



# **LÄMPÖPUMPPURATKAISUT TEOLLISUUDEN HUKKALÄMPÖJEN HYÖDYNTÄMISEEN**

Lappeenrannan-Lahden teknillinen yliopisto LUT

Energiatekniikan diplomityö

2023

Niko Kämäräinen

Tarkastajat: Professori Teemu Turunen-Saaresti

Tutkijaopettaja Antti Uusitalo

Ohjaaja: Manager, Energy Recycling Solutions Mika Siekinen

## TIIVISTELMÄ

Lappeenrannan–Lahden teknillinen yliopisto LUT

LUT Energiajärjestelmät

Energiatekniikka

Niko Kämäräinen

**LÄMPÖPUMPPURATKAISUT  
HYÖDYNTÄMISEEN**

**TEOLLISUUDEN**

**HUKKALÄMPÖJEN**

Energiatekniikan diplomityö

2023

105 sivua, 27 kuvaa, 11 taulukkoa ja 15 yhtälöä

Tarkastajat: Professori Teemu Turunen-Saaresti ja Tutkijaopettaja Antti Uusitalo

Avainsanat: Teollisuuden hukkalämpö, lämpöpumppu, kaksiasstepuristus, kaskadikytkentä

Suomessa ja EU:ssa teollisuuden energiankulutus on merkittävässä roolissa, jonka lisäksi Suomessa teollisuus aiheuttaa noin 10 % kasvihuonekaasupäästöistä ja EU:ssa noin 20 %. Teollisuuden prosessit perustuvat usein polttotekniikkaan, joka tuotetaan esimerkiksi fossiilisilla polttoaineilla. Lisäksi teollisuusprosesseista syntyy paljon hukkalämpöjä, joita ei hyödynnetä mihinkään. Hukkalämmöillä on monia käyttökohteita, kuten omissa prosesseissa tai kaukolämmön tuotannossa. Hukkalämmöt voidaan hyödyntää esimerkiksi lämpöpumppujen avulla, nostamalla matala hukkalämpö korkeampaan lämpötilaan, jolloin hukkalämpöjen hyödyntämismahdollisuudet ja laitojen energiatehokkuus paranevat.

Tässä diplomityössä on tarkoitus käsitellä Suomen ja EU:n teollisuudessa syntyvää hukkalämpöpotentiaalia, hukkalämpöjen hyödyntämismahdollisuuksia sekä lämpöpumpputekniikkaa ja tyypillisiä lämpöpumppusysteemejä, jonka avulla teollisuuden hukkalämpöjä voidaan hyödyntää. Diplomityössä on tarkoituksena laskentaosion avulla vertailla kolmea eri tyypillistä lämpöpumppusysteemiä keskenään hyötysuhteiden osalta sekä tutkia millainen vaikutus systeemien hyötysuhteisiin prosessin alijäähdyttämällä on. Lisäksi työssä vertaillaan muutamien ympäristöystävällisten ja luonnollisten kylmäaineiden vaikutusta systeemien hyötysuhteisiin ja pohditaan kylmäaineiden tulevaisuutta.

Diplomityön laskennan tuloksena saatiin, että lämpöpumppusysteemit soveltuvat todella hyvin teollisuuden hukkalämpöjen hyödyntämiseen korkeilla hyötysuhteilla (noin 2,5–4,6). Tulosten perusteella, ammoniakki on kaikista tehokkain kylmäaine ja sillä saavutettiin korkeimmat hyötysuhteet. Perinteinen yksivaiheinen lämpöpumppusysteemi on hyötysuhteeltaan parhain ammoniakkia käytettäessä, mutta muilla kylmäaineilla kaksiasteinen lämpöpumppusysteemi ja kaskadisysteemi ovat tehokkaampia. Lisäksi alijäähtymisen lisääminen parantaa hyötysuhdetta noin 2–8 % riippuen alijäähtymisen suuruudesta. Kylmäaineiden tulevaisuus voidaan nähdä olevan luonnollisissa kylmäaineissa.

## ABSTRACT

Lappeenranta–Lahti University of Technology LUT

LUT School of Energy Systems

Energy Technology

Niko Kämäräinen

## **HEAT PUMP SOLUTIONS FOR UTILIZING INDUSTRIAL WASTE HEAT**

Master's thesis

2023

105 pages, 27 figures, 11 tables and 15 equations

Examiners: Professor Teemu Turunen-Saaresti and Associate professor Antti Uusitalo

Keywords: Industrial waste heat, heat pump, two-stage system, cascade system

In Finland and the EU, the energy consumption of industry is significant, and industry causes about 10% of greenhouse gas emissions in Finland and about 20% in the EU. Industrial processes are often based on combustion technology, which is produced with, for example, fossil fuels. In addition, industrial processes generate a lot of waste heat that is not used for anything. Waste heat has many uses, such as in own processes or in the production of district heat. Waste heat can be used, for example, with the help of heat pumps, by raising the low waste heat to a higher temperature, which improves the possibilities of utilizing the waste heat and energy-efficiencies of the facilities.

In this diploma thesis, it is intended to deal with the waste heat potential generated in Finnish and EU industry, the possibilities of utilizing waste heat, as well as heat pump technology and typical heat pump systems, which can be used to utilize industrial waste heat. The purpose of the diploma thesis is to compare three different typical heat pump systems with each other in terms of efficiencies and to investigate the effect of subcooling the process on the efficiencies of the systems. In addition, the thesis compares the effect of a few environmentally friendly and natural refrigerants on the efficiency of the systems and considers the future of the refrigerants.

As a result of the calculation, it was found that heat pump systems are very suitable for utilizing industrial waste heat with high efficiency ratios (around 2.5–4.6). Based on the results, ammonia is the most effective refrigerant and achieved the highest efficiencies. A traditional single-stage heat pump system is the most efficient when using ammonia, but with other refrigerants, a two-stage heat pump system and a cascade system are much more efficient. In addition, increasing the subcooling improves the efficiency by about 2–8%, depending on the magnitude of the subcooling. The future of refrigerants can be seen to be in natural refrigerants.

## ALKUSANAT

Tässäkö tää oli...

2018 alkoi matka Lappeenrannassa LUT-yliopistosta kohti energiatekniikan DI:tä ja silloin tämä kaikki tuntui hyvin kaukaiselta. Nyt näin viiden vuoden jälkeen matka on tullut päätökseen ja jälleen yksi etappi on saavutettu. Tämä aika on ollut todella antoisa ja on opettanut minulle paljon niin tämän alan merkityksestä kuin itsestäni. Olen saanut huippuystäviä opiskelutovereista, joiden kanssa olen saanut jakaa tämän hienon matkan.

Haluankin kiittää aluksi ”meidän hyväveliverkostoamme” ja muita opiskelijakollegoita, jotka ovat tukeneet ja tsempanneet matkan varrella. Olemme yhdessä tehneet pitkiä päiviä ja auttaneet toisiamme eteenpäin, jotta unelmat ja tavoitteet täyttyvät. Lisäksi erityiskiitokset ohjaajalleni Mika Siekkiselle, joka takasi minulle mahdollisuuden tähän todella mielenkiintoiseen ja ajankohtaiseen aiheeseen. Olen saanut sinulta todella paljon uutta tietoa sekä näkökulmia, jonka lisäksi asiantuntijuutesi liittyen lämpöpumppeihin on ihailtavaa. Yliopiston puolelta erityiskiitokset menevät Prof. Teemu Turunen-Saarestille ja tutkijaopettaja Antti Uusitalolle työni tarkastuksesta sekä neuvoista työni edistämiseksi ja diplomityön valmistumiseksi. Lopuksi haluan vielä kiittää perhettäni ja avopuolisoani, jotka ovat toimineet vahvana tukijoukkona taustalla sekä antaneet minulle paljon virtaa, mikä on auttanut syksyn ja talven pimeimpinä sateisina päivinä.

Tähän päättyi yksi elämänvaihe, joten on aika laittaa katse eteenpäin, nostaa suupielet ylöspäin ja lähteä kohti uusia hienoja seikkailuja.

Jyväskylässä 21.6.2023

*Niko Kämäräinen*

## SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

### Roomalaiset

$p$	paine	[bar, Pa]
$q_m$	massavirta	[kg/s]
$T$	lämpötila	[°C, K]
$x$	hörypitoisuus	[-]
$h$	ominaisentalpia	[kJ/kg]
$n$	kiertoluku	[-]
$Q$	lämpöteho	[kW, MW]
$W$	työ	[kW, MW]
$P$	teho	[kW, MW]

### Kreikkalaiset

$\eta$	hyötysuhde	[-]
--------	------------	-----

### Dimensiottomat suureet

COP	tehokerroin
-----	-------------

### Alaindeksit

j	jäähdytys
l	lämmitys, lauhtumis-
h	höyrystymis-
is	isentrooppinen

## Lyhenteet

EU	Euroopan unioni
ML	Matalalämpötila
KL	Korkealämpötila
LTO	Lämmöntalteenotto
ODP	Ozone Depletion Potential; Otsonikerrosta heikentävä vaikutus
GWP	Global Warming Potential; Ilmastoja lämmittävä vaikutus
LFL	Alempi syttyvyysraja
PFAS	Perfluoratut alkylyyhdisteet
REACH	Registration, Evaluation, Authorization, and restriction of Chemicals
CHE	Kaskadilämmönsiirrin

## Sisällysluettelo

Tiivistelmä

Abstract

Alkusanat

Symboli- ja lyhenneluettelo

1	JOHDANTO .....	9
2	TEOLLISUUDEN YLEISKATSAUS .....	12
2.1	Teollisuus Suomessa ja EU:ssa.....	12
2.2	Suomen ja EU:n teollisuuden hukkalämpöpotentiaali .....	14
2.2.1	Teollisuuden hukkalämpöpotentiaali Suomessa.....	15
2.2.2	Teollisuuden hukkalämpöpotentiaali EU:ssa .....	17
2.3	Suomen teollisuuden sektoreiden erityispiirteet .....	19
2.3.1	Metsäteollisuus .....	20
2.3.2	Kemianteollisuus.....	22
2.3.3	Metalliteollisuus.....	23
2.3.4	Elintarviketeollisuus.....	24
2.3.5	Teknolomiteollisuus .....	26
2.4	Hukkalämmön käyttömahdollisuudet .....	26
2.4.1	Hyödyntäminen omaan käyttötarkoitukseen.....	27
2.4.2	Myynti ulkopuolelle .....	28
2.4.3	Hyödyntäminen kaukolämmön tuotannossa.....	28
3	LÄMPÖPUMPPUTEKNIikka.....	30
3.1	Perinteinen lämpöpumppuprosessi.....	31
3.2	Kompressorityypit.....	34
3.2.1	Syrjäytyskompressorit.....	34
3.2.2	Turbokompressorit .....	37
3.3	Kylmäaineet.....	38
3.3.1	Kylmäaineiden jaottelu.....	39
3.3.1	Yleisimpien kylmäaineiden ominaisuudet .....	40
3.4	Tärkeimmät esteet lämpöpumppujen yleistymiselle teollisuudessa .....	41

4	TURVALLISUUSSEIKAT JA KYLMÄAINEIDEN TULEVAISUUS.....	44
4.1	Lämpöpumppujen turvallisuusvaatimukset .....	44
4.1.1	Lämpöpumppulaitosten riskit ja vaatimukset.....	45
4.1.2	Lämpöpumppulaitosten täytösrajan määrittäminen .....	47
4.2	Kylmäaineiden tulevaisuus.....	52
5	TEOLLISUUSLÄMPÖPUMPPUSYSTEEMIT .....	56
5.1	Pumppukiertoinen lämpöpumppuprosessi.....	56
5.2	Kaksivaiheinen puristusprosessi .....	60
5.3	Kaskadikytkentäprosessi .....	62
5.4	Hyötysuhdetta parantavat tekijät.....	64
5.4.1	Ekonomaiseri .....	65
5.4.2	Alijäähdytys.....	66
6	LASKENTA .....	70
6.1	Laskennan yleiskuvaus.....	70
6.2	Kylmäaineiden valinta.....	72
6.3	Laskentaprosessi ja käytetyt yhtälöt.....	73
6.4	Laskennoissa käytettävät oletukset .....	75
6.5	Aikaisemmat tutkimukset.....	76
7	LASKENNAN TULOKSET .....	79
7.1	Lämpöpumppusysteemien vertailu .....	79
7.1.1	Oletusten vaikutus tuloksiin .....	85
7.2	Alijäähtymisen vaikutus hyötysuhteeseen.....	87
7.3	Kaskadisysteemin ML-piirin lämpötilaeron nostaminen .....	90
7.4	Lauhtumislämpötilan kasvattamisen vaikutus systeemien hyötysuhteisiin .....	92
8	YHTEENVETO.....	95
	Lähteet .....	98



# 1 JOHDANTO

Euroopassa teollisuusprosessit aiheuttavat noin 20 % kaikista Euroopan kasvihuonekaasupäästöistä (de Boer et.al, 2020). Vastaavasti Suomessa teollisuusprosessien osuus kaikista Suomen kasvihuonekaasupäästöistä on noin 11 % (Tilastokeskus 2021). Lisäksi teollisuuden prosesseille on tyypillistä, että suurin osa teollisuuden käyttämästä energiasta kulutetaan prosessien lämmityksiin, joka tehdään esimerkiksi fossiilisten polttoaineiden avulla. Euroopan unionin tavoitteena on vähentää vuoden 2030 loppuun mennessä kasvihuonekaasupäästöjä vähintään 55 % ja saavuttaa kasvihuonekaasupäästöjen osalta nollapäästöt vuoteen 2050 mennessä, jotta olisi mahdollista pysyä Pariisin ilmastopimuksen tavoitteissa (de Boer et.al, 2020). Suomessa vastaava tavoite on olla hiilineutraali vuoteen 2035 mennessä uuden energia- ja ilmastostrategian mukaisesti (Työ- ja elinkeinoministeriö, 2020). Nämä molemmat tavoitteet vaativat onnistuakseen radikaaleja muutoksia teollisuuteen, jotta fossiilisista polttoaineista päästään eroon ja päästöt vähenevät.

Tavoitteiden saavuttamiseksi sähköistämisen lisääminen teollisuuteen on tunnistettu yhtenä avaintekijänä tällä saralla. Tässä lämpöpumpuilla on merkittävä rooli. Suomessa teollisuus on hyvin energiaintensiivistä ja energian loppukulutukseltaan suurin sektori, jolloin teollisuusprosesseille on tyypillistä, että niissä syntyy paljon hukkalämpöä, joita ei hyödynnetä mihinkään. Hukkalämpöjen hyödyntämisellä on monia käyttökohteita ja ne voidaan hyödyntää esimerkiksi teollisuuden prosessien lämmitykseen tai kaukolämmön tuotantoon. Tähän voidaan käyttää lämpöpumppuja, jotta saadaan nostettua lämpötilatasoa kohteeseen sopivaksi. Näin ollen hukkalämpöjen hyödyntäminen lämpöpumppujen avulla auttaa korvaamaan fossiilisten polttoaineiden käyttöä prosessi-/kaukolämmityksessä, jolloin päästöt vähenevät ja laitosten energiatehokkuus paranee, kun energiaa ei hukata.

Lämpöpumppusysteemejä on monia erilaisia, mutta kaikilla systeemeillä on sama perusidea; nostaa matalampi hukkalämpö korkeampaan lämpötilaan. Kaikilla systeemeillä on omat erityispiirteensä ja tässä diplomityössä käsitellään tyypillisimpiä käytössä olevia lämpöpumppusysteemejä teollisuudessa. Lämpöpumput soveltuvat hyvin hukkalämpöjen hyödyntämiseen korkeiden hyötysuhteiden ansiosta. Yleisesti lämpöpumppujen maksimaalinen lämpötilan tuotto on rajoittanut lämpöpumppujen käyttöä teollisuudessa hukkalämpöjen hyödyntämisessä, sillä niiden hyödyntäminen esimerkiksi omiin

prosesseihin saattaa tarvita korkeampia lämpötiloja kuin mihin lämpöpumpuilla päästään. Kuitenkin nykypäivänä teknologia on kehittynyt ja Suomessakin on monia yhtiöitä, joiden lämpöpumpuilla saavutetaan yli 100 °C tuottolämpötiloja.

Käytetyllä kylmäaineella on myös vaikutusta systeemien hyötysuhteisiin. Kylmäaineita on kehitetty todella paljon, mutta viime vuosina kylmäaineiden kehitystä on ohjannut ilmaston suojeleminen, jolloin joidenkin kylmäaineiden käyttöä on ruvettu rajoittamaan. Tämän takia on kehitetty ympäristöystävällisempiä kylmäaineita ja luonnolliset kylmäaineet ovat jälleen yleistyneet. Niiden käytössä on kuitenkin monia turvallisuusseikkoja, jotka täytyy ottaa huomioon. Tämän takia sallittujen kylmäaineiden tulevaisuus lämpöpumpuissa on mielenkiintoinen aihe, jota ei voida täysin ennustaa.

Tässä diplomityössä tavoitteena on selvittää Suomen teollisuudessa syntyviä hukkalämmönlähteitä ja niiden potentiaalia. Tätä potentiaalia verrataan EU:n teollisuuden hukkalämpöpotentiaaliin. Diplomityössä myös käsitellään lämpöpumpputekniikkaa ja mahdollisia turvallisuusseikkoja, joita täytyy noudattaa lämpöpumppuihin liittyen sekä pohditaan lämpöpumpuissa käytettävien kylmäaineiden tulevaisuutta. Lisäksi työssä tavoitteena on perehtyä tyypillisiin teollisuudessa käytettäviin lämpöpumppusysteemeihin ja laskea sekä vertailla niiden hyötysuhteita ja saatavia sekä tarvittavia tehoja, kun ne hyödyntävät teollisuudessa syntyviä hukkalämpöjä. Diplomityössä näiden lisäksi laskentaosiossa vertaillaan eri kylmäaineiden vaikutusta hyötysuhteeseen. Lisäksi tavoitteena on tutkia alijäähtymisen vaikutusta lämpöpumppusysteemien hyötysuhteisiin. Työssä tutkittavat lämpöpumppusysteemit ajatellaan hyödyntävän teollisuuden hukkalämpöjä ja ne toimivat vain lämmityskäytössä eikä jäähdityskäyttöä oteta huomioon.

Diplomityö koostuu teoriaosasta sekä laskentaosiossa. Teoriaosan tavoitteena on antaa pohja laskentaosiolle hyödyntämällä erilaisia tieteellisiä tutkimuksia, aineistoja, raportteja, kirjoja standardeja sekä verkkomateriaalia. Teoriaosan alussa työssä tehdään yleiskatsaus Suomen ja EU:n teollisuuteen sekä selvitetään niissä syntyvää hukkalämpöpotentiaalia. Lisäksi työssä käsitellään Suomen teollisuusalojen erityispiirteitä, kuten hukkalämpöjen ja prosessien lämpötilatasoja sekä selvitetään hukkalämpöjen käyttömahdollisuuksia ja siihen vaikuttavia tekijöitä.

Tämän jälkeen työssä esitellään perinteinen yksivaiheinen lämpöpumppusysteemi pääkomponentteineen ja tarkastellaan syvemmin lämpöpumpuissa käytössä olevia

kompressoreja. Lisäksi tehdään katsaus kylmäainetyyppeihin, esitellään muutamien yleisimpien käytössä olevien kylmäaineiden ominaisuuksia sekä pohditaan tekijöitä, jotka ovat hidastaneet lämpöpumppujen yleistymistä teollisuuden käytössä. Näiden jälkeen työssä tarkastellaan lämpöpumppuihin liittyviä riskejä sekä huomioitavia turvallisuusvaatimuksia lämpöpumppuja koskevien standardien pohjalta. Lisäksi työssä pohditaan kylmäaineiden tulevaisuutta, sen pohjalta minkä kylmäaineiden käyttöä ei tulla rajoittamaan lämpöpumpuissa.

Teoriaosan lopussa esitetään kolme tyypillistä teollisuudessa käytettävää lämpöpumppusysteemiä ja syvennyttään niihin tarkemmin kiertoprosessin ja ominaisuuksien osalta. Lisäksi työssä käsitellään lämpöpumppujen hyötysuhdetta parantavia tekijöitä.

Diplomityön laskentaosio koostuu neljästä eri laskennasta, joiden tarkoituksena on vertailla eri teollisuuslämpöpumppusysteemejä hyötysuhteiden ja tehojen osalta sekä tutkia laskennan avulla alijäähtymisen lisäämisen vaikutusta systeemien hyötysuhteisiin, kun systeemit hyödyntävät tyypillisiä teollisuuden hukkalämpöjä. Lisäksi laskentaosiossa tarkastellaan kaskadisysteemin matalalämpötilapiirin lauhtumislämpötilan nostamisen vaikutusta hyötysuhteeseen sekä systeemien lauhtumislämpötilan kasvattamisen vaikutusta systeemien hyötysuhteisiin.

Diplomityön laskentaosion aluksi tehdään tarkempi yleiskuvaus laskennoista, ja käytetyistä lähtöarvoista. Lisäksi esitellään laskennassa käytettävät kylmäaineet, laskentaprosessi ja käytetyt yhtälöt. Näiden jälkeen laskentaosiossa esitellään laskennoissa käytettävät oletukset ja siihen liittyviä aikaisempia tutkimuksia, joita käytetään vertailuna työssä saatuihin laskennan tuloksiin. Lopuksi käsitellään laskennan tuloksia, ja pohditaan oletusten vaikutusta tuloksiin.

Työssä laskenta on tehty Exceliä ja CoolPackia käyttäen. Systeemien kiertoprosessien piirtämisessä on käytetty CoolPack-ohjelmistoa, josta voidaan lukea laskentaa varten tarvittavat arvot. CoolPackista luetut arvot syötetään käsin Exceliin, jossa laskennassa käytettävien yhtälöiden avulla saadaan halutut tulokset.

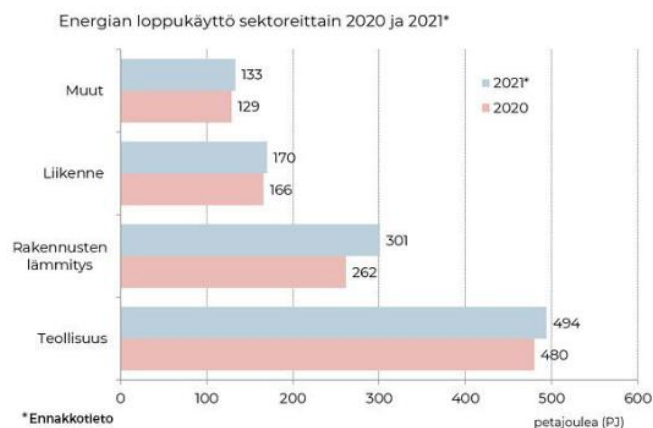
Työn laskennan tuloksien perusteella on tarkoitus muodostaa käsitys eri systeemien hyötysuhteista eri hukkalämmöillä sekä niiden erityispiirteistä. Lisäksi tulosten perusteella on tarkoitus muodostaa käsitys, kuinka eri kylmäaineet vaikuttavat esimerkiksi hyötysuhteisiin sekä millainen vaikutus alijäähtymisellä on.

## 2 TEOLLISUUDEN YLEISKATSAUS

Suomessa teollisuudella on suurin rooli energian loppukulutuksesta. Lisäksi teollisuuden prosesseissa syntyy paljon hukkalämpöä, jota ei hyödynnetä mihinkään vaan vapautetaan se ympäristöön. Tässä luvussa käydään läpi Suomen teollisuuden nykytila ja verrataan sitä Euroopan isoimpiin teollisuusmaihin. Lisäksi tässä luvussa tarkastellaan Suomen teollisuuden hukkalämmön potentiaalia ja eri teollisuuden sektorien erityispiirteitä sekä hukkalämmönlähteitä. Tätä Suomen teollisuudessa olevaa hukkalämpöpotentiaalia verrataan Euroopan unionille löydettävään hukkalämpöpotentiaaliin, jotta saadaan yleiskuva sekä Suomen että EU:n hukkalämpöjen potentiaalista, sillä teollisuudessa syntyvien hukkalämpöjen hyödyntäminen on todella ajankohtainen aihe, jonka lisäksi hukkalämpöjen hyödyntämisen tutkimiseen ja siihen liittyviin ratkaisuihin panostetaan tällä hetkellä paljon. Lopuksi tässä luvussa käsitellään hukkalämmön eri hyödyntämismahdollisuuksia.

### 2.1 Teollisuus Suomessa ja EU:ssa

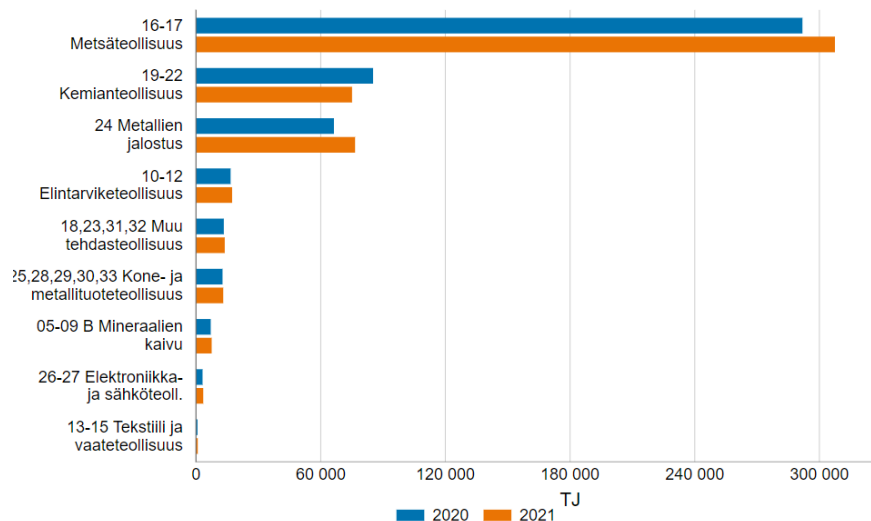
Suomessa energian loppukäytöstä teollisuudella on kaikista suurin osuus ja rooli. Vuonna 2021 Suomen energian loppukäyttö oli noin 1100 PJ, mikä vastaa noin 305,6 TWh ja vuoteen 2020 verrattuna energianloppukäyttö kasvoi noin 6 % (Tilastokeskus, 2023). Tämä kasvu johtui muun muassa erityisesti rakennusten lämmitykseen tarvittavan energian kasvusta. Kuvassa 1 on esitetty vuosien 2020 ja 2021 energian loppukäyttö eri sektoreittain. (Motiva, 2022)



**Kuva 1.** Energian loppukäyttö Suomessa sektoreittain vuosien 2020 ja 2021 aikana (Motiva, 2022).

Kuten kuvasta 1 huomataan, vuonna 2021 teollisuuden energiankäyttö oli noin 494 PJ eli noin 137,2 TWh, jolloin sen osuus energian kokonaiskäytöstä oli noin 45 %. Rakennusten lämmitykseen käytettävällä energialla on toiseksi suurin osuus (noin 27 %) ja liikenteen energiankäytöllä kolmanneksi suurin osuus (noin 15 %). Energian loppukäytön jakauma on pysynyt samankaltaisena viimeiset kymmenet vuodet, joten loppukäytön jakautuminen eri sektorien kesken ei ole käytännössä muuttunut yhtään viime vuosina (Motiva, 2022).

Suomessa merkittävimmät teollisuudenalat ovat metsä-, kemian- ja metalliteollisuus. Nämä ovat Suomen kolme suurinta teollisuuden alaa, ja metsäteollisuudella on Suomessa kaikista suurin rooli teollisuudessa. Näiden lisäksi seuraavaksi suurimmat teollisuuden alat ovat elintarviketeollisuus ja teknologiateollisuus. Kuitenkin kolme ensiksi mainittua muodostavat suurimman osan teollisuuden energiankulutuksesta (noin 93 %) ja muilla Suomen teollisuudenaloilla ei ole kovin merkittävä rooli energiankulutuksen näkökulmasta. Esimerkiksi vuonna 2021 metsäteollisuuden energiankulutus oli noin reilut 300 PJ eli noin 83 TWh, kun taas toiseksi suurimmalla teollisuudenalalla, kemianteollisuudella, energiankulutus vuonna 2021 oli noin 80 PJ eli 22 TWh. Metalliteollisuuden energiankulutus oli hyvin lähellä kemianteollisuuden energiankulutusta. (Tilastokeskus, 2023) (Kuva 2)



**Kuva 2.** Suomen teollisuudenalojen energiankulutus vuosina 2020 ja 2021 (Tilastokeskus, 2023).

Jos vertaillaan Suomen teollisuuden energiankulutusta Euroopan unionin tasolla Suomen kokonaisenergiankulutus ja teollisuuden käyttämä energia on pienempi kuin suurimpien

EU:n teollisuusmaiden. Esimerkiksi vuonna 2021 EU:n kokonaisenergiankulutus oli noin 39 400 PJ, mikä vastaa noin 10 940 TWh. Tästä kulutuksesta teollisuuden osuus oli kolmanneksi suurin, noin 26 %, jolloin teollisuuden energiankulutus EU:ssa oli noin 2840 TWh. Teollisuuden suurimmat energiankäyttäjät EU:ssa ovat Saksa (noin 475 TWh), Iso-Britannia (noin 265 TWh), Ranska (noin 205 TWh), Italia (noin 168 TWh) sekä Espanja (noin 157 TWh). Pelkästään näiden viiden maan yhteiskulutus teollisuuden kokonaiskulutuksesta on jopa noin 45 %. (Eurostat, 2023)

Kuitenkin vaikka Suomen energiankulutus ja teollisuuden energiankulutus on pienempi kuin kyseisten maiden, Suomen teollisuusprosessit, erityisesti metsäteollisuuden osalta, ovat paljon energiaintensiivisempiä kuin suurimman osan muiden EU-maiden teollisuusprosessit. Tämä johtuu pääasiassa siitä, että Suomessa metsäteollisuudessa tuotetaan paljon sellua, mikä on matala-arvoinen tuote ja vaatii energiaintensiivisen prosessin. Muut Euroopan maat usein toimivat sellumarkkinoilla vastaanottajina ja tuottavat lähinnä paperia, mikä on vähemmän energiaintensiivisempi prosessi ja paperi on usein arvokkaampi tuote. (Papapetrou et.al, 2018, s. 209)

## 2.2 Suomen ja EU:n teollisuuden hukkalämpöpotentiaali

Kuten edellä mainittiin, Suomessa teollisuudella on suurin rooli energian loppukulutuksessa. Teollisuudelle on tyypillistä, että teollisuusprosesseissa syntyvä hukkalämpö usein jätetään käyttämättä ja se vapautetaan ainoastaan ympäristöön. Tämän takia olisi tärkeää tunnistaa eri teollisuuden alojen hukkalämmönlähteet, jotta teollisuusprosesseissa syntyvä hukkalämpö voitaisiin hyödyntää mahdollisimman tehokkaasti ”hukkaamatta” sitä.

Hukkalämmölle käsitteenä ei ole yhtä oikeaa määritelmää. Yleistasolla, hukkalämmön voi ajatella olevan sellaista eri prosesseista syntyvää ylijäämälämpöä, jota ei hyödynnetä mihinkään vaan päästetään tämä lämpö vapaasti ympäristöön käyttämättä sitä (Fortum, 2023a). Eli toisin sanoen hukkalämpö on sellaista lämpöenergiaa, joka poistuu tuotantolaitoksesta esimerkiksi jäähdytysveden tai erilaisten poistoilmojen sekä savukaasujen mukana ympäristöön (Motiva, 2019).

Euroopan komission RED II artiklassa, hukkalämpö määritetään sellaiseksi sivutuotteena väistämättä syntyneeksi lämmöksi, joka on peräisin teollisuus- tai

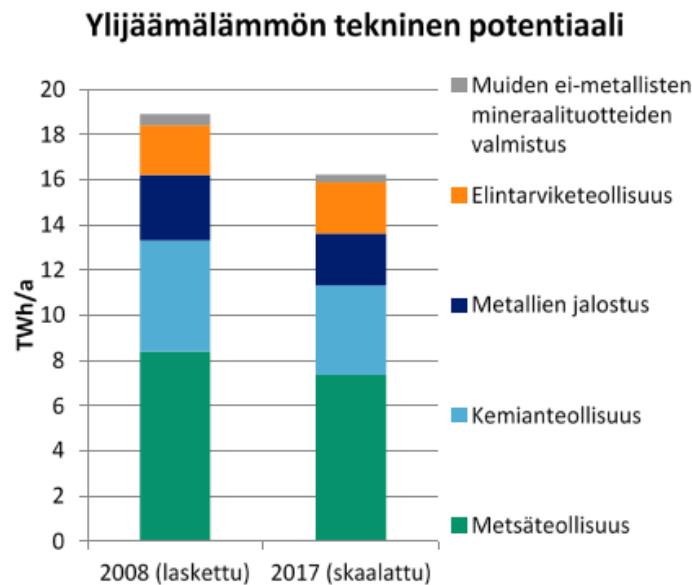
energiantuotantolaitoksista tai palvelualalta ja katoaisi muuten käyttämättömänä ilmaan tai veteen, jos tätä lämpöä ei johdetaisi tai käytettäisi esimerkiksi kaukolämmitysjärjestelmässä tai omissa prosesseissa hyödyksi. Tämä hukkalämmön määritelmä pätee laitoksiin, joissa on käytössä tai ollut käytössä yhteistuotantoprosessi, mutta määritelmä sopii myös laitoksiin, joissa yhteistuotanto ei ole mahdollista. Eli teollisuudessa hukkalämmöllä tarkoitetaan kaikkea sitä hukattua lämpöä, jota ei ole mahdollista saada takaisin. (European Commission, 2020)

Seuraavaksi käsitellään eri selvitysten pohjalta sekä Suomen että EU:n teollisuudessa syntyvien hukkalämpöjen potentiaalia.

### 2.2.1 Teollisuuden hukkalämpöpotentiaali Suomessa

Suomessa on tehty muutamia tutkimuksia, joissa on arvioitu teollisuudessa syntyvien hukkalämpöjen potentiaalia. Esimerkiksi YIT Teollisuus- ja verkkopalveluiden ja Energiateollisuuden yhteisessä selvityksessä (2010), teollisuudessa syntyvää hukkalämpöä olisi yhteensä teknisesti hyödynnettävissä noin 19 TWh vuodessa. Samaisessa selvityksessä kaukolämpöverkostoihin käytettävän hukkalämmön potentiaalın arvioitiin olevan noin 4–5 TWh vuodessa. Tässä selvityksessä suurin tekninen hukkalämpöpotentiaali olisi alle 55 C olevilla hukkalämmöillä (potentiaali arvioitu olevan noin 11 TWh). Lisäksi tämän selvityksen perusteella metsäteollisuudessa, erityisesti paperiteollisuuden parissa, olisi suurimmat hukkalämpöpotentiaalit (noin 8 TWh) (YIT Teollisuus ja Verkkopalvelut Oy, 2010).

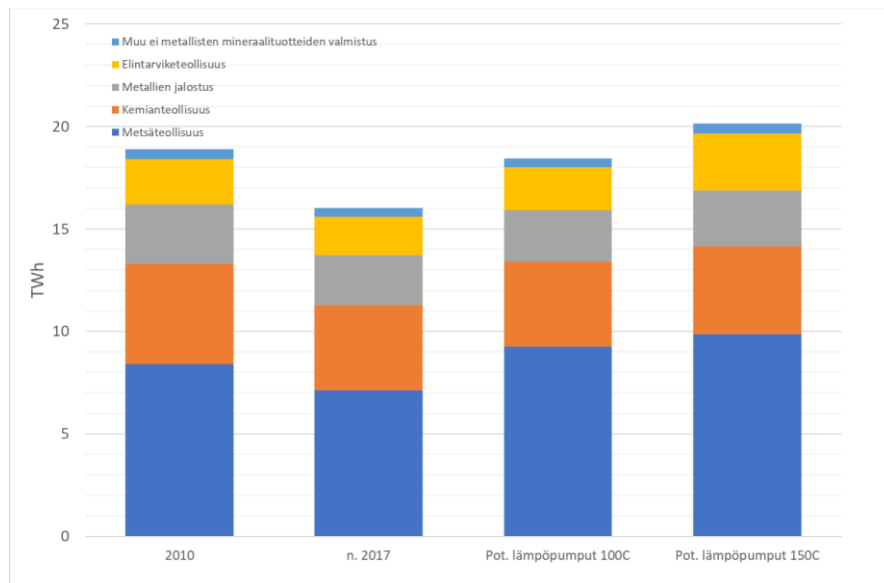
Tuoreemman Motivan tekemän tutkimuksen mukaan, käyttäen vuoden 2017 teollisuuden energiankäytön tilastoja, Motiva arvioi omassa tutkimuksessaan, että Suomen teollisuuden hukkalämpöjen tekninen potentiaali olisi noin 16 TWh vuodessa (Kuva 3). Tämä arvio on hyvin lähellä vuoden 2010 selvityksen potentiaalia. Teknisen potentiaalın pieneneminen tässä selvityksessä, johtuu siitä, että Suomen teollisuuden energiankäyttö on pienentynyt 2010-luvun alun energiankäytöstä, jolloin hukkalämpöjen potentiaalikin on pienempi. Kuitenkin tämänkin selvityksen mukaan metsäteollisuudessa olisi suurin potentiaali hukkalämmöille (noin 7 TWh). (Motiva, 2019)



**Kuva 3.** Hukkalämpöjen tekniset potentiaalit vuoden 2010 ja Motivan tekemien selvityksen pohjalta (Motiva, 2019).

Näissä tutkimuksissa hukkalämpöjen teknisessä potentiaalissa lämpöpumppujen roolin on oletettu olevan merkittävä, jotta hukkalämpöjen hyödyntäminen olisi teknillisesti mahdollista. Mitä matalampi hukkalämmön lämpötila on, silloin tarvitaan lämpöpumppuja, jotka nostavat lämpötilaa korkeammaksi, jolloin hukkalämpöjä voitaisiin hyödyntää paremmin. Esimerkiksi Motivan tekemässä tutkimuksessa, teollisuudessa käytettävien lämpöpumppujen tuottamat maksimaaliset lämpötilat ajateltiin olevan 80 °C tienoilla. Kuitenkin teollisuuslämpöpumppujen tuottamat maksimaaliset lämpötilat tulevat kasvamaan ja nykyään on jo mahdollista päästä yli 100 °C:n lämpötiloihin. Tämän takia Motiva on julkaissut uuden arvion hukkalämpöjen teknisestä potentiaalista, jos lämpöpumppujen maksimaaliset tuottolämpötilat olisivat 100 °C sekä 150 °C (Kuva 4). Lämpöpumppujen maksimaalisen tuottolämpötilan ollessa noin 100 °C, kasvaisi hukkalämpöjen tekninen potentiaali noin 2,5 TWh vuodessa, jolloin se olisi noin 18,5 TWh. Vastaavasti lämpöpumppujen tuottolämpötilan noustessa 150 °C, tekninen potentiaali nousisi noin 20 TWh:n. Lämpötilojen kasvu nimittäin tarjoaisi uusia sovelluskohteita teollisuuden prosessien hukkalämpöjen hyödyntämiseen, jonka takia hukkalämpöjen hyödyntämispotentiaali kasvaisi. (Motiva, 2021)





**Kuva 4.** Arvioitu tekninen potentiaali verrattuna aikaisempiin tutkimuksiin, jos lämpöpumppujen tuottolämpötilat olisivat 100 °C ja 150 °C (Motiva, 2021).

