



Alexi Sova

# Pintakäsittelylaitoksen poistoilman lämpöenergian talteenotto

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Bio- ja kemiantekniikka

Insinöörityö

25.4.2023

# Tiivistelmä

Tekijä:	Alexi Sova
Otsikko:	Pintakäsittelylaitoksen poistoilman lämpöenergian talteenotto
Sivumäärä:	22 sivua + 1 liite
Aika:	25.4.2023
Tutkinto:	Insinööri (AMK)
Tutkinto-ohjelma:	Bio- ja kemiantekniikka
Ammatillinen pääaine:	Kemiantekniikka
Ohjaajat:	Lehtori Arto Yli-Pentti Insinööri Jarmo Järvinen

---

Työ tehtiin Dreamsoft Oy:lle, joka on Lahdessa sijaitseva pinnoituslaitoksien suunnitteluun keskittyvä yritys. Yrityksessä havaittiin tarve tutkia pinnoituslaitoksien energiansäästömahdollisuuksia vuoden 2022 energiakriisin myötä.

Insinööritöiden tavoitteena oli tutkia, kuinka hyvin pinnoituslaitoksien prosessialtaiden poistoilmasta voidaan saada lämpöenergiaa talteen pisaraverhoa ja lämpöpumppua hyödyntämällä. Tutkimus tehtiin laskemalla poistoilmasta mahdollisesti saatava energia ja perehtymällä muihin vastaaviin tutkimuksiin ja internet-aineistoihin.

Työssä valittiin tutkittavan poistoilman lämpötilaksi 30 °C ja suhteelliseksi kosteudeksi 50 %. Laskuissa oletettiin, että poistoilma jäähtyy 15 °C:seen jäähdyttämällä sitä 4 °C asteisella vesipisaraverholla. Mahdollisesti saatava lämpöteho laskettiin suhteellisen yksinkertaisella taselaskennalla, jota vertailtiin muuhun vastaavanlaisiin tutkimuksiin.

Taselaskennan lopputulokseksi saatiin, että valitusta poistoilmasta voidaan saada energiaa talteen noin 71 kW jäähdyttämällä sitä noin 1,5 l/s vesipisaravirralla. Lämmönsiirron mahdolliseksi tehokkuudeksi laskettiin muun kirjallisuuden avulla noin 0,4, jolloin tarvittava vesimäärä olisi noin 3,8 l/s. Tulokset ovat täysin teoreettisia, ja todellisten arvojen saamiseksi olisi suoritettava kokeellisia testejä tai numeerista mallinusta.

Saadut tulokset ovat kuitenkin suuntaa antavia, ja niiden avulla voidaan tehdä jäähdytysprosessin alustava mitoitus sekä laitteistovalinta. Poistoilmasta mahdollisesti saatava energia on myös huomattava ja voi tuottaa pinnoituslaitokselle säästöjä energian hinnasta riippuen.

Avainsanat: lämpöpumppu, jäähdytys, pisaraverho

## Abstract

Author: Aleksi Sova  
Title: Exhaust Air Energy Recovery in Surface Treatment Plants  
Number of Pages: 22 pages + 1 appendix  
Date: 25 April 2023

Degree: Bachelor of Engineering  
Degree Programme: Biotechnology and Chemical Engineering  
Professional Major: Chemical Engineering  
Supervisors: Arto Yli-Pentti, Senior Lecturer  
Jarmo Järvinen, Engineer

---

This project was commissioned by Dreamsoft Oy, which manufactures and designs surface treatment plants in Lahti. Dreamsoft Oy saw the need to study possible energy saving possibilities in surface treatment plants due to the 2022 energy crisis.

The goal of this project was to study how much energy could be recovered from surface treatment plants' exhaust air with a water droplet curtain and a heat pump. The study was made by calculating the possible energy to be recovered and familiarizing oneself with other related studies and Internet-material.

The exhaust air used in calculations was selected to be 30 °C with a 50 % relative humidity and assumed to be cooled to 15 °C with 4 °C water droplets. The recovered energy was calculated with a relatively simple formula, and the result was compared to that calculated by means of other studies.

The recovered energy was calculated to be about 71 kW, with a 1.5 l/s water flow. By utilizing other studies, the possible efficiency of heat transfer was calculated to be about 0,4, which would mean that the true required water flow would be about 3,8 l/s. These results are theoretical, and more accurate results would be obtained with experimental data or numerical analysis.

The results are, however, sufficient for preliminary designs and possible equipment selection. The possible recovered energy is also substantial and could cause savings for a treatment plant depending on the cost of energy.

Keywords: heat pump, cooling, water droplet curtain

# Sisällys

## Lyhenteet

1	Johdanto	1
2	Lämpöpumpun toimintaperiaate	2
2.1	Kylmätekniinen kiertoprosessi	2
2.2	Höyrystin	4
2.3	Kompressori	5
2.3.1	Hermeettinen kompressori	5
2.3.2	Puolihermeettinen kompressori	6
2.3.3	Avokompressori	6
2.3.4	Eri kompressorityyppejä	6
2.4	Lauhdutin	8
2.5	Paisuntalaite	9
2.6	Lämpökerroin	9
3	Poistoilman lämmön talteenotto	10
3.1	Pisaraverhon hyödyntäminen lämmön talteenotossa	10
3.2	Energiataseet	13
3.3	Energiataseen vertailu muuhun kirjallisuuteen	16
4	Johtopäätökset	19
5	Yhteenveto	19
	Lähteet	21

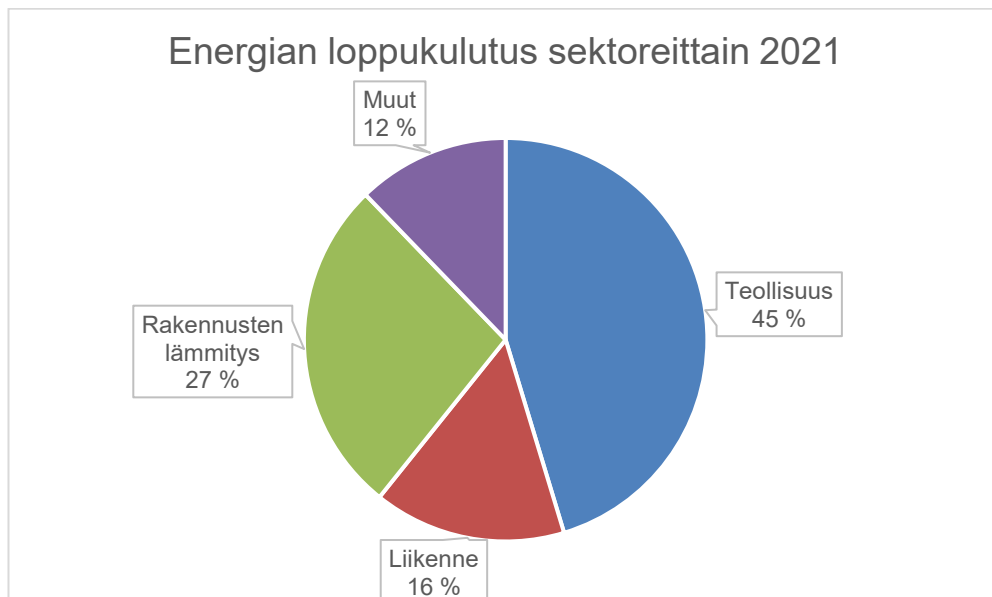
Liite 1: Eri lämpötiloissa ja kosteuksissa olevan ilman jäähdyttämiseen tarvittavan vesimäärän laskun arvot

## Lyhenne

COP: *Coefficient of performance*. Lämpöpumpun tehokkuutta kuvaava kerroin. Kertoo, kuinka paljon lämpöpumppu tuottaa lämpöä suhteessa sen käyttämään sähköenergiaan.

