



Aappi Rontti

Ilma-vesi- ja maalämpöpumpun fuusioiminen ja energiatehokkuuden optimointi

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Talotekniikka

Insinöörityö

4.5.2022

Tiivistelmä

Tekijä:	Aappi Rontti
Otsikko:	Ilma-vesi- ja maalämpöpumpun fuusioiminen ja energiatehokkuuden optimointi
Sivumäärä:	56 sivua + 2 liitettä
Aika:	4.5.2022
Tutkinto:	insinööri (AMK)
Tutkinto-ohjelma:	talotekniikka
Ammatillinen pääaine:	LVI-tekniikka
Ohjaajat:	yliopettaja Aki Valkeapää

Insinööriyön tarkoituksena oli tutkia laskennallisesti, voiko ulkoilmaa käyttää maalämpöpumpun tai ilma-vesilämpöpumpun ja maalämpöpumpun yhdistelmän energian lähteenä. Työn tavoitteena oli selvittää, voiko ulkoilmasta saatavan energian avulla parantaa maalämpöpumpun hyötysuhdetta etenkin käyttöveden valmistuksessa. Lisäksi tavoitteena oli saada laskelmien kautta selville, kuinka paljon ulkoilmasta voitaisiin saada energiaa siten, että tarvittavaa lämpökaivomäärää pystyttäisiin vähentämään olennaisesti ja tätä kautta pienentämään järjestelmän investointikustannuksia.

Työ tehtiin pääasiallisesti käyttämällä Excel-taulukkolaskentaohjelmaa, johon tuotiin lämpöpumppujen toimintatiedot sekä Jyväskylän lämpövyöhykkeen ilmastotiedot. Ilmastotietojen ja mallirakennusten ominaisuuksien perusteella määriteltiin tarvittavat energiantarpeet sekä rakennusten tunnitaiset lämmitystehontarpeet. Laskenta tehtiin mahdollisimman todenmukaiseksi käyttämällä lämpöpumppujen todellisia toiminta-arvoja. Laskennassa tarvittavat keruuliuksen lämpötilat saatiin lämpökaivojen mitoitushjelma EED:stä esimerkkirakennusten energiankulutusten perusteella. Työssä vertailtiin kolmea erilaista kombinaatiota. Ensimmäisessä tapauksessa ilma-vesilämpöpumppu toimi maalämpöpumpun rinnalla lämmöntuottajana, toisessa keruuliuksen esilämmittimenä. Kolmannessa tapauksessa keruuliuosta lämmitettiin ainoastaan ilma-vesilämpöpumpun puhallinyksiköllä, jossa on puhallin sekä lämmönsiirrin. Työssä tehtiin referenssilaskenta pelkällä maalämpöpumpulla, johon kombinaatioiden tuloksia vertailtiin. Laskelmissa tehtiin myös takaisinmaksuaikavertailu.

Laskennan tuloksista voitiin päätellä, että pelkkänä hyötysuhteen nostajana ilma-vesi- ja maalämpöpumpun yhdistäminen ei ole kannattavaa. Tuloksista selvisi, että ilma-vesilämpöpumppua ja puhallinyksikköä voitaisiin kuitenkin käyttää riittävän lämpimällä ulkoilmalla maalämpöpumpun ensisijaisena lämmönlähteenä. Tällöin lämpökaivosta vuoden aikana otettava energia vähenee, ja lämpökaivometrejä voidaan täten vähentää. Takaisinmaksuaikavertailussa ainoastaan puhallinyksikkökombinaation takaisinmaksuaika oli kilpailukykyinen referenssiasetelmaan verrattuna.

Insinööriyön tuloksia voidaan käyttää ponnahduslautana mahdollisille käytännön kokeille sekä tuomaan ideoita uusista tavoista tuottaa lämmitysenergiaa maalämpöpumpun avulla; esimerkiksi laskennassa aurinkoenergian käytöstä maalämpöpumpun lämmönlähteenä.

Avainsanat: maalämpö, lämpöpumppu, ilma-vesilämpöpumppu, energia, hyötysuhde

Abstract

Author: Aappi Rontti
Title: Merging Air-Water Heat Pump with Geothermal Heat Pump and Optimizing the Energy Efficiency
Number of Pages: 56 pages + 2 appendices
Date: 4 May 2022

Degree: Bachelor of Engineering
Degree Programme: Building Services Engineering
Professional Major: HVAC Engineering
Supervisors: Aki Valkeapää, Principal Lecturer

The purpose of this final year project was to find out if there is a way to improve the energy efficiency of a geothermal heat pump. The goal of the project was to establish if the energy of outdoor air can be used to preheat the heat collection liquid, thus decreasing the amount of energy taken from the ground.

The research project was largely theoretical and done by calculations conducted with MS Excel programme that allows the creation of a large spreadsheet that includes all the information. The calculations were made hour by hour for one year, including the hourly outdoor air temperatures which determined the heat demand for each hour.

The calculation results showed that the improvement in the energy efficiency was very small. However, the results confirmed that outdoor air could be used as an energy source for a geothermal heat pump when the outdoor air is warm enough.

This project with its conclusions could be used as a reference for a practical implementation of a merged system. Furthermore, it might suggest new ideas for the progress of heat pump technology.

Keywords: geothermal heat pump, heat pump, air-water heat pump, combining, energy, efficiency

Sisällys

Lyhenteet

1	Johdanto	1
2	Kylmäprosessi	2
2.1	Kylmäaineet	2
2.1.1	Historiaa	2
2.1.2	Lämpöpumppujen kylmäaineista	3
2.2	Carnot-prosessi	5
2.3	Lämpöpumppu	7
3	Maalämpöpumppu	8
3.1	Maa- ja kallioperä lämmönlähteenä	9
3.2	Maalämpöpumpun muut lämmönlähteet	10
3.2.1	Vesistökeruupiiri	10
3.2.2	Poistoilma	10
3.2.3	Lauhdelämpö	11
3.2.4	Jätevesi	11
3.3	Jäähdytys maalämpöpumpulla	11
3.3.1	Jäähdytys omakotitaloissa	11
3.3.2	Jäähdytys kiinteistöissä	12
4	Ilma-vesilämpöpumppu	12
5	Hyötysuhde	14
5.1	COP	14
5.2	SCOP	15
5.3	SPF	15
6	Kombinaatit	16
6.1	Ilma-vesilämpöpumppu maalämpöpumpun rinnalla	16
6.2	IVLP keruuliuksen esilämmittäjänä	17
6.3	Puhallinyksikkö keruuliuksen esilämmittäjänä	19
7	Laskenta	20

7.1	Lämmöntarpeen laskenta	20
7.1.1	Lämmitys	21
7.1.2	Ilmanvaihto	21
7.1.3	Käyttövesi	23
7.2	Lämmönkeruu	24
7.2.1	Kaivokentän mitoitus laskemalla	24
7.2.2	Kaivokentän mitoitus EED:llä	27
7.3	Lämpöpumppu	30
7.3.1	Lämmönjako	30
7.3.2	Käyttövesi	33
7.3.3	Kuumakaasu	35
7.4	Kombinaatiot	40
7.4.1	Ilma-vesilämpöpumppu maalämpöpumpun rinnalla	40
7.4.2	IVLP keruuliuksen esilämmityksessä	41
7.4.3	Puhallinyksikkö keruuliuksen esilämmityksessä	43
7.5	Lämpökaivokentän uudelleen mitoitus	45
8	Tulokset	46
8.1	Energialaskennan tulokset	46
8.2	Lämpökaivokentän uudelleenmitoitus	49
9	Yhteenveto	51
	Lähteet	54
	Liitteet	
	Liite 1: Energiansäästölaskennan tulokset	
	Liite 2: Lämpökaivokentän säästölaskelma	

Lyhenteet

COP: Coefficient of Performance. Lämpöpumpun hetkellinen hyötysuhde.

GWP: Global Warming Potential. Luku, joka kertoo kylmäaineen kasvihuonehaitallisuuden.

HGW: Hot Gas Water technology. Kuumakaasulämmönvaihdin.

IVLP: Ilma-vesilämpöpumppu.

MLP: Maalämpöpumppu.

ODP: Ozone Depletion Potential. Luku, joka ilmoittaa kylmäaineen haitallisuuden otsonikerrokselle.

PY: Puhallinyksikkö.

SCOP: Seasonal Coefficient of Performance. Lämpöpumpun koko lämmityskauden hyötysuhde.

SPF: Seasonal Performance Factor. Luku, joka kertoo lämpöpumpun todellisen vuosihyötysuhteen.

1 Johdanto

2000-luvulla lämpöpumppumarkkinat ja lämpöpumppujen osuus kiinteistöjen lämmityksessä ovat kasvaneet lähes räjähdysmäisesti. Tekniikan kehittyminen ja ihmisten ilmastotietoisuus on ollut omiaan kasvattamaan lämpöpumppujen markkinaa. Sähkön ja kaukolämmön energiahinnan kasvu on saanut ihmiset miettimään asumisen kustannuksia pidemmällä aikavälillä. Lämpöpumppujen lämpöenergiantuotto on todella hyvä suhteutettuna sen kuluttamaan sähköenergiaan. Esimerkiksi sähkölämmitysjärjestelmän hyötysuhde on noin 1, eli yhtä kilowattia sähköenergiaa kohden saadaan tuotettua lähes sama määrä lämpöenergiaa. Lämpöpumpulla sama luku on yleisesti noin 3–4, mikä tarkoittaa moninkertaista lämpöenergiantuottoa suhteessa kulutettuun sähköenergiaan.

Vaikka maalämpöpumppujen suosio kasvaakin kasvamistaan, lämpökaivojen sijoittaminen joillekin alueille, etenkin tiheään asutetulle alueelle, voi olla haastavaa; tonttien koot ovat etenkin pääkaupunkiseudulla pienentyneet. Maalämpökaivo vaatii noin 15–20 m etäisyyttä viereiseen lämpökaivoon, mikä tarkoittaa sitä, että rakennuksen ulkopuolelle ei jää usein kovinkaan paljoa tilaa porata. Myös pohjavesialueet rajoittavat kaivojen porausmahdollisuuksia.

Insinööriyön tavoitteena on tutkia laskennallisesti, millä eri tavoilla voidaan yhdistää ilma-vesi- ja maalämpöpumppu siten, että sen vuosittainen hyötysuhde (SPF) on mahdollisimman suuri. Lisäksi tutkitaan, voiko ilmasta saatavan energian käytöllä vähentää porakaivometrejä olennaisesti, mikä toisi säästöjä laitoksen perustamiskustannuksiin. Työn tarkoituksena on selvittää, saadaanko tekniikat yhdistettyä siten, että laitteiston kokonaiskustannukset eivät kasva liian suuriksi suhteessa siitä saatavaan hyötyyn. Työssä tarkastellaan kolmea erilaista kombinaatiota, kun kohteena on omakotitalo, kerrostalo tai toimistorakennus. Ensimmäisessä kombinaatiossa ilma-vesilämpöpumppu on maalämpöpumpun rinnalla lämmön tuotannossa, toisessa sillä esilämmitetään keruuliusta ja kolmannessa esilämmittimenä toimii pelkkä puhallinpatteriuлкoyksikkö.

2 Kylmäprosessi

Lämpöpumppujen ydin on kylmätekniinen prosessi, jossa kylmäaineen höyrystyminen sitoo energiaa ympäristöstä ja lauhtuminen puolestaan luovuttaa energiaa ympäristöön. Prosessi perustuu käänteiseen Carnot-lämpövoimakoneen toimintaperiaatteeseen.

2.1 Kylmäaineet

Kylmäaineeksi kutsutaan ainetta (nestettä), jonka höyrystymislämpötila on alhainen ja joka kykenee sitomaan itseensä paljon lämpöenergiaa höyrystyessään. Lämpöpumppujen ja kylmäkoneiden suuri tehontuotto perustuu oikeanlaisiin, niiden käyttöolosuhteisiin soveltuvien kylmäaineiden käyttöön.

2.1.1 Historiaa

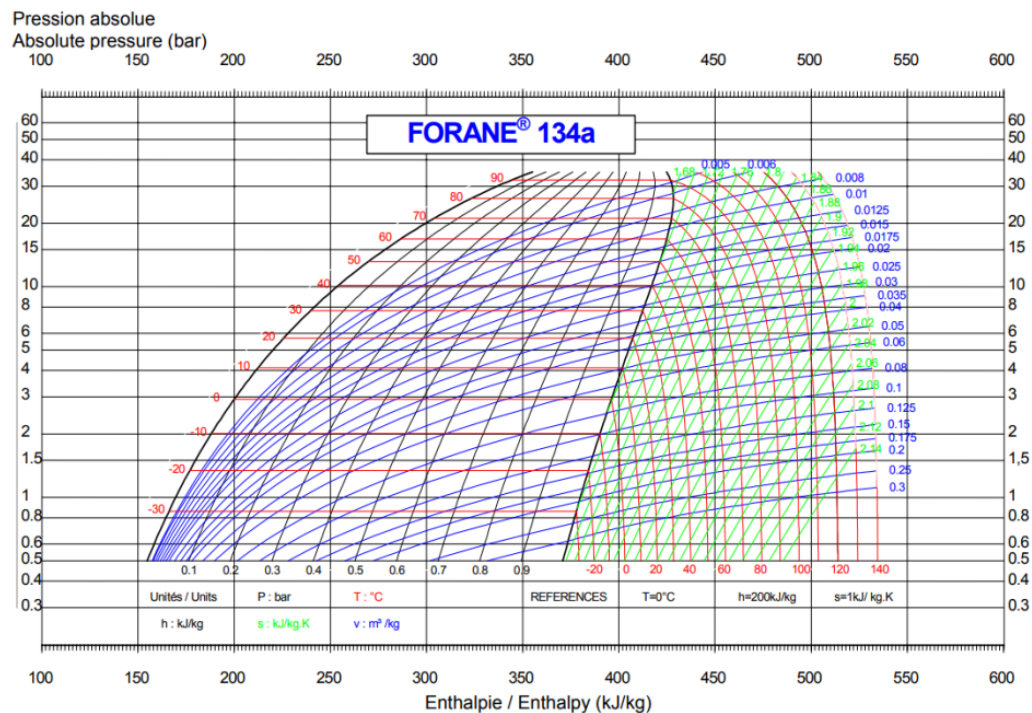
Kylmäaineiden kehittäminen alkoi 1800-luvun loppupuolella, jolloin Alexander Twining ehdotti hiilidioksidin (CO_2) käyttöä kylmäaineena (1, s 1). Hiilidioksidia alettiinkin käyttää ensimmäisenä kylmäainekäytössä vuodesta 1866 aina tähän päivään asti. 1870-luvulla sen rinnalle tulivat mm. etyyli- ja metyylikloridi, rikkidioksidi ja ammoniakki (NH_3). Ammoniakki on maailmalla pisimpään yhtäjaksoisesti käytössä ollut kylmäaine, etenkin teollisuudessa. (2, s. 32)

1930-luvulla tuotiin markkinoille vanhojen kylmäaineiden tilalle ensimmäiset hiilivetyypohjaiset kylmäaineet, jotka olivat turvallisempia ja tehokkaampia kuin edeltäjänsä, jotka olivat herkästi syttyviä ja usein myös myrkyllisiä (rikkidioksidi, metyylikloridi, ammoniakkikaasut). Uusi kylmäaine oli nimeltään CFC (Chloro-Fluoro-Carbon). Kloorin haittapuolena on, että sillä on suuri otsonihaitallisuus, mikä johti 1970-luvulla ”energiakriisiin” ja myöhemmin 1980-luvulla ns. Montrealin sopimukseen, jossa päätettiin aloittaa systemaattinen CFC-kylmäaineiden käytön vähentäminen. (3)

1900-luvun loppupuolella mukaan tulivat HCFC (Hydro-Chloro-Fluoro-Carbon) sekä HFC (Hydro-Fluoro-Carbon), joilla oli CFC:tä pienempi vaikutus otsonikerroksen häviämiseen (HFC:n ODP-luku on nolla) mutta joilla huomattiin olevan korkea kasvihuonehaitallisuus (suuri GWP-luku). EU:n F-kaasuasetuksessa on määritelty raja-arvot käytettävien kylmäaineiden GWP-luvulle, vertailuarvona hiilidioksidin GWP-luku, joka on 1,0. Kylmäainelainsäädännön kiristyminen on supistanut lämpöpumpukäyttöön soveltuvien kylmäaineiden määrän suhteellisen pieneksi.

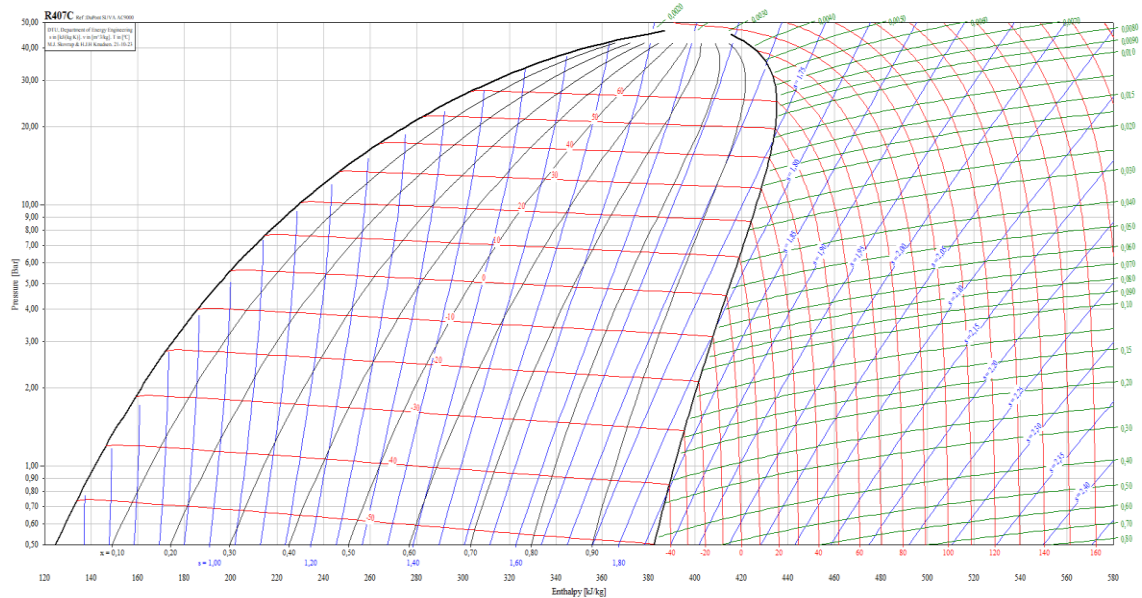
2.1.2 Lämpöpumpujen kylmäaineista

Lämpöpumpukäytössä merkittävä tekijä on kylmäaineen sitoman energian määrä (entalpia) sekä lämpöpumpun toiminta-alue (lämpötila ja paine). Lisäksi toimintaan vaikuttaa kylmäaineen kemialliset ominaisuudet, jotka vaikuttavat lämpötilan muutoksiin höyrystimessä. Yleisesti nämä jaetaan kahteen kategoriin: atseotrooppisiin ja tseotrooppisiin kylmäaineisiin. Atseotrooppisia kylmäaineita ovat yksikomponenttiset ja seoskylmäaineet, joilla ei ole lämpötilaliukumaa, esim. R134a (kuva 1).



Kuva 1. R134a log p,h -piirros (2).

Tseotrooppiset kylmäaineet ovat kaksi- tai useampikomponenttisia kylmäaineita, joilla on lämpötilaliukuma, esim. R407C (kuva 2). Lämpötilaliukumaksi kutsutaan sitä, kun kylmäaineen lämpötila muuttuu (nousee) höyrystymisen yhteydessä. Tämän aiheuttaa eri komponenttien eriaikainen höyrystyminen. Alimman höyrystymislämpötilan omaava komponentti höyrystyy ensin, sen jälkeen lämpötilan tulee nousta, jotta seuraavat komponentit voivat höyrystyä. (5, s.21)

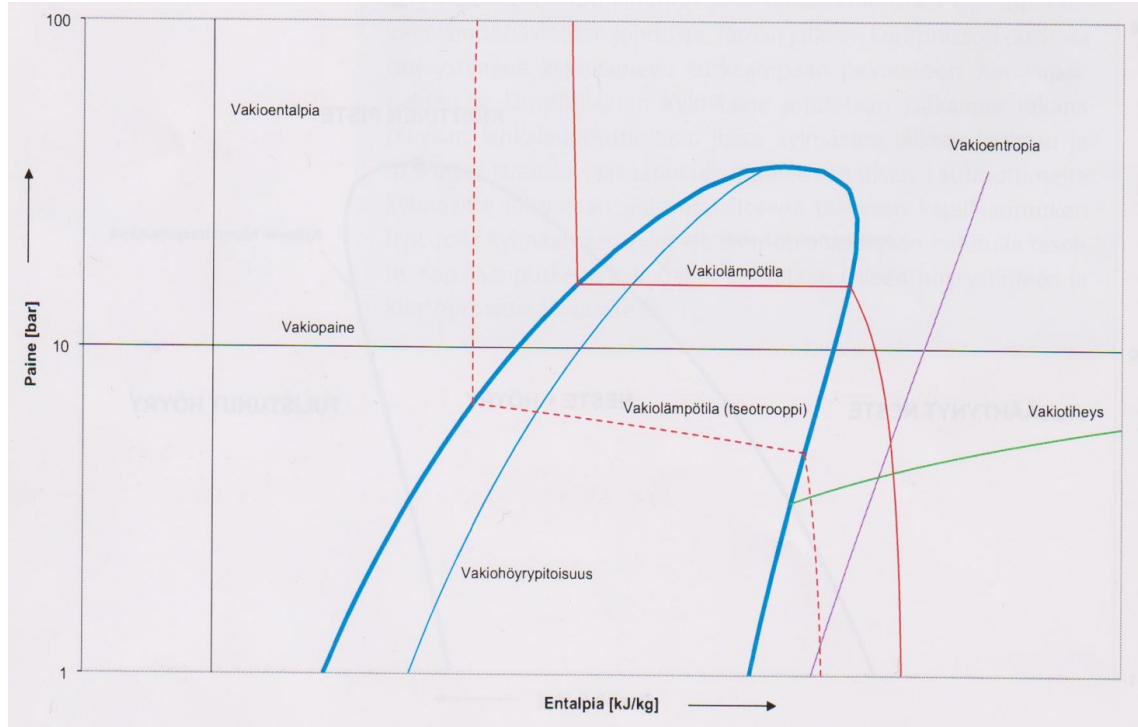


Kuva 2. R407C log p,h -piirros (4).

