



Nalle Piilola

Venemoottorin lämmönvaihtimen suunnittelu ja valmistus

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Ajoneuvotekniikka

Insinöörityö

6.5.2024

Tiivistelmä

Tekijä:	Nalle Piilola
Otsikko:	Venemoottorin lämmönvaihtimen suunnittelu ja valmistus
Sivumäärä:	27 sivua + 5 liitettä
Aika:	6.5.2024

Tutkinto:	Insinööri (AMK)
Tutkinto-ohjelma:	Ajoneuvotekniikka
Ammatillinen pääaine:	Ajoneuvosuunnittelu
Ohjaajat:	Ohjaaja Joel Kontturi

Oppinäytetyön tarkoituksena oli suunnitella ja valmistaa käyttötarkoitukseen sopiva venemoottorin lämmönvaihdin. Tavoitteena oli perehtyä polttomoottorin jäähdytyksen teoriaan ja valmistaa mahdollisimman toimiva lopputuote.

Työssä laskettiin sisämoottorillisen veneen lämmönvaihtimelle tarvittava pinta-ala ja virtausgeometriset ominaisuudet. Laskennan tulokset varmistettiin virtaussimuloinnilla tehdyn lämmönsiirtoanalyysin sekä valmiin lämmönvaihdinlaskurin avulla. Työssä jouduttiin mittaamaan ne nesteiden lähtöarvot, joita ei muuten saatu selville.

Työn valmistuttua veneeseen saatiin sopiva lämmönvaihdin. Laskenta suoritettiin yksinkertaistettuna vain yhdelle moottorin kierrosluvulle ja nesteiden lähtöarvoille. Mitoituksessa käytettiin varmuuskerrointa, koska joitain ominaisuuksia jouduttiin oletta-
maan ja koska olosuhteet voivat vaihdella eivätkä välttämättä vastaa täysin lasken-
nassa käytettyjä.

Avainsanat:	lämmönvaihdin, NTU-menetelmä, jäähdytysjärjestelmä, venemoottori
-------------	---

Tämän oppinäytetyön alkuperä on tarkastettu Turnitin Originality Check -ohjelmalla.

Abstract

Author: Nalle Piilola
Title: Boat Engine Heat Exchanger Desing and Manufacture
Number of Pages: 27 pages + 5 appendices
Date: 6 May 2024

Degree: Bachelor of Engineering
Degree Programme: Automotive Engineering
Professional Major: Vehicle Design Engineering
Supervisors: Joel Kontturi, Project Manager

The objective of this Bachelor's thesis was to design and manufacture a heat exchanger for a boat engine that is suitable for its intended use. The goal was to delve into the theory of internal combustion engine cooling and to produce a highly functional final product.

In the thesis, the necessary surface area and flow geometric characteristics for an in-board boat engine heat exchanger were calculated. The results of the calculations were confirmed through a heat transfer analysis conducted via flow simulation, as well as with the use of a preexisting heat exchanger calculator. The work also involved measuring those initial fluid values that could not be otherwise determined.

Upon completion of the thesis, an appropriate heat exchanger was installed in the boat. The calculations were performed in a simplified manner for just one engine speed and initial fluid values. A factor of safety was considered in the sizing because some properties had to be presumed, and because conditions may vary or may not correspond exactly to those used in the calculations.

Keywords: Heat exchanger, NTU-method, cooling system, boat motor

Sisällys

Lyhenteet

1	Johdanto	1
2	Jäähdytyksen teoria	1
2.1	Polttomoottorin jäähdytys	1
2.2	Veneen jäähdytysjärjestelmä	1
2.3	Lämmönvaihtimet	3
2.4	Konvektio	3
2.5	Konduktio	4
2.6	Lämpösäteily	4
3	Laskeminen	4
3.1	Lämmönvaihtimelta tarvittavan jäähdytystehon arviointi	5
3.2	Nesteiden tilavuusvirrat	6
3.2.1	Raakavesi	6
3.2.2	Moottorin jäähdytinneste	7
3.3	Lämmönsiirtokertoimet	9
3.4	NTU-menetelmä	14
4	Suunnittelu	17
4.1	Huomioitavia seikkoja	17
4.2	Teräksen valinta	18
4.3	Piirtäminen ja mallintaminen	19
5	CFD-analyysi	21
6	Valmistus	22
6.1	Komponenttien valmistus	22
6.2	Kokoonpano	24
6.3	Painetestaus	26
7	Yhteenveto	26
	Lähteet	27

Liitteet

Liite 1: Laskenta

Lyhenteet

CAD: *Computer-aided design*, tietokoneavusteinen suunnittelu

CFD: *Computational fluid dynamics*, virtausten numeraalinen mallinnus

kW: Kilowatti, tehon yksikkö

LMTD: *Logarithmic mean temperature difference*, lämmönvaihtimen laskentametodi

LPM: Litres per minute, tilavuusvirta

NTU: Number of transfer units, lämmönvaihtimen laskentametodi

RPM: *Rounds per minute*, kierrosluku minuutissa

1 Johdanto

Tämän opinnäytetyön tavoitteena on suunnitella ja valmistaa lämmönvaihdin sisämoottorillisen veneen uudelle moottorille siten, että se toimisi osana moottorin alkuperäistä jäähdytysjärjestelmää.

Veneeseen vaihdettiin alkuperäisen Valmet 411 CSM -moottorin tilalle BMW M57D29 commonrail -dieselmoottori, joka on huomattavasti tehokkaampi kuin vanha moottori, jolloin myös jäähdytystehon tarve on suurempi.

Työssä keskitytään lämmönvaihtimen laskemiseen ja suunnitteluun sekä otetaan huomioon jäähdytystehon lisäksi muut venekäytön vaatimukset, kuten materiaalivalinnat.

2 Jäähdytyksen teoria

2.1 Polttomoottorin jäähdytys

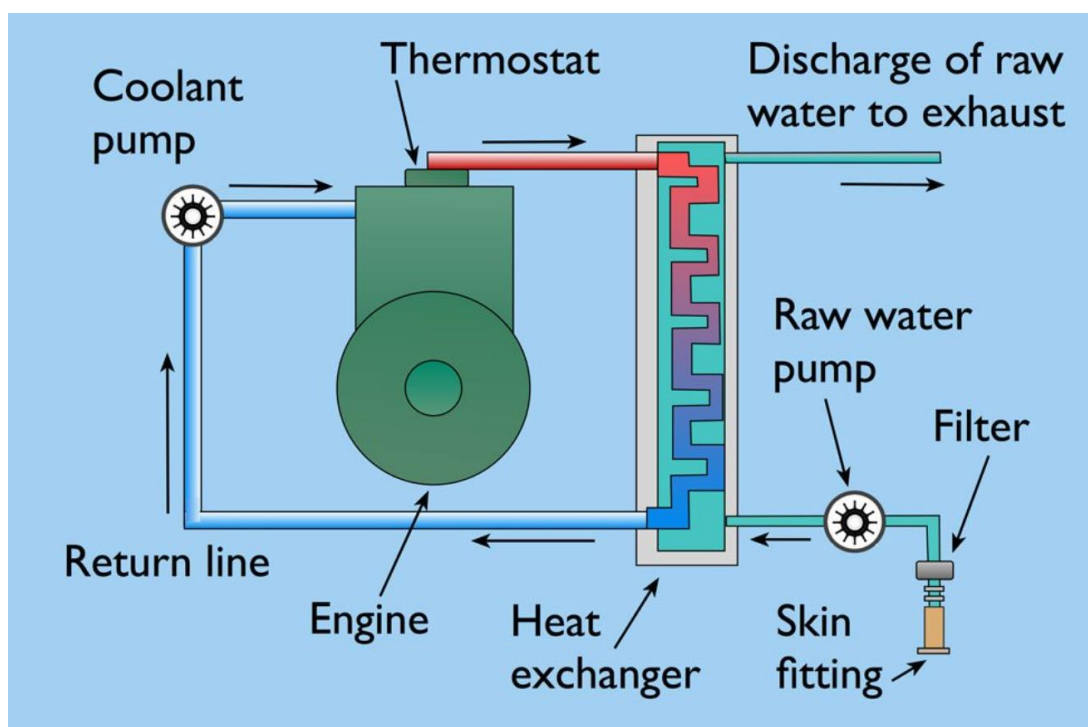
Vain osa polttomoottorissa käytettävän polttoaineen kemiallisesta energiasta muuttuu mekaaniseksi työksi, ja suurin osa energiasta menee hukkaan erilaisina häviöinä. Osa tästä häviölämmöstä poistuu pakokaasujen mukana ja osa siirtyy moottorin rakenneosiin, kuten sylinterikanteen ja sylinterin seinämiin. Moottorin komponenttien pitämiseksi toiminnalle sopivassa lämpötilassa on lämpöä siirrettävä osista pois, toisin sanoen moottoria on jäähdytettävä. [1, s. 315.]

2.2 Veneen jäähdytysjärjestelmä

Vesijäähdytteistä veneen moottoria voidaan jäähdyttää kolmella tavalla. Yleisin tapa on lämmönvaihdinjäähdytys. Lämmönvaihtimen läpi kierrätetään raakavettä, ja toisella puolella lämmönvaihdinta kiertää moottorin jäähdytinnestettä. Raakavedellä voidaan tarkoittaa venekäytössä joko meri- tai järvivettä.

Toinen tapa on suora raakavesijäähdytys, jossa raakavesi kiertää suoraan moottorilohkon sisällä. Tämä on yksinkertainen ratkaisu, mutta suurimpana haittapuolena on jäähdytysveden korroosiovaikutus moottorin sisällä sekä jäähdytysveden sisältämien mahdollisten epäpuhtauksien kulkeutuminen moottorin jäähdytyskanaviin.

