



Kilpa-ajoneuvon jäähdytysjärjestelmän suunnittelu

Pyry Laakso

OPINNÄYTETYÖ
Toukokuu 2021

Ajoneuvotekniikka
Työkonetekniikka

TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu
Ajoneuvotekniikka
Työkonetekniikka

LAAKSO, PYRY:

Kilpa-ajoneuvon jäähdytysjärjestelmän suunnittelu

Opinnäytetyö 53 sivua, joista liitteitä 10 sivua
Toukokuu 2021

Opinnäytetyössä tutkittiin polttomoottorikäyttöisen ajoneuvon jäähdytysjärjestelmän lämmönsiirtoa, sen teoriaa ja toimintaa. Työn tavoitteena oli mitoittaa riittävän luotettavasti drifting-kilpasarjan ajoneuvoon kisakäyttöön soveltuva vesipumppu sekä jäähdytin hyödyntäen iteratiivista teknistä laskentaa.

Työn tilaajana toimi Juho Härkönen, jonka ajoneuvoa varten mitoitus suoritettiin. Autolla on tarkoitus kilpailla Suomen drifting-sarjan pro 2 -luokassa. Jäähdytysjärjestelmän komponenttien on tarkoitus pitää viritetyn polttomoottorin toimintalämpötila mahdollisimman otollisena moottorin tehokkaalle toiminnalle ja pitkäaikaiselle luotettavuudelle. Moottorin toimintalämpötilalla on myös merkittävä vaikutus syntyneisiin päästöihin. Tästä syystä moottorin kaasunvaihdon on toimitettava mahdollisimman korkeassa lämpötilassa ilman että moottorin komponenttien kestoikä alkaa merkittävästi laskea.

Lämpötehoarvioinnin ja mitoituksen tuloksena ajoneuvoon voitiin valita kilpailukäyttöön soveltuvat komponentit ja jäähdytysjärjestelmä rakennettiin loppuun keväällä 2021. Komponenttien mitoitukseen sisällytettiin varmuuskerrointa, sillä suuri osa laskennassa käytetyistä arvoista pohjautui oletuksiin. Järjestelmän toimivuutta ei pystytty simuloimaan eikä testaamaan käytännössä ennen opinnäytetyön valmistumista, joten testaus jäi itsenäisesti suoritettavaksi toimenpiteeksi myöhemmälle ajankohdalle.

Asiasanat: polttomoottori, jäähdytysjärjestelmä, lämmönsiirto, drifting

ABSTRACT

Tampereen ammattikorkeakoulu
Tampere University of Applied Sciences
Vehicle Engineering
Industrial Vehicle Engineering

LAAKSO, PYYRY:
Designing a Race Car Radiator Cooling System

Bachelor's thesis 53 pages, appendices 10 pages
May 2021

Topic of this bachelor's thesis was the heat transfer theory and its practice in an internal combustion engine which had been customized for racing. The purposes of the thesis were to determine the size of the radiator and the water pump for the drifting race vehicle by creating an iterative technical calculating tool based on the basic heat transfer formulas and correlations.

The sponsor for the thesis was Juho Härkönen, whose vehicle was to be customised for the racing use in Finnish drifting series' pro 2 -class. The purpose of the customised cooling system is to maintain the efficient engine operating temperature and to prevent the engine and its components from overheating. Engine's operating temperature has also an impact on the generated pollution. For these reasons, the engine's gas exchange operations are supposed to happen at the highest possible temperature without reducing the service life of the engine or its components.

After the thermal power estimation and sizing, the appropriate components could be chosen for the car. Cooling system was finished and ready for testing in spring 2021. In the sizing part a suitable safety factor was used because of the many assumptions of factors that were needed in the heat transfer calculations. The functionality of the system couldn't be simulated or tested in practice before the completion of the thesis, so testing part was left to be performed independently as a later time.

Key words: internal combustion engine, cooling system, heat transfer, drifting

SISÄLLYS

1	JOHDANTO	5
2	JÄÄHDYTYSJÄRJESTELMÄ	7
2.1	Yleistä ajoneuvon jäähdytysjärjestelmästä.....	7
2.2	Polttomoottorin lämmönsiirto.....	9
2.3	Konduktio	12
2.4	Konvektio	13
3	JÄÄHDYTYSJÄRJESTELMÄN SUUNNITTELU	15
3.1	Lämpökuorma-arviot	15
3.1.1	Vertailu toiseen kilpa-ajoneuvoon.....	15
3.1.2	Lämpökuorma-arvio polttoainetehosta	17
3.1.3	Todellinen lämpökuorma tehomittauksesta	18
3.2	Tilavuusvirta	21
3.3	Jäähdyttimen mitoitus	27
3.3.1	Lämmönsiirtokertoimet	27
3.3.2	ϵ -NTU-menetelmä	30
3.4	Jäähdytysjärjestelmä kohdeajoneuvossa.....	33
4	TULOSTEN ANALYSOINTI	39
5	POHDINTA	41
	LÄHTEET.....	43
	LIITTEET	44
	Liite 1. Lämpötehoarviot.....	44
	Liite 2. Laskentatyökalu	46

1 JOHDANTO

Tässä opinnäytetyössä käsitellään auton jäähdytysjärjestelmän toimintaa ja sen suunnittelua sekä mitoitusta. Kilpailukäytössä olevien ajoneuvojen jäähdytystarpeet poikkeavat usein tuotantoajoneuvojen tarpeista kasvaneen moottoritehon ja polttomoottorin käyttöympäristön sekä kuormitustilanteen myötä.

Drifting-kilpasarjan ajoneuvon rakentamiseen tarjotaan varsin vähän faktatietoa toimivan jäähdytysjärjestelmän suunnittelun pohjaksi. Sen takia työssä oli tarkoitus suunnitella jokaisen autoharrastajan käytössä olevilla menetelmillä riittävän luotettava jäähdytysjärjestelmä kilpakäytössä olevaan ajoneuvoon teorialähteiden, tutkimusten ja mittausten sekä oman tietoperustan pohjalta. Oma tietoperusta pohjautuu ajoneuvoalan ammattilaisten, koulutuksen, työkokemuksen sekä harrastusten kautta hankittuun tietoon. Lisäksi kokemuspohja on vankistunut useiden aiempien autoprojektien ja Formula Student -tiimiin kuulumisen myötä.

Autoalan harrastus- ja kilpailutoiminnassa huomaa usein rakennettavan ajoneuvon toiminnan kannalta kriittisten komponenttien mitoituksen ja -valinnan perustuvan joko kilpakumppaneiden ajoneuvoihin vertailuun, tai huhupuheisiin. Tämä opinnäytetyö tarjoaa osaltaan näkökulmia polttomoottoriajoneuvon lämmönsiirtotarpeiden käsittämiseen sekä ruohonjuuritason harrastajan mitoitustyökaluihin hyödyntämällä karkeita, mutta silti käyttötarkoitukseen sopivia riittävän tarkasti suuntaa antavia arvioita jäähdytysjärjestelmän toiminnasta.

Jäähdytysjärjestelmän mitoittaminen on oleellinen osa niin tuotanto-, kuin kilpaajoneuvon valmistamisessa. Oikeat komponenttivalinnat takaavat polttomoottorille pitkän iän, ja niillä ehkäistään ylikuumenemisen aiheuttama riski moottorivaurioon. Polttomoottorin päästöihin vaikutetaan niin ikään jäähdytysjärjestelmän suunnittelulla, sillä kylmäkäyntipäästöt voidaan minimoida oikean toimintalämpötilan mahdollisimman nopealla saavuttamisella. Työssä keskitytään tyyppikoodiltaan W203-sarjan Mercedes-Benz C200 -autoon, ja M111-ottomoottoriin, joka on muutettu kilpailukäyttöön sopivaksi sekä mekaanisesti että pakokaasuahdamalla.

Polttoaineena moottorissa käytetään E85 korkeaseosetanolia. Moottorin toimintalämpötilan muutos tapahtuu väistämättä muutettaessa palotapahtumassa palavaa polttoainetta ja moottorin hyötysuhdetta ahtamalla. Viritysasteen ja ajon aikaisen kuormitustilanteen muuttuessa jäähdytystarve on syytä arvioida uudelleen oikean toimintalämpötilan varmistamiseksi ja moottorin käyttövarmuuden maksimoimiseksi kilpailukäytössä.

Työn tavoitteena oli tutkia moottorin jäähdytystarve ja mitoittaa sekä vesipumppu, että jäähdytin drifting-kilpasarjaan valmistettavaan ajoneuvoon. Työn aihe saatiin Juho Härköselältä, jonka omistamaan autoon muutokset tehtiin ja komponentit asennettiin. Alustavat mittaukset suoritettiin tehopenkissä Motorset Ky:llä Kanuksessa, ja muutostyöt autoon tehtiin itsenäisesti talven 2021 aikana. Autoa testataan kevään 2021 lopulla, ja tulevaisuuden tavoitteena on Suomen driftingin pro 2 -luokka.

Aluksi työssä esitellään jäähdytysjärjestelmän toimintaperiaate ja lämmönsiirron perusta, jonka jälkeen perehdytään eri lämmönsiirron mekanismeihin. Tämän jälkeen seuraa itse mitoitus. Ensimmäisenä mitoitusta varten laaditaan karkea kuormitusarvio, jossa arvioidaan moottorista veteen siirtyvä lämpötehon suuruus. Kuormitusarvion jälkeen tarkastetaan jäähdytysjärjestelmässä tarvittava tilavuusvirta sekä mitoitetaan jäähdytin iteratiivista mitoitusmenetelmää hyödyntäen. Työn lopussa esitellään komponenttien lopulliset asennuspaikat, analysoidaan mitoituksen luotettavuutta sekä käydään läpi työn jatkokehityskohteet.

2 JÄÄHDYTYSJÄRJESTELMÄ

2.1 Yleistä ajoneuvon jäähdytysjärjestelmästä

Ajoneuvon moottorin jäähdytyksen järjestäminen on yksi avaintekijä minkä tahansa polttomoottoriajoneuvon suunnittelussa. Jäähdytysjärjestelmä voidaan suunnitella ilma- tai nestekäyttöiseksi. Ilmajäähdytetyt polttomoottorit ovat vanhaa tekniikkaa, mutta niitä käytetään vielä tänäkin päivänä esimerkiksi moottori- pyörissä, sekä vanhemmista ajoneuvoista, esimerkiksi Volkswagen Kuplissa, tai legendaarisissa Porschen urheiluautoissa. Nykyään henkilö- ja hyötyajoneuvoteollisuudessa käytetyt moottorit on kuitenkin suunniteltu nestejäähdytteisiksi lähes poikkeuksetta (Automotive Handbook, 2010, 469).

Moottoria käytettäessä polttoaineeseen sidottu kemiallinen energia muutetaan mekaaniseksi energiaksi, jolla tehdään työtä auton liikuttamiseksi. Energian muuttamisprosessissa tapahtuu kuitenkin aina häviöitä eli moottorin komponentteja lämmittävää hukkaenergiaa syntyy väistämättä. Kineettiseksi energiaksi saadaan muutettua noin yksi kolmasosa polttoaineen sisältämästä energiamäärästä, ja lopusta syntyy lämpöä, joka poistuu erinäisiä reittejä pitkin (Automotive Handbook, 2018, 319.)

Moottorin komponentit ovat suuren rasituksen alaisia, sillä palotapahtuman aikana sylinterinsisäinen lämpötila voi nousta jopa tuhansiin asteisiin. Ilman toimivaa jäähdytysjärjestelmää moottori voi ylikuumentua, sylinteriseinämien öljykalvo voi palaa sekä palotapahtuma voi muuttua hallitsemattomasti, mikä puolestaan johtaa nakutukseen (Automotive Handbook, 2018, 508). Öljykalvon palamisen myötä komponenttien voitelu kärsii ja niiden kuluminen tehostuu. Esimerkiksi enenaikaiset laakerivauriot voivat aiheutua liian pitkään jatkuneen kuumalle altistamisen myötä. Öljy ohenee ja oksidoituu liian kuumissa olosuhteissa, mikä johtaa esimerkiksi männänrenkaiden karstoittumiseen (Halderman, 2010, 131). Karstoittunut öljy voi myös aiheuttaa öljypumpun tai sen imuputken pään tukkeutumisen öljypohjaan kulkeutuessaan, mistä seuraa pahimmassa tapauksessa

koko moottorin hajoaminen. Moottorin lämpötilaa on siis kontrolloitava rajoittamalla se sopivalle tasolle, ettei ylikuumeneminen aiheuta pahimmillaan moottorivauriota.

