

Mikko Keinänen

Poistoilmalämpöpumppu asuinkerrostaloissa

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Talotekniikka

Insinöörityö

1.6.2016

| | |
|---|--|
| Tekijä Otsikko | Mikko Keinänen Poistoilmalämpöpumppu asuinkerrostalossa |
| Sivumäärä Aika | 33 sivua + 5 liitettä 1.6.2016 |
| Tutkinto | Insinööri (AMK) |
| Tutkinto | Talotekniikka |
| Suuntautumisvaihtoehto | LVI-suunnittelu |
| Ohjaaja | Yliopettaja Jukka Yrjölä |
| <p>Tässä opinnäytetyössä syvennyttään poistoilmalämpöpumppujärjestelmän (PILP) mitoituksen poistoilman entalpian, järjestelmän lämpötilatasojen ja COP-arvojen kautta. Erityisesti laskennallisessa lämmöntalteenottosiirtimen mitoituksessa on poistoilman kosteudella suuri merkitys järjestelmän suunnittelussa.</p> <p>Lämmönkeruuliukuksia vertaillaan lämmönsiirron ja pumpattavuuden kannalta. Myös erilaisia hybridikytkentöjä PILP:n rinnalle esitellään lyhyesti.</p> <p>PILP-järjestelmän kannattavuutta vertailtiin kolmen erilaisen mitoituksen puitteissa. Järjestelmästä tehtiin laskennallinen simulaatiomalli, jolla arvioitiin mallikohteen optimaalista mitoitusta. Ensimmäisessä mallissa maksimoitiin lämpöpumpun teho, toisessa mallissa käytettiin suurta COP-arvoa (pieni teho) ja kolmannessa mallissa käytettiin arvoja näiden väliltä. Maksimitehomitoitus eikä korkean COP-arvon tavoittelu osoittautunut niin hyväksi kuin optimaalisempi ratkaisu näiden väliltä.</p> <p>Vaikka laskennallisesti poistoilman kosteudella on suuri merkitys järjestelmän mitoitukseen, tehdyn kirjallisen selvityksen ja käytännön kokemuksen kautta on kerrostalojen poistoilma hyvin kuivaa erityisesti lämmityskaudella. Tämän perusteella tulisi PILP-järjestelmää mitoittaa kuivan lämmöntalteenoton perusteella, jossa kondensoitumista ei huomioida.</p> <p>Laskennallisen selvityksen perusteella on optimaalisempi lämpöpumpun teho ja COP-mitoitus kannattavampi vaihtoehto kuin maksimaalinen teho tai suurella COP-arvolla suunniteltu PILP-järjestelmä.</p> | |
| Avainsanat | poistoilmalämpöpumppu, ilmanvaihto, energiansäästö, lämmitys |

| | |
|---|--|
| Author(s) Title | Mikko Keinänen Exhaust air heat pump in apartment buildings |
| Number of Pages Date | 33 pages + 5 appendices 1 June 2016 |
| Degree | Bachelor of Engineering |
| Degree Programme | Building Services Engineering |
| Specialisation option | HVAC Engineering, Design Orientation |
| Instructor(s) | Jukka Yrjölä, Principal lecturer |
| <p>This Bachelor's thesis studied the designing of exhaust air heat pump systems (EAHP) in detail, focusing especially on the enthalpy of exhaust air, system temperature levels and the Coefficient Of Performance (COP). The heat transfer coefficient and pumpability of heat transfer fluids were compared. Also various hybrid solutions with EAHP were discussed.</p> <p>The profitability of an EAHP system was estimated with three comparative models. A simulation model for an EAHP system was made to evaluate the optimal design. In the first model the output of the heat pump was maximized, in the second model a high COP value (lower output) was used and in the third model values between these previous models were used. Neither the simulation with maximum efficiency nor the high COP was as good as an optimized solution between these two.</p> <p>Although the moisture content of the exhaust air is a major factor in designing EAHP systems, both written research and personal experience indicated that the exhaust air in apartment buildings is fairly dry especially during winter season. Because of this, the EAHP system should be designed based on dry heat recovery without the effect of condensation.</p> | |
| Keywords | exhaust air heat pump, energy saving, ventilation, heating |

Sisällys

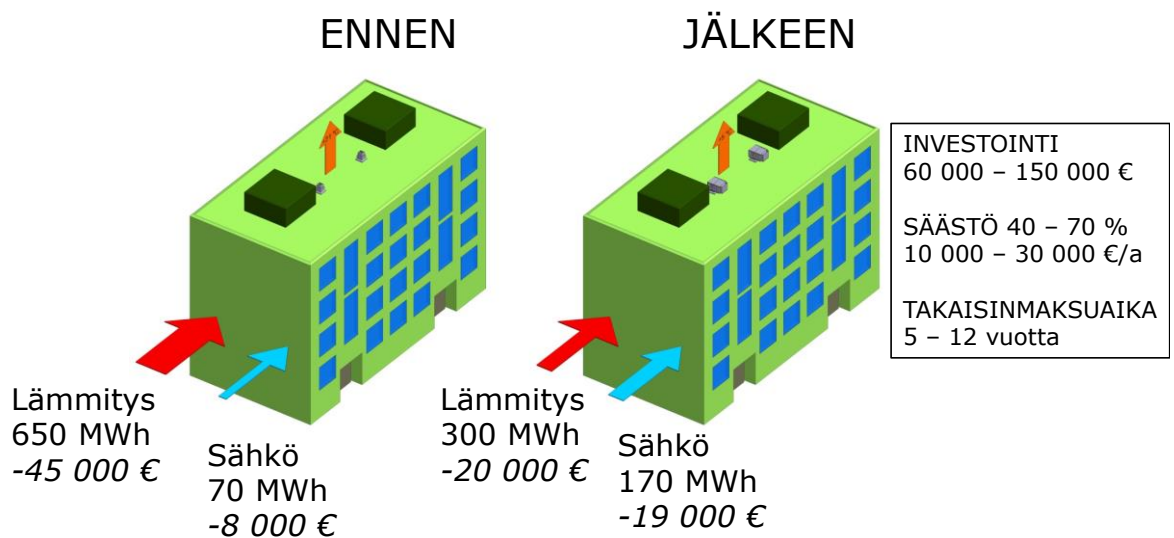
| | | |
|-------|---|----|
| 1 | Johdanto | 1 |
| 2 | Poistoilmalämpöpumppujärjestelmät | 2 |
| 2.1 | Suora lämmöntalteenottojärjestelmä | 2 |
| 2.2 | Epäsuora lämmöntalteenottojärjestelmä | 4 |
| 3 | Lämmöntalteenotto | 6 |
| 3.1 | Poistoilman energiasisältö | 6 |
| 3.2 | Poistoilman kosteuspitoisuus | 7 |
| 3.3 | Kostea ja kuiva lämmöntalteenotto | 7 |
| 3.4 | Jäteilman lämpötila ja COP-arvo | 10 |
| 3.5 | Mitoittava ilmamäärä | 10 |
| 3.6 | Keruupiirin virtaamat ja putkistomitoitus | 11 |
| 3.7 | Keruupiirin shunttaus | 11 |
| 3.8 | Lämmönsiirtoaineet | 13 |
| 3.8.1 | Etyleeniglykoli | 14 |
| 3.8.2 | Propyleeniglykoli | 14 |
| 3.8.3 | Kaliumformiaatti (Freezium) | 14 |
| 3.8.4 | Etanoli | 14 |
| 3.8.5 | Vesi | 15 |
| 3.8.6 | Lämmönsiirtoaineiden vertailua | 15 |
| 4 | Lämpöpumppu | 15 |
| 5 | Lämmitys- ja käyttövesikytkennät kaukolämmön rinnalla | 16 |
| 5.1 | Lämmityksen alakeskuksen kytkennät | 16 |
| 5.1.1 | Lämmitysverkon paluupuolen kytkentä | 16 |
| 5.1.2 | Menopuolen 3-tiekytkentä | 17 |
| 5.1.3 | Tulevaisuuden kytkennät | 18 |
| 5.2 | Hybridikytkennät | 18 |
| 5.2.1 | Aurinkoenergia | 18 |
| 5.2.2 | Kaukolämmön paluuenergia | 19 |
| 5.2.3 | Jäteveden energia | 20 |
| 5.2.4 | Maalämpö | 21 |
| 6 | Poistoilmalämpöpumppujärjestelmän kannattavuus | 21 |

| | | |
|-------|---|----|
| 6.1 | Yleistä | 21 |
| 6.2 | Kannattavuusvertailu | 22 |
| 6.2.1 | CASE1: Maksimiteho | 24 |
| 6.2.2 | CASE2: Korkea COP-arvo | 26 |
| 6.2.3 | CASE3: Välimalli | 27 |
| 6.3 | Eri mitoitustilanteiden yhteenveto | 29 |
| 6.4 | Todellinen esimerkkikohde | 30 |
| 7 | Yhteenveto | 31 |
| | Lähteet | 33 |
| | Liitteet | |
| | Liite 1. Kondensoivan savukaasulämmönsiirtimen mitoitus | |
| | Liite 2. COP-arvon ja jäteilman laskenta | |
| | Liite 3. Lämmönsiirtonesteiden aineominaisuuksia | |
| | Liite 4. Lämmönsiirron ja pumppauskustannusten laskentaperusteet | |
| | Liite 5. Kuvakaappaus simulaatio-ohjelmasta (vanha versio 2013) ja laskennan lohko- kaavio | |

1 Johdanto

Tässä työssä on tarkoitus perehtyä liuos pohjaisen (epäsuoran) poistoilmalämpöpumpputjärjestelmän mitoittamiseen ja suunnitteluun sekä järjestelmän kokonaistoimivuuteen ja tehokkuuteen. Työn painopisteet ovat lämmönkeruussa sekä lämmönluovutuksessa radiaattoriverkoston.

PILP-järjestelmä on tarkemmin tarkasteltuna varsin monimutkainen kokonaisuus; poistoilman kosteudesta, kylmäaineen liukuman ja kompressorin säätömoottorin kautta lämmönjaon kytkentään ja lämmityksen säätökäyrän muotoon. Hyvin suunnitellun, toteutetun ja ohjelmoidun järjestelmän ero vain ”kasaan rautaa” on pahimmillaan tuhansia menetettyjä euroja vuodessa.



Kuva 1. Poistoilmalämpöpumppujärjestelmän energia- ja rahavirrat sekä tyypilliset investointi ja kannattavuusarvot.

Poistoilmalämpöpumppujärjestelmän (PILP-järjestelmä) merkittävin hyöty on esitetty kuvassa 1. Kuvan energiankulutusarvot on otettu todellisesta kohteesta, jonka takaisinmaksuajaksi tulee noin 6 vuotta. PILP-laitteisto ei alenna kiinteistön sisäisesti kuluttamaa energiamäärää, mutta laskee ostettavan energian määrää hyödyntämällä muutoin hukkaan menevää lämpöä.

Kaukolämpömarkkinoiden epäterve tilanne – alhainen sähkön pörssihinta, sekä lämmönmyynnin paikallinen monopoliasema ja verotus [1] – nostavat kaukolämmön hintaa mahdollistaen PILP-järjestelmien kannattavuuden.

Kasvanut kiinnostus perustuu myös kehittyneempään laitetekniikkaan, putkiremonttien ajankohtaisuuteen sekä ympäristötietoisuuden kasvuun. Valtaosa Suomen ennen vuotta 1990 rakennetusta asuinkerrostalokannasta (n. 40 000 kpl) [1] on rakennettu koneellisella poistoilmanvaihdolla ilman lämmöntalteenottojärjestelmää. Merkittävä osa (n.36 %) kiinteistön energiankulutuksesta menee hukkaan lämpimän poistoilman mukana. Tämä tarkoittaa, että poistoilman mukana menee vuosittain hukkaan n. 2 400 GWh [1].

Suomessakin tehtiin pilottikohteita 80-luvun puolivälissä, joissa asuinkerrostalojen poistoilmasta otettiin lämpöä talteen ja lämpöpumpun avulla käytettiin rakennuksen lämmitykseen. Silloin kuitenkin todettiin heikomman laitetekniikan, mutta ennen kaikkea halvemman energian vuoksi hankkeet kannattamattomiksi.

Poistoilmalämpöpumppuja asennetaan kerrostaloihin kiihtyvään tahtiin ja sopivaan rakennukseen (koko, huippuimureiden määrä yms.) oikein suunniteltuna ja toteutettuna järjestelmä on kannattava investointi. Osaamattoman suunnittelun, toteutuksen ja epäselvien määräysten ja ohjeistusten takia, on vaarana, että järjestelmä ei toimi toivotulla tavalla. Esimerkiksi kytkentätapojen, lämpötilatasojen ja siirtimien sekä varaajien mitoitusohjeistuksessa olisi tarkentamisen varaa.

2 Poistoilmalämpöpumppujärjestelmät

2.1 Suora lämmöntalteenottojärjestelmä

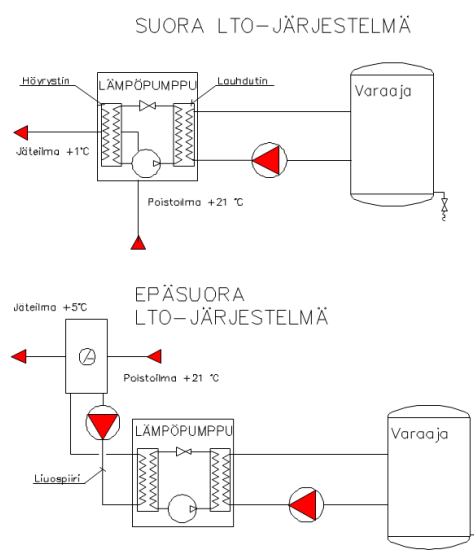
Suorassa poistoilmalämpöpumppujärjestelmässä poistoilma kulkee höyrystinpatterin läpi höyrystäen kylmäaineen. Höyrystin- ja lauhdutinsiirtimen on syytä sijaita lähekkäin kylmäaineputkiston pituuden minimoimiseksi. Suoran ja epäsuoran LTO-kytkennän periaate on esitetty kuvassa 2.

SUORALLA LTO-JÄRJESTELMÄLLÄ ON SEURAAVIA ETUJA

- + Parempi hyötysuhde (yksi lämmönsiirtotapahtuma vähemmän kuin epäsuorassa järjestelmässä)
- + Mahdollinen korkeampi höyrystyslämpötila parantaa COP-arvoa.
- + Suuri LTO-teho (jäteilma voidaan tarvittaessa jäähdyttää kylmemmäksi ja kondensoitumista tapahtuu enemmän -> kasvattaa entisestään LTO-tehoa)
- + Nopea säätö muuttuvissa ilmavirran olosuhteissa
- + Vähän komponentteja (edullisempi)
- + Paloherkkää (etanoli) tai myrkyllistä liuosta (glykoli) ei tarvitse putkittaa kiinteistöissä.
- + Pienempi kokonaistilantarve (LTO-yksikkö sisältää usein kompressorit, höyrystimet, lauhduttimet, poistopuhaltimen, pumput ja kylmäaineputkistot).

