Lämpöpumput laivan lämmöntuotannossa

Lappeenrannan–Lahden teknillinen yliopisto LUT

Energiatekniikan diplomityö

2024

Mikko Mäki

Tarkastajat: Professori, Teemu Turunen-Saaresti

Senior R&D engineer, DSc (Tech) Carl-Mikael Wiklund

TIIVISTELMÄ

Lappeenrannan–Lahden teknillinen yliopisto LUT

LUT Energiajärjestelmien tiedekunta

Energiatekniikka

Mikko Mäki

Lämpöpumput laivan lämmöntuotannossa

Energiatekniikan diplomityö

2024

100 sivua, Kuva 25 kuvaa, Taulukko 10 taulukkoa ja 6 liitettä

Tarkastajat: Professori Teemu Turunen-Saaresti ja Senior R&D Engineer, DSc (Tech) Carl-Mikael Wiklund

Avainsanat: Matkustajalaivat, Risteilijät, Lämpöpumppu, Korkean lämpötilan lämpöpumppu, Energiatehokkuus, Sähköistyminen

Tutkimuksen tarkoituksena oli selvittää lämpöpumpun hyödyntämistä laivan lämmöntuotannossa, erityisesti risteilijöillä. Työ rajattiin luonnollisilla kiertoaineilla toimiviin lämpöpumppuihin. Tutkimuksessa korostettiin kiertoaineiden merkitystä, kun niiden sääntely kiristyy, ja pyrittiin optimoimaan lämpöpumpun toimintakelpoisuus tulevaisuudessa. Risteilijöillä lämpöpumpun käyttö on mahdollista, mutta sertifioitujen merenkulkuun soveltuvien lämpöpumppujen tarjonta on toistaiseksi rajallista valmistajien keskuudessa.

Nykyiset ja tulevat satamarajoitukset motivoivat varustamoita tutkimaan siirtymistä uusiutuviin ja päästöttömiin lämmönlähteisiin. Lämpöpumppu osoittautui kilpailukykyiseksi vaihtoehdoksi laivan ollessa kiinni maasähkössä sen korkean hyötysuhteen vuoksi. Jälkiasennus projekti eli nykyisen laivan muuttaminen lämpöpumpulle sopivaksi voi kuitenkin olla kallista eikä välttämättä taloudellisesti kannattavaa.

Uusien laivojen suunnittelussa lämpöpumppu nähdään houkuttelevana vaihtoehtona erityisesti Pohjois-Euroopassa. Tutkimus esittää, että lämpöpumppujen käyttöä laivan lämmöntuotannossa tulisi tutkia tarkemmin, erityisesti energiatehokkuuden ja ympäristötavoitteiden kannalta. Haasteina ovat jälkikäteisasennuksien kustannukset ja uuden laivan konseptin takaisinmaksuajan laskemisen vaikeus ilman tarkempaa teknistä erittelyä tai aiempia tutkimuksia. Jatkotutkimuksena ehdotetaan tarkempaa tarkastelua lämpöpumpun järjestelmätyypistä laivan käyttöön ja sopivaa kiertoainetta tulevaisuuden määräyksien mukaisesti.

ABSTRACT

Lappeenranta–Lahti University of Technology LUT

LUT School of Energy Systems

Energy Technology

Mikko Mäki

Heat pump utilization at ship’s heat production

Energy Technology Master’s thesis

2024

100 pages, 25 figures, 10 tables and 6 appendices

Examiners: Professor Teemu Turunen-Saaresti and Senior R&D Engineer, DSc (Tech) Carl-Mikael Wiklund

Keywords: Passenger ships, Cruise ships, Heat pump, High temperature heat pump, Energy efficiency, Electrification.

The purpose of the study was to find out the utilization of the heat pump in the ship's heat production, especially on cruise ships. The work was limited to heat pumps operating with natural refrigerant. The study emphasized the importance of circulating agents when their regulation becomes tighter and sought to optimize the operability of the heat pump in the future. It is possible to use a heat pump on cruise ships, but the supply of certified heat pumps suitable for shipping is limited among manufacturers for the time being.

Current and future port restrictions motivate shipping companies to study the transition to renewable and emission-free heat sources. The heat pump turned out to be a competitive option when the ship was connected to shore electricity due to its high efficiency. However, retro fit, i.e. changing the current ship structures to fit a heat pump, can be expensive and not necessarily financially viable.

In the design of new ships, the heat pump is seen as an attractive option, especially in Northern Europe. The study suggests that the use of heat pumps in the ship's heat production should be investigated more closely, especially in terms of energy efficiency and environmental goals. The challenges are the costs of retro fit installations and the difficulty of calculating the payback period of a new ship concept without a more detailed technical specification or previous studies. As a follow-up study, a more detailed examination of the heat pump system type for ship uses and a suitable circulating medium in accordance with future regulations is proposed.

KIITOKSET/ ACKNOWLEDGEMENTS

Kiitokset isosta työstä lopputyöni maaliin saattamisessa ja ohjaamisessa työnvalvojille, sekä omalle perheelle ajan järjestämisestä työn tekoa varten.

SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

Roomalaiset

p	paine	[bar, Pa]
Q	lämpöenergia	[kWh]
Q_{out}	luovutettu lämpöenergia	[kWh]
Q_{in}	sisään otettu lämpöenergia	[kWh]
Q_{lauh}	lauhduttimen lämpöteho	[kWh]
$Q_{höyr}$	höyrystimen lämpöteho	[kWh]
Q_{komp}	kompressorin lämpöteho	[kWh]
q_m	massavirta	[kg/s]
R	ainekohtainen kaasuvakio	[J/(kg K)]
T	lämpötila	[ºC, K]
T_{in}	kiertoaineen lämpötila höyrystimessä	[ºC, K]
T_{out}	kiertoaineen lämpötila lauhduttimessa	[ºC, K]
$T_{lämmin}$	lämmin lämpövarasto	
$T_{kylmä}$	kylmä lämpövarasto	
V	tilavuus	[m^3]
W_{in}	lämpöpumpun tekemä työ	[W]

Alaindeksit

In	sisäänvirtaus
Out	ulosvirtaus

Lyhenteet

CFC	täysin halogenoitu hiilivety (Chloro-Fluoro-Carbon)
CFD	numeerinen virtauslaskenta (Computational Fluid Dynamics)
CCHP	suljettu lämpöpumppu kierto (Closed cycle heat pump)
CII	hiilidioksidipäästöintensiteetin indikaattori (Carbon Intensity Indicator)
COP	lämpökerroin (Coefficient of Performance)
CO_2	hiilidioksidi (Carbon dioxide)
EER	lämpöpumpun kylmäkerroin (Energy Efficiency Ratio)
EEDI	laivojen suunnittelun energiatehokkuusindeksi (Energy Efficiency Design Index)
EEXI	käytössä olevien laivojen energiatehokkuusindeksi (Energy Efficiency Existing ship Index)
EGB	pakokaasukattila (Exhaust gas boiler)
EGE	exhaust gas economizer
EU	Euroopan unioni (European union)
FWS	makean veden rikkipesurijärjestelmä (Freshwater scrubber)
GWP	ilmaston lämpenemispotentiaali (Global warming potential)
HFC	fluorihiilivety (Hydrofluorocarbon)

HFO	hydrofluoriolefiini (Hydrofluoroolefin)
HFO	raskaspolttoaine (Heavy fuel oil)
HP	korkeapaine (High pressure)
HS	hybridi rikkupesurijärjestelmä (Hybrid system)
HT	moottorin jäähdytysvesi, korkea lämpötila (High temperature)
HTHP	korkea lämpö pumppu (High temperature heat pump)
LNG	nestemäinen maakaasu (Liquid nitrogen gas)
LT	moottorin jäähdytys vesi, matala lämpötila (Low temperature)
LP	alhainen paine (Low pressure)
MDO	meriteollisuuden polttoaine (Marine diesel oil)
MGO	laivan polttoaine (Marine gas oil)
MEPC	meriympäristön suojelukomitea (Marine environment protection committee)
MVR	mekaaninen höyryn uudelleen puristus (Mechanical vapor recompression)
ODP	otsonikato potentiaali (Ozone depletion potential)
ORC	rankine kiertoprosessi orgaanisella kiertoaineella (Organic Rankine Cycle)
PCM	vaiheenmuutosmateriaali (Phase-change material)
PFAS	per- ja polyfluoratut alkyyliyhdisteet (Per- and polyfluoroalkyl substances)
R718	kylmäaine vesi (Refrigerant water)
R717	kylmäaine ammoniakki (Refrigerant ammonia)
R744	kylmäaine hiilidioksidi (Refrigerant carbon dioxide)

SWS	merivesi toiminen rikkipesurijärjestelmä (Seawater scrubber system)
WHR	hukkalämmön talteenotto (Waste heat recovery)

Sisällysluettelo

Tiivistelmä

Abstract

Kiitokset

Symboli- ja lyhenneluettelo

1 Johdanto 13
1.1 Tutkimuksen tavoite ja tutkimuskysymykset 13
1.2 Tutkimuksen taustaa ja aikaisempia tutkimuksia 14
1.3 Tutkimusaineisto ja menetelmät 20
1.4 Tutkimuksen rajaukset 20
2 Lämpöpumpun toiminta ja perusta 21
2.1 Lämpövoimakoneen periaate 21
2.2 Lämpöpumppu 23
2.3 Lämpöpumppuprosessi 25
2.4 Lämpöpumppuprosessin vaiheet 26
2.5 Lämpöpumppujen tehokkuus indikaattorit 28
2.6 Lämpöpumpun potentiaaliset käyttökohteet tänä päivänä 31
3 Kompressio- ja absorptiolämpöpumput 33
3.1 Kompressiolämpöpumppu 33
3.1.1 Pääkomponentit 34
3.2 Kiertoaineet 38
3.2.1 F-Gas ja PFAS asetusten vaikutukset kiertoaineiden käyttöön 39
3.2.2 CO_2 (R744) kiertoaineena meriteollisuudessa 40
3.3 Korkean lämpötilan lämpöpumput 42
3.3.1 Korkean lämpötilan lämpöpumppujen tilanne tällä hetkellä 43
3.4 Absorptiolämpöpumput 45
3.5 Mahdolliset lämpöpumpputekniikat risteilijä käytössä 46
4 Laivojen lämmön tarve yleisesti 49
4.1 Hukkalämmön talteenottojärjestelmät laivoissa 50
5 Laivojen energiamurroksen ja kasvihuonepäästö vaatimusten taustaa 53

5.1 Päästöt laivaliikenteessä 53
5.1.1 Energy Efficiency Design Index 54
5.1.2 Energy Efficiency Existing ship Index 54
5.1.3 Carbon Intensity Indicator 55
5.2 FuelEU meriliikenneasetus 55
6 Lämpöpumppukoneikon konseptisuunnittelu risteilijä käyttöön 57
6.1 Konseptisuunnittelu – operoiva laiva 57
6.1.1 Lämpöpumppu mitoitus ja toimittajien tarjonnan analysointi 63
6.2 Konseptisuunnittelu – uuden laivan lämmöntuotanto ilman höyryntuotanto järjestelmää 65
6.2.1 Höyryntuotanto uuden laivan konseptissa 69
6.3 Lämpöpumpulla tuotetun jäähdytyskierron ja vaihtoehtoisen kylmäaineen kannattavuuden arviointi 70
7 Kannattavuuden taloudellinen yleistarkastelu 71
7.1 Konsepti 1. lämpöpumpun asennus jo operoivaan laivaan 72
7.1.1 Investointi 72
7.1.2 Huolto- ja kunnossapitokustannukset 72
7.1.3 Käyttökustannukset, miehitys ja muuttuvat kustannukset 73
7.2 Konsepti 2. lämpöpumpun asennus uuteen laivaan 73
8 Takaisinmaksuaika, lämpöpumppukonseptit 1 ja 2 74
8.1 Polttoainekustannukset sekä HFO:n käytön lisäkustannukset 74
8.2 Suuntaa antavat hankebudjetit 76
8.2.1 Konsepti 1 76
8.2.2 Konsepti 2 81
8.3 Molempien konseption kustannustarkastelun yhteenveto ja ongelmat 82
9 Johtopäätökset 84
Lähteet 88
Liitteet 1

Liitteet

Liite 1. Laivan lämpötase laskelma.

Liite 2. Carrier Heat CO_2OL IL 2030 WW lämpöpumpun esite.

Liite 3. Carrier Heat CO_2OL IS 910 WW lämpöpumpun esite.

Liite 4. Korkean lämpötilan lämpöpumppujen valmistajia ja niiden ominaisuuksia.

Liite 5. GEA, tekninen data ammoniakkia kiertoaineena käyttävästä lämpöpumpusta.

Liite 6. Matkustajalaivan rikkipesurin elinikäkustannukset.

Kuvaluettelo

Kuva 1. Vuosittainen energian käyttö (poislukien potkurilaitteistot) ennen ja jälkeen kalibroinnin, referenssi laivalle. (Brekken et al., 2023)
Kuva 2. Lämpövoimakoneen periaatekaavio. (Koljonen, 1998.)
Kuva 3. Jäähdytyskoneen tai lämpöpumpun periaatekaavio. (Koljonen, 1998.)
Kuva 4. Lämpöpumpun toiminta periaatteen kuvaus eri käyttötarkoituksissa. (mukaillen IEA, 2024)
Kuva 5. Lämpöpumpun peruskierto ja sen energiavirrat. (mukaillen Zühlsdorf, B. 2019)
Kuva 6. Lämpöpumpun peruskierto yksinkertaistettuna.
Kuva 7. Ideaali prosessin lämpötila- ja entalpia diagrammi. (G.F.Hundy, 2016 mukaillen)
Kuva 8. Lämpöpumpun COP arvot lämpötilan nousun funktiona, 88 mittauspistettä. (F. Schlosser., M. Jesper., J. Vogelsang., T.G. Walmsley., C. Arpagaus., J. Hesselbach. 2020.).
Kuva 9. Vuosittaiset kotitalouksien lämpöpumppuinvestoinnit Suomessa 1996–2023. (Punainen= Poistoilmalämpöpumppu, Sininen=Ilmalämpöpumppu, Vihreä=Maalämpöpumppu ja Keltainen= Ilma-vesilämpöpumppu) (SULPU, 2024)
Kuva 10. Eri kompressorityyppejä. (G F Hundy, 2016)
Kuva 11. Arvio erilaisten kompressorityyppien kapasiteeteista. (G F Hundy, 2016)
Kuva 12. Kylmä/kiertoaineiden GWP (y-akseli) ja ODP (x-akseli) kuvaaja. (Alfa laval, 2023)
Kuva 13. Absorption lämpöpumpun energiavirrat ja pääkomponentit. (Ramboll, 2022)
Kuva 14. Yksivaiheinen kierto, lämmönvaihtimella. (Zühlsdorf et al., 2023.)
Kuva 15. Tupla tai monikiertojärjestelmä. (Zühlsdorf et al., 2023.)
Kuva 16. Höyryn kondensaation ja suoraruiskutuksen konseptikuva. (TLV, 2023)
Kuva 17. Hotellin kuorma esimerkin 100 GT risteilylaivalle. (Markus Aarnio, 2023.)
Kuva 18. Kaavio näyttää kuinka polttoaineen energia jakautuu risteilijä laivassa. (Markus Aarnio, 2023.).
Kuva 19. Esimerkki laivan lämmöntalteenotto – järjestelmän periaatteesta. (Markus Aarnio, 2023.).
Kuva 20. Lämmönlähteen lämpöenergian määrä lämpötilan mukaan.
Kuva 21. Lämpöpumppu Konsepti 1.
Kuva 22. Ideaali tilanteessa lasketut COP arvot dT:n mukaan.
Kuva 23. Konsepti 2. uuden laivan suunnittelua varten.
Kuva 24. 2000 kWh tuottaminen marine polttoaineilla ja sen hinta Rotterdamin polttoaineen hintojen mukaan. Polttoaineen hinnat kilomäärien mukaan. (Shipandbunker, 2023, VTT, 2016)
Kuva 25. HFO:n hintaan on lisätty mahdollinen päästömaksu.

Taulukkoluettelo

Taulukko 1. Tutkimus kohdelaivan ja referenssilaivan kapasiteetteja ja tärkeimpiä mittoja. (Brekken et al., 2023)
Taulukko 2. Lämpöpumppujen luokittelu järjestelmän ja käyttöenergian perusteella. (Penttilä, 1988)
Taulukko 3. Kompressorityyppien erityispiirteitä. (Koskelainen, 2006, Zühlsdorf et al. 2023)
Taulukko 4. Katsaus HTHP tekniikan käyttöön 18 erilaisessa kohteessa. (Zühlsdorf et al., 2023.)
Taulukko 5. Fuel EU asetuksen päästöjen alennus tavoitteet. (DNV, 2023)
Taulukko 6. Operoivan laivan lämpötase tietoja satamassa.
Taulukko 7. Konseptilaivan lämpötase tietoja satamassa.
Taulukko 8. Konsepti 1. Investointikustannukset; yksivaiheinen järjestelmä.
Taulukko 9. Konsepti 2. investointikustannukset; kaksivaiheinenjärjestelmä.
Taulukko 10. Lämpöpumpulla, sähkövastuksella, MDO:lla ja metanolilla matkustajalaivan satamakäyntien aikana tuotetun energiakustannus.

1 Johdanto

Nykymaailman tilanteessa myös risteilyvarustamoiden täytyy vähentää polttoaineen kulutusta ja parantaa energiatehokkuutta merkittävästi, jotta nousevien polttoaineen hintojen takia kaupallinen puoli risteilymarkkinoilla olisi kannattavampaa. Sekä vielä tärkeämpänä tiukentuvien määräyksien vaikutukset, jotka pakottavat varustamoita etsimään eri kumppaneiden ja toimittajien kanssa ratkaisuja laivojen energiatehokkuuden parannusta varten. Polttoaineen kulutusta voidaan vähentää, jos löydetään uusia energiatehokkaampia ratkaisuja energian- ja lämmön tuotantoon sekä lämmöntalteenottoon ja sen uudelleen käyttöön. Olemassa olevia ratkaisuja on, mutta ne implementoituvat hitaasti operoivien laivojen käyttöön, johtuen investointikustannuksista, tilojen puutteen ja määräysten kiertämisen mahdollisuuksista. Uudistuotannossa uusimmat energiatehokkuudeltaan tehokkaimmat ratkaisut otetaan huomioon jo suunnittelupöydällä.

Toimeksiantajayritys toimii erilaisten polttoaineiden, veden, öljyn siirto-, -suodatus, - ja lämmityskoneikkojen valmistajana pääasiassa laiva- ja meriteollisuudessa. Tutkimuksen lähtökohtana on tutkia ja luoda konseptisuunnittelu toimeksiantajan rakentaman tai toimittajan kanssa suunnitellun lämpöpumppukoneikon käytöstä risteilylaivojen lämmöntuotannossa.

1.1 Tutkimuksen tavoite ja tutkimuskysymykset

Työn tavoitteena ja tarkoituksena on tutkia ja kuvata lämpöpumppukoneikon käyttöä risteilylaivan lämmön-/höyryntuotannossa. Tutkimukseen sisällytetään tietyn referenssilaivan käyttöön lämpöpumppukoneikko, joka mahdollisesti tuottaisi ainakin osan lämmöstä sille mahdollisimman energia- ja kustannustehokkaassa tilanteessa laivan operoinnissa. Järjestelmä sisältää lämpöpumppukoneikon osana isompaa lämmöntuotantokokonaisuutta. Konseptisuunnittelun tarkoituksena on luoda pohja, jolla voidaan asiakkaalle esittää mahdollinen hyöty kyseisestä lämmöntalteenottojärjestelmästä taloudellisessa ja energiataloudellisessa mielessä.

1.2 Tutkimuksen taustaa ja aikaisempia tutkimuksia

Lämpöpumpuilla on tärkeä rooli teollisuuden ja rakennusalan hiilestä irtautumisessa ja fossiilisten polttoaineiden käytön vähentämisessä, mutta merenkulun sovellukset ovat lähes olemattomia laivojen lämmöntuotannossa. Merenkulkualan sähköistyminen, mukaan lukien maasähkö ja akkukäyttö, on kuitenkin lisännyt varustamoiden ja suunnittelijoiden kiinnostusta lämpöpumppuihin. Lämpöpumpuista hyödyttäisiin myös perinteisissä aluksissa, koska niiden avulla voidaan hyödyntää matalan lämpötilan (LT) moottorin jäähdytysvettä, joka tyypillisesti lasketaan mereen vanhemmissa aluksissa (Brekken et al., 2023.). Risteilijöiden käytössä on vuosien varrella yritetty laskea lämpöpumppujen käytön kannattavuutta, mutta tähän mennessä sitä ei ole nähty kannattavaksi monestakaan syystä. Päätekijäksi voidaan nimetä risteilijältä saatavan hukkalämmön saatavuus ja sen hyödyntämisen mahdollisuudet yksinkertaisella tekniikalla. Lämpöpumppu vaatii enemmän suunnittelua laivaan integroimiseksi kuin esimerkiksi sähkövastuksellinen lämpökattila. Kuitenkin tulevaisuudessa risteilijävarustamot joutuvat miettimään yhä enemmän, miten esimerkiksi satamissa tuotetaan sähköä ja lämpöä, kun satamien rajoitukset kiristyvät eikä apumoottoreiden- tai kattiloiden avulla ole sallittua tuottaa niitä. Lämmityksen tuotantoon maasähköllä toimiva lämpöpumppu saattaa olla yksi vaihtoehto tehokkaaksi ratkaisuksi (G. Barone et. al., 2021). Kirjallisuuden tutkimukset ovat kuitenkin vähäisiä lämpöpumpun käytöstä risteilijän tai ylipäätään laivojen lämmöntuotannossa. On arvioitu, että LT-vettä lämmönlähteenä hyödyntäviä lämpöpumppukonsepteja voidaan hyödyntää, joko juomaveden esilämmitykseen tai samanaikaisesti ilmastointiin tarkoitetun jäähdytetyn veden ja esilämmitetyn käyttöveden toimittamiseen (Brekken et al., 2023.). Molemmat konseptit osoittivat kokonaisenergiatehokkuuden lisääntymistä, varsinkin jos se yhdistettiin myös Organic Rankine Cycle - järjestelmään (ORC, rankine kiertoprosessi orgaanisella kiertoaineella) sähkön tuottamiseksi (Brekken et al., 2023.). Tässä työssä kuitenkin ORC-tekniikan arviointi jätetään tutkielmasta pois, johtuen siitä, että ORC-järjestelmällä mahdollisesti tuotettu sähkö, ei tässä kohtaa ole kiinnostava tutkielman kannalta, kun tutkielman kohteena on risteilijät. Risteilijöiden sähkö tuotetaan tänä päivänä moottoreiden pyörittämien generaattoreiden tai maasähkön avulla. ORC-järjestelmiä on kuitenkin asennettu risteilijöihin, ja myös tämän tutkielman Konsepti 1. laivaan on asennettu kyseinen järjestelmä. ORC-järjestelmät ovat yleensä todella kallis investointi hyötysuhteen jäädessä matalaksi. Asiasta mainitaan tarkemmin kappaleessa 1.4 jossa on myös määritelty tutkimuksen muut rajaukset.

Risteilijäkäytössä korkean lämpötilan lämpöpumppua (HTHP) voitaisiin käyttää höyryn tuottamiseen. Korkean lämpötilan lämpöpumppu ottaa talteen moottoreiden korkean lämpötilan (HT) jäähdytysveden höyryn tuottamiseksi. Tutkijat (Brekken et al., 2023.) ovat ehdottaneet myös hukkalämmön talteenottojärjestelmää (WHR), mikä mahdollistaisi sähköntuotannon merellä ja höyryntuotannon satamassa. Useilla laivasegmenteillä suurimmat polttoainesäästöt saavutettiin yhdistetyllä HTHP/ORC-mallilla, kun taas risteilyaluksilla pelkkä HTHP oli hyödyllisin, johtuen ORC-järjestelmän huonosta hyötysuhteesta (Brekken et al., 2023.). Eräässä artikkelissa (S.Trzebinski, 2019), ehdotettiin lämpöpumppua erilaisten hukkalämmönlähteiden talteenottoon sotilasaluksessa tilan lämmityksen ja käyttöveden lämmitykseen, jotka tuotetaan tällä hetkellä suoralla sähköllä. Toinen ehdotettu sovellus on ilmalämpöpumpusta ja pakokaasukattilasta (EGB) koostuvan hybridilämmitysjärjestelmän käyttö risteilyaluksen uima-altaan lämmittämiseen (Brekken et al., 2023.).

Artikkelissa “Energy use and energy efficiency in cruise ship hotel systems in Nordic climate” Brekken et al. (2023) on tutkinut, miten paljon lämpöpumpulla mahdollisesti voitaisiin alentaa erään risteilijän käytössä energian kulutusta. Artikkelissa on otettu kaksi eri laivaa tarkasteluun ja luotu niiden energiankulutuksen optimoimiseksi erilaisia skenaariota simuloimalla. Seuraava Taulukko 1. avaa tutkimuksessa käytetyn tutkimus kohde- ja referenssilaivan kapasiteetteja ja tärkeimpiä fyysisiä mittoja.

Taulukko 1. Tutkimus kohdelaivan ja referenssilaivan kapasiteetteja ja tärkeimpiä mittoja. (Brekken et al., 2023)

	Tutkimus kohdelaiva	Referenssilaiva
Valmistuminen (Vuosi)	2004	2004
Matkustajakapasiteetti	2400	1800
Matkustajahyttien määrä	966	900
Autojen kuljetuskapasiteetti	750	0
Pituus [m]	224	176,9
Leveys [m]	35	28,6
Maasähkö valmius	Kyllä	Ei

Tutkimuksen mukaan lämpöpumpulla saatiin tutkimuksen suurimmat energiasäästöt koska lämpöpumpun tuottamaan lämpöä voitiin käyttää risteilijän käyttöveden lämmitykseen (DHW) ja laivan tilojen lämmitykseen. Energian käyttö vähenisi keskimäärin 53 % ennen risteilijän energiakäytön optimointia ja, jos sähkönkulutuksen jättää huomioimatta

energiakäyttö vähenee 83 %. Kuitenkin sähkökulutus nousisi 33 %, mikäli lämpöpumppua käytettäisiin käyttöveden ja tilojen lämmitykseen. Lämpöpumpun käytännöllisyys kuitenkin rajoittuu satamiin ja kun laiva on kiinni maasähkössä. Jos lämpöpumppu käytettäisiin muissa tilanteissa laivan olisi tuotettava lisää sähköä esimerkiksi diesel generaattorien avulla, mikä laskisi lämpöpumpun hyötysuhdetta merkittävästi.

Ulkolämpötilan laskiessa, on järkevää tarkastella ja optimoida lämpöpumpun käyttöä tai muuttaa lämmönlähdettä siten, että lämpötilaero ei pääse kasvamaan liian suureksi, koska lämpöpumpun hyötysuhde laskee alhaisemmissa lämmönlähteen lämpötiloissa, lämmöntuotto tarpeen olleessa korkealla. Tällöin lämpö voidaan ottaa lämpövarastosta tai tuottaa sähkölämmitteisillä kattiloilla. Tämä on kuitenkin harvoin mahdollista ja joudutaan tyytymään alhaisemmilla ulkolämpötiloilla alhaisempaan lämpöpumpun hyötysuhteeseen. Tutkimuksesta kävi myös ilmi, että jos hukkalämpöä olisi saatavilla esimerkiksi moottoreilta olisi se järkevämpää käyttää ensin esimerkiksi varastoimalla sitä lämpöakkuun lämpöpumpun lämmönlähteeksi ja sitten tuottaa lämpöpumpulla lämpöä asetettua lämpötilaa kohti lämmityksen tueksi. (Brekken et al., 2023)

Ensimmäisessä mahdollisessa skenaariossa, joka on tällä hetkellä päällimmäisin ajatus haastateltujen risteilyvarustamoiden edustajien mielestä, mietitään risteilijän satamissa tarvitsemaan lämpöenergiaa, jotta se esimerkiksi pystyy takaamaan matkustajille lämpimän käyttöveden ilman moottoreiden tai kattiloiden käyttöä. Kaikki tarvittava lämpöenergia, jota ei saada hukkaenergiana talteen siis tuotettaisiin lämpöpumpulla ja otettaisiin talteen muista järjestelmistä, esimerkiksi moottoreiden HT-vedestä niin kauan kuin sitä riittää. Laivan ollessa satamassa on myös kiinnitettävä huomioita siihen, kuinka kauan moottoreiden HT-vettä voidaan käyttää laivan tilojen ja muiden kuluttajien lämmitykseen. Sille olisi määritettävä tietty alaraja, joka voisi olla noin 40–50 °C, jonka jälkeen lämpöpumppu alkaisi tuottamaan lämpöä vesikiertoon tai mahdollisesti laivalla olevaan lämpöakkuun. Todellisuudessa lämpöpumpun on kuitenkin alettava tuottamaan lämpöä paljon aiemmin, jotta lämmönjakeluverkosto pystyy kattamaan laivan kuluttajien tarpeen. HT lämpötilan päästäminen liian alhaiseksi ns. ”Cold ironing” aikana aiheuttaa ongelmia moottoreiden lämpöjen ylläpitämisessä, joka voi vaikeuttaa laivan operointia. Cold ironing terminä tarkoittaa laivan moottoreiden tuottaman hukkalämmön käyttöä, jolloin lämpötila laskee tasaisesti ennen kuin moottorit käynnistetään uudestaan ja lämpötila alkaa nousemaan. Tällöin laiva ei tuota sähköä

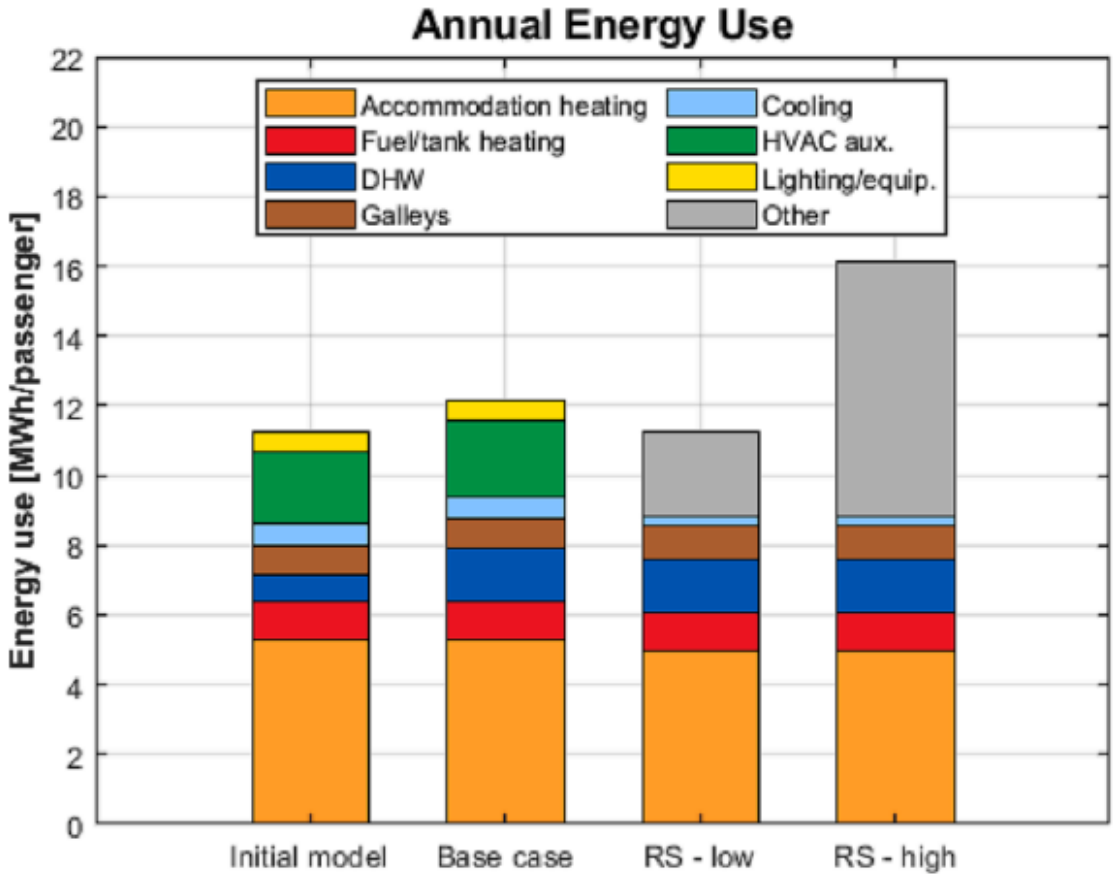
moottoreiden avulla, vaan on kiinni sataman maasähkössä, jotta laivan sähköä tarvitsevat laitteet toimisivat.

Brekken et al. (2023) tutkimuksen mukaan, kun laiva saapuu norjalaiseen satamaan ja se kytkeytyy maasähköön lämpötehon tarve, on noin 0.3–2.2 MW ja tämän tuottamiseen, jos laiva ei ole maasähkössä käytetään apukoneiden hukkalämpöä 2/3 ja loppu 1/3 tuotetaan kattiloilla käyttäen polttoainetta. Tutkimuksen mukaan, jos laiva on kytketty maasähköön, on kolme vaihtoehtoa, jolla polttoaineella tuotettu lämpö voidaan korvata.

1. Lisätään sähkölämmitteiset kattilat ja nostetaan maasähkön kapasiteettia ylöspäin.
2. Tuodaan maista lämpöä laivaan, esimerkiksi kaukolämpöverkosta.
3. Asennetaan lämpöakku eli thermal energy storage (TES).

Vuotuiseksi nettoenergian kulutukseksi on ”Base casen” mukaan risteilijällä arvioitiin 11,6 MWh per matkustaja. Kuva 1. mukaan energian kulutus sisältää; tilojen lämmityksen, polttoainetankkien lämmityksen, lämpimän käyttöveden lämmityksen, keittotilojen käytön, jäähdytyksen, HVAC lisälaitteiden energian kulutuksen, valot ja muut lisä energian kuluttajat. Tutkimuksessa arvioitiin, jos laivalle asennettaisiin ilmavesilämpöpumppu, voitaisiin sillä tuottaa 3,12 MW lämpöä käyttövesiverkkoon ja tilojen lämmitykseen, jota pidettiin alhaisena kattaen vain 27 % kokonaiskulutuksesta. Tutkimuksessa mainitaan myös, että ilmavesilämpöpumppu vie paljon tilaa laivalta, jossa sitä ei ole paljon, antaen kuitenkin osviittaa lämpöpumpun potentiaalista. Järkevin lämpöpumpun lämmönlähde olisi moottoreiden jäähdytysvesi, josta voitaisiin tuottaa korkeampaa lämpöä lämpöpumpulla.

