

Juha-Petteri Muukkonen

# Lämpöpumppulaitoksen lämpökerroinmittaus ja levylämmönsiirtimen uusiminen

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (YAMK)

Talotekniikka

Opinnäytetyö

1.6.2019

Tekijä Otsikko Sivumäärä Aika	Juha-Petteri Muukkonen Lämpöpumppulaitoksen lämpökerroinmittaus ja levylämmönsiirtimen uusiminen 89 sivua + 1 liite 1.6.2019
Tutkinto	insinööri (YAMK)
Tutkinto-ohjelma	talotekniikka
Ohjaajat	yliopettaja Jukka Yrjölä
<p>Työn alustava tarkoitus oli selvittää, miksi eräissä lämpöpumppulaitoksissa ei päästä haluttuun kiinteistön lämmitysjärjestelmän menoveden lämpötilatasoon ja mitä toimenpiteitä on tehtävä halutun lämpötilatason saavuttamiseksi. Työtä tehtäessä selvisi nopeasti, että lämpöpumppujen lauhdepiirin ja kiinteistön lämmitysjärjestelmän välinen levylämmönsiirrin oli mitoitettu korkeammille ensiöpuolen lämpötiloille kuin missä lämmitysprosessi toimii ja sen vuoksi lämmönsiirtimen lämmönsiirtopinta-ala jäi liian pieneksi. Tähän päädyttiin tarkastelemalla lämmönsiirtimen valmistajan toimittamia lämmönsiirrinmitoituksia ja kokeellisella tutkimuksella. Lisäksi lämmönsiirtimen todettiin olevan likaantunut. Likaantumisaste selvitettiin luomalla malli valmistajalta saatujen mitoitustietojen ja kokeellisesta tutkimuksesta kerättyjen mittaustietojen perusteella.</p> <p>Työssä myös perehdyttiin syvällisemmin levylämmönsiirtimien lämpötekniseen mitoitukseen ja mitoitettiin vanhan lämmönsiirtimen tilalle sellainen levylämmönsiirrin, joka soveltuu lämpöpumppujen nykyiselle lämmityksen asetusarvolle. Aiheeseen perehdyttiin kirjallisuustutkimuksen kautta. Samalla selvitettiin tutkimuskirjallisuudessa esitetyjä erilaisten Nusseltin korrelaatiokaavojen soveltuvuutta levylämmönsiirtimen mitoitukseen.</p> <p>Alustaviksi toimenpiteiksi ehdotettiin lämpöpumppujen lämmityksen asetusarvon nostamista tai levylämmönsiirtimen uusimista. Toimenpiteitä vertailtiin investoinnin kannattavuuden avulla laatimalla nykyarvolaskelma kummastakin toimenpiteestä. Lämpöpumppujen liuoslämpötilan nostamisen vaikutusta lämpökertoimeen (<math>COP\phi</math>) selvitettiin kokeellisella tutkimuksella ja teoreettisesti. Havaittiin, että lämmönsiirtimen vaihtaminen tuo noin 8000 euron vuosittaiset säästöt lämpöpumppujen sähköenergian kulutuksessa investoinnin takaisinmaksuajan ollessa kolme vuotta. Lisäksi selvitettiin, että lämpöpumppujen liuoslämpötilan pudottamisella voidaan säästää vuosittain tuhansia euroja, jos lämpöpumppulaitoksen käyttöä päätetään jatkaa nykyisellään. Tämän toimenpiteen vieminen käytäntöön vaatisi jatkotutkimuksia.</p> <p>Työn lopputuloksena todettiin, että lämmönsiirtimen vaihtaminen nykyisiä prosessiolosuhteita vastaavaksi on selvästi kannattavampaa kuin lämpöpumppujen liuoslämpötilan nostaminen.</p>	
Avainsanat	lämpöpumppu, COP, R134a, tiivisteellinen levylämmönsiirrin, Nusseltin luku, aallotuskulma, muokattu Wilsonin piirros

Author Title Number of Pages Date	Juha-Petteri Muukkonen Measurement of Coefficient of Performance of Heat Pump System and Renewal of Plate Heat Exchanger 89 pages + 1 appendix 1 June 2019
Degree	Master of Engineering
Degree Programme	Building Services Engineering
Instructors	Jukka Yrjölä, Principal Lecturer
<p>The purpose of this thesis was to establish why the desired heating water temperature was not reached in a heat pump plant, and what measures would be needed to reach the desired level. It was quickly established that the plate heat exchanger between the condenser liquid line and the heating line was designed for higher primary side temperatures, and therefore the heat transfer surface area of the exchanger was too small.</p> <p>Literature about the thermal dimensioning of plate heat exchangers was studied, and a new plate heat exchanger, suitable for the current heating setpoint, was dimensioned. Furthermore, the suitability of various Nusselt number correlation equations for the dimensioning of a plate heat exchanger was investigated.</p> <p>The problem of not reaching the desired water temperature could be solved either by increasing the heat pump heating setpoint or by replacing the plate heat exchanger. The profitability of the alternatives was compared with life cycle calculations and by determining the coefficient of performance (COP<math>\phi</math>) for the pumps.</p> <p>It was established that the annual savings of replacing the heat exchanger would be significant, and that a lower temperature of solution could save thousands of euros annually. Therefore, it is clearly more profitable to replace the heat exchanger to suit the current process conditions than to raise the solution temperature.</p>	
Keywords	heat pump, COP, R134a, gasketed plate heat exchanger, Nusselt number, chevron angle, modified Wilson plot

## Sisällys

Lyhenteet, symbolit ja käsitteet

1	Johdanto	1
2	Teoreettiset perusteet	3
2.1	Lämpöpumpun teoreettinen toimintaperiaate	3
2.1.1	Tehokertoimet ja Carnot-hyötysuhde	4
2.1.2	Käänteinen Carnot-kiertoprosessi	6
2.1.3	Entalpia ja ominaislämpökapasiteetti	9
2.1.4	Reaalikaasujen tilanyhtälöt ja -muutokset	10
2.2	R134a-kylmäaine prosessi log p, h -tilapiirroksessa	14
2.3	Tiivisteellinen levylämmönsiirrin	19
2.3.1	Lämmönsiirtimeen toiminta ja rakenne	20
2.3.2	Lämmönsiirtolevyn geometria	23
2.3.3	Suoritusarvojen laskenta	30
2.3.4	Nusseltin luku levylämmönsiirtimeen mitoituksessa	36
2.4	Takaisinmaksuajan määrittäminen	38
3	Lämpöpumppulaitos	39
3.1	Prosessikuvaus	39
3.2	Lämmitysjärjestelmän pääkomponentit	40
3.3	Lämmönsiirrin LS1	42
4	Mittausjärjestelyt	45
4.1	Lämmönsiirtimeen suoritusarvomittaukset	45
4.2	Lämpöpumppujen suoritusarvomittaukset	47
5	Mittaus- ja laskentatulokset	51
5.1	Lämmönsiirtimeen suoritusarvomittaukset	51
5.1.1	Mittaustulokset	51
5.1.2	Puhtaan lämmönsiirtimeen Nusseltin luvun korrelaatiokaava	55
5.1.3	Likaisen lämmönsiirtimeen Nusseltin luvun korrelaatiokaava	59
5.1.4	Likaantumisen todentaminen	62
5.1.5	Korrelaatiokaavojen vertailu ja uuden lämmönsiirtimeen mitoitus	65
5.2	Lämpöpumppujen suoritusarvomittaukset	68
5.2.1	Mittaustulokset liuoksen lämpötilalla 52 °C	68

5.2.2	Mittaustulokset liuoksen lämpötilalla 53 °C	69
5.2.3	Mittaustulokset liuoksen lämpötilalla 54 °C	70
5.3	Liuoslämpötilan 55 °C vaikutus lämpökertoimeen	72
5.3.1	Tarkastelu mittaustulosten perusteella	72
5.3.2	Tarkastelu lämpöpumppujen toiminta-arvojen perusteella	73
5.3.3	Tarkastelu teorian perusteella	77
6	Lämpöpumppujen mittaus- ja laskentatulosten pohdinta ja virhetarkastelu	78
7	Nykyarvolaskenta ja säästöpotentiaalin määrittäminen	80
7.1	Nykyarvojen vertailu	81
7.2	Liuoslämpötilan pudottamisen vaikutus	83
8	Yhteenveto	84
	Lähteet	86
	Liitteet	
	Liite 1. Nusseltin luvun korrelaatiokaavat	

## Lyhenteet, symbolit ja käsitteet

$A$	Lämmönsiirtopinta-ala ( $m^2$ )
$A_a$	Todellinen lämmönsiirtopinta-ala ( $m^2$ )
$A_p$	Suoralle pinnalle projisoitu lämmönsiirtopinta-ala ( $m^2$ )
$A_x$	Virtauskanavan pinta-ala ( $m^2$ )
$a$	Terminen diffuusiokerroin ( $m^2/s$ )
$a_k$	Vuorovaikutuskorjauskerroin
$b$	Lämmönsiirtolevyn prässäisyvyys (mm)
$b_k$	Tilavuuskorjauskerroin
$C$	Lämpökapasiteettivirta (kW/K)
$C_h$	Kuuman ainevirran lämpökapasiteettivirta (kW/K) tai Reynoldsin luvun kerroin kylmälle ainevirralle
$C_c$	Kylmän ainevirran lämpökapasiteettivirta (kW/K) tai Reynoldsin luvun kerroin kylmälle ainevirralle
$COP$	Lämpöpumpun hyötysuhde
$COP_\phi$	Lämpökerroin
$COP_e$	Kylmäkerroin
$c_p$	Ominaislämpökapasiteetti vakiopaineessa ( $J/(kg \cdot K)$ )
$c_v$	Ominaislämpökapasiteetti vakiotilavuudessa ( $J/(kg \cdot K)$ )
$c$	Suoran kulmakerroin

$D_h$	Hydraulinen halkaisija (m)
$D_p$	Lämmönsiirtimen yhdekoko (mm)
$d$	Diskonttauskerroin tai suoran vakiotermi
$e$	Neperin luku tai energian nimellinen hinnannousu
$G$	Konduktanssi (W/K)
$G_c$	Massavirta pinta-alayksikköä kohden (kg/(m <sup>2</sup> ·s))
$H$	Entalpia (J) tai hankintahinta (€)
$h$	Ominaisentalpia (kJ/kg) tai konvektiivinen lämmönsiirtymiskerroin (W/(K·m <sup>2</sup> ))
$h_c$	Kylmän puolen konvektiivinen lämmönsiirtymiskerroin (W/(K·m <sup>2</sup> ))
$h_h$	Kuuman puolen konvektiivinen lämmönsiirtymiskerroin (W/(K·m <sup>2</sup> ))
$h_1$	Tulistuneen kylmäaineen entalpia (kJ/kg) höyrystymisen jälkeen
$h_2$	Kuumakaasun entalpia (kJ/kg) puristuksen loppupisteessä
$h_{2is}$	Kuumakaasun entalpia (kJ/kg) isentrooppisen puristuksen loppupisteessä
$h_3$	Kuumakaasun entalpia (kJ/kg) kylläisen höyryn rajakäyrällä
$h_4$	Lauhtuneen kylmäaineen entalpia (kJ/kg) kylläisen nesteen rajakäyrällä
$h_5$	Alijäähdytyneen kylmäaineen entalpia (kJ/kg) lauhtumisen jälkeen
$h_6$	Kylmäaineen entalpia (kJ/kg) ennen höyrystymistä
$h_7$	Höyrystyneen kylmäaineen entalpia (kJ/kg) kylläisen höyryn rajakäyrällä
$J$	Jäännösarvo (€)

k	Virtausaineen lämmönjohtavuus ( $W/(K \cdot m)$ ) tai kompressorin polytrooppivakio tai jälkeenkäynnin suoritetun jaksoittain maksujen diskonttauskerroin
ka	Aritmeettinen keskiarvo
k <sub>c</sub>	Kylmän puolen virtausaineen lämmönjohtavuus ( $W/(K \cdot m)$ )
k <sub>h</sub>	Kuuman puolen virtausaineen lämmönjohtavuus ( $W/(K \cdot m)$ )
k <sub>p</sub>	Lämmönsiirtopinnan lämmönjohtavuus ( $W/(K \cdot m)$ )
L	Karakteristinen mitta
L <sub>c</sub>	Lämmönsiirtolevypakan kokonaisleveys (mm)
L <sub>h</sub>	Yhteiden välinen vaakasuora etäisyys (mm)
Lin	Regressiosuora
L <sub>p</sub>	Lämmönsiirtolevyn tehollinen korkeus (mm)
L <sub>w</sub>	Lämmönsiirtolevyn tehollinen leveys (mm)
L <sub>v</sub>	Yhteiden välinen pystysuora etäisyys (mm)
ln	Luonnollinen logaritmi
M	Moolimassa (kg/mol)
m	Reynoldsin luvun eksponentti
N	Virtauskanava tai nykyarvo (€)
N <sub>cp</sub>	Virtauskanavien kokonaislukumäärä (kpl)
N <sub>p</sub>	Virtausreittien kokonaislukumäärä (kpl)



$N_t$	Lämmönsiirtolevyjen kokonaislukumäärä (kpl)
$Nu$	Nusseltin luku
$n$	Moolimäärä (mol) tai elinkaarijakson pituus (v)
$P_c$	Lämmönsiirtolevyn kuvioinnin aallonpituus ( $\lambda$ )
$P_k$	Kompressorin ottoteho (kW)
$Pr$	Prandtlin luku
$Pr_c$	Prandtlin luku kylmälle ainevirralle
$Pr_h$	Prandtlin luku kuumalle ainevirralle
$p$	Paine ( $N/m^2$ ) tai lämmönsiirtolevyn kokonaissyvyys (mm)
$p_1$	Puristuksen alkupaine (bar)
$p_2$	Puristuksen loppupaine (bar)
$p_c$	Kriittisen pisteen paine ( $N/m^2$ )
$Q$	Lämpömäärä (J)
$q_m$	Massavirta (kg/s)
$q_v$	Tilavuusvirta ( $dm^3/s$ )
$R$	Kaasuvakio ( $8,31446 J/(mol \cdot K)$ tai $0,08206 L \cdot atm/(mol \cdot K)$ )
$R^2$	Selityskerroin
$Re$	Reynoldsin luku
$Re_c$	Reynoldsin luku kylmälle ainevirralle

$Re_h$	Reynoldsin luku kuumalle ainevirralle
$R_{om}$	Ominaiskaasuvakio (kJ/(mol·K))
$R_f$	Kokonaislikaantumsvastus ( $K \cdot m^2/W$ )
$R_{fh}$	Kuuman puolen likaantumsvastus ( $K \cdot m^2/W$ )
$R_{fc}$	Kylmän puolen likaantumsvastus ( $K \cdot m^2/W$ )
$r_e$	Eskalaatio
$S$	Entropia (J/K)
$s$	Ominaisentropia (kJ/(kg·K))
$T$	Lämpötila (K) tai vuotuiset vakionettotuotot (€)
$T_1$	Puristuksen alkulämpötila (K)
$T_c$	Kriittisen pisteen lämpötila (K)
$t$	Lämpötila (°C) tai lämmönsiirtolevyn paksuus (mm)
$T_{h,i}$	Kuuman puolen sisäänmenolämpötila (K)
$T_{h,o}$	Kuuman puolen ulostulolämpötila (K)
$T_{c,i}$	Kylmän puolen sisäänmenolämpötila (K)
$T_{c,o}$	Kylmän puolen ulostulolämpötila (K)
$U$	Sisäenergia (J) tai kokonaislämmönläpäisykerroin ( $W/(K \cdot m^2)$ )
$V$	Tilavuus ( $m^3$ )
$v$	Ominaisilavuus ( $m^3/kg$ ) tai virtausaineen nopeus (m/s)

$W$	Työ (J)
$w$	Ominaistyö (kJ/kg)
$Z$	Reaalisuuskerroin eli puristuvuustekijä
$\beta$	Lämmönsiirtolevyn aallotuskulma ( $^{\circ}$ )
$\beta_h$	Lämmönsiirtolevyn aallotuskulma vaakasuoran akselin suhteen ( $^{\circ}$ )
$\beta_v$	Lämmönsiirtolevyn aallotuskulma pystysuoran akselin suhteen ( $^{\circ}$ )
$\Delta h_{kis}$	Entalpiaero $h_{2is} - h_1$ (kJ/kg)
$\Delta T$	Lämpötilaero (K)
$\Delta T_{lm}$	Logaritminen keskilämpötilaero (K)
$\delta_p$	Lämmönsiirtopinnan paksuus (m)
$\eta_s$	Isentrooppinen hyötysuhde
$\eta_c$	<i>Carnot</i> -hyvyyskerroin
$\eta_r$	Kylmäaineen termodynaaminen hyötysuhde
$\eta_{mk}$	Kompressorin mekaaninen hyötysuhde
$\eta_m$	Moottorin hyötysuhde
$\theta_1$	Lämmönsiirtimen kuuman puolen ulostulolämpötilan ja kylmän puolen sisäänmenolämpötilan välinen erotus (K)
$\theta_2$	Lämmönsiirtimen kuuman puolen sisäänmenolämpötilan ja kylmän puolen ulostulolämpötilan välinen erotus (K)
$\mu$	Virtausaineen dynaaminen viskositeetti (Pa·s)

$\mu_w$	Virtausaineen dynaaminen viskositeetti seinämän lämpötilassa (Pa·s)
$\nu$	Virtausaineen kinemaattinen viskositeetti (m <sup>2</sup> /s)
$\rho$	Virtausaineen tiheys (kg/m <sup>3</sup> )
$\varphi$	Lämpökerroin
$\varphi_c$	<i>Carnot</i> -lämpökerroin
$\varepsilon$	Kylmäkerroin
$\varepsilon_c$	<i>Carnot</i> -kylmäkerroin
$\phi$	Lämmönsiirtimen kohennuskerroin tai teho (kW)
$\phi_H$	Höyrystimen teho (kW)
$\phi_{kok}$	Kompressorin teho (kW)
$\phi_L$	Lauhduttimen teho (kW)
$\Pi$	Painesuhde $p_2/p_1$

## 1 Johdanto

Lämpöpumppujärjestelmiä suunniteltaessa on tärkeää, että valitut komponentit, esimerkiksi lämmönsiirtimet, on mitoitettu oikein vastaamaan suunniteltuja toiminta-arvoja. Esimerkiksi lämpöpumppujärjestelmän lauhdepiirin ja lämmitysjärjestelmän välisen lämmönsiirtimeen liian pieni lämmönsiirtopinta-ala saattaa lisätä lämpöpumppujen sähköenergian kulutusta. Tämä johtuu siitä, että kylmäainepiirin lauhdutukseen ei saada suunnitellun mukaista, lämpötilaltaan riittävästi jäähtynyttä prosessineestettä. Myös lämmitysjärjestelmään tuotetun lämpöenergian lämpötilataso voi tämän vuoksi jäädä matalammaksi kuin oli tarkoitettu. Toisaalta aina ei ole kysymys lämmönsiirtimeen mitoitusvirheestä, koska myös lämmönsiirtimeen likaantuminen voi aiheuttaa samanlaisia ongelmia. Lisäksi järjestelmien käyttäjän tulee olla tietoinen käyttöönoton jälkeen tehtävien toiminta-arvojen muutosten vaikutuksesta ennen kaikkea sähköenergian kulutukseen. Jos lämmönsiirrin on liian pieni tai likaantunut, on helppoa korjata tilanne väliaikaisesti nostamalla lämpöpumppujen lämmityksen asetusarvoa. Nostaminen kuitenkin huonontaa usein järjestelmän lämpökerointia ja lisää käyttökustannuksia ilman toiminta-arvojen muuttamista myös höyrystinpuolella.

Tämän työn ensisijainen tavoite on selvittää, onko taloudellisesti järkevämpää uusia erään todellisen kohteen alun perin liian pieni ja likaantunut levylämmönsiirrin vai nostaa lämpöpumppujen lämmityksen asetusarvoa. Tarkoitus on tuottaa tietoa lämpöpumppulaitoksen käyttäjälle mahdollisen investointipäätöksen tueksi. Selvitys tehdään laskemalla kummankin vaihtoehdon käyttökustannukset nykyarvomenetelmällä viiden vuoden jaksolle. Laskentaa varten suoritetaan lämpöpumppujen suoritusarvomittauksia eri lämmityksen asetusarvoilla ja määritetään mittaustulosten perusteella lämpöpumppujen lämpökertoimet ( $COP_{\phi}$ ) kullekin asetusarvolle kulutetun sähköenergian ja tuotetun lämpöenergian mukaan. Investointikulujen selvittämistä varten kohteeseen on myös mitoitettava uusi lämmönsiirrin. Mitoitusta varten tehdään kirjallisuustutkimus erilaisista Nusseltin luvun korrelaatiokaavoista. Tutkimuksen perusteella valitaan parhaiten soveltuva korrelaatiokaava, jonka avulla levylämmönsiirrinmitoitus tehdään. Samalla tutkitaan eri kirjallisuuslähteissä esitettyjen korrelaatiokaavojen soveltuvuutta levylämmönsiirtimeen mitoitukseen vertailemalla saatuja tuloksia eräältä lämmönsiirrinvalmistajalta saatavaan mitoitukseen. Lisäksi muokatun Wilsonin piirroksen avulla luodaan malli levylämmönsiirtimeen likaantumisen arvioimista varten.

Työssä keskitytään erityisesti levylämmönsiirtimen lämpötekniiseen mitoitukseen ja lämpöpumppujen lämpökerroinmittauksiin. Tämän vuoksi esimerkiksi lämmönsiirtimen painehäviön laskentamalleja ei käsitellä. Työ painottuu ennen kaikkea lämpöpumppujen lauhdutinpuolen toimintaan ja höyrystinpuolen toiminta-arvojen vaikutukset lämpöpumppujen hyötysuhteeseen on rajattu tämän työn ulkopuolelle. Työssä ei myöskään käsitellä säätö- tai prosessiautomaatiotekniikoita, joilla on kuitenkin suuri merkitys lämpöpumppulaitosten toimintaan ja kokonaisyötysuhteeseen.

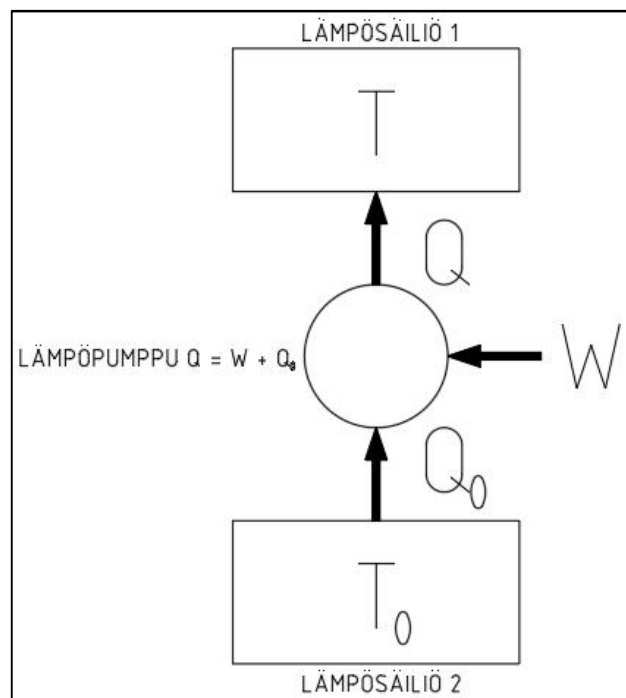
## 2 Teoreettiset perusteet

### 2.1 Lämpöpumpun teoreettinen toimintaperiaate

Lämpöpumppu toimii kuten käänteinen *Carnot*-lämpövoimakone (kuva 1), joka ottaa lämpö määrän  $Q_0$  kylmemmästä lämpösäiliöstä 2 ja siirtää sen lämpösäiliöön 1 korkeammassa lämpötilassa  $T$ . Tällöin termodynamiikan ensimmäisen pääsäännön mukaan

$$Q = W + Q_0, \quad (1)$$

jossa  $Q$  on korkeammassa lämpötilassa  $T$  luovutettu lämpö määrä,  $Q_0$  on matalammas- sa lämpötilassa  $T_0$  otettu lämpö määrä ja  $W$  on tehty työ.



Kuva 1. Käänteinen *Carnot*-lämpövoimakone.

Termodynamiikan toisen pääsäännön mukaan lämpö siirtyy aina korkeammasta lämpötilasta matalampaan, joten prosessiin on tuotava mekaanista energiaa toisin kuin *Carnot*-lämpövoimakoneessa.

### 2.1.1 Tehokertoimet ja Carnot-hyötysuhde

Lämpöpumpun ”hyvyyttä” kuvataan termeillä lämpökerroin  $\varphi$  (fii) ja kylmäkerroin  $\varepsilon$  (ep-silon) eli *tehokertoimilla* riippuen siitä, onko tarkoitus lämmittää lämpösäiliötä 1 vai jäähdyttää lämpösäiliötä 2. Termit kuvaavat lämpösäiliöön 1 siirretyn lämmön  $Q$  suhdetta tehtyyn työhön  $W$  (lämpökerroin) tai lämpösäiliöstä 1 poistetun lämmön  $Q_0$  suhdetta tehtyyn työhön  $W$  (kylmäkerroin).

Kertoimet voidaan johtaa kuvan 1 mukaisen prosessin entropian muutoksesta seuraavasti:

Palautuvan prosessin entropia on

$$\Delta S = \Delta S_1 + \Delta S_2, \quad (2)$$

jossa  $\Delta S$  on entropian muutos,  $\Delta S_1$  on entropian muutos  $Q / T$  lämpösäiliössä 1 ja  $\Delta S_2$  on entropian muutos  $-Q_0 / T_0$  lämpösäiliössä 2.

Näin ollen saadaan edelleen, että

$$\Delta S = \frac{Q}{T} - \frac{Q_0}{T_0} \geq 0. \quad (3)$$

Edellisestä saadaan ehto

$$Q_0 \leq \frac{T_0}{T} Q, \quad (4)$$

joka sijoitettuna lämpöpumpun lämpökertoimen kaavaan

$$\varphi = \frac{Q}{W} = \frac{Q}{Q - Q_0} \quad (5)$$

antaa tulokseksi epäyhtälön

$$\varphi_c \leq \frac{T}{T - T_0} = \frac{1}{1 - \frac{T_0}{T}}, \quad (6)$$



joka on samalla lämpöpumpun *Carnot*-lämpökertoimen laskentakaava suurimmalle mahdolliselle teoreettiselle lämpökertoimelle.

Kaava 4 sijoitettuna lämpöpumpun kylmäkertoimen kaavaan

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{W} = \frac{Q_0}{Q - Q_0} \quad (7)$$

antaa tulokseksi epäyhtälön

$$\varepsilon_c \leq \frac{T_0}{T - T_0} = \frac{1}{\frac{T}{T_0} - 1}, \quad (8)$$

joka on samalla lämpöpumpun *Carnot*-kylmäkertoimen laskentakaava suurimmalle mahdolliselle teoreettiselle kylmäkertoimelle.

Tehokertoimet voidaan häviöttömissä prosesseissa esittää myös toistensa avulla

$$\varphi = \varepsilon + 1, \quad (9)$$

ja

$$\varepsilon = \varphi - 1. \quad (10)$$

*Carnot*-kertoimien laskennassa T ja T<sub>0</sub> -lämpötilat pitää ilmoittaa kelvineinä (K).

Lämpöpumpun suorituskyky ilmoitetaan usein myös COP-arvolla (coefficient of performance), joka kertoo hyödyksi saadun lämpö- tai jäähdytysenergian suhteessa tehtyyn työhön. COP-arvolla tarkoitetaan samaa asiaa kuin lämpö- tai kylmäkertoimella. COP-arvo on siis

$$\text{COP} = \frac{Q}{W}. \quad (11)$$

Tarkemmin arvo on lämmitykselle

$$\text{COP}_\varphi = \frac{Q}{W} = \frac{Q_0 + W}{W} \quad (38, \text{ s. } 7) \quad (12)$$

ja jäädytykselle

$$\text{COP}_\varepsilon = \frac{Q_0}{W} \quad (38, \text{ s. } 7). \quad (13)$$

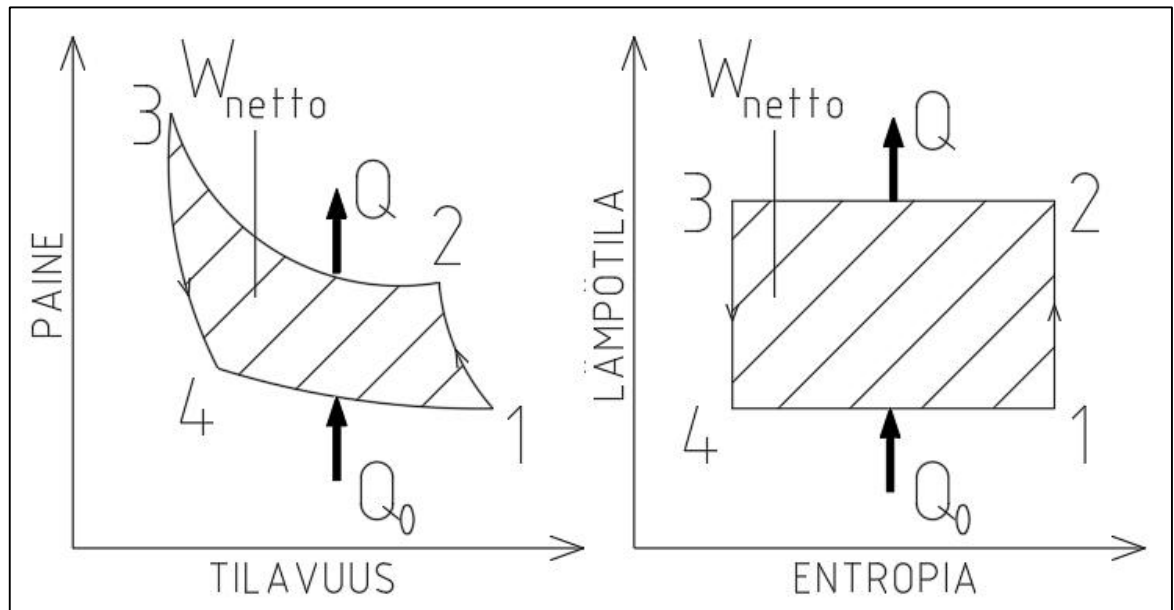
### 2.1.2 Käänteinen Carnot-kiertoprosessi

Kuvan 1 käänteinen *Carnot*-lämpövoimakone kuvaa ideaalista lämpöpumppua ja asettaa teoreettiset toimintaratjat eri sovelluksille käytännössä. Kiertoprosessi voidaan esittää kuvaajina, joissa on esitetty kahden tai useamman tilamuutoksen sarjan keskinäinen riippuvuus. Prosessi muodostuu neljästä vaiheesta:

1. Isentrooppinen puristus (1-2)
2. Isoterminen puristus (2-3)
3. Isentrooppinen paisunta (3-4)
4. Isoterminen paisunta (4-1)

Isentrooppinen tarkoittaa adiabaattista häviötöntä prosessia. Adiabaattisella tarkoitetaan systeemiä, joka ei ole lämmönsiirtoyhteydessä ympäristönsä kanssa. Isotermisessä prosessissa lämpötila pysyy muuttumattomana. (1, s. 6–7.)

Vaiheet esitetään tarkemmin kuvassa 2, jossa on kaksi kahden eri tilamuuttujan kuvaajaa. Vasemman puoleisessa kuvaajassa y-akselilla on paine ja x-akselilla tilavuus. Oikean puoleisessa sarjassa y-akselilla on lämpötila ja x-akselilla entropia. Kuvan alapuolella on lyhyet selostukset eri vaiheiden sisällöstä ja tilamuuttujien käyttäytymisestä kiertoprosessissa.



Kuva 2. Käänteinen *Carnot*-kiertoprosessi.

Isentrooppisessa puristuksessa (1-2) prosessin väliaine puristetaan työn määrällä  $W$ . Paine ja lämpötila kasvavat, entropia on vakio, mutta väliaineen tilavuus pienenee. Systemin ja ympäristön välillä ei tapahdu lämmönsiirtoa. (1, s. 66; 2, s. 64.)

Isotermisessä puristuksessa (2-3) paine kasvaa ja entropia pienenee. Lämpötila on vakio, koska samalla luovutetaan lämpömäärä  $Q$  ympäristöön. Väliaineen tilavuus pienenee. Tätä vaihetta kutsutaan käytännössä *lauhtumiseksi*. (1, s. 66; 2, s. 64.)

Isentrooppisessa (3-4) paisunnassa paine ja lämpötila pienenevät, entropia on vakio, mutta väliaineen tilavuus kasvaa. Systemin ja ympäristön välillä ei tapahdu lämmönsiirtoa. (1, s. 66; 2, s. 64.)

Isotermisessä paisunnassa (4-1) paine pienenee ja entropia kasvaa. Lämpötila on vakio, koska samalla otetaan lämpömäärä  $Q_0$  ympäristöstä. Väliaineen tilavuus kasvaa. Tätä vaihetta kutsutaan käytännössä *höyrystymiseksi*. (1, s. 66; 2, s. 64.)

Työlle  $W_{\text{netto}}$  kuvan 2 prosessissa saadaan kuvan 1 termein kaava

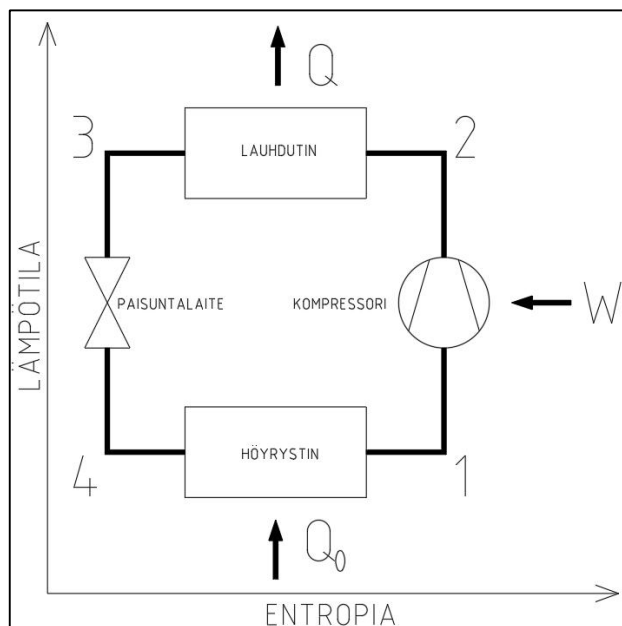
$$W_{\text{netto}} = \frac{T-T_0}{T} Q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q \quad (14)$$

tai vaihtoehtoisesti

$$W_{\text{netto}} = Q - Q_0, \quad (15)$$

joissa termit ovat kuten aikaisemmin on mainittu.

Selvyden vuoksi kuvan 2 prosessia voidaan täydentää laitekomponenteilla (kuva 3), jolloin saadaan parempi käsitys lämpöpumppujen toiminnasta ja kiertoprosesseista yleensä. Puristustyö (1-2) tapahtuu *kompressorilla*. Tämän jälkeen lämpömäärä  $Q$  luovutetaan ympäristöön (2-3) *lauhduttimella*. Paisunta (3-4) tehdään *paisuntalaitteella* ja kylmäaine höyrytetään ts. siihen sidotaan lämpömäärä  $Q_0$  (4-1) *höyrystintä* hyödyntäen. (1, s. 66; 2, s. 64.)



Kuva 3. Käänteinen *Carnot*-prosessi laitekomponentteineen.

