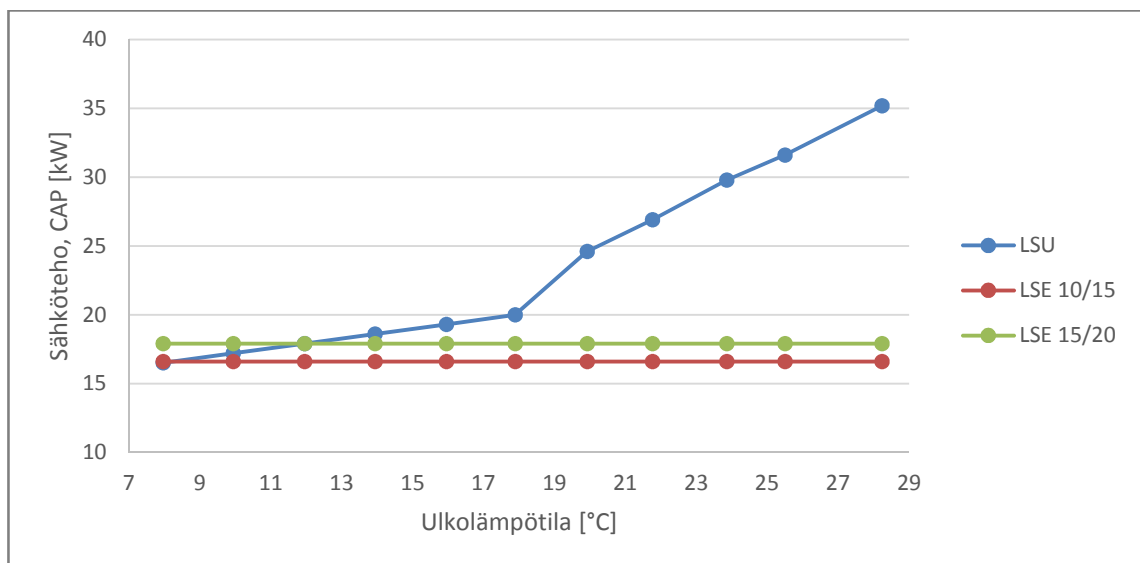
**Kuva 8.28.** Ulkolämpötilan pysyvyys kesällä.

Kesällä kiinteistön aukioloaikoina, kelluvalla lauhtumislämpötilalla kylmälaitoksen sähköteho (CAP) ja hyötysuhde (kylmäkerroin, COP) vaihtelee kuvan 8.29 mukaisesti. Kuvasta voidaan nähdä, että ulkolämpötilan 17,89 °C (ulkolämpötilan keskiarvo välillä 17...19 °C) yläpuolella sähköteho kasvaa jyrkemmin kuin sitä ennen. Syynä on toinen kompressori, joka pitää ottaa tällöin käyttöön.

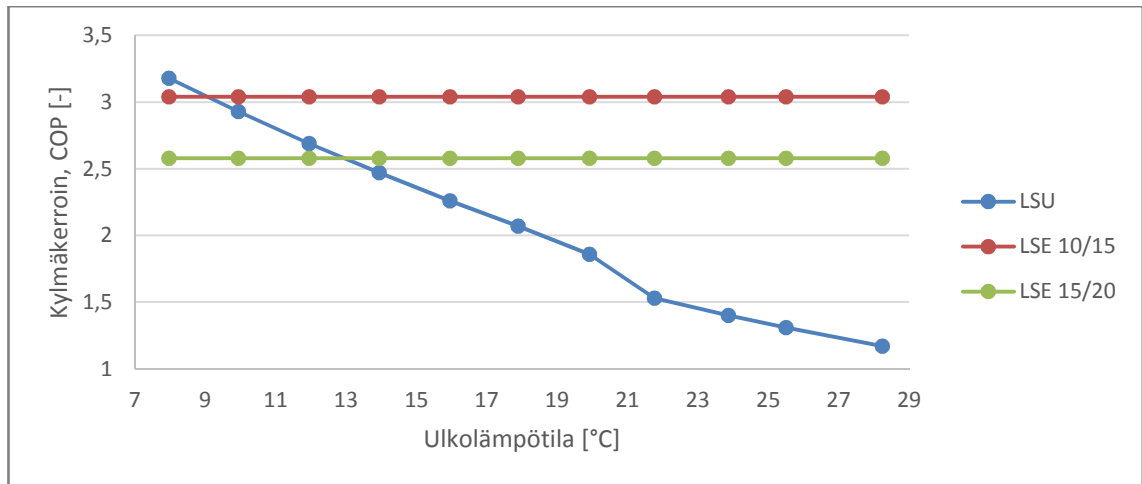


**Kuva 8.29.** Kylmälaitoksen sähköteho ja kylmäkerroin eri ulkolämpötiloilla kesällä.

Kuvissa 8.30 ja 8.31 on verrattu kylmälaitoksen sähkötehoa ja kylmäkertoimia eri tilanteissa. Kuvista voidaan nähdä, että järjestelmän ”kylmälaitos energiakaivokytkennällä, LSE 10/15” sähkönkulutus on pienempi verrattuna ilman energiakaivokytkentää (LSU) lämpötilasta 9 - 11 °C ylöspäin, kun taas LSE 15/20 lämpötilasta 13 - 15 °C lähtien. Suurin sähkötehojen eroavuus on 18,6 kW. Kylmäkerroin on 160 % parempi parhaimmassa tapauksessa.

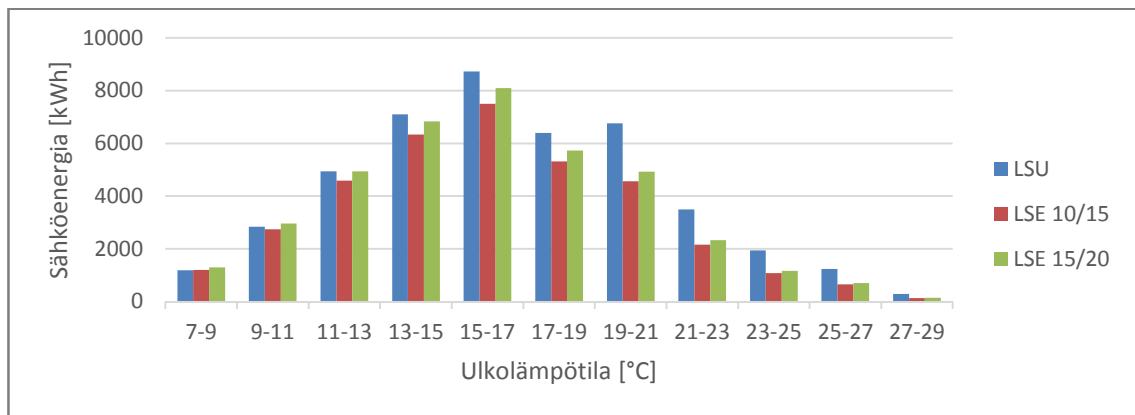


**Kuva 8.30.** Sähkötehon vertailu eri lämmönpoistojärjestelmien kesken kesällä.



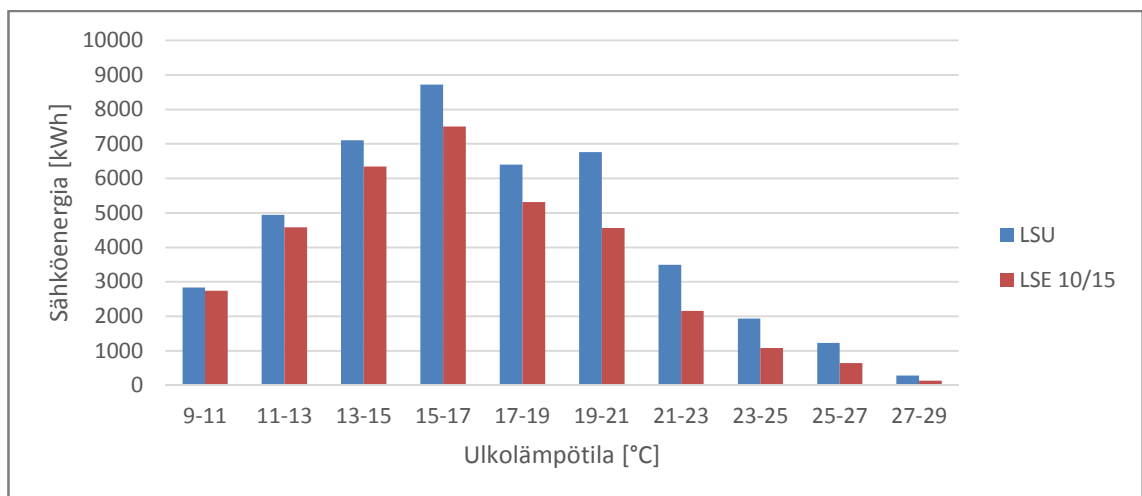
**Kuva 8.31.** Kylmäkertoimen vertailu eri lämmönpoistojärjestelmien kesken kesällä.

Kuvissa 8.32, 8.33 ja 8.34 on annettu samat tiedot kesältä, kuin kevään kuvissa 8.25, 8.26 ja 8.27.



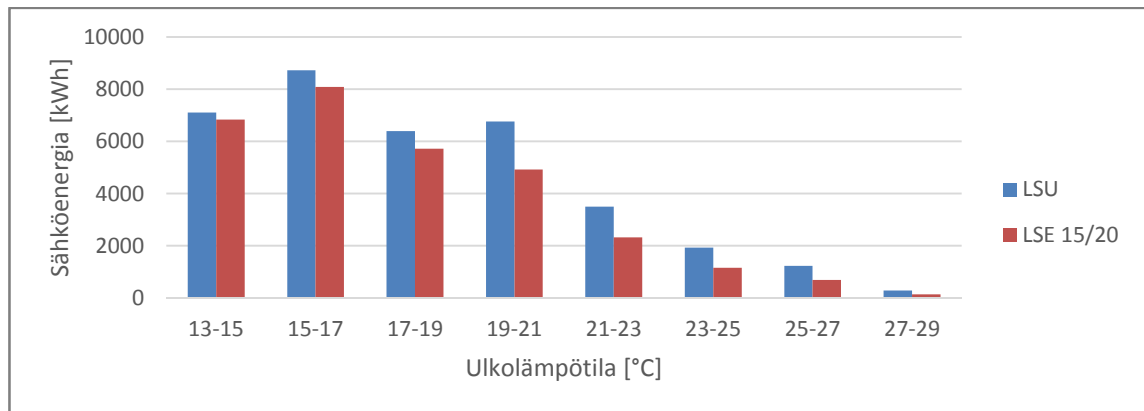
**Kuva 8.32.** Eri järjestelmien sähköenergian kulutus kesällä.