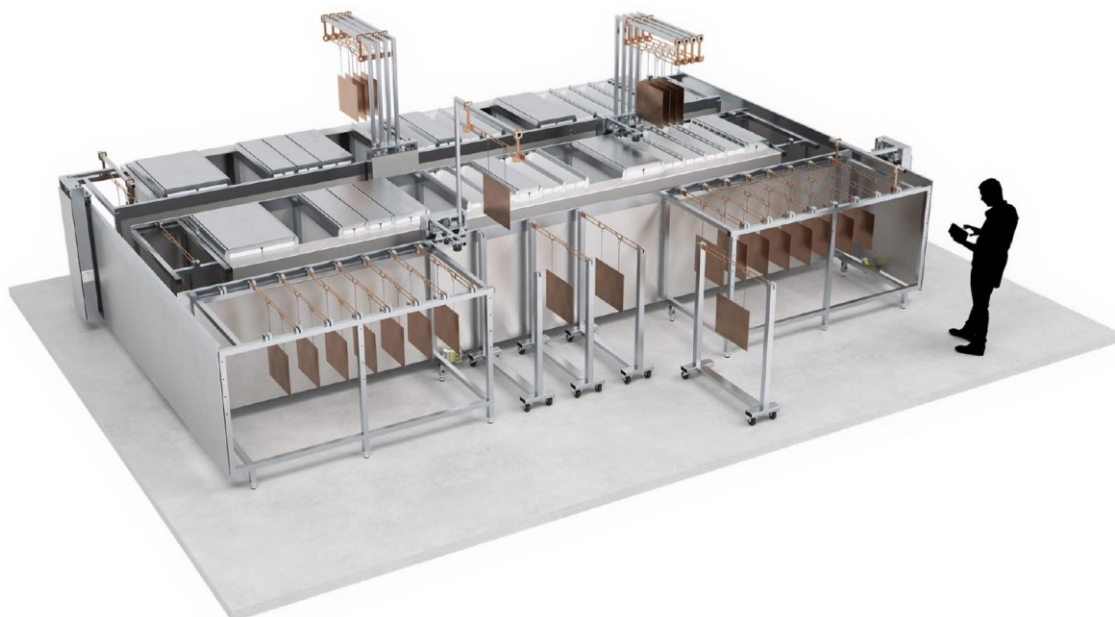
## 1 Johdanto

Suomi on osana EU:ta sitoutunut vähentämään kasvihuonepäästöjään vähintään 40 % vuoden 1990 tasosta, lisäämään uusiutuvan energian osuutta vähintään 32 %:iin sekä lisäämään energiatehokkuuttaan vähintään 32,5 % vuoteen 2030 mennessä [1]. Tilastokeskuksen mukaan vuonna 2021 teollisuuden osuus Suomen energian loppukulutuksesta oli 45 % (kuva 1). Motivan vuonna 2014 tekemän selvityksen mukaan teollisuuden käyttämästä energiasta 37 % menee hukkalämpönä ympäristöön, joka vastasi 54 TWh vuosittain [2].



Kuva 1 Suomen energian loppukulutus sektoreittain vuonna 2021. [3]

Tämän työn tarkoituksena on selvittää teoreettisesti, kuinka pintakäsittelylaitoksen prosessialtaiden poistoilmasta voitaisiin ottaa lämpöenergiaa talteen pisaraverhoa ja lämpöpumppua hyödyntämällä. Tyypillisessä, keskikokoisessa pintakäsittelylaitoksessa yhden pinnoituslinjan kokonaispoistoilma on altaiden ilmastointimenetelmästä riippuen noin 6 500–44 000 m<sup>3</sup>/h, joten hukkalämmön hyödyntämisen mahdollisuus on suuri [4, s. 59]. Kuvassa 2 on esitetty eräs Dreamsoft Oy:n mallintama pintakäsittelylaitoksen pinnoituslinja.



Kuva 2 Pinnoituslinja kannellisilla altailla. [5]

Työ tehdään Dreamsoft Oy:lle, joka on Lahdessa sijaitseva kemiallisia ja sähkökemiallisia pinnoituslaitoksia suunnitteleva yritys. Työn tuloksien avulla suunnitellaan käytännön prosessi, jossa tutkitaan tarkemmin pinnoituslaitoksien poistoilmasta saatavaa hyötylämpöä.

## 2 Lämpöpumpun toimintaperiaate

Tässä luvussa käydään yleisesti läpi lämpöpumpuissa käytettävän kylmäteknisen kiertoprosessin teoria sekä lämpöpumpuissa olevien neljän pääkomponentin toiminta. Lämpöpumput koostuvat useista osista, mutta jokaisessa lämpöpumpussa on vähintäänkin neljä pääkomponenttia: höyrystin, kompressori, lauhdutin ja paisuntalaite.

### 2.1 Kylmätekninen kiertoprosessi

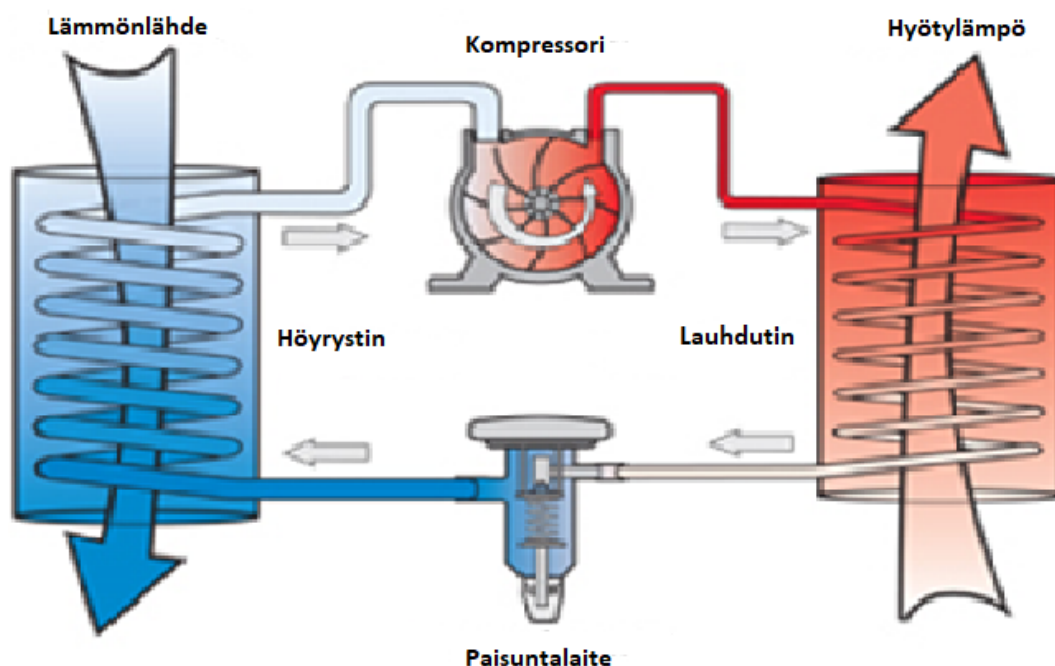
Prosessia, joka mahdollistaa lämpöpumpun toiminnan, kutsutaan kylmätekniseksi kiertoprosessiksi. Kylmäteknisessä kiertoprosessissa lämpöä siirretään matalammasta lämpötilasta korkeampaan lämpötilaan prosessissa kiertävän

kylmäaineen välityksellä. Termodynamiikan 2. pääsäännön mukaan lämpö siirtyy luonnollisesti korkeammasta lämpötilasta matalampaan, joten prosessiin on tehtävä työtä, jotta lämmönsiirto saadaan aikaiseksi. Tästä johtuen jäähdytystekniikka kuluttaa aina energiaa. [6, s. 10–11; 7, s. 2–3.]