Kolmas tapa on kölijäähdytys, jossa lämmönvaihtimena toimii veneen ulkopuoliset putket tai veneen pohjarakenteessa olevat tankit ja jäähdytyspinnat. Nämä ovat kuitenkin herkempiä vikaantumaan kuin sisäiset lämmönvaihtimet. [2] Kuvassa 1 on nähtävissä lämmönvaihdintyyppinen venemoottorin jäähdytysjärjestelmä.



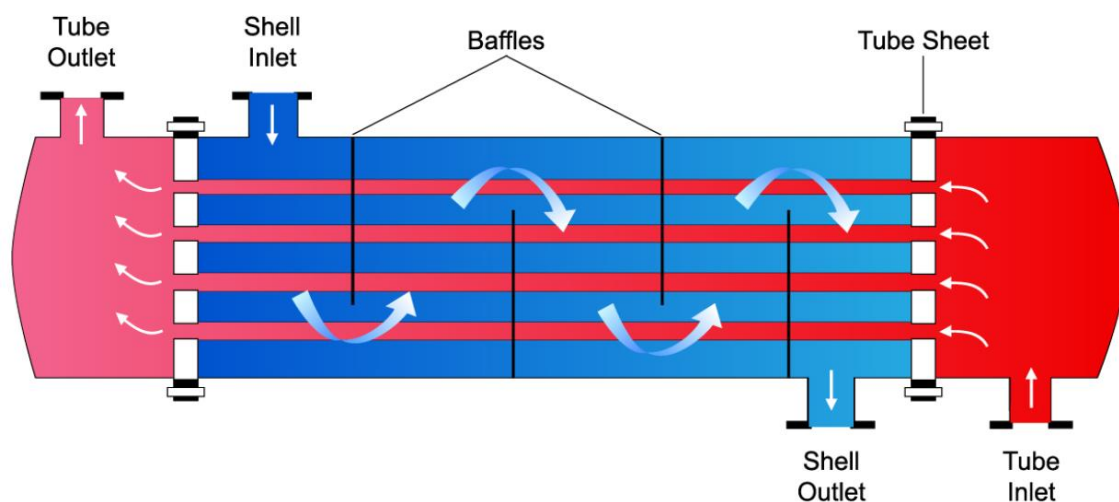
Kuva 1. Havainnekuva tyypillisestä venemoottorin jäähdytysjärjestelmästä [3].

Nestejäähdytteisessä polttomoottorissa lämpö johdetaan moottorin osista ensin jäähdytinnesteeseen, joka luovuttaa lämmön erillisessä jäähdyttimessä joko ulkoilmaan tai toisiojärjestelmän nesteeseen. [1, s. 320.]

Jäähdytinnesteenä polttomoottoreissa käytetään veden ja etyleeniglykolin seosta noin 30 %:n suhteella. Etyleeniglykolin seostaminen veteen vähentää korroosiota moottorissa, estää jäähdytinnesteen jäätymisen talvella sekä nostaa jäähdytysnesteen kiehumispistettä jopa 120 °C:seen 1,4 bar:n paineessa [4].

2.3 Lämmönvaihtimet

Lämmönvaihdin tai lämmönsiirrin on energiatekniikan komponentti, jonka tehtävä on siirtää lämpöenergiaa eri lämpötiloissa olevien fluidien välillä lämmitys- tai jäähdytystarkoituksissa. Yleensä lämpöenergia siirtyy ilman, että fluidit sekoittuvat keskenään. Lämmön siirtyminen lämmönvaihtimessa sisältää yleensä konvektion nesteissä ja konduktion nesteet erottavan seinän läpi. [5] Venemoottoreissa yleisimmin käytössä ovat levylämmönvaihdin ja putkilämmönvaihdin. Kuvassa 2 on läpileikkauskuva tyypillisestä putkilämmönvaihtimesta.



Kuva 2. Havainnekuva putkilämmönvaihtimesta [6].

2.4 Konvektio

Konvektio on lämpöenergian siirtymistä, jossa lämpöenergia siirtyy nesteen tai kaasun virtauksen seurauksena. Konvektio voi olla luonnollista tai pakotettua.

Luonnollinen konvektio tapahtuu, kun lämpötilavaihtelu aiheuttaa tiheyseroja aineessa, mistä syntyy virtausta. Pakotettu konvektio tapahtuu, kun esimerkiksi pumppu pumppaa jäähdytinnestettä. [7, s. 25.]

2.5 Konduktio

Konduktio eli johtuminen on lämmönsiirtymistä, jossa lämpöenergia siirtyy aineen sisäisesti korkeammasta lämpötilasta matalamman lämpötilan suuntaan. Tämä tapahtuu, kun aineen sisäisten kuumien hiukkasten energia siirtyy kylmempiin hiukkasiin ja lämpötilaero tasoittuu. [7, s. 17.] Esimerkiksi jos alumiini-putkea lämmitetään toisesta päästä, lämpenee sen toinenkin pääty. Eri materiaaleilla on sille ominainen lämmönjohtokyky, joka kuvastaa sitä, kuinka hyvin materiaali johtaa lämpöä.

2.6 Lämpösäteily

Säteily tarkoittaa fysiikassa aineen lähettämää energiaa sähkömagneettisten aaltojen välityksellä ympäristöön tai kappaleeseen. Toisin kuin konvektiossa ja konduktiossa energian siirtyminen säteilyllä ei vaadi väliaineen läsnäoloa ja lämpö voi siirtyä myös tyhjiössä. Hyvä esimerkki lämpösäteilystä on auringon säteily maapallolle. [7, s. 27.]

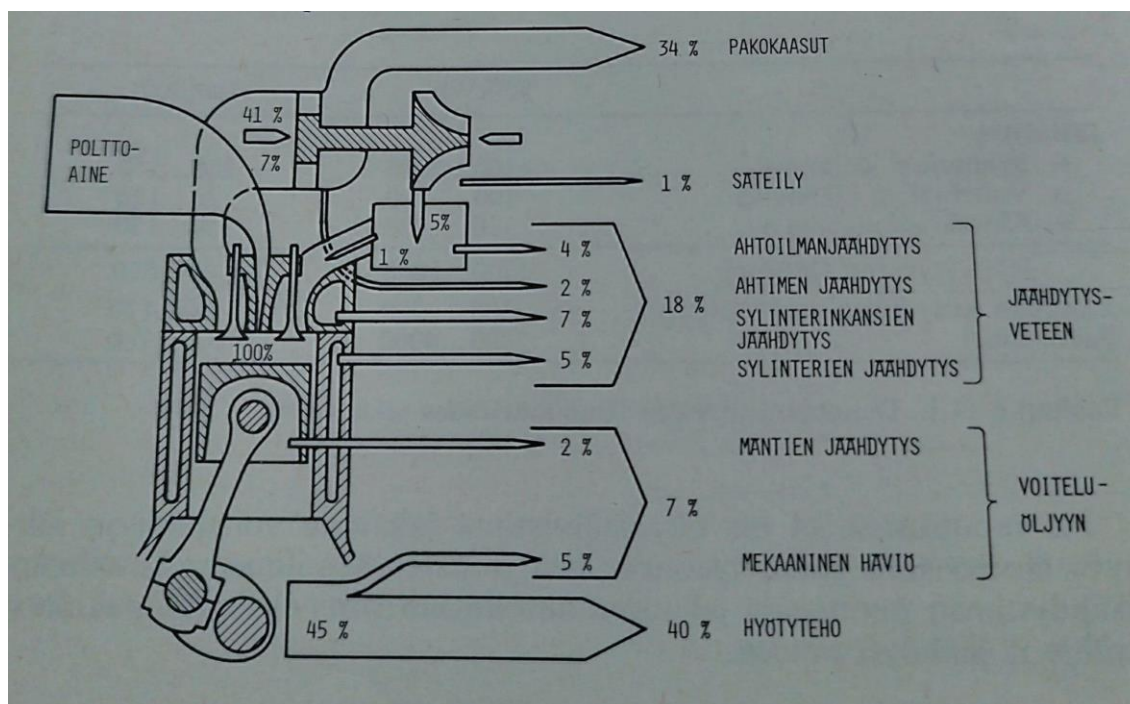
3 Laskeminen

Laskennan tarkoituksena on saada selville lämmönvaihtimelle tarvittava pinta-ala arvioidun jäähdytystehon tarpeen saavuttamiseksi. Laskenta toteutetaan moottorin maksimitehon kierrosluvun 4000 rpm lämpökuorma-arviolla ja nesteiden massavirran arvoilla.

3.1 Lämmönvaihtimelta tarvittavan jäähdytystehon arviointi

Veneellä ajetaan pitkiä aikoja suurella moottorin kuormituksella, joten moottori on huomattavasti suuremmalla rasituksella kuin autossa ja siksi jäähdytysjärjestelmän riittävä jäähdytyskyky korostuu.

Suorasuihkutteisen ahdetun dieselmoottorin kokonaishyötysuhde voi olla jopa 40 % suuren kuormituksen alaisena [1, s. 374]. Yli 50 % polttoaineen mukana tuodusta kemiallisesta energiasta muuttuu hukkalämpöenergiaksi. Tästä noin 30 % poistuu pakokaasujen mukana ja noin 20 % siirtyy jäähdytinnesteeseen. [1, s. 315.] Kuvassa 3 on havainnoillistava kuva dieselmoottorin lämpövirtauksien jakaantumisesta.