Kylmää toimintalämpötila vaikuttaa niin ikään negatiivisesti moottorin kestoikään sekä mm. saastuttavuuteen. Kylmänä käytettäessä moottorin synnyttämät pako-kaasupäästöt lisääntyvät ja liikkeessä toisiaan vasten olevat komponentit kuluvat nopeammin. Myös polttoainetaloudellisuus kärsii kylmistä olosuhteista. Moottorin toimintalämpötila ja komponenttien lämpölaajeneminen on otettu huomioon suunnitteluvaiheessa, joten kun lämpötila on suunniteltua matalampi, ovat komponenttien välykset suunniteltua suuremmat. Lämpötilan laskun myötä moottoreissa käytetyn voiteluaineen viskositeetti laskee, jolloin komponenttien elinkaari lyhenee voiteluominaisuuksien heikkenemisen johdosta. Pohjoisissa olosuhteissa moottoreita lämmitetään ennen käyttöä, jotta optimaalinen käyttölämpötila saavutettaisiin mahdollisimman nopeasti käynnistyksen jälkeen.

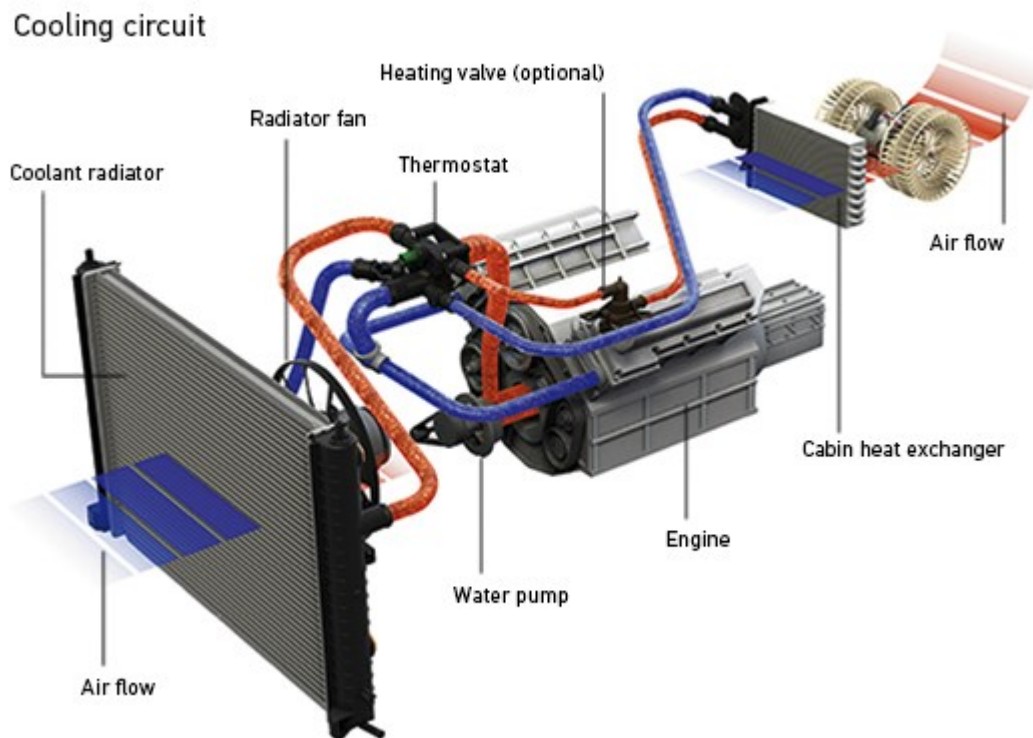
Suurimmassa osassa tuotantoautoja moottorin jäähdytys on toteutettu suljetulla neste-ilmajärjestelmällä. Jäähdytysjärjestelmässä kiertävä jäähdytysneste sitoo lämpöenergiaa itseensä moottorin komponenteista, esimerkiksi sylinterin seinämistä lohkon sisällä (Automotive Handbook, 2018, 506). Lämmennyt jäähdytysneste kiertää edelleen nestelinjoja pitkin jäähdyttimeen, jossa se jäähtyy luovuttaen lämpöenergian ilmaan. Kierto jatkuu moottorin käydessä, eli järjestelmässä virtaa jatkuvasti sama nestemäärä, eikä sitä johdeta lisää kiertoon systeemin ulkopuolelta.

Jäähdytysnesteinä käytetään normaalisti kylmemmissä olosuhteissa vesi-glykoliseosta. Vedellä on suuri ominaislämpökapasiteetti, ja se toimii tehokkaana välityksineenä lämpöenergian siirrossa eri materiaalien välillä (Automotive Handbook, 2018, 506). Vesi kuitenkin jäätyy 0 °C lämpötilassa, ja jäätyessään se laajenee noin 9 %. Kun vesi jäätyy moottorin sisällä, voi se aiheuttaa mittavat vauriot, sillä laajenemisen myötä syntyvät voimat voivat halkaista rautaisen moottorilohkon. Tästä syystä kylmemmissä olosuhteissa toimiessa veteen lisätään normaalisti 40–60 % jäätymisenestoainetta, eli useimmiten etyleeniglykolipohjaista nestettä. Jäähdytysnesteiden lämmönsiirtokyky laskee veden vastaavasta arvosta, mutta se tarjoaa Automotive Handbookin (2018, 319) mukaan suojan jäätymistä

vastaan jopa $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ lämpötilassa. Jäähdytysnesteen tehtävänä on myös voidella jäähdytysjärjestelmän komponentteja, kuten vesipumpun osia, sekä nostaa nesteen kiehumispiste yli veden kiehumispisteen. Jäähdytysjärjestelmän toimintapaineesta ja nesteen määrästä riippuen kiehumispiste voi nousta yli 130 asteeseen. Jos jäätymisenestoainetta on liikaa, se laskee nesteen kiehumispistettä.

2.2 Polttomoottorin lämmönsiirto

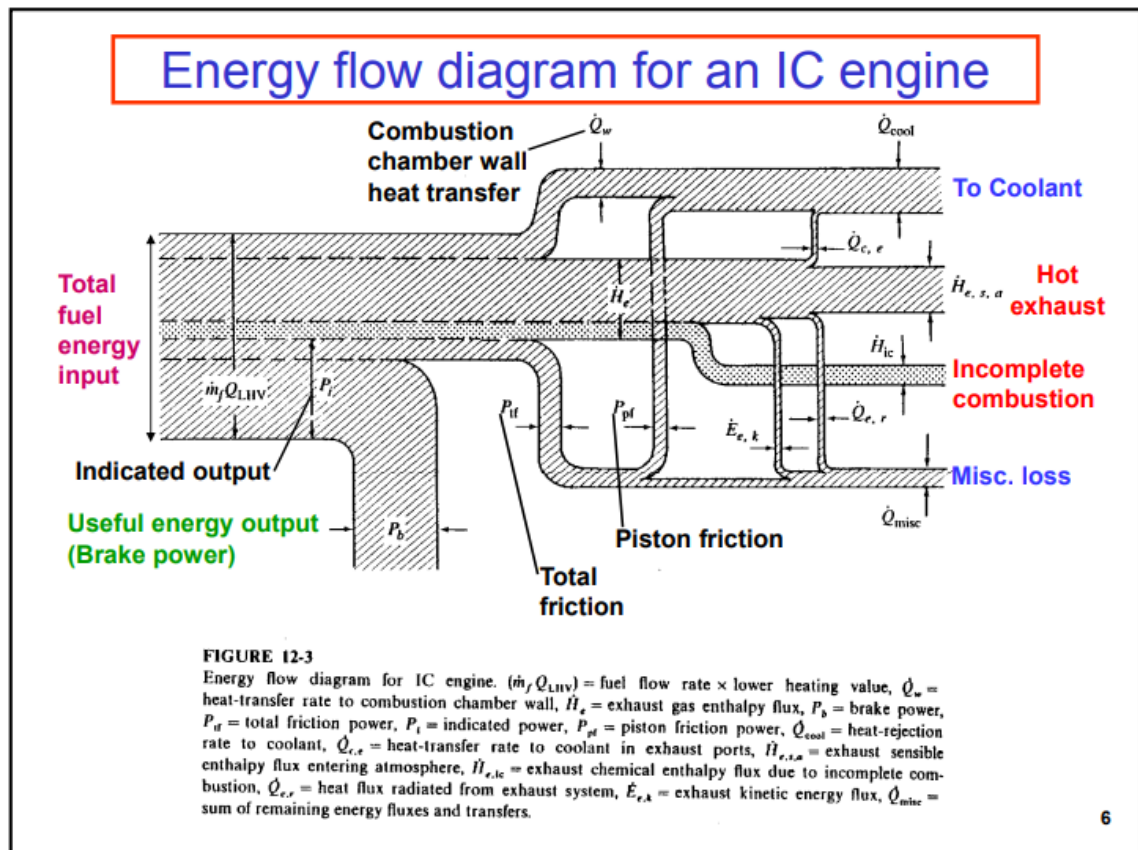
Lämmönsiirto on mahdollista, kun kahden eri systeemin välillä vallitsee lämpötilaero. Polttomoottorissa lämmönsiirtoa tapahtuu karkeasti yksinkertaistettuna kaksivaiheisesti. Lämpökuorma siirtyy ensin palotilasta sylinterien ja kannen seinämien läpi jäähdytysnesteeseen, jonka mukana ylimääräinen energia virtaa jäähdyttimelle. Jäähdyttimessä lämpöenergia siirretään jäähdytysripojen kautta nesteestä ilmavirtaan. Lopputuloksena neste jäähtyy, ja jäähdyttimen läpi virtaava ilma lämpenee. Jäähdytysnestekierto on esitetty komponenttitasolla kuvassa 1.



KUVA 1. Ajoneuvon jäähdytysjärjestelmä

Kuten aiemmin todettiin, on moottorin lämpötilaa kontrolloitava vaurioiden välttämiseksi, ja sallitut rajat lämpötiloille määrittyvät moottorissa käytettyjen komponenttien materiaalien keston kautta. Moottorilohkon materiaaleina käytetään yleensä joko valurautaa tai alumiinia. Kannen materiaalina on useimmiten alumiini. MIT:n (2017, 5) esitysten mukaan maksimilämpötilana komponenttien keston kannalta voidaan pitää valuraudalle noin 400 °C, alumiinille 300 °C ja sylinterin seinämällä vaikuttavalle öljykalvolle 200 °C. Palotapahtuman lämpötila voi nousta sylinterin sisällä paikallisesti jopa 2700 °C, mutta sylinterin ja kannen seinämien liepeillä lämpötila on jo laskenut huomattavasti, jolloin vauriota ei pääse normaalitilanteessa tapahtumaan. Kuumimpia paikkoja moottorissa ovat MIT:n (2017, 5) mukaan sytytystulpat, pakovoventtiilit, männän päällinen sekä kansi palotilan päällä.

Alla olevassa kuvassa 2 on esitelty energian jakautuminen ja siirtyminen eri muotoihin moottoria käytettäessä. MIT:n esityksen mukaan polttoaineen energiasisällöstä hukkalämmöksi jäähdytinnesteeseen siirtyy kokonaisuudessaan noin 17-26 %. Sama prosentuaalinen osuus polttoaineen sisältämästä energiasta poistuu pakokaasujen mukana ympäröivään ilmaan. Ajoneuvon liikuttamiseksi jää normaalissa ottomoottorissa MIT:n koosteen mukaan vain noin 30 % polttoaineen energiasisällöstä (MIT, 2017, 7.) Giancarlo Ferrari arvioi omassa teoksessaan (2016, 295) maksimiteholla ajettaessa samaksi liikkumiseen käytettäväksi energiaksi 38-42 % polttoaineeseen sidotusta tehosta. Monien eri lähteiden arvioita verratessa käy ilmi perinteisen polttomoottorin hyötysuhteen heikkous, johon pyritään nykytekniikan keinoin löytämään erilaisia ratkaisuja.