Kylmäteknisen kiertoprosessin mahdollistaa prosessissa kiertävän kylmäaineen faasinmuutokset eli lauhtuminen ja höyrystyminen eri painetasoilla. Kuvassa 3 on esitetty kylmäteknisen kiertoprosessin yksinkertainen mallinnus [8]. Kylmäaine on höyrystimessä matalassa paineessa ja lämpötilassa, jossa se sitoo lämpöä ympäristöstä ja höyrystyy kaasuksi. Höyrystimen jälkeen kylmäaine siirretään kompressoriin, jossa kompressori tekee työtä ja puristaen kasvattaa kylmäaineen painetta. Paineen kasvatuksen yhteydessä kylmäainehöyryn lämpötila kasvaa ja höyry tulistuu. Kompressorin jälkeen kylmäainehöyry johdetaan lauhtuttimelle, jossa kylmäaine tiivistyy nesteeksi eli lauhtuu. Lauhtumisen aikana kylmäaine luovuttaa energiaa ympäristöönsä. Lopuksi kylmäaine siirtyy paisuntalaitteelle, jossa sen lämpötila ja paine laskevat. Osa kylmäaineesta höyrystyy jo paisuntalaitteessa. Osittain höyrystynyt kylmäaine siirtyy höyrystimelle ja prosessi alkaa alusta. [7, s. 2–3.]

Lauhtuttimessa kylmäaineen luovuttama höyrystymislämpö on paljon suurempi kuin prosessiin tehty työ eli lähestulkoon vain kompressorin tekemä työ, joten prosessia voidaan pitää energiataloudellisesti hyödyllisenä. [6, s. 9.]





Kuva 3 Kylmäteknisen kiertoprosessin yksinkertaistettu mallinnus. [8]

## 2.2 Höyrystin

Lämpöpumpuissa käytetyt höyrystinmallit ovat tavallisimmin puhaltimella varustettu lamellilämmönsiirrin sekä levylämmönsiirrin. Puhaltimella varustettu lamellilämmönsiirrin koostuu alumiinilamelleista ja kupariputkista. Ympäröivän ilman lämpötilasta ja kosteudesta riippuen lamellien pintaan saattaa muodostua jäätä, joka on poistettava tietyin ajoin, jotta lämmönsiirto ei estyisi. Jää poistetaan yleisesti sulattaen käyttämällä mm. ilmasulatusta ja kuumakaasusulatusta, jotka ovat yleisimmät menetelmät. Ilmasulatuksessa kompressorilla pysäytetään ja lamellipinnoilla oleva jää sulatetaan höyrystinpuhallinta käyttämällä. Kuumakaasusulatuksessa kylmäteknisen kiertoprosessin suunta vaihdetaan erityisen venttiilin avulla. Tällöin kompressorilta siirtyy kylmäainehöyryä höyrystimen läpi, joka sulattaa sen pinnalla olevan jään. [6, s. 11.]

Levylämmönsiirrin koostuu kuparilla tai nikkelillä toisiinsa juotetuista, poimuteuista levyistä, joiden levyväleissä virtaa vuorotellen kylmäaine ja lämmönsiirtoneste. Levylämmönsiirtimen alaosaan johdetaan paisuntalaitteelta tuleva kylmäaine, joka poistuu levylämmönsiirtimen yläosasta. Lämmönsiirtoneste johdetaan

kylmäainetta vastakkaiseen suuntaan, eli yläosasta alaosaan. Levylämmönsiirrin ja sen virtaukset on kuvattu kuvassa 4. [6, s. 11–12.]



Kuva 4 Levylämmönsiirrin-höyrystin ja sen virtaukset. [6, s. 12; 9, s. 1.]

## 2.3 Kompressori

Kylmäteknikassa käytetyt kompressorit voidaan jakaa rakenteensa mukaisesti hermeettisiin, puolihhermeettisiin ja avokompressoreihin. Nimistään huolimatta kaikki kompressorityypit ovat kuitenkin ilmatiiviitä eli hermeettisiä [10, s. 13]. Eri-laisia kompressorityyppejä on mm. mäntäkompressori, ruuvikompressori sekä scroll-kompressori [11].

### 2.3.1 Hermeettinen kompressori

Hermeettinen eli ilmatiivis tai suljettu kompressori tarkoittaa rakenteeltaan täysin suljettua ja tiivistä, hitsattuun metallikuoreen sijoitettua kompressoria [10]. Hermeettisen kompressorin osat ovat kuoren sisällä, jousien varassa, mikä vähentää liikkeen aiheuttamaa tärinää [11]. Hermeettisen kompressorin sähkömoottoriin käsiksi pääseminen on melkein mahdotonta, joten sen huoltoa on

vaikea suorittaa ja kompressorin hajotessa lähes ainoa vaihtoehto onkin sen kokonaan uusiminen [10, s. 13].

### 2.3.2 Puolihermeettinen kompressori

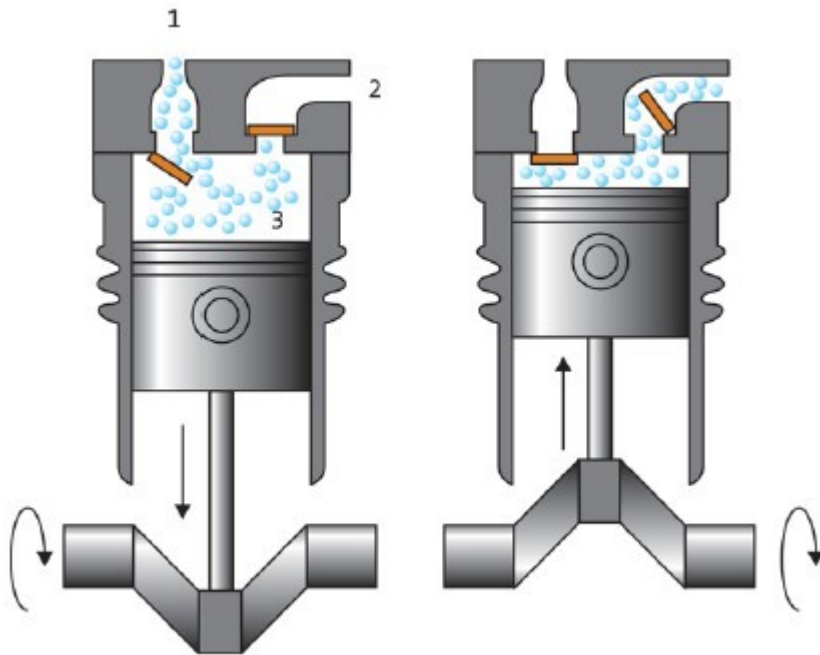
Puolihermeettinen kompressori on rakenteeltaan melkein samanlainen hermeettiseen kompressoriin, paitsi että siinä on avattava kuori, mikä mahdollistaa kompressorin huollon. Lisäksi puolihermeettisen kompressorin osia, kuten venttiileitä, venttiilikansia ja suodattimia, on mahdollista vaihtaa. [10, s. 14.]

### 2.3.3 Avokompressori

Avokompressorissa sen käyttämä voima tuodaan erilliseltä sähkömoottorilta kompressorin kuoren lävistävää akselia pitkin. Erillinen sähkömoottori voidaan kytkeä suoraan lävistävään akseliin tai voima voidaan tuoda akselille hihnan välityksellä. [10, s. 16.]

### 2.3.4 Eri kompressorityyppejä

Mäntäkompressorissa sähkömoottori liikuttaa mäntää edestakaisin pumppaavalla liikkeellä, puristaen samalla kaasua. Kuvassa 5 on esitetty mäntäkompressorin toimintaperiaate. Männän liikuessa taaksepäin se imee samalla tulevaa kaasua sylinteriin ja liikuessa eteenpäin puristaa kaasua pois sylinteristä, lisäten sen painetta. Venttiileillä ohjataan kaasun liikettä.