Kotimaisten selvitysten lisäksi Suomen teollisuuden hukkalämpöjen teknistä potentiaalia on arvioitu myös kansainvälisissä selvityksissä. Euroopan lämmön tiekartta 2050 selvityksessä, jonka tarkoituksena oli kehittää muun muassa vähähiilisiä lämmitys- ja jäähdytysratkaisuja EU-maille, teollisuuden hukkalämpöjen hyödyntäminen nähtiin merkittävänä. Tässä samaisessa selvityksessä Suomen teollisuuden hukkalämmön tekniseksi potentiaaliksi arvioitiin noin 23 TWh/vuosi. (Paardekooper et.al, 2018)

Yleisesti yhteenvedona voidaan todeta, että selvitysten mukaan Suomen teollisuuden tekninen hukkalämpöpotentiaali olisi noin 16–20 TWh vuodessa riippuen esimerkiksi lämpöpumppujen maksimaalisesta tuottolämpötilasta ja arviointitavasta.

### 2.2.2 Teollisuuden hukkalämpöpotentiaali EU:ssa

Teollisuudessa syntyvien hukkalämpöjen potentiaalia on myös arvioitu EU:n tasolla. Yleisesti ottaen voidaan sanoa, että riippumatta tutkimuksista ja potentiaalin laskennan oletuksista, tehdyt tutkimukset arvioivat EU:n teollisuuden hukkalämpöpotentiaaliksi noin 300–400 TWh/vuosi. Esimerkiksi Panayiotou et. al (2017) tutkimuksessaan arvioivat, Euroopan teollisuuden tekniseksi hukkalämpöpotentiaaliksi noin 370 TWh vuodessa, kun taas Agathokleus et.al (2019) omassa tutkimuksessaan, arvioivat EU:n teollisuuden

hukkalämpöpotentiaaliksi noin 300–350 TWh vuodessa perustuen teollisuuden energiankulutukseen.

Papapetrou et.al (2018) selvittivät omassa tutkimuksessaan EU:n teollisuuden teknisen hukkalämpöpotentiaalin mahdollisimman tarkasti jokaiselle eri teollisuuden sektorille, lämpötilatasoittain sekä maakohtaisesti. Tässä tutkimuksessa teknisen potentiaalin ajateltiin olevan ainoastaan lämpö määrä, joka voidaan ottaa talteen prosesseista ja hyödyntää. Tässä tutkimuksessa tekniseksi kokonaishukkalämpöpotentiaaliksi saatiin noin 300 TWh/vuosi EU:n teollisuudelle. Tämä määrä on noin 11 % EU:n teollisuuden kokonaiskulutuksesta. Tästä kokonaispotentiaalista noin yksi kolmasosa (100 TWh) olisi alle 200 °C eli matalalämpötilaista hukkalämpöä. Tutkimuksessa huomattiin, että hukkalämmön potentiaali ja saatavissa olevan hukkalämmön lämpötila vaihtelivat riippuen teollisuuden alasta ja prosessista. Esimerkiksi hukkalämpöjen lämpötilat vaihtelivat aina noin 50 °C:sta jopa 1000 °C asti. Lisäksi kyseisessä tutkimuksessa alle 100 °C hukkalämmön tekninen potentiaali arvioitiin todella pieneksi, vain noin 1,25 TWh/vuosi. Tämä luku vaikuttaa liian pieneltä, erityisesti Pohjoismaiden näkökulmasta, sillä täällä kylmän sään takia tätä lämpötilaa vastaavia hukkalämmönlähteitä olisi enemmän tarjolla, kuten esimerkiksi Motivan selvityksen mukaan, jossa suurin osa hukkalämmönpotentiaalista Suomessa olisi alle 55 °C. Tämän arvion pienuus selittyy sillä, että kyseisessä tutkimuksessa EU:n hukkalämmön kokonaispotentiaali laskettiin perustuen Britannian teollisuuden ja siinä syntyvän hukkalämmön pohjalta, jossa alle 100 °C hukkalämpöjä ei ole suurissa määrin saatavissa. Tämän takia alle 100 °C hukkalämpöpotentiaali jää todella pieneksi koko EU:n alueella.

Kyseisen tutkimuksen mukaan suurin teollisuuden hukkalämpöjen tekninen potentiaali olisi Saksassa (noin 75 TWh vuodessa), joka on yksi maailman johtavia teollisuusmaita. Seuraavaksi suurimmat potentiaalit olisivat Ranskalla (noin 34 TWh), Italiassa (noin 30 TWh), Espanjalla (noin 24 TWh) sekä Isolla-Britanniassa (noin 24 TWh), eli samoilla mailla, joilla ovat Euroopan isoimmat energiankulutukset teollisuudessa. (Papapetrou et.al, 2018)

Samaisessa tutkimuksessa on myös arvioitu Suomen teollisuuden teknistä hukkalämpöpotentiaalia, ja potentiaaliksi saatiin vain noin 6 TWh, mikä on melko kaukana esimerkiksi Motivan tekemän selvityksen hukkalämpöpotentiaalista (16 TWh). Tämä johtuu siitä, että tässä tutkimuksessa Suomen hukkalämpöpotentiaali on laskettu ja skaalattu Iso-Britannian teollisuuden hukkalämpöjen pohjalta ja täten aliarvioi muun muassa Suomen teollisuuden teknisen hukkalämpöpotentiaalin. Samainen tutkimus arvioi esimerkiksi

Ruotsin teollisuuden tekniseksi hukkalämpöpotentiaaliksi noin 7 TWh, mikä on luultavasti samalla tavalla arvioitu alakanttiin niin kuin Suomella. (Papapetrou et.al, 2018). Yleisesti ottaen voidaan kuitenkin todeta, että EU:n teollisuuden hukkalämmön tekniseksi potentiaaliksi on arvioitu noin 300 TWh/vuosi useassa eri selvityksessä.

### 2.3 Suomen teollisuuden sektoreiden erityispiirteet

Kuten edellä todettiin Suomen teollisuuden tekniseksi hukkalämpöpotentiaaliksi, on arvioitu noin 16–20 TWh vuodessa. Hukkalämpöjen lämpötilojen mukaan hukkalämmöt voidaan jakaa yleisesti: Korkean lämpötilan hukkalämmöt, kun lämpötila on  $>650$  °C, keskisuuren lämpötilan hukkalämpö, kun lämpötila on 200-650 °C, matalan lämpötilan hukkalämmöt, kun lämpötila on 100-200 °C ja äärimmäisen matalan lämpötilan hukkalämpö, kun lämpötila on  $<100$  °C (U.S Department of Energy, 2015)

Edellä olevien selvitysten mukaan Suomessa suurin osa hukkalämmön teknisestä potentiaalista olisi matalalämpötilaista tai äärimmäisen matalan lämpötilan hukkalämpöä eli alle 200 °C. Suomen eri teollisuudenalojen teollisuusprosesseissa syntyy hukkalämpöjä monista eri lähteistä. Niiden lämpötilatasot vaihtelevat hyvin laajasti, sillä käytännössä kaikilla teollisuudenaloilla on hukkalämpöjä saatavilla aina muutamasta kymmenestä asteesta aina tuhansiin asteisiin (VTT, 2020). Kuitenkin matalanlämpötilan hukkalämpöjä on saatavissa kaikista eniten, ja ne ovatkin kaikista potentiaalisimpia hukkalämmönlähteitä käytettäviksi. Täten taulukossa 1 on esitetty tyypillisiä matalanlämpötilan hukkalämpöjen lämpötilatasoja sekä esimerkkejä hukkalämpöjen lämmönlähteistä, joita on saatavilla teollisuusprosesseista (Motiva, 2019).

**Taulukko 1.** Tyypillisiä matalanlämpötilan hukkalämmönlähteitä ja lämpötiloja (Motiva, 2019).

Lämpötilataso	Hukkalämmön lähteet
<50 °C	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Prosessien jäähdytysvedet</li> <li>- Jäähdytysvirtaus</li> <li>- Prosessien poistoilmat</li> </ul>
50-100 °C	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Prosessien jäähdytysvedet</li> <li>- Höngät</li> </ul>
>100 °C	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Prosessista saatavat savukaasut</li> <li>- Prosessien kuumat poistokaasut (esim. uuneilta)</li> </ul>

Seuraavaksi tässä kappaleessa tarkastellaan Suomen eri teollisuudenalojen erityispiirteitä ja näiden teollisuudenalojen tyypillisiä hukkalämmönlähteitä sekä saatavilla olevan hukkalämmön lämpötiloja että näiden teollisuusalojen tyypillisiä prosessilämpötiloja, jotta saadaan käsitys, millä teollisuudenaloilla Suomessa hukkalämpöjen hyödyntämiselle olisi hyvät mahdollisuudet. Tarkasteltavat teollisuudenalat ovat metsä-, kemian-, metalli-, teknologia- sekä elintarviketeollisuus.

### 2.3.1 Metsäteollisuus

Metsäteollisuus on Suomen suurin energiankäyttäjä. Suurin osa tästä energiankäytöstä, noin 80 % on polttoaineita, mutta kuitenkin metsäteollisuudessa on hyvin vähän käytössä fossiilisia polttoaineita. Metsäteollisuudessa on käytössä paljon erilaisia vedenpoisto- ja kuivausprosesseja, joiden lämpötilatasot vaihtelevat ja ne riippuvat esimerkiksi lopputuotteen halutuista laatuvaatimuksista. Lisäksi metsäteollisuudessa höyry- ja vesijärjestelmät ovat merkittävä osa prosesseja. Suurin osa metsäteollisuuden prosesseista vaativat noin 100–200 °C:n lämpötiloja (Arpagaus et.al, 2018). Esimerkiksi sellunkeitto ja kartongin kuivaus vaativat hieman yli 150 °C lämpötiloja (noin 155–175 °C) ja viilun sekä vanerin valmistusprosesseissa lämpötilat ovat noin 150–200 °C (Panayiotou et.al, 2017). Lisäksi esimerkiksi paperin valmistamisprosessin paperikoneen lämpötilat ovat tyypillisesti 95–125 °C välillä, mutta tyypillisesti paperinvalmistuksen lämpötilat ovat muutamia satoja asteita (Panayiotou et.al, 2017). Sahateollisuudessa kuitenkin tarvittavat kuivauslämpötilat

ovat hieman matalampia, noin 70–80 °C (Motiva, 2021). Kuitenkin metsäteollisuudessa on myös paljon prosesseja, joiden tarvittavat lämpötilat ovat jopa 1000 °C:een tienoilla, kuten sulfaattimassan valmistumisprosessin kalsinointi kalkkiuunissa, jossa tarvittavat lämpötilat ovat 800–1100 °C välillä (Panayiotou et.al, 2017).

Tyypilliset metsäteollisuudessa syntyvät hukkalämmöt ovat noin 20–150 °C välillä (VTT, 2020). Vastaavasti Brückner et.al (2015) tutkimuksen mukaan metsäteollisuudessa syntyvää hukkalämpöä olisi saatavissa tyypillisesti 50–120 °C välillä. Esimerkiksi prosessin lauhdehöyry on usein saatavissa 50–90 °C lämpötiloissa ja lauhdevedet matalimmissa lämpötiloissa (30–50 °C) (Brückner et.al, 2015).

Hukkalämpöjen hyödyntämisen näkökulmasta, metsäteollisuudessa on saatavilla paljon matalan lämpötilatason hukkalämpöjä, joille ei ole sellaisenaan juurikaan käyttöä, sillä lämpötilat ovat liian matalia käytettäväksi sellaisenaan esimerkiksi omiin prosesseihin ja erityisesti alle 60 °C hukkalämpöjen hyödyntäminen vaatisi lämpöpumppuja. Metsäteollisuudessa on myös saatavilla hukkalämpöjä, joita voitaisiin hyödyntää sellaisinaan, erityisesti sahateollisuudessa ja näin ollen tehdä prosesseista energiatehokkaampia. Jotta metsäteollisuudessa olisi mahdollista hyödyntää enemmän erityisesti matalia hukkalämpöjä, vaatisi se niin prosessien kehitystä ja muokkaamista kuin itse lämpöpumpputeknologian kehitystä entisestään. Tällä hetkellä lämpöpumppujen tuottolämpötilat ovat rajoittuneet 100 °C tienoille, joten tällä hetkellä sahateollisuudessa olisi potentiaalia hukkalämpöjen hyödyntämisessä, mutta moni muu prosessi vaatii korkeampia lämpötiloja, joten hukkalämmöille ei ole omissa prosesseissa kannattavia kohteita, joihin niitä voisi hyödyntää. Lisäksi metsäteollisuuden vesi- ja kiinteistöjärjestelmät olisivat yksi potentiaalinen kohde hyödyntää hukkalämpöjä. Ne vaativat lämpöpumppuja. Lisäksi metsäteollisuuden hukkalämpöjä voitaisiin hyödyntää esimerkiksi kunnallisissa kaukolämpöverkoissa, mutta usein tehtaat sijaitsevat syrjässä, kaukana kaukolämpöverkosta, jolloin se ei ole kannattavaa. (Motiva, 2021)

Yhteenvedon voidaan nähdä, että metsäteollisuudessa olisi paljon saatavilla erityisesti matalan lämpötilan hukkalämpöjä. Ne vaatisivat kuitenkin lämpöpumppuja, ja tällä hetkellä teknologia on rajoittava tekijä, joten matalan lämpötilan hukkalämmöille ei ole tällä hetkellä järkeviä hyödyntämiskohteita, pois lukien sahateollisuus ja vesi-/kiinteistöjärjestelmät. Lisäksi tehtaiden sijainti tekee usein hukkalämpöjen hyödyntämisen kaukolämmön tuotantoon kannattamattomaksi. Lämpöpumppujen tekniikan kehittyessä entisestään

hukkalämmöille, tulee entistä enemmän käyttökohteita, sillä metsäteollisuuden prosessien lämpötilat ovat suhteellisen matalia (100–200 °C).

### 2.3.2 Kemianteollisuus

Kemianteollisuus on toiseksi suurin energiankäyttäjä Suomen teollisuudenaloista. Energiankäytöstä polttoaineenkulutus on suurin niin kuin metsäteollisuudessakin, sillä polttoaineet muodostavat noin 65 % osuuden. Kuitenkin verrattuna metsäteollisuuteen, kemianteollisuudessa valtaosa polttoaineista on fossiilisia polttoaineita. Täten kemianteollisuudessa on tarve päästä näistä eroon ja esimerkiksi ”sähköistää” prosessit. Kemianteollisuudelle on tyypillistä, että tällä alalla on sekä todella suuria toimijoita, että paljon todella pieniä toimijoita. Tämän takia hukkalämpöjen hyödyntäminen kemianteollisuudessa vaihtelee melko suuresti. (Motiva, 2021)

Kemianteollisuudessa on todella paljon erilaisia prosesseja, joten prosessien lämpötilatasot vaihtelevat myös suuresti. Tyypillisesti kemianteollisuuden prosessien lämpötilat vaihtelevat noin 50 °C:sta aina noin 1500 °C:een. Kuitenkin suurimmaksi osaksi kemianteollisuuden lämpötilat ovat 100–300 °C välillä (Arpagaus et.al, 2018). Esimerkiksi kemianteollisuuden erilaisissa erotusprosesseissa, kuten haihdutus, tislauk tai kuivaus, lämpötilatasot ovat usein melko matalia (alle 150 °C). Esimerkiksi kemianteollisuudessa keittäminen/haihdutus vaatii usein noin 95–105 °C lämpötiloja ja tislauk vastaavasti matalimmillaan noin 110 °C lämpötilan (Brückner et.al, 2015).

Näistä edellä mainituista prosesseista löytyy myös kemianteollisuuden potentiaaliset hukkalämpöjen hyödyntämiskohteet. Hukkalämpöjen lämpötilat vaihtelevat samalla tavalla kuin prosessien lämpötilat. Tyypilliset kemianteollisuuden hukkalämmöt ovat noin 50–300 °C. Esimerkiksi prosesseista saatavissa olevat lauhdevedet ja jäähdytysvedet ovat matalissa lämpötiloissa, noin 30–50 °C välillä ja kuivaukseen käytettävät uuneista poistuvat hukkalämmöt noin 90–230 °C. (Brückner et.al, 2015)

Kemianteollisuudessa on tehty hukkalämpöjen hyödyntämistä, mutta ne ovat usein melko haastavia toteuttaa, sillä prosessin oikea ja turvallinen toiminta on tärkein prioriteetti. Lisäksi kemianteollisuudessa on käytössä paljon erilaisia panosprosesseja, jotka vaikeuttavat hukkalämpöjen hyödyntämistä. Saatavilla olevat hukkalämmöt ovat kuitenkin sellaisella

lämpötilatasolla, että niiden hyödyntäminen sellaisenaan on tehokasta ja mahdollista, kunhan prosessit optimoidaan hukkalämpöjen hyödyntämistä varten. Lisäksi lämpöpumppujen käytölle hukkalämpöjen hyödyntämiselle on löydettävissä sovelluskohteita, mutta tällä hetkellä investoinnit voivat osoittautua kannattamattomiksi ja joidenkin prosessien korkeat lämpötilat asettavat haasteita lämpöpumppujen käytölle. Monessa prosessissa tarvitaan lisäksi jäähdytystä, mikä voi parantaa lämpöpumppujen kannattavuutta, sillä lämpöpumppuja voidaan käyttää myös tuottamaan kemianteollisuuden prosesseille jäähdytystä. Myös hukkalämpöjen hyödyntäminen kaukolämmöntuotantoon voi olla joissakin tapauksissa mahdollista kemianteollisuudessa, erityisesti suurten toimijoiden keskuudessa, jotka sijaitsevat lähellä kaukolämpöverkkoa.

Kaiken kaikkiaan, kemianteollisuudessa on hukkalämmöille käyttökohteita, vaikka prosessien lämpötilat vaihtelevat suuresti. Hukkalämpöjä voi hyödyntää sellaisenaan, sillä hukkalämpöjen lämpötilat ovat prosessien vaadittavien lämpötilojen tasolla. Myös hyvin matalien hukkalämpöjen käyttö on mahdollista lämpöpumppujen avulla ja tulevaisuudessa sen potentiaali lisääntyy entisestään, kunhan teknologia kehittyy.

### 2.3.3 Metalliteollisuus

Metalliteollisuus on Suomen teollisuuden aloista kolmanneksi suurin energiankäyttäjä. Metalliteollisuudessa energiankulutus jakautuu melko tasan sähkön (noin 42 %) ja polttoaineiden (noin 55 %) välillä. Metalliteollisuudessa on käytössä todella paljon fossiilisia polttoaineita, erityisesti hiiltä, josta täytyisi päästä eroon. Kuitenkin metalliteollisuudessa on myös paljon prosesseja, jotka on sähköistetty, kuten esilämmitysuunit. Lisäksi metalliteollisuudelle on tyypillistä, että prosessit ovat todella energiaintensiivisiä (terästeollisuus erityisesti), jotka jopa näkyvät koko Suomen energiankäyttötasolla. (Motiva, 2021)

Metalliteollisuudessa prosessien lämpötilat vaihtelevat todella paljon. Tällä teollisuudenalalla on monia prosesseja, joiden lämpötilat ovat todella korkeita, noin 500–1000 °C. Tällaisia prosesseja ovat esimerkiksi hehkutus, sulatus, valu ja karkaisu (Panayiotou et.al, 2017). Lisäksi metalliteollisuudessa on myös prosesseja, joiden vaadittavat lämpötilat ovat melko matalia ja ovat välillä 50–200 °C. Näitä on esimerkiksi

erilaiset kuivausprosessit, peittäus, esilämmitys, fosfointi sekä maalausprosessit (Arpagaus et.al, 2018).

Näin ollen metalliteollisuudessa on saatavilla paljon hukkalämpöjä, joiden lämpötilat vaihtelevat myös todella suuresti. Metalliteollisuuden hukkalämmöt ovat tyypillisesti lämpötiloiltaan noin 30–1500 °C (Brückner et.al, 2015). Prosessit, joiden lämpötilat ovat korkeita, saavat hukkalämmöt ovat myös korkeassa lämpötilassa, joten niiden hyödyntäminen näihin prosesseihin sellaisenaan on mahdollista. Esimerkiksi raudan ja teräksen valmistamisessa syntyvät hukkalämmöt ovat usein todella korkeassa lämpötilassa, noin 1450–1550 °C (Brückner et.al, 2015). Kuitenkin nämä hukkalämpömäärät voivat olla massavirraltaan todella pieniä, jonka takia niiden hyödyntäminen voi olla haastavaa. Metalliteollisuuden prosessien lämpötilavaatimukset ovat usein korkeita, jonka takia lämpöpumppujen käyttö hukkalämpöjen hyödyntämiseen on usein melko kannattamatonta. Kuitenkin metalliteollisuudessa on myös matalanlämpötilan hukkalämpöjä, joiden hyödyntämiseen lämpöpumput soveltuvat. Hukkalämpöjä lämpöpumpun avulla voi esimerkiksi hyödyntää kuivaus-, maalaus- tai esilämmitysprosesseissa, joissa hukkalämmöt ovat usein lämpötiloiltaan 50–250 °C (Brückner et.al, 2015). Kuitenkin näihin prosesseihin on saatavilla myös hukkalämmönlähteitä, joihin lämmöntalteenotto (LTO) ilman lämpöpumppua on mahdollista. Näiden lisäksi metalliteollisuudessa on myös erilaisia elektrolyysiprosesseja, joihin kuitenkin hukkalämpöjen hyödyntäminen on usein hankalaa (Motiva, 2021).

Kaiken kaikkiaan metalliteollisuudessa on todella paljon saatavilla hukkalämpöä eri prosesseihin vaihtelevissa lämpötiloissa, jonka takia kaikelle hukkalämmölle metalliteollisuudessa ei löydy hyödynnyskohteita. Prosessien korkeat lämpötilat tekevät usein lämpöpumput kannattamattomaksi metalliteollisuudessa hukkalämpöjen hyödyntämisessä, mutta suoralla LTO:lla on usein paremmat hyödyntämismahdollisuudet erityisesti matalan lämpötilan prosesseihin, kuten prosessien esilämmitykseen.

#### 2.3.4 Elintarviketeollisuus

Elintarviketeollisuus käyttää neljänneksi eniten energiaa Suomen teollisuudenaloista. Vaikka elintarviketeollisuus on energiankulutuksen kannalta melko pieni teollisuudenala, energiankulutus vain noin 3 % teollisuuden kokonaiskäytöstä, on se hukkalämpöjen



hyödyntämisen kannalta melko merkittävä teollisuudenala. Energiankulutusjakaumaa hallitsee lämpö, jolla on melkein 50 % osuus. Lisäksi sähköllä on todella suuri osuus (noin 35 %). Suomessa erityisesti meijeri- ja lihanjalostusteollisuus on merkittävässä roolissa elintarviketeollisuuden aloista. (Motiva, 2021)

Elintarviketeollisuuden prosessien lämpötilatasot ovat usein huomattavasti matalimpia kuin edellä mainituilla kolmella suurella teollisuudenalalla. Tyypillisesti elintarviketeollisuuden prosessien lämpötilat ovat 20–250 °C välillä. Korkeimmat prosessien lämpötilat ovat esimerkiksi uuneissa, mutta suurin osa prosessien lämpötiloista vaativat 50–150 °C lämpötiloja. Näitä ovat esimerkiksi erilaiset kuivaus- tai haihdutusprosessit, kypsytyksprosessit, kuten keitto, pastörointi sekä pesuvesien lämmitys (Arpagaus et.al, 2018). Lisäksi esimerkiksi liuottamisen/alkalointiprosessin lämpötilat ovat 45–130 °C välillä, jäähdytysjärjestelmistä saatavan lämmöntalteenoton lämpötilat ovat tyypillisesti 50–60 °C sekä paistamisen tyypillinen lämpötila on 180–200 °C (Panayiotou et.al, 2017).

Elintarviketeollisuuden hukkalämmöt ovat tyypillisesti 30–150 °C välillä (Brückner et.al, 2015). Hukkalämpöjä saadaan esimerkiksi juuri edellä esitellyistä prosesseista, kuten kylmäkoneista tai lämpökäsittelyprosesseista. Hukkalämpöjen hyödyntämisen kannalta juuri edellä mainitut kypsytyks-, kuivaus-, haihdutus- sekä lämmitysprosessit ovat sopivia käyttökohteita. Esimerkiksi kuivausprosesseista ja jäähdytysprosesseista saatavat hukkalämmöt ovat usein 30–90 °C (Brückner et.al, 2015). Lisäksi esimerkiksi prosessien lämmityksessä syntyvät hukkalämmöt ovat usein samoissa lämpötiloissa. Hukkalämpöjä voidaan hyödyntää suoraan sellaisenaan omiin prosesseihin, mutta myös erityisesti lämpöpumput ovat merkittävässä roolissa elintarviketeollisuudessa hukkalämpöjen hyödyntämisessä, sillä prosessien vaadittavat lämpötilat ovat jo tällä hetkellä lämpöpumppujen tekniikan tasolla. Lisäksi jäähdytyksen tarve prosesseissa/kiinteistöissä lisää lämpöpumppujen roolia elintarviketeollisuudessa. Elintarviketeollisuudessa syntyviä hukkalämpöjä on mahdollista käyttää kaukolämmöntuotantoon, mikäli tarjontaa on enemmän kuin omien prosessien tarve. Elintarviketeollisuudella onkin Suomessa jo melko pitkä kokemus lämpöpumppujen hyödyntämisestä (Motiva, 2021).

### 2.3.5 Teknologiateollisuus

Teknologiateollisuuden energiankäyttö on todella pientä, joten sen merkitys energiankäytön kanalta ei ole kovinkaan suuri. Sähkönkäyttö on hallitsevaa tällä alalla ja prosessit ovat tyypillisesti hyvin vähän energiaintensiivisiä. Teknologiateollisuuden yksi erityispiirteistä on se, että tällä alalla on suhteellisen suuri hiilikädenjälki eli ympäristövaikutuksiltaan toiminta on positiivista (Sitra, 2018). Kiinteistötekniikka on merkittävin osa teknologiateollisuuden energiankulutuksessa (Motiva, 2021).

Tyypillisesti teknologiateollisuuden prosessien lämpötilat ovat 100–200 °C välillä. Usein korkeimmat prosessien lämpötilat ovat yli 150 °C ja tällaisia prosesseja on muun muassa erilaiset lämpökäsittelyprosessit. Täten hukkalämpöjen tyypillisiä lämmönlähteitä ovat maalaus- ja lämpökäsittelyuunit, kuivausprosessit ja erilaiset poistoilmat ja savukaasut. Näistä saatavien hukkalämpöjen lämpötilat vaihtelevat alle 50 °C:sta aina noin 150 °C:een. Näin ollen hukkalämpöjä voi hyödyntää eri prosesseissa ja lämpöpumppujen avulla on mahdollista hyödyntää myös matalan lämpötilan hukkalämpöjä. Ainoastaan lämpökäsittelyprosessit korkean lämpötilan vuoksi eivät ole lämpöpumppujen avullakaan hyödynnettävissä. Tälläkin teollisuudenalalla on lisäksi tarve esimerkiksi kiinteistöjen jäähdytykselle ja lämmitykselle, jonka takia hukkalämpöjä voi hyödyntää siihen tarkoitukseen. Näin ollen kiinteistötekniikka tarjoaa hukkalämmöille parhaimmat käyttökohteet hyödyntämisessä. (Motiva, 2021)

### 2.4 Hukkalämmön käyttömahdollisuudet

Hukkalämmön hyödyntämiseen liittyy monia tekijöitä, joita täytyy ottaa huomioon hukkalämpöjen hyödyntämistä pohdittaessa. Näitä tekijöitä ovat muun muassa hukkalämpöjen lämpötilatasot, hukkalämpöjen saatavuus, lämpövirran väliaine ja faasi, väliaineen kemialliset ominaisuudet sekä kysyntä ja tarve hukkalämpöihin liittyen. Mikäli yksikin edellä mainituista tekijöistä koituu esteeksi, hukkalämpöjen hyödyntäminen voi muuttua kannattamattomaksi tai mahdottomaksi vaikka hukkalämmöllä olisikin suuri potentiaali. (Motiva, 2019)

Hukkalämmöllä on erilaisia käyttömahdollisuuksia. Hukkalämpöä voidaan käyttää omiin käyttötarkoituksiin, hukkalämpö voidaan myydä toiselle saman paikallisen alueen toimijalle

tai hukkalämpöä voidaan hyödyntää kaukolämpöverkossa kaukolämmön tuotantoon. Kuitenkin olisi tärkeää minimoida hukkalämpöjen syntymistä tehostamalla omaa energian käyttöä, jolloin primäärienergian tarve ja sitä kautta hukkalämpöjen määrä on pienempi. Lisäksi hukkalämpöjä tulisi hyödyntää mahdollisimman lähellä sen syntypaikkaa, sillä häviöt ja kustannukset nousevat, mitä pidempiä matkoja hukkalämpöä siirretään. (Motiva, 2014a)

Seuraavaksi käsitellään enemmän edellä mainittuja kolmea käytön vaihtoehtoa siinä järjestyksessä, jossa hukkalämpöä pitäisi yrittää hyödyntää.

#### 2.4.1 Hyödyntäminen omiin käyttötarkoituksiin

Hukkalämpöjen hyödyntäminen omiin käyttötarkoituksiin tulisi olla ensimmäinen vaihtoehto. Hukkalämpöjä voidaan käyttää prosesseissa, kiinteistöissä tai niiden lämmitys- ja jäähdytystarpeisiin. Hukkalämpöjen hyödyntäminen prosesseissa voidaan tehdä esimerkiksi kytkentämuutoksien, lämmönvaihtimien tai lämpöpumppujen avulla riippuen hukkalämpöjen lämpötilasta. Mitä matalampi hukkalämpöjen lämpötila on, sitä todennäköisemmin tarvitaan lämpöpumppua nostamaan hukkalämmön lämpötilaa korkeammaksi, jotta se soveltuu käytettäväksi prosessiin. Tästä esimerkkinä voidaan pitää esimerkiksi hukkalämpöjen hyödyntämistä eri teollisuusprosessien kuivausprosesseissa. Usein hukkalämpöjen hyödyntäminen prosesseissa antaa parhaimman ajallisen vasteen. (Motiva, 2014a)

Hukkalämmön hyödyntäminen oman kiinteistön lämmitys- tai jäähdytystarpeisiin on myös vaihtoehto, mikäli itse tuotantoprosesseihin ei käytetä kaikkea. Nämäkin vaativat usein kytkentämuutoksia tai lämpöpumpun avuksi. Lämmön hyödyntäminen kiinteistöissä tapahtuu usein vesilämmitysverkoston avulla. Usein sekä lämmitys, että erityisesti jäähdytys asettavat tiettyjä vaatimuksia lämpötilalle, että sisäilmaolosuhteille, jonka takia hukkalämpöjen hyödyntäminen näihin tarpeisiin voi osoittautua haasteelliseksi. (Motiva, 2014a)

Hukkalämpöjen hyödyntäminen omiin käyttötarkoituksiin voi olla siis haasteellista, jonka takia siihen liittyvät investointipäätökset vaativat esimerkiksi rohkeutta teollisuusyrityksiltä. Tyypillisiä haasteita, jonka takia hukkalämpöjä ei hyödynnetä omiin käyttötarkoituksiin, on

muun muassa se, että kyseiset teollisuusprosessit ovat usein mutkikkaita, jonka takia niitä ei helposti lähdetä muuttamaan tai lisäämään lämpöpumppuja. Lisäksi investointien suuruus ja pitkä takaisinmaksuaika voivat olla ongelmallisia sekä hukkalämpöjen olemassaolon tiedostus voi olla puutteellinen, minkä takia hukkalämpöjen hyödyntäminen omiin teollisuusprosesseihin on kannattamatonta. (Motiva, 2019)

#### 2.4.2 Myynti ulkopuolelle

Hukkalämmön myynti paikallisille muille toimijoille on seuraava pohdittava vaihtoehto, mikäli hukkalämpöjen hyödyntäminen sisäisesti omiin käyttötarkoituksiin ei ole kannattavaa tai on mahdotonta. Hukkalämpöä voidaan esimerkiksi myydä paikalliselle energiayhtiölle kaukolämpönä tai myydä lähialueen yrityksille sellaisenaan. Hukkalämpöjen myynti kaukolämpönä kuitenkin vaatii kaukolämpöverkon näiden välille, jonka takia se voi olla haasteellista. Kuitenkin hukkalämpöjen myynti perustuu samaan ideaan kuin nykypäivän suurissa teollisuuskeskitymissä, jossa energiaa myydään muille ja hyödynnetään muiden mahdollisia sivuvirtoja. (Motiva, 2014a)

Hukkalämmön hyödyntäminen myyntinä aiheuttaa kuitenkin erilaisia teknisiä ja taloudellisia sekä sopimusteknillisiä haasteita. Teknisiä haasteita on esimerkiksi hukkalämpöjen lähde, lämpötilataso, saatavuus sekä toimitusvarmuus. Lisäksi teknisiin haasteisiin kuuluu myös ostajan lämmöntarve ja tarvittava lämpötilataso ja mahdolliset rajoitteet. Vastaavasti taloudellisia ja sopimusteknillisiä haasteita on esimerkiksi kustannusten jako, sopimuskauden pituus, sopimusehdot ja sanktiot rikkomuksista sekä käyttö-, huolto- ja kunnossapitokustannuksiin liittyvät asiat. (Motiva, 2019)

#### 2.4.3 Hyödyntäminen kaukolämmön tuotannossa

Viimeinen vaihtoehto hukkalämmön hyödyntämisessä on sen hyödyntäminen kaukolämpöverkossa. Hukkalämpöjä voidaan hyödyntää joko kaukolämpöputken menopuolelle, jolloin lämpötilan täytyy olla noin 80–100 °C tai kaukolämpöputken paluupuolelle, jolloin lämpötila voi olla matalampi, mutta vähintään noin 60 °C (Motiva, 2019). Näin ollen tässä tapauksessa myös todella matalien teollisuudessa syntyvien hukkalämpöjen hyödyntäminen on mahdollista, kunhan käytetään lämpöpumppuja apuna.

Tällä hetkellä on jo käytössä Suomessakin kaukolämmöntuotannossa lämpöpumppuja, jotka hyödyntävät syntyviä hukkalämpöjä. Esimerkiksi Helsingissä Helenillä on lämpöpumppulaitos, joka käyttää lämmönlähteenä esimerkiksi puhdistettua jätevettä (Helen, 2020) ja Espoossa on Fortumin lämpöpumppulaitos, joka käyttää myös puhdistettua jätevettä kaukolämmön tuotantoon (Fortum, 2023b). Lisäksi monia teollisuuden hukkalämpöjä hyödyntäviä selvityksiä on tällä hetkellä tekeillä/tehty. Esimerkiksi Neste, Borealis ja PK-seudun energiayhtiöt ovat selvittäneet Kilpilahden teollisuuslaitosten hukkalämpöjen hyödyntämistä kaukolämpöverkkoon pääkaupunkiseudun ja Porvoon alueilla (Neste, 2019).