Kuvissa 1 ja 2 on esitetty kylmäaineiden kylmätekniinen kiertoprosessi paine-entalpia-tilapiirroksessa. Tilapiirroksessa käytetään yleisesti nimitystä **log p,h** -tilapiirros, jossa pystyakselilla on absoluuttinen paine (**p**) ja vaaka-akselilla entalpia (**h**). Sana **log** on lyhenne logaritmisesta; piirroksessa paineen arvot on esitetty logaritmisesti, jotta piirroksen tarkkuus säilyy. (5, s.19)

Log p,h -tilapiirros on käytännöllinen ja olennainen kylmälaitosten ja lämpöpumppujen toimintaa suunniteltaessa ja tarkkailtaessa, sillä siitä voidaan seurata tarkasti kylmäaineen lämpötilaa, painetta ja muita tietoja kylmäprosessin eri vaiheissa. Peukalopiirroksessa kutsutussa log p,h -tilapiirroksessa keskellä olevan "peukalon" sisäpuolella osa kylmäaineesta on nestemäistä ja osa kaasua (höyryä). Vasemmasta rajapinnasta vasemmalla kylmäaine on täysin nestemäistä (kylläinen neste) ja oikeassa rajapinnassa täysin kaasua (kylläinen

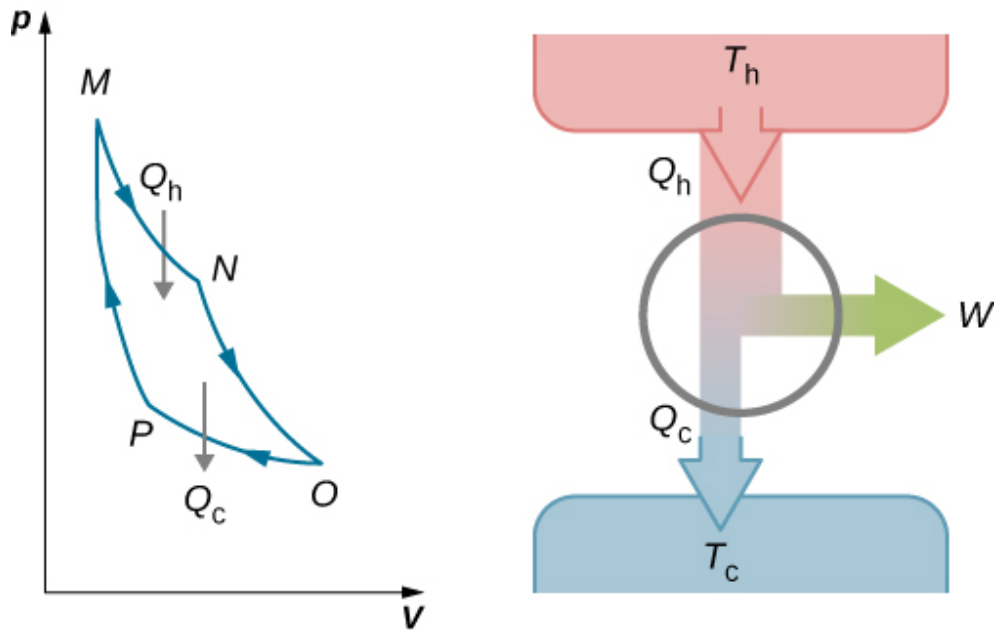
höyry). Rajapinnasta vielä oikealle mentäessä kylmäaine tulistuu, eli höyryn lämpötila alkaa nousta. Lämpöpumppujen kiertoprosessissa tulistuminen on olennaista laitoksen toiminnan kannalta. Kuvassa 3 on esitetty log p,h -tilapiirros yksinkertaistettuna ja selitettynä.



Kuva 3. Kylmäaineen tasapainokäyrät log p,h -tilapiirroksessa (5, s. 20).

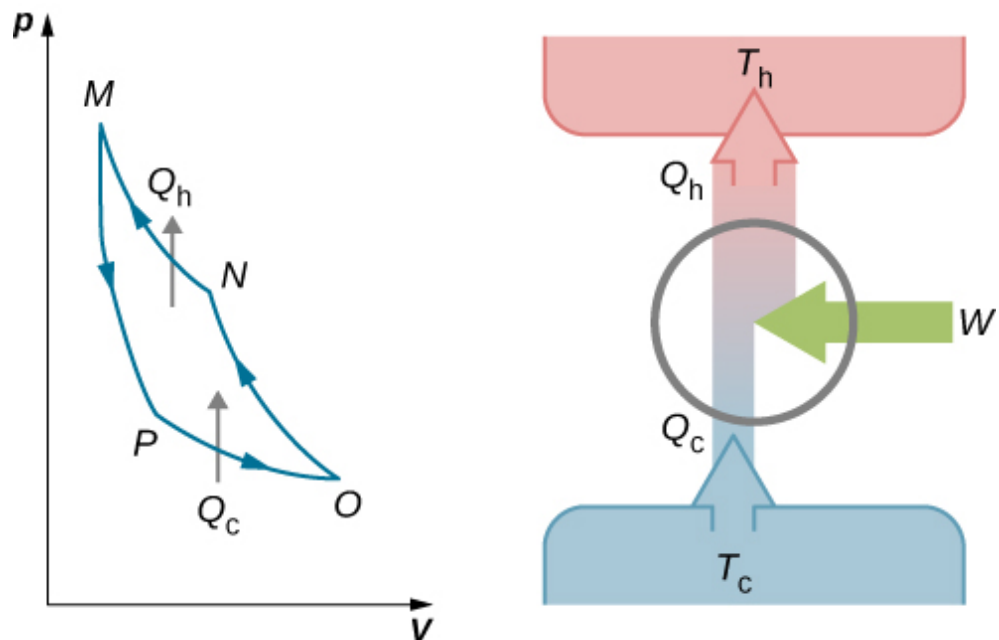
2.2 Carnot-prosessi

Carnot-kierron kehittäjänä pidetään ranskalaista insinööriä Sadi Carnot'ta, joka kiinnostui kokeellisten lämpökoneiden tekniikasta 1820-luvulla. Ideana oli siirtää lämpöä (höyryä/kaasua) säiliöstä toiseen (Q_h), jolloin kaasu tekee työtä (W), tuottaen tehoa moottorille. Samalla höyry luovuttaa lämpöä ja tiivistyy jälleen nesteeksi (Q_c), joka johdetaan takaisin alkupisteeseen (kuva 4). Tällä tavoin toimivaa konetta kutsutaan Carnot-koneeksi (eng. Carnot-engine). (6, luku 4.5)



Kuva 4. Carnot-kierto (6).

Lämpöpumppujen ja kylmälaitosten toimintaperiaatteessa Carnot-kierto on käännetty toisin päin, jolloin systeemiin tuodaan työtä (W) ja aine lämpenee (kuva 5).

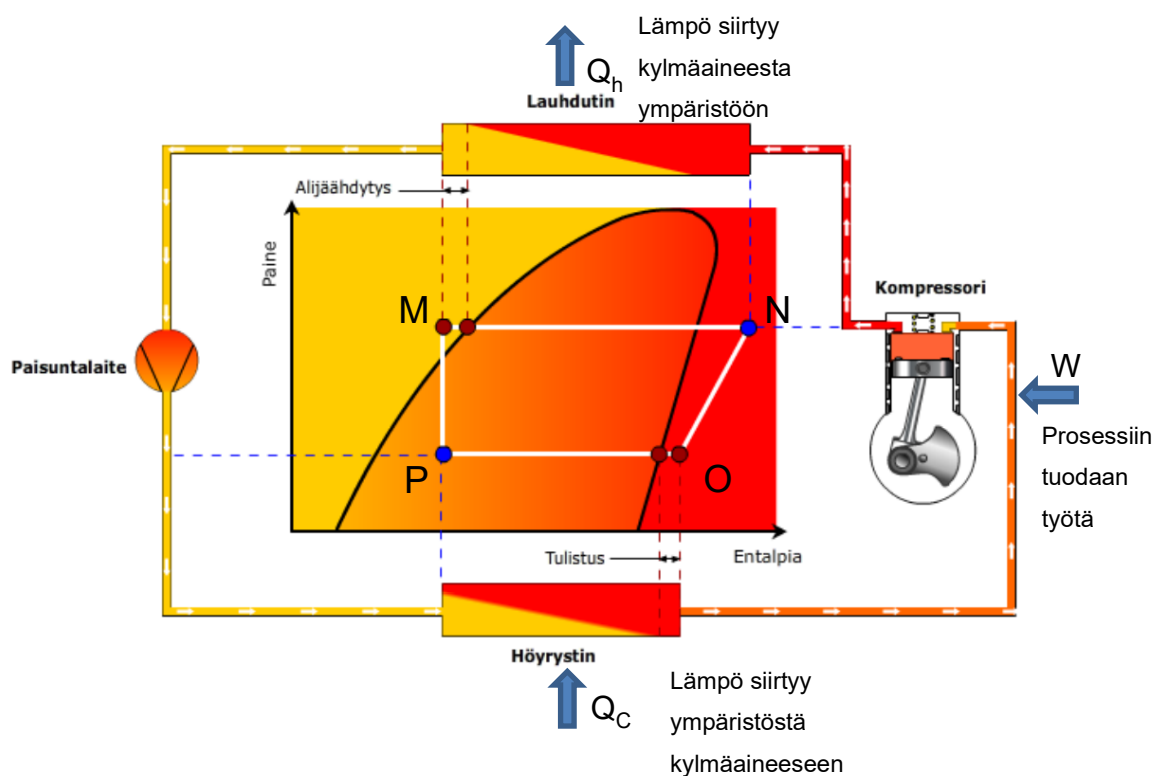


Kuva 5. Käännetty Carnot-kierto (6).

2.3 Lämpöpumppu

Termodynamiikan 2. pääsäännön mukaan lämpö siirtyy aina luonnostaan korkeammasta lämpötilasta matalampaan lämpötilaan, mitä hyödynnetään kylmäprosessissa. Kylmäaineiden tärkein ominaisuus on sen alhainen kiehumislämpötila (höyrystymislämpötila), useimpien kylmäaineiden kiehumispiste on -20 °C :n alapuolella normaali-ilmakehän paineessa (atm).

Aineen olomuodon muutos vaatii energiaa, mikä tehostaa kylmäprosessin toimintaa, sillä kylmäaine sitoo höyrystyessään kaiken energian itseensä. Lauhtuessaan kylmäaine luovuttaa ympäristöön saman määrän energiaa, jota siihen on sitoutunut. Kuvassa 6 näkyvät kylmäkoneikon/lämpöpumpun toimintapisteeset sekä käännteinen Carnot-kierro tuotuna log p,h -piirroksessa (2).



Kuva 6. Lämpöpumpun toiminta log p,h -piirroksessa (2).

Höyrytimessä lämpöenergia siirtyy ympäristöstä kylmäaineeseen vakio-
paineessa (Q_c). Höyrytimen lopussa kaikki kylmäaine on höyrytynyt kaasuksi,
joka tulistuu ja sen lämpötila kasvaa hieman.

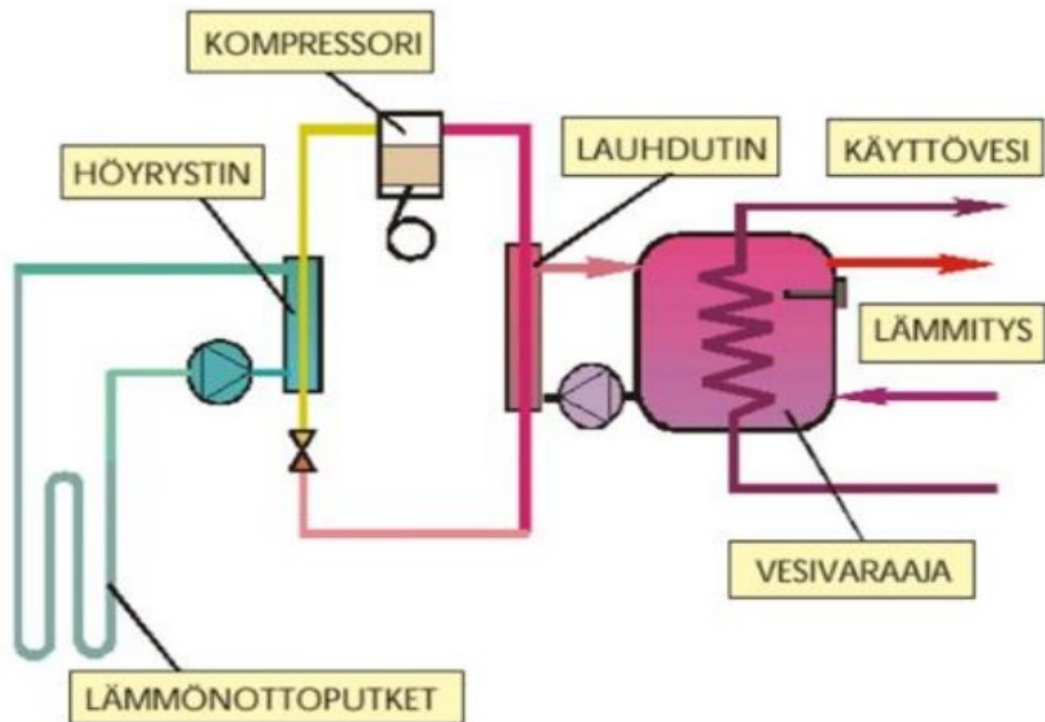
Kompressorin tuo prosessiin työtä (W), eli imee kylmäainetta ja puristaa sen kor-
keaan paineeseen ja lämpötilaan, kylmäaine tulistuu edelleen kompressorissa.

Kompressorin jälkeen kuumakaasu eli kuuma kylmäaine siirtyy lauhduttimelle,
jossa se luovuttaa siihen sitoutuneen lämpöenergian ympäristöön (Q_h). Kylmä-
aine lauhduttaa höyrytymisen tavoin vakio-
paineessa. Lauhduttimessa kaasuun si-
toutunut lämpöenergia siirtyy ympäristöön, ja kylmäaine alkaa taas tiivistyä nes-
teeksi. Lauhduttimen lopussa kaikki kylmäaine on nestettä. Jos nesteestä vielä
otetaan lämpöä, se alijäähtyy. Kylmäainetta alijäähdyttämällä saadaan kasva-
tettua höyrytymis- ja lauhdumistehoa, mikä kasvattaa järjestelmän hyötysuh-
detta, sillä kompressorin sähköteho ei muutu.

Alijäähtynyt kylmäaine johdetaan paisuntaventtiilille, joka laskee kylmäainetta
paineen höyrytymislämpötilaa ja -painetta vastaavalle tasolle ja prosessi alkaa
alusta.

3 Maalämpöpumppu

Maalämpöpumppua voidaan käyttää monipuolisesti eri lämmitysjärjestelmien
yhteydessä. Omakotitalojen kokoluokassa yleisin maalämpöpumpun yhtey-
dessä käytettävä lämmitysmuoto on lattialämmitys. Lattialämmityksen etuna on
sen tuottama tasainen lämmitysteho koko lattia-alalla sekä matala menoveden
lämpötila (20–40 °C), jota maalämpöpumppu pystyy tuottamaan hyvällä hyöty-
suhteella. Maalämpöpumppua voidaan käyttää myös patterilämmityskohteissa,
sekä käyttöveden tuotannossa. Käyttöveden ja patterilämmityksen lämmityk-
sessä lämpöpumpun hyötysuhde huononee, sillä tuottolämpötilat ovat korkeam-
pia, mutta liuoslämpötila säilyy samana. Kuvassa 7 on esitetty periaatekuva
maalämpöpumpun käytöstä esimerkiksi omakotitalossa.



Kuva 7. Maalämpöpumpun periaate (7).

3.1 Maa- ja kallioperä lämmönlähteenä

Omakotitalokokoluokassa maalämpöpumpun lämmönlähteenä on lähes yksinomaan maa- ja kallioperä, sillä muista lämmönlähteistä (esim. poistoilma) saatavan energian määrä on pientä ja niiden käyttö kasvattaa investointikustannuksia suhteettomasti.

Maalämpöpumpussa kylmäaineprosessiin tuotava energia otetaan maasta lämmönkeruuputkilla. Maahan porataan yksi tai useampi reikä, järjestelmän tehon mukaan. Yhden reiän syvyys on yleensä 80–300 metriä. Reikään upotetaan kollektoriputket, jossa kiertää vesietanoliseos. Seoksen jäätymispiste on $\sim -18\text{ }^{\circ}\text{C}$, sillä usein lämpöpumpulta maahan palaava neste on jäähtynyt muutaman asteen verran pakkasen puolelle. Talvisin myös maasta tulevan keruunesteen lämpötila saattaa olla alle $0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Kollektoriputket voidaan myös asentaa pintamaahan, noin metrin syvyyteen. Putkien etäisyyden toisistaan tulee olla vähintään 1,5 m, jotta ympäröivästä maasta saadaan riittävästi energiaa. Yhden lenkin maksimipituus on noin 400 m. Maapiirin etu lämpökaivoon verrattuna on, että se palautuu kesän aikana, kun taas lämpökaivon lämpötila laskee ajan kuluessa. Jos lämpökaivo on alimitoitettu, se saattaa jäättyä, eikä siitä saada enää riittävästi energiaa. Maapiirin huono puoli on sen riippuvuus maaperän laadusta; kosteasta savimaasta saa putkimetriä kohden yhtä paljon energiaa kuin lämpökaivostakin, mutta hiekka- ja kamaassa Etelä-Suomessa metriä kohden saatava energia on noin puolet porakaivoon verrattuna, Pohjois-Suomessa se jää kolmannekseen. (8) Lisäksi maapiiri vaatii suhteellisen paljon kaivettavaa pinta-alaa. Varsinkin suurissa kiinteistöissä ainoaksi vaihtoehdoksi jää porakaivo.

3.2 Maalämpöpumpun muut lämmönlähteet

Maalämpöpumpun yksi suurista hyödyistä on sen hybridijärjestelmiin kytkennän helppous. Maaliuosneste toimii tehokkaana lämmönsiirtoaineena eri järjestelmien välillä, ja sitä voidaan myös käyttää monipuolisesti jäähdytyksessä ja lämmöntalteenottojärjestelmissä.

3.2.1 Vesistökeruupiiri

Yksi vaihtoehto on asentaa lämmönkeruuputkisto veteen, sillä vedestä saadaan hyvin lämpöenergiaa. Vesistöihin asennettavien keruuputkistojen käyttöönotto voi olla haastavaa, sillä asennukseen tarvitaan aina lupa vesialueen omistajalta sekä mahdollisesti aluehallintovirastolta, mikä voi olla ongelmallista. (8)

3.2.2 Poistoilma

Poistoilman lämmöntalteenotto maalämpöpumpun lämmönlähteenä on yleistynyt viime vuosina. 1960–1990-luvuilla rakennetuissa kiinteistöissä ilmanvaihtona on toiminut pääasiassa koneellinen poistoilma; katolla on puhallin, joka imee poistoilman huoneistoista ja puhaltaa sen katolle. Korvausilma tulee

raitisilmaventtiilien kautta suoraan huoneistoihin. Tällöin sisään tuleva ilma lämmitetään täysin lämmitysjärjestelmällä ja sama ilma puhalletaan ulos noin 23-asteisena, mikä tarkoittaa, että jopa 35–45 % kiinteistön lämmitysenergiasta menee poistoilman mukana hukkaan. Poistoilmasta talteen otettavalla lämpöenergialla saadaan jopa 40 %:n säästö lämmityskustannuksissa. (9)

3.2.3 Lauhdelämpö

Kaupan kylmälaitteet tuottavat lauhdelämpöä, joka monesti vain ajetaan ulkoilmaan. Maalämpöpumpun yhdistäminen kylmäkoneiden lauhdelinjaan on tehokas tapa säästää energiaa. Lauhdelämpö voidaan ajaa varaajaan, josta maalämpöpumppu ottaa lämpöenergian ja siirtää sen lämmitykseen ja käyttöveteen. Kylmäkoneiden lauhdelämmön suhteellisen korkea lämpötila (n. 30 °C) parantaa lämpöpumpun energian tuoton hyötysuhdetta huomattavasti.

3.2.4 Jätevesi

Tuorein innovaatio lämmönlähteiden kehityksessä on jäteveden lämmöntalteenotto. Etenkin asuinkiinteistöissä jäteveden määrä on huomattava. Jäteveden lämpötila on keskimäärin 26 °C, mikä tarkoittaa, että siitä voidaan saada huomattavasti lämpöenergiaa talteen maalämpöpumpulla (10, s. 12). Jäteveden lämmöntalteenottojärjestelmä on vaikeampi rakentaa kuin edellä mainitut, mutta oikein suunniteltuna ja rakennettuna sen potentiaali lämmönlähteenä on varteenotettava.