Kuva 5 Mäntäkompressorin toimintaperiaate. [12]

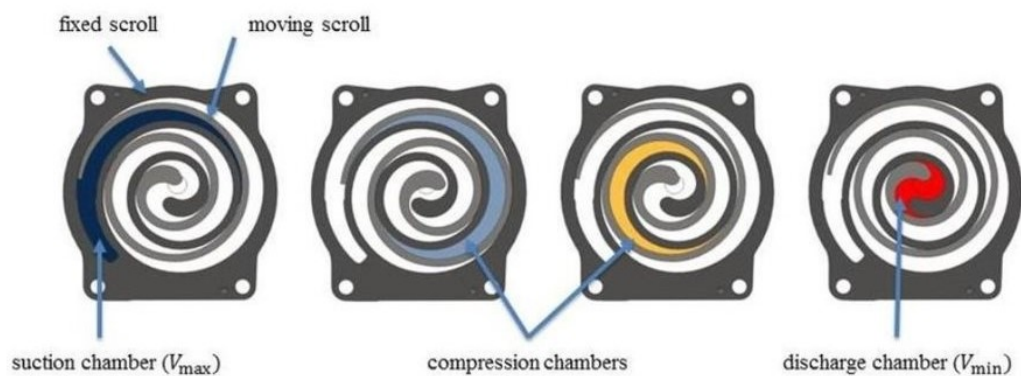
Ruuvikompressorissa kaasua puristetaan kasaan roottoreiden välissä. Yleisimät käytetyt ruuvikompressorit ovat kaksiroottorisia. Kuvassa 6 on esitetty kaksiroottorinen ruuvikompressor. Ruuvikompressorien roottorit ovat epäsymmetriset, ja roottoreiden pyöriessä niiden välissä oleva kaasu puristuu kasaan pienenevässä tilassa, lisäten kaasun painetta. [9, s. 18.]



Kuva 6 Kaksiroottorinen ruuvikompressor. [12]

Scroll-kompressorissa eli kierukkakompressorissa kaasun puristus tapahtuu kahden kierukan välissä. Kuvassa 7 on esitetty scroll-kompressorin toimintaperiaate. Scroll-kompressorissa toinen kierukka on paikallaan pysyvä ja toinen kiertävä. Puristettava kaasu liikkuu kierukoiden välissä pienevässä tilassa ja vapautetaan kierukoiden keskeltä [14]. Scroll-kompressorit ovat toiminnaltaan luotettavia, koska niissä ei ole venttiilejä ja siten niissä ei voi ilmentyä venttiilivikoja, jotka ovat yksi kompressorien yleisimmistä vioista [10, s. 19–20].

## Scroll Compressor Working Principle



Kuva 7 Scroll-kompressorin toimintaperiaate. [14.]

### 2.4 Lauhdutin

Lämpöpumpuissa yleisesti käytettävät lauhduttimet ovat joko ilma- tai nestejäähdytteisiä. Ilmajäähdytteisiä lämpöpumppeja käytetään ilmalämpöpumpuissa ja nestejäähdytteisiä ilma-vesi-, poistoilma- sekä maalämpöpumpuissa. [6, s. 13.]

Ilmajäähdytteisten lauhduttimien kennot ovat yleisesti valmistettu alumiinilamelleista ja kupariputkista, ja nestejäähdytteiset lauhduttimet ovat useimmiten levylämmönsiirtimiä, kuten aiemmassa kuvassa 4 [6, s. 13]. Lauhduttimina käytettyjen levylämmönsiirtimien rakenne vastaa höyrystiminä käytettyjen levylämmönsiirtimien rakennetta, paitsi että kylmäaine- ja lämmönsiirtonestevirtauksien suunnat ovat vaihtuneet [6, s. 13]. Lauhduttimet ovat suotavaa asentaa

suoraan, sillä muuten vinoon asentaessa niiden putkistoihin voi kerääntyä nestemäistä kylmäainetta sekä öljyä, jotka voivat lopulta tukkia lauhdutinta ja vähentää sen tehoa [7, s. 14].

## 2.5 Paisuntalaite

Lämpöpumpuissa käytettävät paisuntalaitteet ovat joko termostaattisia tai elektronisia paisuntaventtiilejä. Termostaattinen paisuntaventtiili säättää höyrystimeen menevän kylmäaineen ruiskutusta seuraamalla höyrystimeltä lähtevän kylmäaineen tulistumista. Kun tulistuminen kasvaa, höyrystimeltä lähtevän imuputken lämpötila kasvaa samalla, jolloin nousee myös lämpötila ja paine höyrystimen jälkeen asennetussa tuntoelimestä. Tuntoelimen paine välittyy kapillaariputken välityksellä takaisin paisuntaventtiiliin, joka päästää kylmäainetta höyrystimelle siten, että kylmäaine tulistuu oikean suuruiseksi ja vakaasti. [6, s. 13.]

Elektroninen paisuntaventtiili voi olla pulssittava, askelmoottorilla toimiva tai jatkuvasti säätävä. Elektroninen paisuntaventtiili tutkii imuputken lämpötilaa anturilla ja saa painetiedon painelähettimeltä, jonka arvojen perusteella se säättää höyrystimeen pääsevän kylmäaineen määrää. Pulssittava paisuntaventtiili toimii tietyin jaksoin, joiden aikana se voi olla auki tai kiinni. Askelmoottorilla toimiva paisuntaventtiili avautuu ja sulkeutuu pienissä portaissa, joita voi olla venttiilistä riippuen sadoista tuhansiin. Jatkuvasti säätävä paisuntaventtiili toimii portaattomasti. [6, s. 14.]

## 2.6 Lämpökerroin

Lämpökerroin COP (COP = Coefficient of performance), kuvaa lämpöpumpun tehokkuutta. Se kertoo, kuinka paljon lämpöpumppu tuottaa lämpöä suhteessa lämpöpumppuun tehtyyn työhön. [15.]

Lämpökertoimen kaava on

$$COP = \frac{Q_L}{W_{sis.}} \quad (1)$$

$COP$  on lämpökerroin  
 $Q_L$  on lämpöpumpun tuottama lämpö [W]  
 $W_{sis.}$  on lämpöpumppuun tehty työ [W]

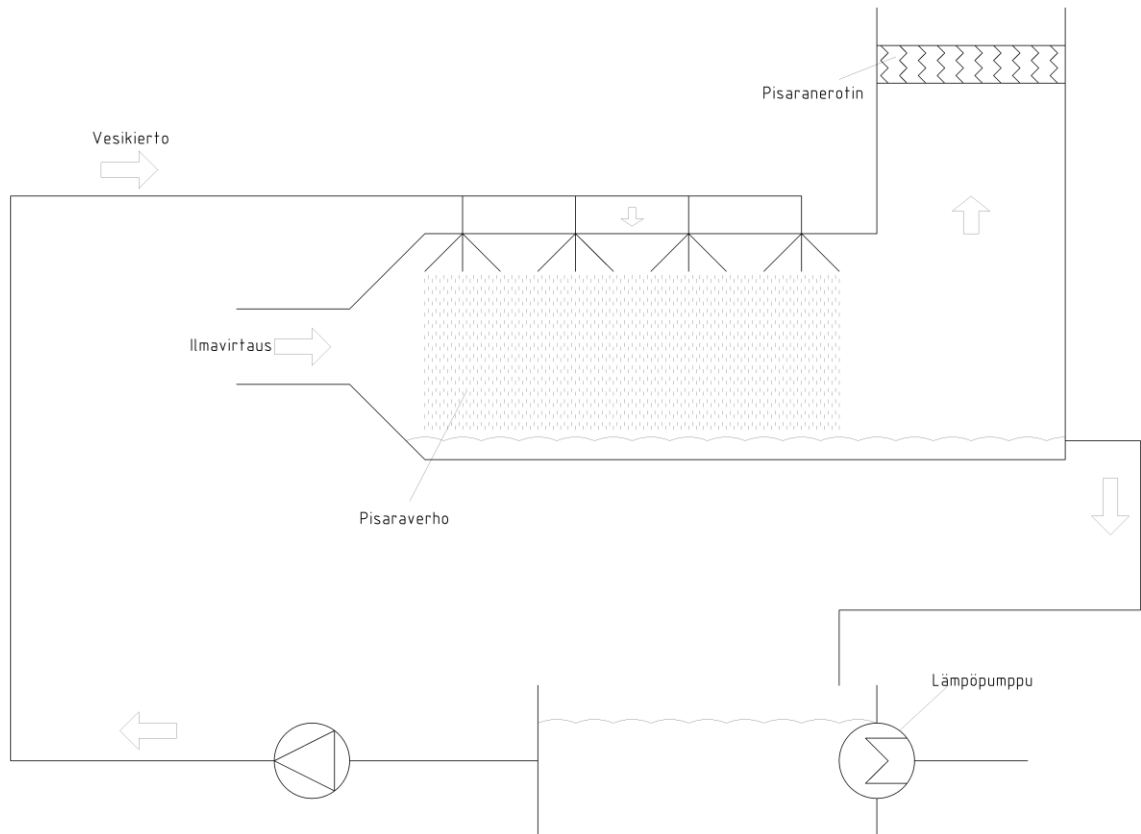
Tehokkaampi pumppu vaatii vähemmän työtä lämmön tuottamiseen, joten sen lämpökerroin on suurempi.