Kuitenkin hukkalämpöjen hyödyntämisellä kaukolämmöksi on muutamia teknisiä ja taloudellisia edellytyksiä ja haasteita. Esimerkiksi hukkalämmön tulee olla saatavilla kaukolämpöverkkoihin sopivalla paineella ja lämpötilassa sekä sen kerääminen edellyttäisi riittävän suurta volyyymiä, jotta investointi olisi kannattava. Myös lämmönsiirtoetäisyydet täytyisi olla riittävän lyhyet. Tämän takia esimerkiksi metsäteollisuuden hukkalämpöjä ei ole kannattavaa hyödyntää kaukolämmöntuotannossa suuresta potentiaalista huolimatta, sillä nämä laitokset sijaitsevat usein kaukana kaukolämpöverkosta. Lisäksi hukkalämpöjen saatavuus täytyisi olla ennustettavaa, jottei kaukolämmöntuotanto häiriinny. Tämän takia voi olla, että jouduttaisiin rakentamaan varakapasiteettia, jolloin kustannukset nousevat. Lisäksi kesällä kaukolämmön tarve ei ole niin suurta, jolloin varastoinnin tarve korostuu. (Motiva, 2019)

### 3 LÄMPÖPUMPPUTEKNIikka

Kuten edellä on mainittu, lämpöpumput soveltuvat teollisuuden hukkalämpöjen hyödyntämiseen. Yleisesti ottaen, kun hukkalämpö on alle 55 °C, tarvitaan lämpöpumppuja nostamaan lämpötilaa korkeammaksi, jotta hukkalämpöjen lämpöä voitaisiin hyödyntää esimerkiksi omiin teollisuuden prosesseihin tai kaukolämmön tuotantoon. Tämän takia hukkalämpöjen hyödyntämisen mahdollisuuksiin vaikuttaa suuresti teollisuusprosessien tyypilliset prosessilämpötilat, sillä lämpöpumpputeknologia rajoittaa lämpötilojen nostoa, jolloin prosessilämpötilojen ollessa suuria, hukkalämpöjä ei voida käyttää kyseisissä prosesseissa, sillä lämpöpumpuilla ei pysty nostamaan lämpötilaa riittävän korkeaksi käytettäväksi omiin prosesseihin. Myöskään hukkalämpöjen käyttö kaukolämmön tuotantoon ei ole aina mahdollista johtuen, esimerkiksi teollisuuslaitosten syrjäisestä sijainnista. (Motiva, 2014b)

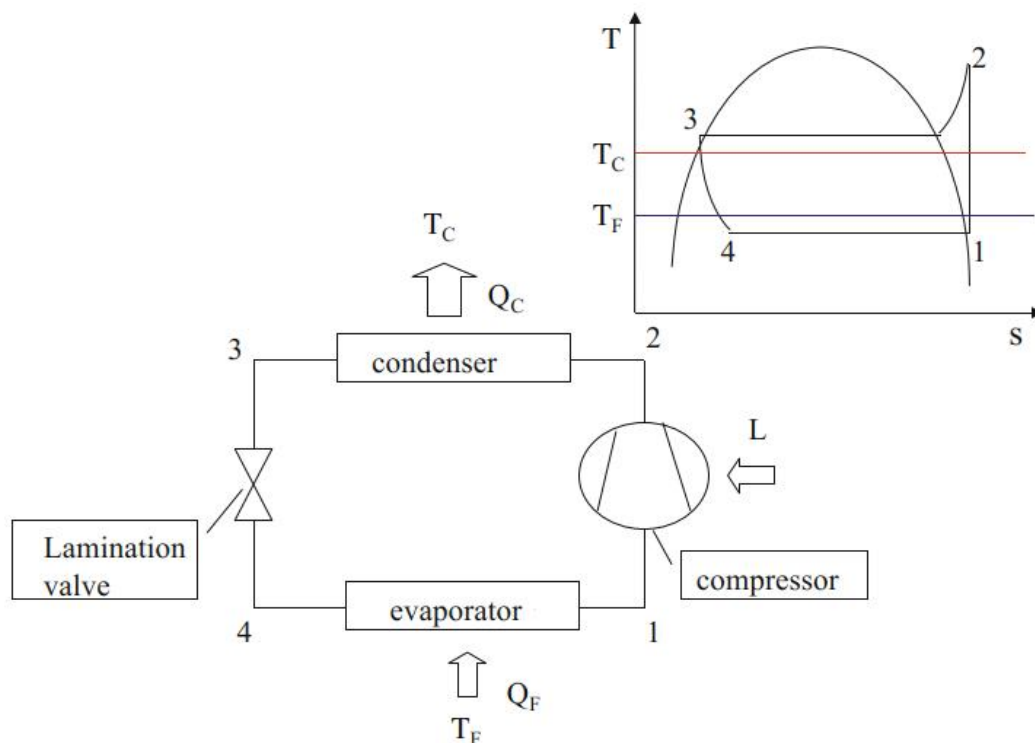
Lämpöpumppujen toiminta perustuu termodynaamiseen kiertoon eli niin sanottuun Carnot kiertoon. Lämpöpumput voidaan luokitella monien eri tunnusomaisten ominaisuuksien mukaan. Lämpöpumput voidaan jakaa yleisesti kompressio- ja absorptiolämpöpumppuihin. Kompressiolämpöpumppujen toiminta perustuu käänteiseen Carnot-kiertoprosessiin, joka käyttää kompressoria, mitä ajetaan sähkömoottorin avulla. Absorptiolämpöpumppujen toiminta perustuu perinteiseen Carnot-kiertoprosessiin, jossa ei ole mekaanista kompressoria. Absorptiolämpöpumpuissa on kahden eri fluidin seos, joilla on eri höyrönpaineet. Fluidi, jolla on matalampi höyrystymislämpötila höyrystyy ja tämä fluidi imeytyy prosessin myöhemmässä vaiheessa takaisin korkeamman höyrystymislämpötilan omaavaan fluidiin, joka on pysynyt nesteinä. Tässä diplomityössä käsitellään vain kompressiolämpöpumppuja. (Grassi, 2018)

Tässä luvussa esitellään yksinkertainen perinteinen lämpöpumppuprosessi ja käydään läpi lämpöpumppujen pääkomponentit, erityisesti yleisimpien lämpöpumpuissa käytettävien kompressorityyppien osalta. Lisäksi tehdään yleiskatsaus lämpöpumpuissa käytettäviin kylmäaineisiin sekä lämpöpumppujen leviämisen esteille teollisuudessa, jotka ovat rajoittaneet lämpöpumppujen yleistymistä osaksi teollisuuden puhtaampia energiaratkaisuja.

### 3.1 Perinteinen lämpöpumpuprosessi

Käänteiseen Carnot-prosessiin perustuvan lämpöpumpun peruseriaate on se, että lämpöpumppu siirtää lämpöä kylmemmästä lähteestä lämpimämpään lähteeseen. Jotta lämpö voisi siirtyä kylmemmästä kuumempaan, täytyy tehdä työtä. Tämän takia kompressiolämpöpumpuissa on kompressori, joka sähköän avulla siirtää lämmön kylmemmästä lähteestä lämpimämpään lähteeseen. Lämpöpumput käyttävät lämmön siirtämiseen kylmäainetta, joita on monia erilaisia. (Grassi, 2018).

Yksinkertainen perinteinen lämpöpumpuprosessi on yksivaiheinen eli kylmäaineen puristus tapahtuu yhdessä vaiheessa. Yksinkertaisen perinteisen lämpöpumpuprosessin pääkomponentit ovat höyrystin, lauhdutin, kompressori sekä paineenalennusventtiili. Kuvassa 5 on esitetty yksinkertaisen kompressiolämpöpumpun kierto lämpötila, entropia - tasossa ( $T,s$ ) ja pääkomponentit. (Grassi, 2018)



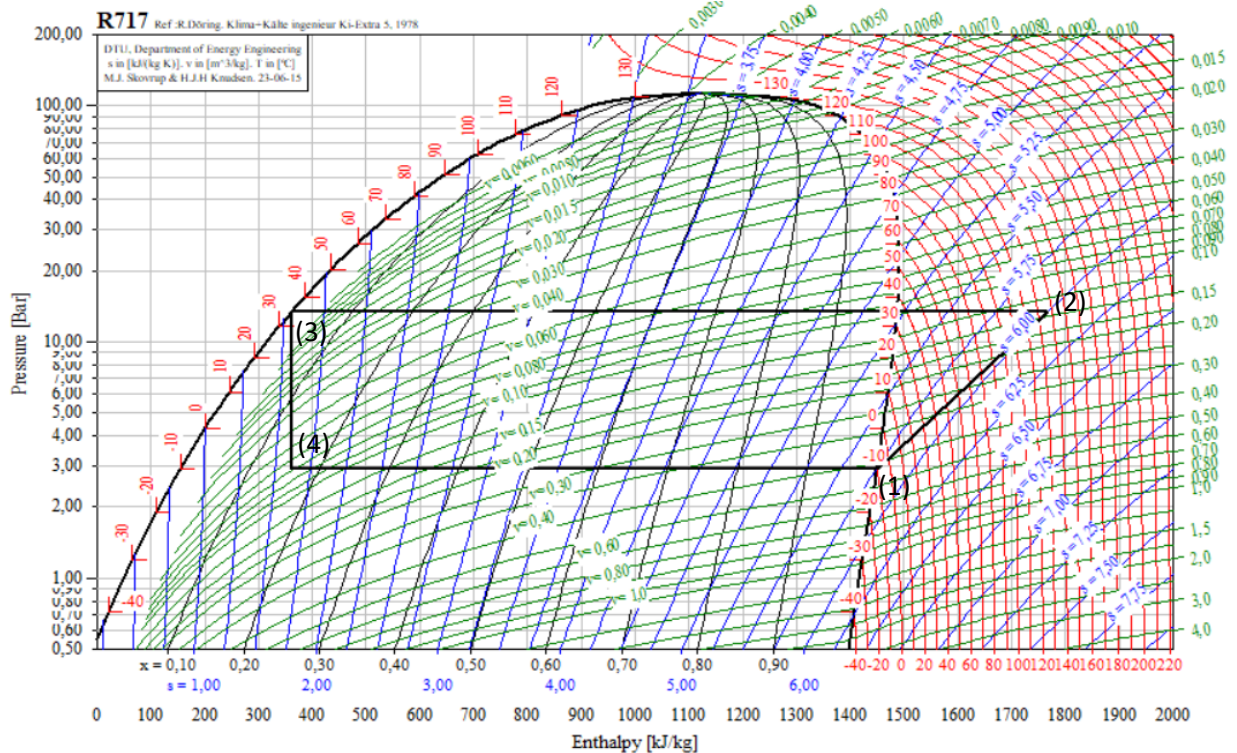
**Kuva 5.** Kompressiolämpöpumpun kierto prosessi (Grassi, 2018).

Höyrystimessä lämpöpumpussa kiertävään kylmäaineeseen siirtyy lämpöä lämmönlähteestä. Tämä lämmönlähde voi olla esimerkiksi ulkoilma, vesi, maa tai edellä

mainitut eri teollisuuden hukkalämmönlähteet. Näin ollen kylmäaine höyrystyy höyrystimessä lämmönlähteestä siirtyneen lämpöenergian ansiosta. Tämän jälkeen kompressor imee höyrystyneen kylmäaineen höyrystimestä, jolloin kompressorissa kylmäainetta puristetaan pienempään tilaan. Näin ollen kylmäaineen paine ja lämpötila nousevat. Kompressorin menevä kylmäaine on kylläistä tai hieman tulistettua höyryä. Kompressorista poistuva kuuma kylmäainehöyry johdetaan lauhtuttimelle, jossa kylmäainehöyry luovuttaa lämpöä ja muuttuu takaisin kylläiseksi nesteeksi. Tämä vapautunut lämpö siirtyy siten lämmitysverkostoon, jolloin esimerkiksi voidaan lämmittää kaukolämpöväettä tai käyttää tätä vapautunutta lämpöä teollisuuden eri prosesseihin. Lopuksi ennen kylmäaineen paluuta takaisin höyrystimelle, jäähtynyt kylläinen nestemäinen kylmäaine kulkee paineenalennusventtiilin läpi, jolloin kylmäaineen paine ja lämpötila laskevat höyrystintä vastaaviksi ja kylmäaine on osin höyryä ja osin nestettä. (Sulpu, 2023)

Usein lämpöpumpun kiertoprosessia havainnollistetaan log<sub>p,h</sub> -piirroksessa. Sen avulla pystytään lukemaan lämpöpumpun prosessin eri vaiheiden/tilapisteiden termodynaamisia ominaisuuksia, kuten kompressorin puristuksen jälkeinen paine, entalpia ja lämpötila. Jokaiselle kylmäaineelle on olemassa oma log<sub>p,h</sub> -kuvaaja. Kuvassa 6 on esitetty yksinkertaisen yksivaiheisen ammoniakkaa kylmäaineena käyttävän lämpöpumpun kiertoprosessi. Kyseisestä esimerkistä voi huomata, että höyrystimessä kylmäaineen höyrystymislämpötila on  $-10\text{ °C}$  ja lauhtumislämpötila on  $35\text{ °C}$ . (Danfoss, 2022)





**Kuva 6.** Esimerkki yksinkertaisesta lämpöpumpuprosessista, kun kylmäaineena on ammoniakki (Danfoss, 2022).

Kuvan 5 ja kuvan 6 tilapisteet vastaavat toisiaan. Tilapisteiden 1 ja 2 välissä tapahtuu kylmäainehöyryn puristus korkeampaan paineeseen ja lämpötilaan kompressorissa. Pisteiden 2 ja 3 välillä tapahtuu ensin kylmäaineen tulistuksen poisto, jolloin sen lämpötila laskee ja tämän jälkeen tapahtuu kylmäaineen varsinainen lauhtuminen, jolloin se lauhtuu höyrystä nesteeksi. Tässä vaiheessa siitä siirtyy lämpöä lämmitysverkkoon. Pisteiden 3 ja 4 välissä tapahtuu paineenalennus paineenalennusventtiilin avulla, jolloin kylmäaineen lämpötila ja paine laskevat höyrystimen painetta vastaavaksi. Pisteiden 4 ja 1 välillä tapahtuu kylmäaineen höyrystyminen, jolloin neste-höyry-kylmäaineseos vastaanottaa esimerkiksi hukkalämpöjen lämpöä ja kylmäaine muuttuu höyryksi. Sitten prosessi alkaa alusta.

Lämpöpumpujen hyötysuhde voidaan ilmaista tehokertoimella (COP). Jäähdytyksen COP-luku määräytyy kompressorin tarvitsevan tehon ja höyrystimen jäähdytystehon välisenä suhteena (Industrial Heat Pumps, 2023)

$$COP_j = \frac{Q_{\text{höyrystin}}}{W_{\text{kompressorin}}} \quad (1)$$

Lämmityksen COP-luku on vastaavasti lauhduttimesta saatavan lämmitystehon ja kompressorin tarvitseman tehon suhde. Lauhduttimesta vapautunut lämpö on suurempi kuin höyrystimessä, koska kompressorin tarvitsema sähköenergia vapautuu kylmäaineeseen lämpönä, joka poistuu täten lauhduttimesta (Industrial Heat Pumps, 2023)

$$COP_l = \frac{Q_{lauhdutin}}{W_{kompressori}} \quad (2)$$

Lämpöpumpuilla COP-luku on käytännössä aina yli yksi ja mitä suurempi se on, sitä parempi lämpöpumpun hyötysuhde on. Esimerkiksi jos kompressorin vaatima teho on 1 kW ja lauhduttimesta poistuva lämpöteho 4 kW, lämpöpumpun lämmityksen COP-luku on 4.

### 3.2 Kompressorityypit

Yleensä lämpöpumpuissa käytettävät kompressorityypit ovat joko syrjäytyskompressoreita tai turbokompressoreita. Syrjäytyskompressoreihin kuuluvat esimerkiksi mäntä-, ruuvi- ja kierukkakompressori. Erityisesti mäntä- ja ruuvikompressorit ovat tyypillisiä teollisen kokoluokan lämpöpumpuissa käytettäviä kompressoreja. Taulukossa 2 on esitetty arvio edellä mainittujen kompressorivaihtoehtojen sopivista tehoalueista (Siemens, 2022)

**Taulukko 2.** Arvio tyypillisten käytössä olevien kompressorien tehoalueista (Siemens, 2022).

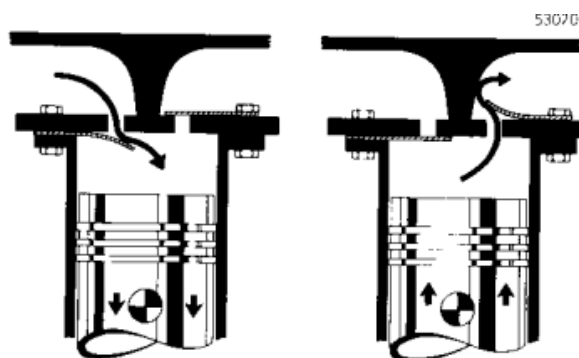
Kompressori vaihtoehto	Tehoalue
Mäntä	0–500 kW
Ruuvi	0–1 MW
Kierukka	0–5 MW
Turbo	0–30 MW

#### 3.2.1 Syrjäytyskompressorit

Syrjäytyskompressorit eroavat toimintaperiaatteeltaan turbokompressoreista. Syrjäytyskompressorit nostavat käytetyn kylmäaineen painetta vähentämällä sisääntulotilavuutta puristuskammiossa (Siemens, 2022). Eli toisin sanoen, syrjäytyskompressoreissa osa kaasun tilavuudesta jää loukkuun tilaan, jota kompressorin

sisällä oleva puristuslaite jatkuvasti pienentää. Tämä tilavuuden pieneneminen nostaa siten kylmäainehöyryn painetta kompressorin ollessa toiminnassa (SWEP, 2022a). Kompressorin sisällä oleva puristuslaite voi olla mäntä, ruuvi tai kierukka, josta eri syrjäytyskompressorien kompressorityypit saavat nimensä.

Mäntäkompressorit ovat edelleen yleisiä ja kilpailukykyisiä kompressoreja käytettäviksi, vaikka muut kompressorityypit ovat lisänneet suosiotaan mäntäkompressoriin nähden ja mäntäkompressorien tekniikka ei ole juurikaan kehittynyt viime aikoina (VTT, 2016). Mäntäkompressorien toimintaperiaate perustuu sykliin, joka koostuu neljästä eri vaiheesta; puristus-, poisto-, paisunta- ja imutahdistusta (Grassi, 2018). Mäntäkompressori koostuu venttiileillä varustetusta sylinteristä ja männästä, joka liikkuu edestakaisin moottorin avulla. Kun mäntä on alimmassa pisteessään, tulistettu tai kyläinen kylmäainekaasu pääsee kompressoriin tuloventtiilien kautta ja kun mäntä liikkuu ylöspäin, imuventtiili sulkeutuu, jolloin kaasun paine kasvaa johtuen pienentyneestä tilavuudesta. Kun paine on riittävän korkea, poistoventtiili avautuu, ja puristettu kylmäainekaasu poistuu kompressorista poistokammion kautta. Tämän jälkeen männän liike on jälleen alaspäin, jolloin kaasun sisäänvalo venttiilien kautta käynnistyy uudelleen (Siemens, 2022). Mäntäkompressorin pääkomponentti on pyöreä sylinteri, joka muuttaa sen pyörimisliikkeen männän edestakaiseksi liikkeeksi (SWEP, 2022a). Kuvassa 7 on havainnollistettu mäntäkompressorin toimintaperiaatetta.



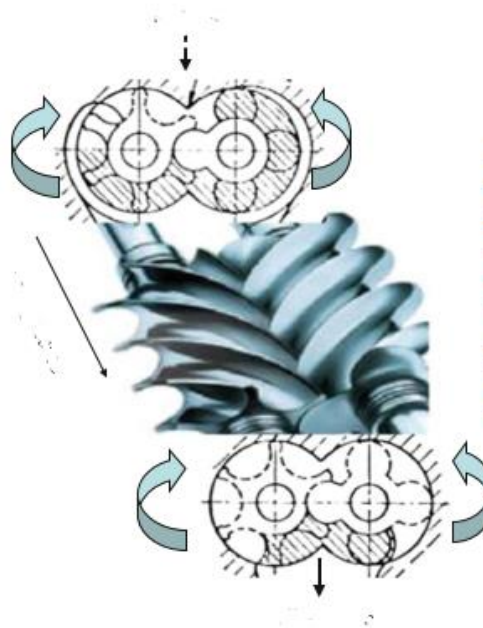
**Kuva 7.** Mäntäkompressorin toimintaperiaate (Siemens, 2022).

Mäntäkompressoreiden etuna on sen melko yksinkertainen toimintaperiaate ja rakenne. Lisäksi mäntäkompressorin pääkomponentin valmistusprosessi on helppo ja se saavutetaan hyvällä tarkkuudella. Kuitenkin mäntäkompressorin haittana on tärinä, sillä siinä on paljon liikkuvia osia. Toinen haittapuoli on mäntäkompressoreissa syntyvä ”kuollut tila”, jolloin

osa puristetusta kaasusta jää loukkuun männän yläosan ja katon väliseen tilaan, kun mäntä on yläasennossaan. Tämä johtaa pienempään tilavuushyötysuhteeseen, sillä puristetaan vähemmän kaasua kuin olisi mahdollista. Lisäksi venttiilit ovat herkkiä kaasussa oleville pisaroille, jonka takia on vaara, että paine nousee liian suureksi, jolloin aiheutuu vakavia vaurioita venttiileille. Mäntäkompressorien säätö perustuu usein vain on/off-säätöön. (SWEP, 2022a)

Ruuvikompressorit soveltuvat yleisesti hieman korkeampia tehoja vaativiin sovelluksiin ja niiden käyttö on yleisempää korkeammissa tehosovelluksissa verrattuna mäntäkompressoreihin. Ruuvikompressoreja on kahta eri tyyppiä; kaksoisruuvi- tai yksiruuvikompressorit (Siemens, 2022).

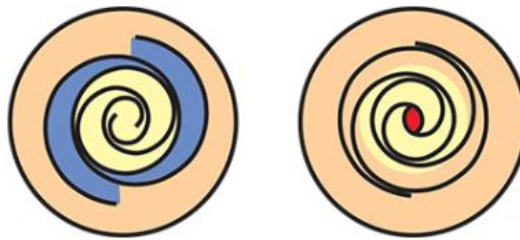
Kaksoisruuvikompressorit on näistä yleisempi ja se koostuu kahdesta eri roottorista/ruuvista, joilla on toisiaan täydentävät profiilit ja ne on suunniteltu vähentämään toistensa välistä tilavuutta jatkuvasti kompressorin tuloaukosta ulostuloon. Ne pyörivät jatkuvasti eri suuntiin, jolloin kylmäaine syötetään matalapainepuolelta korkeapainepuolelle jatkuvasti vähentämällä tilavuutta (paine nousee) (kuva 8). Ruuvikompressoreissa ei ole ”kuollutta tilaa” eikä imu- tai paineventtiilejä vaan ainoastaan takaiskuventtiili, varmistaakseen ettei synny kylmäaineen paluuvirtausta. (SWEP, 2022a)



**Kuva 8.** Ruuvikompressorin toimintaperiaate (Grassi, 2018).

Ruuvikompressorit voivat toimia korkealla puristussuhteella ja ruuvikompressoreissa käytetään öljynjäähdytystä. Ruuvikompressorin edut verrattuna mäntäkompressoreihin on sen pelkkä pyörivä liike, jolloin ei ole tarvetta venttiileille, jotka ovat herkkiä sekä mahdollisuus portaattomasti säädettävään nopeuden säätöön. (Siemens, 2022)

Kierukkakompressoreissa puristus saavutetaan kahdella samankeskeisellä kierteellä/spiraalilla, joista toinen on paikallaan ja toinen pyörii. Pyörivää kierrettä ohjataan sähkömoottorilla, joka pyörittää akselia. Kierteet kiertyvät toisiinsa, mutta eivät pyöri ja tämä muodostaa puristuksen (kuva 9). Tulistettu kaasu tulee sisään (sininen väri) spiraalien ulkopäistä ja se puristuu siirtyessään kierteiden läpi tämän kiertävän liikkeen vuoksi. Kaasu poistuu korkeapaineisena spiraalien keskeltä (punainen väri). (SWEP, 2022a)



**Kuva 9.** Kierukkakompressorin toimintaperiaate (SWEP, 2022a).

Kierukkakompressorit ovat kaikista edistyneintä tekniikkaa kompressoreihin liittyen tällä hetkellä ja ne soveltuvat parhaiten pienitehoisiin sovelluksiin (1–50 kW) (Siemens 2022). Niillä on monia etuja verrattuna mäntäkompressoreihin. Venttiilien puuttuminen minimoi painehäviöt ja lisäksi kierukkakompressorit ovat hiljaisempia ja tärinä ei aiheuta ongelmia. Lisäksi tilavuushyötysuhde on lähes 100 % ja herkkyys vioille on pienempi johtuen vähemmistä liikkuvien osien määristä (SWEP, 2022). Lisäksi ne soveltuvat jatkuvaan nopeudensäätöön taajuusmuuttajien avulla (Siemens, 2022).

### 3.2.2 Turbokompressorit

Turbokompressoreita käytetään erityisesti suurissa sovelluksissa, jotka vaativat korkeita tehoja (taulukko 2). Turbokompressorien (myös keskipakokompressorin) toimintaperiaate on erilainen kuin syrjäytyskompressorien. Turbokompressoreissa kylmäainekaasun

puristaminen tapahtuu kiihdyttämällä sitä juoksupyörässä. Painetta nostetaan edelleen diffuusorissa, jossa nopeus muuntuu paineeksi (SWEP, 2022a). Turbokompressoreissa kaasu imetään sisään aksiaalisesti ja se poistetaan radiaalisesti. Turbokompressorit voivat olla aksiaali- tai radiaaliturbokompressoreita. Johtuen lämpöpumpputekniikan vaadittavista paineista, lämpöpumpputekniikassa on käytössä usein ainoastaan radiaalisia turbokompressoreita (Siemens, 2022). Turbokompressoreita käytettäessä pitäisi varmistaa, että stabiileiden ja epävakaiden sektorien välillä tapahtuva siirtyminen olisi mahdollisimman rajoitettu, sillä siirtyminen epävakaaseen sektoriin voi aiheuttaa turbokompressorille toimintahäiriöitä ja erilaisia vikoja. Tämän takia turbokompressorien käyttöalueeseen täytyy kiinnittää huomiota ja se on valittava huolellisesti (Siemens, 2022)

Turbokompressorit toimivat melko korkeilla hyötysuhteilla ja ne ovat vähemmän raskaita verrattuna saman tehoisiin muihin kompressorityyppeihin. Turbokompressorien tehonsäätö tapahtuu usein taajuusmuuttajien ja johtosiipisäädön avulla. Näiden tekninen kehitys on mennyt viime vuosina eteenpäin, mikä on magneettisen laakeroinnin ansiota. Magneettinen laakerointi mahdollistaa öljyttömän kompressorin sekä kierrosnopeuksien, että tehojen kasvattamisen. Öljytön kompressori parantaa energiatehokkuutta, koska kitka on pienempi, jolloin kompressorien kuluminen, melu ja värinä on pienempää. Tämä pidentää niiden käyttöikää ja vähentää huoltotarvetta. (VTT, 2016)

### 3.3 Kylmäaineet

Lämpöpumpuissa ja kylmätekniikassa käytettäviä kylmäaineita on olemassa monia eri vaihtoehtoja. Kylmäaineen valinta on yksi tärkeimmistä elementeistä, joka täytyy ottaa huomioon lämpöpumppujen suunnittelussa. Kylmäaineilla on erilaiset ominaisuudet eri paineissa ja lämpötiloissa. Kylmäaineen optimaaliseen valintaan vaikuttaa useita eri seikkoja. Niitä ovat esimerkiksi prosessin vaatimat lämpötilatasot, systeemien tarvittavat tehot, prosessin painetasot sekä kylmäaineen saatavuus ja sen hinta. Lisäksi kylmäaineen täytyy olla mahdollisimman turvallinen, jolloin sen syttymiseen ja myrkyllisyyteen täytyy kiinnittää huomiota. Lisäksi kylmäaineen vaikutus ympäristöön täytyy olla mahdollisimman pieni. Kylmäaineen ympäristövaikutuksia mitataan otsonikerrosta heikentävällä ODP-luvulla sekä ilmastoja lämmittävän vaikutuksen GWP-luvulla. Kylmäaineet, joilla on suuret ODP- ja GWP-luvut ovat korvautuneet ympäristöystävällisemmillä kylmäaineilla, sillä

kylmäaineiden ympäristövaikutuksiin on kiinnitetty valtavasti huomiota viime aikoina. (Arpagaus et.al, 2018)

### 3.3.1 Kylmäaineiden jaottelu

Kylmäaineet on jaoteltu eri ryhmiin halogeenimolekyylien perusteella, sillä kylmäaineet ovat yleisesti hiilivetyjä, joiden vetyatomeita on korvattu halogeenimolekyylejä prosessoimalla. Kylmäaineet voidaan täten halogeenimolekyylien perusteella luokitella halogenisoituihin hiilivetyihin (CFC), osittain halogenisoituihin hiilivetyihin (HCFC), fluorihiihivetyihin (HFC), täysin halogenisoituihin hiilivetyihin (PFC), vetyfluoriolefiineihin (HFO) sekä luonnollisiin kylmäaineisiin. (Darment, 2019)

CFC-kylmäaineet sisältävät klooria, fluoria ja hiiltä. Näitä kylmäaineita on esimerkiksi R11, R12 ja R114. CFC-kylmäaineilla on korkea ODP- sekä GWP-luku, jonka takia niitä ei käytetä enää lämpöpumpuissa tai kylmälaitteissa kylmäaineina. (Linde Gas, 2023a)

HCFC-kylmäaineet sisältävät kloorin, fluorin ja hiilen lisäksi myös vetyä. Nämä kehitettiin korvaamaan edellä mainitut CFC-kylmäaineet. HCFC-kylmäaineita on esimerkiksi R22, R123 ja R401A. Nämä ovat hieman ympäristöystävällisempiä kuin CFC-kylmäaineet, sillä näillä on pieni ODP-arvo, mutta suuri GWP-arvo. Tämän takia näiden käyttöä on myös kielletty ja minimoitu. (Linde Gas, 2023b)

HFC-kylmäaineet ovat kolmas kehitetty sukupolvi fluoripohjaisille kaasuille ja korvasivat HCFC-kylmäaineet. Nämä eivät sisällä klooria. HFC-kylmäaineita on esimerkiksi R134a, R407C ja R410A. HFC-kylmäaineilla ODP-luku on nolla eli ne eivät heikennä otsonikerrosta. Näillä kylmäaineilla on kuitenkin melko suuri GWP-arvo, joten ne kiihdyttävät kasvihuoneilmiötä. Myös PFC-kylmäaineet menevät samaan kategoriaan HFC-kylmäaineiden kanssa, sillä niilläkin ODP-arvo on nolla, mutta GWP-arvo on merkittävän suuri. (Darment, 2019).

HFO-kylmäaineet ovat neljäs kehitetty sukupolvi fluoripohjaisista kaasuista. Ne sisältävät fluoria, hiiltä ja vetyä. Näitä kylmäaineita on esimerkiksi R1234yf ja R1234ze. Nämä on kehitetty korvaamaan HFC-kylmäaineita, kuten R134a, sillä nämä kylmäaineet ovat paljon ympäristöystävällisempiä kylmäaineita kuin edellä mainitut. Yleisesti HFO-kylmäaineilla ODP-arvo on nolla ja niillä on hyvin matala GWP-arvo. (Linde Gas, 2023c)

Luonnolliset kylmäaineet ovat nimensä mukaisesti luonnonmukaisia kylmäaineita, joita esiintyy luonnon biokemiallisissa prosesseissa (Linde Gas, 2023d). Ne voidaan jakaa kahteen eri ryhmään, jotka ovat puhtaat hiilivedyt (HC) ja epäorgaaniset kylmäaineet (Darment, 2019). Ne eivät sisällä fluoria. Puhtaisiin hiilivetyihin kuuluu esimerkiksi propaani R290, butaani R600 ja isobutaani R600a. Epäorgaanisiin kylmäaineisiin kuuluu esimerkiksi hiilidioksidi R744, ammoniakki R717 ja vesi sekä ilma. Luonnolliset kylmäaineet eivät ole haitallisia otsonikerrokselle, niiden ODP-arvo on nolla, ja kasvihuonehaitallisuuden GWP-arvo on nolla tai hyvin lähellä sitä (Darment, 2019). Luonnolliset kylmäaineet olivat yleisimpiä käytettyjä kylmäaineita 1950-luvulla, kunnes fluorihilivedyt syrjäyttivät ne. Kuitenkin nykyään luonnolliset kylmäaineet ovat yleistyneet jälleen vauhdilla ja niiden käyttöön pyritään johtuen niiden vähäisistä ympäristöhaitoista. Esimerkiksi ammoniakkia pidetään yleisesti tehokkaimpana kylmäaineena (Darment, 2019).

### 3.3.1 Yleisimpien kylmäaineiden ominaisuudet

Kuten edellä mainittiin, kylmäaineita on todella monia, mutta osan kylmäaineiden käyttöä pyritään välttämään ja vähentämään. HFO-kylmäaineet ovat syrjäyttäneet ja korvanneet niitä edeltävät kylmäaineet (CFC- ja HFC-kylmäaineet), sillä nämä ovat ympäristöystävällisempiä. Lisäksi luonnollisten kylmäaineiden käyttö on jälleen lisääntynyt ja näiden käyttöön pyritään ensisijaisesti, kun suunnitellaan lämpöpumppusovelluksia. Taulukossa 3 on esitetty tyypillisiä lämpöpumpuissa ja kylmäkoneissa käytettäviä kylmäaineita sekä niiden ominaisuuksia ja soveltuvuutta (matala-, keski- tai korkealämpötila kohteisiin). Jokainen kylmäaine eroaa esimerkiksi kriittisen lämpötilan ja paineen suhteen toisistaan, jolloin nämä täytyy ottaa huomioon suunnitellessa lämpöpumppusysteemejä.



**Taulukko 3.** Yleisten käytössä olevien kylmäaineiden ominaisuudet (pohjautuu Darment, 2019, Linde Gas, 2023e).

Kylmäaine	R134a	R410A	R1234ze	R290	R600a	R717 Ammoniakki	R744 Hiilidioksidi
Luokka	HFC	HFC	HFO	Luonnollinen	Luonnollinen	Luonnollinen	Luonnollinen
Syttyvyys	Ei	Ei	Matala	Erittäin helposti syttyvä	Erittäin helposti syttyvä	Matala	Ei
Myrkyllisyys	Ei	Ei	Ei	Ei	Ei	Myrkyllinen	Ei
ODP	0	0	0	0	0	0	0
GWP	1430	2088	7	3	4	0	1
Kiehumispiste (0 bar, g) [°C]	-26,3	-51,6	-18,95	-42,1	-11,7	-33	-78,5
Kriittinen lämpötila [°C]	101,1	74,7	109,4	96,7	135	132	31,0
Kriittinen paine [bar]	40,7	51,7	36,4	42,5	36,5	112	73,8
Soveltuvuus: matalalämpötila kohteet	-	X	-	X	-	X	X
Keskilämpötila kohteet	X	X	X	X	X	X	X
Korkea lämpötila kohteet	X	-	X	X	X	X	X

### 3.4 Tärkeimmät esteet lämpöpumppujen yleistymiselle teollisuudessa

Edellä on selvitetty, että teollisuudessa on paljon potentiaalia lämpöpumpputeknologioille hukkalämpöjen talteenottoon ja hyödyntämiseen liittyen, jolloin pystytään parantamaan koko teollisuusprosessin energiatehokkuutta, koska ylijäämälämpöä ei mene hukkaan. Näin

ollen erityisesti teollisuuden matalalämpötilaisten hukkalämpöjen hyödyntäminen omissa prosesseissa tai kaukolämmön tuotannossa on oiva tilaisuus lämpöpumppujen leviämislle teollisuuden pariin yhä etevissä määrin. Kuitenkin lämpöpumppujen leviämisen tiellä on ollut/on yhä, joitakin esteitä, jotka ovat vaikuttaneet lämpöpumppujen yleistymiseen teollisuudessa.

Ensimmäinen tekijä liittyy oikean käyttökohteen löytämiseen ja investoinnin kannattavuuteen. Yleisesti ottaen, jotta lämpöpumppuinvestointi olisi kannattava toteuttaa, hukkalämmölle pitäisi löytää sopiva käyttökohde, kuten luvussa 2.4 käsiteltiin. Mikäli hukkalämpöä ei voida käyttää omiin prosesseihin lämpötilan nostosta lämpöpumpun avulla huolimatta tai teollisuuden prosessista saatavaa hukkalämpöä ei voida hyödyntää kaukolämmön tuotannossa, johtuen esimerkiksi kaukolämpöverkon kaukaisesta sijainnista tai liian pienestä kysynnästä, lämpöpumppuihin on turha investoida, sillä se ei olisi kannattava investointi. Usein on hyvin mahdollista, että suuresta hukkalämpöpotentiaalista huolimatta, hukkalämmölle ei ole löydettävissä sopivaa kohdetta, jolloin lämpöpumpputeknologian hyödyntäminen ei kannata. Tämän takia olisi ensisijaisen tärkeää kartoittaa käyttömahdollisuudet hyvinkin kokonaisvaltaisesti, jolloin olisi mahdollista saada kaikista paras hyöty lämpöpumpuista. (Fimpec, 2023)

Toinen este lämpöpumppujen leviämisessä on ollut lämpöpumpputeknologian rajoittuneisuus. Suurin syy tässä liittyy lämpöpumpuilla saavutettavaan maksimi tuottolämpötilaan. Lämpöpumpuilla saavutettavat lämpötilat ovat olleet viime vuosina noin 90 °C tienoilla. Tämän takia esimerkiksi paljon saatavilla olevaa matalalämpötilaista hukkalämpöä ei ole voinut käyttää, sillä lämpöpumppu ei riitä tuottamaan tarpeeksi korkeita lämpötiloja, jotta niitä voitaisiin esimerkiksi käyttää teollisuuden prosesseissa hyödyksi, ainoastaan on voinut hyödyntää hyvin matalalämpötilaisissa prosesseissa (WBCSD, 2022). Kuitenkin viime vuosina lämpöpumpputeknologia on kehittynyt ja saatavilla on lämpöpumppuja teollisuuteen, joiden tuottolämpötilat ovat yli 100 °C. Esimerkiksi suomalaisella Calefa Oy:llä on kehitetty kuunalämpöpumppu, joka voi hyödyntää hyvin mataliakin lämmönlähteitä ja pystyy tuottamaan teollisuuden tarpeisiin/kaukolämmöksi jopa 130 °C lämpötiloja, hyötysuhteen ollessa vielä melko korkea (Calefa, 2023). Lisäksi esimerkiksi Oilon tarjoaa teollisuuslämpöpumppuja, joilla päästään noin 120 °C tuottolämpötiloihin (Oilon Group Oy, 2023). Näiden lisäksi moni muukin, erityisesti ulkomaiset yhtiöt ovat kehittäneet/tutkivat korkean lämpötilan lämpöpumppuja, kuten

Siemens Energy (Siemens Energy, 2023) tai Man Energy Solutions (Man Energy Solutions, 2023), joiden lämpöpumpuilla pääsee jopa noin 150 °C tuottolämpötiloihin.

Lisäksi viime vuosien tapahtumien takia, energian ja sähkön hinnat ja niiden epävakaus ovat vaikuttaneet negatiivisesti lämpöpumppuinvestointeihin ryhtymiseen. Energian hintojen suuri vaihtelu ja vaikea ennustettavuus on vaikeuttanut ja monimutkaistanut investointipäätöksiä liittyen teollisuudessa käytettäviin lämpöpumppuihin, sillä niiden takia ei ole välttämättä kannattavaa ja rohkeutta investoida lämpöpumppuihin (WBCSD, 2022). Investointikustannuksilla on merkittävä rooli kokonaiskustannuksista, sillä pelkkä investointikustannus lämpöpumpuilla usein muodostaa yksinään kolmanneksen kaikista kustannuksista (Pieper et.al, 2018). Nämä korkeat investointikustannukset yhdistettynä korkeisiin sähkön hintoihin verrattuna fossiilisiin polttoaineisiin on usein este, joka vaikeuttaa lämpöpumppujen yleistymistä teollisuudessa (Sadjjadi et.al, 2023). Tämä pätee erityisesti maissa, joissa sähkön hinnan suhde kaasun hintaan nähden on suuri, jolloin investoinnista saatava tuotto on alioptimaalinen ja näin ollen kaupallisesti lämpöpumppujen yleistymisen voi olla haastavaa (HPT, 2019).

Näiden teknisten ja kaupallisten haasteiden lisäksi poliittisen tuen puute on vaikeuttanut lämpöpumppujen yleistymistä teollisuuden parissa. Usein lämpöpumppuihin kohdistuvat tuet ovat pieniä tai mitättömiä. Vastaavasti samaan aikaan hiilen kustannusten ollessa matalia ja fossiilisiin polttoaineisiin liittyviä tukia/avustuksia on jatkettu, se on tarkoittanut sitä, että edelleen tavanomainen fossiiliseen polttoon perustuva tekniikka on taloudellisesti kannattavampi vaihtoehto kuin lämpöpumput teollisuudessa. (WBCSD, 2022)

Näin ollen, jotta lämpöpumput saadaan yleistymään entisestään teollisuudessa, täytyy teknologian kehittymisen lisäksi, kehittää energiamarkkinoita ja politiikkaa siihen suuntaan, että lämpöpumpuista tulee kannattavampia verrattuna fossiilisiin polttoaineisiin, jolloin lämpöpumppuinvestoinnit lisääntyisivät. Teknologian kehityksen osalta ollaan menossa oikeaan suuntaan ja esimerkiksi Suomen energiamarkkinoiden tilanne lämpöpumppujen suhteen on hyvässä tilanteessa verrattuna esimerkiksi Euroopan suuriin teollisuusmaihin, kuten Saksaan tai Iso-Britanniaan.