Aiemmin mainittiin, että jos laiva on kiinni norjalaisessa satamassa maasähköverkossa, lämmitykseen vaaditaan noin 0.3–2.2 MW riippuen olosuhteista ja kuinka kauan laiva on satamassa. 2/3 lämmitykseen vaadittavasta lämpötehosta voitiin ottaa moottoreiden jäähdytysvedestä. Jos lämpöpumppu voisi tuottaa tarpeellisen lämpötehon esimerkiksi osaa jäähdytysveden lämpöenergiaa hyödyntäen olisi se mahdollisesti varteenotettava ratkaisu. Suunnittelupöydällä olisi kuitenkin otettava huomioon lämpöpumpun sijoittelu uudistuotannossa ja mahdollisissa jälkiasennus tapauksissa, joissa nykyään liikenteessä oleviin laivoihin asennetaan uutta tekniikkaa, jotta esimerkiksi energiatehokkuutta saadaan nostettua.



Kuva 1. Vuosittainen energian käyttö (poislukien potkurilaitteistot) ennen ja jälkeen kalibroinnin, referenssi laivalle. (Brekken et al., 2023)

Pohjois-Euroopassa operoivan risteilijävarustamon kanssa käydyn haastattelututkimuksen perusteella näistä edellä mainituista osa on jo käytössä, mutta edelleen pohditaan jatkuvasti erilaisia sovellutuksia ja ratkaisuja. Suurin kiinnostuksen kohde on, miten kiristyvät satamavaatimukset ja rajoitukset ohjaavat maasähkön käytön yleistymistä ja, mitä lämpöpumpputekniikoita siihen voidaan hyödyntää. Yksi iso kysymys on myös, miten lämpöpumppu voidaan lisätä jo toiminnassa olevien laivojen käyttöön, jotta satamamääräykset pystytään täyttämään ja risteilijöiden lämmitys eri tiloissa tai lämmönkulutus käyttökohteissa pystytään takaamaan laivan ollessa satamassa. Tällä hetkellä risteilyvarustamot joutuvat suunnittelemaan paljon, miten eri tekniikoille varustettuja laivoja voivat kierrättää eri risteilyreiteillä. Vuonna 2030 EU tiukentaa satamarajoituksia ja maasähkönkäyttö tulee pakolliseksi monessa satamassa. Cold ironing eli laivan maasähköön liitäntä on prosessi, jossa satamassa olevalle laivalle annetaan maasähköä, kun sen pää- ja apumoottorit ovat sammutettuina (Alexander Innes, Jason Monios, 2018). Näin moottoreiden lämpö on otettu talteen operoinnin

aikana esimerkiksi lämpöakkuihin ja sitä käytetään satamissa. Lämpöakku on eristetty lämpimän veden varastointiin suunniteltu tankki, josta varastoitua vettä voidaan käyttää tarpeen mukaan. On kuitenkin vielä mahdollista tuottaa lämpöä satamissa ilman maasähköä apukattilalla uusiutuvista raaka-aineista valmistetulla biopolttoaineella tai muulla uusiutuvalla polttoaineella. Tämä antaa varustamoille mahdollisuuden kiertää maasähkön käyttöä, jos laivan tekniikka ei ole riittävällä tasolla sen hyödyntämiseksi ja investoinnin ajankohtaa yritetään siirtää. Kuitenkin uudet laivan suunnitellaan vahvasti sen käyttöä varten ja maista syöttö kapasiteetteja kasvatetaan jatkuvasti eri satamissa.

Laivojen kehitystä vauhdittava uusin kansainvälinen päätös merenkulun päästöjen vähentämisestä tehtiin heinäkuussa 2023. Päätös tehtiin IMO:n esittämän strategian perusteella meriympäristön suojelukomitean (MEPC) istunnossa. Lyhyesti päätös linjasi, että vuoteen 2050 mennessä on tavoite saavuttaa kasvihuonepäästöjen nettonollataso ja siten olla linjassa Pariisin ilmastosopimuksen kanssa. Päästöjen tarkastuspisteissä vuonna 2030 ja 2040 kasvihuonepäästöjen tasoa verrataan vuoden 2008 tasoon. Strategiassa kuvattiin myös 3 muuta tavoitetta.

1. Ensimmäinen tavoite on pienentää laivojen hiili-intensiteettiä parantamalla uusien laivojen energiatehokkuutta.
2. Toisena tavoitteena oli pienentää kansainvälisen laivaliikenteen hiili-intensiteettiä eli vähentää hiilidioksidipäästöjä rahtiyksikkö kohden vähintään 40 % vuoteen 2030 mennessä.
3. Kolmas tavoite oli lisätä nolla- tai lähes nollapäästöisten teknologioiden, polttoaineiden ja/tai energialähteiden käyttöä.

Kaikki nämä kolme vievät varustamoita laivojen suunnittelussa tutkimaan vaihtoehtoisia ratkaisuja ja voidaan olettaa, että lämpöpumppujen hyödyntäminen on tässä isossa roolissa. (IMO, 2023.)

1.3 Tutkimusaineisto ja menetelmät

Työ on toteutettu perehtymällä lämpöpumpuista löytyviin lähteisiin, tutkimusaineistoihin ja kirjallisuuteen. Lähteinä on käytetty pääasiassa artikkeleita, lämpöpumppujen valmistajien dokumentteja sekä erilaisia tekniikan ja valmistajien käsikirjoja.

Käytännöntutkimus tehtiin haastattelututkimuksena kolmansien osapuolien kanssa ja heiltä saatujen tietojen avulla. Referenssikohteiksi valittiin Pohjois-Euroopassa operoiva risteilijälaiva ja suunnittelupöydällä toistaiseksi oleva uuden laivan konsepti. Nykyisen jo operoivan laivan energiajärjestelmän kulutus- ja simulointitietoja saatiin tutkimuksen tekoa varten. Näiden pohjalta voitiin luoda realiteettien puitteissa laskelmia ja kaksi erilaista konseptia, miten lämpöpumppukoneikko voisi parantaa nykyisen operoivan laivan energiatehokkuutta ja miten sitä voitaisiin hyödyntää uuden laivan konseptissa. Uuden laivan kohdalla jo operoivan laivan data oletettiin hyvin lähelle uuden laivan mahdollista energiankulutustasoa ja samoja arvoja ja laskentatietoja hyödynnettiin sen laskelmissa ja päätelmissä. Tutkimusaineistona käytettiin myös lämpöpumppuvalmistajien tietolomakkeita ja teknisiä tietoja.

1.4 Tutkimuksen rajaukset

Tässä työssä on keskitytty kompressio- ja absorptiolämpöpumppuihin ja niiden mahdolliseen käyttöön risteilijöiden operoinnissa ja lämmön / höyryntuotannossa. Kompressorilämpöpumput sopivat moneen käyttötarkoitukseen. Niillä on myös mahdollisuus tuottaa höyryä, jos kompressori on suunniteltu sitä varten. Tällöin puhutaan niin sanotusta korkeapaine kompressorista, joka saa lämpöpumpun tuottamaan yli 100 ºC lämpötiloja. Absorptiolämpöpumppujen osalta tutkimus rajautuu niiden tekniikan selvittämiseen ja toteamiseen. Samalla tavalla myös avoimet lämpöpumput ovat rajattu työn ulkopuolelle ja niitä on avattu lukijalle osittain, jotta on pystytty selittämään työn kannalta tärkeitä asioita. Erilaisilla suljetuilla kompressoreilla toimiva lämpöpumppu on risteilijän lämmöntuotantoon kiinnostavin vaihtoehto perustuen risteilijävarustamoiden ja valmistajien kanssa käytyihin keskusteluihin.

Korkeimmissa lämpötiloissa esiintyy myös hukkalämpöä ja lämpöpumppukoneikon ympärille on mahdollista rakentaa lämmönvaihtimella tai ORC-prosesseilla lämmöntalteenotto järjestelmä niin kuin johdannon kappaleessa 1.2 esitettiin. ORC-prosessit kuitenkin rajataan tutkimuksen ulkopuolelle ja mahdollistetaan jatkotutkimus, jos se nähdään tarpeelliseksi.

Tärkeimpänä syynä on niiden korkea investointikustannus verrattuna saavutettuun hyötysuhdetasoon.

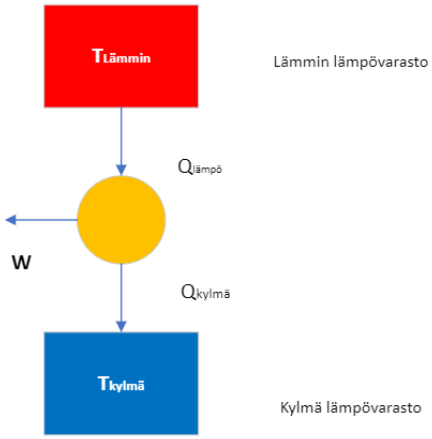
Tutkimuksessa keskitytään myös pääasiassa luonnollisilla kiertoaineilla toimiviin lämpöpumppuihin, johtuen kiristyvistä määräyksistä kylmäaineiden suhteen.

2 Lämpöpumpun toiminta ja perusta

Seuraavissa kappaleissa avataan lämpövoimakoneen periaatetta, jotta voidaan selittää lämpöpumpun keksiminen ja toimintaperiaate. Lämpöpumppujen toimintaperiaate käydään yleisesti läpi tuoden myös ilmi, miten mitataan lämpöpumpun tehokkuutta sille luotujen tehokkuus indikaattorien avulla.

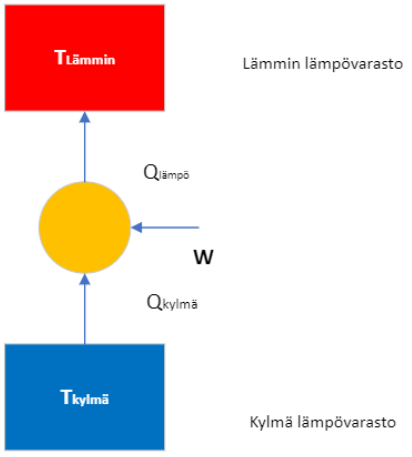
2.1 Lämpövoimakoneen periaate

Carnot heat enginen eli lämpövoimakoneen toiminta perustuu, kun osa kuuman lämpövaraston virtauksesta kylmään lämpövarastoon muutetaan työksi. Käytännön esimerkkejä lämpövoimakoneista ovat esimerkiksi männällinen höyrykone tai höyryturbiini. Paine-erosta johtuvan virtauksen avulla höyrykone- ja turbiini saavat aikaan työtä, jonka avulla voidaan esimerkiksi tuottaa mekaanista energiaa ja sen avulla sähköä. Kuva 1. havainnollistaa lämpövoimakoneen toimintaperiaatetta. Korkeammassa lämpötilassa oleva $T_{lämmin}$ ja matalammassa lämpötilassa oleva $T_{kylmä}$ saavat aikaan paine-eron, josta osa pystytään muuttamaan työksi W. (Lampinen, 1997)



Kuva 2. Lämpövoimakoneen periaatekaavio. (Koljonen, 1998.)

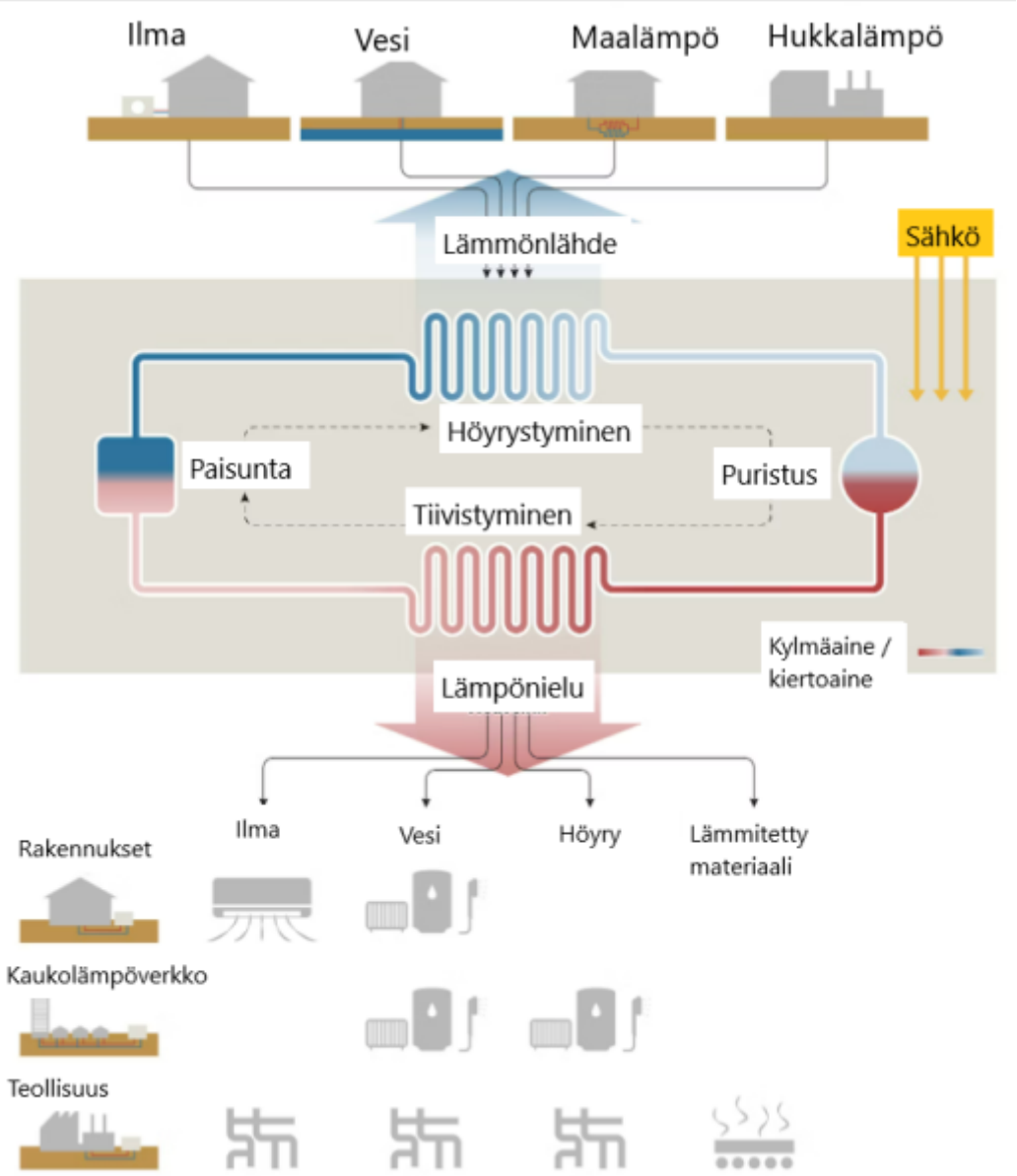
Tästä voidaan johtaa siihen, miten jäähdytyskone tai lämpöpumppu on keksitty. Jäähdytyskoneen toimintaperiaate on käänteinen lämpövoimakoneen toimintaperiaatteeseen nähden. Jääkaappi on hyvä esimerkki, miten lämpö saadaan virtaamaan ulkoisen työn avulla kohti kylmää lämpövarastoa. Jääkaapissa sähkömoottorin avulla pyörivä kompressori kuluttaa sähköenergiaa siirtääkseen lämpöä jääkaapin sisältä, kylmästä lämpövarastosta kaapin ulkopuolelle eli lämpimään lämpövarastoon. Kuvassa 2. on kuvattu jäähdytyskoneen tai lämpöpumpun toimintaperiaate. *W* eli jääkaappi esimerkin sähkömoottorilla pyöritetty kompressori saa aikaan virtauksen kylmästä lämpövarastosta $T_{kylmä}$ kohti lämmintä lämpövarastoa $T_{lämmin}$. (Koljonen, 1998)



Kuva 3. Jäähdytyskoneen tai lämpöpumpun periaatekaavio. (Koljonen, 1998.)

2.2 Lämpöpumppu

Lämpöpumpuilla on mahdollista tuottaa lämpöä käyttämällä sähköä kompressorin pyörittämiseen. Sen hyötysuhde on parempi kuin esimerkiksi suoralla sähkölämmityksellä. Lämpöpumput voidaan jakaa kahteen pääkategoriaan; suljettuihin ja avoimiin lämpöpumppujärjestelmiin ja nämä voidaan jakaa vielä neljään alakategoriaan; mekaaninen ja lämpöhöyrypuristus, kompressiolämpöpumput ja absorptiolämpöpumput. Lämpöpumppujen idea lämmöntuotannossa on, että ne käyttävät hyväksi lämpöä kylmästä ja lämpimästä ilmasta, kaasusta, kiinteästä aineesta tai nesteestä ja nostavat sen korkeampaan lämpötilaan ja jakavat lämmön kohti lämmitettävää kohdetta. Lämpöpumppu prosessi voidaan kääntää myös toisinpäin eli niitä voidaan käyttää myös jäähdytystarkoituksiin. (Maaskola ja Kataikko 2014.) Kuva 4. kuvaa lämpöpumpun toimintaa eri käyttötarkoituksissa, kuten rakennuksien, kaukolämmön ja teollisuuden käytössä ja mahdollisia lämpöpumpun lämmönlähteitä esimerkiksi ilma, vesi, maa ja hukkalämpö.



Kuva 4. Lämpöpumpun toiminta periaatteen kuvaus eri käyttötarkoituksissa. (mukaillen IEA, 2024)

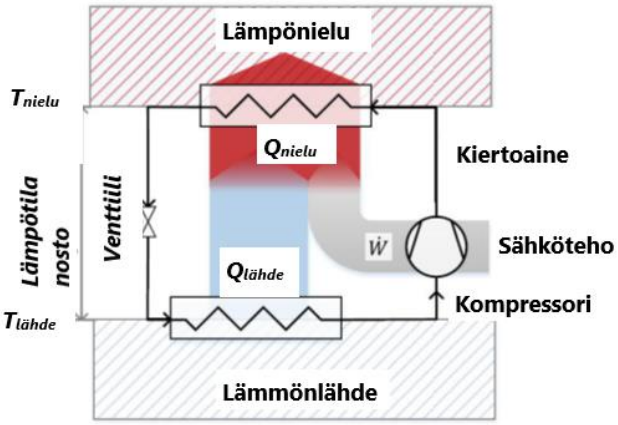
Lämpöpumppujen käyttö teollisuudessa kasvoi merkittävästi 1970- ja 1980-luvuilla pääasiassa öljykriisin seurauksena. Kun öljyn hinnat nousivat, lämpöpumput tarjosivat houkuttelevan vaihtoehdon perinteisille lämmitysmenetelmille. Kuitenkin 1980-luvun puolivälin jälkeen, kun öljyn hinnat laskivat, lämpöpumppujen suosio alkoi hiipua.

Samanaikaisesti täysin halogenoitujen hiilivetyjen eli CFC-kylmäaineiden käytön lopettaminen johti uusien kiertoaineiden kehittämiseen, erityisesti sovelluksissa, joissa tarvittiin korkeampia lämpötiloja. Perinteiset kylmäaineet ovat vähitellen korvautumassa ympäristöystävällisemmillä vaihtoehdoilla, kuten hiilidioksidilla ja ammoniakilla. Tämä kehitys

heijastaa laajempaa pyrkimystä vähentää ympäristövaikutuksia ja edistää kestävää teknologiaa lämmitys- ja jäähdytysjärjestelmissä. (Maaskola ja Kataikko 2014.)

2.3 Lämpöpumppuprosessi

Kappaleessa 2.1 kerrottiin lämpövoimakone muuttaa lämpöä esimerkiksi höyryä mekaaniseksi energiaksi ja lämpöpumpun prosessi perustuu ideaalitapauksessa tämän käänteisprosessiin. Kuva 5. kuvaa lämpöpumpun peruskiertoa.



Kuva 5. Lämpöpumpun peruskierto ja sen energiavirrat. (mukaillen Zühlsdorf, B. 2019)

Lämpöpumppu tekniikka perustuu lämmönlähteestä otetun energian siirtämiseen, johon myös tarvitaan lisäenergiaa, kuten sähköä. Lämpö siirtyy alemmasta lämpötilasta kylmäaineen mukana korkeampaan lämpötilaan, tämä perustuu höyrystymiseen ja tiivistymiseen pumpun sisällä tietyissä lämpötiloissa. Lämpöpumppu voi kuitenkin toimia myös toisin päin kääntöventtiilin avulla. Lämpö siirretään kylmäaineeseen höyrystimessä, jossa kylmäaine höyrystyy lämpötilan nousun takia. Tämä tapahtuu kylmä- tai luonnolliselle kiertoaineelle vakio lämpötilassa riippuen sen kemiallisista ominaisuuksista. Kun kylmäaine on paineistettu korkeampaan paineeseen, myös lämpötila on alkanut nousta. Syntynyt lämpö siirretään lämmitettävään kohteeseen lauhduttimen kautta, jossa se tiivistyy ja vapauttaa lämpöenergian. Lauhduttimessa tapahtuvan tiivistymisen jälkeen kylmäaine siirtyy paisuntaventtiiliin, jossa paine sekä lämpötila laskee ja kylmä tai luonnollinen kiertoaine jatkaa matkaa kohti höyrystintä. Ennen höyrystintä jälkeen paisuntaventtiilin kylmäaine on osittain

höyrystynyttä ennen kuin kierto alkaa uudelleen. Pääkomponentit lämpöpumpussa ovat höyrystin, kompressori, lauhdutin ja paisuntaventtiili. (Maaskola ja Kataikko 2014.)

2.4 Lämpöpumppuprosessin vaiheet

Lämpöpumpun prosessin vaiheita tarkastellessa on selkeyden takia ne helpompi jakaa numeroituihin vaiheisiin. Seuraavat lämpöpumppuprosessin vaiheet referoivat Kuva 6. ja Kuva 7. lämpöpumpun toimintaperiaatetta ja numeroidut vaiheet voidaan ymmärtää paremmin kuviin merkittyjen samojen numeroitujen vaiheiden avulla.

Höyrystyminen (Kylmäaine kulkee läpi höyrystimen, 4.–1.)

Höyrystimessä kylmäaine imee lämpöä lämmönlähteestä höyrystymällä lämpötilassa, joka on alhaisempi kuin lämmönlähteen. Kylmäaineen entalpia kasvaa. Kylmäaine on ainakin hieman tulistettu, jos kostea höyry on läsnä kylmäaineessa puristuksen aikana niin kompressori voi vahingoittua sen aiheuttaman ”nestelukon” takia. Tämä kuitenkin riippuu kompressori tyypistä.

Puristus (Kylmäaine kulkee läpi kompressorin, 1.–2.)

Kompressori imee matalapaineista tulistettua ja höyrystynyttä kylmäainetta ja puristaa sen korkeampaan paineeseen. Samalla kylmäaineen lämpötila nousee.

Tiivistyminen (Kylmäaine kulkee läpi lauhduttimen, 2.–3.)

Kompressorilta prosessin mukaan kiertoaine virtaa lämpöpumppu järjestelmän toiselle lämmönvaihtimella eli lauhduttimelle. Paineistettu kylmäaine virtaa lauhduttimelle kaasufaasissa, jossa se luovuttaa lämpöä prosessissa olevaan lämmitettävään virtaan esimerkiksi kaukolämpöveteen tai monessa kodissa käytettävässä ilmalämpöpumpussa sisätilan yksikkö luovuttaa lämmön talon sisätilan ilmaan puhaltimen avulla. Kiertoaine poistuu lauhduttimelta nestefaasissa. Lauhduttimen lämpöteho on höyrystimen ja kompressorin lämpötehojen summa, kaavana (1) esitettynä:

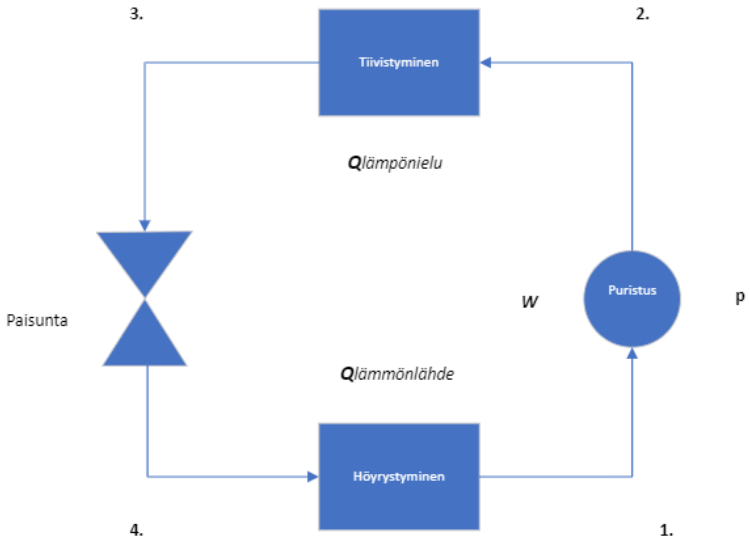
$$Q_{lauh} = Q_{höyr} + Q_{komp} \tag{1}$$

Kaava voidaan myös mieltää toisin sanoen kylmätilasta poistetun lämpöenergian sekä järjestelmään tuodun energian summana.

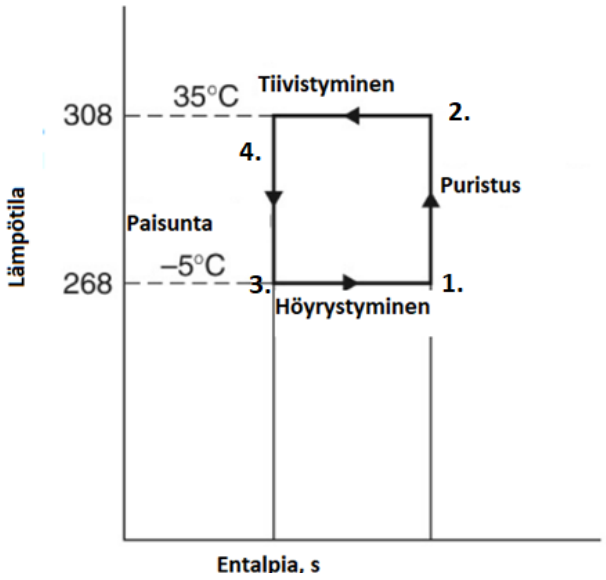
Paisunta (Kylmäaine kulkee läpi paisuntaventtiilin, 3.–4.)

Paisuntaventtiilissä nestemäisen kylmäaineen paine laskee ja lämpötila laskee kylmäaineen haihtumislämpötilaan eli kylläiseen lämpötilaan. Paisuntaventtiilille saavuttaessa kylmäaineen pitää olla 100 % nestefaasissa, muuten se voi aiheuttaa liiallisen painehäviön ja lämpöpumpun suorituskyvyn heikkenemisen.

Kuva 7. kuvaa, miten lämpötilan ja entalpian muutokset näkyvät lämpöpumpun toiminnan eri vaiheissa.



Kuva 6. Lämpöpumpun peruskierto yksinkertaistettuna.



Kuva 7. Ideaali prosessin lämpötila- ja entalpia diagrammi. (G.F.Hundy, 2016 mukaillen)

2.5 Lämpöpumppujen tehokkuus indikaattorit

Lämpöpumppujen tehokkuutta mitataan yleisesti COP (Coefficient of Performance) eli lämpökertoimella. Lämpökerroin indikoi, kuinka paljon lämpöpumppu pystyy tuottamaan lämpöä tietyllä määrällä sähköä.

COP eli lämpökerroin määritellään kaavan (2) mukaisesti (Aittomäki 2008.):

$$COP = \frac{Qout}{W_{in}} \tag{2}$$

missä

COP Lämpökerroin [-]

Qout Lämpöpumpun luovuttama lämpöteho [kW]

Win Lämpöpumpun käyttämiseksi tehty työ [kW]

COP luvun laskennassa ei oteta huomioon Q_{in} arvoa, tämä johtuu siitä, että sen oletetaan usein olevan hukkalämpöä, jota ei voida enää hyödyntää. COP arvoa verratessa on hyvä esimerkki suoran sähkölämmitteisen talon COP arvo 1. Häviöt huomioon otettaessa suoran sähkölämmityksen COP arvo on pienempi kuin 1. Kuitenkaan talolle ei yleensä määritetä

COP arvoa. Käyttämällä 1 kW sähköenergiaa tuottaa suorasähkölämmitys 1 kW lämpöä. Tätä hyötysuhdetta koitetaan nimenomaan sähkölämmiteiseissä taloissa parantaa lämpöpumppujen avulla. COP arvo on oiva keino tähän vertailuun, mutta se ei kuitenkaan välttämättä ole totuudenmukaisin keino verrata lämpöpumpun tai pumppujen tehokkuutta. Sillä COP arvo riippuu vahvasti vallitsevista lämpötiloista, joten erilaisissa olosuhteissa toimivien lämpöpumppujen vertailu COP-arvojen perusteella ei anna suoraa yksiselitteistä vastausta kumpi on tehokkaampi tai teknisesti edistyksellisempi vaihtoehto.

Jäähdytyskoneen tai jäähdytystyötä tekevän lämpöpumpun toimintaa tarkastellessa voidaan sijoittaa Q_{out} paikalle myös $Q_{in,}$ josta saadaan laskettua samalla lämpöpumpun lämpökerroin, josta käytetään myös nimitystä EER (Energy Efficiency Ratio). Tätä kuitenkin yleensä käytetään jäähdytyslaitteistoista puhuttaessa ja lämpöpumpun jäähdytykselle lasketaan oma COP arvo tarvittaessa. Lämpöpumpun kylmäkerroin saadaan myös laskettua ideaaliprosessissa vähentämällä lämpökertoimesta COP luku yksi. Kaavana (3) esitettynä:

$$EER = \frac{Qin}{W_{in}} = COP - 1 \tag{3}$$

COP lasketaan ideaaliselle lämpöpumppu kierrolle (Carnotin-kierto) seuraavalla kaavalla (4) (Wikstén 2009a.):

$$COP_{ideal} = \frac{T_{out}}{T_{out} - T_{in}} \tag{4}$$

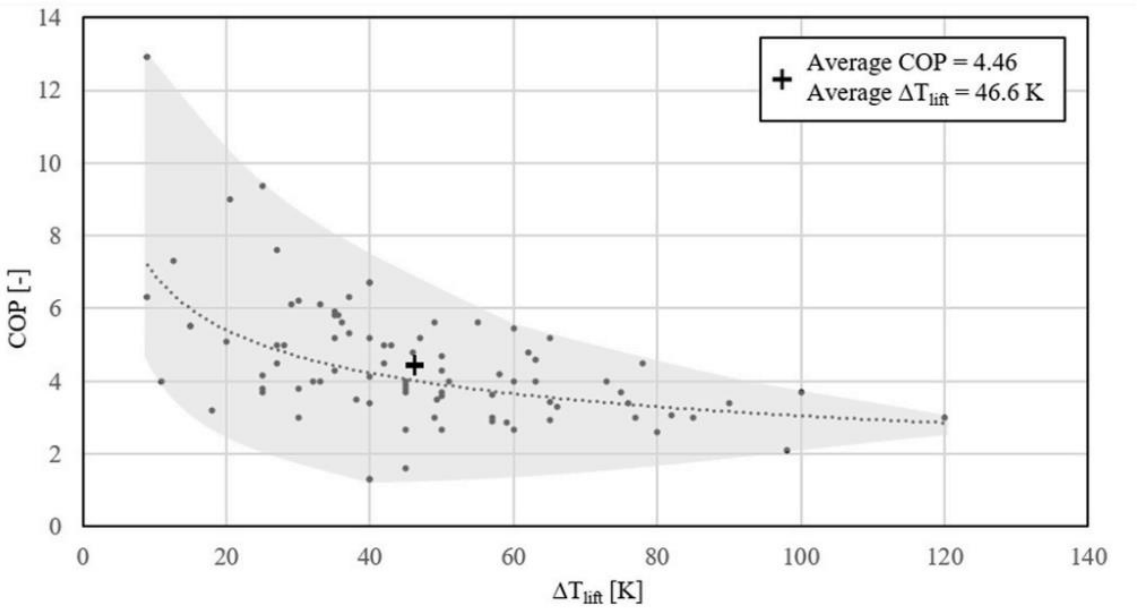
missä

$Tout$ Kiertoaineen lämpötila lauhduttimessa [K]

Tin Kiertoaineen lämpötila höyrystimessä [K]

COP arvot ovat yleensä lämpöpuilla noin 0,4–30, riippuen lämpötilaerosta. Tänä päivänä pumput ovat kehittyneet ja 30 arvo on saavutettavissa tietyissä olosuhteissa (Casey Crownhart, 2023.). Sovelluskohteita, jotka pystyisivät hyödyntämään 30 COP arvoa ei ole kuitenkaan montaa, ja tähän täytyy suhtautua tietyllä kriittisyydellä, sillä pumput eivät pysty toimimaan jatkuvasti kyseisen tason hyötysuhteella. Käytännössä lämpöpumpuissa ei saavuteta koskaan ideaalisia arvoja (Maaskola ja Kataikko 2014.). Kaavan (4) avulla voidaan huomata, että kun lämpötilojen T_{out} ja T_{in} suhde lähenee lukua yksi eli lämpötilaeron

lähestyessä nolla, lähestyy ideaalinen COP arvo ääretöntä. Kuva 8. kuvaa kuinka tulevan lämpötilan nousu merkitsee laskevaa COP arvoa. Eli jos esimerkiksi lämpöpumpun käyttämän lämmönlähteen lämpötila on korkealla lämpöpumppu ei pysty tuottamaan lämpöä korkealla hyötysuhteella. Joissain tapauksissa esimerkiksi teollisuudessa lämpötilan nostotarve voi olla todella maltillinen ja siten myös COP arvo on korkeampi. Omakotitalojen lämmityksessä käytetään nykyään monesti ilmalämpöpumppua, missä kiertoaineen paine nostetaan kompressorilla ja lauhdutin välittää puhaltimen avulla lämmön omakotitalon sisälle asetetun lämpötila tason mukaisesti. Tällöin tavoitellaan mahdollisimman suurta COP arvoa. Toisaalta kylmällä ilmalla ilmalämpöpumpun COP laskee myös, koska lämpötila ero kasvaa ja kompressori joutuu tekemään suuremman työn asetetun lämpötilan saavuttamiseksi.



Kuva 8. Lämpöpumpun COP arvot lämpötilan nousun funktiona, 88 mittauspistettä. (F. Schlosser., M. Jesper., J. Vogelsang., T.G. Walmsley., C. Arpagaus., J. Hesselbach. 2020.).

Lämpöpumpun teknistä suorituskykyä voidaan arvioida paremmin Carnot-hyötysuhteen η_C avulla. Carnot-hyötysuhde kertoo todellisen COP-luvun ja samoissa lämpötiloissa toimivan ideaalisen COP-luvun suhteen. Carnot-hyötysuhde kertoo enemmän lämpöpumpun teknisistä ominaisuuksista, kuten kompressorin hyötysuhteesta ja koosta, lämmönsiirtolaitteiden mitoituksista, kiertoaineesta sekä lauhduttimen ja höyrystimen lämpötilaerosta.