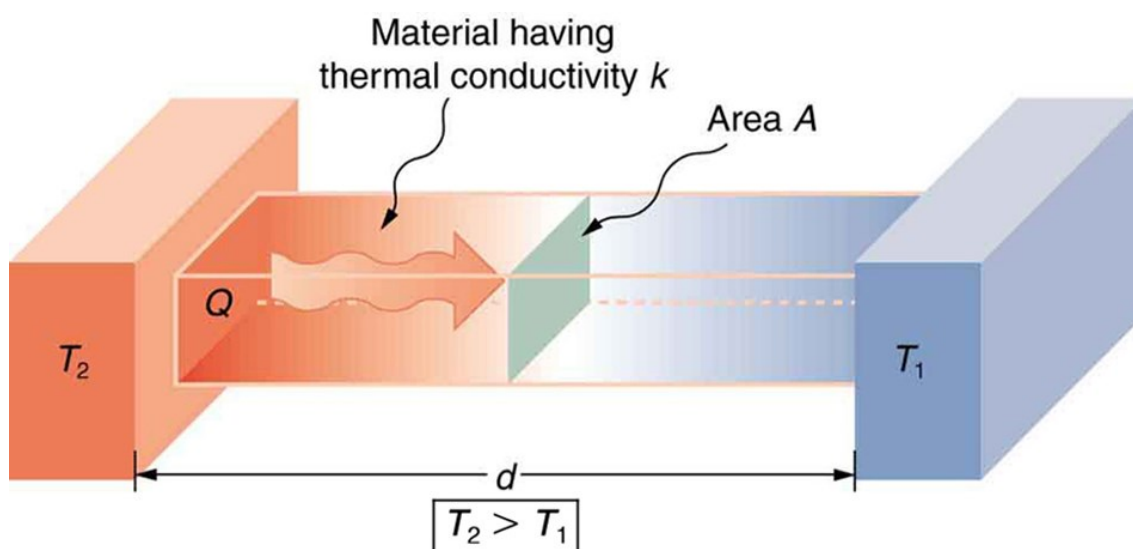


KUVA 2. Energian siirtyminen polttomoottorissa (MIT, 2017)

Lämpö voi siirtyä materiaalien välillä kolmella eri tavalla. Konduktiolla eli johtamalla, konvektiolla eli kuljetuksella, sekä radiaatiolla eli säteilyllä. Kuten aiemmin mainittu, lämmönsiirron mahdollistaa kaikissa näissä menetelmissä lämpötilaero. Mitä suurempi lämpötilaero on, sitä suurempi on lämpövuoto. Polttomoottorissa konvektio hallitsee kokonaislämmönsiirtokertoimen muodostumista, ja sillä on karkeasti arvioituna noin 90-95 % osuus koko lämmönsiirrosta. Seuraavaksi merkittävin lämmönsiirtotapa on konduktio, joka kattaa noin 5-10% kokonaisuudesta. TAMKin energiatekniikan opintomateriaalin mukaan radiaation osuudeksi jää otomoottorissa vain noin 0,05 %, joten se on merkityksettömän pieni, eikä sitä myöskään otettu tämän työn laskuissa huomioon.

2.3 Konduktio

Lämpöenergia siirtyy aineen sisällä konduktiolla, eli johtumalla. Kaasussa ja nesteessä johtuminen perustuu molekyylien törmäyksiin sekä diffuusioon aineen sisällä. Kiinteissä aineissa konduktiomekanismina toimii hilatason aaltomainen värähtely, sekä vapaiden elektronien liike (ScienceDirect, 2020.) Energia molekyylien välillä siirtyy korkeammasta tasosta matalampaan, eli lämpövirran suunta myös konduktiossa on aina korkeammasta lämpötilasta matalampaan. Johtumista voi tapahtua myös kahden eri materiaalin välillä, mikäli ne ovat fyysisesti kosketuksissa toisiinsa. Konduktion lämmönsiirtoperiaate on yksinkertaistettuna kuvassa 3.



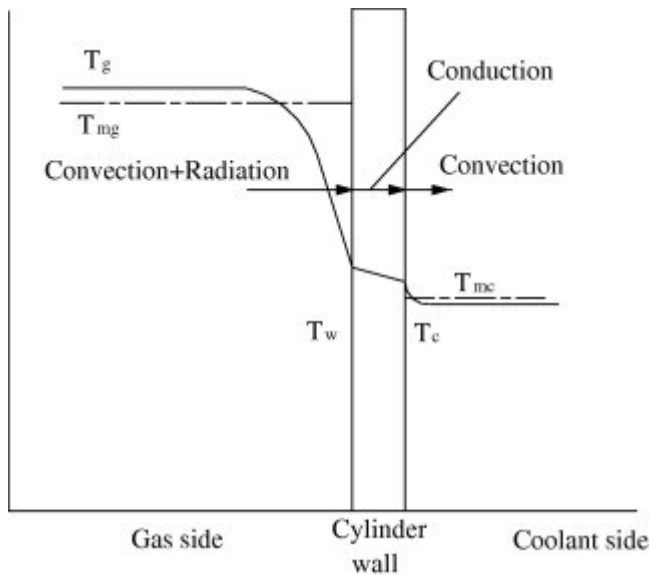
KUVA 3. Konduktio

Polttomoottorissa lämpöenergia siirtyy välittömästi palotapahtuman jälkeen konduktiolla sylinterin ja kannen seinämien läpi. Konduktion lämpövastus voidaan määrittää lämpötilaeron, lämmönsiirtopinta-alan, materiaalin paksuuden sekä -lämmönjohtavuuden avulla (MIT, 2017, 6). Tässä työssä piti arvioida lämmönsiirtopinta-ala sekä materiaalin paksuus silmämääräisesti kuvamateriaalia tutkimalla, sillä tarkkaa 3D-mallia moottorista ei ollut. Seinämän mittaaminen oli myös käytännön menetelmillä oli mahdotonta, sillä toimivaa moottoria ei haluttu avata pelkästään tätä työtä varten. Lämmönsiirtopinta-alana moottorissa toimivat sylinteriputket, sylinterin "katto" alumiinisessa kannessa, sekä pakokanavien seinämät.

2.4 Konvektio

Konvektiossa lämpöenergia siirtyy kiinteään aineen ja nesteen tai kaasun välillä jälkimmäisten virratessa. Konvektiossa yhdistyvät keskenään konduktion lämmönsiirto-ominaisuudet sekä virtausoppi. Mitä nopeammin neste tai kaasu virtaa, sitä suurempi lämpökuorma saadaan siirtymään aineiden välillä. Konvektio voi olla luonnollista, tai pakotettua. Polttomoottorin vesikierrossa on käytössä pakotettu konvektio, sillä nesteen liike mahdollistetaan ja sitä kontrolloidaan ulkoisen pumpun avulla. Myös jäähdyttimen ilmapuolella vaikuttaa sama periaate, sillä ilmavirta synnytetään ulkoisella puhaltimella.

Konvektio on polttomoottorin lämmönsiirron mekanismeista merkittävin. Otto-moottorin palotapahtumassa syntynyt lämpökuorman osa siirtyy kaasusta sylinterin seinämiin ja kanteen konvektiolla (MIT, 2017, 6). Palotapahtuma ja sen lämmönsiirto on mallintamisen ja laskennan kannalta äärimmäisen hankala, sillä polttoaine-ilma-seos palaa erittäin korkeassa paineessa sekä lämpötilassa, ja lisäksi tämä tapahtuu todella nopeassa ajassa, seoksen virratessa samaan aikaan. Lämpöenergia siirtyy seuraavaksi konduktiolla, eli johtumalla, sylinterin seinämän läpi sekä seinämän ja sitä vasten olevan hyvin ohuen nestekerroksen rajalla. Viimeisenä konvektio huolehtii lämpöenergian siirrosta virtaavan nesteen matkaan. Vesikanavien muoto sekä niiden pinta-ala vaikuttavat osaltaan virtausominaisuuksiin kanavassa, sekä siirtyvän lämpövuon suuruuteen. Lämmönsiirto sylinterin seinämän molemmin on esitetty periaatteen tasolla kuvassa 4.



KUVA 4. Polttomoottorin lämmönsiirtomekanismit (ScienceDirect, 2008)

Konvektion lämmönsiirtokertoimen laskenta riippuu esimerkiksi lämpötilaerosta, lämmönsiirrossa olevien aineiden tiheyksistä, pinta-aloista sekä lämmönsiirtopintojen geometrioista ja virtausolosuhteista (Automotive Handbook, 2018, 91.) Lämmönsiirtokertoimen laskenta perustuu näin ollen suurilta osin analyttiseen tutkimukseen ja testaukseen, jota aikojen saatossa on suoritettu. Monet tutkijat ovat ehdottaneet lämmönsiirron ongelmien ratkaisuun erilaisia korrelaatiokertoimia, joilla konvektion lämmönsiirtokertoimen laskentaa on voitu kuvata eri virtausolosuhteissa. Tässä työssä sovelletaan pääasiassa Yunus A. Cengelin teoksessa esitettyjä oletuksia, kertoimia sekä laskentatekniikkaa kilpa-auton vesipumpun ja jäähdyttimen mitoittamiseksi.

3 JÄÄHDYTYSJÄRJESTELMÄN SUUNNITTELU

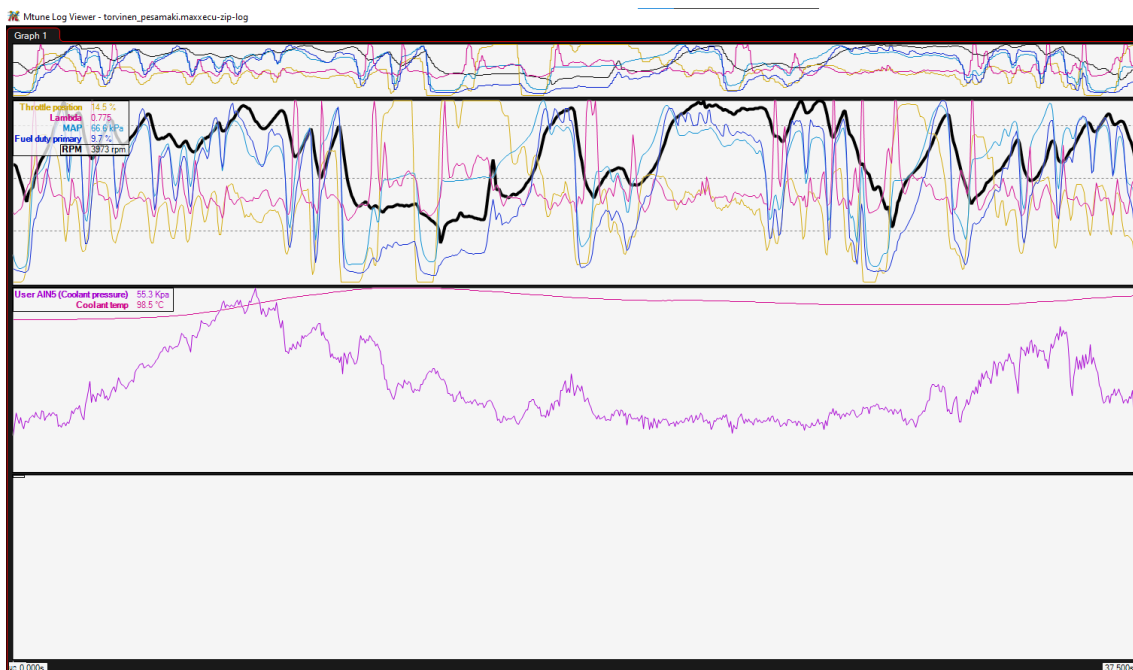
3.1 Lämpökuorma-arviot

Driftingissä moottorin tuottama lämpökuorma vaihtelee paljon, sillä ajotilanne muuttuu jatkuvasti. Mahdollisimman suurella luistokulmalla ajettaessa ajoneuvon käyttäytymistä kontrolloidaan suurelta osin kaasupolkimella, ja tyypillisesti kaasua joudutaan pumppaamaan ajosuoritteen aikana reilusti enemmän, mitä perinteisessä rata-ajossa. Moottorin synnyttämä lämpökuorma kasvaa suureksi, sillä ajonopeus ei pääse kasvamaan, mutta moottoria käytetään silti suurella tehoalueella. Lisäksi suurilla luistokulmilla ajettaessa ajoviiman jäähdyttävä vaikutus pienentyy merkittävästi, sillä vaikka jäähdytin olisi ajoneuvon keulassa ensimmäisenä, ei ajoviima virtaa jäähdyttimeen kohtisuoraan.

