

Opinnäytetyö (AMK)

Tekniikka

LVI-tekniikka

2023

Kirsi Lehtilä

ARKTISEN ALUKSEN
ILMASTOINNIN
ENERGIATEHOKKUUDEN
PARANTAMINEN
HYTTIALUEILLA

TURKU AMK 
TURKU UNIVERSITY OF
APPLIED SCIENCES

Opinnäytetyö (AMK) | Tiivistelmä

Turun ammattikorkeakoulu

Tekniikka

LVI-tekniikka

2023 | 62 sivua

Kirsi Lehtilä

ARKTISEN ALUKSEN ILMASTOINNIN ENERGIATEHOKKUUDEN PARANTAMINEN HYTTIALUEILLA

Ilmasto lämpenee ja kiinnostus arktisia merialueita kohtaan kasvaa entisestään tulevana vuosina. Ilmaston kylmyys, lumi- ja jääolosuhteet sekä pitkät etäisyydet mantereelle asettavat monenlaisia haasteita alusten ja ihmisten turvallisuudelle. Tämän vuoksi laivojen järjestelmien tulee olla toimivia ja turvallisia kaikissa olosuhteissa.

Työssä tarkastellaan kahta hyttialueen ilmastointijärjestelmää ja niiden vaikutusta laivan energian kulutukseen referenssiläivan toimintaympäristössä. Työssä käydään läpi valittujen järjestelmien toiminta laskennallisesti.

Aihe rajattiin hyttialueelle, koska ko. aluksilla ei juurikaan ole yleisiä alueita. Työssä tutustuttiin alan julkaisuihin, standardeihin, määräyksiin ja ohjeisiin. Järjestelmiin liittyvää asiantuntijatietoutta saatiin haastatteleamalla laiva-alalla pitkään työskennellyttä asiantuntijaa sekä hyödyntämällä toimeksiantajan hallussa olevaa koulutusmateriaalia ja laskentatyökaluja. Työn tuloksena saatiin laskelmat kahdelle vaihtoehdoiselle ilmastointijärjestelmälle sekä osoitettua järjestelmän energiatehokkuus sekä eristyksen merkitys kylmissä olosuhteissa.

Asiasanat: Arktinen, hytti, ilmastointi, energiatehokkuus, lämpökuormat

Bachelor's/Thesis | Abstract

Turku University of Applied Sciences

Engineering

HVAC Technology

2023 | 62 pages

Kirsi Lehtilä

Improving the energy efficiency of air conditioning on an Arctic ship in the cabin areas

The climate will be warming and the interest in maritime areas will be growing in the coming years. Coldness of the climate, snow and ice conditions and long distances to the continent will set many challenges to the security of the ships and the humans. Because of this the systems of the ships have to be functional and safe in all circumstances.

The purpose of this thesis was to investigate two different systems of air conditioning in the cabin areas and energy consumption of the ship in the operational environment of the reference ship. The work discusses concrete calculations in the functions of the selected systems.

The study was limited to the cabin area because there are hardly any common areas on these ships. On this basis were explored publications, standards, orders and instructions were explored. Valuable information was received by interviewing expert a long experience and using the training materials and calculation tools of the employer. The result of this work was a comparison calculation to the two alternative cabin air conditioning systems and documentation on the energy efficiency of the system elected by the employer, as well as the significance of insulation in cold conditions.

Keywords:

Arctic, cabin, air conditioning, energy efficiency, heat loads

Sisältö

Käytetyt lyhenteet tai sanasto	8
1 Johdanto	9
1.1 Tausta, tavoitteet ja rajaukset	9
1.2 Toimeksiantaja	10
2 Arktinen alue ja turvallisuus laivan ilmanvaihdossa	11
2.1 SOLAS-yleissopimus 1974	12
2.1.1 SOLAS ja ilmastointi	13
2.2 ISO 7547 -standardi	14
3 Hytti-ilmastointijärjestelmät	16
3.1 Laivan ilmastointi	16
3.2 Ilmastointikoneet, Air Handling Units	17
3.2.1 Kiertoilmakone	17
3.2.2 Pyörivällä lämmönsiirtimellä varustettu ilmastointikone	19
3.3 Fancoil Unit	21
3.4 Hytit	23
3.5 Ilmamääräsäätöinen yksikanava -järjestelmä sähköisellä jälkilämmityksellä (Single duct system + VAV + Electric reheating system with return air)	24
3.6 Fancoil Unit -järjestelmä hyteissä	25
4 Lämmitystehon tarpeen laskenta	27
4.1 Lähtötilanne	27
4.2 Mitoitusolosuhteet	27
4.3 Laskenta Excelillä	28
4.3.1 Johtuminen rakenteiden läpi	28
4.3.2 Sisäiset lämpökuormat ja auringon säteily	29
4.3.3 Yhteenveto Excelissä	31
4.4 Vaihtoehtojen 1 ja 2 laskenta	32
4.5 Tulokset ja normitus	37

5 Energiat ehokkuus	41
5.1 Eristyksen vaikutus energiatarpeeseen	41
5.2 Seinien U-arvot	42
5.3 Raitisilmamäärä	43
6 Pääte l mät ja yhteenveto	45
Lähteet	47

Liitteet

Liite 1. Lämpö- ja jäähdytyskuormalaskenta – miehistöhytti - ulkolaita	
Liite 2. Lämpö- ja jäähdytyskuormalaskenta – miehistöhytti – ulkolaita, keula	
Liite 3. Lämpö- ja jäähdytyskuormalaskut – yhteenveto	
Liite 4. Lämmöntehtontarve laskenta – vaihe 1 - vaihtoehto 1	
Liite 5. Lämmöntehtontarve laskenta – vaihe 2 - vaihtoehto 1	
Liite 6. Jäähdytystehtontarve laskenta – vaihe 1 - vaihtoehto 1	
Liite 7. Jäähdytystehtontarve laskenta – vaihe 2 - vaihtoehto 1	
Liite 8. Jäähdytystehtontarve laskenta – vaihe 3 - vaihtoehto 1	
Liite 9. Lämmöntehtontarve laskenta – vaihtoehto 2	
Liite 10. Jäähdytystehtontarve laskenta – vaihe 1 - vaihtoehto 2	
Liite 11. Jäähdytystehtontarve laskenta – vaihe 2 - vaihtoehto 2	
Liite 12. Jäähdytystehtontarve laskenta – vaihe 3 - vaihtoehto 2	

Kaavat

Kaava 1. Ensimmäisen asteen yhtälö. Peda.net 2023.	32
Kaava 2. Lämpöenergia. Sandberg 2014.	33
Kaava 3. Lämpöenergia. Sandberg 2014.	34
Kaava 4. Lämmitysteho. Sandberg 2014.	34
Kaava 5. Jäähdytysteho. Sandberg 2014.	35

Kaava 6. Ilmavirtojen sekoituspiste. Sandberg 2014.	35
Kaava 7. Lämpötilasuhde. Sandberg 2014.	36
Kaava 8. Lämmönsiirtimen lämpötilasuhde. Sandberg 2014.	36
Kaava 9. Kulutuksen normitus. Motiva 2023.	38
Kaava 10. Polttoaineen teho. Peda.net 2023.	39
Kaava 11. Lämpöhäviöt. Suomen Rakentamismääräyskokoelma D3 2023.	42

Kuvat

Kuva 1. Arktiset merireitit Pohjoisella jäämerellä. Lapin Yliopisto.	11
Kuva 2. Aluksen osastointi pääpalo-osastoihin. Elomatic Oy.	13
Kuva 3. Kiertoilmakoneen toimintaperiaate. Koja Oy.	17
Kuva 4. Kiekkokoneen toimintaperiaate. Koja Oy.	19
Kuva 5. CFAC-fancoil unit. Koja Oy.	21
Kuva 6. Miehistö- ja henkilökunnan hytti. Elomatic Oy.	23
Kuva 7. Ilmamääräsäätöinen yksikanava -järjestelmä varustettuna sähköisellä jälkilämmityksellä. Elomatic Oy.	24
Kuva 8. Hytti fancoil -järjestelmä. Koja Oy.	25
Kuva 9. Excel-taulukko, lämmitystilanne. Lehtinen.	28
Kuva 10. Excel-taulukko, jäähdytystilanne. Lehtinen.	30
Kuva 11. Yhteenveto lämpökuormalaskusta Excelissä. Lehtinen.	31
Kuva 12. Yhteenveto laskennasta.	37
Kuva 13. Lisäeristys ulkolaipioihin. Elomatic Oy.	41

Taulukot

Taulukko 1. CFAC -fancoil unit. Koja Oy.	22
--	----

Käytetyt lyhenteet tai sanasto

AHU	Air handling unit, ilmastointikone laivassa, joka hoitaa raittiin ilman käsittelyn; kostutuksen/kuivaamisen, lämmityksen/jäähdytyksen.
Fancoil unit	Puhallinkonvektori, joka kierrättää huoneilmaa jäähdyttäen tai lämmittäen tarpeen mukaan. Laitteeseen tuodaan raitista ilmaa, joka sekoitetaan huoneesta otettuun ilmaan.
IMO	International Maritime Organization, YK:n alainen Kansainvälinen merenkulkujärjestö, jonka tehtävänä on taata merenkulun turvallisuus maailmalla.
ISO 7547	Standardi, joka antaa ohjeet ja määräykset laivojen asuintilojen ilmastoinnille ja ilmanvaihdolle.
Laipiokansi	Vesitiiviit laipiot ulottuvat tämän kannen alapintaan.
P-puoli	Portside, laivan vasenpuoli perästä keulaan katsottuna
S-puoli	Starboard, laivan oikeapuoli perästä keulaan katsottuna
SOLAS 1974	IMO:n hallinnoima kansainvälinen yleissopimus, jolla taataan ihmishenkien turvallisuus merellä. Nykyinen versio tunnetaan tällä nimellä.
VAV-pelti	Variable air valve, muuttuva ilmamääräinen pelti, jolla voidaan säätää tuloilman virtausta.

1 Johdanto

1.1 Tausta, tavoitteet ja rajaukset

Työn lähtökohtana oli toimeksiantajan projekti, missä haluttiin selvittää, miten valitulla hyttien ilmastointijärjestelmällä voidaan vaikuttaa energiatehokkuuteen, kun laivat operoivat pääsääntöisesti kylmissä olosuhteissa, jopa -50 celsiusasteessa.

Selvitystyö tehtiin työssä esitettyjen laskelmien avulla tarkastelemalla valittujen järjestelmien energiakulutusta. Tavoitteena oli osoittaa asiakkaalle vaihtoehto, jolla voitaisiin parantaa ko. alueen energiatehokkuutta ilmastoinnin avulla.

Energiatehokkuus on pidemmän aikaa ollut meriteollisuuden toimijoiden keskiössä. Nyt akuutti energiakriisi maailmalla on entisestään lisännyt kiinnostusta energiatehokkaiden ratkaisujen löytämiseen ja sitä kautta mahdollisesti tuleviin kustannussäästöihin. Rahan lisäksi myös kestävä kehitys ohjaa meriliikennettä löytämään ratkaisuja, joilla voidaan vähentää päästöjä ja näin ollen säästää ympäristöä tuleville sukupolville.

Laivojen ilmastointijärjestelmissä teknisten ratkaisujen pitää olla sellaisia, että asennus- ja huoltokustannukset pysyvät maltillisina ja käyttötarkoituksen mukainen sisäilman laatu voidaan saavuttaa kaikissa olosuhteissa, myös näissä ääriolosuhteissa.

Järjestelmät vertailtiin referenssilaitan toimintaympäristössä. Rajausta päätettiin tehdä käsittelemään vain hyttien ilmastointia, koska työssä tarkasteltavalla alustyyppillä ei juurikaan ole ns. yleisiä tiloja kuten matkustajalaivoissa.

1.2 Toimeksiantaja

Työn toimeksiantajana toimii Elomatic Oy. Yrityksen on perustanut vuonna 1970 teollisuusneuvos Ari Elo, joka edelleen on mukana yrityksen toiminnassa. (Elomatic 2020.)

Elomatic tarjoaa asiakkailleen suunnittelu- ja konsultointipalveluja, tuotekehitys- ja projektinhallintapalveluja sekä erilaisia tuotteita ja kokonaisratkaisuja. Yrityksen kasvun myötä toimistoja ja asiakkaita on eri puolilla Suomea ja maailmaa. Työntekijöitä Elomaticilla on tällä hetkellä noin 1100. Lisäksi yrityksellä on laaja kansainvälinen kumppaniverkosto. (Elomatic 2020.)

Yrityksen yksi merkittävimmistä osaamisalueista on ohjelmistokehitys. Tämä omiin tarpeisiin kehitetty suunnitteluohjelma tunnetaan nimellä Cadmatic 3D. Ohjelman kehitystyö alkoi jo 1980-luvulla ja sitä kehitetään edelleen etenkin laiva- ja tehdassuunnitteluympäristössä. Cadmaticin kasvu on ollut voimakasta viime vuosina ja ohjelmalla on paljon käyttäjiä eri puolella maailmaa. (Elomatic 2020.)

Elomatic haluaa edistää kaikella toiminnallaan ihmisten ja ympäristön hyvinvointia. Tätä ajatusta tukee myös yrityksen missio – *”Intelligent Engineering – teknisen huippuosaamisen kehittäminen asiakkaan hyödyksi. Tehtävämme on asiakkaiden kilpailukyvyn parantaminen”*. (Elomatic 2020.)

2 Arktinen alue ja turvallisuus laivan ilmanvaihdossa

Maapallon napa-alueita kutsutaan pohjoisessa Arktiseksi ja etelässä Antarktiseksi. Arktinen alue voidaan määritellä eri tavoilla. Yksi keskeinen tapa määritellä on lämpötila. Arktisella alueella yhdenkään kuukauden keskilämpötila ei ylitä +10 °C mukaan lukien kesälämpötilat. Arktisilla alueilla on myös ikiroudan peittämää maaperää eli maaperää, joka saattaa olla jäässä yhtämittaisesti parikin vuotta. Koska Antarktis on käytännössä asumaton maa, keskitytään tässä työssä pohjoiselle napa-alueelle, jossa keskellä on Pohjoinen jäämeri, jota ympäröivät mantereet. (Lapin yliopisto 2022.)

Ilmasto lämpenee ja napa-alueilla vauhti on kolme kertaa muuta maapalloa nopeampi. Tämä tarkoittaa sitä, että jäätikkö sulaa ja meri pysyy auki pidempään kuin aiemmin. Merireittien hyödyntäminen napavesillä helpottuu. Kuvassa 1 tärkeimpiä arktisia merireittejä Pohjoisella jäämerellä. (Lapin yliopisto 2022.)



Kuva 1. Arktiset merireitit Pohjoisella jäämerellä. Lapin Yliopisto.

Arktisista merireiteistä Koillisväylä eli Pohjoinen meritie, joka yhdistää Atlantin ja Tyynenmeren, lienee taloudellisesti merkittävin. Se lyhentää Aasian ja Euroopan välistä etäisyyttä jopa kolminkertaisesti, joten varustamoille tämä reitti on erittäin merkittävä kaupallinen meriväylä. (Shipping Portlet 2023.) Arktisten merireittien käyttöä hidastavat olosuhteet; laivojen operointi jopa -50 celsiusasteen lämpötilassa asettaa haasteita kaikille järjestelmille. Laivan pitää pystyä liikkumaan ja toimimaan, vaikka olosuhteet saattavat muuttua hetkessä. Kylmyyden lisäksi jää ja lumi aiheuttavat omanlaisensa haasteen sekä pitkät etäisyydet mantereelle.

YK:n alainen Kansainvälinen merenkulkujärjestö IMO, International Maritime Organization, on laatinut ja säännöllisesti päivittänyt määräyksiä ja ohjeita meriturvallisuuden parantamiseksi. Työssä tarkastellaan keskeisiä säännöstöjä, joilla on merkitystä laivojen ilmastoinnille. Yksi tällainen säännöstö on SOLAS (International Convention of Safety Of Life At Sea). SOLAS-säännöstöllä on tärkeä merkitys laivojen paloturvallisuudelle ja sitä kautta ilmastoinnille. Lisäksi tarkastellaan ilmanvaihdon ja sisäilman laadun kannalta tärkeää standardia eli ISO 7547 -standardia. Tällä taataan matkustajien ja henkilökunnan terveys ja viihtyvyys.