Kaavassa (5) on esitetty Carnot hyötysuhteen laskenta (Aittomäki, 2008)

$$\eta_c = \frac{COP}{COP_{ideal}} \tag{5}$$

Kaavan (5) mukaisesti COP kaava voidaan kirjoittaa kaavan (6) muotoon:

$$\mathrm{COP} = \frac{T_{out}}{T_{out} - T_{in}} * \eta_c \tag{6}$$

Kaavoissa (4) ja (6) esiintyvät T_{out} ja T_{in} kuvaavat höyrystimessä ja lauhduttimessa kiertävän lämpöpumpun kiertoaineen lämpötilaa. Yleensä lämpöpumppua hankkiessa tiedetään vain matalamman ja korkeamman lämpövarastojen lämpötilat eli lämpöpumpun lämmönlähteen ja lämmitettävän ja jäähdytettävän kohteen lämpötila tai ts. kohde lämpötila. COP arvo ei ota huomioon lämpöpumpun höyrystimellä ottamaan Q_{in} lämpöenergiavirtaa eli ts. höyrystintehoa, tämän takia pelkän COP arvon optimointi voi viedä tuloksen huonompaan suuntaan kokonaisuuden huomioiden. Tärkeää on ottaa myös huomioon lämpöpumpun ottamaan työn W_{in} muoto tai lähde ja sen muodostama kustannus.

Lämpöpumppu toimittajat ovat myös markkinointimateriaaleissaan esittäneet COP-arvoa, joka ottaa huomioon lämpöpumpulla mahdollisesti toteutetun lämmityksen ja jäähdytyksen. COP-arvo on luonnollisesti suurempi, kun otettu ja luovutettu lämpöenergia on otettu huomioon.

Tämä voidaan laskea kaavan (7) mukaisesti:

$$COP_{overall} = \frac{Q_{in} + Q_{out}}{W_{in}} \tag{7}$$

Tällä tavalla laskettu COP-arvo ei sinällään ole väärin, mutta se voi johtaa lukijaa harhaan, jos sitä vertaa suoraan perinteisesti laskettuun COP lämpökertoimeen. Tärkeää on, että kaavalla (7) laskettaessa on suoraa jäähdytys- ja lämmitystarvetta ja ne korvaavat muuta energian käyttöä.

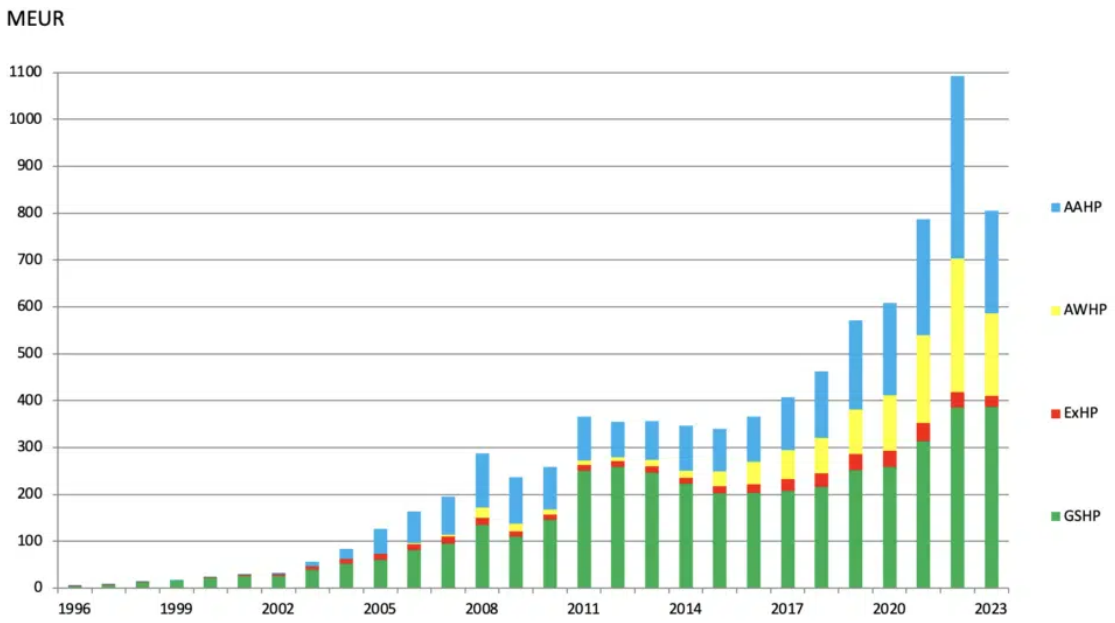
2.6 Lämpöpumpun potentiaaliset käyttökohteet tänä päivänä

Lämpöpumppujen soveltuvina käyttökohteina voidaan pitää mahdolliset primäärienergiasta tuotannolle tai muulle käytölle tarpeettoman matalalämpötilaisen energian käyttöä. Tällaisiin kohteisiin, joissa on saatavilla matalanlämpötilan energiaa esimerkiksi laivan jäähdytysvettä tai kesällä merivettä, lämpöpumppu sopii todella hyvin. Oikeastaan kaikkiin kohteisiin

tai prosesseihin, joissa tarvitaan lämmitystä tai jäähdytystä, voidaan suunnitella yhtenä vaihtoehtona lämpöpumpun käyttöä.

Yleisesti teollisuudessa lämpöpumppuja käytetään esimerkiksi puutavaran kuivaukseen, erilaisiin höyryntuotantoprosesseihin esimerkiksi vaate - ja kemianteollisuudessa (Maaskola ja Kataikko 2014.). Kaukolämmön tuotannossa esimerkiksi Tukholman kaupungissa keskusta-alueella noin 500 MW tuotetaan lämpöpumpuilla merivedestä ja jätevesipuhdistamon poistovedestä. Sekä kaukokylmää noin 50 MW (Friotherm, 2017). Erilaisilla lämpöpumpuilla voidaan nostaa eri kohteiden ja sovellusten kautta lämmitysjärjestelmän hyötysuhteita ja laskea energiankulutusta.

Kuva 9. esittää Suomessa kotitalouksiin pois lukien teollisuuteen vuosittain investoitujen erilaisten lämpöpumppujen määrää (MEUR) vuosina 1996–2023. 2022 jälkeen selkeästi on tapahtunut tasaantumista ja selkeästi vuonna 2023 on investoitu vähemmän lämpöpumppuihin kuin aiemmin. Nykyinen maailman tilanne, inflaation ja sen myötä rakennusalan vaikeudet selittänee miksi vuonna 2023 investoitiin 300 milj. euroa vähemmän lämpöpumppuihin kuin vuonna 2022. (SULPU, 2024)



Kuva 9. Vuosittaiset kotitalouksien lämpöpumppuinvestoinnit Suomessa 1996–2023. (Punainen= Poistoilmalämpöpumppu, Sininen=Ilmalämpöpumppu, Vihreä=Maalämpöpumppu ja Keltainen= Ilma-vesilämpöpumppu) (SULPU, 2024)

3 Kompressio- ja absorptiolämpöpumput

Työn johdanto kappaleen 1.4 kappaleessa on kuvattu työn keskittyvän ainoastaan kompressio- ja absorptiolämpöpumppuihin, sen myötä jätetään avoimien lämpöpumpputyyppien kuvaus pois työstä ja esitetään työssä vain edellä mainittujen lämpöpumppujen toimintaperiaatteet ja pääkomponentit työn tutkimuksen tueksi.

Kuitenkin tavoitteena on esittää, miten lämpöpumput voidaan luokitella seuraavassa taulukossa avoimiin ja suljettuihin järjestelmiin sekä millaista käyttöenergiaa ne hyödyntävät. Seuraavissa kappaleissa käydään tarkemmin läpi kompressiolämpöpumppujen tekniikkaa ja pääkomponentteja. Kappale 3.4 avaa tarkemmin absorptiolämpöpumpun toimintaa. Avoimia lämpöpumpputyyppejä on mekaaninen puristus, höyryejektori ja Brayton lämpöpumppu. Taulukko 2. Lämpöpumppujen luokittelu järjestelmän ja käyttöenergian perusteella. (Penttilä, 1988) esittää, miten lämpöpumpputyypit voidaan jaotella. Työssä ei perehdytä tai avata näiden pumppujen toimintaa johtuen työn rajauksista. Näihin lämpöpumpputyyppeihin voi perehtyä eri lähteistä löytävän tiedon avulla. Esimerkiksi G.F.Hundyn kirja, 2016 ” Refrigeration, Air condition and Heat Pumps” esittää tietoa näihin lämpöpumpputyyppeihin kappaleessa 2.

Taulukko 2. Lämpöpumppujen luokittelu järjestelmän ja käyttöenergian perusteella. (Penttilä, 1988)

Järjestelmä	Käyttöenergia	
	Mekaaninen	Lämpö
Suljettu	Kompressiolämpöpumppu	Absorptiolämpöpumppu
Avoin	Mekaaninen komprimointi	Höyryejektori
	Brayton lämpöpumppu	

3.1 Kompressiolämpöpumppu

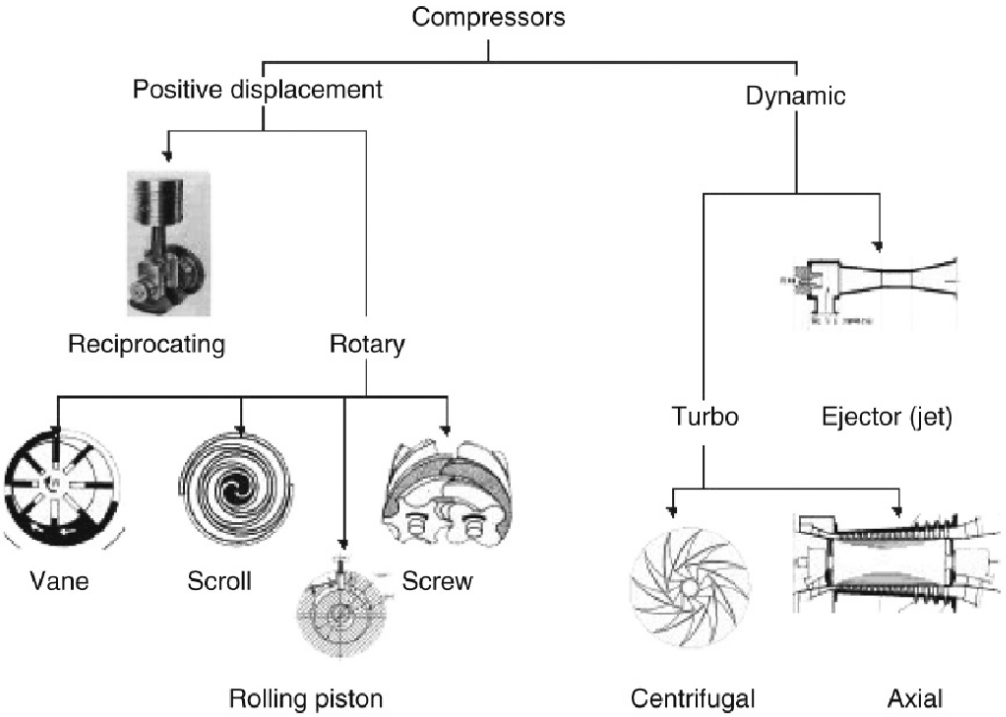
Mekaaniset kompressiolämpöpumput ovat yleisimpiä käytössä olevia lämpöpumppuja johtuen niiden korkeasta hyötysuhteesta ja nykyisin kohtuullisista valmistuskuluista. Kompressiolämpöpumput ovat suurimmalle osalle tuttuja ja usein kun puhutaan lämpöpumpusta,

puhutaan kompressiolämpöpumpusta. Niiden COP arvo on tyypillisesti 2–8 välillä. Kompressiolämpöpumppu käyttää yleisimmin sähköverkosta saatua energiaa kompressorin pyörittämiseen.

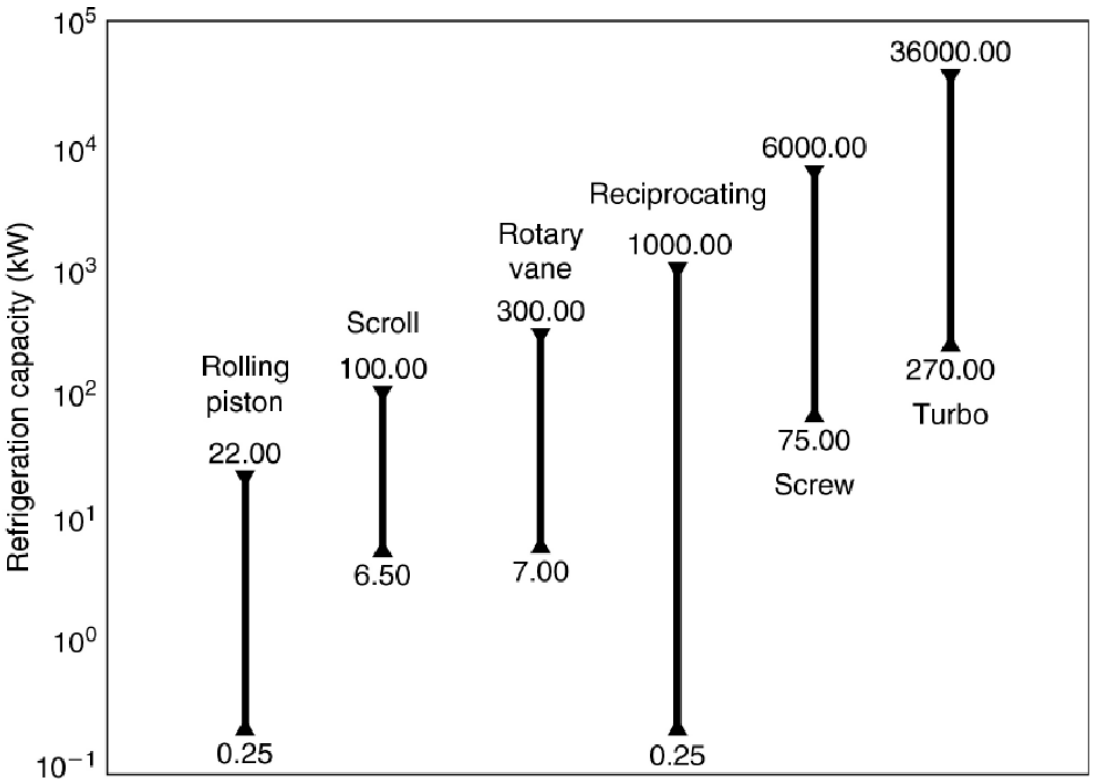
3.1.1 Pääkomponentit

Höyrystin on kompressiolämpöpumpun lämmönvaihdin ja sen tehtävä on höyrystää nimensä mukaisesti kiertoaine, joka liikkuu lämpöpumpun kierrossa. Höyrystin on tyypillisimmin levylämmönvaihdin tai putkilämmönvaihdin. Höyrystimen tarkoituksena on vastaanottaa matalapaineista matalan lämpötilan nestettä paisuntaventtiilistä ja tuoda se läheiseen lämpökosketukseen lämmönlähteen lämpökuorman kanssa. Kylmä- tai luonnollinen kiertoaine ottaa lämpönsä lämmönlähteen lämpökuormasta ja poistuu höyrystimestä tulistettuna kuivana kaasuna. Höyrystimet luokitellaan niiden kylmäaineen virtausmallin ja toiminnan mukaan. Virtausmalli voi olla kahdentyyppinen. Kylmäaine voi joko jatkuvasti virrata lämmönvaihtimen läpi - höyrystyä ja tulistua tai vaihtoehtoisesti kylmäaine kulkee yksittäisiin jäähdyttimiin matalassa paineessa ja palaa neste / höyry seoksena. Näistä ensimmäinen vaihtoehto on yleisempi. (G F Hundy, 2016)

Höyrystimen ja lauhduttimen välissä sijaitsee kompressori, jonka tärkein tehtävä on nostaa kaasufaasissa olevan kiertoaineen paine riittävän korkeaksi, jolloin myös lauhtumislämpötila kasvaa. Kuva 10. kuvaa miten kompressorit voidaan jaotella syrjäytyskompressoreihin ja dynaamisiin kompressoreihin. Kuva 11. kuvaa tietyn tyypin kompressorin tehokapasiteetti (kW) aluetta, jonka se keskimäärin pystyy tuottamaan. Yleisimmin käytetyt kompressorityypit ovat scroll eli kierukka, turbo-, mäntä- ja ruuvikompressorit. Kylmäaineeseen lisätään yleensä öljyä kompressorin voitelemiseksi, jos kompressori on niin suunniteltu. Hermeettisesti suljetut kompressorit ovat huolloltaan vaikeampia tai niiden huolto on mahdotonta, koska niitä ei ole suunniteltu avattavaksi. Niiden elinkaari on mitoitettu suunnitteluvaiheessa ja, kun elinkaaren loppu on lähellä, yleensä vaihdetaan uusi kompressori tilalle. Joitain suljettuja kompressoreita on kuitenkin mahdollisuus huoltaa vaihtamalla esimerkiksi laakereita. Tämän kaltaisiin huoltoihin on yleensä erikoistunut muutama yritys maailmassa, niiden vaativuuden takia.



Kuva 10. Eri kompressorityyppejä. (G F Hundy, 2016)



Kuva 11. Arvio erilaisten kompressorityyppien kapasiteeteista. (G F Hundy, 2016)

Taulukko 3. kuvailee eniten käytettyjen kompressoreiden ominaisuuksia. Mäntäkompressoreita käytetään esimerkiksi jääkaapeissa, niiden keveyden ja alhaisten valmistuskustannusten vuoksi. Ruuvikompressoreita käytetään korkeimmissa teholuokissa ja, kun tarvitaan korkeampaa hyötysuhdetta. Tämän tapaisilla kompressoreilla on mahdollista puristaa myös ammoniakkia, sen vaatiman korkean työpaineen vuoksi. Scroll eli kierukkakompressori aiheuttaa kahden kierukan avulla kaasutilan tilavuuden puristumisen ja näin paineen nousun. Turbokompressorit toimivat suurella teholla korkealla hyötysuhteella, mutta osakuormilla hyötysuhde laskee nopeasti. Kompressorin mitoitus ja valinta lähtee tyypillisesti kiertoaineen, painetason, määräyksien ja laitteen koon tarpeista.

Taulukko 3. Kompressorityyppien erityispiirteitä. (Koskelainen, 2006, Zühlsdorf et al. 2023)

	Mäntäkompressori	Ruuvikompressori	Scroll eli kierukkakompressori	Turbokompressori
Toimintatapa	Syrjäytys	Syrjäytys	Syrjäytys	Virtaus kone
Kompressio	Staattinen	Staattinen	Staattinen	Dynaaminen
Pyyhkäisy tilavuus	Geometrinen	Geometrinen	Geometrinen	Riippuu vastapaineesta
Tuotanto	Sykkivä	Jatkuva	Jatkuva	Jatkuva
Tilavuusvirta	1,000 m³/h	100–10,000 m³/h	500 m³/h	100–50,000 m³/h
Lämmitys kapasiteetti	Noin 800 kW	Noin 80 kW – 8 MW	Noin 400 kW	80 kW – 40 MW
Hallittavuus vakio nopeudella	Vaihettain	Jatkuvaa	Vaikeaa	Jatkuvaa
Painesuhde (yksivaiheinen)	Noin 10	Noin 10	Yli 20	Noin 5
Hyötysuhde	-	Hyvä	-	Suurilla tehoilla korkea (korkea

				pyörimisnopeus riippuen Turbon koosta), osa-kuormilla ei.
Erityispiir-teitä	Soveltuu pieniin lait-teisiin	Soveltuu ammoniakin komp-rimointiin.	-	-
Aiheuttaa värinöitä	Kyllä	Ei	Ei	Ei

Lauhdutin on yksi lämpöpumpun kiertopiirin lämmönvaihtimista, jossa kompressorilta tullut kiertoaine lauhtuu takaisin nesteeksi. Koska lauhtuminen tapahtuu yleensä korkeammalla painetasolla kuin höyrystyminen, lauhtumislämpötila on korkeampi. Tästä syystä lauhduttimen toisella puolella olevaan kiertoon siirtyy lämpöä korkeammassa lämpötilassa verrattuna höyrystimeen. Tyypillisesti teollisissa lämpöpumpuissa lauhduttimeen kiertävä aine voi olla esimerkiksi kaukolämpövesi tai jokin prosessin lämmittämä virta. Pelkästään jäähdytystarkoituksessa toimivissa järjestelmissä, kuten jäähalleissa käytettävissä kylmäkoneissa, lauhduttimen tuottama energia usein siirretään suoraan ympäristöön hukkalämpönä, erityisesti kun lauhdutin sijaitsee ulkona. (Koskelainen, 2006)

Lauhduttimelta kiertoaine jatkaa kohti paineenalennusventtiiliä, joka pitää yllä paine-eroa höyrystimen ja lauhduttimen välillä, muuten paine stabiloituisi eikä lämpöpumppu toimisi halutulla tavalla. Tällöin lämpöpumppu ei enää siirrä lämpöenergiaa matalasta lämpötilatasosta korkeampaan lämpötila tasoon. Paineenalennusventtiili lisää kompressorin mekaanisenenergian tarvetta ja aiheuttaa sen, että kylmäaine höyrystyy matalammassa lämpötilassa. Kuitenkaan, kun on kyseessä lämpöpumpusta sen toiminta ei olisi mahdollista ilman paineenalennusventtiiliä. (Raiko, 2005)

3.2 Kiertoaineet

Kiertoaine eli kylmäaine toimii työaineena lämpöpumpuissa höyrystyen ja tiivistyen höyrystimen ja lauhduttimen välillä. Kemiallisilta ominaisuuksiltaan erilaiset kylmä- ja kiertoaineet reagoivat lämpötilan ja paineen muutoksiin eri tavalla, tämä myös määrää pitkälti, kun valitaan sopivaa kylmä- tai kiertoainetta erilaisiin lämpöpumppujärjestelmiin ja sitä vaativiin muihin ratkaisuihin.

Kiertoaineen valintaan vaikuttavat painetasot ja lämpötilaerot höyrystimen ja lauhduttimen välillä, kiertoaineen ominaistilavuus ja kemikaaliset vaatimukset (Raiko, 2005). Tarkemmin nämä muuttujat eri aineissa ovat termodynaamisia ominaisuuksia kuten aineen moolimassa, ominaislämpökapasiteetti ja kylläisen höyrynpaineen tilanarvo. Kiertoaineen energian kuljetusominaisuuksia ovat tiheys, viskositeetti, pintajännitys ja ominaislämpökapasiteetti. Näistä merkittävin on ominaislämpökapasiteetti, jonka perusteella voidaan laskea kylmä- tai kiertoaineen lämmönsitomiskyky. (Arpagaus et al., 2018)

Yleisesti kiertoaine pyritään valitsemaan sopivien lämpötilatasojen kautta sekä niin, että painetaso ja ominaistilavuus ovat mahdollisimman pienet. Painetason määrityksessä kuitenkin pyritään välttämään alipaineita. Jos kiertoaineen ominaistilavuus olisi suuri, jouduttaisiin lämpöpumpun putkien ja komponenttien tilavuutta kasvattamaan, mikä taas merkitsisi korkeampia tuotanto- ja asennuskustannuksia sekä aiempaa korkeampaa kompressori tehon tarvetta. Korkea kiertoaineen painetason vaatimus kasvattaa esimerkiksi putkitusten seinämävahvuuksien tarvetta ja muiden komponenttien paineluokkien nostamista. Kiertoaineen valinnalla yritetään päätyä kompromissiin, joka toimii hyvin jokaisella osa-alueella, eikä ole kemiallisesti korroosioita aiheuttava. Jotkut kiertoaineet ovat hyviä lämmönsiirto ominaisuuksiltaan, mutta aiheuttavat korroosiota, mikä johtaa materiaalivalintojen tutkimiseen. Kiertoaineita on aiemmin käytetty paljon jäähdytys- ja kylmälaitteiden kierroissa ja siksi niitä usein kutsutaankin kirjallisuudessa kylmäaineiksi. Kiertoaineen valinnassa tänä päivänä on erittäin tärkeää ottaa huomioon otsonikato potentiaalin eli Ozone Depletion Potential (ODP) ja ilmastonlämpenemis potentiaalin eli Global Warming Potential (GWP) vaikuttavuudet. ODP kuvaa kiertoaineen vaikutusta otsonikerrokseen ylemmässä ilmakehässä. Vertailukohta on luotu kylmäaine R11 otsonikerroksen vaikutuksen perusteella, 100 vuoden ajanjakson aikana. GWP kuvaa kiertoaineen kasvihuonepäästö vaikutusta verrattuna hiilidioksidin tuottamiin kasvihuonepäästöihin 100 vuoden ajanjakson aikana. (Arpagaus et al.,

2018, Aittomäki, 2012) Kuva 12. esittää muutamien kylmäaineiden CWP arvoja (Alfa laval, 2023)

Fluorihiilivetyjen (HFC) vähentämiseksi on harkittu hydrofluoriolefiinien (HFO) käyttöä, näiden ODP olisi nolla ja GWP myös hyvin alhainen. Lämpötila ja painetasot ovat verrattavissa HFC aineisiin. Suurimmat käyttökohteet olisivat esimerkiksi jääkaapit, ilmastointilaitteet ja pakastimet. (Arpagaus et al., 2018)

3.2.1 F-Gas ja PFAS asetusten vaikutukset kiertoaineiden käyttöön

Euroopan unionilla on direktiivi nimeltä F-Gas, jonka avulla se valvoo kiertoaineiden käyttöä ja rajaa pois haitallisia kiertoaineita mahdollisuuksien ja tarpeiden mukaan. Vuonna 2014 direktiiviin tuli viimeisin päivitys (Asetus (EU) N:o 517/2014 (F-kaasut/2)). Euroopan parlamentin ja neuvoston lainsäätäjät neuvottelivat uudesta ehdotuksesta F-Gas direktiiviin liittyen ja he pääsivät alustavaan sopimukseen lokakuussa 2023. Uudessa hiljattain valmistuneessa väliaikaisessa sopimuksessa ehdotetaan, että F-kaasua koskeva asetus yhdenmukaistetaan Euroopan vihreän kehitys ohjelman, eurooppalaisen ilmastolain kanssa, Montrealin protokollan kanssa sekä jaetaan saavutetut edistysaskeleet ja saadut kokemukset, valvonnan ja kehitystyön parantamiseksi. Direktiivin uudelleen tarkastelussa 2023 kunnianhimoiseksi tavoitteeksi asetettiin fluorihiilivetyjen (HFC) käytön vähentäminen 98 prosentilla vuoteen 2050 mennessä. (European commission, 2023.)

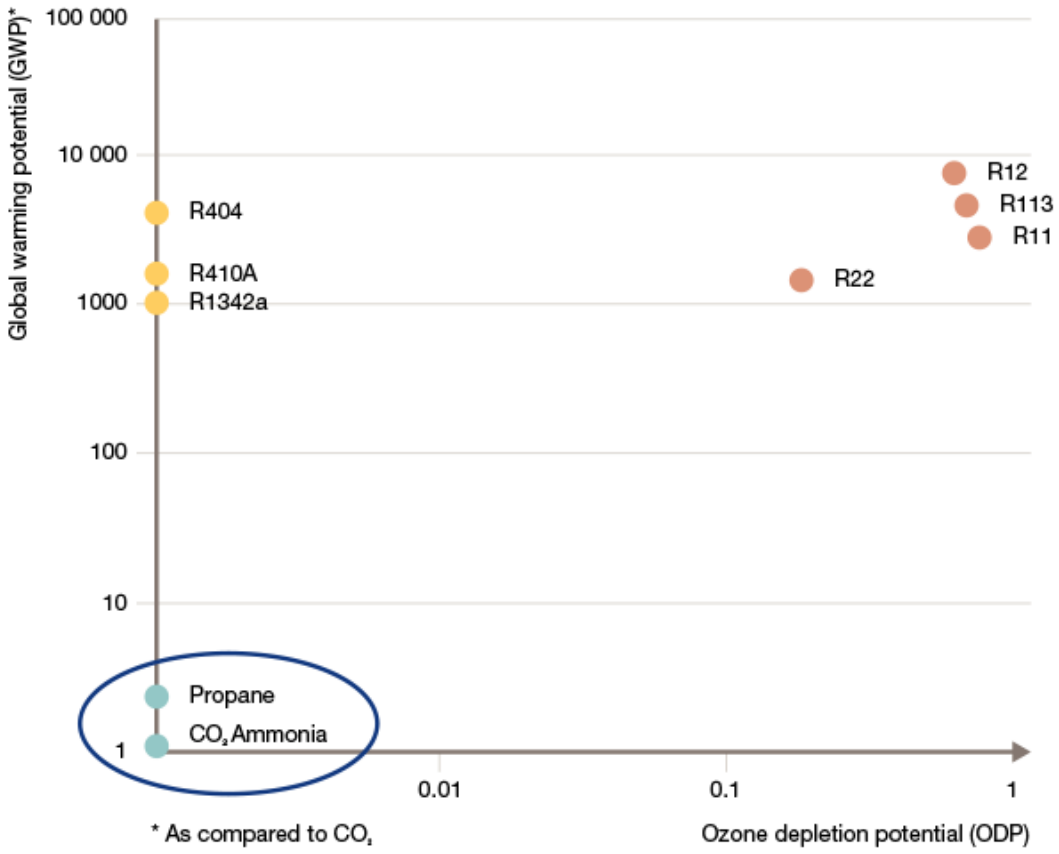
Per- ja polyfluoratut alkyyliyhdisteet (PFAS) ovat ryhmä synteettisiä kemiallisia yhdisteitä, jotka ovat herättäneet huolta niiden pysyvyydestä ympäristössä ja mahdollisista haitallisista vaikutuksista terveyteen. Useat PFAS-yhdisteet eivät hajoa helposti, ja ne voivat kertyä ympäristöön ja eliöihin, mukaan lukien ihmisiin (ECHA, 2023).

F-gas ja PFAS asetusten myötä kylmäaineiden käyttö tulee loppumaan ja vain luonnolliset kiertoaineet tulevat kyseeseen.

3.2.2 CO_2 (R744) kiertoaineena meriteollisuudessa

R744 eli CO_2 on kiertoaineena erittäin vanha, ensimmäinen patentti sen käyttöön liittyen tehtiin jo 1850 Alexander Twiningin toimesta. Kuitenkin kun synteettiset kiertoaineet alkoivat kehittyä, unohdettiin CO2 käyttö pian. (Engin Söylemez et al., 2022.)

CO_2 kiertoaineen on erittäin turvallinen valinta alhaisen syttymisriskin (A1-paloluokiteltu), F-Gas säännöstö eivät rajoita sen käyttöä sekä sen GWP ja ODP arvot ovat alhaiset (Hafner et al., 2019). Kuva 12. kertoo, miten luonnolliset kiertoaineet CO2, ammoniakki ja propaani vertautuvat aiemmin käytettyihin kiertoaineisiin GWP ja ODP arvojen puolesta. CO_2 käytöstä tekee haastavampaa sen korkeampi käyttöpaine noin 60–120 bar (Wang et al., 2023), joka edellyttää kiertoaineen järjestelmän komponenteilta suurempaa paineen kestävyyttä, etenkin lämmönvaihtimilta, joiden paineen kestävyyden lisäys on haastavampaa. Moni toimittaja kuitenkin tarjoaa näitä komponentteja ja siirtymä kohti luonnollisempia kiertoaineita on hyvässä vauhdissa. CO_2 sopii hyvin jäähdytyspuolen kiertoaineeksi, sillä se mahdollistaa tehokkaasti jopa -50°C höyrystymislämpötilan. (Gullo. et al. 2016)



Kuva 12. Kylmä/kiertoaineiden GWP (y-akseli) ja ODP (x-akseli) kuvaaja. (Alfa laval, 2023)

Luonnollisiin kiertoaineisiin takaisin siirryttäessä monet operaattorit varmasti miettivät, mitä kiertoaineen vaihtaminen vaatii. Jotta kiertoaineen vaihto olisi mahdollista, järjestelmän pääkomponenttien olisi kestettävä CO_2 korkeampi painevaihtelu ja painetaso. Tällä hetkellä maailmassa ei vielä tiedettävästi ole montaa kompressorivalmistajaa, joka pystyisi rakentamaan suuriin jäähdytystarpeisiin CO_2 toimivaa kompressoria. Kuitenkin esimerkiksi MAN, Mayeakawa ja GEA ovat näitä jo tuoneet markkinoille. Erään valmistajan mukaan jo vuonna 2019 suuriin risteilijöihin on tilattu CO_2 toimivia pienempiä jäähdytysjärjestelmiä, joiden tarkoitus on hoitaa maltillisia jäähdytyskapasiteetteja (Hafner et al., 2019). Johnson Controls mukaan noin vuonna 2024–25 CO_2 käyttö epäsuorissa jäähdytysjärjestelmissä tulisi kasvamaan paljon. Johnson Controls onkin panostanut todella paljon näiden järjestelmien kehitykseen. He valmistavat itse myös kompressoreita toiselle kiertoaineelle, mutta vain matalan paineisiin järjestelmiin, joita käytetään maissa olevissa järjestelmissä. Risteilijöihin ja matkustajalaivoihin tämä ei teknisesti sovi, koska laitteet ovat sisätiloissa eikä näin paineistettua hiilidioksidia voida purkaa pois. Ratkaisu on rakentaa järjestelmä, jossa paine

pidetään stabiilina (noin 90 bar). Johnson Controls tarjoaa myös tekniikkaa, jolla CO_2 kiertoaineella toimiva järjestelmä voi hukkalämmön talteenottojärjestelmällä lämmittää käyttövettä (Johnson Controls, 2024). Tämä on ensisijaisesti hyvä mahdollisuus, kun esimerkiksi risteilijät ovat kiinni maasähkössä ja kompressoria voidaan käyttää sen avulla. (Hafner et al., 2019)

3.3 Korkean lämpötilan lämpöpumput

Korkean lämpötilan lämpöpumput toimivat samalla tavalla kuin lämpöpumput yleensä, niiden suunnittelussa on vain otettu huomioon korkeammat lämpötilat ja paineet. Korkean lämpötilan lämpöpumppujen (HTHP) määritelmä on hiukan epäselvä, mutta yleisesti voidaan olettaa, että yli 100°C lämpötila tuottoa lämpöpumpulla voidaan pitää rajana, kun aletaan puhua korkean lämpötilan lämpöpumpuista. (Arpagaus et al., 2018)

Korkean lämpötilojen lämpöpumppujen käyttöä mietitään monilla tekniikan sektoreilla tänä päivänä. Niiden käyttö voi mahdollistaa energian kulutuksen alentamista ja prosessin hyötysuhteen parantamista. Prosessiteollisuudessa esimerkiksi on hyviä käyttökohteita, joissa on 80°C lämpötila, mikä on keskimääräisesti alhaisin suunniteltu lämpötila korkeanlämpötilan lämpöpumpuilla. Korkean lämpötilan lämpöpumpuilla voidaan tuottaa lämmönlähteestä höyryä 100–150 °C, käyttö potentiaalia on paljon esimerkiksi kuivatusprosesseissa, pastöroinnissa, steriloinnissa ja tislauksessa. (Arpagaus et al., 2018)

Korkean lämpötilan lämpöpumppujen käytön odotetaan lisääntyvän tulevaisuudessa, kun hukkaenergiaa halutaan yhä useammasta kohteesta hyödyntää ja sen kohdentaminen helpottuu. Isossa kuvassa tavoite on siirtyä kohti vähähiilistä ja uusiutuvilla polttoaineilla toimivaa prosessituotantoa, joka voidaan osiltaan mahdollistaa lämpöpumppujen käytöllä. Hidastavina tekijöinä korkean lämpötilan lämpöpumppujen käytölle ovat niiden käyttökohteiden vaativuus, sopivien sovelluksien löytyminen toisin sanoen sopivien lämpötila erojen löytäminen, huollettavuuden kasvamisen takia lisääntyvien kustannuksien lisääntyminen sekä nykyisten toimintavarmempien järjestelmien toimivuus. Alkuinvestointi vaatimus marginaaliselle hyödylle tai hyötysuhteen parannukselle on iso kynnys korkean lämpöpumpun asennukselle nykyiseen järjestelmään, jossa höyry tuotetaan esimerkiksi höyrykattilan avulla. Höyrykattila on yksinkertainen ja toimintavarma. Tämän korvaamiseksi tarvitaan määräyksiä ja tukipaketteja, jotta olisi kannattavaa ja sääntöjen noudattamisen kannalta järkevää

investoida monimutkaisempaan tekniikkaan. Kuitenkin sopiviin kohteisiin, josta korkean lämpötilan lämpöpumpulla voidaan tuottaa prosessin seuraavaan vaiheeseen höyryä tai tukea sen tuotantoa voidaan ajatella ideaalisena investointi- ja asennuskohteena. Tätä tukee myös kiristyvät määräykset ja energian säästötavoitteet.