Driftingiä on alati muuttuvan ajotilanteen takia erittäin hankala simuloida, eikä valmiita ajotilamalleja löydy yhdestäkään simulointiohjelmasta. Tästä syystä päätettiin käyttämään muutamaa eri arviointimenetelmää jäähdytystarpeen määrittämiseksi.

3.1.1 Vertailu toiseen kilpa-ajoneuvoon

Arviointi aloitettiin tarkastelemalla erään tutun kilpakuljettajan driftingin pro 2 -luokan ajoneuvon moottorilogeja, jotka oli ajettu Honkajoella sijaitsevalla Pesämäen moottoriradalla syksyllä 2020. Kuvassa 5 on esitetty moottorinohjaimen tallentamat arvot harjoitteluajosta yhden kierroksen ajalta. Kuvassa näkyvän ikkunan eli yhden rata kierroksen aika on 37 sekuntia. Kuvaajien arvojen käyttäytymisessä paljastuu driftingin luonne täydellisesti: suurella luistokulmalla ajettaessa ajotilanne muuttuu jatkuvasti, jolloin ajoneuvon liikettä joudutaan kontrolloimaan reilusti kaasupoljinta käyttämällä. Tämä näkyy esimerkiksi moottorin kierrosnopeuden kuvaajassa, joka on esitetty kuvassa 5 mustalla.



KUVA 5. Vertailuajoneuvon moottorilogi MTune -ohjelmassa

Yhden ajetun kierroksen ajalta tallennetut moottorinohjaimen arvot koottiin Excel-taulukkoon, ja kullekin muuttujalle laskettiin keskiarvo. Tärkeimmät keskiarvot koottiin edelleen taulukkoon 1. Kun logattujen muuttujien keskiarvoja tarkasteltiin auton teho-vääntökäyrän rinnalla, voitiin arvioida keskimääräiseksi käytössä olleeksi pyörätehoksi n. 330 hv, auton maksimitehon ollessa 600 hv.

TAULUKKO 1. Vertailuajoneuvon kuvaajien keskiarvot Pesämäellä

Kierrosnopeus	4959	rpm
Imuilman lämpötila	24,5	°C
Imusarjan paine	126,9	kPa
TPS	46	%
Suuttimien käyttöaste	35,4	%
Arvioitu pyöräteho	330	hv

Vertailuajoneuvon massa on 1060 kg, kun tämän työn kohdeajoneuvon massa tulee valmistuessaan olemaan kaikkien muutostöiden jälkeen noin 1200 kg. Logiin tallennettujen vertailuarvojen ja ajoneuvojen painoeron perusteella arvioitiin tämän työn kohdeajoneuvossa tarvittavan jäähdyttimen olevan vähintään samaa

kokoluokkaa, kuin vertailuajoneuvossa. Todellisessa ajotilanteessa tehontarve oletetaan olevan lähellä auton maksimitehoa, eli 400 hevosvoimaa.

3.1.2 Lämpökuorma-arvio polttoainetehosta

Lämpökuorma-arvion tekemiseen kysyttiin ulkopuolista apua AGCO Powerin simulaatioinsinööriltä Kalle Aholalta. Käydyn keskustelun tuloksena päädyttiin arvioimaan nesteeseen siirtyvää hukkatehoa Aholan ehdottamien MIT:n tutkimusten arvoilla. MIT:n tutkimusten mukaan polttoainetehosta päätyy polttomoottorissa jäähdytysnestekiertoön 17-26% energiasta (MIT, 2017, 4.) Tämän esityksen pohjalta päätettiin laskea lämpökuorman määrä kohdeajoneuvossa. Laskennallinen polttoainetehto maksimitehoalueella selvitettiin moottoriohjaimesta saatujen suuttimien aukioloaikojen avulla, ja laskenta koottiin taulukkoon 2. Lämpökuorma kohdeajoneuvon suuttimilla maksimitehoalueella olisi noin 26-40 kW.

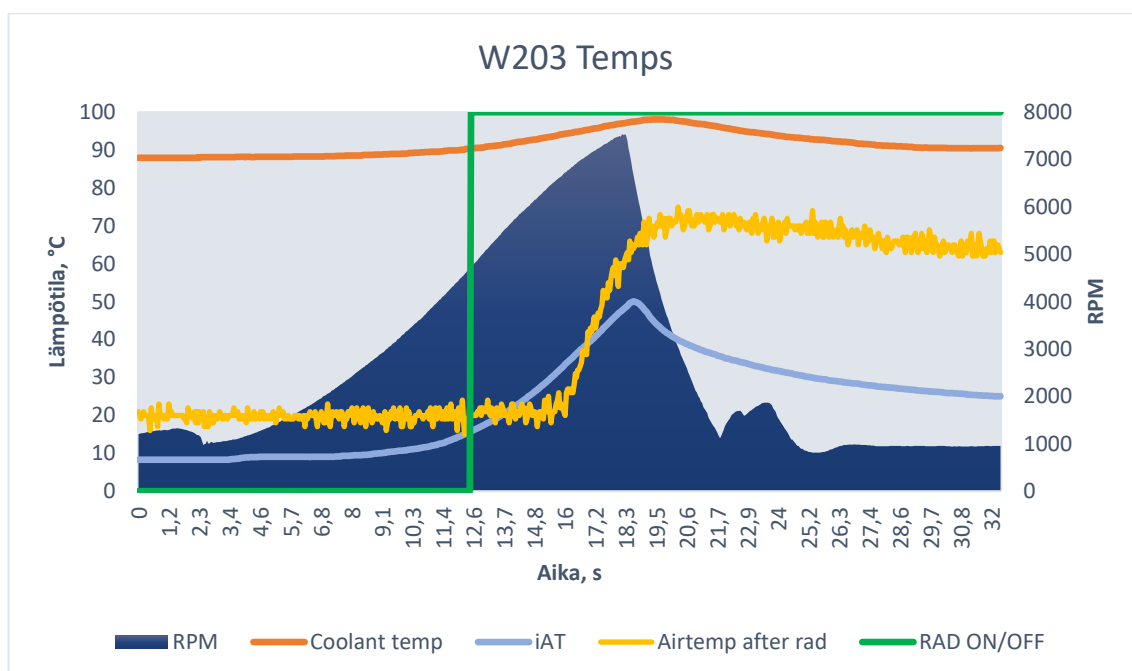
TAULUKKO 2. Laskenta perustuen suuttimien aukioloaikoihin maksimiteholla

Arvioitu käyttöön tarvittava pyöräteho	400,00	hv
Pyörimisnopeuden keskiarvo	6000,00	rpm
Kierroksen aika pesämällä	50,00	s
Kaksi kierrosta	2,00	kpl
Moottorin pyörähdysten lkm valituilla kierroksilla	10000,00	kpl
Suihkutusten lukumäärä valituilla kierroksilla	5000,00	kpl
Suuttimen keskimääräinen aukioloaika 720°	0,0068	s
Suuttimen aukioloaika valitulla kierrosmäärällä	34,00	s
Suuttimen nimellisvirtaus 3bar	1300,00	cm ³ /min
Suuttimen virtaus sekunnissa	21,67	cm ³ /s
Suihkutetun polttoaineen tilavuus valitulla kierrosmäärällä	736,67	cm ³
Etanolin tiheys	0,79	g/cm ³
Suihkutetun etanolimäärän massa	581,52	g
Etanolin lämpöarvo	26,40	MJ/kg
Suihkutetun etanolimäärän sisältämä energia	15,35	MJ
MIT mukaan hukkaenergia nesteeseen	17-26	%
17 %	2,61	MJ
26 %	3,99	MJ
Lämpökuorma MIT:n arvion mukaan		
17 %	26098,83	W
26 %	39915,85	W

3.1.3 Todellinen lämpökuorma tehomittauksesta

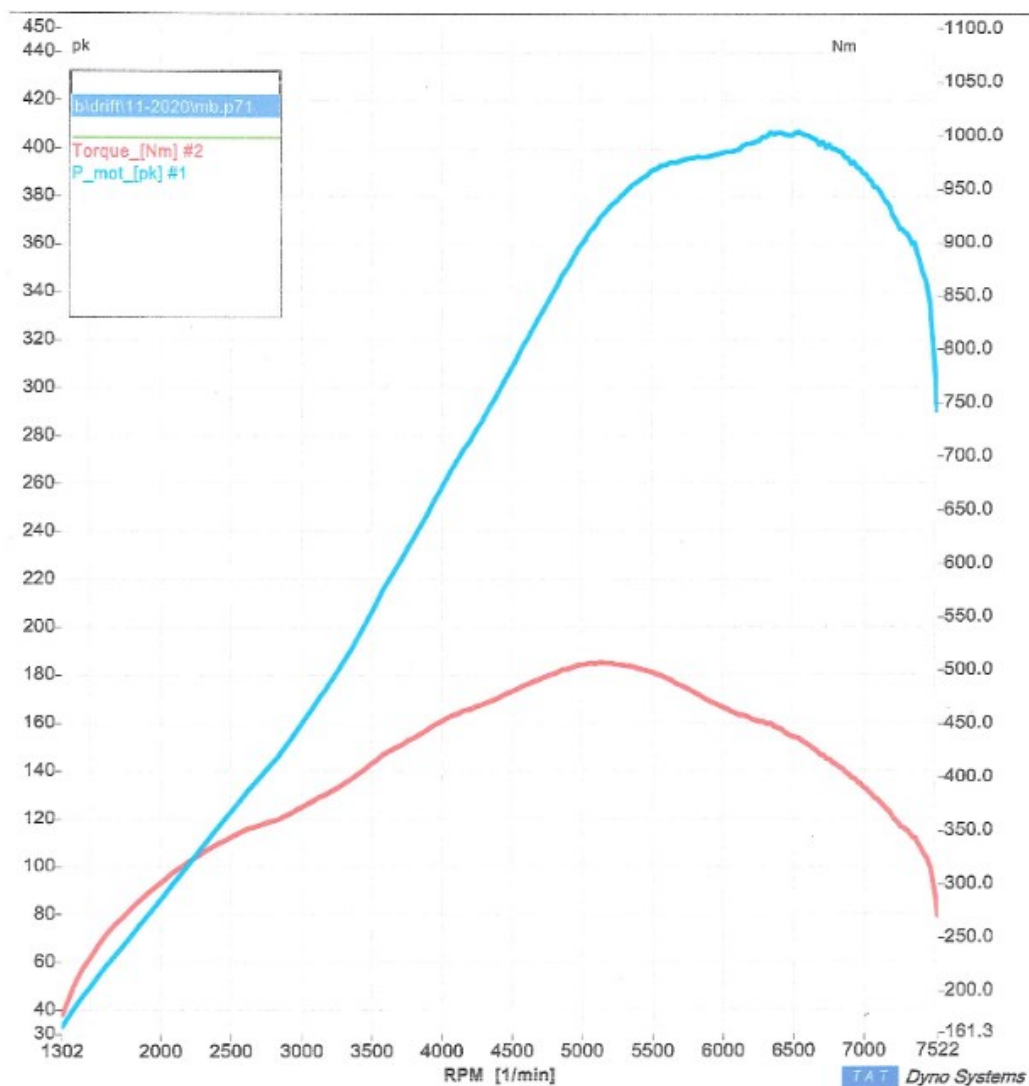
Seuraavaksi tarkastettiin kohdeajoneuvon moottorilogit tehomittauksesta, joka ajettiin auton lopullisella tekniikalla, mutta alkuperäisellä jäähdyttimellä sekä flektillä. Pumppu oli tässä vaiheessa jo valittu ja asennettu autoon. Jäähdytysnesteen, eli veden, lämpötilaa mitattiin paine-lämpötila-anturilla ennen jäähdytintä, sekä k-lanka-anturilla jäähdyttimen jälkeisestä eristetyistä paluulinjasta putken päältä. Jäähdytysilman lämpötilaa mitattiin kahdella k-lanka-anturilla, jotka oli sijoitettu jäähdyttimen etu- ja takapuolelle. Mittaukset epäonnistuivat paluulinjan nesteen lämpötilan mittaamisen osalta anturin ollessa viallinen, mutta ilman lämpötilan mittaus kuitenkin onnistui samoilla antureilla ilman ongelmia. Paluulinjan lämpötilatieto olisi helpottanut uuden jäähdyttimen mitoittamista alkuperäisestä jäähdyttimestä saatujen vertailuarvojen kautta. Lopulta tämä ei kuitenkaan vaikuttanut mitoitukseen, sillä mitoitusmenetelmää vaihdettiin myöhemmin ϵ -NTU:hun.