Kuvassa 8.33 on esitetty kylmälaitoksen sähköenergiankulutus ilman energiakaivokenttää (LSU) ja energiakaivokentällä (lämpötilataso 10/15). Energiakaivot mahdollistaisivat 8661 kWh säästön kesällä.



**Kuva 8.33.** Sähköenergiavertailu järjestelmien LSU ja LSE 10/15 kesken.

Kuvassa 8.34. on esitetty kylmälaitoksen sähköenergiavertailu ilman energiakaivokytkentää (LSU) ja energiakaivokytkennällä (LSE 15/20). Energiakaivot säästäisivät kesällä 6030 kWh.



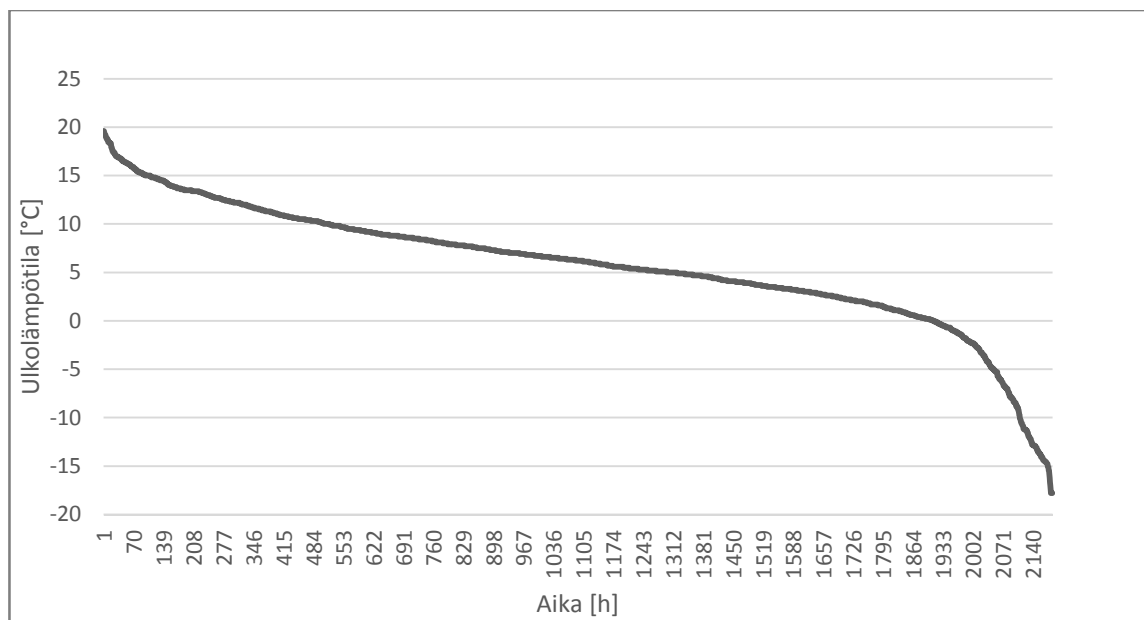
**Kuva 8.34.** Sähköenergiavertailu järjestelmien LSU ja LSE 15/20 kesken.

#### *Tilanne: syksy*

Syksyllä (syyskuu, lokakuu, marraskuu) ulkolämpötilan pysyvyys on kuvan 8.35 ja taulukon 8.6 mukainen. Korkeimpia lämpötiloja ei syksyllä ole.

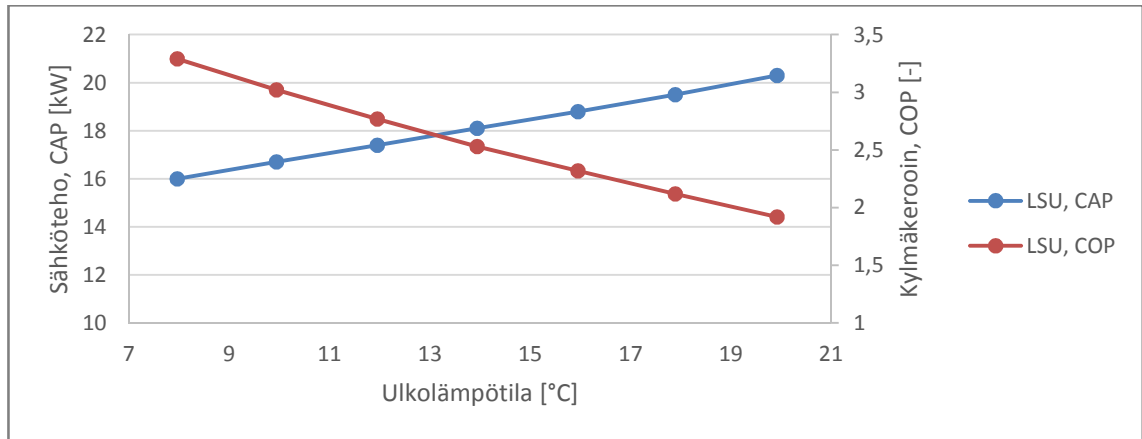
**Taulukko 8.6.** Ulkolämpötilan pysyvyys syksyllä.

| Lämpötila [°C] | 7-9 | 9-11 | 11-13 | 13-15 | 15-17 | 17-19 | 19-21 | 21-23 | 23-25 | 25-27 | 27-29 |
|----------------|-----|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Pysyvyys [h]   | 318 | 234  | 161   | 137   | 75    | 26    | 6     | 0     | 0     | 0     | 0     |



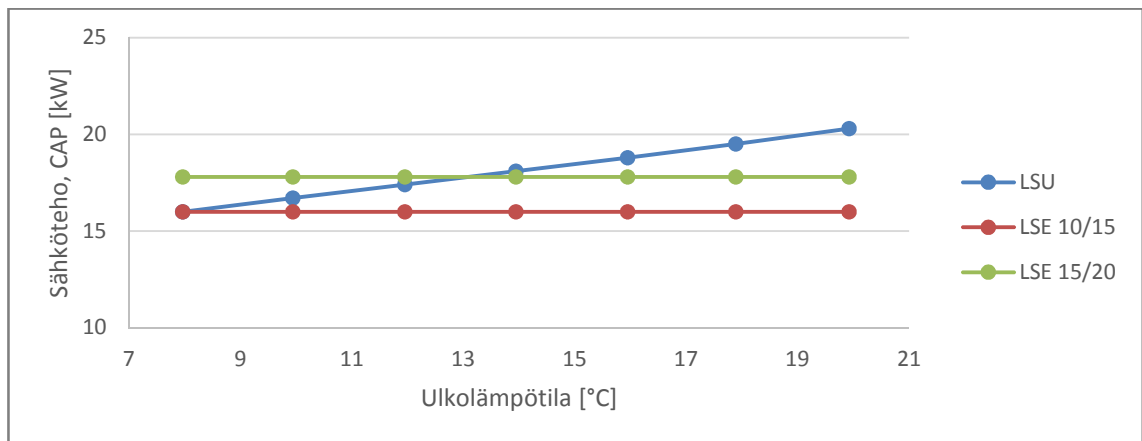
**Kuva 8.35.** Ulkolämpötilan pysyvyys syksyllä.

Syksyllä kiinteistön aukioloaikoina, kelluvalla lauhtumislämpötilalla kylmälaitoksen sähköteho (CAP) ja hyötysuhde (kylmäkerroin, COP) muuttuvat kuvan 8.36 mukaisesti. Muutokset ovat tasaisia, lähes lineaarisia.

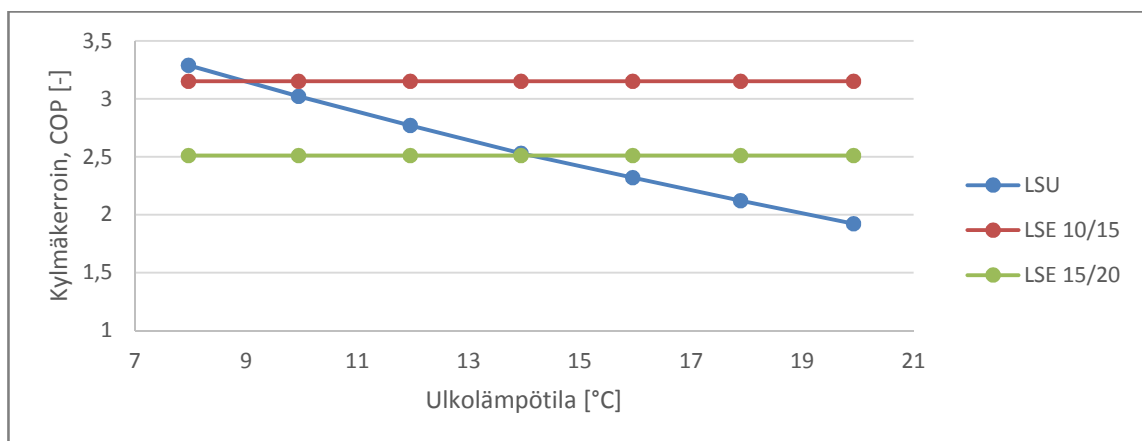


**Kuva 8.36.** Kylmälaitoksen sähköteho ja kylmäkerroin eri ulkolämpötiloilla syksyllä.

Kuvissa 8.37 ja 8.38 on verrattu kylmälaitoksen sähkötehoa ja kylmäkertoimia eri tilanteissa. Kuvaan 8.39 on koottu eri järjestelmien energiankulutukset. Kuvista voidaan nähdä, että järjestelmän kylmälaitos energiakaivokytkennällä, LSE 10/15 sähkönkulutus on pienempi verrattuna ulkolauhdutteiseen järjestelmään (LSU) lämpötilasta 9 - 11 °C ylöspäin, kun taas järjestelmä energiakaivoilla, LSE 15/20 lämpötilasta 13 - 15 °C lähtien. Suurin sähkötehojen eroavuus on 3,5 kW.