3.3.1 Korkean lämpötilan lämpöpumppujen tilanne tällä hetkellä

Korkean lämpötilan lämpöpumppujen tilannetta on kartoitettu laajasti lähivuosina eri tahojen toimesta tekniikan alan tutkimusohjelmassa nimeltä; ”Technology collaboration programme on heat pumping technologies (HPTTCP). Tutkimukseen on osallistunut organisaatioita kymmenistä eri maista. Ohjelman ensimmäisessä vaiheessa ”Task 1, Annex 58” on tutkittu nykyisiä korkean lämpötilan lämpöpumppujen tekniikoita ja millaiset ovat tulevaisuuden perspektiivit kohti vuotta 2030 maailmanlaajuisesti.

Tutkimuksen mukaan tekniikoita ja mahdollisia toimittajia on jo maailmalla. Tekniikan kehityksen edelläkävijät ovat Japanissa ja Euroopassa. Euroopan kehitystä vauhdittaa sähköistymisen ja energiatehokkuuden parantamisen tarve nykyisen vallitsevan maailman tilanteen takia, joka vaikuttaa Euroopan energiapoliittisiin kysymyksiin hyvin vahvasti.

Tutkimus arvioi, että vuosina 2024–2025 lämpöpumppu teknologiat 120°C saavuttamiseksi yleistyvät teollisuudessa ja markkinoilla, vuosina 2025–2026 160°C ja 2026–2027 vielä korkeimpiin lämpötiloihin.

Taulukko 4. näyttää käytössä olevia HTHP asennuskohteita avaten teknisiä yksityiskohtia sekä millaista tekniikkaa lämpöpumpuntoimittaja on käyttänyt kyseisessä kohteessa. Lämpöpumppu tekniikoiden kehitys vaatii investointeja ja korkeaa tarvetta sekä painetta määräysten ja rajoitusten puolesta. Prosessiteollisuuden on tarve nostaa energiatehokkuuttaan ja yrittää miettiä, miten prosesseja saataisiin energiatehokkaimmiksi. Lämpöpumppujen avulla tämä on mahdollista eri prosessin vaiheissa. Tekniikoiden vähäinen käyttö ja tunnettavuus hidastavat HTHP tekniikoiden yleistymistä. Prosessiteollisuudessa on tärkeää, että järjestelmän tietyt komponentit voidaan ohittaa huoltoa varten sekä ympäröivä tuki ovat saatavilla. Jotta korkeampien lämpötilojen käyttö lämpöpumppujen kanssa yleistyisi on näiden palveluntarjoajien myös yleistyttävä ja kehityttävä. Eri yritysten on vaikea tehdä investointipäätös ilman pakottavaa tarvetta, jos tuotannon jatkuminen ei välttämättä ole taattu siirtymällä

toiseen tekniikkaan, josta ei ole niin paljon tietoa ja dataa tarjolla. Lämpöpumpun voi suunnitella niin, että prosessisuunnittelussa sen voi ohittaa, jotta sen huollon voi suorittaa vaikuttamatta prosessin jatkumiseen. Silloin lämpötilan nosto suoritettaisiin esimerkiksi sähkövastuksin. (Zühlsdorf et al., 2023.)

Taulukko 4. Katsaus HTHP tekniikan käyttöön 18 erilaisessa kohteessa. (Zühlsdorf et al., 2023.)

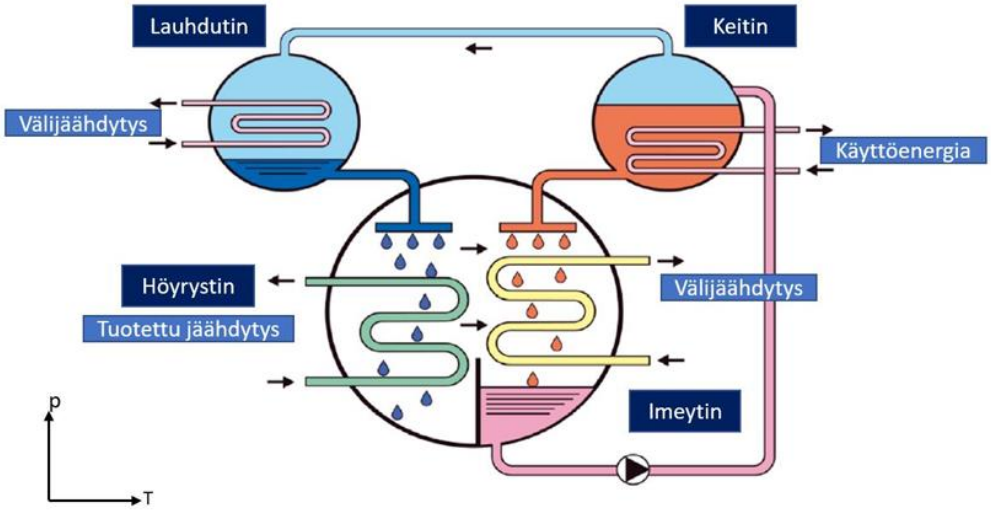
No.	Supplier	Industry	Process	Heat source			Heat sink			HP Type	Refrigerant	Compressor	Capacity	COP_H	Op. hours	Ref.
				Unit Operation	T_{out} [°C]	T_{in} [°C]	Unit Operation	T_{out} [°C]	T_{in} [°C]				[kW]		[h/a]	
1	n. a.	beverage	alcoholic distillation	product cooling	75	78.3	distillation	140	n. a.	MVR	n. a.	n. a.	350	5.2	n. a.	[1]
2	**Mayekawa**	electronic	coil drying	electro-painting cooling	25	30	drying	120	20	CCHP	R744	piston	89	3.1	n. a.	[1]
3	**AMT/AIT**	food	starch drying	waste heat	72	76	drying	138	96	CCHP	R-1336mzz(Z)	screw	374	3.2	4,000	[2]
4	**Olvondo**	pharma-ceutical	recooling	recooling heat	34	36	steam generation	183	178	Stirling HP	R704	piston	2,250	1.7	6,100	[2]
5	**Kobelco**	sewage	sludge drying	exhaust drying air	93	93	steam generation	160	160	MVR	R718	twin-screw, roots blower	675	2.9	n. a.	[2]
6	**Kobelco**	refinery	bioethanol distillation	process cooling	60	65	distillation	115	110	CCHP + Flash Tank	R245fa	twin-screw	1,850	3.5	n. a.	[2]
7	**MHI**	electronic	coil drying	waste heat	50	55	drying	130	70	CCHP	R134a	centrifugal	627	3.0	n. a.	[2]
8	**Piller**	plastics	thermal seperation	exhaust vapour	60	60	steam generation	131	126	MVR	R718	turbo (8 blowers)	10,000	4.4	8,000	[2]
9	**AMT/AIT**	minerals	brick drying	exhaust drying air	80	84	drying	121	96	CCHP	R-1336mzz(Z)	piston (8 compr.)	296	5	4,000	[2]
10	**Spilling**	pulp and paper	pulp drying	exhaust vapour	105	133	steam generation	201	n. a.	MVR	R718	piston (4 LT-, 2 HT-cylinders)	11,200	4.2	7,500	[2]
11	**Spilling**	chemical	chemical	exhaust vapour	105	152	steam generation	211	n. a.	MVR	R718	piston (4 LT-, 2 HT-cylinders)	12,000	5.3	7,500	[2]
12	**Rotrex, Epcon**	sewage	sludge drying	surplus steam	100	n. a.	steam generation	146	n. a.	MVR	R718	turbo (2 stages)	500	4.5	n. a.	[2]
13	**SkaleUP**	dairy	process hot water	(re)cooling	12, 0	20, 5	process hot water	115	95	CCHP	LT-C: R290, HT-C: R600	piston	300	2.5, 2.3	6,500	[2]
14	**QPinch**	chemical	steam production	exhaust vapour	120 - 145		steam generation	140 - 185		heat trans-former	H_2PO_4	heat-driven	2,900	0.45	2,500	[2]
15	**Huayuan Taimeng**	refinery	ethyl-benzene	waste heat	95	120	steam generation	152	n. a.	heat trans-former	LiBr-H_2O	heat-driven	7,553	0.48	n. a.	[2]
16	**Shanghai Nuotong**	beverage	alcoholic distillation	air	n. a.	18.9	steam generation	120	90	CCHP + Flash Tank + MVR	LT-C:R410a, HT-C:R245fa	screw	180	1.85	n. a.	[2]
17	**Huayuan Taimeng**	refinery	alkyl-benzene	waste heat	86	127	steam generation	150	n. a.	heat trans-former	LiBr-H_2O	heat-driven	5,100	0.48	n. a.	[2]
18	**Shandong Zhangqiu Blower**	refinery	ethanol distillation	exhaust vapour	76	n. a.	steam generation	116	n. a.	MVR	R718	centrifugal	n. a.	7.68	7,000	[2]

3.4 Absorptiolämpöpumput

Absorptiolämpöpumput ovat yleisiä jäähdytyksessä, mutta niillä on myös houkuttelevia ominaisuuksia lämpöpumppukäytössä. Absorptiolämpöpumput ja lämpötilanmuuntimet voivat olla tehokkaita lämpötilan nostossa. Absorptiolämpöpumppuja arvostetaan niiden luotettavuuden ja hyvän lämpötilan nostokyvyn sekä säädettävyyden vuoksi. Niiden tyypillinen hyötysuhde (COP) lämpöpumppukäytössä vaihtelee yleensä välillä 1,5–1,8.

Kannattavuuden kannalta on kuitenkin tärkeää, että laitoksella on käytettävissä edullinen lämmönlähde, kuten kuuma vesi tai höyry, jota voidaan hyödyntää absorptiolämpöpumpun käyttöenergiana. Tällöin absorptiolaitteiden käyttö lämpöpumppukäytössä voi olla taloudellisesti kannattavaa. (Maaskola ja Kataikko 2014.)

Kuva 13. Absorption lämpöpumpun energiavirrat ja pääkomponentit. (Ramboll, 2022), selittäen absorptiolämpöpumpun toimintaperiaatetta. Lyhyesti sanottuna absorptiojäähdytyksen tavoitteena on hyödyntää lämpöenergiaa jäähdytyksen tuottamiseen. Prosessi perustuu käytössä olevan työaineparin ominaisuuksiin ja erityisesti aineparin käyttäytymiseen liuoksena. Absorptiojäähdytysprosessissa työaineparin tasapainotila muuttuu paineen ja lämpötilan muuttuessa. Absorptiolämpöpumppuprosessissa kylmäaine vuoroin liukenee (absorptio) liuotinaineeseen (absorbointi) ja vuoroin vapautuu nesteestä (desorptio). Absorptio on yleensä lämpöä vapauttava (eksoterminen) reaktio, kun taas desorptio sitoo lämpöä (endoterminen reaktio). (Ramboll, 2022)



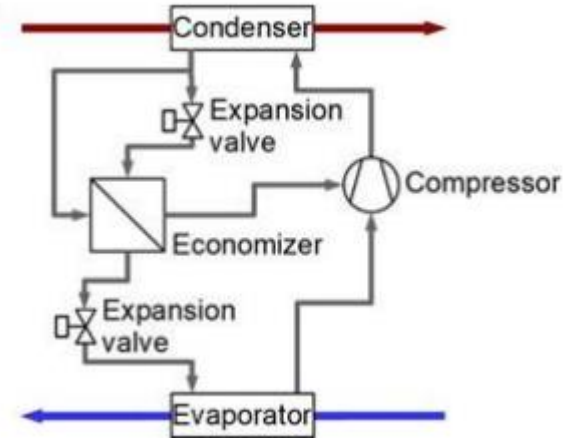
Kuva 13. Absorption lämpöpumpun energiavirrat ja pääkomponentit. (Ramboll, 2022)

3.5 Mahdolliset lämpöpumpputekniikat risteilijä käytössä

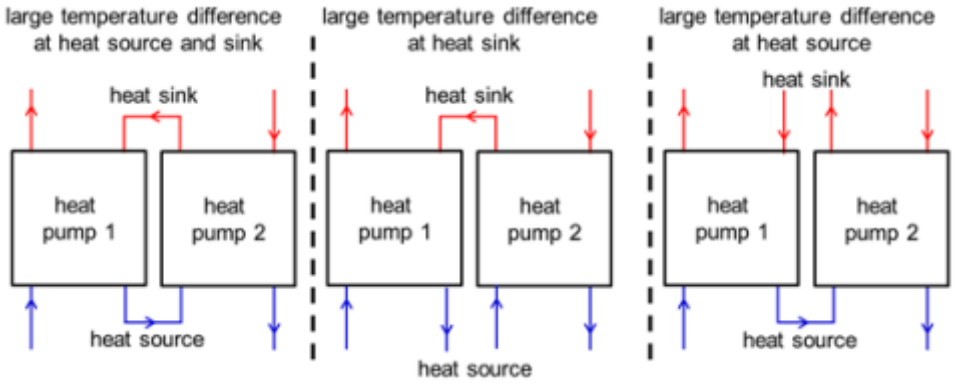
Tässä kappaleessa käydään läpi mahdollisia järjestelmätyyppejä mitä voitaisiin hyödyntää risteilijä käytössä. Tutkielman kannalta ei nähdä järkeväksi käydä kaikkia laitetyyppejä läpi, koska erilaisten laivojen järjestelmät voivat erota toisistaan todella paljon.

Oletetaan, että risteilijällä mahdollisia lämpöpumpun käyttökohteita voisi olla tulevaisuudessa käyttöveden-, tilojen-, uima-altaiden lämmityksen tukeminen ja pesulan höyryntuotanto.

Tähän käyttöveden lämmitykseen voidaan ajatella yhden vaiheen lämpöpumppua ilman sisäistä lämmönvaihdinta tai sen kanssa hyötysuhteen parantamiseksi (Kuva 14.). Risteilijä käytössä yksinkertaisuus, huollettavuus, kustannustehokkuus ja huoltokohteiden vähäisyys on tärkeää, mutta samaan aikaan kiristyvät määräykset ajavat keskittymään yhä energiatehokkaampiin ja sen vuoksi monimutkikkaampiin järjestelmiin. Kaksi vaiheista tai monivaiheista järjestelmää on myös tarpeellista käyttää, mikäli halutaan saavuttaa suuria tulolämpötilaeroja tulo ja poisto linjassa matalasta lämpötilasta korkeampaan lämpötilaan tai jäähdytyselementtien välillä (Kuva 15.). Näin yhden kompressorin ei tarvitse käsitellä niin suurta kuormaa. (Zühlsdorf et al., 2023.)



Kuva 14. Yksivaiheinen kierto, lämmönvaihtimella. (Zühlsdorf et al., 2023.)



Kuva 15. Tupla tai monikiertojärjestelmä. (Zühlsdorf et al., 2023.)

Mekaaninen höyryn uudelleenpuristus (MVR) on tehokas tapa hyödyntää höyryenergiaa teollisissa sovelluksissa, kuten laivan käytössä. MVR-järjestelmässä höyry puristetaan mekaanisesti korkeampaan paineeseen, ja tämä puristettu höyry johdetaan takaisin lämmönvaihtimeen, jossa se luovuttaa lämpöä esimerkiksi laivan pesulan, käyttöveden tai uima-altaan lämmittämiseen.

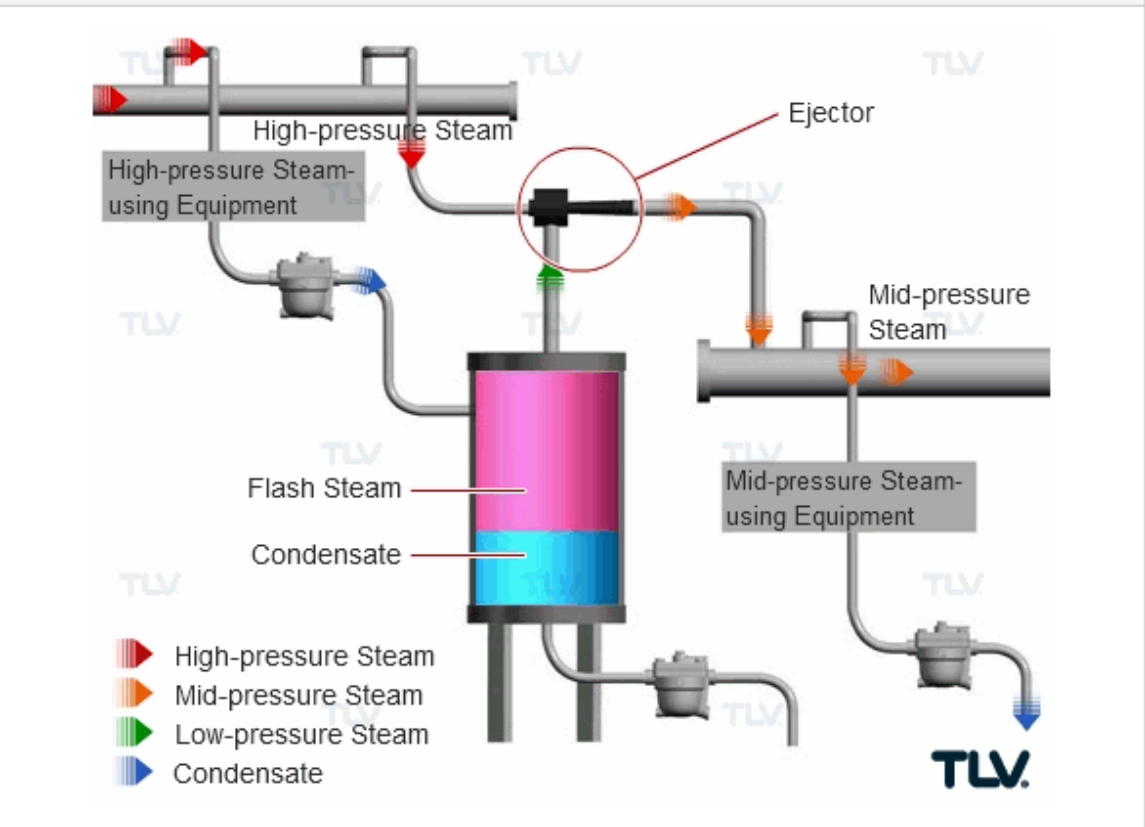
Tämä prosessi mahdollistaa höyryn energian uudelleen käytön ilman ylimääräisen polttoaineen tarvetta, mikä voi parantaa energiatehokkuutta ja vähentää kokonaisenergiankulutusta. MVR-järjestelmä on erityisen hyödyllinen tilanteissa, joissa tarvitaan suurta määrää lämpöenergiaa, ja höyrykattilan kapasiteetti alittaa välittömän tarpeen.

MVR:n käyttökohteita voivat olla esimerkiksi laivan pesulat, käyttövesijärjestelmät tai uima-altaat, joissa tarvitaan jatkuvaa ja suhteellisen tasaisesti tuotettua lämpöä. MVR järjestelmät auttavat mahdollisesti vähentämään energiakustannuksia ja ympäristövaikutuksia verrattuna perinteisempiin menetelmiin.

Mekaanisessa höyryn uudelleen puristuksessa höyry uudelleen puristetaan, josta se voidaan tiivistää lämmönvaihtimella tai viedä suoraan kiertoon, jos kylmäaine on vettä (R-718).

Höyrypuristusjärjestelmät voidaan rakentaa joko suljetuiksi tai avoimiksi kokoonpanoiksi. Suljettu konfiguraatio vastaa perinteistä lämpöpumppusykliä, joka toimii veden (R-718) kanssa käyttöaineena. Avoimissa järjestelmissä höyryä käytetään suoraan höyryverkoissa, ja sitä jaetaan eri prosesseihin lämmön tuottamiseksi. Kuten perinteisissä polttoon perustuvissa höyryverkoissa, höyry voidaan vaihtoehtoisesti kondensoida lämmönvaihtimessa lämmön siirtämiseksi prosesseihin tai ruiskuttaa suoraan prosessivirtoihin (Kuva 16). Höyrykompressoreihin, jotka liittyvät harkittaviin MVR-tekniikoihin ja prosessikaasun puristuslaitteisiin, sisältyy myös uusia kehityssuuntia, jotka perustuvat muihin lämpöpumppusovelluksiin. (Zühlsdorf et al., 2023.)

Yleisesti ottaen nämä järjestelmät ovat osa energiatehokkaita prosesseja, joissa pyritään hyödyntämään höyryn lämpöenergiaa ja vähentämään kokonaisenergiankulutusta. (Zühlsdorf et al., 2023.)

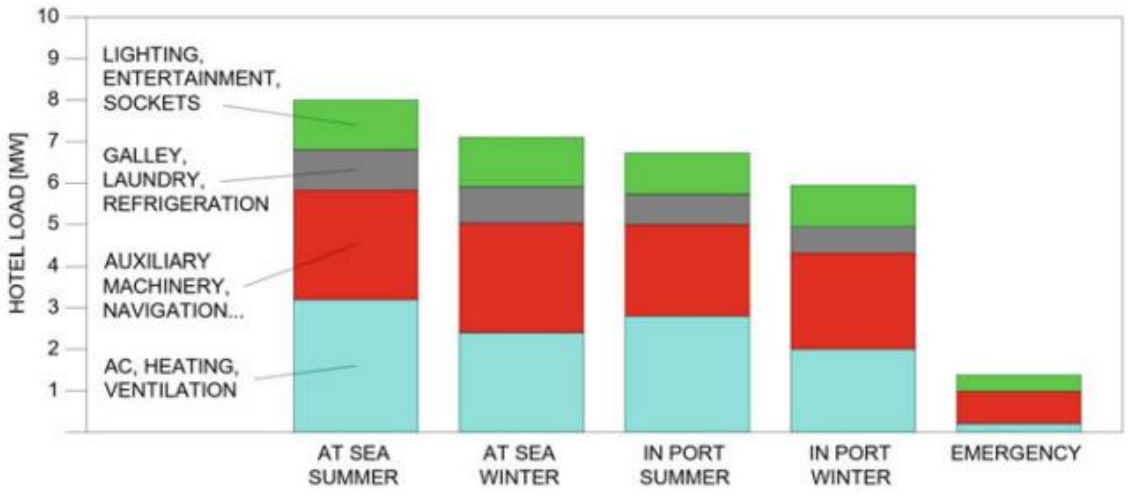


Kuva 16. Höyryn kondensaation ja suoraruiskutuksen konseptikuva. (TLV, 2023)

4 Laivojen lämmön tarve yleisesti

Laivan lämmöntarve koostuu monesta eri kuluttajasta. Näitä ovat esimerkiksi: laivan eri tilat, vedenlämmittimet, ilmastointi, pää- ja apumoottorit (silloin, kun moottoreiden lämpötila nostetaan ensimmäisen kerran), voiteluöljylämmittimet sekä käyttöveden- tai höyrynlämmittimet. Laivan lämmityksen kokonaisteho koostuu myös esimerkiksi kiertovesipumppujen sähkömoottoreiden sekä monen muun apulaitteen tehon tarpeesta.

Esimerkkinä käytettävän risteilijäaluksen paino on 100,000 GT ja sen kuluttaa riippuen reitistä ja ulkolämpötilasta noin 30000 t MGO polttoainetta, joka vuosi. Jos laiva on täynnä eli kyydissä on 3250 matkustajaa, jokainen heistä kuluttaa lämpöenergiaa viikon mittaisella risteilyllä noin 900 kWh. Tämä vastaa noin 180 kg polttoainetta per matkustaja. Kuva 17. antaa arvion siitä kuinka paljon vuodenaika tai risteilijän operointitilanne vaikuttaa risteilijän hotellin energiakuormaan. (Markus Aarnio, 2023.)



Kuva 17. Hotellin kuorma esimerkin 100 GT risteilylaivalle. (Markus Aarnio, 2023.)

Risteilijän lämmöntarpeeseen vaikuttavat eniten ulkolämpötila. Risteilijä pystyy kattamaan pää- tai apumoottoreilla tuotetun hukkalämmön avulla suurimman osan tarvitsemastaan energiasta, loput tai korkeammat lämpötilat voidaan tuottaa polttoainekäyttöisten höyrykattiloiden avulla tai mahdollisesti tässä työssä tutkittavien lämpöpumppujen avulla. Erään laivan lämpötase laskelmasta voidaan nähdä (Liite 1.) kuinka pakokaasukattiloiden avulla talviolosuhteissa (-25°C) risteilijä pystyisi tuottamaan tarvittavan lämmön koko laivalle. On

kuitenkin polttoainetaloudellisesti kannattamatonta käyttää kaikki pääkoneita (6 kpl), jotta laivan lämpötarve saavutettaisiin vain pakokaasukattiloiden avulla. Yhden pääkoneen on oltava valmiustilassa, jos yksi muista operoivista pääkoneista vikaantuu, joten tästäkään syystä se ei olisi mahdollista ja laivalla on oltava vaihtoehtoisia tapoja lämmöntuotantoon. Yleensä loppu tarvittava lämpö tuotetaan lämpökattiloilla, kuten Liitteen 1. laivan kohdalla myös on.

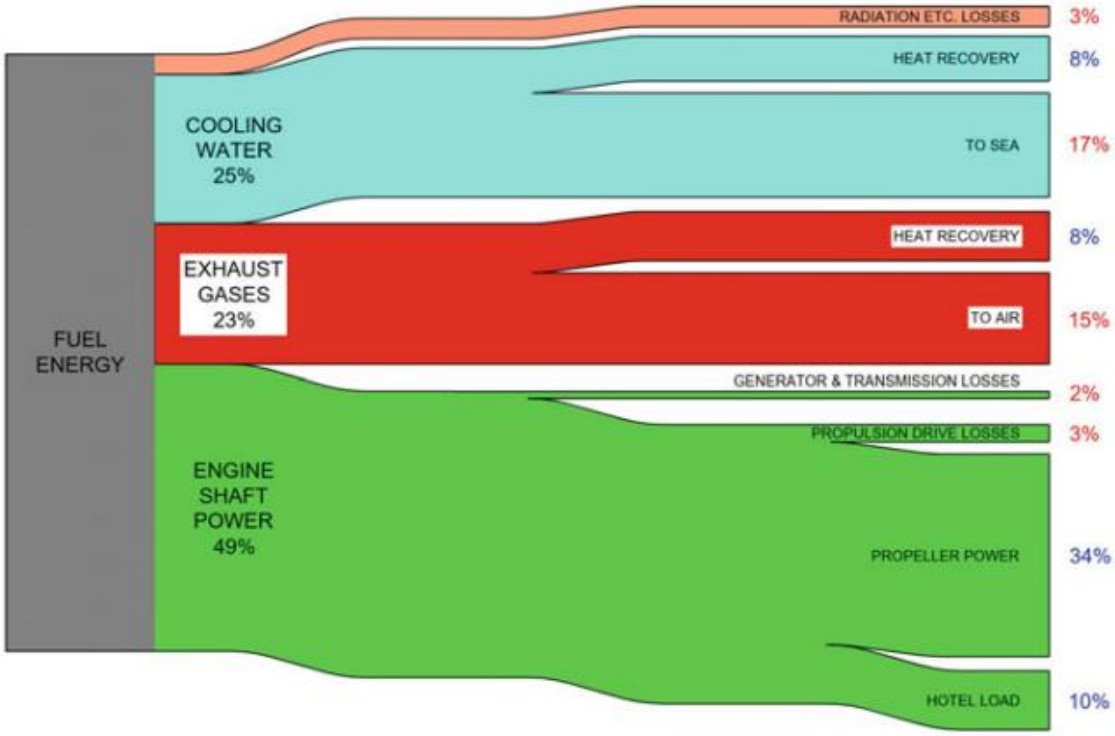
4.1 Hukkalämmön talteenottojärjestelmät laivoissa

Vuosikymmenten ajan hukkalämmön talteenottojärjestelmät ovat olleet standardi järjestelmä laivoissa. Energia pakokaasuista ja korkean lämpötilan (HT) jäähdytysvedestä on käytetty puhtaan käyttöveden tai lämmöntuotantoon. Kuitenkin tänä päivänä laivojen suunnittelussa on keskityttävä yhä enemmän lämmöntalteenottoon ja sen hyödyntämiseen kiristyvien määräysten ja energian hinnan nousun takia.

Kuva 18. Kaavio näyttää kuinka polttoaineen energia jakautuu risteilijä laivassa. (Markus Aarnio, 2023.). Polttoaineen energia jakautuu risteilijän eri energian kuluttajien välillä, normaalin päivän aikana merellä polttoaineen energiasta haihtuu noin 40 % meriveteen, ilmaan, pakokaasuihin ja säteily tappioina. (Markus Aarnio, 2023.)

Käyttökelpoisia hukkalämmön talteenottokohteita ovat moottorin jäähdytysvedet, pakokaasut ja ilmastoinnin poisto. Moottorin jäähdytysvesi (HT) on edelleen korkeassa lämpötilassa moottorin jälkeen (noin 90 °C), se tekee siitä arvokkaan kohteen, kun puhutaan lämmöntalteenotosta.

Energia pakokaasuista otetaan talteen yleensä Exhaust Gas Economiserin tyyppisellä ratkaisulla (EGE). Tällä tekniikalla voidaan hyödyntää pakokaasujen energiaa laivan höyryntuotannossa. Esimerkiksi Vahterus valmistaa kyseisiä pakokaasun lämmöntalteenottojärjestelmiä (Vahterus, 2023.). Kuitenkin merkittävän paljon energiaa karkaa pakokaasujen mukana ilmaan, koska pakokaasujen lämpötilaa ei voida laskea liikaa rikkikorroosio riskin takia. LNG:tä (Liquid nitrogen gas) eli nestemäistä typpeä käyttävien laivojen tilanne on suhteessa parempi, koska LNG polttoaineena ei sisällä rikkiä niin paljon kuin nestemäiset fossiiliset polttoaineet. LNG käytössä tarvitaan moottorin sytytystapahtumaan kuitenkin pilot-polttoaine (Esimerkiksi MGO), joten LNG:llä operoidessa laivojen pakokaasut eivät ole täysin rikittömiä. (Markus Aarnio, 2023.).



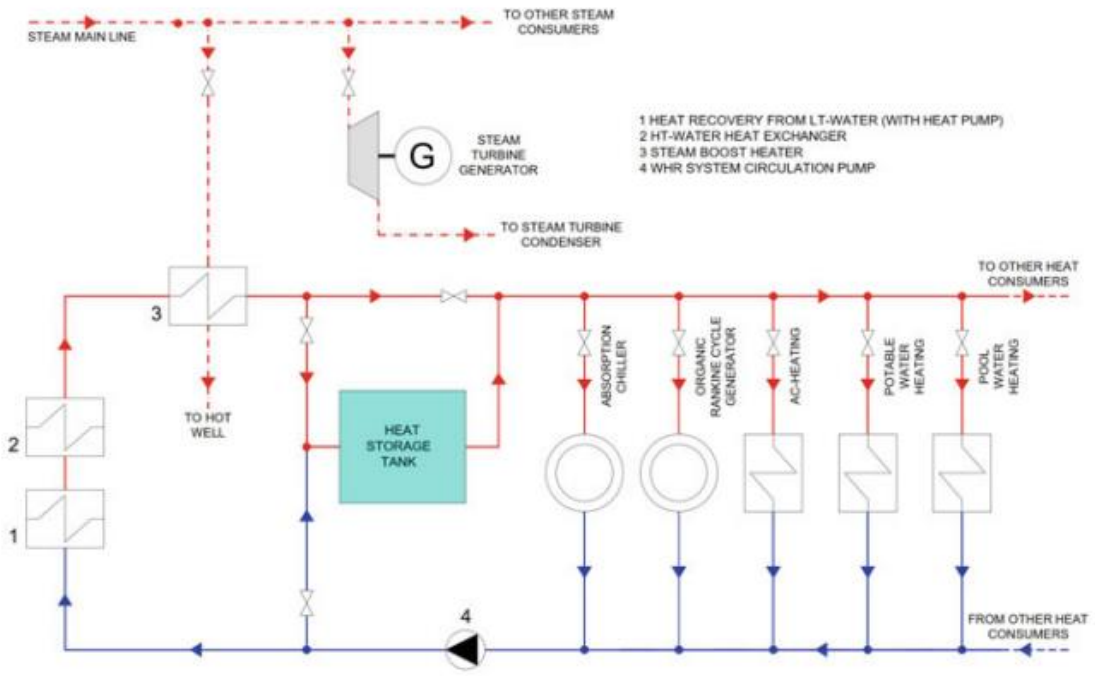
Kuva 18. Kaavio näyttää kuinka polttoaineen energia jakautuu risteilijä laivassa. (Markus Aarnio, 2023.).