SUORALLA LTO-JÄRJESTELMÄLLÄ ON SEURAAVIA HAITTOJA

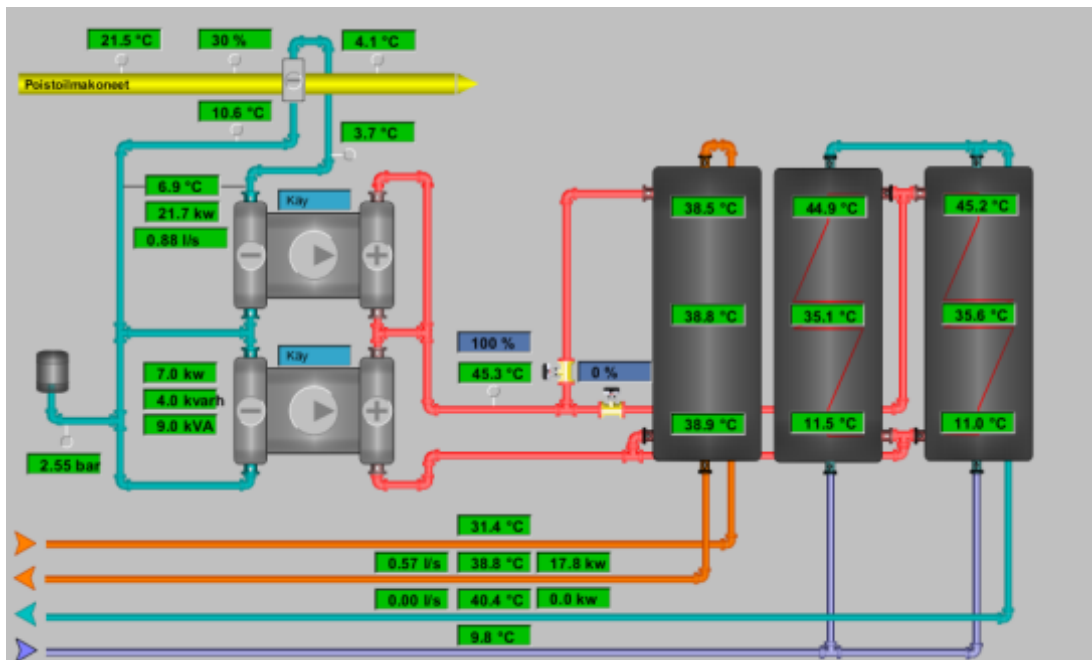
- Höyrystinpatterin jäätyminen herkempää -> sulatusjaksot alentavat tuottoa.
- Koko PILP-järjestelmän säätäminen on vaikeampaa, koska LTO reagoi nopeammin ja itse lämmitysjärjestelmä on varsin hidaskäyttöinen.
- Kompressoreiden, laitteiden ja suodattimien huoltaminen on usein hankalasti luoksepäästävässä (vesikatolla).
- Lauhduttimelta lähtevät lämpöputket on eristettävä hyvin.
- Kompressorilaitteiston massa voi olla kattorakenteille liikaa.
- Lämmöntalteenotto useammasta poistoilmapistestä voi olla hankalaa.



Kuva 2. Suora- ja epäsuora lämmöntalteenottojärjestelmä.

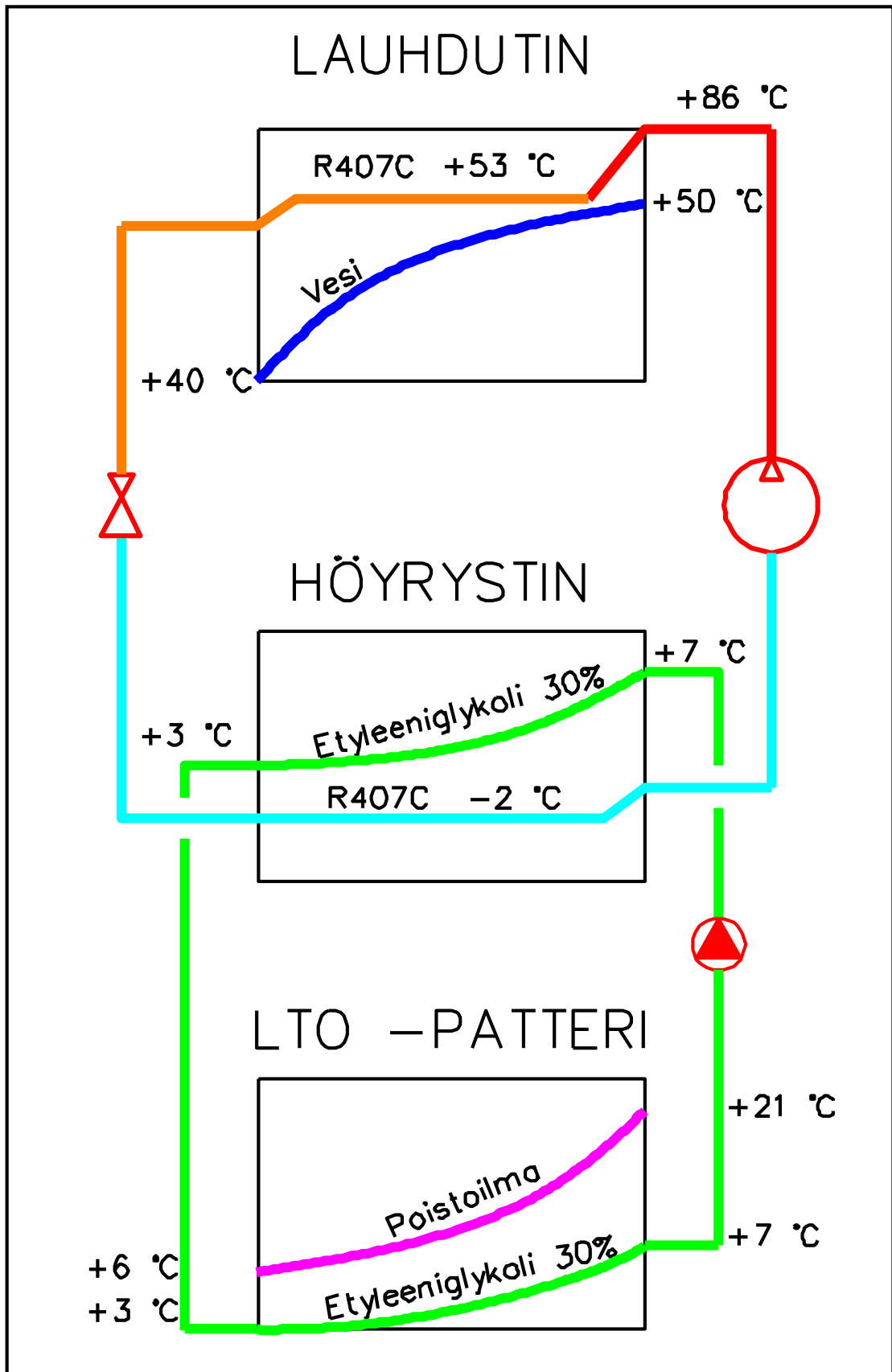
2.2 Epäsuora lämmöntalteenottojärjestelmä

Suurimmalta osin Suomessa toteutetut PILP-järjestelmät ovat epäsuoria. Epäsuorassa järjestelmässä lämpö otetaan talteen poistoilmasta liuospiiriin, joka höyrystää kylmäaineen lämpöpumpun höyrystimellä. Lämpö luovutetaan lauhtuttimelta varajien/siirtimien kautta kiinteistön lämmitys- ja käyttövesiverkostoon. Kuvassa 3 on periaatteellinen kaaviokuva epäsuorasta järjestelmästä ja lämpötilatasoista.



Kuva 3. Epäsuoran PILP-järjestelmän kaaviokuva. Kuvan tilanteessa COP-arvo on 4,1.

Kuvassa 4 on esitetty epäsuoran PILP-järjestelmän lämpötilatasot. Arvot ovat esimerkinomaisia kuitenkin perustuen todelliseen laitteistoon. Jäteilman lämpötilalla on merkitys laitteiston COP-arvon kanssa; korkeampi jäteilma takaa paremman COP-arvon (lauhtumislämpötilan pysyessä vakiona). Kuitenkin jäähdyttämällä jäteilmaa kylmemmäksi saadaan kiinteistöön asennettua tehokkaampi lämpöpumppu. Energiansäästö-tarkastelulla voidaan arvioida kannattavin ratkaisu. Höyrystyslämpötilan noustessa kasvaa lämpöpumpun lämmitysteho sekä COP-arvo.



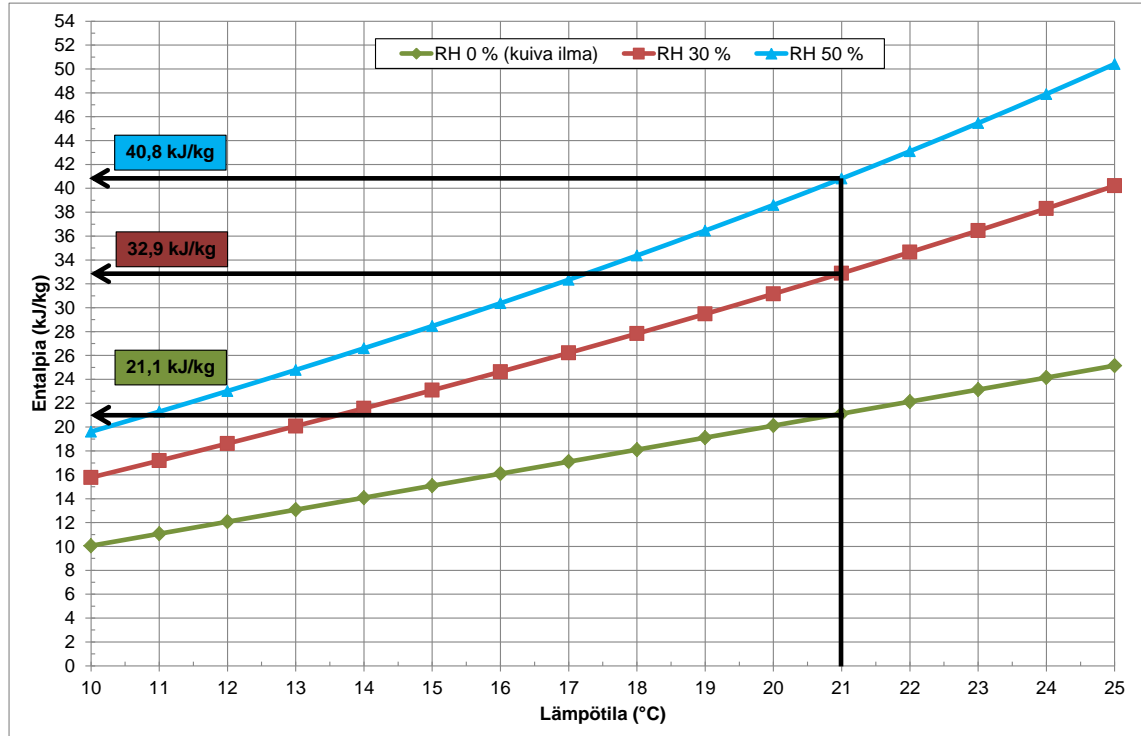
Kuva 4. Epäsuoran poistoilmalämpöpumppujärjestelmän esimerkinomaiset lämpötilatasot. Kuvan järjestelmän arvot lämpöpumpun kannalta ovat 7/50 °C ja COP-arvo n. 3,3.

3 Lämmöntalteenotto

3.1 Poistoilman energiasisältö

PILP-järjestelmän mitoituksen lähtökohtana on poistoilmasta talteenotettavissa oleva teho, joka riippuu massavirrasta ja entalpiasta. Entalpia riippuu lämpötilasta ja kosteudesta. Asuinkerrostaloissa määräävin tekijä on poistoilmavirran suuruus ja toiseksi lämpötila sekä kosteuspitoisuus. Lämpötilan ja erityisesti kosteuden vaikutus LTO-tehoon ja edelleen COP-arvoon on merkittävä.

Mitoituksissa käytetyt poistoilman lämpötilat ja kosteuspitoisuudet vaihtelevat suunnitelmista riippuen. Suunnittelijasta ja toimittajasta riippuen ovat poistoilman lämpötila 21–23 °C sekä kosteus 30–50 % varsin tavallisia arvoja. Kuvassa 5 on esitetty poistoilman entalpiasisältö ilman kosteuspitoisuuksilla 0 %, 30 % ja 50 %. Kuvaajan tarkoituksena on alleviivata kosteuden ja lämpötilan merkitystä poistoilman entalpiaan ja siten LTO-tehoon j lopulta talteenotettuun energiamäärään. Esimerkkinä 21 °C:n poistoilman entalpiasisältö on 24 % suurempi, kun ilman kosteus kasvaa 30 %:sta 50 %:iin.



Kuva 5. Poistoilman energiasisältö kosteuden ja lämpötilan funktiona. Kun poistoilman kosteus- pitoisuus on 50%, on sen energiasisältö 24% suurempi kuin ilmalle, jonka kosteus on 30%.

Käytännössä poistoilman lämpötilaan vaikuttaa myös poistoilmakanaviston lämpöeritys, tai lähinnä sen puuttuminen. Vaikka poistoilma yleisesti olisikin 22–20 °C, voi kovemmissa pakkasilla ilma jäähtyä vanhoissa betonihormisissa kiinteistöissä 10–16 °C:seen ennen LTO-patteria.

3.2 Poistoilman kosteuspitoisuus

Tampereen teknillisen yliopiston ja Teknillisen korkeakoulun tutkimuksessa [2] mitattiin mm. poistoilman kosteuspitoisuutta kenttämittauksilla vuosina 2005–2008 sekä pientalojen että uudehkojen (1990-) kerrostalojen osalta. Kerrostalojen sisäilman lämpötila vaihteli talvikaudella 18–27 °C ja suhteellinen kosteus 17–63 %. Talven sisälämpötilan keskiarvo oli 22,9 °C ja suhteellinen kosteus 26 %. Kesäkauden poistoilman kosteudella ei ole PILP-järjestelmässä niin suurta merkitystä, koska PILP:n energiantuotannosta noin 20 % käytetään käyttöveden esilämmitykseen.

Sisäilman kosteuspitoisuus muuttuu ulkoilman lämpötilan mukaisesti. Tutkimuksen pohjalta ehdotetaan, että kerrostalon sisäilman kosteuslisänä (grammaa/kuutio sisäilmaa) ulkoilman kosteuteen nähden käytetään talviolosuhteissa (≤ 5 °C) arvoa 4,0 g/m³ ja ulkolämpötilan noustessa 5–15 °C:seen arvoa 4,0–1,5 g/m³. Lukemaa on tarkoitus käyttää rakenteiden kosteusmitoitukseen (varmuuskerroin 1,1) ja kosteusvaurioiden ehkäisyyn ei niinkään poistoilman entalpien laskennassa.

Tutkimuksen pohjalta voidaan kuitenkin todeta, että poistoilman kosteus on riippuvainen kunkin kohteen ominaisuuksista kuten asukastiheydestä, rakenteiden tiiviydestä ja ilmanvaihtokertoimesta.

3.3 Kosteaa ja kuiva lämmöntalteenotto

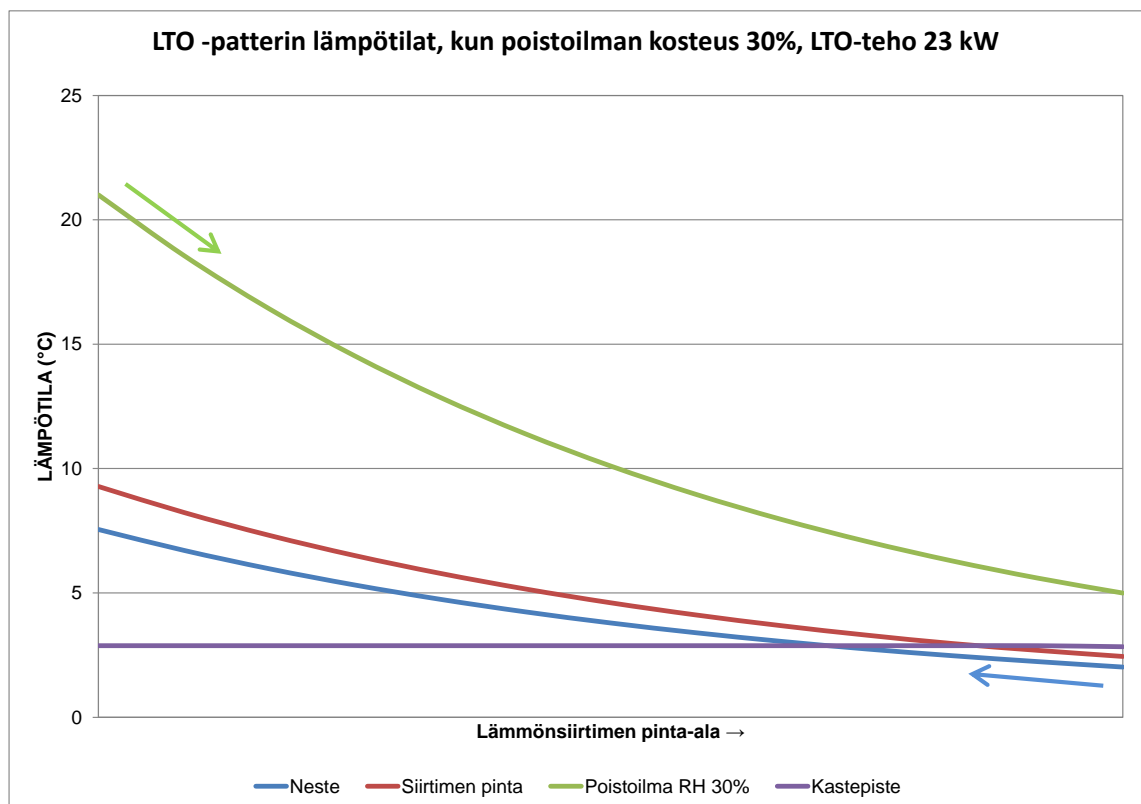
Edellisessä kappaleessa puhuttiin poistoilman entalpiasta, kun ilman kosteuspitoisuus vaihtelee. Jotta ilman kosteudella olisi merkitystä poistoilman lämmöntalteenotossa, on kosteuden tiivistyttävä eli kondensoiduttava lämmöntalteenottosiirtimen pintaan. Puhutaan myös tuntuvasta (kuiva-) ja latentista (märkälämmönsiirrosta).