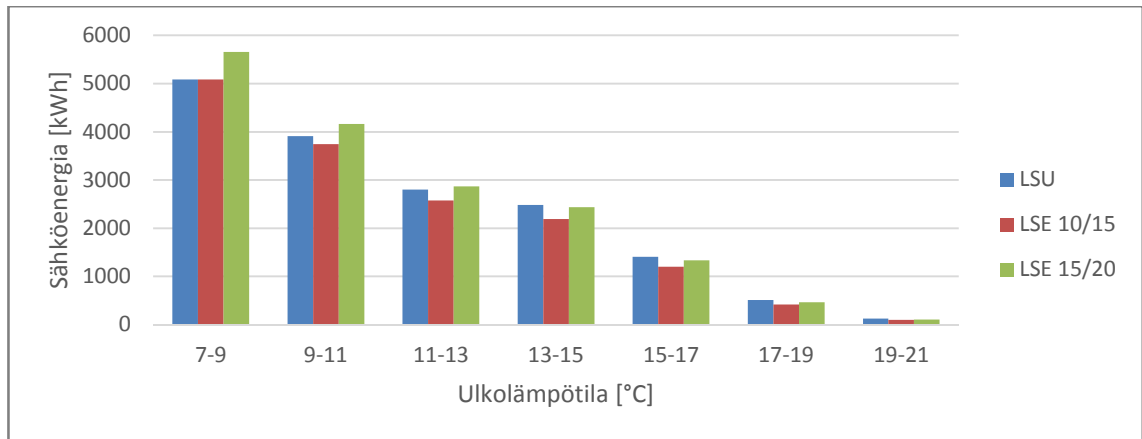


**Kuva 8.37.** Sähkötehon vertailu eri lämmönpoistojärjestelmien kesken syksyllä.



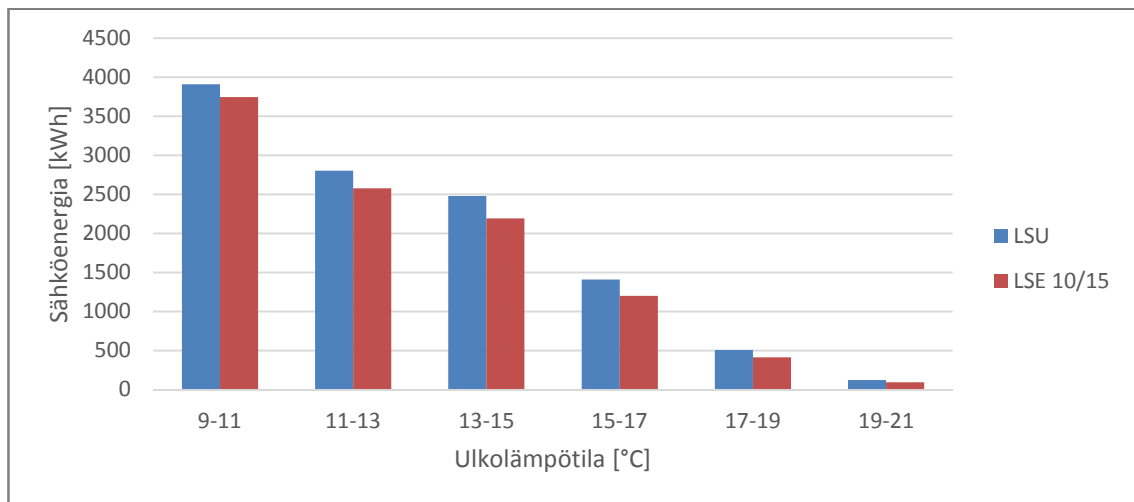
**Kuva 8.38.** Kylmäkertoimien vertailu eri lämmönpoistojärjestelmien kesken syksyllä.





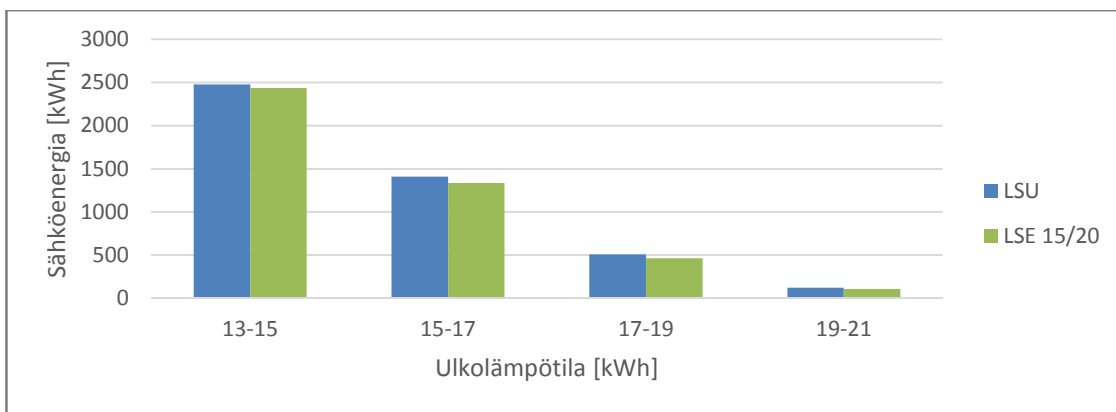
**Kuva 8.39.** Eri järjestelmien sähköenergian kulutus syksyllä.

Kuvassa 8.40. on esitetty kylmälaitoksen sähköenergiankulutus ilman energiakaivokytkentää (LSU) ja energiakaivokytkennällä (lämpötilataso 10/15) välillä. Energiakaivot mahdollistaisivat 978 kWh säästön syksyllä.



**Kuva 8.40.** Sähköenergiavertailu järjestelmät LSU ja LSE 10/15 syksyllä.

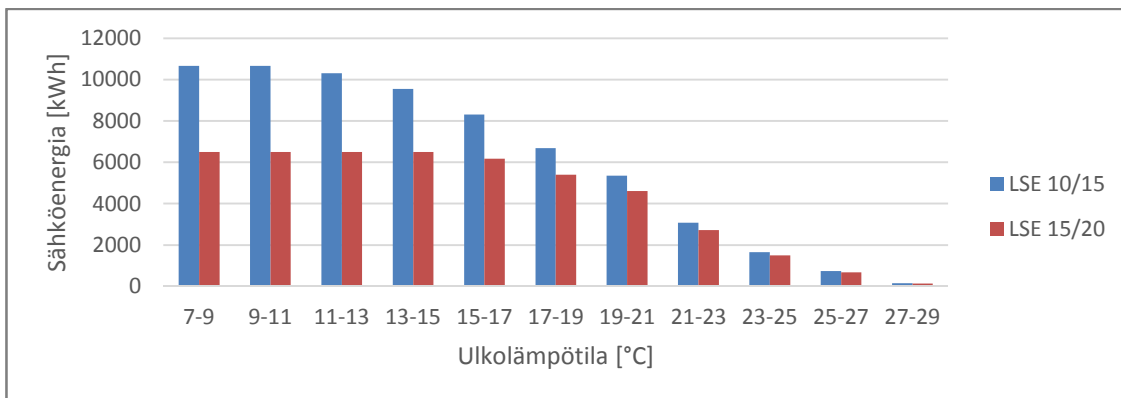
Kuvassa 8.41 on esitetty kylmälaitoksen sähköenergiankulutusvertailu ilman energiakaivokytkentää (LSU) ja energiakaivokytkennällä (LSE 15/20). Energiakaivot säästäisivät syksyllä 160 kWh.



**Kuva 8.41.** Sähköenergiavertailu järjestelmät LSU ja LSE 15/20 syksyllä.

**Tilanne: koko vuosi**

Koko vuoden aikana kylmälaitokseen kytketyt energiakaivot lämpötilatasolla 10/15 °C mahdollistaisivat 10660 kWh:n säästön (1066 €). Lämpötilatason 15/20 °C mahdollistama säästö olisi 6504 kWh (650 €). Säästöt on nähtävillä kuvassa 8.42 ja taulukossa 8.7.



**Kuva 8.42.** Koko vuoden kumulatiivinen säästö eri lämmönpoistojärjestelmillä.

**Taulukko 8.7.** Koko vuoden kumulatiivinen säästö eri lämmönpoistojärjestelmillä.

| Kumulatiivinen säästö [kWh] |           |           |
|-----------------------------|-----------|-----------|
| Ukolämpötila                | LSE 10/15 | LSE 15/20 |
| 7-9                         | 10660     | 6504      |
| 9-11                        | 10660     | 6504      |
| 11-13                       | 10309     | 6504      |
| 13-15                       | 9546      | 6504      |
| 15-17                       | 8305      | 6175      |
| 17-19                       | 6684      | 5402      |
| 19-21                       | 5360      | 4615      |
| 21-23                       | 3076      | 2724      |
| 23-25                       | 1645      | 1491      |
| 25-27                       | 734       | 673       |
| 27-29                       | 149       | 138       |

Energiakaivot mahdollistaisivat säästöjä noin 650 - 1100 euron välillä, mutta ovatko säästöt käytännössä mahdollisia, selviää seuraavassa luvussa.

### 8.3 Hiilidioksidikylmälaitos ja maalämpöjärjestelmä: energiakaivojen mitoitus ja lämpötilatasapaino

Tässä luvussa vastataan tutkimuskysymyksiin 2 ja 3: Jos käytettävissä on tietty määrä energiakaivoja, millä ulkolämpötiloilla/lauhtumislämpötiloilla lauhdetta kannattaa alkaa siirtää maapiiriin, jotta energiakaivon lämpötila pysyy tasapainossa? Kuinka monta energiakaivoa maahan kannattaa porata edellä mainitusta näkökulmasta. Eli miten energiakaivot kannattaa mitoittaa.

Energiakaivot voidaan mitoittaa usealla eri tavalla. Tässä työssä mitoitusohjelmana käytettiin EED:tä (Earth Energy Designer), jossa tarvitaan lähtötietoina muun muassa rakennuksen energiankulutus eri kuukausina sekä huipputehojen tarpeet. Tässä tutkimuksessa käytettiin mitoituksessa maaperän keskimääräisiä arvoja. Todellisessa tilanteessa maaperän ominaisuudet olisi hyvä arvioida, esimerkiksi termistä vastetestiä käyttäen. Tutkimuskohteena olevan liikennemyymälän energiakaivojen mitoitus oli hiukan haasteellisempaa, sillä osa energiasta voidaan saada hiilidioksidikylmälaitoksen lämmöntalteenotosta.

Liikennemyymälän lämmitystehontarve on suhteellisen tasaista verrattuna jäähdytystehontarpeeseen. Tavallisesti tällaisessa tapauksessa energiakaivojen mitoitus kannattaisi tehdä lähelle lämmityksen mitoistehontarvetta. Tässä tapauksessa kuitenkin kylmälaitoksen lämmöntalteenoton avulla voidaan kattaa niin suuri osa lämmitysenergiasta, ettei suurta maalämpöjärjestelmää kannata rakentaa. Jäähdytystehontarpeen ollessa erittäin epätasaista tehopiikit kannattaa kattaa käyttäen maalämpöpumppua vedenjäähdytyskoneena, jonka tuottama lauhdelämpö siirretään ulkoilmaan. Peruskuorma katetaan vapaajäähdytyksen avulla.

Koska energiakaivot ovat maalämpöjärjestelmän suurin alkuinvestointi, tarkastellaan tuloksia ensin energiakaivomäärän mukaisesti. Maalämpöpumppu on osatehomitoituksissa mitoitettu niin, että se tulee kattamaan lauhdelämmöntalteenoton optimoituimintarvojen kanssa koko perustehon.