3.3 Jäähdytys maalämpöpumpulla

3.3.1 Jäähdytys omakotitaloissa

Omakotitaloissa voidaan kesäisin käyttää ilmalämpöpumpun sijasta keruuliusta huoneilman viilennykseen. Maaliuosnesteiden lämpötila on niin matala, että sitä voidaan ajaa suoraan jäähdytyskonvektorille. Konvektorissa keruuliuksen lämpötila nousee huoneilman vaikutuksesta. Tällöin jäähdytyksestä välillisesti

saatavaa energiaa voidaan käyttää lämpökaivon ”lataamiseen”, eli lämmennyt neste ajetaan takaisin lämpökaivoon, jolloin lämpökaivon lämpötila nousee. Lämpimämpi keruuneste johtaa lämpöpumpun parempaan hyötysuhteeseen.

3.3.2 Jäähdytys kiinteistöissä

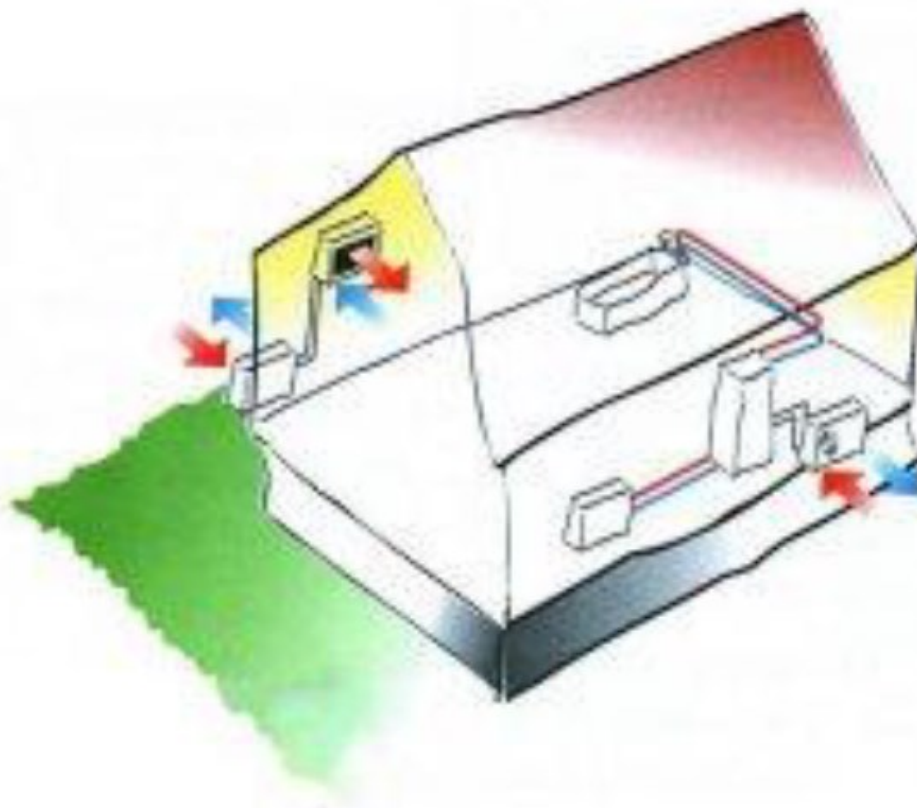
Maalämpöpumppua voidaan käyttää kiinteistöjen jäähdytysjärjestelmissä joko passiivi- tai aktiivijäähdytyksessä. Keruupiirin yhteyteen asennetaan eristetty varaaja, jossa keruuliuosta kierrätetään. Varaajan jälkeen asennetaan lämmönsiirrin, jonka toisella puolella kiertää jäähdytysverkoston neste (vesi tai glykoli). Jäähdytysverkosta palaavan lämmenneen nesteen energiaa voidaan käyttää kesäisin tehokkaasti esimerkiksi käyttöveden lämmityksessä. Vaihtoehtoisesti neste voidaan ajaa takaisin maahan ja ladata lämpökaivoa, jolloin lämpöpumppu tuottaa lämpöenergiaa paremmalla hyötysuhteella.

Jos jäähdytysjärjestelmän tehon tarve on suurempi kuin lämpökaivosta saatava jäähdytysteho, voidaan maalämpöpumppua käyttää aktiivisena jäähdyttimenä. Tällöin jäähdytysvaraajalta tuleva neste viilennetään höyrystimellä ja ajetaan takaisin varaajaan. Aktiivijäähdytyksessä maalämpöpumppu tuottaa samalla lämpöä, jolla voidaan lämmittää kiinteistöä, käyttövettä tai vaihtoehtoisesti ajaa lämmönsiirtimeen kautta lämpökaivoihin.

4 Ilma-vesilämpöpumppu

IVLP:ssa höyrystinpiiriin tuotava energia otetaan lämmönvaihtimen kautta ulkoilmasta, jopa -25 °C :n ulkolämpötilassa. Ilma-vesilämpöpumpun etuna on, että sillä pystyy tuottamaan lämmintä vettä hyvällä hyötysuhteella kesäaikaan. Samaa tapaan sen haittana ovat talven alhaiset ulkolämpötilat, jolloin se tuottaa lämpöä huonommalla hyötysuhteella ja usein tarvitsee avuksi sähkövastusta, koska kompressorin tuottoteho laskee. Ulkolämpötilan laskiessa lämmityksen menoveden lämpötilan tulee kasvaa ja toisaalta ilmasta saatava energiamäärä vähenee; suurempi lämpötilaero heikentää lämpöpumpun hyötysuhdetta. (11)

Ilma-vesilämpöpumpussa on kaksi pääkomponenttia; ulkoyksikkö ja sisäyksikkö. Ulkoyksikössä on puhallin, lämmönsiirtokenno ja kompressor. Kompressorin tuottama lämpö siirretään ulkoyksiköstä sisäyksikköön, jossa sijaitsee varaaja sekä lämmönjakoon tarvittavat komponentit (kuva 8).



Kuva 8. Ilma-ilma- ja ilma-vesilämpöpumpun toimintaperiaate omakotitaloon asennettuna (7).

Ilma-vesilämpöpumppuja on kahdenmallisia: split ja monoblock. Ne eroavat toisistaan vain hieman. Split-mallissa kylmäaine kulkee ulkoyksikön ja sisäyksikön välillä, kun taas monoblock-mallissa kylmäainepiiri on suljettu ulkoyksikköön ja ulko- ja sisäyksikön välillä kiertää vesi.

Ilma-vesilämpöpumput sopivat erityisesti omakotitaloihin Etelä-Suomen leutoihin ilmasto-olosuhteisiin ja kiinteistöihin, joissa ei syystä tai toisesta voida porata maalämpökaivoa. Ilman pienen energiasisällön (ominaislämpökapasiteetti 1 kJ/kgK) takia ilma-vesilämpöpumpun edut verrattuna maalämpöön jäävät

vähäisiksi (keruunesteen ominaislämpökapasiteetti n. 4,27 kJ/kgK). Lisäksi ulkoilman alhainen lämpötila heikentää hyötysuhdetta verrattuna maalämpöpumppuun. Suurissa kiinteistöissä ulkoyksiköiden lämmönsiirtopinta-alaa joudutaan kasvattamaan huomattavasti, mikä lisää puhallinyksiköiden määrää sekä niiden aiheuttaman äänen kasvua.

5 Hyötysuhde

Lämpöpumppujen tärkein ominaisuus on suuri lämpökerroin eli hyötysuhde, eli niiden tuottama energia suhteessa käytettyyn sähköenergiaan. Hyötysuhteen voi laskea monella eri tavalla, riippuen tarkasteltavan prosessin käyttötarkoituksesta sekä tarkasteluajanjaksosta. Yleisesti vuotuinen lämpökerroin lasketaan kaavan 1 mukaan jakamalla lämpöpumpulla vuodessa tuotettu lämpö Q lämpöpumpun vuoden aikana kuluttamalla sähköllä W (12).

$$\varphi = \frac{Q}{W} \quad (1)$$

φ	on hyötysuhde, -
Q	on tuotettu lämpöenergia, kWh
W	on kulutettu sähköenergia, kWh

5.1 COP

COP-luku kertoo lämpöpumpun hetkellisen hyötysuhteen standardin mukaisissa olosuhteissa. Lämpökerroin muuttuu liuos- ja lauhdelämpötilojen mukaan. Lauh- tumislämpötilan laskiessa tai höyrystymislämpötilan noustessa COP kasvaa (12). Lämpöpumpun suurinta mahdollista lämpökerrointa kutsutaan Carnot-lämpökertoimeksi ja se lasketaan kaavalla 2 (12). Lämpökertoimen laskennassa lämpötilojen arvot ovat aina kelvineinä (K).

$$COP_{\varphi} = \frac{T_l}{T_l - T_h} \quad (2)$$

COP_{ϕ} on Carnot-lämpökerroin
 T_h on höyrystymislämpötila, K
 T_l on lauhtumislämpötila, K

Carnot-prosessia ei voida toteuttaa lämpöpumpuissa, sillä kompressorit eivät kykene puristamaan neste-höyryseosta. Siksi se on korvattu kylmäteknisellä kiertoprosessilla, jossa kompressori puristaa ainoastaan tulistunutta höyryä. Tämä aiheuttaa häviöitä sekä lämpökertoimen heikkenemistä, mikä otetaan huomioon lisäämällä ideaalisuuskerroin kaavassa 3 (12).

$$COP = \eta_c \cdot \left(\frac{T_l}{T_l - T_h} \right) \quad (3)$$

η_c on Ideaalisuuskerroin, 0.4...0.7

5.2 SCOP

SCOP-lukua käytetään kuvattaessa lämpöpumpun lämmityskauden vuotuista hyötysuhdetta. Vuosihyötysuhteessa ei oteta huomioon käyttöveden tuottoa, vaan ainoastaan lämmitykseen tuotettu ja käytetty energia.

SCOP-arvo ilmoitetaan standardin EN 14825 mukaan. Standardissa on määriteltä kolme ilmastovyöhykettä: lämmin ilmasto (Ateena), keski-ilmasto (Strasbourg) ja kylmä ilmasto (Helsinki). Lisäksi laskennassa käytetään kahta menoveden mitoituslämpötilaa: 35 °C (lattialämmitys) ja 55 °C (patterilämmitys). SCOP on täysin laskennallinen arvo, eikä sitä voi käyttää kiinteistökohtaisissa energiansäästölaskelmissa.

5.3 SPF

SPF-lukua käytetään kertomaan laitteen todellinen vuotuinen hyötysuhde, sillä siinä otetaan huomioon myös käyttöveden tuotanto ja kiertovesipumppujen ym. apulaitteiden sähkönkulutus. SPF-luku voidaan laskea erikseen käyttövedelle ja lämmitykselle; yhdistetty SPF-luku lasketaan kaavalla 4. (13, s.12–13)

$$SPF_{tilat+LKV} = \frac{Q_{LP,lämmitys}}{W_{LP} + W_{apu}} \quad (4)$$

$Q_{LP,lämmitys}$	on rakennuksen tilojen ja käyttöveden vuotuinen lämmitysenergian kulutus, joka voidaan tuottaa lämpöpumpulla, kWh
W_{LP}	on lämpöpumpun vuotuinen sähkönkulutus tilojen ja käyttöveden lämmityksessä, kWh
W_{apu}	on lämpöpumpun apulaitteiden vuotuinen sähkönkulutus (tilat ja LKV), joka ei sisälly lämpöpumpun lämpökertoimen mitattuihin arvoihin, kWh

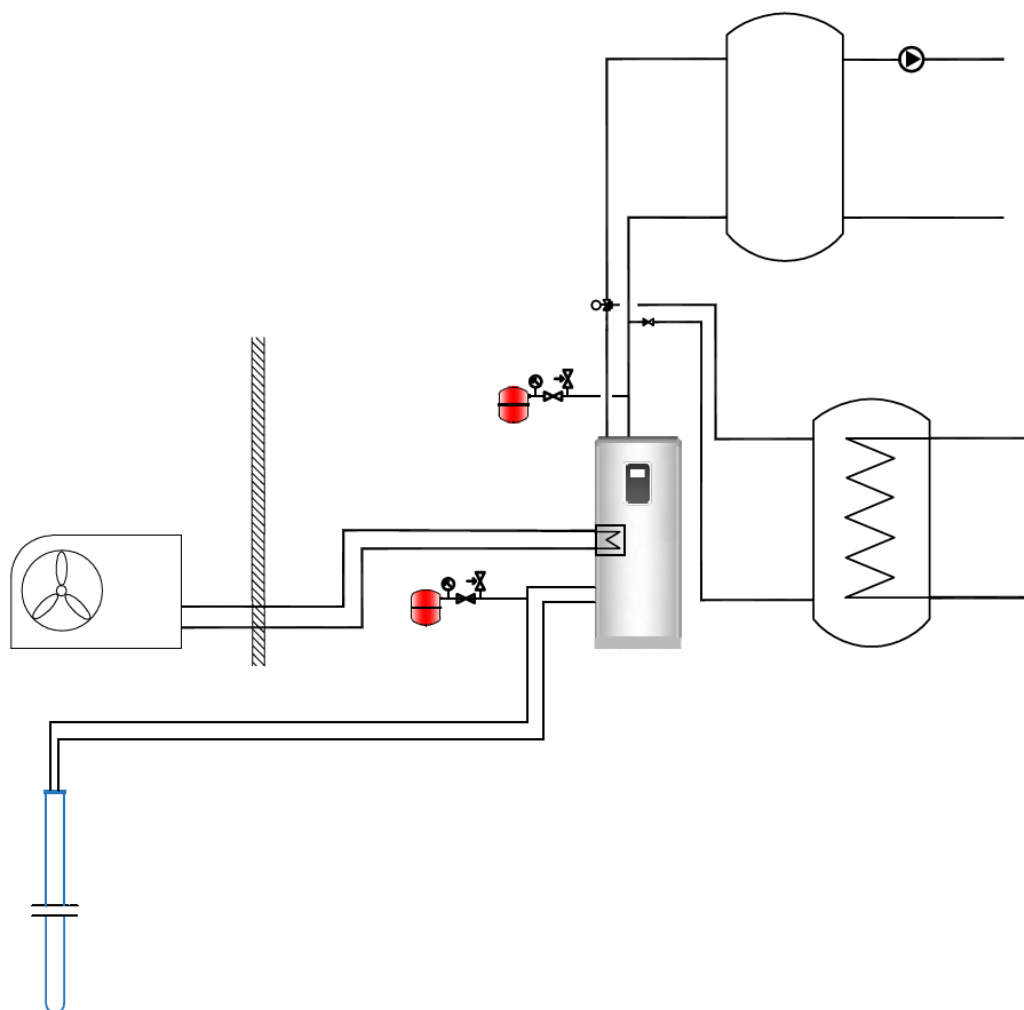
6 Kombinaatiot

Ilma-vesilämpöpumpun voi yhdistää maalämpöpumpun kahdella eri tavalla: omana yksikkönään MLP:n rinnalla tai maaliuospiirin esilämmittäjänä. Näiden lisäksi pelkkä ilma-vesilämpöpumpun puhallinyksikkö (puhallin ja höyrystin) voidaan yhdistää keruupiiriin esilämmittimeksi, jotta tuloksia ja kombinaatioiden hyödyllisyyttä voidaan verrata paremmin.

6.1 Ilma-vesilämpöpumppu maalämpöpumpun rinnalla

Ilma-vesilämpöpumpun hyödyt tulevat esiin kesäaikana, kun höyrystinpiirin lämpötilat ovat korkeampia kuin maaliuosnesteellä. Tällöin etenkin käyttöveden tuotannon hyötysuhde on korkeampi kuin maalämmöllä tuotettuna. Teoreettisella tasolla IVLP:n tuotto on korkeampi kuin maalämmöllä, aina ($\sim 0^\circ \text{C}$) ulkolämpötiloihin. Hyötysuhteeseen vaikuttaa kuitenkin heikentävästi IVLP:n vaatimat sulatusjaksot, joihin se käyttää joko sähkövastusta tai lämmityspiirin energiaa. Etenkin matalissa lämpötiloissa ja kosteissa olosuhteissa ilmasta kondensoituu runsaasti vettä, joka jäätyy höyrystimeen.

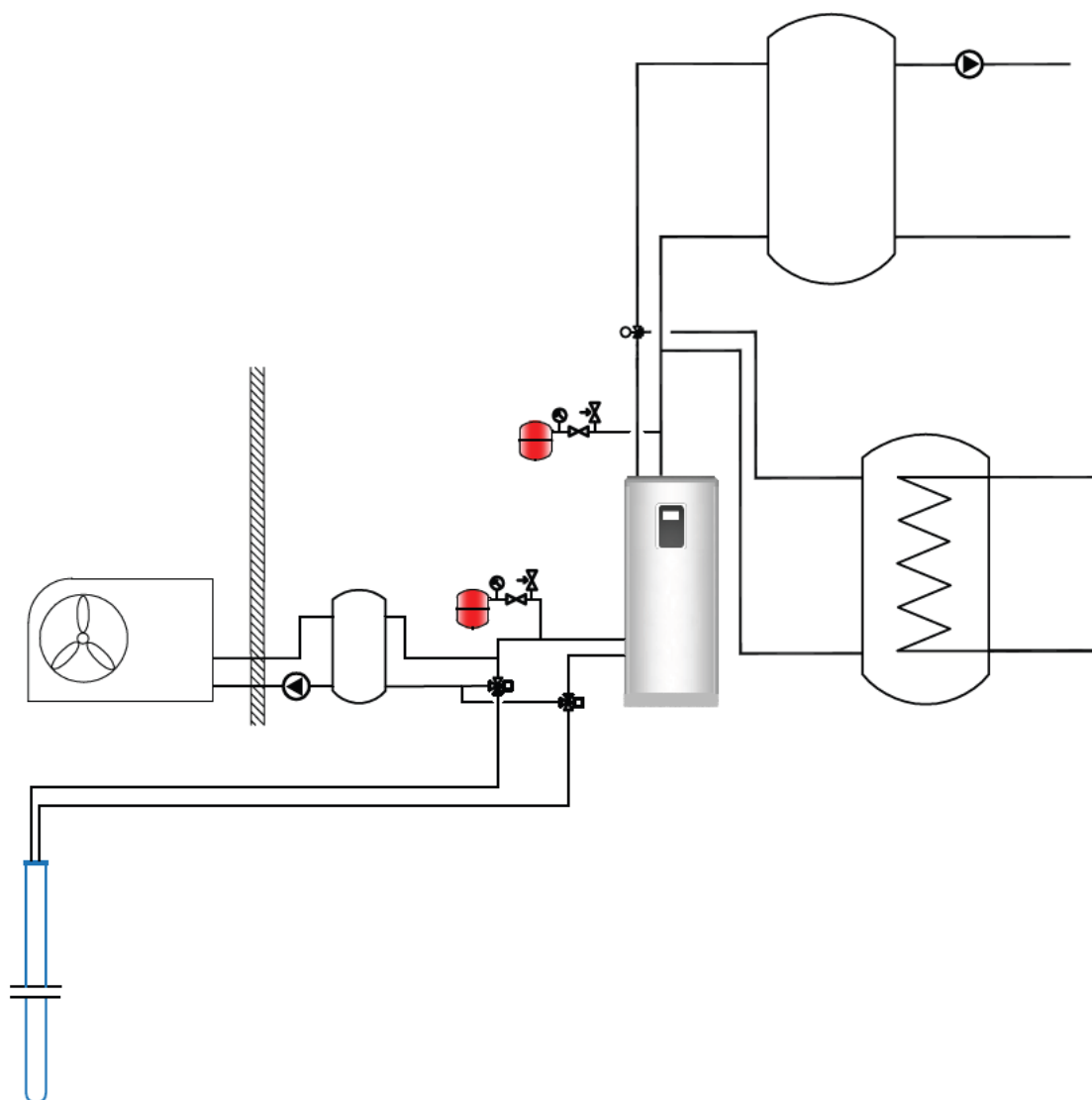
Kuvan 9 kytkennässä kylmäaine kulkee sisä- ja ulkoyksikön välillä ja siirtää lämmönvaihtimen kautta energian lämmitysverkostoon. Teoriassa laitteiden yhteensovittaminen on suhteellisen yksinkertaista; suurin työ on saada laitteisto toimimaan ohjelmallisesti oikein.



Kuva 9. Periaatekuva IVLP:n kytkennästä maalämpöpumppuun.

6.2 IVLP keruuliuksen esilämmittäjänä

Yksi tapa esilämmittää keruuliuosta on johtaa ilma-vesilämpöpumpulla tuotettava lämmitysenergia lämmönsiirtimen kautta keruuliukseen (kuva 10). Tällöin keruuliuosta voitaisiin lämmittää myös ulkoilman ollessa alle 0 °C, toisin kuin pelkällä puhallinyksiköllä, jonka toiminta joudutaan lopettamaan jo ulkoilman ollessa keruuliuksen lämpötilatasoilla. Erona puhallinyksikköön IVLP käyttää kompressoria eli ts. sähköä, mikä täytyy ottaa huomioon hyötysuhdetta laskettaessa.