Kuva 3. Ahtoilman jäähdytyksellä varustetun dieselin lämpövirrat [1, s. 316].

Lämmönvaihtimelle vaadittava jäähdytysteho voidaan siis arvioida edellä mainituilla hyötysuhteilla. Kohdemoottorin akseliteho on 142 kW. Jäähdytinnesteen lämpökuorman arvio voidaan laskea kaavalla 1

$$E_{\text{jäähd.}} = \frac{P_{\text{akseliteho}}}{40\%} * 20\% \quad (1)$$

jossa $E_{\text{jäähd.}}$ on jäähdytysnesteeseen johtuva lämpöenergia ja $P_{\text{akseliteho}}$ on moottorin ilmoitettu akseliteho, 40 % on moottorin kokonaishyötysuhde ja 20 % on polttoaineen kokonaisenergiasta jäähdytinnesteeseen johtuva energia. Tulokseksi saadaan 71 kW.

Lämmönvaihtimen mitoituksessa käytetään varmuuskerrointa 1,5, joten lämmönvaihdin mitoitetaan teholtaan 100 kW:n tehoiseksi. Varmuuskerrointa käytetään, koska laskennassa tehdään oletuksia ja esimerkiksi likaantuminen aiheuttaa jäähdytystehon alenemaa. Varmuuskertoimen käyttäminen mahdollistaa myös lämmönvaihtimen riittävän jäähdytystehon tapauksessa, jossa yksi tai useampi jäähdytysputki rikkoutuu ja joudutaan tulppaamaan.

3.2 Nesteiden tilavuusvirrat

3.2.1 Raakavesi

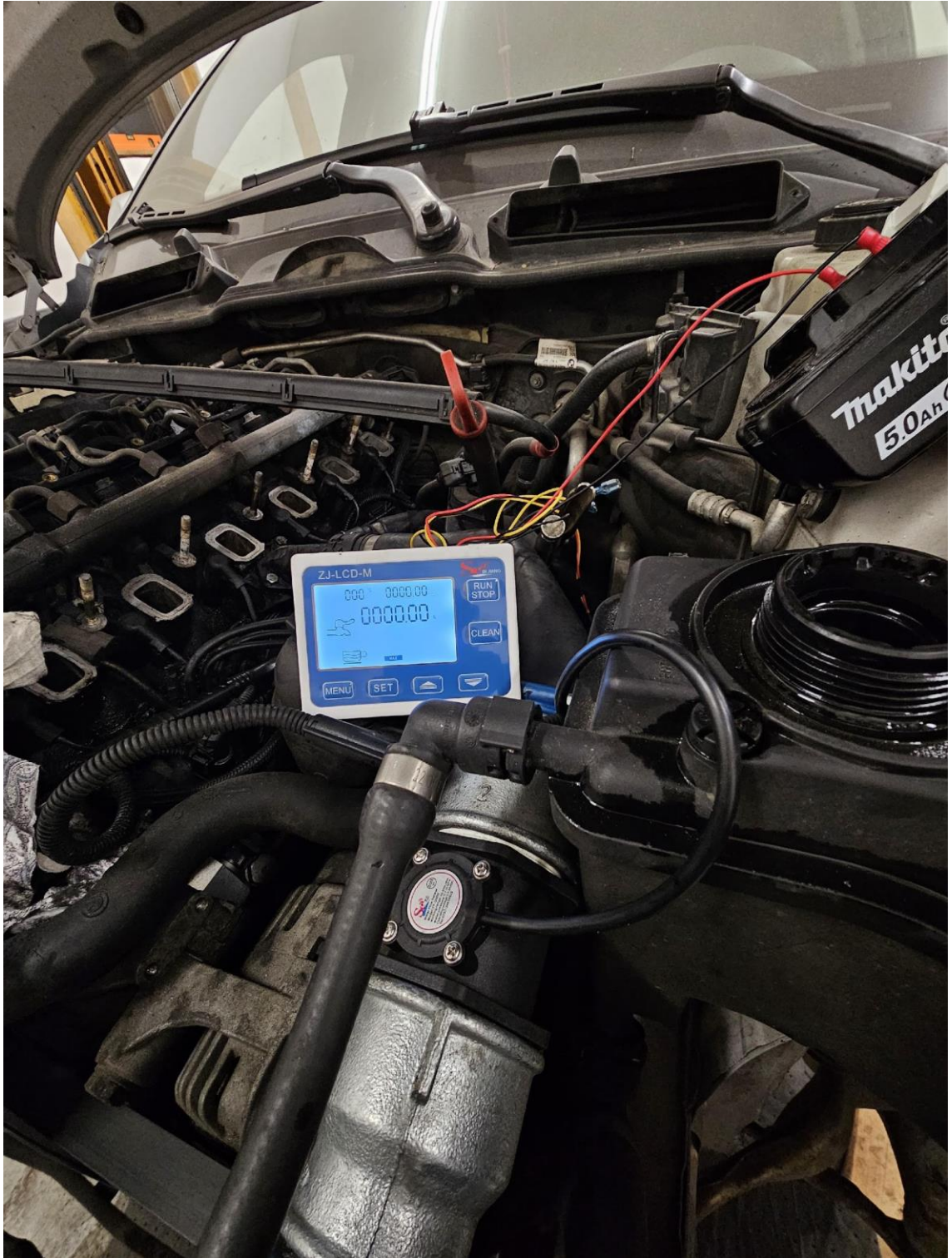
Lämmönvaihdintyyppisessä merimoottorin jäähdytyksessä raakaveden tilavuusvirran tulisi olla vähintään 60 litraa minuutissa jokaista moottorin 75:ttä kilowattia kohden. Lisäksi, jos moottorissa on vesijäähdytteinen pakosarja, tulisi raakaveden tilavuusvirran olla 10 % suurempi. [8] Raakaveden tilavuusvirran $Q_{\text{jäähd.}}$ tarve voidaan laskea kaavalla 2.

$$Q_{\text{jäähd.}} = \frac{P_{\text{akseliteho}}}{75} * 60 \text{ lpm} * 110\% \quad (2)$$

Tilavuusvirran vähimmäistarpeeksi saadaan 125 lpm. Raakavesivesipumppuna tulee toimimaan jo edellisessä moottorissa käytetty hihnavälitteinen Jabsco 5020-200 -siipipyöräpumppu, jonka enimmäistuotto 1500 rpm:llä on 200 lpm.

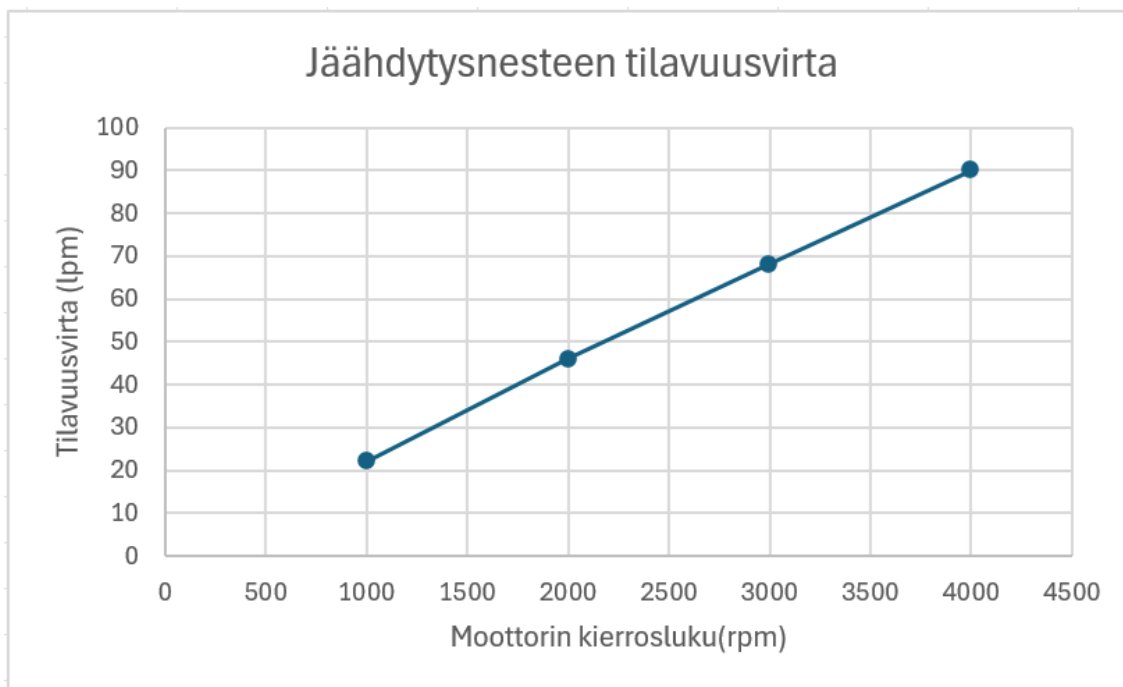
3.2.2 Moottorin jäähdytinneste

Moottorin jäähdytysnesteen tilavuusvirta selvitettiin virtausmittarilla tehdyllä mittauksella, joka on nähtävissä kuvasta 4. Mittaus toteutettiin kohdemoottorin ylävesiletkuun sijoitetulla tilavuusvirtamittarilla. Virtausmittauksella tarkoitetaan putken tai kanavan läpi virtaavan aineen tilavuuden tai massan mittaamista tietyssä ajassa.



Kuva 4. Tilavuusvirtamittari sijoitettuna moottorin ylävesiletkuun.

Mittaus toteutettiin neljällä eri moottorin pyörintänopeudella. Jäähdytysnesteen tilavuusvirta nousi lähes lineaarisesti kierrosluvun noustessa. Mittauksen tulokset on esitetty kuvassa 5.