Ongelma risteilijöillä on, jos laiva seisoo kauan satamassa ja esimerkiksi palaavat asiakkaat haluavat peseytyä kuumalla vedellä, josta johtuva suuri lämpimän veden kysyntä voi saada aikaan mahdollisesti lämpimän veden loppumisen, joka täytyy taata risteilijän, jokaisessa operoinnin vaiheessa. Alhainen moottorin kuorma satamassa merkitsee myös alhaista hukkalämpöä, joten tällaisissa tilanteissa täytyy olla toinen mahdollinen ratkaisu. Tulevaisuudessa laivojen on käytettävä maasähköä, eikä satamissa moottoreilla tuotettava energia ole mahdollinen vaihtoehto rajoitusten kiristyessä. Tämä on yleistymässä monissa satamissa, toistaiseksi esimerkiksi Seattlen satama vaatii laivoja käyttämään maasähköä, joissa on kyseinen teknisesti mahdollista. EU on kiristämässä omia rajoituksia tiettävästi vuoteen 2033 asti, josta eteenpäin ei vielä tiedetä tulevia rajoituksia tai niitä ole esitetty julkisesti (kts. kappale 4.2).

Tähän ongelmaan voidaan käyttää ratkaisuna lämmönkeruutankkia (lämpöakku) ja maasähköllä toimivan lämpöpumpun yhdistelmää. Tähän tarkoitukseen lämpöpumpun käyttö lämmön- tai höyryntuotantoon olisi mahdollisesti järkevä ratkaisu, jos esimerkiksi laivan reitin tai olosuhteiden, kuten ulkolämpötilan takia lämmönkeruutankkiin ei saada kerättyä tarpeeksi hukkalämpöä lämmöntalteenotto laitteiden avulla. Tarvittava lämpötarve voitaisiin

tuottaa lämpöpumpun avulla. Lämmönkeruutankit eivät ole tällä hetkellä yleisiä niiden viemän tilan vuoksi. Tankkeihin on mahdollista säilöä vain kuumaa vettä, mutta niiden energiatehokkuutta voi parantaa vaiheenmuutosmateriaalilla (PCM). Vaiheenmuutosmateriaalit vapauttavat ja absorboivat lämpöä faasisiirtymällä: nesteestä kiinteäksi tai päinvastoin. PCM voi olla orgaanista tai epäorgaanista materiaalia.

Kuva 19. esittää, miten laivan lämmöntalteenottojärjestelmä voitaisiin periaatteessa rakentaa. Tässä esimerkissä on käytetty höyryturbiinia, mikä ei välttämättä toimi jokaisen laivan käytössä. Laivan lämmöntalteenottojärjestelmän suunnittelun suurimmat määrittävät tekijät ovat laivan koko, henkilökapasiteetti, polttoaine ja reitti. Nämä tekijät määrittävät kuinka paljon lämpöä ja sähköä laivan pitäisi tuottaa yhteensä, jotta laiva pystyy operoimaan tietyllä reitillä. (Markus Aarnio, 2023.).



Kuva 19. Esimerkki laivan lämmöntalteenotto – järjestelmän periaatteesta. (Markus Aarnio, 2023.).

5 Laivojen energiamurroksen ja kasvihuonepäästö vaatimusten taustaa

Meriteollisuudessa vallitseva energiamurros ja päästövaatimukset ajavat laivojen omistajia kehittämään nykyisten operoivien laivojen energiatehokkuutta ja tutkimaan, miten uudet laivat voisi täyttää vaatimukset mahdollisimman pitkään. Tässä kappaleessa käydään pääpiirteittäin, mitkä tekijät ja järjestöt ajavat eniten laivojen energiatehokkuuden parantamista eteenpäin. Kasvihuonepäästöt liittyvät tähän ja monesti vaikuttavat energiatehokkuuden kanssa toisiinsa, niihin liittyviä ratkaisuja pohdittaessa. Siksi monesti teknisesti hyötysuhteeltaan tehokas ratkaisu ja eri asetusten noudattaminen yhtäaikaisesti on vaikeaa ja sen myötä teknisiä kompromisseja joudutaan tekemään. On oletettavaa, että tämän päivän laivaliikenteen kasvihuonepäästöjen tilanteesta olisi myös lukijalle hyötyä ennen kuin siirrytään työn tutkimuksen läpi käymiseen.

5.1 Päästöt laivaliikenteessä

Kansainväliset merikuljetukset aiheuttivat noin kahden prosentin osuuden maailmanlaajuisista energian aiheuttamista hiilidioksidipäästöistä vuonna 2022. Päästöt kasvoivat viiden prosentin verran vuodessa, saavuttaen 706 miljoonaa tonnia edellisen vuoden 670 miljoonasta tonnista. Vuonna 2020 päästöt olivat 633 miljoonaa tonnia, ja vastaava taso oli viimeksi nähty vuonna 2013. Vuonna 2030 Kansainvälisen energiajärjestön (IEA) Net Zero -skenaarion mukainen tavoitetaso hiilidioksidipäästöille on 605 miljoonaa tonnia. Skenaarion mukaan matalahiilisten polttoaineiden osuuden kulutetusta energiasta tulisi olla 13,3 %, josta fossiilisten polttoaineiden osuus olisi 7,9 EJ, biopolttoaineiden 0,6 EJ, ammoniakin 0,5 EJ, vedyllä 0,1 EJ ja samoin metanolilla 0,1 EJ. Vertailun vuoksi vuonna 2022 fossiilisten polttoaineiden kulutus oli 9,2 EJ, kun matalahiilisten osuus oli 0,1 % kokonaiskulutuksesta. Biopolttoaineiden osuus oli alle puoli prosenttia merenkulun kokonaisenergiantarpeesta vuonna 2022, kun taas perinteisesti öljytuotteiden osuus on ollut yli 99 %. (Tapani Alaoja. 2023., IEA 2023.)

Päästöjä ohjaava regulaatio on IMO:n alainen meriympäristön suojelukomitean (MEPC) 2023 hyväksymä IMO:n strategia kasvihuonepäästöjen vähentämiselle.

5.1.1 Energy Efficiency Design Index

Energy Efficiency Design Index (EEDI) on energiatehokkuuden suunnitteluindeksi, jota käytetään uusien laivojen suunnittelussa. Indeksi edistää energiatehokkaampien laitteiden ja moottoreiden käyttöönottoa laivasuunnittelussa, mikä puolestaan vähentää päästöjä. EEDI määrittelee erikokoisille ja -tyyppisille laivoille omat energiatehokkuusminimiarvot, jotka niiden on täytettävä suhteessa siirrettyyn tavaramäärään ja kuljettuun etäisyyteen. Tämä tarkoittaa, että pienempi EEDI-arvo on indikaattori paremmasta energiatehokkuudesta.

EEDI-tavoitteita on tiukennettu viiden vuoden välein vuodesta 2013 lähtien. Indeksin keskeisenä tavoitteena on teknologianeutraali päästöjen vähennys, mikä merkitsee sitä, että markkinat voivat itse valita käytettävät käytännön ratkaisut ja keinot. EEDI asettaa vain yleisen tavoitteen päästöjen vähentämiselle, jättäen toteutustavat ja ratkaisut alan toimijoiden päätettäviksi. (IMO, 2019.)

5.1.2 Energy Efficiency Existing ship Index

Energy Efficiency Existing Ship Index (EEXI) on energiatehokkuusindeksi, jota sovelletaan kaikkiin yli 400 bruttovetoisuustonnin olemassa oleviin laivoihin. Tämä indeksi laajentaa Energy Efficiency Design Indexin (EEDI) periaatteita koskemaan myös jo käytössä olevia aluksia. EEXI lasketaan kerran laivalle, ja se heijastaa laivan teknistä tai suunnitteluperustaista tehokkuutta. Sen jälkeen laivan on pyrittävä saavuttamaan asetettu tavoiteindeksiluku.

Vastaavasti kuten EEDI:ssä, EEXI antaa laivoille joustavuutta valita teknologianeutraaleja keinoja päästövähennyksiin. Nykyiset käytettävissä olevat keinot voivat sisältää esimerkiksi tehonrajoituksia, hukkalämmön talteenottoa tai tuulen hyödyntämistä propulsio tarkoituksiin. Nämä ratkaisut voivat vaihdella laivan tyypin ja käyttöolosuhteiden mukaan. (IMO, 2019)

5.1.3 Carbon Intensity Indicator

Carbon Intensity Indicator (CII) eli hiilidioksidipäästöintensiteetin indikaattori heijastaa laivojen energiatehokkuutta, ottaen huomioon niiden vuotuisen öljypolttoaineiden kulutuksen. Tätä indikaattoria sovelletaan kaikkiin laivoihin, joiden bruttovetoisuus on vähintään 5000 tonnia. CII:lle asetetaan vuotuinen vähennystavoite, joka on kaksi prosenttia vuosittain vuosina 2023–2026. Sen jälkeen vaatimuksia kiristetään edelleen vuosille 2027–2030. Laivan saavuttamaa CII-arvoa tarkastellaan ja vertaillaan asetettuun tavoitetasoon. Tämän arvioinnin perusteella laivalle annetaan päästöjen mukainen aakkosluokitus (A-E), missä A edustaa parasta ja E heikointa arvosanaa.

Mikäli laiva saa arvosanan D kolmena peräkkäisenä vuotena, on laivan omistajan laadittava korjaavien toimenpiteiden suunnitelma. Vastaavasti toimitaan, jos laiva saa arvosanan E. Laivat voivat vaikuttaa CII-arvoonsa operatiivisilla päätöksillä, kuten optimoimalla laivan nopeutta, suunnittelemalla reittejä säätietojen perusteella, parantamalla aikataulutusta tai säätämällä laivan asentoa painolastin avulla. (IMO,2019)

5.2 FuelEU meriliikenneasetus

FuelEU meriliikenneasetuksen tarkoituksena on tukea merenkulkualan matkaa kohti hiiletöntä operointia. Asetus tulee voimaan 1.1.2025 ja se tulee kasvattavaan uusiutuvien ja vähähiilisten polttoaineiden käyttöä. Yleisesti asetus nostaa huomiota laivojen tuottamiin kasvihuonepäästöihin ja energian käytön optimointiin laivan operoinnin eri vaiheissa. Tämän lisäksi vuodesta 2030 lähtien kontti- ja risteilijälaivat joutuvat käyttämään tietyn rajoituksin satamissa maasähköä laivan energian tuottotarpeisiin. Laivan ollessa Trans-European Transport Networkin (TEN-T) satamassa yli kaksi tuntia, vuodesta 2030 maasähkön käyttö on pakollista EU alueella sijaitsevissa satamissa. Vuodesta 2035 lähtien sääntely ulottuu kaikkiin satamiin, jossa on maasähköä saatavilla. Taulukko 5. avaa asetuksen kasvihuonepäästöjen alennustavoitteet vuoteen 2050 asti. Kasvihuonekaasu-intensiteettivaatimukset on asetettu prosenttivähennyksenä suhteessa viitearvoon 91,16 gCO2e/MJ. Prosenttivähennysvaatimus nousee asteittain viiden (5) vuoden välein vuoteen 2050 asti. Esimerkiksi 2 prosentia vuodesta 2025 vuoden 2029 loppuun. (DNV,2023)

Taulukko 5. Fuel EU asetuksen päästöjen alennus tavoitteet. (DNV, 2023)

Reduction	2025	2030	2035	2040	2045	2050
Reduction (%)	2	6	14.5	31	62	80
Required GHG intensity (gCO_2e/MJ)	89.3	85.7	77.9	62.9	34.6	18.2

Kuitenkin erään risteilijä varustamon kanssa käydyn keskustelun perusteella maasähkön käyttöpakko perustuu laivan sähköntarpeen täyttöön. Eli lämmöntuotanto esimerkiksi apulämpökattiloilla on mahdollista, ennen kuin rajoitukset tiukentuvat asetuksen mukaisesti niin, että lämmityskin on pystyttävä hoitamaan poikkeuksia lukuun ottamatta maasähkön ja eri järjestelmien hukkalämmön avulla.

Tarkemman tutkimisen ja DNV:n konsultoinnin jälkeen selvisi, että risteilijät voivat käyttää apulämpökattiloita myös myöhemmin kuin 2030, jos polttoaineena käytetään esimerkiksi biopolttoaineita tai sähköpolttoaineita (tuotettu uusiutuvan sähkön avulla esimerkiksi e-ammoniakkia, e-metanolia). Eräs valmistaja on jo tuonut markkinoille metanolilla toimivan lämpökattilan, joten tästä johtopäätöksenä risteilijä varustamoilla on myös muita vaihtoehtoja 2030 jälkeen, kun maasähkökäyttö pakko satamissa kiristyy. Varustamot voivat investoida e-metanoli tai e-ammoniakki käyttöiseen lämpökattilaan, tämä antaa joustovaraa lämmöntuotannossa, jolloin ei olla satamissa pelkästään maasähköllä tuotetun lämmön varassa, jos hukkalämpö loppuu. Satamissa saatavilla olevien sähköliittymien ja laivaan syöttö mahdollisuudet ovat myös iso investointi laivan suuren sähköntarpeen vuoksi. Tärkein on varmasti löytää kustannustehokkain vaihtoehto, kuinka käyttää maasähköä ja kuinka paljon investoida laivan tekniikan uusimiseen määräyksien noudattamiseksi uusille ja jo käytössä oleville laivoille.

6 Lämpöpumppukoneikon konseptisuunnittelu risteilijä käyttöön

Laivojen rakennuksen ja suunnittelun aikana telakat yrittävät pitää kustannukset ja tekniikan monimutkaisuuden tietyissä rajoissa, jotta telakan toiminta pysyy myös kannattavana sekä niin, että määritetyistä aikatauluista pystytään pitämään kiinni. Mahdollisten satamien maasähkö käytön pakollistamisen ja energiatehokkuuksien parantamiseen liittyvät määräykset kuitenkin ajavat varustamot vaatimaan telakoilta teknisiä ratkaisuja näiden pulmien ratkomiseen. Ketju jatkuu niin, että telakat vaativat heidän alihankkijoiltaan erilaisia ratkaisuja, jotta pystyvät täyttämään loppuasiakkaan eli varustamon asettamat tarpeet. Varustamo yrittää seurata ja ennustaa mahdollisimman hyvin luokituslaitosten ja eri määräävien tahojen asettamia rajoituksia ja määräyksiä. Uusien laivojen suunnittelussa on otettava huomioon, jo miten tulevaisuuden määräykset tulevat muovaamaan laivojen operointia, jotta laivojen tekniikkaan ei tarvitse heti investoida uudelleen ja muuttaa sen rakenteita. Seuraavissa kappaleissa pohditaan, mitä hyötyjä lämpöpumpun käyttö mahdollisesti toisi risteilijän käyttöön ja kuinka paljon yleisellä tasolla lämpöpumpun avulla voidaan säästää energiaa.

6.1 Konseptisuunnittelu – operoiva laiva

Erään risteilyvarustamon edustajan kanssa käytiin läpi, mihin kohteeseen laivan energiantuotantojärjestelmässä olisi mahdollisesti energiatehokkainta sijoittaa lämpöpumppu ja millaisiin tutkimustuloksiin he ovat päässeet. Liite 1. sisältää tiedot laivan suunnitteluvaiheessa käytetystä lämpötaselaskelmasta. Ylemmässä osassa ”Consumers” on laivassa olevien tankkien lämpöhäviöt ja talvi- ja kesäolosuhteissa tarvitsemat lämpötehot laivan ollessa merellä ja satamassa. Liitteen 1. keskiosassa ”Other consumers” on kerätty laivan muut lämmönkuluttajat ja niiden tarvitsemat lämpötehot talvi- ja kesä olosuhteissa laivan ollessa merellä ja satamassa. Liite 1. alaosassa on kerätty apulämpökattiloiden lämpötehokapasiteetit ja pakokaasukattiloiden tuottamat lämpötehokapasiteetit.

Tämän haastattelun ja risteilyvarustamon antamien tietojen pohjalta aloitettiin luomaan konseptia. Mahdollinen kohde lämpöpumpulle olisi lämpöakkujen lämmöntuotannossa, kun lämpöakku on luovuttanut moottoreiden hukkalämpönä kerätyn lämmön satamassa ja lämpöä tarvitsisi tuottaa nopeasti sähkön avulla. Nykyisen jo operoivan laivan ollessa

talvisaikaan eräässä satamassa laivan lämpöakut eivät riitä yksinään ulkoilman lämpötilan laskiessa noin -10°C ja laivan ollessa satamassa noin 2 h kerrallaan. Lämpöakkuihin varattu lämpö riittää, jos lämpötila pysyttelee noin -1–5°C välillä. Konseptisuunnittelussa halutaan keskittyä nykyisen jo operoivan laivan kohdalla pohtimaan, miten lämpöpumppu voisi tukea lämpöakkujen lämmitystä satamassa laivan ollessa kiinni maasähkössä. Tällä voitaisiin täyttää tulevat satamamääräykset ja hyödyntää maasähköä tehokkaasti. Kuitenkin tulevaisuudessa on tarkoitus suunnitella laiva varustamon käyttöön, jossa ei olisi höyryn tuotantoa ollenkaan, vaan lämpö tuotettaisiin hukkalämmön loputtua pelkästään lämpöpumpulla. Höyryntuotantojärjestelmän pois jätön mahdollisuuksia tutkitaan varustamon toimesta uutta laivaa suunniteltaessa ja perusteluiksi on ehdotettu yksinkertaisempaa järjestelmää, painotusta lämpöpumppujärjestelmän käyttöön, tilan vapautumista, kun lämpökattiloiden ja niiden apulaitteiston viemä tila jää käyttöön. Höyryntuotanto on myös mahdollista korkean lämpötilan lämpöpumpuilla niin kuin aiemmin on mainittu. Tämän mahdollistaminen saattaa olla vaikeaa, mutta tutkimuksessa tämä otetaan huomioon ja laivan varajärjestelmäksi saatetaan tarvita sähkökäyttöinen tai uusiutuvalla polttoaineella toimiva lämpökattila, jotta luokituslaitoksen vallitsevat määräykset voidaan täyttää.

Taulukko 6. on kerätty lämmönkulutus ja tuotantotietoja. Kulutustiedot sisältävät kaikki laivalla olevat järjestelmät, jotka kuluttavat lämpöenergiaa. Arvot perustuvat Liitteen 1. arvoihin, joita on käytetty jo operoivan laivan suunnittelussa. Näitä ei ole eritelty työhön, vaan on keskitytty lämmön kokonaiskulutukseen, josta, osan voisi tuottaa talvella lämpöpumpun avulla ja kesällä mahdollisesti käyttää laivan tilojen jäähdytykseen. Taulukon arvoista voidaan huomata, että talvella hukkalämpö ei riitä täyttämään tarvetta, jos laiva on satamassa 2 h noin -25°C lämpötilassa, vaan joudutaan käyttämään muuta lämmönlähdettä, kuten polttoaineella toimivaa moottoria, ja pakokaasukattilaa. Vielä vuonna 2024 höyry- tai pakokaasukattilan käyttöä ei kielletä lämmityskäyttöön satamassa.

Lämpöakkujen 1. ja 2. oletetaan olevan aina täynnä operoinnin päätteeksi laivan reitin päätepisteissä, kun koneet sammutetaan satamassa. Lämpöakuissa lämpötila on noin 90°C, josta sen teoriassa voidaan antaa laskea 50°C. Molempien lämpöakkujen tilavuus on 52,9 m3. Tästä laskettu veden massa m_{vesi} veden tiheyden ollessa 997 kg / m3 on:

$$m_{vesi} = V * \rho \tag{8}$$

Lasketun veden massa m_{vesi} on noin 52700 kg, veden ominaislämpökapasiteetin c_p 4,18 kJ/kgK ja lämpöakkujen dT 40°C avulla voidaan laskea lämpöakun sisältämä lämpöenergia:

$$Q = (c_p * dT * m)/3600 = 2448\ kWh \quad (9)$$

missä

Q lämpöenergia [kWh]

c_p veden ominaislämpökapasiteetti [kJ/kgK]

m veden massa [kg]

dT veden alku ja loppu lämpötilojen erotus [°C]

Taulukko 6. arvojen perusteella voidaan laskea laivan tarvitsema lisälämmön tarve lämpötilassa -25°C, kun lämpöakut ovat luovuttaneet lämpönsä.

Laivan ollessa kaksi tuntia satamassa lämmöntarve on 9522 kWh. Jos tästä vähennetään lämpöakkuihin talteen otettu lämpö 4896 kWh saadaan tarvittavaksi lisälämmöksi 4626 kWh.

Kaavana:

$$Q_{tarve} = E_{lämpö,2h} - E_{hukkalämpö} = 4626\ kWh$$

missä

Q_{tarve} tarvittava lisälämpöenergia [kWh]

$E_{lämpö,2h}$ energian tarve 2 h aikana satamassa [kWh]

$E_{hukkalämpö}$ talteen otettu hukkalämpö [kWh]

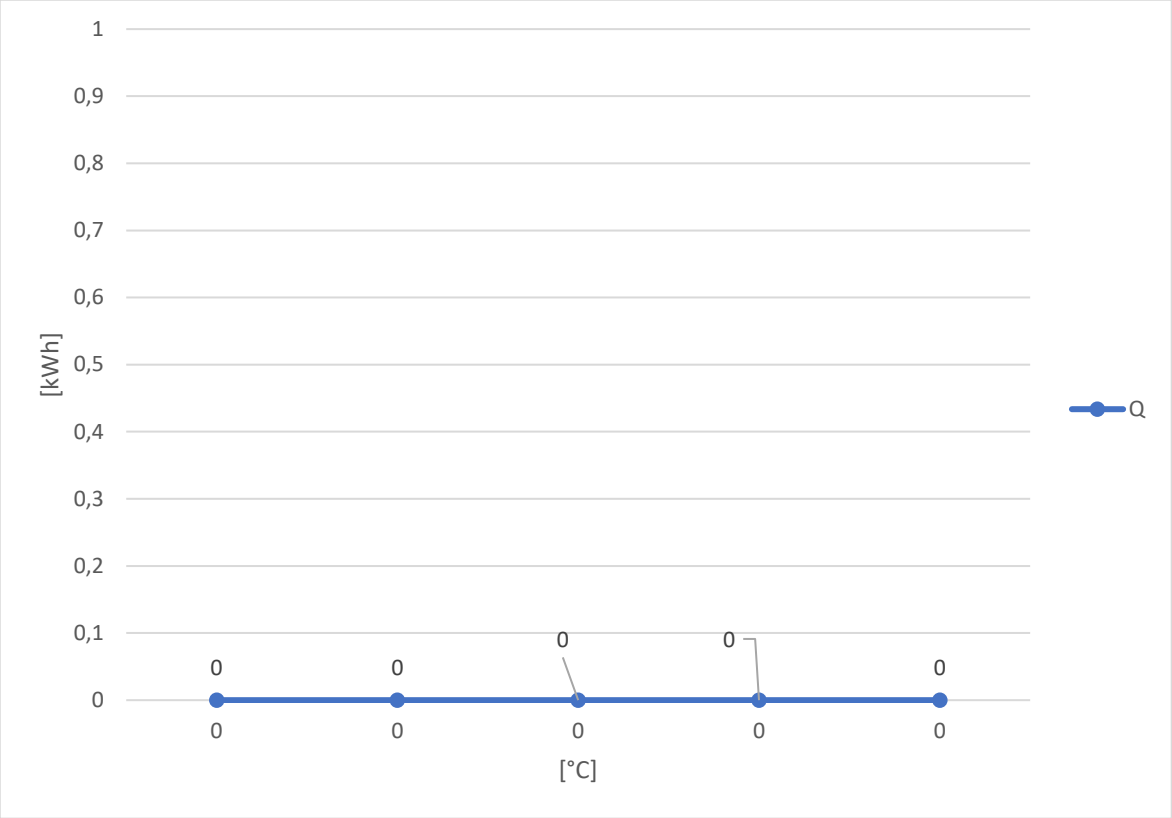
Taulukko 6. Operoivan laivan lämpötase tietoja satamassa.

Nykyisen operoivan laivan lähtötiedot		
	Talvella satamassa – 25 °C	Kesällä satamassa 25 °C

Lämpötehontarve satamassa	4626 kW	1049 kW
Lämpöenergiantarve 2 h aikana	9522 kWh	2098 kWh
Hukkalämpöä saatavilla operoinnin päätteeksi satamassa. Lämpöakku 1. ja 2. Tilavuus 52,9 m3 / tankki	4896 kWh	4896 kWh
Tarvittava lämpöenergia, joka voitaisiin tuottaa lämpöpumpulla	4626 kWh	-

Konseptina tähän olisi mahdollista kehittää lämpöpumppujärjestelmä, joka kokonaan tai osittain kattaa jäljelle jäävän lämmöntarpeen. Varustamon kanssa käydyn keskustelun jälkeen lämpöpumpun lämmönlähteeksi voitiin kaavailla, lämpöakkujen lämpöenergiaa, joka jää jäljelle, kun lämpötila on laskenut noin 50°C tasolle. Lämpöakusta saatu noin 50°C vesi pumpataan lämpöpumpulla korkeampaan tavoitelämpötilaan. Kun lämpöakun veden lämpöenergia on luovutettu laivan saavuttua satamaan, vesi voidaan käyttää lämmönlähteenä noin viidestäkymmenestä (50°C) celsiusasteesta kymmeneen (10°C) celsiusasteeseen. Tällöin dT on 40°C eli veden sisältämä lämpöenergia kaavalla (9) laskettuna on noin 2450 kWh.

Kuva 20. esittää, miten veden lämpöenergian määrä laskee, kun veden lämpötila laskee. Vielä 10°C vesi lämmönlähteenä sisältää noin 612 kWh lämpöenergiaa.



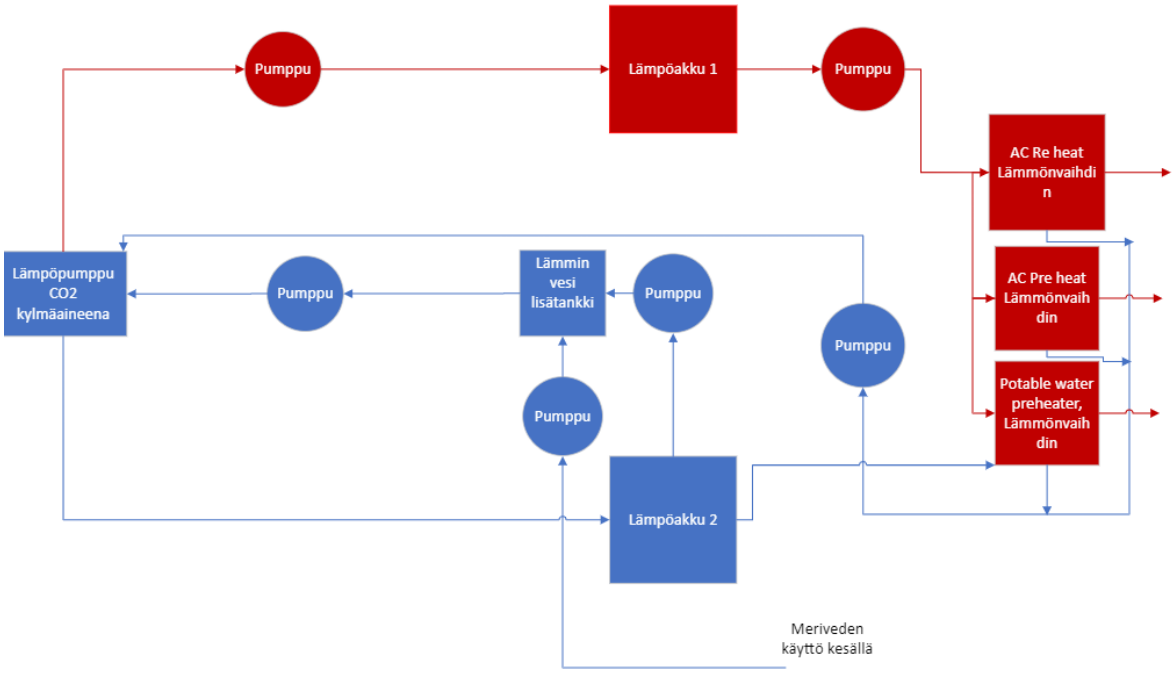
Kuva 20. Lämmönlähteen lämpöenergian määrä lämpötilan mukaan.

Konsepti 1. on kuvattu Kuva 21. ja seuraavissa vaiheissa prosessi käydään läpi pääpiirteittäin:

Prosessi:

1. Lämpöakku 1. ja 2. ovat luovuttaneet lämmön noin 50°C tasolle laivan lämmönjako järjestelmän kuluttajille.
2. Osa lämpöakun 2. noin 50°C vedestä pumpataan järjestelmään lisättävään lämmin vesitankkiin ennen kuin lämpöpumppu aloittaa pumppaamisen.
3. Lämpöpumppu käyttää lisätankin noin 50°C vettä kiertoaineen lämmönlähteenä ja pumppaa kiertoaineen korkeampaan lämpötilaan. Noin kiertoaineen luovuttama lämpö saa veden lämpötilan nousemaan noin 90–95°C. Vesi jatkaa punaisella merkittyä prosessia kohti lämpöakkua 1. ja sen jälkeen lämmönvaihtimille.
4. Automaatio sammuttaa lämpöpumpun hetkeksi, kun lämpöakku 1. saavuttaa lämpötilan 90°C.

5. Lämmönvaihtimilta lämmön luovuttanut noin 50°C vesi lähtee kiertoon takaisin lämpöpumpulle ja prosessi alkaa uudelleen. Lämpöpumppu käynnistyy uudelleen, kun lämpöakku 1. lämpötila laskee noin 50°C. Kun lämmönlähteen eli lämpöakun 2. vesi laskenut noin 10°C lämpöpumpun käyttö pysäytetään.



Kuva 21. Lämpöpumppu Konsepti 1.

Prosessi vaatii ohjausta erilaisten automatisoitujen venttiilien ja mittauskomponenttien avulla, jotta lämpöpumpulla lämmitetty vesi voidaan ohjata oikeaan paikkaan ja siksi yllä kuvattu prosessi ei ole täysin toimintavalmis. Kuitenkin tästä saadaan selville, miten lämpöpumppua olisi mahdollista käyttää nykyisen laivan järjestelmän rinnalla. Kesällä meriveden ollessa suotuisassa lämpötilassa (Noin 20 °C) lämpöpumppu voi hyödyntää sitä lämmönlähteenä ja lämpöakut 1 ja 2 voidaan ohittaa prosessista. Merivettä voidaan hyödyntää myös kesällä jäähdytystarkoituksiin.

Talvella laskennallinen COP arvo lämmönlähteen ollessa noin 50°C ja lämpöpumpun pumpatessa veden noin 90°C ideaali tilanteessa (Carnotin-kierto):

$$COP_{ideal} = \frac{T_{out}}{T_{out} - T_{in}} = 9{,}1$$

Jos T_{in} lämpötilaa ei esimerkiksi operointi syistä tai teknisestä ongelmasta saada nostettua 50°C voidaan laskea $COP_{ideal,lopussa}$ 10°C lämpötilassa :

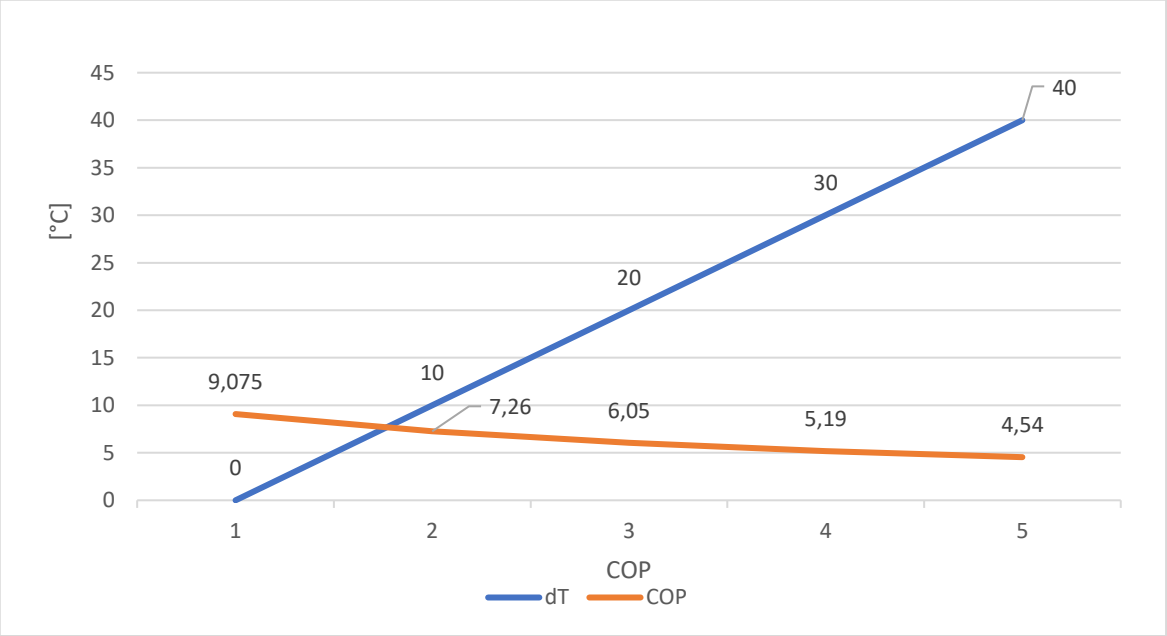
$$COP_{ideal} = \frac{T_{out}}{T_{out} - T_{in}} = 4{,}5$$

Merivettä käytettäessä kesällä COP arvon nostamiseksi on järkevää käyttää osaa pakokaasuista saatua hukkalämpöä meriveden lämpötilan nostamiseen. Tämä on mahdollista moottoreiden käynnissä, joten Kuva 21. Lämpöpumppu Konsepti 1. lisätyn lisätankin lämpötila voitaisiin nostaa operoinnin päätteeksi ennen satamaa pakokaasujen hukkalämmöllä ja käyttää meriveden lämpötilan nostamiseen. Kuitenkin, kun lasketaan käytetyn sähkötehon ja tuotetun lämmön suhde COP arvo nousee merkittävästi myös merivettä käytettäessä. Talvella Pohjois-Euroopassa meriveden käyttö on vaikeaa alhaisen lämpötilan vuoksi.

Konseptin viimeistelyksi pohditaan seuraavassa kappaleessa mahdollisten lämpöpumppu toimittajien tarjoamia vaihtoehtoja ja tarkennetaan COP arvon laskentaa sen pohjalta.

6.1.1 Lämpöpumppu mitoitus ja toimittajien tarjonnan analysointi

Lämmöntarve talvella laivan ollessa satamassa (-25°C lämpötilassa) on noin 4622.9 kWh. Tämän kattaminen kokonaan lämpöpumpulla ei ole järkevää, vaan on kannattavampaa tuottaa osa lämmöstä lämpöpumpulla kylmemmillä ulkoilman lämpötiloilla ja loput esimerkiksi polttoaine- tai sähkökäyttöisellä lämpökattilalla. Kuva 22. COP arvoista lasketulla keskiarvolla COP 6,81, lämpöakun 2. noin 50°C vesi, joka sisältää kokonaisuudessaan noin 2448 kWh energiaa voitaisiin tuottaa ideaalitilanteessa koko laivan lämmöntarve, kun se on satamassa noin kaksi tuntia. Tällöin oletetaan, että lämpöpumppu toimii koko ajan COP arvolla 6,81, kunnes lämpöakku 2. on luovuttanut energiansa ja sen lämpötila on laskenut alempaan raja-arvoon 10°C. Tämä ei kuitenkaan pidä paikkaansa reaalitilanteessa, vaan on otettava huomioon erilaiset järjestelmähäviöt ja COP arvon vaihtelut. COP arvo laskee merkittävästi prosessin aikana, kun lämmönlähteen lämpötila laskee ja lämpöpumppu joutuu tekemään isomman työn W_{in} saavuttaakseen saman lämpötilan 90°C.