### 3 Poistoilman lämmön talteenotto

Yksi tämän työn tarkoituksista on tutkia teoreettisesti, kuinka paljon pintakäsittelylaitoksen prosessialtaan poistoilmasta saadaan lämpöenergiaa talteen. Lämpöenergian talteenotossa käytetään pisaraverhoa, jossa vesipisarat tippuvat poistoilman läpi, samalla varastoiden poistoilmasta lämpöenergiaa.

#### 3.1 Pisaraverhon hyödyntäminen lämmön talteenotossa

Kuvassa 8 on esitetty tutkittavan tilanteen yksinkertainen mallinnus. Ilmanpoisto valittiin vaakasuoraksi, jotta tilan korkeus ei rajoittaisi laitteiden asennusta. Prosessialtaan poistoilma saapuu pisaraverhon alle vasemmalta ja poistuu jäähdytettynä ylöspäin. Lämmennyttä vettä jäähdytetään erillisessä altaassa lämpöpumpulla ja jäähtynyt vesi laitetaan uudestaan pisarasuuttimista läpi. Koska poistoilma on hieman hapanta, kiertoveteen pitää lisätä ajoittain emästä, jotta jäähtynyt poistoilma on neutraalia.



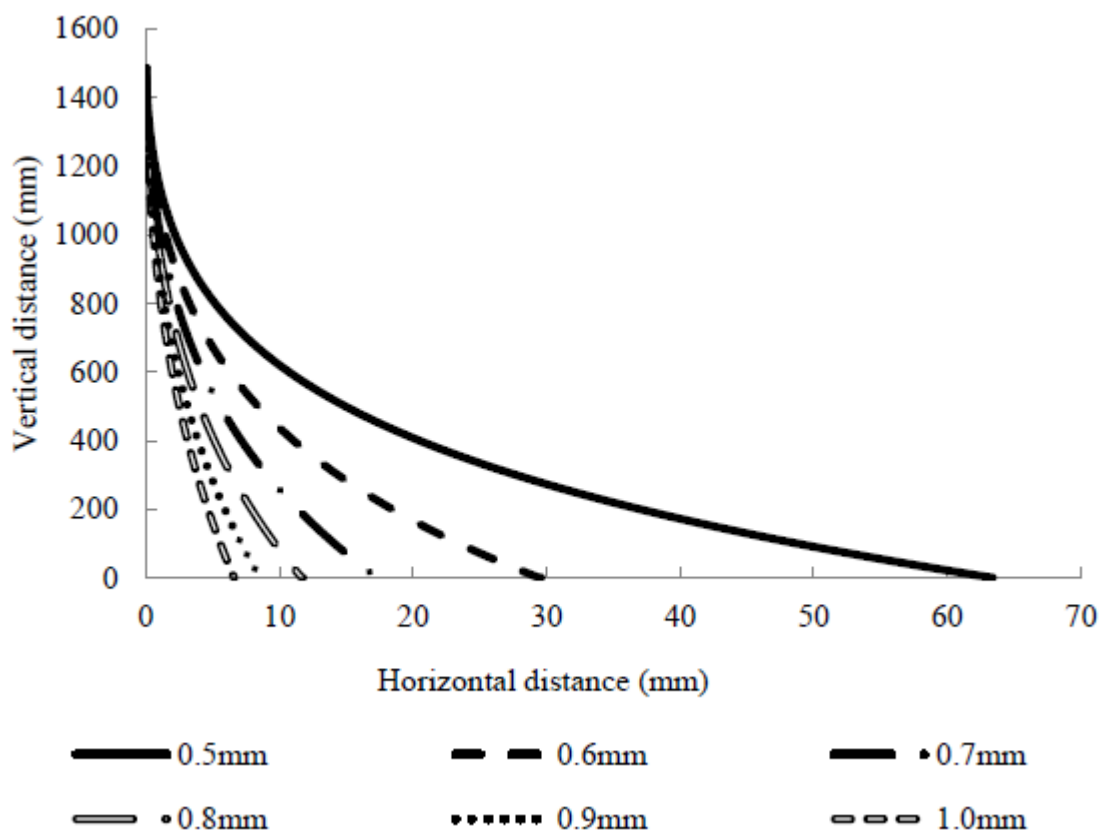
Kuva 8 Pisaraverhojäähdytyksen yksinkertainen mallinnus.

Pisaraverhosäiliön pituuden on suunniteltu olevan 6 metriä ja korkeuden sekä leveyden 3 metriä. Säiliön poikkipinta-alan pitää olla tarpeeksi suuri, jotta poistoilman nopeus laskee enintään 2 m:iin/s. Säiliön loppupuolelle, pystysuoraan osioon, asennetaan pisaranerotin, joka poistaa poistoilman mukaan menneet mahdolliset pisarat.

Pisaroiden halkaisijan on suunniteltu olevan 1 mm. Pisaroiden pitää olla tarpeeksi suuria, jotta ne eivät lähde poistoilman mukana pois, mutta kuitenkin mahdollisimman pieniä, jotta lämmönsiirtopinta-ala veden ja ilman välillä on mahdollisimman suuri. Feng Li, Lin Duanmu, Lin Fu sekä Xiling Zhao tutkivat artikkelissaan [16] mm. putoavien pisaroiden dynamiikkaa ilmavirtauksessa, josta erikokoisten pisaroiden kulkema horisontaalinen matka tietyillä putoamiskorkeuksilla on esitetty kuvassa 9. Kuvasta huomataan, että 1 mm:n halkaisijan vesipisarat liikkuvat ilmavirtauksen mukana hyvin vähän. Kuvan 9 tiedot on saatu numeerisin menetelmin seuraavilla arvoilla: vesipisaroiden



putoamisnopeus 15 m/s, ilman nopeus 2 m/s sekä lämmönsiirtimen korkeus 1,5 m. [16, s. 4–5.]



Kuva 9 Erikokoisten pisaroiden kulkema horisontaalinen matka poikkisuuntaisessa ilmavirtauksessa [16, s. 5.]

Lämmenneet pisarat putoavat säiliön pohjalle. Säiliön seinällä on putken suuaukko sijoitettu siten, että vedenpinta ei pääse tietyn korkeuden yli. Putkesta vesi virtaa erilliseen altaaseen, jossa lämpöpumppu jäähdyttää veden noin 4 °C:seen ja ottaa lämmön talteen esimerkiksi laitoksen käyttöveden. Tässä yhteydessä on myös helppo lisätä emästä kiertoveteen. Lopulta kiertovesi pumpataan takaisin pisarasuuttimille.

### 3.2 Energiataseet

Laskuilla on pyritty määrittämään poistoilmasta saatavan lämpöenergian määrä sekä poistoilman jäähdyttämiseen vaadittavan veden määrä. Lämmönsiirtotapahtuman laskuissa on oletettu olevan neljä eri virtausta:

- tuleva kiertovesi
- lämminnyt kiertovesi
- tuleva poistoilma
- jäähtynyt poistoilma.

Lisäksi on oletettu, että ilman ja veden välillä ei tapahdu massansiirtoa. Laskenta on lisäksi tehty yksinkertaisilla lämpötehojen taseilla, mikä ei ota huomioon vesipisaroiden ja ilmavirtauksen välistä lämmönsiirron tehokkuutta. Tämä tarkoittaa, että laskujen tilanne on ns. täydellinen lämmönsiirtotapahtuma, jossa lämmönsiirron oletetaan tapahtuvan loputtomassa alueessa. Tarkempien laskujen tekemiseksi vesipisaroiden ja ilmavirtauksen välinen lämmönsiirtokerroin on hankittava joko kokeellisesti tai numeerisin menetelmin.