## 4 TURVALLISUUSSEIKAT JA KYLMÄAINEIDEN TULEVAISUUS

Kuten edellä on mainittu, lämpöpumput ovat oiva ratkaisu hukkalämpöjen hyödyntämisessä, jolloin saadaan hukkaenergia käyttöön ja energia kiertämään. Lämpöpumput toimivat usein hyvällä hyötysuhteella ja hukkalämmöt voidaan hyödyntää lämpöpumppujen avulla, esimerkiksi teollisuusprosesseihin tai kaukolämmön tuotantoon. Kuitenkin lämpöpumppujen käytön yhteydessä on tärkeää huolehtia, että lämpöpumppujen toiminta on turvallista ja otetaan huomioon lämpöpumppujen toiminnasta aiheutuvat mahdolliset vaarat ja turvallisuusvaatimukset sekä käytössä olevien kylmäaineiden käyttöön liittyvät tekijät. Kylmäaineiden käyttöön liittyy monia vaatimuksia, jotka täytyy täyttää.

Näiden lisäksi ajankohtainen aihe liittyen lämpöpumppuihin on kylmäaineiden tulevaisuus. Kylmäaineita on tällä hetkellä rajoitettu F-kaasuasetuksen mukaisesti jo kylmäkoneissa ja ilmastointilaitteissa. Lämpöpumppuja tämä F-kaasuasetus ei vielä koske, mutta tulee tulevaisuudessa koskemaan myös lämpöpumppuja. Lisäksi EU:ssa on toinen merkittävä lainsäädöllinen prosessi myös käynnissä, jonka tarkoituksena on rajoittaa PFAS-yhdisteitä, joita muodostuu muun muassa osassa lämpöpumpuissa käytössä olevista kylmäaineista. Tämän takia kylmäaineiden tulevaisuuteen liittyy monia kysymyksiä ja pohdintoja, siitä mitä kylmäaineita saa jatkossakin käyttää ja mitä tullaan kieltämään ja rajoittamaan.

Näin ollen tässä luvussa käsitellään lämpöpumppujen käyttöön liittyviä vaaroja ja riskejä sekä pohditaan kylmäaineiden tulevaisuutta.

### 4.1 Lämpöpumppujen turvallisuusvaatimukset

Lämpöpumppulaitoksiin liittyy monenlaisia vaaratekijöitä, joita täytyy ottaa huomioon, kun suunnitellaan ja rakennetaan lämpöpumppuja. Yhteistä kaikessa lämpöpumppuihin liittyvässä suunnittelussa on kuitenkin se, että lämpöpumput täytyy suunnitella ja rakentaa niin turvallisiksi kuin mahdollista. Ne eivät saa aiheuttaa vaaroja ihmisille, omaisuudelle eikä ympäristölle. Nämä kaikki erilaiset vaaratekijät ovat tärkeä tunnistaa ja tiedostaa sekä eliminoida mahdollisimman hyvin. Lämpöpumppulaitoksissa käytettävien komponenttien

on täytettävä asianmukaisesti niihin liittyvät standardit, jotta komponenttien käyttö voidaan varmistaa olevan turvallista ja hyväksyä. (SFS-EN 378-2)

#### 4.1.1 Lämpöpumppulaitosten riskit ja vaatimukset

Lämpöpumpuista aiheutuvat mahdolliset ympäristövaikutukset johtuvat useista eri tekijöistä. Niitä ovat muun muassa lämpöpumpuissa käytettyjen komponenttien energiatehokkuus, huoltojen määrä ja taajuus, mahdollisen kylmäainevuodon nopeus sekä mahdolliset erilaiset säätömenetelmät. Näiden lisäksi käytetyllä kylmäainetyypillä on iso vaikutus mahdollisiin ympäristövaikutuksiin. Kylmäaineiden GWP- ja ODP-luvut eroavat toisistaan ja mitä isompia kyseiset luvut ovat, sitä enemmän ne vaikuttavat ympäristöön heikentävästi. Näin ollen kylmäaineen ympäristövaikutuksiin täytyy kiinnittää huomiota, jonka takia luonnolliset kylmäaineet ovat nostaneet suosiotaan ja ovat yleisimpiä käytettäviä kylmäaineita, sillä niiden ympäristövaikutukset ovat käytännössä mitättömiä. (SFS-EN 378-1).

Vastaavasti teollisuudessa käytössä oleviin lämpöpumppuihin liittyvät tyypilliset vaarat ja riskit voivat yleisesti liittyä korkean lämpötilan aiheuttamiin riskeihin, liian korkean paineen aiheuttamiin riskeihin, nestefaasin aiheuttamiin riskeihin, kylmäainevuotojen aiheuttamiin riskeihin sekä lämpöpumppulaitosten liikkuvista osista aiheutuviin vaaroihin. Näihin riskeihin täytyy kiinnittää huomiota, kun suunnitellaan ja rakennetaan lämpöpumppulaitoksia. (SFS-EN 378-1)

Yleisimpiä korkean lämpötilan aiheuttamia vaaroja ja riskejä ovat esimerkiksi lämpötilasta johtuvat lämpörasitukset, jotka vaikuttavat materiaaleihin ja niiden kestävyys sekä lämpötilavaihteluista johtuvat mahdolliset tilavuuden muutokset ja kuumat pinnat sekä komponentit. Vastaavasti liiallisen paineen aiheuttamat vaarat voivat johtua esimerkiksi lauhtumispaineen tai kylläisen höyryn paineen äkillisestä noususta. Lauhtumispaineen nousun voi aiheuttaa esimerkiksi lauhduttimen riittämätön jäähdytys tai nestemäisen kylmäaineen pääseminen ja kerääntyminen lauhduttimeen. Kylläisen höyryn liiallisen paineen nousun voi taas esimerkiksi aiheuttaa liiallinen kylmäaineen lämmittäminen. Lisäksi liian korkea paine voi aiheuttaa tulipalovaaran. (SFS-EN 378-1)

Kylmäaineen ollessa nestemäisessä muodossa, tyypilliset vaaratekijät liittyvät esimerkiksi liialliseen kylmäainetäytökseen tai lämpöpumpussa tapahtuvaan kylmäaineen ylivuotoon. Näin ollen kylmäaineen vuotoihin liittyvät vaarat ovat esimerkiksi tulipalo, räjähdys, myrkyllisyys, syövyttävyys, tukehtuminen sekä ympäristöongelmat, kuten otsonikato ja ilmaston lämpenemisen nopeutuminen. Kuitenkin näistä aiheutuva suurin vaara on yleinen paniikki, mikä voi vallita yhteisössä ja aiheuttaa omanlaisia uusia vaaroja. Näiden lisäksi lämpöpumppulaitosten liikkuvat osat voivat aiheuttaa erilaisia vaaroja, joita ovat esimerkiksi mahdollisesta osumasta aiheutuva vamma, kuten silmävamma, liiallisen melun aiheuttama kuulon heikennys tai menetys sekä tärinästä johtuvat mahdolliset vauriot ja vammat. (SFS-EN 378-1)

Näiden tyypillisten lämpöpumppuihin liittyvien riskien lisäksi tietyt kylmäaineet aiheuttavat erityisvaatimuksia, jotka täytyy ottaa huomioon. Kylmäaineiden ympäristövaikutukset huomioiden aikaisemmin käytössä olleiden kylmäaineiden (HFC, CFC ym.) käyttö halutaan minimoida ja kieltää, jolloin luonnollisia kylmäaineita ja HFO-kylmäaineita käytetään korvaamaan näitä aikaisemmin käytettyjä kylmäaineita, johtuen niiden vähäisistä ympäristövaikutuksista. Kuitenkin HFO-kylmäaineet ja luonnolliset kylmäaineet ovat paljon helpommin syttyviä ja myrkyllisiä, toisin kuin HFC- ja CFC-kylmäaineet, jonka takia nämä seikat on otettava huomioon, jotta lämpöpumppulaitokset ovat turvallisia ja eivät aiheuta vaaratilanteita vuotojen seurauksena. Lisäksi mikäli hiilidioksidia R744 käytetään lämpöpumpuissa, komponentit ovat alttiina korkeille paineille, jolloin paine aiheuttaa omat erityisvaatimukset, jotka komponenttien ja materiaalien on täytettävä. (AREA, 2017)

Lämpöpumppulaitokset, joissa käytetään syttyviä kylmäaineita, on suunniteltava ja rakennettava, niin ettei kylmäaineen vuodon sattuessa, siitä aiheudu tulipalo- tai räjähdysvaaraa. Erityisesti tulipalo- tai räjähdysvaara on olennainen kohdissa, jonka komponentit voivat olla syttymislähteitä. Syttyviä kylmäaineita on esimerkiksi kylmäaine R1234ze (matala syttyvyys) sekä luonnolliset kylmäaineet propaani R290 ja isobutaani R600a, jotka molemmat ovat erittäin helposti syttyviä. Lisäksi ammoniakilla on matala syttyvyys. Näin ollen syttyvien kylmäaineiden tapauksessa on erityisen tärkeää selvittää ovatko kylmäaineet ilmaa kevyempiä vai raskaampia, jolloin vuotoilmaisimien ja ilmanvaihdon poistoaukkojen oikeanlainen sijoittelu on mahdollista. Jos kylmäaine on ilmaa kevyempää, se nousee ylöspäin, jolloin esimerkiksi vuotoilmaisimet täytyy sijoittaa katonrajaan. (AREA, 2017)

Ammoniakkia on yleisesti pidetty tehokkaimpana kylmäaineena, mutta ammoniakkin tapauksessa täytyy muistaa, että se on syttyvä ja myrkyllinen kylmäaine, jolloin sen käyttäminen vaatii panostusta turvallisuustoimintoihin, sillä laitosten täytyy olla kaikissa olosuhteissa turvallisia käyttää. Tämän takia ammoniakkin investointikustannukset ovat muihin kylmäaineisiin verrattuna kalliimpia. Ammoniakilla on vastaavasti käytönaikaiset kustannukset pienemmät johtuen pienemmästä energiankulutuksesta (Kylmäextra, 2020). Näin ollen myrkyllisyyden takia, ammoniakkilaitoksissa on tärkeää, ettei ammoniakkia pääse vuotamaan ympäristöön, sillä sen vaikutukset ovat vaaralliset. Vuotoilmaisimet täytyy ammoniakkilaitoksissa asettaa kattoon tai korkealle seinällä, sillä ammoniakikikaasu on ilmaa kevyempää. Tämä sama pätee myös hätätuuletuksen järjestelmiin (AREA, 2017). Lisäksi ammoniakkilaitosten täytyy täyttää erikseen eriteltyt palo- ja henkilösuoja-vaatimukset sekä näiden lisäksi ammoniakkilaitoksissa on tärkeää kiinnittää huomiota paniikin vaaraan, sillä ammoniakki on vuodon yhteydessä helppo havaita hajun perusteella (SFS-EN 378-3). Näihin henkilösuoja-vaatimuksiin kuuluu muun muassa erilaiset saatavilla olevat suojarusteet niin normaaliin kuin hätätilanteisiin liittyen. Lisäksi esimerkiksi ammoniakkilämpöpumppulaitoksissa viemärointi on suunniteltava siten, ettei ammoniakki vuoto pääse vesistöihin ja niin ettei nestemäinen ammoniakki pääse ulos konehuoneesta, jossa lämpöpumput sijaitsevat (SFS-EN 378-3).

#### 4.1.2 Lämpöpumppulaitosten täytösrajan määrittäminen

Turvallisuusvaatimusten lisäksi, sekä syttyvien että myrkyllisten kylmäaineiden tapauksissa on tärkeää kiinnittää huomiota sallittuihin täytösrajoituksiin. Kylmäaineen suurin sallittu täytös lasketaan joko syttyvyyden tai myrkyllisyyden perusteella ja niistä alhaisempi arvo määrää täytöksen ylärajan. (SFS-EN 378-1)

Yleisesti ottaen lämpöpumppujen täytösrajojen laskentaan sovelletaan standardia SFS EN 378, jossa osassa 1 on kuvattu menetelmä täytösrajan määrittämiseksi. Aluksi täytyy määrittää lämpöpumppulaitoksen tilaan soveltuva pääsyyloikka sekä laitoksen sijaintipaikka. Pääsyyloikat jaetaan kolmeen eri kategoriaan (a, b ja c). A-luokkaan kuuluu tilat, joihin on yleinen pääsy, esimerkiksi sairaalat, vankilat, myymälät, koulut ja hotellit. B-luokan muodostavat taas konttorit/toimistot, yleiset tuotantotilat ja laboratoriot. Nämä ovat tiloja, joihin on valvottu pääsy ja rajoitettu määrä ihmisiä voi oleskella kerrallaan kyseisessä tilassa.

Luokkaan C kuuluu esimerkiksi eri tuotantolaitokset, joihin on pääsy vain valtuutetuilla henkilöillä ja nämä ovat tiloja, joissa valmistetaan, prosessoidaan tai varastoidaan eri materiaaleja ja tuotteita. (SFS-EN 378-1)

Vastaavasti lämpöpumppulaitosten sijaintipaikat ovat jaettu neljään eri kategoriaan (I, II, III ja IV). Luokkaan I kuuluvassa sijaintipaikassa lämpöpumppulaitos olisi sijoitettu yleiseen oleskelutilaan. Luokan II sijaintipaikassa kaikki kompressorit ja painesäiliöt ovat sijoitettu konehuoneeseen tai ulkoilmaan, mutta esimerkiksi putkistot ja venttiilit sijaitsevat yleisessä oleskelutilassa. Luokan III sijaintipaikassa kaikki lämpöpumppulaitoksen kylmäainetta sijaitsevat osat sijaitsevat konehuoneessa tai ulkoilmassa. Luokan IV vaatimuksia on noudatettava mikäli, kaikki kylmäainetta sijaitsevat osat sijaitsevat ilmanvaihdolla varustetussa kotelossa. Tässä standardissa konehuoneella tarkoitetaan tilaa, jossa on kylmäainetta sisältäviä komponentteja ja joka on eristetty tiloista, joihin on vapaa pääsy. Lisäksi konehuoneeseen eivät pääse ulkopuoliset. (SFS-EN 378-1)

Soveltuvan pääsyylokan ja sijaintipaikan määrittelyn jälkeen määritetään kylmäaineen täytösraja edellä mainittujen määritelmien ja myrkyllisyyden tai syttyvyyden perusteella. Jos kylmäaine on sekä myrkyllinen että syttyvä täytösrajan ylärajan määrää pienempi täytösrajan arvo.

Kylmäaineen myrkyllisyyteen perustuvan täytösrajan määrittäminen alkaa määrittämällä kylmäaineen myrkyllisyysluokka (A tai B). Myrkyllisyysluokkaan A kuuluu kylmäaineet, joiden työperäisen altistuksen raja-arvo on enemmän kuin 400 ppm. Myrkyllisyysluokkaan B kuuluu vastaavasti kylmäaineet, joiden työperäisen altistuksen raja-arvo on alle 400 ppm, eli myrkyllisyysluokan B kylmäaineet ovat myrkyllisempiä (Darment, 2023). Tämän jälkeen määritetään kylmäaineen myrkyllisyysraja. Lämpöpumppulaitosten myrkyllisyyteen perustuva täytösraja määritetään kolmen eri tavan avulla ja täytösrajana käytetään suurinta arvoa. Ensimmäisessä tavassa myrkyllisyyteen perustuva täytösraja saadaan standardista SFS-EN 378-1 löytyvästä taulukosta, jossa täytösrajat ilmaistaan kylmäaineen myrkyllisyysluokkien, pääsyylokkien sekä sijaintipaikkojen perusteella (kuva 10). Toisessa samaisessa standardissa esitetyssä tavassa kylmäaineen täytösraja myrkyllisyyden perusteella määritetään yhtälöstä (SFS-EN 378-1)

$$Täytösraja_2 = 20 \text{ m}^3 \cdot \text{myrkyllisyysraja} \quad (3)$$



Kolmas tapa on vain myrkyllisyysluokan A kylmäaineille, jolloin niille käytetään täytösrajana 150 g.

Näin ollen lämpöpumppulaitoksen kylmäaineen täytösrajana myrkyllisyyden perusteella käytetään suurinta arvoa, mikä on saatu kolmesta edellä mainitusta tavasta (SFS-EN 378-1).

Myrkyllisyysluokka	Pääsyyloikka	Sijaintipaikan luokittelu				
		I	II	III	IV	
A	a	Myrkyllisyysraja x huoneen tilavuus, tai ks. C.3		Ei täytösrajoitusta <sup>a</sup>	Myrkyllisyyteen perustuvat täytösvaatimukset ovat arvioitava sijaintipaikan I, II tai III mukaisesti riippuen ilmanvaihdolla varustetun kotolon sijainnista	
	b	Ylimmät kerrokset ilman hätäuloskäyntejä tai pohjakerroksen alapuolella	Myrkyllisyysraja x huoneen tilavuus tai ks. C.3			Ei täytösrajoitusta <sup>a</sup>
	Muu	Ei täytösrajoitusta <sup>a</sup>				
	c	Ylimmät kerrokset ilman hätäuloskäyntejä tai pohjakerroksen alapuolella	Myrkyllisyysraja x huoneen tilavuus tai ks. C.3			
Muu	Ei täytösrajoitusta <sup>a</sup>					
B	a	Suljetuille sorptiokoneistoille: myrkyllisyysraja x huoneen tilavuus, ja ≤ 2,5 kg kaikki muut koneistot: myrkyllisyysraja x huoneen tilavuus		Ei täytösrajoitusta <sup>a</sup>		
	b	Ylimmät kerrokset ilman hätäuloskäyntejä tai pohjakerroksen alapuolella	Myrkyllisyysraja x huoneen tilavuus		Täytös ≤ 25 kg <sup>a</sup>	
	Henkilötiheys on < kuin 1 hlö per 10 m <sup>2</sup>	Täytös ≤ 10 kg <sup>a</sup>	Ei täytösrajoitusta <sup>a</sup>			
	Muu		Täytös ≤ 25 kg <sup>a</sup>			
	c	Henkilötiheys on < kuin 1 hlö per 10 m <sup>2</sup>	Täytös ≤ 50 kg <sup>a</sup> ja tilassa on hätäuloskäyntejä		Ei täytösrajoitusta <sup>a</sup>	
	Muu	Täytös ≤ 10 kg <sup>a</sup>	Täytös ≤ 25 kg <sup>a</sup>			

<sup>a</sup> Ulkoilmassa soveltuu standardin EN 378-3:2016 kohta 4.2 ja konehuoneissa soveltuu standardin EN 378-3:2016 kohta 4.3.

**Kuva 10.** Myrkyllisyyden perustuvan täytösrajan määrittäminen. Ensimmäinen tapa (SFS-EN 378-1).

Syttyvyyteen perustuva kylmäaineen täytösraja lämpöpumpuissa lasketaan vastaavalla tavalla kuin myrkyllisyyteen perustuva täytösraja. Ensimmäiseksi täytyy määrittää kylmäaineen syttyvyysluokka. Syttyvyysluokkia on neljä, jotka ovat 1, 2L, 2 tai 3 (Darment, 2023). Mitä isompi numero on, sitä korkeampi syttyvyys kylmäaineella on. Syttyvyysluokka 1 tarkoittaa ei-syttyviä kylmäaineita. Syttyvyysluokan 2L kylmäaineilla on matalampi syttyvyys kuin syttyvyysluokan 2 kylmäaineilla. Syttyvyysluokan määrittämisen jälkeen selvitetään kylmäaineen alempi syttyvyysraja (LFL) (SFS-EN 378-1).

Tämän jälkeen kylmäaineen täytösraja määritetään neljällä eri tavalla ja käytetään niistä suurinta arvoa. Ensimmäisessä tavassa täytösraja määritetään samalla tavalla kuin edellä syttyvyysluokan, pääsyyloikan sekä sijaintipaikan avulla (kuvat 11 ja 12). Toinen tapa on suljetuille lämpöpumpuille ja syttyvyysluokan 2L kylmäaineille, jolloin täytösraja lasketaan yhtälöstä (SFS-EN 378-1)

$$Täytösraja_{syttvyys,2L} = 4 m^3 \cdot 1,5 \cdot LFL \quad (4)$$

Kolmas tapa on suljetuille lämpöpumpuille ja kylmäaineille, joiden syttyvyysluokka on 2 tai 3, jolloin täytösraja lasketaan yhtälöstä (SFS-EN 378-1)

$$Täytösraja_{\text{syttyvyys}} = 4 \text{ m}^3 \cdot \text{LFL} \quad (5)$$

Viimeisessä tavassa käytetään täytösrajana 150 g suljetuilla lämpöpumpuilla. Näin ollen näistä neljällä tavalla saaduista täytösrajoista käytetään suurinta arvoa. Kuitenkin syttyvyysluokan 1 kylmäaineille näitä menetelmiä ei voi soveltaa. (SFS-EN 378-1)

Kuten edellä mainittiin, mikäli kylmäaine on sekä syttyvä että myrkyllinen, täytöksen ylärajana käytetään pienempää määritettyä täytösrajaa, jotka on laskettu sekä syttyvyyden että myrkyllisyyden perusteella.

Syttyvyysluokka	Pääsilyuokka	Sijaintipaikan luokittelu					
		I	II	III	IV		
2L	a	Ihmisen mukavuus		Taulukon C.2 mukaisesti ja $\leq m_2^a \times 1,5$ tai Taulukon C.3 mukaisesti ja $m_3^b \times 1,5$		Ei täytösrajoitusta <sup>c</sup>	Kylmäainetäytös $\leq m_3^b \times 1,5$
		Muut sovellutukset		20 % $\times$ LFL $\times$ huoneen tilavuus ja $\leq m_2^a \times 1,5$ tai Taulukon C.3 mukaisesti ja $m_3^b \times 1,5$			
	b	Ihmisen mukavuus		Taulukon C.2 mukaisesti ja $\leq m_2^a \times 1,5$ tai Taulukon C.3 mukaisesti ja $m_3^b \times 1,5$			
		Muut sovellutukset		20 % $\times$ LFL $\times$ huoneen tilavuus ja $\leq m_2^a \times 1,5$ tai taulukon C.3 mukaisesti ja $m_3^b \times 1,5$	20 % $\times$ LFL $\times$ huoneen tilavuus ja $\leq 25 \text{ kg}^c$ tai taulukon C.3 mukaisesti ja $\leq m_3^b \times 1,5$		
	c	Ihmisen mukavuus		Taulukon C.2 mukaisesti ja $\leq m_2^a \times 1,5$ tai Taulukon C.3 mukaisesti ja $m_3^b \times 1,5$			
		Muut sovellutukset		20 % $\times$ LFL $\times$ huoneen tilavuus ja $\leq m_2^a \times 1,5$ tai taulukon C.3 mukaisesti ja $m_3^b \times 1,5$	20 % $\times$ LFL $\times$ huoneen tilavuus ja $\leq 25 \text{ kg}^c$ tai taulukon C.3 mukaisesti ja $\leq m_3^b \times 1,5$		
< 1 henkilö per 10 m <sup>2</sup>		20 % $\times$ LFL $\times$ huoneen tilavuus ja $\leq 50 \text{ kg}^a$ tai taulukon C.3 mukaisesti ja $\leq m_3^b \times 1,5$		Ei täytösrajoitusta <sup>c</sup>			
2	a	Ihmisen mukavuus		Taulukon C.2 mukaisesti ja $\leq m_2^a$		Ei täytösrajoitusta <sup>c</sup>	Kylmäainetäytös $\leq m_3^b$
		Muut sovellutukset		20 % $\times$ LFL $\times$ huoneen tilavuus ja $m_2^a$			
	b	Ihmisen mukavuus		Taulukon C.2 mukaisesti ja $\leq m_2^a$			
		Muut sovellutukset		20 % $\times$ LFL $\times$ huoneen tilavuus ja $m_2^a$			
	c	Ihmisen mukavuus		Taulukon C.2 mukaisesti ja $\leq m_2^a$			
		Muut sovellutukset	Maanpinnan alapuolella	20 % $\times$ LFL $\times$ huoneen tilavuus ja $m_2^a$			
		Maanpinnan yläpuolella	20 % $\times$ LFL $\times$ huoneen tilavuus ja $\leq 10 \text{ kg}^c$	20 % $\times$ LFL $\times$ huoneen tilavuus ja $\leq 25 \text{ kg}^c$			

<sup>a</sup>  $m_2 = 26 \text{ m}^3 \times \text{LFL}$ .  
<sup>b</sup>  $m_3 = 130 \text{ m}^3 \times \text{LFL}$ .  
<sup>c</sup> Ulkoilmassa soveltuu standardin EN 3783:2016 kohta 4.2 ja konehuoneissa soveltuu standardin EN 3783:2016 kohta 4.3.

**Kuva 11.** Lämpöpumpujen täytösrajavaatimukset syttyvyyden perusteella syttyvyysluokille 2L ja 2 (SFS-EN 378-1).

Syttyvyysluokka	Pääsilyuokka	Sijaintipaikan luokittelu					
		I	II	III	IV		
3	a	Ihmisen mukavuus		Taulukon C.2 mukaisesti ja $\leq m_2$ tai 1,5 kg.		$\leq 5 \text{ kg}^c$	Kylmäainetäytös $\leq m_3^b$
		Muut sovellutukset	Maanpinnan alapuolella	Vain suljetut koneistot: 20 % $\times$ LFL $\times$ huoneen tilavuus ja $\leq 1 \text{ kg}$			
		Maanpinnan yläpuolella	Vain suljetut koneistot: 20 % $\times$ LFL $\times$ huoneen tilavuus ja $\leq 1,5 \text{ kg}$				
	b	Ihmisen mukavuus		Taulukon C.2 mukaisesti ja $\leq m_2$ tai 1,5 kg, sen mukaan kumpi on suurempi		$\leq 10 \text{ kg}^c$	
		Muut sovellutukset	Maanpinnan alapuolella	20 % $\times$ LFL $\times$ huoneen tilavuus ja $\leq 1 \text{ kg}^a$			
		Maanpinnan yläpuolella	20 % $\times$ LFL $\times$ huoneen tilavuus ja $\leq 2,5 \text{ kg}$				
c	Ihmisen mukavuus		Taulukon C.2 mukaisesti ja $\leq m_2$ tai 1,5 kg, sen mukaan kumpi on suurempi		Ei täytösrajoitusta <sup>c</sup>		
	Muut sovellutukset	Maanpinnan alapuolella	20 % $\times$ LFL $\times$ huoneen tilavuus ja $\leq 1 \text{ kg}^c$				
		Maanpinnan yläpuolella	20 % $\times$ LFL $\times$ huoneen tilavuus ja $\leq 10 \text{ kg}^c$	20 % $\times$ LFL $\times$ huoneen tilavuus ja $\leq 25 \text{ kg}^c$			

<sup>a</sup>  $m_2 = 26 \text{ m}^3 \times \text{LFL}$ .  
<sup>b</sup>  $m_3 = 130 \text{ m}^3 \times \text{LFL}$ .  
<sup>c</sup> Ulkoilmassa soveltuu standardin EN 3783:2016 kohta 4.2 ja konehuoneissa soveltuu standardin EN 3783:2016 kohta 4.3.

**Kuva 12.** Lämpöpumpujen täytösrajavaatimukset syttyvyyden perusteella syttyvyysluokalle 3 (SFS-EN 378-1).

Kuvissa 11 ja 12 esiintyvät rajoituskertoimet  $m_2$  ja  $m_3$  ovat muotoa (SFS-EN 378-1)

$$m_2 = 26 \text{ m}^3 \cdot \text{LFL} \quad (6)$$

$$m_3 = 130 \text{ m}^3 \cdot \text{LFL} \quad (7)$$

Lisäksi taulukossa 4 on esitetty muutamien yleisimpien teollisuuden lämpöpumpuissa käytettävien kylmäaineiden myrkyllisyys- ja syttyvyysluokka sekä myrkyllisyysraja, että alempi syttyvyysraja. Näitä tietoja käytetään täytösrajojen määrittämisessä.

**Taulukko 4.** Tyypillisten teollisuuslämpöpumpuissa käytettävien kylmäaineiden turvallisuusluokat ja rajat (SFS-EN 378-1).

Kylmäaine [-]	Myrkyllisyysluokka [-]	Syttyvyysluokka [-]	Myrkyllisyysraja [kg/m <sup>3</sup> ]	LFL [kg/m <sup>3</sup> ]
R717	B	2L	0,0035	0,116
R744	A	1	0,1	palamaton
R600a	A	3	0,059	0,043
R290	A	3	0,09	0,038
R1234ze	A	2L	0,28	0,303
R134a	A	1	0,25	palamaton

Kuten taulukosta 4 huomataan, ympäristöystävällisemmät kylmäaineet (R1234ze ja luonnolliset) verrattuna esimerkiksi kylmäaineeseen R134a, jolla on suuri GWP-luku, ovat kuitenkin joko syttyviä tai myrkyllisiä, mikä aiheuttaa omanlaiset haasteensa ja nämä kylmäaineiden ominaisuudet täytyy ottaa huomioon, kun suunnitellaan lämpöpumppulaitoksia ja niiden sijoituspaikkoja.

Lopuksi tehdään havainnollistava yksinkertainen esimerkki, lämpöpumppulaitoksen täytösrajoista, mikä hyödyntää teollisuuden hukkalämpöjä ja käyttää kylmäaineena ammoniakkaa R717. Usein tällaiset laitokset kuuluvat pääsyylokkiaan c ja sijaintipaikkana voidaan käyttää luokkaa III, jolloin kaikki kylmäainetta sisältävät osat sijaitsevat joko eristetyssä konehuoneessa tai ulkoilmassa ja sinne ei ole vapaata pääsyä yleisöllä. Kuten taulukosta 4 huomataan, ammoniakki on sekä myrkyllinen että syttyvä kylmäaine, joten

tässä tapauksessa täytyy määrittää täytösraja sekä myrkyllisyyden että syttyvyyden perusteella.

Kuvista 10 ja 11 nähdään, että pääsilyluokan ollessa c ja sijaintipaikan luokan ollessa III, tässä tapauksessa kyseisellä lämpöpumppulaitoksella, mikä käyttää ammoniakkaa ei ole täytösrajoituksia. Kuitenkin, mikäli esimerkiksi pääsilyluokka tai sijaintipaikka muuttuisi luokasta III luokkaan II, täytyisi uudelleen määrittää täytösrajoitukset. Lisäksi alueelliset ja kansalliset tiukemmat rajoitukset menevät standardin SFS-EN 378 edelle. Yleisesti ottaen voidaan todeta, että tämän standardin mukaan teollisuuslämpöpumppulaitoksilla ei ole täytösrajoituksia, jotka rajoittaisivat sallittua maksimi kylmäainetäytöstä.

## 4.2 Kylmäaineiden tulevaisuus

Lämpöpumpuissa käytettävien kylmäaineiden tulevaisuus voidaan nähdä melko ennalta-arvaamattomana. Kylmäaineiden tulevaisuutta ohjaa pitkälti eri poliittiset linjaukset ja toimet, jotka määrittävät mitä kylmäaineita saa käyttää ja mitä ei. Kylmäaineiden käyttöä on rajoitettu tällä hetkellä vuoden 1987 laaditun Montrealin pöytäkirjan ja vuoden 2014 Euroopan Parlamentin ja neuvoston asetuksen 517 (F-kaasuasetus) mukaisesti (Ympäristöministeriö, 2023). Kuitenkin esimerkiksi kyseinen F-kaasuasetus ei koske vielä lämpöpumppuja, joten käytännössä lämpöpumpuissa voi käyttää mitä tahansa kylmäainetta. Tämän takia lämpöpumpuissa käytettävien kylmäaineiden tulevaisuutta ei voi tarkoin ennustaa, mutta sen voidaan olettaa noudattavan ja käyttäytyvän samojen linjojen mukaisesti, kuin edellä esitetyt säädetyt linjaukset, jotka rajoittavat kylmäaineiden käyttöä kylmälalalla. Kylmäaineiden kehitystä on ohjannut ilmastonsuojelu, joka liittyy kylmäaineiden aiheuttamiin ympäristövaikutuksiin. Näin ollen on mahdollista sanoa, että ympäristöystävällisyys tulee olemaan lämpöpumpuissa käytettävien kylmäaineiden tulevaisuutta ohjaava/määrittävä tekijä (MV-Jäähdytys Oy, 2021).

Kylmäaineiden aiheuttamista ympäristövaikutuksista ensimmäiseksi ruvettiin kiinnittämään huomiota niiden käytöstä aiheutuvaan otsonikerroksen pienentymiseen. Tätä varten laadittiin Montrealin pöytäkirja vuonna 1987. Montrealin pöytäkirja rajoittaa otsonikerrosta heikentävien kylmäaineiden tuotantoa, kulutusta sekä kauppaa. Näin ollen Montrealin pöytäkirjan mukaisesti CFC-kylmäaineiden käyttöä rajoitettiin ja vuonna 2010 niiden valmistus ja kulutus kiellettiin maailmanlaajuisesti pois lukien kaikista kriittisimmät ja

välttämättömimmät käyttötarkoitukset. Montrealin pöytäkirja osoittautui menestykseksi, sillä kansainvälisen yhteistyön ansiosta näiden otsonikerrosta heikentävien aineiden kulutusta on saatu vähennettyä maailmanlaajuisesti yli 98 % vuodesta 1987 lähtien. Lisäksi esimerkiksi teollisuusmaissa, kaikista haitallisimpien kylmäaineiden käytöstä on luovuttu kokonaan. Näin ollen Montrealin pöytäkirjassa laadittujen toimien ansiosta, maailmassa onnistuttiin välttämään laajamittainen otsonikato. (Ympäristöministeriö, 2023)

Otsonikerrokseen voimakkaasti vaikuttavien kylmäaineiden korvautumisen jälkeen, tavoitteeksi on muodostunut ilmastonmuutoksen torjuminen. Otsonikerrosta heikentävät CFC-yhdisteet korvattiin HCFC- ja HFC-kylmäaineilla, mutta kuitenkin näillä fluoraatuilla hiilivedyillä on korkea GWP-luku, mikä tarkoittaa sitä, että ne ovat voimakkaita kasvihuonekaasuja, jotka voimistavat ilmaston lämpenemistä päästessään ilmakehään. Tämän takia on laadittu kansainvälisiä sopimuksia, jotka rajoittavat näitä ilmastoa lämmittävien kylmäaineiden käyttöä. Yksi näistä kansainvälisistä sopimuksista on EU:n laatima F-kaasuasetus vuodelta 2014, mikä koskee kylmälaitteita. Esimerkiksi HCFC-kylmäaineille on laadittu oma lopettamisaikataulu. Vuoteen 2014 asti laitteissa sai käyttää kierrätettyjä tai puhdistettuja HCFC-kylmäaineita ja vuodesta 2015 lähtien HCFC-yhdisteitä sisältävien laitteiden käyttäminen huollossa on kokonaan kielletty (Ympäristöministeriö, 2023). Lisäksi F-kaasuasetuksessa HFC-yhdisteiden tuotantoa ja kulutusta tullaan vähentämään asteittain, niin että teollisuusmaissa toimet ovat alkaneet vuonna 2019, mutta kehitysmaissa vasta vuonna 2029. Tavoitteena on, että vuonna 2030 teollisuusmaissa HFC-kylmäaineiden kulutus olisi vain 20 % kaikista käytössä olevista kylmäaineista (VTT, 2016). Lisäksi asetuksen mukaisesti, kierrätettyjen HFC-kylmäaineiden käyttö huollossa on sallittua vuoteen 2030 asti. Lisäksi asetuksessa määritetyt kiellot koskevat uusia laitteita ja täten vanhoja laitteita saa edelleen käyttää. Näin ollen tämän asetuksen tavoitteena on saavuttaa 60 % päästövähennys vuoteen 2030 mennessä (Tukes, 2014).

Näin ollen näiden asetusten pohjalta ilmastonsuojelu ja sitä kautta ympäristöystävällisyys on tärkein prioriteetti liittyen kylmäaineisiin. Nämä linjaukset ovat kieltäneet CFC-kylmäaineiden valmistuksen ja rajoittavat niitä korvaavien HFC-kylmäaineiden käyttöä kylmälaitteissa. Tämän takia on kehitetty HFC-kylmäaineita korvaavia entistä ympäristöystävällisempiä HFO-kylmäaineita, ja niiden lisäksi luonnolliset kylmäaineet ovat jälleen nousseet hallitseviksi kylmäaineiksi.

Näiden lisäksi Saksa, Alankomaat, Norja, Ruotsi sekä Tanska ovat ehdottaneet Euroopan kemikaalivirastolle (ECHA) tammikuussa 2023, että PFAS-yhdisteitä sisältävien kemikaalien ja kylmäaineiden käyttöä pitäisi rajoittaa/kieltää osana REACH-asetusta. Eurooppalainen REACH-asetus säätelee muun muassa sitä, millaisia kemikaaleja saa valmistaa ja käyttää EU:ssa. PFAS-yhdisteet eli perfluoratut alkylyihdisteet ovat hiilivetyketjuja, jossa kaikki tai osa vetyatomeista on korvattu kokonaan fluorilla, ja tämän takia ne hajoavat ympäristössä erittäin hitaasti. PFAS-yhdisteillä on havaittu olevan haitallisia vaikutuksia niin ympäristölle kuin ihmisten terveydelle, kuten syöpää tai maksavaurioita. (ECHA, 2023)

Kyseisessä ehdotuksessa olisi noin 10 000 kemikaalia, jotka sisältävät PFAS-yhdisteitä, joita rajoitus/kielto koskisi. Näitä kemikaaleja ja kylmäaineita käytetään monilla teollisuudenaloilla sekä lämpöpumpuissa ja kylmälaitteissa. Näiden joukossa olisi muun muassa useita HFC-kylmäaineita (kuten R134a), joita jo F-kaasuasetus on rajoittanut. Lisäksi näiden joukosta löytyisi matalan GWP:n omaavia HFO-kylmäaineita (kuten R1234ze ja R1234yf), joita on kehitetty korvaamaan HFC-kylmäaineita (Cooling Post, 2023). Tällä hetkellä kyseinen ehdotus on käsittelyssä, mutta mikäli kyseinen ehdotus hyväksyttäisiin se tulisi voimaan vuonna 2025, jonka lisäksi se mahdollistaisi 18 kuukauden siirtymäajan muihin vaihtoehtoihin, lämpöpumppujen tapauksessa luonnollisiin kylmäaineisiin (ECHA, 2023). Kuitenkin ehdotuksissa on otettu huomioon mahdollisia poikkeuksia, joista osa tulisi liittymään lämpöpumppuihin. Tämän takia vielä ei ole mahdollista arvioida tarkasti, miten kyseinen ehdotus vaikuttaisi lämpöpumppuihin ja millä aikataululla, mikäli se hyväksyttäisiin. Kuitenkin tämän ehdotuksen perusteella on helppo olettaa, että lämpöpumpuissa käytettävät kylmäaineet tulevat käytännössä linkittymään luonnollisten kylmäaineiden piiriin, erityisesti jos ehdotettu PFAS-yhdisteiden kieltö/rajoitus tullaan panemaan täytäntöön. Lisäksi on mahdollista, että tulevaisuudessa kiellettäisiin kaikki fluoria sisältävät kemikaalit ja yhdisteet, joka muuttaisi tilannetta entisestään kohti luonnollisia kylmäaineita lämpöpumppualalla.