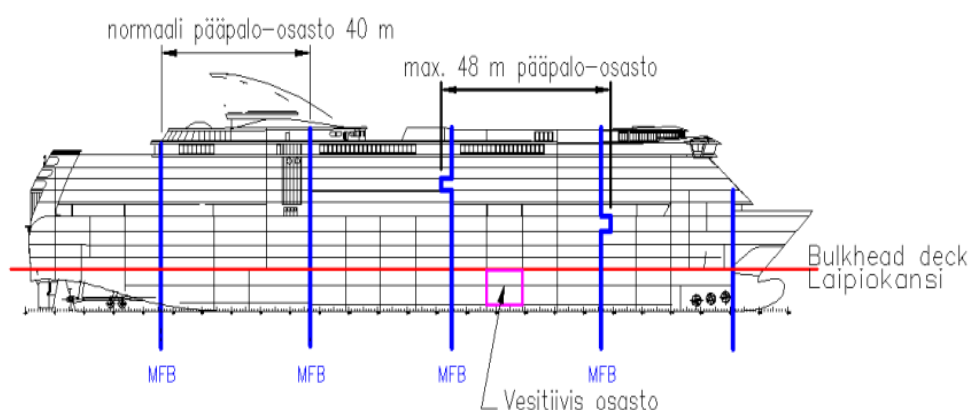
2.1 SOLAS-yleissopimus 1974

SOLAS on kansainvälinen yleissopimus, jonka tarkoituksena on turvata kaupallisten alusten meriturvallisuus. Sopimuksen lähtökohtana oli varmistaa ihmishenkien turvallisuus merellä erilaisin määräyksin. Säännöt ja määräykset koskevat alusten minimiturvallisuutta. Ne ulottuvat alusten rakenteisiin, varusteluun ja toimintaan. Ensimmäinen sopimus laadittiin viime vuosisadan puolella Titanicin uppoamisen jälkeen ja tämän jälkeen sopimusta on päivitetty useampaan kertaan. Nykyään voimassa oleva yleissopimus on vuoden 1974 sopimus sisältäen sovitut muutokset. Useat lippuvaltiot ovat ratifioineet sopimuksen. YK:n alainen Kansainvälinen merenkulkujärjestö IMO hallinnoi säännöksiä, mutta säännösten voimaansaattaminen ja noudattamisen valvominen jää kullekin jäsenvaltiolle. Kukin lippuvaltio valvoo omia aluksiaan,

mutta tarvittaessa heillä on mahdollisuus puuttua toisen lippuvaltion alusten toimintaan. (IMO 2022. SOLAS 1974.)

2.1.1 SOLAS ja ilmastointi

Työn kannalta SOLAS-sopimus on merkittävä, koska sen palomääräykset koskevat referenssilaiavaa. Referenssilaiava on asetuksen Ch.II-2 Part C Reg. 9.2.2.1 mukainen matkustajalaiava, joka kuljettaa yli 36 matkustajaa. Nämä alustyypit jaetaan rungon, kansirakenteiden ja asuintilojen osalta pystysuoriin ja vaakasuoriin pääpalovyöhykkeisiin A60 -luokan laipioilla, kuvassa 2. Laivan osastoinnilla varmistetaan palon rajoittaminen yhteen pääpalovyöhykkeeseen. Jaossa pykälät ja resessit minimoidaan mahdollisuuksien mukaan, mutta jos niitä täytyy tehdä, ne tehdään myös A60 -luokan laipioin. (SOLAS Ch.II-2 Part C Reg. 9.2.2.1.)



Kuva 2. Aluksen osastointi pääpalo-osastoihin. Elomatic Oy.

Ilmastointi noudattaa pääsääntöisesti pääpalovyöhykkeiden rajoja eli kanavat reititetään siten, että ne eivät ylitä ko. vyöhykkeitä. Jos tällainen tilanne jostain syystä tulisi, niin ilmastointikanavissa tulee olla aina palopelti laipion molemmin puolin kanavan koosta riippumatta (SOLAS Ch.II-2 Part C Reg.4.1.1.9).

Pääpalovyöhykkeitä rajaavat laipiot on määritelty asetuksessa Ch.II-2 Part C Reg. 9.2.2.1.2 tarkemmin; mahdollisuuksien mukaan pystysuorat pääpalolaipiot sijoitetaan laipiokannen alla olevien vesitiiviiden laipioiden jatkoksi.

Pääpalovyöhykkeen leveys ja pituus ei saa ylittää 48 metriä. Yleensä pituus on 40 metriä. Pääpalolaipioiden ja vesitiiviiden laipioiden sijoittelussa tulee huomioida se, että millään kannella pääpalovyöhykkeen koko ei saa ylittää 1600 m². (SOLAS Ch.II-2 Part C Reg. 9.2.2.1.2.)

SOLAS määrittelee myös kullekin tilalle oman kategorian, johon ko. tila paloturvallisuuden osalta kuuluu. Kategorian mukaan voidaan määrittää, että millaisia kansi- tai laipiorakenteita vaaditaan eri tilojen välille. Esimerkiksi hytit kuuluvat tilakategoriaan 6 eli vähäisen paloriskin asuintiloihin. Jos hyttikannen alapuolella on esimerkiksi laivan pääkeittiö, joka kuuluu korkean paloriskin tilakategoriaan 12, kanteen tulee A60 -luokan paloeristys. (SOLAS Ch.II-2 Part C Reg. 2.2.3.2.)

2.2 ISO 7547 -standardi

Työssä käsiteltävään ilmastointiin liittyy ISO 7547 -standardi, joka määrittelee suunnitteluolosuhteet ja laskentamenetelmät, joita käytetään laivojen asuintiloissa riittävän ilmanvaihdon saavuttamiseksi. Kesäolosuhteissa standardi antaa raja-arvoksi ulkoilmalle +35 °C ja ilman suhteelliseksi kosteudeksi 70 %. Sisäilman osalta vastaavat arvot ovat lämpötila +27 °C ja suhteellinen kosteus 50 %. (ISO 7547:2002.) Arktisissa olosuhteissa kesälämpötilalla ja jäähdytyksellä ei ole suurtakaan merkitystä, mutta jotkut alukset saattavat siirtyessään operointialueelta toiselle käydä myös tropiikin puolella eli mitoituksessa myös hetkellinen jäähdytystarve on syytä huomioida.

Talvilämpötilojen osalta standardi antaa raja-arvoiksi ulkona -20 °C ja sisällä +22 °C (ISO 7547:2002). Alus, joka operoi tätä kylmemmässä lämpötilassa, kannattaa mitoittaa laivaerittelyn mukaisesti eli siihen lämpötilaan, missä erittelyn mukaan laiva kylmimmillään operoi, koska operoinnin pitää onnistua myös ääriolosuhteissa. (Varis 2022.) Siksi työssä otettiin talven

mitoituslämpötilaksi ulkona -50 °C, koska arktisella alueella talven pakkaslukema saattaa olla näinkin alhainen.

Jotta oleskelu laivalla olisi miellyttävää ja vaatimukset täyttävää sisäilman osalta, standardi antaa minimiraitisilmamäärän, joka on tuotava oleskeltavaan tilaan. Tämä standardissa ilmoitettu vähimmäismäärä on 0,008 m³/s per henkilö. Hytteihin standardi määrittelee raitista ilmaa seuraavasti: maksimi henkilömäärä kerrottuna vähimmäisilmamäärällä. (ISO 7547:2002.) Työssä kuitenkin poikettiin standardista siten, että vaadittava minimiraitisilmamäärä on sama kuin vessan poistoilmamäärä. Tämä vaihtoehto on vakiintunut käytäntö matkustajalaivoissa, kun lasketaan ilmanvaihdon tarvetta hytteissä. (Varis 2022.)

3 Hytti-ilmastointijärjestelmät

3.1 Laivan ilmastointi

Maapuolella ilmastoinnin perusajatuksena on tuottaa ja ylläpitää puhdasta, raikasta ilmaa riittävällä ja jatkuvalla ilmanvaihdolla (Sandberg 2014, 11). Tätä samaa periaatetta voidaan soveltaa laivaympäristössä. Ilmastoinnilla (air conditioning) tarkoitetaan käsittelyn - puhtaan, lämmitetyn/jäähdytetyn, kostutetun/kuivatetun - ilman tuomista ilmastoitavaan tilaan ja vastaavasti epäpuhtauksia sisältävän ilman viemistä tilasta pois. Laivaerittelyssä määritellään laivan sisäilmaolosuhteet, kuten lämpötila, kosteus, suunnitteluperiaatteet ja tekniset vaatimukset, jotka tulee huomioida. Näiden lisäksi ilmastointijärjestelmän tulee täyttää tietyt säännöt riippuen laivan käyttötarkoituksesta, koosta ja operointialueesta. Tärkeimpiä sääntöjä ovat mm. palonsuojelusäännökset, SOLAS, lippuviranomaisten ja luokituslaitoksen säännöt sekä rakentavan telakan ohjeet ja standardit. (Kirjavainen 2016.)

Ilmastoinnilla halutaan parantaa henkilökunnan ja matkustajien viihtyvyyttä laivalla, mutta ilmastointia ei suunnitella ja rakenneta pelkästään luomaan viihtyisiä olosuhteita. Ilmanvaihto on tärkeässä roolissa mm. terveyshaittojen vähentämisessä. Kaikkia epäpuhtauksia hyvälläkään ilmanvaihdolla ei voida poistaa, mutta kiinnittämällä huomiota epäpuhtauksia aiheuttavien lähteiden poistamiseen, voidaan saavuttaa paras mahdollinen lopputulos. (Sandberg 2014, 57.)

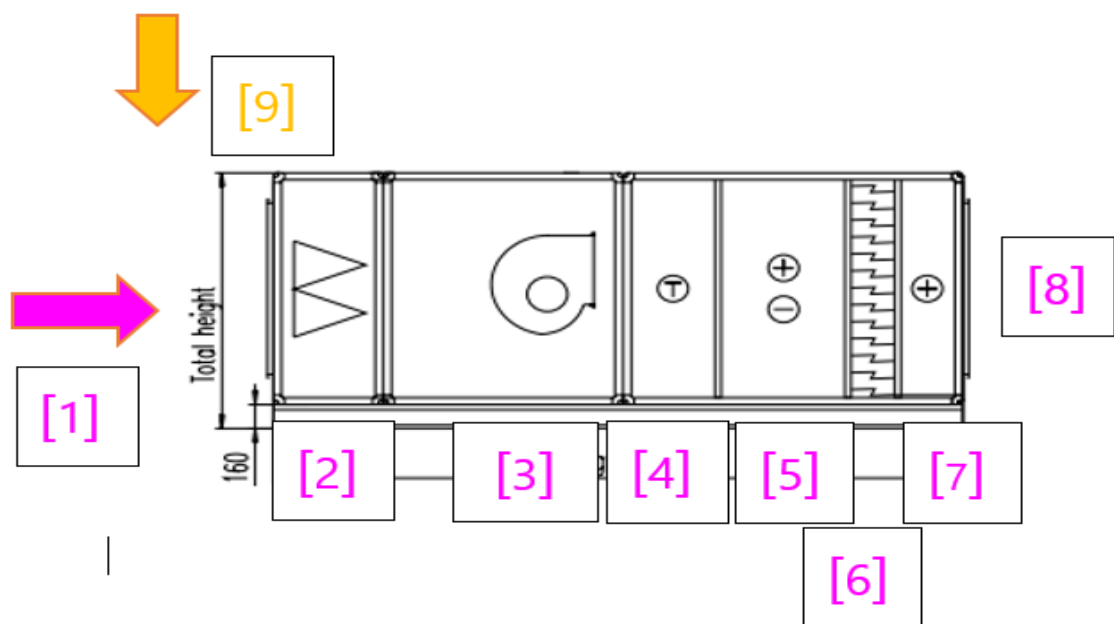
Tänä päivänä energian kulutukseen kiinnitetään huomiota entistä enemmän. Laivassa ilmastoinnin energian kulutus on suurta. Järjestelmästä riippuen suurimman osan ilmastointiin käytettävästä energiasta ottavat ilmastoinnin jäähdytinkompressorit. Niiden osuus on noin 60 prosenttia ilmastoinnin energian kulutuksesta. Ilmastointikoneet ja puhaltimet kuluttavat noin 25 prosenttia, jäähdytysvesipumput 10 prosenttia ja fancoil-yksiköt noin 6 prosenttia. Laivaympäristössä suurimpia kehitysaskelaita ilmastoinnissa on ollut siirtyminen fancoil-tyyppisiin ratkaisuihin pois 100 % raitisilmamäärästä. (Kirjavainen 2016.)

Laivan ilmastointijärjestelmät jaetaan seuraavasti: hyttijärjestelmät, yleiset tilat kuten ravintolat ja teatterit, portaitot sekä huoltojärjestelmät kuten keittiöt, ruokavarastot ja pesulat (Varis 2022). Työssä keskitytään hyttijärjestelmiin ja tarkastellaan lähemmin kahta vaihtoehtoista järjestelmää: ilmamääräsäätöistä yksikanava -järjestelmää sähköisellä jälkilämmityksellä (Single duct + VAV + Electric reheating system with return air) ja fancoil-järjestelmää eli järjestelmää, missä hyteissä oleva huonekohtainen laite, puhallinkonvektori, kierrättää huoneilmaa jäähdyttären tai lämmittäen tarpeen mukaan.

3.2 Ilmastointikoneet, Air Handling Units

3.2.1 Kiertoilmakone

Työssä ilmamääräsäätöisen yksikanava -järjestelmän ilmastointikone on kiertoilmakone referenssilaivan mukaisesti.



Kuva 3. Kiertoilmakoneen toimintaperiaate. Koja Oy.

Kuvassa 3 kiertoilmakoneen toimintaperiaate työn mitoitusolosuhteissa talvella. Kone ottaa raittiin ulkoilman [1] sisälle kanavaa pitkin. Kuvasta poiketen kylmä

ulkoilma esilämmitetään lämmityspatterilla koneessa $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$: sta $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$: seen. Tämän jälkeen esilämmitettyyn ilmaan [1] sekoitetaan hyttikäytäviltä kerätty $+22\text{ }^{\circ}\text{C}$: een paluuilma [9] erillisessä sekoituskammiossa, jota kuvassa ei ole näytetty. Sekoituskammio sijaitsee koneen lähtöpäässä ennen suodatinta [2]. Sekoitettu ilma, jonka lämpötila tässä vaiheessa on noin $+14\text{ }^{\circ}\text{C}$ suodatetaan [2] ja puhalletaan [3] paineentasauskammion [4] läpi jäähdytys-/lämmityspatterille riippuen aluksen operointialueesta. Tässä tapauksessa lämmityspatterille. Esilämmitetty, puhdistettu ilma lämmitetään [5] ja johdetaan jälkilämmityspatterille [7]. Jälkilämmityspatterilla ilmaa lämmitetään lisää eli hytteihin puhalletaan $+32\text{ }^{\circ}\text{C}$:een tuloilma. Puhallettavan tuloilman lämpötila on normien mukaan 10 astetta lämpimämpää kuin valittu sisämitoituslämpötila eli $\Delta t = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Jos tällä lämmöllä voidaan hoitaa hyttien lämpöhäviöt, niin tämä olisi ideaalitilanne. Tällöin sähköistä jälkilämmitystä hyttikojeissa ei tarvitsisi käyttää, kun raitisilmalla tuotu lämpöenergia riittäisi kattamaan lämpöhäviöt. Vain hyttien välisten erojen tasoittamiseen tarvittaisiin hyttikojeen sähkölämmitystä. (Varis 2022.)

Kuvasta poiketen arktisissa olosuhteissa raitisilma on yleensä niin kuivaa, että ilmaa pitää kostuttaa. Kostutus tapahtuu höyrykostuttimella ennen jälkilämmityspatteria [7]. Työssä käsitellylle referenssilaivalle laivaerittely antaa talviolosuhteisiin sisäilman kosteusprosentiksi 30 %. Tätä käytettiin laskelmissa. (Varis 2022.)