Kuviosta 1 voidaan nähdä moottorinohjaimen tallentamat arvot penkkivedosta. Tumman sinisellä maalattu alue kuvaa moottorin pyörimisnopeutta, oranssi kuvaaja veden lämpötilaa ennen jäähdytintä, vaalean sininen imuilman lämpötilaa, keltainen ilman lämpötilaa jäähdyttimen jälkeen ja vihreä flektin ohjaussignaalia. Kun tarkastellaan veden lämpötilaa ennen jäähdytintä välillä 88-98 °C, voidaan sanoa lämpötilan nousun olevan likimain lineaarista. Lisäksi kuviosta nähdään, että flekti lähti päälle jo vedon aikana, mutta sen käynnistymiseen kului noin neljä sekuntia aikaa, ja jäähdyttävän ilman lämpötila saavutti lopullisen arvonsa vasta vedon loputtua. Ilman jäähdyttävän vaikutuksen oletettiin olevan tästä syystä merkityksettömän pieni laskettaessa veden lämmitystehoa. Veden lämpötila lähti laskemaan välittömästi vedon jälkeen puhaltimen saavuttaessa maksimipyörimisnopeutensa.



KUVIO 1. Lämpötilat tehopenkissä

Kuviosta 1 nähdään veden lämpötilan nousevan 10 °C ajassa 17,1 s. Lämpötehoksi saadaan siten noin 32 kW, joka osuu keskivaiheille MIT:n hukatehoarvion kanssa. Tämä oli koko kierrosalueen keskimääräinen lämpöteho, joten sen oletettiin sopivan hyvin ajotilanteeseen driftingissä, jossa moottorin kierrokset vaihtelevat rajusti. Koska moottorin kuormitus on tehopenkissä 100 %, voidaan olettaa tähän tilanteeseen mitoitettun jäähdyttimen tuovan varmuutta lämmönsiirtoon, sillä todellisessa ajotilanteessa kuormitus jää väistämättä vähäisemmäksi, vaikka autolla ajetaankin lähes maksimitehoalueella. Pyörätehon huippu oli lopullisen säädön jälkeen 407 hv, ja vääntömomentti 508 Nm (kuva 6).



KUVA 6. Tehonmittaustodistus

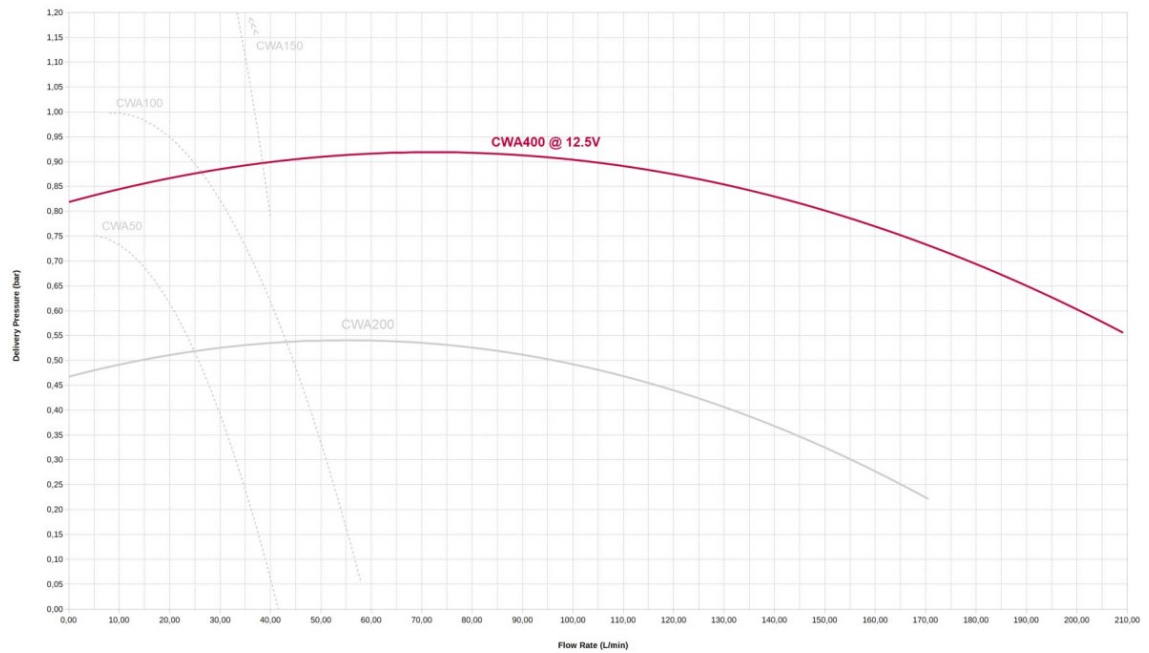
Ajoneuvon käyttöympäristön olosuhteet vaihtuvat lämmönsiirron kannalta hankalammiksi kilpailukauden alkaessa. Myöhään syksyllä penkittäessä ympäristön lämpötila pysyi jatkuvasti noin 20 °C:ssa, kun kesän kilpailuissa jäähdytysilman lämpötila voi kohota asfaltoidun radan tuntumassa yli 40 °C:n lukemiin. Tästäkin syystä jäähdyttimen mitoitukseen haluttiin varmuutta, jotta kilpailusuorite sekä harjoittelupäivät pystyttäisiin ajamaan ilman lämpöongelmia. Tarvittavaksi jäähdytystehoksi päätettiin auton omistajan kanssa noin 50 kW, jolloin varmuuskerroin olisi noin 1,5, kun verrataan tehopenkin vedossa vettä lämmittäneeseen tehoon. Varmuutta tulisi myös MIT:n arvioista laskettuun maksimiteholla vettä lämmittävään tehoon.

3.2 Tilavuusvirta

Kun ajoneuvon jäähdytystarve oli selvillä, voitiin mitoittaa jäähdytysjärjestelmän virtauspuoli, ja valita käytettävä pumppu, jolla lämpökuorma saataisiin riittävän tehokkaasti poistettua lämpölähteestä. Kuten aiemmin todettiin, lämpökuorma siirtyy ensin moottorista veteen, jonka mukana se kuljetetaan jäähdyttimelle, ja siirretään ilmaan pakotetulla konvektiolla flektin avustuksella. Moottorissa lämmönsiirtoon vaikuttaa koko prosessin mahdollistavan lämpötilaeron lisäksi sylinterien seinämien paksuus, nestekanavien geometria sekä nesteen virtausnopeus. Kun kahden systeemin lämpötilaero sekä moottorin kanavien geometriat ovat tiedossa ja vakioita, voidaan nesteen virtausnopeuden, ja edelleen pumpun tuottaman tilavuusvirran kautta määritellä moottorista nesteeseen siirtyvä lämpöteho. Näissä olosuhteissa tilavuusvirta on käytännössä suoraan verrannollinen lämpövirran suuruuteen.

Vesipumpuksi oli jo aiemmin ostettu Pierburgin valmistama CWA400-malli, sillä auton muutetulle jäähdytysjärjestelmälle oli pakko saada uusi pumppu penkitystä varten. CWA400 valittiin sen tuotto-ominaisuuksien takia, sen ollessa yksi tehokkaimmista tehdasvalmisteisten henkilöautojen sähköisistä pumpuista. Pumpun tuottaman tilavuusvirran riittävyys päätettiin kuitenkin tarkastaa, jotta pystyttiin varmistamaan sen riittävyys kilpailukäyttöön.

Kuviossa 2 on esitetty pumpun tuottokuvaaja. Pumpun iteratiiviseen mitoitukseen käytettiin tilavuusvirran arvoa 80 l/min, jolloin pumpun tuottopaine on 0,9 bar. Mikäli jäähdytysjärjestelmän painehäviön voittamiseen ei tarvita näin suurta tuottopainetta, voidaan pumpun tuottamaa tilavuusvirtaa vielä kasvattaa kuvaajan mukaisesti paineen kustannuksella. Jäähdytysjärjestelmän paine on kuitenkin tärkeää pitää riittävän korkealla, jotta jäähdytysnesteen kiehumispiste nousee, ja moottori voidaan pitää tehokkaassa toimintalämpötilassa.



KUVIO 2. Pierburg CWA400 tuottokuvaaja (Tecomotive, 2020)

Tilavuusvirran riittävyys tarkastamiseen käytettiin SMath-ohjelmaa. SMath on avointa lähdekoodia hyödyntävä ilmainen laskentaohjelma, joka vastaa täysin toimintoiltaan maksullista Mathcad-ohjelmaa. SMath on omiaan iteratiiviseen laskentaan, sillä lähtöarvoja muuttamalla voidaan helposti ja nopeasti tarkastella vaikutukset lopputulokseen. Tarvittava tilavuusvirta tarkastettiin tekemällä SMat-hiin laskuri, joka tulostaa lopuksi veteen siirtyvän lämpötehon määrän.

Lämpöteho voidaan yksinkertaisimmillaan määrittellä kaavalla 1, (Cengel, 2003, 131)

$$Q = \frac{\Delta T}{R_{kok}} \quad (1)$$

jossa, Q on lämpöteho, ΔT lämpötilaero sisään tulevan veden ja moottorin maksimilämpötilan välillä ja R_{kok} systeemin yhteinen termien resistanssi, eli lämpövastus. Jos lämpötilaeron muodostamat lämpötilat moottorissa oletetaan esimerkiksi moottorilogin perusteella oikeaan haarukkaan, jää selvitettäväksi ainoastaan kokonaislämpövastus, joka koostuu konduktion sekä konvektion lämpövastuksista.

Konduktion lämpövastukset moottorin komponenteille voitiin laskea yksinkertaisesti kaavalla 2 (Cengel, 2003, 132),

$$R_{kond_x} = \frac{S_{cyl}}{k_x \cdot A_x} \quad (2)$$

jossa S_{cyl} on lämmönsiirrossa olevan seinämän halkaisija, k_x komponentin lämmönjohtavuus ja A_x kanavien oletettu lämmönsiirtopinta-ala. Konduktion termisen resistanssin laskennassa jouduttiin olettamaan seinämän paksuus sekä lämmönsiirtopinta-alat moottorin komponenttien sisäpinnoille, sillä komponentteja ei päästy mittaamaan, ja toisekseen tarkkaa lämmönsiirrossa olevaa pinta-alaa ei pystytä ilman tietokoneavusteista simulointia varmistamaan. Lämmönsiirtopinta-alojen arviointiin käytettiin apuna tiedossa olevia mittoja moottorista, kuvamateriaalia sekä vertailua muihin moottoreihin.