Kuten edellä on mainittu, vaikka laadittu F-kaasuasetus ja PFAS-yhdisteiden rajoitus ei vielä koske lämpöpumppuja, näiden pohjalta on helppo olettaa, että lämpöpumpuissa käytettävien kylmäaineiden tulevaisuus tulee merkittävästi linkittymään luonnollisten kylmäaineiden ympärille. Nämä johtuvat muun muassa siitä, että esimerkiksi HFC-yhdisteiden valmistusta rajoitetaan ja kielletään, jonka takia niiden saatavuus markkinoilla vähenee, joka nostaa

vastaavasti niiden kylmäaineiden hintoja. Lisäksi luonnollisten kylmäaineiden ilmastoon liittyvät ympäristövaikutukset ovat mitättömät, jolloin niitä ei tulla rajoittamaan tulevaisuudessa, kunhan päivitetty F-kaasuasetus tulee koskemaan myös lämpöpumppuja. Myöskään luonnollisista kylmäaineista ei muodostu PFAS-yhdisteitä, jolloin niitä koskeva mahdollinen rajoitus/kielto ei tulisi vaikuttamaan luonnollisiin kylmäaineisiin. Lisäksi yksi huomionarvoinen seikka on, että synteettisten kylmäaineiden (esim. HFC- ja HFO-kylmäaineet) tuotannosta syntyvät CO<sub>2</sub>-päästöt ovat suuremmat kuin luonnollisilla kylmäaineilla (Roy et.al, 2013). Nykypäivänä on myös monia laitoksia, joilla tuotetaan esimerkiksi vihreää ammoniakkaa ympäristöystävällisesti. Tämän takia siirtyminen luonnollisiin kylmäaineisiin on järkevää eikä tarvitse pohtia korvaavia kylmäainevaihtoehtoja tulevaisuudessa. Myös, luonnollisiin kylmäaineisiin siirtyminen, niiden käyttäminen sekä niihin pohjautuviin lämpöpumpputeknologioihin panostaminen tulee olemaan avainasemassa lämpöpumppumarkkinoilla, jolloin luonnollisten kylmäaineiden kysyntä tulee korostumaan tulevaisuudessa, ja niitä tarjoavat yritykset tulevat hyötymään eniten. Näin ollen voi olettaa, että erityisesti uusissa kehitteillä olevissa lämpöpumppulaitoksissa luonnolliset kylmäaineet tulevat jo nyt olemaan pääkylmäaineina.

On kuitenkin tärkeää muistaa, että kylmäaineiden tulevaisuus ei ole ennalta määrättyä ja niitä ohjaavat eri poliittiset linjaukset, jotka voivat muuttaa kylmäaineiden tilannetta tulevaisuudessa. Kuitenkin nykyisiä trendejä seuraamalla luonnolliset kylmäaineet vaikuttavat olevan vahvasti hallitseva niin kylmälaitteissa kuin lämpöpumppuissakin. Täydellinen siirtymä luonnollisiin kylmäaineisiin on pitkä, sillä kylmäainemuutokset ovat usein järkevä tehdä ainoastaan modernisointien yhteydessä tai laitteiston käyttöiän tullessa vastaan (MV-Jäähdytys Oy, 2021). Lisäksi lämpöpumppuissa kokonaan luonnollisiin kylmäaineisiin siirtyminen tulee kestämään vielä kauemmin, sillä lämpöpumppuja eivät koske vielä samat rajoitukset kuin kylmälaitteita, jonka takia lämpöpumppuissa käytössä oleviin kylmäaineisiin ei liity samanlaista painetta ja määräaikoja. Siksi lämpöpumppuissa käytössä olevia ympäristöä rasittavia kylmäaineita ei tarvitse vielä kiirehtiä korvaamaan ympäristöystävällisemmillä kylmäaineilla.

## 5 TEOLLISUUSLÄMPÖPUMPPUSYSTEEMIT

Teollisuudessa lämpöpumppuja voidaan käyttää hyödyntämään teollisuusprosesseissa syntyviä matalan lämpötilan hukkalämpöjä (alle 55 °C) ja lämpöpumppujen avulla hukkalämpöjä voidaan esimerkiksi hyödyntää omiin prosesseihin tai kaukolämmön tuotannossa. Lämpöpumppusysteemejä on monenlaisia ja ne eroavat täten esimerkiksi toimintaperiaatteen osalta toisistaan. Lämpöpumppusysteemit voivat olla esimerkiksi yksi tai useampi vaiheisia puristuksen osalta, jolloin kylmäaineen puristus matalapaineesta korkeapaineeseen tehdään yhdessä tai useammassa vaiheessa (Danfoss, 2022). Kuitenkin kaikkien lämpöpumppusysteemien ja prosessien päätarkoitus teollisuuden hukkalämpöjen hyödyntämisessä on sama. Kaikki lämpöpumppusysteemit hyödyntävät matalaa hukkalämpöä ja tämän hukkalämmön lämpötilatasoa nostetaan korkeammaksi lämpöpumpussa. Lopuksi tämä korkeammassa lämpötilassa oleva lämpöenergia luovutetaan lämmitettävään kohteeseen, joka voi olla esimerkiksi jokin teollisuuden prosessi tai kaukolämpöveden lämmittäminen (Motiva, 2014b).

Tässä luvussa esitellään yleisimmät lämpöpumppusysteemit, joita käytetään teollisuudessa hukkalämpöjen hyödyntämisessä jo aikaisemmin esitellyn perinteisen yksivaiheisen lämpöpumppusysteemin lisäksi. Nämä lämpöpumppusysteemit toimivat laskentaosion vertailtavina lämpöpumppusysteeminä, jotka hyödyntävät teollisuudessa syntyviä hukkalämmönlähteitä. Lisäksi tässä luvussa käydään läpi lämpöpumppusysteemien hyötysuhteita parantavia tekijöitä, joita tullaan myös soveltamaan laskennassa.

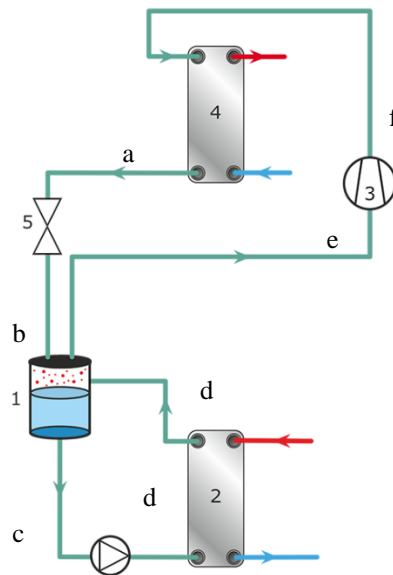
### 5.1 Pumppukiertoinen lämpöpumppuprosessi

Pumppukiertoinen lämpöpumppuprosessi kuuluu “tulvivaan höyrystin” kategoriaan. Siihen kategoriaan kuuluu pakkovirtaushöyrystin- ja painovoimainen järjestelmä. Pakkovirtaushöyrystimeen perustuvassa kierrossa käytetään pumppua tai ejektoria käyttövoimana, kun taas painovoimaisen järjestelmän toiminta perustuu nestemäisen ja kaasumaisen kylmäaineen tiheyseroihin. Tässä diplomityössä tarkastellaan vain pakkovirtaushöyrystin järjestelmään perustuvaa pumppukiertoista lämpöpumppuprosessia. Pumppukiertoista lämpöpumppuprosessia käytetään perinteisen lämpöpumppuprosessin



sijasta, kun lämmönlähde on matalissa lämpötiloissa (esim. ulkoilma), jolloin lämpötilaerot kasvavat todella suuriksi höyrystimen ja lauhduttimen välillä. (SWEP, 2022b)

Pumppukiertoisen lämpöpumppuprosessin havainnekuva on esitetty kuvassa 13. Pumppukiertoisessa lämpöpumppuprosessissa on samat pääkomponentit kuin luvussa 3.1 esitettiin perinteiselle lämpöpumpulle. Höyrystin on merkitty numerolla 2, kompressorimerkillä 3, lauhdutin numerolla 4 ja paineenalennusventtiili numerolla 5 (kuva 13). Verrattuna yksinkertaiseen lämpöpumppuprosessiin, tässä pumppukiertoisessa prosessissa on lisäksi matalapaineinen nesteenerotin (numero 1) ja höyrystimen edessä pumppu, joka pumppaa kylmäainetta höyrystimelle.



**Kuva 13.** Pumppukiertoisen lämpöpumppulaitoksen havainnekuva (SWEP, 2022b).

Pumppukiertoisen laitoksen toimintaperiaate on samanlainen kuin perinteisen lämpöpumppuprosessin. Kuitenkin matalapaineista erotinta käytetään erottimena paineenalennusventtiilin jälkeen, ja sen tehtävänä on erottaa nestemäinen ja kaasumainen kylmäaine ennen höyrystintä. Erottimelta lähtee pelkästään täysin 100 % nestemäistä kylmäainetta höyrystimelle, joka pumpun avulla pumpataan höyrystimelle. Näin ollen pumpussa kylmäaineen paineen noustessa, höyrystimelle saapuva kylmäaine on hieman alijäähtynyttä nestettä. Tässä prosessissa höyrystimessä alijäähtynyt nestemäinen kylmäaine ei täysin höyrysty toisin kuin perinteisessä lämpöpumppuprosessissa. Höyrystimeltä lähtevä

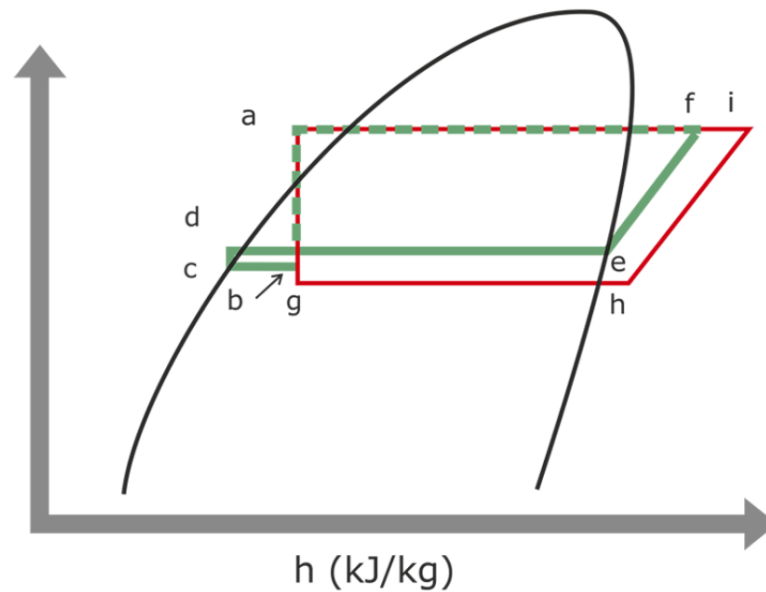
kylmäaine on tyypillisesti kaksifaasi seos, jonka höyrypitoisuus on 50–80 %. Tämä höyrystimeltä lähtevä kylmäaineseos menee erottimeen takaisin ja kompressori imee erottimesta kylmäaineseoksesta erotetun kylmäainehöyryn. Tämän jälkeen toiminta on sama kuin perinteisessä prosessissa. (SWEP, 2022b)

Tämän takia pumppukiertoiseen prosessiin liittyy kiertoiluku. Kiertoiluku kuvaa sitä, kuinka monta kertaa nestemäisen kylmäaineen täytyisi kiertää höyrystimen läpi, jotta se olisi kokonaan höyrystynyt. Näin ollen pumppukiertoisen prosessin kiertoiluku voidaan määrittää höyrystimestä uloslähtevän kylmäaineen höyrypitoisuuden käänteislukuna (SWEP, 2022b). Höyrypitoisuus on se osuus, mikä on höyryn määrä uloslähtevässä kylmäaineseoksessa höyrystimen jälkeen.

$$n = \frac{1}{x_{\text{kylmäaineseos}}} \quad (8)$$

Pumppukiertoisen laitoksen kiertoiluku on usein hieman suurempi kuin painovoimaisella järjestelmällä johtuen pumpun aiheuttamasta suuremmasta massavirrasta. Pumppukiertoisen prosessin kiertoiluku on tyypillisesti 2–4. Korkeampi kiertoiluku tarkoittaa yleisesti enemmän putkityötä, isompaa erotinta ja suurempaa kylmäainemäärää. (SWEP, 2022b)

Pumppukiertoisella laitoksella on monia etuja verrattuna perinteiseen yksivaiheiseen puristusprosessiin verrattuna, jossa kylmäaine höyrystyy kokonaan höyrystimessä. Tätä voidaan havainnollistaa kuvan 14 avulla. Kuvassa 14 on esitetty perinteinen lämpöpumppuprosessi (punainen viiva) ja pumppukiertoinen prosessi (vihreä viiva) logp,h-kuvaajassa. Kuvassa 14 b-d vaiheet kuvaavat pumppukiertoa ja d-a vaihe perinteistä prosessia. Vaiheet ovat myös merkattu kuvaan 13.



**Kuva 14.** Pumppukiertoisen prosessin ja perinteisen prosessin vertailu  $\log p, h$  -tasossa (SWEP, 2022b).

Kuvan 14 mukaisesti, koska erotin erottaa nesteen ja höyryn toisistaan ennen kompressorille menoa, pumppukiertoisessa prosessissa kylmäainehöyryä ei tarvitse tulistaa ennen sen syöttämistä kompressorille, jolloin suurempi osa höyrystimen kokonaispinta-alasta voidaan käyttää itse höyrystämiseen/haihduttamiseen kuin normaalissa höyrystimessä (e vs. h pisteet) (SWEP, 2022b). Tämän takia höyrystymislämpötila voi olla myös korkeampi. Lisäksi kylmäaineen nestevirta jakautuu tasaisemmin pumppukiertoisessa prosessissa, koska höyrystimelle menevä kylmäaine on 100 % nestemäistä. Pumppukiertoisessa laitoksessa kylmäaineena käytetään usein ainoastaan ammoniakia (R717). (SWEP, 2022b)

Lisäksi yksi merkittävä etu pumppukiertoisissa prosesseissa on niiden hieman korkeampi COP. Kuten kuvasta 14 nähdään, pumppukiertoisessa prosessissa höyrystinpuolen ja lauhdutinpuolen välinen paineen nousu on pienempi, jolloin kompressorin vaatima työ puristukseen on pienempi. Sen lisäksi pumppukiertoisessa prosessissa, höyrystimessä käytetään koko siirtymä hyödyksi nesteen ja höyryn välisessä faasimuutoksessa (viiva d-e). (SWEP, 2022b)

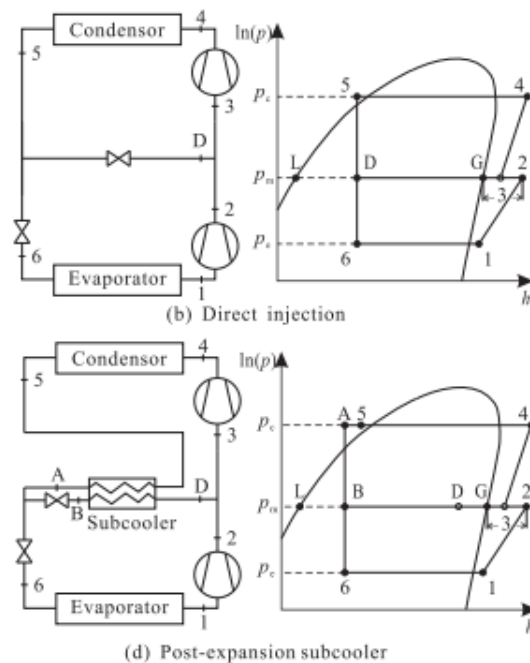
Kuitenkin pumppukiertoisella laitoksella on myös haittapuolia. Ensinnäkin pumppukiertoisessa laitoksessa asennuskustannukset ovat suurempia, sillä komponentteja tarvitaan enemmän, kuten nesteenerotin tai putkien määrä. Lisäksi kylmäaineen määrä on isompi, sillä höyrystimessä täytyy välttää kylmäaineen tulistus. Lisäksi pumppukiertoisen

laitoksen suunnittelu on hankalampaa ja laitoksen suunnittelu ei ole niin yksinkertaista. Tämän takia pumppukiertoinen laitos soveltuu hyvin käytettäväksi matalilla lämpötiloilla (ulkoilma lämmönlähteenä), mutta teollisuuden hukkalämpöjen ollessa suuremmissa lämpötiloissa perinteinen yksiasteinen puristus on usein kannattavampi tehdä, sillä lämpötilaerot höyrystimen ja lauhduttimen välillä eivät kasva liian suuriksi, että yksiasteinen perinteinen prosessi olisi kannattamatonta verrattuna pumppukiertoiseen systeemiin. Pumppukiertoisella systeemillä ei täten tässä tapauksessa saavutettaisi etua, joten siihen investointi ei ole kannattavaa, mikäli hyödynnetään teollisuuden hukkalämpöjä. (SWEP, 2022b)

## 5.2 Kaksivaiheinen puristusprosessi

Kun lämpötilaero lämmönlähteen ja lämpönielun välillä on suuri, perinteinen lämpöpumppuprosessi on usein riittämätön. Kaksivaiheisessa systeemissä puristus tapahtuu kahdessa eri vaiheessa (Danfoss, 2022). Kun lämpötilaero kasvaa, kaksivaihepuristus on paljon tehokkaampi systeemi kuin perinteinen yksivaiheinen lämpöpumppuprosessi. Tämän takia kaksivaihepuristus on saanut enemmän huomiota viime aikoina, sillä se on luotettavampi ja hyötysuhteeltaan parempi, kun lämpötilaero höyrystimen ja lauhduttimen välillä kasvaa riittävän suureksi. Lisäksi kaksivaihepuristuksessa molempien kompressorien puristussuhteet ovat pienemmät, jolloin toimintaolosuhteet pysyvät hyvänä sekä toimintaväli on laajempi (Jiang et.al, 2015).

Kaksivaiheisia lämpöpumppuprosesseja on useita erilaisia. Kuvassa 15 on esitetty tässä kappaleessa esitettävät kaksi tyypillistä perinteistä kaksivaiheisen puristuksen prosessia. Ne perustuvat kylmäaineen ruiskutukseen puristusten väliin ja ne ovat suora ruiskutus ja paisunnan jälkeinen höyry-ruiskutusprosessi sisäisellä lämmönsiirtimellä/alijäähdyttimellä. (Jiang et.al, 2015)



**Kuva 15.** Kaksi tyypillistä kaksivaiheisen puristuksen prosessia, jotka perustuvat kylmäaineen ruiskutukseen: b) suora ruiskutus, d) paisunnan jälkeinen ruiskutusprosessi alijäädyttimellä (Jiang et.al, 2015).

Ruiskutusprosesseihin pohjautuvat kaksivaiheiset puristusprosessit ovat viime vuosina lisääntyneet sovelluksiin, joissa täytyy saavuttaa melko korkeita lämpötiloja matalista lämmönlähteistä. Ruiskutusprosessit sisäisellä lämmönsiirtimellä soveltuvat paremmin vaihteleviin olosuhteisiin sekä lämmityskäyttöön kuin välipainetankki ruiskutusprosessit. Kuten kuvan 15 yläpuolisesti kuvasta nähdään, suorassa kaksivaiheisessa ruiskutusprosessissa osa lauhduttimen jälkeisestä nestemäisestä kylmäaineesta ruiskutetaan suoraan kompressoreissa tapahtuvien puristusvaiheiden väliin ensimmäisen puristuksen jälkeen. (Jiang et.al, 2015)

Paisunnan jälkeinen alijäädytin höyryruiskutus prosessi käyttää alijäädyttimenä sisäistä lämmönsiirintä. Tätä sisäistä lämmönsiirintä käytetään höyrystämään ruiskutukseen käytettävä kylmäaine (alempi prosessi kuvassa 15 ja kohta B-D). Erona perinteiseen alijäädytysprosessiin on se, että tässä ruiskutus otetaan pääkylmäainevirtauksesta vasta silloin, kun se on mennyt lämmönsiirtimen/alijäädyttimen läpi, jolloin kylmäaine on alijäähtynyttä nestettä. Lämmönsiirtimen jälkeisestä nestemäisestä kylmäainehaarasta otettu kylmäaine ruiskutusta varten kulkeutuu uudelleen lämmönsiirtimen läpi, jolloin se höyrystyy ja sitten se ruiskutetaan puristusvaiheiden väliin kuten suorassa ruiskutuksessa.

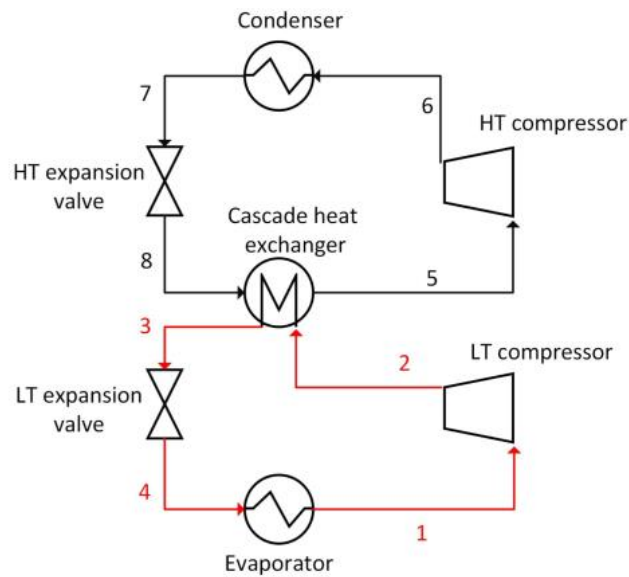
Lisäksi, koska ruiskutus otetaan vasta lämmönsiirtimen jälkeisestä haarasta, on olemassa paljon pienempi riski, että ruiskutushaarassa olisi kaksifaasi virtaus, joka voi heikentää suorituskykyä. Näiden takia tätä systeemiä käytetään tyypillisemmin kuin perinteiseen alijäähdyttimeen liittyvää ruiskutusprosessia kaksivaiheiselle puristukselle. (Roh & Kim, 2012)

Yleisesti ottaen, kaksivaiheisen puristusprosessin yhtenä isona etuna perinteiseen yksivaiheiseen puristusprosessiin on se, että ruiskutuksen avulla korkeapaine kompressorin puristuksen loppulämpötila on huomattavasti matalampi, sillä ruiskutushöyry viilentää matalapaine kompressorista poistuvaa lämpötilaa, jolloin korkeapaine kompressorille menevä kylmäaine on viileämpää. (Danfoss, 2022)

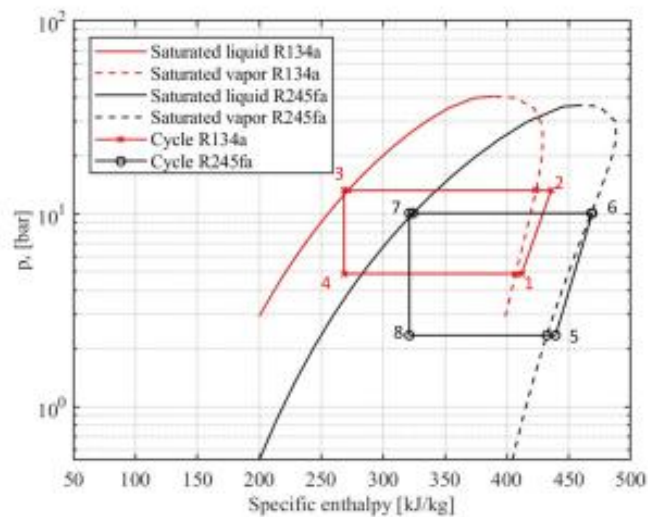
### 5.3 Kaskadikytöntäprosessi

Perinteinen lämpöpumpppu prosessi soveltuu paremmin lämmityskäyttöön matalalämpötilaisille lämmitysjärjestelmille, kuten lattialämmitykseen. Kun tarvitaan korkeita lämpötiloja ja saatava lämmönlähde on hyvin matala, höyrystymislämpötilan ja lauhtumislämpötilan välinen lämpötilaero kasvaa. Tällainen tilanne voi esimerkiksi olla teollisuuden hyvin matalalämpötilaisen hukkalämmön (alle 20 °C) tai ulkoilman hyödyntäminen teollisuuden prosesseihin tai kaukolämmön tuotantoon. Tällöin kaskadi lämpöpumpppujärjestelmä on usein taloudellisesti sekä hyötysuhteen osalta parempi vaihtoehto kuin yksi- tai kaksiaste lämpöpumput. (Rudonja et.al, 2020)

Kaskadijärjestelmä koostuu kahdesta erillisestä lämpöpumpppupiiristä, jotka ovat matalalämpötila piiri (ML-piiri) ja korkea lämpötila piiri (KL-piiri). Molempien piirien toimintaperiaate vastaa perinteistä lämpöpumpppu prosessia. Molemmat piirit koostuvat höyrystimestä, lauhduttimesta, kompressorista ja paineenalennusventtiilistä. Kuvassa 16 on esitetty havainnekuva kaskadijärjestelmästä. Lisäksi kuvassa 17 on esitetty esimerkki kiertoprosessista logp,h -tasossa, kun matalalämpötilapiirissä on käytetty kylmäaineena R134a ja korkealämpötilapiirissä kylmäaineena R245fa. (Uusitalo et.al, 2020)



**Kuva 16.** Havainnekuva kaskadijärjestelmästä (Uusitalo et.al, 2020).



**Kuva 17.** Esimerkki kaskadisysteemin kiertoprosessista log p,h-tasossa (Uusitalo et.al, 2020).

Kuten kuvasta 16 näkyy, erilliset piirit on yhdistetty lämmönvaihtimella, jota kutsutaan yleisesti kaskadilämmönvaihtimeksi. Tämä lämmönvaihdin toimii matalalämpötilapiirille lauhduttimena, jossa kylmäainehöyry luovuttaa lämpöä, lauhtuu ja alijäähtyy. Korkealämpötilapiirille kaskadilämmönvaihdin toimii höyrystimenä, jossa KL-piirin kylmäaine vastaanottaa ML-puolen lämmön, höyrystyy ja tulistuu. Lisäksi kaskadi lämpöpumppu järjestelmän kompressoreilla on usein pienempi puristussuhde kuin

perinteisellä yksiaste lämpöpumppusysteemillä. Näin ollen kaskadilämpöpumppusysteemillä voi olla parempi suorituskyky. (Danfoss, 2022)

Kaskadilämpöpumppuprosessin lämmityksen COP-luku/tehokerroin voidaan laskea korkealämpötilapiirin lauhtumistehon ja molempien piirien kompressorien vaatiman tehon suhteena (Rudonja et.al, 2020)

$$COP_{kaskadi} = \frac{Q_{lahdutin,KT}}{P_{k,ML} + P_{k,KL}} \quad (9)$$

Kaskadijärjestelmä on tyypillisesti monimutkaisempi rakenteeltaan kuin esimerkiksi yksiaste tai kaksiaste järjestelmät. Kuitenkin kaskadijärjestelmän yhtenä etuna voidaan pitää sitä, että molemmissa piireissä voidaan hyödyntää eri kylmäaineita. Näin ollen on mahdollista kylmäaineiden valinnalla optimoida molemmat piirit mahdollisimman tehokkaaksi suorituskyvyltään, sillä kylmäaineiden ominaisuudet eroavat toisistaan. Usein esimerkiksi korkealämpötilapuolella kannattaa mieluummin käyttää kylmäaineena ammoniakkia R717 kuin matalalämpötilapuolella. Ammoniakin hyötysuhde putoaa, mitä matalampi höyrystymislämpötila on. Täten se soveltuu parhaiten korkealämpötilapiiriin, sillä höyrystymislämpötila on suurempi ja ammoniakki voi lauhtua suhteellisen matalassa paineessa, vaikka lauhtumislämpötila olisikin korkea. Lisäksi tämä takaa pienemmän määrän tarpeen ammoniakille. Kuitenkin kylmäaineille on monia kombinaatioita kaskadikytkennässä ja se riippuu esimerkiksi tarvittavista lämpötilatasoista. (Danfoss, 2022)

#### 5.4 Hyötysuhdetta parantavat tekijät

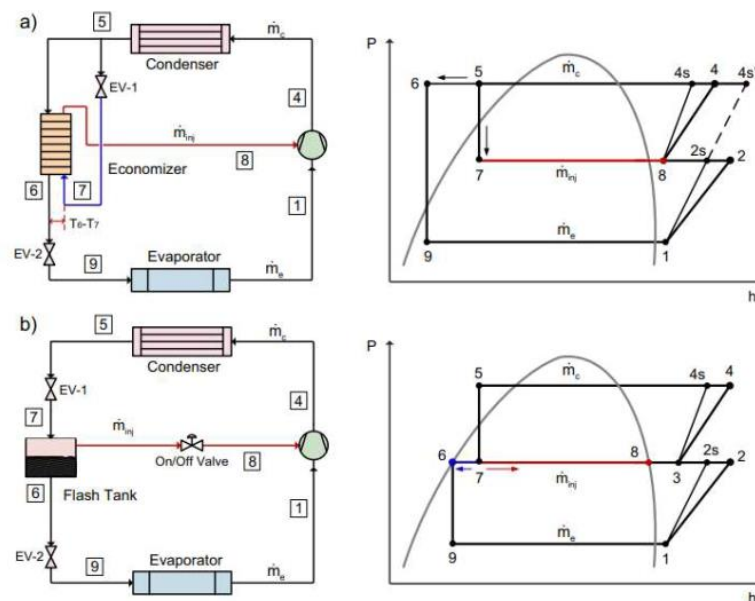
Lämpöpumppujen hyötysuhdetta voidaan parantaa useilla eri keinoilla. Lämpöpumppujen hyötysuhteeseen voidaan vaikuttaa esimerkiksi kylmäaineen valinnalla tai kompressorin valinnalla, valitsemalla oikeisiin olosuhteisiin sopiva kompressori. Lisäksi eri lämpöpumppusysteemien valinta, kuten käyttämällä edellä esiteltyjä systeemejä voidaan saavuttaa mahdollisesti parempi hyötysuhde, verrattuna perinteiseen lämpöpumppuprosessiin. Näiden lisäksi ekonomaiserin lisääminen tai kylmäaineen alijäähdytys lauhtumisen jälkeen ovat keinoja parantaa lämpöpumppujen hyötysuhdetta. Tässä kappaleessa keskitytään näihin kahteen keinoon tarkemmin.



### 5.4.1 Ekonomaiseri

Ekonomaiseri on alijäädytin, joka käyttää osan kylmäaineen kokonaisvirtauksesta lauhduttimelta jäädyttämään loppua kylmäainevirtausta. Ekonomaiseriassa osa kylmäaineesta, noin 10–20 %, höyrystyy korkeammassa lämpötilassa kuin höyrystimessä, jolloin höyrystimelle menevä kylmäaine saadaan alijäädytettyä. Ekonomaiseri kytkentä vaatii toimiakseen kompressorin, joka on varustettu ekonomaiseri portilla keskipainetasolla. Ekonomaiserin avulla systeemin COP kasvaa johtuen lisääntyneestä alijäähdytyksestä, jonka lisäksi ekonomaiseriportti takaa tehokkaan kompressorin jäähdytyksen puristuksen aikana, jolloin kompressorin tehokkuus on parempi. (SWEP, 2022c)

Ekonomaiserikytkentä voidaan tyypillisesti toteuttaa kahdella eri tavalla. Nämä ovat perinteinen ekonomaiseri alijäähdyttimenä sekä ekonomaiseri ”välipainetankkina. Kuvassa 18 on esitetty näiden tapojen havainnekuvat sekä prosessi logp,h -piirroksessa. (Tello-Oquendo et.al, 2017)



**Kuva 18.** Ekonomaiserikytkentä vaihtoehdot ja niiden logp,h -piirroksat: a) Perinteinen ekonomaiserikytkentä, b) Välipainetankki kytkentä (Tello-Oquendo et.al, 2017).

Kuten kuvasta 18 huomataan, perinteinen ekonomaiserikytkentä eroaa välipainetankkikytkennästä. Perinteisessä ekonomaiserikytkennässä lauhduttimelta poistuva kylmäainevirtaus on jaettu kahteen osaan. Toinen kylmäainevirtauksista virtaa suoraan

ekonomaiserille ja toinen kylmäainevirtauksista virtaa ensin paisuntaventtiilin läpi (EV-1), jossa kylmäaineen paine lasketaan välipainetta vastaavaksi (tilapiste 7 kuvassa 18 a-kohta). Tämä kylmäainevirtaus virtaa paineenalennusventtiilin jälkeen ekonomaiseriin/alijäähdyttimeen, jossa siihen siirtyy lämpöä toisesta kylmäainevirrasta. Näin ollen tämä kylmäainevirta höyrystyy ja se imetään kompressoriin portin kautta. Kylmäainevirtaus, joka luovutti lämpöä vastaavasti alijäähtyy ekonomaiserissa, jonka jälkeen se siirtyy höyrystimelle paisuntaventtiilin läpi, jossa sen paine putoaa höyrystymislämpötilaa vastaavaksi ja höyrystyy höyrystimessä. (Guo-Yuan & Hui-Xia, 2008)

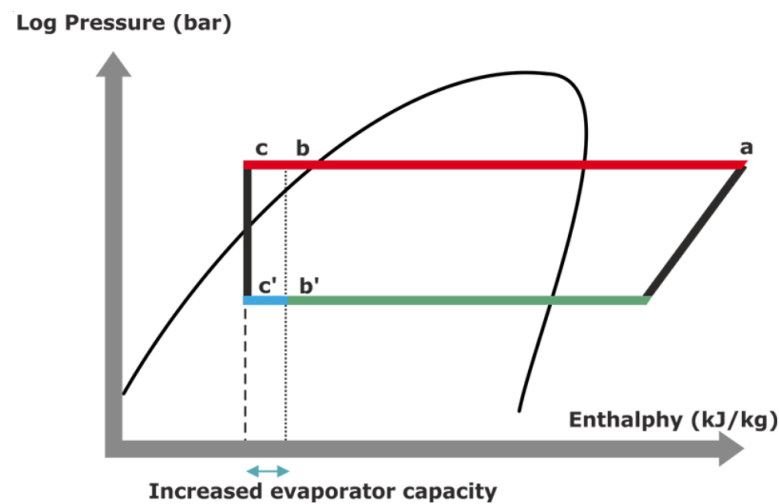
Välipainetankkikytkennässä kylmäainevirtaus jakaantuu kahteen osaan vasta välipainetankissa. Lauhduttimelta poistuva nestemäinen kylmäainevirtaus virtaa paisuntaventtiilin läpi, jossa sen paine putoaa välipainetta/ekonomaiserin painetta vastaavaksi. Sitten kylmäainevirtaus siirtyy välipainetankkiin. Siinä kylmäaineseoksesta erotetaan neste ja höyry. Kylmäainehöyry poistuu välipainetankin yläosasta ja nestemäinen kylmäaineseos alaosasta. Tämä kylmäainehöyry imetään kompressoriin lisäsisäntulojen kautta, kun taas nestemäinen kylmäaine virtaa höyrystimelle paineenalennusventtiilin kautta, jossa sen paine putoaa höyrystymislämpötilaa vastaavaksi. (Tello-Oquendo et.al, 2017)

Kahden tyypillisen kytkennän erojen takia, välipainetankki systeemi on lähempänä kaksiaste systeemiä ja on yksinkertaisempi prosessin osalta. Lisäksi välipainetankista poistuva kylmäainehöyry on vähemmän tulistunutta kuin tavallisessa ekonomaiserikytkennässä, jolloin lämpöpumppusysteemillä välipainetankilla on parempi suorituskyky ja luotettavuus, jotka ovat tärkeitä lämpöpumppujen tasaiselle toiminnalle. (Guo-Yuan & Hui-Xia, 2008)

#### 5.4.2 Alijäähdytys

Alijäähdytyksen vaikutuksen tutkiminen on jäänyt aikaisemmin hyvin vähälle huomiolle, vaikka sen avulla lämpöpumppujen hyötysuhdetta on mahdollista parantaa. Muutamat tutkimukset ovat osoittaneet, että pienikin alijäähdytyksen lisääminen voi parantaa hyötysuhdetta muutamasta prosentista ylöspäin riippuen alijäähdytyksen suuruudesta (Hervas-Blasco et.al, 2018).