Kuva 22. Ideaali tilanteessa lasketut COP arvot dT:n mukaan.

Lämpöpumpun olisi hyödyllistä tulevaisuuden tiukentuvien kylmäaine määräysten ja rajoitusten takia käyttää luonnollista kiertoainetta. Kyseinen luonnollinen kiertoaine CO_2 valittiin tarkasteluun risteilyvarustamon pyynnöstä. Kappaleessa 6.3 arvioidaan toisen luonnollisen kiertoaineen käytön mahdollisuuksia risteilijän operoinnissa, jotta saadaan vertailua kahden toimivan kiertoaineen välillä ja millaisia erilaisia vaatimuksia niillä on esimerkiksi lämpöpumpun suunnittelun suhteen. CO_2 kylmäaineena vaatii aiemmin kappaleessa 3.2 mainittujen asioiden vuoksi korkeampaa painetta ja on näin vaativampi lämpöpumpun komponenteille. Valmistaja nimeltä Carrier valmistaa lämpöpumppu mallistoa ”Heat CO_2OL IL/M/S”. Carrierin pumppu malli ”Heat CO_2OL IL 2030 WW” tuottaa noin 2055 kW lämpöä, kun lämpöpumppuun sisään menevä vesi on 30°C ja ulos tuleva on 70°C, tällöin COP arvo on 3,4 (Liite 2.). Liitteestä 2. löytyy pumpun tarkemmat arvot, komponenttimäärät ja mitat. Tämä pumppumallisto pystyy tuottamaan valmistajan mukaan lämpöä tarvittavaan 90°C asti. Kokonsa puolesta lämpöpumppukoneikon sovittaminen, jo rakennetun ja operoivan laivan järjestelmiin on hankalaa tilan puutteen vuoksi. Kyseinen pumppu on 8340 mm pitkä ja 2200 mm leveä / korkea. Laivan tiloihin on käytännössä mahdoton sovittaa tämän kokoluokan pumppua. Mahdollisesti voidaan ajatella kahden pienemmän ”Heat CO_2OL IS 910 WW” lämpöpumppukoneikon asentamista lämpöteholtaan 2 x 910 kW. Liite 3. kertoo tämän pumpun tarkemmat arvot, komponenttimäärät ja mitat. Kahden erillisen lämpöpumppukoneikon asentaminen mahdollistaa ja helpottaa huoltotöiden tekemistä. Ulkoisten mittojen puolesta koneikko on 6145 mm pitkä, 1000 mm leveä ja 2200 mm korkea. Eli kaksi

lämpöpumppua mahtuisi leveytensä puolesta vierekkäin laivan konehuoneeseen noin 3000 mm sisään. Tässä ei ole huomioitu luokituslaitoksen mahdollisia vaatimuksia koneikkojen sijoittelun suhteen. Putkitusten reititykset ja linjat saattavat myös vaikuttaa koneikkojen sijoitteluun laivan konehuoneessa.

Valmistajan kanssa käydyn kommunikaation perusteella heille ilmoitettujen lämmönlähteen lämpötilan (50°C) ja tavoite lämpötilan (90°C) saavuttaminen olisi vielä tällä hetkellä mahdotonta. 50°C/90°C vaatisi noin 145 bar paineen, joten valmistajan mukaan ei ole vielä mahdollista. Maksimi lämpötila lämmönlähteelle voisi olla noin 45°C ja ulos lähtevä lämpötila noin 75–80°C. Mahdollisesti, jos lämpöpumppukoneikko suunniteltaisiin kaksivaiheiseksi, voitaisiin lämmönlähteenä käyttää 30°C vettä ja saavuttaa Konsepti 1. tavoite lämpötila 90°C.

Konseptin mukaan vain osa tarvittavasta lämmöstä tuotettaisiin lämpöpumpun avulla ja loput lämmöntarpeen mukaan vallitsevan ulkolämpötilan määrittelemänä, vaihtoehtoisin keinoin, kuten esimerkiksi laivassa olevilla lämpökattiloilla. Lämpökattiloiden polttoaineena voidaan käyttää uusiutuvia polttoaineita, jotka ovat ainakin nykyisen tiedon mukaan hyväksyttäviä EU:n asetusten mukaan vaikka 2030 uudet FuelEU asetukset tulee voimaan. Tästä oli kerrottu enemmän luvussa 5.2

6.2 Konseptisuunnittelu – uuden laivan lämmöntuotanto ilman höyryntuotanto järjestelmää

Risteilyvarustamolla on suunnittelupöydällä uuden laivan konsepti, jonka tuleva reititys vaatisi laivalta kuuden tunnin odotusajan molemmissa päätesatamissa. Laiva suunnitellaan niin, että laiva käyttäisi satamissa pelkästään maasähköä lämmitys ja käyttösähkö tarpeisiin. Tähän tarkoitukseen on pohdittu lämpöpumpun käyttöä, joka kattaisi lämpötarpeen yhdessä suurempien 200 m3 lämpöakkujen 1. ja 2. avulla. Lämpöpumppu käyttäisi maasähköä satamassa ollessaan ja lämmönlähteenä käytettäisiin Konsepti 1. mukaisesti järjestelmässä olevaa lämpöakkua 1. tai lisättyä lämminvesitankki. Operoidessaan satamien ulkopuolella laiva käyttäisi moottoreiden tuottamaa hukkalämpöä pakokaasuista ja jäähdytysvedestä, samalla tavalla kuin Konsepti 1. tapauksessa tutkittu laiva. Laskentojen pohjana käytetään nykyisen operoivan laivan pohjatietoja ja oletetaan uuden laivan noudattavan näitä vertailukelpoisella tasolla. Lämpöä tuotettaisiin lämpöpumpulla- tai pumpuilla tarpeen mukaan ja lämpötilan

noustessa ei lämpöpumppua tarvita, vaan lämpöakkuihin varattu lämpö riittäisi satamassa 6 h ajan.

Lämpöakkujen 1. ja 2. oletetaan olevan aina täynnä operoinnin päätteeksi, kun koneet sammutetaan satamassa. Lämpöakuissa lämpö on noin 90 °C, josta sen teoriassa voidaan antaa laskea 50°C asteeseen celsiusta. Molempien lämpöakkujen tilavuus on 200 m3. Tästä laskettu veden massa kaavalla (8) m_{vesi} veden tiheyden ollessa 997 kg / m3 on:

$$m_{vesi} = 200\ m3 * 997\ \frac{kg}{m3} = 199400\ kg$$

Veden massan m_{vesi} ollessa 199400 kg per lämpöakku, veden ominaislämpökapasiteetin c_p 4,18 kJ/kgK ja lämpöakkujen dT 40°C avulla voidaan laskea lämpöakun sisältämä lämpöenergia:

Lämpöakun sisältämä lämpöenergia:

$$Q = (c_p * dT * m)/3600 = 9261\ kWh$$

missä

Q lämpöenergia [kWh]

c_p veden ominaislämpökapasiteetti [kJ/kgK]

m veden massa [kg]

dT veden alku ja loppu lämpötilojen erotus [K]

Taulukko 7. Konseptilaivan lämpötase tietoja satamassa.

Uuden suunnitteilla olevan laivan lähtötiedot (Ei lopullisia suunnittelun lähtöarvoja saatavilla)		
	Talvella satamassa – 25 °C	Kesällä satamassa 25 °C
Lämpötehontarve satamassa	4626 kW	1049 kW

Lämpöenergiantarve 6 h aikana	27756 kWh	6294 kWh
Hukkalämpöä saatavilla operoinnin päätteeksi satamassa. Lämpöakku 1. ja 2. Tilavuus 200 m3 / lämpöakku	18522 kWh	18522 kWh
Tarvittava lämpöenergia	9234 kWh	-

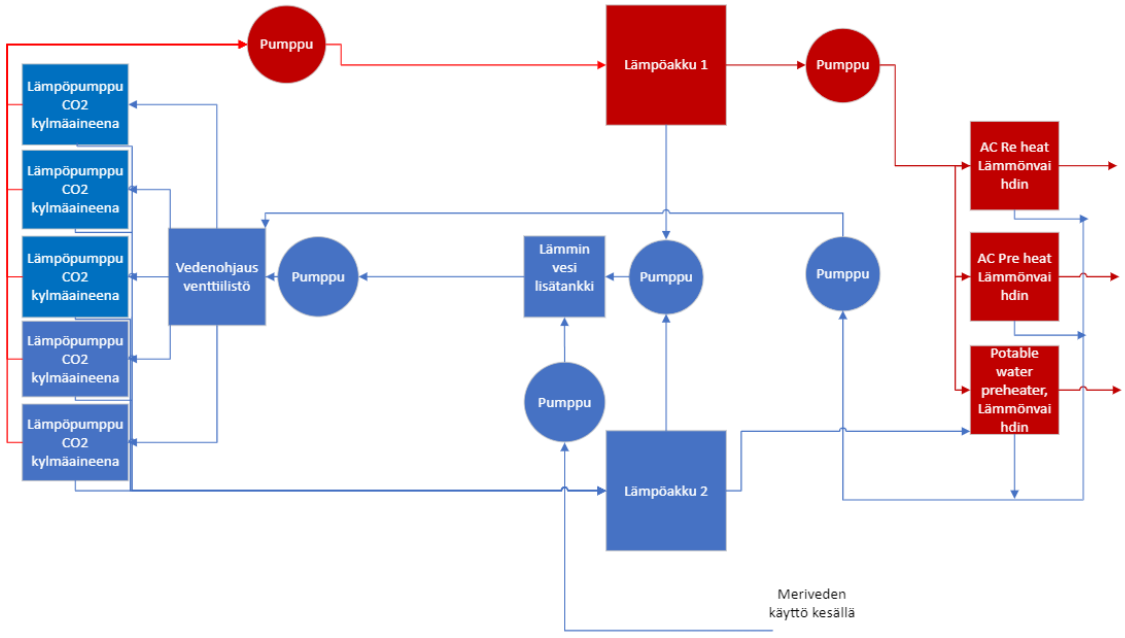
Tarvittava lämpöenergia, joka pitäisi kattaa laivan satamassa ollessa noin -25°C lämpötilassa 6 tunnin aikana on noin 9234 kWh. Konseptilaivan mitoituksessa on myös järkevä miettiä korkeampia lämpötiloja kuin 90°C, koska lämpöakut voidaan suunnitella korkeampien lämpötilojen ja paineiden mukaan. Tämä ei ollut mahdollista Konsepti 1. tapauksessa. Kuitenkin rajoitteena on myös käytettävä luonnollinen kiertoaine ja tiukentuvat määräykset, jotka kiinnostavat haastattelututkimuksen puolesta referenssilaivojemme omistajaa. CO_2 kiertoainetta käytettäessä ulosmeno lämpötilat jäävät monen lämpöpumppu valmistajan kohdalla alle 100°C sekä painetasot nousevat todella korkeiksi jo näissä lämpötiloissa.

Jos höyryntuotantojärjestelmä jätettäisiin pois olisi laivaan mahdollista asentaa isompia lämpöpumppukoneikkoja takaamaan laivan lämmöntuotanto säästyneen tilan takia. Liitteen 2. lämpöpumppu ”Heat CO_2OL IL 2030 WW”, lämpötuotolla 30–70°C, mahdollistaa lämmöntuotto kapasiteetin 2055 kW. Jos pumppuja asennettaisiin 5 kappaletta olisi lämmöntuotto kapasiteetti 5 x 2055 kW = 10275 kW. Lämmöntarve voitaisiin taata alemmillakin lämpötiloilla. Sataman maasähkön tehokapasiteetti pitäisi olla kummassakin satamassa 5 x 591 kW = 2955 kW eli noin 3 MW. Syöttötehon arvo on saatu Liitteestä 2. Tänä päivänä tuollainen sähkötehon määrä yhdelle kuluttajalle satamassa on korkea piikki verkon kulutukseen. Tämä on kuitenkin ollut jo vuonna 2020 suunnitteilla esimerkiksi Helsingin Olympiaterminaalissa eli muuntamon saneerauksen ja koko satama-alueen sähköliittymän teho on nostettu 0,5 megawatista yli kolmeen megawattiin (Tallink, 2020). Voidaan siis olettaa, että tänä päivänä pitäisi olla teknisesti mahdollista ottaa maista lämpöpumppujen tarvitsema teho laivan lämmöntuotantoon.

Markkinoita läpi käymällä ja tutkimalla syvemmin markkinoilla olevia lämpöpumppuja voitaisiin päästä ratkaisuun, joka mahdollistaisi lämpöpumppujen käytön pelkästään laivan lämmöntuotannossa.

Laivan toimintavarmuuden takia voidaan olettaa, että luokituslaitos vaatii laivan lämmöntuotantoon varajärjestelmän, jos sähkönjakeluverkko laivassa tai maissa on jostain syystä viallinen. Tähän voidaan suunnitella uusiutuvalla polttoaineella tai sähköllä toimiva lämpökattila, joka tuottaa tarpeellisen määrän lämpöä lämpöakkuihin ja siitä eteenpäin laivan lämmönjakoverkostoon.

Konseptilaivan ollessa vielä suunnittelupöydällä ei nähdä järkeväksi piirtää tarkempaa kaaviota, koska mahdolliset kaaviomuutokset verrattuna nykyiseen operoivaan laivaan ovat toteutettavissa. Kuitenkin Kuva 23. Konsepti 2. uuden laivan suunnittelua varten. esittää, miten lämpöpumput voitaisiin sijoittaa laivan lämmöntuotantoverkostoon. Toimintaperiaatteena aiemman operoivan laivan Konseptin 1. mukaisesti laivan voisi käyttää lämpöpumpun lämmönlähteenä lämpöakun 2. lämpöä ja pumpata sen takaisin lämpöakkuun 1. korkeammassa lämpötilassa, kun lämpö on luovutettu lämmönvaihtimien läpi laivan lämmönjakojärjestelmään. Prosessi seuraa samoja vaiheita kuin esitettiin aiemmin kappaleessa 6.1



Kuva 23. Konsepti 2. uuden laivan suunnittelua varten.

Esimerkkinä käytetyn pumpun tiedot löytyvät Liitteestä 2. Yhden lämpöpumpun sähkötehon tarve on 591 kW. Pumppujen sijoittelun kannalta, kuten kappaleessa 6.1.1 on mainittu, kyseinen pumppu on 8340 mm pitkä ja 2200 mm leveä / korkea. Eli järkevintä voisi olla jakaa lämpöpumput sijoittelun osalta niin, että kaksi (2) lämpöpumppua ovat toisessa

konehuoneessa ja toiset kolme (3) lämpöpumppua toisessa konehuoneessa. Kustannustarkastelussa kannattaa miettiä myös konseptiin mahdollisesti lisättävää lämpöpumppua takamaan lämmöntuottavuus, jos yksi pumpuista vioittuu tai se on poissa käytöstä esimerkiksi huollon takia.

6.2.1 Höyryntuotanto uuden laivan konseptissa

Laivassa on muutamia kuluttajia, jotka vaativat höyryä toimiakseen tai pitääkseen laivan toimintakuntoisena ja tähän konseptiin liittyen olisi järkevin miettiä lämpöpumppujärjestelmän rinnalle korkeanlämpötilan lämpöpumppu, joka kattaisi laivan höyryntuotannon kuluttajien tarpeen. Kuluttajia ovat esimerkiksi: perä- ja keularamppien lämmitys, LNG-järjestelmän tuplavaippaputkituksen lämmitys ja muita laivan rakenteen mukaan. Laivan lämmitys usein tapahtuu höyrykattiloilla, jotka polttavat laivan käyttämää meripolttoainetta. Konsepti 1. Liitteestä 1. selviää, että laivan maksimi lämmönkulutus olisi noin 17559 kW, jos kaikki kuluttajat olisivat samaan aikaan päällä. Tästä laivan operoidessa talvella käytetään noin -25°C ulkolämpötilassa käytetään kuitenkin vain noin 5120 kW ja kesällä 1539 kW. Tästä osa olisi mahdollista tuottaa korkeanlämpötilan lämpöpumpulla. Suunnitelmissa on tärkeää mitoittaa millainen ja minkä tehoinen lämpöpumppu voidaan rakentaa kohtuullisella investointikustannuksella niin, että siitä saadaan myös hyötyä. Jos laivan lämmöntuotantojärjestelmä rakennettaisiin korkean lämpötilan lämpöpumppujen varaan järjestelmän suunnittelun kustannukset ja järjestelmän putkituksien ja komponenttien paineen ja lämmönkestävyys luokka nousisi sekä lämpöakkujen paineenkestoa pitäisi nostaa. Nämä kaikki mainitut asiat nostaisivat järjestelmän hintaa. Voidaan olettaa siis, että kahden erillisen lämpöpumppujärjestelmän rakentaminen olisi järkevämpää ja kustannustehokkaampaa. Lämmönlähteenä voitaisiin Konseptien 1. ja 2. tavoin käyttää lämpöakkuun varastoitua noin 50°C vettä. Höyryntuotantoon sopivia korkean lämpötilan lämpöpumppuja, jotka toimivat uusiutuvilla kiertoaineilla R 744 CO2, R718 vesi tai R717 ammoniakilla on esimerkiksi valmistajilla Mayekawa (EcoSirocco), Kobelco Comp. Corp. (MSRC160), GEA Refrigeration Netherlands, SRM, Weel & Sandvig. Liitteen 4. taulukossa näkyy loput valmistajat ja niiden käyttämät kierto- tai kylmäaineet (Zühlsdorf et al., 2023.)

6.3 Lämpöpumpulla tuotetun jäähdytyskierron ja vaihtoehtoisen kylmäaineen kannattavuuden arviointi

Jos laivaan suunniteltuilla lämpöpumpuilla haluttaisiin tuottaa myös jäähdytystä esimerkiksi laivan eri tiloihin, sen mahdollistaminen vaatisi putkitus ja ilmanvaihdon kanaviston suunnittelua, jotta viileä ilma saadaan ohjattua oikeaan paikkaan laivan rakenteissa. Kuitenkin tämä olisi järkevää tutkia tarkemmin ja kartoittaa sopisiko se laivan suunnitteluun kustannustehokkaasti vai onko järkevämpää tuottaa lämpöpumpuilla pelkkää lämpöä. Carrier Heat CO2OL IL 2030 WW lämpöpumppu mallin jäähdytysteho on noin 1655 kW. Kuitenkin operoivan laiva käyttää LNG:tä polttoaineena ja sen tankki jäähdytetään noin -160°C asteeseen. Laivaan on rakennettu kylmän talteenotto järjestelmä, josta voidaan hyödyntää tilojen viilentämiseen ja muihin tarpeellisiin kohteisiin. Kuitenkaan LNG:tä ei välttämättä käytetä aina polttoaineena esimerkiksi sen korkean hinnan vuoksi, vaan vaihtoehtoisesti voidaan käyttää polttoaineena MGO:ta. Mahdollisia lämpöpumppuja voisi olla järkevä mitoittaa ainakin uuden laivan suunnittelukonseptiin tuottamaan osa tarvittavasta jäähdytyksestä ja näin voitaisiin myös vähentää, jo jäähdytyksestä vastaavia järjestelmiä ja keskittää lämpöpumppujen käyttöä vielä korkeammalle. Näin niiden hyödynnettävyys olisi korkealla tasolla ja takaisinmaksuaika lyhenisi hyötysuhteen kasvaessa. Kuitenkin tämä olisi järkevää käytännössä uuden laivan suunnittelussa eikä nykyisen operoivan laivan käyttöön, koska vaadittavat putkitus ja ilmanvaihdon kanava muutokset eivät todennäköisesti ole mahdollisia, vaan ne pitäisi suunnitella alusta asti lämpöpumpun lämmitys ja jäähdytys käyttöön.

Vaihtoehtoisia uusiutuvia kylmäaineita lämpöpumppu käyttöön voisi olla esimerkiksi vesi R718 tai R717 ammoniakki, hiilidioksidin R744 lisäksi. Korkeiden tarvittavien lämpötilojen ja sitä kautta kompressorin tuottamien korkeiden paineiden takia keskitymme ammoniakkiin vertailtaessa sitä hiilidioksidiin kylmäaineena. Esimerkiksi valmistaja GEA:lla on lämpöpumppuja valmiina jokaiselle näille kylmäaineille, mutta erityisesti meriteollisuuteen tai risteilijä markkinoille he markkinoivat vain jäähdytyslaitteita, jotta sopivat ruoan kylmiöratkaisuihin esimerkiksi. Lämpöpumppuja, jotka on suunniteltu suoranaisesti risteilijä käyttöön ei välttämättä löydy tai niillä ei ole merenkulun sertifiointia. Luokituslaitoksen hyväksynnän saavuttaminen ei pitäisi olla ongelma viitaten keskusteluun erään valmistajan kanssa ja kahteen haastattelututkimukseen kahden eri risteilijävarustamon kanssa. Liitteestä 5. vertailukelpoiseksi lämpöpumppu vaihtoehdoksi valittiin GEA:n valmistama ”GEA red heat pump”

mallisto. Erityisesti malli vaihtoehto GEA RedAstrum (W) RM, joka tuottaa lämpöä noin 2365 kW 1500 rpm kierrosluvulla. Tällöin lämpöpumpun COP arvo on noin 5,89 lämpöpumpulle tulevan veden lämpötilan ollessa 40°C ja ulos lähtevän veden 70°C. Jos suoraan verrataan Carrierin pumppu malliin Heat CO2OL IL 2030 WW, jonka COP (lämpötiloilla sisään 30°C ja ulos 70°C) liitteen 2. mukaan on 3,4, voidaan todeta, että ammoniakilla toimiva lämpöpumppu toimii tehokkaammin kuin hiilidioksidia käyttävä. Tämä ei kuitenkaan pidä välttämättä paikkaansa ottaen huomioon lämpöpumppujen tekniset eroavaisuudet, lämpöpumpun tulevan asennusympäristön sekä mahdolliset järjestelmän lämpötilavaihtelut. Ammoniakilla toimiva pumppu saavuttaa myös tavoitellun lämpötilatason alemmassa paineessa kuin hiilidioksidilla toimiva lämpöpumppu. Ero on lämpöpumppu valmistajien sivujen mukaan noin 20 bar (Carrier, 2023, GEA, 2023). Kuitenkin ammoniakin syövyttävät ominaisuudet ja mahdolliset hajuhaitat eivät välttämättä ole sopivia risteilijäkäyttöön.

7 Kannattavuuden taloudellinen yleistarkastelu

Jotta lämpöpumppu olisi investointina kannattava on sen tuotettava omistajille tai sijoittajille hyötyä taloudellisessa näkökulmassa tai antaa mahdollisuuksia operoiniin joustavuuden suhteen. Esimerkiksi avata uusia satamia tulevaisuudessa, johon laiva voi saapua.

Kompressiolämpöpumpun taloudellisuus on riippuvainen pitkälti investoinnin suuruudesta ja vallitsevasta sähkönhinnasta, johtuen sähkömoottorilla toimivasta kompressorista. Työ keskittyy pääasiassa maasähköllä toimivan lämpöpumpun ympärille, joten on luonnollisinta tarkastella sen taloudellisuuteen vaikuttavia tekijöitä:

- Investointi
- Huolto- ja ylläpitokustannukset
- Korkokanta
- Vuotuiset käyttötunnit
- Tuotettu energiamäärä

- Vaihtoehtoisen lämmöntuotannon hinta

Risteilijävarustamot haluavat tulevaisuudessa täyttää EU:n asettamat maasähkön käyttövaatimukset mahdollisimman alhaisilla investointikustannuksilla. On selvää, että joka varustamon laivaa ei tulla konvertoimaan tai optimoimaan maasähkön käyttöä varten, vaan laivojen reititystä voidaan muuttaa, jotta nämä vaatimukset pystytään täyttämään. Kuitenkin osa laivoista on konvertoitava mahdollisesti lämpöpumpun avulla, jotta operointi tietyllä reitillä EU:n sisällä on mahdollisesti seuraavan kymmenen vuodenkin päästä.

7.1 Konsepti 1. lämpöpumpun asennus jo operoivaan laivaan

Seuraavissa kappaleissa pohditaan lämpöpumpun tuomia kiinteitä kustannuksia ja kuinka paljon molemmat Konseptit 1. ja 2. voisivat maksaa tai vaatia investointia varten kerrytettyä varallisuutta.

7.1.1 Investointi

Investointina lämpöpumpun asennus jo operoivaan laivaan on iso ja siihen mahdollisesti sisältyviä kustannuksia ovat:

1. Lämpöpumppu
2. Mahdolliset uudet lämmönsiirtimet, riippuen nykyisestä mitoituksesta
3. Apulaitteet ja putkistomuutokset
4. Asennustyö
5. Sähköistys ja automaatio
6. Suunnittelu ja valvonta

7.1.2 Huolto- ja kunnossapitokustannukset

Lämpöpumpun toimiessa oikein asennuksen jälkeiset huolto- ja ylläpitokustannukset ovat lämpöpumpussa suljetun järjestelmän osalta todella alhaiset. Lämmönvaihtimien

puhtaudesta on pidettävä huolta, jotta energiatehokkuus pystytään pitämään korkeana. Hermeettisesti suljetut kompressorit eivät myöskään tarvitse huoltoa, vaan ne vaihdetaan tarpeen mukaan. Korroosion herkkyyden takia tiettyjen aineiden kanssa on kiinnitettävä huomiota korroosion mahdolliseen etenemiseen. On esitetty, että lämpöpumppujen kunnossapitokustannusten olevan vuosittain n. 2 % laiteinvestoinnista (Raiko, 2005)

7.1.3 Käyttökustannukset, miehitys ja muuttuvat kustannukset

Käyttökustannukset ja muuttuvat kustannukset ovat eniten riippuvaisin Pohjoismaissa käytössä olevasta avoimesta sähkömarkkinasta, jossa hinta vaihtelee tunneittain kysynnän ja tarjonnan mukaan. Lämpöpumpun säätöä ei voitaisi tässä tapauksessa optimoida sähköpörssin edullisille tunneille, vaan laivan on käytettävä sähköä aina, kun se on satamassa eikä moottoreita tai lämpökattilaan tulevaisuudessa välttämättä voida käyttää.

Lämpöpumpun ohjaaminen tapahtuisi kokonaan risteilijän valvontahuoneesta, joten investointilaskelmassa voidaan olettaa lämpöpumppukoneikko miehittämättömäksi.

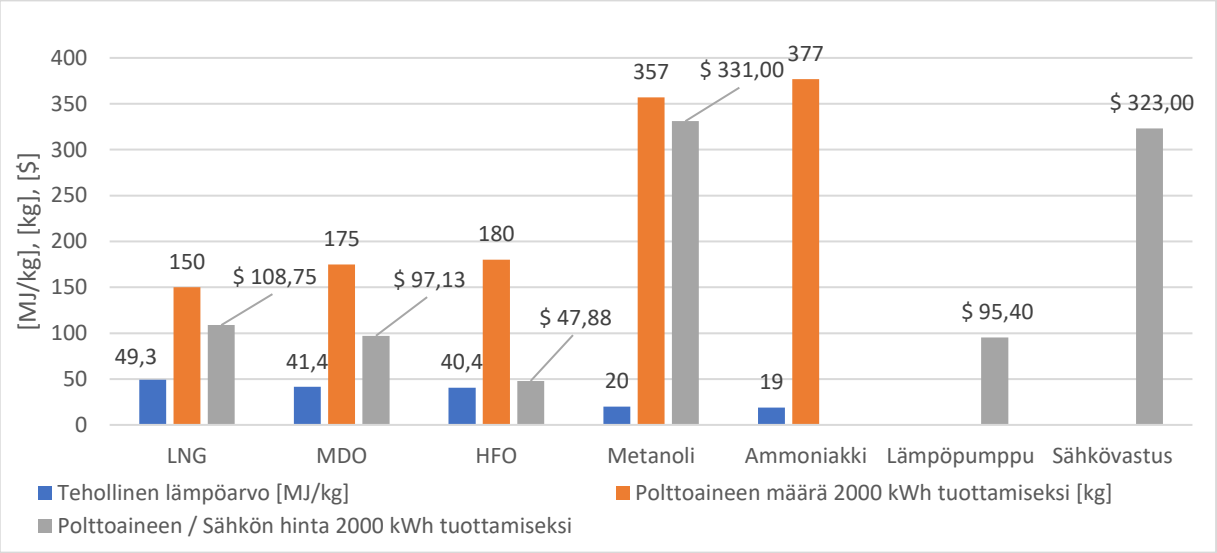
7.2 Konsepti 2. lämpöpumpun asennus uuteen laivaan

Konsepti 2. tapauksessa puhutaan uudesta laivasta, jonka käyttöön lämpöpumppua tai lämpöpumppuja suunnitellaan. Suunnittelupöydällä on mahdollista ottaa sellaisia asioita huomioon mitä jo operoivan laivan kohdalla ei enää ole mahdollista. Voidaan olettaa, että kappaleissa 7.1.2 7.1.3 mainitut asiat pätevät myös tässä konseptissa. Investointikustannukset kuitenkin eroavat jossain määrin esimerkiksi putkistomuutosten, sähköistyksien, automaatiomuutosten ja tarvittavan suunnittelun osalta. Uudessa laivassa nämä kaikki voidaan tehdä ja suunnitella, kun laivaa rakennetaan eikä rakennemuutoksia tarvita. Myös lämpöpumppujen mitoitus voidaan tehdä tehokkaammin ja optimoida järjestelmän ominaisuuksia. Laivan konehuonetta suunniteltaessa voidaan ottaa huomioon tarvittavat huoltotilat sekä voidaan tarkastella tarkemmin lämpöpumpun optimoitu hyödyntäminen laivan kokonaislämpötaseen osalta. Tällä tarkoitetaan sitä, että isompi osa lämmöstä voidaan mahdollisesti suunnitella tuotettavan lämpöpumpulla ja optimoida käyttöä integroidun automaation avulla.

8 Takaisinmaksuaika, lämpöpumppukonseptit 1 ja 2

Takaisinmaksuaikaa voidaan laskea ottamalla selvää kuinka paljon polttoainetta laiva kuluttaisi saman lämpöenergiamäärän tuottamiseen, joka on määritelty Konseptissa 1. lämpöpumpun tuottamaksi. Realistisuuden vuoksi konseptissa on mietitty yhden isomman tai kahden pienemmän lämpöpumpun käyttöä risteilijällä olevan fyysisen tilan puutteen vuoksi – lämpöpumpulla tuotettu energiamäärä on noin puolet tarvittavasta eli noin 2000 kWh. Aiemmin on myös mainittu, että nykyisellään Konsepti 1. tapauksessa myös lämmönlähde riittää noin 2000 kWh tuottamiseen. Seuraavaksi lasketaan mitä tämän energiamäärän tuottaminen maksaisi nykyisin eniten käytettyjen meripolttoaineiden avulla ja tätä verrataan siihen, jos lämpöpumppu tuottaisi tuon energian noin Liitteessä 2. mainitun COP arvon (3,4) mukaisesti.

8.1 Polttoainekustannukset sekä HFO:n käytön lisäkustannukset



Kuva 24. 2000 kWh tuottaminen marine polttoaineilla ja sen hinta Rotterdamin polttoaineen hintojen mukaan. Polttoaineen hinnat kilomäärien mukaan. (Shipandbunker, 2023, VTT, 2016)

Sähköllä tuotettuna Nord Poolin sähköpörssin Suomen tuntihinnoittelun 2023 keskiarvosta arvioiden laskelmien tueksi käytetään sähkön hinnaksi arvoa 15 snt/kWh, joka sisältää sähköhinnan ja siirron. Jos lämpöpumppu tuottaisi noin 2000 kWh (Tarvittava sähköteho W_{in} = 591 kW) sen hinnaksi muodostuisi todenmukaisella (Kaava 2.) 3,4 COP arvolla noin 88,5 €,

joka on kustannus per kahden tunnin satamakäynti. Tämä vallitsevalla vaihtokurssilla (11.2.2024) muunnettuna Amerikan dollareiksi on noin 95,4 $. Eli 2000 kWh tuottaminen HFO:lla (Heavy fuel oil) kustannuksella 47,88 $, voidaan päätellä, että laitteisto ei tulisi halvemmaksi kuin HFO:lla tuotettu energia missään kohtaa. Tämä ei kuitenkaan tänä päivänä pidä paikkaansa, kun otetaan huomioon HFO:lla operoidessa maksettavat lisäkustannukset. HFO:lla operoidessa otettava huomioon mahdolliset hiilidioksidipäästöihin perustuvat maksut. MEPC:n alun perin harkitsemassa ehdotuksessa HFO:lle ehdotettiin pakollista 100 $ maksua hiilidioksidiekvivalenttitonnia kohti. Tätä ehdotusta käsitellään edelleen istuntojen välisessä työryhmän kokouksessa hyväksytyn työsuunnitelman yhteydessä muiden ehdotusten kanssa keskipitkän aikavälin toimenpiteiksi (IMO, 2024). Toiseksi HFO:n käyttöön vaikuttavat pakokaasunpuhdistusjärjestelmien investointi- ja ylläpitokulut. Liitteen 6. mukaan Sea water scubber (SWS) järjestelmän investointi- ja vuosittaiset käyttökulut matkustajalaivalle tutkielman ”A Life Cycle Cost Analysis of Marine Scrubber Technologies” (Shih-Tung Shu, 2013.) mukaan olisivat noin 6,2 milj. €. Pelkät operointi- ja huoltokulut ovat ensimmäisen vuoden aikana noin 185000 €. MW kohden tämä olisi noin 11563 €/MW Lähteen tiedot ovat yli 10 vuotta vanhoja, joten tekniikka ja hintatiedot ovat hyvin todennäköisesti muuttuneet ja tänä päivänä esimerkiksi rikkipesurisysteemin käyttämät kemikaalit ovat saattaneet muuttaa hintaansa merkittävästi. (Shih-Tung Shu, 2013.)