Kuvassa 3 on siis esitetty lämpöpumppu- ja kylmäprosessien neljä pääkomponenttia, jotka löytyvät yleensä kaikista kompressoritoimisista lämpöpumppu- ja kylmäprosessia hyödyntävistä systeemeistä myös käytännössä.

Todellinen kiertoprosessi esitellään luvussa 2.2. Sitä ennen tutustutaan kuitenkin muihin käsitteisiin.

### 2.1.3 Entalpia ja ominaislämpökapasiteetti

Entalpia eli lämpösisältö määritellään yleisesti

$$H = U + pV, \quad (16)$$

jossa  $H$  on entalpia (J),  $U$  on sisäenergia (J),  $p$  on paine ( $\text{N/m}^2$ ) ja  $V$  on tilavuus ( $\text{m}^3$ ).

Ideaalikaasuilla kaavan 16 differentiaali saa muodon

$$dH = dU + pdV + Vdp, \quad (17)$$

jossa sisäenergian muutos on

$$dU = TdS - pdV. \quad (18)$$

Näin ollen entalpian muutoksen kaava 17 supistuu muotoon

$$dH = TdS + Vdp. \quad (19)$$

Reaalikaasuilla entalpian muutoksen tarkka laskeminen on työläämpää. Edellytyksenä on, että tiedetään laskettavalle kaasulle sopiva tilanyhtälö, tilasuureiden väliset riippuvuudet ja ominaislämpökapasiteetti.

Ominaislämpökapasiteetit vakioaineessa ( $c_p$ ) ja vakiotilavuudessa ( $c_v$ ) ovat funktioita, jotka syntyvät sisäenergian ja entalpian differentiaalisista muutoksista suhteessa lämpötilan differentiaaliseen muutokseen (5, s. 42).

Ominaislämpökapasiteetti vakioaineessa esitetään osittaisderivaatalla

$$c_p(T) = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p \quad (20)$$

ja ominaislämpökapasiteetti vakioilavuudessa esitetään osittaisderivaatalla

$$c_v(T) = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v. \quad (21)$$

Ominaislämpökapasiteetin yksikkönä käytetään (J/(kg·K)).

Teoriassa reaalikaasun entalpiamuutoksen laskenta noudattaa muotoa

$$h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT + \int_{p_1}^{p_2} \left[ v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p \right] dp \quad (22)$$

huomioiden, että prosessi ei ole isoterminen (eli  $dT=0$ ) tai isobaarinen (eli  $dp=0$ ).

#### 2.1.4 Reaalikaasujen tilanyhtälöt ja -muutokset

Todelliset kaasut eivät käyttäydy kuten ideaalikaasu, joten ideaalikaasun tilanyhtälö

$$pV = nRT, \quad (23)$$

jossa  $p$  on paine (Pa),  $V$  on tilavuus ( $m^3$ ),  $n$  on moolimäärä  $m/M$  (mol),  $T$  on lämpötila (K) ja  $R$  on yleinen kaasuvakio  $8,3143 \text{ J}/(\text{mol}\cdot\text{K})$  saa muodon

$$Z = pV/nRT, \quad (24)$$

jossa  $Z$  on reaalisuuskerroin eli puristuvuustekijä. Kertoimella ilmoitetaan reaalikaasun ja ideaalikaasun moolitilavuuksien  $V_m$  ( $m^3/\text{mol}$ ) suhde. Moolitilavuudella ilmoitetaan kuinka suuren tilavuuden yksi mooli kyseessä olevaa ainetta vie ja se lasketaan jakamalla moolimassa  $M$  (g/mol) aineen tiheydellä  $\rho$  (g/L).

Ideaalikaasun entalpiamuutoksen kaava reaalikaasulle on kaava 17 huomioiden siis

$$dH = dU + nRd(ZT) \quad (25)$$

Reaalisuuskertoimen arvioimiseen voidaan puhtaille kaasuille käyttää niin sanottuja yleisiä reaalisuuskertoimen määrittelykaavioita, jotka perustuvat kokeellisesti tehtyihin havaintoihin.

Jos reaalisuuskerroin ei ole tiedossa, voidaan käyttää tilanyhtälöitä, jotka ottavat huomioon kaasumolekyylien tilavuuden ja vuorovaikutukset. Esimerkiksi Van der Waalsin yhtälö on yleisesti tunnettu reaalikaasujen tilanyhtälö. Se kirjoitetaan muodossa

$$\left[ p + a_k \left( \frac{n}{V} \right)^2 \right] (V - nb_k) = nRT, \quad (26)$$

jossa suureet ovat kuten aikaisemmin on mainittu, mutta  $a_k$  on vuorovaikutuskorjauskerroin ja  $b_k$  on tilavuuskorjauskerroin. Kertoimien pitää olla määritetty kokeellisesti tai ne voidaan laskea, jos kaasun kriittinen piste tunnetaan (1, s. 8).

Reaalikaasuilla kuten esimerkiksi kylmäaineilla käytetään kuitenkin muita empiirisiä tai puoliempiirisiä kaavoja, joiden avulla voidaan esittää tilasuureiden  $p$ ,  $T$  ja  $v$  väliset riippuvuudet (1, s. 8).

Eräs tällainen kaava on Redlich-Kwong-tilanyhtälö

$$p = \frac{RT/M}{v - b_k} - \frac{a_k}{T^{0,5}v(v + b_k)}, \quad (27)$$

jossa  $v$  on ominaistilavuus  $V/m$  ( $m^3/kg$ ),  $a_k$  on vuorovaikutuskorjauskerroin,  $b_k$  on tilavuuskorjauskerroin ja muut suureet ovat kuten aikaisemmin on mainittu. Korjauskertoimet lasketaan Redlich-Kwong-tilanyhtälössä seuraavasti:

$$a_k = 0,4278 \frac{R^2 T_c^{2,5}}{p_c}, \quad (28)$$

jossa  $T_c$  on kriittisen pisteen lämpötila (K),  $p_c$  on kriittisen pisteen paine (kPa) ja muut suureet ovat kuten aikaisemmin on mainittu.

$$b_k = 0,0867 \frac{RT_c}{p_c}, \quad (29)$$

jossa suureet ovat kuten aikaisemmin on mainittu.

Kylmäaineiden osalta voidaan käyttää myös tarkempia tilanyhtälöitä, joilla saa esimerkiksi edellä mainittua Redlich-Kwong-tilanyhtälöä tarkempia tuloksia.

Eräs tällainen kaava kylmäaineen R134a osalta on esimerkiksi Martin-Hou-tilanyhtälö

$$p = \frac{R_{om}T}{(v-b_k)} + \sum_{i=2}^5 (A_i + B_i T + C_i e^{-\frac{k_k T}{T_c}}) / (v - b_k)^i, \quad (30)$$

jossa  $p$  on kylmäaineen paine (kPa),  $R_{om}$  on R134a-kylmäaineen ominaiskaasuvakio  $R/M$  (0,0815 kJ/(kg·K)),  $T_c$  on R134a-kylmäaineen kriittisen pisteen lämpötila (374,23 K) ja  $b_k$ ,  $k_k$ ,  $A_i$ ,  $B_i$  sekä  $C_i$  ovat vakioita taulukon 1 mukaisesti.

Ominaiskaasuvakion  $R_{om}$  laskentaan tarvitaan kyseessä olevan kylmäaineen moolimassa  $M$ , joka R134a-kylmäaineelle on 102,03 g/mol.

Taulukko 1. Martin-Hou –tilanyhtälön lukuarvot (3, s. 2).

Martin-Hou –tilanyhtälön lukuarvot			
$i=2...5$	Arvo	Etumerkki	Potenssi
$A_2$	8,909485	-	E-02
$B_2$	4,408654	+	E-05
$C_2$	2,074834	-	
$A_3$	1,016882	-	E-03
$B_3$	2,574527	+	E-06
$C_3$	2,142829	+	E-02
$A_4$	1,778071	+	E-05
$B_4$	4,016976	-	E-08
$C_4$	2,977911	-	E-04
$A_5$	7,481440	-	E-08
$B_5$	1,670285	+	E-10
$C_5$	1,255922	+	E-06
$b_k$	3,755677	+	E-04
$k_k$	4,599967	+	

Kaavasta 30 voidaan johtaa myös ominaistilavuuden  $v$  (m<sup>3</sup>/kg) ja lämpötilan  $T$  (K) kaavat:

$$v = \frac{b_k p - b_k \sum_{i=2}^5 \frac{A_i + B_i T + C_i e^{-\frac{k_k T}{T_c}}}{(v - b_k)^i} + RT}{p - \sum_{i=2}^5 (A_i + B_i T + C_i e^{-\frac{k_k T}{T_c}}) / (v - b_k)^i}, \quad (31)$$



jossa suureet ovat kuten aikaisemmin on mainittu.

$$T = - \frac{(b_k - v) \left( p - \sum_{i=2}^5 \frac{A_i + B_i T + C_i e^{\left( -\frac{k_i T}{T_c} \right)}}{(v - b_k)^i} \right)}{R}, \quad (32)$$

jossa suureet ovat kuten aikaisemmin on mainittu.

Esimerkkinä voidaan laskea erään kuvitellun lämpöpumpppuprosessin kuumakaasun loppupaine Redlich-Kwong- ja Martin-Hou-tilanyhtälöillä:

*Laske kuumakaasun paine reaalikaasuna, kun kylmäaineen R134a loppulämpötilaksi mitattiin 58,7 °C. Kaasun ominaistilavuus on 0,015031 m<sup>3</sup>/kg. Ilmoita tulos absoluuttisena paineena (bar).*

Vastaukseksi saadaan Redlich-Kwong-tilanyhtälöllä 14,4 bar. Martin-Hou-tilanyhtälöllä saadaan 13,9 bar.

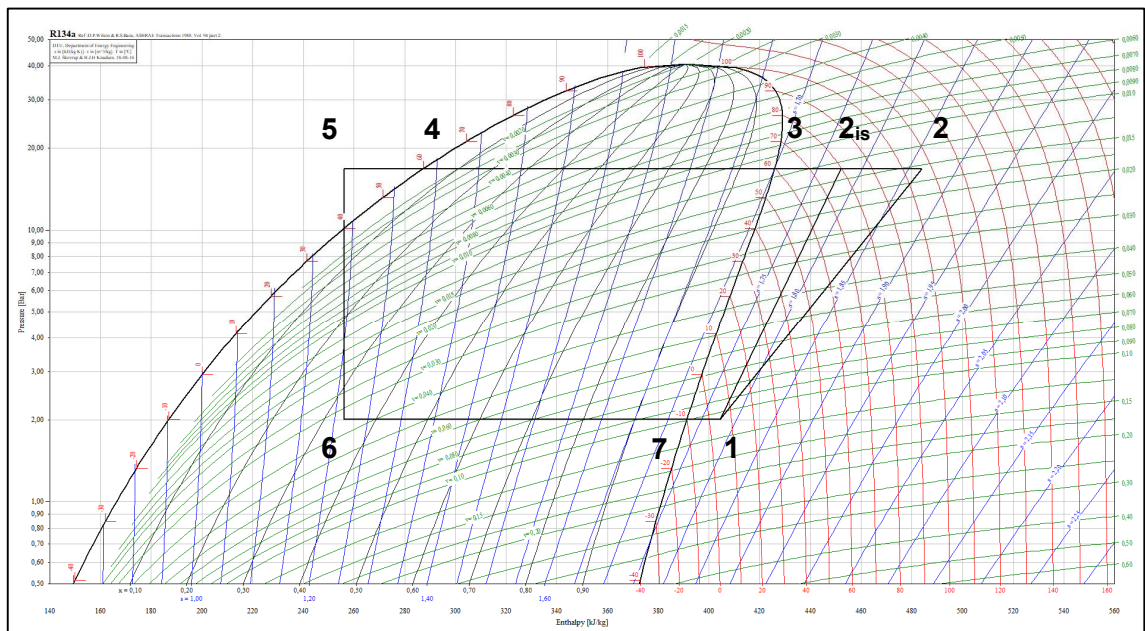
Tilanyhtälöiden käyttö on työlästä ja laskentaan tarvitsee vähintään Excel-työkalun. Onneksi on olemassa graafisia mitoitusohjelmia, joihin kylmäaineiden tilanyhtälöt ja ainespesifiset vakiot on sisällytetty, kuten esimerkiksi Coolpack (39). Edellisen esimerkin vastaus kyseisellä mitoitusohjelmalla laskettuna on 13,9 bar, joka on sama kuin Martin-Hou-tilanyhtälöllä saatu tulos.



Lisäksi tilapiirroksessa on esitetty vakiolämpötila-, vakiotilavuus-, vakio paine- ja vakioentropiakäyrät. Lämpötilan (t) yksikkö on °C, vakiotilavuuden (v) yksikkö on m<sup>3</sup>/kg, paineen (p) yksikkö on bar ja entropian (s) yksikkö on kJ/(kg·K).

Tilapiirroksen rajaviivan ”laelta” löytyy myös kylmäaineen kriittinen piste. Tämän kohdan yläpuolella kylmäaine on ylikriittistä. Se tarkoittaa, että neste- ja höyryfaasit ovat sulautuneet toisiinsa, eikä niitä voi erottaa toisistaan (6, s. 38).

Kylmäaineen tilapiirros on siis eräänlainen kartta kylmäaineen ominaisuuksista ja tilasuureiden välisistä riippuvuuksista. Kylmäaineprosessi voidaan piirtää tilapiirrokseen, kun mitoitusarvot ovat tiedossa. Esimerkiksi eräs mielivaltainen R134a-prosessi tilapiirrokseen piirrettynä näyttää kuvan 5 mukaiselta.



Kuva 5. Eräs R134a-kiertoprosessi log p, h -tilapiirrokseen (39).

Kuvan 5 kiertoprosessin mitoitusarvot ovat:

- höyrystyslämpötila -10 °C
- lauhtumislämpötila +60 °C
- alijäähtyminen 20 K
- tulistuminen 15 K
- isentrooppinen hyötysuhde  $\eta_s = 0,6$

Isentrooppisella hyötysuhteella ( $\eta_s$ ) tarkoitetaan häviöttömän ja todellisen puristustyön suhdetta kompressorin imu- ja paineliitäntöjen tilojen perusteella (1, s. 38). Kyseessä on käsite, jolla kuvataan kompressorin hyvyttä. Kompressorin isentrooppinen hyötysuhde ( $\eta_s$ ) lasketaan

$$\eta_s = \frac{\Delta h_{kis}}{\Delta h_k} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1}, \quad (33)$$

jossa  $h_{2is}$  on entalpia (kJ/kg) kuvan 5 pisteessä  $2_{is}$ ,  $h_1$  on entalpia (kJ/kg) pisteessä 1 ja  $h_2$  on entalpia (kJ/kg) pisteessä 2.

Kuvan 5 prosessin pisteet 1–7 tarkoittavat käytännössä, että välillä 1– $2_{is}$  tapahtuu isentrooppinen puristus kompressorilla. Tällöin käytännössä tulistunut kylmäainekaasu puristetaan lauhtumisolosuhteen tilasuureisiin eli prosessissa tarvittavaan mitoituslämpötilaan ja -paineeseen vakioentropian suoraa pitkin.

Todellinen puristus tapahtuu välillä 1–2 niin ikään kompressorilla. Puristus ei ole koskaan täysin isentrooppista eli häviötöntä eikä adiabaattista, koska kompressorin ja ympäristön välillä tapahtuu lämmönsiirtoa. Koska kylmäaineen entropia muuttuu toisin kuin isentrooppisessa puristuksessa (vrt. luku 2.1.2), tarvittava puristustyö on ideaalista puristustyötä suurempi. Tämä tarkoittaa, että kylmäaineen puristustyön jälkeinen lämpötila on korkeampi kuin ideaalisessa tilanteessa. Lisäksi kompressorin tarvitsema sähkön ottoteho kasvaa. Ottoteho ( $P_k$ ) lasketaan

$$P_k = q_m \times (h_2 - h_1), \quad (34)$$

jossa  $P_k$  on ottoteho (kW) ja  $q_m$  on massavirta (kg/s).

Ottoteho voidaan laskea polytrooppisessa puristuksessa myös kaavalla (33, s. 7)

$$P_p = \frac{q_m R T_1 k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (35)$$

jossa  $q_m$  on kylmäaineen massavirta (kg/s),  $R$  on kylmäaineen ominaiskaasuvakio (kJ/(kg·K)),  $T_1$  on puristuksen alkulämpötila (K),  $k$  on kompressorin polytrooppivakio,  $p_1$  on puristuksen alkupaine (bar) ja  $p_2$  on puristuksen loppupaine (bar).

Kompressorista lähtevän lämmenneen kylmäaineen eli kuumakaasun tulistuselämmön osuus ja poisto esitetään välillä 2–3. Tulistuksen poisto voidaan käytännön sovelluksissa tehdä erillisellä komponentilla (esim. lämmönsiirtimellä), jos prosessissa on tarkoitus hyödyntää korkeampia kylmäaineen lämpötiloja.

Käytännössä kuumakaasu on kuitenkin jonkin verran vielä tulistunutta sen edettyä prosessin seuraavaan kompressorin jälkeiseen pääkomponenttiin eli lauhduttimeen. Kylmäaineen lauhtuminen eli lämmön luovutus esitetään esimerkin tilapiirroksessa välillä 3–4. Lämmön luovutus voi tapahtua ympäristöön tai väliaineeseen. Lauhtumisessa kaasumaisessa kylmäaineessa tapahtuu faasimuutos kaasusta nesteeksi. Lauhduttimen teho ( $\phi_L$ ) lasketaan

$$\phi_L = q_m \times (h_3 - h_4), \quad (36)$$

jossa  $\phi_L$  on lauhduttimen teho (kW).

Kylmäaineen lauhduttua lauhtumista vastaavaan paineeseen se lisäksi alijäähtyy välillä 4–5. Kyseessä on se lämmön osuus, joka kylmäaineesta poistuu sen jälkeen, kun kylmäaine on jo lauhtunut nesteeksi. Alijäähtymistä voidaan käytännön sovelluksissa tehostaa erillisellä komponentilla (esim. lämmönsiirtimellä). Ja kuten myöhemmin nähdään, alijäähtymisen tehostamisella saadaan myös lisää höyrystymistehoa ilman, että on tarvetta lisätä kompressorin puristustyötä. Tämän vuoksi onkin olemassa sanonta: ”Kylmäprosesseissa ainoastaan alijäähtyminen on ilmaista”, vaikka täysin totta tämä ei välttämättä olekaan.

Välillä 5–6 tapahtuu lauhtuneen (ja alijäähtyneen) kylmäaineen paisunta ennen höyrystintä. Tämän prosessivaiheen tarkoitus on alentaa paine ja lämpötila höyrystymisvaihetta vastaa-aksi. Paisunta tehdään paisuntalaitteella, joka pudottaa kylmäaineen painetta. Paineen laskiessa kylmäaine höyrystyy ja sen lämpötila laskee.

Höyrystyminen eli lämmön keruu ympäristöstä tai väliaineesta tapahtuu välillä 6–7. Tässä prosessivaiheessa kylmäaine kiehuu eli höyrystyy sitoen samalla lämpöä itseensä. Höyrystimen teho ( $\phi_H$ ) lasketaan

$$\phi_H = q_m \times (h_7 - h_6), \quad (37)$$

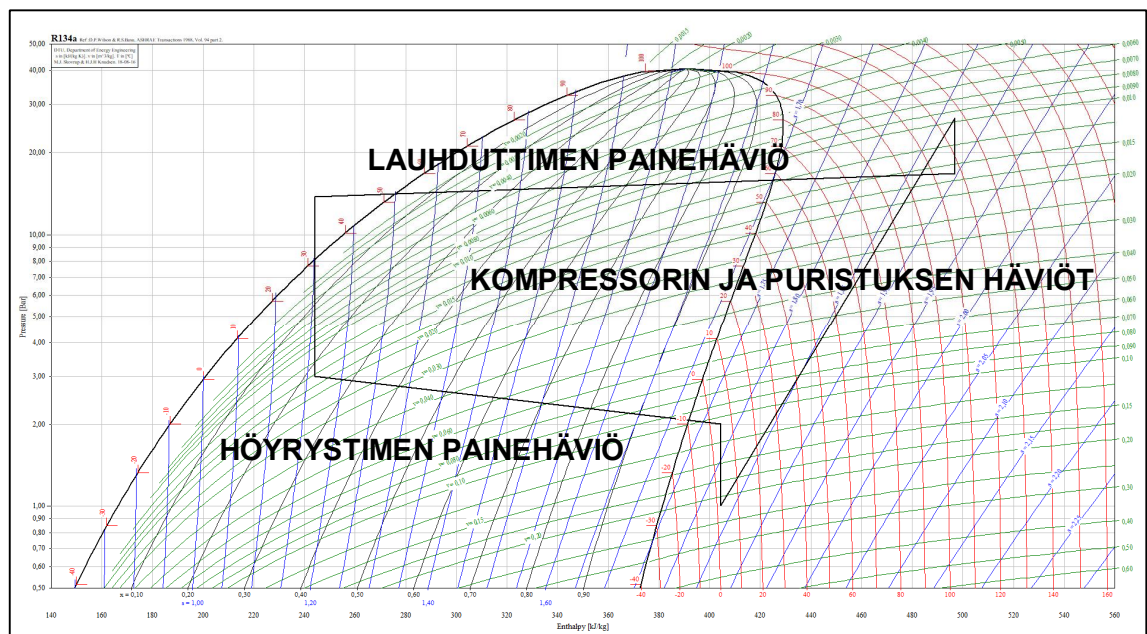
jossa  $\phi_H$  on höyrystimen teho (kW).

Höyrystymisen jälkeen kylmäaine vielä tulistuu tai sitä voidaan tulistaa tarkoituksella. Kylmäaineen höyrystymisen varmistaminen on tärkeää, koska kompressorin ei ole hyvä päästää nestemäistä kylmäainetta. Tulistuminen esitetään välillä 7–1. Tulistuminen vaikuttaa myös kompressorin kylmätehoon ( $\phi_{\text{kok}}$ ), joka lasketaan

$$\phi_{\text{kok}} = q_m \times (h_1 - h_6), \quad (38)$$

jossa  $\phi_{\text{kok}}$  on kompressorin kylmäteho (kW).

Kuvan 5 mukainen kiertoprosessi ei vastaa täysin oikeita kylmäaineprosesseja käytännössä. Todellisuudessa putkistossa, lauhduttimessa, höyrystimessä ja kompressorissa on erilaisia häviöitä, jotka vaikuttavat prosessin paineisiin ja lämpötiloihin sekä muihin tilasuureisiin (kuva 6). Esimerkiksi lauhtuminen ja höyrystyminen eivät todellisuudessa tapahdu vakioaineessa tai -lämpötilassa, koska komponentit eivät ole ideaalisia. Toisin sanoen niillä on painehäviöitä. Myöskään kompressorin ei voi koskaan olla ideaalinen eli isentrooppista puristusta ei ole käytännössä olemassa.

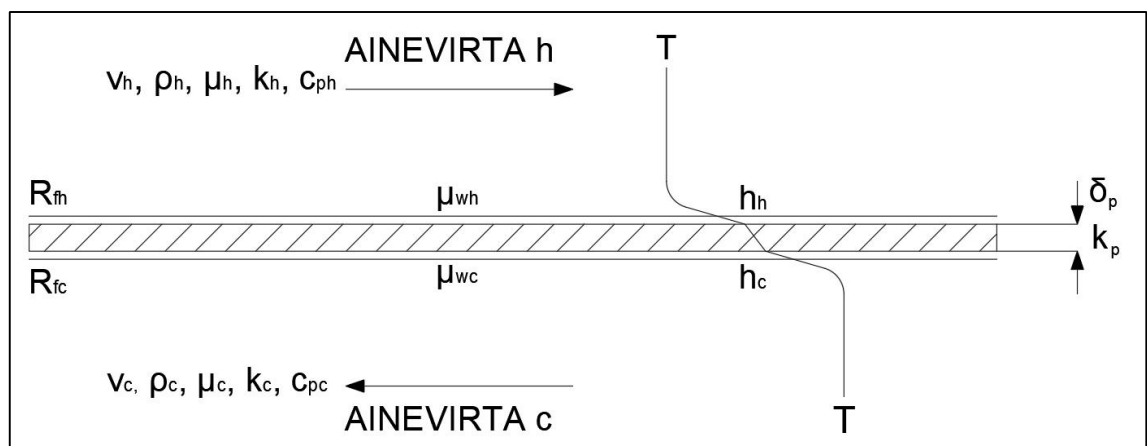


Kuva 6. Todellinen R134a-kiertoprosessi ylikorostettuna log p, h -tilapiirroksessa (39).

### 2.3 Tiivisteellinen levylämmönsiirrin

Levylämmönsiirrin on komponentti, joka siirtää lämpöenergiaa lämpimämmästä ainevirrasta kylmempään ainevirtaan siten, että ainevirtojen välissä on lämmönsiirtoon osallistuvien fluidien sekoittumista estävä rajapinta. Lämpö siirtyy ainevirrasta *h pakotetun konvektion* avulla rajapintana toimivaan seinämään, seinämän läpi *johtumalla* ja edelleen *pakotetun konvektion* avulla ainevirtaan *c*. Ainevirtojen fluidien ominaisuudet, virtauksen tyyppi (turbulenttinen vai laminaarinen), lämmönsiirtopinnan karheus ja geometria vaikuttavat olennaisesti lämmön siirtymisen suuruuteen konvektion avulla (12, s. 334). Kuvassa 7 on esitetty lämmönsiirtymisen kulku ja kokonaislämmönläpäisykertoimen laskentaan tarvittavat olennaiset suureet, jotka ovat:

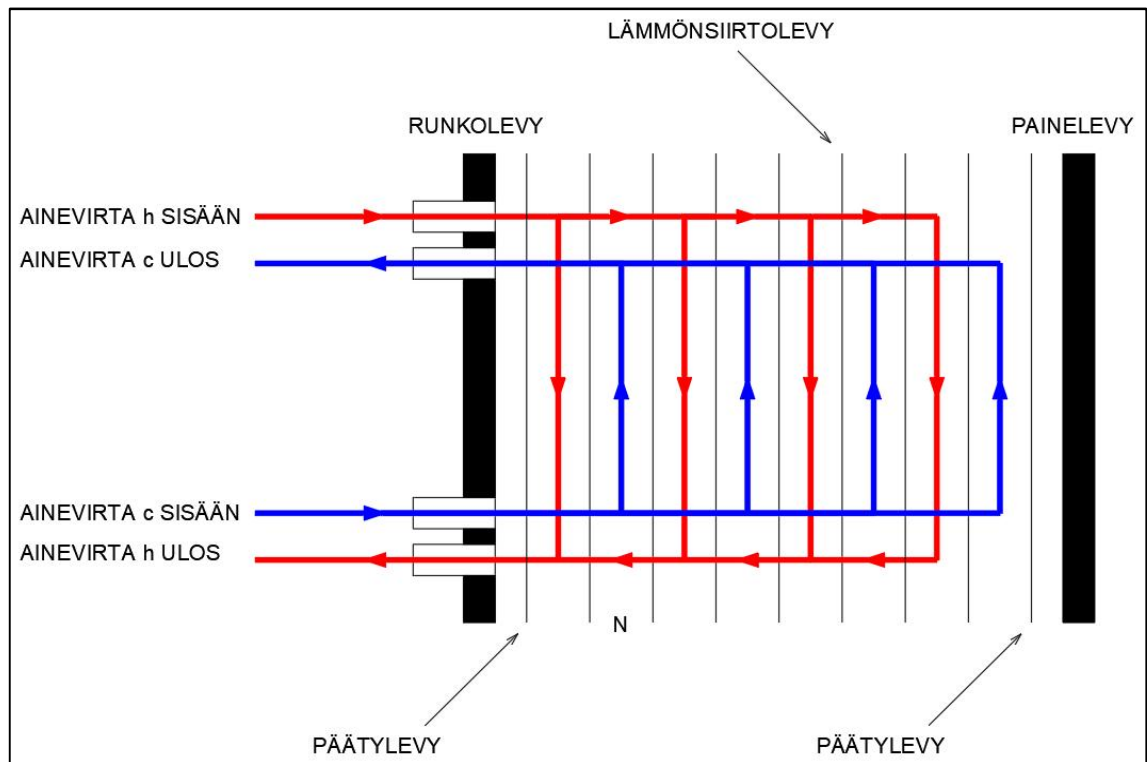
- $v$  on fluidin nopeus (m/s)
- $\rho$  on fluidin tiheys ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )
- $\mu$  on fluidin dynaaminen viskositeetti (Pa·s)
- $\mu_w$  on fluidin dynaaminen viskositeetti seinämän lämpötilassa (Pa·s)
- $k$  on fluidin lämmönjohtavuus ( $\text{W}/(\text{K}\cdot\text{m})$ )
- $c_p$  on fluidin ominaislämpökapasiteetti ( $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ )
- $h$  on konvektiivinen lämmönsiirtymiskerroin ( $\text{W}/(\text{K}\cdot\text{m}^2)$ )
- $k_p$  on lämmönsiirtopinnan lämmönjohtavuus ( $\text{W}/(\text{K}\cdot\text{m})$ ).
- $\delta_p$  on lämmönsiirtopinnan paksuus (m)
- $R_{fh}$  on ainevirran *h* puolen lämmönsiirtymispinnan likaantumisvastus ( $\text{K}\cdot\text{m}^2/\text{W}$ )
- $R_{fc}$  on ainevirran *c* puolen lämmönsiirtymispinnan likaantumisvastus ( $\text{K}\cdot\text{m}^2/\text{W}$ ).



Kuva 7. Lämmön siirtyminen rajapinnan läpi ainevirrasta *h* ainevirtaan *c*.

### 2.3.1 Lämmönsiirtimen toiminta ja rakenne

Lämmönsiirtimiä on olemassa erilaisia. Tässä työssä käsitellään erityisesti *tiivisteellistä, rekuperatiivista U-tyyppin levylämmönsiirintä, joka toimii yksikiertoisella vastavirtaperiaattella*. Tämä tarkoittaa, että ainevirrat kulkevat toisiinsa nähden vastakkaisiin suuntiin niitä erottavan rajapinnan molemmin puolin (kuva 7). Rajapintana tiivisteellisessä levylämmönsiirtimessä toimii metallinen lämmönsiirtolevy, joita lämmönsiirtimessä on yleensä useita. Joka toisen levyn välissä kulkee kuuma ainevirta h ja joka toisen levyn välissä kulkee kylmä ainevirta c (kuva 8).



Kuva 8. Yksikanavainen U-tyyppin lämmönsiirrin.

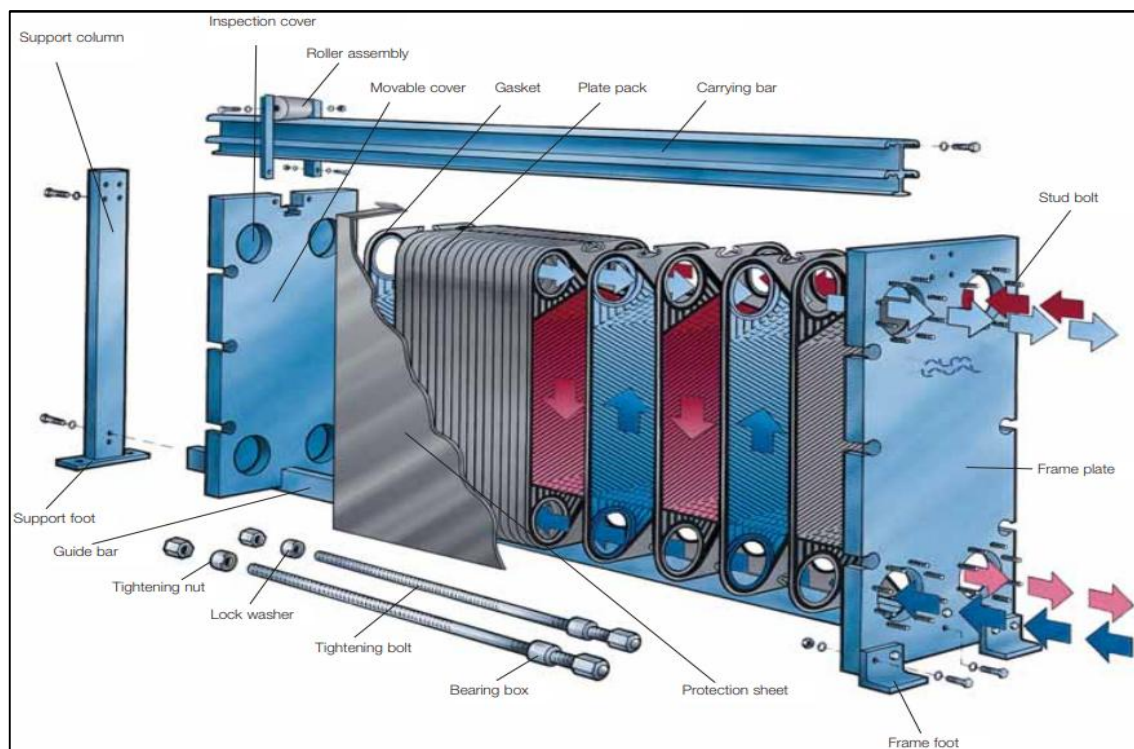
Kahden lämmönsiirtolevyn välistä tilaa kutsutaan virtauskanavaksi (N). Kanavien kokonaismäärän ( $N_{cp}$ ) ollessa parillinen, kummallekin ainevirralle on saman verran virtauskanavia. Määrän ollessa pariton, toiselle ainevirralle on yksi virtauskanava enemmän tai vähemmän riippuen kumpaa ainevirtaa tarkoitetaan. Pariton määrä virtauskanavia tarkoittaa, että toinen ainevirroista kulkee sekä ensimmäisen että viimeisen kanavan kautta. Kuvan 8 lämmönsiirtimessä on parillinen määrä virtauskanavia eli kummallekin ainevirralle on neljä kanavaa. Lisäksi voidaan havaita, että lämmönsiirtimessä on kokonaismäärältään ( $N_t$ ) yhdeksän lämmönsiirtolevyä, joista vain seitsemän osallistuu



lämmönsiirtoon ainevirtojen välillä. Tiivisteellisen U-tyyppin levylämmönsiirtimen ensimmäinen ja viimeinen levy (päätylevyt) eivät varsinaisesti osallistu lämmönsiirtoon. (10, s. 80.) Toisaalta esimerkiksi Jin ja Hrnjak (15, s. 740–748) ovat tutkineet, että päätylevyt sinänsä heikentävät kokonaislämmönsiirtoa suhteessa lämmönsiirtolevyjen kokonaismäärään, koska ensimmäisessä ja viimeisessä virtauskanavassa ulommat lämmönsiirtolevyt lämpenevät (tai kylmenevät) vain toiselta puolelta. Lämmönsiirtolevyjen lukumäärän ( $N_t$ ) ollessa  $\geq 40$  ja virtauskanavien lukumäärän ( $N_{cp}$ ) ollessa  $> 24$  tämä niin sanottu päätylevyvaikutus (end-plate effect) voidaan jättää huomioimatta levylämmönsiirtimen suunnittelussa. (16, s. 300; 17, s. 54.)

Yksikiertoisuus tarkoittaa, että ainevirran tai -virtojen kulkusuunta (ylhäältä alas tai alhaalta ylös) ei muutu lämmönsiirtolevyjen välissä ts. levypakassa ei ole virtauksen kulkusuuntaan vaikuttavaa kääntölevyä. Lisäksi kaikki neljä yhdeaukkoa sijaitsevat lämmönsiirtimen runkolevyn puolella (U-tyyppi). Edellä mainittua ominaisuutta kuvataan myöhemmin tässä työssä käsitteellä virtausreittien lukumäärä ( $N_p$ ).