Alijäähditys voidaan tyypillisesti toteuttaa joko lauhduttimessa tai erillisessä alijäähdyttimessä passiivisella tai aktiivisella säädöllä. Lauhduttimessa nestemäinen kylmäaine alijäähdytetään kyllästymislämpötilan alapuolelle, jotta samalla varmistetaan, ettei paisuntaventtiilin eteen muodostu leimahduskaasua. Kylmäaineen alijäähdyttäminen parantaa lämpöpumppujen hyötysuhdetta, sillä se kasvattaa sekä höyrystimen lämmöntalteenotto että lauhduttimen lämmönluovutus kapasiteetteja, koska molemmissa tapauksissa entalpiaero on suurempi kuin ilman alijäähdytystä (kuva 19). Lisäksi alijäähtyminen vähentää höyrystimelle menevän kylmäainehöyryn höyrypitoisuutta, jolloin höyrystimen epäjakauman riski pienenee. (SWEP, 2022d)

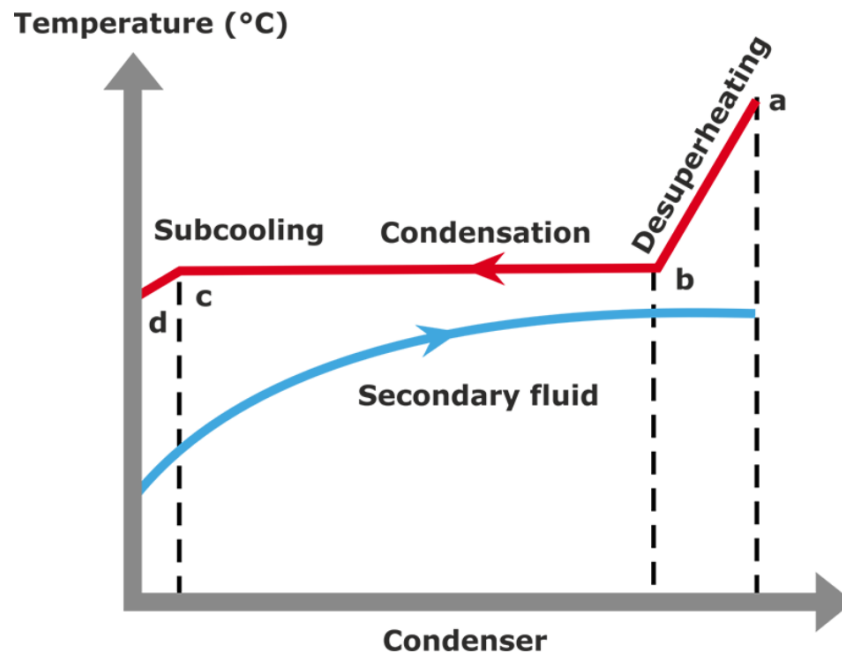


**Kuva 19.** Havainnekuva alijäähtymisen vaikutuksesta (SWEP, 2022d).

Passiivinen säätö perustuu kylmäainetäytöksen määrään, jossa alijäähtymistä muutetaan kylmäaineen määrän mukaan, jolloin suuremmalla kylmäainemäärällä alijäähtyminen on suurempaa. (Hervas-Blasco et.al, 2018)

Aktiivisessa säädössä alijäähtymisen määrää säädellään säätö-/kuristusventtiilin avulla. Säätöventtiili on silloin sijoitettu lauhduttimen jälkeen. Se on aktiivinen säätölaite, joka ohjaa alijäähtymisen suuruutta lauhduttimessa itsenäisesti ja säätö-/kuristusventtiilissä tapahtuva paineenpudotus vaikuttaa alijäähtymiseen. Mitä enemmän kuristusventtiili on kiinni, sitä suurempi paineenpudotus kuristusventtiilissä tapahtuu ja lauhduttimen jälkeinen lämpötila pienenee, jolloin alijäähtyminen lisääntyy. Eli toisin sanoen kasvattamalla paine-eroa säätöventtiilissä, saadaan enemmän alijäähdytystä. (Pitarch et.al, 2018)

Kylmäaineen alijäähtymistä voidaan myös havainnollistaa lauhduttimen lämpötilaprofiilin avulla, joka kuvaa kylmäaineen lauhtumista lämpötilojen avulla (Kuva 20). (SWEP, 2022e)



**Kuva 20.** Kylmäaineen alijäähtymisen lämpötilaprofiili (SWEP, 2022e).

Kuvassa 20 punainen väri kuvaa kylmäaineen lauhtumista ja sininen väri lämmitettävän fluidin lämpötilan kasvua lämmönsiirron seurauksena. Kuten kuvasta 20 nähdään, kylmäaineen lämpötila laskee tulistuksen poiston (desuperheating) ja alijäähtymisen aikana, mutta lauhtumisen aikana sen lämpötila pysyy samana. Joten aluksi kompressorista poistunut tulistunut kaasu jäähtyy, jolloin tulistus poistetaan ja kaasu muuttuu kylläiseksi höyryksi (a-b). Lauhtumisen aikana kylläinen kylmäainehöyry lauhtuu kylläiseksi nesteeksi, jonka jälkeen nestemäistä kylmäainetta alijäähdytetään, jolloin sen lämpötila putoaa. Tästä vapautuvalla lämmöllä lämmitetään toisiopuolen fluidia, jolloin sen lämpötila kasvaa. (SWEP, 2022e)

Kylmäaineen lämpötilaero lauhduttimen sisääntulon ja ulostulon välillä on paljon suurempi johtuen tulistuksen poistosta. Toisiopuolen fluidin ulostulolämpötila voi olla hyvin lähellä tai maksimissaan muutaman asteen korkeampi kuin kylmäaineen lauhtumislämpötila johtuen tulistuksen poistosta. Lisäksi kuten kuvasta 20 nähdään, fluidin ja kylmäaineen välinen lämpötilaero lauhduttimessa on pienimmillään kylmäaineen lauhtumisprosessin alkaessa (kohta b). Näin ollen lauhduttimen vakaan toiminnan kannalta tämä on tärkeää

huomioida, jottei lämmitettävän fluidin lämpötila kasva suuremmaksi kuin kylmäaineen lämpötila kyseisessä kohdassa. (SWEP, 2022e)

## 6 LASKENTA

Laskentaosiossa on tarkoitus vertailla aikaisemmin esiteltyjä lämpöpumppusysteemejä, kun niitä käytetään teollisuuden hukkalämpöjen hyödyntämiseen. Lisäksi vertaillaan muutamien tyypillisten kylmäaineiden vaikutusta systeemeihin ja tutkitaan alijäähtymisen parantavaa vaikutusta lämpöpumppusysteemien hyötysuhteisiin. Näiden lisäksi laskentaosiossa tutkitaan kaskadisysteemissä matalalämpötilapiirin höyrystymis- ja lauhtumislämpötilan välisen lämpötilaeron kasvattamisen vaikutusta hyötysuhteisiin sekä systeemien lauhtumislämpötilan nostamisen vaikutusta hyötysuhteisiin. Laskennassa vertailtavat lämpöpumppusysteemit ovat perinteinen yksivaiheinen puristusprosessi, kaksivaiheinen puristusprosessi sekä kaskadisysteemi. Koska laskenta perustuu teollisuuden hukkalämpöjen hyödyntämiseen, pumppukiertoinen systeemi ei ole kaikista tyypillisin ratkaisu, sillä sitä käytetään lämmönlähteen lämpötilan ollessa matalampi, esimerkiksi ulkoilman ollessa kyseessä, jolloin ulkoilma on myös pakkasella. Siksi pumppukiertoista prosessia ei oteta tässä diplomityössä laskennassa huomioon.

Aluksi esitetään tarkempi kuvaus eri laskennoista ja käydään läpi eri laskennoissa käytettävät kylmäaineet. Tämän jälkeen on tarkoitus kuvata laskentaprosessi, käytetyt yhtälöt sekä laskennoissa käytettävät oletukset. Lopuksi vielä esitetään muutamia aikaisempia tutkimuksia, joita voidaan käyttää vertailukohtana tulosten analysoinnissa.

### 6.1 Laskennan yleiskuvaus

Tässä diplomityössä on tarkoitus vertailla kolmea edellä esitettyä tyypillistä teollisuudessa käytettävää lämpöpumppusysteemiä neljän eri laskennan kautta.

Ensimmäisessä laskennassa tarkoituksena on vertailla kyseisten lämpöpumppusysteemien hyötysuhteita sekä saatavia ja vaadittavia tehoja (kokoluokkaa), kun ne käyttävät matalalämpötilaista hukkalämpöä. Ensimmäisessä laskennassa on tarkoitus käyttää hukkalämpöinä 30, 40 ja 50 °C, jotka ovat teollisuudesta tyypillisesti saatavia hukkalämpöjä. Ensimmäisessä laskennassa käytetään kaikille tilanteille yhtä vakiona pysyvää lauhtumislämpötilaa. Ensimmäisessä laskennassa lauhtumislämpötilan ajatellaan olevan 90 °C, joka on riittävä matalalämpötilaisille prosesseille (esimerkiksi sahateollisuudessa) tai

kaukolämmön tuottamiselle. Lisäksi ensimmäisessä laskennassa hukkalämpöjen ja kylmäaineen höyrystyslämpötilan lämpötilaero pidetään vakiona sekä alijäähtymistä ei oteta huomioon. Lämpöpumppusysteemien vertailun lisäksi ensimmäisessä laskennassa käytetään muutamia eri kylmäaineita, jolloin on mahdollista samalla vertailla eri kylmäainekombinaatioiden vaikutusta hyötysuhteeseen.

Toisessa laskennassa tutkitaan alijäähtymisen vaikutusta lämpöpumppusysteemien hyötysuhteisiin. Toisessa laskennassa hukkalämpötilat, lämpötilaero ja lauhtumislämpötila pysyvät samana kuin ensimmäisessä laskennassa. Alijäähtymiselle käytetään toisessa laskennassa 5 °C, 10 °C ja 15 °C arvoja. Toisessa laskennassa alijäähtymistä tutkitaan vain yhdellä kylmäaineella/kylmäainekombinaatiolla jokaisessa kolmessa eri systeemissä.

Kolmannessa laskennassa on tarkoitus tutkia, kuinka kaskadikytkennässä ML-piirin lauhtumislämpötilan nosto vaikuttaa hyötysuhteeseen ja tarkoituksena on tutkia, millä ML-piirin höyrystymis- ja lauhtumislämpötilojen välisellä lämpötilaerolla saavutetaan parhain hyötysuhde. Tässä laskennassa KL-piirin lauhtumislämpötila pidetään koko ajan vakiona 90 °C:ssa.

Neljännessä laskennassa tarkoituksena on tutkia systeemien hyötysuhteita lauhtumislämpötilan kasvaessa samassa suhteessa hukkalämpöjen lämpötilan kanssa. Tässä laskennassa hukkalämpöjen ja höyrystyslämpötilan lämpötilaero pysyy vakiona ja samana kuin edellä. Hukkalämpötilan ollessa 30 °C, lauhtumislämpötila on 90 °C ja hukkalämmön kasvaessa 10 °C, lauhtumislämpötila kasvaa myös 10 °C. Täten hukkalämmön ollessa 50 °C, systeemien lauhtumislämpötila on 110 °C.

Jokaiselle systeemille jokaisessa laskennassa käytetään höyrystymistehona 1000 kW, joka on tyypillinen suuruusluokka teollisuusovelluksissa. Taulukossa 5 on koottu edellä esitetyt lähtöarvot jokaisessa laskennassa.

**Taulukko 5.** Laskennoissa käytettävät lähtöarvot.

Laskenta [-]	Hukkalämpö [°C]	Hukkalämmön ja höyrystymislämpötilan lämpötilaero [°C]	Höyrystymisteho [kW]	Tulistus [K]	Alijäähtyminen [K]	Lauhtumislämpötila [°C]
1.	30,40,50	10	1000	5	0	90
2.	30,40,50	10	1000	5	5,10,15	90
3.	30,40,50	10	1000	5	5	90
4.	30,40,50	10	1000	5	5	90,100,110

Tässä diplomityössä laskenta tehdään Exceliä ja CoolPack-ohjelmistoa apuna käyttäen. CoolPack on simulointiohjelma, mikä on tarkoitettu jäähdytys- ja lämpöpumppujärjestelmien laskentaan. CoolPackissa on erilaisia ohjelmia, joiden avulla voi esimerkiksi vertailla systeemejä, piirtää kiertoprosessit logp,h -piirrokseen (Cycle analysis), mitoittaa systeemejä ja laskea kylmäaineiden ominaisuuksia. CoolPackin avulla on mahdollista lukea tarvittavat tilapisteiden entalpiat logp,h -piirroksista, joita tarvitaan laskennoissa. (Skovrup et.al, 2011)

CoolPack on helppokäyttöinen ja laskemista varten käyttäjän ei tarvitse kuin syöttää tietyt lähtöarvot. Täten CoolPackissa valitaan laskettavalle systeemille käytettävä kylmäaine CoolPackista löytyvistä vaihtoehtoista ja syötetään höyrystymis- ja lauhtumislämpötilat sekä tulistuksen ja alijäähtymisen arvot. Lisäksi täytyy syöttää esimerkiksi kompressorin isentrooppinen hyötysuhde, lämpöhäviöt sekä kompressorissa puristuksessa tapahtuvan lämpöhäviön suuruus. CoolPack piirtää näiden pohjalta kiertoprosessin, jolloin pystytään lukemaan logp,h -piirroksista tarvittavat arvot laskentaa varten. CoolPackista saadut arvot syötetään käsin Exceliin, jossa laskenta suoritetaan. (Skovrup et.al, 2011)

## 6.2 Kylmäaineiden valinta

Kuten kappaleessa 3.3 käsiteltiin, kylmäaineiden valintaan vaikuttaa monia kriteereitä, jotka vaikuttavat lämpöpumppusysteemien hyötysuhteeseen ja suunnitteluun. Tässä diplomityössä ensimmäisessä laskennassa lämpöpumppusysteemien lisäksi on tarkoitus vertailla lämpöpumppusysteemeissä käytettäviä kylmäaineita. Laskennassa käytetään pääsääntöisesti CoolPack-ohjelmistoa, joten laskennoissa käytettävät kylmäaineet



määräytyvät CoolPackin mukaan. CoolPack-ohjelmistosta löytyy suurin osa taulukossa 3 esitetyistä tyypillisistä käytettävistä kylmäaineista. Lisäksi laskennassa käytettävät kylmäaineet pyrittiin valitsemaan huomioiden niiden ympäristövaikutukset, jolloin suosittiin luonnollisia kylmäaineita ja vähiten ympäristövaikutuksia omaavia kylmäaineita, joita tuleva lämpöpumppuja koskeva F-kaasuasetus ei tule rajoittamaan kappaleen 4.2 mukaisesti.

Täten ensimmäisessä laskennassa perinteisessä yksiasteisessa lämpöpumppusysteemissä laskenta tehdään käyttämällä kylmäaineena ammoniakkia R717, propaania R290 ja kylmäainetta R1234ze. Kaksivaiheiselle puristusprosessille käytetään myös kylmäaineena R717. Ensimmäisessä laskennassa kaskadisysteemissä tutkittavat kylmäainekombinaatiot ovat R717/R290, R717/R1234ze, R1234ze/R717 sekä R717/R717, joissa ensimmäiseksi mainittua käytetään ML-piirissä ja jälkimmäistä KL-piirissä. Näin ollen kaskadisysteemissä käytetään ammoniakkia sekä ML-piirissä että KL-piirissä, jolloin on mahdollista vertailla sen vaikutusta hyötysuhteeseen.

Toisessa laskennassa pääpaino ei ole kylmäaineiden vertailussa, jolloin toisessa laskennassa käytetään vain yhtä kylmäainetta/kylmäainekombinaatiota. Toisessa laskennassa yksiasteisessa systeemissä on käytetty kylmäaineena R717, kaksivaihepuristuksessa R717 sekä kaskadisysteemissä kylmäainekombinaationa R1234ze/R717.

Kolmannessa laskennassa kaskadisysteemissä laskenta tehdään käyttämällä kylmäaineena R717/R717.

Neljännessä laskennassa yksivaiheisessa perinteisessä lämpöpumppusysteemissä sekä kaksiasteisessa systeemissä kylmäaineena käytetään ammoniakkia R717. Vastaavasti tutkittavassa kaskadisysteemissä kylmäainekombinaationa käytetään R1234ze/R717.

### 6.3 Laskentaprosessi ja käytetyt yhtälöt

Laskennassa apuna käytetään CoolPack-ohjelmistoa, jonka avulla on mahdollista piirtää lämpöpumppusysteemien kiertoprosessit logp,h -tasossa, josta voidaan lukea laskennassa tarvittavat entalpiian arvot. Niiden avulla on mahdollista laskea tutkittavien lämpöpumppusysteemien COP-arvot. Laskenta tehdään Excelillä syöttämällä käsin

CoolPackista saadut arvot. Kaikille lämpöpumppusysteemeille laskentaprosessi on samankaltainen.

Aluksi CoolPackissa valitaan kylmäaine ja syötetään höyrystymis- ja lauhtumislämpötilat. Lisäksi syötetään putkistojen ja lämmönsiirtimien lämpöhäviöt sekä kompressorien isentrooppinen hyötysuhde, jotka ovat 1 K lämpöhäviöille sekä 0,7 kompressorin isentrooppiselle hyötysuhteelle. Tyypillisesti lämpöpumpuissa käytetään syrjäytyskompressoreita ja tässä työssä kompressorin on oletettu olevan mäntäkompressori, jolloin isentrooppiselle hyötysuhteelle käytetty arvo perustuu tyypilliseen mäntäkompressorin hyötysuhteeseen, joka vaihtelee 60–80 % välillä (Das, 2023). Lisäksi nämä arvot perustuvat käytännön suunnittelussa käytettäviin tyypillisiin arvoihin. Näiden jälkeen on mahdollista lukea tutkittavan kylmäaineen  $\log p, h$  -piirrokselta tilapisteiden entalpiat kyseiselle lämpöpumppuprosessille.

CoolPackista saatujen entalpioiden avulla voidaan laskea systeemeissä virtaavan kylmäaineen massavirta. Yksivaiheisen lämpöpumppusysteemin ja kaskadisysteemin ML-piirin massavirta voidaan laskea höyrystimeltä lähtevän ja sinne menevän kylmäaineen entalpiaeron sekä höyrystymistehon avulla. Höyrystymistehona käytetään 1000 kW.

$$q_{m, kylmäaine} = \frac{Q_{höyrystin}}{h_1 - h_4} \quad (10)$$

Näin ollen yksivaiheisen systeemin ja kaskadisysteemin ML-piirin lauhtumisteho voidaan laskea massavirran ja kompressorin puristuksen jälkeisen entalpian ja lauhtumisen jälkeisen entalpian avulla. Lauhtumisen jälkeinen entalpia on sama kuin höyrystimelle menevän kylmäaineen entalpia.

$$Q_{lauhdutin} = q_{m, kylmäaine} (h_2 - h_4) \quad (11)$$

Kaskadisysteemin KL-piirissä käytettävän kylmäaineen massavirta voidaan laskea yhtälön 10 avulla käyttämällä höyrystymistehona ML-piirin lauhtumistehoa, mikä on saatu yhtälöstä 11. KL-piirin lauhtumisteho lasketaan vastaavasti yhtälön 11 mukaisesti.

Kompressorien ottoteho voidaan laskea massavirran sekä puristuksen jälkeisen entalpian, että höyrystimeltä lähtevän entalpian avulla.

$$P_{kompressori} = q_{m, kylmäaine} (h_2 - h_1) \quad (12)$$

CoolPackissa kaksivaiheisen lämpöpumpun prosessin hyötysuhde voidaan laskea suoraan käyttämällä kiertoprosessin piirtämiseen CoolPackista löytyvää kaksivaiheista prosessia avoimella välijäähdyttimellä (Two-stage cycle, open intercooler). Sen jälkeen riittää, että määrittää höyrystymis- ja lauhtumislämpötilan, kompressorin isentrooppisen hyötysuhteen, painehäviöt sekä välipaineen laskentatavan. Syöttämällä höyrystintehon, CoolPack laskee entalpioiden avulla ensimmäisen ja toisen vaiheen massavirrat, joiden avulla voidaan laskea lauhtumisteho sekä molempien puristusvaiheiden kompressoritehot yhtälöiden 11 ja 12 mukaisesti.

Kaksivaiheisen systeemin ensimmäisen puristuksen jälkeinen välipaine määritetään CoolPackissa höyrystymis- ja lauhtumislämpötiloja vastaavien paineiden avulla yhtälöstä.

$$p_{\text{välipaine}} = \sqrt{p_h \cdot p_l} \quad (13)$$

Tämän jälkeen on mahdollista laskea tutkittavien systeemien lämmityksen COP-luku. Yksivaiheisen lämpöpumpusysteemin COP lasketaan.

$$COP_{l,yksivaihe} = \frac{Q_{\text{lauhdutin}}}{P_{\text{kompressori}}} \quad (14)$$

Kaksivaiheisen systeemin ja kaskadisysteemin COP lasketaan lauhtumistehon (kaskadisysteemissä KL-piirin) sekä molempien vaiheiden (kaskadisysteemissä ML- sekä KL-piirin) kompressorien ottotehon avulla.

$$COP_l = \frac{Q_{\text{lauhdutin}}}{P_{\text{kompressori},1} + P_{\text{kompressori},2}} \quad (15)$$

#### 6.4 Laskennoissa käytettävät oletukset

Taulukossa 5 on esitetty jokaisessa laskennassa käytettävät yhteiset lähtöarvot. Niiden lisäksi laskennan toteuttamiseksi ja yksinkertaistamiseksi laskennassa käytetään oletuksia, jotka ovat käytössä kaikille laskennoille ja pysyvät samoina koko laskentaprosessin ajan. Laskennassa komponenttien ja putkistojen lämpöhäviöiden ajatellaan olevan 1 K, jota käytetään yleisesti teollisuudessa mitoitusarvona systeemejä suunniteltaessa. Lisäksi laskennassa kompressorin isentrooppisena hyötysuhteena kaikille puristusvaiheille käytetään arvoa 0,7. Hyötysuhde pohjautuu tyypilliseen mäntäkompressorin

hyötysuhteeseen, sillä tämä kompressorityyppi on oletettu laskennoissa. Todellisessa prosessissa isentrooppinen hyötysuhde on riippuvainen olosuhteista ja vaihtelee niiden mukaan. Lisäksi laskennassa on oletettu vakio lämpötilaero höyrystimessä hukkalämpöjen ja kylmäaineen höyrystymislämpötilan välillä, vaikka todellisuudessa lämpötilaero riippuu olosuhteista ja voi vaihdella. Samoin laskennassa on oletettu kaskadisysteemissä kaskadilämmönsiirtimessä (CHE) oleva lämpötilaero ML- ja KL-piirien välillä vakioksi laskennan ajan (KL-piirin höyrystymislämpötila on pienempi kuin ML-piirin lauhtumislämpötila) ja se on 10 °C. Kaskadisysteemissä on lisäksi oletettu, että ML-piirissä kylmäaineen lauhtumislämpötila on 30 °C suurempi kuin ML-piirin kylmäaineen höyrystymislämpötila. Näiden lisäksi kaikissa systeemeissä oletetaan, että kompressorissa tapahtuvan puristuksen aikana tapahtuu lämpöhäviöitä, joiden suuruus on 10 %. Taulukossa 6 on esitetty edellä mainitut oletukset, joita käytetään kaikissa laskennoissa.

**Taulukko 6.** Laskennassa käytettävät oletukset.

Lämpöhäviöt	$\eta_{\text{is,komp}}$	$\Delta T$ hukkalämpö ja höyrystymislämpötila	$\Delta T_{\text{CHE}}$	Kompressorin lämpöhäviöt
[K]	[-]	[°C]	[°C]	[%]
1	0,7	10	10	10

## 6.5 Aikaisemmat tutkimukset

Teollisuuden hukkalämpöjen hyödyntämiseen perustuen edellä mainittuihin lämpöpumppusysteemeihin liittyviä tutkimuksia on löydettävissä muutamia.

Uusitalo et.al (2020) tutkivat kaskadilämpöpumppusysteemiä keskipakokompressorilla, kun se hyödyntää matalalämpötilaista hukkalämpöä. He tutkivat kaskadilämpöpumppusysteemin hyötysuhdetta eri kylmäainekombinaatioilla. Hukkalämpö oli tutkimuksessa 30–50 °C, jolloin höyrystymislämpötila lämpöpumpussa oli 20 °C, höyrystinteho 1 MW ja lauhtumislämpötila pidettiin 90 °C:ssä. Kaskadilämmönsiirtimessä matalalämpötilapiirin lauhtumislämpötilaa vaihdeltiin 30–70 °C välillä ja siinä lämmönsiirtimessä matalalämpötilapiirin lauhtumislämpötila oli 10 °C suurempi kuin

korkealämpötilapiirin höyrystyslämpötila. Lisäksi alijäähdetyksen oletettiin olevan 3 °C ja tulistuksen 5 °C.

Kyseisessä tutkimuksessa selvisi, että kun käytetään kylmäaineita, joilla on korkeimmat kriittiset lämpötilat, erityisesti korkealämpötilapiirissä, saavutetaan parhaimmat COP:t (tässä tutkimuksessa R245fa, R600, R601 ja R717). Korkein COP saavutettiin, kun kylmäainetta R601 käytettiin ML-piirissä ja kylmäainetta R245fa KL-piirissä. Näillä kylmäaineilla COP-arvot olivat hieman yli 3. Ammoniakilla (R717) oli hieman matalampi COP kuin kolmella muulla, mutta kuitenkin ammoniakilla käytettäessä paras COP saavutettiin, kun sitä käytettiin korkealämpötilapiirissä, jolloin sillä saavutettiin COP-luvuksi suurimmaksi osaksi noin 2,7–2,9. Käytettäessä vastaavasti kylmäaineita, joilla on matalampi kriittinen lämpötila (mm. R134a ja R1234ze), COP-luvut ovat hieman pienemmät. (Uusitalo et.al, 2020)

Lisäksi Verdnik & Rieberer (2022) ovat tutkineet yksivaiheisen lämpöpumppuprosessin COP:ta, jossa kylmäaineena käytettiin R600 ja lämpöpumppu hyödynsi hukkalämpöä, joka oli 60 °C. Lämmitettävän lähteen lämpötila nousi 80 °C:sta 110 °C:een tässä tutkimuksessa. Tutkimuksen tuloksena saatiin esimerkiksi, että kyseisen yksivaiheisen lämpöpumppuprosessin COP oli noin 4,4, kun lämmönlähteen lämpötila oli 60 °C.

Enemmän lämpöpumppusysteemien hyötysuhteita on kuitenkin tutkittu ja analysoitu lämpimän käyttöveden lämmitykseen (lämpötila 40–70 °C). Näissä tutkimuksissa pääsääntöisesti lämpöpumput käyttävät ulkoilmaa lämmönlähteenä.

Esimerkiksi Roh & Kim (2012) vertailivat perinteistä kaksivaiheruiskutus- ja paisunnan jälkeistä ruiskutusprosessia sisäisellä lämmönsiirtimellä kaksivaiheiselle puristukselle (esitely kappaleessa 5.2), kun kylmäaineena oli R404A. Lämmönlähteenä lämpöpumppusysteemit käyttivät 0 °C asteista vettä ja lauhduttimessa kylmäaineesta vapautuva lämpö nostaa veden lämpötilan 10 °C:sta 50 °C:een. Tutkimuksesta selvisi, että paisunnan jälkeinen ruiskutusprosessi on hyötysuhteeltaan hieman parempi, kun ruiskutuksen massavirta kasvaa, kuitenkin molemmissa tapauksissa, kun ruiskutuksen massavirta oli enemmän kuin 5 kg/s, COP pieneni. Esimerkiksi paisunnan jälkeisen ruiskutusprosessin COP-luku vaihteli 2,61–2,67 välillä, massavirran ollessa 0–5 kg/s.

Jiang et.al (2015) tutkivat monia eri kaksivaihepuristusprosesseja, kuten suoraa ruiskutusta, pois lukien edellä esitetty paisunnan jälkeinen ruiskutusprosessi sisäisellä

lämmönsiirtimellä. Heidän tutkimuksestansa selvisi, että suora ruiskutus kaksivaiheisella lämpöpumpusysteemillä oli matalin COP, kun kylmäaineena oli R410A ja höyrystymis- ja lauhtumislämpötilat olivat  $-20\text{ °C}$  ja  $40\text{ °C}$ .

Näiden lisäksi esimerkiksi Rudonja et.al (2020) on tutkinut kaskadilämpöpumpusysteemin hyötysuhdetta eri kylmäainekombinaatioilla, kun se käyttää lämmönlähteenä ulkoilmaa ja sitä käytetään korkean lämpötilan sovelluksissa. Heidän tutkimuksessansa höyrystymislämpötila ML-piirissä oli  $-25\text{ °C}$  (on  $5\text{ °C}$  pienempi kuin ulkoilma) ja lauhtumislämpötila KL-piirissä oli  $75\text{ °C}$ . Parhain COP saavutettiin yhdistelmällä R245fa/R717, jossa ensimmäiseksi mainittua käytettiin ML-piirissä. COP vaihteli tällä kylmäaineyhdistelmällä  $2,66\text{--}2,77$  välillä riippuen kaskadilämmönsiirtimen keskiarvolämpötilasta, mutta tässä ei ollut otettu esimerkiksi alijäähtymistä huomioon. Lisäksi he tutkivat alijäähtymisen vaikutusta ja tutkimuksen mukaan,  $5\text{ °C}$  alijäähtyminen paransi COP:ta noin  $2,5\%$ .

Lisäksi vielä, Bertsch & Groll (2008) vertailivat paisunnan jälkeistä ruiskutusprosessia kaksivaiheiselle puristukselle ja kaskadisysteemiä, kun lämmönlähteenä oli ulkoilma, jonka lämpötila vaihteli  $-30\text{ °C}$ :sta  $10\text{ °C}$ :een ja lämmitetyn veden lämpötila vaihteli  $40\text{--}60\text{ °C}$  välillä. Kaksivaihepuristusprosessin kylmäaine oli R410A ja kaskadilämpöpumpun R404A/R134a. Tutkimuksessa selvisi, että kaskadilämpöpumpun COP on parempi kuin kaksivaihepuristuksen, kun lämmönlähde on matalassa lämpötilassa. Esimerkiksi ulkolämpötilan ollessa  $-10\text{ °C}$  ja lämpimän veden lähtevä lämpötila  $50\text{ °C}$ , kaskadisysteemin COP on noin  $2,3$ , kun taas kaksivaihepuristuksen COP on noin  $2,2$ . Lämmönlähteen lämpötilan kasvaessa, kaksiasstepuristuksen COP-luku on parempi kuin kaskadisysteemin.

## 7 LASKENNAN TULOKSET

Tässä diplomityössä laskentaosio koostui neljästä eri laskentaosasta, joissa oli tarkoituksena vertailla eri lämpöpumppusysteemien hyötysuhteita sekä alijäähtyksen vaikutusta hyötysuhteeseen eri systeemeillä. Lämpöpumput käyttävät lämmönlähteenä teollisuudesta saatavia matalanlämpötilan hukkalämpöjä. Lisäksi laskennassa tarkoituksena oli selvittää, kuinka paljon kaskadisysteemissä ML-piirissä voidaan nostaa lauhtumislämpötilaa, toisin sanoen lisätä puristukseen vaadittavaa työtä, ennen kuin hyötysuhde pienenee alkuperäisestä. Neljännessä laskennassa tarkoituksena oli tutkia lauhtumislämpötilan kasvattamisen vaikutusta systeemien hyötysuhteisiin, kun sitä kasvatetaan hukkalämmön lämpötilan kasvaessa.

Tässä luvussa esitetään laskentojen tulokset edellä esiteltyjen lähtöarvojen ja oletusten mukaisesti. Laskennat on tehty Excelillä käyttäen apuna CoolPack-ohjelmistoa, jonka avulla on saatu luettua tarvittavat arvot laskentaa varten.

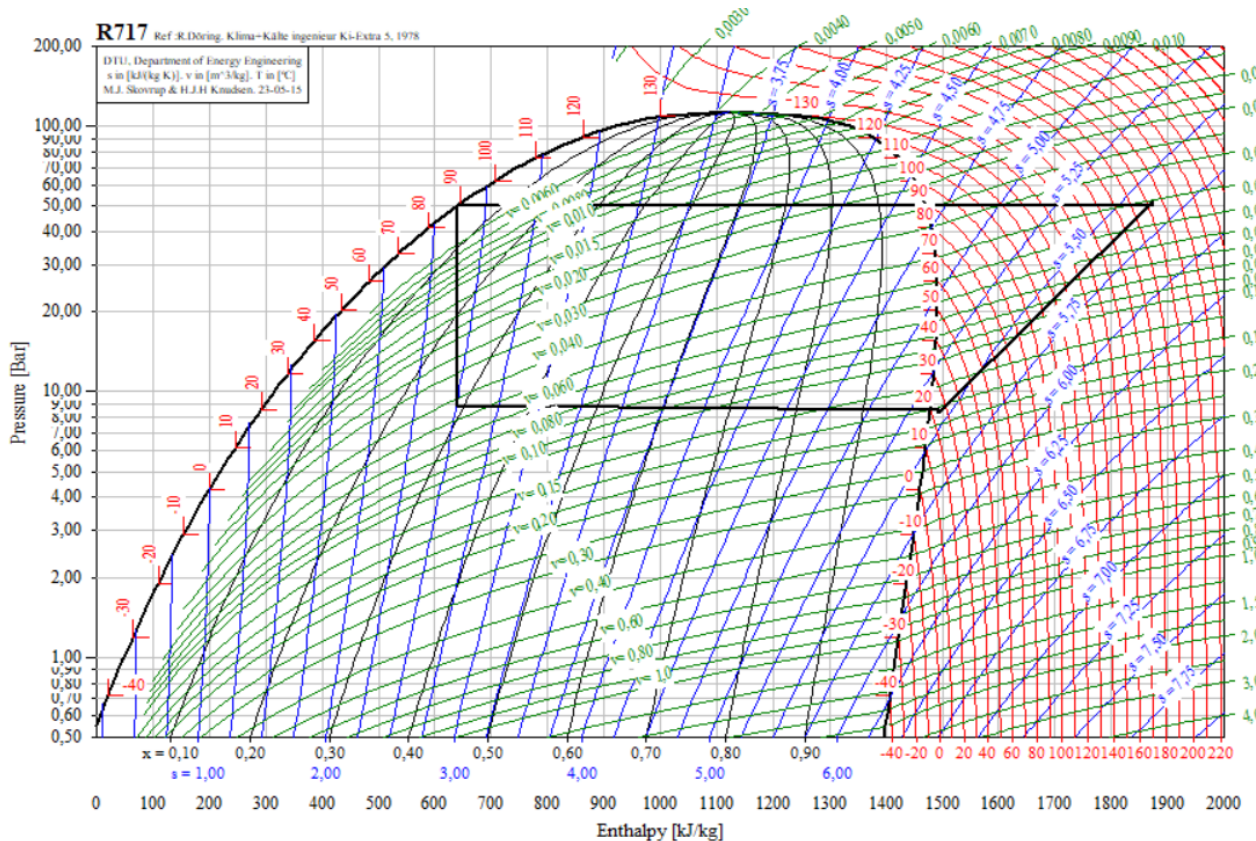
### 7.1 Lämpöpumppusysteemien vertailu

Ensimmäisessä laskennassa tarkoituksena oli vertailla kolmen eri tyyppillisen lämpöpumppusysteemien lämmityksen COP-lukuja, kun ne käyttävät teollisuudesta saatavia hukkalämpöjä lämmönlähteenä. Hukkalämpöjen lämpötilatasojen ajateltiin olevan 30°C, 40 °C ja 50 °C. Laskennassa käytetyt alkuarvot ovat nähtävissä taulukosta 5 ja laskennassa käytetyt oletukset ovat taulukon 6 mukaiset. Systeemien vertailussa lauhtumislämpötilana käytettiin 90 °C kaikissa tapauksissa ja tässä laskennassa alijäähtymistä ei otettu huomioon. Lauhtumislämpötilan 90 °C avulla vapautuva lämpö on riittävä käytettäväksi matalalämpötilaisissa teollisuuden prosesseissa, kuten sahateollisuudessa tai kaukolämmön tuottamisessa. Lisäksi höyrystymislämpötilan ja hukkalämpöjen välinen lämpötilaero pidettiin laskennan ajan vakiona.

Tutkittavat lämpöpumppusysteemit olivat perinteinen yksiasteinen lämpöpumppuprosessi, jossa käytettiin muutamia eri kylmäaineita, kaksiasteinen lämpöpumppuprosessi (kylmäaine R717) sekä kaskadilämpöpumppusysteemi. Kaskadilämpöpumppusysteemissä käytettiin

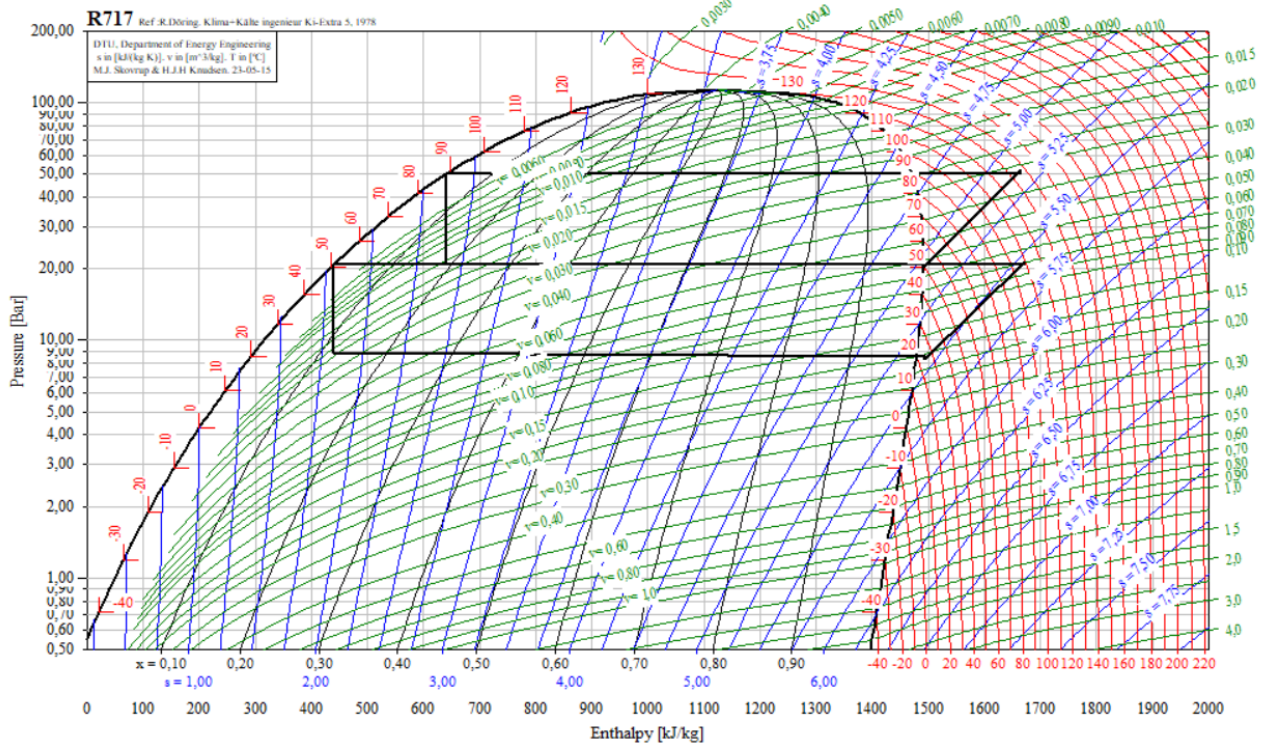
muutamia erilaisia kylmäainekombinaatioita, jolloin on mahdollista vertailla niiden vaikutuksia COP-lukuun.