Kuva 5. Tilavuusvirtamittauksessa saadut tulokset kierrosluvun funktiona.

3.3 Lämmönsiirtokertoimet

Lämmönvaihtimelle laskettiin lämmönsiirtokertoimet sekä raakavesi- että moottorin jäähdytysnestepuolelle. Lämmönsiirtokertoimen laskeminen perustuu myös oleellisesti virtauskanavien geometriaan. Geometrian ja nesteiden ominaisuuksien piti olla selvillä ennen laskentaa. Ennen lämmönsiirtokertoimien laskennan aloittamista arvioitiin tarvittava pinta-ala lämmönvaihtimelle taulukoitujen lämmönsiirtokertoimien perusteella. Tultiin lopputulokseen, että lämmönvaihtimen pinta-ala tulisi olemaan $1 \text{ m}^2 - 2,5 \text{ m}^2$ riippuen lopullisesta lämmönvaihtokertoimesta. Nyt voitiin suunnitella poikkileikkaus lämmönvaihtimelle. Taulukossa 1 on esitetty lähtöarvot nesteiden fysiologisille ominaisuuksille.

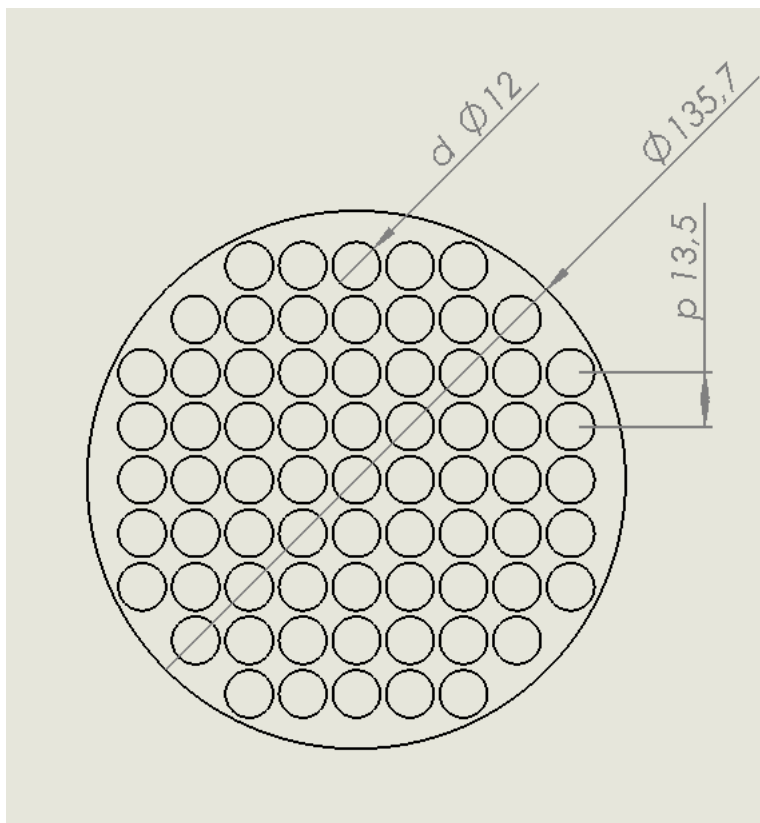
Taulukko 1. Nesteiden fysiologiset ominaisuudet. [9]

Suure	Raakavesi	Jäähdytinneste 30/70%	yksikkö
Ominaislämpökapasiteetti C_p	4,1	3,92	KJ/kg/°C
Tilavuusvirta	3,3	1,5	L/s
Lämmönjohtokyky k	0,61	0,51	(W/m K)
Dynaaminen viskositeetti μ	0,000977	0,0005	Pa s
Kinemaattinen viskositeetti ν	0,000000979	0,0000005	m ² /s
Lämpötila T	20	90	°C
Tiheys ρ	997	994	kg/m ³
Massavirta m	3,3	1,5	kg/s

Lämmönsiirtimen virtauskanavien geometriaa suunniteltaessa virtauksista pyrittiin saamaan mahdollisimman turbulenttisia, sillä turbulenttisella virtauksella on jopa moninkertainen lämmönsiirtokyky laminaariseen virtaukseen verrattuna. Pyöreälle putkelle hydraulinen pituus on suoraan putken halkaisija. Putket tulevat lämmönvaihtimeen neliöasetelmassa, joten hydraulinen halkaisija tälle saadaan kaavasta 3, jossa d on putkien halkaisija ja p on putkien keskiöiden etäisyys toisistaan.

$$L_c = d \left[\frac{4}{\pi} \left(\frac{p}{d} \right)^2 - 1 \right] \quad (3)$$

Kuva 6 esittää lämmönvaihtimen poikkileikkausta.



Kuva 6. Poikkileikkaus suunnitellun lämmönvaihtimen geometriasta.

Prandtin luku on dimensioton luku fluididynamiikassa, joka arvioi liikemäärän ja termisen diffuusion välistä suhdetta. Se on ominainen jokaiselle aineelle ja on riippuvainen lämpötilasta sekä paineesta. Se voidaan laskea käyttämällä kaavaa 4, jossa μ on aineen dynaaminen viskositeetti, C_p on nesteen ominaislämpökapasiteetti ja k on aineen lämmönjohtavuus.

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (4)$$

Reynoldsin luku on virtausmekaniikan dimensioton suure, joka saadaan, kun virtausta liikuttava voima jaetaan sitä vastustavilla voimilla. Putkivirtauksia tutkiessa Reynoldsin lukua tulkitaan seuraavalla tavalla: alle 2300 on laminaarinen virtaus, 2300–4000 on siirtymäalue, jossa virtaus voi olla laminaarista tai turbulenttista, ja yli 4000 on turbulентtinen virtaus. Kun luku on yli 10 000, voidaan

virtausta pitää varmasti turbulenttisenä. Reynoldsin luku voidaan määrittää kaavalla 5, jossa ρ on aineen tiheys, V on virtauksen nopeus, L_c on kanavan hydraulinen halkaisija ja ν on aineen kinemaattinen viskositeetti.

$$Re = \frac{VL_c}{\nu} \quad (5)$$

Kitkakerroin sileäpintaisen putken turbulenttiselle virtaukselle voidaan laskea kaavalla 6.

$$f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (6)$$

Nusseltin luku on dimensioton suure, joka kuvaa lämpötilagradienttia kappaleen pinnalla. Nusseltin luvulla kuvataan pinnan lämmönsiirtoa suhteessa tilanteeseen, missä olisi vain lämmönjohtumista. Nusseltin luku voidaan laskea kaavasta 7.

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re-1000)Pr}{1+12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{0.5}\left(Pr^{\frac{2}{3}}-1\right)} \quad (7)$$

Lämmönsiirtokerroin konvektiolle, jossa k on nesteen lämmönjohtokyky, Nu on Nusseltin luku ja L_c on kanavan hydraulinen halkaisija, voidaan laskea kaavasta 8.

$$h = \frac{kNu}{L_c} \quad (8)$$

Lopuksi voidaan laskea lämmönvaihtimen kokonaislämmönsiirtokerroin U . Kun putken seinämän vahvuus on pieni ja lämmönjohtavuus hyvä ja putken ulko- ja sisäpinta-ala ovat lähes samat, niin putken lämmönsiirtovastus on olematon. Sitä huomioida, joten kokonaislämmönsiirtokertoimen kaava yksinkertaistuu kaavan 9 [7, s. 672] muotoon, jossa $h_{jäähd}$ on moottorin jäähdytysnesteen konvektion lämmönsiirtokerroin ja h_{vesi} on raakaveden konvektion lämmönsiirtokerroin.

$$U = \left(\frac{1}{h_{jäähd}} + \frac{1}{h_{vesi}} \right)^{-1} \quad (9)$$

Lämmönsiirtokertoimen tulokseksi saadaan $1159 \text{ W/(m}^2\text{/K)}$. Tulosta voidaan pitää luotettavana, kun katsotaan vesi putkilämmönvaihtimille tyypillisiä lämmönsiirtokertoimia kuvasta 10, jotka ovat yleensä $850\text{--}1800 \text{ W/(m}^2\text{/K)}$. Laskenta on esitetty tämän työn liitteessä 1.

Overall Heat Transfer Coefficient

TABLE

Representative values of the overall heat transfer coefficients in heat exchangers

Type of heat exchanger	U , $\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}^*$
Water-to-water	850–1700
Water-to-oil	100–350
Water-to-gasoline or kerosene	300–1000
Feedwater heaters	1000–8500
Steam-to-light fuel oil	200–400
Steam-to-heavy fuel oil	50–200
Steam condenser	1000–6000
Freon condenser (water cooled)	300–1000
Ammonia condenser (water cooled)	800–1400
Alcohol condensers (water cooled)	250–700
Gas-to-gas	10–40
Water-to-air in finned tubes (water in tubes)	30–60 [†]
	400–850 [†]
Steam-to-air in finned tubes (steam in tubes)	30–300 [†]
	400–4000 [‡]

Kuva 7. Tyypillisiä lämmönsiirtokertoimia lämmönvaihtimelle[7].

3.4 NTU-menetelmä

NTU-menetelmä kuvaa lämmönvaihtimen teoreettisen maksimijäähdytyskyvyn ja todellisen jäähdytyskyvyn suhdetta. NTU tulee sanoista "number of transfer units", joka tarkoittaa lämmönsiirtoyksiköiden lukumäärää. Laskennassa päädyttiin NTU-menetelmään, sillä tiedossa ei ole nesteiden ulostulolämpötiloja, joita laskeminen LMTD-menetelmällä vaatisi. LMTD tulee sanoista "logarithmic mean temperature difference". Kun jo aikaisemmin on laskettu lämmönvaihtimelle lämmönsiirtokerroin, voidaan nyt laskea lämmönsiirtimen lopullinen jäähdytysteho.