#### 1. Täystehomitoitus:

- lämmityksen huipputeho: 112 kW
- jäähdytyksen huipputeho: 100 kW
- ei oteta huomioon kylmälaitoksen lämmöntalteenottoa
- tarvittava energiakaivomäärä: 34 kpl, syvyys: 250 m/kpl

#### 2. Osatehomitoitus 1:

- lämmityksen huipputeho: 80 kW
- jäähdytyksen huipputeho: 80 kW
- ei oteta huomioon kylmälaitoksen lämmöntalteenottoa
- tarvittava energiakaivomäärä: 32 kpl, syvyys: 250 m/kpl

#### 3. Osatehomitoitus 2:

- lämmityksen huipputeho: 60 kW
- jäähdytyksen huipputeho: 60 kW
- ei oteta huomioon kylmälaitoksen lämmöntalteenottoa

- tarvittava energiakaivomäärä: 30 kpl, syvyys: 233 m/kpl

#### **4. Osatehomitoitus 3:**

- lämmityksen huipputeho: 40 kW
- jäähdytyksen huipputeho: 15 kW
- otetaan huomioon lämmöntalteenotto, paineen nosto, optimikäyttökustannukset
- tarvittava energiakaivomäärä: 6 kpl, syvyys: 226 m/kpl

#### **5. Osatehomitoitus 4:**

- lämmityksen huipputeho: 50 kW
- jäähdytyksen huipputeho: 14,9 kW
- otetaan huomioon lämmöntalteenotto, paineen nosto, optimikäyttökustannukset kriittisen pisteen alapuolella
- tarvittava energiakaivomäärä: 9 kpl, syvyys: 222 m/kpl

Edellä olevien vaihtoehtojen linkaarilaskelmien avulla voidaan päätellä, mikä tapauksista on kustannustehokkain. Maalämpöpumpun hinta on kaikilla sama, sillä sen on katettava vedenjäähdytyskoneena lähes sama teho kaikissa tapauksissa. Elinkaarikustannuksiltaan edullisin järjestelmä oli ”Osatehomitoitus 3”, jonka investointikustannukset olivat selvästi halvimmat.

Tilanne, missä pelkästään lauhdelämpöä siirrettäisiin energiakaivoihin, eli kylmälaitokselle tulevan lämmönsiirtonesteen lämpötilataso olisi 10/15 °C, ja ilmanvaihdon jäähdytys toteutettaisiin ainoastaan käyttäen vedenjäähdytyskonetta, joka lauhduttaisi ulkoilmaan, osoittautui elinkaarikustannuksissa kustannustehokkaaksi, minkä vuoksi sitä ei käydyä tulostentarkasteluissa tarkemmin läpi.

Myös kaukolämpöä vertailtiin edellisiin tapauksiin ja laskelmien perusteella kaukolämpö ei ole kilpailukykyinen. Lisäkustannuksia tuo myös erillinen vedenjäähdytyskone. Kaukolämmön tapauksessa käytettiin optimipisteitä kaukolämmön tapauksessa. Huomioitavaa on, että kaukolämmöllä kylmälaitoksen optimaaliset toiminta-arvot ovat erilaiset: silloin kannattaa tuottaa enemmän lämpöä LTO:lla verrattuna tilanteeseen, missä maalämpöpumppua käytetään lisälämmitysjärjestelmänä. Lisäksi on huomioitava, että kaukolämmön hinta on viime aikoina noussut enemmän verrattuna sähkön hintaan.

Lisäksi mitoitettiin tapaus ”Osatehomitoitus 3” niin, että kylmälaitoksen lauhdelämpöä siirrettiin energiakaivoihin. Energiakaivojen määrä väheni aluksi hieman (ulkolämpötilaan 21 - 23 °C saakka), noin yhden metrin energiakaivoa kohden (syvyys 225 metriä 226 metrin sijaan), kunnes määrä alkoi kasvaa uudestaan. Säästö energiakaivojen investointikustannuksesta ja kylmälaitoksen energiankulutuksesta vähensivät jonkin verran elinkaarikustannuksia. Investointikustannuksissa otettiin huomioon myös LSE-lämmönsiirtimen lisäinvestointi (5000 euroa). On huomioitava, jos järjestelmän lisäinvestointikustannus nousee 5000 eurosta 7500 euroon, järjestelmästä ei saada kannattavaa edes korkeilla sähkön hinnoilla. Lisälämmönsiirtimen lisäksi lisäinvestointeja voisi tuoda ainakin varaaja, jolla voidaan tasata energiakaivojen kuormaa. Voidaankin arvioida, että lauhdelämmön vienti energiakaivoihin on kannattamatonta. Nämä elinkaarikustannukset

on nähtävillä taulukossa 8.8 sarakkeissa ”Normaali” ja ”IV+2123”. Tapausten ”Osatehomitoitus 3” ja ”Osatehomitoitus 4” elinkaarikustannuksia on esitetty taulukoissa 8.8 ja 8.10.

**Taulukko 8.8.** Elinkaarikustannuksia ”Osatehomitoitus 3”.

| Osatehomitoitus 3                |          |         |         |
|----------------------------------|----------|---------|---------|
|                                  | Normaali | IV+2123 | IV+2325 |
| MLP lämmitysmitoitus [kW]        | 40       | 40      | 40      |
| Vapaajäähdytys [kW]              | 15       | 15      | 15      |
| Energiakaivot [kpl]              | 6        | 6       | 6       |
| syvyys [m]                       | 226      | 225     | 226     |
| syvyys yhteensä [m]              | 1356     | 1350    | 1356    |
| MLP, hinta [€]                   | 60000    | 60000   | 60000   |
| Energiakaivot, hinta [€]         | 60858    | 60567   | 60858   |
| LSE [€]                          | 0        | 5000    | 5000    |
| LTO-järjestelmä [€]              | 20000    | 20000   | 20000   |
| Muu, mikä?                       | 0        | 0       | 0       |
| Alkuinvestointi, yhteensä [€]    | 140858   | 145567  | 145858  |
| Kylmän tuotanto [€]              | 9795     | 9795    | 9795    |
| LTO-lämmitys [€]                 | 1600     | 1600    | 1600    |
| Peruslämmitys, MLP [€]           | 1658     | 1658    | 1658    |
| Huippulämmitys, MLP [€]          | 34       | 34      | 34      |
| Huippulämmitys, sähkö [€]        | 125      | 125     | 125     |
| IV-perusjäähdytys, vapaa         | 0        | 0       | 0       |
| IV-perusjäähdytys, MLP           | 0        | 0       | 0       |
| IV-huippujäähdytys, vapaa        | 0        | 0       | 0       |
| IV-huippujäähdytys, MLP [€]      | 31       | 31      | 31      |
| Muu, mikä?                       | 0        | 0       | 0       |
| Muu, mikä? (Säästö [€])          | 0        | -272    | -149    |
| Käyttökustannukset, yhteensä [€] | 13243    | 12971   | 13094   |
| Elinkaarikustannukset            |          |         |         |
| i = 0,02, pe = 0,04, n = 15      | 375239   | 375128  | 377600  |
| i = 0,02, pe = 0,03, n = 15      | 356338   | 356615  | 358911  |
| i = 0,02, pe = 0,01, n = 15      | 324473   | 325406  | 327406  |
| i = 0,02, pe = 0,05, n = 15      | 396516   | 395966  | 398637  |
| i = 0,02, pe = 0, n = 15         | 311021   | 312230  | 314105  |
| i = 0,03, pe = 0, n = 15         | 298952   | 300410  | 302172  |
| i = 0,02, pe = 0,04, n = 10      | 289101   | 290761  | 292432  |
| i = 0,02, pe = 0,03, n = 10      | 280873   | 282702  | 284296  |
| i = 0,02, pe = 0,01, n = 10      | 266287   | 268416  | 269874  |
| i = 0,02, pe = 0,05, n = 10      | 298040   | 299516  | 301270  |
| i = 0,02, pe = 0, n = 10         | 259815   | 262077  | 263475  |
| i = 0,03, pe = 0, n = 10         | 253824   | 256209  | 257552  |

|                             |        |        |        |
|-----------------------------|--------|--------|--------|
| i = 0,02, pe = 0,04, n = 20 | 470534 | 468461 | 471821 |
| i = 0,02, pe = 0,03, n = 20 | 435692 | 434336 | 437372 |
| i = 0,02, pe = 0,01, n = 20 | 379836 | 379629 | 382145 |
| i = 0,02, pe = 0,05, n = 20 | 511191 | 508282 | 512021 |
| i = 0,02, pe = 0, n = 20    | 357401 | 357656 | 359962 |
| i = 0,03, pe = 0, n = 20    | 337881 | 338537 | 340662 |
| i = 0,02, pe = 0,06, n = 15 | 420526 | 419482 | 422377 |
| i = 0,02, pe = 0,07, n = 15 | 447691 | 446089 | 449236 |
| i = 0,02, pe = 0,08, n = 15 | 478506 | 476270 | 479704 |

Energiakaivojen lämpötilan muuttumista tarkasteltiin myös viemällä lauhdelämpöä energiakaivoihin alkaen korkeista ulkolämpötiloista käyttäen energiakaivojen mitoituksessa tapausta ”Osatehomitoitus 3”. Lämpötilat pysyivät aluksi rajoitustehojen sisällä (alle 12,5 °C), mutta ulkolämpötilalla 21 - 23 °C energiakaivojen lämpötilataso nousi yli 12,5 °C (taulukko 8.9.). Tässä tapauksessa energiansäästö ei ollut niin suurta, että elinkaarilaskelmat olisivat olleet perustapasta paremmat (taulukko 8.8, sarakkeet ”Normaali” ja ”IV+2325”).

**Taulukko 8.9.** Osatehomitoitus 3:n lämpötilatarkastelu.

| Osatehomitoitus 3                       |         |         |         |         |         |
|---|---------|---------|---------|---------|---------|
| Lämmönsiirtonesteen keskilämpötila [°C] |         | IV+2729 | IV+2527 | IV+2325 | IV+2123 |
| Peruskuorma                             | minimi  | 2,78    | 2,82    | 2,9     | 3,05    |
|   | maksimi | 10,73   | 11,34   | 12,35   | 13,77   |
| Huippulämmitys                          | minimi  | -1,49   | -1,45   | -1,37   | -1,21   |
|   | maksimi | 10,39   | 10,97   | 11,95   | 13,36   |
| Huippujäähdytys                         | minimi  | 2,78    | 2,82    | 2,9     | 3,05    |
|   | maksimi | 11,48   | 11,67   | 11,99   | 12,49   |

Tapaus ”Osatehomitoitus 4” mitoitettiin niin, että kylmälaitoksen lauhdelämpöä siirrettiin energiakaivoihin. Elinkaarikustannukset pienenevät joissakin tapauksissa ulkoilman lämpötilaan 17 - 19 °C saakka, sillä energiakaivojen pituutta voitiin lyhentää 222 metristä 206 metriin (taulukko 8.10 oikean puoleinen sarake). Elinkaarikustannuksiin vaikuttaa arvioitu hintojen nousu ja valittu laskentakorkokanta. Monien eri skenaarioiden pohjalta voidaan arvioida, ettei lämmönvienti energiakaivoihin ole kannattavaa.