Lämpötilaero moottorin ja veden välillä olevan sama joka puolella moottoria. Lämmönsiirrossa oleviksi pinnoiksi taas oletettiin AGCO Powerin Aholan kanssa käydyn keskustelun pohjalta sylinterin sisäpinta-ala, sylinterin ”katto” kannessa sekä pakokanavien sisäpinta-ala. Lohkon osuuden laskemisessa sijoitettiin k_x paikalle valuraudan lämmönjohtavuus, ja sylinterin katon sekä pakokanavien osuksissa alumiinin lämmönjohtavuus. Seinämän vahvuuden oletettiin olevan komponentista riippumatta sama joka paikassa.

Näillä oletuksilla voitiin laskea lohkon, kannen venttiilitason sekä pakokanavien konduktiotapahtumien termiset resistanssit yhteen kaavalla 3.

$$R_{kond} = \frac{1}{\frac{1}{R_{kond_lohko}} + \frac{1}{R_{kond_kansi}} + \frac{1}{R_{kond_pako}}} \quad (3)$$

Kaavaa voidaan verrata vastusten rinnankytkennän resistanssin ratkaisemiseen, mikä toimii samalla tavalla. Konduktion termiseksi resistanssiksi saatiin yhteensä $2 \cdot 10^{-3}$ K/W.

Konvektion lämpövastuksen määrittäminen vaati reilusti enemmän vaihteita, sillä siinä veden virtausominaisuudet kanavissa ovat merkittävässä roolissa lämmönsiirrossa. Konvektion termien resistanssi voidaan laskea kaavalla 4, (Cengel, 2003, 130)

$$R_{konv} = \frac{1}{h_{konv} \cdot A_{tot}} \quad (4)$$

jossa h_{konv} on konvektion lämmönsiirtokerroin ja A_{tot} lämmönsiirrossa olevien kanavien sisäpinta-ala.

Lämmönsiirtokerroimen määrittelyyn vaaditaan veden lämmönjohtavuuden k_{vesi} ja virtauskanavan hydraulisen halkaisijan D_h lisäksi virtausominaisuuksien tarkastelua. Lämmönsiirtokerroin määritellään kaavalla 5. (Cengel, 2003, 361)

$$h_{konv} = \frac{k_{vesi} \cdot Nu}{D_h} \quad (5)$$

Virtausominaisuudet otetaan kaavassa 6 huomioon Nusseltin luvulla Nu , joka kuvastaa konvektion ja konduktion lämpövirtojen suhdetta, ja on täten yksikötön. Mitä suurempi Nusseltin luku on, sitä tehokkaammin konvektio vaikuttaa lämmönsiirtoon. (Cengel, 2003, 336)

Nusseltin luvulle on aikojen saatossa esitelty lukuisia korrelaatiokertoimia monien tutkijoiden toimesta. Lisäksi sen määrittelemisessä voi esiintyä virhettä Cengelin mukaan jopa 25 %. Kaava 6 vähentää Nusseltin luvun määrittelystä aiheutuvan virheen alle 10 %:iin ja se soveltuu hyvin turbulenttiselle virtaukselle. (Cengel, 2003, 441)

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot Re_k \cdot Pr}{1,07 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (6)$$

Kaavassa f kuvaa kitkavastuskerrointa, Re_k Reynoldsin lukua kanavan virtauksessa ja Pr Prandtin lukua. Jokainen muuttuja on paljas luku, ja jokaiselle löytyy

jälleen useita tapoja sekä kaavoja näiden ratkaisemiseen. Cengelin teoksesta pyrittiin poimimaan tähän mitoitustarkoitukseen sopivimmat kaavat virtaavan aineen, ja systeemin ominaisuuksien perusteella.

Veden ominaisuudet katsottiin Peacesoftware.de -sivustolta. Asettamalla olosuhteet 1,5 barin absoluuttiseen paineeseen ja 90 °C lämpötilaan, saatiin seuraavaan kaavaan tarvittavat suureet selville. Yksikötön Prandtlin luku voitiin tämän jälkeen laskea kaavalla 7,

$$Pr = \frac{c_{p90} \cdot \mu_{90}}{k_{vesi}} \quad (7)$$

jossa c_{p90} on veden ominaislämpökapasiteetti, μ_{90} veden dynaaminen viskositeetti, ja k_{vesi} veden lämmönjohtavuus. Kuten kaavasta huomataan, Prandtlin luvun suuruuteen vaikuttavat ainoastaan aineen ominaisuudet, jotka muuttuvat paineen ja lämpötilan muuttuessa. Näille muuttujille pystyttiin siis antamaan tässä laskennassa ainoastaan keskiarvoja.

Reynoldsin luku kuvaa puhtaasti virtauksen turbulentsuutta. Reynoldsin luvun laskemiseksi käytettiin kaavaa 8, (Cengel, 2003, 343)

$$Re_k = \frac{D_h \cdot v_k}{\nu_{vesi}} \quad (8)$$

jossa D_h on moottorin vesikanavan hydraulinen halkaisija, joka on pyöreän kanavan tilanteessa suoraan kanavan poikkileikkauksen halkaisija. Nesteen virtausnopeutta kuvaa muuttuja v_k , ja ν_{vesi} on nesteen kinemaattinen viskositeetti, joka saatiin myös poimittua Peacesoftware-sivustolta. Putkivirtauksen Reynoldsin luvun ollessa alle 2300 on virtaus laminaarista. Hydrauliikan perusteiden oppimateriaalin mukaan aluetta 2300:sta 4000:n kutsutaan siirtymäalueeksi, sillä virtaus vaihtelee satunnaisesti laminaarisen ja turbulentsin virtauksen välillä. Reynoldsin luvun ylittäessä arvon 4000 muuttuu virtaus turbulentsiksi, mutta osa kirjallisuuslähteistä pitää vasta arvoa 10000 varmana turbulentsisuuden rajana, ja aluetta 2300–10000 siirtymäalueena. Tässä työssä päätettiin käyttää TAMKin hydrauliikan perusteita lähteenä Reynoldsin luvun määrittämiselle.

Nusseltin luvun määrittely vaati vielä kitkavastuskertoimen laskemisen. Koska Reynoldsin luvun perusteella virtaus oli voimakkaasti turbulenttinen, voitiin kitkavastuskertoimen laskemiseksi käyttää kaavaa 9,

$$f = (0.79 \cdot \ln(Re_k) - 1.64)^{-2} \quad (9)$$

joka on tarkoitettu sileäpintaisessa putkessa tapahtuvalle turbulenttiselle virtaukselle. Kaava tunnetaan Petukhovin ensimmäisenä lauseena (Cengel, 2003, 441).

Kun kaikki tarvittavat kaavat olivat tiedossa, voitiin olettaa kanavien geometriat lämmönsiirtopinta-alan laskemiseksi, ja tarkastaa lämmönsiirron teho. Kanavat oletettiin pyöreiksi 10 mm halkaisijalla oleviksi 300 mm pituisiksi putkiksi, joita oli jokaisen sylinteriputken ympärillä 4 kpl. Kanavien oikeita pituuksia ja muotoja oli haastavaa arvioida ilman 3D-mallia tai varamoottoria, joten muodot jouduttiin arvioimaan kuvamateriaalin perusteella. Sylinterin seinämän paksuudeksi oletettiin 5 mm.

Kun veden sisääntulolämpötilaksi oletettiin 90,6 °C ja moottorin maksimilämpötilaksi 100 °C, saatiin lopulliseksi lämpötehoksi Q kaavan 1 mukaan 34 kW, joka on lähellä tehopenkissä mitattua tulosta. Tilavuusvirta oli 80 l/min, joten Pierburg CWA400:n tilavuusvirran voidaan olettaa riittävän myös pidempiaikaiseen kuorimitukseen, sillä tehopenkin lyhyet vedot sujuivat ilman häiriöitä, ja pitempiaikaista jatkuvaa rasitusta varten pumpun tilavuusvirtaa pystytään lisäämään reilusti, sillä pumpun maksimituotto oli 220 l/min.

Tilavuusvirta 80 l/min saatiin iteroitua vasta viimeisen vaiheen, eli jäähdyttimen mitoituksen jälkeen, sillä monivaiheisen laskennan väliarvot tietenkin vaihtelivat alkuarvoja muutettaessa. Tässä vaiheessa tärkeintä oli tarkastaa moottori-vesilämmönsiirron tehon suuruusluokka pumpun riittävyyden kannalta.

3.3 Jäähdyttimen mitoitus

Lämpölähteelle vaadittavan tilavuusvirran ja moottori-vesi-lämmönsiirron tarkastamisen jälkeen pystyttiin kartoittamaan jäähdytyspuolen tarpeet sekä mitoittamaan jäähdytin. Jäähdytin voidaan mitoittaa selvittämällä jäähdyttimen vesi- ja ilmapuolen konvektion lämmönsiirtokertoimet, jotka lasketaan samalla tavalla, kuin lämmönlähteen puolella. Konduktion vaikutus voidaan jäähdytyspuolella sulkea pois laskelmista, sillä sen vaikutus lopulliseen lämmönsiirtokertoimen suuruuteen on käytännön kannalta merkityksettömän pieni.

Auton jäähdyttiminä käytetään yleisesti kompakteja ristivirtalämmönvaihtimia. Ristivirtalämmönvaihtimessa lämmönsiirrossa olevat aineet virtaavat kohtisuoraan toistensa ohi. Lisäksi aineiden virtaus on sekoittumatonta, Cengel in teoksessa esiteltynä englanniksi "unmixed flow". Tämä tarkoittaa sitä, että virtaavat aineet liikkuvat omissa kanavissaan suoraviivaisesti sekoittumatta toisiinsa. Nimitys kompakti ristivirtalämmönvaihdin kertoo suoraan komponentin koosta. Kompaktissa ristivirtalämmönvaihtimessa erittäin suuren lämmönsiirtopinta-alan muodostavat jäähdytysrivit on pakattu niin, että itse jäähdyttimen koko jää suhteellisen pieneksi (Cengel, 2003, 669). Jäähdytinrakenne mahdollistaa laajan käytön ajoneuvoteollisuudessa, sillä konetilat ovat varsinkin uudemmissa autoissa hyvin ahtaita.

3.3.1 Lämmönsiirtokertoimet

Kuten aiemmin mainittiin, jäähdyttimelle laskettiin lämmönsiirtokertoimet vesi- ja ilmapuolelle. Koska lämmönsiirtokertoimen laskenta perustuu mm. virtauskanavien geometriaan, piti sopiva lämmönvaihdin iteroida tässä vaiheessa useista mahdollisista vaihtoehdoista. Ainoastaan lopullinen valittu vaatimukset täyttävä jäähdytin esitellään tässä työssä. Käyttöön valittiin alumiininen kaksirivinen jäähdytin, jonka kennon mitat olivat 560 x 480 x 60 mm. Sisäpuolisten vesikanavien lukumäärä oli 86 kpl, ja riparivien lukumäärä 45 kpl.


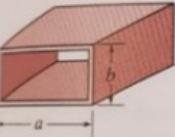
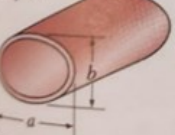

Vesipuolen lämmönsiirtokertoimen laskeminen ei poikkea tilavuusvirtavaatimuksessa esitellystä laskennasta, joten sitä ei esitellä laajemmin uusiksi. Laskenta

on nähtävillä liitteessä 1. Virtaus jäähdyttimen vesiputkissa oli Reynoldsin luvun perusteella likimain turbulenttista ($Re \sim 10000$), jonka mukaan kitkavastuskertoimen laskentakin voitiin suorittaa samalla tavalla, kuin aiemmin. Konvektion lämmönsiirtokertoimeksi vesipuolelle saatiin lopulta $10,4 \text{ kW/m}^2\text{K}$.