Aluksi pitää selvittää virtausten lämpökapasiteetit C , jossa m on nesteiden massavirta ja C_p on aineiden ominaislämpökapasiteetti. Näistä pienempi on C_{\min} ja suurempi on C_{\max} . Nämä voidaan laskea kaavalla 10.

$$C = mC_p \quad (10)$$

Lämmönsiirtimen teoreettinen maksimiteho voidaan laskea kaavasta 11, jossa $T_{h,in}$ on kuuman nesteen sisääntulolämpötila ja $T_{c,in}$ on kylmän nesteen sisääntulolämpötila.

$$Q_{max} = C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (11)$$

Seuraavaksi voidaan laskea NTU-luku kaavalla 12, jossa U on aiemmin määritetty lämmönsiirtokerroin ja A on lämmönvaihtimen pinta-ala. Tässä vaiheessa vaadittiin iterointia lämmönvaihtimen pinta-alan kanssa.

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (12)$$

Seuraavaksi laskettiin C -arvo, joka on virtausten lämpökapasiteettiarvojen suhdeluku. Tämä voidaan laskea kaavalla 13.

$$c = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (13)$$

Lopulta voidaan lämmönvaihtimen suhdeluku ε laskea kaavalla 14 putkilämmönvaihtimelle, jossa nesteillä on vastavirtakierto. Lämmönvaihtimen nestekierto haluttiin vastavirtakierroksi, jossa kylmä raakavesi tulee sisään eri päästä kuin kuuma jäähdytyneste. Tällä tavoin saadaan eri nesteiden lämpötilaerot pysymään koko lämmönsiirtomatkalta mahdollisimman suurina, mikä lisää lämmönvaihtimen lämmönsiirtokykyä.

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-c)]}{1 - c \exp[-NTU(1-c)]} \quad (14)$$

Effectines-luvuksi saatiin 0,244 ja tästä voimme yksinkertaisesti laskea lopullisen lämmönvaihtimen tehon johtamalla kaavaa 15.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{\text{Actual heat transfer}}{\text{Maximum possible heat transfer}} \quad (15)$$

Kaavalla 16 voidaan lopulta laskea toteutunut lämmönsiirto.

$$Q = Q_{max} * \varepsilon \quad (16)$$

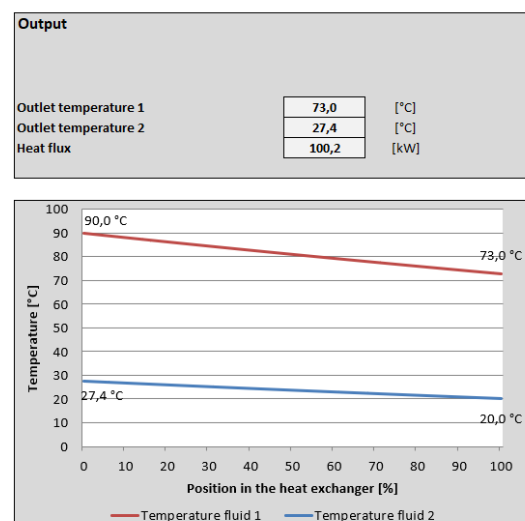
Lopulliseksi jäähdytystehoksi saatiin 1,5 m²:n pinta-alalla 100,5 kW.

Laskenta tarkastettiin vielä Excel-pohjaisella Wenger engineeringin tekemällä lämmönvaihdintyökalulla, johon syötettiin samat lähtöarvot nesteille. Tulokset on esitetty kuvassa 8. Lämmönvaihtimen tehoksi sieltä saatiin 100,2 kW, joka on todella lähellä laskettua tulosta, joten laskentaa voidaan pitää onnistuneena. Laskenta on esitetty tämän työn liitteessä 1.

HEXTemp light

calculates the temperature profile and the heat flux of heat exchangers

Input	
Type	Tube bundle heat exchanger
Transmitting media	Gas inside; gas outside (= 1 bar)
Heat-transfer coefficient	<input checked="" type="radio"/> free entry <input type="radio"/> use suggestion
	<div>1159,00 [W/m²K]</div> <div>18,00 [W/m²K]</div> <div>=</div>
Flow type	Counter current flow
Area	1,50 [m²]
Mass flow 1	1,50 [kg/s]
Inlet temperature 1	90,00 [°C]
Heat capacity 1	3920,00 [J/kgK]
Mass flow 2	3,30 [kg/s]
Inlet temperature 2	20,00 [°C]
Heat capacity 2	4100,00 [J/kgK]

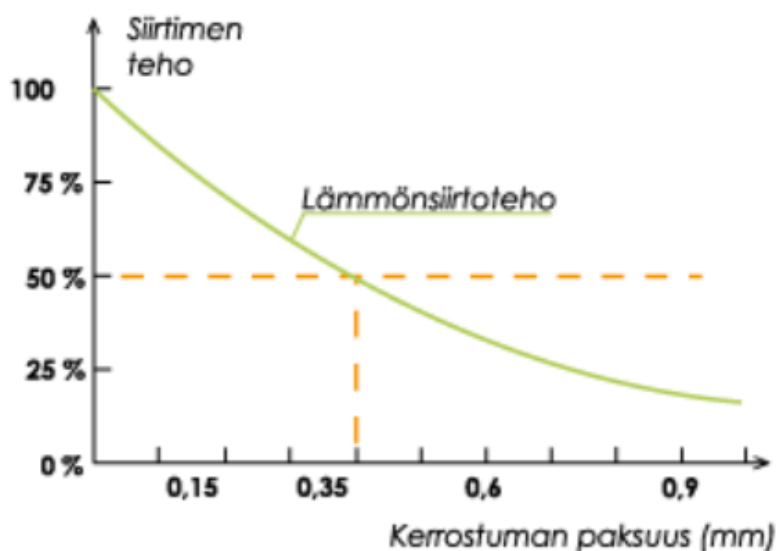


Kuva 8. Laskennan tarkastus Wegner engineeringin laskentaohjelmalla [10].

4 Suunnittelu

4.1 Huomioitavia seikkoja

Lämmönvaihtimen jäähdytysvesipuolen tulee olla purettavissa kanavien säännöllistä puhdistamista varten. Raakaveden sisältämät epäpuhtaudet, kuten esimerkiksi meriveden sisältämä suola, kiinnittyvät lämmönvaihtimen pinnoille ja voivat jopa tukkia kanavia, mikä vaikuttaa jäähdytystehon negatiivisesti. [11] Kuvassa 8 on esitetty, miten likaantuminen vaikuttaa lämmönvaihtimen tehoon.



Kuva 8. Likaantumisen vaikutus lämmönsiirtotehoon [11].

Lämmönvaihtimen fyysiset mitat tuli ottaa huomioon, jotta lämmönvaihdin voitiin sijoittaa haluttuun paikkaan. Lämmönvaihtimen suunniteltu paikka on veneen moottorikopan alla. Lämmönsiirtimen sijoittelussa tuli ottaa huomioon myös raakaveden sekä jäähdytysnesteen letkujen reititys. Kuvasta 9 selviää moottoritilan mitat.



kuva 9. Veneen moottoritila vanhan moottorin ollessa vielä paikoillaan.

4.2 Teräksen valinta

Teräksen valinnassa piti kiinnittää huomioita useisiin seikkoihin, kuten materiaalin saatavuuteen, hintaan, korroosionkestoon ja hitsausominaisuuksiin. Venettä

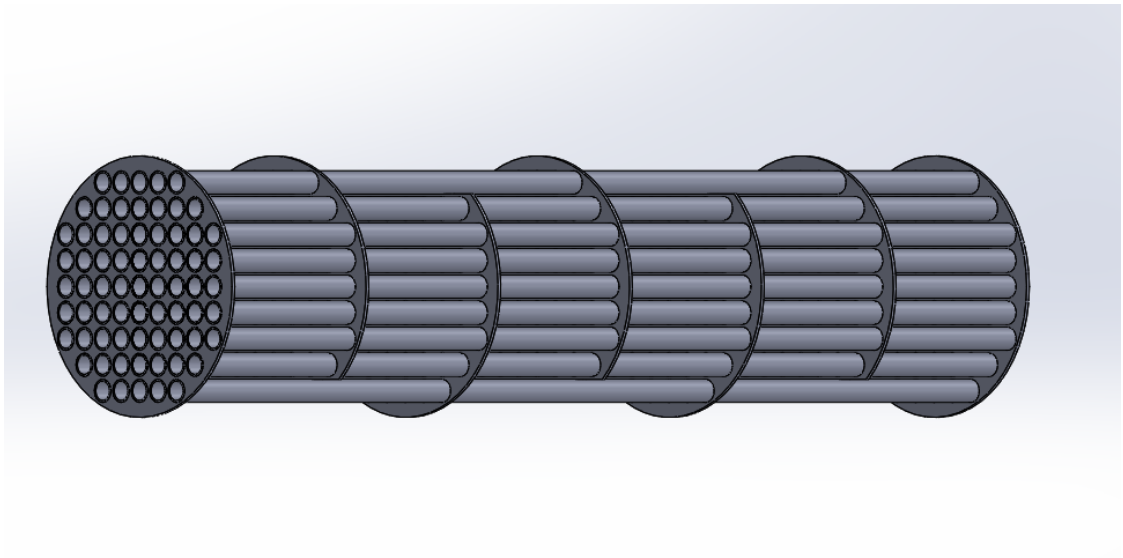
tultaisiin käyttämään myös merivedessä, joten suolaisen meriveden korroosiovaikutukset piti huomioida.