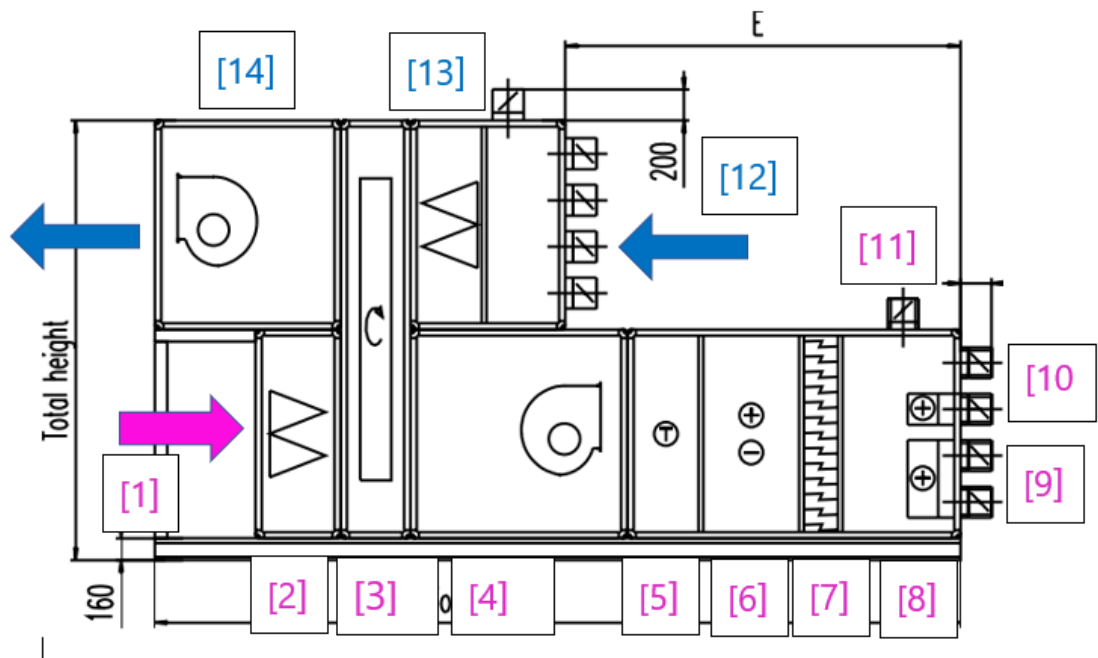
Jos arktinen alus operoi kesäolosuhteissa, saattaa tulla eteen jäähdytystilanne. Jäähdytystilanteissa ilma kulkee tarvittaessa pisaranerotin [6] läpi ennen patterille [7] menoa. Kun tarvittavat käsittelyt tuloilmalle on tehty, niin se johdetaan hytteihin pyöreillä spirokanavilla [8].

Työssä lähdettiin siitä, että alus operoi pääasiassa kylmissä olosuhteissa, mutta saattaa siirtyessään alueelta toiselle käydä lämpimissä olosuhteissa eli hytti-ilmaa saatetaan joutua jäähdyttämään. Kesätilanteessa hytteihin puhallettu ilma normien mukaan voi olla vain 10 astetta alempi kuin hytin mitoituslämpötila eli $+14\text{ }^{\circ}\text{C}$, kun mitoitetaan jäähdytystilanne. (Varis 2022.)

Kiertoilmakone ei käsittele hyttien tai muidenkaan tilojen poistoilmaa, vaan se vieään erillisillä puhaltimilla suoraan ulos. Ainoastaan hyttien ylivuotoilma käytäviltä kerätään talteen ja kierrätetään koneelle takaisin. (Varis 2022.)

3.2.2 Pyörivällä lämmönsiirtimellä varustettu ilmastointikone

Toiseen järjestelmään eli fancoil -järjestelmään työssä valittiin pyörivällä lämmönsiirtimellä varustettu ilmastointikone, jota laivoissa käytetään paljon korkean hyötysuhteensa ansiosta. Hyötysuhde voi olla jopa 80 %.



Kuva 4. Kiekkokoneen toimintaperiaate. Koja Oy.

Kuvassa 4 pyörivällä lämmönsiirtimellä varustetun ilmastointikoneen eli ns. kiekkokoneen toimintaperiaate työn mitoitusolosuhteissa talvella. Kone ottaa puhdasta, raitista ulkoilmaa [1] kanavan kautta koneelle. Aikaisemmin todettiin, että työssä mitoituslämpötila talvella on $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$, jota käytettiin myös tämän järjestelmän tarkastelussa. Järjestelmässä kylmä raitisilma esilämmitetään koneessa $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$: ksi. Tämän jälkeen esilämmitetystä raitisilmasta suodatetaan epäpuhtaudet pois [2] ja se johdetaan pyörivään lämmönsiirtimeen [3]. Pyörivä

lämmönsiirrin muodostuu eristetystä kotelosta ja sen sisällä olevasta pyörivästä kiekosta. Kiekon yläosaan johdetaan poistoilma ja kiekon alaosaan raitisilma. Poistoilman sisältämä lämpöenergia siirtyy raitisilmaan. Tällöin ilman lämpötila kiekon jälkeen on noin +5 °C. (Varis 2022.)

Ilman virtaussuunnat ovat kuvan mukaisesti vastakkaisia. Tulo- ja poistopuhaltimet [4 ja 14] sijaitsevat lämmöntalteenotto-osan jälkeen virtaussuunnassa. Puhaltimen [4] puhaltama ilma johdetaan paineentasauskammion [5] kautta jäähdytys-/lämmityspatterille [6]. Ilma lämmitetään tai jäähdytetään patterissa joko kylmän tai kuuman veden tai vaihtoehtoisesti pakkasenkestävän nesteen avulla. Ilman lämpötila mitoitusolosuhteissa on tässä vaiheessa noin +14 °C. (Varis 2022.)

Jäähdytys- ja kuivaustilanteessa ilman nopeudesta riippuen tarvitaan pisaraneroitin [7] jäähdytyspatterin jälkeen [6] (Varis 2022). Referenssilaiivan normaalilla operointialueella jäähdytystilannetta ei tarkasteltavalla hyttialueella tullut vastaan.

Hyteissä käytetään yleensä spirokoneita, joista lähtevät pyöreät ilmastointikanavat hytteihin ja niitä ympäröiviin tiloihin. Kanavat jaetaan eri vyöhykekohtaisiin jälkilämmityspattereihin [9,10 ja 11] sen mukaan, kuinka lämmintä ilmaa halutaan tilaan/hyttiin/hyttikäytävään viedä. Kanavat [9 ja 10] on varustettu jälkilämmityspattereilla ja ne palvelevat ulkolaitahyttejä; S-puoli ja P-puoli kumpaakin erikseen. Fancoil-järjestelmässä raitisilma voidaan lämmitää +40 °C: ksi vesipatterilla, jolloin ei tarvitse käyttää fancoilin sähköistä jälkilämmitintä. Tämä on energian kulutuksen kannalta edullista. (Varis 2022.)

Arktisissa olosuhteissa ulkoilma on kylmää ja kuivaa pakkasilmaa, jota usein pitää kostuttaa ennen palveltavia tiloja laivaerittelyn mukaisesti. Työssä käsitellylle referenssilaiivalle laivaerittely antaa talviolosuhteisiin sisäilman kosteusprosentiksi 30 %. Tätä käytettiin laskelmissa. Kuvasta 4 poiketen tuloilman kostutus tapahtuu ennen jälkilämmityspattereille [8] menoa. (Varis 2022.)

Hyteistä poistoilma tuodaan pyöreillä kanavilla takaisin ilmastointikoneelle [12]. Ilmasta poistetaan suodattamalla epäpuhtaudet [13] ja suodatettu ilma johdetaan lämmöntalteenotto-osaan lämmön talteenottamiseksi [3]. Lopuksi ulospuhallettava ilma johdetaan kanavien avulla ulos.

3.3 Fancoil Unit

Fancoil-yksikön eli puhallinkonvektorin toiminta perustuu ilman kierrättämiseen yksikön kautta ja puhaltamiseen takaisin samaan tilaan. Fancoil-yksiköt asennetaan yleensä tiloihin, joissa on paljon lämpökuormaa. Tyypillisiä tällaisia tiloja laivoissa ovat yleiset tilat kuten ravintolat ja kokoustilat. Fancoil-yksiköitä käytetään yleisesti myös hyttien lämmittämiseen ja jäähdyttämiseen kuten työn referenssilavassakin. Kuvassa 5 on työssä laskelmiin käytetty Koja Oy:n CFAC-mallinen hytti-fancoil.



Kuva 5. CFAC-fancoil unit. Koja Oy.

Tätä mallia löytyy kolmea eri kokoa. Fancoil-yksikkö koostuu lämmittimestä, jäähdytyspatterista, kierrätysilman suodattimesta, kierrätysilman ritilästä, puhaltimesta ja ohjausjärjestelmästä. Fancoil-yksikön ohjausjärjestelmällä voidaan säätää puhaltimen nopeutta, jäähdytyspatterin jäähdytystehoja ja

sähköistä lämmitintä ylläpitämään haluttu lämpötila hytissä yhdessä huonetermostaatin kanssa. (Koje Oy.)

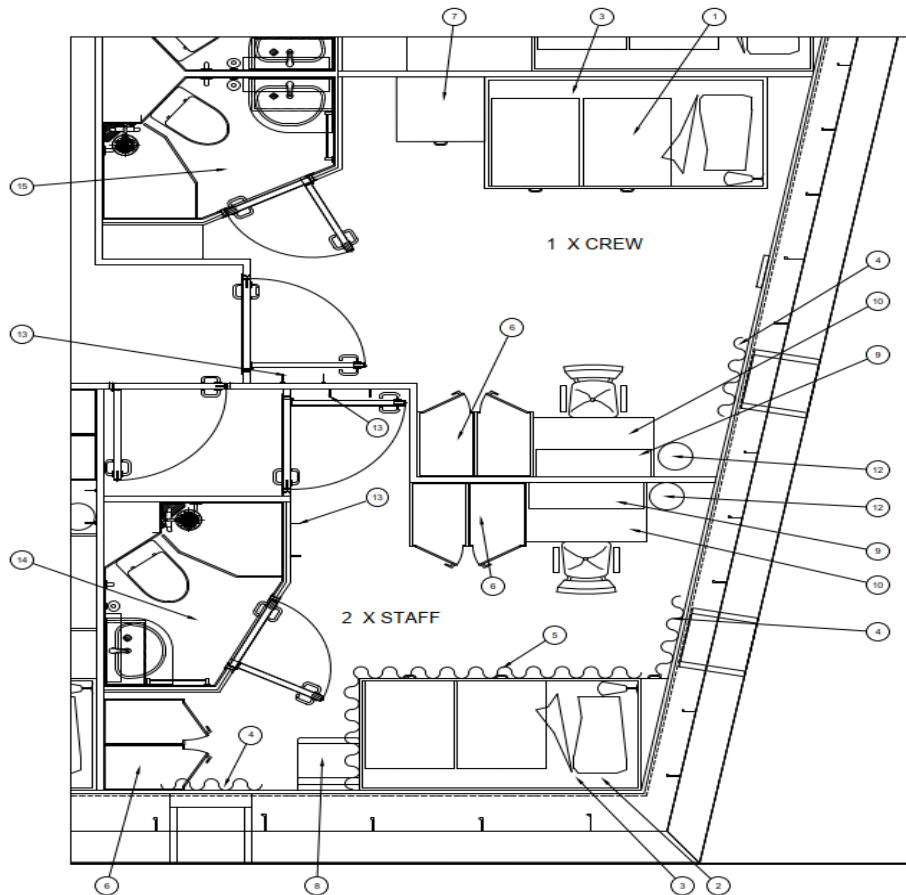
Taulukossa 1 eriteltynä CFAC-laitteiden toimintakapasiteetti sekä maksimi jäähdytys- ja lämmitystehot.

Taulukko 1. CFAC-fancoil unit. Koje Oy.

Koko (Size)	Raitisilma (Fresh air) [l/s]	Tuloilma (Supply air) [l/s]	Jäähdytys kapasiteetti max. [W]	Lämmitys kapasiteetti max. [W]
CFAC-25	21	30-60	600	400
CFAC-35	28	50-85	1100	800
CFAC-45	28	65-143	2000	1000

3.4 Hytit

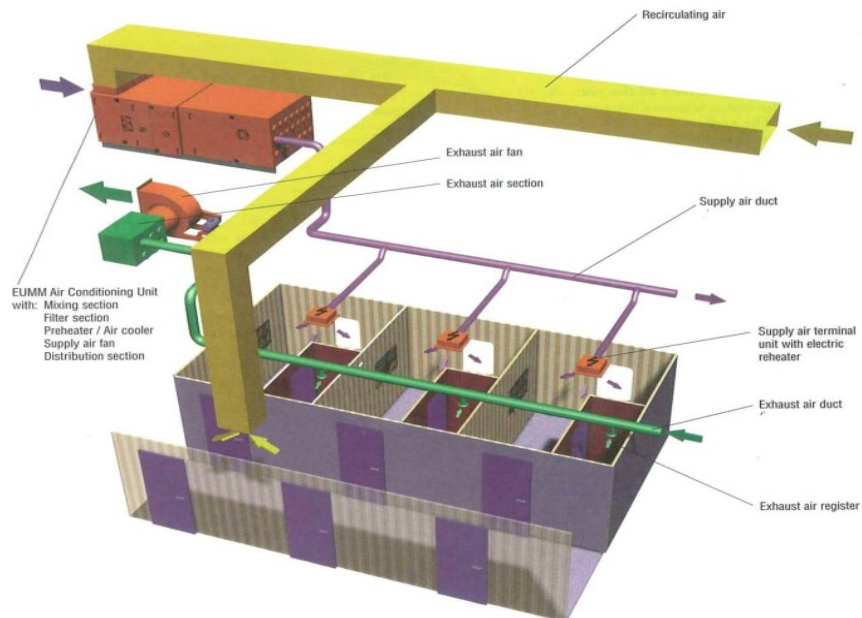
Laivassa hytit ovat lepoa ja virkistäytymistä varten. Hyttien koot vaihtelevat laivatyypistä riippuen pienistä perushytteistä isoihin sviitteihin. Tässä työssä tarkasteltavat hytit ovat jäänmurtaja -tyyppisen aluksen hyttejä eli kokoluokaltaan 8 m² – 38 m². Tarkastelussa isommat hytit jätettiin työn ulkopuolelle ja keskityttiin pienempiin perustason miehistöhytteihin. Kuvassa 6 miehistön yhden hengen ja henkilökunnan kahden hengen hytti.



Kuva 6. Miehistö- ja henkilökunnan hytti. Elomatic Oy.

3.5 Ilmamääräsäätöinen yksikanava -järjestelmä sähköisellä jälkilämmityksellä (Single duct system + VAV + Electric reheating system with return air)

Tässä järjestelmässä, joka on esitelty kuvassa 7, tuloilma tuodaan hyttikojeisiin yhdellä eristetyllä kanavalla. Hyttikojeissa on ilmamääräsäätöinen pelti, VAV eli variable air volume -pelti, jonka avulla voidaan säätää tuloilman virtausta. Lämmityskaudella tuloilman lämpötila säädetään ilmastointikoneessa ulkoilman lämpötilan mukaan, joka kattaa lämpimimmän hytin lämpöhäviöt. Hyttikoje hoitaa hyttikohtaisen säädön ilmamäärän ja sähköisen jälkilämmityksen avulla. Näin saadaan säädettyä lämpötila sopivaksi jokaisessa hytissä. (Varis 2022.)



Kuva 7. Ilmamääräsäätöinen yksikanava -järjestelmä varustettuna sähköisellä jälkilämmityksellä. Elomatic Oy.