Jos siirtimen pintalämpötila on korkeampi kuin ilman kastepistelämpötila, ei kondensoitumista tapahdu ja lämmönsiirtyminen tapahtuu ns. kuivana. Mikäli pintalämpötila on

matalampi kuin kastepistelämpötila eli keruuliuksen lämpötila on n. 1–2 °C alle kastepisteen, on poistoilman kosteus ”hyödynnettävissä” lämmöntalteenotossa. Kosteuden tiivistyessä siirtyy energiaa huomattavasti enemmän kuin ilman jäähtyessä. Tilanne on vastaava kuin jäähdytyspatteria mitoittaessa.

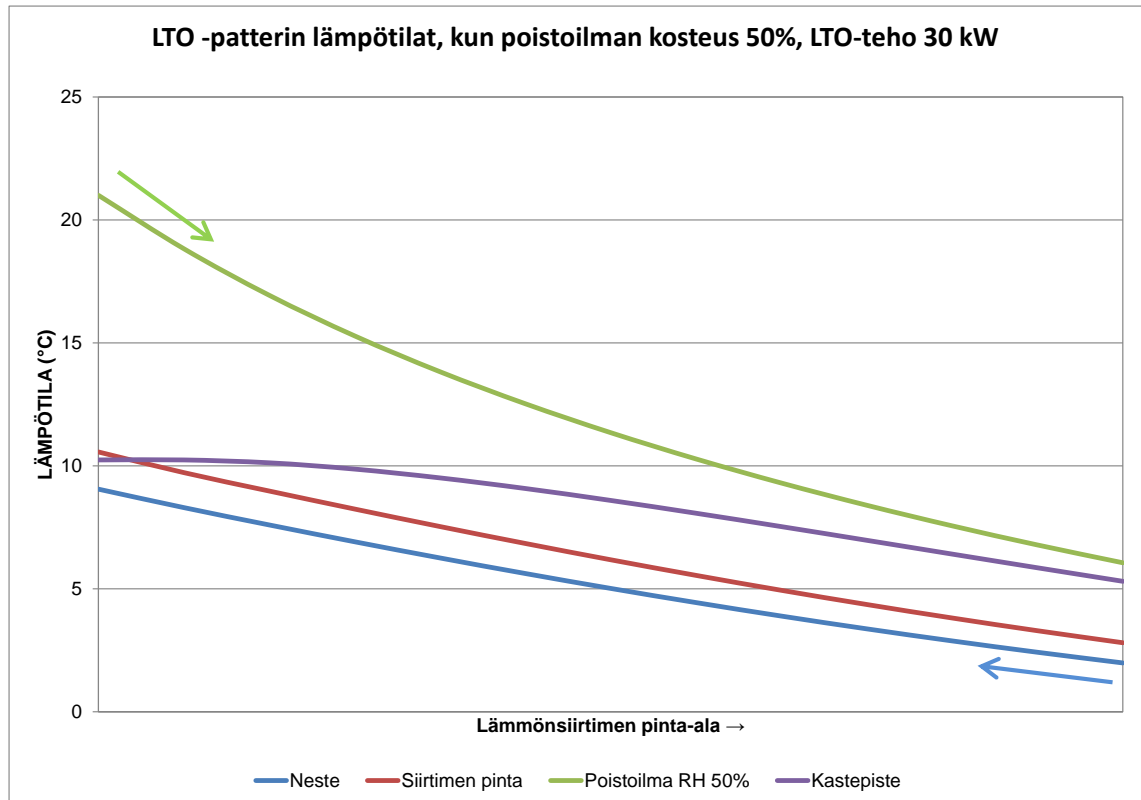
Esimerkiksi ilmavirran 1,0 m³/s (21 °C; 50 %) jäähtyessä 1 °C, on talteenotettu teho n. 1,2 kW. Vastaavan ilmavirran kuivuuessa suhteelliseen kosteuteen 45 %, on talteenotettu teho n. 2,4 kW eli kaksinkertainen.

Kuvassa 6 on esitetty lämmöntalteenottopatterin lämpötilatasot esimerkkiarvoilla. Poistoilma tulee LTO-patterille kuvaajan vasemmassa reunassa lämpötilassa +21 °C ja jäähtyy n. +5 °C:seen (vihreä viiva). Liuos tulee sisään patterille oikeasta reunasta +2,0 °C:na (sininen viiva) ja lämpiää noin 7,5 °C:seen. Siirtimen pintalämpötila (punainen) on suurempi kuin kastepistelämpötila lähes koko siirtimen pinta-alalta, joten lämmöntalteenotto tapahtuu kuivana ja LTO- tehoksi tulee 23 kW. Kastepistekäyrä pysyy vakiona, koska kosteus ei tiivisty ja ilma jäähtyy, jolloin sen suhteellinen kosteus kasvaa.



Kuva 6. Lämmöntalteenottopatterin lämpötilatasot poistoilmalle +21/+5 °C, RH 30%, kun tuleva neste on +2 °C. Koko lämmönsiirto tapahtuu kuivana, eli kondensoitumista ei tapahdu.

Kuvassa 7 on esitetty saman LTO-patterin lämpötilatasot samoilla virtaamilla, kun poistoilman kosteus on 50 %. Nyt kosteus tiivistyy patterin koko pinta-alalle, ja lämmöntalteenottoehoksi saadaan 30 kW eli 30 % enemmän.



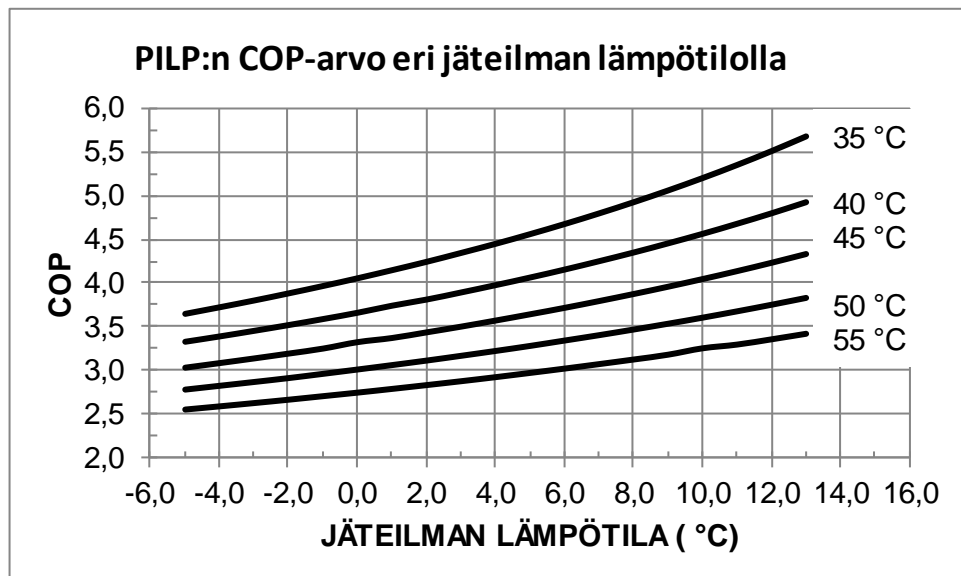
Kuva 7. Lämmöntalteenottopatterin lämpötilatasot poistoilmalle +21/+6 °C, RH 50%, kun tuleva neste on +2 °C. Koko lämmönsiirtimen alalta tapahtuu kosteuden kondensoitumista.

Kuvan 6 ja 7 kuvaajien tarkoituksena oli havainnollistaa sitä, että poistoilman lämpötilalla ja kosteuspitoisuudella on suuri merkitys lämmöntalteenottoon ja siten PILP:n mitoittamiseen. Tarvittavat yhtälöt ja esimerkkilaskenta on esitetty liitteessä 1 sillä poikkeuksella, että ilman sijasta kaasuna on savukaasu [8].

TUT:n/TKK:n tutkimuksen mukaan [2] poistoilman suhteellinen kosteuspitoisuus kerrostaloissa oli lämmityskaudella keskimäärin 26 %. Ilman ollessa +21 °C tämä tarkoittaa kastepistettä 0,75 °C. Tällöin esimerkiksi keruupiirin suunnitteluarvoilla (2/5 °C) ei kondensoitumista tapahdu lainkaan, vaan poistoilmasta talteenotettava teho on ainoastaan tuntuva.

3.4 Jäteilman lämpötila ja COP-arvo

PILP-järjestelmän teho on riippuvainen poistoilmasta talteenotettavasta tehosta ja COP-arvo höyrystymis- ja lauhtumislämpötilojen välisestä erosta. Kuvassa 8 on esitetty suuntaa-antava käyrästä, jolla voidaan arvioida COP-arvoa eri jäteilman lämpötiloissa. Käyrissä ei ole huomioitu latenttia lämmöntalteenottoa. Kuvassa olevat viisi eri käyrää kuvaavat lämpöpumpulta lähtevän veden lämpötilaa (35–55 °C). Esimerkiksi jäteilman lämpötilalla 0 °C vaihtelee COP-arvo tuotetun veden lämpötilasta riippuen 2,8–4,1 ja vastaavasti jäteilman lämpötilassa + 6 °C välillä 3,0–4,7.



Kuva 8. PILP-järjestelmän teoreettisen esimerkinomaisen COP-arvon vaikutus jäteilman lämpötilaan ja lämpöpumpulla tuotetun veden lämpötilaan (35–55 °C). Liitteessä 2 on esitetty laskennan Coolpack-ohjelman lähtöarvot.

3.5 Mitoittava ilmamäärä

Eryteisesti vanhemmissa asuinkerrostaloissa on ilmanvaihto suunniteltu kahdella tehoportaalla; normaaliteho ja tehostus. Nämä tehoportaat ovat aseteltavissa kellokytkimellä siten, että tehostettua ilmanvaihtoa käytetään tavanomaisina ruuanlaitto/peseytymishetkinä. Tehostettua ilmanvaihtoa on tavallisesti 4-8 h/vrk eli 16–33 % ajasta.

Tällainen kellokytkimellä ajastettu ilmanvaihto alkaa olla vanhentunut tapa ihmisten erilaisten asumistottumusten vuoksi. Asukkaiden kokemaa vedon tunnetta pakkasjak-

solla voidaan alentaa rajoittamalla ilmanvaihtoa tietyn ulkoilman lämpötilan jälkeen ja/tai muuttamalla kierroslukuohjattavaa poistoilmapuhallinta ulkolämpötilan funktiona.

Asuinkerrostalon PILP-järjestelmä mitoitetaan pääsääntöisesti ilmanvaihdon normaali-tehon mukaan. Tällöin laitteisto on mitoitusolosuhteissaan suurimman osan ajasta ja kustannukset ovat alhaisemmat. Tehostetun ilmanvaihdon aikana keruupiirin lämpötila-
taso nousee ja järjestelmä toimii paremmalla COP-arvolla ja suuremmalla teholla.

Voi olla myös tapauskohtaisesti perusteltua mitoittaa järjestelmä tehostetun ilmanvaihtomäärän perusteella, kun saavutettava kokonaishyöty (kassavirta) on parempi. Tällaisessa järjestelmässä tulee huolehtia, että lämpöpumpun toiminta ei vaarannu normaali-tehon aikana. Useamman kompressorin laitoksessa voi olla, että osa kompressoreista ei käy kuin täystehon aikana.

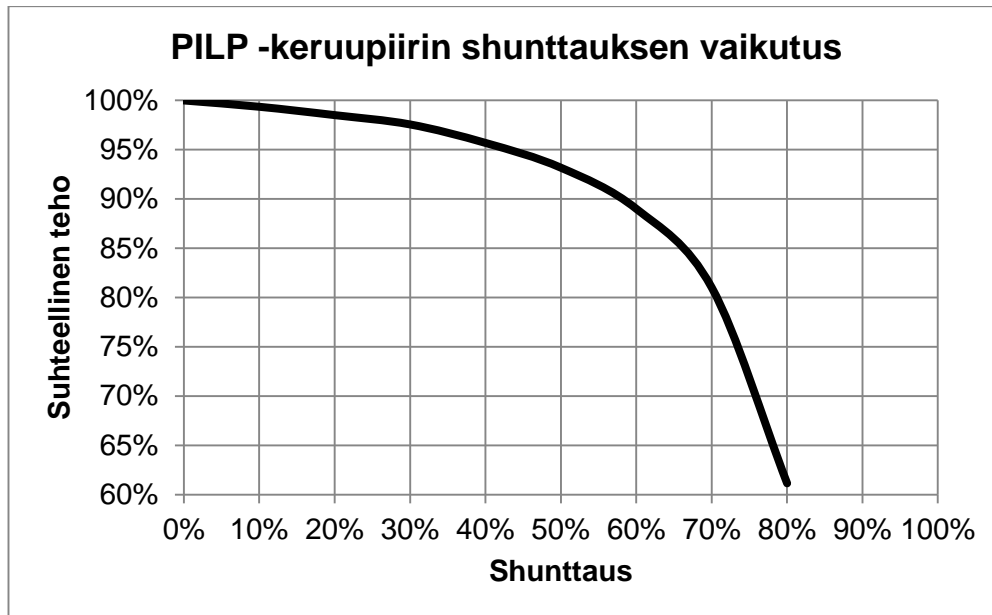
3.6 Keruupiirin virtaamat ja putkistomitoitus

Keruupiirin virtaaman määrittää käytettävä lämpöpumppu ja liuoksen lämpötilaero höyrystimellä. Liuos jaetaan useammalle LTO-yksikölle niiden ilmavirran määrän mukaisesti. Keruuputkisto mitoitetaan esimerkiksi painehäviölle 80–200 Pa/m ja virtausnopeudelle 0,5–0,8 m/s.

Keruuputkistona käytetään tavallisia LTO-putkimateriaaleja: rauta, teräs, Zn-teräs, RST, HST, kupari ja muovi. Tärkeää on, että putken sisähalkaisija on riittävän suuri. Esim. DN-mitaltaan sopivassa muoviputkessa on varsin paksu seinämä ja sisämitta voi jäädä turhan ahtaaksi. Myös valmiiksi eristettyjä ns. aluelämpöputkia voidaan käyttää, erityisesti, jos putkistoa joudutaan kuljettumaan ulkona tai maahan kaivettuna rakennusten välissä.

3.7 Keruupiirin shunttaus

Keruupiirin shunttaaminen eli tässä tapauksessa LTO-patterilla kiertävän liuoksen virtaaman alentaminen ei pääsääntöisesti ole kannattavaa. Joissakin tapauksissa voi kuitenkin olla perusteltua tehdä muutoksia lämpöpumpun keruupiirin nimellisvirtaamaan, esimerkiksi silloin, jos liian pienet LTO-putket on jo asennettu kohteeseen tai ahtaiden nousukuilujen vuoksi ei saada asennettua suurempia putkia. Kuvassa 9 on



Kuva 10. Yksinkertaistetusta mallista tehty keruupiirin virtaaman shunttauksen vaikutus lämpöpumpun tehoon.