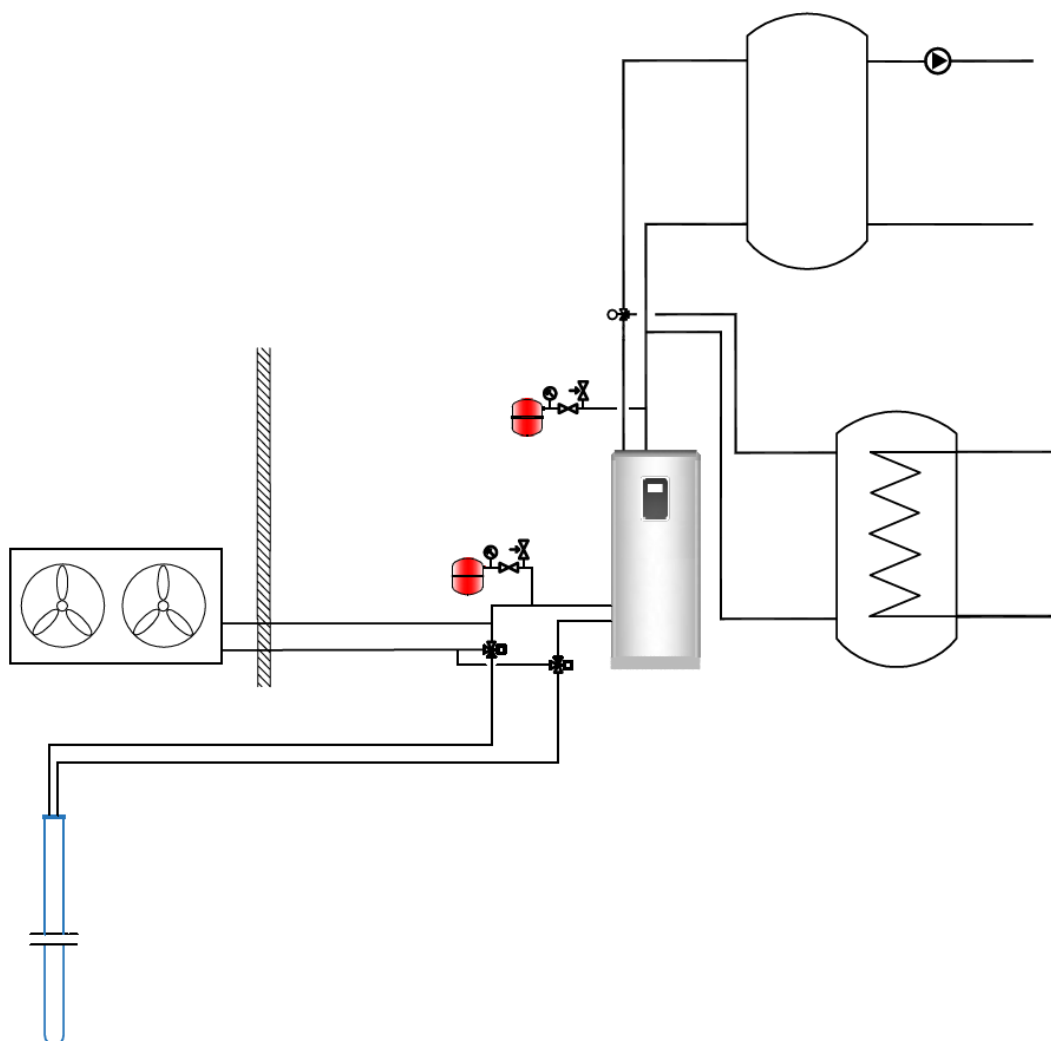
Kuva 10. Periaatekuva, kun monoblock-ilma-vesilämpöpumppua käytetään lämmönkeruuliuksen lämmittämiseen.

Tässä vaihtoehdossa kytkentätapoja on kaksi. Kuvan 10 mukaisesti liuos kiertää ulkoyksiköllä, jolloin kyseessä on ns. monoblock-kytkentä, eli kylmäainepiiri on suljettuna ulkoyksikköön. Toisessa tavassa keruuliuos kulkee lämmönjakohuoneessa olevan erillisen lämmönsiirtimen kautta; tällöin kylmäaine kiertää ulkoyksikön ja lämmönsiirtimen välillä. Energiatehokkuuden kannalta kytkentätapojen välillä ei ole juurikaan eroja, mutta jälkimmäisessä tapauksessa asennukseen tarvitaan putkimiehen lisäksi myös kylmälaiteasentajaa. Ensimmäisen tavan huono puoli on keruuliuksen kierto rakennuksen ulkopuolella, minkä vuoksi

nesteen pakkasenkestävyyden tulee olla parempi kuin tavanomaisen lämmönkeruunesteen, jolla kestävyys on noin -17 °C , esim. Altia Naturet.

6.3 Puhallinyksikkö keruuliuoksen esilämmittäjänä

Poistoilmasta voidaan tutkitusti ottaa lämpöenergiaa talteen ja näin parantaa laitteen hyötysuhdetta sekä vähentää lämpökaivometrejä. Joskus poistoilmasta ei saada kuitenkaan energiaa riittävän tehokkaasti. Tällöin yksi mahdollisuus on ottaa lämpöenergiaa ulkoilmasta. IVLP toimii juuri sillä tavoin, mutta siinä energia siirtyy ilmasta kylmäaineeseen ja kompressorin avulla lämmitykseen. Tässä tapauksessa kylmäainepiiri jätetään pois ja energia siirtyy suoraan ilmasta puhallinyksiköllä kiertävään lämmönkeruunesteeseen (kuva 11).



Kuva 11. Periaatekuva, keruuliuosta kierrätetään puhallinyksikön kautta.

Keruuliuksen esilämmityksen periaatteena on johtaa maasta tuleva keruuliuos ulkona olevalle puhallinpatterille, jossa neste lämpenee ulkoilman vaikutuksesta, minkä jälkeen lämmennyt neste johdetaan höyrystimeen. Kesäaikana liuosta voidaan myös ajaa pelkästään puhallinpatterille, jolloin lämpimämmällä liuksella saadaan nostettua käyttöveden tuotannon hyötysuhdetta. Lisäksi puhallinpatteri lataa osittain myös lämpökaivoa, mikä nostaa lämpökaivon lämpötilaa ja näin ollen parantaa lämmityskaudella lämpöpumpun lämpökerrointa; vrt. aurinkolämpö. (14, s.28)

7 Laskenta

7.1 Lämmöntarpeen laskenta

Laskennassa tutkitaan kolmen erityyppisen rakennuksen lämmityksen ja käyttöveden tuotantoa: 134 m²:n omakotitalo, 2 000 m²:n kerrostalo sekä 2 700 m²:n toimistorakennus. Rakennusten oletetaan olevan rakennettu 2010-luvun jälkeen, ja niiden energiankulutus vastaa ympäristöministeriön asetuksen 1010/2017 mukaisia arvoja (Taulukko 1, tyyppi D1). Laskelmissa otetaan huomioon myös rakennuksen keskimääräinen käyttöveden kulutus, mikä on olennaista lämpöpumpun SPF-lukua laskettaessa.

Taulukko 1. Rakennusten ryhmittely rakentamisvuoden ja energiatehokkuuden perusteella (15, s. 54).

Tyyppi	Rakennusvuosi (ja energiatehokkuus)
A	ennen 1960
B	1960–1979
C1	1980–2000
C2	2001–2010
D1	2010– (perustaso, täyttää rakentamismääräyskokoelman D5 vaatimukset)
D2	2010– (matalaenergia)
D3	2010– (erittäin matala/passiivitalo)

7.1.1 Lämmitys

Energiankulutuksen lähtöarvot lasketaan kertomalla huipputeho huipun käyttöajalla, joka on asuinrakennuksissa 2 500–3 000 h/vuosi ja toimistorakennuksissa 1 500–2 500 h/vuosi (12). Toteutuneiden lämmöntarvelukujen laskennassa eri paikkakunnilla tulokset usein normeerataan Jyväskylään, jonka arvot ovat lähellä Suomen keskimääräisiä arvoja, joten laskennassa käytettävät tunti-kohtaiset ulkolämpötilat ovat myös Jyväskylän lämpötilavyöhykkeen (säävyöhyke III) mukaisia (16). Laskennassa ei oteta huomioon jäähdytyksen tuomaa lämpötilan nousua liuospiirissä, sillä kaikissa vertailutapauksissa käyttöveden lämmitykseen kesäaikana käytetään lämmintä ulkoilmaa.

Lähtötiedoissa olevat huipputehon arvot sisältävät sekä tilojen että ilmanvaihdon arvot. Kuitenkin tuntikohtaisissa menoveden lämpötilalaskelmissa käytetään erillisiä arvoja Φ_{tilat} sekä Φ_{IV} , sillä tilojen lämmitys tapahtuu lattialämmityksellä, jonka menoveden maksimilämpötila on matalampi ($t_{\text{mv,LL,max}} = 40^{\circ}\text{C}$) kuin ilmanvaihdon lämmityspatterin menovedellä ($t_{\text{mv,IV,max}} = 55^{\circ}\text{C}$).

7.1.2 Ilmanvaihto

Sisäilman lämpötila on asuinrakennuksissa 21°C ja toimistorakennuksissa $21,5^{\circ}\text{C}$. Tilojen ja ilmanvaihdon lämmitys lopetetaan ulkoilman ollessa 17°C ($T_{\text{mv,min}} = 20^{\circ}\text{C}$), sillä rakennuksen sisäisten lämpökuormien (ihmiset ja sähkölaitteet) sekä ulkoisten (aurinko) oletetaan lämmittävän huoneilman lämmityksen asetusarvoon asti. (15, Liite A, s.12)

Ilmanvaihdon lähtötietoja rakennukselle ei ole annettu, joten laskennassa käytetään ympäristöministeriön ohjeita. Oppaassa asuinrakennusten ilmanvaihdon mitoitukseen (17, s. 5) määritellään ulkoilmavirta seuraavasti:

koko asuinpinta-alaa kohden laskettu ulkoilmavirta on vähintään $0,35 \text{ dm}^3/\text{s}/\text{m}^2$ (vastaa ilmanvaihtokerrointa $0,5 \text{ l/h}$ $2,5 \text{ m}$ huonekorkeudella)

sekä oppaassa ilmanvaihdon mitoitukseen muissa kuin asuinrakennuksissa (18, s. 8):

Yleensäkin ilmanvaihto mitoitetaan henkilömäärän perusteella, kuitenkin siten, että ulkoilmavirta on vähintään $1 \text{ dm}^3/\text{s}/\text{m}^2$.

Tässä tapauksessa rakennusten henkilömäärää eikä käyttöastetta ole määritetty, joten laskennassa käytetään laskentaopasta tarpeenmukaisen ilmanvaihdon huomioimiseen E-luvun laskennassa (19, s. 16–18). Oppaassa on huomioitu rakennusten keskimääräiset käyttöasteet, sekä toimistorakennusten tapauksessa myös sisäilman CO_2 -pitoisuudet. Tällöin ilmanvaihdon mitoitusarvona käytetään vuotuista keskiarvoa asuinrakennuksille $0,50 \text{ dm}^3/\text{s}/\text{m}^2$ sekä toimistorakennuksille $1,58 \text{ dm}^3/\text{s}/\text{m}^2$.

Iltanvaihdon lämmityksen mitoitusaste lasketaan kaavalla 5 (8). Tuloilman lämpötilan asetusravona käytetään $18 \text{ }^\circ\text{C}$:ta.

$$\Phi_{\text{lämmitys,iv}} = q_v \cdot \rho \cdot c_{p,\text{ilma}} \cdot (t_{sp} - t_{LTO}) \quad (5)$$

$\Phi_{\text{lämmitys,iv}}$	on ilmanvaihdon mitoitusaste, kW
q_v	on mitoitusilmavirta, m^3/s
ρ	on ilman tiheys, $1,2 \text{ kg}/\text{m}^3$
c_p	on ilman ominaislämpökapasiteetti, $1 \text{ kJ}/\text{kg}^\circ\text{C}$
t_{sp}	on sisäänpuhallusilman lämpötila, $^\circ\text{C}$
t_{LTO}	on ilman lämpötila lämmöntalteenoton jälkeen, $^\circ\text{C}$

Rakennusten ilmanvaihto suunnitellaan tasapainoiseksi, joten laskennassa oletetaan tulo- ja poistoilmavirtojen olevan samansuuruiset; tällöin lämmöntalteenoton jälkeinen ilman lämpötila voidaan laskea kaavalla 6. Nykyisten ilmanvaihtokoneiden lämmöntalteenoton lämpötilahyötysuhde on 50–90 %. Laskennan helpottamiseksi kaikkien rakennustyyppien koneiden hyötysuhteen oletetaan olevan 60 %.

$$t_{LTO} = \eta_{LTO} \cdot \theta_0 + t_u = \eta_{LTO} \cdot (t_p - t_u) + t_u \quad (6)$$

η_{LTO}	on lämmöntalteenoton lämpötilahyötysuhde, 0,6
θ_0	on lämpötilaero LTO-siirtimessä, $^\circ\text{C}$

t_p on poistoilman lämpötila, °C
 t_u on ulkoilman lämpötila, °C

Poistoilman arvona käytetään 22 °C: ta. Jyväskylän lämpövyöhykkeen mitoitusulkolämpötila on –32 °C.

7.1.3 Käyttövesi

Lämpimän käyttöveden kulutus vaihtelee rakennustyyppin mukaan, eikä sitä ole tässä tapauksessa mitattu, joten energiankulutuksen Q_{lkv} (kWh/vuosi) arviointiin käytetään Motivan ohjetta (kaava 7).

$$Q_{lkv} = 58 \cdot V_{lkv,omin} \cdot A \quad (7)$$

58 on veden lämmittämiseen (lämpötilan muutos 50°C) tarvittava energia vesikuutiota kohden, kWh/m³
 $V_{lkv,omin}$ on kulutettu lämpimän käyttöveden määrä bruttoalaa kohti, m³/brm²/vuosi
 A on rakennuksen pinta-ala, m²

Lämpimän käyttöveden kulutuksen oletusarvot ovat asuinrakennukselle 0,6 m³/brm²/vuosi ja toimistorakennukselle 0,1 m³/brm²/vuosi (20). Taulukossa 2 on ilmoitettu tilojen ja ilmanvaihdon lämmityksen energiantarpeesta lasketut arvot sekä lähtötiedot käyttöveden tarpeen laskentaan.

Taulukko 2. Lähtötietoja tilojen, ilmanvaihdon ja käyttöveden lämmityksen laskentaan.

Tyyppi	Tilojen lämmitys W/m ²	Tuloilman lämmitys W/m ²	Käyttöveden lämmitys kWh/m ² /a
Omakotitalo	34	11	35
Kerrostalo	22	11	35
Toimistorakennus	33	33	6

7.2 Lämmönkeruu

Tärkein lähtötieto keruupiirin mitoituksessa on rakennuksen vuotuinen energiankulutus, jonka perusteella määritellään energiantarpeen mukainen lämpökaivokapasiteetti. Etenkin nykyisiä ns. invertteri- eli taajuusmuuttajaohjattuja lämpöpumppuja käytettäessä kaivokentän energiaperusteinen mitoitus on olennaista. Niiden pitkät käyntijaksot rasittavat kaivokenttää enemmän kuin on-off-tyypisillä kompressoreilla varustettujen lämpöpumppujen, joiden pidemmät kompressorin lepoajat mahdollistavat kaivokentän palautumisen.

On-off-pumput usein mitoitetaan osatehoisiksi, eli 50–80 %:n teholle kokonaisehontarpeesta, jotta kompressorin käynnistyskertoja saadaan vähemmiksi lämpimämmillä ulkolämpötiloilla. Invertterilämpöpumput mitoitetaan täysitehoisiksi. Tällöin tehontarpeen laskiessa lämpöpumppu pienentää kompressorin taajuutta, eli kierroksia. Invertterilämpöpumpun mitoittaminen osatehoiseksi lisää pitkiä käyntijaksoja suurilla taajuuksilla, mikä rasittaa kompressoria. (21, s. 5)

7.2.1 Kaivokentän mitoitus laskemalla

Oletetaan, että lämpöpumpulla tuotetaan koko vuotuinen lämpöenergia, jolloin lämpökaivosta otettava energiamäärä lasketaan kaavalla 8 (12).

$$Q_{lk} = \frac{COP-1}{COP} \cdot Q_{LP} \quad (8)$$

Q_{lk}	on lämpökaivosta otettava energia, kWh
COP	on lämpöpumpun vuotuinen hyötysuhde (SPF)
Q_{LP}	on vuotuinen energiantarve, kWh

SPF on energiamitoituksessa lattialämmityksellä suunnilleen 3,5–4,5 ja patterilämmityksellä 2,7–3,5. SPF-luku riippuu monesta tekijästä (mm. rakennuksen ominaisuudet, käyttöveden kulutus), joten tarkkaa arvoa ei voida antaa. Laskelmissa käytettävien lämpöpumppujen SCOP-arvo on yli 5 (B0/W35), joten arvioituna SPF-lukuna käytetään 4:ää.

Lämpökaivon (huippu)tehoerusteisessa mitoituksessa kaavassa 9 (12) määrävänä COP_P -arvona käytetään näissä laskelmissa 3:a.

$$\Phi_{lk} = \frac{COP_P - 1}{COP_P} \cdot \Phi_{LP,max} \quad (9)$$

Φ_{lk} on kollektorin teho mitoitusasteessa, kW
 $\Phi_{LP,max}$ on lämpöpumpun maksimiteho mitoitusasteessa, kW

Lämpökaivon mitoituksessa olennaista on kohteen maantieteellinen sijainti. Maanpinnan ja kallioperän lämpötilat vaihtelevat Etelä- ja Pohjois-Suomen välillä useita asteita. Tarvittava lämpökaivokapasiteetti voidaan laskea suuntaa antavasti kaavalla 10 käyttämällä energian ominaiskuormituksen arvona noin 100 kWh/m (14, s. 24).

$$l = \frac{Q_{lk}}{Q'} \quad (10)$$

l on keruupiirin kokonaispituus metreinä
 Q' on ominaiskuormitus, kWh/m

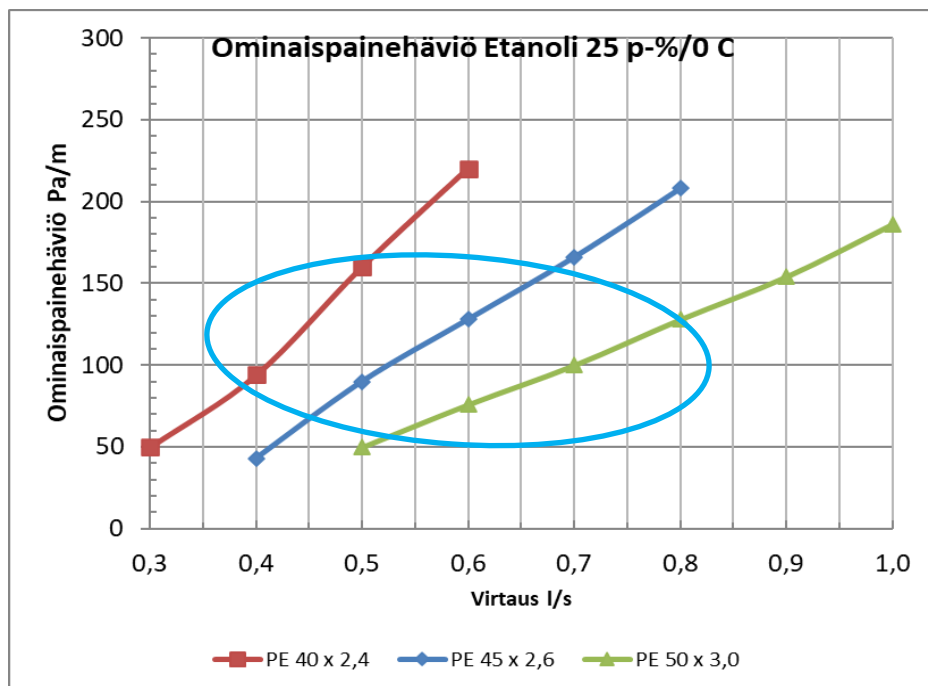
Yleensä kollektorin kokonaispituus määrittyy teho- ja energiaperusteisesti. Lämpökaivojen enimmäissyvyys riippuu osittain porauskalustosta; useimmiten kaivot porataan maksimissaan noin 300 metrin syvyisiksi, mutta kaivoja tiedetään porattavan jopa 600-metrisiksi. Yhden kollektorin ohjeellinen tehoarvo, jolla lämpökaivo tuottaa lämpöä vielä huipputehollakin hyvällä hyötysuhteella, on 30 W/m. Kaivon syvyyttä määrittää mm. tarvittava kollektorin virtaama ja painehäviöt sekä kollektorin ja keruuliuksen ominaisuudet. Lämpöpumpun höyrystimen lämpötilaero on 3–4 K, jota voidaan käyttää kaavassa 11 keruupiirin kokonaisvirtaaman laskemiseen.

$$q_v = \frac{\Phi_{lk}}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta t} \quad (11)$$

q_v on keruuliuksen virtaama, dm³/s
 Φ_{lk} on lämpökaivokentän teho mitoitusasteessa, kW
 ρ on keruuliuksen tiheys, 0,97 kg/dm³ (etanoli 25 p%/0°C)
 c_p on keruuliuksen ominaislämpökapasiteetti, 4,27 kJ/kgK

Δt on lämpötilaero höyrystimellä, K

Tarvittava kaivomäärä lasketaan jakamalla kokonaisvirtaama kollektoriputken virtaamalla. Mikäli kokonaisvirtaama on suurempi kuin suositusvirtaama, on suositeltavaa porata useampi lämpökaivo. Kollektoriputkien koot ovat normaalisti PE (muovi) 40, PE 45 ja PE 50. Ohjeellinen virtaama on PE 40x2,4 -putkella 0,45 l/s, PE 45x2,6 -putkella 0,55 l/s ja PE 50x3,0 -putkella 0,7 l/s. Kuvassa 12 on esitetty kollektoriputkien virtaama-ominaispainehäviö graafina, johon merkitty myös suositeltava virtaama-alue. (12)



Kuva 12. Keruuputkien ominaispainehäviöt keruuliukselle etanoli 25 %.