Kuvissa 21-23 on esitetty esimerkit tutkittavien lämpöpumppusysteemien kiertoprosesseista log<sub>p</sub>,h -piirroksissa, kun hukkalämpö on 30 °C, jolloin höyrystyslämpötila on 20 °C ja lauhtumislämpötila 90 °C. Kuvan 23, kaskadisysteemin esimerkissä kylmäainekombinaationa on R717/R717.

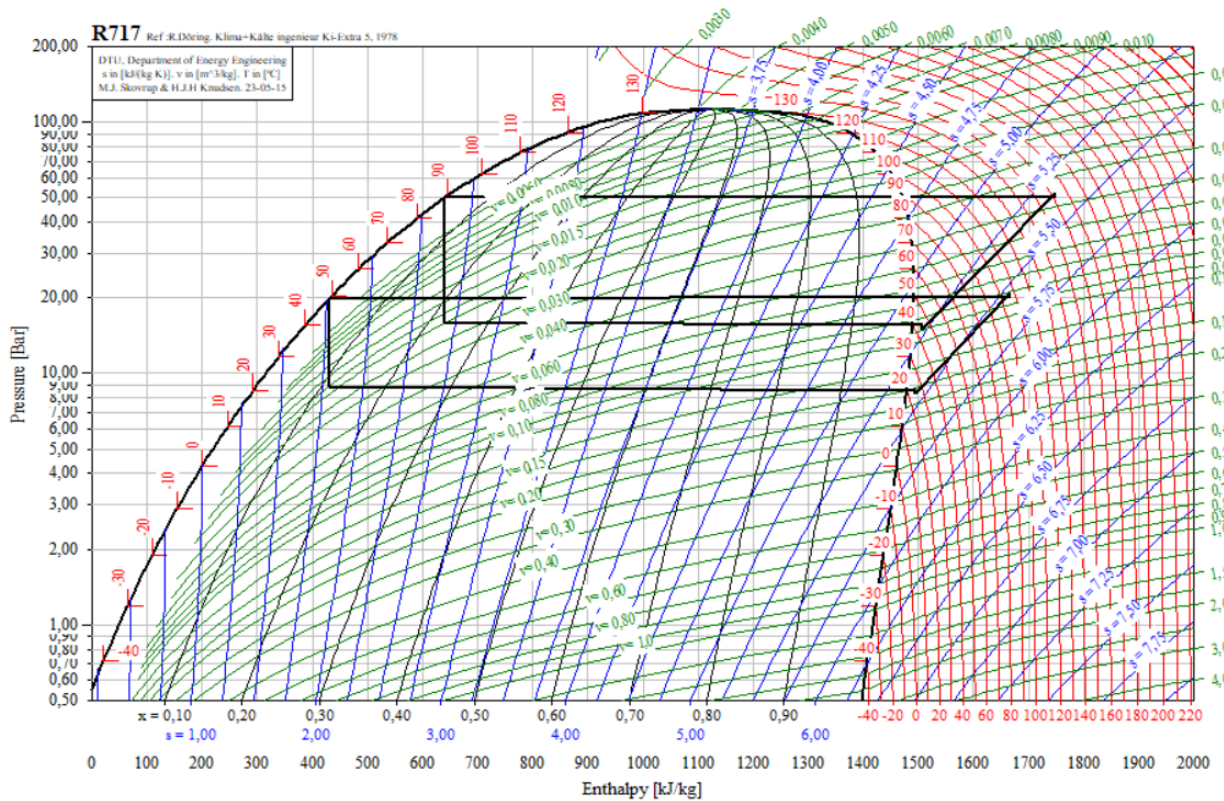


**Kuva 21.** Yksiasteinen lämpöpumppuprosessi ammoniakille R717 log<sub>p</sub>,h -tasossa ( $T_h=20\text{ °C}$  ja  $T_l=90\text{ °C}$ ).



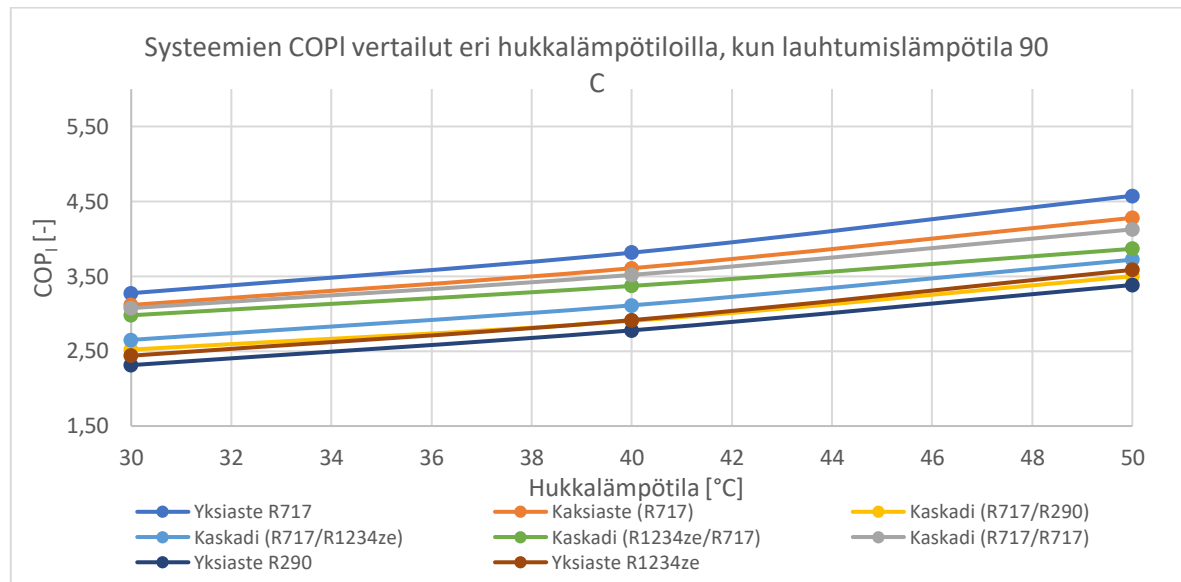


**Kuva 22.** Kaksiasteinen lämpöpumppprosessi ammoniakille R717 logp,h -tasossa ( $T_h=20\text{ °C}$  ja  $T_l=90\text{ °C}$ ).



**Kuva 23.** Kaskadilämpöpumpusysteemi R717/R717 logp,h -tasossa (ML-piiri:  $T_h=20\text{ °C}$ ,  $T_l=50\text{ °C}$  ja KL-piiri:  $T_h=40\text{ °C}$ ,  $T_l=90\text{ °C}$ ).

Kuvassa 24 on esitetty tutkittavien lämpöpumppusysteemien lämmityksen COP-arvot eri hukkalämpötiloilla, kun lauhtumislämpötila on 90 °C.



**Kuva 24.** Vertailtavien systeemien COP-luvut eri hukkalämmöillä.

Kuten kuvasta 24 nähdään, perinteisellä yksiasteisella puristuksella käyttämällä ammoniakkia kylmäaineena saavutetaan parhain COP-luku. Esimerkiksi hukkalämpötilan ollessa 40 °C, COP-luku on noin 3,8 ja hukkalämmön ollessa 50 °C, COP on noin 4,6. Ammoniakilla päästään yleisesti korkeampiin hyötysuhteisiin kuin muilla kylmäaineilla ja saatu COP on hyvin verrattavissa Verdnikin & Riebererin (2022) tutkimuksen tulokseen yksiasteiselle puristukselle, jossa hukkalämpö oli 60 °C, jolloin R600:lla COP:ksi saatiin noin 4,4. Kuitenkin käyttämällä yksivaiheisessa puristuksessa muita kylmäaineita kuin ammoniakkia, COP-luvut ovat kaikista pienimmät, jolloin yksivaihepuristus on huonompi vaihtoehto kuin kaksiaste tai kaskadisysteemi.

Tässä laskennassa hukkalämpöjen lämpötilat ovat korkeampia kuin esimerkiksi ulkoilman, jolloin kylmäaineen höyrystymis- ja lauhtumislämpötilojen ero ei kasva liian suureksi, jolloin yksiastepuristus osoittautuu COP-luvun perusteella parhaimmaksi ammoniakkia käytettäessä. Kuitenkin käyttämällä yksiastepuristuksessa kylmäaineena R290 tai R1234ze, yksiasteisen lämpöpumppusysteemin COP-luku pienenee merkittävästi, ja hyötysuhteet ovat pienimmät. Esimerkiksi hukkalämmön ollessa 40 °C, yksiasteisen lämpöpumppusysteemin

COP-luku käytettäessä propaania R290 on noin 2,8 ja käytettäessä R1234ze, se on noin 2,9. Hyötysuhteessa on huomattava ero ammoniakkiin verrattuna. Näillä kylmäaineilla kriittinen lämpötila on pienempi kuin ammoniakilla ja lähempänä lauhtumislämpötilaa 90 °C, jolloin COP-luku pienenee, kuten Uusitalo et.al (2020) tutkimus osoitti.

Kaksiasteisella lämpöpumpppusprosessilla saavutetaan toiseksi paras COP-luku ja esimerkiksi hukkalämmön ollessa 40 °C, kaksiasteisen lämpöpumpppusysteemin lämmityksen COP-luku on noin 3,6. Kaskadisysteemien COP-luvut ovat hieman pienemmät kuin kaksiasteisella lämpöpumpppusysteemillä. Saatua tulos on samankaltainen kuin Bertschin ja Grollin (2008) tutkimus, jonka mukaan lämmönlähteen lämpötilan kasvaessa kaksiastepuristuksen COP-luku on parempi kuin kaskadisysteemin. Tämän voi huomata myös kuvasta 24, jolloin lämmönlähteen kasvaessa, kaksiasteisen systeemin ja kaskadisysteemien COP-lukujen erotus kasvaa. Tämä johtuu siitä, että kaskadisysteemit ovat hyötysuhteeltaan sitä parempia, mitä suurempi lämpötilaero höyrystimen ja lauhtuttimen välillä on, jolloin kaskadilämmönsiirtimen lämpötilaeron aiheuttama vaikutus suhteellisesti pienenee (Uusitalo et.al, 2020). Tämän vuoksi kaskadisysteemien COP-luvut jäävät matalammaksi kuin kaksivaiheisella systeemillä tässä laskennassa. Mikäli hukkalämpö olisi vielä matalammassa lämpötilassa, silloin kaskadisysteemin COP-luku voisi parantua suhteessa kaksivaiheiseen systeemiin. Lisäksi kaskadilämmönsiirtimen lämpötilaeron mitoitus pienemmäksi parantaisi hyötysuhdetta, mutta vastaavasti lämmönsiirtimen koko ja hinta kasvaisivat (Uusitalo et.al, 2020).

Kaskadisysteemeissä kylmäainekombinaatioita vertailtaessa huomataan, että käyttämällä ammoniakkiä molemmissa piireissä saavutetaan parhain COP-luku. Toinen huomionarvoinen seikka on myös se, että käytettäessä ammoniakkiä ainoastaan ML-piirissä, COP-luku on pienempi kuin käytettäessä ammoniakkiä KL-piirissä. Käytettäessä, erityisesti KL-piirissä kylmäaineita (R290 ja R1234ze), joiden kriittinen lämpötila on pienempi kuin ammoniakkin ja täten lähempänä lauhtumislämpötilaa, systeemin COP-luku on myös pienempi. Tämä tulos vastaa hyvin Uusitalo et.al (2020) tutkimusta, jossa päädyttiin samanlaiseen tulokseen.

Taulukossa 7 on esitetty yhteenvetona tutkittavien systeemien lämmityksen COP-luvut käytettävien hukkalämpöjen mukaan. Lisäksi taulukossa on jokaisesta systeemistä saatava lauhtumisteho ja kompressorin ottama teho, mikäli lämpöpumpput olisivat höyrystinteholtaan 1000 kW. Taulukossa 7 on esitetty myös käytettävän kylmäaineen massavirta.

Kaskadisysteemissä ensimmäiseksi ilmoitettu massavirta on ML-piirin ja jälkimmäinen KL-piirin. Kaksivaihesysteemissä ensimmäiseksi ilmoitettu massavirta on ensimmäisen vaiheen massavirta ja jälkimmäinen toisen puristusvaiheen massavirta, joka koostuu ensimmäisen vaiheen ja ruiskutuksen massavirroista.

**Taulukko 7.** Systemien vertailu ensimmäisen laskennan mukaan.

Tilanne	Hukkalämpö [°C]	Höyrystinteho [kW]	Lauhtumisteho [kW]	Kompressoriteho [kW]	Massavirta [kg/s]	COP <sub>1</sub> [-]
Yksiaste R717	30	1000	1439,7	439,7	1,2	3,27
Yksiaste R290	30	1000	1761,3	761,3	8,3	2,31
Yksiaste R1234ze	30	1000	1694,9	694,9	14,9	2,44
Kaksiaste R717	30	1000	1406,1	451,2	0,9/1,4	3,12
Kaskadi (R717/R290)	30	1000	1657,6	657,6	0,9/8,2	2,52
Kaskadi (R717/R1234ze)	30	1000	1605,9	605,9	0,9/14,5	2,65
Kaskadi (R1234ze/R717)	30	1000	1505,4	505,4	7,5/1,4	2,98
Kaskadi (R717/R717)	30	1000	1482,0	482,0	0,9/1,3	3,07
Yksiaste R717	40	1000	1355,2	355,2	1,2	3,82
Yksiaste R290	40	1000	1562,5	562,5	7,6	2,78
Yksiaste R1234ze	40	1000	1522,4	522,4	13,6	2,91
Kaksiaste R717	40	1000	1332,5	369,4	1,0/1,3	3,61
Kaskadi (R717/R290)	40	1000	1525,2	525,2	1,0/7,8	2,90
Kaskadi(R717/R1234ze)	40	1000	1473,5	473,5	1,0/13,5	3,11
Kaskadi (R1234ze/R717)	40	1000	1421,8	421,8	8,1/1,4	3,37
Kaskadi (R717/R717)	40	1000	1397,1	397,1	1,0/1,3	3,52
Yksiaste R717	50	1000	1279,7	279,7	1,2	4,57
Yksiaste R290	50	1000	1419,5	419,5	7,1	3,38
Yksiaste R1234ze	50	1000	1386,7	386,7	12,5	3,59
Kaksiaste R717	50	1000	1266,3	295,9	1,0/1,3	4,28
Kaskadi (R717/R290)	50	1000	1399,9	399,9	1,0/7,4	3,50
Kaskadi (R717/R1234ze)	50	1000	1367,4	367,4	1,0/12,6	3,72
Kaskadi (R1234ze/R717)	50	1000	1348,9	348,9	8,7/1,4	3,87
Kaskadi (R717/R717)	50	1000	1319,9	319,9	1,0/1,3	4,13

Kuten taulukosta 7 voidaan huomata, hukkalämpöjen kasvaessa, höyrystymis- ja lauhtumislämpötilan välinen ero pienenee, jolloin hyötysuhde kasvaa kaikissa tapauksissa. Vaikka hukkalämpöjen kasvaessa lauhtumisteho pienenee, samalla pienenee kompressorin vaatima teho, koska kompressorilla tehtävä puristus pienenee. Kaskadisysteemissä käytettäessä ammoniakkaa joko molemmissa piireissä tai ainoastaan KL-piirissä kompressorin vaatima teho on pienempi kuin käytettäessä R290 tai R1234ze KL-piirissä. Tämä parantaa lämpöpumppujen hyötysuhdetta. Mikäli lämpöpumppujen suunnittelua ohjaisi ainoastaan saatava lauhtumisteho, jolloin tarkoituksena olisi saada mahdollisimman

paljon lämmitystehoa, ammoniakki ei olisi paras vaihtoehto. Tällöin COP-luku kuitenkin pienenesi verrattuna ammoniakkiin.

Lisäksi taulukosta 7 voidaan huomata, että ammoniakilla massavirta on pienempi, mikä tarkoittaa sitä, että tarvittava määrä kylmäainetta on pienempi kuin muilla kylmäaineilla. Toisin sanoen ammoniakkia ei tarvita läheskään yhtä paljon kuin muita kylmäaineita, mikäli halutaan höyrystintehon olevan 1000 kW. Lisäksi kyseisestä taulukosta voidaan nähdä, että mikäli kylmäainetta R1234ze käytetään kaskadisysteemissä ML-piirissä, kylmäaineen tarvittava määrä on huomattavasti pienempi kuin käytettäessä sitä KL-piirissä. Yleisesti ottaen mitä vähemmän kylmäainetta tarvitaan, se on kokonaisuuden kannalta parempi.

Kaiken kaikkiaan tuloksista voidaan huomata, että lämpöpumppujen COP-luvut ovat hyviä, jolloin ne soveltuvat hyvin tämän lämpötilatason hukkalämpöjen hyödyntämiseen. Perinteinen yksivaiheinen lämpöpumppusysteemi käytettäessä ammoniakkia on tämän laskennan mukaan kaikista parhain, jos verrataan systeemien COP-lukuja keskenään. Kuitenkin käytettäessä muita kylmäaineita yksivaiheisessa systeemissä, yksivaihesysteemi osoittautuu huonoimmaksi, jolloin kannattaa mieluummin käyttää kaksivaiheista lämpöpumppusysteemiä tai kaskadisysteemiä. Yleisesti ottaen voidaan nähdä, että ammoniakilla päästään parempiin hyötysuhteisiin kuin muilla tässä laskennassa käytetyillä kylmäaineilla. Näin ollen kuten tuloksista huomataan, ammoniakki on todella tehokas kylmäaine, jonka avulla energiankulutusta on mahdollista pienentää verrattuna muihin kylmäaineisiin ja esimerkiksi ammoniakin tarvittava määrä on huomattavasti pienempi kuin muilla kylmäaineilla. Tämän takia lämpöpumppusysteemeissä ammoniakki onkin nykypäivänä todella käytetty kylmäaine (GEA, 2022).

### 7.1.1 Oletusten vaikutus tuloksiin

Kuitenkin on tärkeää muistaa, että CoolPackilla piirretyt eri lämpöpumppusysteemien kiertoprosessit eroavat todellisuudessa käytännön systeemeistä, johtuen oletuksista, jotka pysyvät vakiona laskennan ajan. Tämä johtaa esimerkiksi liian korkeisiin painesuhteisiin, jolloin puristuksen loppulämpötilat ovat liian suuria ja epärealistisia. Esimerkiksi kuvasta 21 voi huomata, että yksivaiheisen ammoniakki lämpöpumppusysteemin puristuksen loppulämpötila kompressorista on noin 202 °C, mikä on liian korkea eikä materiaalit kestä tuollaisia lämpötiloja. Vastaavasti kaksiasestesysteemissä puristuksen loppulämpötila on noin

135 °C ja kaskadikytkennässä noin 160 °C. Näin ollen kuten edellä on mainittu kaksivaiheisissa systeemissä ja kaskadisysteemissä puristuksen loppulämpötilaa saadaan pienemmäksi.

Kuitenkin oikeasti käytössä olevissa lämpöpumppusysteemeissä käytetään muun muassa öljyjäähdytystä, jossa öljyn avulla kompressoria ja kylmäainekaasua jäähdytetään, jolloin puristuksen loppulämpötilaa saadaan pienennettyä huomattavasti ja kompressorin vaatima teho pienenee. Tämä parantaa systeemien hyötysuhdetta. Tämän takia tämän laskennan tulokset ovat teoreettisia.

Näiden lisäksi muilla oletuksilla, kuten lämpöhäviöillä tai kompressorin isentrooppisella hyötysuhteella on vaikutusta tuloksiin. Oikeissa käytännön prosesseissa on myös lämpöhäviöitä, jonka takia lämpöhäviöt on otettu huomioon tässä laskennassa. Niiden huomioiminen tekee laskennasta realistisempaa. Lämpöpumppusysteemien komponenteissa tapahtuvat lämpöhäviöt aiheuttavat samalla lämpötilan pudotessa painehäviöitä, jolloin nämä vaikuttavat heikentävästi lämpöpumppusysteemien COP-arvoihin. Täten ilman lämpöhäviöiden huomioimista systeemien COP:t olisivat hieman suuremmat. Todellisuudessa lämpöhäviöt vaihtelisivat komponenteissa olosuhteiden mukaan ja komponenttien valinnoilla voidaan vaikuttaa lämpöhäviöiden suuruuteen. Kuitenkin laskennassa käytetty 1 K lämpöhäviö kaikissa komponenteissa ja putkissa on suunnittelussa käytetty yleinen arvo, jolla päästään lämpöhäviöiden suhteen melko hyviin arvioihin.

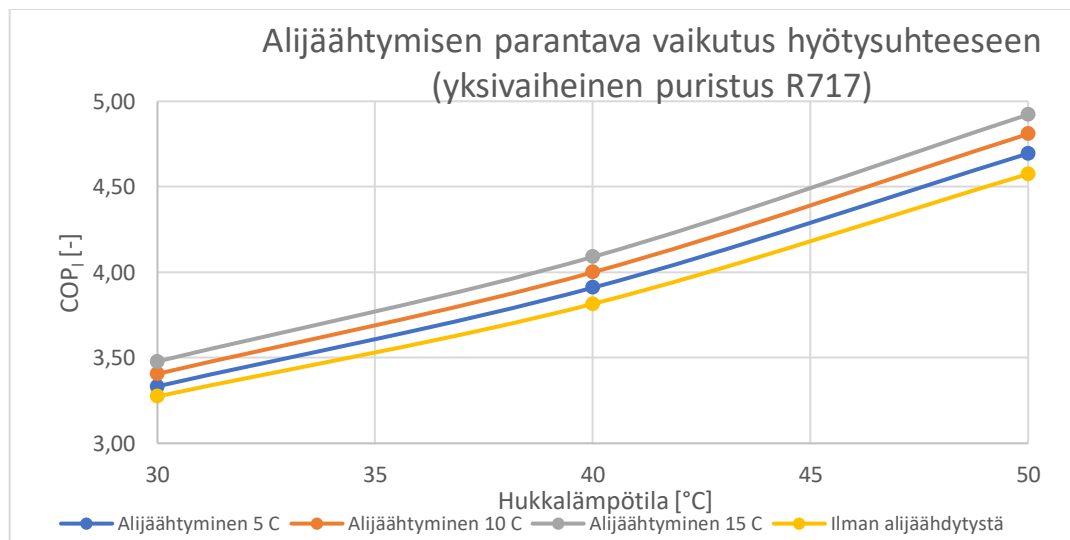
Laskennassa kompressorin isentrooppisena hyötysuhteena käytettiin arvoa 0,7 kaikissa tilanteissa ja olosuhteissa, toisin sanoen isentrooppinen hyötysuhde pidettiin vakiona koko laskennan ajan. Todellisuudessa kompressorin isentrooppinen hyötysuhde riippuu olosuhteista ja vaihtelee niiden mukaan. Lisäksi kompressorin valinnalla voidaan vaikuttaa sen isentrooppiseen hyötysuhteeseen. Kompressorin isentrooppiseen hyötysuhteeseen vaikuttaa esimerkiksi puristussuhde. Puristussuhteen kasvaessa isentrooppinen hyötysuhde on todellisuudessa pienempi kuin laskennassa käytetty vakiona pysyvä arvo. Näin ollen alhaisempi hyötysuhde vaikuttaa COP-arvoon pienentäen sitä. Todellisuudessa kompressorin isentrooppinen hyötysuhde pitäisi määrittellä jokaiselle tilanteelle erikseen huomioiden olosuhteet ja puristussuhde, jolloin hyötysuhde voi olla suurempi tai pienempi kuin oletuksena käytetty vakiona pysyvä hyötysuhde. Täten todellisuudessa COP-arvo eroaisi myös hieman tulokseltaan tämän laskennan tuloksista ja painesuhteen vaihtelut otettaessa huomioon, se parantaisi kaksivaihepuristuksia suhteessa yksivaiheiseen

puristukseen, jolloin kaksivaiheisen systeemin COP paransi suhteessa yksivaiheiseen systeemiin.

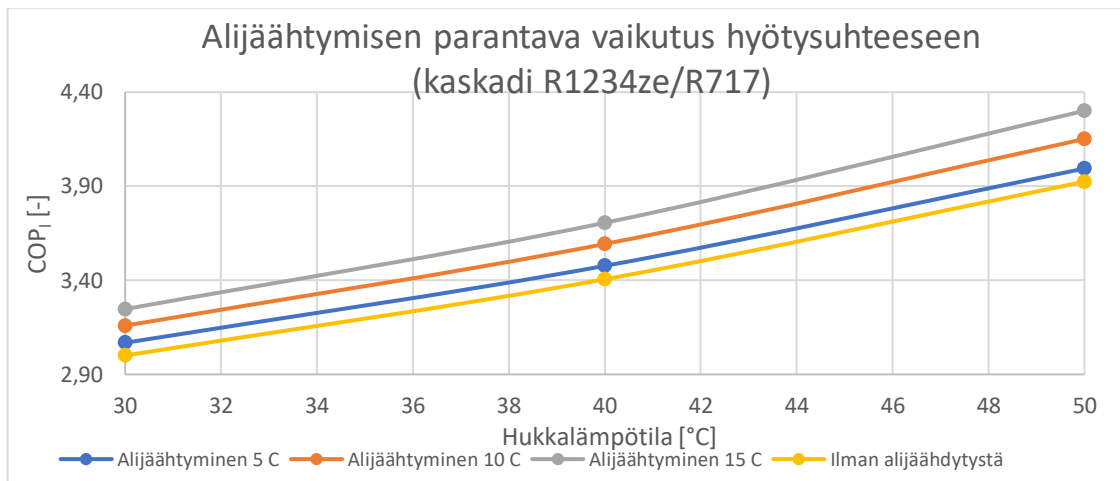
## 7.2 Alijäähtymisen vaikutus hyötysuhteeseen

Toisessa laskennassa tarkoituksena oli tutkia alijäähdytyksen vaikutusta lämpöpumppusysteemien hyötysuhteisiin. Laskennassa käytettävät alkuarvot ja oletukset ovat nähtävillä taulukoista 5 ja 6. Tässä laskennassa lauhtumislämpötila pidettiin edelleen 90 °C:ssa alijäähtymisen ollessa 5 °C, 10 °C ja 15 °C. Alijäähtymisen vaikutusta tutkittiin yksivaiheisissa lämpöpumppusysteemeissä, kun kylmäaineena oli R717, kaksivaiheisissa systeemeissä (kylmäaine R717) sekä kaskadisysteemeissä, jossa kylmäainekombinaationa oli R1234ze/R717.

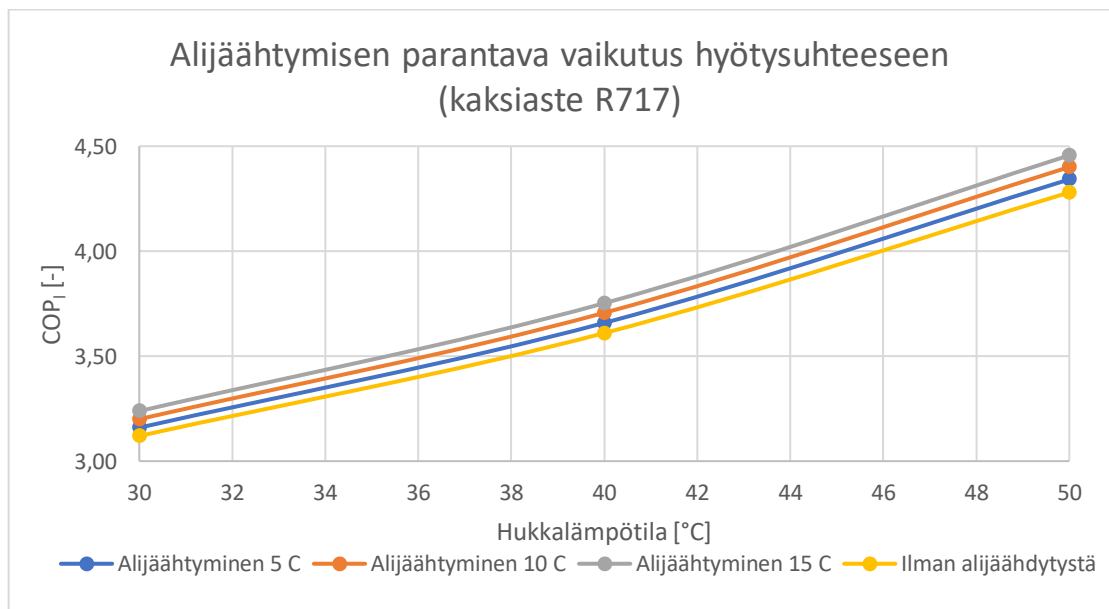
Kuvissa 25–27 on esitetty alijäähtymisen vaikutus tutkittavien lämpöpumppusysteemien hyötysuhteeseen eri hukkalämpötiloilla. Lisäksi kuvissa on esitetty lämpöpumppusysteemien hyötysuhteet ilman alijäähdytystä.



**Kuva 25.** Yksiasteisen lämpöpumppusysteemin hyötysuhde eri alijäähtymisen arvoilla ja ilman alijäähdytystä.



**Kuva 26.** Kaskadilämpöpumpussysteemin hyötysuhde eri alijäähdytymisen arvoilla ja ilman alijäähdytystä.



**Kuva 27.** Kaksivaiheisen lämpöpumpussysteemin hyötysuhde eri alijäähdytymisen arvoilla ja ilman alijäähdytystä.

Kuten kuvista 25–27 huomataan kylmäaineen alijäähdyttäminen parantaa lämpöpumpussysteemien hyötysuhdetta. Mitä enemmän alijäähdytystä on mahdollista tehdä, sitä enemmän se parantaa lämpöpumppujen hyötysuhdetta. Esimerkiksi hukkalämpöjen ollessa 50 °C ja alijäähdytymisen 15 °C, yksivaiheisen lämpöpumpussysteemin COP-luku on noin 4,92, kaksivaiheisen systeemin 4,46 ja kaskadisysteemin 4,3. Vastaavasti ilman alijäähdytystä vastaavat COP-luvut olisivat 4,57, 4,28 sekä 3,92. Näin ollen esimerkiksi 15 °C alijäähdytymisen kasvattaa yksivaiheisen



lämpöpumppusysteemin hyötysuhdetta keskiarvallisesti noin 7,0 % verrattuna systeemiin ilman alijäähdytystä, kun otetaan huomioon käytetyt eri hukkalämpötilat. Vastaavasti 15 °C alijäähtymisen kasvattaa kaksivaiheisen systeemin hyötysuhdetta keskiarvallisesti noin 4 % ja tutkitun kaskadisysteemin hyötysuhdetta keskiarvallisesti noin 8,9 %.

Lisäksi taulukkoon 8 on koottu esimerkkinä alijäähdytyksen vaikutus systeemien hyötysuhteisiin, kun hukkalämpö on 30 °C.

**Taulukko 8.** Alijäähdyttämisen vaikutus hyötysuhteeseen, kun hukkalämpö 30 C.

Tilanne	Hukkalämpö [°C]	Lauhtumisteho [kW]	Kompressoriteho [kW]	Alijäähtyminen [°C]	COP <sub>i</sub> [-]	COP <sub>i</sub> (ilman alijäähdytystä) [-]	COP kasvaa [%]
Yksiaste R717	30	1428,6	428,6	5	3,33	3,27	1,8 %
Kaskadi (R1234ze/R717)	30	1483,6	483,6	5	3,07	3,00	2,3 %
Kaksiaste R717	30	1398,3	442,6	5	3,16	3,12	1,3 %
Yksiaste R717	30	1415,6	415,6	10	3,41	3,27	4,0 %
Kaskadi (R1234ze/R717)	30	1463,2	463,2	10	3,16	3,00	5,3 %
Kaksiaste R717	30	1391,3	434,8	10	3,20	3,12	2,6 %
Yksiaste R717	30	1403,4	403,4	15	3,48	3,27	6,3 %
Kaskadi (R1234ze/R717)	30	1445,0	445,0	15	3,25	3,00	8,2 %
Kaksiaste R717	30	1384,9	427,7	15	3,24	3,12	3,8 %

Kuten taulukosta 8 voidaan huomata, alijäähdytyksen lisääminen pienentää kompressorin vaatimaa tehoa, joka vaikuttaa parantavasti hyötysuhteeseen. Esimerkiksi 5 °C alijäähdytys parantaa systeemien hyötysuhdetta 1,3–2,3 % riippuen lämpöpumppusysteemistä. Laskennassa tutkitulle kaskadisysteemille 5 °C alijäähdytys parantaa hyötysuhdetta noin 2,3 %, mikä on hyvin lähellä esimerkiksi Rudonja et.al (2020) tutkimuksen tulosta kaskadisysteemissä, vaikka kylmäainekombinaatio oli eri. Kyseisessä tutkimuksessa 5 °C alijäähdytyksen parantava vaikutus oli noin 2,5 % hyötysuhteeseen, joten tässä laskennassa saatu tulos on hyvin lähellä kyseisen tutkimuksen tulosta.

Tärkeää on kuitenkin muistaa, että tässä laskennassa kompressorin isentrooppinen hyötysuhde oletettiin vakioksi koko ajan, vaikka todellisuudessa se vaihtelisi olosuhteiden ja puristussuhteen mukaan. Näin ollen todellisessa käyttötilanteessa, alijäähtymisen vaikutusta tutkittaessa tulisi ottaa huomioon tämä edellä mainittu seikka. Kuitenkin kaiken kaikkiaan alijäähtymisen lisäämisellä on hyötysuhdetta parantava vaikutus, joten systeemit

pitäisi suunnitella niin, että saadaan kylmäainetta alijäähdytettyä mahdollisimman tehokkaasti.

### 7.3 Kaskadisysteemin ML-piirin lämpötilaeron nostaminen

Kolmannessa laskennassa tarkoituksena oli selvittää, millä kaskadisysteemin ML-piirin höyrystymis- ja lauhtumislämpötilan välisellä lämpötilaerolla saavutetaan parhain hyötysuhde. Tutkittavassa kaskadisysteemissä käytetään kylmäaineina R717/R717. Laskennassa lähtötilanteena käytetään samoja arvoja ja oletuksia kuin taulukoissa 5 ja 6, jolloin KL-piirin lauhtumislämpötilana pidetään 90 °C ja kaskadilämmönsiirtimessä lämpötilaero on edelleen 10 °C. Laskennassa tarkoituksena oli nostaa ML-piirin lauhtumislämpötilaa. Tämän noston vaikutusta hyötysuhteeseen verrataan lähtötilanteeseen, jona toimii ensimmäisen laskennan tulos kaskadisysteemille, jossa kylmäainekombinaationa on käytetty R717/R717 ja ML-piirin höyrystymis- ja lauhtumislämpötilan erotus oli 30 °C:ta. Tarkoituksena on etsiä millä ML-piirin lämpötilaerolla tutkittavalla kaskadisysteemillä on parhain hyötysuhde eri hukkalämpötiloilla. Hukkalämmön ja ML-piirin höyrystymislämpötilan välinen lämpötilaero pysyy vakiona koko laskennan ajan ja se on 10 °C.

Taulukossa 9 on esitetty alkuperäisen R717/R717 kaskadisysteemin COP-arvot eri hukkalämmöillä, kun ML-piirin höyrystymis- ja lauhtumislämpötilan ero on 30 °C ja KL-piirin lauhtumislämpötila on 90 °C. Nämä arvot toimivat lähtötietoina, ja näihin arvoihin voidaan verrata maksimi hyötysuhdetta.

**Taulukko 9.** Kaskadisysteemi R717/R717, johon verrataan.

Piiri [-]	Hukkalämpö [°C]	ML-piirissä höyrystymis- ja lauhtumislämpötilojen välinen ero [°C]	$T_h$ [°C]	$T_l$ [°C]	$COP_1$ [-]
ML- piiri	30	30	20	50	-
KL- piiri	30	-	40	90	3,07
ML- piiri	40	30	30	60	-
KL- piiri	40	-	50	90	3,52
ML- piiri	50	30	40	70	-
KL- piiri	50	-	60	90	4,13

Taulukossa 10 on esitetty millä ML-piirin höyrystymis- ja lauhtumislämpötilojen välisellä lämpötilaerolla saavutetaan paras hyötysuhde.

**Taulukko 10.** Tutkittavan kaskadisysteemin maksimi lämpötilaero ML-piirissä, jolla saavutetaan parhain hyötysuhde eri hukkalämpötiloissa.

Piiri [-]	Hukkalämpö [°C]	Maksimi lämpötilaero ML-piirissä, jolla saavutetaan parhain hyötysuhde [°C]	$T_h$ [°C]	$T_l$ [°C]	Maksimi $COP_1$ [-]
ML- piiri	30	50	20	70	
KL- piiri	30	-	6	90	3,12
ML- piiri	40	40	30	75	
KL- piiri	40	-	65	90	3,57
ML- piiri	50	30	40	70	
KL- piiri	50	-	60	90	4,13

Kuten taulukosta 10 huomataan, mitä matalampi hukkalämmön lämpötila on, sitä suurempi ML-piirin höyrystymis- ja lauhtumislämpötilojen välinen ero on, jolla saavutetaan parhain hyötysuhde tutkittavassa kaskadisysteemissä. Toisin sanoen mitä matalampi hukkalämpötila on, sitä enemmän on mahdollista nostaa ML-piirin lauhtumislämpötilaa ilman, että se pienentää kokonaisyötysuhdetta, sillä vaikka ML-piirin puristustyö kasvaa, vastaavasti KL-piirin puristustyö pienenee. Kuitenkin ML-piirissä lauhtumislämpötilaa ei voi loputtomiin nostaa, vaan tietyn lämpötilaeron ylittyessä kompressorin vaatima teho kasvaa liian paljon, jolloin kaskadisysteemin hyötysuhde lähtee laskuun.

Taulukon 10 mukaisesti hukkalämpötilan ollessa 30 °C, ML-piirissä höyrystymis- ja lauhtumislämpötilojen välinen lämpötilaero, jolla saavutetaan, parhain hyötysuhde on 50 °C (kasvatus 20 °C vertailtavaan tilanteeseen nähden). Tällöin kaskadisysteemin maksimi lämmityksen COP-luku on 3,12 ja verrattuna esimerkiksi taulukon 9 lähtötilanteeseen, COP-luku on kasvanut 0,05 yksikköä. Vastaavasti hukkalämpöjen ollessa 40 °C, maksimihyötysuhde saavutetaan, kun ML-piirissä oleva lämpötilaero on 40 °C (kasvatus 10 °C vertailtavaan tilanteeseen nähden). Tällöin maksimi COP-luku on 3,57. Hukkalämpöjen ollessa 50 °C, maksimi hyötysuhde saavutetaan, kun ML-piirissä lämpötilaero on 30 °C, joka on sama kuin alkuperäisessä vertailtavassa laskennassa (ensimmäinen laskenta). Näin ollen voidaan huomata laskennassa käytettävien oletusten pohjalta, että hukkalämpötilan kasvaessa 10 °C:lla, ML-piirin välinen lämpötilaero, jolla saavutetaan, parhain hyötysuhde on vastaavasti 10 °C pienempi kuin matalammalla lämpötilatasolla olevalla hukkalämmöllä. Sen jälkeen kaskadisysteemin COP-luku alkaa pienentyä.