Osa hyttien poistoilmasta johdetaan wc:n kautta erillispuhaltimella suoraan ulos ja loppu ilmasta kulkeutuu ylivuotoilmana käytävälle, mistä se viedään kiertoilmana ilmastointikoneelle. Hytteihin tuodaan kaikki hyttien tarvitsema ilmamäärä lämpöhäviöiden kattamiseksi. Jäähdytystilanteessa tuodusta ilmamäärästä poistuu wc:n kautta noin 1/3 ja loput 2/3 poistuu ylivuotoilmana käytävälle. Tämä tilanne on siis silloin, kun VAV-pelti on maksimiasennossa auki eli ns. jäähdytyksen mitoitustilanne. (Varis 2022.)

3.6 Fancoil Unit -järjestelmä hyteissä

Tämä järjestelmä kierrättää hytin ilmaa ja siihen sekoitetaan tietty minimiraitisilmamäärä, joka on erikseen määrätty. Hyteissä minimi raitisilmamäärä on vuodepaikkojen määrä eli yhden hengen hytissä tämä tarkoittaisi standardin mukaisesti 8 l/s. Yleisesti vakiintunut käytäntö on mitoittaa hytin raitisilmamääräksi wc:n poiston suuruinen ilmamäärä, joka tässä työssä vaihtelee seuraavasti: 15 l/s hyteissä, joissa on oma wc ja 20 l/s hyteissä, joissa on yhteinen wc kahdelle hytille. Raitisilmamäärää ja wc:n poistoilmaa voidaan pienentää edellä olevista määristä aikaohjelmilla, kun hytin käyttö on vähäistä. (Varis 2022.) Kuvassa 8 näkyvää järjestelmää käytettiin työssä fancoil unit -järjestelmän tarkasteluun.

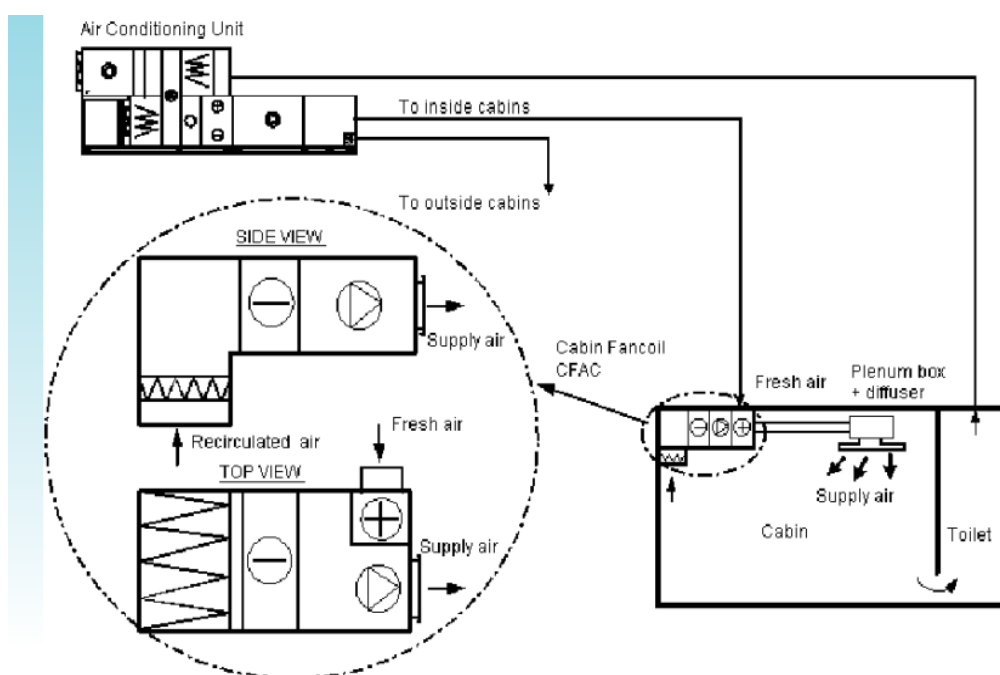


Fig. 1 The principle of the cabin system

Kuva 8. Hytti fancoil -järjestelmä. Koja Oy.

Järjestelmässä hytin poistoilma viedään wc:n kautta ilmastointikoneelle, otetaan osa lämmöstä talteen ja puhalletaan ulos. Ilmastointikoneelta tuodaan hyttiin sovittu raitisilmamäärä, joka tässä työssä sovittiin wc:n poistoilman suuruiseksi. Tämä on vakiintunut käytäntö matkustajalaivoissa, kun lasketaan ilmanvaihdon tarvetta hyteissä (Varis 2022). Puhdas, raitis tuloilma sekoitetaan fancoil - yksikössä hytistä otettuun puhdistettuun kierrätysilmaan. Ennen kuin tuloilma puhalletaan fancoil-yksiköstä hytin tuloilman jakolaatikkoon, se lämmitetään tai jäähdytetään tarpeen mukaan.

Järjestelmä on energiataloudellinen, koska raitisilmamäärän tarve on pieni, puhallettava ilma voidaan lämmittää jopa +40-asteiseksi ja poistoilmasta voidaan ottaa lämpöä talteen. Fancoil-yksiköt voivat olla kattoon asennettavia malleja kuten kuvassa 5 tai lattialla seisovia pystymalleja riippuen yksikön koosta ja käytettävästä tilasta.

4 Lämmitystehon tarpeen laskenta

4.1 Lähtötilanne

Lähtökohtana työlle oli tarkastella ilmastoinnin energian kulutusta laivalla, joka operoi kylmissä olosuhteissa. Koko laivan ilmastoinnin energian kulutusta ei otettu työn alle, vaan työssä valittiin referenssilaiivasta yksi hyttikansi, jossa oli miehistöhyttejä. Hyttialue valikoitui työn alle siksi, että ko. aluksissa ei juurikaan ole yleisiä tiloja. Valikoitu hyttialue tarkasteltiin referenssilaiivaan valitulla hytti-ilmastointijärjestelmällä ja Elomaticin ehdottamalla ilmastointijärjestelmällä, joka oli fancoil-järjestelmä.

Laskennassa hyttien lämpöhäviöt, sisäiset kuormat ja auringon aiheuttama säteilykuorma tarkasteltiin erikseen. Hytit ovat ulkolaitahyttejä ja osassa on ulkotilaa hytin ylä- ja/tai alapuolella. Tämä osaltaan vaikutti hyttien lämmitystarpeeseen, koska operointialue on kylmä.

4.2 Mitoitusolosuhteet

Työssä käytettiin laskennassa lähtökohtana olemassa olevan projektin tietoja. Hytin sisämitoituslämpötilaksi valittiin referenssilaiivan erittelyn mukaisesti: kesällä +24 °C ja talvella +22 °C. Vastaavasti ulkomitoituslämpötilan arvoksi valittiin: kesällä +32 °C ja talvella -50 °C. Sisäilman suhteelliseksi kosteudeksi kesällä valittiin 50 % RH ISO 7547 -standardin mukaan. (ISO-7547:2002.) Talvella sisäilman kosteusvaatimus oli laivaerittelyn mukaisesti 30 % RH, mikä tarkoittaa sitä, että tuloilmaa pitää kostuttaa ennen kuin se johdetaan hyttiin. Kostutuksessa osa kosteudesta voidaan palauttaa lämmöntalteenottokiekon avulla tuloilmaan ja loppukostutus tapahtuu höyrykostuttimella (Varis 2022). Vaikka laskennassa tarkasteltiin kesäolosuhteet, niitä ei arktisilla vesillä operoivilla aluksilla tule vastaan juuri muuta kuin niiden siirtyessä alueelta toiselle. Tämä oletus tehtiin tässäkin työssä.

4.3 Laskenta Excelillä

Laskennassa hyödynnettiin Jouko Lehtisen luomaa Exceliä (liitteet 1–2) ja Mikko Variksen laajaa asiantuntemusta laivojen ilmastoinnista. Kuvissa 9–11 on kuvailtu laskennassa käytetyn Excelin keskeisimmät osat. Liitteissä 4–12 on esitetty työssä tarkasteltavien vaihtoehtojen 1 ja 2 laskut vaiheittain.

4.3.1 Johtuminen rakenteiden läpi

Lämmitystehon tarpeen laskennassa oleellinen asia on johtumislämpöhäviö eli lämpöhäviö, joka johtuu rakenteiden läpi. Johtumislämpöhäviöiden määrittämisessä tarvitaan eri rakenteiden lämmönläpäisykertoimet, rakenteiden pinta-alat ja lämpötilat rakenteen/tilan molemmin puolin.

Kuvassa 9 Excelissä käytetyt lämmönläpäisykertoimet (Load keys) [1] valittiin seuraavasti: ulkolaipioissa sekä ylä- ja alakansirakenteissa lämmönläpäisykertoimeksi eli U-arvoksi valittiin $\lambda=0,45$ [kW/(m²K)] referenssilaitan erittelystä. Sisäseinissä käytettiin U-arvona $\lambda=0,9$ [kW/(m²K)] ISO 7547 -standardista saatua arvoa. Samoin ikkunoissa käytettiin ISO 7547 -standardista saatua arvoa 2-lasisille ikkunoille eli U-arvoa $\lambda=3,5$ [kW/(m²K)]. (ISO 7547:2002.) U-arvot voitaisiin laskea erikseen kaikille rakenteille, mutta se edellyttäisi tarkempaa tietoa rakenteista. Tässä työssä sitä ei ollut saatavilla.

ELOMATIC		HEATING & COOLING LOAD CALCULATION						
SPACE NAME	SPACE PCS	DECK	FRAMES		SPACE TEMP HEATING			
CREW CABIN	1	03				INDOOR 22 °C		
ADJOINING SPACES	PCS	LOAD KEY	DIMENSIONS		AREA	To	Td	
			[m]		[m ²]	[°C]	[°C]	
Deck over		0,45			10,0	22	0	
Deck under		0,45			10,0	22	0	
Outboard bulkhead	1	0,45	2,6	2,2	5,7	-50	72	
Forward bulkhead		0,45	0	0	0,0	0	72	
After bulkhead		0,45	0	0	0,0	0	22	
Inboard bulkhead		0,9	10,4	2,2	22,9	22	0	
Windows	1	3,5	0,45	0,65	0,3	-50	72	
Lights		0,002			10,0			
Equipments								
Number of Persons	1							
Solar radiation, deck over		0,45	0	0	0,0			
Solar radiation, bulkhead		0,45	2,6	2,2	5,7			
Solar radiation, windows					0,29			

Kuva 9. Excel-taulukko, lämmitystilanne. Lehtinen.

Eri rakenteiden pinta-alat (Areas) [2] hyteissä laskettiin sisävaipan mukaan, koska täyttä varmuutta ei ollut, että ovatko hytit paikallarakennettavia vai moduulihyttejä eli hyttejä, jotka rakennetaan muualla ja tuodaan laivaan valmiina kokonaisuuksina. Mitoituslämpötilat [3] olivat kohdan 4.2 mukaiset ja ne sijoitettiin Exceliin. Talvella mitoituslämpötilan ollessa -50 °C , lämpötilaero ulko- ja sisätilojen välillä on suuri ja tätä kautta rakenteiden johtumishäviöt olivat suuria.

4.3.2 Sisäiset lämpökuormat ja auringon säteily

Sisäisiä lämpökuormia syntyy hytteihin erilaisen toiminnan seurauksena eli lämpökuormia tulee ihmisistä, valaistuksesta, koneista ja laitteista ja jonkin verran auringon säteilystä. Periaatteessa käytettävät arvot vaihtelevat ihmisen koon, toiminnan aktiivisuuden ja ympäristön mukaan, mutta tässä laskennassa asiaa ei huomioitu tarkemmin. Työssä ajateltiin, että hytissä tapahtuva toiminta on luonteeltaan lepoa tai vähäistä toimintaa eli vapautunut lämpöenergia on pientä. Laskennassa ei huomioitu myöskään erikseen hytin käyttöaikaa tai -astetta.

Tuntuva lämpökuormaa hytteihin tulee ihmisten oleskelusta siellä.

Laskennassa käytettiin ihmisen luovuttamana lämpötehona, ns. kuivalämpönä eli sensible heat [Q_s], 55 kW per henkilö [4] kuvassa 10. Tämä tuntuva lämpöteho nostaa hytin lämpötilaa, mutta se ei vaikuta hytin ilman kosteusprosenttiin (Varis 2022). Sen sijaan latentti lämpöteho [Q_l] nostaa hytin ilman kosteusprosenttia ja näin ollen ilman entalpiaa. Latenttia lämpöä vapautuu esimerkiksi ihmisen uloshengitysilman mukana ja ihmisen hikoillessa. (Varis 2022.) Työssä latentti lämpötehon [Q_l] arvona käytettiin 80 kW per henkilö [5]. Excelissä olevia arvoja ei muutettu, vaikka ne hieman poikkesivat ISO 7547 -standardin antamista arvoista. Lopputulosta se ei olisi muuttanut oleellisesti.

Koneiden ja laitteiden osalta voitiin todeta, että tarkasteltavissa hyteissä ei ollut sellaisia koneita ja laitteita, joiden lämpöteho olisi lisännyt tuntuvaan lämpökuormaa. Siksi näitä ei huomioitu erikseen laskennassa.

Valaistuksen energiatehokkuus on parantunut viime vuosina voimakkaasti led-valojen myötä. ISO 7547 -standardi ohjeistaa laskemaan hytteihin lämpötehoa 15 tai 8 W/m², josta tulee hytin ilmaan tuntuva, lämmittävää lämpökuormaa. Edellä mainitut arvot ovat nykytekniikalla liian suuria, joten valaistuksen lämpötehoksi arvioitiin laskennassa 2 W/m².

Auringon lämpösäteily on ulkoista lämpökuormaa, jota syntyy vuodenaajoista ja laivan operointialueesta johtuen erilaisia määriä. Arktisilla vesillä auringon lämpösäteily jää hyvin vähäiseksi. Työssä tarkasteltiin mahdollinen jäähdystystilanne, joka saattaisi tulla eteen, jos alus joutuisi siirtymään toiselle alueelle esimerkiksi tropiikkiin kautta.

Kuvassa 10 auringon säteilytehon laskennassa [7] käytettiin ulkomitoituslämpötilaa, johon oli lisätty ISO 7547 -standardin antama ylimääräinen lämpötila mitoituslämpötilan päälle. Tämä tarkoitti sitä, että kansirakenteisiin lisättiin vaaleille, vaakatason pinnoille annettu arvo $\Delta T_r = 12K$ eli auringon säteilyteho laskettiin +44 °C: en lämpötilalla kansirakenteissa.

HEATING & COOLING LOAD CALCULATION										
SPACE NAME	SPACE PCS	DECK	FRAMES	SPACE TEMP COOLING						
CREW CABIN	1	03		INDOOR	24 °C					
				OUTDOOR	32 °C					
ADJOINING SPACES	PCS	LOAD KEY	DIMENSIONS [m]		AREA [m ²]	To [°C]	Td [°C]	[kW]	[kW]	[kW]
Deck over	1	0,45			10,0	24	0	0,000		0,000
Deck under		0,45			10,0	24	0	0,000		0,000
Outboard bulkhead		0,45	2,6	2,2	5,7	24	0	0,000		0,000
Forward bulkhead		0,45	0	0	0,0	0	8	0,000		0,000
After bulkhead		0,45	0	0	0,0	0	8	0,000		0,000
Inboard bulkhead		0,9	10,4	2,2	22,9	20	-4	0,082		0,082
Windows	1	3,5	0,45	0,65	0,3	32	8	0,008		0,008
Lights		0,002			10,0			0,020		0,020
Equipments								0,000		0,000
Number of Persons	1							0,055	0,080	0,135
Solar radiation, deck over		0,45	0	0	0,0	44	20	0,000		0,000
Solar radiation, bulkhead		0,45	2,6	2,2	5,7	48	24	0,062		0,062
Solar radiation, windows					0,29			0,102		0,102

Kuva 10. Excel-taulukko, jäähdystystilanne. Lehtinen.