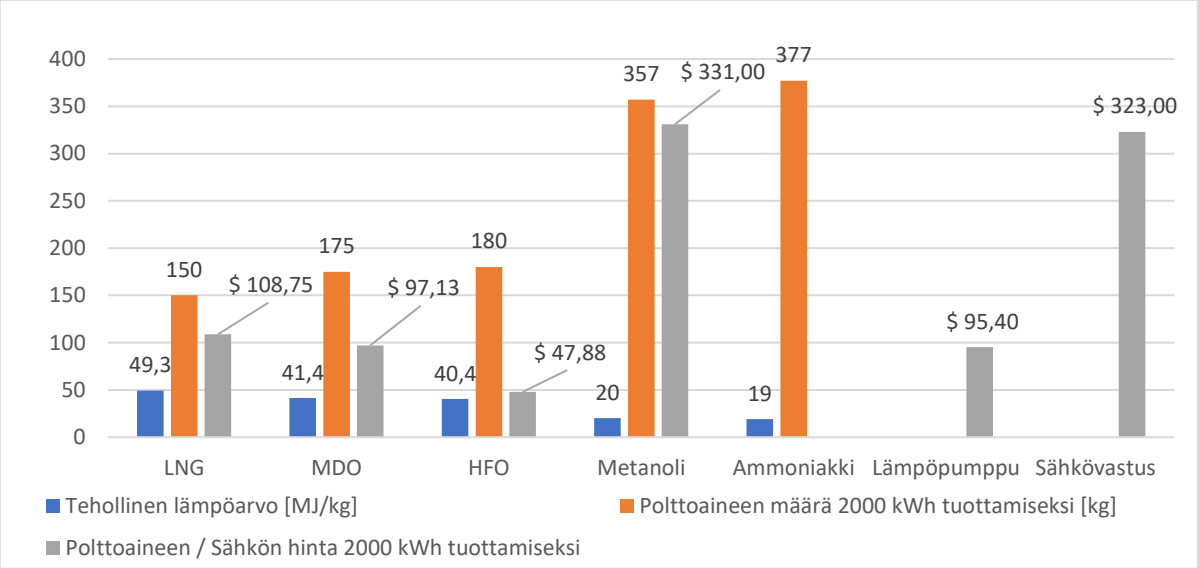
Voidaan olettaa, että, kun nämä HFO:n käyttöä vaikeuttavat ja kustannuksia nostavat seikat otetaan huomioon, on HFO:n käyttö kalliimpaa kuin esimerkiksi MDO:n.

Jos MEPC:n ehdotuksen mukaan yhtä hiilidioksidiekvivalenttitonnia kohti tulee 100 $ maksu tulee HFO:n polttoaineen hinnan lisäksi vielä 56,7 $ päästömaksu. HFO tuottaa 3,15 tonnia CO_2 päästöjä per käytetty polttoaine tonni. (Marine Benchmark,2020.)

Päästömaksu on laskettu seuraavanlaisesti:

$$\frac{180\ kg}{1000\ kg} * \ 3{,}15\ \frac{t_{CO2}}{t_{fuel}} \ * \ 100\ \$ = 56{,}7\ \$$$

Kuva 25. on lisätty päästömaksu HFO:n hinnan nostamiseksi, jotta tilanne vastaisi mahdollisimman hyvin reaalitilannetta nykypäivänä.



Kuva 25. HFO:n hintaan on lisätty mahdollinen päästömaksu.

HFO:n käytön hinta nousee yli MDO:n, vaikka laskelmiin ei ole vielä otettu huomioon rikkipesurijärjestelmän tuomia vuosittaisia operointikuluja.

Jos 2000 kWh tuotettaisiin metanolilla, sen hinta olisi noin 331 $. Ammoniakin hintatiedot ja saatavuus ovat vielä rajallisia ja sen käyttö meriteollisuuden polttoaineena on vielä todella vähäistä. Ammoniakin hinta voidaan arvioida olevan samassa tasossa, missä metanolinkin. Uusiutuvien polttoaineiden käyttö siis tulee olemaan todella kallista varustamoille. Tiukentuvat satamarajoitukset ajavat varustamoita siihen, että lämpökattiloiden käyttäminen ohjautuu myös kohti uusiutuvien polttoaineiden käyttöä.

8.2 Suuntaa antavat hankebudjetit

Seuraavissa kappaleissa lasketaan oletettavasti Konsepti 1. ja 2. mukaisten hypoteettisten hankkeiden sisältämät investointikustannukset. Kokonaisinvestointikustannusten avulla voidaan laskea ja arvioida kuinka nopeasti lämpöpumppu kokonaisinvestointina maksaisi itsensä takaisin.

8.2.1 Konsepti 1

Konsepti 1. tapauksessa saatiin eräältä lämpöpumppuvalmistajalta tarjous, joka sisälsi vaihtoehdon yksivaiheisesta järjestelmästä ja kaksivaiheisesta järjestelmästä. Tässä kontekstissa

yksivaiheinen järjestelmä tarkoittaa yhdellä kompressorilla varustettua lämpöpumppua, jossa kiertoaine puristetaan suoraan haluttuun lämpötilaan. Kaksivaiheinen tarkoittaa kahdella kompressorilla varustettua lämpöpumppua, jossa ensimmäinen kompressori nostaa lämpötilan tiettyyn tasoon ja seuraavassa vaiheessa toinen kompressori nostaa sen haluttuun lämpötilaan.

Ammoniakkia R717 käytettiin näiden järjestelmien kiertoaineena, johtuen siitä, että aiemmin puhutusta CO_2 kiertoaineella toimivasta lämpöpumpusta ei saatu valmistajilta tarjousta. Tähän syinä olivat monesti valmistajien epätietoisuus vielä meriliikenteen vaatimuksista ja mahdollisesti halusta jättää jakamatta tietoa, joka ei täysin vastaa pyydettyyn tietoon. Eräs valmistaja kuitenkin antoi hinta-arvion CO_2 kiertoaineella toimivasta lämpöpumpusta, mutta ei pitänyt sen käyttöä tai tuotantoa vielä mahdollisena, johtuen määriteltyjen lämpötilojen vaatimista painetasoista. Hinta-arvio oli myös suuntaa antava, joten se jätetään työn ulkopuolelle. Kumpikaan yksi- tai kaksivaiheisistajärjestelmistä ei ole suoranaisesti optimoitu laiva- tai meriteollisuuden käyttöön, eikä varsinaisesti kaupallisesti saatavilla kyseisellä teollisuuden alalla. Tämän takia hinnoittelua ei voida täysin pitää paikkansa pitävänä.

Alla molempien alustavat kustannuslaskelmat esitettynä Taulukko 8. ja Taulukko 9.:

Taulukko 8. Konsepti 1. Investointikustannukset; yksivaiheinen järjestelmä.

Konsepti 1. Investointikustannukset; yksivaiheinenjärjestelmä	
Investointi	Kustannus [€]
Lämpöpumppu (R717, ammoniakki)	1 312 740,00 €
Apulaitteet ja putkistot	75 000,00 €
Asennukset ja kytkennät	35 000,00 €
Sähköistys ja automaatio	90 000,00 €
Suunnittelu ja valvonta	100 000,00 €
	1 250 518,00 €

Taulukko 9. Konsepti 2. investointikustannukset; kaksivaiheinenjärjestelmä.

Konsepti 1. investointikustannukset; kaksivaiheinenjärjestelmä	
Investointi	Kustannus [€]
Lämpöpumppu (R717, ammoniakki)	950 518,00 €
Apulaitteet ja putkistot	75 000,00 €
Asennukset ja kytkennät	35 000,00 €
Sähköistys ja automaatio	90 000,00 €
Suunnittelu ja valvonta	100 000,00 €
	1 612 740,00 €

Muut kustannukset ovat arvioitu eivätkä ole tarkemmin laskelmoitu eikä lähteistä saatuja. Tällaiset kustannukset, kuten asennukset ja kytkennät ovat todella muutosalttiita ja niiden arvioiminen on todella vaikeaa etukäteen varsinkin laivojen niin sanotuissa jälkiasennuksissa. Jälkiasennuksella tarkoitetaan sitä, kun jo operoivan laivan rakenteisiin suunnitella päivitystä tai muutosta.

Molempiin yksi- ja kaksivaiheisiin järjestelmävaihtoehtoihin on laskettu kaksi lämpöpumppua, jotka tuottavat noin 1000 kW lämpöä eli yhteensä noin 2000 kWh lämpöä. Konsepti 1. laiva oli noin 2 tuntia satamassa ja lämmön tarve -25°C lämpötilassa oli noin 4622.9 kWh, kun lämpöakut ovat luovuttaneet lämpöenergian. Etelä-Suomessa operoivan laivan ulkolämpötila on harvoin -25°C, tai sen alapuolella, joten, kaksi Liitteen 2. mukaista lämpöpumppua riittäisivät yhdessä lämpökattilan kanssa tuottamaan tarvittavan lämmön. Jotta tulevaisuuden FuelEU määräykset voidaan täyttää satamissa, pitää kattilan polttoaineena käyttää esimerkiksi biopohjaista dieseliä tai LNG:tä. Näin lämpöpumppujen investointikustannusta voitaisiin pienentää ja hyödyntää jo olemassa olevaa lämpökattilaan.

Määritettäessä takaisinmaksuaikaa yksivaiheiselle järjestelmälle; lasketaan kuinka paljon halvemmaksi sähköllä ja lämpöpumpulla tuotettu lämpöenergia tulee verrattuna, kun sama energiamäärä tuotetaan MDO:lla. MDO valitaan tähän vertailuun seuraavin perustein:

- Käytetään todella paljon tänä päivänä meripolttoaineena.

- Soveltuu käytettäväksi toistaiseksi ilman suunniteltuja lisämaksuja.
- Soveltuu käytettäväksi toistaiseksi ilman lisäjärjestelmiä, kuten rikkipesuria.
- MDO:n hinta (Kuva 24. ja Kuva 25.) on seuraavaksi edullisin verrattuna sähköllä toimivan lämpöpumpun tuottamaan samaan lämpöenergiamäärään.

Lisäksi vertailuun sisällytetään sama lämpöenergia määrä tuotettuna sähkövastuksella eli suoralla sähköllä ja metanolilla.

Vuodessa satamakäyntejä laivalla tulee laskennallisesti noin 2 per päivä, jos vähennetään huoltopäivät ja muut operoinnin estävät ongelmat. Voidaan ajatella, että satamakäyntejä vuodessa tulee noin 600. Tämä arvo on arvio eikä sitä ole varmistettu varustamon henkilöstöltä.

Selkeyttämiseksi arvot on taulukoitu Taulukko 10.:

Taulukko 10. Lämpöpumpulla, sähkövastuksella, MDO:lla ja metanolilla matkustajalaivan satamakäyntien aikana tuotetun energiakustannus.

Energianlähde	Tuotettu energiamäärä	Hinta 2000 kWh	Lisätietoja
Sähkö, lämpöpumppu	2000 kWh	95,4 $	COP 3,4 ja sähköhinta 15 snt / kWh sisältäen sähkönsiirtomaksun
Sähkövastus eli suorasähkölämmitys	2000 kWh	323 $	Sähkönhinta 15 snt / kWh sisältäen sähkösiirtomaksun
MDO	2000 kWh	97,1 $	Hinta Rotterdamin polttoaineen myyntihintojen mukaisesti

Metanoli	2000 kWh	331 $	Hinta Rotterdamin polttoaineen myyntihintojen mukaisesti

Vuodessa aikana satamassa tuotettu energiamäärä lämpöpumpulla olisi 600 * 2000 kWh = 1200 MWh. Tämän energiamäärän tuottaminen lämpöpumpulla COP arvolla 3,4 maksaisi noin 95,4 $ * 600 = 57240 $, joka on 57240 $ / 1200 MWh = 48 €/MWh

Sähkövastuksella eli esimerkiksi sähkötoimisella lämpökattilalla tuotettuna vuoden satamakäyntien lämpöenergia maksaisi 323 $ * 600 = 193800 $, joka on 193800 $ / 1200 MWh = 161,5 $/MWh.

Sama energiamäärä MDO:lla toimivan lämpökattilan avulla maksaisi nykyisillä polttoaineen hinnoilla 600 * 90,24 $ = 58260 $, joka on 58260 $ / 1200 MWh = 49 $/MWh

Vertailuksi metanolilla tuotettuna sama lämpöenergia määrä kustantaisi noin 600 * 331 $ = 198600 $, joka on 198600 $ / 1200 MWh = 166 $/MWh

Konsepti 1. mukaisesti jo operoivan laivan lämmönlähteeksi lämpöpumppu on kallis investointi, eikä tätä voida nähdä järkevänä investointina marginaalisen pienen kustannushyödyn puitteissa verrattuna MDO:lla tuotettuun lämpöenergiaan. Kuitenkin, jos lämpöpumpulla tuotetun lämpöenergian hintaa vertaa sähköllä tai metanolilla toimivan lämpökattilan lämpöenergian hintaan saadaan jo merkittävä säästö, noin 3 kertaa pienempi hinta saman lämpöenergian tuottamiselle.

Tällöin voidaan ajatella, että lämpöpumpulla pelkän lämpöenergiantuotanto säästö verrattuna sähkövastukseen olisi noin 193800 $ - 57240 $ = 136560 $

Alla olevat takaisinmaksuajat on laskettu ilman, että huomioon on otettu investointimenoja, korkokantaa ja mahdollisia ajankohta vaikutuksia:

- Yksivaiheinenjärjestelmä: 1 250 518,00 $ / 136560 $ = 9,2 vuotta
- Kaksivaiheinenjärjestelmä: 1 612 740,00 $ / 136560 $ = 11,8 vuotta

Takaisinmaksuaika olisi siis verrattuna sähkövastuksella tuotettuun energiaan kohtuullinen, ja tässä laskelmassa ei ole huomioitu vaihtoehtoa, jossa lämpökattila voitaisiin jättää mahdollisesti kokonaan pois laivan lämmöntuotantojärjestelmästä tai pienentää sen kapasiteettia.

Tämä lyhentäisi takaisinmaksuaikaa entisestään. Lämpöpumppu asennettuna jo operoivan laivan lämmöntuotantojärjestelmään voidaan nähdä tulevien säännöstöjen ja määräyksien noudattamiseksi tehtynä investointina.

Kaksivaiheinenjärjestelmä lämpöpumppu on selkeästi kalliimpi investointikustannukseltaan, mutta sen avulla on helpompi hyödyntää alempia lämpötiloja lämmönlähteenä (kuten merivesi) sekä yksi kompressori ei joudu tekemään niin suurta työtä, jotta saavutetaan haluttu lämpötilataso.

8.2.2 Konsepti 2

Konseptin 2. tapauksessa, kun suunnitellaan lämpöpumpun käyttöä uuden laivan konseptissa jättäen kokonaan höyryntuotantojärjestelmä pois ja hyödyntää lämpöpumppua myös lämpimän veden tuotannossa ollaan paremmissa asemissa kustannuslaskelmien kannalta kuin operoivan laivan jälkiasennusprojektia suunniteltaessa. Uuteen laivaan voidaan suunnitella selkeät paikat lämpöpumpuilla, putkireitityksille ja kuinka paljon niiden avulla halutaan tuottaa lämpöä. Kustannuksia voidaan sisällyttää laivan rakennusaikaisiin projekteihin ja laskelmiin sekä ei tarvitse ottaa huomioon laivan operoimatonta aikaa eli milloin laiva ei tuota liikevaihtoa omistajilleen.

Konsepti 2. tapauksessa ei lähdetä laskemaan takaisinmaksuaikaa viitaten aiemman kappaleen 8.2.1 laskelmiin, joissa todettiin, että lämpöpumppu ei itsessään sähköllä toimiessaan ole kovinkaan paljon edullisempi verrattuna energiasisällöiltään rikkaisiin polttoaineisiin. Investointikustannusta voitaisiin verrata lämpökattilan vastaaviin investointeihin, mutta tämän työn kannalta sitä ei nähdä tarpeelliseksi, monien eri muuttujien takia. Lämpöpumpun tai kattilan investointikustannuksiin vaikuttaa moni asia, kuten:

- Investoinnin päivämäärä - vallitseva maailmantilanne, mahdolliset korkojen nousut ja työvoimakustannukset.
- Tulevien säännöstöjen noudatettavuusaste – kuinka pitkälle uuden laivan konsepti halutaan viedä ajatellen tulevien sääntöjen täyttämisiä esimerkiksi päästöjen ja energiataloudellisesti näkökulmasta. Mitä pidemmälle tekniikka suunnitellaan sitä, suurempi kustannus tulee olemaan.

- Millainen tekniikka valitaan loppujen lopuksi, vaikka hinta laiteinvestointina olisi sama – lämpöpumppu ja kattila vaatii erilaisen prosessisuunnittelun ja toimilaitteet ympärilleen toimiakseen oikealla tavalla.

Lämpöpumpun takaisinmaksuaika voidaan laskea tarkemmin, kun laivan rakennusvaiheessa pyydetään laitevalmistajilta tarjoukset lämpöpumpusta ja kattilasta ja vertaillaan niiden hintoja sekä arvioidaan tulevat suunnittelu, rakennus ja asennuskustannukset.

Kiinnostava tietona voidaan huomata ja laskea, että lämpöpumpulla tuotettu lämpöenergia 2000 kWh on noin kolme kertaa halvempaa kuin metanolilla tuotettu. Tämä viittaa siihen, että lämpöpumppu voisi maksaa itsensä takaisin investointina, jos sitä verrataan uusiutuviin polttoaineisiin ja antaa kilpailukykyisen vaihtoehdon, kun suunnitellaan uutta laivaa.

8.3 Molempien konseption kustannustarkastelun yhteenveto ja ongelmat

Tarkkaa takaisinmaksuaikaa ei voida määrittää kummallekaan konseptille, koska laitteiston, niiden asennuksen ja suunnittelun tarkkaa hintaa ei tiedetä ja sen määritteleminen nähdään työn kannalta tarpeettomaksi. Voidaan kuitenkin todeta takaisinmaksuajan olevan todella pitkä noin 9–12 vuotta (kts. kappale 8.2.1 jo operoivan laivan kohdalla eikä sitä nähdä taloudellisesti kannattavana, vaan enemmänkin investointina laivan elinkaaren jatkamiseksi tai uuden laivan investoinnin lykkäämiseksi. Ammoniakilla toimivan lämpöpumpun osalta saatiin eräältä valmistajalta tarjous lämpöpumppulaitteista, joita voitiin käyttää laskelmissa. CO_2 hiilidioksidilla toimivasta lämpöpumpusta ei saatu tarkkaa tarjousta tai laskelmaa, vaan eräs valmistaja antoi arvion hintatasosta ja perusteli lämpöpumpun toiminnan olevan tällä hetkellä vielä mahdotonta lämpötilan tuottamiseksi vaaditun painetason takia. Muut konsultoidut valmistajat viittasivat useimmiten siihen, että eivät toimi meriteollisuudessa, jonka vuoksi eivät jatkaneet kommunikaatiota. Yhdeltä valmistajalta saatiin kommenttina se, että hiilidioksidin käyttö kiertoaineena aiemmin määritetyllä lämmönlähteen lämpötilalla ja lämmöntuottotarpeella eivät sopisi lämpöpumpun tekniikalle. Korkea lämpötilataso talvella (noin 90°C), vaatii kiertoaineen jäähdytyksen, jotta päästään järkeviin COP arvoihin ja kompressorimääriin.

Jos verrataan tänä päivänä päästörajoitusten takia eniten käytettyihin polttoaineisiin LNG:n ja MDO:n, on lämpöpumpulla määritetyllä sähkönhinnalla (15 snt/kWh) tuotettu energia on

halvempaa kuin lämpökattilassa mainittujen polttoaineiden käyttäminen. Tässä ei olla otettu kuitenkaan huomioon itse investointikustannuksia.

Konsepti 2., jossa lämpöenergia tuotettaisiin mahdollisesti ilman höyryntuotantojärjestelmää ei luotu erikseen takaisinmaksuajan laskentaa, koska Kuva 25. ja kappaleen 6.2.1 pohdintojen perusteella voidaan olettaa takaisinmaksuajan olevan hyvin samankaltainen kuin Konsepti 1. tapauksessa. Uuden laivan konseptin sisältämät muuttujat saavat laskentaan liikaa epävarmuustekijöitä riippuen esimerkiksi teknisistä valinnoista ja luokituslaitoksen vaatimuksista ja määräyksistä, jotta järjestelmä voidaan hyväksyä meriliikenne käyttöön. Kuitenkin, kun siirrytään uusiutuviin polttoaineisiin, on lämpöpumppu kilpailukykyinen vaihtoehto energiatehokkuudeltaan ja käyttökuluiltaan. Tässä tapauksessa lämpöpumppuja on 5–6 riippuen mitoituksesta ja Konsepti 1. tapauksessa niitä oli 1–2. Takaisinmaksuaika riippuu myös vahvasti kappaleessa 7.2 mainituista asioista.

Lämpöpumppu mahdollistaa erikseen mainittavana asiana myös mahdollisesti polttoainetankkien pienentämisen Konsepti 2. tapauksessa, jos lämpökattilan koko ja sen käyttöä rajataan merkittävästi tai se jätetään kokonaan pois suunnitelmista. Tämä saattaa tuoda marginaalisen kevennyksen laivan kokonaismassaan, mutta nämä voidaan todeta vasta, kun tarvittava lämpöpumppujen määrä on päätetty ja niiden massa on otettu huomioon.

Liitteen 4. avulla, voidaan arvioida mahdollisen korkean lämpötilan lämpöpumpun takaisinmaksuaikaa oikean puolimmaisen sarakkeen € / kW perusteella. Takaisinmaksuaika tulee olemaan riippuvainen uuden laivan höyryä tarvitsevien järjestelmien kapasiteeteista, koska sen mukaan myös korkean lämpötilan lämpöpumpun koko mitoitetaan.

Loppujen lopuksi voidaan olettaa, että risteilyvarustamoiden näkökulmasta operointikustannukset kasvavat maasähkönkäyttöpakon myötä ja niiden kiinnostus kiertää määräystä on merkittävä. Kuitenkin tiukentuvien määräysten vuoksi lämpöpumpun käyttö on todella kiinnostava vaihtoehto määräysten noudattamiseksi varsinkin satamissa, kun suunnitellaan uutta laivaa.

9 Johtopäätökset

Tämän työn tavoitteena oli selvittää, miten lämpöpumppua voitaisiin hyödyntää laivan tai tarkemmin erään risteilijävarustamon nykyisen operoivan laivan ja suunnitteilla olevan konseptilaivan lämmöntuotannossa. Tutkimuksessa keskityttiin erityisesti uusiutuvilla kiertoaineilla toimivien lämpöpumppujen tutkimiseen. Perimmäisenä ajatuksena oli selvittää luonnollisten kiertoaineiden käyttöä, koska niiden osalta määräykset ovat myös kiristymässä ja haluttiin tuoda esille, miten lämpöpumppu saadaan pysymään mahdollisimman pitkään toimintakelpoisena täyttäen tulevat määräykset. Työssä keskityttiin kolmannen osapuolen pyynnöstä kiertoaineeseen CO_2 (R744). Kuitenkin vaihtoehtoista luonnollista kiertoainetta R717 eli ammoniakkia tutkittiin, jotta saatiin vertailukohta hiilidioksidille.

Lämpöpumpun käyttö risteilijöillä on tutkimuksen mukaan mahdollista, mutta tänä päivänä lämpöpumppu toimittajien tarjonta nimenomaan merenkulkuun sertifioiduista lämpöpumpuista on todella vähäistä. Muutamia valmistajia löytyy, mutta ne odottavat edelleen suurempaa kysyntää markkinoilla. Kysyntä tulee varmasti kasvamaan, kun FuelEU asettamat maasähkönkäyttö rajoitukset kiristyvät asteittain tällä hetkellä olevan asetuksen mukaan vuoteen 2033 saakka. Silloin laivan on tekniikan ja mahdollisuuksien mukaan tuotettava lämpöenergia sähköllä tai mahdollisesti lämpökattilalla käyttäen uusiutuvia polttoaineita. Maasähkön käyttöpakko tai luonnollisten polttoaineiden käyttö pienentää merkittävästi paikallisia päästöjä. Kun laiva on kiinni maasähkössä, on lämpöpumppu todella kilpailukykyinen tapa tuottaa lämpöä laivan järjestelmään sen korkean hyötysuhteen takia verrattuna esimerkiksi sähkövastuksella toimivaan lämpökattilaan. Lämpöpumppu voi tuottaa noin yhdellä kilowatilla sähköä noin 3–4 kilowattia lämpöä laivan lämmönjakojärjestelmään. Tämä kuitenkin riippuu monesta asiasta. Vaikuttavia tekijöitä ovat lämpöpumpun lämmönlähteen ja halutun lämpötilan ero, valitun lämpöpumpun tekniikka, valittu kiertoaine ja luokituslaitoksen asettamat rajoitteet ja säännöt, jotka pitää ottaa lämpöpumpun suunnittelussa ja valinnassa huomioon. Järjestelmän lopullinen hyötysuhde ja tehokkuus selviävät rakennusvaiheen jälkeen, kun testiajoja on saatu suoritettua erilaisissa olosuhteissa ja ulkolämpötiloissa.

Työn aikana selvisi, että jälkiasennusvaihtoehto eli ns. nykyisen jo operoivan laivan järjestelmän muuttaminen lämpöpumpulle sopivaksi tulee todella kalliiksi ja se ei tule maksamaan itseään takaisin nopeasti, verrattaessa fossiilisilla polttoaineilla tuotettuun lämpöenergiaan.

Kuitenkin verrattaessa sähkövastuksella toimivaan lämpökattilaan eli ns. suoraan sähkölämmitykseen saatiin takaisinmaksuajaksi noin 10 vuotta. Takaisinmaksuajan laskennassa ei ole otettu huomioon investointimenoja, korkokantaa ja mahdollisia ajankohtavaikutuksia. Takaisinmaksuaikaa todennäköisesti saataisiin myös lyhennyttyä, jos lämpöpumppu korvaisi lämpökattilan tai pienentäisi sen kapasiteettia, jolloin myös sen investointikustannukset pienenisivät. Jos varustamo lähtisi tällaiseen projektiin se nähdään sijoituksena myös laivan toimintakyvyn pidentämiseen ja mahdollisten satamasakkojen välttämiseen. Moni varustamo pohtii tätä vaihtoehtoa, mutta toistaiseksi haastattelututkimuksista erään ison globaalin risteilijävarustamon ja pienemmän Pohjois-Euroopassa toimivan varustamon kanssa selvisi, että laivojen lämpö satamissa tuotetaan edelleen lämpökattilalla, jonka määräykset tällä hetkellä vielä satamissa sallivat. Kun määräykset kiristyvät on tarkoitus siirtyä esimerkiksi uusiutuviin biopolttoaineisiin eikä niinkään operoivien laivojen kohdalla investoida uuteen järjestelmään esimerkiksi lämpöpumpputekniikkaan. Eri vaihtoehtoja pohditaan koko ajan, jotta tulevaisuuden määräykset voidaan täyttää ja mahdollisimman moni laiva voi operoida myös reiteillä, jossa määräykset ovat kiristyneet. Varustamot voivat myös kierrättää laivoja niiden sisältämän tekniikan, mukaan niin, että sopivalla ja korkeammalla varustelutasolla olevat laivat siirretään reiteille, joissa satamamääräykset ovat kiristyneet.

Uusien laivojen suunnittelussa lämpöpumpun käyttö voidaan nähdä todella mielenkiintoisena vaihtoehtona, erityisesti Pohjois-Euroopan vesillä, jossa lämmitystä tarvitaan mahdollisesti pidempiä aikoja laivan ollessa satamassa. Pohjois-Euroopassa toimivan varustamon referenssi laivan tapauksessa suunniteltiin lämpöpumppua, joka pystyisi tuottamaan koko lämpöenergian 6 tunnin satamaolon aikana, kun 200 m^3 lämpöakut ovat luovuttaneet lämpönsä. Lämpöakut keräävät lämmintä vettä esimerkiksi pakokaasuista ja moottoreiden hukkalämmöstä. Keskimääräisellä lämmöntuotantokapasiteetilla varustettuja lämpöpumppuja jouduttaisiin asentamaan 5–6 kappaletta, joten tilaa tarvittaisiin enemmän kuin lämpökattiloita käytettäessä yleensä. Se tarkoittaisi esimerkiksi lämpökattiloiden kapasiteettien selkeää vähennystä. Lämpökattiloiden suora tarve myös vähenisi, kun lämpöpumput tuottavat lämpöenergiaa tai mitoituksen mukaan osan siitä. Kuitenkin laivan lämmöntuotannon takaamiseksi olisi järkevää mitoittaa yksi lämpökattila, joka toimisi uusiutuvilla polttoaineella satamissa. Tällainen polttoaine voisi olla esimerkiksi metanoli, kuitenkin pääkoneiden käyttöön valitun polttoaineen mukaan. Lämpöpumppujen tekniikka ei sinänsä ole toimintavarmuudeltaan epävarmaa, mutta laivojen on pystyttävä erityisen kylmissäkin olosuhteissa tuottamaan asiakkailleen esimerkiksi lämmintä käyttövettä. Tulevaisuudessa voidaan olettaa,

että luokituslaitokset kirjaavat tarkempaa ohjeistusta lämpöpumppujen käytön suhteen ja millaisia varajärjestelmiä pitää olla toimintavarmuuden takaamiseksi.

Työn aikana myös selvisi, että luonnollisena kiertoaineena tällä hetkellä ammoniakki on hiilidioksidia sopivampi mitoitetun lämpöenergian tuotantoon lämpöpumppu käytössä. Hiilidioksidin käyttö kiertoaineena vaati korkean painetason ja siten vaatii käytetyiltä komponenteilta enemmän painekestävyyttä. Hiilidioksidin käyttö myös vaatisi kiertoaineen jäähdytystä, mikä tekisi järjestelmästä kalliimman ja monimutkaisemman kuin ammoniakilla toimiva lämpöpumppu. Jäähdytyksen avulla kompressoreiden määrä ja COP arvo saataisiin kohtuulliseksi, mutta ilman sitä korkea tavoitelämpötila (90°C) on hankala saavuttaa tehokkaasti CO_2 kiertoaineella. Ammoniakilla painetasot ovat alhaisemmat, mutta sillä on myös tiettyjä rajoitteita. Komponenttien valinnassa korroosion kestävyyden huomioiminen ja lämmöntuottokapasiteetti yhden vaiheen järjestelmällä eli yhden puristuksen tai kompressorin järjestelmällä. Kahden vaiheen järjestelmällä ruuvikompressoria hyödyntäen voitaisiin erään valmistajan mukaan saavuttaa meriteollisuuden- ja liikenteen sertifiointi ja sopiva lämmöntuottokapasiteetti.

Tutkimus sujui pääasiallisesti suunnitelmien mukaan ja vastasi asetettuihin tavoitteisiin. Epäkohtia tai puutteita, mitkä jäivät työstä uupumaan, olivat tarkempi toimeksiantajalle suunniteltu lämpöpumppukonsepti sisältäen tarkat mitoitukset ja mahdollisen 3D-mallin lämpöpumpusta. Osaltaan tämä epäkohta johtuu monesta epävarmuustekijästä, joka jättäisi lämpöpumpun suunnitteluun ja mitoitukseen paljon tulkinnanvaraa. Siksi tämä puuttuva osa työstä voidaan esimerkiksi tehdä yhteistyössä mahdollisen yhteistyökumppanin kanssa, kunhan saadaan tarvittavat tekniset tiedot, rajaukset ja resurssit suunnitelmien tekoon.

Toinen asia, joka työssä jäi puutteelliseksi, on uuden laivan Konseptin 2. takaisinmaksuajan laskeminen. Tarkemmin tätä tutkittaessa huomattiin, että laivan käytössä tämän laskeminen on todella hankalaa, koska suoraa vertailukohtaa ei ole. Laivan suunnitteluvaiheessa on mahdollista kuitenkin pyytää lämpökattila- ja lämpöpumppuvalmistajilta samoilla lämpötasetiedoilla hinta-arviot tai tarjoukset ja verrata niitä keskenään. Esimerkiksi kaukolämpötuotannossa, voitaisiin suoraan vertailla kuinka paljon lämpöpumpun käyttö vähentäisi sähkön käyttöä ja kustannuksia riippuen minkä tilalle se asennettaisiin. Laivan käytössä lämpöpumpusta saatava suurempi hyöty on laivan sääntöjen noudatettavuusluokan parantamisessa. Itse tekniikkana lämpöpumppu on paljon monimutkikkaampi kuin lämpökattila, joka käytännössä tuottaa myös lämpöenergiaa, mutta huonommalla hyötysuhteella. Kuitenkin tässä

varustamot ottavat myös huomioon mahdolliset polttoaineiden käyttösanktiot satamissa ja niiden hinnan nousut. Konsepti 1. tiedoilla ja eräältä valmistajalta saaduilla laitehintojen arvioilla pystyttiin laskemaan, että lämpöpumppu voisi maksaa itsensä takaisin noin 10 vuodessa verrattuna sähkövastuksella toimivaan lämpökattilaan. Tästä voidaan päätellä, että Konsepti 2. kohdalla takaisinmaksuaika voisi olla jopa lyhyempi, kun jo suunnitteluvaiheessa voidaan ottaa huomioon lämpökattilan ja lämpöpumpun lämmöntuotantosuhde ja optimoida niiden käyttöä. Myös laitehankintojen, putkitusten ja laitteiden sijoittelun kannalta tämä pienentäisi asennuskustannuksia tai niitä voitaisiin sisällyttää laivan rakennusvaiheeseen enemmän kuin Konsepti 1. kohdalla.

Tämän työ antaa pohjan toimeksiantajalle jatkaa tutkimuksia ja syventää osaamista lämpöpumppujen käytössä meriteollisuudessa ja merenkulussa. Jatkotutkimuksena voitaisiin selvittää mahdollinen tarkempi lämpöpumpun järjestelmätyyppi ja mikä luonnollinen kiertoaine olisi sopivin sekä mikä on hyötysuhteeltaan tehokkain yhdistelmä lämpökattilan ja lämpöpumpun yhteislämmöntuotannossa. Jäähdytyskierron tutkimus on osaltaan myös mahdollisesti kiinnostava tutkimus, jotta lämpöpumpun COP arvoa voidaan parantaa ja käytettävyyttä voidaan hyödyntää mahdollisimman laajasti. Tähän tarkoitukseen laivalla on kuitenkin usein jo energiatehokkaat järjestelmät (esimerkiksi absorptiolämpöpumppu) eikä haastattelututkimuksien aikana siihen löytynyt suurta kiinnostusta toistaiseksi.

Energiamurroksen ja päästöjen vähentämisen takia ollaan hyvin kiihkeässä maailman tilanteessa ja lämpöpumpun käyttöä laivojen energiatehokkuuden ja päästöjen vähentämisessä on tärkeä tutkia entistä enemmän.

Lähteet

Alexander Innes. Jason Monios. 2018. Identifying the unique challenges of installing cold ironing at small and medium ports – The case of aberdeen. Transportation research. Part D, Transport and environment. Vol.62. Sivut. 298–313.

Alfa Laval. 2023. [Verkkoaineisto] [Viitattu 18.11.2023] Saatavilla: https://www.alfala-val.com/industries/marine-transportation/marine/heating-and-cooling/marine-refrigeration/.

Aittomäki, A. & Aalto, E. (2008). Kylmätekniikka, 3. painos, Suomen kylmäyhdistys, Helsinki.