Lämpötehon tase pisaraverhojäähdytykselle on seuraava:

$$Q_{v,1} + Q_{i,1} = Q_{v,2} + Q_{i,2} \quad (2)$$

$Q_{v,1}$  on tulevan veden lämpöteho [kW]  
 $Q_{i,1}$  on tulevan ilman lämpöteho [kW]  
 $Q_{v,2}$  on lähtevän veden lämpöteho [kW]  
 $Q_{i,2}$  on lähtevän ilman lämpöteho [kW].

Tehon kaava on toisaalta

$$Q = m * h \quad (3)$$

$m$  on massavirta [kg/s]  
 $h$  on entalpia [kJ/kg].

Yhdistämällä kaavat 2 ja 3 saadaan siten

$$m_{v,1} * h_{v,1} + m_{i,1} * h_{i,1} = m_{v,2} * h_{v,2} + m_{i,2} * h_{i,2} \quad (4)$$

Veden ja ilman entalpioiden arvot saadaan taulukoista, kun tiedetään kyseisen aineen paine ja lämpötila sekä ilman tapauksessa myös suhteellinen kosteus. Paine on tässä tapauksessa ilmanpaine ja virtauksien lämpötilat on oletettu eri arvoiksi. Ilman suhteelliseksi kosteudeksi lämmönsiirtotapahtumaan tullessa on oletettu olevan 50 % ja lähtiessä 100 %.

Poistoilman on oletettu jäähtyvän 30 °C:sta 15 °C:seen ja jäähdytysveden lämpiävän 4 °C:sta 15°C:seen. Ilman entalpiat on katsottu Mollier'n diagrammista ja veden entalpiat taulukoiduista arvoista. Entalpiat on merkitty taulukkoon 1.

Taulukko 1. Virtauksien entalpiat

Virtaus	Entalpia (kJ/kg)
$m_{v,1}$	16,82
$m_{v,2}$	67,78
$m_{i,1}$	64,32
$m_{i,2}$	42,12

Kun oletetaan, että ilman ja veden välillä ei tapahdu massan siirtoa, eli veden ja ilman massat pysyvät samoina, saadaan kaavasta 4

$$m_v * h_{v,1} + m_i * h_{i,1} = m_v * h_{v,2} + m_i * h_{i,2} \quad (5)$$

josta voidaan määrittää tarvittavan jäähdytysveden massavirta

$$m_v = \frac{m_i * (h_{i,2} - h_{i,1})}{h_{v,1} - h_{v,2}} \quad (6)$$

$$m_v = \frac{3,21 \frac{kg}{s} * (42,12 \frac{kJ}{kg} - 64,32 \frac{kJ}{kg})}{16,82 \frac{kJ}{kg} - 67,78 \frac{kJ}{kg}} = 1,55 \frac{kg}{s} .$$

Poistoilmasta saadaan lämpötehoa sen virtauksien lämpötehojen erotuksen määrä, eli

$$\Delta Q_i = Q_{i,1} - Q_{i,2} = m_i * h_{i,1} - m_i * h_{i,2} \quad (7)$$

$\Delta Q_i$  on poistoilmasta talteen otettu lämpöenergia [kW].

Ilman virtaus pysyy vakiona, eli saadaan

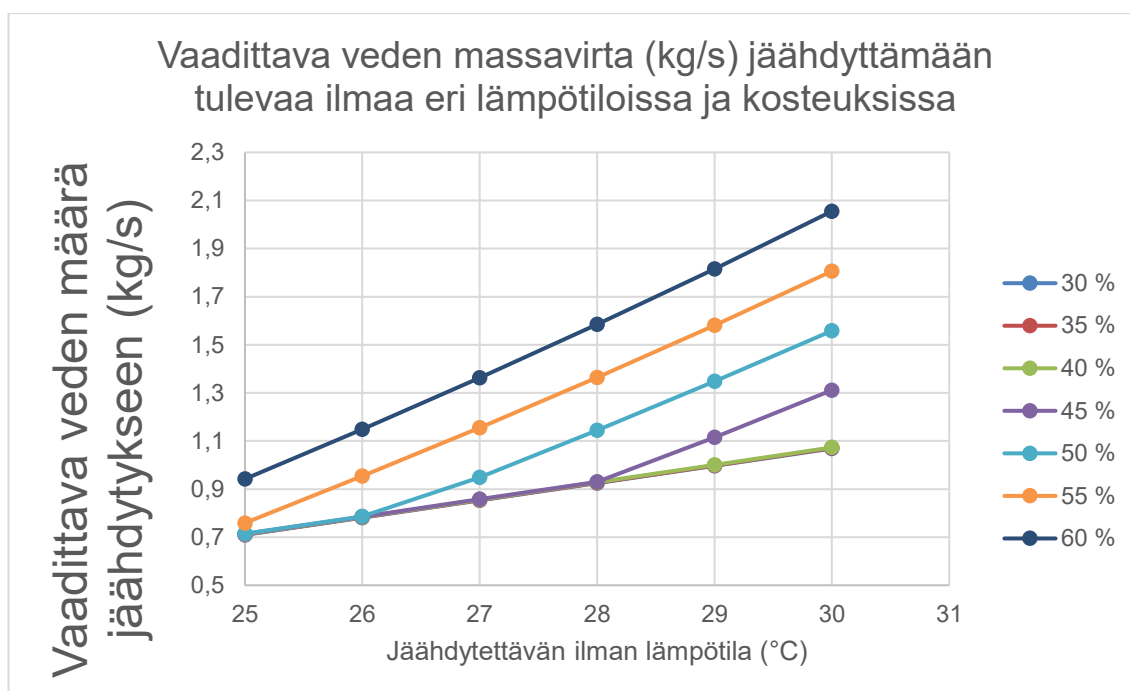
$$\begin{aligned} \Delta Q_i &= m_i * (h_{i,1} - h_{i,2}) = 3,21 \frac{kg}{s} * \left( 64,32 \frac{kJ}{kg} - 42,12 \frac{kJ}{kg} \right) \\ &= 71,26 kW \end{aligned}$$

Eli jäähdystysteho olisi noin 46 kW/litra vettä. Taulukkoon 2 on laskettu eri arvoja tarvittavalle jäähdystysvedelle, kun vesi lämpenee eri arvoihin.

Taulukko 2. Tarvittavan jäähdystysveden määrä eri lämmenneen jäähdystysveden lämpötilan arvoilla.

Lämmenneen veden lämpötila $T_{v,2}$ [°C]	Lämmenneen veden entalpia $h_{v,2}$ [kJ/kg]	Tarvittavan jäähdystysveden määrä $m_v$ [kg/s]
15	62,78	1,55
14	58,61	1,70
13	54,43	1,89
12	50,26	2,13
11	46,09	2,43
10	41,91	2,84

Kuvaan 10 on lisäksi laskettu eri lämpötiloissa ja kosteuksissa olevan ilman 15 °C:seen jäähdystämisen tarvittava vesimäärä (vesi lämpenee 15 °C:seen). Kuvaan 10 käytetyt arvot ovat liitteessä 1.



Kuva 10 Eri lämpötiloissa ja kosteuksissa olevan ilman jäähdyttämiseen tarvittava vesimäärä.

### 3.3 Energiataseen vertailu muuhun kirjallisuuteen

Biolan Oy on kehittänyt kasvihuonejäähdytykseen tarkoitettua pisaraverhojäähdytintä, joka jäähdyttää paikallaan olevaa ilmaa. Jäähdytystehoksi Biolan Oy sai noin 3–10 kW per litra vettä [17, s. 2]. Jäähdytysteho vaihtui Biolan Oy:n testeissä riippuen ilman lämpötilasta ja kosteudesta aamun ja illan välillä.

Feng Li ym. tutkivat artikkelissaan lämmönsiirtoa putoavien vesipisaroiden ja savukaasun välillä. He tekivät tutkimuksessaan seuraavat oletukset:

- Pisara on symmetrinen pallo.
- Lämmönsäteilyä pisaran ja kaasun välillä ei tapahdu.
- Kaasu ja vesihöyry ovat ideaalisia kaasuja.
- Massansiirrolla ei ole merkitystä lämmönsiirtoon [16, s. 6].