Tiivisteellinen levylämmönsiirrin koostuu yleensä komponenteista, jotka on esitetty kuvassa 9.



Kuva 9. Tiivisteellinen U-tyyppin levylämmönsiirrin, joka toimii yksikiertoisella vastavirtaperiaatteella (8, s. 5).

Kuvan 9 lämmönsiirrin koostuu tukipalkista (support column), tukijaloista (support foot, frame foot), ohjaintangosta (guide bar), runkolevystä (fixed cover), kannatinpalkista (carrying bar), painelevystä (movable cover), runkolevyssä olevista yhdeaukoista ja vaarnapulteista (stud bolt), painelevyn ja lämmönsiirtolevyjen ohjurista (roller assembly), pakan kiristysruuveista ja -osista (tightening bolt, lock washer, tightening nut), kiristysruuvien laakeripakasta (bearing box) ja lämmönsiirtolevypakasta (plate pack) tiivisteineen (gasket). Niin sanotuista Z-tyyppin lämmönsiirtimissä ja monikiertoisista lämmönsiirtimissä saattaa painelevystä löytyä myös sokeat laipat tarkastusta varten (inspection cover). Lämmönsiirrin voi olla myös koteloitu tai eristetty (shroud). (8.)

Thulukkanamin (9, s. 397) mukaan levylämmönsiirtimien etuja muihin lämmönsiirrintyyppeihin verrattuina ovat muun muassa:

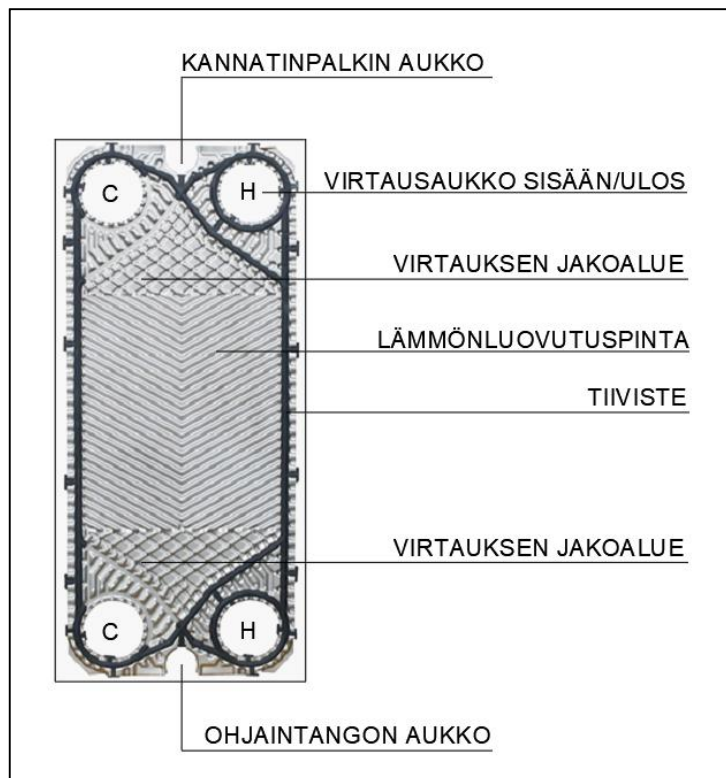
- korkea lämmönsiirtokyky ja virtauksen turbulenttisuus
- vastavirtaperiaatteen vuoksi matalat asteisuudet ja pienet lämpötilaerot ovat mahdollisia
- pieni likaantumisasaste
- mahdollisuus koon kasvattamiseen lämmönsiirtolevyjä lisäämällä
- vähäinen huoltotarve
- nopea reagoimaan muuttuviin prosessiolosuhteisiin
- pieni nestetilavuus
- ainevirtojen sekoittuminen on estetty tiivisteillä
- muita lämmönsiirrintyyppejä pienempi koko ja paino
- vähemmän käytönaikaisia ongelmia
- edullisempi investointikustannus.

Kuten aikaisemmin on jo mainittu, lämmönsiirto tapahtuu lämmönsiirtolevyjen avulla. Joskus suomenkielisessä kirjallisuudessa levyjä kutsutaan myös virtauslevyiksi, kana-levyiksi tai lämpölevyiksi. Tässä työssä kyseisistä komponenteista käytetään kuitenkin termiä lämmönsiirtolevy. Levyt on valmistettu metallista, perinteisissä LVI-teknisissä järjestelmissä yleensä ruostumattomasta teräksestä (AISI 304) tai haponkestävästä teräksestä (AISI 316).

### 2.3.2 Lämmönsiirtolevyn geometria

Tiivisteellisen levylämmönsiirtimen levyt eivät ole sileitä lämmönsiirtopinnaltaan, vaan ne on aallotettu (corrugated). Tämä lisää virtauksen turbulenttisuutta ja kasvattaa näin ollen myös lämmönsiirtimen kokonaislämmönläpäisykerrointa. Lisäksi lämmön siirtymiseen käytettävissä oleva pinta-ala kasvaa ja levyjen rakenteellinen lujuus paine-eron aiheuttamia voimia vastaan paranee. (9, s. 399.)

Kuvassa 10 on esitetty tyypillisen lämmönsiirtolevyn rakenne.



Kuva 10. Lämmönsiirtolevy.

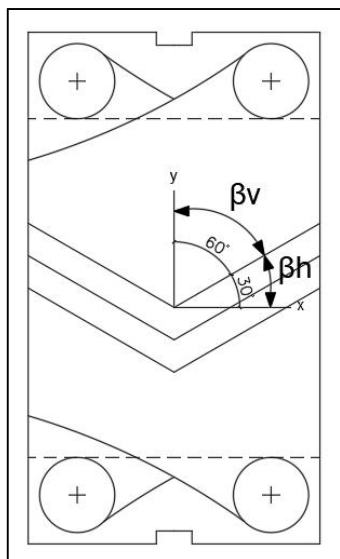
Kuvan 10 lämmönsiirtolevyssä ainevirta c liikkuu vain porttien C (kylmä) välillä ja portit H (kuuma) on suljettu tiivisteellä. Edellisessä tai seuraavassa levyssä portit C (kylmä) on suljettu tiivisteellä, jolloin ainevirta h liikkuu vain porttien H (lämmin) välillä ja niin edelleen. Näin lämpöenergia siirtyy ainevirtojen välillä rajapintana toimivan lämmönsiirtolevyn läpi. Suurin osa lämmöstä siirtyy aallotetun lämmönsiirtopinnan kautta. Tätä pintaa on tyypillisesti 80–85 % kokonaislämmönsiirtopinta-alasta. Virtauksen jakoalueella lämpöenergiaa siirtyy huomattavasti vähemmän. (7, s. 2.) On myös mahdollista toteuttaa lämmönsiirtolevyjen välinen tiivistys siten, että ainevirrat kulkevat lämmönsiir-

tolevyjen muodostamissa virtauskanavissa diagonaalisesti. Tämä estää virtauksen seisetilojen muodostumista ja parantaa virtauksen kulkua. (11, s. 378.)

Niin sanottu *chevron*-kuvio on yleisemmin käytetty lämmönsiirtolevyn pinnan aallotuksen muoto (9, s. 400). Erilaisia aaltokuvioiteja on olemassa myös muita. Wangin ja Sundénin (10, s. 15; 10, s. 112) mukaan tyypillisiä lämmönsiirtolevyjen aaltokuvioiteja ovat muun muassa:

- pyykkilautakuviointi
- siksakki- tai kalanruoto -kuviointi
- *chevron*-kuviointi (kuva 11), jonka aallotus voi olla joko sinimuotoinen, puolisuunnikkaan muotoinen tai kolmikulmainen pyöristetyillä reunoilla
- uloke ja painanne -kuviointi
- pyykkilautakuviointi toissijaisilla aallotuksilla
- vino pyykkilautakuviointi.

*Chevron*-kuviointi tarkoittaa, että levyn lämmönsiirtopinnassa on v-mallinen, aallotettu kuviointi (kuva 11), jonka kulman ( $\beta$ ) suuruus asteina vaikuttaa olennaisesti lämmönsiirtimen tehokkuuteen. Kulmasta  $\beta$  käytetään nimitystä aallotuskulma.



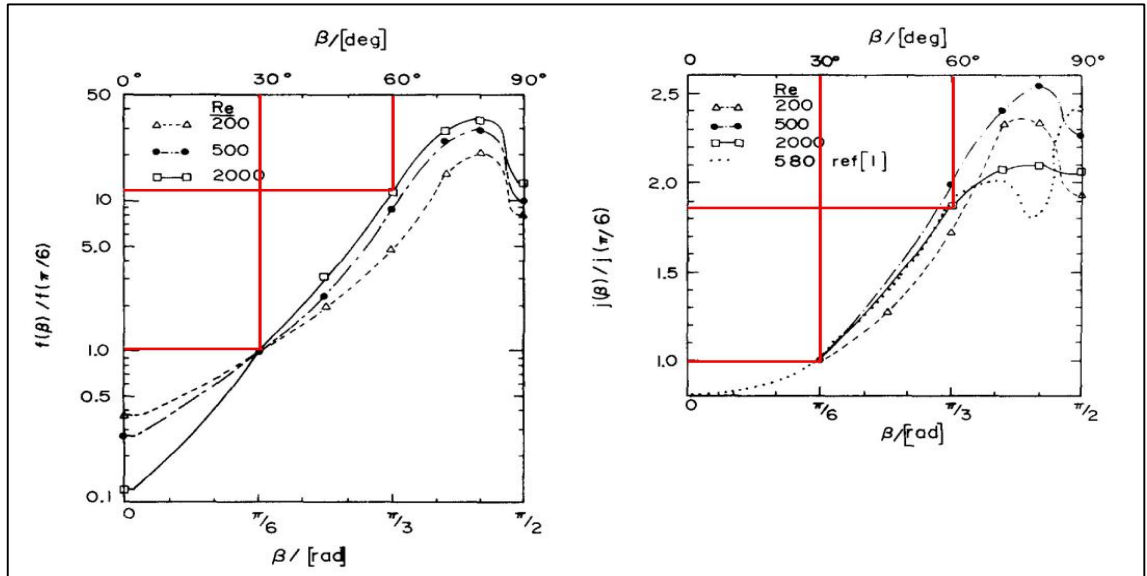
Kuva 11. Aallotuskulman määrittäminen.

Okada ym. (34, s. 95) havaitsivat tutkimuksessaan jo vuonna 1972, että suurempi aallotuskulma parantaa lämmönsiirtoa, mutta kasvattaa virtauksen kokonaispainehäviötä. Pienempi kulma antaa taas päinvastaisen vaikutuksen. He tutkivat seitsemää erilaista

lämmönsiirtolevyä, joista yhden aallotuskulma oli  $90^\circ$  ja muiden levyjen kulmat olivat väliltä  $30\text{--}75^\circ$ . Kyseissä tutkimuksessa käytettiin lämmönsiirtoaineena vettä, jonka lämpötila oli  $15\text{--}80^\circ\text{C}$  ja virtauksen Reynoldsin luku vaihteli välillä  $400\text{--}15000$ . Kyseessä oli urauurtava tutkimus, koska aallotuskulman vaikutusta ei ollut aikaisemmin tutkittu.

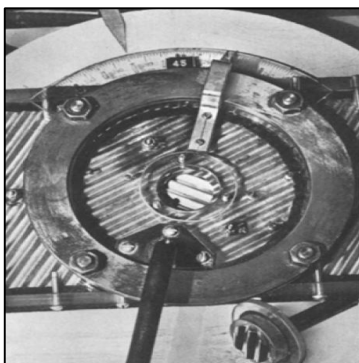
Tätä työtä tehdessä havaittiin, että julkaistuissa tutkimusraporteissa ja -papereissa, jotka koskivat lämmönsiirtimiä ja lämmönsiirtolevyjä, aallotuskulma saatettiin määritellä joko suhteessa pystysuoraan akseliin ( $y$ ) tai vaakasuoraan akseliin ( $x$ ). Esimerkiksi Okada ym. (34, s. 91) sekä myös Kumar (22, s. 1285) määrittivät kulman suhteessa vaakasuoraan akseliin, kun taas Focke ym. (25, s. 1475) määrittivät kulman suhteessa pystysuoraan akseliin. Heavner ym. (27, s. 263) toteavatkin omassa tutkimuksessaan, että määritelmää käytettäessä tulee olla tarkkana. Tässä työssä aallotuskulma ( $\beta$ ) määritellään suhteessa pystysuoraan akseliin eli kuten kuvassa 11 kulma  $\beta$ . Todettakoon siis, että kulman ollessa  $0^\circ$  kuviointi olisi täysin pystysuorassa ja kulman ollessa  $90^\circ$  kuviointi olisi täysin vaakasuorassa.

Karkeasti sanottuna kulman suuruuden ollessa välillä  $60^\circ\text{--}65^\circ$  levyllä on korkea lämmönsiirtokyky ja suuruuden ollessa välillä  $25^\circ\text{--}30^\circ$  levyllä on alhainen lämmönsiirtokyky (9, s. 415). Pyrkimyksenä parantaa lämmönsiirron tehokkuutta kulmaa ei voi kasvattaa loputtomiin, vaan kulmalla on tutkimusten perusteella olemassa yläraja. Tämän rajan jälkeen lämmönsiirtokyky romahtaa ainakin paikallisesti. Esimerkiksi Focke ym. (25, s. 1474) tutkivat, että suurin lämmönsiirtokyky on aallotuskulmalla  $80^\circ$ , mutta Rosenbladin ja Kullendorffin (26, s. 189) mukaan suurin lämmönsiirtokyky on aallotuskulmalla  $90^\circ$ . Lisäksi Focken ym. (25, s. 1474) mukaan  $60^\circ$ :n asteen lämmönsiirtolevy on lähes kaksi kertaa tehokkaampi kuin  $30^\circ$ :n asteen levy Reynoldsin luvun ollessa 2000, mutta painehäviö on yli kymmenen kertaa suurempi. Kuvassa 12 on esitetty aallotuskulman vaikutus painehäviöön ( $f(\beta)/f(\pi/6)$ ) ja lämmönsiirtoon ( $j(\beta)/f(\pi/6)$ ). Painehäviötaulukon  $y$ -akselin  $f$  tarkoittaa painehäviötä (friction factor) ja lämmönsiirtotaulukon  $j$  on Colburnin  $j$ -kertoimen symboli (Colburn  $j$ -factor). Kuvan 12 vasemmanpuoleinen kuvaaja esittää aallotuskulman vaikutusta painehäviöön kolmella eri Reynoldsin luvulla ja oikeanpuoleinen kuvaaja esittää aallotuskulman vaikutusta lämmönsiirtoon niin ikään kolmella eri Reynoldsin luvulla. Punaiset viivat kuvaan on lisännyt tämän työn tekijä selventämään aikaisemmin kerrottua asiaa. Viivat ovat kummassakin kuvaajassa  $30^\circ$ :n ja  $60^\circ$ :n asteen lämmönsiirtolevyjen kohdalla Reynoldsin luvun ollessa aikaisemmin mainittu arvo 2000.



Kuva 12. Aallotuskulman suuruuden vaikutus painehäviöön ja lämmönsiirtoon (25, s. 1474).

Mielenkiintoinen yksityiskohta kuvassa 12 on pisteviivalla (580 ref[1]) oleva käyrä oikean puoleisessa kuvaajassa. Tällä kuvaajalla Focke ym. viittaavat Rosenbladin ja Kullendorffin tutkimukseen (26, s. 189). Siinä havaittiin, että lämmönsiirron paikallinen maksimi on lämmönsiirtolevyllä, jolla on 72:n asteen kulma, mutta paikallinen minimi on aallotuskulmalla 80°, jonka jälkeen lämmönsiirtokyky kasvaa aina yhdeksäänkymmenen asteeseen saakka. Vaikka kumpikin tutkimusryhmä käytti samanlaista sinimuo-toista *chevron*-kuviointia 10 mm:n aallonpituudella, tutkimustulokset poikkeavat toisistaan. Focke ym. selittivät asiaa sillä, että Rosenbladin ja Kullendorffin tutkimuksessa käytettiin lämmönsiirtolevyjä, joilla oli 0,9 mm pienempi prässäysvyvyys. Lisäksi he epäilivät, että Rosenbladin ja Kullendorffin tutkimuslaitteiston (kuva 13) lämmönsiirtolevyt olisivat olleet epäsymmetriassa toisiinsa nähden kulman lähestyessä yhdeksääkymmentä astetta. (25, s. 1474.)



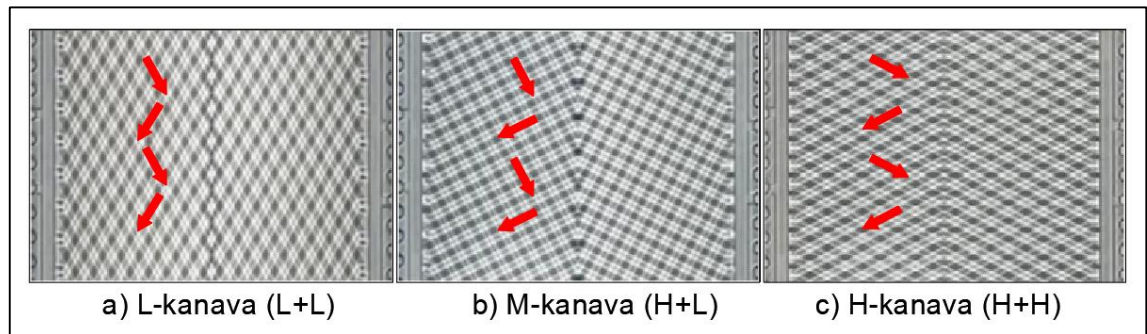
Kuva 13. Rosenbladin ja Kullendorffin käyttämä tutkimuslaitteisto (26, s. 188).

Tyypillisesti levylämmönsiirtimessä joka toisen lämmönsiirtolevyn v-mallinen kuviointi avautuu ylöspäin ja joka toisen levyn kuviointi avautuu alaspäin. Levyjen kuviointeja ja aallotuksia sekä niiden avautumissuuntia ja kulmia voidaan kuitenkin vaihdella yksittäisen lämmönsiirtimen sisällä ja tällä tavoin muodostaa yksilöllisiä konfiguraatioita juuri tiettyihin prosesseihin soveltuviksi. Tällä tavalla voidaan säästää jopa 25 % kokonaislämmönsiirtopinta-alassa (10, s. 73). Prosessikohtaisissa lämmönsiirtolevykonfiguraatioissa yleensä myös yhdistellään erilaisia levyjä, koska lämmönsiirtimen mitoituksessa joudutaan tasapainottelemaan käytettävissä olevan paine-eron, toisaalta riittävän painehäviön ja tarvittavan lämmönsiirtokapasiteetin välillä. Lisäksi tarkoitus on välttää lämmönsiirtopintojen ylimitoitusta. (9, s. 416.)

Muun muassa Arun Muley ja Raj M. Manglik ovat tutkineet (21, s. 110–117; 32, s. 443–458) eri aallotuskulmilla olevien lämmönsiirtolevyjen yhdistelmiä. Heidän tutkimustensa perusteella voidaan tehdä seuraavia johtopäätöksiä:

1. Lämmönsiirtolevyn tehokkuuteen vaikuttavat suureet ovat aallotuskulma ( $\beta$ ), kohennuskerroin ( $\phi$ ), kuvioinnin profiili ja sen aallonpituus ( $P_c$ ;  $\lambda$ ) sekä kokonaisvyvyys ( $p$ ). Nämä suureet yhdessä Reynoldsin luvun, Prandtin luvun ja Sieder-Tate-korjauskertoimen kanssa muodostavat lämmönsiirtolevyjen ja lämmönsiirtimien mitoituksen perusteet.
2. Virtaus on täysin turbulenttista, kun Reynoldsin luku on  $>1000$ . Laminaarisen ja turbulenttisen virtauksen siirtymäalue on välillä  $500 < Re < 1000$ .
3. Aallotuskulman suurentuessa lämmönsiirto tehostuu, mutta myös painehäviö kasvaa.
4. Levy-yhdistelmäsekoituksella  $60^\circ/30^\circ$  ei saavuteta merkittävää hyötyä verrattuna symmetriseen  $45^\circ$  levyistä rakennettuun lämmönsiirtimeen.

Kuvassa 14 on esitetty erilaisia levykombinaatioita, joita lämmönsiirrinvalmistajat yleensä käyttävät. Lisäksi kuvaan on piirretty ainevirran periaatteellinen kulku virtauskanavassa eri levykombinaatioilla.



Kuva 14. Erilaisia levykombinaatioita sekä virtauksen teoreettinen kulku virtauskanavassa.

Tyypilliset lämmönsiirtolevyjen yhdistelmät ovat seuraavat:

- a) Virtauskanava koostuu kahdesta matalan theta-luvun levystä.
- b) Virtauskanava koostuu yhdestä korkean theta-luvun ja yhdestä matalan theta-luvun levystä.
- c) Virtauskanava koostuu kahdesta korkean theta-luvun levystä.

Käyttämällä kahta matalan theta-luvun levyä ja kääntämällä toinen 180 astetta saadaan L-kanava. Kahdesta korkean theta-luvun levystä saadaan samalla periaatteella H-kanava. Matalan ja korkean theta-luvun levyt yhdistämällä saadaan M-kanava. Lämmönsiirtimestä, jossa virtauskanavat ovat M-tyyppisiä, näkee käytettävän myös tyyppimerkintää ML+MH. Theta-luvulla ( $\theta$ ) kuvataan lämmönsiirtolevyn termistä suorituskykyä. Luku on ainevirran lämpötilamuutoksen suhde logaritmiseen keskilämpötilaeroon. Se lasketaan kummallekin ainevirralle erikseen kaavoilla

$$\theta_h = (T_{h,i} - T_{h,o}) / \Delta T_{lm} \quad (39)$$

ja

$$\theta_c = (T_{c,o} - T_{c,i}) / \Delta T_{lm}. \quad (40)$$

Toisaalta theta-luku liittyy myös niin sanottuun NTU-metodiin (Number of Heat Transfer Units Method). Tällä metodilla voidaan laskea lämmönsiirtimen suorituskyky, jos logaritmin keskilämpötilaeron laskemiseen tarvittavaa tietoa ei ole saatavilla. Tässä työ-



sä ei varsinaisesti käsitellä NTU-metodia, mutta siinä theta-luku lasketaan kuitenkin kaavoilla

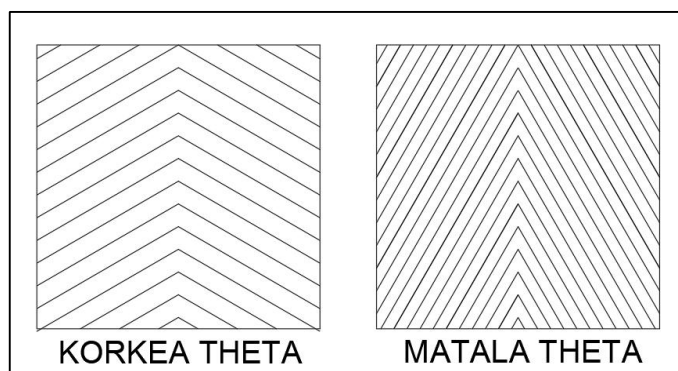
$$\theta_h = NTU_h = (UA/C_h) \quad (41)$$

ja

$$\theta_c = NTU_c = (UA/C_c). \quad (42)$$

Kaavoissa 39–42  $T_{h,i}$  on kuuman ainevirran h sisäänmenolämpötila (°C),  $T_{h,o}$  on kuuman ainevirran h ulostulolämpötila (°C),  $T_{c,o}$  on kylmän ainevirran c ulostulolämpötila (°C),  $T_{c,i}$  on kylmän ainevirran c sisäänmenolämpötila (°C),  $\Delta T_{lm}$  on logaritminen keskilämpötilaero,  $U$  on kokonaislämmönläpäisykerroin ( $W/(K \cdot m^2)$ ),  $A$  on lämmön siirtymiseen käytettävissä oleva pinta-ala ( $m^2$ ),  $C_h$  on kuuman ainevirran lämpökapasiteettivirta ( $kW/K$ ) ja  $C_c$  on kylmän ainevirran lämpökapasiteettivirta ( $kW/K$ ). Lämpökapasiteettivirrat voidaan laskea kaavalla 47.

Levylämmönsiirtimissä käytettävien lämmönsiirtolevyjen theta-luku vaihtelee välillä 1,15–4 (9, s. 416). Kuvassa 15 on esitetty periaatteellisesti mitä korkea ja matala theta-luku tarkoittavat *chevron*-kuvion kulman suuruuden suhteen. Korkean theta-luvun levyissä on suurempi aallotuskulma ja matalan theta-luvun levyissä on pienempi aallotuskulma. Kulma määritetään kuten kuvassa 11 (s. 24).



Kuva 15. Korkean ja matalan theta-luvun lämmönsiirtolevyt.

### 2.3.3 Suoritusarvojen laskenta

Lämmönsiirtimen lämpöteho määritellään kaavalla

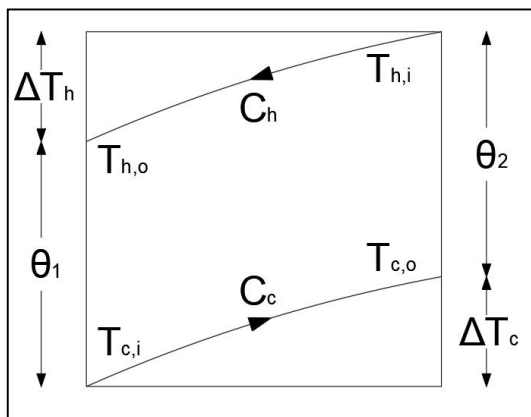
$$\phi = UA\Delta T_{lm}, \quad (43)$$

jossa  $\phi$  on teho (W),  $U$  on kokonaislämmönläpäisykerroin ( $W/(K \cdot m^2)$ ),  $A$  on lämmön siirtymiseen käytettävissä oleva pinta-ala ( $m^2$ ) ja  $\Delta T_{lm}$  on logaritminen keskilämpötilaero.

Logaritminen keskilämpötilaero määritellään

$$\Delta T_{lm} = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}}, \quad (44)$$

jossa  $\theta_1$  on kuvan 16 mukaisen lämmönsiirtimen kuuman puolen ulostulolämpötilan  $T_{h,o}$  ja kylmän puolen sisäänmenolämpötilan  $T_{c,i}$  välinen erotus ( $^{\circ}C$ ) ja  $\theta_2$  on samaisen lämmönsiirtimen kuuman puolen sisäänmenolämpötilan  $T_{h,i}$  ja kylmän puolen ulostulolämpötilan  $T_{c,o}$  välinen erotus ( $^{\circ}C$ ).



Kuva 16. Lämmönsiirtimen ainevirtojen lämpötilaerot.

Lämmönsiirtimen konduktanssi  $G$  (W/K) voidaan laskea kaavalla 45.

$$G = UA, \quad (45)$$

jossa  $U$  on kokonaislämmönläpäisykerroin ( $W/(K \cdot m^2)$ ) ja  $A$  on lämmön siirtymiseen käytettävissä oleva pinta-ala ( $m^2$ ).

Lämmönsiirtimeen pätee yhtälö

$$\phi = C_h (T_{h,i} - T_{h,o}) = C_c (T_{c,o} - T_{c,i}), \quad (46)$$

joka tarkoittaa, että lämpökapasiteettivirrat  $C$  ovat yhtä suuret molemmista ainevirroista laskien.

Lämpökapasiteettivirta  $C$  (kW/K) lasketaan kaavalla

$$C = q_m c_p = \rho q_v c_p, \quad (47)$$

jossa  $\rho$  on virtaavan aineen tiheys ( $\text{kg/m}^3$ ),  $q_v$  on tilavuusvirta ( $\text{m}^3/\text{s}$ ) ja  $c_p$  on ominaislämpökapasiteetti ( $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ).

Esimerkkinä voidaan laskea erään kuvitellun lämmönsiirtimen logaritminen keskilämpötilaero, teho ja kuuman puolen virtaama:

*Laske lämmönsiirtimen logaritminen keskilämpötilaero, kun  $T_{1a}$  on  $52\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_{1b}$  on  $43\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_{2a}$  on  $25\text{ }^\circ\text{C}$  ja  $T_{2b}$  on  $50\text{ }^\circ\text{C}$ . Määritä myös lämmönsiirtimen teho, kun lämmönsiirtimen kylmän puolen virtaamaksi mitattiin  $19,29\text{ dm}^3/\text{s}$ . Prosessinesteen tiheys on  $992,7\text{ kg/m}^3$  ja ominaislämpökapasiteetti  $4178\text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ . Laske lopuksi kuuman puolen virtaama, kun prosessinesteenä on etyleeniglykoli, jonka tiheys on  $1046,7\text{ kg/m}^3$  ja ominaislämpökapasiteetti on  $3561\text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ .*

Vastauksiksi saadaan:

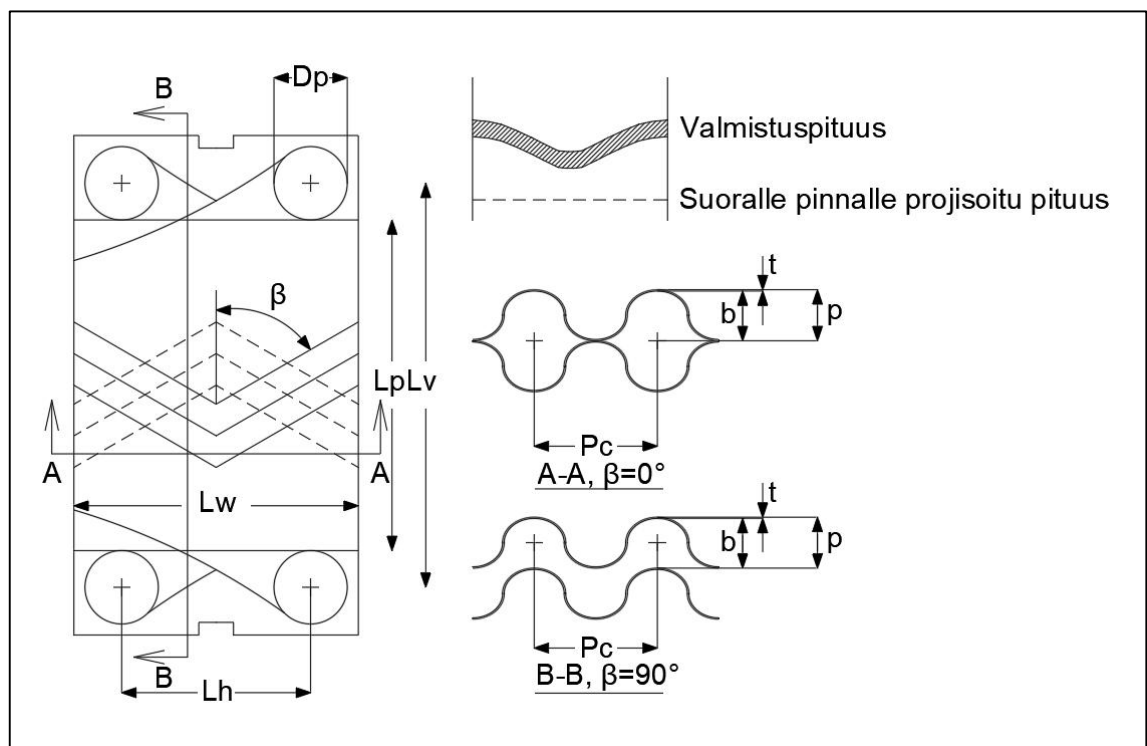
$$\text{Logaritminen keskilämpötilaero} = \Delta T_{lm} = \frac{(43\text{ }^\circ\text{C} - 25\text{ }^\circ\text{C}) - (52\text{ }^\circ\text{C} - 50\text{ }^\circ\text{C})}{\ln\left(\frac{43\text{ }^\circ\text{C} - 25\text{ }^\circ\text{C}}{52\text{ }^\circ\text{C} - 50\text{ }^\circ\text{C}}\right)} = 7,23\text{ }^\circ\text{C}.$$

$$\text{Teho} = \phi = 992,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 19,29 \frac{\text{dm}^3}{\text{s}} \times 4178 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \times (50\text{ }^\circ\text{C} - 25\text{ }^\circ\text{C}) = 2000\text{ kW}.$$

$$\text{Virtaama} = q_v = 2000\text{ kW} / (1046,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 3561 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \times (52\text{ }^\circ\text{C} - 43\text{ }^\circ\text{C})) = 59,6 \frac{\text{dm}^3}{\text{s}}.$$

Levylämmönsiirtimen mitoitusta varten tarvitaan lämmönsiirtolevyn geometrisiä suureita (kuva 17). Tarvittavat tiedot ovat:

- levyn kokonaissyvyys ( $p$ ) tai  $2 \times$  amplitudi
- levyn paksuus ( $t$ )
- levyn syvyys ( $b=p-t$ )
- levyn aalloituksen välinen etäisyys ( $P_c$ ) tai aallonpituus ( $\lambda$ )
- yhdekoko ( $D_p$ )
- yhteiden välinen vaakasuora etäisyys ( $L_h$ )
- yhteiden välinen pystysuora etäisyys ( $L_v$ )
- lämmönsiirtolevyn tehollinen leveys ( $L_w=L_h+D_p$ )
- lämmönsiirtolevyn tehollinen korkeus ( $L_p=L_v-D_p$ )
- aallotuskulma eli *chevronin* kulma ( $\beta$ ).



Kuva 17. Lämmönsiirtolevyn olennaiset geometriset suureet.

Levyn aaltomainen muoto lisää lämmönsiirtopinta-alaa verrattuna suoralle pinnalle projisoituvaan pinta-alaan. Tätä pinta-alojen suhdetta kuvataan niin sanotulla kohennuskertoimella ( $\phi$ ).

Kohennuskerroin lasketaan Martinin (28, s. 302) mukaan kaavalla

$$\phi \cong \frac{1}{6} \left( 1 + \sqrt{1 + x^2} + 4 \sqrt{1 + \frac{x^2}{2}} \right), \quad (48)$$

jossa  $x = \frac{b\pi}{Pc}$ .

Kerroin määritellään pinta-alojen suhteena eli

$$\phi = \frac{A_a}{A_p}, \quad (49)$$

jossa  $A_a$  on todellinen lämmönsiirtopinta-ala ( $m^2$ ) ja  $A_p$  on suoralle pinnalle projisoitu lämmönsiirtopinta-ala ( $m^2$ )  $L_p \times L_w$ .

Kokonaislämmönläpäisykerroin  $U$  määritellään

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{\delta_p}{k_p} + R_{fh} + R_{fc}, \quad (50)$$

jossa  $h_h$  on konvektiivinen lämmönsiirtymiskerroin ( $W/(K \cdot m^2)$ ) kuumasta ainevirrasta  $h$  lämmönsiirtopintaan,  $h_c$  on konvektiivinen lämmönsiirtymiskerroin ( $W/(K \cdot m^2)$ ) kylmään ainevirtaan  $c$ ,  $\delta_p$  on lämmönsiirtopinnan paksuus ( $m$ ),  $k_p$  on lämmönsiirtopinnan lämmönjohtavuus ( $W/(K \cdot m)$ ),  $R_{fh}$  on kuuman puolen likaantumisvastus ( $K \cdot m^2/W$ ) ja  $R_{fc}$  on kylmän puolen likaantumisvastus ( $K \cdot m^2/W$ ).

Lämmönsiirtymiskertoimet ( $W/(K \cdot m^2)$ ) lämmönsiirtimen kummallekin puolelle lasketaan kaavalla

$$h = Nu \times \frac{k}{D_h}, \quad (51)$$

jossa  $Nu$  on Nusseltin luku,  $D_h$  on hydraulinen halkaisija ( $m$ ) ja  $k$  on fluidin lämmönjohtavuus ( $W/(K \cdot m)$ ).