Kaivojen lukumäärä saadaan valitsemalla ensin putkikokoa vastaava tavoitevirtaama yhdelle kaivolle ja sen jälkeen jakamalla kokonaisvirtaama yhden kaivon tavoitevirtaamalla. Kaivojen yhteenlaskettu aktiivisyvyys saadaan, kun jaetaan maasta otettava energia valitulla ominaiskuormituksella. Jakamalla yhteenlaskettu aktiivisyvyys kaivojen määrällä saadaan yhden kaivon aktiivisyvyys. Kaivon teholliseen syvyyteen tulee lisätä vielä varmuuskerroin, jolla varmistetaan aktiivinen syvyys. Aktiiviseksi eli teholliseksi energiakaivon syvyydeksi kutsutaan sitä matkaa, jonka kollektori on vedessä. Yleensä maaperässä on vettä

noin 5–10 metrin syvyydestä alkaen. Kuvasta 12 saatavaa ominaispainehäviötä käyttäen saadaan kaavalla 12 laskettua kollektorin kokonaispainehäviö (12).

$$\Delta p_{kok} = 2 \cdot h \cdot \Delta p_{omin} / 1000 \quad (12)$$

Δp_{kok}	on kokonaispainehäviö, kPa
h	on kollektorin syvyys, m
2	on kerroin, jolla saadaan kollektorin koko putkipituus
Δp_{omin}	on ominaispainehäviö, Pa/m
1000	on muuntokerroin Pa->kPa

Kollektorin painehäviön maksimiohjearvo on 70 kPa, mutta jokaisella lämpöpumppuvalmistajalla on omat liuospumpun tehon mukaiset ohjearvonsa. Mikäli lämpöpumpun oma keruupumppu ei riitä, tulee verkostoon asentaa virtaamaa tehostava ”piiskapumppu”. Liian pieni virtaama aiheuttaa virtauksen muuttumisen laminaariseksi, jolloin lämmön siirtyminen maaperästä keruuliukseen heikkenee.

7.2.2 Kaivokentän mitoitus EED:llä

Tässä työssä olennaisessa osassa on keruuliuksen lämpötila, jota ei voida peruslaskennalla selvittää. Siksi kaivokenttä mitoitettiin käyttämällä Earth Energy Designeria eli EED:tä, johon on valmiiksi ohjelmoitu mm. usean maaperätyypin sekä kollektoriputkien ominaisuudet.

Ohjelmaan syötetään perustiedot: maaperä (graniitti), sijainti (Jyväskylä), rakennuksen lämmityksen ja käyttöveden energiankulutus sekä keruunesteen ominaisuudet. Lämpökaivon koko tulee olla halkaisijaltaan minimissään 115 mm, jolla varmistetaan lämpökaivon riittävä vesitilavuus ja U-putken haarojen pysyminen riittävällä etäisyydellä toisistaan. Liian lähellä toisiaan sijaitsevien putkien välille syntyy turhaa lämmönsiirtoa, mikä pahimmillaan laskee maasta palaavan liuoksen lämpötilaa.

Rakennuksen energiankulutuksen avulla saadaan määriteltä lämpökaivon/lämpökaivokentän peruskuormitus, mutta jotta keruuliuksen lämpötiloista saadaan

todenmukaisempia, täytyy laskea tilojen tunnitainen lämmitystehontarve kaavalla 13 (15, s. A12).

$$\Phi_{tilat}(t) = \frac{Q_{lämmitys,tilat}}{S_{TS}} \cdot (T_{TS} - T_{ulko}(t)), \text{ kun } T_{TS} > T_{ulko} \quad (13)$$

$$\Phi_{tilat}(t) = 0, \text{ kun } T_{TS} \leq T_{ulko}$$

S_{TS} on astetuntiluku, Kh tai °Ch
 T_{TS} on astetuntilukua vastaava sisälämpötila, 17°C
 $T_{ulko}(t)$ on tunnitainen ulkoilman lämpötila, °C

Ulkoilman tunnitaiset lämpötilat saadaan Ilmatieteen laitoksen tilastoista, joista valitaan energialaskennan testivuodet TRY2012, lämpövyöhyke III (Jyväskylä) (16). Tilastossa on valittuna 30 vuoden ajanjaksolta keskimääräisiä lämpötiloja vastaavien kuukausien tuntikohtaiset arvot, joiden mukaan lasketaan astetuntiluku S_{TS} kaavalla 14 (15, s. A12). Astetuntiluvun laskennassa jätetään pois kesä–elokuun tiedot, jolloin lämmityksen oletetaan olevan pois päältä.

$$S_{TS} = \sum (T_{TS} - T_{ulko}(t)) \cdot t_{aika-askel} \quad (14)$$

$T_{aika-askel}$ on laskennan aika-askel, h

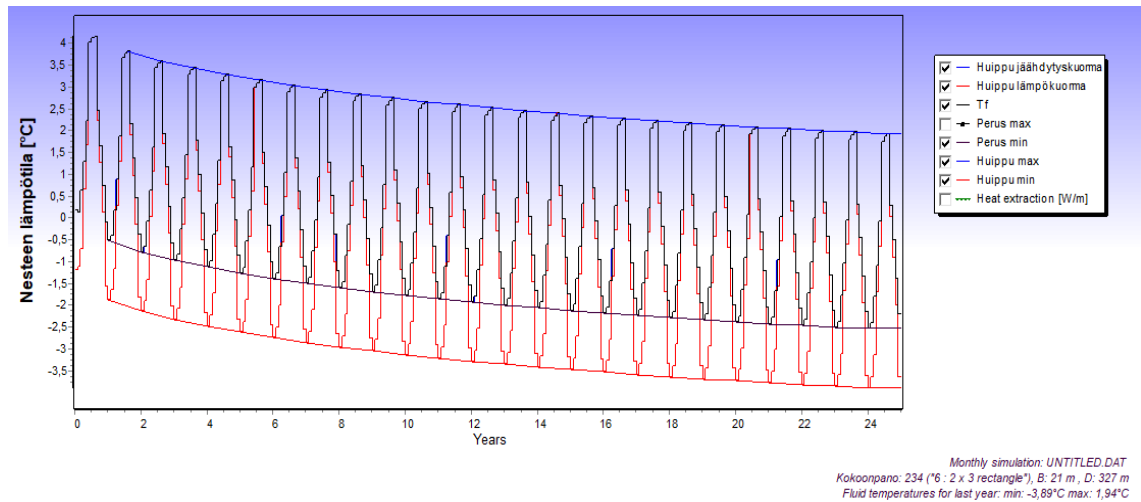
Tunnittaisista tehontarpeista saadaan kuukausittaiset huipputehontarpeet, jotka syötetään EED:hen. Huipputehokojen avulla ohjelma pystyy määrittelemään todennukaisemmat kuukausittaiset liuoslämpötilat.

Käyttöveden tuotanto ei ole jatkuva, sillä käyttöveden kulutus on epäsäännöllistä. Lämmitys tapahtuu yleensä kerran tai kahdesti päivässä. Laskelmissa käyttöveden lämmitys valitaan kuitenkin tunnitaiseksi, mikä lasketaan kaavalla 15.

$$\Phi_{lkv}(t) = \frac{Q_{lkv}}{t_{lkv}} \quad (15)$$

$\Phi_{lkv}(t)$ on käyttöveden tunnitainen lämmitysteho
 t_{lkv} on käyttöveden käyttöaika vuodessa (8760 h)

Lämpökaivojen syvyys ja määrä ratkaistaan käyttämällä lämpökaivon optimointi-toimintoa. Laskenta-ajanjaksoksi määritetään 25 vuotta ja keruuliuksen minimilämpötilaksi $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$ poissulkien huipputehot, jotka voivat laskea lämpötilaa hetkellisesti alemmas. Jos keruuliuksen lämpötila laskee pysyvästi alle $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$:n, lämpökaivo voi jäätyä, mikä heikentää huomattavasti lämpöpumpun hyötysuhdetta. Kuvassa 13 on esitetty EED:llä luotu keruuliuksen lämpötilaprofiili laskettuna 25 vuoden ajalle.



Kuva 13. Keruuliuksen lämpötilaprofiili.

Kuvassa on mustalla esitetty liuoslämpötila peruskuormalla sekä punaisella huipputehon vaikutus lämpötiloihin. Kuvasta huomataan, että keruuliuksen lämpötila laskee ensimmäisten viiden vuoden aikana huomattavasti nopeammin kuin seuraavien kahdenkymmenen vuoden aikana. Tämä johtuu häiriintymättömän kallion ja lämpökaivon välisestä lämpövastuksesta ja lämpötilaerosta (14, s. 26–27). Alussa lämpötilaero on suurempi, minkä vuoksi lämpö(energia) siirtyy tehokkaammin kalliosta keruuliukseen. Jotta lämpötila tulevissa laskelmissa olisi mahdollisimman todenmukainen, liuoslämpötiloina käytetään kymmenennen vuoden arvoja, jotka vastaavat mediaanikeskiarvoa.

7.3 Lämpöpumppu

7.3.1 Lämmönjako

Lämpöpumpun hyötysuhteen ja energiankulutuksen selvittäminen aloitetaan laskemalla lämmönjakoverkoston menoveden tunnitteiset lämpötilat $T_{mv}(t)$ kaavoilla 16–18 (15, s. A13).

$$T_{mv}(t) = T_{mv,max}, \text{ kun } T_{ulko}(t) \leq T_{mit} \quad (16)$$

$$T_{mv}(t) = k \cdot T_{ulko}(t) + b, \text{ kun } T_{mit} < T_{ulko}(t) < T_{ulko,mv,min} \quad (17)$$

$$T_{mv}(t) = T_{mv,min}, \text{ kun } T_{ulko}(t) \geq T_{ulko,mv,min} \quad (18)$$

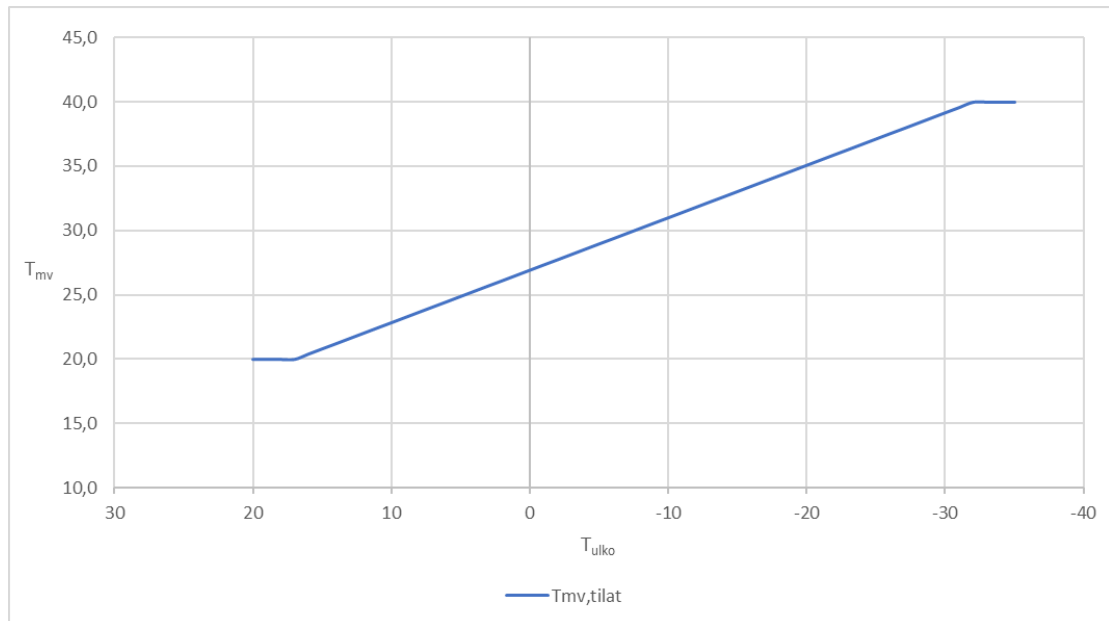
$T_{mv,max}$	on menoveden maksimilämpötila mitoitusulkolämpötilassa, °C
$T_{ulko}(t)$	on ulkoilman tunnitteinen lämpötila, °C
T_{mit}	on lämmityksen mitoitusulkolämpötila, °C
k	on säätökäyrän kulmakerroin, –
b	on säätökäyrän vakiotermi, °C
$T_{ulko,mv,min}$	on menoveden min. lämpötilaa vastaava ulkolämpötila, 17°C
$T_{mv,min}$	on menoveden minimilämpötila, °C

Kulmakerroin k lasketaan kaavalla 19 ja vakiotermi b kaavalla 20 (15, s. A13).

$$k = \frac{T_{mv,max} - T_{mv,min}}{T_{mit} - T_{ulko,mv,min}} \quad (19)$$

$$b = T_{mv,max} - k \cdot T_{mit} \quad (20)$$

Lattialämmitysverkoston menoveden lämpötilat ovat: $T_{mv,max}$ 40 °C ja $T_{mv,min}$ 20 °C, ilmanvaihdon lämmitykselle $T_{mv,max}$ 55 °C ja $T_{mv,min}$ 20 °C. Kuvassa 14 on graafisesti esitetty lattialämmitysverkoston lämpökäyrä.



Kuva 14. Lattialämmityksen menoveden säätökäyrä.

Lämmityksen menoveden sekä keruuliuksen tunnitaisista lämpötiloista saadaan laskettua kaavan 3 tapaan lämpöpumpun tunnitainen lämpökerroin $COP(t)$ kaavalla 21 (15, s. A14).

$$COP(t) = f_T(t) \cdot COP_\varphi = f_T(t) \cdot \frac{T_{mv}(t)}{T_{mv}(t) - T_{liuos}(t)} \quad (21)$$

η_c on kompressorin häviökerroin (0,4–0,7)
 COP_φ on Carnot-lämpökerroin, -
 $T_{mv}(t)$ on menoveden tunnitainen lämpötila, K
 $T_{liuos}(t)$ on keruuliuksen tunnitainen lämpötila, K

Kompressorin häviökerroin lasketaan kaavalla 22 (15, s. A15).

$$f_T(t) = \frac{COP_n}{COP_\varphi} \quad (22)$$

COP_n on lämpöpumpun mitattu lämpökerroin

Idealisuuskerroin f_T voidaan olettaa vakioksi, mikäli lämpöpumpuista ei ole saatavilla mitattuja COP :n arvoja tai se on mitattu vain yhdessä

toimintapisteessä. Tässä työssä laskelmissa käytetään Thermian lämpöpump-
puja, joista on mitattu COP:n arvot 35:n ja 55 °C:n menoveden lämpötiloilla, kun
liuoslämpötila on –5, 0 ja 5 °C. Tällöin arvoista voidaan laskea lineaarisesti in-
terpoloimalla näiden toimintapisteiden välillä olevat arvot kaavalla 23 (15, s.
A27).

$$y(x) = y(x_1) + \frac{y(x_2) - y(x_1)}{x_2 - x_1} \cdot (x - x_1) \quad (23)$$

Ensimmäisenä lasketaan COP_n:n arvot eri liuoslämpötilan pisteissä, kun muut-
tujana on menoveden lämpötila. Tuloksena saatuja arvoja käytetään maksimiar-
voina, kun lasketaan arvot liuoslämpötilan ollessa muuttuja. Excelissä voidaan
näin määrittää COP_n:n sekä τ_T:n arvot erikseen jokaiselle tunnille. Koska ideaali-
suuskerrointa ei ole määriteltävissä toimintapisteiden ulkopuolelle, käytetään lä-
himmän mitatun COP_n:n laskettua kerrointa.

Samalla tavoin lasketaan lineaarisesti interpoloimalla lämpöpumpun maksimi-
lämmitysteho $\Phi_{LP,max}$ eri toimintapisteissä käyttämällä menoveden sekä ke-
ruunesteen eri lämpötiloilla mitattuja arvoja. Lämpöpumpun tunnittainen lämpö-
teho $\Phi_{LP,tilat}(t)$ on invertterilämpöpumppuja käytettäessä sama kuin tilojen läm-
mitystarve $\Phi_{tilat}(t)$. Mikäli kaavalla 24 laskettu tunnittainen lämpöpumpun lämpö-
teho $\Phi_{LP,tilat}(t)$ on pienempi kuin tilojen lämmitystarve, käytetään apuna lisäläm-
mitystä (15, s. A20).

$$\Phi_{LP,tilat}(t) = \Phi_{LP,max} \cdot \frac{COP_{tilat}(t)}{COP_n} \quad (24)$$

COP_{tilat}(t) on lämpöpumpun tunnittainen lämpökerroin tilojen lämmityksessä
COP_n on lämpöpumpun mitattu lämpökerroin maksimiteholla

Tilojen lämmitysenergia $q_{tilat}(t)$ aika-askeleen aikana on tässä tapauksessa
sama kuin $\Phi_{tilat}(t)$, sillä aika-askel on yksi tunti. Lämpöpumpun tuottama lämpö-
energia $q_{LP,tilat}(t)$ on sama kuin tilojen lämmitystarve, mikäli lämpöpumpun mak-
simienergiantuottoteho $q_{LP,tilat,max}$ (kaava 25) on suurempi tai yhtä suuri kuin tilo-
jen energiantarve (15, s. A22).

$$q_{LP,tilat,max}(t) = \Phi_{LP,tilat}(t) \cdot t_{tilat,max}(t) \quad (25)$$

$t_{tilat,max}(t)$ on aika, jonka lämpöpumppu voi lämmittää tiloja aika-askelen aikana, h

Laskennassa käytettävät lämpöpumput ovat vaihtoventtiilitoimisia, joten yhden aika-askelen (tunnin) aikana lämpöpumppu lämmittää sekä tiloja että käyttövettä (luku 7.3.2). Tilojen lämmitysaika lasketaan kaavalla 26 (15, s. A21).

$$t_{tilat,max}(t) = t_{aika-askel} - t_{kv}(t) \quad (26)$$

$t_{kv}(t)$ on käyttöveden valmistukseen käytetty aika, h

Kerrostalon ja toimistorakennuksen tapauksessa lämpöpumpulla tuotetaan sekä ilmanvaihdon että tilojen lämmitys erikseen, ja ne lasketaan erillisinä osina edellä mainituilla kaavoilla. Toimistorakennuksen energiankulutus sekä huipputeho ovat niin suuria, että lämmittämiseen käytetään kahta lämpöpumppua. Koska ilmanvaihdon ja tilojen lämmitystehot ovat lähes samat, käytetään molempien lämmittämiseen omaa lämpöpumppuaan. Käyttöveden lämmittämiseen käytetään samaa konetta, joka lämmittää ilmanvaihtoa, sillä ilmanvaihdon huipputehontarve on pienempi kuin tilojen. Ilmanvaihtoa lämmittävällä koneella riittää kapasiteettia huipputeholla myös käyttöveden käytettäväksi. Koko vuoden lämpöpumpulla tuotettu lämmitys-energia $Q_{LP,tilat}$ saadaan laskemalla yhteen jokaisena aika-askelena tuotettu lämmitysenergia $q_{LP,tilat}(t)$.

7.3.2 Käyttövesi

Ympäristöministeriön asetus rakennusten vesi- ja viemärlaitteistoista (1047/2017) ohjeistaa käyttöveden lämpötiloista seuraavasti:

Lämminvesilaitteistossa olevan veden lämpötilan on oltava vähintään 55 celsiusastetta ja sitä on saatava lämminvesikalusteesta 20 sekunnin kuluessa. Lämminvesilaitteistosta saatavan veden lämpötila saa olla korkeintaan 65 celsiusastetta (22, 6§).

Työssä käytettävien lämpöpumppujen hyötysuhteet sekä maksimitehot eri liuoslämpötiloilla on mitattu juuri 55 °C:n mitoituspisteessä, mikä yksinkertaistaa käyttöveden hyötysuhteen ja energiankulutuksen laskentaa. Kuten lämmönjaon laskennassa, myös käyttöveden tunnittaisen maksimitehon ja COP_n:n laskennassa voidaan mitoituspisteiden väliset arvot interpoloida kaavan 23 mukaan. Jos liuoslämpötila on korkeampi tai matalampi kuin mitoituspisteiden raja-arvot, käytetään maksimitehon laskentaan lähintä mitattua arvoa (kaava 27) (15, s. A17).

$$\Phi_{LP, lkv}(t) = \Phi_{LP, max, lkv} \cdot \frac{COP_{lkv}(t)}{COP_n} \quad (27)$$

$\Phi_{LP, max, lkv}$ on lämpöpumpun maksimiteho käyttöveden lämmityksessä, kW
 $\Phi_{LP, lkv}(t)$ on lämpöpumpun käyttöveden lämmitykseen käytettävä teho, kW
 $COP_{lkv}(t)$ on lämpöpumpun tunnittainen lämpökerroin käyttövedelle

Lämpöpumpun tunnittainen lämpökerroin käyttövedelle lasketaan kaavan 21 mukaan käyttämällä $T_{mv}(t)$:n tilalla käyttöveden lämpötilaa T_{lkv} . Käyttöveden lämmitys tapahtuu huonommalla hyötysuhteella kuin lämmönjaon, joten käyttöveden lämmitysaika halutaan pitää mahdollisimman lyhyenä. Tällöin liuoslämpötilasta riippuvan maksimitehon raja-arvojen välillä lämpöpumpun tunnittainen lämmitysteho $\Phi_{LP, lkv}(t)$ on sama kuin lämpöpumpun tunnittainen maksimiteho $\Phi_{LP, max, lkv}(t)$. Käyttöveden tunnittainen lämmitysaika $t_{lkv}(t)$ lasketaan kaavalla 28.

$$t_{lkv}(t) = \frac{\Phi_{lkv}(t)}{\Phi_{LP, max, lkv}(t)} \quad (28)$$

Lämpöpumpulla tuotettava tunnittainen lämmitysenergia $q_{LP, lkv}(t)$ lasketaan kaavalla 29 (15, s. A19).