3.8 Lämmönsiirtoaineet

Epäsuorassa PILP-järjestelmässä lämmönkeruunesteen pakkasenkestävyys on riippuvainen ennen kaikkea höyrystimen matalimmasta höyrystymislämpötilasta, jonka määrittää lämpöpumppuvalmistaja kompressorin suojaamiseksi. Tavallisia maalämpöpumppujen höyrystymislämpötilan minimiarvoja ovat -12 °C ja -10 °C . Automaation avulla voidaan höyrystymislämpötila rajoittaa esim. $+4\text{ °C}$:seen, jolloin voidaan keruunesteenä käyttää jopa vettä. Tällaisia hankkeita on lähdössä liikkeelle eräiden erittäin ansioituneiden suunnittelijoiden toimesta. Korkea höyrystymislämpötila luonnollisesti alentaa lämpöpumpun tehoa, mutta parantaa COP-arvoa ja veden käyttö keruunesteenä tehostaa keruupiirin toimintaa paremman lämmönsiirron ja matalampien pumppauskustannusten takia.

Tavallisesti liuoslämpötilat vaihtelevat vuodenajan ja tehon tarpeen mukaan välillä $-3\text{...}+10\text{ °C}$. Liuosvahvuus tulisi valita mahdollisimman matalaksi paremman lämmönsiirron ja pienempien pumppauskustannusten takia. Mikäli keruuputkisto tai lämmöntalteenottopatteri ovat ulkoilmassa (eristettyinäkin) on huomioitava mahdollinen keruupiirin seisokki ja varmistuttava liuoksen jäätymisenkestosta.

3.8.1 Etyleeniglykoli

Etyleeniglykoli on yleisimmin käytetty lämmönsiirtoneste nestekiertoisissa LTO-järjestelmissä. Etyleeniglykolin lämmönsiirto-ominaisuudet ovat kohtuullisen hyviä, se on suhteellisen edullista ja laimennettuna huonosti syttyvää [3]. Haittapuolena on sen myrkyllisyys yli 25 %:n vahvuisena. Etyleeniglykolia käytetään useimmissa tapauksissa ja erityisesti silloin, jos liuosputkistot kulkevat rakennuksen sisällä esim. porraskäytävässä. Etyleeniglykoli ei jäädy kuten vesi yli 30 %:n vahvuisena vaan hyhmettyy ja tästä syystä suositellaan käytettäväksi yli 30 %:n vahvuista liuosta, mikäli putket ovat ulkoilmassa [4].

3.8.2 Propyleeniglykoli

Propyleeniglykolin lämmönsiirto- ja pumppausominaisuudet ovat heikkoja. Varsinkin vahvempina liuoksina matalammissa lämpötiloissa sen viskositeetti on korkea, minkä johdosta pumppauskustannukset ovat suuria. Hyvänä puolena on aineen myrkyttömyys ja huono syttyvyys sekä ympäristöystävällisyys. Propyleeniglykoli on myös kalliimpaa kuin esimerkiksi etyleeniglykoli.

3.8.3 Kaliumformiaatti (Freezium)

Kaliumformiaatin tunnetuin Suomessa käytetty kaupp nimi on Freezium. Kaliumformiaatti on lämmönsiirto- ja pumppausominaisuuksiltaan erinomainen lämmönsiirtoaine. Lisäksi se on myrkytöntä ja palamatonta. Kaliumformiaatti ei sovellu sinkityille tai alumiinisille putkistoille tai komponenteille. Lisäksi se on pienen viskositeettinsa takia varsin vuotoherkkää. Koska kaliumformiaatti on suola, se on hyvin korrodoivaa ja järjestelmän huuhtelu ja ilmaus on tehtävä erityistä huolellisuutta käyttäen. Kaliumformiaatti on hinnaltaan myös hiukan etyleeniglykolia korkeampi, joskin kokonaiskustannukset huomioon ottaen ei ero ole merkittävä. Lisäksi hinta-ero kuoletetaan nopeasti piiriin matalammilla pumppauskustannuksilla ja parantuneella lämmönsiirrolla. [5]

3.8.4 Etanoli

Etanolilla on varsin hyvät lämmönsiirto-ominaisuudet ja pienet pumppauskustannukset. Se on myös ympäristöystävällistä, minkä takia sitä käytetään valtaosassa maapiireistä.

Haittapuolena on sen paloherkkyys, minkä vuoksi etanolia käytetään usein silloin, kun liuosputkisto on asennettu rakennuksen ulkopuolelle. Etanolipiireissä on olemassa pieni vaara liuoksen kaasuuntumisesta ja siten syttymisestä. Hinnaltaan etanoli on hiukan kalliimpaa kuin etyleeniglykoli. [4]

3.8.5 Vesi

Vesi on ominaisuuksiltaan paras käytettävissä oleva lämmönsiirtoaine, jota kuitenkin rajoittaa sen jäätyminen 0 °C:ssa.

3.8.6 Lämmönsiirtoaineiden vertailua

Taulukossa 1 on esitetty esimerkinomaiset arvot eri lämmönsiirtoaineiden ominaisuuksista. Taulukossa on verrattu suhteellista lämmönsiirtokykyä ja pumppauskustannuksia 30 til - %:n etyleeniglykoliin, kun nesteen keskilämpötila on +5 °C ja 0 °C.

Taulukko 1. Lämmönsiirtoaineiden suhteellinen vertailu. Arvot eri lämmönsiirtoaineiden kesken eivät ole täysin vertailukelpoisia, johtuen eri jäätympisteestä. Vertailuarvona toimii +5 °C lämpöinen etyleeniglykoli 30 %. Virtausnopeus 0,6 m/s, tarkempia tietoja liitteissä 2 ja 3.

| Lämmönsiirtoaine | Liuoksen vahvuus | Jäätympiste °C | LIUKSEN KESKILÄMPÖTILA +5 °C | | LIUKSEN KESKILÄMPÖTILA +0 °C | |
|-------------------|------------------|----------------|------------------------------|----------------------|------------------------------|----------------------|
| | | | Lämmönsiirto | Pumppauskustannukset | Lämmönsiirto | Pumppauskustannukset |
| Etyleeniglykoli | 25 | -12,6 | 109 % | 97 % | 101 % | 101 % |
| | 30 | -16,1 | 100 % | 100 % | 92 % | 105 % |
| | 35 | -20,2 | 93 % | 104 % | 82 % | 109 % |
| Propyleeniglykoli | 30 | -13,4 | 81 % | 113 % | 74 % | 119 % |
| | 35 | -17,2 | 71 % | 119 % | 65 % | 127 % |
| | 40 | -21,7 | 63 % | 126 % | 56 % | 105 % |
| Freezium | 17 | -10 | 149 % | 83 % | 142 % | 86 % |
| | 21 | -15 | 145 % | 84 % | 137 % | 86 % |
| | 25 | -20 | 141 % | 85 % | 133 % | 88 % |
| Etanoli | 25 | -11 | 134 % | 82 % | 128 % | 85 % |
| | 36 | -19 | 121 % | 82 % | 114 % | 85 % |
| Vesi | - | 0 | 154 % | 85 % | Jäätympisteessä | |

Taulukosta nähdään, että propyleeniglykoli on heikoin sekä lämmönsiirron, että pumppauskustannusta osalta, Freezium olisi parasta (veden jälkeen) ja etanoli toiseksi parasta.

4 Lämpöpumppu

PILP-järjestelmissä käytettävät lämpöpumput ovat usein maalämpöpumppuja. Näiden suunnitteluperusteena on, että lämmönlähteenä on suuri tasalämpöinen lämpökapasi-

teettimassa, josta saadaan varsin tasaisella lämpötilatasolla riittävästi tehoa joka hetki. Lämpöpumput toimivat niin höyrystimen kuin lauhduttimenkin osalta varsin pienellä liuoksen lämpötila-erolla. Muun muuassa tästä johtuen ovat nestevirtaamat sekä höyrystimen että lauhduttimen läpi varsin suuria. Esimerkiksi lämmöntalteenoton kannalta on liuosvirtaama perinteiseen glykolilämmöntalteenottoon verrattuna noin nelinkertainen, joka on huomioitava LTO-patterin ja keruuputkiston suunnittelussa.

Kompressorit ovat pääosin tällä hetkellä on/off-toimisia, johtuen suuremman kokoluokan invertteritekniikan korkeammasta hinnasta. Markkinat ovat kuitenkin muuttumassa ja useammalta valmistajalta on tullut/tulossa invertteritekniikkaan perustuvia suuremman teholuokan (> 20 kW) maalämpöpumppuja. Ehkä PILP-markkinoiden kehittyessä ja kasvaessa näemme vielä varta vasten kerrostalokokoluokan poistoilmaan suunnitellun lämpöpumpun.

5 Lämmitys- ja käyttövesikytkennät kaukolämmön rinnalla

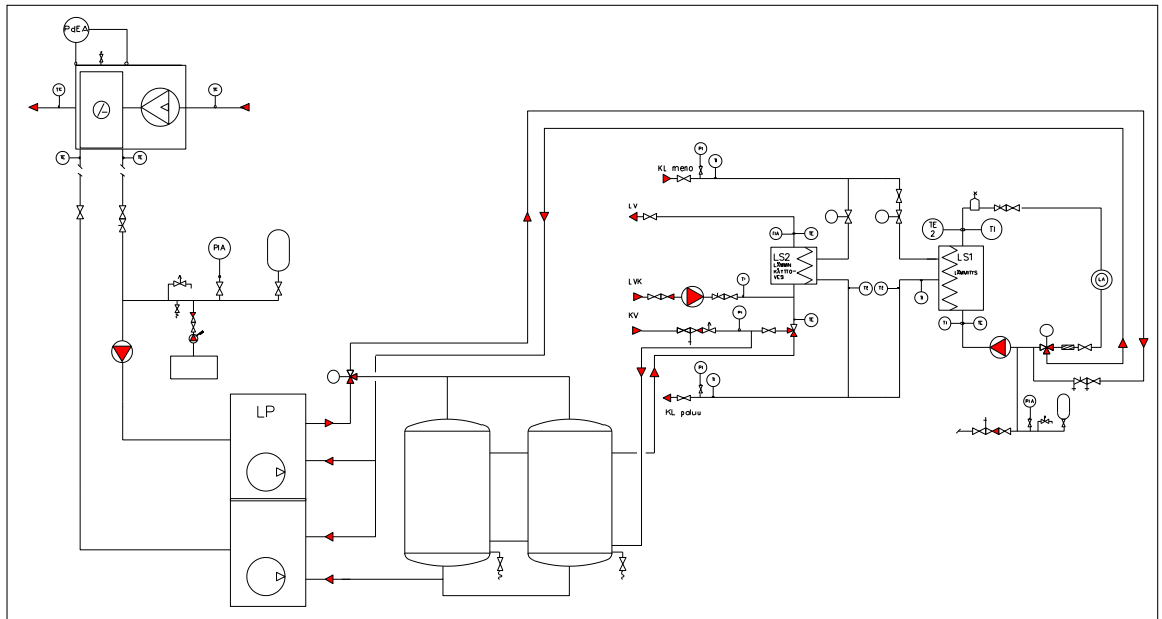
5.1 Lämmityksen alakeskuksen kytkennät

Suuri merkitys PILP:n energiatehokkuuden kannalta on kytkentätapa, jolla lämpöpumpun tuottamaa lämmintä vettä käytetään kiinteistön lämmityksessä. Lämpöpumpun kannalta edullisin paikka on tuottaa lämpöä mahdollisimman alhaisessa lämpötilassa.

Lämpimän käyttöveden kytkennöissä on myös erilaisia mahdollisuuksia. Kerrostalokoh-teissa käyttövesi usein ainoastaan esilämmitetään lämpöpumpulla ja lämmitetään kaukolämmöllä varsinaiseen lämpötilaansa.

5.1.1 Lämmitysverkon paluupuolen kytkentä

Kuvassa 11 esitetty kytkentätapa on lämpöpumpun kannalta edullisin, kun patteriverkon viilennyt paluuvesi lämmitetään lämpöpumpulla ja tarvittaessa tulistetaan kaukolämpösiirtimessä (sarjaankytkentä). Tällöin kaukolämpösiirtimelle kuitenkin menee esilämmitettyä vettä ja kaukolämmön paluueden lämpötila nousee. Kytkentätapa alkaa olla useimmilla paikkakunnilla kielletty kaukolämpöyhtiön toimesta. Kuvassa 11 esitetyssä kytkennässä käyttövesi vielä esilämmitetään ennen käyttövesisiirtimeen menoa, mikä entisestään heikentää kaukolämmön jäähtymää.

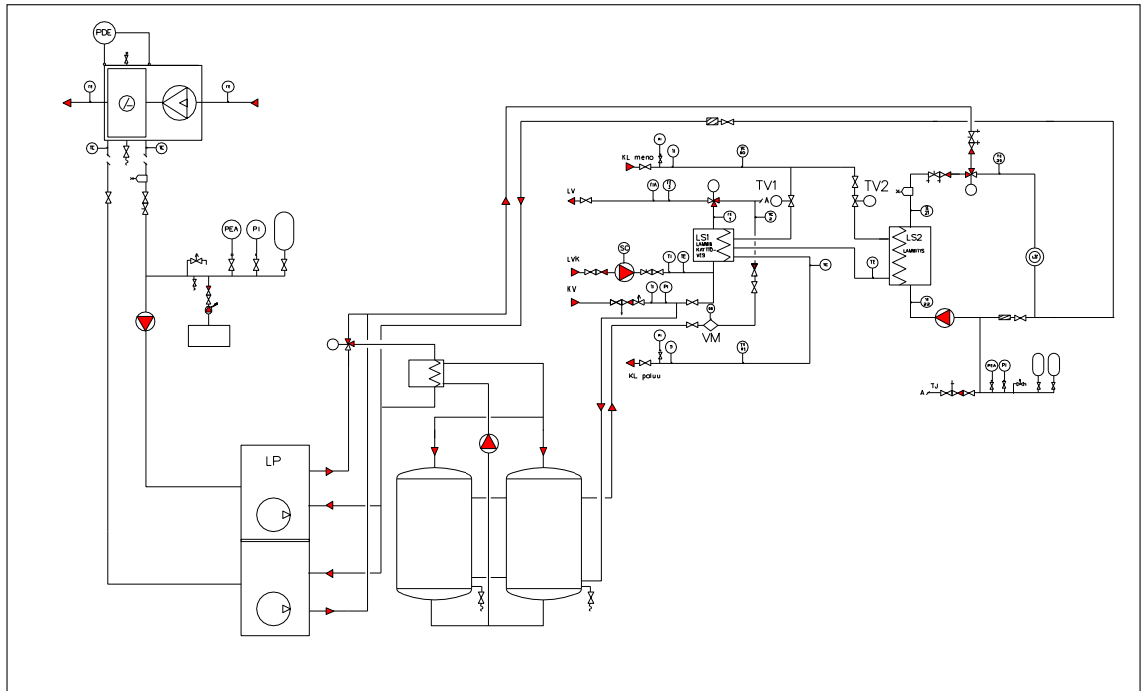


Kuva 11. Lämmitysverkon paluupuolen kytkentä 3-tieventtiilillä ja käyttöveden esilämmitys lämpöpumpulla.

5.1.2 Menopuolen 3-tiekytkentä

Energiateollisuuden suosituskytkentä on yleinen tapa kytkeä rinnakkaislämmönlähde kaukolämmön rinnalle. Kytkennässä 3 -tieventtiili ohjaa patteriverkkoon menevän veden lämpötilaa yhdessä kaukolämpöventtiilin kanssa.

Kaukolämpösiirtimeltä on saatava kuumempaa vettä kuin normaalimitoituksessa ja tämä on huomioitava siirtimen mitoituksessa. Kytkentä ei heikennä kaukolämmön jäähdytystä, vaan sen määrittää edelleen lämmityskierrosta palaava veden lämpötila. Kuvassa 12 esitetystä kytkennästä on K1:n suosituskytkennästä poiketen 3-tiekytkentä myös käyttövedelle, tällöin myös käyttövesisiirtimeltä on saatava normaalia kuumempaa vettä.