Hydraulinen halkaisija  $D_h$  (m) lasketaan Kakaçin ym. (30, s. 468) mukaan

$$D_h = \frac{4bL_w}{2(b+L_w\phi)}, \quad (52)$$

jossa  $b$  on lämmönsiirtolevyn syvyys (m),  $L_w$  on tehollinen leveys (m) ja  $\phi$  on kohenuskerroin.

Virtauskanavan  $A_x$  pinta-ala ( $m^2$ ) lasketaan

$$A_x = b \times L_w, \quad (53)$$

jossa  $b$  on lämmönsiirtolevyn syvyys (m) ja  $L_w$  on tehollinen leveys (m).

Massavirta virtauskanavassa pinta-alayksikköä kohden ( $kg/(m^2 \cdot s)$ ) lasketaan

$$G_c = \frac{q_m}{A_x N_{cp}}, \quad (54)$$

jossa  $q_m$  on virtaavan fluidin massavirta ( $kg/s$ ),  $A_x$  on virtauskanavan pinta-ala ( $m^2$ ) ja  $N_{cp}$  on virtauskanavien lukumäärä per puoli. Alaviite  $c$  tarkoittaa virtauskanavaa (channel), ei toisiopuolta (cold).

Virtauskanavien lukumäärä saadaan

$$N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2N_p}, \quad (55)$$

jossa  $N_t$  on lämmönsiirtolevyjen kokonaismäärä (kpl) ja  $N_p$  on virtausreittien lukumäärä yhteensä (kpl).

Huomionarvoista on, että lämmönsiirtolevyjen kokonaismäärän ( $N_t$ ) ollessa parillinen luku, virtauskanavien lukumäärästä tulee murtoluku. Tämä tarkoittaa käytännössä, että toiselle ainevirralle on silloin yksi virtauskanava enemmän kuin toiselle. Esimerkiksi jos lämmönsiirtolevyjä on 156 kappaletta, virtauskanavien lukumääräksi tulee 77,5 kappaletta virtausreittien lukumäärän ollessa kaksi. Käytännössä siis toiselle ainevirralle on tällöin 77 kappaletta ja toiselle 78 kappaletta virtauskanavia, jolloin toinen ainevirroista kiertää sekä ensimmäisessä että viimeisessä virtauskanavassa.

Reynoldsin luku lasketaan

$$\text{Re} = \frac{G_c D_h}{\mu}, \quad (56)$$

jossa  $G_c$  on massavirta virtauskanavassa pinta-alayksikköä kohden ( $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ),  $D_h$  on hydraulinen halkaisija (m) ja  $\mu$  on fluidin dynaaminen viskositeetti ( $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ).

Prandtlin luku lasketaan

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a}, \quad (57)$$

jossa  $\nu$  on kinemaattinen viskositeetti ( $\text{m}^2/\text{s}$ ) ja  $a$  on termien diffuusiokerroin ( $\text{m}^2/\text{s}$ ). Diffuusiokerroin  $a$  lasketaan

$$a = \frac{k}{\rho c_p}, \quad (58)$$

jossa  $k$  on virtaavan fluidin lämmönjohtavuus ( $\text{W}/(\text{K} \cdot \text{m})$ ),  $\rho$  on tiheys ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ) ja  $c_p$  on ominaislämpökapasiteetti ( $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ).

Tästä seuraa, että Prandtlin luku on

$$\text{Pr} = \frac{c_p \mu}{k}, \quad (59)$$

jossa  $c_p$  on ominaislämpökapasiteetti ( $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ),  $\mu$  on fluidin dynaaminen viskositeetti ( $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ) ja  $k$  on virtaavan fluidin lämmönjohtavuus ( $\text{W}/(\text{K} \cdot \text{m})$ ).

Nusseltin luku lasketaan

$$\text{Nu} = \frac{h D_h}{k}, \quad (60)$$

jossa  $h$  on konvektiivinen lämmönsiirtymiskerroin ( $\text{W}/(\text{K} \cdot \text{m}^2)$ ),  $k$  on virtaavan fluidin lämmönjohtavuus ( $\text{W}/(\text{K} \cdot \text{m})$ ) ja  $D_h$  on hydraulinen halkaisija (m).

Nusseltin luku lasketaan kummallekin ainevirralle erikseen.

### 2.3.4 Nusseltin luku levylämmönsiirtimen mitoituksessa

Nusseltin luku ilmaisee konvektion ja johtumisen välisen suhteen lämmön siirtymisessä. Levylämmönsiirtimelle laskettaessa pätee Venkannan mukaan (37, s. 227)

$$Nu = \frac{Q_{konv}}{Q_{joht}} = \frac{h\Delta T}{\frac{k\Delta T}{L}} = \frac{hL}{k} = \frac{hD_h}{k}. \quad (61)$$

Jos Nusseltin numero on yksi, lämmönsiirtimessä oleva fluidi ei liiku ja kaikki lämpö siirtyy ainoastaan johtumalla. Konvektiivinen lämmönsiirtymiskerroin ( $W/(K\cdot m^2)$ ) voidaan laskea Nusseltin luvun avulla kaavalla 60.

Lämmönsiirtimien mitoituksessa Nusseltin luvun riippuvuutta Reynoldsin ja Prandtin luvuista sekä fluidin dynaamisesta viskositeetista voidaan kuvata esimerkiksi Dittus-Boelter-korrelaatiokaavan (18, s. 10) muunnoksella, jossa viskositeetin osalta on huomioitu viskositeettien Sieder-Tate-korjauskertoimen (19, s. 1432). Kaava esitetään yleisesti (20, s. 461) muodossa

$$Nu = C \times Re^m \times Pr^{0.4} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}, \quad (62)$$

jossa C on kokeellisesti määritelty kerroin ja m on niin ikään kokeellisesti määritelty eksponentti, Re on Reynoldsin luku, Pr on Prandtin luku,  $\mu$  on fluidin dynaaminen viskositeetti (Pa·s) ja  $\mu_w$  on fluidin dynaaminen viskositeetti (Pa·s) lämmönsiirtolevyn seinämän lämpötilassa. Kertoimen C, eksponentin m ja Prandtin luvun eksponentin arvot eivät ole riippuvaisia käytetyn virtausaineen tyypistä (14, s. 1063).

Khanin ym. (14, s. 1063) mukaan viskositeetit  $\mu$  ja  $\mu_w$  voidaan laskea kuvan 16 mukaisissa lämpötiloissa seuraavasti:

- $\mu$ :n arvo lämpötilassa  $[(T_{h,i} + T_{h,o}) / 2]$  tai  $[(T_{c,i} + T_{c,o}) / 2]$  riippuen siitä, tarkastellaanko kuumaa vai kylmää ainevirtaa
- $\mu_w$ :n arvo lämpötilassa  $\{(T_{h,i} + T_{h,o})/2 + (T_{c,i} + T_{c,o})/2\} / 2$

Aiheeseen liittyvän kirjallisuuden tarkempi tarkastelu osoittaa, että kaavan 62 Prandtin luvun ja Sieder-Tate-korjauskertoimen eksponentit ovat saaneet levylämmönsiirtimien tutkimushistorian aikana muitakin arvoja.



Esimerkiksi Muley ja Manglik (21, s. 113) käyttivät tutkimuksessaan Prandtlin luvun eksponenttina  $1/3$  ja Sieder-Tate-korjauskertoimen eksponenttina  $0,14$ . Kumar (22, s. 1280) esitti Prandtlin luvun arvoksi  $0,33$  ja Sieder-Tate-korjauskertoimen arvoksi  $0,17$ .

Erlaisia korrelaatiokaavoja ja matemaattisia malleja levylämmönsiirtimien mitoitukseen on olemassa lukuisia. Usein nämä kaavat ovat vahvasti riippuvaisia tutkittujen lämmönsiirtolevyjen geometriasta. Ongelmana on, että julkaistuissa tutkimuksissa on ollut puutteellista tietoa tutkittujen lämmönsiirtimien toimintaolosuhteista ja levygeometriasta. Lisähaasteita mitoitusyöhön tuo myös se, että kaupalliset toimijat ja komponenttivalmistajat eivät julkista omia tutkimustuloksiaan. (13, s. 41.) Laajasta tutkimustyöstä huolimatta, vakiintunutta mallia levylämmönsiirtimen mitoitukseen ei ole olemassa (23, s. 186). Ayub (24, s. 12) kuitenkin toteaa, että nopeisiin laskelmiin voidaan käyttää esimerkiksi Kumarin ja kehittyneempiin laskelmiin Heavnerin ym., Wanniarachchin ym. tai Muleyn ja Manglikin korrelaatioita.

Liitteen 1 taulukossa 1 on esitetty eri tutkimusten perusteella muodostettuja korrelaatiokaavoja, niiden kertoimia ja eksponentteja. Taulukossa 2 on esitetty esimerkki kyseisestä taulukosta.

Taulukko 2. Liitteen 1 taulukon 1 esimerkkitaulukko suureineen.

	$\beta^\circ$	$\varphi$	$P_c$ (mm)	$b$ (mm)	$P_c/b$	$s$ (mm)	$De; Dh$	$C$	$m$	$p$	$n$	$Re$	$Pr$	Aine
Tekijä (xx)														
Korrelaatiokaava on muotoa														

Taulukko muodostuu kyseisen tutkimuksen tekijästä ja lähdeviitteen numerosta.  $\beta^\circ$  on aallotuskulma, jolle kyseinen korrelaatio soveltuu.  $P_c$  (mm) on tutkimuksessa käytetyn lämmönsiirtolevyn aallonpituus,  $b$  (mm) on sen prässäyssyvyys ja  $P_c/b$  on edellisten suhde. Levyn materiaalin paksuutta kuvataan termillä  $s$  (mm),  $De; Dh$  on tutkimuksessa käytetyn levyn ekvivalentti- tai hydraulinen halkaisija,  $C$  on Reynoldsin luvun kerroin,  $m$  on Reynoldsin luvun eksponentti,  $p$  on Prandtlin luvun eksponentti,  $n$  on Sieder-Tate-korjauskertoimen eksponentti,  $Re$  on soveltuva Reynoldsin luvun alue,  $Pr$  on soveltuva Prandtlin luvun alue ja viimeisenä virtausaine (Aine), jolle korrelaatio soveltuu.

Jos korrelaatiokaavan muoto poikkeaa aikaisemmin esitetystä (kaava 62), siitä mainitaan erikseen. Mahdollisilla yläviitteillä tarkennetaan lähdeviitettä. Tyhjät solut tarkoittavat, että siinä tutkimuksessa johon viitataan, ei ollut mainintaa kyseisestä suureesta.

Suuret ja korrelaatiokaavat on haettu pääosin alkuperäisistä tutkimusjulkaisuista ja toissijaisia lähteitä on pyritty välttämään, koska niissä havaittiin kirjoitusvirheitä ja epäselvyyksiä. Aiheeseen liittyviä, alkuperäisiä tutkimusjulkaisuja haettiin ScienceDirect- ja ResearchGate -palveluista ja vanhempia julkaisuja tilattiin yhdysvaltalaisesta Linda Hall -kirjastojärjestelmästä.

## 2.4 Takaisinmaksuajan määrittäminen

Investoinnin kannattavuuden arvioimiseen on erilaisia menetelmiä. Useimmiten käytetään nykyarvomenetelmää

$$N = k \times T - d \times J - H, \quad (63)$$

jossa  $T$  on vuotuiset vakionettotuotot,  $J$  on jäännösarvo,  $H$  on hankintahinta,  $k$  on jälkeenpäin suoritettujen jaksollisten maksujen diskonttauskerroin

$$k = \frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} T \quad (64)$$

ja  $d$  on diskonttauskerroin

$$d = \frac{1}{(1+i)^n}. \quad (65)$$

Diskonttauskertoimien  $i$  tarkoittaa nimelliskorkoa jaettuna sadalla ( $i\%/100$ ) ja  $n$  tarkoittaa elinkaarijakson pituutta vuosina ( $v$ ).

Energiakustannusten nousu poikkeaa yleensä yleisestä kustannustason noususta. Tämä huomioidaan nykyarvomenetelmässä vähentämällä nimellinen energian hinnannousu nimelliskorosta eli

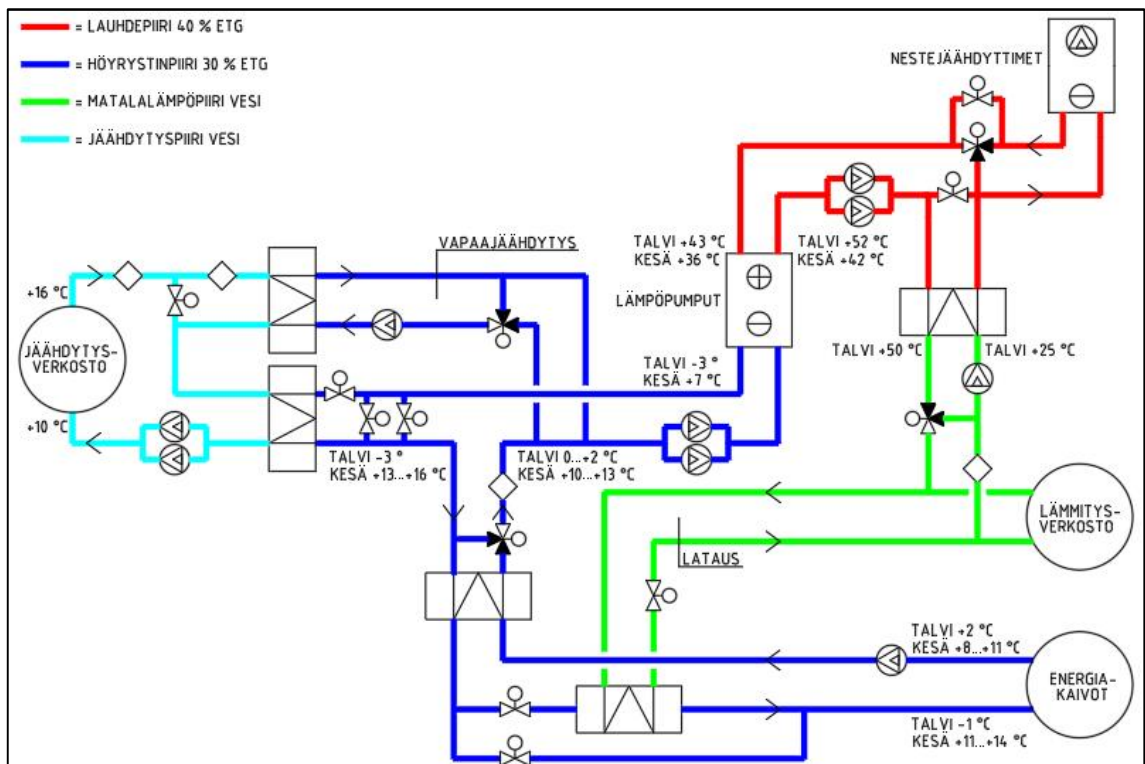
$$r_e = \frac{i-e}{1+e}, \quad (66)$$

jossa  $e$  tarkoittaa nimellistä energian hinnannousua jaettuna sadalla ( $e\%/100$ ).

### 3 Lämpöpumppulaitos

#### 3.1 Prosessikuvaus

Tähän opinnäytetyöhön liittyneet mittaukset suoritettiin eräässä geoenergiaa hyödyntävässä lämpöpumppulaitoksessa, jonka tarkoitus on tuottaa kiinteistön jäähdytys- ja lämmitysenergia. Geoenergian hyödyntämistä varten rakennetut energiakaivot sijaitsevat kiinteistön alla. Lämpöpumppulaitoksen prosessikaavio on esitetty kuvassa 18.



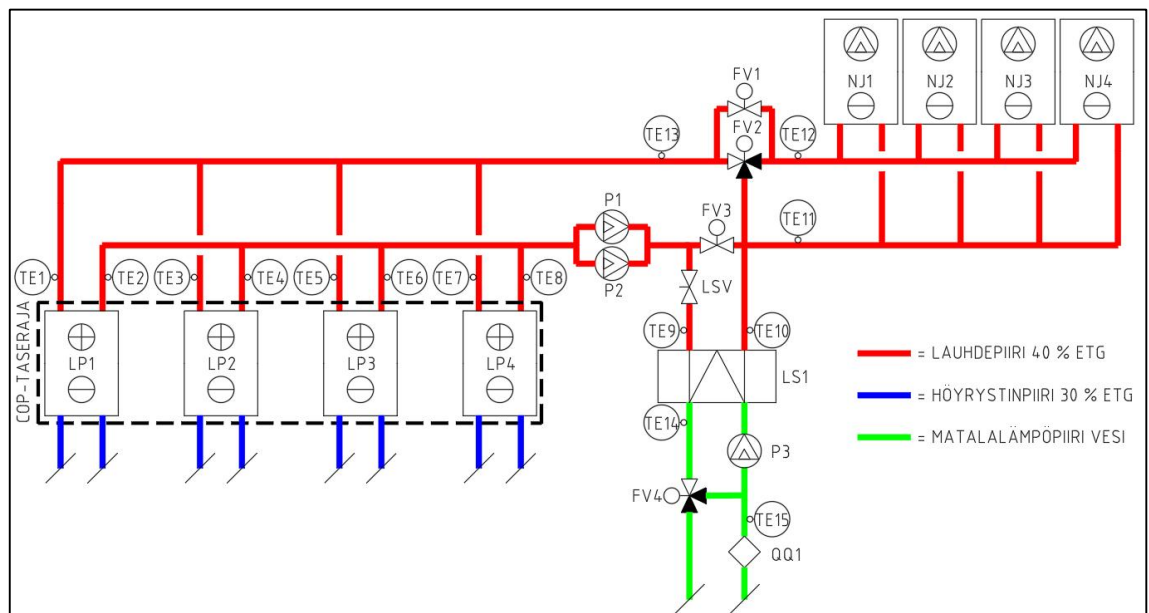
Kuva 18. Lämpöpumppulaitoksen prosessikaavio.

Jäähdytyskaudella kiinteistön tilojen lämpökuormaa poistetaan kuvan 18 lämpöpumppujen jäähdytystoiminnolla ja lämmityskaudella kiinteistön tiloja lämmitetään kyseisten koneiden lämpöpumpputoiminnolla. Koneet toimivat siis joko vedenjäähdytyskoneina tai lämpöpumppuina käyttötilanteessa riippuen. Ainoastaan prosessia ohjaava asetusarvo muuttuu: Jäähdytyskaudella eli kesäisin se on jäähdytysveden menolämpötila ja lämmityskaudella eli talvisin se on lämmitysveden menolämpötila. Tämä jäähdytys- ja lämmitysprosessi hyödyntää lisäksi maaperästä saatavaa energiaa siten, että lämmityskaudella kiinteistön tilat jäähtyvät maaperästä saatavalla vapaajäähdytyksellä ja tiloista poistettu lämpökuorma siirretään lämpöpumppujen höyrystimille. Tämän jälkeen

maaperästä saatava lämpö yhdistettynä kiinteistön tiloista poistettuun lämpöön nostetaan korkeampaan lämpötilatasoon kylmäaineprosessia hyödyntäen ja siirretään kiinteistön lämmitysverkostoon. Jäähdytyskaudella kompressorit käyvät jäähdytystoiminnolla ja lauhdelämpö ajetaan ulkoilmaan, koska tilojen lämmitystarvetta ei ole ja lauhdelämmön lämpötilataso on liian matala lämpimän käyttöveden valmistusta varten. Lisäksi järjestelmässä on lataustoiminto, jonka avulla energiakaivoja voidaan lämmitellä. Toiminto otetaan tarvittaessa käyttöön manuaalisesti.

### 3.2 Lämmitysjärjestelmän pääkomponentit

Tässä työssä keskitytään vain edellä kuvatun prosessin lämmityspuoleen. Lämmitysjärjestelmän pääkomponentit on esitetty kuvassa 19.



Kuva 19. Lämpöpumpulaitoksen lämmityspuoli pääkomponentteineen.

Lämpöpumpuilla LP1–LP4 tuotetaan alemman lämpötilatason liuoksesta korkeamman lämpötilatason liuosta kylmäainepiirin avulla. Kylmäaineena on R134a eli tetrafluorietaani. Yksittäinen lämpöpumppu koostuu kahdesta puolihiermeettisestä ruuvikompressorista, kaksipiirisestä moniputkimallisesta valemehyrystimestä ja yhdestä putkimallisesta lauhduttimesta. Kaikki neljä lämpöpumppua on varustettu omilla sähkö- ja loogikkaohjauskeskuksilla. Lämpöpumput ovat taajuusmuuttajaohjattuja ja niistä löytyy myös ekonomaiseri. Lämpöpumppujen käyntitaajuus 100 %:n teholla on 200 Hz.

Alkuperäisen toteutussuunnitelman mukaiset mitoitusarvot lämmityskäytössä per lämpöpumppu ovat:

- jäähdytysteho 597 kW
  - höyrystinpuolen nesteenä on etyleeniglykoli til.-% 30 ( $q_v = 115 \text{ m}^3/\text{h}$ )
  - höyrystimelle maasta tuleva lämpötila  $+2 \text{ }^\circ\text{C}$
  - höyrystimeltä maahan lähtevä lämpötila  $-3 \text{ }^\circ\text{C}$
- lämmitysteho 860 kW
  - lauhdutinpuolen nesteenä on vesi ( $q_v = 82 \text{ m}^3/\text{h}$ )
  - lauhduttimelle tuleva liuospuolen lämpötila  $+41 \text{ }^\circ\text{C}$
  - lauhduttimelta lähtevä liuospuolen lämpötila  $+50 \text{ }^\circ\text{C}$
- sähkön ottoteho 265 kW ( $\text{COP}_\phi 3,2$ ).

Huomionarvoista on, että lauhdutinverkoston prosessinesteinä käytetään oikeasti etyleeniglykolia. Lisäksi lämpöpumppujen liuoslämpötilan asetusarvona oli tätä työtä tehdessä eri arvo kuin lämpöpumppujen alkuperäisessä mitoituksessa.

Pumput P1–P3 ovat taajuusmuuttajaohjattuja keskipakoispumppuja ja moottoriventtiilit FV1–FV4 ovat 2- tai 3-tieventtiilejä sulku-, sekoitus- tai jakoventtiilikäytössä kuvan mukaisesti. Nestejäähdyttimet NJ1–NJ4 ovat puhallintoimisia jäähdytyspattereita taajuusmuuttajaohjauksella. QQ1 on virtausmittausanturi. TE1–TE15 ovat lämmityspuoleen liittyvät lämpötilamittaukset.

Prosessin toimintaa ohjaava mittaus on matalalämpöpiirin TE14, jonka asetusarvon halutaan olevan vakio  $50 \text{ }^\circ\text{C}$ . Lämpöpumppujen LP1–LP4 lämmityksen asetusarvo annetaan logiikalta kuitenkin käsin ja keskipakoispumppuja P1–P3 ohjataan vakiopaineerolla. Nestejäähdyttimet eivät ole lämmityskäytössä päällä ja lauhdepiirin liuosta kierätetään vain konehuoneen sisällä sekoitusventtiiliin FV2 avulla. Sulkuventtiileiden FV1 ja FV3 asennot ovat kiinni ja jakoventtiiliin FV4 asento on auki. Lämmityskäytön pumput P1 ja P3 käyvät. Prosessiautomaatio ohjaa lämpöpumppuja päälle tai pois tarvittavan tehon mukaisesti. Höyrystinpiirin virtaama on lämmityskäytössä vakio.

Prosessin ohjauslogiikkana toimii Siemens S7-1500 ja valvomojärjestelmänä Citect.

### 3.3 Lämmönsiirrin LS1

Tarkastelun kohteena oleva tiivisteellinen levylämmönsiirrin on kuvan 19 lämmönsiirrin LS1. Tarkempi tarkastelu osoitti sen olevan Alfa Lavalin valmistama M15-MFM (kuva 20). Ulkoisen tarkastelun perusteella oli hankalaa sanoa lämmönsiirtimen lämmönsiirtolevykonfiguraatiosta mitään, mutta lämmönsiirtimen malli sarjanumeroineen löytyi lämmönsiirtimen etulevyyn kiinnitetystä metallisesta tyyppikilvestä.



Kuva 20. Matalalämpöverkoston lämmönsiirrin LS1.

Joitakin tietoja oli mahdollista kerätä lämmönsiirrintä ulkoa päin tutkimalla. Esimerkiksi lämmönsiirtolevypakan kokonaisleveys  $L_c$  (mm) oli 462 mm ja levyjen kokonaisuus oli 103 kappaletta. Mittauksen jälkeen laskettiin yhden lämmönsiirtolevyn prässäisyvyys, kuten kuvassa 17 (s. 32) on esitetty eli

$$b = p - t,$$

jossa  $b$  on lämmönsiirtolevyn prässäisyvyys (mm);  $p$  on lämmönsiirtolevyn kokonaisuus (mm) ja  $t$  on lämmönsiirtolevyn paksuus (mm).

Kokonaissyvyys  $p$  (mm) voidaan laskea jakamalla lämmönsiirtolevypakan kokonaisleveys  $L_c$  (mm) levyjen kokonaismäärällä (kpl), jolloin saadaan

$$p = \frac{462 \text{ mm}}{103} \approx 4,5 \text{ mm.}$$

Lisäksi mitattiin yhden lämmönsiirtolevyn paksuudeksi työntömitalla 0,5 mm.

Näin ollen yhden lämmönsiirtolevyn prässäysyvyudeksi  $b$  (mm) saatiin

$$4,5 \text{ mm} - 0,5 \text{ mm} = 4,0 \text{ mm.}$$

Tämän jälkeen selvitettiin nykyisen lämmönsiirtimen mitoitusarvot laitetoimittajalta hyödyntäen tyyppikilvessä ollutta sarjanumeroa. Mitoitusarvot on esitetty taulukossa 3.

Taulukko 3. Lämmönsiirtimen LS1 valmistajalta saadut mitoitusarvot.

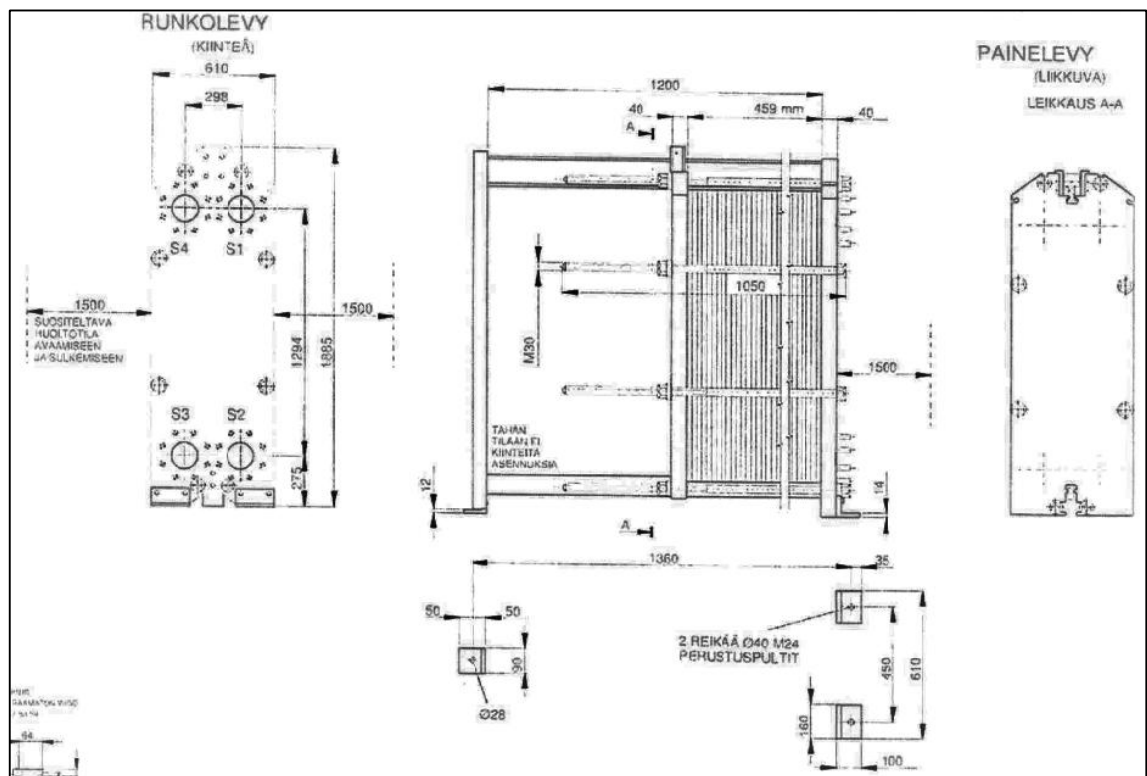
M15-MFM			Vesi	Liuos ETG m.-% 35	Muuta
Massavirta	$q_m$	kg/s	19,2	59,8	
Teho	$P$	kW	2000,00		
Lämpötila sisään	$T_i$	°C	25,00	55,00	
Lämpötila ulos	$T_o$	°C	50,00	46,00	
Logaritminen keskilämpötilaero	$\theta_{ln}$	K	11,15		
Tarvittu pinta-ala	$A_{tarv}$	m <sup>2</sup>	62,6		
Levyjen lukumäärä	$N$	kpl			1 x (9ML+42L) / 1 x (9MH+42L)
Tiheys	$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	993	1038	
Ominaislämpökapasiteetti	$C_p$	J/(K·kg)	4178	3720	
Dynaaminen viskositeetti	$\mu$	Pa·s	0,000671	0,001185	
Lämmönsiirtopinnan paksuus	$\delta_p$	m	0,0005	0,0005	ALLOY 304
Prässäysyvyys	$b$	mm	4,0	4,0	

Lämmönsiirtimen mitoituksessa ja prosessin toimintaolosuhteissa todettiin olevan ristiriitaisuuksia aivan kuin lämpöpumppujenkin:

1. Ensiopuolen liuos on mitoituksessa etyleeniglykoli m.-% 35, vaikka järjestelmässä käytetään etyleeniglykolia m.-% 41,1 eli til.-% 40,0. M.-% tarkoittaa massaprosentteja ja til.-% tarkoittaa tilavuusprosentteja.
2. Ensiopuolen lämpötila sisään ( $T_i$ ) on mitoituksessa 55 °C, vaikka lämpöpumppujen lämmityksen asetusarvona on 52 °C.

Saatujen tietojen (kuva 21) perusteella laskettiin myös lämmönsiirtolevyn tehollinen leveys ( $L_w$ ) ja tehollinen korkeus ( $L_p$ ). Valmistajan mukaan yhdekoko ( $D_p$ ) on 140 mm, yhteiden välinen vaakasuora etäisyys ( $L_h$ ) on 298 mm ja yhteiden välinen pystysuora etäisyys ( $L_v$ ) on 1294 mm. Aikaisemmin esiteltyyn teoriaan pohjautuen leveys  $L_w = L_h - D_p$  ja korkeus  $L_p = L_v - D_p$ , joten teholliseksi leveydeksi saatiin  $L_w = 438$  mm ja teholliseksi korkeudeksi  $L_p = 1154$  mm. Tämän jälkeen laskettiin lämmönsiirtimen kohennuskerroin hyödyntämällä tietoa, että tehollisia levyjä on 101 kpl (taulukko 4) ja lämmönsiirtopinta-ala on  $62,6 \text{ m}^2$ . Yhden levyn tehollinen pinta-ala on siis  $62,6 \text{ m}^2 / 101 \text{ kpl} = 0,62 \text{ m}^2$ . Kohennuskerroin laskettiin kaavalla 49 ja tulokseksi saatiin

$$\phi = \frac{(1154 \text{ mm} \times 0,438 \text{ mm})}{0,62 \text{ m}^2} = 1,227.$$



Kuva 21. Nykyisen M15-MFM lämmönsiirtimen LS1 mittapiirustus (Alfa Laval).

Lisäksi kaavalla 48 iteroitiin lämmönsiirtolevyn aallotuksien väliseksi etäisyydeksi ( $P_c$ ) 12,3 mm käyttämällä kaavassa prässäysyvytytenä laskettua ja myös valmistajan ilmoittamaa arvoa 4 mm. Etäisyyden todellinen arvo jäi avoimeksi, koska lämmönsiirtolevyn pintaa ei pystytty näkemään. Toisaalta myöskään laitetoimittaja ei tätä lukemaa ilmoittanut.



## 4 Mittausjärjestelyt

### 4.1 Lämmönsiirtimen suoritusarvomittaukset

Lämmönsiirrinvalmistajalta pyydettiin nykyisiä prosessin toimintaolosuhteita vastaava mitoitus lämmönsiirtimelle LS1. Mitoitusarvot on esitetty taulukossa 4. Vihreällä värillä on esitetty saadut lisätiedot verrattuna taulukkoon 3.

Taulukko 4. Lämmönsiirtimen LS1 valmistajalta saadut mitoitusarvot.

M15-MFM			Vesi	Liuos ETG til.-% 40	Muuta
Massavirta	$q_m$	kg/s	19,2	60,6	
Teho	P	kW	1770		
Lämpötila sisään	$T_i$	°C	25	52	
Lämpötila ulos	$T_o$	°C	47,1	43,8	
Logaritminen keskilämpötila-ero	$\theta_{ln}$	K	10,3		
Tarvittu pinta-ala	$A_{tarv}$	m <sup>2</sup>	62,6		
Levyjen lukumäärä	N	kpl			103, tehollisia 101
Tiheys	$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	993	1047	
Ominaislämpökapasiteetti	c	J/(K·kg)	4178	3564	
Lämmönjohtavuus	k	W/(K·m)	0,626	0,437	
Dynaaminen viskositeetti	$\mu$	Pa·s	0,000690	0,00148	
Lämmönsiirtopinnan paksuus	$\delta_p$	m	0,0005	0,0005	ALLOY 304
Prässäysyvyys	b	mm	4	4	
Lämmönläpäisykerroin	U	W/(K·m <sup>2</sup> )	2740		

Mittaukset suoritettiin konehuoneessa 24.1.2018 klo 15–19. Tarkoitus oli todentaa valmistajan antama mitoitus yksinkertaisella ja nopealla mittauksella sekä verrata tuloksia alkuperäiseen mitoitukseen.

Paikan päällä todettiin, että lämpöpumput LP3 sekä LP4 kävivät. Niiden lämmityksen asetusarvo oli poikkeuksellisesti asetettu arvoon 53 °C. Lämmityspumpun P3 virtaama QQ1 asetettiin arvoon 70,8 m<sup>3</sup>/h (ka.) muuttamalla pyörimisnopeutta taajuusmuuttajalla. Taajuusmuuttajaa käytettiin logiikkapaneelin kautta. Tämän jälkeen varmistettiin, että venttiili FV1 oli kiinni, FV2 oli kiinni, FV3 oli kiinni ja FV4 oli auki. Lisäksi todettiin, että jäähdytyskäytön lauhdepumppu P2 on seis.

Mittaus suoritettiin siten, että lämmityskäytön lauhdepumpun P1 paine-eron asetusarvo asetettiin logiikkapaneelilta 0,6 bariin ja prosessin toiminnan annettiin tasaantua viisi-

toista minuuttia. Sitten paine-eron asetusarvoa nostettiin 0,1 barin välein aina 1,7 bariin saakka joka viides minuutti ja jokaisen nostokerran jälkeen prosessin toiminnan annettiin tasaantua viisi minuuttia. Tasaantumisen jälkeen prosessin lämpötilamittausten TE9, TE10, TE14 ja TE15 arvot luettiin logiikkapaneelilta. Pumpun P1 virtaamaa mitattiin (kuva 22) lämmönsiirtimelle LS1 menevän liuosputken linjasäätöventtiilistä paine-eromittarilla (TA-CBI). Paine-eromittariin oli asetettu putkessa olevan linjasäätöventtiin kv-arvo ja liuoksen tyyppi sekä glykolipitoisuus. Myös virtaama luettiin mittarista aina prosessin toiminnan tasaannuttua.