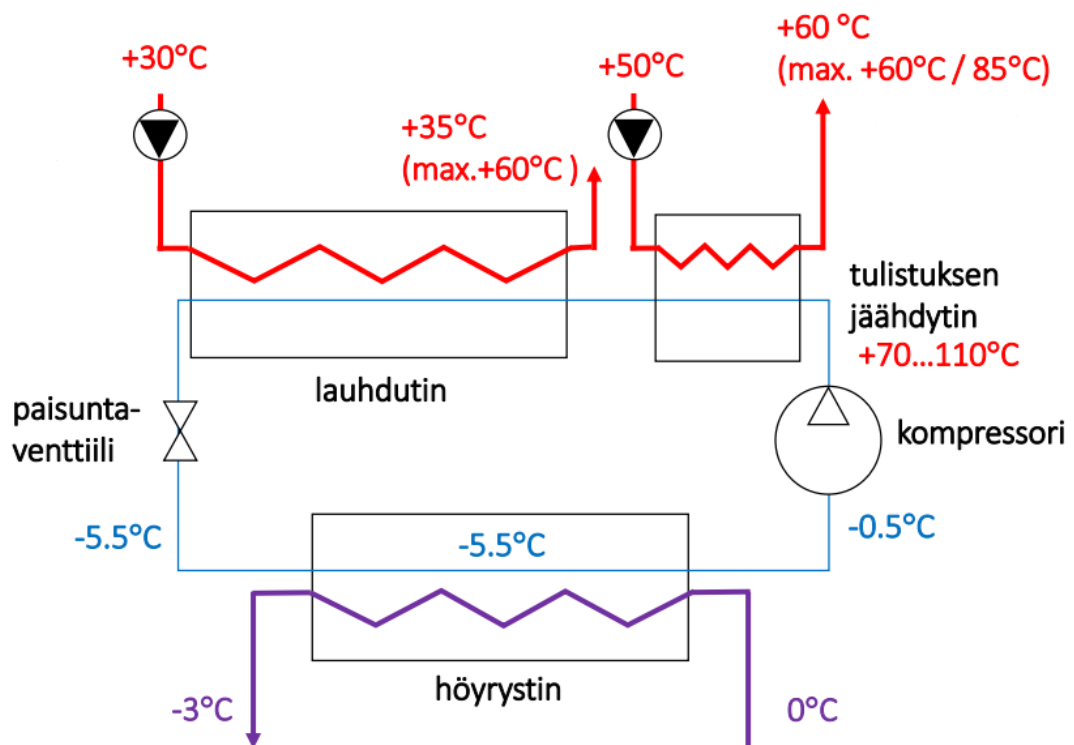
$$q_{LP, lkv}(t) = \Phi_{LP, lkv}(t) \cdot t_{lkv}(t) \quad (29)$$

Lämpöpumpun vuotuinen käyttöveden lämmitykseen tuotettu energia $Q_{LP, lkv}$ on tunnittaisen käyttöveden energiantuoton summa (kaava 30) (15, s. A20).

$$Q_{LP, lkv} = \sum q_{LP, lkv}(t) \quad (30)$$

7.3.3 Kuumakaasu

Kompressorilta lauhtuttimelle lähtevää korkeaan paineeseen puristettua tulistutua kylmäainetta kutsutaan kuumakaasuksi. Kuumakaasun lämpötila on jopa kymmeniä asteita korkeampaa kuin lauhtumislämpötila. Tätä voidaan hyödyntää erillisellä tulistuksen jäähdyttimellä eli kuumakaasulämmönvaihtimella esimerkiksi käyttöveden lämmitykseen (kuva 15). Normaalisti käyttöveden lämmityksessä lauhtumislämpötila on 60–65 °C, jolloin lämpöpumppu tuottaa energiaa huonolla hyötysuhteella. Kuumakaasulämmönvaihtimella varustettu lämpöpumppu voi kuitenkin tuottaa energiaa lämpimään käyttöveteen myös tilojen lämmityksen aikana, jolloin lämpöpumpun hyötysuhde on korkeampi. Tulistuksen jäähdyttimellä eli kuumakaasulämmönvaihtimella kylmäaine jäähtyy, mutta ei vielä lauhdu.



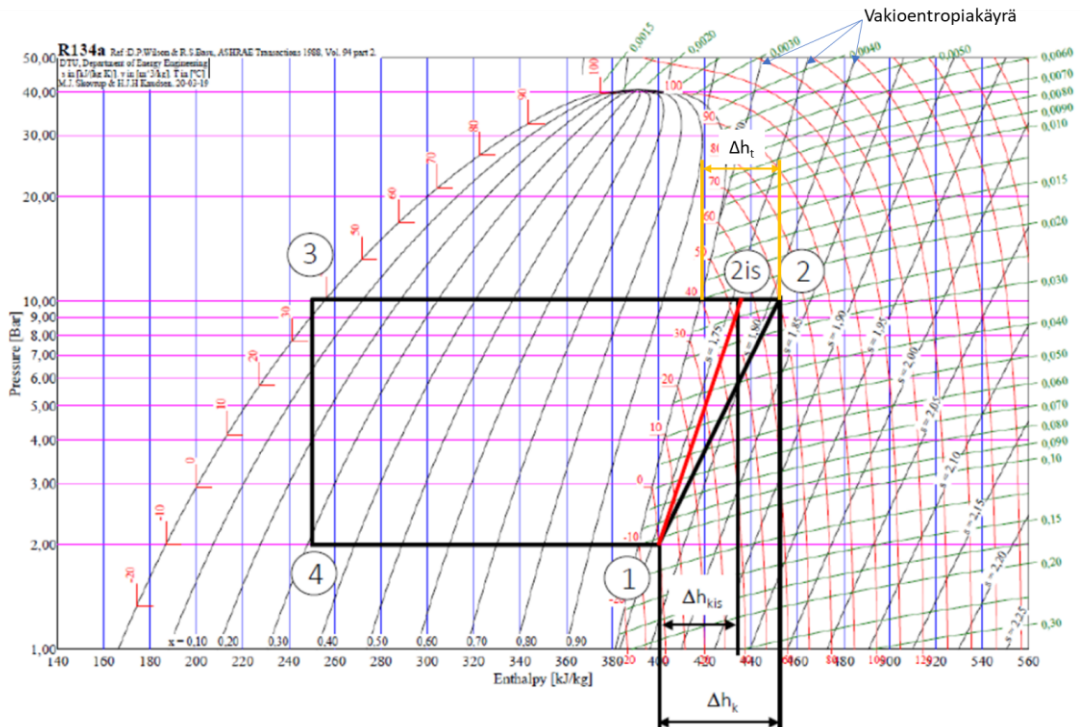
Kuva 15. Periaatekuva kylmäpiiristä kuumakaasulämmönvaihtimella (8).

Teoriassa kuumakaasua voidaan tuottaa käyttöveden lämmitykseen jopa alle 30 °C:n lauhtumislämpötiloilla, mutta käytännössä se ei täysin toteudu. Lämmön siirtymiseen tehokkaasti vaaditaan riittävän suuri lämpötilaero (vähintään 5 K) käyttöveden ja kuumakaasun välillä. Ideaalisessa kylmäprosessissa kuumakaasun entalpia on suhteellisen pieni, mutta koska kompressorien isentrooppinen hyötysuhde on noin 0,6–0,7, kuumakaasuntuotto kasvaa. Kompressorin isentrooppinen hyötysuhde lasketaan kaavalla 31 (2).

$$\eta_s = \frac{\Delta h_{kis}}{\Delta h_k} \quad (31)$$

η_s on kompressorin isentrooppinen hyötysuhde
 Δh_{kis} on entalpian muutos isentrooppisessa puristuksessa, kJ/kg
 Δh_k on entalpian muutos kompressorissa todellisessa puristuksessa, kJ/kg

Isentrooppisella hyötysuhteella tarkoitetaan suhdetta häviöttömän eli isentrooppisen ja häviöllisen puristuksen välillä, ts. vakioentropian ja kompressorin todellisen puristuksen välillä (kuva 16).



Kuva 16. Isentrooppinen ja todellinen puristus kompressorissa ja siihen liittyvät entalpian muutokset (12).

Kompressorin todellisessa puristuksessa entropia kasvaa mm. lämpöhäviöiden ja kitkan takia. Kuvasta 16 nähdään, että isentrooppisessa puristuksessa (Δh_{kis}) kuumakaasun osuus koko lauhdutustehosta on pieni; mutta kasvaa todellisessa puristuksessa (Δh_k). Tulistuksen entalpia-alue Δh_t on merkitty kuvaan oranssilla. Kuvan mukaisessa tapauksessa tulistusenergiasta voitaisiin hyödyntää käyttövedelle ainoastaan pieni osa, koska lauhtumislämpötila on matala.

Kuumakaasusta saatavan tehon laskentaan tarvitaan lähtötietoina kompressorin, höyrystimen ja lauhduttimen teho sekä kylmäaineen tyyppi. Laskennassa käytettävien lämpöpumppujen kylmäaine on kaikissa R410A. Omakotitaloa lämmitävässä lämpöpumpussa ei ole kuumakaasulämmönvaihdinta, joten se jätetään ulos laskelmista tässä vaiheessa. Kerrostaloa ja toimistorakennusta lämmitävissä Thermian Mega-mallin lämpöpumpuissa on erillinen tulistus/kuumakaasulämmönvaihdin. Kuten on jo edellä mainittu, näistä pumpuista löytyy mitatut arvot eri toimintapisteissä. Höyrystimen teho muuttuu lämmöntarpeen mukaan ja se mitoitetaan aina maksimiteholle. Lämpöpumpuista mitattujen eri pisteiden lämmityskapasiteetin ja kompressorin ottotehon kautta voidaan laskea höyrystimen teho kaavalla 32 (12).

$$\Phi_h = \Phi_l - P_k \quad (32)$$

Φ_h	on höyrystimen teho, kW
Φ_l	on lauhduttimen teho, kW
P_k	on kompressorin sähköteho, kW

Kompressorin sähköverkosta ottaman tehon oletetaan kulkeutuvan lauhduttimelle kokonaisuudessaan. Käytännössä kompressorilla on aina pieni n. 2–5 %:n lämpöhäviö, mutta näissä laskelmissa sitä ei tarvitse ottaa huomioon. Kylmäaineen massavirta q_m on olennainen tieto laskettaessa tehoa. Koska massavirta on vakio kierron eri vaiheissa, pääsee siihen käsiksi kaavoilla 33–35.

$$q_m = \frac{\Phi_h}{\Delta h_h} \quad (33)$$

$$q_m = \frac{\Phi_l}{\Delta h_l} \quad (34)$$

$$q_m = \frac{P_k}{\Delta h_k} \quad (35)$$

q_m	on kylmäaineen massavirta, kg/s
Δh_h	on entalpiian muutos höyrystimessä, kJ/kg
Δh_l	on entalpiian muutos lauhduttimessa, kJ/kg
Δh_k	on entalpiian muutos kompressorissa, kJ/kg

Koska höyrystimen ja lauhduttimen entalpiian muutosta ei vielä tiedetä, lasketaan massavirta kompressorin tehon ja entalpiamuutoksen avulla. Kompressorin isentrooppinen hyötysuhde on 0,6–0,7. Käytetään arvoa 0,65, jolloin entalpiian muutos kompressorissa lasketaan johtamalla kaavasta 31 kaava 36.

$$\Delta h_k = \frac{\Delta h_{kis}}{\eta_s} \quad (36)$$

Höyrystymislämpötila määritellään noin kaksi astetta matalammaksi kuin keruupiiriin palaavan lämmönkeruunesteen lämpötila sekä lauhtumislämpötila noin 5 astetta korkeammaksi kuin lämmitysjärjestelmän menoveden lämpötila. Tällöin voidaan ns. viivoitinmenetelmällä määritellä kylmäpiirin toiminta-alue. Vaikka kylmäaineen alijäähtymistä lauhduttimella ei tiedetä, kaaviosta nähdään entalpiian muutos höyrystimen ja lauhduttimen välillä isentrooppisessa puristuksessa, jolloin voidaan laskea entalpiian muutos kompressorissa. Log p,h -piirroksesta saadaan kylmäaineen entalpia kylläisen höyryn rajapinnassa. Oletetaan, että kylmäaine tulistuu höyrystimessä viisi astetta, jolloin saadaan laskettua kompressorin entalpiian muutoksen avulla kuumakaasun entalpia kompressorin jälkeen kaavalla 37.

$$h_2 = h_1 + \Delta h_k \quad (37)$$

h_2	on kylmäaineen entalpia kompressorin puristuksen jälkeen, kJ/kg
-------	---

h_1 on kylmäaineen entalpia höyrystimen lopussa, kJ/kg

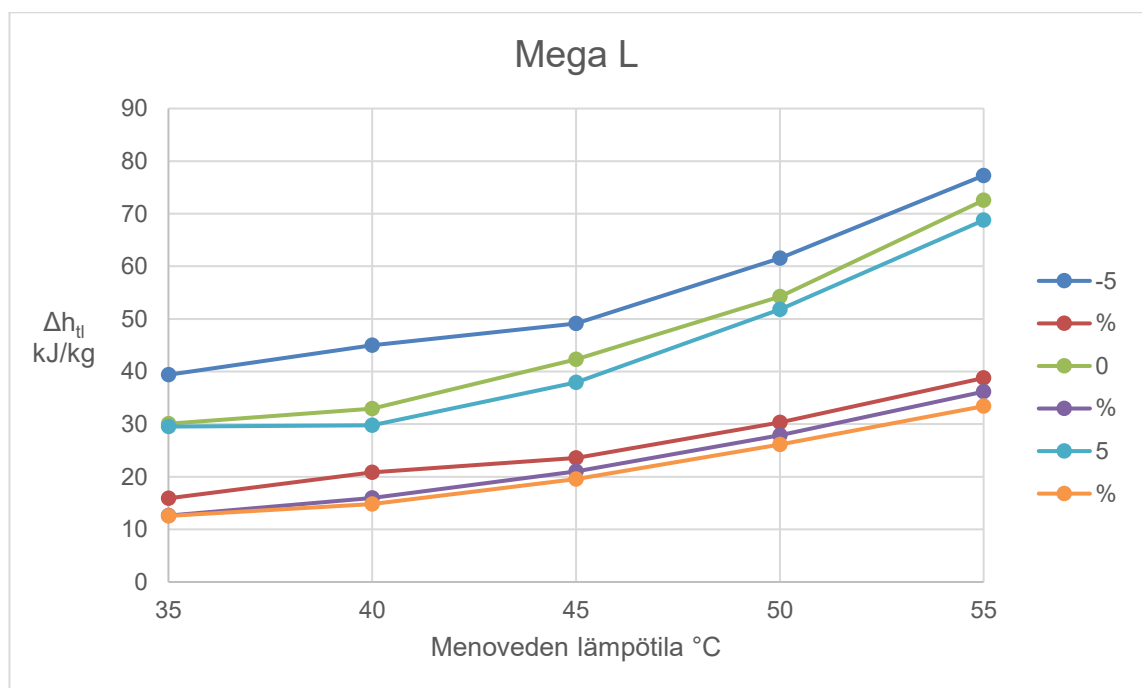
Käyttöveden lämmitykseen hyödynnettävissä olevan kuumakaasun lämpötilan raja-arvona pidetään 60 °C:ta, jolloin voidaan laskea kuumakaasulämmönvaihtimen entalpian muutos pisteen h_2 ja 60 °C:n lämpötilakäyrän välillä. Kuumakaasulämmönvaihtimen teho lasketaan kaavalla 38.

$$\Phi_{tl} = q_m \cdot \Delta h_{tl} \quad (38)$$

Φ_{tl} on tulistuslämmönvaihtimen teho, kW

Δh_{tl} on entalpian muutos tulistuslämmönvaihtimella, kJ/kg

Kuumakaasun lämpötilaan vaikuttaa mm. kompressorin kierrosluku, tulistus höyrystimellä sekä alijäähtyminen, jolloin lämmönvaihtimelle ei voida määrittää tehoa absoluuttisen tarkasti. Excelin avulla saadaan laskettua suhteellisen tarkasti mitattujen pisteiden arvioidut tulistustehot, joista nähdään pisteiden välille muodostuvan selkeä linja (kuva 17).



Kuva 17. Kuumakaasulämmönvaihtimen entalpiaero tuotetun menoveden eri lämpötiloilla.

Kuvasta 17 nähdään kuumakaasulämmönvaihtimella hyödynnettävissä oleva entalpia eri liuoslämpötiloilla sekä prosentuaalinen osuus koko lauhtumistehosta Mega L -lämpöpumpulla. Isentrooppisella puristuksella osuus olisi lähes vakio, mutta todellisessa puristuksessa lauhtumislämpötilan noustessa kuumakaasun entalpia kasvaa suhteessa lauhtumistehoon. Myös liuoslämpötilan laskiessa entalpian muutos kasvaa, eli mitä kauempana höyrystymis- ja lauhtumislämpötilat ovat toisistaan, sitä suurempi on kompressorin jälkeinen entalpia. Vaikka luekat näyttävätkin tavallaan paremmilta mitä korkeampi lauhtumislämpötila on, täytyy muistaa, että lämpöpumpun hyötysuhde määräytyy lauhduttimen ja kompressorin entalpiaerojen suhteessa. Näin ollen kompressorin entalpian muutoksen kasvaessa kasvaa myös kompressorin sähkönkulutus, jolloin hyötysuhde pienenee.

Kuten hyötysuhteen ja lämmitystehon tunnittaisissa laskelmissa, myös kuumakaasuntuottoa laskettaessa mitattujen arvojen väliset arvot interpoloidaan menolämpötilojen suhteessa. Laskelmissa ei käytetä kylmäaineen absoluuttisia arvoja, vaan tulistuslämmönvaihtimen prosentuaalista teho-osuutta koko lauhtumistehosta. Tulistusta hyödynnettäessä tulee huomioida, että kaikki käyttöveden hyödynnetty tulistusenergia on pois lauhduttimen lämmitykseen käyttämästä energiasta. Tällöin lämpöpumpulla tuotettava tulusteho tulee lisätä kokonaislämmitystehoon. Lämpöpumpun hetkellinen teho ja sähkönkulutus ovat tällöin suurempia, mutta hyötysuhde säilyy silti kohtuullisella tasolla, mikä pienentää käyttöveden tuottoon käytettyä energiaa. Matalin menoveden lämpötila, jossa tulistuslämpöä hyödynnetään, on 35 °C, ja suurin 55 °C.

7.4 Kombinaatiot

7.4.1 Ilma-vesilämpöpumppu maalämpöpumpun rinnalla

Kombinaation laskenta aloitetaan samalla tavoin kuin maalämpöpumpun lämmöntuotannon laskenta. Ilma-vesilämpöpumpun toiminta eroaa maalämpöpumpusta siinä, että lämmönlähteenä on ulkoilma, jolloin lämpöpumpun tuotto ja hyötysuhde muuttuvat paljon radikaalimmin ilman lämpötilan muuttuessa. Ilma-

vesilämpöpumpulla ei voida tuottaa erikseen kuumakaasuenergiaa käyttöve-
teen, ja lisäksi matalat ulkoilman lämpötilat heikentävät hyötysuhdetta. Kuiten-
kin ulkoilman lämmitessä IVLP:n hyötysuhde kasvaa suuremmaksi kuin maa-
lämpöpumpulla, jolloin lämmitys- ja käyttövesienergiaa saadaan tuotettua te-
hokkaammin.

Laskennassa käytetään Thermian ilma-vesilämpöpumppuja, joista on mitattu
lämmityskapasiteetti ja hyötysuhde monessa eri toimintapisteessä. Näin ollen
hetkellinen (tunnittainen) tuotto saadaan laskettua interpoloimalla mittauspistei-
den väliset arvot kuten aiemmassakin tapauksessa. Excelissä voidaan käyttää
tavoitteen haku -toimintoa, jolla määritetään piste, jossa IVLP:n hetkellinen COP
on yhtä suuri kuin MLP:lla. Esimerkiksi omakotitalon laskennassa ulkolämpötil-
an ollessa yli +6,6 °C voidaan lämmitysenergiaa tuottaa tehokkaammin ilma-
vesilämpöpumpulla ja lämpötilan ollessa yli +8,9 °C, voidaan myös käyttövettä
tuottaa IVLP:lla paremmalla hyötysuhteella. Kesäisin käyttövettä tuotetaan siis
käytännössä täysin ilma-vesilämpöpumpulla.

Tunnittaisessa laskennassa Exceliin määritetään ehdoksi, että aina kun IVLP:n
COP on korkeampi kuin MLP:lla, energiantuotto tapahtuu IVLP:lla. Joissakin ta-
pauksissa ilma-vesilämpöpumpun tuotto on pienempi kuin energiantarve, jolloin
lämmitykseen käytetään molempia laitteita. Käytännössä toiminta saattaa olla
hieman haastavaa, mutta puskurivaraajaa käytettäessä se on mahdollista.

7.4.2 IVLP keruuliuksen esilämmityksessä

Tässä kombinaatiossa on ideana käyttää ulkoilmasta otettavaa lämpöenergiaa
maalämpöpumpulle menevän keruuliuksen lämmittämiseen ja sitä kautta nos-
taa maalämpöpumpun hyötysuhdetta, eli käytännössä laskea MLP:n sähkönku-
lutusta. Laskennassa käytetään alkuperäistä, referenssinä laskettua MLP:n tun-
nittaista laskentaa, sekä IVLP:n toiminta-arvoja. Lähtötietoina tarvitaan maaläm-
pöpumpun hetkellinen lämpöteho sekä sen sähköverkosta ottama teho, jolloin
voidaan laskea lämpöpumpun lämpökaivosta ottama teho. Koska lämpökai-
vosta otettava teho on sama kuin höyrystimen teho, voidaan käyttää aiemmin

mainittua kaavaa 32. IVLP:n lämmityspuolella käytetään 20 °C:n menolämpötilaa, jotta sillä saavutetaan mahdollisimman hyvä hyötysuhde.