Kuva 12. Menopuolen 3-tiekkytkentä sekä lämmitysverkkoon, että käyttöveiteen.

5.1.3 Tulevaisuuden kytkennät

Muitakin kytkentätapoja kuin aikaisemmin esitellyt on käytössä. Näissä kytkennöissä maksimoidaan lämpöpumpun huipputehon käyttötunteja. Lämmityspiiri toimii ensisijaisena lämpöpumpun lämmityskohteena ja käyttövesi on toissijaista. Kytkennät vaativat enemmän automaatiopisteitä ja jatkuvaa älykästä säädön seuraamista. Myös laitteiston viritys on työlämpää ja vaatii järjestelmän ymmärrystä. Tällaisista kytkennöistä aletaan saada pidemmän ajan käyttökokemusta. Kokemusten perusteella osataan tulevaisuudessa tehdä ohjeistusta ja mallikytkentöjä. Muutoinkin rinnakkaislämmön kytkennät tulevat varmasti tulevaisuudessa kehittymään ja tarkentumaan, kun käyttökokemukset kasvavat.

5.2 Hybridikytkennät

5.2.1 Aurinkoenergia

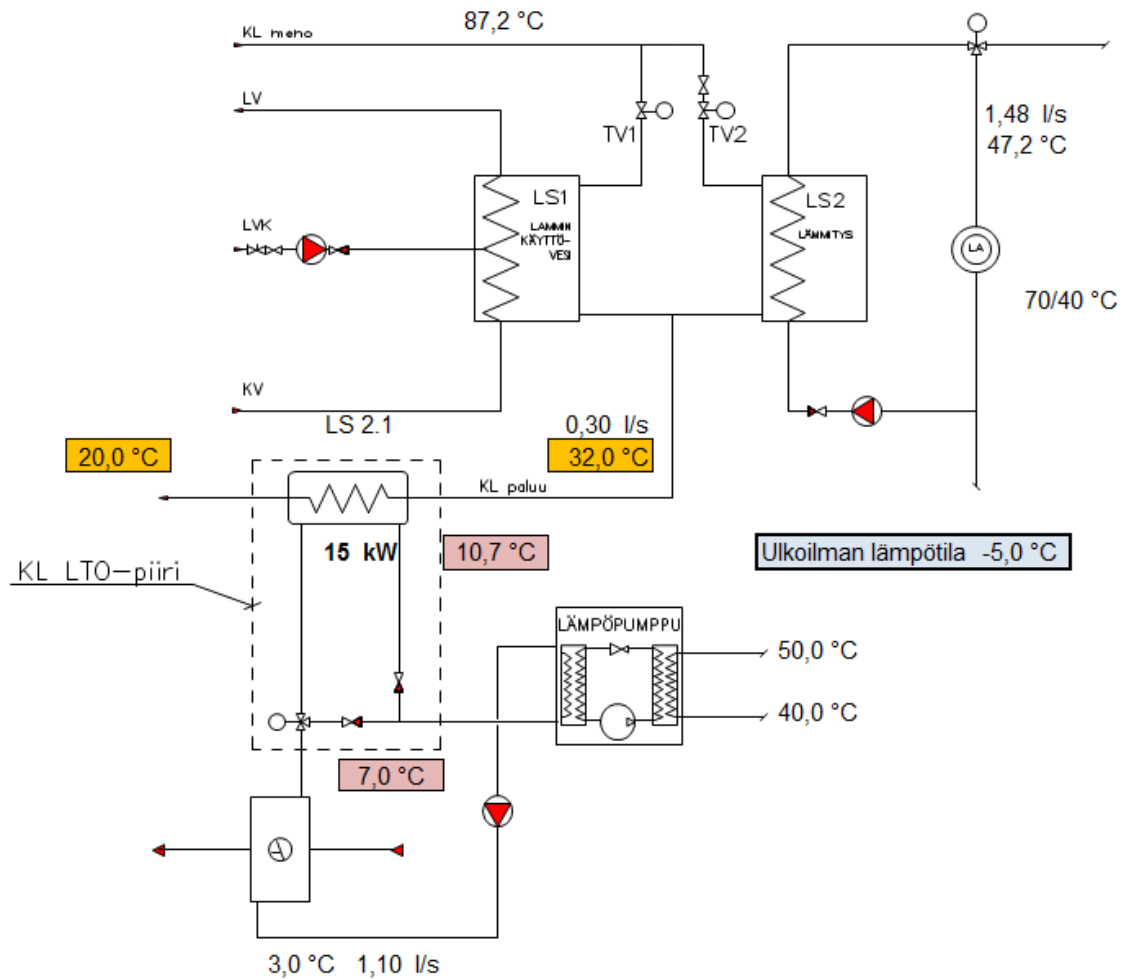
Aurinkoenergian, aurinkokeräinten, asentaminen ei välttämättä ole vielä investointina kannattavaa, mutta ympäristönäkökulman ja kiinteistön arvon nousun kannalta eräs vaihtoehto. Linjasaneerauksen tai PILP-keruuputkiston asennuksen yhteydessä on

edullisempaa samalla asennuttaa nesteputket myös katolle asennettaville keräimille. Auringolla voidaan varsinkin kevät-/kesäaikaan tehdä käyttövetä.

5.2.2 Kaukolämmön paluenergia

Kytkemällä kaukolämpöveden paluuvirtaama (kiinteistöstä poistuva kaukolämmönvesivirta) lämmittämään lämpöpumpun keruupiirin liuosta saadaan nostettua lämpöpumpun tehoa ja lämpökerrointa. Kytkenän huonona puolena, on se, että LTO-patterille menevän liuoksen lämpötila nousee ja poistoilmasta saatava LTO-teho heikkenee. Kyseessä on siis poistoilma- ja kaukolämpöpumppu. Kuitenkin, jos lämpöpumpun suunnittelussa ja mitoituksessa huomioidaan tämä keruutehon kasvu (tai tehdään kaukolämmön talteenotosta oma yksikkönsä) olisi mahdollista hyödyntää molempia ”hukkaenergianlähteitä”. Kuvassa 13 on esitetty periaatekytkentä malliarvoilla. Kuvan tilanteessa kaukolämmön talteenottoteho on 15 kW.

Järjestelmää tulisi tarkastella yhdessä kaukolämpöyhtiön kanssa ja parantunut jäähtymä lisäisi kulutettua kaukolämpöä ja toisi lisäeuroja ja hyötyä voimalaitokselle, mutta kokonaiskannattavuutta tulisi tarkastella tarkemmin. Tällaista jäähtymään perustuvaa tariffirakennetta on selvitetty mm. Pöyryn ja Energiateollisuus Ry:n tekemässä selvityksessä [9].



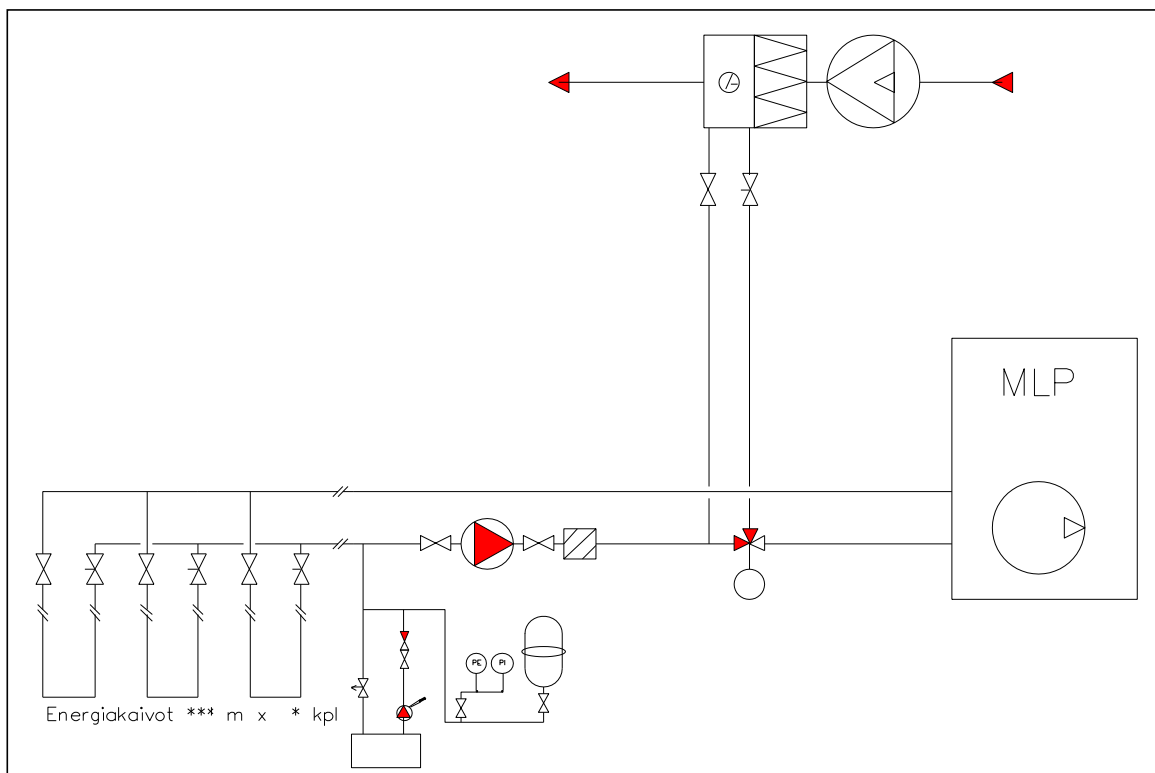
Kuva 13. Kaukolämmön lämmöntalteenottokytkeä. Kuvan arvoilla lisätalteenottoteho olisi 15 kW.

5.2.3 Jäteveden energia

Jätevesien mukana mennee hukkaan n. 18 % kiinteistön lämmitysenergiasta [11]. Jätevesien lämmöntalteenotto on mahdollista, mikäli jätevedet voidaan kerätä yhteen paikkaan kiinteistössä, jossa lämpö otetaan talteen. Vaikeutta lisäävät jäteveden epäpuhtaudet ja virtaamavaihtelut. Jätevesien talteenotto on kiinteistökohtaisesti vielä harvinaista, mutta mahdollisesti tulevaisuudessa kannattavampaa.

5.2.4 Maalämpö

Maalämmön ja poistoilman yhteiskytkentä (kuva 14) on varsin suosittu tapa pienentää energiakaivojen lukumäärää. Lisäksi poistoilman hyödyntäminen on kustannustehokasta. Kesäaikana poistoilmalla voidaan myös ladata energiakaivoja.



Kuva 14. Maalämmön ja poistoilman yhteiskytkentä.

6 Poistoilmalämpöpumppujärjestelmän kannattavuus

6.1 Yleistä

PILP-järjestelmän kannattavuuteen vaikuttaa erityisesti ostettavan energian, ennen kaikkea lämmönhinta, kiinteistön koko ja poistopuhaltimien lukumäärä. Pistetalot yhdellä riittävän suurella poistopuhaltimella ovat PILP-järjestelmälle hyviä kohteita, mutta myös useasta rakennuksesta koostuvat lamellitalot ovat kannattavia.

PILP-järjestelmä ei pysty tuottamaan kovimmilla pakkasilla kiinteistön vaatimaa lämmityksen huipputehoa, ja tästä syystä PILP:llä ei ole vaikutusta oikein mitoitetun kiinteistön kaukolämmön perusmaksuihin. Usein on kuitenkin ajankohtaista uusia myös lämmönjakokeskus ja tässä yhteydessä tarkastella kaukolämpösopimuksia toteutuneiden energiankulutusten perusteella.

Kannattavuuteen vaikuttaa myös lämmitysverkoston lämmityskäyrä; matalalämpöverkot soveltuvat lämpöpumpulle parhaiten. Kytkenätavoilla on myös vaikutus erityisesti lämpöpumpun COP-arvoon. Vaikuttavia tekijöitä ovat myös: käytettävien tilojen koko ja haalausreittien soveltuvuus, keruuputkiston asennettavuus, kiinteistösulakkeiden koko ja laitteiston vaatimat huoltokustannukset mm. LTO-patterin mahdollisten suodattimien vaihto ja kylmäainepiirin vuosihuollot. Erityisen kannattavaksi laitteisto tulee linjasaneerausten yhteydessä.

6.2 Kannattavuusvertailu

Teoreettisessa mallilaskennassa vertaillaan kannattavuutta eri tehoisilla PILP-järjestelmillä. Laskennan kohde on pistetalo, jossa on yksi huippumuri ja patteriverkosto mitoituslämpötiloilla 70/40 °C. Arvioidaan kannattavuutta, kolmessa eri skenaariossa:

- CASE1: Maksimoidaan lämpöpumpun teho
- CASE2: Mitoitetaan lämpöpumpulle korkea COP-arvo (matalampi teho)
- CASE3: Mitoitetaan laitteisto näiden väliltä; korkealla teholla ja hyvällä COP-arvolla.

Lähtöarvoina käytetään taulukossa 2 esitettyjä arvoja. Lämpöpumppu mitoitetaan toimimaan normaali-ilmanvaihtotehon mukaan. Ilmanvaihdon aikaohjelmassa täysteho on päällä 8 h/vrk ja patteriverkoston pumpun säätötapa on ns. perinteinen eli patteriverkostossa on vakiovirtaama. Laskentaa varten on tehty simulaatiomalli, jonka laskenta etenee seuraavasti:

1. Asetetaan kiinteistön ominaisarvot

- Laskentapaikkakunta
- Tilavuus
- Kulutustiedot tai ominaiskulutukset -> ominaislämpöhäviö

- Ilmanvaihdon toiminta-arvot
 - i) Ilmavirrat tehostus, normaali
 - ii) Aikaojelma (erilaisia vaihtoehtoja tai täysin manuaalinen)
 - iii) Lämpötilakompensaatio (pienentää ilmanvaihtoa pakkasilla, voidaan muokata)
 - iv) Poistoilman ja sisäilman lämpötila (vakioita)
 - Lämmitysverkosto
 - i) Lämpötilatasot
 - ii) Lämmityksen katkaisulämpötila (+18 °C)
2. Valitaan lämpöpumpun teho
- Valitaan lämpöpumpun lämpötilatasot (esim. 0/50 °C)
3. Suoritetaan laskenta.

Laskennassa huomioidaan

- vain lämmitysverkosto
- lämpöpumpun muuttava COP poistoilmavirran muuttuessa
- siirtimien muuttuva konduktanssi virtausten muuttuessa
- lämpötila- ja tehorojoitteet.

Laskenta ei huomioi:

- käyttövesipiiriä
- keruupiiriä/LTO-tehoa (ol. lämpöpumpun maksimiteho aina käytettävissä)
- patteriverkon dynamiikkaa (ilmaislämpöjä)
- kesäajan lämmityksen sulkua.

Malli maksimoi lämpöpumpun tehoa ja kytkentätapa on rinnankytkentä. Ohjelmointi on tehty VBA:lla. Nämä rajoitteet huomioiden, on simulointimalli arviotyökalu erilaisten muutosten, ei niinkään absoluuttisten arvojen laskennassa. Mallin kehitys jatkuu mm. käyttöveden ja keruupiirin tarkemman simuloinnin osalta. Energiansäästöarvioinnissa se on kuitenkin huomattavasti tarkempi kuin yksinkertainen kertolaskumenetelmä. Lisäksi voidaan havainnoida mm. patteriverkon lämpötilakäyrien ja paikkakunnan vaikutusta PILP-järjestelmän suoritusarvoihin. Myös erilaisia kytkentätapoja on mahdollista vertailla sekä tietysti lämpöpumpun mitoitustehoa.

Laskentamallin vanhemman version (ei käytetty tässä työssä) kuvakaappaus on esitetty liitteessä 5. Siinä on myös käyttövesipuoli laskettuna, mutta vain hetkellisen kulutuksen osalta. Liitteessä 5 on esitetty myös laskennan eteneminen lohkokaaaviona.