4.3.3 Yhteenveto Excelissä

Kuvassa 11 on esitetty Excelin alareunassa oleva Summary-sarake, mistä saadaan hytin sisäiset kuormat, $Q_t = Q_s + Q_l$ eli tarvittava jäähdytysteho [8] ja $Q_w =$ rakenteiden johtumishäviöt eli hytin lämpöhäviöt [9]. Tämä kertoo ko. hytin lämmitystarpeen. Ilmanvaihtokertoimet, R of C [1/h], Excel laskee automaattisesti, mutta hyteissä ne eivät ole määräävä tekijä, kun määritellään tarvittavaa ilmamäärää. Saadut lämpö- ja jäähdytyskuormalaskut koottiin liitteeseen 3 ja käytettiin laskennassa.

Kuvassa 11 on lisäksi Excelin laskema ilmamäärä [10], jolla katetaan hytin sisäiset lämpökuormat ja jäähdytetään hytti mitoituslämpötilaa vastaavaan lämpötilaan. Vastaavasti toisella ilmamäärällä [11] katetaan lämpöhäviöt ja pidetään hytin lämpötila mitoituslämpötilassa.

Air quantity of cooling mode		0,034 m ³ /s 122,9 m ³ /h	10
Air quantity of heating mode		0,022 m ³ /s 77,7 m ³ /h	11
Room minimum rate of change		0,000 m ³ /s 0,0 m ³ /h	
Number of persons	1	0,007 m ³ /s	
Minimum fresh air per person [m ³ /s]	0,007	25,2 m ³ /h	
KEY		SUMMARY	
1 = Deck over (k=0,45)	Qs = Heat load, sensible	Area, m ²	10 m ²
2 = Deck under (k=0,45)	Ql = Heat load, latent	Height	2,2 m
3 = Outboard bulkhead (k=0,45)	Qt = Heat load, total	Volume	22,0 m ³
4 = Forward bulkhead (k=0,45)	Qw = Heat load, winter	R of C	5,6 1/h
5 = After bulkhead (k=0,45)	Td = Temperature differences	Sum, Qs	0,330 kW
6 = Inboard bulkhead (k=0,9)	To = Temp of adjoining space or outside	Sum, Ql	0,080 kW
7 = Lights (20 W/m ²)		Sum, Qt	0,410 kW
8 = Equipments		Sum, Qw	0,259 kW
9 = Personnel	Qv = Total air volume needed	Qv	0,034 m ³ /s
		Qv,winter	0,017 m ³ /s
		Heating Load	
		Determinant	

Kuva 11. Yhteenveto lämpökuormalaskusta Excelissä. Lehtinen.

4.4 Vaihtoehtojen 1 ja 2 laskenta

Vaihtoehdossa 1 oli ilmamääräsäätöinen yksikanava -järjestelmä sähköisellä jälkilämmityksellä. Ensin tarkasteltiin ko. järjestelmän lämmitystilanne (liitteissä 4 ja 5). Järjestelmässä kaikki wc:n poistot viedään erillisellä puhaltimella ulos eli järjestelmään tuodaan kaikki ulospuhallettu ilma raittiina ulkoilmana takaisin. Lämpöhäviöistä laskettu ilmamäärä valituissa hyteissä oli yhteensä 0,349 m³/s. Tästä määrästä 0,165 m³/s eli wc:n poistot johdettiin suoraan ulos ja loppu 0,184 m³/s kierrätettiin käytävän kautta takaisin ilmastointikoneelle. Sisäiset kuormat pysyivät talviolosuhteissa niin pieninä, että jäähdytystilannetta ei tullut.

Liitteessä 5 vaihtoehdossa 1 laskettiin aluksi lämpötila, johon raitis ulkoilma pitää esilämmittää, jotta sekoittamalla lämmintä paluuilmaa hyteistä saadaan +14 °C: en tuloilma. Laskennan tuloksena saatiin, että esilämmitetyn ilman tulee olla +5.1 °C.

Lasku suoritettiin ratkaisemalla ensimmäisen asteen yhtälö, joka oli muotoa

$$349 * 14 = 184 * 22 + x * 165$$

$$x = 5,1 \text{ °C}$$

jossa

349 l/s = lämpöhäviöistä laskettu ilmamäärä

14 °C = tuloilman lämpötila

184 l/s = käytäviltä kerätty hyttien paluuilman määrä

14 °C = paluuilman lämpötila

165 l/s = raittiin ulkoilman määrä (=WC:n poistot)

x °C = esilämmitetyn ilman lämpötila

Kaava 1. Ensimmäisen asteen yhtälö. Peda.net 2023.

Tämän jälkeen laskettiin tehon tarve, mikä laivan järjestelmästä tarvittiin lämmittämään ilma -50 °C: sta +5 °C: ksi (pre-heating). Lisäksi laskettiin kiertoilman jäähdyttämiseen käytetty teho, kun ilmaa jäähdytettiin +22 °C: sta +14 °C: seen. Näin saatiin vaihtoehdolle 1 ko. järjestelmän käyttämä kokonaisteho lämmitystilanteessa hyttikannen P-puolelle. Saatu teho muutettiin energiaksi kaavalla,

$$Q = \Phi * t = 18,4 \text{ kW} * 24 \text{ h} = 442 \text{ kWh}$$

jossa

Q = lämpöenergia [kWh]

Φ = teho [kW]

t = aika [h]

Kaava 2. Lämpöenergia. Sandberg 2014.

Vaihtoehdossa 2 oli fancoil-järjestelmä. Myös tästä järjestelmästä tarkasteltiin lämmitystilanne ensin, liitteessä 9. Hytteihin tuotiin mitoitettu raitisilmamäärä, joka työn alussa sovittiin wc:n poistojen suuruiseksi eli 0,165 m³/s. Tämä on yleisesti vakiintunut tapa matkustajalaivoissa (Varis 2022).

Mitoitustilanteessa talvella fancoil-järjestelmässä raitis ulkoilma esilämmitetään -50 °C: sta -20 °C: seen (pre-heating). Lämmöntalteenoton jälkeen ilman lämpötila on noin +5 °C. Laskemista jatkettiin valitsemalla liitteestä 3 hyttien keskimääräinen lämpöhäviö mitoitustilanteessa, joka oli 520 W ja tarvittava ilmamäärä, joka oli 27 l/s. Näiden avulla laskettiin lämpötila, joka tarvittiin ilman jälkilämmittämiseen (re-heating). Saatu lämpötila, 16 °C, lisättiin hytin mitoituslämpötilaan 22 °C, jolloin saatiin selville lämpötila, joka tarvittiin kattamaan hyttien lämpöhäviöt talven mitoitusolosuhteissa. Laskelmien perusteella hytteihin puhalletaan +38 asteista ilmaa. Hytteihin puhallettavan ilman lämmittämiseen käytetty teho on 5,94 kW + 6,53 kW = 12,47 kW, joka näkyy taulukossa kuvassa 12.

Saatu teho muutettiin energiaksi kaavalla,

$$Q = \Phi * t = 12,47 \text{ kW} * 24 \text{ h} = 299 \text{ kWh}$$

jossa

Q = lämpöenergia [kWh]

Φ = teho [kW]

t = aika [h]

Kaava 3. Lämpöenergia. Sandberg 2014.

Molemmassa vaihtoehdoissa (liitteissä 4, 5, ja 9) laskettiin tarvittavat lämmitystehot kaavalla,

$$\Phi_{\text{ilma}} = \rho_i * q_{vi} * c_{pi} * \Delta T_i,$$

jossa

Φ_{ilma} = lämmitysteho [kW]

q_{vi} = tilavuusvirta [m^3/s]

c_{pi} = ilman ominaislämpö [kJ/(kgK)]

ρ_i = ilman tiheys [kg/m^3]

ΔT_i = ilman lämpötila [$^{\circ}\text{C}$ tai K]

Kaava 4. Lämmitysteho. Sandberg 2014.

Molempien vaihtoehtojen jäähdytystilanne tarkasteltiin liitteissä 6, 7, 8, 10, 11 ja 12, vaikka arktisissa olosuhteissa jäähdytystilanteet ovat marginaalisia kuten aiemmin todettiin. Tulokset liitettiin taulukkoon, mutta ei analysoitu enempää.

Tarvittavat jäähdytystehot laskettiin kaavalla,

$$\Phi_{\text{ilma}} = \rho_i * q_{vi} * (h_{\text{ulko}} - h_{\text{tulo}}),$$

jossa

Φ_{ilma} = jäähdytysteho [kW]

q_{vi} = tilavuusvirta [m^3/s]

h = ilman entalpia [kJ/kg]

Kaava 5. Jäähdytysteho. Sandberg 2014.

Molemmissa vaihtoehdoissa lähdettiin siitä, että jäähdytettävää ilmaa kuivataan eli siitä poistetaan kosteutta. Siksi yllä olevan kaavan vaatima entalpian muutos luettiin ix -diagrammista (liitteet 7 ja 11).

Lähtötilanne ix-diagrammissa oli molemmilla vaihtoehdoilla sama eli hytin poistoilma oli +24 °C, kosteus 50 % RH ja ulkoilma kesäolosuhteissa mitoitustilanteessa +32 °C, kosteus 87 % RH. Nämä pisteet merkittiin ix-diagrammiin molemmissa vaihtoehdoissa ja niiden välille piirrettiin jana.

Molemmissa vaihtoehdoissa oli lämmöntalteenotto, joten ilmavirrat sekoittuvat tuloilmakoneessa, kun käytetään palautus- ja kierrätysilmaa. Sekoituspisteet luettiin ix-diagrammista ja tarkastettiin kaavalla,

$$h_M = ((q_{mP} h_P + q_{mU} h_U) / (q_{mP} + q_{mU}))$$

jossa

h_M = sekoitusilman entalpia [kJ/kg]

q_{mP} = poistoilman massavirta [kg/s]

h_P = poistoilman entalpia [kJ/kg]

q_{mU} = ulkoilman massavirta [kg/s]

h_U = ulkoilman entalpia [kJ/kg]

Kaava 6. Ilmavirtojen sekoituspiste. Sandberg 2014.

IX-diagrammista olisi voitu suoraan lukea ilmojen sekoituspiste hyödyntämällä järjestelmien hyötysuhdetta, joka voitiin laskea vaihtoehdossa 1 kaavalla,

$$\eta_{\text{Tulo}} = (T_{\text{Tulo}} - T_{\text{ulko}}) / (T_{\text{Poisto}} - T_{\text{Ulko}})$$

$$\eta_{\text{Tulo}} = (14 - 32) / (24 - 32) = 0,58$$

jossa

η_{Tulo} = tuloilmapuolen hyötysuhde

T_{Tulo} = tuloilman lämpötila [°C]

T_{Ulko} = ulkoilman lämpötila [°C]

T_{Poisto} = poistoilman lämpötila [°C]

Kaava 7. Lämpötilasuhde. Sandberg 2014.

Vaihtoehdossa 1 tulo- ja poistoilman sekoituspiste on noin janan puolivälissä, koska hyötysuhteeksi saatiin 58 %.

Vaihtoehdossa 2 hyötysuhde voitiin laskea entalpioiden erolla eli kaavalla,

$$\eta_{\text{Tulo}} = (T_{\text{Tulo}} - T_{\text{ulko}}) / (T_{\text{Poisto}} - T_{\text{Ulko}})$$

$$\eta_{\text{Tulo}} = (38 - 87) / (48 - 87) = 0,79$$

jossa

η_{Tulo} = entalpiasuhde

h_{Tulo} = tuloilman entalpia [kJ/kg]

h_{Ulko} = ulkoilman entalpia [kJ/kg]

h_{Poisto} = poistoilman entalpia [kJ/kg]

Kaava 8. Lämmönsiirtimen lämpötilasuhde. Sandberg 2014.

Vaihtoehdossa 2 hyötysuhteeksi saatiin 79 % entalpioiden avulla. Tällöin ilmavirtojen sekoituspiste on lähempänä suuremman massavirran pistettä (Sandberg, 136) eli tässä tapauksessa poistoilmavirran pistettä.

4.5 Tulokset ja normitus

Kuvassa 12 koottiin liitteiden laskennat taulukkoon. Tarkasteltavan referenssilaivan hyttikansi oli keskilinjän molemmin puolin samanlainen eli puolet olivat peilikuvia toisilleen. Siksi päätettiin laskea hyttikannen toinen puoli eli perästä katsottuna P-puoli eli paapuuri ja kertoa saatu tulos kahdella.

Laskennassa käytettiin arktiselta alueelta Kanadasta Resolute-nimistä kylää Pohjoisen jäämeren rannalta. Kuvassa 12 näkyy taulukkoon kerätyt kylän keskimääriset lämpötilat vuoden aikana. Työssä käytetty ulkomoitotuslämpötila talvella oli -50 °C ja hytin sisämitoituslämpötila +22 °C.

RESULTS: SINGLE DUCT SYSTEM VERSUS FAN COIL UNIT SYSTEM (Cabin area deck 3)										
Alternative 1		Alternative 2		Heating degree-day:						
(Single duct system)		(One duct + fan coil - system)		Month	In [°C]	Out [oC] Temperature rating	Out [°C] Temperature actual	Heating degree-day rating	Heating degree-day actual	
Φ [kW]	Q [kWh]	Φ [kW]	Q [kWh]							
Heating	18,4	442	12,47	299	February	22	-50	-32	2016	1512
					March	22	-50	-29	2232	1581
Cooling	16,4	394	6,76	162	April	22	-50	-23	2160	1350
					May	22	-50	-12	2232	1054
					June	22	-50	-1	2160	690
					July	22	-50	3	2232	589
Annual need for energy (air conditioning)					August	22	-50	1	2232	651
Alternative 1 Q = 13774/26280 * (442 kWh * 365) = 84 537 kWh					September	22	-50	-4	2160	780
Alternative 2 Q = 13774/26280 * (299 kWh * 365) = 57 187 kWh					October	22	-50	-12	2232	1054
					November	22	-50	-22	2160	1320
					December	22	-50	-28	2232	1550
					January	22	-50	-31	2232	1643
Total energy for air conditioning of the cabins on the deck 3					Σ				26280	13774
Alternative 1 Q = 84 537 kWh * 2 = 169 074 kWh					Resolute, Canada (average night temperature) (worldweatheronline.com)					
Alternative 2 Q = 57 187 kWh * 2 = 114 374 kWh					13774/26280=0,524 (52%)					
Note: The cooling situation for the cabins is marginal with this information (Huom. Jäähdytystilanne hyttien osalta näillä tiedoilla on marginaalinen)										

Kuva 12. Yhteenveto laskennasta.

Työssä talven mitoitusolosuhteet olivat äärimmäisen kylmät. Siksi lämmitysenergian kulutuksessa normitus eli sääkorjaus oli paikallaan. Saatuja tuloksia tarkasteltiin lämmitystarve- eli astepäiväluvun kautta.

Ilmatieteenlaitoksen mukaan ”Lämmitystarveluku saadaan laskemalla yhteen kunkin kuukauden päivittäisten sisä- ja ulkolämpötilojen erotus.” (Ilmatieteenlaitos 2022).

Kulutuksen normitus tehtiin Motivan laskentakaavalla,

$$Q_{\text{norm}} = S_{N \text{ vpkunta}} / S_{\text{toteutunut vpkunta}} \times Q_{\text{toteutunut}} + Q_{\text{lämmin käyttövesi}}$$

jossa,

Q_{norm} , rakennuksen normitettu lämmitysenergian kulutus

$Q_{\text{toteutunut}}$ rakennuksen tilojen lämmittämiseen kuluva energia

Q_{kok} , rakennuksen kokonaislämmitysenergian kulutus

$Q_{\text{lämmin käyttövesi}}$ käyttöveden lämmittämisen vaatima energia

$S_{N \text{ vpkunta}}$ normaalivuoden tai -kuukauden lämmitystarveluku vertailupaikkakunnalla

$S_{\text{toteutunut vpkunta}}$ toteutunut lämmitystarveluku vuosi- tai kuukausitasolla vertailupaikkakunnalla

Kaava 9. Kulutuksen normitus. Motiva 2023.