Kuva 22. Paine-eromittari linjasäätöventtiin mittaussyhteissä.

Lämpötilat TE9 (liuos sisään) ja TE15 (vesi sisään) pysyivät melko vakioina mittausjaksolla kahdentoista mittaustapahtuman aritmeettisen keskiarvon ollessa TE9:lle 26,6 °C ja TE15:lle 52,7 °C.

Lämpötilat TE10 (liuos ulos) ja T14 (vesi ulos ulos) sen sijaan muuttuivat, koska ensiöpuolen virtaamaa kasvatettiin.

Tulokset on esitetty kohdassa 5.1.

## 4.2 Lämpöpumppujen suoritusarvomittaukset

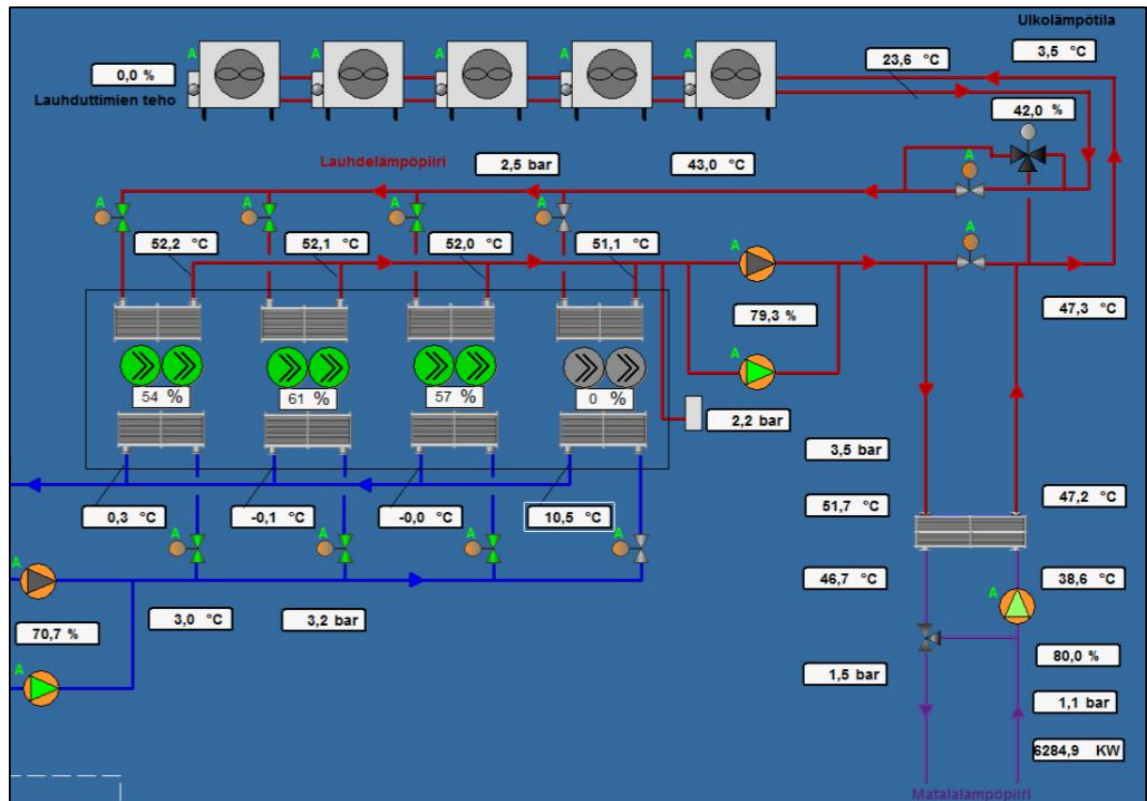
Mittaukset suoritettiin konehuoneessa 10.4.2018 klo 8–16. Tarkoituksena oli selvittää lämpöpumppujen lämpökerroin ( $COP_{\phi}$ ) liuoksen menolämpötilan asetusarvoilla 52 °C, 53 °C ja 54 °C. Mittauksia suoritettiin kolme kappaletta eri lämpötiloilla seuraavasti:

- Mittaus 1 lämpöpumpun liuoksen lämpötilan asetusarvolla 52 °C suoritettiin 10.4.2018 klo 10.42–11.42 eli mittausjakso oli 60 minuuttia.
- Mittaus 2 lämpöpumpun liuoksen lämpötilan asetusarvolla 53 °C suoritettiin 10.4.2018 klo 12.19–13.19 eli mittausjakso oli 60 minuuttia.
- Mittaus 3 lämpöpumpun liuoksen lämpötilan asetusarvolla 54 °C suoritettiin 10.4.2018 klo 14.54–15.09 eli mittausjakso oli 15 minuuttia.

Paikan päällä todettiin, että lämpöpumput LP1, LP2 sekä LP3 kävivät. Niiden lämmityksen asetusarvo oli asetettu arvoon 52 °C. Kiinteistön matalalämpöpiirissä ei ollut tarpeeksi kulutusta mittauksen luotettavaan suorittamiseen, joten lauhdepiirin lämpötilatasoa muutettiin keinotekoisesti ohjaamalla osa lämpöpumpuille palaavasta liuoksesta nestejäähdyttimien kautta käyttämällä käsin venttiiliä FV2. Näin lämpöpumppujen lauhduttimille palaavan liuoksen lämpötilaa sai pudotettua niin, että suunniteltu lämpötilaero 9 K toteutuu lauhduttimella. Toisin sanoen lämpötilamittaukseen TE10 saatiin enemmän lämpötilan alenemaa.

Lauhdepumpun P1 virtaama asetettiin käytössä olleella paine-eromittarilla arvoon 169 m<sup>3</sup>/h (ka.) muuttamalla logiikkapaneelilta paine-eron asetusarvoksi 1 bar. Pumpun käyntitaajuudeksi tuli 40 Hz. Tämän jälkeen varmistettiin, että venttiili FV1 oli kiinni, FV2 käsin säädetty osittain auki, FV3 oli kiinni ja FV4 oli auki. Lisäksi todettiin, että jäähdytyskäytön lauhdepumppu P2 on seis. Höyrystinpiirin virtaama oli keskimäärin noin 352 m<sup>3</sup>/h (ka.).

Mittaukset suoritettiin siten, että ensin venttiilillä FV2 haettiin käsin sellainen karan asento, jolla TE13 on 43 °C ulkolämpötilan ollessa 3,4–6,4 °C. Käytännössä tämä tarkoitti venttiilin 42–45 %:n auki-asentoa mittauksesta riippuen. Osa liuoksesta jäähdytti ulkoilman avulla ja sekoittui lämpimämpään liuokseen sekoitusventtiilissä FV2. Nestejäähdyttimien puhaltimet eivät käyneet, vaan liuos jäähdytti riittävästi ilman puhaltimiakin. Lämmityspumpulla P3 hienosäädettiin prosessia käsin ja pyrittiin pitämään lämpötila TE13 mahdollisimman muuttumattomana. Seuraavan sivun kuvassa 23 on esitetty prosessiolosuhteiden keskimääräinen tila ensimmäisen mittauksen aikana. Matalalämpöpiirin mittausarvo ”6284,9 kW” tarkoittaa kumulatiivista energiaa (kWh).



Kuva 23. Esimerkki prosessiolosuhteista mittauksen 1 aikana.

Lämpöpumpujen teho laskettiin lämmönsiirtimen LS1 tehon avulla. Laskenta perustui siihen, että virtaaman QQ1 ja lämpötilojen TE09 sekä TE10 avulla saatiin lämmönsiirtimen matalalämpöverkoston tuottama teho. Olettaen, että lämmönsiirtimen energia-tasapaino on

$$\phi = \dot{m}_1 \times C_{p1} \times \Delta T_1 = U \times A \times \Delta T_{lm} = \dot{m}_2 \times C_{p2} \times \Delta T_2, \quad (67)$$

lauhdempiin kokonaisvirtaama saatiin myös laskettua paine-eromittarilukeman lisäksi. Kokonaisvirtaama jaettiin käynnissä olleille kolmelle lämpöpumpulle suhteessa 1/3 per lämpöpumppu, koska lämpöpumppulaitoksen käyttäjän mukaan verkoston perussäätö oli tehty lämpöpumppukohtaisilla linjasäätöventtiileillä.

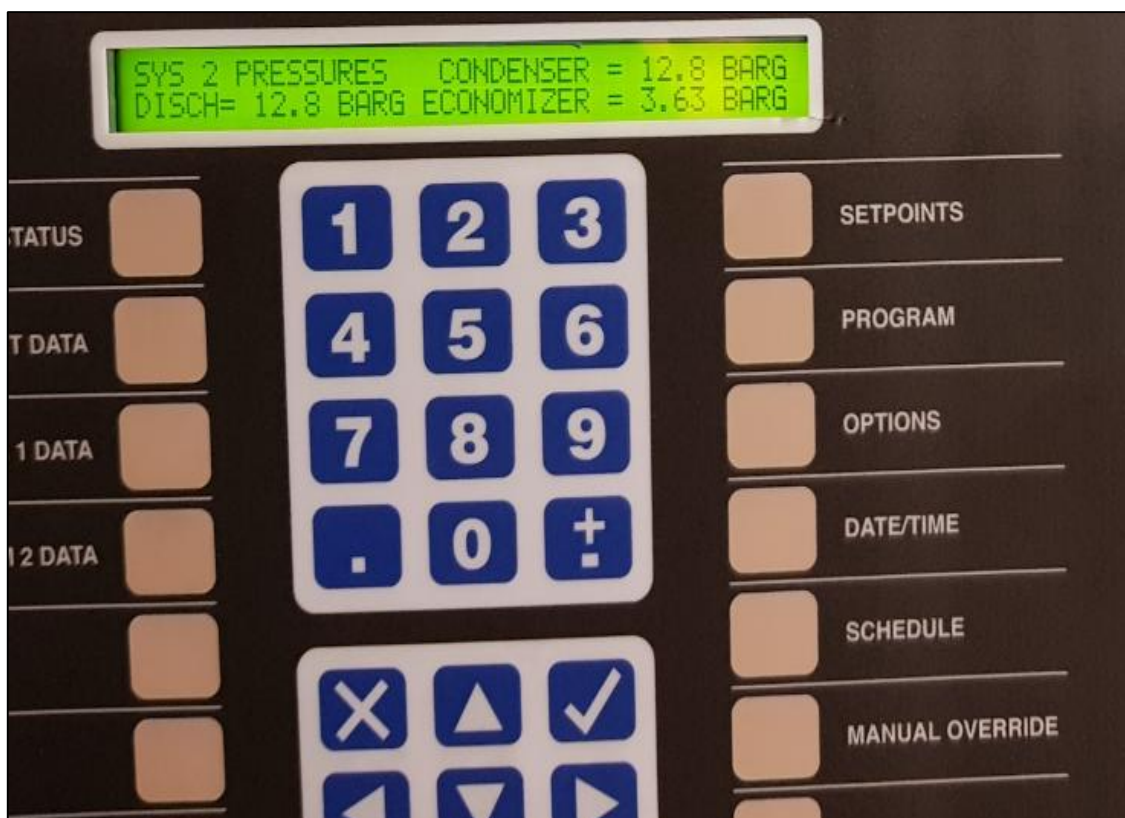
Prosessiolosuhteiden annettiin lämpöpumpujen lämpötilan asetusarvon muuttamisen jälkeen tasaantua noin puoli tuntia ennen mittauksia ja mittausten välillä. Mittaustulokset luettiin jälkeen päin Citect-valvomon trendiseurannasta ja talletettiin Excel-muotoon jatkokäsittelyä varten. Mittausväli oli viisi sekuntia eli esimerkiksi yhden tunnin jaksolta saatiin 720 mittauspistettä.

Kumulatiivinen sähköenergialukema (kWh) luettiin pääkeskuksen mittareista (kuva 24). Jokaiselle lämpöpumpulle oli oma mittaus. Lisäksi pumppuja palvelevalle sähkökeskukselle, logiikkakaapille ja nestejäähdyttimille oli omat sähköenergiamittarit.



Kuva 24. Osa pääkeskuksessa sijaitsevistä sähköenergiamittareista.

Lämpöpumppujen kylmäprosessia seurattiin laitteiden käyttöpaneelilta (kuva 25).

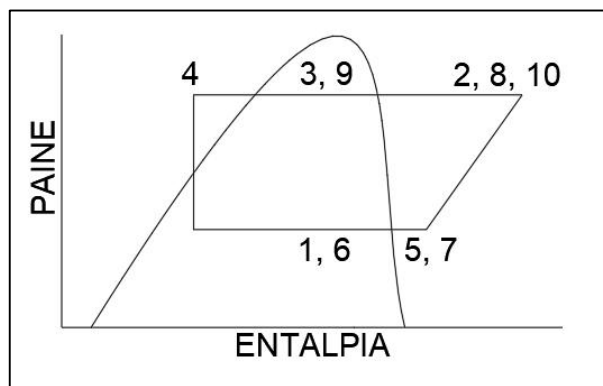


Kuva 25. Lämpöpumpun käyttöpaneeli.

Lämpöpumppujen käyttöpaneelilta seurattavat suureet olivat

1. EVAP BAR (G) eli höyrystymispaine (bar)
2. DISCH BAR (G) eli kuumakaasun paine (bar)
3. CONDENSER BAR (G) eli lauhtumispaine (bar)
4. SUBCOOLED LIQUID TEMP eli alijäähtyneen kylmäaineen lämpötila (°C)
5. EVAP SUPERHEAT eli tulistuminen (°C)
6. EVAP SAT TEMP eli höyrystymislämpötila (°C)
7. EVAP TEMP eli höyrystymislämpötila + tulistuminen (°C)
8. DISCH SUPERHEAT eli kuumakaasun tulistuminen (°C)
9. DISCH SAT TEMP lauhtumislämpötila (°C)
10. DISCH TEMP eli lauhtumislämpötila + tulistuminen (°C).

Suureita vastaavat pisteet log p, h -tilapiirroksessa on esitetty kuvassa 26.



Kuva 26. Seurattavia suureita vastaavat pisteet log p, h -tilapiirroksessa.

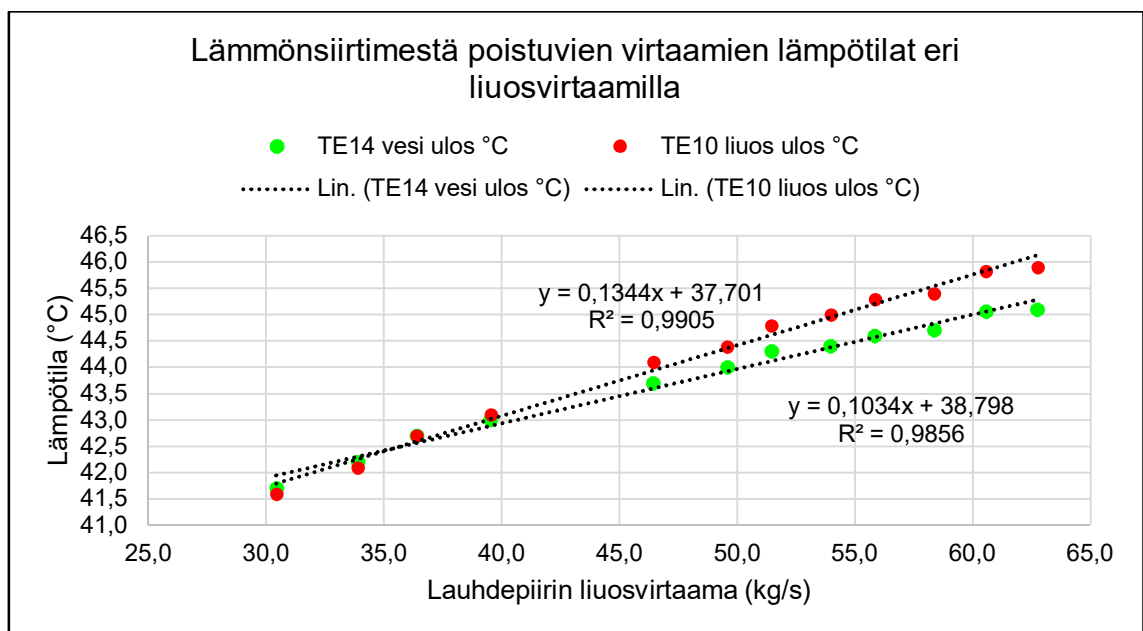
## 5 Mittaus- ja laskentatulokset

### 5.1 Lämmönsiirtimen suoritusarvomittaukset

Tässä luvussa käsitellään lämmönsiirtimeen LS1 liittyneet mittaustulokset sekä muodostetaan Nusseltin korrelaatiokaavat puhtaalle ja likaiselle siirtimelle. Lisäksi tehdään korrelaatiokaavojen vertailua kirjallisuustutkimukseen perustuen ja mitoitetaan uusi lämmönsiirrin.

#### 5.1.1 Mittaustulokset

Mittauksesta saatiin lauhdepiirin kahdentoista eri virtaama-arvon mukaiset lämpötilat sisään menevän liuoksen lämpötilan TE9 ollessa 52,7 °C (ka.), matalalämpöpiirin virtaaman QQ1 ollessa 19,5 kg/s (ka.) ja matalalämpöpiirin sisään menevän veden lämpötilan TE15 ollessa 26,6 °C (ka.). Lämmönsiirtimestä LS1 ulos tulleen jäähtyneen liuoksen TE10 ja ulos tulleen lämmenneen veden TE14 lämpötilamuutoksista suhteessa lauhdepiirin liuosvirtaamaan piirrettiin kuvaaja (kuva 27).

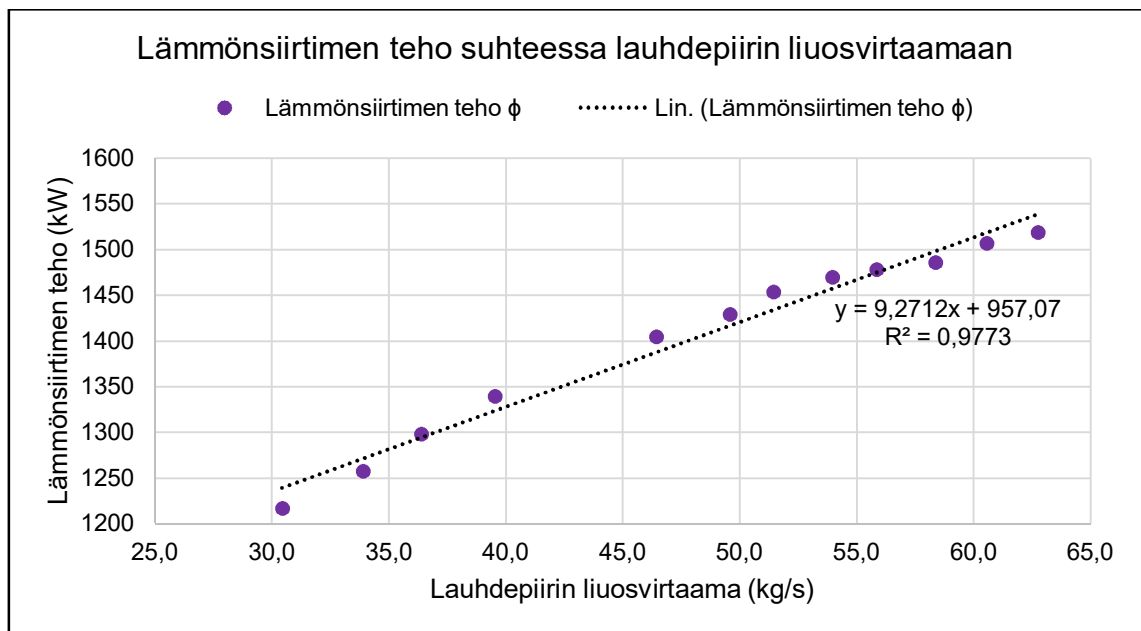


Kuva 27. Lämmönsiirtimestä poistuvien virtaamien lämpötilat eri liuosvirtaamilla.

Kuvaajasta on luettavissa, että lauhdepumpun P1 maksimivirtaamalla 62,7 kg/s matalalämpöpiiriin tuotettavan lämmitysveden lämpötila jäi alle 50 °C:n. Tämä oli ennakoita-

vissa, koska lämmönsiirtimen lämmönsiirtopinta-ala oli alkuperäisen mitoituksen (taulukko 3) mukaan mitoitettu sisään menevän liuoksen lämpötilalle 55 °C. Tästä lämpötilasta jäätiin 2,3 °C. Yllättävää oli se, että valmistajan nykyisiä prosessiolosuhteita vastaavan mitoituksen (taulukko 4) lämpötila 47,1 °C ei toteutunut, vaikka prosessiolosuhteet olivat jopa paremmat kuin mitoituksen alkuarvot. Sisään menevän liuoksen lämpötila oli mittauksen aikana 0,7 °C (ka.) korkeampi kuin mitoituksessa ja sisään menevän veden lämpötila oli 1,6 °C (ka.) korkeampi kuin mitoituksessa. Teoriassa lämmönsiirtimestä ulos tulevan veden lämpötilan olisi pitänyt olla korkeampi kuin 47,1 °C, mutta nyt jäätiin lukemaan 45,1 °C. Toisaalta lauhdepuolellakaan ei päästy haluttuihin arvoihin sisään menevän ja ulos tulevan liuoksen lämpötilaeron ollessa 6,8 °C yhdeksän celsiusasteen asemesta. Lämpö ei siis siirtynyt ainevirrasta toiseen niin kuin oletettiin. Edellä mainittua 2,2 asteen eroa voi osittain selittää mitoitusta hieman suuremmalla lauhdepiirin virtaamalla, mutta koko lämpötilaeroa, toisin sanoen vajaata lämpötilaalenemaa, se ei selitä. Tämä herätti ajatuksen lämmönsiirtimen sisäpuolisesta likaantumisesta, johon palataan myöhemmin kohdassa 5.1.3.

Lämmönsiirtimen tehosta suhteessa lauhdepiirin liuosvirtaamaan piirrettiin kuvaaja (kuva 28). Lämmönsiirtimen teho jäi luonnollisesti myös vajaaksi. Valmistajan ilmoittamasta 1770 kilowattista jäätiin lauhdepiirin maksimivirtaamalla 62,7 kg/s 247 kilowattia ja lähes mitoitusvirtaamaa vastaavalla virtaamalla 60,5 kg/s 264 kilowattia.



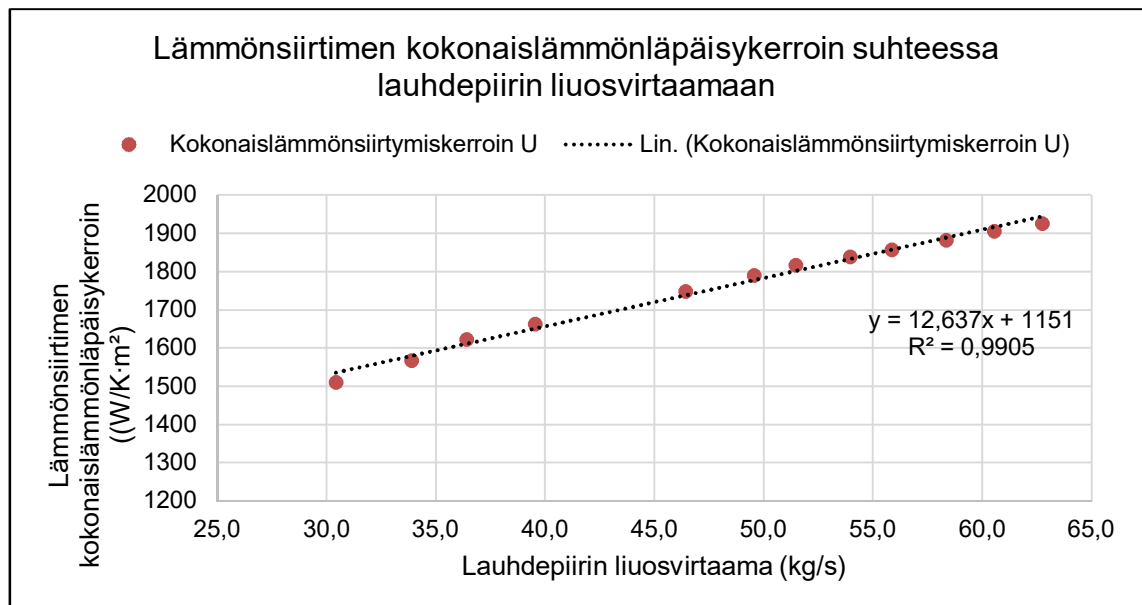
Kuva 28. Lämmönsiirtimen teho (kW) suhteessa lauhdepiirin liuosvirtaamaan (kg/s).



Taulukossa 5 on esitetty alkuperäisen mitoituksen, toimintaolosuhteita vastaavan mitoituksen ja mittausten vertailu. Alkuperäisen mitoituksen ja mittausten lämmönläpäisykertoimet  $U$  ( $W/(K \cdot m^2)$ ) on laskettu kaavalla 43 hyödyntäen saatua tehoa ja logaritmista keskilämpötilaeroa. Lämmönsiirtimen lämmönsiirtopinta-ala  $62,6 \text{ m}^2$  oli tiedossa valmistajan ilmoittamana.

Taulukko 5. Mitoitusten ja mittausten vertailu.

Vesi (matalalämpöpiiri)			Alkuperäinen mitoitus	Toimintaolosuhteita vastaava mitoitus	Mittaus (mitoitus)	Mittaus (maksimi)
Massavirta	$q_m$	kg/s	19,2	19,2	19,5	19,5
Lämpötila sisään	$T_i$	°C	25,0	25,0	26,6	26,5
Lämpötila ulos	$T_o$	°C	50,0	47,1	45,0	45,1
Lämpötilaero	$\Delta T$	°C	25,0	22,1	18,4	18,6
Liuos (lauhepiiri)			Alkuperäinen mitoitus	Toimintaolosuhteita vastaava mitoitus	Mittaus (mitoitus)	Mittaus (maksimi)
Massavirta	$q_m$	kg/s	59,8	60,6	60,5	62,7
Lämpötila sisään	$T_i$	°C	55,0	52,0	52,8	52,7
Lämpötila ulos	$T_o$	°C	46,0	43,8	45,8	45,9
Lämpötilaero	$\Delta T$	°C	9,0	8,2	7,0	6,8
Logaritminen keskilämpötilaero	$\theta_{ln}$	K	11,1	10,3	12,6	12,6
Teho	$P$	kW	2000	1770	1506	1523
Lämmönläpäisykerroin	$U$	$W/(K \cdot m^2)$	2865	2740	1906	1926



Kuva 29. Lämmönsiirtimen kokonaislämmönläpäisykerroin suhteessa lauhdepiirin liuosvirtaamaan.

Logaritminen keskilämpötilaero oli mittauksen aikana 2,3 K korkeampi kuin valmistajan ilmoittamassa toimintaolosuhteita vastaavassa mitoituksessa. Myös tämä tukee oletusta, että lämmönsiirrin on likaantunut. Lisäksi kokonaislämmönläpäisykerroin (taulukko 5, kuva 29) oli toimintaolosuhteita vastaavassa mitoituspisteessä 834 W/(K·m<sup>2</sup>) pienempi.

### 5.1.2 Puhtaan lämmönsiirtimen Nusseltin luvun korrelaatiokaava

Oletettua likaantumista ryhdyttiin selvittämään hakemalla lämmönsiirtimen LS1 mitoitusta vastaava Nusseltin luvun korrelaatiokaava, koska sellaista ei ollut käytettävissä. Korrelaatiokaavan muoto on kaavan 62 mukainen sillä poikkeuksella, että Prandtlin luvun eksponenttina käytettiin arvoa 1/3. Arvo on melko lähellä Liaqatin ym. (43, s. 414) saamia arvoja. He hakivat tutkimuksessaan Nusseltin korrelaatiokaavan Prandtlin luvun eksponentin muun muassa 30°:n lämmönsiirtolevykonfiguraatiolle käyttäen 30 %:n etyleeniglykolia lämmönsiirtimen molemmilla puolilla. Kirjallisuuskäytteen (35, s. 4594) mukaan saman valmistajan muilla lämmönsiirtolevyillä on taulukon 6 mukaiset prässäisyvytydet ja hydrauliset halkaisijat sekä niitä vastaavat korrelaatiokaavan kertoimet ja eksponentit. Valitettavasti levytyypin M15M vastaavia tietoja ei ollut saatavilla, mutta myöhemmin saatua tulosta verrataan muihin levytyyppeihin, joista ainakin M15B on profiililtaan hyvin lähellä levytyyppiä M15M.

Taulukko 6. Alfa Lavalin eri lämmönsiirtolevyjen tiedot.

Levytyyppi	Kanava	Prässäisyvytyys	Hydraulinen halkaisija	Kerroin	Eksponentti
	H/L/M	b (mm)	D <sub>h</sub> (mm)	C	m
M3	H	2,4	4,8	0,265	0,700
	L	2,4	4,8	0,120	0,700
	M	2,4	4,8	0,180	0,700
M6	H	2,0	4,0	0,250	0,700
	L	2,0	4,0	0,120	0,700
	M	2,0	4,0	0,165	0,700
M6M	H	3,0	6,0	0,270	0,700
	L	3,0	6,0	0,110	0,710
	M	3,0	6,0	0,140	0,730
M10B	H	2,5	5,0	0,224	0,713
	L	2,5	5,0	0,126	0,693
	M	2,5	5,0	0,117	0,748
M15B	H	2,5	5,0	0,260	0,700
	L	2,5	5,0	0,085	0,740
	M	2,5	5,0	0,130	0,740

Korrelaatiokaavan muodostaminen aloitettiin taulukoimalla kaikki käytettävissä oleva tieto lämmönsiirtimestä LS1 ja laskemalla se, mikä ei ollut suoraan saatavilla. Laskenta aloitettiin kaavalla 52, jolla saatiin hydraulinen halkaisija:

$$D_h = \frac{4 \times 0,004 \text{ m} \times 0,438 \text{ m}}{2 \times (0,004 \text{ m} + 0,438 \text{ m} \times 1,227)} \approx 6,47 \text{ mm.}$$

Hydraulisen halkaisijan laskemisessa hyödynnettiin aikaisemmin saatua kohennuskerrointa  $\phi=1,227$ .

Massavirtojen nopeudet kanavissa pinta-alayksikköä kohden laskettiin kummallekin puolelle kaavalla 54:

$$G_{c,vesi} = \frac{19,2 \text{ kg/s}}{0,00175 \text{ m} \times 50} \approx 219,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

$$G_{c,glykoli} = \frac{60,6 \text{ kg/s}}{0,00175 \text{ m} \times 50} \approx 692,8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

Virtauskanavan  $A_x$  pinta-ala ( $\text{m}^2$ ) saatiin kaavasta 53 eli

$$A_x = b \times L_w = 0,004 \text{ m} \times 0,438 \text{ m} \approx 0,00175 \text{ m}^2$$

ja virtauskanavien lukumäärä  $N_{cp}$  per puoli saatiin kaavasta 55 eli

$$N_{cp} = \frac{101-1}{2 \times 1} = 50 \text{ kpl.}$$

Reynoldsin luvut laskettiin kummallekin ainevirralle kaavalla 56:

$$Re_{,vesi} = \frac{219,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}} \times 0,00647 \text{ m}}{0,000690 \text{ Pa} \cdot \text{s}} \approx 2057.$$

$$Re_{,glykoli} = \frac{692,8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}} \times 0,00647 \text{ m}}{0,00148 \text{ Pa} \cdot \text{s}} \approx 3035.$$

Prandtlin luvut laskettiin kummallekin ainevirralle kaavalla 59:

$$Pr_{,vesi} = \frac{4178 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \times 0,000690 \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0,626 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}}} \approx 4,6.$$

$$Pr_{,glykoli} = \frac{3564 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \times 0,00148 \text{ Pa} \cdot \text{s}}{0,437 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}}} \approx 12,1.$$

Lämmönsiirtopinnan materiaalin tiedettiin olevan ALLOY 304, joka tarkoittaa ruostumattomaa terästä 1.4301. Sen lämmönjohtavuus  $k_p$  on yleisesti käytetty  $16 \text{ W}/(\text{K} \cdot \text{m})$ . Läm-

mönsiirtopinnan paksuus  $\delta_p$  on valmistajan ilmoituksen mukaan 0,5 mm. Sama paksuus saatiin myös paikan päällä työntömitalla mittaamalla.

Lämmönsiirtimen LS1 prosessiolosuhteita vastaavan mitoituksen tiedot taulukoitiin Excel-ohjelmassa (taulukko 7).

Taulukko 7. Lämmönsiirtimen LS1 prosessiolosuhteita vastaava mitoitus.

Lämmönsiirrin LS1			Matalalämpöpiiri vesi	Lauhdepiiri glykoli 40 til.-%
Tilavuusvirta	qv	m <sup>3</sup> /s	19,3	57,9
Massavirta	qm	kg/s	19,2	60,6
Teho	P	kW	1770	
Lämpötila sisään	T <sub>i</sub>	°C	25,0	52,0
Lämpötila ulos	T <sub>o</sub>	°C	47,1	43,8
Keskilämpötila	T <sub>m</sub>	°C	36,1	47,9
Seinämän lämpötila	T <sub>w</sub>	°C	41,98	
Logaritminen keskilämpötilaero	θ <sub>ln</sub>	K	10,3	10,3
Alustava lämmönläpäisykerroin	U	W/(K·m <sup>2</sup> )	2740	
Tarvittu pinta-ala	A <sub>tarv</sub>	m <sup>2</sup>	62,6	
Levyjen lukumäärä	N	kpl	101	
Tiheys	ρ	kg/m <sup>3</sup>	993	1047
Ominaislämpökapasiteetti	C <sub>p</sub>	J/(K·kg)	4178	3564
Dynaaminen viskositeetti	μ	Pa·s	0,000690	0,00148
Dynaaminen viskositeetti	μ <sub>w</sub>	Pa·s	0,000616	0,00169
Lämmönjohtavuus	k	W/(K·m)	0,626	0,437
Lämmönsiirtymiskerroin	h	W/(K·m <sup>2</sup> )	5405	6725
Hydraulinen halkaisija	D <sub>h</sub>	m	0,00647	0,00647
Lämmönsiirtopinnan paksuus	δ <sub>p</sub>	m	0,0005	0,0005
Lämmönsiirtopinnan lämmönjohtavuus	k <sub>p</sub>	W/(K·m)	16,0	16,0
Prässäysvyvyys	b	mm	4,0	4,0
Virtausnopeus kanavassa	v	m/s	0,221	0,662
Massavirran nopeus pinta-alayksikköä kohden	G <sub>c</sub>	kg/(m <sup>2</sup> ·s)	219,3	692,8
Kanavien lukumäärä	N <sub>cp</sub>	kpl	50	50
Kanavan pinta-ala	A <sub>x</sub>	m <sup>2</sup>	0,00175	0,00175
Leveys	L <sub>w</sub>	m	0,438	0,438
Korkeus	L <sub>p</sub>	m	1,154	1,154
Tehollinen pinta-ala per levy	A <sub>a</sub>	m <sup>2</sup>	0,62	0,62
Nusseltin luku	Nu		55,9	99,7
Reynoldsin luku	Re		2057	3035
Prandtlin luku	Pr		4,6	12,1
Kokonaislämmönvastus	M	K·m <sup>2</sup> /W	0,000365	
Kokonaislämmönläpäisykerroin	U	W/(K·m <sup>2</sup> )	2740	
Kokonaislikaantumisvastus	R <sub>f</sub>	K·m <sup>2</sup> /W	0,0000	

Korrelaatiokaava muodostettiin yhdistämällä kaavat 60 ja 62, jolloin saatiin vedelle

$$h_c = \frac{C \times Re_{\text{vesi}}^m \times Pr_{\text{vesi}}^{1/3} \times \left(\frac{\mu_{\text{vesi}}}{\mu_{\text{w,vesi}}}\right)^{0.14} \times k}{D_h} = \frac{C \times 2057^m \times 4,6^{1/3} \times \left(\frac{0,000690 \text{ Pa}\cdot\text{s}}{0,000616 \text{ Pa}\cdot\text{s}}\right)^{0.14} \times 0,626 \frac{\text{W}}{\text{K}\cdot\text{m}}}{0,00647 \text{ m}}$$

jossa  $h$  on konvektiivinen lämmönsiirtymiskerroin ( $W/(K \cdot m^2)$ ),  $k$  on virtaavan fluidin lämmönjohtavuus ( $W/(K \cdot m)$ ) ja  $D_h$  on hydraulinen halkaisija (m).