Ruostumattoman teräksen määritelmänä on, että siinä on vähintään 10,5 % kromia ja maksimissaan 1,2 % hiiltä. Ruostumattomat teräkset voidaan jaotella neljään erilaiseen ryhmään riippuen niiden kiderakenteesta: austeniittiset, martensiittiset, ferriittiset ja duplex-teräkset eli austeniittis-ferriittiset ruostumattomat teräkset. Nämä ryhmät jakautuvat vielä omiin alaryhmiinsä niiden seosaineiden ja ominaisuuksien mukaan. Tärkeimpänä ja isoimpana ryhmänä näistä ovat austeniittiset teräkset, joita on yli 70 % koko maailman ruostumattomien terästen markkinoista. [12]

Ruostumattomat austeniittiset teräslaadut ovat korroosion kestäviä, sitkeitä sekä helposti hitsattavia. Austeniittisten ryhmään kuuluu ns. ruostumaton teräs 1.401/1407(AISI 304/304L) sekä molybdeenillä seostettu haponkestävä teräs 1.4401/1.4404(AISI 316/316L). Terästen nimen perässä oleva kirjain L tarkoittaa, että se sisältää hiiltä enintään 0,03 %, ja se kestää paremmin klorodipitoisissa olosuhteissa, kuten merivedessä. Materiaaliksi valittiin haponkestävä teräs 316L, koska se tarjoaa hyvän meriveden kestävyys, hyvän hitsattavuuden, helpon saatavuuden ja kohtuullisen hinnan.

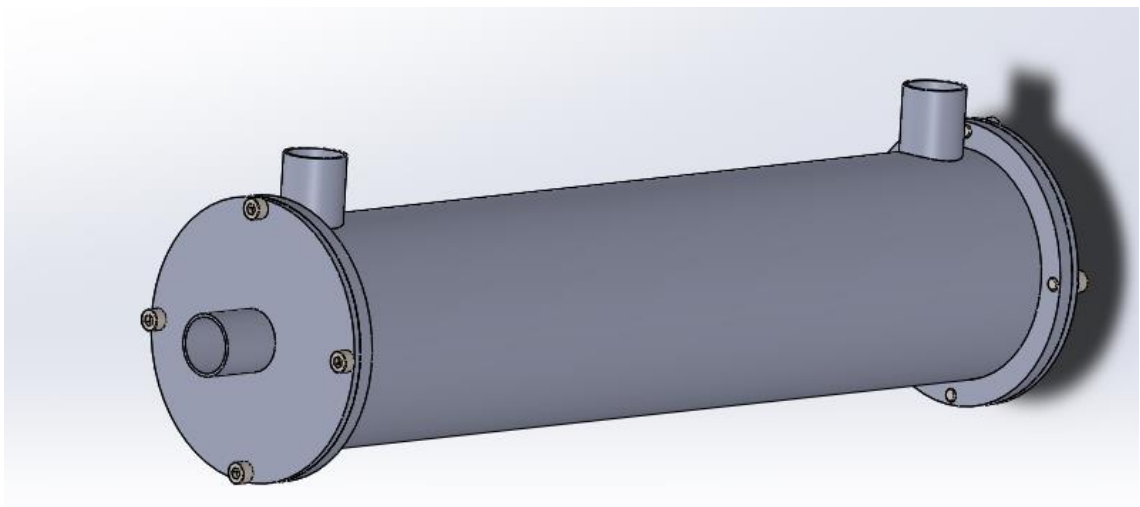
4.3 Piirtäminen ja mallintaminen

Suunnittelun mallinnus toteutettiin Solidworks-CAD-ohjelmalla, koska se on tuttu ammattikorkeakoulun kursseilta. Työkaluina käytettiin Sketch-piirtotyökalua ja Features-ominaisuutta muotojen toteutukseen. Myös Pattern-ominaisuus oli hyödyksi reikiä monistettaessa. Lämmönsiirtimen komponentit mallinnettiin jokainen erikseen ja lopuksi ne koottiin yhteen Assembly-työkalulla. Kuvassa 10 on lämmönvaihtimen sisäosa mallinnettuna.



Kuva 10. Lämmönvaihtimen sisäosa.

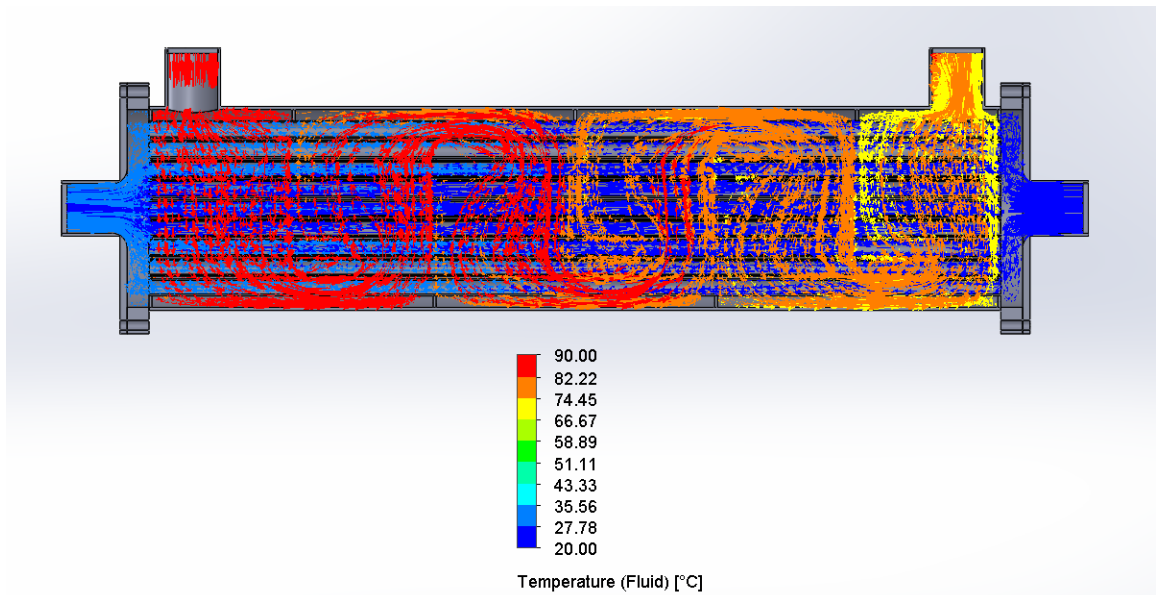
Kuvassa 11 on valmis lämmönvaihdin.



Kuva 11. Lämmönvaihtimen valmis kokoonpano.

5 CFD-analyysi

Suunnitellulle lämmönvaihtimelle tehtiin virtausmallinnus Solidworks flowsimulation -ohjelmalla. Ohjelmaan määritettiin lähtöarvoiksi tiedetyt nesteiden lämpötilat ja massavirrat. Malliin lisättiin lid-osat putkilähtöjen pinnoille ja niille määritettiin olosuhteet. Nestekierron toiseen päähän laitettiin massavirta ja lämpötila. Nesteiden ulostulopäihin määritettiin olosuhteiksi vallitsevan ympäristön olosuhteet. Ensimmäisen virtaussimuloinnin jälkeen mallia vielä muutettiin, kun huomattiin, että virtausta ohjaavien baffle-levyjen virtauspinta-ala oli liian pieni. Kuvassa 12 näkyy virtausmallinnus.



Kuva 12. Virtausmallinnus.

Virtaussimuloinnissa saadaan selville, miten nesteen virtaukset käyttäytyvät, sekä saadaan nesteiden ulostulolämpötilat lämmönvaihtimesta. Kun tiedetään nesteiden sisään- ja ulostulolämpötilat, voidaan lämmönsiirron teho määrittää yksinkertaisella kaavalla 17, joka perustuu termodynamiikan ensimmäiseen pääsääntöön. Kaavassa m on aineen massavirta, C on ominaislämpökapasiteetti ja ΔT on lämpötilan muutos.

$$Q = m * C * \Delta T \quad (17)$$

Lopputulokseksi saadaan noin 97 kW. Pieni ero aiemmin laskettuun lämmönvaihdon tehoon johtuu konduktiosta putkien seinän läpi sekä siitä, ettei virtaus todellisuudessa ole 100-prosenttisen optimaalinen.