Lämmin käyttövesi jätettiin kaavassa huomioimatta. Laskettu lämmitystarveluku 13774 sijoitettiin kaavaan normaalivuoden tai -kuukauden lämmitystarveluvuksi, $S_{N \text{ vpkunta}}$ ja mitoitusolosuhteiden lämmitystarveluku 26280 toteutuneeseen lämmitystarvelukuun vuosi- tai kuukausitasolla, $S_{\text{toteutunut vpkunta}}$, koska todellisia arvoja ei ollut saatavilla.

$$\text{Vaihtoehto 1: } Q_1 = S_{N \text{ vpkunta}} / S_{\text{toteutunut vpkunta}} \times Q_{\text{toteutunut}}$$

$$13774 / 26280 \times (442 \text{ kWh} \times 365 \text{ pv}) = 84\,537 \text{ kWh}$$

$$\text{Vaihtoehto 2: } Q_2 = S_{N \text{ vpkunta}} / S_{\text{toteutunut vpkunta}} \times Q_{\text{toteutunut}}$$

$$13774 / 26280 \times (299 \text{ kWh} \times 365 \text{ pv}) = 57\,187 \text{ kWh}$$

Ilmastoinnin kokonaisenergian kulutus valitulla hyttikannella oli

$$\text{Vaihtoehdolla 1: } Q_1 = 84\,537 \text{ kWh} \times 2 = 169\,074 \text{ kWh}$$

$$\text{Vaihtoehdolla 2: } Q_2 = 57\,187 \text{ kWh} \times 2 = 114\,374 \text{ kWh}$$

Yhden hyttikannen osalta fancoil-järjestelmällä energiaa säästyisi $169\,074 \text{ kWh} - 114\,374 \text{ kWh} = 54\,700 \text{ kWh}$. Prosentteissa tämä tarkoittaisi noin 30 prosentin säästöä lämmitysenergian kulutuksessa.

Referenssilaiivan moottorien hyötysuhdetta ei ollut käytettävissä työssä. Siksi työssä käytettiin 4-tahtisen dieselmoottori Wärtsilä 31 arvoja moottorin hyötysuhteen laskennassa. Tämän moottorityypin SFOC eli Specific Fuel Oil Consumption on 169.4 g/kWh ISO-standardin mukaisesti (Wärtsilä). Raskaan polttoöljyn tehollinen lämpöarvo on $41,1 \text{ MJ/kg}$ (Motiva 2023).

Näin polttoaineen teho voitiin laskea kaavalla (Peda.net),

$$E = P \times t$$

$$P = E / t$$

$$P = Hm / t$$

$$P = (41,5 \times 0,1694) / 3600 = 1,95 \text{ kJ/s} = 1,95 \text{ kW}$$

Kaava 10. Polttoaineen teho. Peda.net 2023.

Tästä saatiin moottorin hyötysuhde, joka oli $1 / 1,95 = 51.3 \%$

Laivassa sähkö tuotetaan useimmiten polttomoottorien avulla. Polttoaineena käytetään joko raskasta polttoöljyä tai dieseliä. Laivasähkön kilowattituntihintaa

ei ollut työssä saatavilla, mutta Motivan Biopolttoaineiden lämpöarvojen avulla laskettiin suuntaa antava arvo käytetyn polttoöljyn määrälle. Raskaan polttoöljyn tehollinen lämpöarvo kuiva-aineessa on 41,1 MJ/kg eli muunnettuna kilowattitunneiksi 11,417 kWh/litra. Tämä tarkoittaa 54 700 kWh / 11,417 kWh per litra = 4791 litraa polttoöljyä. (Motiva 2023)

Moottoreissa energiaa menee paljon hukkaan mm. lämpönä, säteilynä ja pakokaasuna. Jos moottorin hyötysuhde on yllälaskettu 51,3 %, niin polttoöljyä kuluu 4791 litraa / 0,513 = 9339 litraa 54 700 kilowattitunnin tuottamiseen. Polttoainesäästönä 9,3 tonnia polttoainetta maksaisi 3835 euroa vuodessa, kun raskas polttoöljy (IFO380) maksaa noin 451 \$ (410,66 €) per tonni (Shipandbunker.com 25.4.2023).

5 Energiätehokkuus

Työssä haluttiin nostaa esille valittujen ilmastointijärjestelmien lisäksi eristeiden vaikutus energian kulutukseen ja tätä kautta energiätehokkuuteen. Tarkkoja rakenteita referenssilavasta ei ollut saatavilla, mutta tarkasteltavat vaihtoehdot valittiin ISO 7547 -standardista, referenssilavan eristyskaaviosta ja Elomaticin omasta ehdotuksesta. Elomaticin ehdotuksessa ulkolaipioihin ehdotettiin lisäeristystä. Eristystä kasvatettiin 100 mm: sta 150 mm: in. Eristeeksi valittiin Parocin esitteestä; Paroc Marine Slab30, paksuus 150 mm. Eristeen tiheys on 30 kg/m^3 . (Paroc 2023)

5.1 Eristyksen vaikutus energiatarpeeseen

Arktisissa olosuhteissa eristeiden paksuudella ja käytettävän eristeiden ominaisuuksilla kuten tiheydellä on suurempi merkitys kuin tavallisissa olosuhteissa operoivilla aluksilla. Työhön referenssiksi otetulla aluksella hytit ovat ulkolaitahyttejä eli rakenteiden läpi lämmön johtuminen on suurta.

INSULATION (MVZ C Cabin area between deck 2 - deck 5)						
Outboard bulkhead:					Thermal/noise insulation for cold bulkheads (Elomatic proposal; alternative 3)	
		Alternative 1: ISO 7547	Alternative 2: Diagram	Alternative 3: Elomatic proposal		
U-value		0,9 [W/m ² K]	0,32 [W/m ² K]	0,22 [W/m ² K]		
Alternative 2; Insulation Paroc Marine Slab 30; thickness 100mm						
Alternative 3; Insulation Paroc Marine Slab 30; thickness 150mm						
					1. MARINE SLAB 30 OR EQUIVALENT 2. MARINE SLAB 30 OR EQUIVALENT	
					Area: $93,9\text{jm} \times 12\text{m} = 1126,8\text{m}^2 - 37,44\text{m}^2 \text{ (windows)} = 1089,4 \text{ m}^2$	

Kuva 13. Lisäeristys ulkolaipioihin. Elomatic Oy.

5.2 Seinien U-arvot

” Lämmönläpäisykerroin ilmoittaa lämpövirran tiheyden, joka jatkuvuustilassa läpäisee rakennusosan, kun lämpötilaero rakennusosan eri puolilla olevien ympäristöjen välillä on yksikön suuruinen.” (C4 Suomen rakentamismääräyskokoelma 2003). Lämmönläpäisykerroinella U [$W/(m^2K)$] kuvataan rakenteen lämmöneristyskykyä eli mitä pienempi arvo, sitä paremmin rakenne eristää lämpöä.

Vaihtoehdossa 1 ulkolaipion eli ulkoseinän lämmönläpäisykerroin, U -arvo otettiin ISO 7547 -standardista (ISO-7547). Lukuarvo oli $0,9 W/(m^2K)$.

Vaihtoehdossa 2 ulkolaipion eli ulkoseinän lämmönläpäisykerroin, U -arvo otettiin referenssiläivän erittelystä (Ship insulation diagram). Lukuarvo oli $0,32 W/(m^2K)$.

Vaihtoehdossa 3 ulkolaipion eli ulkoseinän lämmönläpäisykerroin, U -arvo laskettiin Parocin eristyslaskurilla (Paroc 2023). Lukuarvoksi saatiin $0,22 W/(m^2K)$.

Ulkolaipion lämpöhäviöt laskettiin Ympäristöministeriön D3 Rakentamismääräyskokoelman kaavalla,

$$\sum H_{\text{joht}} = \sum U_{\text{ulkoseinä}} * \sum A_{\text{ulkoseinä}}$$

jossa

$\sum H_{\text{joht}}$ = rakennusosien yhteenlaskettu ominaislämpöhäviö, W/K

U = rakennusosan lämmönläpäisykerroin, $W/(m^2K)$

A = rakennusosan pinta-ala, m^2

Kaava 11. Lämpöhäviöt. Suomen Rakentamismääräyskokoelma D3 2023.

Vaihtoehto 1:

$$\begin{aligned}\sum H_{\text{joht}} &= \sum U_{\text{ulkoseinä}} * \sum A_{\text{ulkoseinä}} \\ &= 0,9 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}) * 1089 \text{ m}^2 \\ &= 980,1 \text{ W/K}\end{aligned}$$

Vaihtoehto 2:

$$\begin{aligned}\sum H_{\text{joht}} &= \sum U_{\text{ulkoseinä}} * \sum A_{\text{ulkoseinä}} \\ &= 0,32 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}) * 1089 \text{ m}^2 \\ &= 348,5 \text{ W/K}\end{aligned}$$

Vaihtoehto 3:

$$\begin{aligned}\sum H_{\text{joht}} &= \sum U_{\text{ulkoseinä}} * \sum A_{\text{ulkoseinä}} \\ &= 0,22 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}) * 1089 \text{ m}^2 \\ &= 239,6 \text{ W/K}\end{aligned}$$

Vuotoilman ja ilmanvaihdon lämpöhäviöitä ei laskettu, mutta edellä lasketut laskut osoittavat, että lisälämmön eristeellä voidaan oleellisesti rajoittaa rakenteiden johtumishäviöitä ja parantaa energiatehokkuutta. Tässä työssä asia korostuu entisestään, koska talven mitoituslämpötila on -50 °C.

Referenssilaiivassa tutkittiin ja todettiin, että lisälämmön eriste on mahdollista toteuttaa ulkolaipioissa ja tullaan toteuttamaan, kun projekti lähtee käyntiin.

5.3 Raitisilmamäärä

Ilmastoinnin energiatehokkuudesta puhuttaessa esille nousee järjestelmän käyttämä raitisilmamäärä, etenkin kun alus operoi erittäin kylmissä olosuhteissa tai kuumissa ja kosteissa olosuhteissa. Vaihtoehdossa 1 eli yksikanava - järjestelmässä wc:n poistoilmat viedään erillispuhaltimella ulos. Tällöin järjestelmä joutuu ottamaan kaiken ulospuhalletun ilman raittiina ilmaa takaisin

järjestelmään ja lämmittämään sen, mikä tarkoittaa isompaa energiankulutusta kuin vaihtoehdossa 2 eli fancoil-järjestelmässä. Fancoil-järjestelmässä wc:n poistoilmat johdetaan kiekkokoneelle ja poistoilmasta otetaan talteen lämpöä, joka siirretään tuloilmaan. Näin tuloilmaa tarvitsee lämmittää vähemmän, mikä merkitsee pienempää energian kulutusta. Lisäksi fancoil-järjestelmässä tarvittava raitisilmamäärä on pienempi kuin yksikanava -järjestelmässä, koska kaikkea ilmaa ei puhalleta ulos.

Pienempi lämmitys- ja jäähdytystarve näkyy myös laivan polttoaineen kulutuksessa. Referenssilaitan yhden hyttikannen osalta vaihtoehdon 2 eli fancoil-järjestelmän käyttö hytti-ilmastoinnissa toisi noin 9,3 tonnin säästön polttoaineen kulutuksessa ja taloudellista säästöä vähän vajaa 4000 euroa vuodessa päivän hinnoilla. Työssä käytettiin laskennassa laivan polttoaineena raskasta polttoöljyä, IFO 380, mutta vähärikkisillä polttoaineilla, joita entistä enemmän joudutaan käyttämään laivoissa, säästö olisi vieläkin suurempi. Esimerkiksi vähärikkinen VLSFO, Very Low Sulphur Fuel Oil, maksaa päivän hinnalla 635 \$ (578,20 €) per tonni eli 9,3 tonnia maksaisi noin 5900 euroa. (Shipandbunker.com 28.4.2023). Pelkästään polttoaineen vaihdolla kustannusten nousu olisi lähes 50 prosenttia. Tämä tarkoittaa sitä, että laivojen järjestelmien on tulevaisuudessa oltava entistä energiatehokkaampia, jotta vaadittavaa polttoainetta voidaan taloudellisesti käyttää. Polttoaineen kulutuksen pieneneminen merkitsee myös vähemmän rikki- ja kasviuonekaasupäästöjä, joilla voidaan vastata ympäristökysymyksiin.

Energiatehokkuudesta puhuttaessa on tärkeää nostaa esille myös taajuusmuuttajien merkitys energian kulutuksessa. Taajuusmuuttajien käytöllä voidaan puhaltimet ja pumput optimoida toimimaan tehokkaammin silloin, kun on suurempi tarve ilmastoinnille ja tätä kautta pienentää energian kulutusta entisestään (Varis 2022.) Työssä ei tarkasteltu erikseen taajuusmuuttajien vaikutusta ilmastoinnin energian kulutukseen. Ilmastointikoneiden puhaltimet käyttävät noin 40 prosenttia kaikesta sähkönkulutuksesta ilmastointijärjestelmissä (ABB).

6 Päätelmät ja yhteenveto

Työn päämääränä oli selvittää arktisen aluksen energiatehokkuuden parantamista hyttialueella. Työssä käytettiin toimeksiantajan käynnissä olevan projektin lähtötietoja ja tarkastelu tehtiin referenssilaitan toimintaympäristössä.

Työssä tarkasteltavassa referenssilaitassa erittely ei määritellyt tarkasti hyttien ilmastointijärjestelmää. Projektin tilaajan ehdotus oli ilmamääräsäätöinen yksikanava -järjestelmä sähköisellä jälkilämmityksellä (Single duct system + VAV + Electric reheating system with return air). Projektin tilaajan näkemystä haluttiin kunnioittaa ja ottaa tarkastelun alle heidän ehdottamansa järjestelmä. Elomaticin tekemän energiatarkastelun pohjalta ehdotettiin toista vaihtoehtoista järjestelmää, fancoil-järjestelmää. Näitä lähdettiin vertailemaan lähtötietojen pohjalta ja osoitettiin järjestelmien energian kulutus yksinkertaisilla laskuilla. Työssä jouduttiin tekemään jonkun verran rajauksia; tarkastelun alle otettiin hyttialue, hyttien käyttöastetta tai- aikaa ei huomioitu, järjestelmän materiaali-, asennus- tai käyttökustannuksia ei huomioitu. Työssä keskityttiin ilman fysikaalisiin ominaisuuksiin ja tätä kautta energian kulutukseen. Molemmat vaihtoehdot tutkittiin

Energiatehokkuus oli yksi tärkeimmistä kriteereistä ilmastointijärjestelmää valittaessa. Työ osoitti, että hyvän ilmanvaihdon ja tätä kautta hyvien sisäilmaolosuhteiden saavuttaminen on monen tekijän summa, mutta on mahdollista saavuttaa energian käyttöä tehostamalla. Hyteissä yleensä majoittuu yksi tai korkeintaan kaksi henkilöä. Hyvällä ilmanvaihdolla ja ilmastoinnilla voidaan saavuttaa myös hytteihin lämpöviihtyvyys, joka takaa terveellisen ja mukavan oleskelun hyteissä.

Lopputuloksena voitiin todeta, että Elomaticin ehdottama fancoil-järjestelmä osoittautui laskelmissa energiatehokkaaksi järjestelmäksi myös kylmissä olosuhteissa. Työn toimintaympäristössä fancoil-järjestelmän kuluttama energiamäärä oli noin 30 prosenttia vähemmän kuin yksikanava -järjestelmän sähköisellä jälkilämmityksellä. Energian säästymisen myötä vähenevät myös energian tuottamisessa syntyvät kasvihuone- ja pakokaasupäästöt. Lisäksi

kylmässä ympäristössä voidaan lisäeristyksellä saavuttaa merkittävää energian säästöä lämmityksessä.

Työn tavoitteena oli osoittaa vaihtoehdon 2 eli fancoil-järjestelmän energiatehokkuus kylmissä operointilämpötiloissa ja siinä onnistuttiin. Laivan ilmastointijärjestelmät ovat kuitenkin monimutkaisia järjestelmiä. Työssä ei lähdetty selvittämään kaikkia osa-alueita kuten kanaviston pituutta ja asennustyötä, ilmastoinnin automaatiota, hyttien käyttöastetta tai -aikaa, järjestelmien vaatimien jäähdytysvesiputkien (AC cooling) määrää; pumppujen puhaltimien tai kanaviston kitkavastusta jne. Näillä edellä mainituilla saattaisi olla tuloksia tasoittavia vaikutuksia, mutta kuitenkin yksinkertaisilla laskuilla pystyttiin selkeästi osoittamaan järjestelmien välinen ero energian kulutuksessa, mikä oli työn lähtökohta.