Lämpökaivosta otettavan tehon avulla voidaan laskea keruupiirin virtaama kaavalla 11, kun keruuliuoksen lämpötilaero höyrystimellä tiedetään (yleisesti 3–4 °C normaalissa tapauksessa). Excelissä arvoa voidaan muuttaa tuolla välillä, jopa muuttaa suuremmaksi, jolloin keruuliuoksen virtaama laskee. Lämpöpumpun optimaalinen toiminta tapahtuu lämpökaivoa käytettäessä muutaman asteen lämpötilaerolla, mutta tiedetään käytettävän, etenkin kiinteistöissä jäähdytystoimintoa käytettäessä, jopa kymmenen asteen lämpötilaeroa. Pienemmällä virtaamalla nesteen lämmittäminen vaatii vähemmän tehoa. Keruunesteen lämmitysteho lasketaan kaavalla 39.

$$\Phi = q_v \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (39)$$

q_v	on keruunesteen virtaama, dm ³ /s
ρ	on keruunesteen tiheys, 0,970 kg/dm ³
c_p	on keruunesteen ominaislämpökapasiteetti, 4,27 kJ/kgK
ΔT	on keruunesteen lämmitys, K

Laskennassa lämmitettävä arvo lisätään keruunesteen alkuperäiseen lämpötilaan. Kun keruunestettä esilämmitetään, maalämpöpumpun COP kasvaa, jolloin se kuluttaa vähemmän sähkötehoa lämmitykseen. Laskennassa on tarkoituksena saada maalämpöpumpulle mahdollisimman korkea hyötysuhde muuttamalla keruunesteen lämpötilaa korkeammaksi.

Tämän vaiheen jälkeen Excelissä kopioidaan vanhan laskelman tiedot uusille riveille, mutta siten, että niissä käytetään uusia keruunesteen lämpötiloja. Muut vaiheet suoritetaan kuten aiemmissakin laskelmissa, aina sähkönkulutuksen laskentaan asti.

Hyötysuhdetta laskettaessa on otettava huomioon, että myös IVLP käyttää sähköä lämmittäessään keruunestettä, jolloin sen sähkönkulutus tulee laskea mukaan kokonaisenergiaa ja hyötysuhdetta laskettaessa kaavassa 40 (15, s. A25).

$$SPF = \frac{Q_{LP, kv} + Q_{LP, tilat, iv}}{W_{LP} + W_{apu}} \quad (40)$$

Tässä tapauksessa apulaitteiden sähkönkulutukseen W_{apu} lasketaan mukaan IVLP:n sähkönkulutus. Laskennan helpottamiseksi Excelissä asetetaan ehdoiksi, että IVLP:n tuottama ja kuluttama energia lasketaan kokonaisuuteen mukaan ainoastaan silloin, kun uuden laskennan MLP:n ja IVLP:n yhteenlaskettu sähkönkulutus alittaa referenssilaskennan sähkönkulutuksen.

7.4.3 Puhallinyksikkö keruuliuoksen esilämmityksessä

Kuten edellisessä tapauksessa, tässäkin on tarkoituksena esilämmittää keruuliuosta ja sitä kautta nostaa lämpöpumpun hyötysuhdetta. Kombinaation periaatteena on kierrättää keruuliuos ulkona olevan puhallinyksikön kautta, kun ulkoilman lämpötila on korkeampi kuin keruuliuoksen lämpötila. Puhallinyksikössä olevassa lämmönsiirtimessä keruuliuos lämpenee lämpötilaeron vaikutuksesta.

Useimmat puhallinlämmönsiirtimet ovat ristivirtalämmönsiirtimiä, minkä vuoksi niiden lämpötilahyötysuhde η on heikompi kuin esimerkiksi kaukolämmössä käytettävien vastavirtalämmönsiirtimien. Ristivirtalämmönsiirtimen lämpötilahyötysuhde on välillä 0,5–0,7; näissä laskelmissa käytetään keskiarvoa 0,6. Koska lämpötilahyötysuhde on alle 1, se aiheuttaa lämmönsiirtimessä nk. asteisuutta, mikä tarkoittaa, että toisiovirtaaman ulostulolämpötila ei voi saavuttaa ensiövirtaaman sisääntulolämpötilaa virtaamien ollessa samat. Laskelmissa ei oteta huomioon puhallinyksikön lämmönsiirtimen ominaisuuksia sen tarkemmin. Todellisuudessa lämmönsiirtimen konduktanssi G (W/K) muuttuu hieman, kun ensiö- ja toisiovirtaama muuttuu, mikä vaikuttaa lämpötilaeroihin lämmönsiirtimellä.

Optimaalisessa tilanteessa keruuliuos kiertää vain lämpöpumpun ja ulkoyksikön välillä, jolloin ulkoilman ollessa useita asteita plussan puolella saadaan keruuliuosta pidettyä hyvinkin lämpimänä. Maalämpöpumpun höyrystimen lämpötila-erona käytetään laskelmissa kolmea astetta. Asteisuuden vuoksi lämmönsiirtimelle tulevan ilman tulee olla vähintään viisi astetta korkeampi kuin tulevan

keruunesteen, jotta saavutetaan kolmen asteen lämpötilan nousu ja näin ollen kaikki energia saadaan otettua ulkoilmasta. Mikäli ilman lämpötilaeroa kasvatetaan, vähenee puhaltimen käyttämä sähköenergia, mutta vastaavasti käytettävissä olevien lämpimien tuntien määrä myös vähenee.

Koska ilmalla ja keruunesteellä on eri tiheys ja ominaislämpökapasiteetti, täytyy ulkoilman sekä keruupiirin virtaama laskea tehon kautta. Kaavan 32 avulla saadaan laskettua höyrystimen teho, josta lasketaan tarvittava ilman virtaus kaavalla 41.

$$q_v = \frac{\Phi_{lk}}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta t} \quad (41)$$

q_v	on ulkoilman virtaama, m^3/s
Φ_{lk}	on lämpökaivokentän hetkellinen teho, kW
ρ	on ilman tiheys, $1,2 \text{ kg}/m^3$
c_p	on ilman ominaislämpökapasiteetti, $1 \text{ kJ}/\text{kgK}$
Δt	on lämpötilaero puhallinyksiköllä, K

Laskelmissa voidaan muuttaa lämpötilaeroa, jolloin myös ilman virtaama muuttuu. Optimaalisessa tapauksessa lämpötilaero on sama kuin keruupiirissä, mutta lämpötilaero voidaan asettaa myös pienemmäksi, jolloin keruuneste kierretään ensin kaivoon ja sen jälkeen puhallinyksikköön lämpenemään.

Koska lämpöpumpun hyötysuhteeseen vaikuttaa myös puhallinyksikön kuluttama sähkö, tulee laskelmissa huomioida myös puhaltimen virtaaman suhde sähkönkulutukseen. Vaikka kaikki neste kierrätettäisiin ulkoyksikön kautta ja se olisi tällöin lämpimämpää, jolloin se nostaa hyötysuhdetta, voi silti puhaltimen kuluttama sähköenergia mitätöidä koko lämmityksen tuottaman hyödyn.

Kun keruuliuoksen lämpötilaeroa pienennetään ulkoyksiköllä, laskee myös puhaltimen kuluttama sähköenergia. Puhallin valitaan matalimman käytettävissä olevan ulkoilman lämpötilan avulla, kun Δt on $5 \text{ }^\circ\text{C}$; tällöin saadaan suurin tarvittava ulkoyksikön tehontarve ja sitä kautta laskettua suurin virtaama. Puhallinvalmistajat ilmoittavat puhaltimen virtaaman kuutiometreinä tunnissa (m^3/h), puhaltimen sähkötehon ja kierrosnopeuden. Taajuusmuuttajan avulla voidaan

muuttaa vaihtovirtamoottorien pyörimisnopeutta, jota laskiessa puhaltimen sähkönkulutus pienenee kolmanteen potenssiin. Puhallinyksikön tarvittavasta virtaamasta voidaan laskea tarvittava kierrosnopeus affiniteettisääntöjen mukaan kaavalla 42 (23), kun tunnetaan puhaltimen kierrosnopeus n_1 ja virtaama q_{v1} alkupisteessä.

$$\frac{q_{v2}}{q_{v1}} = \frac{n_2}{n_1} \rightarrow n_2 = \frac{q_{v2} \cdot n_1}{q_{v1}} \quad (42)$$

q_v on puhaltimen virtaama, dm³/s tai m³/h
 n on puhaltimen kierrosluku, rpm

Samaa sääntöä hyödynnetään puhaltimen sähkötehon P laskentaan kaavassa 43, kun myös alkupisteen sähköteho tiedetään (23).

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \rightarrow P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \quad (43)$$

P on puhaltimen sähköteho, W tai kW

Lopuksi suoritetaan lämmityksen ja käyttöveden lämmityksen laskenta kuten alkuperäisissäkin laskelmissa, mutta uusilla keruuliuoksen lämpötiloilla. Excelissä voidaan hakea paras lopputulos käyttämällä ratkaisin -toimintoa ja käyttämällä muuttujana esilämmityksen lämpötilaeroa.

7.5 Lämpökaivokentän uudelleen mitoitus

Kun kombinaatioiden energiantuotto ja -kulutus on tiedossa, lasketaan lisälaitteistolla tuotetun energian määrä. Ehdoiksi asetetaan, että ulkoilman ollessa +4 °C tai enemmän kaikki energia tuotetaan ulkoilmasta. Alemmalla ulkoilman lämpötilalla keruunesteen lämpötila laskee turhan alas, korkeammalla rajalla hyöty kokonaistuotossa vähenee huomattavasti.

Kaavan 32 avulla laskettujen lämpökaivon tunnitteisten tehojen avulla saadaan laskettua vuotuinen lämpökaivosta otettava energia, josta lasketaan kaavalla 44 lämpökaivosta otettava energia metriä kohden.

$$q_{lk} = \frac{Q_{lk}}{l_1} \quad (44)$$

q_{lk} on lämpökaivosta otettava energia, kWh/v/m
 Q_{lk} on vuotuinen lämpökaivosta otettava energia, kWh/v
 l_1 on lämpökaivokentän alkuperäinen kokonaispituus, m

Kun tiedetään lämpökaivosta otettava energia sekä lisälaitteen (ulkoyksikön) avulla tuotettava energia, lasketaan lämpökaivokentän uusi kokonaispituus l_2 kaavalla 45.

$$l_2 = l_1 - \left(\frac{Q_{uy}}{q_{lk}} \right) \quad (45)$$

Q_{uy} on ulkoyksiköllä tuotettu energia, kWh/v

Vaikka lämpökaivosta otettavan energian määrä säilyy samana, muuttuu lämpökaivosta otettava huipputeho, koska lämpökaivometrit vähenevät. Lämpökaivon huipputeho lasketaan kaavalla 46.

$$\Phi_{lk} = \frac{\Phi_h}{l} \quad (46)$$

Φ_{lk} on lämpökaivon teho mitoitusulkolämpötilassa, W/m
 Φ_h on höyrystimen teho mitoitusulkolämpötilassa, W
 l on lämpökaivokentän kokonaispituus, m

8 Tulokset

8.1 Energialaskennan tulokset

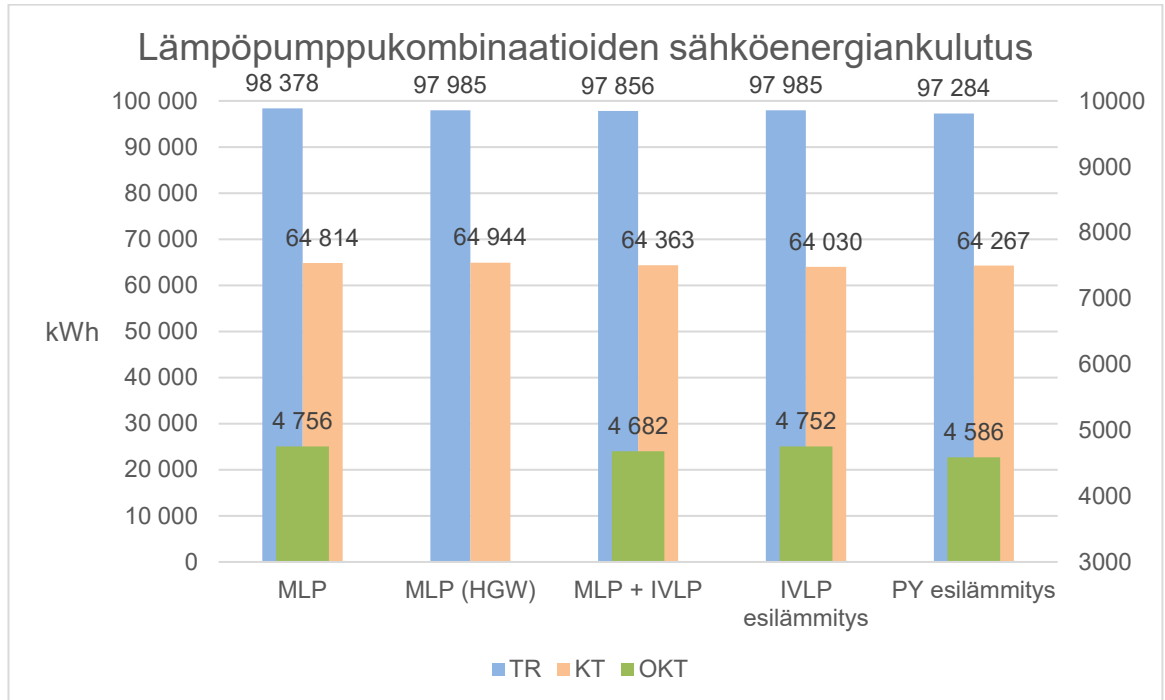
Kaikista rakennustyypeistä tehtiin ensin referenssilaskenta pelkällä maalämpöpumpulla, jotta tuloksia voidaan vertailla keskenään. Kerrostalosta ja toimistorakennuksesta tehtiin lisäksi laskenta tulistuslämmönvaihtimen hyödyntämisestä käyttöveden lämmityksessä. Ensimmäisessä laskennassa tutkittiin kombinaatioista saatavia etuja hyötysuhteeseen ja sähkönkulutukseen.

Kombinaatioille laskettiin energiankulutuksen lisäksi myös arvioitu takaisinmaksuaika, kun sähköenergian hinta on 100 €/MWh. Takaisinmaksuajan laskennassa ei otettu huomioon inflaatiota eikä energian hinnan nousua, sillä ne ovat tässä tapauksessa irrelevantteja. Laitteistojen kustannukset on arvioitu kokeuspohjaisesti laitteiston kokonaistehon perusteella; yleisesti maalämpölaitteistolle tulee hintaa noin 2 000 €/kW.

Liitteessä 1 on esitetty tapauskohtaiset tulokset taulukkomuodossa. Todellisuudessa tulokset olisivat hieman erilaiset, sillä etenkin suurissa rakennuksissa lämmitystä puskuroidaan työsäiliön avulla. Laskennan yksinkertaistamiseksi kuitenkin oletettiin lämpöpumppujen olevan päällä koko ajan, sillä invertterilämpöpumppujen lepoajan tarve vuorokaudessa on vain noin 15 minuuttia.

Kaikissa tapauksissa laskenta tehtiin siten, että lisälaitteiden tuottama ja kuluttama tunnittainen energia laskettiin mukaan kokonaiskulutukseen ainoastaan silloin, kun koko laitteiston hyötysuhde kasvoi, ts. sähkönkulutus pieneni. Taulukossa 3 on esitetty kombinaatioiden vuotuinen energiankulutus.

Taulukko 3. Lämpöpumppujen sähköenergian kulutus eri kombinaatioissa, (TR – toimistorakennus, KT – kerrostalo, OKT – omakotitalo, HGW – kuumakaasulämmönvaihdin, PY – puhallinyksikkö).



Taulukossa on lukemisen selkeyttämiseksi lisätty toinen arvoakseli omakotitalon tuloksille. Vasemmassa reunassa on referenssilaskenta, johon tuloksia verrataan. Tuloksista nähdään, että mitään mullistavaa ei tutkittavien kombinaatioiden tapauksista löydy, suurinkin energiansäästö jää vain noin kahteen prosenttiin. Syitä tähän löytyy muutamia:

- Ilma-vesilämpöpumpun hyötysuhde etenkin pakkasasteilla on heikko verrattuna maalämpöpumppuun, minkä vuoksi sen sähkönkulutus on todella suuri suhteutettuna keruuliuksen lämmittämisestä saatavaan hyötyyn.
- Kaikissa tapauksissa hyödyt alkavat näkyä vasta ulkoilman ollessa plus-puolella, jolloin lämmitykseen tarvittava teho on suhteellisen vähäinen verrattuna mitoitusulkolämpötilassa tarvittavaan lämmitystehoon.

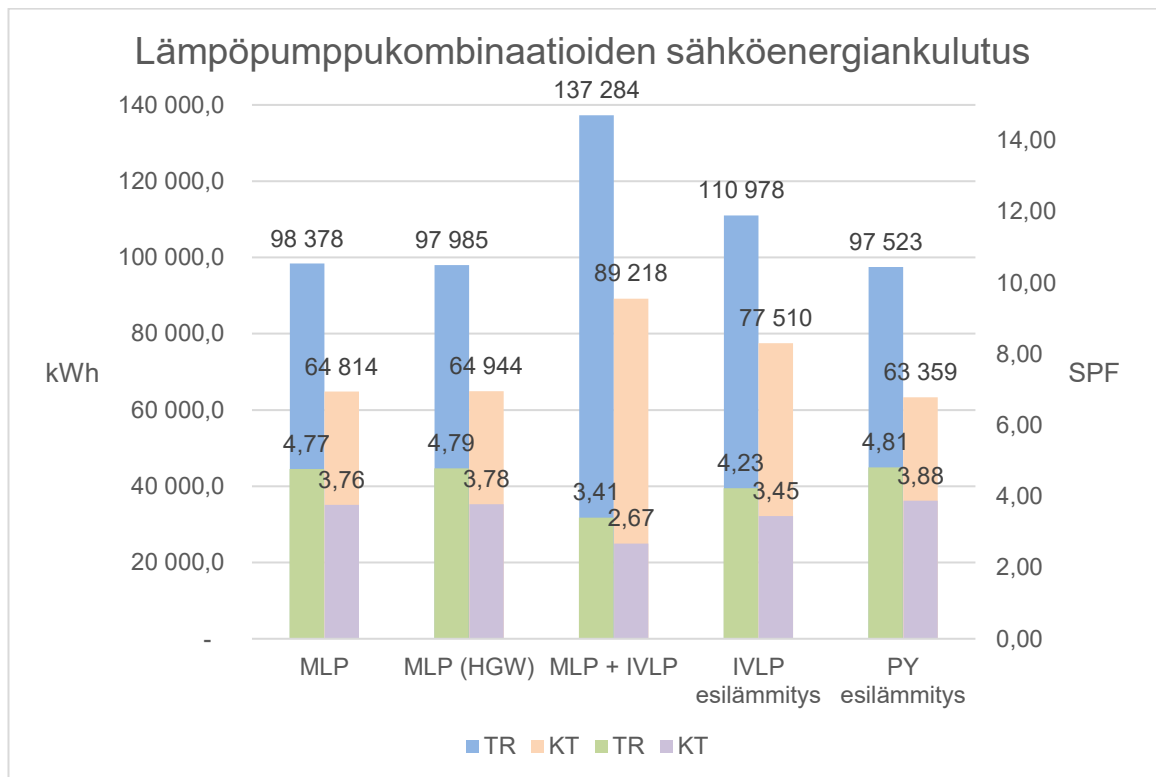
- Vaikka järjestelmän hyötysuhde kasvaa, se kuluttaa silti sähköenergiaa. Kun tämä pieni säästö suhteutetaan koko vuoden kulutukseen, on muutos lähes olematon.

8.2 Lämpökaivokentän uudelleenmitoitus

Toisessa laskennassa jätettiin energiansäästö toisarvoiseksi ja keskityttiin ainoastaan lämpökaivometrien vähentämiseen ja sitä kautta saatavaan säästöön järjestelmän perustamiskustannuksissa. Omakotitalon tapauksessa tällaisesta ei ole hyötyä, sillä yleensä omakotitaloissa on ainoastaan yksi lämpökaivo, jolloin kaivometrien vähentäminen heikentää lämpökaivon huipputehoa ja energiantuottoa huomattavasti. Suurissa kiinteistöissä kaivometrien vähentäminen tuo selkeästi enemmän hyötyjä mm. tontin koon rajallisuuden vuoksi.

Laskennassa asetettiin kaikkien kombinaatioiden ehdoiksi, että ulkolämpötilan ollessa yli +4 °C kaikki lämpöenergia tuotetaan ulkoilmasta. Näin saatiin vertailukelpoiset arvot kaikkiin tapauksiin. Matalammilla ulkolämpötiloilla esimerkiksi puhallinyksikköä käytettäessä tulisi ottaa huomioon myös jäätyneen kondenssi veden sulatus, mikä heikentäisi tehoa. Taulukossa 4 on esitetty laskelmien muuttuneet energiankulutukset ja SPF-luvut.

Taulukko 4. Lämpöpumppujen uusi sähköenergian kulutus eri kombinaatioissa, (TR – toimistorakennus, KT – kerrostalo, HGW – kuumakaasulämmönvaihdin, PY – puhallinyksikkö).



Taulukosta 4 nähdään tulosten selkeästi muuttuneen edellisestä tapauksesta. Syynä tähän on pakotettu aloituslämpötila. Koska esimerkiksi ilma-vesilämpöpumpun hyötysuhde on parempi suhteessa maalämpöön vasta noin 8 °C:n jälkeen, laitteiston hyötysuhde laski alle referenssiarvojen ja vastaavasti energiankulutus kasvoi huomattavasti. Myönteisenä asiana voidaan kuitenkin pitää puhallinyksikön tuloksia, jotka säilyivät parempina kuin referenssitapauksessa.