**Taulukko 8.10.** Elinkaarikustannuksia ”Osatehomitoitus 4”.

| Osatehomitoitus 4         |          |             |         |         |
|---------------------------|----------|-------------|---------|---------|
|                           | Normaali | Suurempi IV | IV+2123 | IV+1719 |
| MLP lämmitysmitoitus [kW] | 50       | 50          | 50      | 50      |
| Vapaa jäähdytys [kW]      | 15       | 32          | 15      | 15      |
| Energiakaivot [kpl]       | 9        | 9           | 9       | 9       |
| syvyys [m]                | 222      | 222         | 222     | 206     |

|                                  |        |        |        |        |
|----------------------------------|--------|--------|--------|--------|
| syvyys yhteensä [m]              | 1998   | 1998   | 1998   | 1854   |
| MLP, hinta [€]                   | 60000  | 60000  | 60000  | 60000  |
| Energiakaivot, hinta [€]         | 89489  | 89489  | 89489  | 83254  |
| LSE                              | 0      | 0      | 5000   | 5000   |
| LTO-järjestelmä [€]              | 20000  | 20000  | 20000  | 20000  |
| Muu, mikä?                       | 0      | 0      | 0      | 0      |
| Alkuinvestointi, yhteensä [€]    | 169489 | 169489 | 174489 | 168254 |
| Kylmän tuotanto [€]              | 9795   | 9795   | 9795   | 9795   |
| LTO-lämmitys [€]                 | 606    | 606    | 606    | 606    |
| Peruslämmitys, MLP [€]           | 2805   | 2805   | 2805   | 2805   |
| Huippulämmitys, MLP [€]          | 41     | 41     | 44     | 41     |
| Huippulämmitys, sähkö [€]        | 99     | 99     | 67     | 99     |
| IV-perusjäähdytys, vapaa         | 0      | 0      | 0      | 0      |
| IV-perusjäähdytys, MLP           | 0      | 0      | 0      | 0      |
| IV-huippujäähdytys, vapaa        | 0      | 0      | 0      | 0      |
| IV-huippujäähdytys, MLP [€]      | 31     | 23     | 31     | 31     |
| Muu, mikä?                       | 0      | 0      | 0      | 0      |
| Muu, mikä? (Säästöt [€])         | 0      | 0      | -272   | -540   |
| Käyttökustannukset, yhteensä [€] | 13376  | 13369  | 13076  | 12836  |
| Elinkaarikustannukset            |        |        |        |        |
| i = 0,02, pe = 0,04, n = 15      | 406229 | 406105 | 405910 | 395435 |
| i = 0,02, pe = 0,03, n = 15      | 387137 | 387023 | 387247 | 377114 |
| i = 0,02, pe = 0,01, n = 15      | 354952 | 354855 | 355785 | 346228 |
| i = 0,02, pe = 0,05, n = 15      | 427720 | 427584 | 426918 | 416057 |
| i = 0,02, pe = 0, n = 15         | 341365 | 341274 | 342503 | 333189 |
| i = 0,03, pe = 0, n = 15         | 329175 | 329091 | 330587 | 321491 |
| i = 0,02, pe = 0,04, n = 10      | 319224 | 319145 | 320860 | 311943 |
| i = 0,02, pe = 0,03, n = 10      | 310913 | 310839 | 312736 | 303967 |
| i = 0,02, pe = 0,01, n = 10      | 296180 | 296113 | 298334 | 289829 |
| i = 0,02, pe = 0,05, n = 10      | 328253 | 328170 | 329686 | 320607 |
| i = 0,02, pe = 0, n = 10         | 289643 | 289580 | 291943 | 283556 |
| i = 0,03, pe = 0, n = 10         | 283592 | 283532 | 286028 | 277749 |
| i = 0,02, pe = 0,04, n = 20      | 502482 | 502307 | 500001 | 487801 |
| i = 0,02, pe = 0,03, n = 20      | 467290 | 467133 | 465599 | 454029 |
| i = 0,02, pe = 0,01, n = 20      | 410872 | 410745 | 410449 | 399890 |
| i = 0,02, pe = 0,05, n = 20      | 543549 | 543352 | 540145 | 527209 |
| i = 0,02, pe = 0, n = 20         | 388211 | 388096 | 388297 | 378144 |
| i = 0,03, pe = 0, n = 20         | 368495 | 368390 | 369023 | 359224 |
| i = 0,02, pe = 0,06, n = 15      | 451972 | 451823 | 450625 | 439330 |
| i = 0,02, pe = 0,07, n = 15      | 479410 | 479247 | 477447 | 465660 |
| i = 0,02, pe = 0,08, n = 15      | 510535 | 510356 | 507873 | 495528 |

Tapauksessa ”Osatehomitoitus 4” lämpötilat pysyivät lämpötilaan 21 - 23 °C asti rajoitusehtojen sisällä (taulukko 8.11), myös elinkaarikustannukset olivat hiukan paremmat (taulukko 8.10, sarake ”IV+2123”) mitä tavallisessa tapauksessa (taulukko 8.10, sarake ”Normaali”). Taulukossa on vertailtu myös tilannetta, jossa IV-jäähdytyksen vapaa-jäähdytyksen huipputehoa on kasvatettu 15 kW:sta 32 kW:iin. Elinkaarikustannukset ovat hieman normaalia tapausta paremmat (taulukko 8.10 sarake ”Suurempi IV”).

**Taulukko 8.11.** Osatehomitoitus 4:n lämpötilatarkastelu.

| Osatehomitoitus 4                       |         |         |         |         |         |         |
|---|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| Lämmönsiirtonesteen keskilämpötila [°C] |         | IV+2729 | IV+2527 | IV+2325 | IV+2123 | IV+1921 |
| Peruskuorma                             | minimi  | 0,01    | 0,09    | 0,1     | 0,21    | 0,44    |
|   | maksimi | 9,12    | 9,56    | 10,22   | 11,2    | 13,26   |
| Huippulämmitys                          | minimi  | -1,5    | -1,43   | -1,42   | -1,31   | -1,07   |
|   | maksimi | 8,87    | 9,3     | 9,94    | 10,9    | 12,93   |
| Huippujäähdytys                         | minimi  | 0,01    | 0,09    | 0,1     | 0,21    | 0,44    |
|   | maksimi | 9,63    | 9,79    | 9,97    | 10,32   | 11,05   |

Epävarmuutta tutkimustuloksiin tuovat monet eri asiat. Näitä ovat muun muassa vain yksi tarkasteltu liikennemyymäläkiinteistö ja vain yksi tarkasteltu järjestelmien kytkentätapa. Liikennemyymälän koko ja sijainti vaikuttavat lämmöntarpeeseen. Myös jako vuodenaikoihin ja niille tehdyt keskiarvotetut tarkastelut luovat oman epävarmuutensa tuloksiin. Maalämpöjärjestelmän suunnittelussa epävarmuutta luo tapauskohtaisesti muuttuvat maaperän ominaisuudet, joiksi tässä tutkimuksessa valittiin keskiarvot. Lisäksi valitut lämpötilatasot lämmönsiirtoliuokselle tutkimuskysymyksessä neljä vaikuttavat tuloksiin. Kriittisen pisteen yläpuolella toimivan kylmäjärjestelmän lämmöntalteenoton arviointi on myös epävarmaa. Lisätutkimusta tarvitaan, mutta yksi huomionarvoinen asia on se, että kylmäsuunnittelua pitäisi tehdä enenevässä määrin yhdessä muiden alojen kanssa. Myös kaksikäyttöisen maalämpöjärjestelmän suunnitteluun pitää panostaa entistä enemmän, sillä kustannussäästöjä voidaan saada, jos järjestelmä mitoitetaan ottaen huomioon monien järjestelmien yhteistoiminta.



## 9 JOHTOPÄÄTÖKSET

Tämän tutkimuksen tarkoituksena oli saada selville, millä tavalla hiilidioksidikylmälaitoksen lämmöntalteenottoa ja maalämpöjärjestelmää kannattaa liikennemyymäläkiinteistössä käyttää lämmityksessä käyttökustannuksia minimoiden. Toisena tarkoituksena oli selvittää, onko hiilidioksidikylmälaitoksen lauhdelämmön vienti maalämpöjärjestelmän energiakaivoihin kannattavaa. Lisäksi tutkimuksessa selvitettiin millä tavalla maalämpöjärjestelmä kannattaa mitoittaa.

Tutkimuksessa mallinnettiin keskikokoisen liikennemyymälän kylmä-, lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmiä. Mallinnuksessa otettiin huomioon kylmälaitos, kylmälaitoksen kaksiosainen lämmöntalteenottojärjestelmä, kylmälaitoksen lauhdelämmön vienti energiakaivoihin, liikennemyymälän lämmitys lämmöntalteenoton, maalämpöpumpun ja sähkökattilan yhdistelmällä sekä ilmanvaihdon jäähdytys vapaajäähdytyksellä ja käyttäen maalämpöpumppua vedenjäähdytyskoneena.

Mallinnuksen tuloksista laskettiin käyttökustannuksiltaan (ostoenergia) edullisimmat toiminta-arvot hiilidioksidikylmälaitoksen ja maalämpöjärjestelmän yhdistelmälle. Tämän avulla voitiin vastata **ensimmäiseen tutkimuskysymykseen**: Mikä on optimaalinen lauhtumislämpötila kylmäntuotannon ja kiinteistön lämmityksen käyttökustannusten minimoimiseksi eri vuodenaikoina?