#### 7.4 Lauhtumislämpötilan kasvattamisen vaikutus systeemien hyötysuhteisiin

Neljännessä laskennassa tarkoituksena oli tutkia systeemien hyötysuhteita, kun lauhtumislämpötila kasvaa hukkalämmön kasvaessa, jolloin lämpötilan kasvut ovat yhtä suuret. Taulukoissa 5 ja 6 on esitetty laskennassa käytettävät yhteiset lähtöarvot sekä oletukset, jotka pysyvät vakiona koko laskennan ajan. Täten hukkalämpötilan ollessa 30 °C, lauhtumislämpötila on 90 °C. Vastaavasti hukkalämpötilan ollessa 40 °C, lauhtumislämpötila on 100 °C sekä hukkalämpötilan ollessa 50 °C, lauhtumislämpötila on 110 °C. Lisäksi laskennassa alijäähtymisen ajateltiin olevan 5 °C.

Taulukossa 11 on esitetty tutkittavien lämpöpumppusysteemien hyötysuhteet, kun lauhtumislämpötilaa kasvatetaan hukkalämmön kasvaessa saman verran. Yksivaiheisessa sekä kaksivaiheisessa lämpöpumppusysteemissä kylmäaineena käytettiin ammoniakkia R717. Kaskadisysteemissä laskenta tehtiin käyttämällä kylmäainekombinaationa R1234ze/R717.

**Taulukko 11.** Lauhtumislämpötilan nostamisen vaikutus lämpöpumppusysteemien hyötysuhteisiin, kun hukkalämpötila nousee samassa suhteessa.

Hukkalämpö [°C]	Tilanne [-]	Höyrystymislämpötila [°C]	Lauhtumislämpötila [°C]	COP <sub>1</sub> [-]
30	Yksiaste R717	20	90	3,33
30	Kaksiaste R717	20	90	3,16
30	Kaskadi (R1234ze/R717)	20	90	3,07
40	Yksiaste R717	30	100	3,35
40	Kaksiaste R717	30	100	3,19
40	Kaskadi (R1234ze/R717)	30	100	3,10
50	Yksiaste R717	40	110	3,31
50	Kaksiaste R717	40	110	3,19
50	Kaskadi (R1234ze/R717)	40	110	3,08

Kuten taulukosta 11 nähdään hukkalämmön ollessa 40 °C ja lauhtumislämmön 100 °C saavutetaan hieman parempi hyötysuhde, kuin hukkalämmön ollessa 30 °C ja lauhtumislämmön 90 °C. Lauhtumislämpötilan kasvaessa 110 °C, systeemien hyötysuhde on lähtenyt laskuun ja on pienempi kuin lauhtumislämmön 100 °C tapauksessa. Tämä johtuu muun muassa siitä, että lauhtumislämpötila on lähempänä ammoniakkin kriittistä lämpötilaa, jolloin hyötysuhde on matalampi, kuten esimerkiksi Uusitalo et.al (2020) tutkimus osoitti.

Hukkalämmön ollessa 40 °C ja lauhtumislämpötilan ollessa 100 °C, lämpöpumppusysteemien hyötysuhteet ovat suurimmat. Kuitenkin lauhtumislämpötilan kasvaessa systeemien hyötysuhteet alkavat pienentymään tai eivät enää kasva verrattuna edelliseen tilanteeseen. Kuten taulukosta 11 nähdään erityisesti yksivaiheisessa lämpöpumppusysteemissä lauhtumislämpötilan nosto 110 °C:een pienentää melko paljon hyötysuhdetta verrattuna hyötysuhteeseen mikä saavutetaan lauhtumislämpötilalla 100 °C, kun hukkalämpö on 40 °C. Yksivaiheisessa systeemissä lauhtumislämpötilalla 110 °C, hyötysuhde on pienin verrattuna kahteen edelliseen hyötysuhteeseen matalammilla lauhtumislämpötiloilla. Kaksivaiheisessa lämpöpumppusysteemissä hyötysuhde ei kasva tai pienene vaan pysyy samana lauhtumislämpötiloilla 100 °C ja 110 °C. Kaskadisysteemissä hyötysuhde lauhtumislämpötilalla 110 °C on hieman matalampi kuin hyötysuhde

lauhtumislämpötilalla 100 °C. Kuitenkin sekä kaksiaasteisessa systeemissä että kaskadisysteemissä hukkalämmöllä 30 °C ja lauhtumislämpötilalla 90 °C, systeemien hyötysuhde on matalin, kun taas yksiasteisessa systeemissä hyötysuhde on matalin, kun lauhtumislämpötila on 110 °C (hukkalämpö vastaavasti 50 °C).

Näin ollen yleisesti voidaan huomata, että lämpöpumppujen lauhtumislämpötilan kasvattaminen tiettyyn pisteeseen asti on parantanut hyötysuhdetta, kunhan samalla saatavilla olevan hukkalämmön lämpötila on korkeampi. Tällöin höyrystyslämpötila on myös kasvanut ja lämpöpumppujen höyrystymis- ja lauhtumislämpötilojen välinen lämpötilaero pysyy samana. Mikäli niiden välinen lämpötilaero kasvaisi, sen vaikutus hyötysuhteeseen olisi huomattavasti merkittävämpi, jolloin hyötysuhde pienenee enemmän. Tulosten perusteella lauhtumislämpötilan kasvattamista ei voida tehdä loputtomiin, vaan sen kasvaessa hyötysuhde myös pienenee, vaikka saatavilla olevan hukkalämmön lämpötila kasvaisi. Erityisesti tulosten perusteella huomataan, että lauhtumislämpötilan kasvaessa 110 °C:een, lämpöpumppusysteemien hyötysuhteet eivät parane ja ovat lähteneet laskuun. Yksivaiheiselle lämpöpumppusysteemille lauhtumislämpötilan kasvattaminen vaikuttaa eniten hyötysuhteeseen ja kyseisessä tapauksessa hyötysuhde on pienin verrattuna muihin yksivaiheisen systeemin tilanteisiin. Tämän takia on myös tärkeää pohtia onko aina tarpeellista nostaa lämpötilaa vai olisiko mahdollista esimerkiksi riittäväillä muutoksilla toimia matalammissa tuottolämpötiloissa, jolloin hyötysuhdekin pysyy korkeampana.

## 8 YHTEENVETO

Suomessa on tyypillistä, että teollisuusprosessit ovat hyvin energiantensiivisiä. Suomen teollisuudessa syntyy paljon hukkalämpöjä, joita ei hyödynnetä mihinkään. Kuitenkin Suomessa teollisuudessa syntyvillä hukkalämmöillä on merkittävä potentiaali. Suomen teollisuudessa syntyvää hukkalämpöpotentiaalia on tutkittu ja eri tutkimusten perusteella Suomen teollisuuden hukkalämpöpotentiaaliksi on arvioitu noin 16–20 TWh vuodessa. Suurimmat hukkalämpöpotentiaalit löytyvät Suomen merkittävimmiltä teollisuudenaloilta eli metsäteollisuudesta, kemianteollisuudesta sekä metalliteollisuudesta. Näillä teollisuudenaloilla on myös Suomessa suurimmat energiankulutukset. Näiden lisäksi elintarviketeollisuudessa on merkittävää hukkalämpöpotentiaalia.

Lisäksi diplomityössä tarkasteltiin teollisuuden hukkalämpöpotentiaalia EU:n tasolla. Erilaisten tutkimusten perusteella yleisesti EU:n teollisuudessa syntyvä hukkalämpöpotentiaali on noin 300 TWh vuodessa riippuen tutkimuksesta. Euroopan unionissa suurimmat hukkalämpöpotentiaalit löytyvät EU:n suurimmista teollisuusmaista, kuten Saksasta, Iso-Britanniasta ja Ranskasta.

Suomessa teollisuuden hukkalämpöjä on saatavissa vaihtelevissa lämpötiloissa aina hyvin matalista lämpötiloista melko korkeisiin lämpötiloihin. Hukkalämmön lämpötila riippuu esimerkiksi teollisuuden prosessista ja sen lämpötiloista, joista hukkalämpöä syntyy. Kuitenkin eniten hukkalämpöä on saatavissa matalassa (alle 200 °C) tai äärimmäisen matalassa lämpötilassa (alle 100 °C). Täten hukkalämmöllä on monia eri käyttökohteita, joihin sitä voidaan hyödyntää. Hukkalämmön hyödyntämiseen liittyy monia eri kannattavuustekijöitä, jotka määrittävät onko niiden hyödyntäminen kannattavaa. Niitä ovat esimerkiksi hukkalämmön lämpötilataso, hukkalämpöjen saatavuus sekä kysyntä tai tarve liittyen hukkalämpöihin. Yleisesti ottaen hukkalämmöt pitäisi ensisijaisesti pyrkiä hyödyntämään omissa prosesseissa mahdollisimman tehokkaasti. Mikäli hukkalämpöjä ei ole mahdollista hyödyntää omissa prosesseissa, seuraava kannattava vaihtoehto olisi myydä hukkalämmöt muille saman alueen yrityksille. Näiden jälkeen yksi vaihtoehto on hyödyntää hukkalämpöjä kaukolämmön tuotannossa. Kuitenkin näihin kaikkiin liittyy tekijöitä, jotka voivat tehdä hukkalämpöjen hyödyntämisestä kannattamatonta. Esimerkiksi teollisuuslaitosten syrjäinen sijainti voi tehdä hukkalämpöjen hyödyntämisen kaukolämpönä

kannattamattoman, sillä siirtomatkat kasvavat liian pitkiksi sekä kysyntä voi olla hyvin vähäistä.

Yksi merkittävä keino hukkalämpöjen hyödyntämisessä ovat lämpöpumput, jotka ovat yleistyneet teollisuudessa merkittävästi. Lämpöpumppujen avulla hyvin matalatkin hukkalämmöt on mahdollista hyödyntää, sillä lämpöpumppujen avulla lämpötilaa nostetaan korkeammaksi, jolloin se sopii esimerkiksi omiin teollisuuden prosesseihin tai kaukolämmön tuotantoon. Näin ollen päästään polttoon perustuvasta energian tuotannosta eroon, mikä toteutetaan usein käyttäen fossiilisia polttoaineita. Yleisesti ottaen lämpöpumppuja käytetään, kun hukkalämpöjen lämpötila on alle 55 °C. Kuitenkin lämpöpumppujen yleistymisen tiellä on ollut monia esteitä, jotka ovat hidastaneet niiden yleistymistä. Merkittävimmät esteet ovat olleet teknologian rajallisuus, jolloin lämpöpumpuilla saavutettavat maksimaaliset lämpötilat ovat rajoittaneet niiden käyttöä, sillä niillä ei päästä niin korkeisiin lämpötiloihin kuin olisi mahdollisesti tarvetta. Lisäksi esimerkiksi lämpöpumppujen melko korkeat investointikustannukset yhdistettynä epävakaisiin energianhintoihin ovat vaikuttaneet heikentävästi lämpöpumppujen investointihalukkuuteen ja kannattavuuteen verrattuna fossiilisten polttoaineiden käyttöön.

Diplomityössä esiteltiin teollisuudessa tyypillisiä käytettäviä lämpöpumppusysteemejä, joiden avulla on mahdollista hyödyntää hukkalämpöjä. Näitä lämpöpumppusysteemejä vertailtiin hyötysuhteiltaan työn laskentaosiossa. Lisäksi laskentaosiossa vertailtiin muutamia kylmäaineita keskenään sekä tutkittiin alijäähdyttämisen vaikutusta systeemien hyötysuhteisiin. Diplomityössä laskentaosiossa apuna käytettiin valmista laskentaohjelmistoa CoolPackia, joka on tehty lämpöpumppujen kiertoprosessien laskemista varten.

Kuten työn tuloksista huomattiin ammoniakki kylmäaineena, on kaikista tehokkain kylmäaine ja sillä saavutetaan parhaimmat hyötysuhteet. Täten ammoniakin voi ajatella yleistyvän entisestään käytettävissä lämpöpumppusysteemeissä tulevaisuudessa. Yleisesti ottaen kaikilla tutkittavilla lämpöpumppusysteemeillä saavutetaan korkeat hyötysuhteet hukkalämpöjen hyödyntämisessä, mikä tarkoittaa sitä, että lämpöpumput soveltuvat todella hyvin hukkalämpöjen hyödyntämiseen. Tämän takia lämpöpumput ovat yksi merkittävä ratkaisu yhteiskunnan ja teollisuuden prosessien sähköistämässä sekä hiilineutraaliustavoitteiden saavuttamisessa.



Perinteinen yksivaiheinen lämpöpumppusysteemi soveltuu parhaiten hukkalämpöjen hyödyntämiseen, mikäli kylmäaineena käytetään ammoniakkaa. Muilla kylmäaineilla yksivaiheinen lämpöpumppusysteemi ei ole yhtä hyvä hyötysuhteeltaan. Kaksiasteinen lämpöpumppusysteemi ja kaskadisysteemi ovat siinä tapauksessa hyötysuhteeltaan paremmat. Yleisesti ottaen voidaan todeta, että lämpöpumpun höyrystymis- ja lauhtumislämpötilan lämpötilaeron kasvaessa kaksiasteinen systeemi sekä kaskadisysteemi soveltuvat paremmin käytettäväksi kuin yksivaiheinen lämpöpumppusysteemi, sillä puristukseen vaadittava sähköteho kasvaa. Tämä selvisi myös hyvin esimerkiksi viimeisestä laskennasta. Mitä lähemmäksi kylmäaineen kriittistä lämpötilaa lähestytään, usein hyötysuhdekin on silloin pienempi. Tämän takia lämpöpumpun tarvittavaa tuottolämpötilaa on tärkeä pohtia, koska lauhtumislämpötilan nostaminen heikentää systeemien hyötysuhdetta, sitä enemmän mitä korkeammaksi lauhtumislämpötila nousee.

Lisäksi laskennassa alijäähtymisen lisääminen paransi systeemien hyötysuhdetta, jolloin alijäähtymisen lisääminen on kannattava toteuttaa. Esimerkiksi 15 °C alijäähtytys paransi hyötysuhdetta jopa noin 4–8 % riippuen lämpöpumppusysteemistä ja siinä käytettävästä kylmäaineesta.

Diplomityön laskentaosiossa käytettävien kylmäaineiden yhtenä valintakriteerinä käytettiin kylmäaineiden tulevaisuuteen liittyvää näkökantaa, jota oli pohdittu diplomityössä. Kylmälaitteisiin ja lämpöpumppuihin kehitettyjä kylmäaineita on todella paljon, mutta viime vuosina kylmäaineiden käyttöä ja kehitystä on ohjannut ilmaston suojeleminen, jonka takia kylmäaineiden ympäristövaikutuksiin on kiinnitetty huomiota ja kylmäaineiden käyttöä on rajoitettu muun muassa Montrealin pöytäkirjan ja F-kaasusetuksen nojalla. F-kaasusetus ei koske vielä lämpöpumppuja, mutta tulee laajentumaan tulevaisuudessa myös lämpöpumppuihin. Lisäksi käsittelyssä on PFAS-yhdisteitä sisältävien aineiden kieltoa koskeva päätös, mikä vaikuttaisi entisestään. Tämän takia näiden pohjalta on helppo olettaa, että lämpöpumpuissa sallitut kylmäaineet tulevat keskittymään luonnollisten kylmäaineiden ympärille. Tämän takia diplomityön laskentaosiossa kylmäaineiksi valikoitui pääasiallisesti luonnollisia kylmäaineita sekä ympäristöystävällisiä kylmäaineita. Ympäristövaikutusten lisäksi lämpöpumpuissa on monia turvallisuusseikkoja, joita täytyy ottaa suunnittelussa ja rakentamisessa huomioon. Lisäksi kylmäaineiden sallittuihin täytösmääriin täytyy kiinnittää huomiota. Yleisesti ottaen teollisuuslämpöpumpuissa ei ole täytösrajoja, mutta siihen vaikuttaa esimerkiksi lämpöpumppujen sijaintipaikka merkittävästi.

## Lähteet

- Agathokleus, R et.al. 2019. Waste Heat Recovery in the EU industry and proposed new technologies. Energy Procedia. Volume 161. ss. 489–496. Elsevier. ISSN 1876-6102
- AREA. 2017. Johdanto kylmälaitestandardiin EN 378. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu: 2.5.2023]. Saatavissa: <https://area-eur.be/sites/default/files/2020-09/AREA%20Introduction%20to%20EN%20378%20-%20FI.pdf>
- Arpagaus, C. Bless, F. Uhlmann, M. Schiffmann, J & Bertsch, S.S. 2018. High temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials. Energy. Volume 152. ss. 985-1010. Elsevier. ISSN 0360-5442
- Bertsch. S. S & Groll, E. A. 2008. Two-stage air-source heat pump for residential heating and cooling applications in northern U.S. climates. International Journal of Refrigeration. Volume 31. Issue 7. ss. 1282-1292. Elsevier. ISSN 0140-7007
- Brückner, S. Liu, S. Miro, L. Radspieler, M. Cabeza, L.F & Lävemann, E. 2015. Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies. Applied Energy. Volume 151. ss. 157–167. Elsevier. ISSN 0306-2619
- Calefa. 2023. HotLevel® -kuumalämpöpumppu mullisti energiantuotannon. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu: 26.3.2023]. Saatavissa: <https://www.calefa.fi/hotlevel/>
- Cooling Post. 2023. PFAS ban considers impact on heat pumps. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu: 15.6.2023]. Saatavissa: <https://www.coolingpost.com/world-news/pfas-ban-considers-impact-on-heat-pumps/>
- Danfoss. 2022. Industrial Refrigeration: Ammonia and CO2 Application – Application Handbook. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu: 23.3.2023]. Saatavissa: <https://assets.danfoss.com/documents/209503/AB137786416217en-000704.pdf>
- Darment. 2019. Kylmäaineiden jaottelu. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu: 26.3.2023]. Saatavissa: <https://darment.fi/kylmaaineiden-jaottelu/>
- Darment. 2023. Kylmäaineiden turvallisuusluokitus tutuksi. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu 3.5.2023]. Saatavissa: <https://darment.fi/kylmaaineiden-turvallisuusluokitus-tutuksi-iso817/>

Das, S. 2023. Compressor Isentropic Efficiency: What, How, Several Types, Examples. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu: 15.6.2023]. Saatavissa: [https://lambdageeks.com/compressor-isentropic-efficiency/?utm\\_content=cmp-true](https://lambdageeks.com/compressor-isentropic-efficiency/?utm_content=cmp-true)

de Boer, R. Marina, A. Zühlsdorf, B. Arpagaus, C. Bantle, M. Wilk, V. Elmegaard, B. Corberán, J & Benson, J. 2020. Strengthening Industrial Heat Pump Innovation: Decarbonizing Industrial Heat. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu: 31.5.2023]. Saatavissa: <https://www.sintef.no/globalassets/sintef-energi/industrial-heat-pump-whitepaper/2020-07-10-whitepaper-ihp-a4.pdf>

ECHA. 2023. Per- and polyfluoroalkyl substances (PFAS). [Verkkajulkaisu]. [Viitattu: 15.6.2023]. Saatavissa: <https://echa.europa.eu/hot-topics/perfluoroalkyl-chemicals-pfas>

European Commission. 2020. Waste heat in the context of REDII, EED and EPBD. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu: 15.3.2023]. Saatavissa: [https://www.cares.eu/fileadmin/cares/PublicArea/Joint\\_workshop\\_presentations/Session\\_7\\_Waste\\_heat.pdf](https://www.cares.eu/fileadmin/cares/PublicArea/Joint_workshop_presentations/Session_7_Waste_heat.pdf)

Eurostat. 2023. Energy statistics – an overview: Final energy consumption. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu: 13.3.2023]. Saatavissa: [https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Energy\\_statistics\\_-\\_an\\_overview#Final\\_energy\\_consumption](https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Energy_statistics_-_an_overview#Final_energy_consumption)

Fimpec. 2023. Lämpöpumpulla saadaan hukkaenergia talteen – ja energia kiertämään. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu: 26.3.2023]. Saatavissa: <https://fimpec.com/ajankohtaista/lampopumpulla-saadaan-hukkaenergia-talteen-ja-energia-kiertamaan/>

Fortum. 2023a. Avoin kaukolämpö. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu: 15.3.2023]. Saatavissa: <https://www.fortum.fi/yrityksille-ja-yhteisolle/lammitys-ja-jaahdytys/kaukolampo/avoin-kaukolampo>

Fortum. 2023b. Suomenojan CHP-laitos. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu: 19.3.2023]. Saatavissa: <https://www.fortum.fi/tietoa/meista/yhtiomme/energiantuotantomme/voimalaitoksemme/suomenojan-chp-laitos>

GEA. 2022. Ammonia – the natural choice to reduce harmful industrial emissions. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu: 24.4.2023]. Saatavissa:

<https://www.gea.com/en/stories/ammonia-the-natural-choice-to-reduce-harmful-industrial-emissions.jsp>

Grassi, W. 2018. Heat Pumps – Fundamentals and Applications. Pisa, Italy. Springer. ss. 175. Green Energy and Technology. ISBN 978-3-319-62198-2

Guo-Yuan, M & Hui-Xia, Z. 2008. Experimental study of a heat pump system with flash-tank coupled with scroll compressor. Energy and Buildings. Volume 40. ss. 697-701. Elsevier. ISSN 0378-7788

Helen. 2020. Katri Valan lämpöpumppulaitos. [Verkkójulkaisu]. [Viitattu: 19.3.2023]. Saatavissa: <https://www.helen.fi/helen-oy/energia/energiantuotanto/voimalaitokset/katri-vala>

Hervas-Blasco, E. Pitarch, M. Navarro-Peris, E & Corberan, J.M. 2018. Study of different subcooling control strategies in order to enhance the performance of a heat pump. International Journal of Refrigeration. Volume 88. ss. 324-336. ISSN 1879-2081

HPT. 2019. Industrial Heat Pumps – Good examples from ongoing Annex. Heat Pumping Technologies Magazine. Volume 37. NO 2/2019. Heat Pump Centre. ISSN 2002-018X

Industrial Heat Pumps.nl. 2023. Operating principle – Coefficient of Performance. [Verkkójulkaisu]. [Viitattu: 23.3.2023]. Saatavissa: [https://industrialheatpumps.nl/english/operating\\_principle/cop\\_heat\\_pump/](https://industrialheatpumps.nl/english/operating_principle/cop_heat_pump/)

Jiang, S. Wang, S. Jin, X & Zhang, T. 2015. A general model for two-stage vapor compression heat pump systems. International Journal of Refrigeration. Volume 51. ss- 88-102. Elsevier. ISSN 0140-7007

Kylmäextra. 2020. Ammoniakki – mainettaan parempi. [Verkkójulkaisu]. [Viitattu: 3.5.2023]. Saatavissa: [https://www.kylmaextra.fi/lehdet/kylmaextra\\_1\\_2020/ammoniakki\\_-\\_mainettaan\\_parempi](https://www.kylmaextra.fi/lehdet/kylmaextra_1_2020/ammoniakki_-_mainettaan_parempi)

Linde Gas. 2023a. Industrial Gases – CFCs. [Verkkójulkaisu]. [Viitattu: 26.3.2023]. Saatavissa: [https://www.linde-gas.com/en/products\\_and\\_supply/refrigerants/cfc\\_refrigerants/index.html](https://www.linde-gas.com/en/products_and_supply/refrigerants/cfc_refrigerants/index.html)

Linde Gas. 2023b. Industrial Gases – HCFCs. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu: 26.3.2023]. Saatavissa: [https://www.linde-gas.com/en/products\\_and\\_supply/refrigerants/hcfc\\_refrigerants/index.html](https://www.linde-gas.com/en/products_and_supply/refrigerants/hcfc_refrigerants/index.html)

Linde Gas. 2023c. Industrial Gases – HFOs. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu: 26.3.2023]. Saatavissa: [https://www.linde-gas.com/en/products\\_and\\_supply/refrigerants/hfo\\_refrigerants/index.html](https://www.linde-gas.com/en/products_and_supply/refrigerants/hfo_refrigerants/index.html)

Linde Gas. 2023d. Industrial Gases – Natural Refrigerants. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu: 26.3.2023]. Saatavissa: [https://www.linde-gas.com/en/products\\_and\\_supply/refrigerants/natural\\_refrigerants/index.html](https://www.linde-gas.com/en/products_and_supply/refrigerants/natural_refrigerants/index.html)

Linde Gas. 2023e. Refrigerants – Product data summary. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu: 26.3.2023]. Saatavissa: [https://www.linde-gas.com/en/images/8267\\_Product\\_Data\\_Summary\\_64168\\_ST\\_tcm17-108590.pdf](https://www.linde-gas.com/en/images/8267_Product_Data_Summary_64168_ST_tcm17-108590.pdf)

Man Energy Solutions. 2023. Industrial Heat Pumps. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu: 26.3.2023]. Saatavissa: <https://www.man-es.com/discover/decarbonization-glossary---man-energy-solutions/industrial-heat-pumps>

Motiva. 2014a. Ylijäämälämmön taloudellinen hyödyntäminen – Ylijäämälämpöenergia-analyysit. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu: 19.3.2023]. Saatavissa: [https://www.motiva.fi/files/13515/Ylijaamalammon\\_taloudellinen\\_hyodyntaminen\\_Ylijaamalampoenergia-analyysit.pdf](https://www.motiva.fi/files/13515/Ylijaamalammon_taloudellinen_hyodyntaminen_Ylijaamalampoenergia-analyysit.pdf)

Motiva. 2014b. Ylijäämälämmön taloudellinen hyödyntäminen – Lämpöpumppu ja ORC-sovellukset – Lämpöpumppu- ja ORC-sovellukset. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu: 22.3.2023]. Saatavissa: [https://www.motiva.fi/files/10217/Ylijaamalammon\\_taloudellinen\\_hyodyntaminen\\_Lampo\\_pumppu- ja\\_ORC-sovellukset.pdf](https://www.motiva.fi/files/10217/Ylijaamalammon_taloudellinen_hyodyntaminen_Lampo_pumppu- ja_ORC-sovellukset.pdf)

Motiva. 2019. Esiselvitys – Ylijäämälämmön potentiaali teollisuudessa. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu: 16.3.2023]. Saatavissa: [https://www.motiva.fi/files/16214/Esiselvitys\\_-\\_Ylijaamalammon\\_potentiaali\\_teollisuudessa.pdf](https://www.motiva.fi/files/16214/Esiselvitys_-_Ylijaamalammon_potentiaali_teollisuudessa.pdf)

Motiva. 2021. Suomen teollisuuden sähköistyminen ja sen vaikutus energiatehokkuuteen ja hukkalämpöjen hyödyntämiseen. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu: 16.3.2023]. Saatavissa:

[https://www.motiva.fi/files/19644/Suomen\\_teollisuuden\\_sahkoistytminen\\_ja\\_sen\\_vaikutus\\_energiatehokkuuteen\\_ja\\_hukkalampojen\\_hyodyntamiseen\\_-\\_raportti\\_2021.pdf](https://www.motiva.fi/files/19644/Suomen_teollisuuden_sahkoistytminen_ja_sen_vaikutus_energiatehokkuuteen_ja_hukkalampojen_hyodyntamiseen_-_raportti_2021.pdf)

Motiva. 2022. Energian loppukäyttö. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu: 13.3.2023]. Saatavissa: [https://www.motiva.fi/ratkaisut/energiankaytto\\_suomessa/energian\\_loppukaytto](https://www.motiva.fi/ratkaisut/energiankaytto_suomessa/energian_loppukaytto)

MV-Jäähdytys Oy. 2021. Kylmäaineiden tulevaisuus. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu: 8.5.2023]. Saatavissa: <https://mv-jaahdytys.fi/kylmaaineiden-tulevaisuus/>

Neste. 2019. Kilpilahden hukkalämpö voisi kattaa noin neljänneksen pääkaupunkiseudun kaukolämmön tarpeesta: Lehdistö tiedote. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu: 19.3.2023]. Saatavissa: <https://www.neste.com/fi/tiedotteet-ja-uutiset/circular-economy/kilpilahden-hukkalampo-voisi-kattaa-noin-neljanneksen-paakaupunkiseudun-kaukolammon-tarpeesta>

Oilon Group Oy. 2023. Teollisuuslämpöpumput – edistämme energiasiirtymää. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu: 26.3.2023]. Saatavissa: <https://oilon.com/fi/tuotteet/teollisuuslampopumput/>

Paardekooper, S et.al. 2018. Heat Roadmap Europe. [Verkkajulkaisu]. [Viitattu: 16.3.2023]. Saatavissa: <https://heatroadmap.eu/>

Panayiotou, G.P et.al. 2017. Preliminary assessment of waste heat potential in major European industries. Energy Procedia. Volume 123. ss. 335-345. Elsevier. ISSN 1876-6102

Papapetrou, M. Kosmadakis, G. Cipollina, A. La Commare, U & Micale, G. 2018. Industrial waste heat: Estimation of the technically available resource in the EU per industrial sector, temperature level and country. Applied Thermal Engineering. Volume 138, ss. 207-216. Elsevier. ISSN 1359-4311

Pieper, H. Ommen, T. Buhler, F. Paaske, B.J, Elmegaard, B & Markussen, W.B. 2018. Allocation of investment costs for large-scale heat pumps supplying district heating. Energy Procedia. Volume 147. ss. 358-367. Elsevier. ISSN 1876-6102

Pitarch, M. Navarro-Peris, E. González-Maciá, J. Corberán, JM. 2018. Experimental study of a heat pump with high subcooling in the condenser for sanitary hot water production. Science and Technology for the Built Environment. Volume 24. ss. 105–114. Saatavissa: <https://doi.org/10.1080/23744731.2017.1333366>

- Roh, C.W & Kim, M.S. 2012. Performance Comparison of the Vapor-Injection Cycle in Terms of Branching Points of the Injection Stream. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue University. School of Mechanical Engineering.
- Roy, Z. Kumar, A & Halder, G.N. 2013. Approaches towards replacement of halogenated refrigerants: A state-of-the-art Review. Journal of Nature Science and Sustainable Technology. Volume 7. Number 1. ss. 45-101. ISSN 1933-0324
- Rudonja, N. Gojak, M. Zlatanovic, I & Todorovic, R. 2020. Thermodynamic Analysis of a Cascade Heat Pump Incorporated in High-Temperature Heating System. Journal of Mechanical Engineering. Volume 66. ss. 677-683. DOI:10.5545/sv-jme.2020.6836
- Sadjjadi, B.S. Gerdes, J-N & Sauer, A. 2023. Energy flexible heat pumps in industrial energy systems: A review. Energy Reports. Volume 9. ss. 386–394. Elsevier. ISSN 2352-4847
- SFS-EN 378-1. 2016. Kylmäkoneistot ja lämpöpumput. Turvallisuus- ja ympäristövaatimukset. Osa 1: Perusvaatimukset, määritelmät, luokitus ja valintakriteerit. 6. painos. Helsinki. Suomen Standardisoimisliitto SFS ry. 124 s.
- SFS-EN 378-2. 2016. Kylmäkoneistot ja lämpöpumput. Turvallisuus- ja ympäristövaatimukset. Osa 2: Suunnittelu, rakenne, testaus, merkintä ja dokumentointi. 4. painos. Helsinki. Suomen Standardisoimisliitto SFS ry. 151 s.
- SFS-EN 378-3. 2016. Kylmäkoneistot ja lämpöpumput. Turvallisuus- ja ympäristövaatimukset. Osa 3: Asennuspaikka ja henkilökohtainen suojaus. 4. painos. Helsinki. Suomen Standardisoimisliitto SFS ry. 48 s.
- Siemens. 2022. Refrigeration technology. [Verkkójulkaisu]. [Viitattu: 25.3.2023]. Saatavissa: <https://sid.siemens.com/v/u/8359>
- Siemens Energy. 2023. Large-scale Industrial Heat Pumps. [Verkkójulkaisu]. [Viitattu: 26.3.2023]. Saatavissa: <https://www.siemens-energy.com/global/en/offerings/power-generation/heat-pumps.html>

Sitra. 2018. Mitä nämä käsitteet tarkoittavat? [Verkkojulkaisu]. [Viitattu: 16.6.2023].

Saatavissa: <https://www.sitra.fi/artikkelit/mita-nama-kasitteet-tarchoittavat/>

Skovrup, M.J. Rasmussen, B.D. Jakobsen, A & Andersen, S.E. 2011. CoolPack tutorial.

[Verkkojulkaisu]. [Viitattu 13.4.2023]. Saatavissa: <https://www.ipu.dk/wp-content/uploads/2018/09/coolpack-tutorial.pdf>

Sulpu Ry. 2023. Lämpöpumput. [Verkkojulkaisu]. [Viitattu: 22.3.2023]. Saatavissa:

<https://www.sulpu.fi/lampopumput/>

SWEP. 2022a. Compressor Types. [Verkkojulkaisu]. [Viitattu: 25.3.2023]. Saatavissa:

<https://www.swep.net/refrigerant-handbook/3.-compressors/3.2-compressor-types/>

SWEP. 2022b. Flooded evaporators. [Verkkojulkaisu]. [Viitattu: 3.4.2023]. Saatavissa:

<https://www.swep.net/refrigerant-handbook/6.-evaporators/asas2/>

SWEP. 2022c. Economizers. [Verkkojulkaisu]. [Viitattu: 5.4.2023]. Saatavissa:

<https://www.swep.net/solutions/economizers/>

SWEP. 2022d. Subcoolers. [Verkkojulkaisu]. [Viitattu: 5.4.2023]. Saatavissa:

<https://www.swep.net/refrigerant-handbook/10.-systems/asdf5/>

SWEP. 2022e. Condensers – General function and theory. [Verkkojulkaisu]. [Viitattu:

14.4.2023]. Saatavissa: <https://www.swep.net/refrigerant-handbook/7.-condensers/asd5/>

Tello-Oquendo, F.M. Navarro-Peris, E & Gonzalves-Macia, J. 2017. New characterization methodology for vapor-injection scroll compressors. International Journal of Refrigeration. Volume 74. ss. 528–539. Elsevier. ISSN 0140-7007

Tilastokeskus. 2021. Kasvihuonekaasupäästöt vuonna 2021 pienessä nousussa.

[Verkkojulkaisu]. [Viitattu: 31.5.2023]. Saatavissa:

<https://www.stat.fi/julkaisu/cktlf0i203azm0a519to5exzc>

Tilastokeskus. 2023. Energian loppukulutus sektoreittain, 1970–2021. [Verkkojulkaisu].

[Viitattu: 13.3.2023]. Saatavissa:

[https://pxdata.stat.fi:443/PxWeb/api/v1/fi/StatFin/ehk/statfin\\_ehk\\_pxt\\_12vk.px](https://pxdata.stat.fi:443/PxWeb/api/v1/fi/StatFin/ehk/statfin_ehk_pxt_12vk.px)

Tukes. 2014. Uusi F-kaasuasetus tuo rajoituksia kylmäaineiden käyttöön.

[Verkkojulkaisu]. [Viitattu: 8.5.2023]. Saatavissa: <https://tukes.fi/-/uusi-f-kaasuasetus-tuo-rajoituksia-kylmaaineiden-kaytto-1#625b5492>



- Työ- ja elinkeinoministeriö. 2020. Yhteenvedo toimialojen vähähiilitiekartoista. [Verkkójulkaisu]. [Viitattu: 31.5.2023]. Saatavissa: [https://julkaisut.valtioneuvosto.fi/bitstream/handle/10024/162494/TEM\\_2020\\_52.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://julkaisut.valtioneuvosto.fi/bitstream/handle/10024/162494/TEM_2020_52.pdf?sequence=1&isAllowed=y)
- U.S. Department of Energy. 2015. Quadrennial Technology Review 2015 – Waste Heat Recovery Systems. [Verkkójulkaisu]. [Viitattu: 17.3.2023]. Saatavissa: <https://www.energy.gov/sites/prod/files/2016/02/f30/QTR2015-6M-Waste-Heat-Recovery.pdf>
- Uusitalo, A. Turunen-Saaresti, T. Honkatukia, J. Tiainen, J & Jaatinen-Värri, A. 2020. Numerical analysis of working fluids for large scale centrifugal compressor driven cascade heat pumps upgrading waste heat. Applied Energy. Volume 269. Elsevier. ISSN 0306-2619
- Verdnik, M & Rieberer, R. 2022. Influence of operating parameters on the COP of an R600 high-temperature heat pump. International Journal of Refrigeration. Volume 140. ss. 103-111. Elsevier. ISSN 0140-7007
- VTT. 2016. Jäähdytyksen teknologiset ratkaisut. [Verkkójulkaisu]. [Viitattu: 25.3.2023]. Saatavissa: [https://energia.fi/files/1359/Jaahdytysteknologiaselvitys\\_VTT\\_221216.pdf](https://energia.fi/files/1359/Jaahdytysteknologiaselvitys_VTT_221216.pdf)
- VTT. 2020. Hukkalämpö kaukolämpöjärjestelmässä. [Verkkójulkaisu]. [Viitattu: 17.3.2023]. Saatavissa: [https://energia.fi/files/4831/Hukkalampo\\_kaukolampojarjestelmissa\\_-\\_maarittely\\_ja\\_luokittelu\\_VTT\\_2020.pdf](https://energia.fi/files/4831/Hukkalampo_kaukolampojarjestelmissa_-_maarittely_ja_luokittelu_VTT_2020.pdf)
- WBCSD. 2022. Industrial Heat Pumps: it's time to go electric. [Verkkójulkaisu]. [Viitattu: 26.3.2023]. Saatavissa: <https://www.wbcd.org/contentwbc/download/14846/211001/1>
- YIT Teollisuus ja Verkkopalvelut Oy. 2010. Teollisuuden ylijäämälämmön hyödyntäminen kaukolämmityksessä. [Viitattu: 16.3.2023].
- Ympäristöministeriö. 2023. Kansainvälinen yhteistyö ja EU-asiat – Wienin sopimus ja Montrealin pöytäkirja. [Verkkójulkaisu]. [Viitattu: 8.5.2023]. Saatavissa: <https://ym.fi/otsonikerroksen-suojelun-eu-ja-kansainvalinen-yhteistyö>