Vastaavasti liuokselle saatiin

$$h_h = \frac{C \times Re_{glykoli}^m \times Pr_{glykoli}^{1/3} \times \left(\frac{\mu_{glykoli}}{\mu_w, glykoli}\right)^{0.14} \times k}{D_h} = \frac{C \times 3035^m \times 12,1^{1/3} \times \left(\frac{0,00148 \text{ Pa}\cdot\text{s}}{0,00169 \text{ Pa}\cdot\text{s}}\right)^{0.14} \times 0,437 \frac{W}{K\cdot m}}{0,00647 \text{ m}}$$

Kaavan  $h$  on konvektiivinen lämmönsiirtymiskerroin ( $W/(K \cdot m^2)$ ),  $k$  on virtaavan fluidin lämmönjohtavuus ( $W/(K \cdot m)$ ) ja  $D_h$  on hydraulinen halkaisija (m).

Muistaen, että kokonaislämmönläpäisykerroin on

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{\delta_p}{k_p}}$$

Excel-ohjelman Ratkaisimella (Solver) pystyttiin hakemaan Nusseltin korrelaatiokaavan kertoimelle  $C$  ja eksponentille  $m$  sellaiset arvot, joilla lämmönsiirtimen kokonaislämmönläpäisykerroin  $U$  saa arvon  $2740 W/(K \cdot m^2)$ .

Haku tehtiin GRG Nonlinear -menetelmällä reunaehdon tarkkuudella ja konvergenssilla  $1 \times 10^{-11}$ . Kertoimelle  $C$  annettiin raja-arvot 0,1–0,2 ja eksponentille  $m$  0,5–1,0. Vastaukseksi saatiin korrelaatiokaava

$$Nu \approx 0,107 \times Re^{0,751} \times Pr^{1/3} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}. \quad (68)$$

Kertoimen  $C$  arvo on siis 0,107 ja eksponentin  $m$  arvo on 0,751.

Tulos vastaa melko hyvin saman valmistajan muiden levytyyppien, etenkin levytyypin M15B (taulukko 6) kertoimia ja eksponentteja L-kanavaisella lämmönsiirtimellä. Pitää muistaa, että M15B- ja M15M-levytyyppien ero on 1,5 mm prässäyssyvytydessä ja 1,47 mm hydraulisessa halkaisijassa. Muuten levyjen geometria on samanlainen. Kaavalla 68 voitiin laskea välituloksina myös lämmönsiirtimen LS1 kummankin ainevirran Nusseltin luvut ( $Nu$ ) ja lämmönsiirtymiskertoimet ( $h$ ). Tulokset on esitetty taulukossa 7.

### 5.1.3 Likaisen lämmönsiirtimen Nusseltin luvun korrelaatiokaava

Lämmönsiirtimen LS1 todellinen Nusseltin korrelaatiokaava määritettiin muokatun Wilsonin piirroksen (modified Wilson plot) avulla. Kyseessä on iteratiivinen, lineaariseen regressioanalyysiin perustuva menetelmä, jolla voidaan muodostaa Nusseltin korrelaatiokaavan kertoimen  $C$  ja eksponentin  $m$  arvot kokeellisesta tutkimuksesta saadun mittaustiedon perusteella (36, s. 38–43). Laskemalla virtaamatietojen ja lämpötilojen perusteella mittaustietojen eri arvopisteille tiheydet ( $\rho$ ), ominaislämpökapasiteetit ( $C_p$ ), Reynoldsin luvut ( $Re$ ), Prandtin luvut ( $Pr$ ), nesteiden lämmönjohtavuudet ( $k$ ) ja viskositeetit ( $\mu$  ja  $\mu_w$ ) menetelmää kyettiin hyödyntämään. Edellä kuvatut suureet laskettiin 1592:lle mittauspisteelle 24.1.2018 kerätyn mittaustiedon perusteella Excel-ohjelmaa apuna käyttäen. Veden ja etyleeniglykolin lämpötilariippuvaisten suureiden arvot haettiin Coolpack-ohjelman (versio 1.5) tietokannasta. Lämpötila- ja virtaamatiedot saatiin Citect-valvomojärjestelmästä.

Kokonaislämmönläpäisykertoimen laskemiseen tarvittava kaava 50 voidaan esittää myös muodossa

$$\frac{1}{U} - \frac{\delta_p}{k_p} = \frac{1}{C_c \times \frac{k_c}{D_h} \times Re_c^m \times Pr_c^{\frac{1}{3}} \times \left(\frac{\mu_c}{\mu_w}\right)^{0,14}} + \frac{1}{C_h \times \frac{k_h}{D_h} \times Re_h^m \times Pr_h^{\frac{1}{3}} \times \left(\frac{\mu_h}{\mu_w}\right)^{0,14}}, \quad (69)$$

jossa alaviite  $c$  tarkoittaa kylmän ainevirran suuretta ja alaviite  $h$  kuuman ainevirran suuretta.

Kun yllä oleva kaavan molemmat puolet kerrotaan tekijällä

$$\frac{k_c}{D_h} \times Re_c^m \times Pr_c^{\frac{1}{3}} \times \left(\frac{\mu_c}{\mu_w}\right)^{0,14},$$

saadaan

$$\left(\frac{1}{U} - \frac{\delta_p}{k_p}\right) \times \frac{k_c}{D_h} \times Re_c^m \times Pr_c^{\frac{1}{3}} \times \left(\frac{\mu_c}{\mu_w}\right)^{0,14} = \frac{1}{C_c} + \frac{\frac{k_c}{D_h} \times Re_c^m \times Pr_c^{\frac{1}{3}} \times \left(\frac{\mu_c}{\mu_w}\right)^{0,14}}{C_h \times \frac{k_h}{D_h} \times Re_h^m \times Pr_h^{\frac{1}{3}} \times \left(\frac{\mu_h}{\mu_w}\right)^{0,14}}, \quad (70)$$

joka voidaan esittää myös lineaarisessa muodossa

$$Y_1 = aX_1 + b, \quad (71)$$

jossa  $Y_1$  on

$$Y_1 = \left( \frac{1}{U} - \frac{\delta_p}{k_p} \right) \times \frac{k_c}{D_h} \times Re_c^m \times Pr_c^{\frac{1}{3}} \times \left( \frac{\mu_r}{\mu_w} \right)_c^{0,14} \quad (72)$$

ja  $X_1$  on

$$X_1 = \frac{\frac{k_c}{D_h} \times Re_c^m \times Pr_c^{\frac{1}{3}} \times \left( \frac{\mu_r}{\mu_w} \right)_c^{0,14}}{\frac{k_h}{D_h} \times Re_h^m \times Pr_h^{\frac{1}{3}} \times \left( \frac{\mu_r}{\mu_w} \right)_h^{0,14}}. \quad (73)$$

Suoran  $Y_1=aX_1+b$  kulmakerroin  $a$  on yhtä kuin  $1/C_h$  ja vakiotermi  $b$  on yhtä kuin  $1/C_c$ . Arvaamalla eksponentin arvo  $m$  saatiin muodostettua alustava  $C_h$ . Tämän jälkeen tehtiin toinen lineaarinen regressioanalyysi

$$Y_2 = cX_2 + d, \quad (74)$$

jossa  $Y_2$  on

$$Y_2 = -\ln(C_c) - m \times \ln(Re_c) \quad (75)$$

ja

$$X_2 = \ln(Re_c). \quad (76)$$

Suoran  $Y_2=cX_2+d$  kulmakerroin  $c$  on yhtä kuin eksponentin  $m$  uusi arvo ja vakiotermi  $d$  on yhtä kuin  $\ln(C_c)$ . Saadulla eksponentilla  $m$  iteroitiin uusi arvosarja kaavalla 71 kunnes kertoimet  $C_h$  ja  $C_c$  lähentyivät toisiaan, selitysaste suureni ja sallittu virhe pieneni. Kertoimen  $C_c$  arvo laskettiin vakiotermistä  $d$  kaavalla

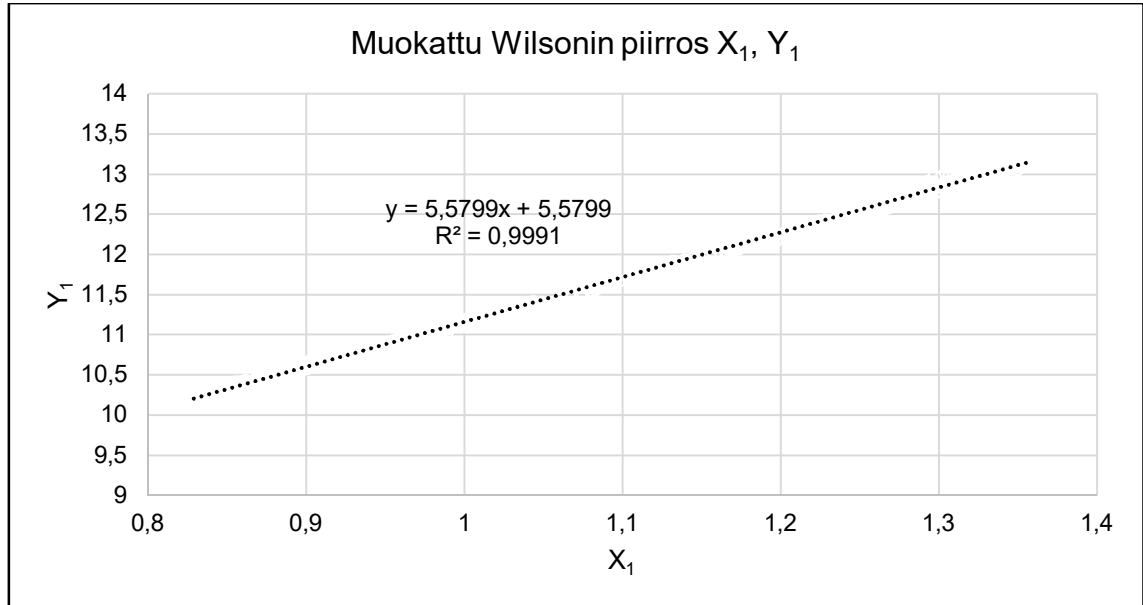
$$C_c = e^d. \quad (77)$$

Tällä tavoin saatiin laskettua lämmönsiirtimen LS1 todellinen Nusseltin korrelaatiokaava ja vastaukseksi saatiin

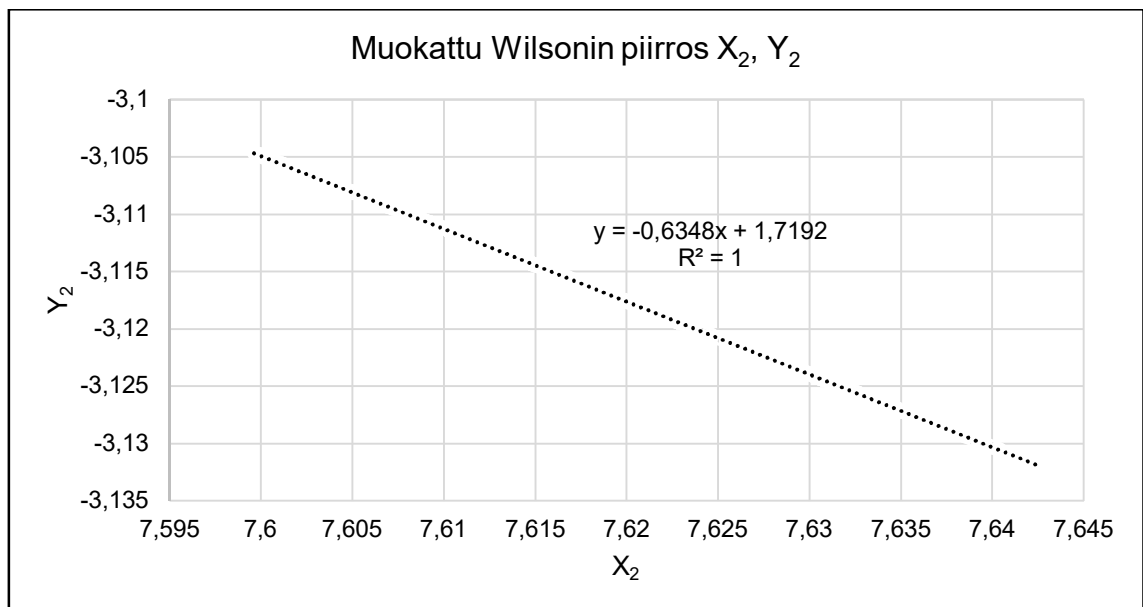


$$\text{Nu} \approx 0,179 \times \text{Re}^{0,635} \times \text{Pr}^{1/3} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}. \quad (78)$$

Muokattun Wilsonin piirroksen tulokset on esitetty kuvissa 30 ja 31.



Kuva 30. Muokattu Wilsonin piirros  $X_1, Y_1$ .



Kuva 31. Muokattu Wilsonin piirros  $X_2, Y_2$ .

Kaavan 26 arvot saatiin kuvien 30 ja 31 regressiosuorista seuraavasti:

$$C_h = C_c = \frac{1}{5,5799} \approx 0,179.$$

$$C_{c,tarkistus} = e^{1,7192} \approx 0,179.$$

$$m = -(-0,6348) \approx 0,635.$$

Kaavan 78 oikeellisuus tarkastettiin laskemalla lämmönsiirtimen kokonaislämmönläpäisykerroin  $U$  sen avulla ja vertaamalla tulosta kaavan 43 muunnoksella

$$U = \frac{\phi}{\Delta T_{lm}} \quad (79)$$

saatuun tulokseen. 24.1.2018 kerättyjen mittaustietojen perusteella suoritettuna mukaan kummankin laskentavaihtoehdon mukaan keskimääräiseksi, koko mittausjakson kokonaislämmönläpäisykerroimeksi saatiin  $U = 1649 \text{ W}/(\text{K}\cdot\text{m}^2)$ .

#### 5.1.4 Likaantumisen todentaminen

Mittaustietojen mukaan lämmönsiirtimen LS1 mitoitusilannetta vastaavassa pisteessä kokonaislämmönläpäisykerroin  $U$  oli  $1906 \text{ W}/(\text{K}\cdot\text{m}^2)$ . Kokonaislikaantumisvastus  $R_f$  ( $\text{K}\cdot\text{m}^2/\text{W}$ ) voidaan laskea kaavalla

$$R_f = \frac{1}{U_f} - \frac{1}{U} = \frac{1}{1906 \frac{\text{W}}{\text{K}\cdot\text{m}^2}} - \frac{1}{2740 \frac{\text{W}}{\text{K}\cdot\text{m}^2}} \approx 0,00016 \text{ K}\cdot\text{m}^2/\text{W}, \quad (80)$$

jossa  $U_f$  on kokonaislämmönläpäisykerroin likaantumisen jälkeen ja  $U$  on kokonaislämmönläpäisykerroin puhtaalle lämmönsiirtimelle.

Likaantumista mallinnettiin kahdella eri tavalla. Ensimmäiseksi laskettiin lämmönsiirtimen kokonaislämmönläpäisykerroin  $U$  puhtaan lämmönsiirtimen Nusseltin korrelaatiokaavalla huomioiden laskettu kokonaislikaantumisvastus  $0,00016 \text{ K}\cdot\text{m}^2/\text{W}$ . Tämä laskenta perustui valmistajan ilmoittamiin suoritusarvoihin todellisissa prosessiolosuhteissa. Toiseksi laskettiin likaisen lämmönsiirtimen kokonaislämmönläpäisykerroin  $U$  puhtaan lämmönsiirtimen korrelaatiokaavalla siten, että kaava sijoitettiin kerättyyn mit-

taustietoon. Myös tässä laskennassa huomioitiin kokonaislikaantumisvastus  $0,00016 \text{ K}\cdot\text{m}^2/\text{W}$ . Vastaukset on esitetty taulukossa 8.

Taulukko 8. Lämmönsiirtimen LS1 kokonaislämmönläpäisykertoimet  $U$  puhtaalle ja likaiselle lämmönsiirtimelle perustuen mitoitus- ja mittaustietoihin.

Lämmönsiirrin LS1 (puhdas)	Mitoitus	
	1. Kaava	2. Kaava + $R_f = 0,00016 \text{ K}\cdot\text{m}^2/\text{W}$
Nu	$\text{Nu} = 0,107 \times \text{Re}^{0,751} \times \text{Pr}^{1/3} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$	$\text{Nu} = 0,107 \times \text{Re}^{0,751} \times \text{Pr}^{1/3} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$
$U \text{ [W/(K}\cdot\text{m}^2\text{)]}$	2740	1905
Lämmönsiirrin LS1 (likainen)	Mittaus	
	3. Kaava	4. Kaava + $R_f = 0,00016 \text{ K}\cdot\text{m}^2/\text{W}$
Nu	$\text{Nu} = 0,179 \times \text{Re}^{0,635} \times \text{Pr}^{1/3} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$	$\text{Nu} = 0,107 \times \text{Re}^{0,751} \times \text{Pr}^{1/3} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$
$U \text{ [W/(K}\cdot\text{m}^2\text{)]}$	1906	1906

Taulukossa 8 on neljä eri tulosta, jotka on laskettu seuraavasti:

- $U = 2740 \text{ W/(K}\cdot\text{m}^2\text{)}$ . Laskettu mitoitusasteessa puhtaalle lämmönsiirtimelle valmistajan antamien lähtötietojen perusteella muodostetun Nusseltin korrelaatiokaavan mukaisesti.
- $U = 1905 \text{ W/(K}\cdot\text{m}^2\text{)}$ . Laskettu mitoitusasteessa puhtaalle lämmönsiirtimelle valmistajan antamien lähtötietojen perusteella muodostetun Nusseltin korrelaatiokaavan mukaisesti huomioiden kokonaislikaantumisvastus  $0,00016 \text{ K}\cdot\text{m}^2/\text{W}$ .
- $U = 1906 \text{ W/(K}\cdot\text{m}^2\text{)}$ . Laskettu mittaustietojen perusteella likaiselle lämmönsiirtimelle mittaustiedon perusteella muodostetun Nusseltin korrelaatiokaavan mukaisesti.
- $U = 1906 \text{ W/(K}\cdot\text{m}^2\text{)}$ . Laskettu mittaustietojen perusteella likaiselle lämmönsiirtimelle valmistajan antamien lähtötietojen perusteella muodostetun Nusseltin korrelaatiokaavan mukaisesti sijoittamalla kaava mittaustietoon ja huomioiden kokonaislikaantumisvastus  $0,00016 \text{ K}\cdot\text{m}^2/\text{W}$ .

Tulokset 2, 3 ja 4 vastaavat toisiaan, kuten oli oletettavissa. Puhtaalle ja likaiselle lämmönsiirtimelle lasketut Nusseltin luvun korrelaatiokaavat (68 ja 78) antavat kokonaislämmönläpäisykertoimelle  $U$  saman tuloksen. Tästä voidaan päätellä, että saadut korrelaatiokaavat kuvaavat hyvin prosessiolosuhteiden muutoksia.

Likaantumista selvitetiin myös käytännössä selvittämällä putkiverkostoihin tehtyjen prosessinesteanalyysien historiaa. Kävi ilmi, että lauhdepiirin analyysi oli tehty aikai-

semmin ja siinä oli havaittu poikkeamia. Etyleeniglykolin seassa ja siihen liunneena oli ollut muun muassa ollut kovaa, osittain magneettista sakkaa (kuva 32, näyte A), kalkkimaista sakkaa (kuva 32, näyte B) sekä erilaisia vierasesineitä ja roskia (kuva 32, näyte C).

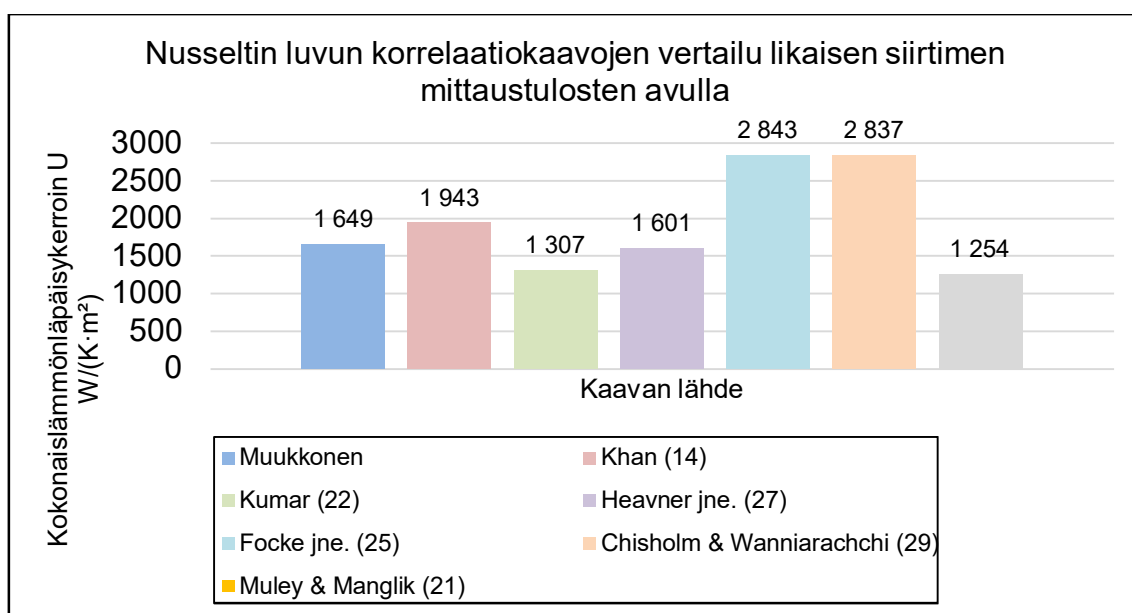


Kuva 32. Lauhdepiirin analyysi (KL-Lämpö Oy).

Lämpöpumppulaitoksen käyttäjältä saadun tiedon mukaan lämmönsiirintä LS1 ei ollut puhdistettu analyysin jälkeen. On siis erittäin todennäköistä, että kuvan 32 mukaisia aineita on kulkeutunut myös lämmönsiirtimen ja olivat siellä vieläkin tämän työn tekemiseen liittyvien mittausten suorittamisen aikana.

### 5.1.5 Korrelaatiokaavojen vertailu ja uuden lämmönsiirtimen mitoitus

Mittaustulosten perusteella muodostettua kaavaa (kaava 78) verrattiin liitteessä 1 esitettyihin, eri kirjallisuuslähteistä poimituihin Nusseltin luvun korrelaatiokaavoihin. Kaavat sovitettiin mittaustietoihin ja kokonaislämmönläpäisykerroimen  $U$  laskennassa *huomioitiin aikaisemmin saatu kokonaislikaantumsvastus*  $0,00016 \text{ K}\cdot\text{m}^2/\text{W}$ . Vertailuun valittiin vain sellaisia korrelaatiokaavoja, jotka soveltuvat noin  $30^\circ$ :n aallotuskulmalla olevien lämmönsiirtolevyjen laskentaan. Saadut tulokset on esitetty kuvassa 33.



Kuva 33. Nusseltin luvun korrelaatiokaavojen vertailu likaisen siirtimen mittaustulosten avulla.

Tuloksista päätellen Heavnerin ym. (27) tutkimuksen perusteella saatu korrelaatiokaava vastaa hyvin mittaustulosten mukaisen kaavan kanssa. Laskettujen kokonaislämmönläpäisykerroimien välillä on vain noin  $3\%$ :n ero. Heavnerin ym. (27) tutkimuksessa ei ole kunnolla dokumentoitu käytettyjen lämmönsiirtolevytyyppien ominaisuuksia, mutta vertailuun valittu kaava on saatu käytettäessä  $34^\circ$ :n aallotuskulmalla olevaa levyä. Tarkastelun kohteena olevan LS1-lämmönsiirtimen M15-MFM keskimääräisen aallotuskulmaa voidaan ajatella olevan  $32,6^\circ$ , koska lämmönsiirtimessä on yhteensä 18 M-kanavaa ( $45^\circ$ ) ja 84 L-kanavaa ( $30^\circ$ ). Khanin kaavalla ero on noin  $18\%$ , Kumarin noin  $20\%$  ja muiden kaavoilla enemmän suuntaan tai toiseen. Uuden lämmönsiirtimen mitoituksessa päätettiin tämän vuoksi kokeilla Heavnerin ym. kaavoja, koska tarkempaa tietoa tulevan lämmönsiirtimen lämmönsiirtolevyistä ei ollut käytettävissä.

Uudeksi lämmönsiirtimeksi valittiin M-tyyppin virtauskanavilla oleva M15-runkoinen lämmönsiirrin, koska konehuoneessa olevassa asennuspaikassa ei ole tilaa ainakaan suuremmalle lämmönsiirtimelle. Nusseltin luvun korrelaatiokaavaksi valittiin Heavnerin ym. (27) 45:n asteen aallotuskulmalla olevan lämmönsiirtolevyn kaava

$$Nu = 0,195 \times \phi^{0,308} \times Re^{0,692} \times Pr^{1/3} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,17}. \quad (81)$$

Laskennassa hyödynnettiin aikaisemmin saatua kohennuskerrointa  $\phi=1,227$ , koska uuden lämmönsiirtimen lämmönsiirtolevyn koko on sama kuin nykyisessä lämmönsiirtimessä. Lisäksi muiden suureiden kuten esimerkiksi prässäisyvyvyyden (b), lämmönsiirtopinnan (s) ja lämmönsiirtolevyn koon oletettiin olevan samoja kuin nykyisessä lämmönsiirtimessä. Laskentatulokset on esitetty taulukossa 9. Lisäksi mitoitus pyydettiin suoraan laitetoimittajalta. Nämä tulokset on esitetty taulukossa 10.

Taulukko 9. Uuden lämmönsiirtimen omat mitoitusarvot.

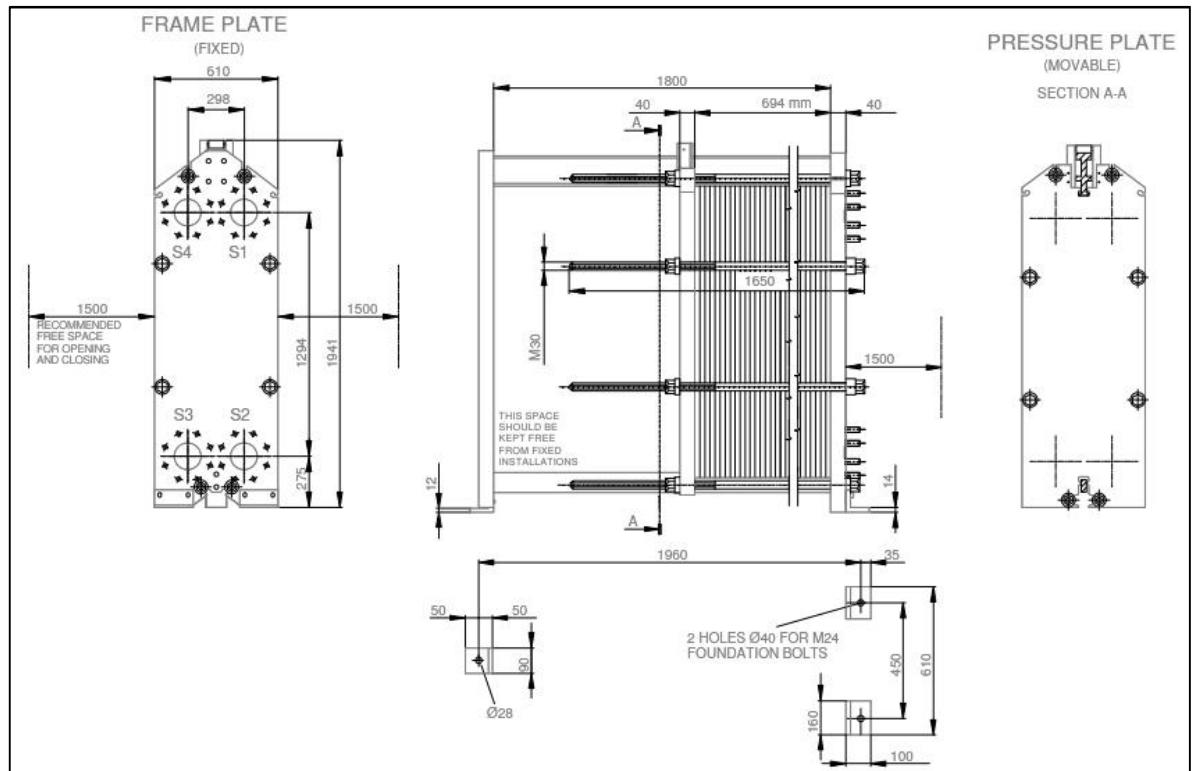
<b>M15-MFM (oma mitoitus)</b>			<b>Vesi</b>	<b>Liuos ETG til.-% 40</b>
Teho	P	kW	2000	
Lämpötila sisään	$T_i$	°C	25	52
Lämpötila ulos	$T_o$	°C	50	43
Logaritminen keskilämpötilaero	$\theta_{ln}$	K	7,28	
Tarvittu pinta-ala	$A_{tarv}$	m <sup>2</sup>	108,5	
Levyjen lukumäärä	N	kpl	175	Tehollisia levyjä 173 kpl
Kanavien lukumäärä	$N_{cp}$	kpl	87	87
Lämmönläpäisykerroin	U	W/(K·m <sup>2</sup> )	2532	

Taulukko 10. Uuden lämmönsiirtimen laitetoimittajalta saadut mitoitusarvot.

<b>M15-MFM (laitetoimittaja)</b>			<b>Vesi</b>	<b>Liuos ETG til.-% 40</b>
Teho	P	kW	2000	
Lämpötila sisään	$T_i$	°C	25	52
Lämpötila ulos	$T_o$	°C	50	43
Logaritminen keskilämpötilaero	$\theta_{ln}$	K	7,28	
Tarvittu pinta-ala	$A_{tarv}$	m <sup>2</sup>	95,5	
Levyjen lukumäärä	N	kpl	156	Tehollisia levyjä 154 kpl
Kanavien lukumäärä	$N_{cp}$	kpl	77	78
Lämmönläpäisykerroin	U	W/(K·m <sup>2</sup> )	2865	

Uuden lämmönsiirtimen (kuva 34) lämmönsiirtopinta-alaksi saatiin kaavaa 81 käyttäen 108,5 m<sup>2</sup>, joka toteutuu 173:lla tehollisella lämmönsiirtolevyllä. Kokonaislämmönläpäisykerroimeksi saatiin 2532 W/(K·m<sup>2</sup>). Laitetoimittajan mitoituksen mukaan lämmön-

siirtopinta-alaa tarvitaan vain 95,5 m<sup>2</sup>, joka toteutuu 154:lla lämmönsiirtolevyllä kokonaislämmönläpäisykertoimen ollessa 2865 W/(K·m<sup>2</sup>). Heavnerin ym. (27) kaavalla tulee siis noin 14 % liian suuri lämmönsiirrin, joka toisi mukanaan myös lisäkustannuksia. Laitetoimittajan mukaan prosessiolosuhteita vastaavan lämmönsiirtimen investointikulu on 9500 euroa (alv 0 %) toimitettuna kohteeseen.



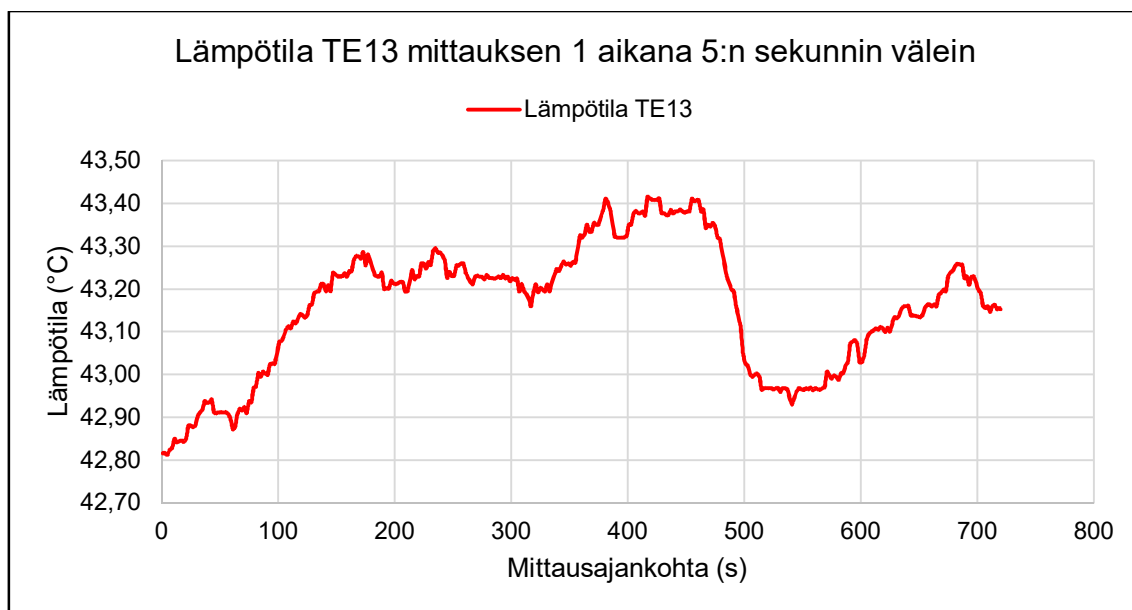
Kuva 34. Uuden M15-MFM lämmönsiirtimen LS1 mittapiirustus (Alfa Laval).

## 5.2 Lämpöpumppujen suoritusarvomittaukset

Lämpökertoimen ( $COP_{\phi}$ ) mittauksen taserajana pidettiin kuvassa 19 esitettyä  $COP$ -taserajaa, koska lauhduttimille menevän ja lauhduttimilta palaavan liuoksen lämpötilaerosta haluttiin mahdollisimman tarkka mittaustulos. Näin ollen lämpöpumppujen lämmitystehon laskentaan käytettiin kuvan 19 mukaisia lämpötilamittauksia TE1–TE8, eikä esimerkiksi lämpötilamittauksia TE9 ja TE13.

### 5.2.1 Mittaustulokset liuoksen lämpötilalla 52 °C

Mittaus suoritettiin lämpöpumppujen lämmityksen asetusarvolla 52 °C, ja mittauksen kesto oli yksi tunti. Mittaustuloksia muodostettiin viiden sekunnin välein yhteensä 720 kpl. Lauhdepiirin paluulämpötilan TE13 säädön vakaus on esitetty kuvassa 35.



Kuva 35. Lämpötila TE13 mittauksen 1 aikana.