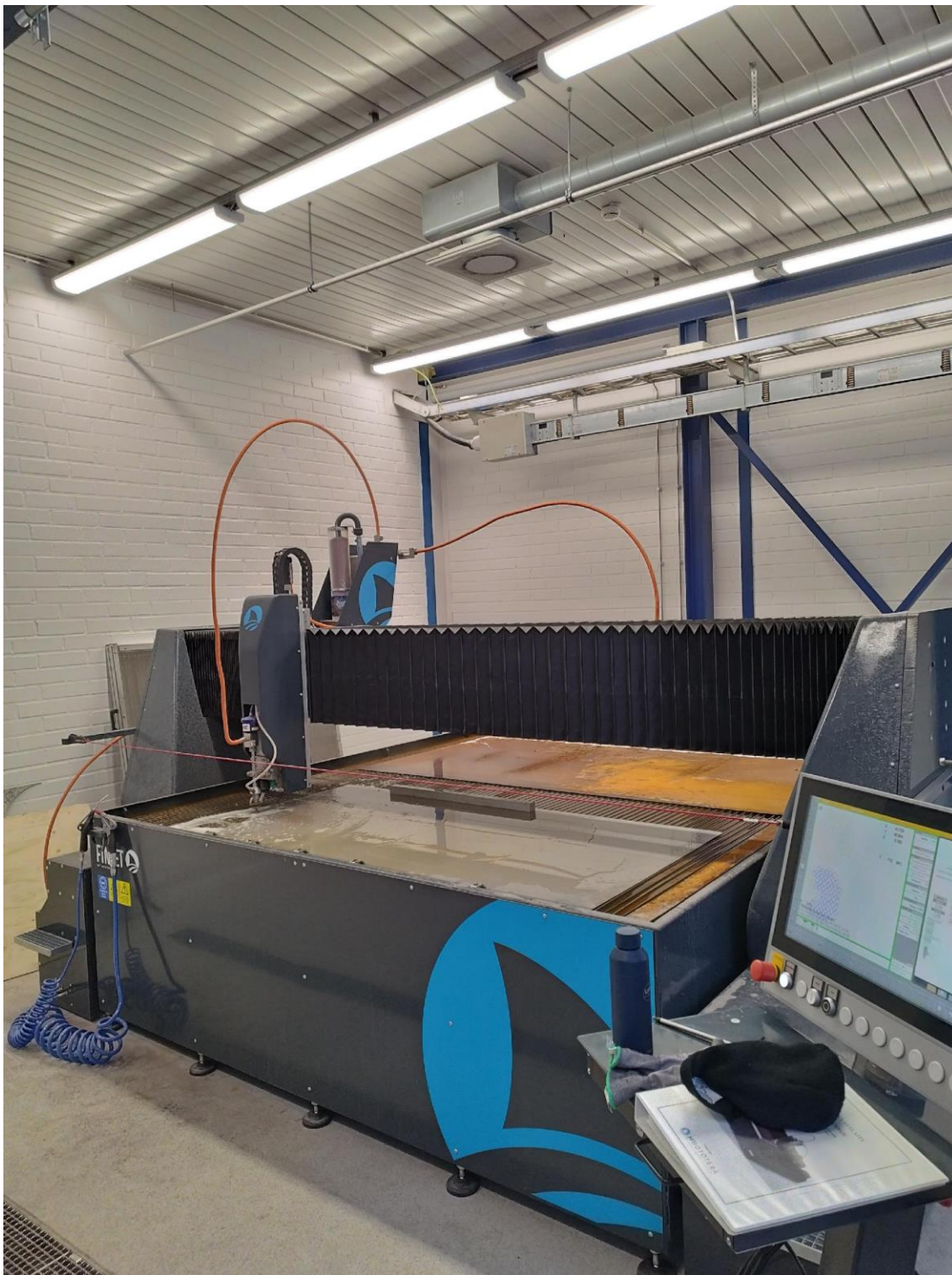
6 Valmistus

6.1 Komponenttien valmistus

Lämmönvaihtimen komponenteista lämmönvaihtimen laipat sekä putkia tukevat että virtausta ohjaavat baffle-levyt leikataan vesileikkurilla 2 mm:n paksuisesta haponkestävästä teräslevystä. Leikkaukseen käytetään Finjet H3020 -vesileikkuria, joka on esitetty kuvassa 13. Laippojen ja pienten jäähdytysputkien sovittukseksi käytettiin 0,10 mm:n välystä kasaamisen helpottamiseksi. Päädyt mallinnetaan aiemmin mainitulla Solidwork-mallinnusohjelmalla, minkä jälkeen ne tallennetaan .dwg-muodossa. Vesileikkuri tekee valmiista mallista G-koodin ja leikkaa laipat.

Lämmönvaihtimen ulkokuori on haponkestävää 5":n prosessiputkea, jonka ulkohalkaisija on 139,7 mm ja seinämävahvuus 2 mm. Sisällä kulkevat pienet jäähdytysputket ovat 12 mm:n haponkestävää instrumenttiputkea, ja niiden seinämävahvuus on 1 mm. Lämmönvaihtimen päätylaipat valmistetaan sorvaamalla haponkestävästä 170 mm:n teräsakseliaihioista.

Suunnitteluvaiheessa huomioidaan, että putkikoot ovat valmiiksi oikean mittaisia eikä niiden halkaisijaa tarvitse muuttaa. Ainoastaan niiden pituutta työstetään, mikä tapahtuu pyörösahalla.

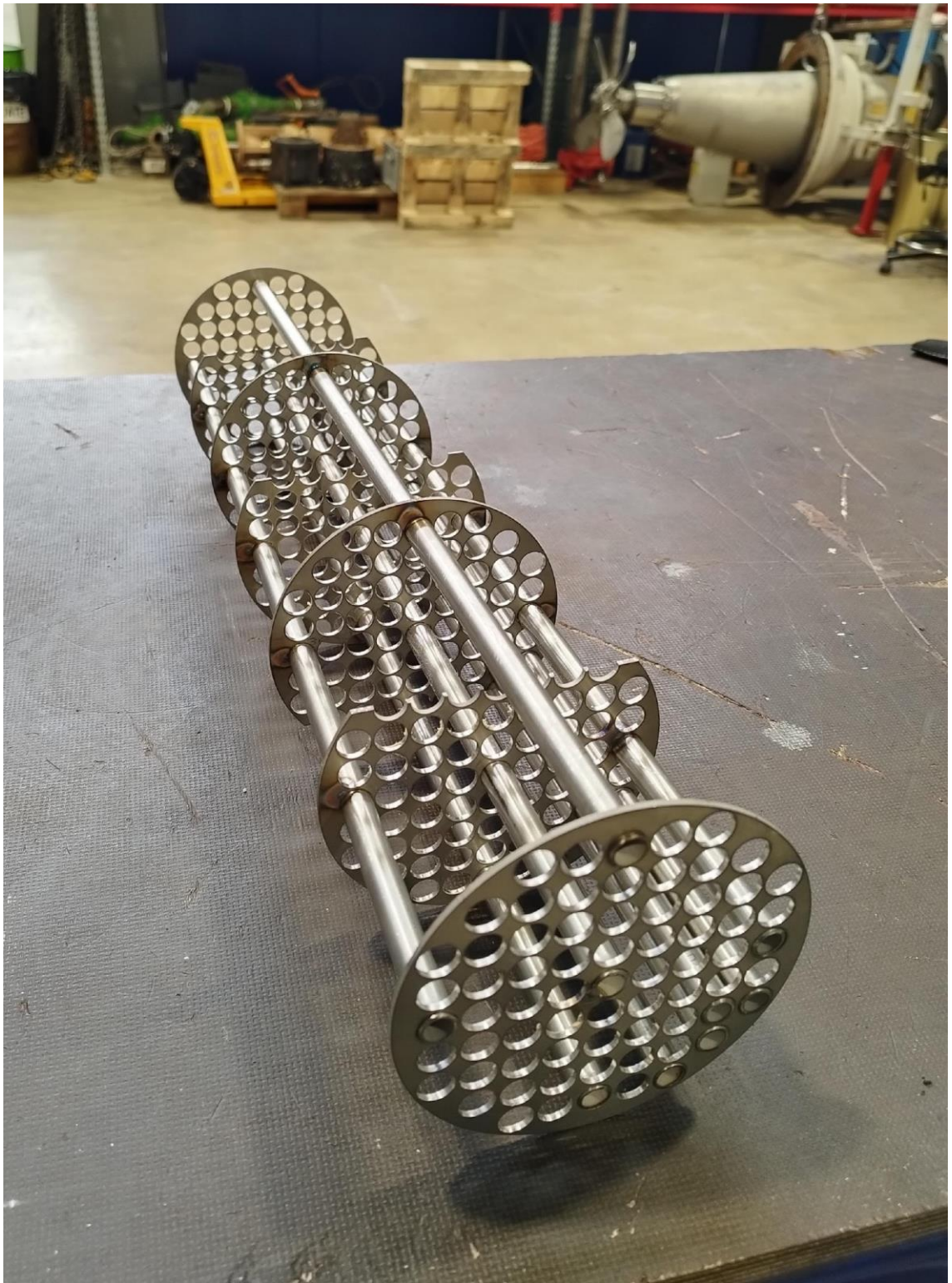


Kuva 13. Finjet H3020 -vesileikkuri.

6.2 Kokoonpano

Kun kaikki tarvittavat komponentit on valmistettu, ne liitetään toisiinsa tig-hitsaamalla. Lämmönvaihtimen sisäosaa suunnitellessa otettiin huomioon, että putket tulevat 1 mm yli päätylaipan tasosta, jolloin erillistä lisäainetta ei tarvita, vaan ylimääräinen materiaali toimii lisäaineena. Hitsauksessa käytetään juurikaasuna argonkaasua. Juurikaasu on hitsisauman takapuolella, ja sillä vältetään sauman takapuolen hapettuminen, saadaan siistimpi sauma ja korroosion kesto paranee. Kuvassa 14 on osittain kokoonpanohitsattu lämmönvaihtimen sisäosa.

Kuten jo aikaisemmin todettiin, lämmönvaihtimen jäähdytysvesipuolen tulee olla purettavissa. Tässä tapauksessa hitsaus ei ole vaihtoehto, vaan lämmönvaihtimen päädyt ovat pulttiliitoksella kiinnitettävät. Lämmönvaihtimen päädyt kiinnittyvät lämmönvaihtimen runkoon standardin ISO 6732 mukaisilla haponkestävillä kuusiokolokantaisilla pulteilla. Lämmönvaihtimen päätylaipassa on o-rengasura, jossa tiivisteenä on 3 mm paksu viton o-rengas.