Taulukko 2. Kannattavuuslaskelmissa käytetyt lähtöarvot.

| | |
|-----------------------------------|----------------------------|
| Laskentapaikkakunta | Vantaa (TRY2012) |
| Poistoilmamäärä tehostettu | 2,0 m ³ /s |
| Poistoilmamäärä normaali | 1,2 m ³ /s |
| Ilmanvaihdon aikaohjelma | Asuinkerrostalo, Standardi |
| Lämpötilakompensaatio | Kyllä |
| Poistoilman lämpötila | 21,0 °C |
| Rakennustilavuus | 9 000 m ³ |
| Patteriverkon menovesi (MUT:ssa) | 70,0 °C |
| Patteriverkon paluuvesi (MUT:ssa) | 40,0 °C |
| Säätötapa | Perinteinen |
| Lämmityksen mitoitusteho | 162 kW |
| Lämmityksen mitoitusvirtaama | 1,29 l/s |

Lisäksi lämpimän käyttöveden kulutukseksi on arvioitu 1300 m³/vuosi ja energiankulutukseksi 75 MWh. Laskentamalli ei huomioi käyttöveden lämmitystä joten käytetään arviota, että käyttöveden energiankulutuksesta tuotetaan lämpöpumpulla 20 % eli 15 MWh.

6.2.1 CASE1: Maksimiteho

Maksimitehon mukaan mitoitettun lämpöpumpun arvot on esitetty taulukossa 3.

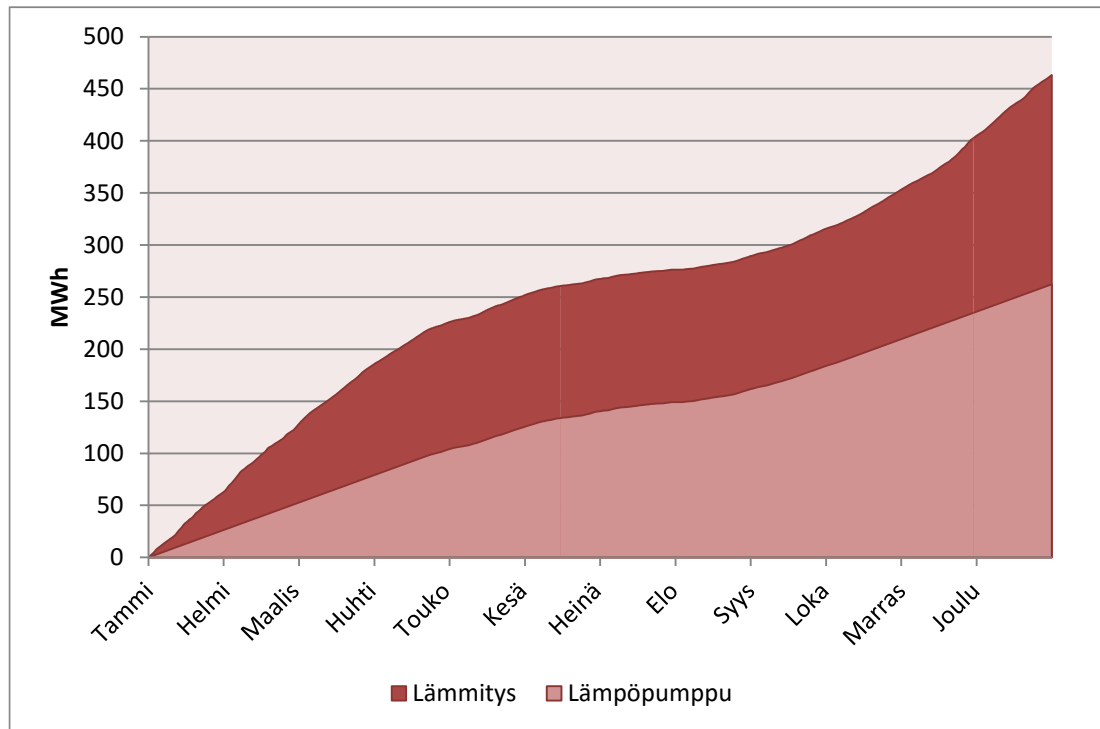
Taulukko 3. Lämpöpumpun suoritusarvot mitoituspisteessä case 1.

| Lämpöpumppu CASE1: Maksimiteho | | |
|--|------|-----|
| Tuotetun veden lämpötila | 50,0 | °C |
| Höyrystimelle tulevan liuoksen lämpötila | 0,0 | °C |
| | | |
| Lämmitysteho | 36,1 | kW |
| COP 0/50 °C | 2,90 | |
| Sähköteho | 12,4 | kW |
| Keruupiirin teho | 24,3 | kW |
| Lämmitysveden virtaama | 1,25 | l/s |
| Keruupiirin virtaama | 1,61 | l/s |

Laskennan tulokset on esitetty taulukossa 4 ja energianpeittokaavio kuvassa 15. Laskennassa kiinteistön lämmitys katkeaa ulkolämpötilan ollessa yli +18 °C, joten – todellisuudesta poiketen – lämmitystä tapahtuu myös kesäkuukausina.

Taulukko 4. Laskennan tulokset, case 1.

| TULOKSET | | |
|--|------|-------|
| Lämmitysenergian tarve | 463 | MWh/a |
| Lämpöpumpun energiantuotto | 262 | MWh/a |
| Keruuenergia | 174 | MWh/a |
| Lämpöpumpun sähkönkulutus | 88 | MWh/a |
| Kaukolämmön energiankulutus | 201 | MWh/a |
| COP-arvo | 2,98 | |
| Lämpöpumppu tuottaa lämmitysenergiasta | 57 % | |



Kuva 15. Case 1, maksimiteho: energianpeittokaavio patteriverkoston osalta. PILP-järjestelmän tuotto 57 %. Laskentamallissa tapahtuu lämmitystä myös kesällä, kun ulkoilma on alle +18 °C.

6.2.2 CASE2: Korkea COP-arvo

Case 2:n korkean COP-arvon omaavan lämpöpumpun mitoituspisteen suoritusarvot on esitetty taulukossa 5.

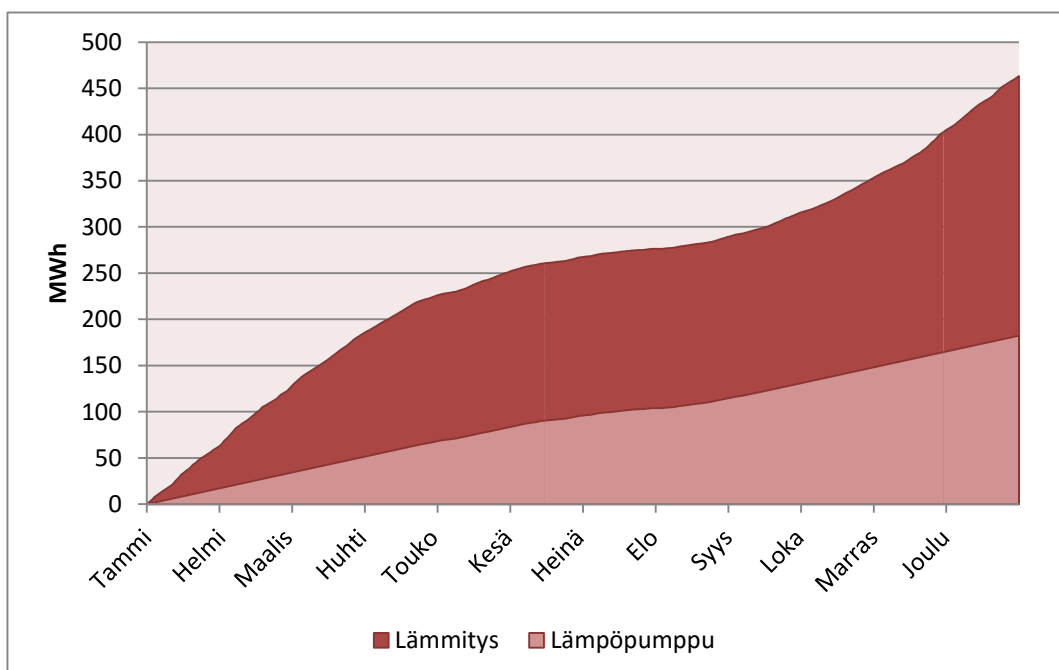
Taulukko 5. Lämpöpumpun suoritusarvot mitoituspisteessä case 2.

| Lämpöpumppu CASE2: Korkea COP-arvo | | |
|---|------|-----|
| Tuotetun veden lämpötila | 50,0 | °C |
| Höyrystimelle tulevan liuoksen lämpötila | 7,0 | °C |
| Lämmitysteho | 23,5 | kW |
| COP 7/50 °C | 3,67 | |
| Sähköteho | 6,4 | kW |
| Keruupiirin teho | 17,1 | kW |
| Lämmitysveden virtaama | 0,81 | l/s |
| Keruupiirin virtaama | 1,10 | l/s |

Laskennan tulokset on esitetty taulukossa 6 ja energianpeittokaavio kuvassa 16.

Taulukko 6. Laskennan tulokset, case 2.

| TULOKSET | | |
|--|------|-------|
| Lämmitysenergian tarve | 463 | MWh/a |
| Lämpöpumpun energiantuotto | 182 | MWh/a |
| Keruuenergia | 134 | MWh/a |
| Lämpöpumpun sähkönkulutus | 49 | MWh/a |
| Kaukolämmön energiankulutus | 281 | MWh/a |
| COP-arvo | 3,77 | |
| Lämpöpumppu tuottaa lämmitysenergiasta | 39 % | |



Kuva 16. Case 2, korkean COP:n energianpeittokaavio patteriverkoston osalta. PILP-järjestelmän tuotto 39 %. Laskentamallissa tapahtuu lämmitystä myös kesällä, kun ulkoilma on alle +18 °C.

6.2.3 CASE3: Välimalli

Välimallissa käytetyn lämpöpumpun arvot on esitetty taulukossa 7.

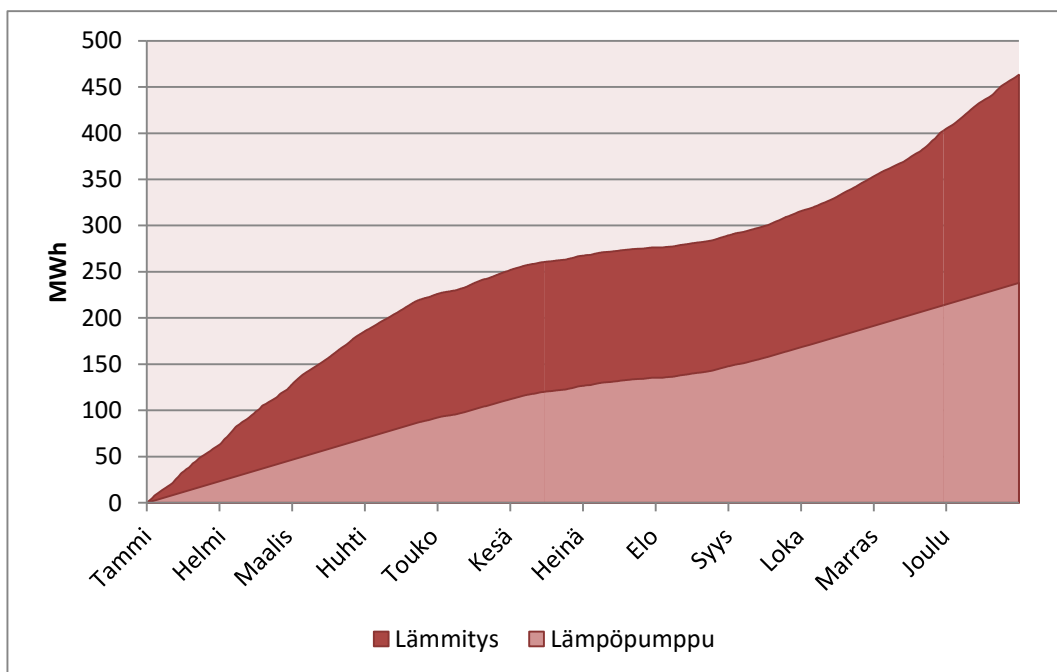
Taulukko 7. Lämpöpumpun suoritusarvot mitoituspisteessä, case 3.

| Lämpöpumppu CASE3: Välimalli | | |
|--|------|-----|
| Tuotetun veden lämpötila | 50,0 | °C |
| Höyrystimelle tulevan liuoksen lämpötila | 7,0 | °C |
| | | |
| Lämmitysteho | 31,9 | kW |
| COP 7/50 °C | 3,34 | |
| Sähköteho | 9,5 | kW |
| Kerupiirin teho | 22,9 | kW |
| Lämmitysveden virtaama | 1,10 | l/s |
| Kerupiirin virtaama | 1,51 | l/s |

Taulukko 8. Laskennan tulokset case 3.

| TULOKSET | | |
|--|------|-------|
| Lämmitysenergian tarve | 463 | MWh/a |
| Lämpöpumpun energiantuotto | 238 | MWh/a |
| Keruuenergia | 168 | MWh/a |
| Lämpöpumpun sähkönkulutus | 70 | MWh/a |
| Kaukolämmön energiankulutus | 225 | MWh/a |
| COP-arvo | 3,44 | |
| Lämpöpumppu tuottaa lämmitysenergiasta | 51 % | |

Laskennan tulokset on esitetty taulukossa 8 ja energianpeittokaavio kuvassa 17.



Kuva 17. Case 3, välimallin energianpeittokaavio patteriverkoston osalta. PILP-järjestelmän tuotto 51 %. Laskentamallissa tapahtuu lämmitystä myös kesällä, kun ulkoilma on alle +18 °C.

6.3 Eri mitoitustilanteiden yhteenveto

Kolmen erilaisen mitoituksen arvot on esitetty koottuna taulukossa 9. Säästöjen erot ja takaisinmaksuaika eivät poikkea merkittävästi toisistaan. Osasyynä on se, että mitoituksen lähtöarvot olivat suhteellisen lähekkäin toisiaan, mutta ennen kaikkea siksi, että laskennassa ollut kohde (tilavuus 9 000 m³) ei ole hirvittävän suuri (n. 35–40 asuntoa). Tuloksista voi kuitenkin vetää varovaisen johtopäätöksen, ettei suuren tehon tavoittelu ole kannattavin ratkaisu. Toisaalta ei myöskään COP:n maksimointi ole paras mahdollinen mitoitustilannekohta. Investointikustannuksissa on huomioitu lämpöpumput, LTO-patterit, putki-, sähkö- ja automaatiotyöt sekä rakennustekniset työt (mm. purkutyöt). Mahdollista uutta lämmönjakokeskusta ei ole huomioitu investointikustannuksissa.

Taulukko 9. Case-laskelmien yhteenveto: Case 3 "Välimalli" olisi laskennan perusteella kannattavin investointi.

| | CASE1: Maksimi teho | CASE2: Korkea COP | CASE3: Välimalli |
|---|---------------------------------|-------------------|------------------|
| Lämmitysenergiankulutus | 463 MWh | 463 MWh | 463 MWh |
| PILP-järjestelmän tuotto patteriverkosto 70/40 °C | 262 MWh | 182 MWh | 238 MWh |
| COP (patteriverkosto) | 2,98 | 3,77 | 3,44 |
| PILP:n sähkönkulutus | 88 MWh | 49 MWh | 70 MWh |
| PILP:n osuus lämmityksestä | 57 % | 39 % | 51 % |
| Käyttöveden energia (arvio) | 75 MWh | 75 MWh | 75 MWh |
| PILP:n osuus lämpimästä käyttövedestä (arvio) | 20 % | 20 % | 20 % |
| PILP:n COP, käyttövesi (arvio) | 3,0 | 3,0 | 3,0 |
| PILP:n tuotto lämminkäyttövesi | 15 MWh | 15 MWh | 15 MWh |
| PILP:n sähkönkulutus käyttövesi | 5 MWh | 5 MWh | 5 MWh |
| PILP:n investointikustannus (sis. ALV) | 87 000 € | 73 000 € | 78 000 € |
| SÄÄSTÖ (sis. käyttövesi) | 11 400 € | 9 400 € | 11 500 € |
| Suora takaisinmaksuaika | 7,6 vuotta | 7,8 vuotta | 6,8 vuotta |
| Energiahinta | Lämpö 78 €/MWh, Sähkö 110 €/MWh | | |

Erityisesti case 1:n ja case 3:n säästöt ovat lähes samat, mutta järjestelmän investointikustannusten eron takia olisi välimallin mitoitus järkevämpi ratkaisu.