Kuvasta voidaan lukea, että lämpöpumpuille tulevan liuoksen lämpötila vaihteluvälin suuruus oli 0,6 °C keskiarvon ollessa 43,2 °C.

Taulukossa 11 on esitetty mittauksen tulokset ja lasketut, lämpöpumppukohtaiset lämpökertoimet. Taulukossa on esitetty myös höyrystinpuolen prosessiarvot informatiivisista syistä. Höyrystinpuolen tehon laskennassa on käytetty 30 prosenttisen (til.-%) etyleeniglykolin tiheytenä 1051,33 kg/m<sup>3</sup> ja ominaislämpökapasiteettina 3594 J/(kg·K).



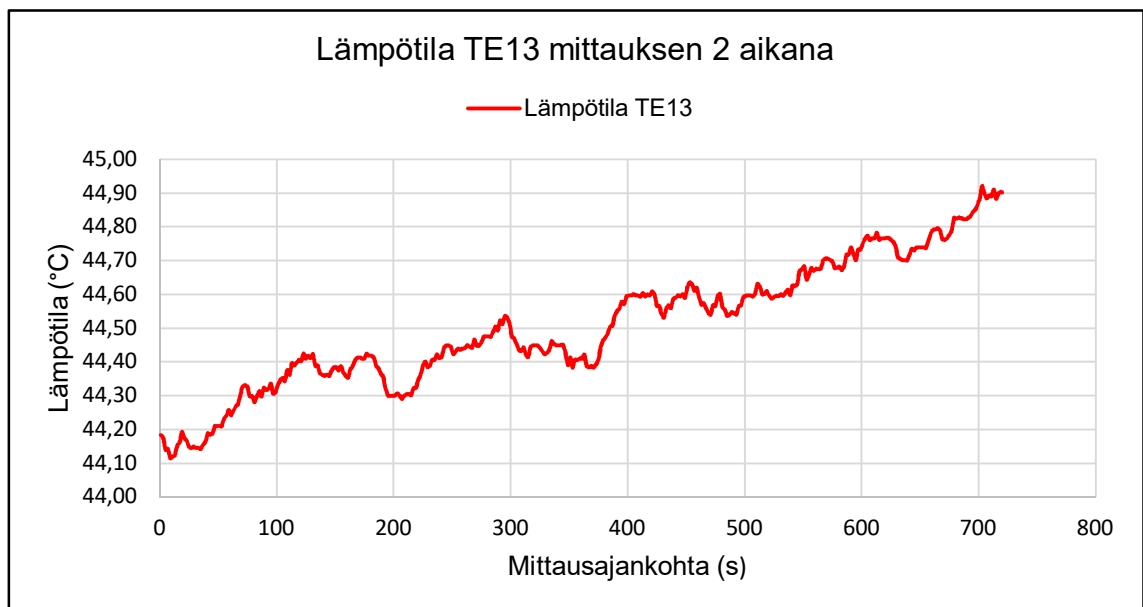
Taulukko 11. Mittauksen 1 tulokset.

Mittaus 1, liuoksen t = 52 °C			LP1	LP2	LP3
Lauhdutin	Sisään	°C	42,96	43,16	43,00
	Ulos	°C	52,10	52,08	51,93
	Lämpötilaero	K	9,13	8,92	8,92
	Virtaama	dm <sup>3</sup> /s	15,69	15,69	15,69
	Lämmitysenergia	kWh	534,66	522,10	522,40
Höyrystin	Sisään	°C	2,93	2,98	3,03
	Ulos	°C	-0,05	-0,12	0,11
	Lämpötilaero	K	2,98	3,10	2,92
	Virtaama	dm <sup>3</sup> /s	32,58	32,58	32,58
	Jäähdytysenergia	kWh	366,25	381,25	359,66
Kone	Sähkönkulutus	kWh	159,40	168,50	153,90
	Lämpökerroin	COP	3,35	3,10	3,39

Lämpöpumppujen lämmitysenergian tuotto oli mittausjaksolla 1579 kWh, sähkönkulutus oli yhteensä 481,8 kWh ja lämpökerroin ( $COP_{\phi}$ ) oli 3,28.

### 5.2.2 Mittaustulokset liuoksen lämpötilalla 53 °C

Mittaus suoritettiin lämpöpumppujen lämmityksen asetusarvolla 53 °C, ja mittauksen kesto oli yksi tunti. Mittaustuloksia muodostettiin viiden sekunnin välein yhteensä 720 kpl. Lauhdepiirin paluulämpötilan TE13 säädön vakaus on esitetty kuvassa 36.



Kuva 36. Lämpötila TE13 mittauksen 2 aikana.

Kuvasta voidaan lukea, että lämpöpumpuille tulevan liuoksen lämpötila vaihteluvälin suuruus oli 0,8 °C keskiarvon ollessa 44,5 °C.

Taulukossa 12 on esitetty mittauksen tulokset ja lämpökertoimet.

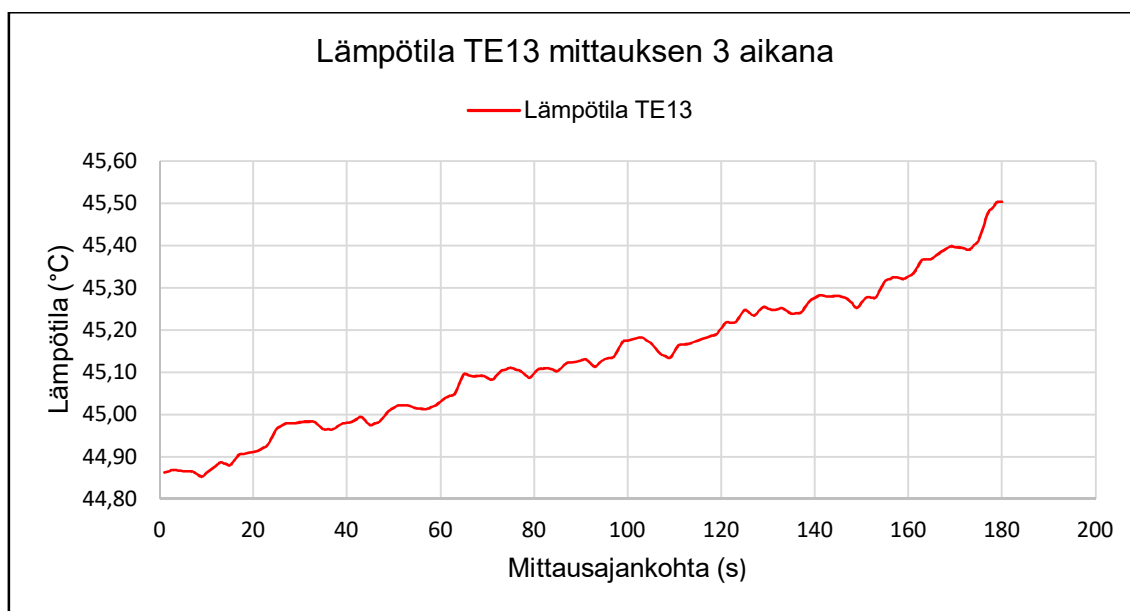
Taulukko 12. Mittauksen 2 tulokset.

Mittaus 2, liuoksen t = 53 °C			LP1	LP2	LP3
Lauhdutin	Sisään	°C	44,31	44,52	44,40
	Ulos	°C	52,87	53,06	52,93
	Lämpötilaero	K	8,57	8,55	8,53
	Virtaama	dm <sup>3</sup> /s	15,59	15,59	15,59
	Lämmitysenergia	kWh	498,65	497,44	496,68
Höyrystin	Sisään	°C	3,01	3,03	3,09
	Ulos	°C	0,26	0,13	0,33
	Lämpötilaero	K	2,75	2,90	2,76
	Virtaama	dm <sup>3</sup> /s	32,53	32,53	32,53
	Jäähdytysenergia	kWh	337,83	356,19	338,86
Kone	Sähkönkulutus	kWh	152,10	164,80	150,90
	Lämpökerroin	COP	3,28	3,02	3,29

Lämpöpumppujen lämmitysenergian tuotto oli mittausjaksolla 1493 kWh, sähkönkulutus oli yhteensä 467,8 kWh ja lämpökerroin ( $COP_{\phi}$ ) oli 3,19.

### 5.2.3 Mittaustulokset liuoksen lämpötilalla 54 °C

Mittaus suoritettiin lämpöpumppujen lämmityksen asetusarvolla 54 °C, ja mittauksen kesto oli viisitoista minuuttia. Mittaustuloksia muodostettiin viiden sekunnin välein yhteensä 180 kpl. Lauhdepiirin paluulämpötilan TE13 säädön vakaus on esitetty kuvassa 37.



Kuva 37. Lämpötila TE13 mittauksen 3 aikana.

Kuvasta voidaan lukea, että lämpöpumpuille tulevan liuoksen lämpötila vaihteluvälin suuruus oli 0,7 °C keskiarvon ollessa 45,1 °C.

Taulukossa 13 on esitetty mittauksen tulokset lämpökertoimet.

Taulukko 13. Mittauksen 3 tulokset.

Mittaus 3, liuoksen t = 54 °C			LP1	LP2	LP3
Lauhdutin	Sisään	°C	44,92	45,14	44,98
	Ulos	°C	53,05	53,94	53,83
	Lämpötilaero	K	8,13	8,80	8,85
	Virtaama	dm <sup>3</sup> /s	15,75	15,75	15,75
	Lämmitysenergia	kWh	119,65	129,42	130,15
Höyrystin	Sisään	°C	3,27	3,29	3,37
	Ulos	°C	0,67	0,30	0,51
	Lämpötilaero	K	2,60	2,99	2,87
	Virtaama	dm <sup>3</sup> /s	32,70	32,70	32,70
	Jäähdytysenergia	kWh	80,24	92,28	88,49
Kone	Sähkönkulutus	kWh	36,80	43,10	39,80
	Lämpökerroin	COP	3,25	3,00	3,27

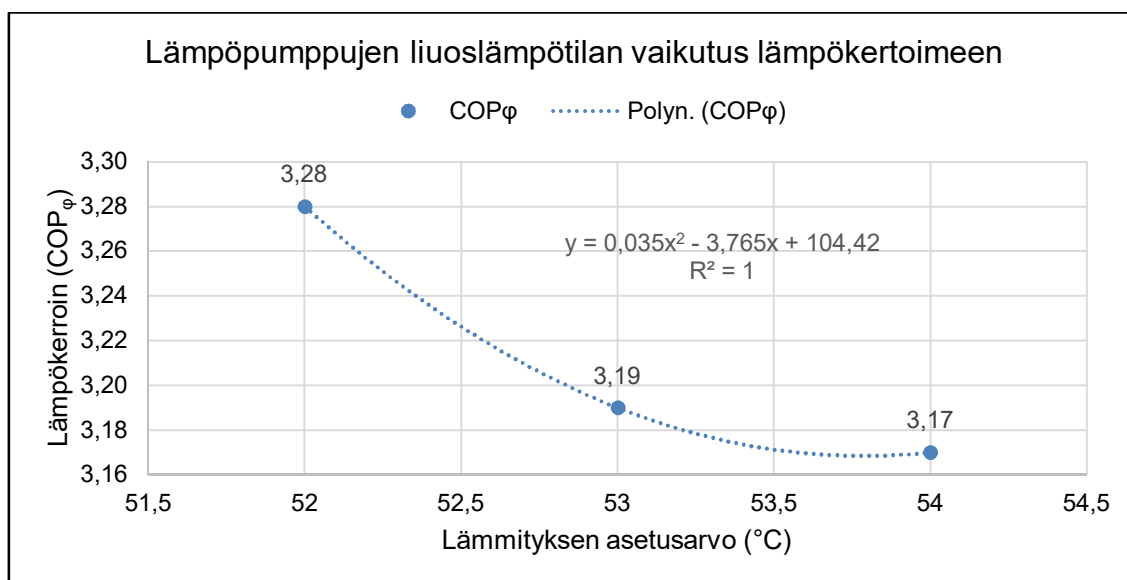
Lämpöpumpujen lämmitysenergian tuotto oli mittausjaksolla 379 kWh, sähkönkulutus oli yhteensä 119,7 kWh ja lämpökerroin ( $COP_{\phi}$ ) oli 3,17.

### 5.3 Liuoslämpötilan 55 °C vaikutus lämpökertoimeen

Lämpöpumppujen liuoslämpötilan 55 °C vaikutusta lämpökertoimeen tarkasteltiin kolmesta eri näkökulmasta: Mittaustulosten perusteella, tutkimalla asiaa kylmäprosessin avulla hyödyntäen lämpöpumpuista mittausten 1–3 aikana saatuja toiminta-arvoja ja teoriaan perustuen. Tarkoitus oli pohtia, millä tavalla voidaan arvioida tai laskea riittäväällä tarkkuudella lämpökerroin 55 °C:n liuoslämpötilalle.

#### 5.3.1 Tarkastelu mittaustulosten perusteella

Mittauksista 1–3 saaduista tuloksista piirrettiin kuvaaja Excel-taulukkolaskentaohjelmalla (kuva 38).



Kuva 38. Lämpöpumppujen liuoslämpötilan vaikutus lämpökertoimeen.

Muodostetun mallin avulla ei saatu luotettavaa tulosta 55 °C:n liuoslämpötilaa vastaavalle lämpökertoimelle, koska mittauspisteitä oli liian vähän. Otannan kasvattaminen olisi ollut tarpeen.

## 5.3.2 Tarkastelu lämpöpumppujen toiminta-arvojen perusteella

Mittausten 1–3 aikana lämpöpumppujen toiminta-arvot kerättiin talteen ja taulukoitiin taulukkoon 14.

Taulukko 14. Lämpöpumppujen toiminta-arvot.

Mittaus 1	LP1		LP2		LP3		ka.
	SYS1	SYS2	SYS1	SYS2	SYS1	SYS2	
EVAP BAR(G)	1,7	1,72	1,61	1,54	1,67	1,65	1,65
DISCH BAR(G)	12,8	12,8	13,2	13,3	12,9	12,7	12,95
CONDENSER BAR(G)	12,8	12,8	13,1	13,2	12,9	12,6	12,90
SUBCOOLED LIQUID TEMP	47,6	45,9	45,9	47,2	46,8	45,6	46,50
EVAP SUPERHEAT	1,7	1,8	3,4	2,4	2,4	2,7	2,40
EVAP TEMP	-0,3	0,2	0,2	-0,8	-0,6	-0,2	-0,25
EVAP SAT TEMP	-2,1	-1,6	-3,3	-3,2	-2,9	-2,9	-2,67
DISCHARGE SUPERHEAT	12,3	19,7	19,6	18,8	9,5	20,4	16,72
DISCHARGE TEMP	65,7	71,2	72,9	72	61,6	72,6	69,33
DISCHARGE SAT TEMP	53,4	51,6	53,3	53,2	52,1	52,2	52,63
Mittaus 2	LP1		LP2		LP3		ka.
	SYS1	SYS2	SYS1	SYS2	SYS1	SYS2	
EVAP BAR(G)	1,7	1,87	1,67	1,72	1,77	1,74	1,75
DISCH BAR(G)	13,4	13,1	13,5	13,6	13,5	13,1	13,37
CONDENSER BAR(G)	13,3	13,2	13,5	13,5	13,5	12,9	13,32
SUBCOOLED LIQUID TEMP	48,2	47,2	47,3	48,5	48,1	47,1	47,73
EVAP SUPERHEAT	1,5	1,4	2	2	1,3	1,9	1,68
EVAP TEMP	0,5	0,9	-0,4	0	0	0,5	0,25
EVAP SAT TEMP	-1,1	-0,5	-2,4	-2	-1,3	-1,4	-1,45
DISCHARGE SUPERHEAT	18,3	7,4	17,4	6,6	14,2	20,2	14,02
DISCHARGE TEMP	72,1	60,4	71,4	60,8	67,9	72,8	67,57
DISCHARGE SAT TEMP	53,8	53,1	53,9	54,2	53,8	52,6	53,57
Mittaus 3	LP1		LP2		LP3		ka.
	SYS1	SYS2	SYS1	SYS2	SYS1	SYS2	
EVAP BAR(G)	1,72	1,78	1,66	1,59	1,67	1,69	1,69
DISCH BAR(G)	13,5	13,2	13,7	13,8	13,7	13,4	13,55
CONDENSER BAR(G)	13,4	13,1	13,6	13,7	13,7	13,2	13,45
SUBCOOLED LIQUID TEMP	48,3	47,2	47,9	49,2	48,7	47,6	48,15
EVAP SUPERHEAT	2,6	1,6	2	2,7	2,3	2,5	2,28
EVAP TEMP	0,7	1	-0,6	-0,1	-0,1	0,4	0,22
EVAP SAT TEMP	-1,9	-0,6	-2,7	-2,8	-2,4	-2,2	-2,10
DISCHARGE SUPERHEAT	18,9	18,9	17,4	11	17,8	18,7	17,12
DISCHARGE TEMP	72,7	72,1	71,6	65,8	72,1	72,3	71,10
DISCHARGE SAT TEMP	53,8	53,1	54,1	54,8	54,3	53,7	53,97

Toimintapisteet kerättiin lämpöpumppukohtaisesti kummastakin kylmäainepiiristä (SYS1 ja SYS2). Lopuksi kaikista arvoista laskettiin aritmeettinen keskiarvo. Keskiarvon avulla käynnissä olevien lämpöpumppujen kylmäprosesseista muodostettiin yksi yhteinen kylmäprosessi lämpötilakohtaisesti. Taulukon 14 englanninkielisiä käsitteitä vastaavat suomennotukset on esitetty sivulla 50.

Kuumakaasun loppulämpötilaa tutkittiin piirtämällä mittausten 1–3 kylmäaineiden kiertoprosessit log p, h -tilapiirrokseseen. Tämän jälkeen kylmäkertoimelle ( $COP_e$ ) iteroitiin sellainen arvo, joka vastaa mittauksista saatuja lämpökertoimia. Coolpack-ohjelma ei näytä suoraan lämpökerrointa, joten iteroinnin arvona käytettiin lämpökerrointa  $COP_\phi - 1 = COP_e$ . Kylmäkerroin iteroitiin siten, että sähköenergian kulutus (kWh) vastaa tuotettua lämmitysenergiaa (kWh).

Kun mittauksen 1 lämpöpumppujen keskimääräiset toiminta-arvot taulukosta 14 syötettiin Coolpack-ohjelmaan, saatiin tulokseksi, että kyseisen prosessin tehokkuus toteutuu isentrooppisen hyötysuhteen ( $\eta_s$ ) ollessa 0,60 (kuva 39).

Select cycle number:		<b>Values:</b>			
<b>(1)</b>		Evaporating temperature [°C]:	-2,73	Condensing temperature [°C]:	52,14
		Superheat [K]:	2,40	Subcooling [K]:	5,64
		Dp evaporator [bar]:	0,00	Dp condenser [bar]:	0,00
		Dp suction line [bar]:	0,00	Dp liquid line [bar]:	0,00
		Dp discharge line [bar]:	0,00		
		Isentropic efficiency [0-1]:	0,60		
<input type="button" value="Delete cycle"/>					
<b>Calculated:</b>		<b>Dimensioning:</b>		<b>Volumetric efficiency</b>	
Qe [kJ/kg]:	131,781	Qe [kW]:	<input type="text" value="1096,521"/>	n_vol:	<input type="text" value="0,00"/>
Qc [kJ/kg]:	189,685	Qc [kW]:	<input type="text" value="1578,321"/>	Displacement [m <sup>3</sup> /h]: 0	
COP:	2,28	m [kg/s]:	<input type="text" value="8,32075920"/>		
W [kJ/kg]:	57,903	V [m <sup>3</sup> /h]:	<input type="text" value="2300,7135"/>		
Pressure ratio [-]:	5,245	W [kW]:	<input type="text" value="481,800"/>		
		Q loss [kW]:	<input type="text" value="0,000"/>		

Kuva 39. Kylmäprosessin tehokkuus mittauksen 1 aikana.

Puristuksen loppulämpötilaksi tulee kaavalla 32 laskettuna 78,7 °C. Saman tuloksen antaa myös Coolpack-ohjelma.

Kun mittauksen 2 lämpöpumppujen keskimääräiset toiminta-arvot taulukosta 14 syötettiin Coolpack-ohjelmaan, saatiin tulokseksi, että kyseisen prosessin tehokkuus toteutuu isentrooppisen hyötysuhteen ( $\eta_s$ ) ollessa 0,58 (kuva 40).

Select cycle number:		Values:			
(1)		Evaporating temperature [°C]:	-1,72	Condensing temperature [°C]:	53,57
		Superheat [K]:	1,68	Subcooling [K]:	5,84
		Dp evaporator [bar]:	0,00	Dp condenser [bar]:	0,00
		Dp suction line [bar]:	0,00	Dp liquid line [bar]:	0,00
		Dp discharge line [bar]:	0,00		
		Isentropic efficiency [0-1]:	0,58		
Delete cycle					
Calculated:		Dimensioning:		Volumetric efficiency	
Qe [kJ/kg]:	129,832	Qe [kW]:	1025,014	n_vol:	0,00
Qc [kJ/kg]:	189,085	Qc [kW]:	1492,814	Displacement [m <sup>3</sup> /h]:	0
COP:	2,19	m [kg/s]:	7,89494105		
W [kJ/kg]:	59,253	V [m <sup>3</sup> /h]:	2098,7289		
Pressure ratio [-]:	5,236	W [kW]:	467,800		
		Q loss [kW]:	0,000		

Kuva 40. Kylmäprosessin tehokkuus mittauksen 2 aikana.

Puristuksen loppulämpötilaksi tulee kaavalla 32 laskettuna 80,5 °C. Saman tuloksen antaa myös Coolpack-ohjelma.

Kun mittauksen 3 lämpöpumppujen keskimääräiset toiminta-arvot taulukosta 14 syötettiin Coolpack-ohjelmaan, saatiin tulokseksi, että kyseisen prosessin tehokkuus toteutuu isentrooppisen hyötysuhteen ( $\eta_s$ ) ollessa 0,59 (kuva 41).

Select cycle number:		Values:			
(1)		Evaporating temperature [°C]:	-2,32	Condensing temperature [°C]:	53,97
		Superheat [K]:	2,28	Subcooling [K]:	5,82
		Dp evaporator [bar]:	0,00	Dp condenser [bar]:	0,00
		Dp suction line [bar]:	0,00	Dp liquid line [bar]:	0,00
		Dp discharge line [bar]:	0,00		
		Isentropic efficiency [0-1]:	0,59		
Delete cycle					
Calculated:		Dimensioning:		Volumetric efficiency	
Qe [kJ/kg]:	129,373	Qe [kW]:	260,300	n_vol:	0,00
Qc [kJ/kg]:	188,866	Qc [kW]:	380,000	Displacement [m <sup>3</sup> /h]:	0
COP:	2,17	m [kg/s]:	2,01201294		
W [kJ/kg]:	59,493	V [m <sup>3</sup> /h]:	548,0349		
Pressure ratio [-]:	5,406	W [kW]:	119,700		
		Q loss [kW]:	0,000		

Kuva 41. Kylmäprosessin tehokkuus mittauksen 3 aikana.

Puristuksen loppulämpötilaksi tulee kaavalla 32 laskettuna 81,0 °C. Saman tuloksen antaa myös Coolpack-ohjelma.

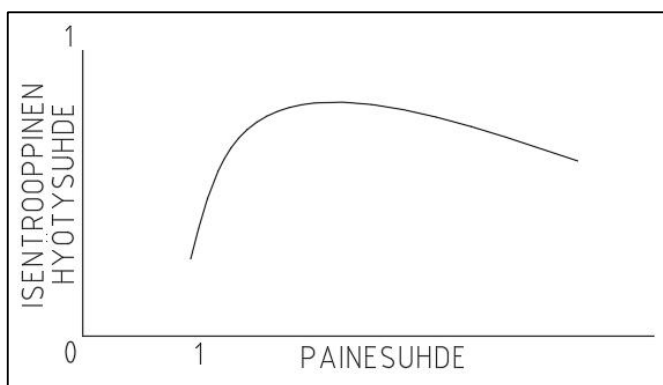
Kiertoprosesseja lämpöpumppukohtaisesti tarkasteltuna isentrooppinen hyötysuhde ( $\eta_s$ ) vaihtelee konekohtaisesti välillä 0,55–0,61. Toisaalta isentrooppiset hyötysuhteet ovat todennäköisesti korkeampia, koska lämpökerroin laskettuna kaavalla 12 voidaan esittää tarkemmin myös kaavalla 82

$$\text{COP}_\varphi = \frac{Q}{W} = \eta_c \times \varphi_c = \eta_r \times \eta_s \times \eta_{mk} \times \eta_m \times \varphi_c, \quad (82)$$

jossa  $\eta_c$  on *Carnot*-hyvyyskerroin,  $\varphi_c$  on kaavalla 6 laskettava *Carnot*-lämpökerroin,  $\eta_r$  on kylmäaineen termodynaaminen hyötysuhde,  $\eta_s$  on isentrooppinen hyötysuhde,  $\eta_{mk}$  on kompressorin mekaaninen hyötysuhde ja  $\eta_m$  on moottorin hyötysuhde.

Imu- ja paineliitäntöjen tilojen perusteella määritetty isentrooppinen hyötysuhde on siis vain yksi tekijä kokonaishyötysuhteen muodostumisessa. Sähköenergian kokonaiskulutukseen vaikuttavat myös edellä kuvatut muut hyötysuhteet. Lisäksi Coolpack-ohjelmalla iteroitujen isentrooppisten hyötysuhteiden oikeellisuus on muutenkin kyseenalainen, koska lämpöpumput on varustettu ekonomaisereilla.

Ruuvikompressorin isentrooppinen hyötysuhde muuttuu myös painesuhteen  $\Pi$  mukaan (40, s. 486; 41, s. 1126) kuvan 42 mukaisesti.



Kuva 42. Isentrooppinen hyötysuhde painesuhteen funktiona.

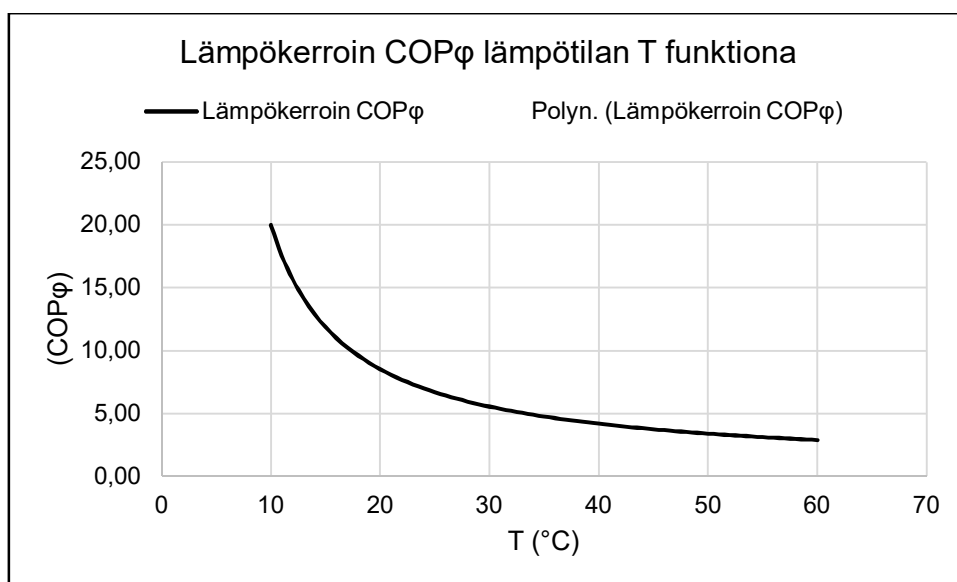
Myöskään tämän tarkastelun perusteella ei voitu luotettavasti arvioida lämpökerrointa liuoslämpötilalle 55 °C.



### 5.3.3 Tarkastelu teorian perusteella

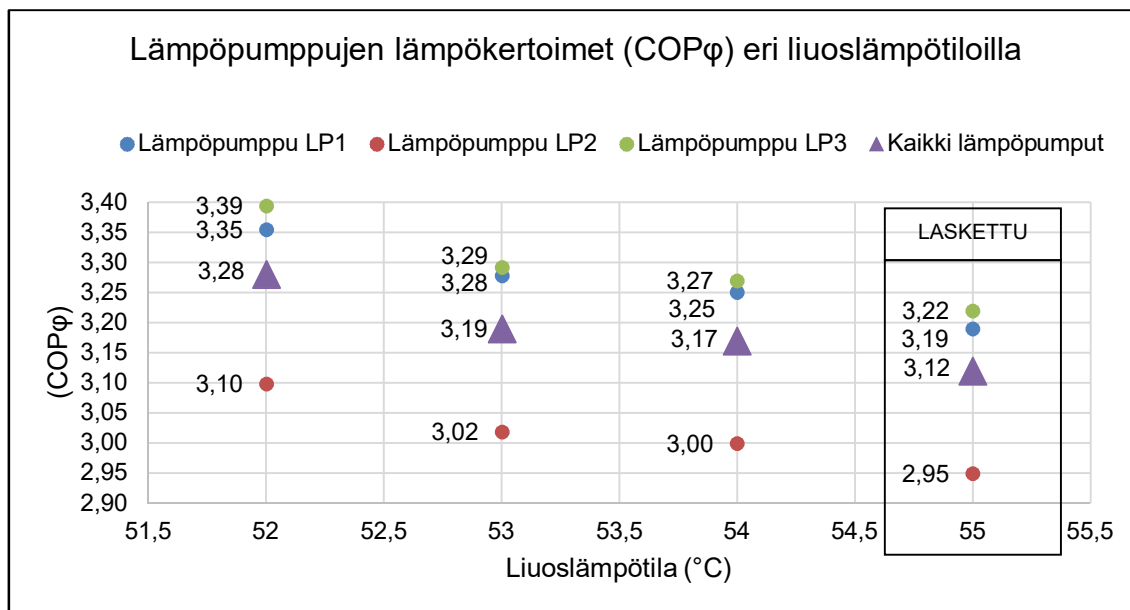
Kaavaa 6 apuna käyttäen voidaan piirtää kuvaaja (kuva 43), jossa *Carnot*-lämpökerroin  $\varphi_c$  on kerrottu aikaisemmin määritetyllä *Carnot*-hyvyyskertoimella  $\eta_c$  (42, s. 56). Lämpötilan  $T$  arvot on piirretty 10 °C:stä 60 °C:een. *Carnot*-lämpökertoimen  $\varphi_c$  laskemisessa olevan  $T_0$ :n arvo on vakio 3 °C, joka on myös mittauksista 1–3 saatu keskiarvo. *Carnot*-hyvyyskertoimeksi  $\eta_c$  iteroitiin 0,494 mittauksien 1–3 perusteella saatujen lämpökertoimien avulla. Toisien sanoen hyvyyskertoimeksi haettiin sellainen luku, että alla olevan kuvaajan lämpökerroin  $\text{COP}_\varphi$  vastaa mahdollisimman tarkasti mittaustuloksia liuoslämpötiloilla 52 °C, 53 °C ja 54 °C.

$$\text{COP}_\varphi = \frac{T}{T-T_0} \times \eta_c. \quad (83)$$



Kuva 43. Lämpökerroin  $\text{COP}_\varphi$  lämpötilan  $T$  funktiona.

Kuvaajan avulla laskettiin lämpökerroin  $\text{COP}_\varphi$  liuoslämpötilalle 55 °C. Vastaukseksi saatiin  $\text{COP}_\varphi = 3,12$ . Tämä jaettiin lämpöpumpuille LP1–LP3 aikaisempien, mittaustuloksista saatujen lämpökertoimien suhteessa, jolloin saatiin kuvan 44 LASKETTUKENTÄSSÄ olevat tulokset.



Kuva 44. Lämpöpumppujen lämpökertoimet ( $COP_{\phi}$ ) eri lämpötilan asetusarvoilla.

Lämpöpumpun LP1 lämpökertoimeksi saatiin  $COP_{\phi} = 3,19$ , lämpöpumpun LP2 lämpökertoimeksi saatiin  $COP_{\phi} = 2,95$  ja lämpöpumpun LP3 lämpökertoimeksi saatiin  $COP_{\phi} = 3,22$  kaikkien lämpöpumppujen yhteenlasketun lämpökertoimen ollessa aikaisemmin mainittu  $COP_{\phi} = 3,12$ .

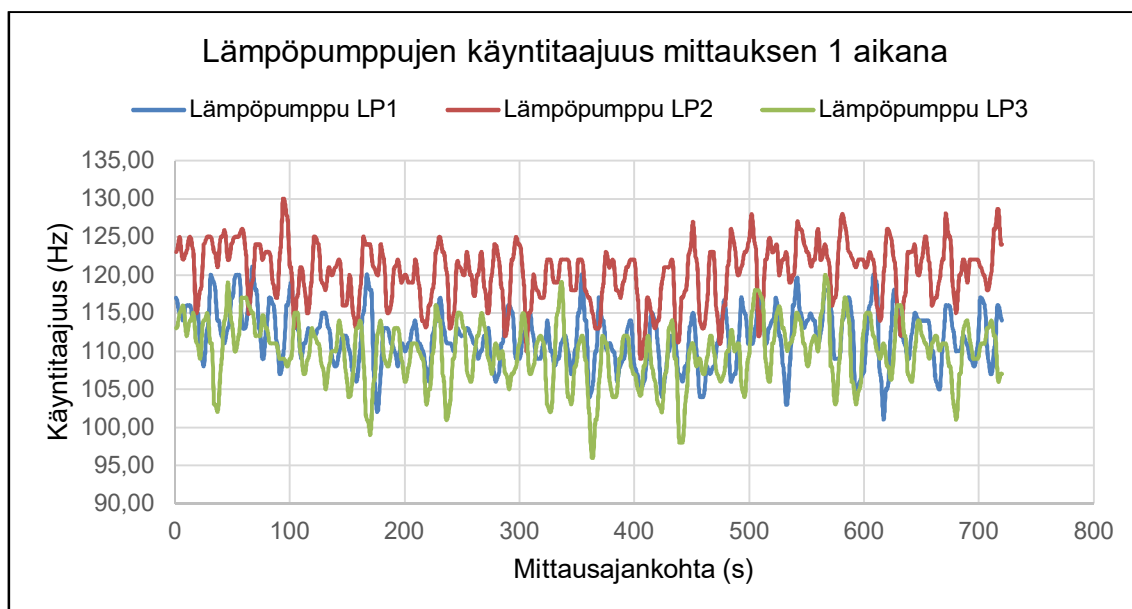
## 6 Lämpöpumppujen mittaus- ja laskentatulosten pohdinta ja virhetarkastelu

Lämpöpumpun LP2 lämpökerroin on merkittävästi huonompi kuin lämpöpumppujen LP1 ja LP2. Toisaalta selvää lämpökertoimien heikentymistä oli havaittavissa, kuten oli ennustettavissa. Myös lämpöpumppujen kuumakaasun matala lämpötila herätti ihmetystä. Yllä mainittuja asioita ryhdyttiin pohtimaan tutkimalla tarkemmin lämpöpumppuja, mittausjärjestelyjä ja mittausten suorittamista yleensä.