Lähteet

ABB. Marine Energy Efficiency Guide. Viitattu 25.4.2023. Elomatic Oy. Vain sisäiseen käyttöön.

Elomatic Oy 2020. Viitattu 20.7.2022 <https://www.elomatic.com/fi/>

Ilmatieteenlaitos 2023. Lämmitystarveluku. Viitattu 31.1.2023.

<https://www.ilmatieteenlaitos.fi/lammitystarveluvut>

IMO 1992. SOLAS Consolidated Edition. Kuudes painos vuosi 2014. IMO

IMO 1974. SOLAS. Viitattu 26.7.2022.

[https://www.imo.org/en/About/Conventions/Pages/International-Convention-for-the-Safety-of-Life-at-Sea-\(SOLAS\),-1974.aspx](https://www.imo.org/en/About/Conventions/Pages/International-Convention-for-the-Safety-of-Life-at-Sea-(SOLAS),-1974.aspx)

IMO 2023. MSC. Viitattu 5.3.2023.

[https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MSCResolutions/MSC.98\(73\).pdf](https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MSCResolutions/MSC.98(73).pdf)

ISO-7547 Standardi

Kirjavainen, M. 2016. Ilmastoinnin jakelujärjestelmät. Luentosarja. Viitattu 22.7.2022. Elomatic Oy. Vain sisäiseen käyttöön.

Koja Oy. Viitattu 21.7.2022. <https://www.koja.fi/>

Koja Oy 2022. Future Marine Air Handling Unit -esite. Viitattu 30.12.2022.

Lapin Yliopisto – Arktinen Keskus. Viitattu 27.7.2022.

<https://www.arcticcentre.org/FI/arktinenalue>

Lehtinen, J. 2015. Excel-laskuri. Viitattu 2.1.2023. Elomatic Oy. Vain sisäiseen käyttöön.

Motiva. <https://www.motiva.fi/>. Viitattu 18.3.2023.

Motiva. Kulutuksen normitus. Viitattu 17.3.2023.

[https://www.motiva.fi/julkinen_sektori/kiinteiston_energian_kaytto/kulutuksen_normitus](https://www.motiva.fi/julkinen_sektori/kiinteiston_energian kaytto/kulutuksen_normitus)

Mäkelä M., Soininen L., Tuomola S., Öistämö J. 2009. Tekniikan kaavasto. 3. uudistettu painos. Tampere: Tammertekniikka.

Paroc Oy 2023. Viitattu 20.2.2023. <https://www.paroc.com/applications/marine-and-offshore>

Peda.net. Viitattu 25.4.2023.

https://peda.net/jamsa/lukio/oppiaineet/fysiikka/fhf/at/tr:file/download/406b0dbbb_eba8229e9b76fca33101cd57fc2eab0/teht%C3%A4vien%20ratkaisut.pdf

Resolute Canada weather averages. Viitattu 23.1.2023.

<https://www.worldweatheronline.com/resolute-weather-averages/nunavut/ca.aspx>

Sandberg, E. 2014. Sisäilmasto ja ilmastointijärjestelmät Ilmastointiteknikka Osa 1. Talotekniikka-Julkaisut Oy. Tammerprint 2014.

Sandberg, E. 2014. Ilmastointilaitoksen mitoitus Osa 2. Talotekniikka-Julkaisut Oy. Tammerprint 2014.

Shipping Portlet. Viitattu 18.2.2023. portlets.arcticportal.org - Northeast Passage

Ship specification, 2022. Viitattu 20.7.2022. Elomatic Oy. Vain sisäiseen käyttöön.

Siren, T. 2009. Perustietoa laivanrakennuksesta ja sisustussuunnittelusta – sekä niitä ohjaavista säännöistä. Viitattu 2.1.2023. Elomatic Oy. Vain sisäiseen käyttöön.

Varis, M. 2022. Haastattelu. Elomatic Oy Turku Senior advisor Mikko Varista haastatteli 29.11.2022 Kirsi Lehtilä.

World Bunker prices. Viitattu 25.4.2023. <https://shipandbunker.com/prices>

Wärtsilä Oy. Viitattu 24.4.2023.

<https://www.wartsila.com/marine/products/engines-and-generating-sets/dual-fuel-engines/wartsila-31>

Ympäristöministeriö, Asunto- ja rakennusosasto. Lämmöneristysohjeet C4 2003. Viitattu 20.2.2023. <https://www.finlex.fi>

Ympäristöministeriö, Rakennetun ympäristön osasto. D3 Suomen rakentamismääräyskokoelma. Rakennusten energiatehokkuus 2012. Viitattu 20.2.2023. <https://www.finlex.fi>

Kaava 1. Ensimmäisen asteen yhtälö. Peda.net 2023.

<https://peda.net/joensuu/lukiot/jyk/oppiaineet2/pitk%C3%A4-matematiikka/pitk%C3%A4-matematiikka/yleist%C3%A4/3eayje2/3eayje2>

Kaava 2. Lämpöenergia. Sandberg, E. 2014. Sisäilmasto ja ilmastointijärjestelmät Ilmastointiteknikka Osa 1. Liite 3. Talotekniikka-Julkaisut Oy. Tammerprint 2014.

Kaava 3. Lämpöenergia. Sandberg, E. 2014. Sisäilmasto ja ilmastointijärjestelmät Ilmastointiteknikka Osa 1. Liite 3. Talotekniikka-Julkaisut Oy. Tammerprint 2014.

Kaava 4. Lämmitysteho. Sandberg, E. 2014. Sisäilmasto ja ilmastointijärjestelmät Ilmastointiteknikka Osa 1. Liite 3. Talotekniikka-Julkaisut Oy. Tammerprint 2014.

Kaava 5. Jäähdytysteho. Sandberg, E. 2014. Sisäilmasto ja ilmastointijärjestelmät Ilmastointiteknikka Osa 1. Liite 3. Talotekniikka-Julkaisut Oy. Tammerprint 2014.

Kaava 6. Ilmavirtojen sekoituspiste. Sandberg, E. 2014. Ilmastointilaitoksen mitoitus Osa 2, sivu 136. Talotekniikka-Julkaisut Oy. Tammerprint 2014.

Kaava 7. Lämpötilasuhde. Sandberg, E. 2014. Ilmastointilaitoksen mitoitus Osa 2, sivu 134. Talotekniikka-Julkaisut Oy. Tammerprint 2014.

Kaava 8. Lämmönsiirtimen lämpötilasuhde. Sandberg, E. 2014. Ilmastointilaitoksen mitoitus Osa 2, sivu 134. Talotekniikka-Julkaisut Oy. Tammerprint 2014.

Kaava 9. Kulutuksen normitus. Motiva 2023.

https://www.motiva.fi/julkinen_sektori/kiinteiston_energiankaytto/kulutuksen_normitus

Kaava 10. Polttoaineen teho. Peda.net 2023.

https://peda.net/jamsa/lukio/oppiaineet/fysiikka/fhf/at/tr:file/download/406b0dbbb_eba8229e9b76fca33101cd57fc2eab0/teht%C3%A4vien%20ratkaisut.pdf

Kaava 11. Lämpöhäviöt. Suomen Rakentamismääräyskokoelma D3 2023.

<https://www.finlex.fi>

Kuva 1. Arktiset merireitit Pohjoisella jäämerellä. Viitattu 18.2.2023. [Arktiset merireitit \(arcticcentre.org\)](https://arcticcentre.org)

Kuva 2. Elomatic Oy. Perustietoa laivanrakennuksesta ja sisustussuunnittelusta. Viitattu 21.11.2022. Toimeksiantajan Intranet. Vain sisäiseen käyttöön.

Kuva 3. Kiertoilmakoneen toimintaperiaate. Koja Oy 2022. Future Marine Air Handling Unit -esite. Viitattu 30.12.2022. Vain sisäiseen käyttöön.

Kuva 4. Kiekkokoneen toimintaperiaate. Koja Oy 2022. Future Marine Air Handling Unit -esite. Viitattu 30.12.2022. Vain sisäiseen käyttöön.

Kuva 5. CFAC Fancoil. Koja Oy 2022. CFAC Fancoil System -esite. Viitattu 12.1.2023. Vain sisäiseen käyttöön.

Kuva 6. Miehistö- ja henkilökunnan hytti. Ship specification. Viitattu 12.1.2023. Vain sisäiseen käyttöön.

Kuva 7. Ilmamääräsäätöinen yksikanava -järjestelmä varustettuna sähköisellä jälkilämmityksellä. Ship specification. Viitattu 12.1.2023. Vain sisäiseen käyttöön.

Kuva 8. Hytti fancoil -järjestelmä. Koja Oy 2022. CFAC Fancoil System -esite. Viitattu 12.1.2023. Vain sisäiseen käyttöön.

Kuva 9. Excel-taulukko, lämmitystilanne. Excel-laskuri. Viitattu 2.1.2023. Elomatic Oy. Vain sisäiseen käyttöön.

Kuva 10. Excel-taulukko, jäädytystilanne. Excel-laskuri. Viitattu 2.1.2023. Elomatic Oy. Vain sisäiseen käyttöön.

Kuva 11. Yhteenveto lämpökuormalaskusta Excelissä. Excel-laskuri. Viitattu 2.1.2023. Elomatic Oy. Vain sisäiseen käyttöön.

Kuva 13. Lisäeristys ulkolaipioihin. Elomatic Oy 2022. Viitattu 30.12.2022. Vain sisäiseen käyttöön.

Lämpö- ja jäähdytyskuormalaskenta – miehistöhytti – ulkolaita, keula

ELOMATIC		HEATING & COOLING LOAD CALCULATION												
SPACE NAME	SPACE PCS	DECK	FRAMES			SPACE TEMP COOLING					SPACE TEMP HEATING			
ENGINEER CABIN	1	03				INDOOR	24 °C					INDOOR	22 °C	
ADJOINING SPACES	PCS	LOAD	DIMENSIONS			AREA	To	Td	Qs	Ql	Qt	To	Td	Qw
	KEY		[m]		[m]	[m ²]	[°C]	[°C]	[kW]	[kW]	[kW]	[°C]	[°C]	[kW]
Deck over		0,45				18,0	24	0	0,000		0,000	22	0	0,000
Deck under		0,45				18,0	24	0	0,000		0,000	22	0	0,000
Outboard bulkhead		0,45	0		0	0,0	0	8	0,000		0,000	0	22	0,000
Forward bulkhead		0,45	3,3		2,2	7,3	24	0	0,000		0,000	-50	72	0,235
After bulkhead		0,45	0		0	0,0	0	8	0,000		0,000	0	22	0,000
Inboard bulkhead		0,9	13,9		2,2	30,6	20	-4	0,110		0,110	22	0	0,000
Windows	1	3,5	0,45		0,65	0,3	32	8	0,008		0,008	-50	72	0,074
Lights		0,002				18,0			0,036		0,036			
Equipments									0,000		0,000			
Number of Persons	1								0,055	0,080	0,135			
Solar radiation, deck over		0,45	0		0	0,0	44	20	0,000		0,000			
Solar radiation, bulkhead		0,45	3,3		2,2	7,3	48	24	0,078		0,078			
Solar radiation, windows						0,29			0,102		0,102			
Air quantity of cooling mode			0,039	m ³ /s										
			141,0	m ³ /h										
Air quantity of heating mode			0,026	m ³ /s										
			92,7	m ³ /h										
Room minimum rate of change			0,000	m ³ /s										
			0,0	m ³ /h										
Number of persons	1		0,007	m ³ /s										
Minimum fresh air per person [m3/s]	0,007		25,2	m ³ /h										
KEY						SUMMARY						Hull or Job no:		
1 = Deck over (k=0,45)	Qs	= Heat load, sensible	Area, m ²	18	m ²	Sum, Qs	0,390	kW	Checked by:					
2 = Deck under (k=0,45)	Ql	= Heat load, latent	Height	2,2	m	Sum, Ql	0,080	kW	Changed by:					
3 = Outboard bulkhead (k=0,45)	Qt	= Heat load, total	Volume	39,6	m ³	Sum, Qt	0,470	kW						
4 = Forward bulkhead (k=0,45)	Qw	= Heat load, winter	R of C	3,6	1/h	Sum, Qw	0,309	kW						
5 = After bulkhead (k=0,45)	Td	= Temperature differences							Qv	0,039	m ³ /s			
6 = Inboard bulkhead (k=0,9)	To	= Temp of adjoining space or outside							Qv,winter	0,020	m ³ /s			
7 = Lights (20 W/m2)									Determinant	Heating Load				
8 = Equipments	Qv	= Total air volume needed										HEATING & COOLING LOAD CALCULATION		
9 = Personnel												File name		
												Version		

Lämpö- ja jäähdytyskuormalaskut – Yhteenveto

MFZ	DECK	SPACE NAME	VOLUME [m ³]	AIR CHANGES PER HOUR [1/h]	AIR VOLUME FLOW RATE q _v [m ³ /s]	AIR MASS FLOW RATE q _m [kg/s]	HEAT LOAD, total Q _t [kW]	HEAT LOAD, winter Q _w [kW]	FRESH AIR PER PERSON [m ³ /s]	AIR QUANTITY OF COOLING MODE [m ³ /s]	AIR QUANTITY OF HEATING MODE [m ³ /s]
C	3	03C18	23,1	5	0,032	0,039	0,387	0,345	0,015	0,032	0,029
C	3	03C16	25,3	6,4	0,045	0,054	0,537	0,373	0,015	0,045	0,031
C	3	03C14	24,2	6,4	0,043	0,052	0,520	0,337	0,015	0,043	0,028
C	3	03C10	22,0	10,9	0,067	0,080	0,502	0,740	0,015	0,042	0,062
C	3	03C08	22,0	5,6	0,034	0,041	0,410	0,259	0,015	0,034	0,022
C	3	03C06	22,0	5,6	0,034	0,041	0,410	0,259	0,015	0,034	0,022
C	3	03C04	22,0	5,6	0,034	0,041	0,410	0,259	0,015	0,034	0,022
C	3	03C02	30,8	6,8	0,058	0,070	0,701	0,650	0,015	0,058	0,054
C	3	03C20	31,9	4,3	0,038	0,046	0,458	0,345	0,015	0,038	0,029
C	3	03C24	39,6	2,9	0,032	0,038	0,386	0,309	0,015	0,032	0,026
C	3	03C26	39,6	3,6	0,040	0,048	0,470	0,309	0,015	0,039	0,026
Σ					0,457	0,549		4,185	0,165	0,433	0,349
								Cooling loads		Heating loads	Heat losses
NOTES:											
* Cabins Deck 3 P-side											
** Heating and cooling load calculation are based on JLE's excel sheet											

Lämmöntehon tarve – Vaihe 1 - Vaihtoehto 1

ALTERNATIVE 1: SINGLE DUCT SYSTEM WITH RETURN AIR									
Default temperature for cabin air: 22°C					t_{out} [°C]	$t_{pre-heated}$ [°C]	t_{mix} [°C]	$t_{re-heated}$ [°C]	$t_{in\ cabin}$ [°C]
Default temperature for AHU air: 32°C		Winter			-50	5	14	32	22
AC-HEATING / AIR SIDE									
Winter:									
Φ [kW] = $\rho_i \cdot q_{vi} \cdot c_{pi} \cdot \Delta T_i$									
Φ = heating capacity [kW]				c_{pi} = air spesific heat capacity [kJ/(kgK)]					
ρ_i = Air density [kg/m ³]									
q_{vi} = volume flow rate [m ³ /s]									
ΔT_i = air temperature [°C or K]									
Air quacity of heating mode: 0,349m ³ /s									
Exhaust air through the toilets (15l/s per toilet): 0,165m ³ /s									
Fresh air needed:0,165m ³ /s									