6.4 Todellinen esimerkkikohte

Taulukossa 10 on esitetty todellisen kohteen suoritusarvoja. Säästö on arvioitu eikä perustu todellisiin energiahintoihin. Tavallisesti COP putoaa kesäaikaan, kun PILP-järjestelmällä tehdään usein vain käyttövettä, mutta tässä tapauksessa se on noussut. Syy on se, että osa lämpöpumpputehosta (100 kW) lämmittää lattialämmityspiiriä

Taulukko 10. Todellisen kohteen PILP-järjestelmän kulutusarvoja. Energianhintana on käytetty kaukolämmölle 78 €/MWh ja sähkölle 110 €/MWh. Kesäajan kohonnut COP-arvo johtuu siitä, että lämmityksessä on mukana myös lattialämmityspiiri [7].

| KK | Kaukolämmön kulutus | Lämpöpumpun tuotto | Lämpöpumpun sähkön kulutus | COP | PILP-osuus | Säästö |
|-----------------------------------|------------------------|-----------------------|-------------------------------|-------------|-------------|-----------------|
| | kWh | kWh | kWh | | | |
| Tammi | 112 450 | 63 246 | 20 145 | 3,14 | 36 % | 2 717 € |
| Helmi | 89 880 | 56 821 | 17 751 | 3,20 | 39 % | 2 479 € |
| Maalis | 78 350 | 62 441 | 18 548 | 3,37 | 44 % | 2 830 € |
| Huhti | 49 470 | 60 111 | 17 511 | 3,43 | 55 % | 2 762 € |
| Touko | 20 760 | 57 729 | 16 501 | 3,50 | 74 % | 2 688 € |
| Kesä | 7 910 | 43 202 | 12 584 | 3,43 | 85 % | 1 985 € |
| Heinä | 8 060 | 25 971 | 7 583 | 3,42 | 76 % | 1 192 € |
| Elo | 13 320 | 19 847 | 5 439 | 3,65 | 60 % | 950 € |
| Syys | 9 720 | 45 656 | 13 072 | 3,49 | 82 % | 2 123 € |
| Loka | 44 510 | 61 253 | 17 831 | 3,44 | 58 % | 2 816 € |
| Marras | 80 490 | 61 393 | 18 323 | 3,35 | 43 % | 2 773 € |
| Joulu | 95 000 | 61 300 | 19 000 | 3,23 | 39 % | 2 691 € |
| | 609 920 | 618 969 | 184 289 | 3,39 | 58 % | 28 008 € |
| <i>Arvio, lukematieta puuttuu</i> | | | | | | |

7 Yhteenveto

Työssä selvitettiin poistoilman kosteuspoistisuuden vaikutusta lämmöntalteenottotehoon ja siten PILP-järjestelmän mitoitukseen, jotta järjestelmän suunnitteluvaiheessa valittaisiin sopiva lämpöpumpun teho.

PILP-järjestelmän lämmöntalteenottotehoon ja siten koko järjestelmän mitoitus-teho on hyvin herkkä poistoilman kosteuden kondensoitumisesta LTO-patterissa. Korkeampi jäteilman lämpötila eli pienempitehoisempi järjestelmä varmistaa suuremman COP-arvon, mutta alhaisemmalla jäteilman mitoituksella, erityisesti kastepisteen alapuolella, kasvaa LTO-teho merkittävästi. Kuitenkin käytännössä tavallisen kerrostalon poistoilma on erityisesti lämmityskaudella varsin kuivaa (~26 %), joka tarkoittaa että poistoilma tulisi jäähdyttää varsin kylmäksi, jolloin LTO-patterin huurtumisvaara kasvaa ja COP-arvo heikkenee. Lisäksi latentin lämmön osuus ei olisi kovin merkittävä. Esimerkkilaskelmassa +21 °C/ 30 % ilma ei kondensoidu lainkaan, kun tulevan liuoksen lämpötila on +2 °C. Tämän ja käytännön kokemusten perusteella tulisi epäsuora PILP-järjestelmä mitoittaa ns. kuivana ilman kondenssin tehostavaa vaikutusta.

Keruupiirin shunttauksen vaikutusta tutkittiin laskennallisesti ja todettiin se kannattamattomaksi. Tuloksista laadittiin käyrä, jota voi käyttää apuna arvioitaessa mahdollista

(pakollista) shunttauksen vaikutusta järjestelmän tehoon. Lisäksi erilaisten keruuliusten ominaisuuksia vertailtiin ja todettiin, että kaliumformiaatilla päästäisiin parhaimpaan lopputulokseen, etanolin ja etyleeniglykolin seurattessa perässä.

Erilaisia kytkentätapoja käytiin läpi ja yhtenä ajatuksena esitettiin kaukolämmön paluuvien hyödyntämistä liuspiirin lämmittämisessä ja siten PILP:n tehon ja COP-arvon kasvattamisessa.

PILP-järjestelmän mitoitukselta voisi kärjistää sanoa, että käytettäessä lämpöä vanhemman rakennuksen patteriverkostoon on valittava kahden väliltä: suuri teho vai suuri COP-arvo. Näiden väliltä löytynee optimiratkaisu, joka on monen tekijän summa ja arvioitava kohdekohtaisesti. Kokonaisuutta keruupiiristä ja lämpöpumpusta lämmönjakoon on myös hallittava hyvin ja laitteistoa ohjattava sekä seurattava järkevästi.

Case-laskennassa mitoitettiin samaan kohteeseen kolme eritehoista PILP-järjestelmää. Tehdyn mallilaskennan perusteella optimaalinen ratkaisu löytyisi suuremman lämpöpumpputehon ja hyvän COP-mitoituksen väliltä. Todettakoon, että laskentamalli on vain yksi tietyillä oletuksilla tehty teoreettinen tarkastelu eikä siitä pysty tekemään lopullisia johtopäätöksiä.

Poistoilmalämpöpumppujärjestelmän kehityksessä riittää vielä paljon tutkittavaa. Esimerkiksi käyttöveden lämmittämistä tulistuslämmönsiirtimellä ja vaihtoehtoisia kytkentöjä tulisi tarkemmin selvittää. Nykyisin PILP-järjestelmissä on käytössä pääasiassa maalämpöpumppuja. Olisi mielenkiintoista tietää, minkälainen vaikutus olisi lämpöpumpulla, jos se olisi erityisesti suunniteltu kerrostalokokoluokan poistoilmakäyttöön. Tuloillaan olevien invertteriteknikkaan perustuvien lämpöpumppujen vaikutusta järjestelmän tehoon ja COP-arvoon erityisesti muuttuvissa poistoilmavirran ja lämmitystarpeen olosuhteissa tunnetaan vielä huonosti.

Lämpöpumppujärjestelmän hybridikytkennöistä (maa, kaukolämpö, aurinko, ulkoilma, jätevesi) tarvittaisiin myös lisäselvityksiä. Myös kiinteistökohtaisten ominaisuuksien (lämpötilakäyrät, paikkakunta, rakennuksen muoto, ilmanvaihtokanavien eristys yms.) vaikutusta kannattavuuteen tulisi selvittää.

Lähteet

1. Rämä Miika, Niemi Rami, Similä Lassi, 2015. Poistoilmalämpöpumput kaukolämpöjärjestelmässä. VTT, asiakasraportti.
2. Vinha Juha, Korpi Minna, Kalamees Targo, Jokisal, Juha, Eskola Lari, Palonen Jari, Kurnitski Jarek, Aho Hanna, Salminen Mikko, Salminen Kati, Keto Matias. 2009. Asuinrakennusten ilmanpitävyys, sisäilmasto ja energiatalous, Tutkimusraportti 140, Tampereen teknillinen yliopisto / rakennustekniikan laitos, Teknillinen korkeakoulu / energiatekniikan laitos
3. Salonen Sanni, 2012. Lämmönsiirtoaineet pohjavedessä Case – Patamäki, Opinnäytetyö, Vaasan Ammattikorkeakoulu, Ympäristötekniikka.
4. Leppälä Mika, Korves Oy, puhelinkeskustelu 8.4.2016
5. Puputti Jyrki, Vesi Tekno Oy, puhelinkeskustelu 7.4.2016
6. Kuvakaappaukset, E - valvomo, 2015, sisäinen verkkodokumentti.
7. Keinänen Mikko, 2006. Kondensoivan lämmönvaihtimen mitoitus esimerkki, Lämpötekniikan erikoistyö, lyhyt, VTT/TKK Energiatekniikan osasto
8. Kaukolämpöjärjestelmän paluuveden hyväksikäyttö kiinteistöjen lämmityksessä. 2010. Verkkodokumentti. Pöyry, Energiateollisuus ry. [luettu 19.4.2016] http://energia.fi/sites/default/files/paluuvesilammitus_loppuraportti_20100224.pdf
9. Sitra. Taloyhtiön energiakirja, 2011. Verkkodokumentti. Päivitetty 2011. <http://www.sitra.fi/julkaisu/2011/taloyhtion-energiakirja>, luettu 19.4.2015.
10. Kaikki lähteettömät kuvat ja taulukot on tehnyt tekijä itse.

LIITE 1. Kondensoivan savukaasulämmönsiirtimen mitoitus [9]

Symbolit

| | | |
|--------------------|---|---|
| A | – | pinta-ala m ² |
| c _p | – | ominaislämpökapasiteetti J/kgK |
| d | – | putken halkaisija m |
| G | – | konduktanssi W/mK |
| h | – | ominaisentalpia J/kg |
| k | – | aineensiirtokerroin m/s |
| l _p | – | yhden putken vaakasuorapituus rivissä m |
| l _{p,tot} | – | lämmönvaihtimen putkien kokonaispituus m |
| Le | – | Lewisin luku |
| M | – | moolimassa kg/mol |
| \dot{m} | – | massavirta kg/s |
| \dot{m}_h | – | tiivistyvä vesivirta kg/m ² s |
| N _p | – | putkien määrä rivissä |
| Nu | – | Nusseltin luku |
| Pr | – | Prandtlin luku |
| q | – | lämpövirta W/m ² |
| R | – | yleinen kaasuvakio J/kgK |
| Re | – | Reynoldsin luku |
| s _l | – | putkien pystysuora etäisyys mm |
| s _t | – | putkien vaakasuora etäisyys mm |
| T | – | lämpötila K |
| t | – | lämpötila °C |
| v | – | virtausnopeus m/s |
| \dot{V} | – | tilavuusvirta m ³ /s |
| w | – | savukaasun nopeus putkien välissä m/s |
| x | – | kosteus kg _{H2O} /kg _{k.i.} |
| x _v | – | tilavuusprosentti vol-% |
| α | – | lämmönsiirtokerroin W/m ² K |
| ζ | – | viskositeettigradientin korjauskerroin |
| θ _{ln} | – | logaritminen lämpötilaero |
| λ | – | lämmönjohtavuus W/mK |
| ξ | – | kitkakerroin |
| ρ | – | tiheys kg/m ³ |
| ν | – | kinemaattinen viskositeetti m ² /s |
| Φ | – | lämmönsiirtoteho W |
| Alaindeksit | | |
| k | – | kastepiste |
| s | – | sisäpuoli |
| sk | – | savukaasu |
| u | – | ulkopuoli |
| v | – | vesi |

Savukaasu

KOOSTUMUS

Kostutettu:

| | |
|-------------------|--------------|
| H ₂ O: | 20 vol-% |
| CO ₂ : | 2.67 vol-% |
| O ₂ : | 14,28 vol-% |
| CO: | 0,012 vol-% |
| NO ₂ : | 0,0028 vol-% |
| N ₂ : | 63 vol-% |

Tulevan savukaasun lämpötila on 140 °C ja tilavuusvirta $V_{sk} = 0,0258 \text{ m}^3/\text{s}$. Kostuttamalla savukaasu 20 vol-% on kastepiste yhtälön (1) mukaan 60,3 °C:sta.

$$t_k = \frac{230 \cdot \ln(10^{-5} \cdot p_h) + 1173,8}{11,78 - \ln(10^{-5} \cdot p_h)} \quad (1)$$

missä vesihöyryn osapaine p_h savukaasuissa saadaan

$$p_h = x_{V,H_2O} p_{sk} \quad (2)$$

Savukaasujen kosteus x saadaan

$$x = 0,622 \frac{p_h}{p_{sk} - p_h} \quad (3)$$

Savukaasun tiheys

$$\rho_{sk}(t = 100^\circ \text{C}) = \frac{(\sum x_i M_i) p}{RT_{sk}} = \frac{(0,027 \text{ kg/mol}) \cdot 101325 \text{ Pa}}{8,314 \text{ J/molK} \cdot 373,15 \text{ K}} \approx 0,882 \text{ kg/m}^3 \quad (4)$$

Massavirta

$$\dot{m}_{sk} = \rho_{sk} \dot{V}_{sk} = 0,882 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,0258 \text{ m}^3/\text{s} = 0,0227 \text{ kg/s} \quad (5)$$

Savukaasujen ominaislämpökapasiteetti

$$c_{p,sk} = \sum x_{V,i} c_{p,i} \approx 1193 \text{ J/kgK} \quad (6)$$

Mitoitus

Mitoitus suoritetaan jakamalla lämmönvaihdin laskentateknisesti putkirivin suuruisiin osiin. Laskua jatketaan putkirivi kerrallaan kunnes haluttu lämmönvaihtimen teho (veden alkulämpötila) saavutetaan. Laskennan tulos on sitä tarkempi mitä pienempiin lämmönsiirtoelementteihin lämmönvaihdin jaetaan. Putkien ulkohalkaisija on 12 mm, paksuus 1 mm ja s_t ja s_l -mitat 18 mm.

Ulkopuolinen lämmönsiirtokerroin

Savukaasun keskimääräinen Nusseltin luku saadaan yhtälöllä (7)

$$\overline{Nu}_{sk} = 1,13C_1 Re_{sk,max}^m Pr_{sk}^{1/3} \quad (7)$$

Jossa kertoimet C_1 ja m riippuvat arvoista s_t/d_u ja s_l/d_u . Savukaasun Reynoldsin luku lasketaan savukaasun maksimivirtausnopeudesta, joka saavutetaan ahtaimmassa virtauskohdassa. Savukaasun nopeus poikkipinta-alaltaan $0,3 \cdot 0,105$ m olevassa lämmönvaihtimessa on 0,82 m/s, jolloin

$$v_{sk,max} = \frac{s_t}{s_t - d_u} \cdot 0,82 = 2,46 \text{ m/s} \quad (8)$$

$$Re_{sk} = \frac{v_{sk,max} \cdot d_u}{\nu_{sk}} = 1329 \quad (9)$$

Ulkopuolinen lämmönsiirtokerroin voidaan tällöin laskea Nusseltin luvun määritelmästä

$$\alpha_u = \frac{\overline{Nu}_{sk} \lambda_{sk}}{d_u} = 67,7 \quad (10)$$

Sisäpuolinen lämmönsiirtokerroin

Veden virtausnopeuden putkessa tulisi olla noin 1m/s, jotta lämmönsiirtokerroimen arvoksi tulisi 4000 - 5000 W/m²K ja lämmönsiirtimen koko pysyisi pienenä. Valitaan veden massavirraksi siis 0,085 kg/s, jolloin virtausnopeus putkessa on 1,09 m/s ja Reynoldsin luku on

$$Re = \frac{v d_s}{\nu} = \frac{1,09 \cdot 0,01}{0,839 \cdot 10^{-6}} \approx 13804 \quad (11)$$

Prandtin luku vedelle

$$\text{Pr} = 5,3 \quad (T = 31 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$\text{Nu} = 0,037(\text{Re}^{0,75} - 180)\text{Pr}^{0,42} = 0,037(12947^{0,75} - 180) \cdot 5,7^{0,42} = 81,6 \quad (12)$$

Jolloin sisäpuoliseksi lämmönsiirtokertoimeksi saadaan

$$\alpha_s = \frac{\lambda_v}{d_s} \text{Nu} = \frac{0,6116}{0,01} \cdot 81,6 = 5031 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (13)$$