Järjestelmän toiminta-arvojen vaikutusta käyttökustannuksiin tarkasteltiin jakamalla vuosi neljään yhtä pitkään ajanjaksoon (vuodenaikaan). Lisäksi jokaisena vuodenaikana vuorokausi jaettiin kahteen osaan liikennemyymälän auki- ja kiinnioloaikojen mukaisesti (aukiolo kello 6-24). Jokainen viikonpäivä oletettiin samanlaiseksi. Talvella, aukioloaikoina kiinteistön lämmitysenergiantarve on suurimmillaan ja lisäksi aukioloaikoina tarvitaan energiaa käyttöveden lämmittämiseen. Optimitilanteessa kylmäjärjestelmän korkeapaine (korkeapaineekompressorin ulostulopaine) on nostettava kriittisen pisteen yläpuolelle 90 baariin ja ensimmäisen lämmöntalteenoton menoveden lämpötila on hyvä pitää tarpeeksi korkealla (70,5 °C), jotta voidaan taata lämpimän käyttöveden lämpeneminen kierukallisissa lämminvesivaraajissa. Talvella, kiinnioloaikoina lämmitysenergiata ei tarvita ilmanvaihdon eikä käyttöveden lämmitykseen. Tässä tilanteessa korkeapaineen optimiarvo on 90 baaria. Keväällä, aukioloaikoina optimitilanteessa kylmäjärjestelmä toimii kelluvalla lauhtumislämpötilalla (15,2 °C) ja ensimmäisen lämmöntalteenoton menoveden lämpötilaa pidetään niin korkealla kuin mahdollista, jotta voidaan taata käyttövedelle mahdollisimman suuri lämpeneminen. Keväällä, kiinnioloaikoina lauhtumislämpötilan optimi on kelluva, 11,4 °C. Kesällä, aukioloaikoina optimilauhtumislämpötila on kelluva 26,9 °C. Kesällä, aukioloaikoina lauhdelämmöntalteenoton avulla voidaan taata kiinteistön koko lämmitystarve, mikäli ensimmäisen lämmöntalteenoton liuoksen lämpötila pidetään tarpeeksi korkealla, jotta voidaan taata käyttöveden lämmitys lämminvesivaraajien kierukoissa. Kesällä, kiinnioloaikoina lämmitystarve on erittäin pieni ja kaikki lämmitystarve (lattialämmitys) voidaan kattaa lämmöntalteenoton avulla

kelluvalla lauhtumislämpötilalla 22,7 °C. Syksyllä, aukioloaikoina lauhtumislämpötilan pidetään kelluvana 16,2 °C:ssa ja ensimmäisen lämmöntalteenoton lämpötila on hyvä pitää mahdollisimman korkeana, jotta voidaan taata käyttövedelle mahdollisimman korkea lämpötila kierukallisissa varaajissa. Syksyllä, kiinnioloaikoina optimaalinen lauhtumislämpötila on kelluva 14,5 °C. Kaiken kaikkiaan käyttökustannuksiltaan optimaalisten toiminta-arvojen löytämisellä, erityisesti talven korkeilla käyttöpaineilla, on merkitystä myös siihen, kuinka suureksi maalämpöjärjestelmä pitää mitoittaa.

Yhdistettäessä energiakaivojen ja kylmäjärjestelmän mallinnukset saatiin tulokset tutkimuskysymykseen 2, 3 ja 4. Neljännen tutkimuskysymyksen tuloksia tarvittiin vastattaessa toiseen ja kolmanteen tutkimuskysymykseen, minkä vuoksi se käydään läpi ensimmäisenä. **Neljäs tutkimuskysymys** kuuluu näin: kuinka paljon kylmälaitoksen hyötysuhde paranee, jos lauhdelämpöä siirretään energiakaivoihin?

Mallinnuksen aluksi käytiin läpi mallisäädata, josta saatiin selville lämpötilan pysyvyys eri vuodenaikoina. Lämpötiladata väliltä 29 °C ja 7 °C jaettiin kahden asteen väleihin, joille laskettiin lämpötilakeskiarvot pysyvyyssäyrän avulla. Kylmälaitoksen toimintaa mallinnettiin jokaiselle lämpötilavälille käyttäen kiinteistön aukioloaikojen kylmätehtäviä (arvioitiin korkeimpien lämpötilojen esiintyvän kunakin vuodenaikana kiinteistön aukioloaikana). Tämän tuloksena saatiin kylmälaitoksen sähkötehtäviä ja hyötysuhde jokaiselle lämpötilavälille. Tämän lisäksi mallinnettiin kylmälaitosta niin, että lämmöntalteenoton jälkeen kylmälaitoksen lämpöä vietiin energiakaivoihin, jolloin lauhdelämpöä ei siirretty ulkoilmaan. Energiakaivojen lämmönsiirtoliukselle määritettiin kaksi eri lämpötilatasoa (10/15 °C ja 15/20 °C), jotka määrittivät kylmälaitoksen lauhtumislämpötilatason. Tämän pohjalta voitiin arvioida, kuinka paljon kylmälaitoksen hyötysuhde paranee ja sähkötehtäviä vähenee viettäessä lämpöenergiaa energiakaivoihin ulkoilman sijaan. Lisäksi tärkeää oli arvioida, kuinka paljon sähkötehtäviensä pienentymä tarkoittaa säästöä energiankulutuksessa. Tämä voitiin arvioida käyttäen lämpötilan pysyvyyssäyrää.

Talvella tarkasteltavia lämpötiloja ei ollut. Keväällä ja syksyllä lämpötilat painotuivat alle 15 °C lämpötiloihin, eikä niiden painoarvo tarkastelussa ollut kovinkaan suuri. Kesätarkastelussa kriittisen pisteen läheisyydessä ja yläpuolella kylmälaitoksen sähkötehtäviä kasvaa suhteessa enemmän ulkolämpötilan kasvaessa verrattuna kriittisen pisteen alapuoliseen tilanteeseen. Parhaimmillaan energiakaivojen avulla voidaan pienentää sähkötehtäviä tarvetta 18,6 kW ja parantaa kylmäkerrointa 160 %. Koko vuoden aikana energiakaivojen lämpötilataso 10/15 °C mahdollistaisi 10660 kWh:n säästön ostoenergiankulutuksessa (1066 €). Lämpötilatason 15/20 °C mahdollistama energiasäästö olisi 6504 kWh (650 €). Näillä lämpötilatasoilla energiakaivojen mahdollistama energiansäästö ei ole kovin suuri, kun ottaa huomioon sen, että energiakaivoihin siirrettävän lämmön määrä olisi näissä tilanteissa suuri. Tilannetta pitääkin tarkastella tarkemmin elinkaarikustannusten näkökulmasta. Tätä tarkastellaan kolmannen tutkimuskysymyksen johtopäätösten jälkeen.

**Kolmannen tutkimuskysymyksen** avulla haluttiin saada vastaus siihen, millä tavalla energiakaivojen määrä kannattaa mitoittaa. Mallinnuksessa käytiin läpi monia vaihtoehtoja. Lähtötietoina käytettiin eri tilanteiden energiankulutustietoja. Lähtötiedot maaperän ja energiakaivojen ominaisuuksiin saatiin käyttäen muun muassa suomalaisia ohjeistuksia ja alan yleisiä käytäntöjä. Ensimmäinen tarkasteltava tilanne oli maalämpöjärjestelmän täystehomitoitus, missä kaikki lämmitys ja jäähdytys tuotetaan käyttäen maalämpöpumppua ja energiakaivoja. Lisäksi jäähdytys oletettiin täysin vapaajäähdytteiseksi. Mitoituksessa ei myöskään otettu huomioon kylmälaitoksen lämmöntalteenoton mahdollistamaa energiansäästöä. Energiakaivoja (syvyys 250 m) tarvittaisiin tällaisessa tilanteessa 34 kpl. Energiakaivojen määrä väheni erittäin paljon, kun mitoituksessa otettiin huomioon lämmöntalteenotto. Käyttäen ensimmäisen tutkimuskysymyksen vastauksena saatuja kylmälaitoksen optimitoiminta-arvoja energiakaivojen mitoituksessa voitiin vähentää tarvittava energiakaivomäärä kuuteen (6 x 226 m). Tässä järjestelmässä maalämpöpumpun lämmityksen huipputeho on 40 kW ja vapaajäähdytyksen avulla taataan vain IV-jäähdytyksen peruskuorma 14,9 kW. Maalämpöpumpun ja kylmälaitoksen lämmöntalteenoton tuottaman lämmön jälkeen loput tuotetaan käyttäen sähkökattilaa. IV-jäähdytyksen huippukuormat katetaan käyttäen maalämpöpumppua vedenjäähdytyskoneena, jonka lauhdelämpö siirretään ulkoilmaan. Jälkimmäisen järjestelmän elinkaarikustannukset olivat myös kaikista alhaisimmat, kun käytiin läpi kaikki eri järjestelmävaihtoehdot, myös kaukolämpö. Laskelmissa muutettiin myös elinkaarikustannusten laskentakorkokantaa, energianhinnan nousua tai investoinnin pitoaika. Voidaankin sanoa, että kylmälaitoksen ja maalämpöjärjestelmien suunnittelu pitäisi tehdä yhteistyössä eri alojen ammattilaisten kanssa, jotta voidaan saada sekä energia- että kustannustehokas järjestelmä. Energiakaivojen mitoituksessa tulee lisäksi ottaa huomioon paikalliset maa- ja kaliooperan olosuhteet, joilla voi olla merkittävä vaikutus mitoitukseen.

**Toisen tutkimuskysymyksen** avulla haluttiin saada vastaus siihen, millä ulkolämpötilalla lauhdelämpöä kannattaa alkaa siirtää energiakaivoihin, jotta niiden lämpötila pysyy tasapainossa. Laskennassa hyödynnettiin muun muassa edellä läpikäytyjen tutkimuskysymysten tuloksia, esimerkiksi kolmannen tutkimuskysymyksen tuloksista poimittiin kustannustehokkaimmista vaihtoehdoista tarvittavat energiakaivojen määrät. Tarkasteltavissa tilanteissa energiakaivoja oli 6 x 226 metriä ja 9 x 222 metriä. Energiakaivoihin siirrettävän lauhdelämmön määrä laskettiin neljännen tutkimuskysymyksen kylmälaitos-simuloinnin pohjalta. Energiakaivoihin siirrettävän lauhdelämmön määrä kohdistettiin energiakaivomallinnuksessa niille kuukausille, jolloin kyseistä lämpötilaa esiintyy mallisäädätassa.

Kun energiakaivojen määrä oli 6 x 226 metriä ja lämmönvienti energiakaivoihin alkutilanteessa pelkästään IV-jäähdytyksen perustehontarve vapaajäähdytystä hyödyntäen, lämmönsyöttöä lisättiin vaiheittain käyttäen samaa lämpötilan jaottelua ja kylmälaitoksen mallinnusta kuin tutkimuskysymyksessä neljä. Tässä tapauksessa energiakaivoihin pystyi siirtämään lämpöä huippulämpötiloista 27 - 29 °C vain ulkolämpötilaan 23 - 25 °C saakka, minkä jälkeen lämmönsiirtonesteen keskilämpötila nousi yli rajoitusehdon

12,5 °C. Elinkaarikustannusten näkökulmasta lämmönsyötön energiansäästö ei kompensoinut järjestelmän tehtävää lisäinvestointia. Tämän vuoksi lämmönsyöttö ei ole järkevää. Tehtiin myös tarkastelu, missä energiakaivojen mitoituksessa otettiin huomioon niihin siirrettävä kylmälaitoksen lauhdelämpö. Tämän järjestelmän elinkaarikustannukset olisivat perustapausta alhaisemmat, mikäli lisäinvestointikustannukset kylmäjärjestelmän puolelle olisivat pienemmät kuin 7500 euroa.