Koska energiaa otetaan ulkoilmasta, voidaan lämpökaivokenttää pienentää ja näin säästää perustamiskustannuksissa. Energian hinta pidettiin samana kuin edellisessäkin tapauksessa. Laskentaan lisättiin lämpökaivojen hinta, joka on noin 30–35 €/m; tässä tapauksessa laskettiin 35 €/m:lla. Lämpökaivometrien vähentyessä saatiin laitoksen perustamiskustannuksia pienennettyä.

Liitteessä 2 olevista taulukoista nähdään, että vaikka kaivometrejä saatiin vähennettyä jopa 20 %, ilma-vesilämpöpumpun kuluttama sähköenergia peittoaa

saatavat säästöt täysin. Vastaavasti puhallinyksikön tulokset ovat lupaavia, sillä energian kulutus oli yhä parempaa kuin pelkällä maalämpöpumpulla, lisäksi perustamiskustannusten säästöllä takaisinmaksuaikaa saatiin jopa lyhennettyä.

Vaikka lämpökaivometrejä vähennettiin huomattavasti, ei lämpökaivosta otettava huipputeho kasvanut kovinkaan mittavasti. Voidaan olettaa, että näillä tehoilla ei lämpökaivokenttä vielä pääse jäätymään. Lisäksi lämpökaivokenttä saa palautua pidemmän aikaa, mikä nostaa lämpökaivoista saatavan keruunesteen lämpötilaa ja sitä kautta lämpöpumpun hyötysuhdetta seuraavalla lämmityskaudella.

9 Yhteenveto

Jo alussa tiesin aihealueen olevan todella laaja, ja työn edetessä täytyikin tehdä kompromisseja, jotta kokonaisuus pysyi aihealueen rajojen sisällä. Työ tehtiin sillä ajatuksella, että talotekniikan perusteet tunteva kykenee hahmottamaan laskentaprosessin tarkoitusperät sekä ymmärtämään lopputulokset. Aluksi täytyi kuitenkin valottaa hieman kylmätekniikan perusteita, jotta lukija ymmärtää, minkä kaltaista tekniikkaa lämpöpumpuissa on ja miksi niistä ei saa rakennettua ikiliikkujaa.

Tässä työssä merkittävässä osassa oli Excel-taulukkolaskentaohjelma, jossa suurin osa työstä tehtiin. Hankalin vaihe oli saada laskukaavat täsmäämään siten, etteivät ne vääristäneet lopputulosta. Töissä saadun kokemuksen ja koulussa opittujen asioiden ansiosta pystyin hahmottamaan kokonaisuuden ja sitä kautta pienentämään virheellisten laskelmien mahdollisuutta. Tämän kaltaisia töitä ei ole juurikaan tehty, mikä lisäsi sen haasteellisuutta. Työtä tehdessä opin myös käyttämään ja hakemaan relevantteja lähteitä sekä tulkitsemaan niitä kriittisesti.

Lähtökohtana opinnäytetyölle oli tehdä laskennallinen tutkimus eri tavoista parantaa maalämpölaitteiston hyötysuhdetta sekä tutkia, voisiko niitä hyödyntämällä vähentää lämpökaivometrejä ja sitä kautta pienentää laitteiston

perustamiskustannuksia. On jo aiemmin todettu, että maalämpöpumppuun voi yhdistää monenlaisia eri lämmönlähteitä, joista saatavaa energiaa voi käyttää hyödyksi rakennusten ja käyttöveden lämmityksessä. Ilma-vesilämpöpumppuja käytetään useissa kohteissa päälämmönlähteenä sen pienempien perustamiskustannusten takia tai siitä syystä, ettei alueella voi porata lämpökaivoa. Sitä ei kuitenkaan ole tiettävästi yhdistetty maalämpöpumpun rinnalle lämmönlähteeksi.

Laskelmien lopputulokset eivät täysin vastanneet odotuksiani, mitä tulee energian säästöön, mutta ne ovat kuitenkin perusteltavissa. Joka tapauksessa laskelmilla saavutettiin halutunlainen lopputulos. Laskelmista on selkeästi nähtävissä, että ulkoilman lämpöenergiaa voidaan käyttää maalämpöpumpun lämmönlähteenä joko välillisesti ilma-vesilämpöpumpulla tai suoraan lämmönsiirinyksikköä hyväksi käyttäen. Oli odotettavissa, että puhallinyksiköstä saatava hyöty voi olla hyvinkin suuri; samankaltaista tekniikkaa käytetään jo esimerkiksi kiinteistöjen poistoilmanlämmöntalteenottojärjestelmissä. Ilma-vesilämpöpumpun hyödyt jäävät pieniksi, kun ajatellaan ainoastaan energian säästöä, mutta lämpökaivokenttää suunniteltaessa parinkin kaivon vähentäminen voi olla ratkaisevaa koko projektin kannalta.

Kaiken kaikkiaan olin tyytyväinen työni tuloksiin, vaikka niistä ei juuri mitään mullistavaa löytynyt. Tulokset kuitenkin vahvistavat, että maalämpöpumpun rinnalle on kannattavaa lisätä toinen järjestelmä, mikäli lämpökaivokentäksi hyödynnettävää tonttia on rajallinen määrä. Vaikka sähköenergian kulutus voikin IVLP-MLP-kombinaatiolla kasvaa suhteellisen paljon suuremmaksi kuin pelkällä maalämmöllä, on sen hyödyntäminen ihan varteenotettava ratkaisu, sillä järjestelmällä voidaan silti tuottaa todella suuria säästöjä verrattuna esimerkiksi kaukolämpöön.

Toivon, että tästä työstä saatavaa tietoutta voidaan käyttää hyväksi tulevilla tutkimuksilla ja mahdollisesti voitaisiin jopa jatkojalostaa esimerkiksi aurinkokehäntien hyödyntämisessä lisälämmönlähteenä. Lisäksi voisi olla ihan perusteltavaa tehdä empiirisiä tutkimuksia puhallinyksikön tuomista mahdollisuuksista

maalämpöpumpun rinnalla. On otettava myös huomioon, että laskelmat tehtiin Jyväskylän lämpöyöhykkeelle, jolloin voidaan olettaa, että esimerkiksi Etelä-Suomessa tulokset voivat olla vielä lupaavampia.

Lähteet

- 1 Neksä, P; Walnum, H.T.; Hafner, A. 2010. Verkkoaineisto. CO2 - A refrigerant from the past with prospects of being one of the main refrigerants in the future. SINTEF Energy Research. 9th IIR Gustav Lorentzen Conference 2010.
- 2 Kaappola, Esko. 2021. Kylmätekniiikan opetusmateriaalit. Metropolia Ammattikorkeakoulu.
- 3 Kylmäalan historia. Verkkoaineisto. Darment.fi. < <https://darment.fi/kylmaalan-historia/>>. Luettu 23.10.2021.
- 4 CoolPack-sovellus. <<https://www.ipu.dk/products/coolpack/>>
- 5 Kaappola, Esko; Hirvelä, Aulis; Jokela, Matti; Kianta, Jani. 2012. Kylmätekniiikan perusteet. 2. tarkistettu painos. Opetushallitus.
- 6 Ling; Samuel J; Sanny, Jeff; Moebis, William. 2016. University Physics Volume 2. Verkkoaineisto. Openstax™. <<https://openstax.org/books/university-physics-volume-2/pages/1-introduction>>. Luettu 10.11.2021.
- 7 Suomen lämpöpumppuyhdistys SULPU ry. 2010. Verkkoaineisto. SULPU ry. <docplayer.fi/683356-Suomen-lampopumppuyhdistys-sulpu-ry.html>. Luettu 20.11.2021.
- 8 Valkeapää, Aki. 2020. Jäähdytysjärjestelmät ja lämpöpumput, opetusmateriaalit. Metropolia Ammattikorkeakoulu.
- 9 Poistoilman lämmöntalteenotto lämpöpumppujärjestelmällä. Verkkoaineisto. Talotekniikkainfo. <<https://talotekniikkainfo.fi/ratkaisut-etusivu/poistoilman-lammontalteenotto-lampopumppujarjestelmalla>>. Luettu 27.11.2021.
- 10 Turpeinen, Antti. 2019. Jäteveden lämmöntalteenotto asuinkerrostaloissa. Opinnäytetyö. Tampereen ammattikorkeakoulu. Theseus-tietokanta.
- 11 Ilma-vesilämpöpumppu. Verkkoaineisto. 2021. Motiva. <https://www.motiva.fi/koti_ja_asuminen/rakentaminen/lammitysjarjestelman_valinta/lammitysmuodot/ilma-vesilampopumppu_ivlp>. Luettu 8.1.2022.
- 12 Valkeapää, Aki. 2021. Lämpöpumput ja lämpöpumppulaitokset, opetusmateriaalit. Metropolia Ammattikorkeakoulu.

- 13 Lämpöpumppujen energialaskentaopas. 2012. Verkkoaineisto. Ympäristöministeriö. <https://ym.fi/documents/1410903/38439968/Lampopumppujen-energiaskentaopas-3.10.2012-10A732A6_EA2F_45F9_869C_6F909138CB26-30757.pdf/1d053cd5-1865-e174-6424-841fac831c48/Lampopumppujen-energiaskentaopas-3.10.2012-10A732A6_EA2F_45F9_869C_6F909138CB26-30757.pdf?t=1603260214849>. Luettu 29.12.2021.
- 14 Leppäharju, Nina. 2008. Kalliolämmön hyödyntämiseen vaikuttavat geofyysikaaliset ja geologiset tekijät. Pro gradu -tutkielma. Oulun yliopisto, Fysiikkaalisten tieteiden laitos.
- 15 Eskola, Lari; Holopainen, Riikka; Jokisalo, Juha; Laitinen, Ari; Sirén, Kai; Tuomaala, Pekka; Tuominen, Pekka. 2014. Renewable energy production of Finnish heat pumps. Espoo. VTT.
- 16 Energialaskennan testivuodet 2012. Ilmatieteen laitos. <<https://www.ilmatieteenlaitos.fi/energiaskennan-testivuodet-nyky>>. Luettu 9.1.2022.
- 17 Opas asuinrakennuksen ilmanvaihdon mitoitukseen. Verkkoaineisto. 2019. FINVAC ry. <https://ym.fi/documents/1410903/38439968/Opas-asuinrakennusten-ilmanvaihdon-mitoitukseen_2019-C28A5C3D_0A1B_4504_98BB_14D9C1820FE9-144725.pdf/338c293d-f4b5-514b-d6d9-1ddc0dc225f0/Opas-asuinrakennusten-ilmanvaihdon-mitoitukseen_2019-C28A5C3D_0A1B_4504_98BB_14D9C1820FE9-144725.pdf?t=1603260100069>. Luettu 22.1.2022.
- 18 Opas ilmanvaihdon mitoitukseen muissa kuin asuinrakennuksissa. 2019. FINVAC ry. Korjattu 2020. <https://ym.fi/documents/1410903/38439968/Opas-ilmanvaihdon-mitoitukseen-muissa-kuin-asuinrakennuksissa_2019b-D9B578DC_66D4_44BC_B1AE_DCAB875D5907-144726.pdf/9f1ca28e-57de-3fa4-5388-a00f4d973afb/Opas-ilmanvaihdon-mitoitukseen-muissa-kuin-asuinrakennuksissa_2019b-D9B578DC_66D4_44BC_B1AE_DCAB875D5907-144726.pdf?t=1603260098252>. Luettu 22.1.2022.
- 19 Liljeström, Kimmo. Salomaa, Riina. 2018. Tarpeenmukaisen ilmanvaihdon huomioiminen energiatehokkuuden vertailuluvun (E-luvun) laskennassa. Verkkoaineisto. Ympäristöministeriö. <<https://www.ymparisto.fi/download/noname/%7BE4C60E12-A5A3-4B98-A5D5-02AEE4FC9FD7%7D/144152>>. Ladattu 22.1.2022.
- 20 Laskukaavat: Lämmin käyttövesi. 2019. Motiva. <https://www.motiva.fi/julkinen_sektori/kiinteiston_energiankaytto/kulutuksen_normitus/laskukaavat_lammin_kayttovesi>. Luettu 12.1.2022.

- 21 Maalämpöpumput, Pientalot. 2018. LVI 11-10623. Rakennustieto Oy.
- 22 Asetus rakennusten vesi- ja viemärlaitteistoista (1047/2017). 2017.
- 23 Valkeapää, Aki; Leino, Markku. 2019. Lämmönsiirto ja virtaustekniikka, opetusmateriaalit. Metropolia Ammattikorkeakoulu.

Energiansäästölaskennan tulokset

Omakotitalo

	MLP	MLP + IVLP	IVLP esilämmitys	PY esilämmitys	
Q _{lkv}	4663,2	4663,2	4663,2	4663,2	kWh
Q _{tilat}	15000,0	15000,0	15000,0	14999,9	kWh
Q _{LP, lkv}	4663,2	4663,2	4663,2	4663,2	kWh
Q _{LP, tilat}	14999,9	14999,9	14999,9	14999,9	kWh
W _{Lisälämpö, lkv}	0,0	0,0	0,0	0,0	kWh
W _{Lisälämpö, tilat}	0,1	0,1	0,1	0,1	kWh
W _{LP, lkv}	1656,4	1604,0	1638,1	1519,0	kWh
W _{LP, tilat}	3099,3	3077,9	3098,1	3035,5	kWh
W _{IVLP, esilämmitys}	-	-	15,5	-	kWh
W _{puhallin}	-	-	-	15,8	kWh
W _{LP}	4755,7	4681,8	4751,7	4570,4	kWh
SPF	4,13	4,20	4,14	4,30	
W _{kok}	4755,8	4682,0	4751,7	4586,4	kWh
SPF:n muutos	-	1,58 %	0,08 %	4,05 %	
Energian kulutus	-	-1,55 %	-0,09 %	-3,56 %	
Hankintahinta	15 000	25 000	25 000	20 000	€
Energian hinta	0,1	0,1	0,1	0,1	€/kWh
Energian säästö	14 907	14 981	14 911	15 077	kWh
Takaisinmaksuaika	10,1	16,7	16,8	13,3	v

Kerrostalo

	MLP	MLP (HGW)	MLP + IVLP	IVLP esilämmitys	PY esilämmitys	
Q _{ikv}	69 600,0	69 600,0	69 600,0	69 600,0	69 600,0	kWh
Q _{iv}	39 966,4	39 966,4	39 966,4	39 966,4	39 966,4	kWh
Q _{tilat}	126 049,7	126 049,7	126 049,7	126 049,7	126 049,7	kWh
Q _{LP, ikv}	69 600,0	66 758,9	66 758,9	69 600,0	69 600,0	kWh
Q _{LP, ikv, tulistus}	-	2 841,1	2 841,1	3 653,3	2 842,9	kWh
Q _{LP, iv}	38 293,9	37 753,7	37 753,7	37 786,3	37 753,8	kWh
Q _{LP, tilat}	124 806,2	124 806,2	124 806,2	125 609,6	124 806,3	kWh
W _{Lisälämpö, ikv}	- 0,0	- 0,0	- 0,0	- 0,0	- 0,0	kWh
W _{Lisälämpö, iv}	1 681,4	2 221,5	2 221,5	2 189,0	2 221,5	kWh
W _{Lisälämpö, tilat}	1 267,5	1 267,5	1 267,5	464,2	1 267,5	kWh
W _{LP, ikv}	24 665,4	23 626,0	23 081,9	23 262,4	22 109,1	kWh
W _{LP, iv}	10 010,0	10 639,1	10 630,0	10 632,4	10 615,3	kWh
W _{LP, tilat}	27 189,6	27 189,6	27 161,9	26 828,9	26 897,3	kWh
W _{IVLP, esilämmitys}	-	-	-	326,6	-	kWh
W _{puhallin}	-	-	-	-	183,7	kWh
W _{LP}	61 865,0	61 454,7	60 873,8	61 050,2	59 805,4	kWh
SPF	3,76	3,78	3,81	3,82	3,88	kWh
W _{kok}	64 813,8	64 943,7	64 362,8	64 030,1	63 294,4	kWh
SPF:n muutos	-	0,43 %	1,39 %	1,46 %	3,20 %	
Energian kulutus	-	0,20 %	-0,70 %	-1,21 %	-2,34 %	
Hankintahinta	130 000	130 000	160 000	160 000	140 000	€
Energian hinta	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	€/kWh
Energian säästö	170 802	170 672	171 253	171 586	172 322	kWh
Takaisinmaksuaika	7,6	7,6	9,3	9,3	8,1	v

Toimistorakennus

	MLP	MLP (HGW)	MLP + IVLP	IVLP esilämmitys	PY esilämmitys	
Q _{lkv}	15 660,0	15 660,0	15 660,0	15 660,0	15 660,0	kWh
Q _{iv}	170 534,3	170 534,3	170 534,3	170 534,3	170 534,7	kWh
Q _{tilat}	281 940,5	281 940,5	281 940,5	281 940,5	281 940,9	kWh
Q _{LP, lkv}	15 660,0	12 401,1	12 401,1	12 401,1	15 660,0	kWh
Q _{LP, lkv, tulistus}	-	3 258,9	3 258,9	3 258,9	3 258,9	kWh
Q _{LP, iv}	170 494,1	170 498,9	170 488,2	170 498,9	170 499,3	kWh
Q _{LP, tilat}	281 612,0	281 612,0	281 612,0	281 612,0	281 612,4	kWh
W _{Lisälämpö, lkv}	-	0,0	0,0	0,0	0,0	kWh
W _{lisälämpö, iv}	40,1	35,4	46,1	35,4	35,4	kWh
W _{Lisälämpö, tilat}	328,6	328,6	328,6	328,6	328,6	kWh
W _{LP, lkv}	5 478,4	4 302,6	4 240,3	4 302,6	4 050,6	kWh
W _{LP, tilat}	53 991,8	53 991,8	53 989,4	53 991,8	53 445,0	kWh
W _{LP, iv}	38 539,6	39 327,0	39 251,2	39 327,0	39 214,8	kWh
W _{IVLP, esilämmitys}	-	-	-	-	-	kWh
W _{puhallin}	-	-	-	-	209,1	kWh
W _{LP}	98 009,8	97 621,4	97 480,9	97 621,4	96 919,6	kWh
SPF	4,77	4,79	4,80	4,79	4,83	kWh
W _{kok}	98 378,5	97 985,3	97 855,6	97 985,3	97 283,5	kWh
SPF:n muutos	-	0,40 %	0,54 %	0,40 %	1,13 %	
Energian kulutus	-	-0,40 %	-0,53 %	-0,40 %	-1,11 %	
Hankintahinta	360 000	360 000	400 000	400 000	380 000	€
Energian hinta	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	€/kWh
Energian säästö	369 756	370 150	370 279	370 150	370 852	kWh
Takaisinmaksuaika	9,7	9,7	10,8	10,8	10,2	v

Lämpökaivokentän säästölaskelma

Kerrostalo

	MLP	MLP (HGW)	MLP + IVLP	IVLP esilämmitys	PY esilämmitys	
SPF	3,76	3,78	2,67	3,45	3,88	kWh
Wkok	64813,8	64943,7	89218,4	77509,6	63359,3	kWh
Ulkoyksiköllä tuotettu energia	-	-	55637,1	55637,1	55637,1	kWh
Lämpökaivon alkup. syvyys	1490,0	1490,0	1490,0	1490,0	1490,0	m
Lämpökaivosta otettava energia	115,0	115,0	115,0	115,0	115,0	kWh/m
Uusi lämpökaivon pituus	1490,0	1490,0	1006,2	1006,2	1006,2	m
Lämpökaivosta otettava huipputeho	27,9	27,9	41,2	41,2	41,2	W/m
Säästö	-	-	483,8	483,8	483,8	m
Lämpökaivon hinta	35,0	35,0	35,0	35,0	35,0	€/m
Lämpökaivon hinta	52150,0	52150,0	35217,0	35217,0	35217,0	€
Lisälaitteiston hinta	-	-	30000	30000	20000	€
SPF:n muutos	-	0,43 %	-28,89 %	-8,40 %	3,09 %	
Energian kulutus	-	0,0	0,4	0,2	0,0	
Hankintahinta	130000,0	130000,0	143067,0	143067,0	133067,0	€
Energian hinta	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	€/kWh
Energian säästö	170802,2	170672,3	146397,7	158106,4	172256,8	kWh
Takaisinmaksuaika	7,6	7,6	9,8	9,0	7,7	v

Toimistorakennus

	MLP	MLP (HGW)	MLP + IVLP	IVLP esilämmitys	PY esilämmitys	
SPF	4,77	4,79	3,41	4,23	4,81	kWh
Wkok	98378,5	97985,3	137283,7	110978,5	97522,5	kWh
Ulkoyksiköllä tuotettu energia	-	-	73360,8	73360,8	73360,8	kWh
Lämpökaivon alkup. syvyys	4043,0	4043,0	4043,0	4043,0	4043,0	m
Lämpökaivosta otettava energia	92,0	92,0	92,0	92,0	92,0	kWh/m
Uusi lämpökaivon pituus	4043,0	4043,0	3245,6	3245,6	3245,6	m
Lämpökaivosta otettava huipputeho	28,9	28,9	36,0	36,0	36,0	W/m
Säästö	-	-	797,4	797,4	797,4	m
Lämpökaivon hinta	35,0	35,0	35,0	35,0	35,0	€/m
Lämpökaivon hinta	141505,0	141505,0	113596,0	113596,0	113596,0	€
Lisälaitteiston hinta	-	-	30000	30000	20000	€
SPF:n muutos	-	0,40 %	-28,61 %	-11,39 %	0,88 %	
Energian kulutus	-	-0,40 %	39,55 %	12,81 %	-0,87 %	
Hankintahinta	360000,0	360000,0	362091,0	362091,0	352091,0	€
Energian hinta	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	€/kWh
Energian säästö	369756,3	370149,5	330851,1	357156,4	370613,1	kWh
Takaisinmaksuaika	9,7	9,7	10,9	10,1	9,5	v