Putkirivin pinta-alat ja konduktanssi

Lämmönvaihdin sijoitetaan piipun ($d = 180 \text{ mm}$) päähän ja yhden suoran putken pituudeksi valittiin $0,3 \text{ m}$ ja yhteen riviin 5 putkea. Alla on esitetty lämmönvaihtimen kuva edestä ja sivulta ja liitteessä 2 lämmönvaihtimen ylimmän putkirivin kuva ylhäältä katsottuna.

$$A_{s,rivi} = \pi d_s N_p l_p = \pi \cdot 0,01 \cdot 5 \cdot 0,3 = 0,047 \text{ m}^2 \quad (14)$$

$$A_{u,rivi} = \pi d_u N_p l_p = \pi \cdot 0,012 \cdot 5 \cdot 0,3 = 0,0565 \text{ m}^2 \quad (15)$$

Putkirivin konduktanssi voidaan laskea

$$G_{rivi} = \frac{A_{s,rivi}}{A_{u,rivi}} \frac{1}{\frac{s}{\lambda_{teräs}} + \frac{1}{\alpha_s}} = \frac{0,047}{0,0565} \cdot \frac{1}{\frac{0,001}{52} + \frac{1}{5031}} = 3816 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (16)$$

Kostea lämmönsiirto

Massansiirtokerroin lasketaan yhtälöstä

$$k = \frac{\alpha_u}{\rho_{sk} c_{p,sk}} Le^{0,66} \quad (17)$$

ja Lewisin luku yhtälöstä

$$Le = \frac{D \rho_{sk} c_{p,sk}}{\lambda_{sk}} \quad (18)$$

missä D on savukaasun (ilman) ja vesihöyryn välinen diffuusiokerroin ja se saadaan yhtälöllä

$$D = \frac{1,190 \cdot 10^{-4} \cdot T_{sk}^{1,75}}{P_{sk}} \quad (19)$$

Tiivistyvä vesihöyryvirta pinta-ala yksikkö kohden (kg/m²s)

$$\dot{m}_h = \frac{M_v p_{sk} k}{RT_{sk}} \cdot \ln \frac{p_{sk} - p_h(T_p)}{p_{sk} - p_h} \quad (20)$$

missä kylläisen vesihöyryn paine saadaan yhtälöstä

$$p_h(T_p) = 10^5 \cdot e^{11,78 \left[\frac{(T_p - 372,79)}{(T_p - 43,15)} \right]} \quad (21)$$

ja vesihöyryn osapaine voidaan laskea kun savukaasun kosteus tunnetaan

$$p_h = \frac{x}{0,622 + x} P_{sk} \quad (22)$$

Pintalämpötila T_p on vielä tuntematon suure ja se voidaan iteroida (tai ratkaista puolitustenmenetelmällä) yhtälöstä

$$\alpha_u (T_{sk} - T_p) + l(T_p) \dot{m}_h - G_{rivi} (T_p - T_v) = 0 \quad (23)$$

jossa veden höyrystymisentalpia l(T_p) saadaan yhtälöstä

$$l(T_p) \approx l_0 - (c_{p,v} - c_{p,h})(T_p - T_0) \quad (24)$$

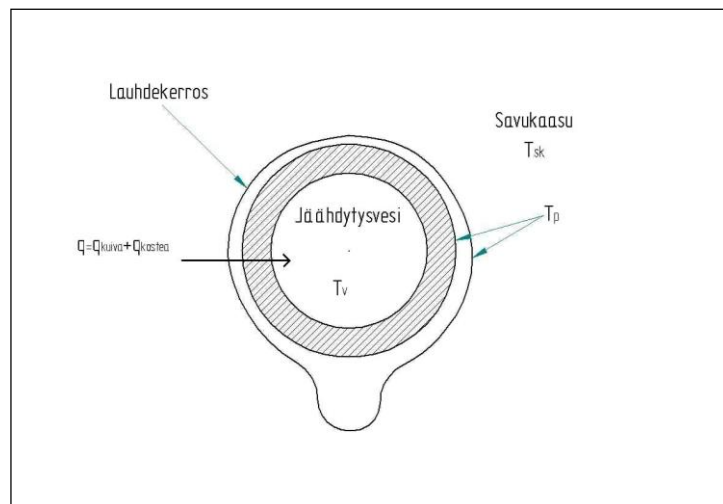
missä veden höyrystymisentalpia $l_0 = 2501 \text{ kJ/kg}$, $T_0 = 273,15 \text{ K}$ sekä $c_{p,v} - c_{p,h}$ on likimain $2,34 \text{ kJ/kgK}$.

Kosteaa lämpövirtaa voidaan nyt laskea yhtälöstä (25) kun tiivistyvä vesihöyryvirta ja höyrystymisentalpia tunnetaan.

$$q_{\text{kosteaa, rivi}} = \dot{m}_h l(T_p) \quad (25)$$

Lämmönsiirto putkirivissä

Kuvassa 1 on esitetty yksinkertaistettu malli putken ympärille syntyvästä lauhdekalvosta ja lämpövirrasta savukaasusta jäädytysveteen. Lauhteen lämpövastusta ei huomioida ja sen lämpötila oletetaan samaksi kuin putken pinnan.



Kuva. Lämmönsiirto putkessa

Kuiva lämmönsiirto voidaan laskea kun savukaasun- ja putkenpintalämpötila tunnetaan

$$q_{\text{kuiva, rivi}} = \alpha_u (T_{sk} - T_p) \quad (26)$$

ja kokonaislämpövirta putkirivissä

$$q_{\text{rivi}} = q_{\text{kosteaa, rivi}} + q_{\text{kuiva, rivi}} \quad (27)$$

Kostean ilman (savukaasun) ominaisentalpia

$$h_k = 1,006t_{sk} + x(2501 + 1,85t_{sk}) \quad (28)$$

Savukaasujen kuivamassavirta pysyy vakiona ($m_{sk,k.i.} = 0,0257 \text{ kg/s}$) jolloin entalpiian muutos putkiriveissä voidaan laskea

$$\Delta h_{sk,rivi} = -\frac{\Phi_{rivi}}{m_{sk,k.i.}} \quad (29)$$

missä

$$\Phi_{rivi} = A_{u,rivi} q_{rivi} \quad (30)$$

Jäähdytysveden lämpötilan muutos putkirivissä saadaan

$$\Delta T_v = \frac{\Phi_{rivi}}{m_v c_{p,v}} \quad (31)$$

Kosteuden muutos savukaasuissa

$$\Delta x = -\frac{m_h A_{u,rivi}}{m_{sk,k.i.}} \quad (32)$$

Jolloin savukaasujen uusi lämpötila putkirivin jälkeen voidaan laskea yhtälöstä (28), kun uusi entalpia ja kosteus tunnetaan. Mitoitusta jatketaan laskemalla uusi putken pintalämpötila T_p ja siirtyvä lämpövirta uusilla tila-arvoilla. Näin jatketaan kunnes saadaan koko siirtimen pinta-ala laskettua.

Taulukko. Lämmönvaihtimen mitoitusarvoja

| Putkirivi | t,sk °C | t,v °C | Tp °C | mh kg/m ² s | Φ,rivi W | h,sk kJ/kg | x |
|-----------|---------|--------|-------|---------------------------|----------|---------------|--------|
| 1 | 140 | 42,5 | 47,3 | 0,0051 | 1040 | 570 | 0,1555 |
| 2 | 131,8 | 39,6 | 44,3 | 0,0051 | 1028 | 526 | 0,1435 |
| 3 | 123,9 | 36,7 | 41,3 | 0,0050 | 1001 | 483 | 0,1314 |
| 4 | 116,3 | 33,9 | 38,3 | 0,0049 | 962 | 442 | 0,1195 |
| 5 | 108,8 | 31,1 | 35,4 | 0,0046 | 912 | 401 | 0,1080 |
| 6 | 101,5 | 28,6 | 32,5 | 0,0043 | 856 | 363 | 0,0970 |
| 7 | 94,4 | 26,2 | 29,8 | 0,0040 | 795 | 327 | 0,0868 |
| 8 | 87,4 | 23,9 | 27,3 | 0,0036 | 731 | 294 | 0,0774 |
| 9 | 80,6 | 21,9 | 25,0 | 0,0033 | 667 | 263 | 0,0688 |
| 10 | 74,1 | 20,0 | 22,8 | 0,0029 | 604 | 235 | 0,0610 |

LIITE 2. COP-arvon ja jäteilman laskenta

Kuvan 7 kaavio on laskettu seuraavilla oletuksilla käyttäen Coolpack –ohjelmistoa.

Kylmäaine R407C

Lämmöntalteenottopatterin asteisuus 3 °C

Kuivahöyrystin

Höyrystimen asteisuus 5 °C (liukumaa ei huomioitu)

Lauhduttimen asteisuus 3 °C (tulistuksen vaikutusta ei huomioitu)

Kylmäaineen tulistus höyrystimessä 5 °C

Kylmäaineen alijäähtyminen lauhduttimessa 2 °C

Kompressorin isentrooppinen hyötysuhde 0,7

Lämpöhäviöt kompressorissa 10 %

Imu- ja paineputken painehäviö yht. 1 K

Haitallinen tulistus 1K

| CYCLE SPECIFICATION | | | | |
|---|------|--------------------------|------------------------|---|
| TEMPERATURE LEVELS | | PRESSURE LOSSES | | REFRIGERANT |
| T_E [°C]: | -2,0 | ΔT_{SH} [K]: | 5 | No SGHX <input type="text" value="0,30"/> R407C <input type="text"/> |
| T_C [°C]: | 53,0 | ΔT_{SC} [K]: | 2 | |
| | | Δp_{SL} [K]: | 0,5 | |
| | | Δp_{DL} [K]: | 0,5 | |
| CYCLE CAPACITY | | | | |
| Heating capacity \dot{Q}_C [kW] | 24 | \dot{Q}_E : 17,22 [kW] | \dot{Q}_C : 24 [kW] | \dot{m} : 0,1213 [kg/s] \dot{V}_S : 25,79 [m ³ /h] |
| COMPRESSOR PERFORMANCE | | | | |
| Isentropic efficiency η_{IS} [-] | 0,7 | η_{IS} : 0,700 [-] | \dot{W} : 7,355 [kW] | |
| COMPRESSOR HEAT LOSS | | | | |
| Heat loss factor f_G [%] | 10 | f_G : 10,0 [%] | T_2 : 87,1 [°C] | \dot{Q}_{LOSS} : 0,7355 [kW] |
| SUCTION LINE | | | | |
| Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K] | 1,0 | \dot{Q}_{SL} : 116 [W] | T_8 : 4,0 [°C] | $\Delta T_{SH,SL}$: 1,0 [K] |

| | | | | | | | |
|-----------|-------|------|------|-----------|--------------|------------|-------------|
| Calculate | Print | Help | Home | Auxiliary | State Points | COP: 2,342 | COP*: 2,358 |
|-----------|-------|------|------|-----------|--------------|------------|-------------|

Kuvakaappaus CoolPack –ohjelmiston laskenta-arvoista

LIITE 3. Lämmönsiirtonesteiden aineominaisuuksia

| LIUKSEN KESKILÄMPÖTILA +5 °C | | | | | | | |
|------------------------------|------------------|---------------|-------------------|------------------------------------|--------------------------|-----------------|--------------------------|
| Lämmönsiirtoaine | Liuoksen vahvuus | Jäätymispiste | Tiheys | Kinemaattinen viskositeetti | Ominaislämpökapasiteetti | Lämmönjohtavuus | Prandtin luku |
| | til-% | T_f | ρ | ν | c_p | λ | $Pr = \nu c_p / \lambda$ |
| | | °C | kg/m ³ | 10 ⁻⁶ m ² /s | J/(kgK) | W/(mK) | - |
| Etyleeniglykoli | 25 | -12,6 | 1043 | 3,01 | 3736 | 0,47 | 25,2 |
| | 30 | -16,1 | 1052 | 3,46 | 3641 | 0,45 | 29,7 |
| | 35 | -20,2 | 1068 | 3,97 | 3452 | 0,44 | 33,2 |
| Propyleeniglykoli | 30 | -13,4 | 1038 | 5,56 | 3830 | 0,42 | 52,6 |
| | 35 | -17,2 | 1043 | 6,98 | 3770 | 0,40 | 68,6 |
| | 40 | -21,7 | 1048 | 8,82 | 3690 | 0,38 | 89,8 |
| Freezium | 17 | -10 | 1115 | 1,68 | 3505 | 0,53 | 12,4 |
| | 21 | -15 | 1147 | 1,73 | 3348 | 0,52 | 12,8 |
| | 25 | -20 | 1181 | 1,83 | 3208 | 0,52 | 13,3 |
| Etanoli | 25 | -11 | 974 | 1,58 | 3830 | 0,44 | 13,4 |
| | 36 | -19 | 963 | 1,57 | 3640 | 0,39 | 14,2 |
| Vesi | - | 0 | 1000 | 1,79 | 4217 | 0,55 | 13,6 |

| LIUKSEN KESKILÄMPÖTILA 0 °C | | | | | | | | |
|-----------------------------|------------------|---------------|-------------------|------------------------------------|--------------------------|-----------------|--------------------------|--|
| Lämmönsiirtoaine | Liuoksen vahvuus | Jäätymispiste | Tiheys | Kinemaattinen viskositeetti | Ominaislämpökapasiteetti | Lämmönjohtavuus | Prandtin luku | |
| | til-% | T_f | ρ | ν | c_p | λ | $Pr = \nu c_p / \lambda$ | |
| | | °C | kg/m ³ | 10 ⁻⁶ m ² /s | J/(kgK) | W/(mK) | - | |
| Etyleeniglykoli | 25 | -12,6 | 1044 | 3,62 | 3722 | 0,46 | 30,6 | |
| | 30 | -16,1 | 1053 | 4,17 | 3625 | 0,44 | 36,1 | |
| | 35 | -20,2 | 1071 | 4,80 | 3433 | 0,41 | 43,0 | |
| Propyleeniglykoli | 30 | -13,4 | 1041 | 7,04 | 3820 | 0,42 | 66,7 | |
| | 35 | -17,2 | 1046 | 8,96 | 3750 | 0,40 | 87,9 | |
| | 40 | -21,7 | 1051 | 11,5 | 3680 | 0,38 | 117,0 | |
| Freezium | 17 | -10 | 1117 | 1,86 | 3500 | 0,52 | 14,0 | |
| | 21 | -15 | 1149 | 1,92 | 3340 | 0,51 | 14,4 | |
| | 25 | -20 | 1183 | 2,03 | 3200 | 0,51 | 15,1 | |
| Etanoli | 25 | -11 | 976 | 1,79 | 3830 | 0,44 | 15,2 | |
| | 36 | -19 | 965 | 1,78 | 3640 | 0,38 | 16,5 | |
| Vesi | - | 0 | Jäätymispisteessä | | | | | |

LIITE 4. Lämmönsiirron ja pumppauskustannusten laskentaperusteet

Taulukossa 1 esitettyjen arvojen perusteena ovat seuraavat laskennalliset arvot:

Nesteen virtausnopeus (vakio) 0,6 m/s

Putken sisähalkaisija 10 mm

Nusseltin luku on laskettu yhtälöllä

$$Nu = 0,023 \times Re^{0,8} Pr^{0,4}$$

missä

$$Re = \frac{vD_s}{\nu}$$

v = virtausnopeus (m/s)

D_s = putken sisähalkaisija (m)

ν = kinemaattinen viskositeetti (m²/s)

$$Pr = \frac{\mu}{c_p \lambda}$$

μ = dynaaminen viskositeetti (kg/(ms))

c_p = ominaislämpökapasiteetti (kJ/(kgK))

λ = lämmönjohtavuus (W/m/K)

Kitkakerroin on laskettu yhtälöllä

$$f = \frac{64}{Re}, \text{ kun } Re < 2000$$

$$f = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}, \text{ kun } Re \geq 2000$$

Painehäviö per putkimetri on laskettu yhtälöllä

$$\frac{\Delta p}{L} = \rho \frac{fv^2}{2D_s}$$

LIITE 5. Kuvakaappaus simulaatio-ohjelmasta (vanha versio 2013) ja laskennan lohkokaavio