Energiakaivojen määrällä 9 x 222 metriä energiakaivoihin lämmönvienti oli samoin pelkästään IV-jäähdytyksen perustehontarve vapaajäähdytystä hyödyntäen. Energiakaivoihin pystyttiin siirtämään lämpöä ulkolämpötilaan 21 - 23 °C saakka, minkä jälkeen rajoitusehto ylittyi. Tällä järjestelmävaihtoehdolla elinkaarikustannukset olivat edullisemmat kuin perustapauksen, riippuen kuitenkin elinkaarikustannuksen parametreista laskentakorkokanta, energianhinnan nousu ja investoinnin pitoaika. Laskentakorkokannalla 2 %, energianhinnan nousulla 4 % ja investoinnin pitoajalla 15 vuotta säästö olisi 319 € ja suuremmalla sähkön hinnannousulla säästö olisi noin välillä 1350 - 2660 € vuodessa. Epävarmuutta laskelmiin tuo oletus lämpöenergianviennin tasaisuudesta. Tehtiin myös tarkastelu, missä energiakaivojen mitoituksessa otettiin huomioon niihin siirrettävä kylmälaitoksen lauhdelämpö. Tällaisella mitoituksella energiakaivoja voitiin lyhentää 16 metriä energiakaivoa kohden. Järjestelmän elinkaarikustannukset olivat perustapausta ja edellä kuvattua tapausta alhaisemmat.

Alhaisimmat elinkaarikustannukset olivat tilanteessa, missä energiakaivojen määrä oli pienin, 6 x 226 metriä, eikä kylmälaitoksen lauhdelämpöä siirretty energiakaivoihin. Tapauksessa kiinteistön lämmitys hoidetaan käyttäen peruslämmityksessä hiilidioksidikylmälaitoksen lauhdelämmöntalteenottoa optimitoiminta-arvoilla sekä maalämpöpumppua. Huippulämmityksessä voidaan käyttää lisäksi sähkökattilaa. Ilmanvaihdon perusjäähdytys katetaan vapaajäähdytyksen avulla ja huippujäähdytys käyttäen maalämpöpumppua vedenjäähdytyskoneena, jonka lauhdelämpö siirretään ulkoilmaan. Lauhdelämmön vienti olisi kannattavaa, mikäli lisäinvestoinnin hinta ei nousisi yli 7500 euroon (lisälämmönsiirtimet, liuosvaraajat). Tämä on kuitenkin hyvin epätodennäköistä.

Tässä tutkimuksessa tarkasteltiin vain yhtä liikennemyymäläkiinteistöä, jota käytettiin mallinnuksen pohjana. Liikennemyymälän koko ja sijainti vaikuttavat lämmitystehontarpeeseen. Esimerkiksi sijainnin muutos pohjoisemmaksi saattaisi esimerkiksi nostaa optimaalisia lauhtumislämpötiloja. Sijainnin muutos vähentäisi tosin samalla kylmäjärjestelmän energiankulutusta kesäaikaan alhaisempien ulkolämpötilojen vuoksi. Lisäksi tuloksiin vaikuttaa energiakaivojen mitoituksessa tehdyt alkuarvovalinnat, jotka vaihtelevat tapauskohtaisesti. Sijainnista riippuvia tekijöitä on esimerkiksi maanpinnan keskilämpötila, mikä laskee pohjoisemmaksi mentäessä. Lisäksi energiakaivon rakenteella on merkitystä esimerkiksi energiakaivon lämmönjohtavuuteen ja sitä kautta energiakaivojen määrään. Olisikin kannattavaa tehdä järjestelmää suunniteltaessa energiakaivolle tarvittavat mittaukset, jotta voidaan tehdä tarkempia mitoituksia. Myös muut valitut arvot, esimerkiksi kylmälaitoksen kylmätehontarpeista vaikuttavat tuloksiin.

Tämän tutkimuksen perusteella voidaan sanoa, että eri alojen yhdistäminen liikennemyymälän ja muidenkin kiinteistöjen LVII-suunnittelutyössä on erittäin tärkeää,

sillä sen tuloksena voidaan säästää niin investointi- kuin energiakustannuksissa. Olisi hyvä, jos olisi olemassa suunnittelija, joka osaisi hahmottaa järjestelmien kokonaiskuvan ja ohjeistaa erityisalojen suunnittelijoita ”toistensa tonteille”. Myös eri kiinteistöjen energiankulutusta pitäisi mitata paremmin ja tulokset pitäisi olla helpommin saatavilla. Lisäksi sekä hiilidioksidikylmälaitos että maalämpöjärjestelmä ovat molemmat ratkaisuja, joista ei ole tarpeeksi kokemusta. Alalla työskennelleenä voin sanoa, että esimerkiksi maalämpöjärjestelmän mitoituksessa ei yleisesti ole käytössä tarvittavia suunnittelutyökaluja, vaan mitoitus voidaan tehdä nyrkkisääntöjen perusteella. Tässä tutkimuksessa huomasin, ettei monipuolisempikaan mitoitusohjelma taivu tarpeeksi paljon, jotta voitaisiin saada tarkempia tuloksia. Tutkimuksen tuloksia voidaan kaikesta epävarmuudesta huolimatta pitää suuntaa-antavina.

Lisätutkimustarvetta on liittyen hiilidioksidikylmälaitoksen lämmöntalteenottoon ja maalämpöjärjestelmiin. Tämä tutkimus kosketti vain liikennemyymäläkiinteistöä, joten olisikin hyvä tehdä vastaavia tarkasteluja myös erikokoisille market-kiinteistöille sekä eri lämmitysjärjestelmien kytkennän optimoinnin näkökulmasta. Lisäksi olisi hyvä selvittää, kuinka paljon energiakaivojen käyttö kylmäjärjestelmän alijäähdytyksessä voi parantaa kylmäjärjestelmän energiatehokkuutta. Voisi myös tutkia maalämpöpumpun ja hiilidioksidikylmälaitoksen yhdistämistä yhdeksi kylmälaitteeksi, missä maalämpöpumpun höyrystin liitettäisiin kylmälaitokseen omalle lämpötilatasolleen. Pitäisi myös selvittää, onko olemassa tai voisiko kehittää mallinnusohjelmia, joilla voisi tehdä:

- hiilidioksidikylmälaitoksen LTO-lämmönsiirtimien suunnittelua kriittisen pisteen läheisyydessä ja yläpuolella
- kylmälaitoksen mallinnusta, jolla voisi simuloida helpommin useita toimintapisteitä:
  - o kylmätehontarve voisi muuttua enemmän automaattisesti riippuen esimerkiksi kiinteistön lämpötilasta ja ilmankosteudesta, tai muuta sellaista
  - o lauhtumislämpötilan muutos mallisäädäntä mukaan
  - o työkalu helpottaisi kylmä- ja lämmitystekniikan alojen yhteistyötä lämmöntalteenottojärjestelmien suunnittelussa
- tarkempaa energiakaivojen mallinnusta, jossa voidaan ottaa huomioon enemmän alkuarvoja, esimerkiksi:
  - o energiakaivojen kallistuskulma
  - o tarkempi energiankulutusprofiili.

## LÄHTEET

Acuna, J. 2010. Improvements of U-pipe Borehole Heat Exchangers. Licentiate Thesis. Stockholm, Royal Institute of Technology (KTH), School of Industrial Engineering and Management, Division of Applied Thermodynamic and Refrigeration, Trita Refr Report No 10/01. 97 p.

Aittomäki, A. 2005. Hiilidioksidi kylmälaitoksissa. Kokemukset Suomessa. Tampere, Tampereen teknillinen yliopisto, Energia- ja prosessiteknikan laitos, Raportti 178. 31 s.

Aittomäki, A. 2010. Transkriittillisten hiilidioksidijärjestelmien energiankulutus markett-jäähdytyksessä. ForMeri seminaari 25.11.2010. 15 s.

Aittomäki, A. 2012. Kylmätekniikka. 4. painos. Helsinki, Suomen Kylmäyhdistys ry. 413 s.

Alanen, R., Hukari, S., Koljonen, T., Saari, P. 2003. Energian varastoinnin nykytila [WWW]. Espoo, Valtion teknillinen tutkimuskeskus (VTT), Tiedotteita 2199. 169 s. + liitt. 60 s. [Viitattu 16.11.2012]. Saatavissa: <http://www.vtt.fi/inf/pdf/tiedotteet/2003/T2199.pdf>

Andersson, O., Arrizabalaga, I., Eugster, W. J., Sanner, B. 2011. Geotrained Training Manual for Drillers of Shallow Geothermal Systems. [WWW]. Bryssel, GEOTRAINET. 128 s. [Viitattu: 16.10.2012]. Saatavissa: <http://www.eurogeologists.eu/images/content/Geotrained/D10%20Drillers%20Manual%20Final%20V2%2010.11.pdf>

Andersson, O., Barth, J., Nordell, B., Hellström, G., Berg, M., Gehlin S., Frank, H., Risberg, G., Nowacki, J-E. 2012. Geoenergin i samhället - En viktig del i en hållbar energiförsörjning [WWW]. Lund, Geotec/Svesk Geoenergi. 94 p. [viitattu: 12.10.2012]. Saatavissa: [http://pure.ltu.se/portal/files/41051706/Geoenergin\\_i\\_samh\\_llet.pdf](http://pure.ltu.se/portal/files/41051706/Geoenergin_i_samh_llet.pdf)

Arias, J., Claesson, J., Sawalha, S., Rogstam, J. 2004. Effektivare Kyla, En inventering. Stockholm, KTH, IUC. 81 s.

Arias, J. 2005. Energy Usage in Supermarkets – Modelling and Field Measurements. Doctoral Thesis. Stockholm. Royal Institute of Technology, Department of Energy Technology, Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration, Trita REFR Report No. 05/45. 256 p.

Bitzer. 2011. Introduction for the CO<sub>2</sub> Calculation Tool. Ohje.

Chen, Y., Lundqvist, P. 2006. Analysis of Supercritical Carbon Dioxide Heat Exchangers in Cooling Process. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue University, 2006. R046, pp. 1 - 8.

Chen, Y., Sawalha, S. 2010. Investigations of Heat Recovery in Different Refrigeration System Solutions in Supermarkets, Effsys2 project final report. Stockholm, Royal Institute of Technology (KTH). 70 s.

Christensen, R. 2010. Design of Heat Exchangers for Heat Recovery in Transcritical CO<sub>2</sub> systems. Alfa Laval Ab. Sweden. 14 s.

Cottineau, V. 2011. Optimization and calculation of supermarket refrigeration systems. Master of Science Thesis. Stockholm. KTH, School of Industrial Engineering and Management, Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration. 50 p.

D3 Suomen Rakentamismääräyskokoelma 2012. 2011. Rakennusten energiatehokkuus, Määräykset ja ohjeet 2012. Helsinki, Ympäristöministeriö, Rakennetun ympäristön osasto.