August Brekken., Cecialia Gabrielii., Natasa Nord. 2023. Energy conversion and management. Energy use and energy efficiency in cruise ship hotel system in a Nordic climate. Vol.288, p.117121, Artikkeli 117121.

Casey Crownhart., MTT technology review., 2023. [Verkkoaineisto] [Viitattu 2.10.2023]. Saatavilla: https://www.technologyreview.com/2023/02/14/1068582/everything-you-need-to-know-about-heat-pumps/

Carrier. 2023. [Verkkoaineisto] [Viitattu 30.11.2023] Saatavilla: https://www.carrier.com/commercial-refrigeration/en/eu/products/systems/HeatCO2OL-Industrial/

Cordin Arpagaus., Frederic Bless., Michael Uhlmann., Jürg Schiffmann., Stefan S. Bertsch. 2018. High temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials. Energy, Vol. 152, sivut 985–1010.

David Banks. 2012. An Introduction to Thermogeology. Ground Source Heating and Cooling. John Wiley & Sons, Ltd.

DNV. 2023. [Verkkosivusto]. [Viitattu 29.10.2023]. Saatavilla: https://www.dnv.com/maritime/insights/topics/fuel-eu-maritime/index.html.

DNV. 2023. [Verkkosivusto]. [Viitattu 29.10.2023]. Saatavilla: https://www.dnv.com/news/the-eu-agrees-on-well-to-wake-ghg-limits-to-energy-used-on-board-ships-from-2025-243501.

European kemikaalivirasto. ECHA. 2023. [Verkkosivusto]. [Viitattu 9.3.2024]. Saatavilla: https://echa.europa.eu/fi/hot-topics/perfluoroalkyl-chemicals-pfas

Eija Alakangas., Markus Hurskainen., Jaana Laatikainen-Luntama. & Jaana Korhonen. 2016. VTT. Suomessa käytettävien polttoaineiden ominaisuuksia.

Engin Söylemez., Kristina N. Widell., Cecilia H Gabrielii., Yves Ladam., Thomas Lund., Armin Hafner. 2022. Overview of the development and status of carbon dioxide (R-744) refrigeration systems onboard fishing vessels. International Journal of Refrigeration. Vol. 140. Sivut 198–212. ISSN 0140-7007.

European Commission. 2022. EU legislation to control F-gases. [Verkkosivusto]. [Viitattu 14.10.2023]. Saatavilla: https://climate.ec.europa.eu/eu-action/fluorinated-greenhouse-gases/eu-legislation-control-f-gases_en

Friotherm. 2017. [Verkkosivusto] [Viitattu 2.10.2023]. Saatavilla: https://www.friotherm.com/wp-content/uploads/2017/11/vaertan_e008_uk.pdf

F. Schlosser., M. Jesper., J. Vogelsang., T.G. Walmsley., C. Arpagaus., J. Hesselbach. 2020. Renewable and Sustainable Energy Reviews. Large-scale heat pumps: Applications, performance, economic feasibility, and industrial integration. Vol. 133. Artikkeli. 110219.

G. Barone., A. Buonomano., C. Forzano., A. Palombo. 2021. Implementing the dynamic simulation approach for the design and optimization of ships energy systems: Methodology and applicability to modern cruise ships. Renewable & sustainable energy reviews.Vol.150. p.111488. Artikkeli. 111488.

GEA. 2023. [Verkkosivusto]. [Viitattu 5.1.2024]. Saatavilla: https://www.gea.com/en/products/refrigeration-heating/heat-pumps/redastrum-ammonia-heatpump.jsp

G F Hundy., 2016. Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps. Oxford, UK: Butterworth-Heinemann.

Giancoli, D.C., Whatley, K.M., Beck, J.A., Bennhold, C. & Feldman., 2015 G. Physics: principles with applications.

Hafner, A., Gabrielii, C., Widell, K.N., 2019. Refrigeration Units in marine vessels, alternatives to HCFCs and high GWP HFCs. Copenhagen.

Zühlsdorf et al. 2023. [Verkkosivusto]. [Viitattu 6.5.2024]. Saatavilla: https://heatpumping-technologies.org/annex58/wp-content/uploads/sites/70/2023/09/annex-58-task-1-technologies-task-report.pdf

Ibrahim Dincer., Yusuf Bicer., 2018. Comprehensive Energy Systems. Science Direct.

IEA. 2023. Energy system, Transport, International Shipping. Päivitetty 11.7.2023. [Verkkosivu]. [Viitattu 10.3.2024]. Saatavilla: https://www.iea.org/energy-system/transport/international-shipping

IEA. 2024. The future of the heat pumps. [Verkkosivusto]. [Viitattu 22.3.2024]. Saatavilla: https://www.iea.org/reports/the-future-of-heat-pumps/how-a-heat-pump-works

IMO. 2023. Revised GHG reduction strategy for global shipping adopted. International Maritime Organization. [Verkkosivusto] [Viitattu 3.2.2024]. Saatavilla: https://www.imo.org/en/MediaCentre/PressBriefings/pages/Revised-GHG-reduction-strategy-for-global-shipping-adopted-.aspx

IMO. 2024. Further shipping GHG emission reduction measures adopted. [Verkkosivusto]. [Viitattu 4.2.2024]. Saatavilla: https://www.imo.org/en/MediaCentre/PressBriefings/pages/MEPC76.aspx

IMO, 2019. Improving the energy efficiency of ships. International Maritime Organization. [Verkkosivu] [Viitattu 10.3.2024]. Saatavilla: https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Improving%20the%20energy%20efficiency%20of%20ships.aspx

Johnson Controls. 2024. [Verkkosivusto] [Viitattu 9.3.2024] Saatavilla: https://www.johnsoncontrols.com/fi_fi/buildings/heat-pumps

Kevin Sartor., Vincent Lemort. & Pierre Dewallef. (2018). Improved district heating network operation by the integration of high-temperature heat pumps. International Journal of Sustainable Energy.37:9, Sivut. 842-856, DOI: 10.1080/14786451.2017.1383409.

Koskelainen, L., Nuorkivi, A., Saarela, R. & Sipilä, K. (2006). Kaukolämmön käsikirja. Energiateollisuus, Helsinki.

Koljonen, T. & Sipilä, K. 1998. Uudemman absorptiojäähdytystekniikan soveltaminen kaukojäähdytyksessä. Valtion teknillinen tutkimuskeskus, Espoo.

Lampinen., M.J. 1997. Termodynamiikan perusteet. Otatieto, Espoo.

Lopez-Aparicio ´ S, Tønnesen D, Thanh TN, Neilson H. 2017. Shipping emissions in a Nordic port: Assessment of mitigation strategies. Transp Res Part Transp Environ Jun. 2017; 53:205–16.

Maaskola, I. Kataikko, M. 2014. Ylijäämälämmön hyödyntäminen. Motiva [Verkkosivusto]. [Viitattu 25.10.2022]. Saatavilla: https://www.motiva.fi/files/13513/Ylijaamalammon_taloudellinen_hyodyntaminen_Lampopumppu-_ja_ORC-sovellukset.pdf#page=1

Maritime CO_2 emissions. 2020. Marine Benchmark. IHS Markit.

Markus Aarnio. 2023. Springer Series on Naval Architecture., Marine Engineering., Shipbuilding and Shipping. ISBN 978-3-031-11628-5 ISBN 978-3-031-11629-2

Paride Gullo., Armin Hafner., Giovanni Cortella. 2016 Polytechnic Department of Engineering and Architecture. University of Udine. via delle Scienze 206, 33100 Udine, Italy b Department of Energy and Process Engineering, NTNU Norwegian University of Science and Technology, Kolbjørn Hejes vei 1D, 7491 Trondheim, Norway.

Penttilä, T. 1988. Lämpöpumput teollisuudessa. Imatran voima, Helsinki.

Port of Seattle. 2023. [Verkkosivusto]. [Viitattu 4.10.2023]. Saatavilla: https://www.portseattle.org/page/cruise-ship-shore-power-facts.

Raiko, M. & Mäki-Mantila, E. 2005. Lämpöpumput ja niiden vaikutus sähköntuotantoon. Kauppa- ja Teollisuusministeriö.

Ramboll. 2022. [Verkkosivusto]. [Viitattu 6.5.2024] Saatavilla: https://www.prizz.fi/media/energiaratkaisut/energiaratkaisut-materiaalit/ramboll_hukkalamposelvitys_loppuraportti.pdf

Sabrina Dusek., Veronika Wilk., Johannes Krämer., 2023. Austrian Institute of Technology GmbH.

Shih-Tung Shu. 2013. A Life Cycle Cost Analysis of Marine Scrubber Technologies. University of Rostock. Ref. 159652-1-2009-1-BE-ERA MUNDUS-EMMC.

Ship and bunker. 2023. [Verkkosivusto]. [Viitattu 2.1.2023] Saatavilla: https://shipandbunker.com/prices/emea/nwe/nl-rtm-rotterdam.

Sulpu. 2024. [Verkkosivusto]. [Viitattu 3.2.2024]. Saatavilla: https://www.sulpu.fi/after-a-peak-year-heat-pump-sales-normalised-to-the-level-of-previous-years/

Tallink Silja. 2020. [Verkkosivusto]. [Viitattu 28.12.2023]. Saatavilla: https://fi.tallink.com/vastuullisesti-maasahko.

Tapani Alaoja. 2023. Konseptitason tarkastelu regulaation asettamista vaatimuksista metanolipolttoainejärjestelmälle laivassa. LUT-yliopisto. Diplomityö.

Trzebinski ´ S. 2019. Technical Aspects of Using the Heat Pump at the Ship. Sci J Pol Nav Acad 2019;217(2):5–15.

TLV. 2023. [Verkkosivusto]. [Viitattu 09.11.2023]. Saatavilla: https://www2.tlv.com/steam-info/steam-theory/other/steam-compressors.

Vahterus PSHE Exhaust Gas Economiser. 2023. [Verkkosivusto]. [Viitattu 4.10.2023]. Saatavilla: https://vahterus.com/technology/customised-pshe-solution/exhaust-gas-economizer.

Wang Yikai. Yin Yonggao. Cao Feng. 2023. Vol. 145 Sivut. 276-289. Comprehensive evaluation of the transcritical CO2 ejector-expansion heat pump water heater. Elsevier. Science direct.

Wikstén, R. (2009a). Lämpövoimaprosessit. 4. painos, Otatieto Helsinki University Press, Helsinki.

Zühlsdorf, B. 2019. High-performance heat pump systems: Enhancing performance and range of heat pump systems for industry and district heating. Doctoral thesis. Technical University of Denmark (DTU), Department of Mechanical Engineering. Kongens Lyngby: s. 322

Liitteet

Liite 1. Laivan lämpötase laskelma.

STEAM SYSTEM HEAT BALANCE CALCULATION						Weather -25 °C Sea water -0 °C				Weather +25 °C Sea water +25 °C			
				Heat		Winter conditions				ISO conditions			
CONSUMER				losses and		at sea		in harbour		at sea		in harbour	
				heat-up (kW)		Used%	kW	Used%	kW	Used%	kW	Used%	kW
Tank Heating													
BIW1, Bilge water tank 1				18	kW	20 %	4	20 %	4	2 %	0	0 %	0
BIW2, Bilge water tank 2				15	kW	20 %	3	20 %	3	3 %	0	0 %	0
BIW3, Bilge water tank 3				122	kW	20 %	24	20 %	24	2 %	2	0 %	0
LORE1, Renovating lube oil tank 1				22	kW	10 %	2	10 %	2	4 %	1	0 %	0
LORE2, Renovating lube oil tank 2				22	kW	10 %	2	10 %	2	4 %	1	0 %	0
LOUS, Used lube oil tank				15	kW	15 %	2	15 %	2	6 %	1	0 %	0
SLU2, Sludge oil tank 2				104	kW	15 %	16	15 %	16	6 %	6	0 %	0
SLU1, Sludge oil tank 1				16	kW	15 %	2	15 %	2	6 %	1	0 %	0
ACCU1, Heat accu 1	(Collecting waste heat)			553	kW	73 %	403	0 %	0	91 %	503	0 %	0
ACCU2, Heat accu 2	(Collecting waste heat)			553	kW	73 %	403	0 %	0	91 %	503	0 %	0
DIFO1, Dirty fuel oil leak tank 1				26	kW	5 %	1	5 %	1	0 %	0	0 %	0
DIFO2, Dirty fuel oil leak tank 2				26	kW	5 %	1	5 %	1	0 %	0	0 %	0
WB1P, Ballast water tank 1	(Above LIWL (Lower Ice Waterline))			68	kW	100 %	68	100 %	68	0 %	0	0 %	0
WB1S, Ballast water tank 2	(Above LIWL)			68	kW	100 %	68	100 %	68	0 %	0	0 %	0
Ballast and heeling tanks	(Partly above LIWL)			130	kW	100 %	130	100 %	130	0 %	0	0 %	0
			sub summary	651	kW	kW	1130	kW	324	kW	1018	kW	0
Values checked: 02.07.2017						Winter conditions				ISO conditions			
Other consumers	EQ. NUMBER	PCS	kW/1pc	Max		at sea		in harbour		at sea		in harbour	
ME preheaters	8132/07-12	6	54	324,0	kW	17 %	54	17 %	54	17 %	54	17 %	54
Preheat heat exchangers	6355/01	1	2003	2003,0	kW	46 %	913	46 %	913	0 %	0	0 %	0
Reheating heat exchanger	6355/02	1	2544	2544,0	kW	46 %	1170	46 %	1170	10 %	254	10 %	254
Fuel oil separator unit	8221/01-02	2	105	210,0	kW	50 %	105	15 %	32	15 %	32	15 %	32
LO separator unit for ME	8321/01-02	2	120	240,0	kW	85 %	204	85 %	204	85 %	204	85 %	204
Potable water preheater	6121/10	1	1200	1200,0	kW	60 %	720	30 %	360	60 %	720	30 %	360
Calorifier	6121/09	1	2000	2000,0	kW	0 %	0	0 %	0	0 %	0	0 %	0
LNG Evaporator steam booster	8235/13-14	2	1000	2000,0	kW	6 %	120	6 %	120	0 %	0	6 %	120
Steam heater for LNG double pipe vent.	8310/105-108	4	6	24,0	kW	100 %	24	100 %	24	35 %	8	35 %	8
Tank connection space air heater	6443/412, 414	2	17	34,0	kW	100 %	34	100 %	34	35 %	12	35 %	12
WHR circuit steam booster	7531/18	1	2500	2500,0	kW	10 %	250	0 %	0	10 %	250	0 %	0
Cargo area heating		1	3900	3900,0	kW	35 %	1346	35 %	1346	0 %	0	0 %	0
Steam heating (stern & bow ramp)		1	50	50,0	kW	100 %	50	100 %	50	0 %	0	0 %	0
Pipe Steam Tracing		1	0	0,0	kW	0 %	0	0 %	0	0 %	0	0 %	0
Space Heating		1	480	480,0	kW	25 %	120	25 %	120	0 %	0	0 %	0
Various consumers		1	50	50,0	kW	20 %	10	20 %	10	10 %	5	10 %	5
		sub summary		17559	kW	kW	5120	kW	4437	kW	1539	kW	1049
Summary						*kW*	*6250*	*kW*	*4761*	*kW*	*2558*	*kW*	*1049*
Boiler plant	Calculation based on LNG mode					Winter conditions				ISO conditions			
		Winter Capacity/ boiler (EGB 85%MCR	ISO Capacity/ boiler (EGB 85%MCR)			at sea		in harbour		at sea		in harbour	
	EQ. NUMBER					Used%	kW	Used%	kW	Used%	kW	Used%	kW
Auxiliary Steam Boiler	7521/01	3500	3500		kW	0 %	0	100 %	3485	0 %	0	0 %	0
Auxiliary Steam Boiler	7521/02	3500	3500		kW	0 %	0	0 %	0	0 %	0	0 %	0
Exhaust Gas Boiler	7522/01	1276	1276		kW	100 %	1276	100 %	1276	100 %	1276	82 %	1049
Exhaust Gas Boiler	7522/02	1276	1276		kW	100 %	1276	0 %	0	100 %	1276	0 %	0
Exhaust Gas Boiler	7522/03	1276	1276		kW	100 %	1276	0 %	0	0 %	6	0 %	0
Exhaust Gas Boiler	7522/04	1276	1276		kW	100 %	1276	0 %	0	0 %	0	0 %	0
Exhaust Gas Boiler	7522/05	1276	1276		kW	90 %	1146	0 %	0	0 %	0	0 %	0
Exhaust Gas Boiler	7522/06	1276	1276		kW	0 %	0	0 %	0	0 %	0	0 %	0
	(When accumulator tanks do not need heating)						0,4 kg/s				2,1 kg/s		
	IF 5 engines running possible input to steam turbines:						0,1 kg/s				1,7 kg/s		

Liite 2. Carrier Heat CO_2OL IL 2030 WW lämpöpumpun esite.

HeatCO$_2$OL IL WW		IL 1450WW	IL 1600WW	IL 1740WW	IL 1870WW	IL 2030WW
Nominal point: heating water in 30°C, out 60°C. Cooling water in 12°C, out 7°C						
Heating capacity (water in / out: 30/60°C)	kW	1450	1600	1740	1870	2030
Cooling capacity (water in/out: 12/7°C)	kW	1175	1300	1410	1520	1645
COP		3.5	3.6	3.5	3.6	3.5
EER		2.9	2.9	2.9	2.9	2.9
Eq. SEER (1)		4.2	4.3	4.2	4.3	4.2
Total COP (Cooling and heating)		6.3	6.5	6.3	6.5	6.3
Input Power	kW	404	443	484	518	565
Flow rate heating 30/60°C	m³/h	42	46	50	54	58
Flow rate cooling 12/7°C	m³/h	203	224	243	262	284
Nominal point: heating water in 30°C, out 70°C. Cooling water in 12°C, out 7°C						
Heating capacity (water in / out: 30/70°C)	kW	1470	1620	1760	1890	2055
Cooling capacity (water in/out: 12/7°C)	kW	1185	1305	1420	1525	1655
COP		3.4	3.5	3.4	3.5	3.4
EER		2.8	2.8	2.8	2.8	2.8
Eq. SEER (1)		4.2	4.3	4.2	4.3	4.2
Total COP (Cooling and heating)		6.1	6.3	6.1	6.3	6.1
Input Power	kW	423	466	507	545	591
Flow rate heating 30/70°C	m³/h	32	35	38	41	44
Flow rate cooling 12/7°C	m³/h	204	225	245	263	285
Physical properties						
Number of compressors		5	6	6	7	7
CO_2 charge (2)	kg	1400	1900	1900	1950	1950
Connection water side hot	DN	100	100	100	100	100
Connection water side cold	DN	200	200	200	250	250
Indoor version*						
Dimensions L	mm	6345	8340	8340	8340	8340
Dimensions W	mm	2200	2200	2200	2200	2200
Dimensions h	mm	2200	2200	2200	2200	2200
Operationnal weight (CO_2 + water included) (2)	kg	14800	16100	16600	17700	18200
Sound pressure level @10 m	dB(A)	70.4	70.1	71.2	70.7	71.8
Electrical data for 400/3/50 + N / EN / Short circuit current 15kA						
Maximum operating current	A	850	1020	1020	1190	1190
Nominal electric current	A	730	817	871	948	1011

* outdoor version available

(1) SEER, we use Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council with regard to Ecodesign requirements as preference

(2) Estimated value – to be charged and adjusted on site

(3) The sound pressure levels are mentioned in free field. Running the equipment in other conditions may lead to different results. The results obtained on the installation site may differ from those in this leaflet, due to sound reflections from walls, etc. The reduction of sound level as a function of distance in theoretical and sound reflection and resonance may alter the results, either on total sound level or on certain frequencies

Heat COOL IL

Main options:

- Outdoor housing version with / without sound proofing
- Hydraulic pumps control
- Modbus, RS485/RTU, TCP communication
- Electrical energy measurement for compressor
- Electrical energy measurement for pumps
- Inverter drive on compressor N°2
- Smart control for several units in parallel
- 2 circuits with different temperature levels of hot water production to maximize performance
- Other options on request

- **Water source / Air source**
- **Packaged evaporator / split versions for commercial AW ranges**
- **Reversible: Heat in winter / AC and domestic hot water in summer**

Heat COOL IL
District heating

Heat COOL IM
Apartment blocks

Heat COOL IS
Industry | hotel

Heat COOL CS
School | offices commercial building

Heat COOL CM
School | offices | hospital commercial building | hotel

CO_2 NATURAL REFRIGERANT

Up to 90°C water production

Heating Cooling Simultaneous

All climates

More than 20 000 CO_2 units produced

Ref. no Carrier HeatCO2OL_IL-en-2104(1). All trademarks are the property of their respective owners. ©2021 Carrier. All Rights Reserved.

Carrier

Carrier reserves the right to change certain information and specifications contained in this document at any time and without prior notice. Since standards, specifications and designs are subject to occasional change, please ask for confirmation of the information given in this publication

www.carrier-refrigeration.com

Liite 3. Carrier Heat CO_2OL IS 910 WW lämpöpumpun esite.

HeatCO$_2$OL IS WW			IS 480WW	IS 580WW	IS 650WW	IS 790WW	IS 910WW
Nominal point: heating water in 30°C, out 80°C. Cooling water in 12°C, out 7°C							
Heating capacity (water in / out: 30/80°C)		kW	480	580	650	790	910
Cooling capacity (water in/out: 12/7°C)		kW	370	470	530	640	740
COP			3.8	3.7	3.8	3.7	3.8
EER			3.0	3.0	3.0	3.0	3.0
Eq. SEER (1)			4.5	4.5	4.3	4.5	4.5
Total COP (Cooling and heating)			8.5	8.7	8.5	8.7	8.5
Input Power		kW	121	154	176	213	248
Flow rate heating 30/80°C		m³/h	13	17	19	23	26
Flow rate cooling 12/7°C		m³/h	64	81	91	110	128
Nominal point: heating water in 30°C, out 70°C. Cooling water in 12°C, out 7°C							
Heating capacity (water in / out: 30/70°C)		kW	480	580	650	790	815
Cooling capacity (water in/out: 12/7°C)		kW	370	470	530	640	740
COP			3.5	3.6	3.5	3.6	3.5
EER			3.0	3.0	3.0	3.0	3.0
Eq. SEER (1)			4.5	4.5	4.3	4.5	4.5
Total COP (Cooling and heating)			8.3	8.5	8.4	8.5	8.3
Input Power		kW	121	154	176	213	248
Flow rate heating 30/70°C		m³/h	10	13	14	17	20
Flow rate cooling 12/7°C		m³/h	64	81	91	110	128
Physical properties							
Number of compressors			4	5	5	5	5
CO_2 charge (2)		kg	510	510	520	550	550
Connection water side hot		DN	50	65	65	65	65
Connection water side cold		DN	100	125	125	150	150
Indoor version*							
Dimensions	L	mm	5200	6145	6145	6145	6145
	W		1000	1000	1000	1000	1000
	h		2200	2200	2200	2200	2200
Operational weight (CO_2 + water included) (2)		kg	6400	6400	6700	7300	7500
Sound pressure level @10m (3)		dB(A)	58.4	58.4	59.2	61.8	62.7
Electrical data for 400/3/50 + N / EN / Short-circuit current 15kA							
Maximum operating current		A	282	353	468	437	437
Nominal electric current		A	218	267	341	383	413

*outdoor version available

(1) 2019/ 1/ 2021 see Commission Regulation (EU) 2016/2281 of the European Parliament and the Council with regard to Ecodesign requirements for air conditioners

(2) Estimated Value – To be changed and adjusted on site

(3) The sound pressure levels are measured in free field. Running this equipment in other conditions may lead to different results. The results obtained on the calculation site may differ from those in this leaflet, due to sound reflections, background noise, etc. The reduction of sound level as a function of distance is theoretical and sound reflection and attenuation may alter the results, either net total sound level or on certain frequencies.

Heat COOL IS

Main options:

- Outdoor housing version with / without sound proofing
- Hydraulic pumps control
- Modbus, RS485/RTU, TCP communication
- Electrical energy measurement for compressor
- Electrical energy measurement for pumps
- Inverter drive on compressor N°2
- Smart control for several units in parallel
- 2 circuits with different temperature levels of hot water production to maximize performance
- Other options on request

- **Water source / Air source**
- **Packaged evaporator / split versions for commercial AW ranges**
- **Reversible: Heat in winter / AC and domestic hot water in summer**

Heat COOL IL
District heating

Heat COOL IM
Apartment blocks

Heat COOL CS
School | offices | commercial building

Heat COOL IS
Industry | hotel

Heat COOL GM
School | offices | hospital | commercial building | hotel

CO_2 NATURAL REFRIGERANT

Up to 90°C water production

Heating/Cooling Simultaneous

All climates

More than 20 000 CO_2 units produced

All rights reserved. Carrier reserves the right to change certain information and specifications contained in this document at any time and without prior notice. Since standards, specifications and designs are subject to occasional change, please ask for confirmation of the information given in this publication.

Carrier

www.carrier-refrigeration.com

Liite 4. Korkean lämpötilan lämpöpumppujen valmistajia ja niiden ominaisuuksia.

Supplier	Compressor type	Working fluid	Capacity [MW]	$T_{max,supply}$ [°C]	TRL indication	Spec. invest. cost [€/kW]
Fuji Electric	Reciprocating	R-245fa	0.03	120	9	n/a
Emerson	Scroll and EVI scroll	R-245fa, R-410a, R-718	0.03	120	6	n/a
Mayekawa (EcoSirocco)	Reciprocating	R-744	0.1	100	8-9	n/a
Mayekawa (EcoCircuit)	Reciprocating	R-1234ze(Z)	0.1	120	9	n/a
Skala Fabrikk	Piston (semiher.)	R-290+R-600	0.3	115	7 (proto. demo.)	500-700
Kobelco Compressors Corp. (SGH120)	Two stage twin -screw	R-245fa	0.37	120	9	n/a
Mitsubishi Heavy Ind.	Two-stage centrifugal	R-134a	0.6	130	9	n/a
Kobelco Compressors Corp. (SGH165)	Twin-screw	R-245fa+R-134a (mixture), R-718 for steam comp.	0.624	175	9	n/a
ecop	Centrifugal compression	ecop fluid 1	0.7	150	6-7	700
Mayekawa Europe (HS comp.)	Piston	R-600	0.75	120	7	450
Kobelco Comp. Corp. (MSRC160)	Twin -screw	R-718	0.8	175	9	n/a
Mayekawa Europe (FC comp.)	Screw	R-601	1.0	145	5	720
GEA Refrigeration Netherlands	Semi-hermetic piston	R-744	0.1-1.2	130	8	200-300
Fenagy	Reciprocating	R-744	0.3-1.8	120	5-6 (concept study)	250-425
Rank	Screw	R-245fa, R-1336mzz(Z), R-1233zd(E)	0.12-2.0	160	7 (prototype demo.)	200-400
SRM	Screw	R-718	0.25-2.0	165	5	n/a
COMBITHERM GmbH	Screw	R-1233zd(E), R-1234ze, R-515B, R-450A, R-513A, R-1234yf	0.3-3.3	120	9	200-400
Sustainable Process Heat	Piston	HFOs	0.3-5.0	165	6-8	150-1000
Johnson Controls	Reciprocating	R-717+R-600 (cascade)	0.5-5.0	120	7-8 (for HC top cycle)	n/a
Hybrid Energy	Piston, screw	R-717 and R-718	0.5-5.0	120	9	200-600
ToCircle	Rotary vane	R-717+R-718	1.0-5.0	188	6-7	250-430
Weel & Sandvig	Turbo	R-718	1.0-5.0	160	4-9	150-250
Olvondo	Piston (double acting)	R-704	5.0	200	9	1200

Heaten	Reciprocating, custom design	HFO and HC	1.0-6.0	200	7-9	250-350
Enerin	Piston	R-704	0.3-10.0	250	6 (prototype testing)	600-800
Aneo Industry	Centrifugal fan and piston comp.	R-717, R-718	1.2-10.0	150	7-8	n/a
Enertime	1 or 2 stage centrifugal hermetic compressor	R-1336mzz(Z), R-1224yd(Z), R-1233zd(E)	2.0-10.0	160	4-8 (depending on concept)	300-400
Spilling	Piston	R-718	1.0-15.0	280	9	100-400
Epcon	High-pressure centrifugal fan; positive displacement blower	R-718	0.5-30.0	150	9	200-400
Turboden	Turbo	Application specific	3.0-30.0	200	7-9	300-700
MAN Energy Solutions	Centrifugal turbo-comp. with expander	R-744	10.0-50.0	150	7-8	300-500
Piller	Turbo	R-718	1.0-70.0	212	8-9	850
Siemens Energy	Turbo (geared-type or single-shaft)	R-1233zd(E)/ R-1234ze(E)	8.0-70.0	160	9 (up to 90 °C), pilot plant at 120 °C currently being built	250-800
Qpinch	Chemical adsorption heat transformer (no comp.)	Water, H3PO4 and derivatives	> 2.0	230	9	1000-2000

Liite 5. GEA, tekninen data ammoniakkia kiertoaineena käyttävästä lämpöpumpusta.

Technical data – evaporator charged with liquid coolant

Series	Type	Secondary refrigerant temperature (°C) in/out	Heat carrier (°C) in/out	Heating capacity (kW)[1]	COP[2] line	Dimensions[3] (mm) L	W	H	Weight (kg) incl. motor
GEA RedAstrum (W)	EC	40/35	40/70 70/80	745 650	5.36 3.64	6,000	1,600	2,250	7,200 8,500
	ED	40/35	40/70 70/80	875 780	5.64 3.70	7,000	1,800	2,350	7,500 8,700
	HE	40/35	40/70 70/80	1,095 980	5.51 3.71	7,000	1,800	2,350	7,700 9,100
	HG	40/35	40/70 70/80	1,295 1,155	5.79 3.84	7,000	1,800	2,350	8,200 9,500
	MH	40/35	40/70 70/80	1,690 1,510	5.72 3.89	7,300	1,800	2,350	8,900 11,200
	ML	40/35	40/70 70/80	1,935 1,730	5.95 3.94	7,600	1,800	2,350	9,900 11,900
	RM	40/35	40/70 70/80	2,365 2,170	5.89 4.10	7,900	2,000	2,450	11,200 12,400
	RN	40/35	40/70 70/80	2,900 2,645	5.83 4.12	7,900	2,000	2,450	12,500 13,700
	EE	12/6	40/65	510	5.47	6,000	1,600	2,250	6,800
	GG	12/6	40/65	590	5.73	6,000	1,600	2,250	7,200
	HH	12/6	40/65	760	5.72	6,000	1,600	2,250	7,500
	LL	12/6	40/65	870	5.95	6,000	1,600	2,350	7,700
	MM	12/6	40/65	1,140	5.84	7,300	1,800	2,350	8,500
	NN	12/6	40/65	1,405	5.86	7,300	1,800	2,350	9,700
	RR	12/6	40/65	1,580	6.10	7,900	2,000	2,450	11,000
GEA RedGenium (W)	35	27/22 37/32	50/70 70/80	190 240	4.84 4.70	4,500	1,600	2,250	5,000 5,300
	45	27/22 37/32	50/70 70/80	255 325	4.92 4.76	4,500	1,600	2,250	5,100 5,450
	55	27/22 37/32	50/70 70/80	320 400	4.94 4.82	4,700	1,600	2,250	5,300 5,700
	65	27/22 37/32	50/70 70/80	380 480	4.97 4.79	4,700	1,600	2,250	5,400 5,850
	300	27/22	50/70	555	5.13	4,900	1,600	2,200	5,600
	450	27/22	50/70	835	5.12	5,300	1,600	2,300	6,600
	600	27/22	50/70	1,120	5.15	5,700	1,600	2,400	7,300
	350	27/22 37/32 47/42	50/70 70/90 70/95	730 905 1,195	5.06 4.33 5.05	5,900	1,600	2,250	6,900 7,500 7,700
	550	27/22 37/32 47/42	50/70 70/90 70/95	1,090 1,350 1,775	5.09 4.33 5.07	6,100	1,800	2,450	7,200 7,850 8,100
	750	27/22 37/32 47/42	50/70 70/90 70/95	1,440 1,795 2,385	5.04 4.34 5.10	6,900	1,800	2,450	7,900 8,900 9,500
	950	27/22 37/32 47/42	50/70 70/90 70/95	1,800 2,200 2,995	5.08 4.27 5.17	7,200	1,800	2,450	8,900 10,200 11,000

1) GEA RedAstrum speed 3,600 rpm (RM, RN, RR types limited to 3,300 rpm), GEA RedGenium speed 1,500 rpm
2) COP (coefficient of performance) = heating capacity / power consumption at net, GEA RedAstrum types EE / GG / HH / LL / MM / NN / RR COP combined = cooling and heating capacity / power consumption at net
3) Dimensions and weights are based on standard exemplary applications. Values can differ depending on the specific operating conditions! Motor sizes above 450 kW capacity require an extra panel for the frequency inverter (L x W x H 2,000 x 600 x 2,200 mm).

Liite 6. Matkustajalaivan rikkipesurin elinikäkustannukset.

Passenger ship		SWS	FWS	HS	Dry
Engine Size		16MW	16MW	16MW	16MW
Fuel consumption		173 g/kW	173 g/kW	173 g/kW	173 g/kW
Average engine load		90%	90%	90%	90%
Sailing in ECA		70%	70%	70%	70%
Days of operation		270 days/yr	270 days/yr	270 days/yr	270 days/yr
Continuous operation		2 days	2 days	2 days	2 days
Life cycle		15 years	15 years	15 years	15 years
Discount rate		10%	10%	10%	10%
HFO and MGO spread	(euro€/MT)	257 €	257 €	257 €	257 €
Total Fuel Used		11,300 tons	11,300 tons	11,300 tons	11,300 tons
Capital Cost	(euro€ - Year 0)	4,283,077	5,316,923	4,608,000	4,103,583
Equipment		2,230,769	2,769,231	2,400,000	2,137,283
Installation	(80%)	1,784,615	2,215,385	1,920,000	1,709,826
Engineering Design	(9%)	200,769	249,231	216,000	192,355
Document	(2%)	44,615	55,385	48,000	42,746
Off-hire loss	(1%)	22,308	27,692	24,000	21,373
1st Year O&M Cost	(euro€ - Year one)	184,906	898,434	894,742	1,011,188
Weight loss	(tons)	29 tons	206 tons	206 tons	278 tons
	(% of total DWT)	0.39 %	2.75 %	2.75 %	3.71 %
Net present Cost	(euro€ - Present)	6,200,283	16,063,983	15,310,640	16,207,113
MGO Life-cycle cost	(euro€ - Present)	34,927,276	34,927,276	34,927,276	34,927,276
Net present value	(euro€ - Present)	28,726,993	18,863,293	19,616,636	18,720,163
Return of Investment	(year & month)	1yrs9m	2yrs12m	2yrs7m	2yrs5m