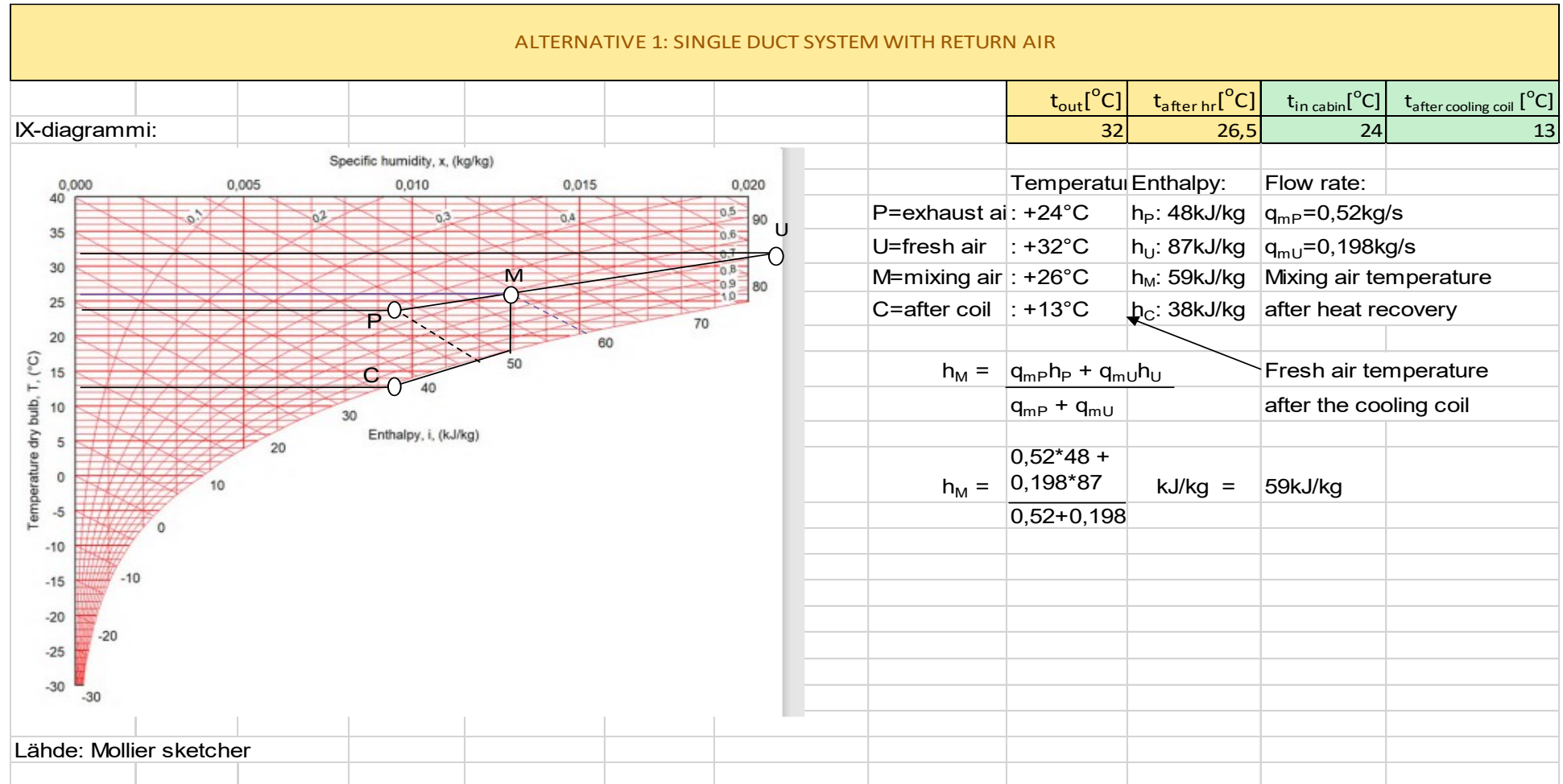
Lämmöntehon tarve – Vaihe 2 – Vaihtoehto 1

ALTERNATIVE 1: SINGLE DUCT SYSTEM WITH RETURN AIR									
In order to reach a mixed air temperature of +14°C, the fresh air has to be preheated to +5 °C when the re-circulated air temperature is +22°C					$t_{out}[°C]$	$t_{pre-heated}[°C]$	$t_{mix}[°C]$	$t_{re-heated}[°C]$	$t_{in\ cabin}[°C]$
					-50	5	14	32	22
Air temperature after pre-heating									
349*14=184*22+x*165 x=5,1°C									
Pre-heating:		$\Phi [kW] = \rho_i * q_{vi} * c_{pi} * \Delta T_i$			Result:		10,89+7,54=18,4kW		
$\Phi [kW]$	10,89						0,349m ³ /s or 349 l/s is +32°C		
$q_{vi} [m^3/s]$	0,165	Needed from the ship's system to heat the fresh air to +5°C							
$\Delta T_i [°C]$	55						This amount of air covers the heat loss in the cabins		
$\rho_i [kg/m^3]$	1,2								
$c_{pi} [kJ/kgK]$	1,0								
Re-heating:							Heating situation: +32 degree air 349l/s		
$\Phi [kW]$	7,54						Cooling situation: +14 degree air 433l/s		
$q_{vi} [m^3/s]$	0,349								
$\Delta T_i [°C]$	18								
$\rho_i [kg/m^3]$	1,2								
$c_{pi} [kJ/kgK]$	1,0								

Jäähdytystehon tarve – Vaihe 1 - Vaihtoehto 1

ALTERNATIVE 1: SINGLE DUCT SYSTEM WITH RETURN AIR															
Default temperature for cabin air: 24°C		Summer						<table border="1"> <tr> <th>$t_{out}[°C]$</th> <th>$t_{in}[°C]$</th> <th>$t_{in\ cabin}[°C]$</th> </tr> <tr> <td>32</td> <td>14</td> <td>24</td> </tr> </table>		$t_{out}[°C]$	$t_{in}[°C]$	$t_{in\ cabin}[°C]$	32	14	24
$t_{out}[°C]$	$t_{in}[°C]$	$t_{in\ cabin}[°C]$													
32	14	24													
Default temperature for AHU air: 14°C		Summer													
AC-COOLING / AIR SIDE															
Summer:															
$\Phi_{air} = \rho_i * q_{vi} * \Delta h_i$															
						Air quality of cooling mode: 0,433m3/s									
Φ_{air} = cooling capacity [kW]															
ρ_i = air density [kg/m3]						Exhaust air through the toilets 15l/s per toilet): 0,165m3/s									
q_{vi} = volume flow rate [m3/s]															
Δh_i = enthalpy [kJ/(kgK)]						Fresh air needed: 0,165m3/s									
Fresh air: 32°C RH70		0,198	kg/s	(0,165m3/s)											
						32 degree air cooled to 14 degree									
Cabin air : 24°C RH50		0,322	kg/s	(0,268m3/s)											
h_{fresh}		(enthalpy)	87 kJ/kg												
$h_{return\ from\ cabin}$		(enthalpy)	48 kJ/kg												

Jäähdytystehon tarve – Vaihe 2 - Vaihtoehto 1



Jäähdytystehon tarve – Vaihe 3 - Vaihtoehto 1

ALTERNATIVE 1: SINGLE DUCT SYSTEM WITH RETURN AIR									
AHU:									
$\Phi_{air} [kW] = \rho_i [kg/m^3] * q_i [m^3/s] * \Delta hi [kJ/kg]$					Air after cooling radiator				
					[°C]		13		
$\Phi_{air} [kW] = 1,2 * 0,165 * (87-38) = 9,7$					(32 > 13)		[kJ/kg]		
Required for air cooling (fresh air)					RH		38		
$\Phi_{air} [kW] = 1,2 * 0,268 * (59-38) = 6,75$									
Required for air cooling (return air)					Air temperature after the cooling coil +13°C				
					> the fan energy raises to the air temperature +14°C				
Result:									
9,7+6,75=16,4 kW is cooling capacity of the cabins when the outdoor temperature is +32°C RH70									

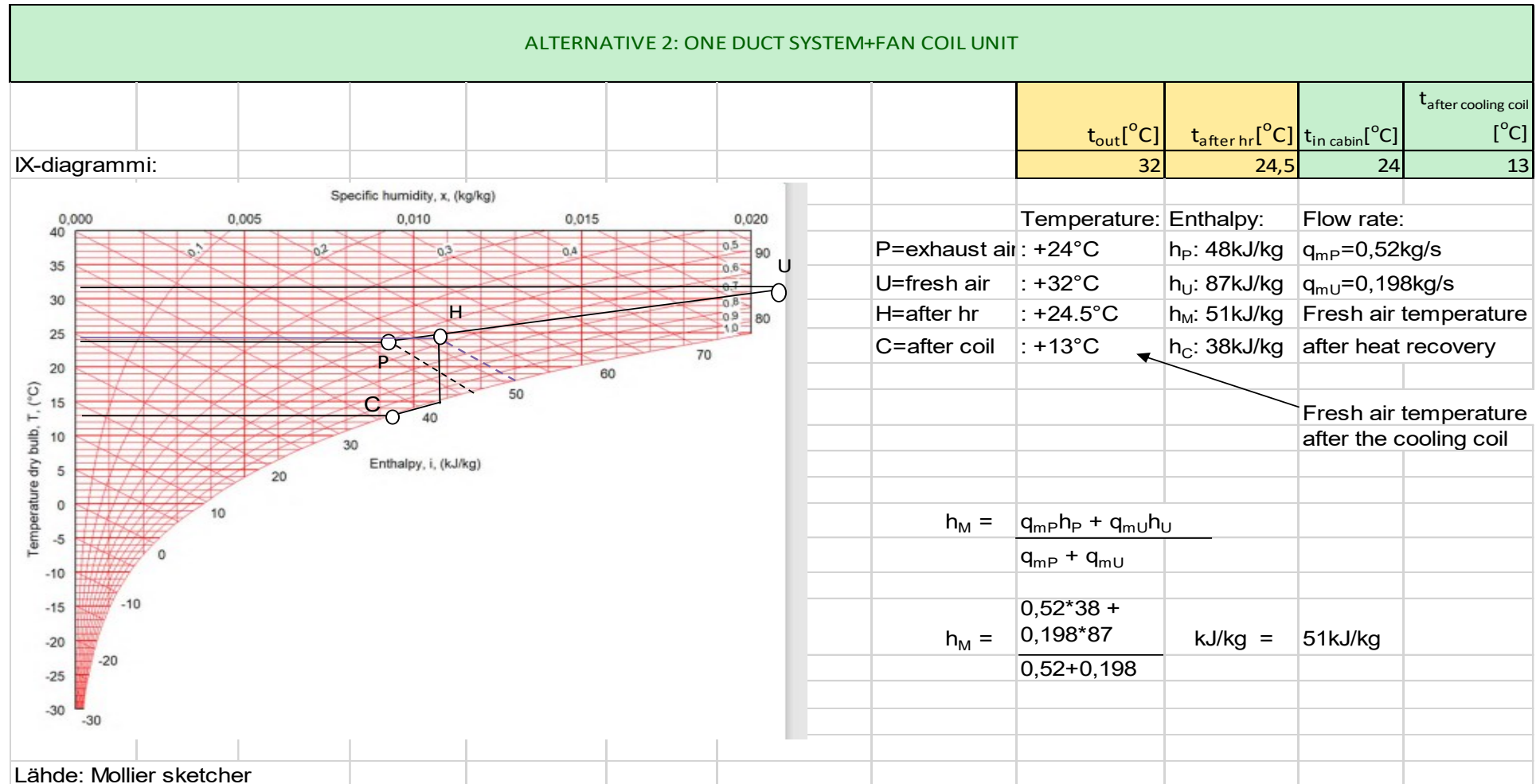
Lämmöntehon tarve – Vaihtoehto 2

ALTERNATIVE 2: ONE DUCT SYSTEM+FAN COIL UNIT									
Default temperature for cabin air: 22°C					$t_{out}[°C]$	$t_{pre-heated}[°C]$	$t_{after LTO}[°C]$	$t_{re-heated}[°C]$	$t_{in cabin}[°C]$
Default temperature for AHU air: 38°C					-50	-20	5	38	22
AC-HEATING / AIR SIDE					$t_{re-heated}[°C] = 0,520 W / (0,027 m^3/s : 1,2 kJ/m^3)$				
Winter:					$t_{re-heated}[°C] = 0,520 kJ/s / (0,027 m^3/s : 1,2 kJ/m^3)$				
$\Phi [kW] = \rho_i * q_{vi} * c_{pi} * \Delta T_i$					$t_{re-heated}[°C] = 16$				
Pre-heating:					$> t_{re-heated}[°C] = 16+22 = 38$ Needed to heat the air to recover heat losses				
$\Phi [kW]$	5,94	$\Phi [kW]$	6,53						
$q_{vi} [m^3/s]$	0,165	$q_{vi} [m^3/s]$	0,165						
$\Delta T_i [°C]$	30	$\Delta T_i [°C]$	33	Air quacity of heating mode: 0,349m3/s					
$\rho_i [kg/m^3]$	1,2	$\rho_i [kg/m^3]$	1,2						
$c_{pi} [kJ/kgK]$	1,0	$c_{pi} [kJ/kgK]$	1,0	Exhaust air through the toilets 15l/s per toilet): 0,165m3/s					
Heat recovery wheel: (IX-diagram with an efficiency of 80%)					Fresh air needed: 0,165m3/s				
Fresh air					Heat recovery from return air 80%				
$\Phi [kW]$	4,95								
$q_{vi} [m^3/s]$	0,165								
$\Delta T_i [°C]$	25								
$\rho_i [kg/m^3]$	1,2								
$c_{pi} [kJ/kgK]$	1,0	From -20 degrees to +5 degrees)			Result:				
(Power of the heat recovery wheel)					5,94+6,53=12,47kW				

Jäähdytystehon tarve – Vaihe 1 - Vaihtoehto 2

ALTERNATIVE 2: ONE DUCT SYSTEM+FAN COIL UNIT					
Default temperature for cabin air: 24°C	Summer				
Default temperature for AHU air: 14°C	Summer				
				$t_{out}[^{\circ}C]$	$t_{in}[^{\circ}C]$
				32	14
					$t_{in\ cabin}[^{\circ}C]$
					24
AC-COOLING / AIR SIDE					
Summer:					
$\Phi_{air} = \rho_i * q_{vi} * \Delta h_i$					
Air quantity of cooling mode: 0,433m ³ /s					
Φ_{air} = cooling capacity [kW]					
ρ_i = air density [kg/m ³]					
Exhaust air through the toilets 15l/s per toilet): 0,165m ³ /s					
q_{vi} = volume flow rate [m ³ /s]					
Δh_i = enthalpy [kJ/(kgK)]					
Fresh air needed: 0,165m ³ /s					
Recovery from return air 80%					
Fresh air:	32°C RH70	0,198	kg/s	(0,165m ³ /s)	
h_{fresh}	(enthalpy)	87	kJ/kg		
h	(enthalpy)	51	kJ/kg		
(Fresh air after heat recovery wheel)					

Jäähdytystehon tarve – Vaihe 2 - Vaihtoehto 2



Jäähdytystehon tarve – Vaihe 3 - Vaihtoehto 2

ALTERNATIVE 2: ONE DUCT SYSTEM+FAN COIL UNIT									
AHU:									
					Air after heat recovery		Air after cooling radiator		
Φ [kW] = q [m3/s] * Δh [kg/kJ] * 1,2					[°C]	24,5	13		
					RH	55	90		
Φ [kW] = 0,165*(51-38)*1,2= 2,574					h	51	38		
Required for air cooling (fresh air)									
The power required by the cabins from the ship's refrigeration compressors									
2,574/11=0,234kW per cabin fresh air cools (14°C air to the cabin) (234W)					Air temperature after the cooling coil +13°C				
> the fan energy raises to the air temperature +14°C									
Fan coil:									
Total cooling capacity of the cabins									
4,185 kW (appendix 3)									
Result:									
Φ [kW] = 2,574+4,185=6,76 is cooling capacity of the cabins when the outdoor temperature is +32°C RH70									