Danfoss. 2009. Food Retail CO<sub>2</sub> Refrigeration systems. Designing subcritical and transcritical CO<sub>2</sub> systems and selecting suitable Danfoss components. Application handbook. 48 s. [WWW]. [viitattu 15.2.2013]. Saatavissa: [http://www.ra.danfoss.com/TechnicalInfo/Literature/Manuals/01/DKRCEPAR1A102\\_The%20Food%20Retail%20CO2%20application%20handbook\\_DILA.pdf](http://www.ra.danfoss.com/TechnicalInfo/Literature/Manuals/01/DKRCEPAR1A102_The%20Food%20Retail%20CO2%20application%20handbook_DILA.pdf)

Drebs et al. 2002. Tilastoja Suomen ilmastosta 1971-2000. Ilmatieteen laitos, Helsinki. 99 s.

Earth Energy Designer. 2008. Manual, EED 3.0. Blocon. 60 p.

Ekofektiv AB. 2012. Thermal Response Test, purpose and description. [viitattu 17.2.2013]. Saatavissa: <http://ekofektiv.com/tjanster-och-produkter/thermal-response-test/>

Fahlén, P., Javed, S., Claesson, J. 2010. Optimering av marklageranslutna värmepumpsystem för klimatisering av byggnader. Göteborg. Chalmers Tekniska Högskola, Installationsteknik. Rapport R2010:02. 24 s.

Finel, N., Nurmi, E. 2013. Uudistuva lainsäädäntö ja otsoni- ja F-kaasuasetusten valvonta. Suomen Kylmäyhdistys ry. Julkaisu nro 72 2013 (1).

Gavarrell, P. G. 2011. Guidelines of how to instrument, measure and evaluate refrigeration systems in supermarkets. Master of Science Thesis. KTH School of Industrial Engineering and Management, Division of Heat and Power Technology.

Gehling, S. 2002. Thermal Response Test, Method Development and Evaluation. Doctoral Thesis. Luleå, Luleå University of Technology, Department of Environmental Engineering, Division of Water Resources Engineering, LTU-DT-0239-SE. 191 s.

Gustafsson, A., Westerlund, L., 2010. Multi-injection rate thermal response test in groundwater filled borehole heat exchanger. *Renewable Energy*, vol. 35, no. 5, pp. 1061-1070.

Hafner, A., Poppi, S., Neksa, P., Minetto, S., Eikevik T. M. 2012. Development of Commercial Refrigeration Systems with Heat Recovery for Supermarket Building. 10<sup>th</sup> IIR Gustav Lorenzen Conference on Natural Refrigerants. Delft, the Netherlands. 11 p.

Hakala, P., Kaappola, E. 2011. Kylmälaitoksen suunnittelu. Opetushallitus. Tampere. 268 s.

Heikkilä, H. 2012. Marketin kylmäjärjestelmien lämmön talteenoton optimointi. Diplomityö. Tampere. Tampereen teknillinen yliopisto. 85 s. + 11 liites.

IDA Indoor Climate and Energy. 2013. User Manual, Version 4.5. Equa Simulation AB. 179 p.

Javed, S. 2012. Thermal Modelling and Evaluation of Borehole Heat Transfer. Thesis for the degree of doctor of philosophy. Göteborg. Chalmers University of Technology, Department of Energy and Environment, Building Services Engineering. Technical report D2012:01. 79 p.

Juvonen, J. 2009. Lämpökaivo - Maalämmön hyödyntäminen pientaloissa. [WWW] Helsinki, Suomen Ympäristökeskus (SYKE). 44 s. [Viitattu 11.10.2012]. Saatavissa: <http://www.ymparisto.fi/download.asp?contentid=108367>

Kaappola, E. 2013. CO2 perusteet. Helsinki, kylmäestarikurssin luentomateriaali. 15 s.

Kallio, J., Leppäharju, N., Martinkauppi, I. & Nousiainen, M. 2011. Geoenery research and its utilization in Finland. 2011. *Geoscience for Society* 125, 49, pp. 179–185.



- Karampour, M. 2011. CO2 Refrigeration and Heat Recovery in Supermarkets. Poster. [WWW]. [viitattu 10.2.2013] saatavilla: [http://www.kth.se/poly\\_fs/1.377491!/Menu/general/column-content/attachment/CO2%20Supermarket%20Refrigeration%20and%20Heat%20Recovery](http://www.kth.se/poly_fs/1.377491!/Menu/general/column-content/attachment/CO2%20Supermarket%20Refrigeration%20and%20Heat%20Recovery)
- Karampour, M., Sawalha, S., Rogstam, J. 2012. Refrigeration and Heat Recovery. [WWW] [viitattu 10.3.2013] saatavilla: [www.kvforetagen.se](http://www.kvforetagen.se)
- Kauffeld, M. 2010. Trends and perspectives in supermarket refrigeration. IEA Heat Pump Centre Newsletter, Vol. 28, No. 4, pp. 18-23.
- Kullheim, J. 2011. Field Measurements and Evaluation of CO2 Refrigeration Systems for Supermarkets. Master of Science Thesis. Stockholm. KTH, School of Industrial Engineering and Management, Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration. EGI 2011/ETT 113. 75 p.
- Kähkönen, Y. 2009. Tampereen alueen kallioperä [WWW]. Helsinki, Helsingin yliopisto. [viitattu: 18.9.2012]. Saatavissa: [http://projects.gtk.fi/export/sites/projects/TAATA/kartoitus/liitteet/Taata\\_Tampereen\\_alueen\\_kalliopera.pdf](http://projects.gtk.fi/export/sites/projects/TAATA/kartoitus/liitteet/Taata_Tampereen_alueen_kalliopera.pdf)
- Kämäräinen, Matti. 2013. Tutkija, Ilmatieteenlaitos. Helsinki. Haastattelu 22.8.2013.
- Laki rakennuksen energiatodistuksesta. 2013. L 1.6.2013/50.
- Leppäharju, N. 2008. Kalliolämmön hyödyntämiseen vaikuttavat geofysikaaliset ja geologiset tekijät. Pro Gradu -tutkielma, Oulun yliopisto, Fysikaalisten tieteiden laitos. 79 s.
- Madsen, K. B., Bjerg, P. Transcritical CO2 refrigeration with heat reclaim. Danfoss. [WWW]. [viitattu 2.4.2013]. Saatavissa: [http://www.danfoss.com/NR/rdonly-res/5D7EB1FA-E49A-4DB9-97E5-655D3C13E910/0/Principletranscritheatreclaim\\_header.pdf](http://www.danfoss.com/NR/rdonly-res/5D7EB1FA-E49A-4DB9-97E5-655D3C13E910/0/Principletranscritheatreclaim_header.pdf)
- Motiva. 2011. KYTE – kylmää tehokkaasti – kylmätekniiikan energia-analyysi [WWW]. [viitattu 10.3.2013]. Saatavissa: [http://www.motiva.fi/yritykset/hallitse\\_ja\\_tehosta\\_yrityksen\\_energian kayttoa/nykytilan\\_selvitys/nykytilan\\_selvitys\\_menetelmia/kylmaa\\_tehokkaasti\\_-\\_analyysi](http://www.motiva.fi/yritykset/hallitse_ja_tehosta_yrityksen_energian kayttoa/nykytilan_selvitys/nykytilan_selvitys_menetelmia/kylmaa_tehokkaasti_-_analyysi)
- Motiva. 2012. Kaupan kylmalaitteiden ja -järjestelmien lauhdelämmön talteenotto. Laskentaohje. 25 s. [http://www.motiva.fi/files/7973/Kaupan\\_kylmalaitteiden\\_ja\\_jarjestelmien\\_lauhdelaammon\\_talteenotto\\_Laskentaohje.pdf](http://www.motiva.fi/files/7973/Kaupan_kylmalaitteiden_ja_jarjestelmien_lauhdelaammon_talteenotto_Laskentaohje.pdf)

Mäkinen, A. 2006. Lämpöpumppu lämmityksessä ja jäähdytyksessä - energiataseiden simulointi. Diplomityö. Tampere. Tampereen Teknillinen Yliopisto, Ympäristötekniikan osasto, Energia- ja prosessitekniikan laitos. 91 s. + liitt. 6 s.

Naumov, J. 2005. Optimization of Ground-coupled Systems for Heating and Cooling of Buildings. Licentiate thesis. Göteborg, Chalmers University of Technology, Department on Energy and Environment. 82 s.

Nowacki, J-E. 2012. Energibesparingar i små butiker tillsammans med en värmepump – några små spekulationer. [WWW]. [viitattu 15.3.2013]. Saatavissa: [http://www.kth.se/polopoly\\_fs/1.331002!/Menu/general/column-content/attachment/Energibesparingar%20sm%C3%A5%20butiker%20tillsammans%20med%20v%C3%A4rmepump.pdf](http://www.kth.se/polopoly_fs/1.331002!/Menu/general/column-content/attachment/Energibesparingar%20sm%C3%A5%20butiker%20tillsammans%20med%20v%C3%A4rmepump.pdf)

Peltoniemi, S. 1996. Relationships between thermal and other petrophysical properties of rocks in Finland. Helsinki University of Technology, Espoo, 100 s.

Pre-Design Guide For Ground Source Cooling Systems with Thermal Energy Storage. 2004. Denmark, EU Commission SAVE programme & Nordic Energy Research, Soil Cool / Re kyl project 02. 37p.

Reulens, W. (editor) 2009. Natural Refrigerant CO<sub>2</sub>. Katholike Hogeschool Limburg. Diepenbeek. 493 s.

Sawalha, S. 2008. Carbon Dioxide in Supermarket Refrigeration. Doctoral Thesis. Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration, Department of Energy Technolgy, Royal Institute of Technology. Stockholm, Sweden. 153 s.

Sawalha, S. 2012. Tukholma, KTH. Luentomateriaali. 64 s.

Sawalha, S. 2013. Investigation of heat recovery in CO<sub>2</sub> trans-critical solution for supermarket refrigeration. International Journal of Refrigeration, 36, 1, pp. 145-156.

SOK Aluetietopalvelut. 2013. Sisäistä tietoa SOK:n intranetistä.

SOK Kiinteistötoiminnot. 2013a. ABC-liikennemyymälä, Kiinteistökonsepti 2013. 17.1.2013. 15 s.

SOK Kiinteistötoiminnot. 2013b. Kiinteistötoimintojen sisäistä tietoa.

Titze, M., Lemke, N., Neksa, P., Hafner, A., Köhler, J. Dynamic Modeling of a Combined Supermarket Refrigeration and HVAC system. 2012. 10<sup>th</sup> IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, Delft, The Netherlands, 2012. Paper No. 247.

Ympäristöministeriön asetus rakennuksen energiatodistuksesta. 2013. A 1.6.2013/176.