He esittivät seuraavan kaavan savukaasun luovuttamalle lämmölle vesipisaraan [16, s. 7]:

$$Q_h = \pi * d_w * \lambda_\alpha * (T_\infty - T_s) * (2 + 0,6 * Re^{\frac{1}{2}} * Pr^{\frac{1}{3}}) \quad (8)$$

$Q_h$  on savukaasun luovuttama lämpö [W]  
 $d_w$  on vesipisaran halkaisija [m]  
 $\lambda_\alpha$  on savukaasun lämmönjohtavuus [W/m\*K]  
 $T_\infty$  on savukaasun lämpötila [°C]  
 $T_s$  on vesipisaran lämpötila [°C]  
 $Re$  on Reynoldsin luku  
 $Pr$  on Prandtlin luku.

Yuchao Song, Hongtao Gao, Yafei Zhang, Yiming Jian sekä Lu Zhan esittivät artikkelissaan [18, s. 2] putoavan pisaran Reynoldsin luvulle seuraavan kaavan:

$$Re = \frac{\rho_a * D_d * u_s}{\mu_a} \quad (9)$$

$\rho_a$  on ilman tiheys [kg/m<sup>3</sup>]  
 $D_d$  on vesipisaran halkaisija [m]  
 $u_s$  on vesipisaran nopeus [m/s]  
 $\mu_a$  on ilman viskositeetti [Pa\*s].

Kun oletetaan vesipisaran halkaisijaksi 1 mm ja nopeudeksi 15 m/s, saadaan Reynoldsin luvuksi

$$Re = \frac{1,155 \frac{kg}{m^3} * 0,001 m * 15 m/s}{0,000018 Pas} = 962,5$$

Prandtlin luvun kaava on

$$Pr = \frac{c_p * \eta}{\lambda} \quad (10)$$

$c_p$  on veden ominaislämpö [J/kg\*K]  
 $\eta$  on veden viskositeetti [Pa\*s]  
 $\lambda$  on veden lämmönjohtavuus [W/m\*K]

Prandtlin luku vesipisaralle on siten

$$Pr = \frac{4194,5 \frac{J}{kgK} * 0,001354 Pas}{0,5752 \frac{W}{mK}} = 9,87$$

jolloin saadaan kaavan 8 mukaisesti vesipisaralle luovutetuksi lämmöksi

$$Q_h = \pi * 0,001 \text{ m} * 0,026 \frac{\text{W}}{\text{mK}} * (30 \text{ }^\circ\text{C} - 4 \text{ }^\circ\text{C}) * \left(2 + 0,6 * 962,5^{\frac{1}{2}} * 9,87^{\frac{1}{3}}\right) = 0,089 \text{ W}$$

Luvussa 3.2 laskettiin ilman luovuttamaksi lämmöksi 71,26 kW, mikä tarkoittaa kaavan 8 lasketulla lämmöllä että veden jäähdyttämiseksi tarvittaisiin noin 804 tuhatta vesipisaraa, joiden massavirraksi tulisi noin 0,42 kg/s, eli lähes neljännes luvussa 3.2 lasketusta. Poikkeamaan vaikuttaa mm. aikaisemmin esitetyt oletukset, sekä että lämmönsiirto ei ole ideaalinen. Todellinen lämmönsiirtokerroin saataisiin kokeellisesti tai numeerisesti laskemalla.

Liu Hua, Zhou Xian ja Fu Lin tutkivat artikkelissaan savukaasun ja vesipisaroiden välistä lämmönsiirtoa ja esittivät seuraavan kaavan savukaasun ja veden välisen lämmönsiirron tehokkuudelle [19, s. 2]:

$$E = \frac{t_{s1} - t_{s2}}{t_{s1} - t_{w1}} \quad (11)$$

$t_{s1}$  on tulevan kaasun märkälämpötila [ $^\circ\text{C}$ ]

$t_{s2}$  on jäähdytetyn kaasun märkälämpötila [ $^\circ\text{C}$ ]

$t_{w1}$  on jäähdytysveden lämpötila [ $^\circ\text{C}$ ].

Kun tulevan ilman kosteus on 50 % ja lämpötila 30  $^\circ\text{C}$  (märkälämpötila 22,297  $^\circ\text{C}$ ), ilma jäähdytetään 15  $^\circ\text{C}$ :seen (100 % kostea, märkälämpötila 15  $^\circ\text{C}$ ) ja jäähdytysveden lämpötila on 4  $^\circ\text{C}$ , kaavalla 11 saadaan tehokkuudeksi

$$E = \frac{22,297 \text{ }^\circ\text{C} - 15 \text{ }^\circ\text{C}}{22,297 \text{ }^\circ\text{C} - 4 \text{ }^\circ\text{C}} = 0,399$$

Luvussa 3.2 taselaskulla lasketulle vesimäärälle (kaava 6) se tarkoittaisi, että vettä tarvittaisiin noin 3,8 l/s. Saatua arvo voidaan varmistaa mm. kokeellisesti.

## 4 Johtopäätökset

Tulevasta poistoilmasta (30 °C, kosteus 50 %) voidaan saada noin 71 kW lämpöä pois, kun se jäähdytetään 15 °C:seen. Vuoden 2022 viimeisellä neljänneksellä sähkön keskimääräinen hinta oli noin 27 snt/kWh [20]. Jos poistoilmaa tulisi läpi vuoden, tämä tarkoittaisi vuodessa kyseisellä sähkön hinnalla noin 168 000 €:n arvoisen lämpötehon saamista poistoilmasta. Pesaraverhojäähdytyksen kannattavuuteen vaikuttaa koko prosessin kuluttama energia sekä laite- ja rakennuskustannukset, joita olisi hyvä tutkia. Saatu 71 kW:n lämpötehon arvo on myös teoreettinen, joten todellisen arvon saamiseksi on hyvä tehdä kokeellisia testejä.

Saadut arvot ovat kuitenkin riittävän tarkkoja prosessin alustavaan mitoitukseen ja tarvittavien laitteiden hinnoitukseen. Oikeassa prosessissa nähtäisiin sitten, kuinka hyvin teoreettisesti laskettu malli vastaisi todellisuutta.

## 5 Yhteenveto

Opinnäytetyö tehtiin Dreamsoft Oy:lle, joka on kemiallisia ja sähkökemiallisia pinnoituslaitoksia suunnitteleva yritys. Yrityksessä oli havaittu vuoden 2022 loppupuolella olevan energiakriisin myötä hyväksi tutkia, kuinka pinnoituslaitoksien energiatehokkuutta voitaisiin parantaa.

Opinnäytetyössä tutkittiin, kuinka pinnoituslaitoksien prosessialtaiden poistoilmasta voitaisiin saada energiaa talteen pisaraverhon avulla. Tutkimus suoritettiin teoreettisesti, perehtymällä vastaaviin tutkimuksiin, internetaineistoihin sekä soveltamalla etsittyä ja koulussa opittua tietoa.

Työssä laskettiin, kuinka paljon poistoilmasta voitaisiin saada energiaa talteen ja millä vesimäärällä. Laskut tehtiin suhteellisen yksinkertaisella taselaskennalla, jota vertailtiin muuhun työn aiheeseen liittyvään kirjallisuuteen. Laskuilla saadut arvot ovat teoreettisia, ja todellisten, tarkkojen arvojen saamiseen vaadittaisiin kokeellisia testejä tai numeerista mallinnusta.



Lopputuloksena huomattiin, että pinnoituslaitoksen prosessialtaiden poistoil-  
masta voidaan saada huomattava määrä energiaa, jota voidaan hyödyntää  
muualla laitoksessa. Tämä vaikuttaisi pinnoituslaitoksen energiatehokkuuteen ja  
voi tuoda säästöjä laitokselle.