Kuva 14. Lämmönvaihtimen sisäosa valmistusvaiheessa.

6.3 Painetestaus

Valmiille tuotteelle suoritetaan painekoe myöhemmin, kun työ on valmistunut. Jäähdytysjärjestelmän paine kuumassa moottorissa on aiemmin mainittu 1,4 bar. Paineekoe toteutetaan käyttämällä vesijohtoverkon painetta 4 bar. Kokeella on tarkoitus varmistaa, ettei lämmönvaihtimen kumpikaan piiri vuoda ulospäin eivätkä fluidit sekoitu keskenään lämmönvaihtimen sisällä.

7 Yhteenveto

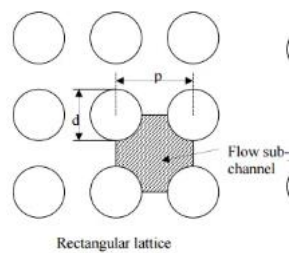
Tämän työn ensisijaisena tavoitteena oli suunnitella ja valmistaa lämmönvaihdin venekäyttöön. Työssä myös tuotiin insinöörimäisempää näkökulmaa yksinkertaisenkin laitteen valmistukseen. Työn aikana saatiin harjoitella tuotteen suunnittelua, virtausmekaniikan laskemista, tietokoneavusteisten ohjelmien käyttöä sekä komponenttien valmistusta ja kokoonpanoa.

Työ osoittautui odotettua vaikeammaksi ja monimutkaisemmaksi. Siitä syystä laskenta toteutettiin vain yhdellä moottorin kuormitustilanteella. Lähtöarvoja virtaaville nesteille sekä lämmönvaihtimen geometrialle piti olla selvillä runsaasti ja osa jouduttiin mittaamaan. Lämmönvaihtimen oletetaan toimivan veneessä, ja sitä tullaan kokeilemaan tulevaisuudessa. Ensikäytön aikana pitää tarkkailla erityisesti moottorin lämpötilaa sekä lämmönvaihtimen tiiveyttä.

Lähteet

- 1 Kleimola, Matti & Pohjanpalo, Yrjö. 1984. Autotekniikan käsikirja: Dieselmoottori. Helsinki: Kustannusosakeyhtiö Tammi.
- 2 Marine lämmönvaihtimet. Verkkoaineisto. Bowman. <<https://www.bowman.fi/tuotteet/marine-lammonvaihtimet/>>. Luettu 4.2.2024.
- 3 Boat engine cooling systems. Verkkoaineisto. Safe skipper. <<https://www.safe-skipper.com/boat-engine-cooling-systems/>>. Luettu 10.2.2024.
- 4 Konrad, Reif & Karl-heinz Dietsche. 2011. Automotive handbook. 8., uudistettu painos. Plochingen: Robert Bosch GmbH.
- 5 Thulukkanam, Kuppan. 2000. Heat exchanger design handbook. NewYork: Mercel Dekker.
- 6 Tube and shell heat exchanger. Verkkoaineisto. Forain. <<https://www.forain.net/news/shell-and-tube-heat-exchanger>>. Luettu 14.2.2024.
- 7 Yunus A, Cengel. 2003. Heat transfer: Practical approach. New York: Mcgraw-hill companies.
- 8 Jabsco trade catalogue. Verkkoaineisto. Jabsco. <https://sbo.sailboatowners.com/downloads/hunter_gen_87061414.pdf>. Luettu 20.2.2024.
- 9 Fluid properties calculator. Verkkoaineisto. uwaterloo. <<http://www.mhtl.uwaterloo.ca/old/onlinetools/airprop/airprop.html>>. Luettu 1.3.2024.
- 10 Free heat design softare. Verkkoaineisto. Wenger. <<https://heat-exchanger-design.com/>>. Luettu 10.3.2024.
- 11 Lämmönsiirtimet. Verkkoaineisto. KL-lämpö. <<https://www.kl-lampo.com/lomake/palveluratkaisut/teollisuuden-palvelut/lammonsiirrinpalvelut/158>>. Luettu 15.3.2024.
- 12 Handbook of stainless steel. 2013. Verkkoaineisto. Outokumpu Oyj. <<http://www.steel-stainless.org/media/1546/outokumpu-stainless-steel-handbook.pdf>>. Luettu 1.4.2024.

Laskenta**Nesteiden ominaisuuksia****Jäähdytinneste****30/70-suhteella ja 87-asteista**Ominaislämpökapasiteetti $C_p = 3,92 \text{ kJ}/(\text{kg}^\circ\text{C})$ Tilavuusvirta $Q = 1,5 \text{ L/sec}$ Lämmönjohtokyky $k = 0,51 \text{ (W/m K)}$ Dynaaminen viskositeetti $\mu = 0,0005 \text{ Pa s}$ Kinemaattinen viskositeetti $\nu = 0,0000005 \text{ m}^2/\text{s}$ Lämpötila $T = 90^\circ\text{C}$ Tiheys $\rho = 994 \text{ kg/m}^3$ Massavirta $m = \frac{\rho * Q}{1000} = 1,5 \text{ kg/sec}$ Putkien lukumäärä $n_{\text{putket}} = 69$ Putkien ulkohalkaisija $D = 0,012 \text{ m}$ putkien pinta-ala $A_{\text{putket}} = (\pi * r_D^2) * n_{\text{putket}} = 0,0078 \text{ m}^2$ Rungon sisähalkaisija $D_{\text{runko}} = 0,1357 \text{ m}$ Runkon poikki pinta-ala $A_{\text{runko}} = \pi * r_{\text{runko}}^2 = 0,0143 \text{ m}^2$ Virtaus pinta-ala $A = A_{\text{runko}} - A_{\text{putket}} = 0,0065 \text{ m}^2$ Virtauksen nopeus $V = \frac{Q}{A} = 0,231 \text{ m/s}$ Virtauskanavan hydraulinen pituus $L_c = d \left[\frac{4}{\pi} \left(\frac{p}{d} \right)^2 - 1 \right] \approx 0,0075 \text{ m}$



0,0105

Raakavesi

Ominaislämpökapasiteetti $C_p = 4,1 \text{ kJ}/(\text{kg}^\circ\text{C})$

Tilavuusvirta $Q = 3,3 \text{ L/sec}$

Lämmönjohtokyky $k = 0,61 \text{ (W/m K)}$

Dynaaminen viskositeetti $\mu = 0,000977 \text{ Pa s}$

Kinemaattinen viskositeetti $\nu = 0,000000979 \text{ m}^2/\text{s}$

Lämpötila $T = 20^\circ\text{C}$

Tiheys $\rho = 997 \text{ kg/m}^3$

Massavirta $m = \frac{\rho \cdot Q}{1000} = 3,3 \text{ kg/sec}$

Putkien lukumäärä $n_{\text{putket}} = 69 \text{ kpl}$

Putkien sisähalkaisija $d = 0,01 \text{ m}$

Virtaus pinta-ala $A = (\pi \cdot r_d^2) \cdot n_{\text{putket}} = 0,00542 \text{ m}^2$

Virtauksen nopeus $V = \frac{Q}{A} = 0,61 \text{ m/s}$

Virtauskanavan hydraulinen pituus $L_c = 0,01 \text{ metriä}$

Lämmönsiirtokertoimet

Jäähdytinneste

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} = 4,01$$

$$Re = \frac{VL_c}{\nu} = 3465$$

$$f = (0,790 \ln Re - 1,64)^{-2} = 0,0434$$

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re-1000)Pr}{1+12,7\left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} \frac{2}{(Pr^{\frac{2}{3}}-1)}} = 27,7$$

$$h = \frac{kNu}{L_c} = 1884$$

Raakavesi

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} = 6,6$$

$$Re = \frac{VL_c}{\nu} = 6231$$

$$f = (0,790 \ln 6231 - 1,64)^{-2} = 0,036$$

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re-1000)Pr}{1+12,7\left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} \frac{2}{(Pr^{\frac{2}{3}}-1)}} = 49,4$$

$$h = \frac{kNu}{L_c} = 3013$$

$$\text{Kokonaislämmönsiirtokerroin } U = \left(\frac{1}{h_{jäähd}} + \frac{1}{h_{ovesi}} \right)^{-1} \approx 1159 \text{ w}$$

NTU-menetelmä

$$C_{j\ddot{a}hd.neste} = mC_p = 5880$$

$$C_{raaka.vesi} = mC_p = 13\,530$$

$$C_{min} = 5880$$

$$C_{max} = 13\,530$$

$$Q_{max} = C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in}) = 411,6 \text{ kw}$$

Tässä pinta-alaa iteroitiin kunnes saatiin sopiva.

lopullinen pinta-ala 1,5 m²

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} = 0,296$$

$$c = \frac{C_{min}}{C_{max}} = 0,434$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c)]}{1 - c \exp[-NTU(1 - c)]}$$

$$Q_{actual} = Q_{max}\varepsilon = 100,4 \text{ kilowattia}$$

Pinta-alan laskeminen

vaadittava pinta-ala = 1,5 m²

putkien määrä $n_{\text{putket}} = 69$ kpl

putken halkaisija $D_{\text{putket}} = 0,012$ m

Lieriön vaipan pinta-ala $A = 2\pi rh$

johdetaan, että saadaan selville korkeus h

$$h = \frac{A}{2\pi r} \approx 40 \text{ metriä}$$

$$\text{Yhden putken pituus} = L_{\text{putki}} = \frac{h}{n_{\text{putket}}} \approx 0,58 \text{ meträ}$$