Mittausten aikaisen säädön osittaisen epäonnistumisen epäiltiin aiheuttaneen mittausepä tarkkuutta. Kuten kuvista 36 ja 37 voidaan havaita, lämpöpumpuille palaavan liuoksen lämpötila nousi mittausten 2 ja 3 aikana. Tämän vuoksi mittauksen 2 keskimääräinen lämpötilaero oli 8,5 K ja mittauksen 3 keskimääräinen lämpötilaero oli 8,6 K. Mittauksen 1 aikana lämpötila pysyi melko vakiona aritmeettisen keskiarvon ollessa 9 K koko mittausjaksolla. Tämä edellä kuvattu poikkeama lauhduttimen lämpötilaerossa mittausten 2 ja 3 aikana vaikutti siten, että saadut lämpökertoimet olivat todellista mitoi-

tustilannetta huonompia etenkin mittauksen 2 osalta. Asiaa voi tarkastella kuvan 43 avulla: Sen mukaan lämpökerroin ( $COP_{\phi}$ ) on mittauksessa 2 pikemminkin 3,22 kuin 3,19. Mittauksesta 3 saadun lämpökertoimen tulkinta on kaksijakoinen: Lämpöpumppujen lauhtuttimille palaavan liuoksen lämpötilan nousu mittausjaksolla huononsi lämpökerrointa. Toisaalta lämpökerroin oli todellisuutta parempi, koska mittauksen 3 aikana ei päästy haluttuun lämpötilan asetusarvoon. Siitä jäätiin 0,4 K. Jälkeen päin selvisi, että lämpöpumppujen maksimisähkövirtoja oli ohjelmallisesti rajoitettu. Siksi lauhtumispaine ei noussut riittävästi 54:n celsiusasteen liuoksen lämpötilan saavuttamiseksi.

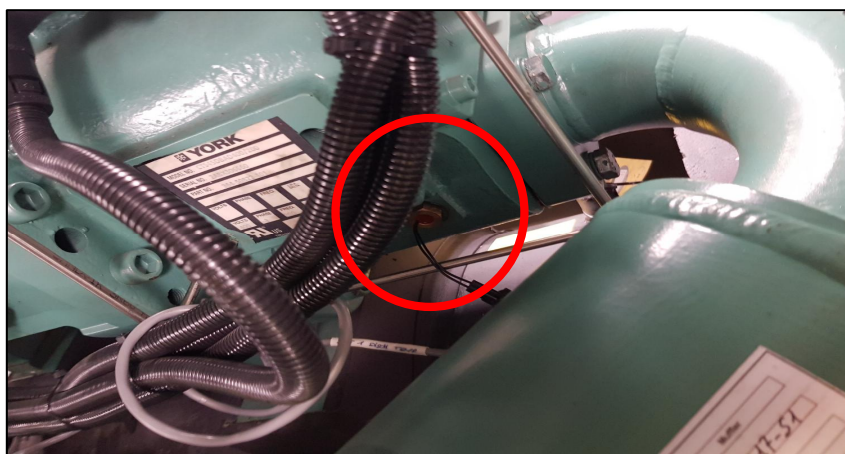
Lämpöpumpun LP2 mittausjaksojen toiminta-arvoja tutkittiin tarkemmin, koska sähköenergian kulutus oli sillä suurempi kuin lämpöpumpuilla LP1 ja LP3. Näin ollen myös lämpökerroin oli huonompi. Citect-valvomojärjestelmän trendiseurannasta kerättiin lämpöpumppujen toiminta-arvot analysoitavaksi. Kävi ilmi, että sähköenergian suurempi kulutus oli perusteltua. Kaikkien kolmen mittausjakson aikana lämpöpumppu LP2 kävi suuremmalla taajuudella kuin muut kaksi lämpöpumppua. Esimerkiksi mittauksen 1 aikana lämpöpumppu LP2 kävi taajuudella 120 Hz (ka.), mutta LP1 taajuudella 112 Hz (ka.) ja LP3 taajuudella 110 Hz (ka.). Samansuuruinen ero oli havaittavissa myös mittausjaksojen 2 ja 3 aikana. Kuvaan 45 on piirretty kuvaajat lämpöpumppujen käyntitaajuuksista mittausjakson 1 aikana.



Kuva 45. Lämpöpumppujen käyntitaajuus mittauksen 1 aikana.

Vastaavasti mittauksen 2 aikana lämpöpumpun LP2 käyntitaajuus oli 116 Hz (ka.), lämpöpumpun LP1 105 Hz (ka.) ja lämpöpumpun LP3 106 Hz (ka.). Mittauksen 3 aikana lämpöpumpun LP2 käyntitaajuus oli 121 Hz (ka.), lämpöpumpun LP1 100 Hz (ka.) ja lämpöpumpun LP3 110 Hz (ka.). Lämpöpumpun LP2 suuremmalle käyntitaajuudelle voi olla useita syitä. Yksi mahdollinen syy on, että lauhdeverkoston perussäätö on epätasapainoissa koneiden välillä ja lämpöpumpun LP2 lauhduttimen liuosvirtaama on suurempi kuin kahden muun lämpöpumpun. Tämä tarkoittaisi myös, että lämpöpumpukohtaiset lämpökertoimet olisivat todellisuudessa lähempänä toisiaan.

Kuumakaasun mitatut, verrattaen alhaiset lämpötilat selittyvät todennäköisesti sillä, että käyttöpaneelin DISCHARGE TEMP -arvon mittausanturi sijaitsee kompressorin jälkeen (kuva 46), jolloin mittaustuloksessa on huomioitu myös ekonomaiserin jäähtyneen kylmäaineen ruiskutuksen vaikutus.



Kuva 46. Kuumakaasun lämpötilan mittausanturi (kuvassa ympyröitynä).

## 7 Nykyarvolaskenta ja säästöpotentiaalın määrittäminen

Investoinnin kannattavuus laskettiin nykyarvomenetelmällä, joka on kuvailtu tarkemmin kohdassa 2.4. Lisäksi laskettiin säästö vuotuisissa sähkökustannuksissa, jos lämpöpumppujen liuoslämpötilan asetusarvoa pudotetaan. Käytännön toimenpiteenä tämä edellyttää, että kiinteistön lämmitysverkoston lämpötilatasoa on sallittua pudottaa nykyisestä.

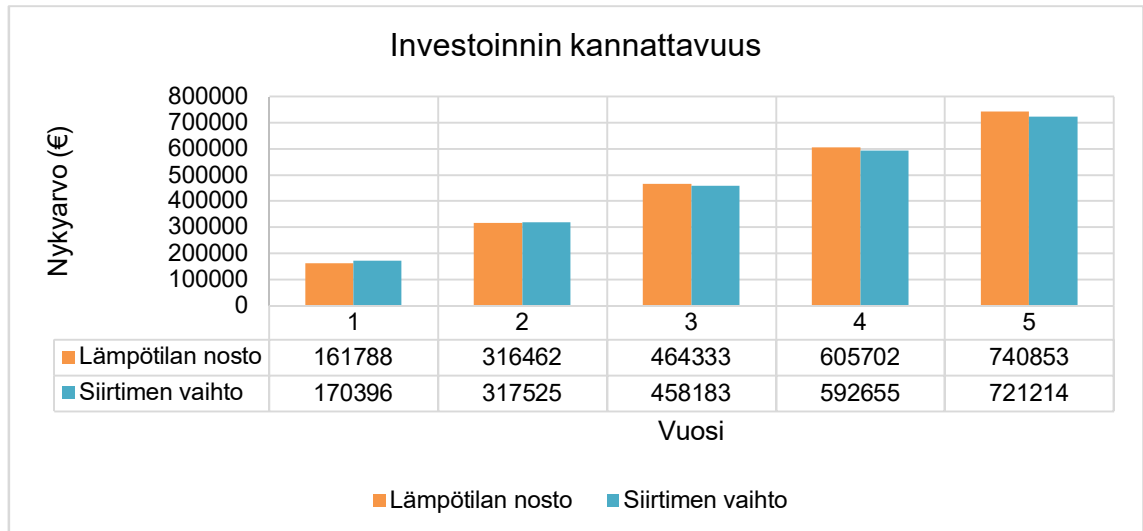
## 7.1 Nykyarvojen vertailu

Lämpö- ja sähköenergian kokonaiskulutusta arvioitiin Citect-valvomosta saatujen trendiseurantatietojen perusteella. Esimerkiksi 6.3.2018 klo 12.55 ja 10.4.2018 klo 14.55 välisenä aikana lämpöenergian tuotto oli yhteensä 739 MWh ja lämpöpumppujen sähköenergian kulutus oli yhteensä 256 MWh. Lämpöpumppulaitoksen käyttäjältä saadun tiedon mukaan lämmitysjakson kesto on tyypillisesti lokakuusta huhtikuuhun eli 5064 tuntia. Näiden tietojen mukaan lämpöenergian kokonaistuotto oli koko lämmitysjakson aikana vuonna 2018 noin 5280 MWh. Citect-valvomojärjestelmän trendiseurannasta ei teknisten syiden vuoksi saanut koko lämmitysajaksolla tuotettua lämpöenergiälukemaa, joten paikkansapitävämmän tiedon puuttuessa nykyarvolaskennassa käytettiin laskettua arvioita.

Nykyarvolaskennan nimelliskorkona käytettiin arvoa 3 % ja energian nimellisenä hinnannousuna 4,6 %. Investointikustannuksena käytettiin arvoa 16 500 euroa, joka muodostuu laitetoimittajan ilmoittamasta lämmönsiirtimeen hinnasta 9500 euroa ja erään urakoitsijan ilmoittamasta asennushinnasta 7000 euroa. Sähköenergian hintana käytettiin 100 € / MWh. Laskenta tehtiin kahdelle tapaukselle: Lämpöpumppujen lämpötilan asetusarvon nostolle ( $COP_{\varphi} = 3,12$ ) ja lämmönsiirtimeen vaihdolle ( $COP_{\varphi} = 3,28$ ). Tulokset on esitetty kuvassa 47. Taulukossa 15 on esitetty vaihtoehtojen nykyarvot kolmannen vuoden jälkeen.

Taulukko 15. Vaihtoehtojen nykyarvo (€) kolmannen vuoden jälkeen.

Nykyarvolaskenta		Lämpötilan nosto	Lämmönsiirtimeen vaihto
Lämpökerroin	$COP_{\varphi}$	3,12	3,28
Elinkaarijakson pituus	v	3	3
Investointikustannukset	€		16 500
Vuotuinen lämmöntarve	MWh	5280	5280
Vuotuinen sähköntarve	MWh	1692	1610
Sähköenergian hinta	€/MWh	100	100
Vuotuinen sähkökustannus	€	169 231	160 976
Energian nimellinen hinnan nousu	%	4,6	4,6
Nimelliskorko	%	3,0	3,0
Jaksollisten energiamaksujen diskonttauskerroin		2,74	2,74
Nykyarvo	€	<b>464 333</b>	<b>458 183</b>

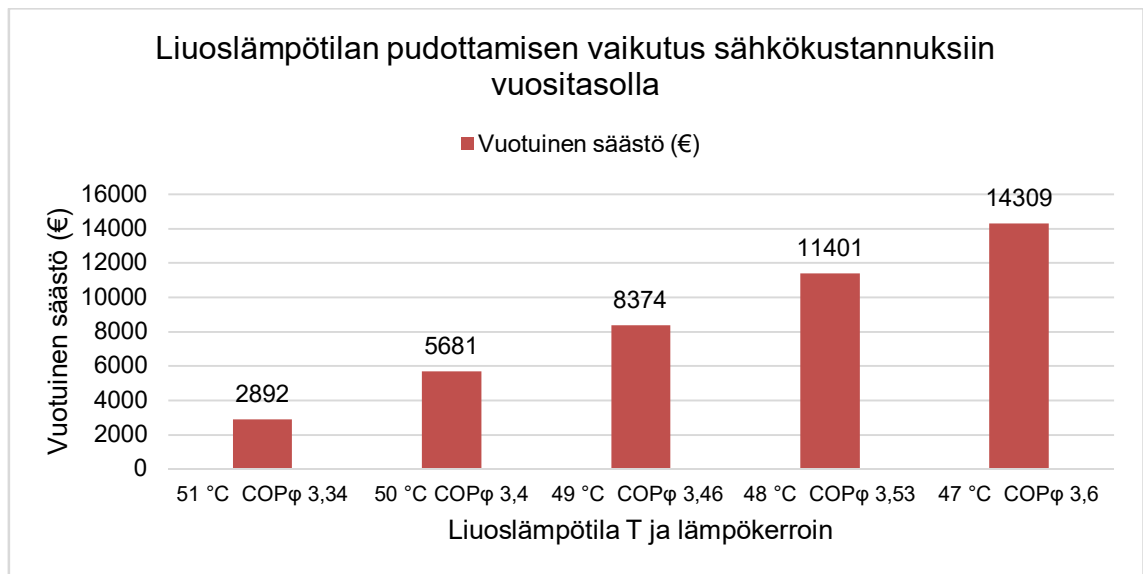


Kuva 47. Vaihtoehtojen nykyarvo (€) viiden vuoden aikana.

Kuten kuvasta 47 ja taulukosta 15 on luettavissa, investoinnin tuotto kääntyy positiiviseksi jo kolmannen vuoden jälkeen. Tämä johtuu investoinnin suhteellisen pienestä kustannuksesta verrattuna vuositasolla saavutettuun säästöön. Sähköenergiassa säästetään edellä esitellyin laskelmin noin 8000 euroa vuosittain, jos lämmönsiirrin LS1 vaihdetaan. Toisin sanoen lämpöpumppujen lauhdutuspaineen nostaminen ei ole kannattavaa. Säästö on pienilläkin lämpökertoimien muutoksilla merkittävä. Uuden lämmönsiirtimen kannattavuutta parantaa myös se, että nykyinen lämmönsiirrin joudutaan puhdistamaan, jos käyttöä päätetään jatkaa nykyisellään tai nostetulla lämpöpumppujen lämmityksen asetusarvolla. Olemassa olevan lämmönsiirtimen puhdistuksen kustannuksia ei ole huomioitu nykyarvolaskennassa.

## 7.2 Liuoslämpötilan pudottamisen vaikutus

Lopuksi laskettiin, kuinka paljon sähkökustannuksissa voisi vuositason säästää, jos lämpöpumppujen liuoslämpötilaa voitaisiin pudottaa nykyisestä. Laskenta suoritettiin teoriaan perustuen. Lämpökerroin ( $COP_{\phi}$ ) arvioitiin kaavan 83 avulla eri liuoslämpötiloille. *Carnot*-hyvyyskertoimena ( $\eta_c$ ) käytettiin aikaisemmin saatua arvoa 0,494, joka vastaa hyvin myös käytännön sovelluksia. Esimerkiksi Bonin (42, s. 56) toteaa, että käytännössä jo arvo 0,5 on lähellä käytäntöä. Tulokset on esitetty kuvassa 48.



Kuva 48. Liuoslämpötilan pudottamisen vaikutus sähkökustannuksiin vuositason.

Jos kiinteistön lämmitysverkoston lämpötilatasoa on mahdollista pudottaa, voidaan lämpöpumppulaitoksessa päästä kohtuullisiin kustannussäästöihin lämpöpumppujen sähköenergian kulutuksessa. Esimerkiksi 47 °C:n liuoslämpötilalla voidaan säästää noin 14 000 euroa vuosittain. Toisaalta kasvavat pumppauskustannukset todennäköisesti pienentäisivät säästöpotentiaalia jonkin verran. Matalalämpöpiirin pumppujen sähkömoottorikoko ei tosin ole kovin suuri.

## 8 Yhteenveto

Työn varsinainen tarkoitus oli selvittää ja ratkaista erään lämpöpumppulaitoksen lämmityspuolen toimintaongelma. Ongelmana oli, että kiinteistön matalalämpöverkoston ei saatu tuotettua riittävän lämmintä (50 °C) vettä. Kohteessa selvisi, että lämpöpumppujen lauhdepiirin ja matalalämpöpiirin välinen levylämmönsiirrin oli mitoitettu korkeammalle kuuman puolen lämpötilalle (55 °C) kuin missä lämpöpumppujärjestelmän lauhdepuolen oli suunniteltu toimivan. Lämpöpumppujen lauhdutuslämpötilan suunnittelulämpötila oli 52 °C. Tämän vuoksi lämmönsiirtimen lämmönsiirtopinta-ala oli näihin mitoituspisteisiin nähden liian pieni ja tuotetun lämmitysveden lämpötilataso jäi halutusta. Asia selvisi yksinkertaisesti pyytämällä konehuoneessa olleen lämmönsiirtimen mitoituservot lämmönsiirrintoimittajalta sarjanumeron perusteella. Asia todennettiin myös käytännön mittauksin. Mittausten perusteella havaittiin myös, että nykyinen lämmönsiirrin on likaantunut. Likaantumisasasteen laskeminen aloitettiin muodostamalla Nusseltin luvun korrelaatiokaavat puhtaalle lämmönsiirtimelle ja likaantuneelle lämmönsiirtimelle. Nykyisen, puhtaan lämmönsiirtimen korrelaatiokaava laskettiin lämmönsiirrinvalmistajalta saatujen tietojen perusteella ja nykyisen, likaantuneen lämmönsiirtimen korrelaatiokaava laskettiin muokatun Wilsonin piirroksen avulla. Wilsonin piirroksen laatimiseen hyödynnettiin lämmönsiirtimen toiminnasta kerättyjä mittaustietoja. Näiden kahden korrelaatiokaavan avulla pystyttiin laskemaan kokonaislämmönläpäisykertoimet  $U$  puhtaalle ja likaantuneelle lämmönsiirtimelle sekä lopuksi niiden avulla olemassa olevan lämmönsiirtimen kokonaislikaantumisvastuksen  $R_f$ . Menetelmän todettiin toimivan hyvin mittaustietojen perusteella suoritettavaan kokonaislämmönläpäisykertoimen ja kokonaislikaantumisvastuksen laskentaan.

Lämmityspuolen toimintaongelman alustavaksi ratkaisuksi ehdotettiin lämmönsiirtimen uusimista tai lämpöpumppujen lämmityksen asetusarvon nostamista. Asiaa lähestyttiin taloudellisen kannattavuuden näkökulmasta. Vaihtoehtojen vertailua varten prosessiin mitoitettiin uusi levylämmönsiirrin. Lämmönsiirtimen hankintakulut ja asennuskulut selvitettiin lämmönsiirrintoimittajalta ja urakoitsijalta tehdyn mitoituksen perusteella. Levylämmönsiirtimen mitoitusperiaatteisiin tutustuttiin kirjallisuustutkimuksen avulla. Kirjallisuustutkimuksen perusteella uuden lämmönsiirtimen mitoittamisessa käytettiin Heavnerin, Kumarin ja Wanniarachchin Nusseltin luvun korrelaatiokaavaa 45:n asteen aallotuskulmalla olevalle lämmönsiirtilevyille. Korrelaatiokaava saatiin heidän tutkimuksesta Performance of an Industrial Plate Heat Exchanger: Effect of Chevron Angle. Samassa tutkimuksessa esitellyn, 34:n asteen aallotuskulmalla olevan lämmönsiirtile-



vyn korrelaatiokaavan avulla laskettu kokonaislämmönläpäisykerroin oli myös kaikkein lähimpänä muokatun Wilsonin piirroksen avulla saatua tulosta. Tämän vuoksi heidän tutkimuksensa mukaista korrelaatiokaavaa päätettiin käyttää uuden lämmönsiirtimen mitoitukseen, koska tarkempaakaan tietoa ei ollut käytettävissä. Käytetyn korrelaatiokaavan todettiin vastaavaan melko hyvin lämmönsiirrintoimittajalta saadun mitoituksen kanssa antaen kuitenkin lämmönsiirtopinta-alaltaan noin 14 % suuremman lämmönsiirtimen kuin tarpeellista. Myös muita alan tutkimuksista löytyviä Nusseltin luvun korrelaatiokaavoja sovitettiin kerättyyn mittaustietoon. Niiden ei tässä tapauksessa todettu soveltuvan oikean kokoisen levylämmönsiirtimen mitoitukseen.

Ratkaisuvaihtoehtojen vertailua varten tehtiin myös lämpöpumppujen suoritusarvomittauksia 52 °C:n, 53 °C:n ja 54 °C:n lauhdutuslämpötiloilla. Tarkoitus oli laskea lämpöpumppujen lämpökertoimet ( $COP_{\phi}$ ) eri lämpötiloilla ja muodostaa malli myös 55 °C:n lämpökertoimen laskentaa varten, koska teknisistä syistä johtuen lämpöpumppuja ei voitu käyttää tällä lauhdutuslämpötilalla. Lämpökertoimet saatiin laskettua, mutta mallin avulla ei voitu luotettavasti ennustaa lämpökerrointa 55 °C:n lauhdutuslämpötilalla. Nykyarvolaskennassa käytettiin tämän vuoksi teoreettisesti laskettua 55 °C:n lämpökerrointa  $COP_{\phi} = 3,12$ .

Nykyarvolaskenta suoritettiin sekä levylämmönsiirtimen uusimiselle että lauhdutuslämpötilan nostamiselle. Laskennan perusteella lämmönsiirtimen vaihtaminen on selvästi kannattavampaa kuin lauhdutuslämpötilan nostaminen takaisinmaksuajan ollessa 3 vuotta. Käytännössä tämä johtuu lämmönsiirtimen uusimisen suhteellisen pienestä investointikulusta, mutta toisaalta lämpöpumppujen suuresta sähköenergiankulutuksesta. Pienelläkin lämpökertoimen muutoksella on suuri merkitys tarkastelun kohteena olevan lämpöpumppulaitoksen sähköenergiankulutukseen.

Lopuksi arvioitiin lämpöpumppulaitoksen säästöpotentiaaleja. Havaittiin, että lämpöpumppujen lauhdutuslämpötilan pudottamisella voidaan säästää vuositasolla tuhansia euroja. Esimerkiksi 5 °C:n pudotus nykyisestä säästää vuodessa noin 14 000 euroa lämpöpumppujen sähköenergian kulutuksessa. Tämän toimenpiteen vieminen käytäntöön vaatisi jatkotutkimuksia.

## Lähteet

- 1 Aittomäki, A. 2012. Kylmäteknikka, 4. painos. Porvoo: Bookwell Oy.
- 2 Nydal, R. 2008. Käytännön kylmäteknikka, 4. painos. Jyväskylä: Gummerus Kirjapaino Oy.
- 3 E. I. du Pont de Nemours and Company 2004. Technical Information: Thermodynamic properties of HFC-134a. U.S.A.
- 4 Alfa Laval. Alfa Laval M15: Tiivisteellinen levylämmönvaihdin moniin eri käyttö-tarkoituksiin. Tuote-esite.
- 5 Jaakkola, A. 2014. Termodynaamikan perusteet. Opintomoniste. Tampereen teknillinen yliopisto.
- 6 Kianta, J. 2013. Kylmäteknikan käsikirja, 1. painos. Tampere: Eräsalon Kirjapaino Oy.
- 7 Arsenyeva, O., Kapustenko, P., Tovazhnyansky, L., Khavin, G. 2013. The influence of plate corrugations geometry on plate heat exchanger. Energy. Vol. 57, s. 201-207. Elsevier.
- 8 Alfa Laval. Plate technology. Tuote-esite.
- 9 Thulukkanam, K. 2013. Heat Exchanger Design Handbook, 2nd ed. Boca Raton: CRC Press.
- 10 Wang, L., Sundén, B., Manglik R.M. 2007. Plate heat exchangers: Design, applications and performance. Southampton: WIT Press.
- 11 Gut, J., Pinto, J. 2001. Modeling of plate heat exchangers with generalized configurations. Proceedings of COBEM 2001. Energy and Thermal Systems. Vol. 4, s. 376-385.
- 12 Cengel, Y. A. 2004. Heat transfer: A practical approach, 2nd ed. New York: McGraw-Hill.
- 13 Hashmi, A., Tahir, F., Hameed, U. 2012. Empirical Nusselt Number Correlation for Single Phase Flow through a Plate Heat Exchanger. Recent Advances in Fluid Mechanics, Heat & Mass Transfer and Biology, s. 41-46. WSEAS Press.

- 14 Khan, T.S., Khan, M.S., Chyu, Ming-C., Ayub, Z.H. 2010. Experimental investigation of single phase convective heat transfer coefficient in a corrugated plate heat exchanger for multiple plate configurations. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 30 (8-9), s. 1058-1065.
- 15 Jin, S., Hrnjak, P. 2016. Effect of End Plates on Heat Transfer of Plate Heat Exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Vol 108 (A), s. 740-748. Elsevier.
- 16 Kandlikar, S.G., Shah, R.K. 1989. Multipass Plate Heat Exchangers—Effectiveness-NTU Results and Guidelines for Selecting Pass Arrangements. *Journal of Heat Transfer*. Vol. 111 (2), s. 300-313. American Society of Mechanical Engineers.
- 17 Zaleski, T., Klepacka, K. 1992. Plate heat exchangers—method of calculation, charts and guidelines for selecting plate heat exchanger configurations. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*. Vol. 31 (1), s. 49-56. Elsevier.
- 18 Dittus, F.W., Boelter, L.M.K. 1985. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. Vol. 12 (1), s. 3-22.
- 19 Sieder, E.N., Tate, G.E. 1935. Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes. Division of Industrial and Engineering Chemistry of the American Chemical Society at Yale University. Vol. 28 (12), s. 1429-1435.
- 20 Shah, R.K., Sekulić, D.P. 2003. *Fundamentals of heat exchanger design*. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc.
- 21 Muley, A., Manglik, R.M. 1999. Experimental Study of Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger With Chevron Plates. *Journal of Heat Transfer*. Vol. 121 (1), s. 110-117.
- 22 Kumar, H. 1984. *The Plate Heat Exchanger: Construction and Design*. Institute of Chemical Engineering Symposium Series. Vol. 86, s. 1275-1288.
- 23 Mota, F.A.S., Carvalho, E.P., Ravagnani, M.A.S.S. 2015. Chapter 7: Modeling and Design of Plate Heat Exchanger. *Heat Transfer Studies and Applications*. In-techOpen Limited.
- 24 Ayub, Z.H. 2003. Plate heat exchanger literature survey and new heat transfer and pressure drop correlations for refrigerant evaporators. *Heat Transfer Engineering*. Vol. 24 (5), s. 3-16.

- 25 Focke, W.W., Zachariades, J., Olivier, I. 1985. The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Vol 28 (8), s. 1469-1479. Elsevier.
- 26 Rosenblad, G., Kullendorff, A. 1975. Estimating Heat Transfer Rates from Mass Transfer Studies on Plate Heat Exchanger Surfaces. *Wärme- und Stoffübertragung*. Vol. 8, s. 187-191. Springer-Verlag.
- 27 Heavner, R.L., Kumar, H., Wanniarachchi, A.S. 1993. Performance of an Industrial Plate Heat Exchanger: Effect of Chevron Angle. *AIChE Symposium Series*. Vol. 89 (295), s. 262-267.
- 28 Martin, H. 1995. A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers. *Chemical Engineering and Processing*. Vol. 35, s. 301-310. Elsevier.
- 29 Chisholm, D., Wanniarachchi, A.S. 1992. Maldistribution in single-pass mixed-channel plate heat exchangers. *Compact heat exchangers for power and process industries*. Vol. 201 (HTD), s. 95-99. New York: American Society of Mechanical Engineers.
- 30 Kakaç, S., Liu, H., Pramuanjaroekij, A. 2012. *Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design*, 3rd ed. Boca Raton: CRC Press.
- 31 Manglik, R.M. 1996. Plate heat exchangers for process industry applications: enhanced thermal-hydraulic characteristics of chevron plates. *Process, Enhanced and Multiphase Heat Transfer*, s. 267-276. Begell House.
- 32 Muley, A., Manglik, R.M. 2017. A Review on Enhanced Heat Transfer Characteristics of Single-Phase Flows in a Plate Heat Exchangers. *Journal of Enhanced Heat Transfer*. Vol. 24 (1-6), s. 443-458. Begell House.
- 33 Viitanen, M-M. 2009. Automaattiset kuljetinjärjestelmät elintarviketeollisuudessa. Diplomityö. Tampereen teknillinen yliopisto. TUT DPub -julkaisuarkisto.
- 34 Okada, K., Ono, M., Tomimura, T., Okuma, T., Konno, H., Ohtani, S. 1972. Design and Heat Transfer Characteristics of New Plate Heat Exchanger. *Heat Transfer – Japanese Research*. Vol. 1 (1), s. 90-95.
- 35 Arsenyeva, O., Kapustenko, P., Tovazhnyansky, L., Khavin, G. 2011. Optimal design of plate-and-frame heat exchangers for efficient heat recovery in process industries. *Energy*. Vol. 36, s. 4588-4598. Elsevier.
- 36 Hayes, N.L. 2009. Condensation of CO<sub>2</sub> in Brazed Plate Heat Exchangers. Thesis. Washington State University.

- 37 Venkanna, B.K. 2010. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. New Delhi: PHI Learning Private Limited.
- 38 Teiniranta, L. 2010. Heating and Cooling with a Heat Pump. Diplomityö. Jyväskylän yliopisto. JYX-julkaisuarkisto.
- 39 Coolpack-mitoitusohjelma. Versio 1.5. IPU & Department of Mechanical Engineering. Technical University of Denmark.
- 40 Chamoun, M., Rulliere R., Haberschill, P., Peureux, J-L. 2013. Modelica-based modeling and simulation of a twin screw compressor for heat pump applications. Applied Thermal Engineering. Vol. 58, s. 479-489.
- 41 Dumont, O., Parthoens, A., Dickes, R., Lemort, V. 2018. Experimental investigation and optimal performance assessment of four volumetric expanders (scroll, screw, piston and roots) tested in a small-scale organic Rankine system. Energy. Vol. 165 (A), s. 1119-1127. Elsevier.
- 42 Bonin, J. 2015. Heat Pump Planning Handbook, 2nd ed. New York: Routledge.
- 43 Liaqat, N., Awan, M.B., Saeed, B., Younas, N. 2019. Experimental validation of Prandtl number exponent in correlation with Nusselt number for different plate orientations of the single-phase flow plate heat exchanger. Heat Transfer Research, vol. 50 (4), s. 399-416. Begell House.

## Nusseltin luvun korrelaatiokaavat

Taulukko 1. Nusseltin luvun korrelaatiokaavat.

	$\beta^\circ$	$\varphi$	Pc (mm)	b (mm)	Pc/b	s (mm)	De, Dh	C	m	p	n	Re	Pr	Aine
Khan ym. (14)	30	1,117	13,25	3,6	3,68	0,5	3,9	0,1368	0,7424	0,35	0,14	500-2500	3,6-6,5	vesi
	45	1,117	9,75	2,9	3,36	0,5	5,1	0,1437	0,781	0,35	0,14	500-2500	3,6-6,5	vesi
	60	1,117	6,25	2,2	2,84	0,5	6,3	0,1449	0,8414	0,35	0,14	500-2500	3,6-6,5	vesi
	$\beta^\circ$	$\varphi$	Pc (mm)	b (mm)	Pc/b	s (mm)	De, Dh	C	m	p	n	Re	Pr	Aine
Kumar (22)	30	1,17						0,108	0,703	0,33	0,17	>400		vesi
	45	1,17						0,300	0,663	0,33	0,17	>100		vesi
	60	1,17						0,348	0,663	0,33	0,17	>10		vesi
	$\beta^\circ$	$\varphi$	Pc (mm)	b (mm)	Pc/b	s (mm)	De, Dh	C	m	p	n	Re	Pr	Aine
Heavner jne. (27)	67,5							0,278	0,683	1/3	0,17	400-10000	3,3-5,9	vesi
	56,5							0,308	0,667	1/3	0,17	400-10000	3,3-5,9	vesi
	45							0,195	0,692	1/3	0,17	400-10000	3,3-5,9	vesi
	34							0,118	0,720	1/3	0,17	400-10000	3,3-5,9	vesi
	23							0,089	0,718	1/3	0,17	400-10000	3,3-5,9	vesi
<p>Korrelaatiokaava on muotoa <math>Nu = C \times \varphi^o \times Re^m \times Pr^p \times (\mu/\mu_w)^n</math>, jossa o saa arvon<sup>1a</sup></p> <p>o = 0,317, kun <math>\beta^\circ = 67,5</math></p> <p>o = 0,333, kun <math>\beta^\circ = 56,5</math></p> <p>o = 0,308, kun <math>\beta^\circ = 45</math></p> <p>o = 0,280, kun <math>\beta^\circ = 34</math></p> <p>o = 0,282, kun <math>\beta^\circ = 23</math></p>														
	$\beta^\circ$	$\varphi$	Pc (mm)	b (mm)	Pc/b	s (mm)	De, Dh	C	m	p	n	Re	Pr	Aine
Focke jne. (25)	30	1,464	10	5	2,00		10	0,440	0,640	0,5 <sup>1b</sup>		1000-42000		
	45	1,464	10	5	2,00		10	0,840	0,600	0,5 <sup>1b</sup>		2000-20000		
	60	1,464	10	5	2,00		10	1,120	0,600	0,5 <sup>1b</sup>		600-16000		
	$\beta^\circ$	$\varphi$	Pc (mm)	b (mm)	Pc/b	s (mm)	De, Dh	C	m	p	n	Re	Pr	Aine
Rosenblad & Kullendorff (26)	60		10	3,2	3,13		5,3	0,289 <sup>1c</sup>	0,697	1/3 <sup>1c</sup>		50-2000		ilma/ei o-
	$\beta^\circ$	$\varphi$	Pc (mm)	b (mm)	Pc/b	s (mm)	De, Dh	C	m	p	n	Re	Pr	Aine
Chisholm & Wanniarachchi (29)	30-80							0,720	0,590	0,4		1000-40000		
<p>Korrelaatiokaava on muotoa <math>Nu = C \times \varphi^o \times Re^m \times Pr^p \times (30/\beta)^{0,66}</math>, jossa o saa arvon<sup>1d</sup></p> <p>o = 0,410, kun <math>\beta^\circ = 30-80</math></p>														
	$\beta^\circ$	$\varphi$	Pc (mm)	b (mm)	Pc/b	s (mm)	De, Dh	C	m	p	n	Re	Pr	Aine
Muley & Manglik (21)	30-60	1-1,5				0,6	5,08	kts. alla	kts. alla	1/3	0,14	>1000	2-6	vesi
<p>Korrelaatiokaava on muotoa <math>Nu = (0,2668 - 0,006967 \times \beta + 7,244 \times 10^{-5} \times \beta^2) \times (20,78 - 50,94 \times \varphi + 41,16 \times \varphi^2 - 10,51 \times \varphi^3) \times Re^{0,728 + 0,0543 \times \sin[(\pi \times \beta / 45) + 3,7]} \times Pr^p \times (\mu/\mu_w)^n</math></p>														
	$\beta^\circ$	$\varphi$	Pc (mm)	b (mm)	Pc/b	s (mm)	De, Dh	C	m	p	n	Re	Pr	Aine
Muley & Manglik (32)	45 <sup>1e</sup>	1,16	9	2,54	3,54	0,6	5,08	0,100	0,760	1/3	0,14	>1000	2,4-4,5	vesi <sup>1f</sup>

<sup>1a</sup> Manglikin mukaan (31, s. 269). Heavnerin jne. (27) alkuperäisessä tutkimuksessa ei ollut kohennuskertoimesta mainintaa.

<sup>1b</sup> Manglikin mukaan (31, s. 270). Focken jne. (25) alkuperäisessä tutkimuksessa ei ollut Prandtin luvusta mainintaa.

<sup>1c</sup> Manglikin mukaan (31, s. 269). Alkuperäisessä tutkimuksessa kerroin on 0,273. Prandtin luvusta ei ole siinä mainintaa.

<sup>1d</sup> Manglikin mukaan (31, s. 270). Chisholmin ja Wanniarachchin (29) alkuperäisessä tutkimuksessa ei ollut kohennuskertoimesta mainintaa.

<sup>1e</sup> Keskimääräinen chevronin kulma. Tutkimuksessa (32) käytettiin 30:n ja 60:n asteen levyjä.

<sup>1f</sup> Muley ja Manglik käyttivät tutkimuksessaan myös kasvisöljyä (130<Pr<220).