Jatkotutkimusta työstä voitaisiin tehdä tutkimalla prosessin kuluttamaa energiaa  
(mm. pumppu, lämpöpumppu) sekä tekemällä kokeellisia testejä pienemmässä  
mittakaavassa. Myös prosessin kustannuksia, esim. laite- ja rakennuskustan-  
nuksia, voisi tutkia tarkemmin. Niiden avulla voisi arvioida pisaraverhojäähdy-  
tyksen kannattavuutta pintakäsittelylaitoksissa.

## Lähteet

- 1 2030 climate & energy framework. 2020. Verkkoaineisto. European Commission. <[https://climate.ec.europa.eu/eu-action/climate-strategies-targets/2030-climate-energy-framework\\_en](https://climate.ec.europa.eu/eu-action/climate-strategies-targets/2030-climate-energy-framework_en)>. Luettu 12.2.2023.
- 2 Tuotannon hukkalämpö hyödyksi. Verkkoaineisto. Motiva Oy. <[https://www.motiva.fi/files/8501/Tuotannon\\_hukkalampo\\_hyodyksi.pdf](https://www.motiva.fi/files/8501/Tuotannon_hukkalampo_hyodyksi.pdf)>. Luettu 12.2.2023.
- 3 Energian loppukulutus sektoreittain, 1970–2021. 2022. Verkkoaineisto. Tilastokeskus. <[https://pxdata.stat.fi/PxWeb/pxweb/fi/StatFin/StatFin\\_\\_ehk/statfin\\_ehk\\_pxt\\_12vk.px/table/tableViewLayout1/](https://pxdata.stat.fi/PxWeb/pxweb/fi/StatFin/StatFin__ehk/statfin_ehk_pxt_12vk.px/table/tableViewLayout1/)>.
- 4 Lohtari ym. (toim.). 2001. Kemiallinen ja sähkökemiallinen pintakäsittely, osa III. Helsinki: Suomen Galvanotekninen Yhdistys.
- 5 Järvinen, Jarmo. 2022. Energiansäästö pintakäsittelyssä. Esitys. Suomen Galvanoteknisen yrityksen koulutuspäivä 2.12.2022.
- 6 Mero, Teemu. 2019. Lämpöpumppujärjestelmän suunnittelun ja laitevalinnan perusteet. Opinnäytetyö. Savonia Ammattikorkeakoulu. Theseus-tietokanta.
- 7 Käyhkö, Erno. 2019. Asuinkerrostalokohteen keskitettyjen jäähdytysjärjestelmien vertailu. Insinöörityö. Metropolia Ammattikorkeakoulu. Theseus-tietokanta.
- 8 How does a heat pump work. Verkkoaineisto. Heat Pumping Technologies Technology Collaboration Programme. <<https://heatpumpingtechnologies.org/market-technology/heat-pump-work/>>. Luettu 12.2.2023.
- 9 Alfa Laval ACH74/ACK74 tuotelehtinen. Verkkoaineisto. Alfa Laval Nordic Oy. <<https://assets.alfalaval.com/documents/pd67b752c/alfa-laval-ac74-product-leaflet-fi.pdf>>. Luettu 12.2.2023.
- 10 Suckman, Pasi. 2018. Kylmälaitteistojen sähköjärjestelmät. Opinnäytetyö. Satakunnan Ammattikorkeakoulu. Theseus-tietokanta.
- 11 Kylmäkompressorit hermeettisestä avokompressoriin. Verkkoaineisto. Darment Oy. <<https://darment.fi/kylmakompressorit-hermeettisesta-avokompressoriin/>>. Luettu 13.2.2023.

- 12 Reciprocating Compressors Introduction. Verkkoaineisto. The Piping Engineering World. <<https://www.pipingengineer.org/reciprocating-compressors-introduction/>>. Luettu 13.2.2023.
- 13 Screw compressors: Operation and Maintenance. 2015. Verkkoaineisto. Turbomachinery International Magazine. <<https://www.turbomachinerymag.com/view/screw-compressors-operation-and-maintenance>>. Luettu 14.2.2023.
- 14 How Do Scroll Air Compressors Work. Verkkoaineisto. Sunrise Metal. <<https://www.sunrise-metal.com/how-do-scroll-air-compressors-work/>>. Luettu 14.2.2023.
- 15 Coefficient of Performance. Verkkoaineisto. EnergyEducation.ca. <[https://energyeducation.ca/encyclopedia/Coefficient\\_of\\_performance](https://energyeducation.ca/encyclopedia/Coefficient_of_performance)>. Luettu 14.2.2023.
- 16 Duanmu, Lin; Fu, Lin; Li, Feng & Zhao, Xiling. 2018. Performances of gas-water direct-contact heat transfer. Cold Climate HVAC 2018, s 63–77.
- 17 Huttunen, Jukka. 2011. Closed greenhouse cooling with water droplet curtain. Teoksessa Acta Horticulturae. International Symposium on High Technology for Greenhouse Systems: GreenSys2009.
- 18 Gao, Hongtao; Jian, Yiming; Song, Yuchao; Zhan, Lu & Zhang, Yafei. 2022. Numerical analysis of a free-falling water droplet in different temperatures. 17<sup>th</sup> UK Heat Transfer Conference.
- 19 Hua, Liu; Lin, Fu & Xian, Zhou. 2015. Thermal calculation method for direct-contact flue-gas-water condensation heat exchangers. HV&AC 2015, Vol 7.
- 20 Energian hinnat 2022, 4. vuosineljännes. 2023. Verkkoaineisto. Tilastokeskus. <<https://www.stat.fi/julkaisu/cl8lal5p5lsmd0cw1981ta2nc>>. Luettu 12.4.2023.

## Eri lämpötiloissa ja kosteuksissa olevan ilman jäähdyttämiseen tarvittavan vesimäärän laskun arvot

Taulukkojen arvot on määritetty kostean ilman Mollier'n diagrammista.

Taulukko 1 Tulevan poistoilman entalpia lämpötilan ja kosteuden funktioilla.

T (°C)	(kJ/kg)						
	Ilman kosteus						
	30 %	35 %	40 %	45 %	50 %	55 %	60 %
25	40,207	42,744	45,291	47,845	50,407	52,977	55,556
26	42,155	44,853	47,561	50,278	53,004	55,739	58,483
27	44,154	47,023	49,901	52,79	55,689	58,599	61,519
28	46,208	49,256	52,315	55,386	58,468	61,562	64,668
29	48,319	51,556	54,806	58,069	61,345	64,634	67,937
30	50,49	53,926	57,377	60,843	64,324	67,82	71,331

Taulukko 2 Lähtevän ilman entalpia tulevan ilman lämpötilan ja kosteuden funktioilla.

T (°C)	Ilman kosteus						
	30 %	35 %	40 %	45 %	50 %	55 %	60 %
25	30,041	32,562	35,09	37,626	40,169	42,115	42,115
26	30,967	33,644	36,329	39,026	41,731	42,115	42,115
27	31,94	34,784	37,638	40,502	42,115	42,115	42,115
28	32,966	35,985	39,016	42,06	42,115	42,115	42,115
29	34,048	37,254	40,47	42,115	42,115	42,115	42,115
30	35,186	38,586	42,002	42,115	42,115	42,115	42,115

= vettä ei tiivistyy -> kosteus ei 100%, entalpia katsottu erikseen

= vettä tiivistyy -> kosteus 100 %, entalpiat samat

Taulukko 3 Lähtevän ilman massavirta (kg/s), laskettu vain, jos tiivistyy (jos ei tiivisty, oletus -> ilman massavirta vakio)

T (°C)	Ilman kosteus						
	30 %	35 %	40 %	45 %	50 %	55 %	60 %
25	3,208333	3,208333	3,208333	3,208333	3,208333	3,20757	3,20436
26	3,208333	3,208333	3,208333	3,208333	3,208333	3,20541	3,202
27	3,208333	3,208333	3,208333	3,208333	3,20675	3,20314	3,19952
28	3,208333	3,208333	3,208333	3,208333	3,20457	3,20074	3,1969
29	3,208333	3,208333	3,208333	3,20634	3,20228	3,19821	3,19414
30	3,208333	3,208333	3,208333	3,20418	3,19987	3,19555	3,19123