Ilmapuolen laskentaa varten saatiin tavarantoimittajalta tiedot jäähdytinripojen geometrioista. Lisäksi ilman tilavuusvirta piti saada selville. Jo tässä vaiheessa tiedettiin, että autossa tullaan käyttämään alkuperäistä puhallinta, sen ollessa huomattavasti tehokkaampi verrattuna tarvikepuhaltimiin. Puhaltimen tuottama tilavuusvirta ja virtauksen nopeus jäähdyttimen läpi mitattiin TAMKin fysiikan laboratorion Airflow Instruments LCA301 -anemometrillä. Mittaukset suoritettiin ennen ja jälkeen jäähdytintä.

Ilmapuolen lämmönsiirron laskennassa edettiin samalla tavalla, kuin vesipuolella Nusseltin luvun laskemiseen asti. Reynoldsin luku oli ilmakehän virtaukselle vain 469, joten virtaus on tämän perusteella laminaarista. Laminaarisen virtauksen Nusseltin luvun arvioimiseksi voitiin käyttää kuvan 7 kolmion muotoisen kanavan tapausta. Kohdejäähdyttimen riparakenteen muodostamien ilmakehävien keskuskulmat olivat 15° , joten Nusseltin luvuksi arvioitiin tasaisen tilavuusvirran vaikutusalueella 2,6.

TABLE 8-1
Nusselt number and friction factor for fully developed laminar flow in tubes of various cross sections ($D_h = 4A_c/p$, $Re = V_m D_h/\nu$, and $Nu = hD_h/k$)

Tube Geometry	a/b or θ°	Nusselt Number		Friction Factor f
		$T_s = \text{Const.}$	$\dot{q}_s = \text{Const.}$	
Circle 	—	3.66	4.36	64.00/Re
Rectangle 	a/b 1 2 3 4 6 8 ∞	2.98 3.39 3.96 4.44 5.14 5.60 7.54	3.61 4.12 4.79 5.33 6.05 6.49 8.24	56.92/Re 62.20/Re 68.36/Re 72.92/Re 78.80/Re 82.32/Re 96.00/Re
Ellipse 	a/b 1 2 4 8 16	3.66 3.74 3.79 3.72 3.65	4.36 4.56 4.88 5.09 5.18	64.00/Re 67.28/Re 72.96/Re 76.60/Re 78.16/Re
Triangle 	θ 10° 30° 60° 90° 120°	1.61 2.26 2.47 2.34 2.00	2.45 2.91 3.11 2.98 2.68	50.80/Re 52.28/Re 53.32/Re 52.60/Re 50.96/Re

KUVA 7. Nusseltin luku ilmakanavassa (Cengel, 2003, 437)

Kun Nusseltin luku oli selvillä, voitiin laskea jäähdyttimelle kokonaislämmönsiirtokerroin U käyttämällä kaavaa 10,

$$U = \left(\frac{A_{rivat}}{A_{inner}} \cdot \frac{1}{h_{vesi}} + \frac{1}{h_{ilma}} \right)^{-1} \quad (10)$$

jossa A_{rivat} on jäähdytinmatriisin ripojen muodostama yhteispinta-ala, A_{inner} jäähdyttimen vesiputkien sisäpinta-ala, h_{vesi} on vesipuolen lämmönsiirtokerroin ja h_{ilma} on ilmapuolen lämmönsiirtokerroin. Kokonaislämmönsiirtokerrointa lasiessa voidaan hyvin huomata, kuinka kertoimen suuruutta hallitsee ilmapuolen lämmönsiirtokerroin, eikä vesipuolen kertoimella ole kovinkaan suurta vaikutusta lopputulemaan. Lopulliseksi kokonaislämmönsiirtokertoimeksi saatiin 43,4 W/m²*K

3.3.2 ϵ -NTU-menetelmä

Jäähdyttimen tehokkuus ja edelleen arvioitu lopullinen jäähdytysteho pystytään selvittämään ϵ -NTU-menetelmää käyttämällä. ϵ -NTU-menetelmä perustuu vesi- ja ilmavirtojen lämpökapasiteettien suhteen ja jäähdyttimen tehokkuuden laskeamiseen. Menetelmässä epsilon kuvastaa jäähdyttimen tehokkuutta prosentteina teoreettisesta maksimijäähdytystehosta. NTU taas tulee englannin kielen sanoista "Number of Transfer Units", joka tarkoittaa lämmönsiirtoyksiköiden määrää.

Cengelin mukaan Lämmönsiirto jäähdyttimessä saavuttaa maksimiarvonsa, kun toinen lämmönsiirrossa olevista kahdesta aineesta saavuttaa toisen sisääntulo- lämpötilan. Tämä ei ole mahdollista muussa, kuin siinä tapauksessa, jos aineiden massavirtojen ja ominaislämpökapasiteettien tulot, eli "lämpökapasiteettisuhteet" ovat samat. Yleensä näin lämmönvaihtimissa kuitenkin ole, joten silloin aine, jolla on pienempi lämpökapasiteettisuhte saavuttaa suuremman lämpötilan muutoksen lämmönsiirtotapahtumassa (Cengel, 2003, 691). Käytännössä tämä tarkoittaa ajoneuvon lämmönsiirrossa sitä, että jäähdyttävä ilma kokee aina suuremman lämpötilamuutoksen johtuen sen pienestä ominaislämpökapasiteetista.

Jäähdyttimen mitoittamiseen tarvittiin lähtötietoja kiertävien aineiden ominaisuuksista. Tietojen hakemiseen käytettiin jälleen käteväksi havaittua Peacesoftware-sivustoa. ϵ -NTU-menetelmässä tarvitaan myös arviot sisäänmenolämpötiloista niin ilma- kuin vesipuolella. Veden maksimilämpötilaksi asetettiin 100 °C, sillä sitä käytettiin aiemmin moottorin maksimilämpötilana. Jäähdyttävän ilman lämpötilana käytettiin hiukan optimistista arviota 25 °C. Jäähdytystehon on oltava minimissään sama kuin lämmönsiirrossa moottorista veteen. Ennen mitoituksen aloitusta oli sovittu varmuuskertoimen tarpeesta auton omistajan kanssa, joten jäähdytysteho haluttiin lähelle 50 kW: a. Tarvittavat lähtötiedot koottiin taulukkoon 3.

TAULUKKO 3. Lähtöarvot jäähdyttimen mitoitukseen

Suure	Vesi	Ilma	Yksikkö
Vaadittu min. jäähdytysteho	32		kW
Tilavuusvirta	80	1800	l/s
Massavirta	2,4	2,1	kg/s
Tiheys (vesi 1,5bar/100°C ; ilma 1bar/30°C)	958	1,15	kg/m ³
Ominaislämpökapasiteetti	4,19	1,007	kJ/kg*K
Kinemaattinen viskositeetti	0,3*10 ⁻⁶	17,7*10 ⁻⁶	m ² /s
Lämmönjohtavuus	0,68	27,2*10 ⁻³	W/m*K
Lämpötila jäähdyttimen sisäänmenossa	100	25	°C

Kaikkien tarvittavien lähtöarvojen ollessa selvillä voitiin laskea jäähdytysteho, ja näin tarkastaa jäähdyttimen riittävyys kohteeseen. Ensimmäisenä lämmönsiirrossa oleville aineille laskettiin ns. lämpökapasiteettisuhteet kaavan 11 mukaisesti, (Cengel, 2003, 691)

$$C = q_{m_vesi} \cdot c_{vesi} \quad (11)$$

jossa q_{m_vesi} on veden massavirta ja c_{vesi} on veden ominaislämpökapasiteetti. Ilmalle tehtiin vastaava laskutoimitus. Tämän jälkeen lämpökapasiteettisuhteet nimettiin arvonsa mukaan suureiksi C_{min} ja C_{max} , ilman lämpökapasiteettisuhteen ollessa näistä ensimmäinen. Lämpökapasiteettisuhte määrää, kumpi aine kokee lämmönsiirrossa suuremman lämpötilamuutoksen. Tästä huomataan, että ilman lämpökapasiteettisuhte on käytännössä aina pienempi, kuin veden vastaava suhde, jolloin ilma saavuttaa ensin teoreettisen maksimilämpötilan, joka on veden sisääntulolämpötila. Siten ilmapuoli on myös määrävissä asemassa jäähdytystehon laskemisessa.

Lämmönsiirron teoreettinen maksimiteho voitiin laskea pienemmän, eli ilman, lämpökapasiteettisuhteen sekä aineiden sisääntulolämpötilojen avulla kaavalla 12. (Cengel, 2003, 691)

$$\phi_{max} = C_{min} \cdot (T_{vesi_{in}} - T_{ilma_{in}}) \quad (12)$$

Kaava kuvastaa nyt sitä tapausta, jossa sisään tulevan ilman lämpötila olisi jäädyttimen jälkeen sama, kuin veden sisääntulolämpötila. Teoreettiseksi maksimijäähdystehoksi saadaan tästä yhtälöstä noin 156 kW. Maksimitehon laskemisen lisäksi tässä vaiheessa pystyttiin määrittämään NTU, eli yksikötön lämmönsiirtoyksiköiden määrää kuvaava luku kaavalla 13 (Cengel, 2003, 694)

$$NTU = \frac{U \cdot A_{rivat}}{C_{min}} \quad (13)$$

Kaavassa U on työn edellisessä kappaleessa laskettu jäädyttimen kokonaislämmönsiirtokerroin ja A_{rivat} on jäädyttinmatriisin ripojen yhteenlaskettu pinta-ala.

Seuraavaksi jäädyttimen tehokkuuden laskemiseksi muodostettiin kaavan 14 mukainen paljas suhdeluku lämpökapasiteettisuhteista, (Cengel, 2003, 694)

$$c_{suhde} = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (14)$$

jotta voitiin laskea jäädyttimen tehokkuus kaavalla 15, (Cengel, 2003, 694)

$$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{NTU^{0,22}}{c_{suhde}}(e^{-c_{suhde} \cdot NTU^{0,78}} - 1)} \quad (15)$$

jossa hyödynnetään aiemmin laskettuja NTU:n ja suhteen c_{suhde} arvoja Neperin luvun lisäksi. Jäädyttimen tehokkuudeksi saadaan näin 0,32.

Kertomalla tehokkuus ja teoreettinen maksimijäähdysteho keskenään, saadaan selville todellinen jäähdysteho (Cengel, 2003, 692) kaavan 16 mukaisesti.

$$\phi_{jäähd} = \varepsilon \cdot \phi_{max} \quad (16)$$

Lisäksi voidaan selvittää jäädyttimen jälkeiset lämpötilat lämmönsiirrossa oleville arvoille kaavalla 17 (Cengel, 2003, 690).

$$T_{ilma_out} = T_{ilma_in} + \frac{\phi_{jäähd}}{C_{min}} \quad (17)$$

Kaavassa näkyvä yhteenlasku vaihdetaan veden loppulämpötilaa laskiessa erotukseksi, sillä vesi jäähtyy, eli se luovuttaa lämpöenergiaa ilmalle. Lopulliseksi jäähdytystehoksi saatiin tällä mitoitusilanteella likimain 50 kW, jäähdyttimen jälkeisen loppulämpötilan ollessa ilmalla noin 49 °C ja vedellä noin 91 °C. Koko laskenta on esillä liitteessä 1.

3.4 Jäähdytysjärjestelmä kohdeajoneuvossa

Jäähdytysjärjestelmän komponenttien sijaintia piti muuttaa radikaalisti, sillä tekniikan kaksoisahtaminen vei paljon tilaa auton keulasta, kuten kuvasta 8 voidaan havaita. Lisäksi alustageometrian suunnittelussa käytetty painojakauma edellytti, että painoa saadaan siirrettyä keulasta perään. Tämä vaikuttaa positiivisesti takarenkaiden pito-ominaisuuksiin kiihdytettäessä, sekä suuren luistokulman vedossa.



KUVA 8. Kohdejoneuvon etuosa

Jäähdyttimen mahdolliset asemointipaikat olivat täten joko auton peräkontissa, tai poistetun takapenkin kohdalla sisätilassa. Koska polttoainesäiliö ja polttoainepumppujen kerääjäsäiliö uusine kiinnikkeineen veivät käytännössä kaiken avoimen tilan peräkontista, päätettiin jäähdytin asentaa takatilaan kuvan 9 tavalla.



KUVA 9. Jäähdyttimen ja ohjaamon puhaltimen sijainti vasemmalta kuvattuna

Tätä sijaintia varten piti rakentaa vesiputkisto sekä kiinnikkeet jäähdyttimelle, pumpulle, paisuntasäiliölle ja ohjaamon puhaltimelle. Vesiputkisto rakennettiin rosterisesta 42,4 x 1 mm -putkesta TIG-hitsaamalla. Putket mutkittelevat konehuoneesta (kuva 8) apukuskin puolelta auton ohjaamon lattian alle, missä ne kulkevat omassa kourussaan auton takapenkin kohdalle, ja nousevat kuvassa 10 näkyvistä paikoista sisätilaan. Putkisto lisää järjestelmän tilavuutta useilla litroilla, joka tulee ottaa huomioon jäähdytinlaskennan lisäksi paisuntasäiliön kokoa suunnitellessa. Tässä tapauksessa paisuntasäiliön kokoa ei tarvinnut muuttaa, sillä nesteen laajetessa syntyvä tilavuuden tarve oli vain 2 dl luokkaa. Putkisto lisää painehäviöitä järjestelmässä, ja tästä syystä ne olisi hyvä huomioida pumppua mitoittaessa. Ohjaamon puhallin asennettiin järjestelmään jäähdyttimen rinnalle ja linjaan asennettiin hana, jolla suoraan tuulilasiin puhallettavan ilmavirran lämpötilaa pystytään kontrolloimaan.



KUVA 10. Jäähdyttimen ja pumpun sijainti oikealta kuvattuna

Kun jäähdyttimen asennuspaikkana on auton sisätila, ei ajoviima pääse virtaamaan jäähdyttimen läpi ilman muutostöitä, jolloin flektin on huolehdittava koko jäähdytystarpeesta. Ilmakiertoa ei keretty valmistaa valmiiksi asti tähän opinnäytetyöhön käytetyn ajan puitteissa, mutta alustava suunnitelma oli tehdä auton takaoviin reiät, joista ilma johdetaan suurilla letkukanavia pitkin jäähdyttimen alapuolelle. Koska autolla on tarkoitus ajaa suuressa kulmassa, on toinen puoli autosta aina ajoviiman puolella. Jäähdyttimen alapuolelle kiinnitetään kantattava sekä hitsattava tiivis yhdyskappale letkuille kuvassa 10 näkyviin lattoihin. Ilman virtaamista voidaan tehostaa asettamalla ilmakeinavien suuaukot takaoviin ylipainealueelle, jonka sijainti voidaan etsiä esimerkiksi teippaamalla lyhyitä villalangan pätkiä ovien pintaan ja tutkimalla ajon aikana villalankojen liikettä. Lisäksi virtausta voidaan tehostaa ilmakeinaviin asetettavilla joustavilla läpillä,

jotka sulkevat sen puolen ilmakehän, joka on ajon aikana alipainealueella. Näin ilmaputkistossa ei tule ”läpivirtausta”, vaan koko käytettävissä oleva ilmamäärä saadaan painettua ilman flektin apua jäähdyttimelle, tai jopa sen läpi. Kun flekti alkaa imemään ilmaa, avautuvat molemmat kanavat suuren paine-eron vuoksi, jolloin saadaan koko flektin potentiaali hyödynnettyä, kunhan ilmakehät ovat riittävän isot.

Kuvassa 11 on esitetty jäähdyttimen poistopuoli, sekä paisuntasäiliön sijainti auton takaa kuvattuna. Tulevaisuudessa tehtävä ilman poistokanava suunniteltiin siten, että se kulkee välittömästi flektin takaa takalasin ylälaitaan, jossa tyypillisesti suoraan ajettaessa sijaitsee alipainealue, jossa ilma karkaa auton katon ulkopinnasta. Tämä efekti tehostaa ilman ajoviimasta johtuvaa virtaamista jäähdyttimen läpi. Tärkeimpinä asioina ilmapuolen suunnittelussa ja rakentamisessa pidetään erityisesti tiiveyttä, sekä virtauspinta-alan riittävyyttä ja keveyttä. Mikäli esimerkiksi flektitunnelin tiiveys jäähdyttimeen ei ole riittävä, ei jäähdyttimen pinta-alasta saada käyttöön kuin murto-osa, sillä virtausta ei tapahdu jäähdytinriipojen kautta ilman karatessa flektille jäähdyttimen väärältä puolelta.



KUVA 11. Jäähdyttimen puhallin sekä paisuntasäiliö takaa kuvattuna

Paisuntasäiliö pitää asemoida niin, että nestepinta säiliössä on järjestelmän korkeimmassa kohdassa, jotta tyhjästä järjestelmästä saadaan poistettua ilma systeemin täytön jälkeen. Kohdeajoneuvoon paisuntasäiliö kiinnitettiin hattuhyllyyn hitsattuun kiinnikkeeseen, joka näkyy kuvassa 11. Säiliön ja koko järjestelmän täyttö tapahtuu takaikkunan kautta. Jäähdyttimen korkeimpaan kohtaan hitsattiin varalta vielä letkukara ilmausletkua varten, sillä ilmaus ei aina onnistu pelkästään kierrättämällä nestettä järjestelmässä. Jäähdytysnesteen lämpötila ja moottorivaurion riski nousevat merkittävästi, mikäli järjestelmään jää ilmataskuja.

4 TULOSTEN ANALYSOINTI

Tulokset osoittavat, että valituilla komponenteilla jäähdytysjärjestelmän pitäisi pystyä toimimaan valitulla moottorin kuormitustasolla jatkuvasti. Kun verrataan ensimmäisen kerran pumpun tilavuusvirran mitoituksessa tarvittuja lämpötilan arvoja moottorin molemmin puolin, huomataan, että oletettu moottorille virtaavan nesteen lämpötila on sama, kuin ϵ -NTU-menetelmällä laskettu veden loppulämpötila jäähdyttimen jälkeen. Lisäksi Aholan kanssa käydyssä keskustelussa selvisi, AGCO Powerin valmistamien työkonoiden jäähdyttimillä on päästy yleisesti noin 10–12 asteen laskuun veden lämpötilassa. Näiden tarkasteluiden perusteella mitoitus ja iterointi vaikuttavat onnistuneilta.

Kun tarkastellaan lopullisen lämpötaseen laskentaa, huomataan, miten suuri vaikutus ilmapuolen virtausominaisuuksilla on lopulliseen lämmönsiirron tehokkuuteen. Virtausolosuhteissa Nusseltin luku on suoraan verrannollinen ilman lämmönsiirtokertoimen suuruuteen, ja kun katsotaan kuvaa 7, voidaan nähdä sen olevan kolmion muotoisessa kanavassa varsin pieni verrattuna muun mallisiin kanaviin. Ilmapuolen konvektion lämmönsiirtokertoimen arvoa siis pystyttäisiin kasvattamaan huomattavasti, kun jäähdytinmatriisin riparakenne olisi muodostunut vaikkapa suorakaiteen muotoisista kanavista. Myös lämmönsiirtopinta-alalla on suuri merkitys lämmönsiirron tehokkuuteen, sillä se on käänteisesti verrannollinen lämpövastuksen suuruuteen. Jäähdytintä valittaessa kannattaa siis kiinnittää huomiota riparakenteen muotoon, sekä tiheyteen jäähdytinmatriisin poikkipinta-alan lisäksi.

Mitoituksen virhemarginaalia on haastava arvioida, sillä tämän työn lähtöarvoista todella moni perustui olettamuksiin, joita ei voitu varmistaa millään menetelmällä. Myös laskukaavat perustuvat tutkittuun analyttiseen dataan, ja sen pohjalta muodostettuihin korrelaatiokertoimiin sekä yleistyksiin. Jos käyttöön valjastettavat komponentit ovat vanhoja, niissä esiintyy epäpuhtauksia tai esimerkiksi virtausominaisuuksiin vaikuttavia kolhuja tai valmistuslaadun vaihteluita, eivät kaavat tai simulaatiotuloksetkaan enää päde. Virhettä laskelmiin syntyy siis väistämättä. On tärkeää muistaa, että laskennan perustuessa vähäiseen dataan ja virtaus- sekä lämpöoppia yksinkertaistaviin kaavoihin, ei saatuja lopputuloksia tule

ottaa täytenä totuutena. Laskenta näyttää oikein tehtynä suunnat ja suuruusluokat, joiden avulla voidaan osa mahdollisista komponenttivaihtoehdoista rajata pois.

Teoriapohjaisen tarkastelun rinnalla tulisi aihetta käsitellä aina myös käytännön kannalta, jotta saatujen tuloksien oikeellisuus tulee tarkastettua, ja jotta tuloksilla on mitään lopullista arvoa. Tässä työssä esitettyjen komponenttien toimintaa tullaan testaamaan ennen kilpailukauden aloitusta ajamalla kilpailusuoritusta vastaavia testiajoja rataympäristössä, jolloin systeemin toiminta tai toimimattomuus käy väistämättä ilmi. Harjoittelupäivillä ajoneuvon kuormitus on vielä rankempaa kuin kisasuorituksessa, joten mitoitettun jäähdytysjärjestelmän rajat tulevat melko varmasti esille. Harjoittelussa autolla ajetaan rataa ympäri yleensä niin kauan, kunnes renkaat räjähtävät, tai veden lämpö nousee liian korkeaksi.

Työssä käytettyjä kirjallisuuslähteitä on käytetty useiden vastaavien, tai vaativampien ja laajempien tutkimusten tekemiseen ympäri maailmaa. Cengel on kirjoittanut tässä viitatus teoksen lisäksi kolme muuta kirjaa, jotka ovat saaneet laajalti tunnustusta ympäri maailman. Kirjoja on käytetty myös TAMKin opetuksessa. Muutkin tässä työssä käytetyt kirjallisuuslähteet ovat laajalti tunnettuja teoksia. Alan suurimpiin komponenttivalmistajiin kuuluva Bosch on koonnut Automotive Handbookin autoalan toimijoiden tueksi, ja se tarjoaa hyödyllistä sekä luotettavaa perustietoa moniin autoalan ongelmiin. Lämmönsiirron toiminta on jokaisessa lähteessä esitelty samalla tavalla, mutta esimerkiksi kitkavastuksien korrelaatio-kertoimet, tai Nusseltin luvun laskenta saattaa poiketa eri lähteiden välillä. Tämä ei kuitenkaan suoraan kerro, mikä lähteistä on luotettava, ja mikä ei. Turbulenttisen virtauksen luonnetta ja toimintaa ei ole vielä tänäkään päivänä pystytty selvittämään täydellisesti, joten sen tosiasian kanssa on elettävä, että näillä menetelmillä virtauslaskentaan syntyy väistämättä virhettä. Tässä työssä käytettyjen lähteiden tietojen oikeellisuuteen voidaan kuitenkin näiden epätarkkuuksien toteamisen jälkeen luottaa, sillä julkaisut ovat tunnettuja tieteelliseen tutkimukseen pohjautuvia teoksia.

5 POHDINTA

Opinnäytetyön tavoitteena oli tutkia ja arvioida drifting-käyttöön rakennettavan ajoneuvon moottorin jäähdytystarvetta, ja mitoittaa tämän perusteella ajoneuvon sopiva vesipumppu sekä jäähdytin. Kuormitustilanteen määrittämisessä käytettiin kolmea eri arviointimenetelmää oikean lämpökuorman suuruusluokan validoimiseksi, jonka jälkeinen liitteessä 1 nähtävä tekninen laskenta osoittaa valittujen komponenttien mahdollistavan riittävän järjestelmän jäähdytyksen valitulla kuormitustasolla. Laskennan perusteella tavoitteisiin päästiin, mutta järjestelmän toimivuus on testattava vielä käytännössä.

Työ osoittautui loppujen lopuksi yllättävän monivaiheiseksi sekä hankalaksi. Kävi ilmi, että ennen jäähdytysjärjestelmän mitoitusta joudutaan suorittamaan paljon alustavia mittauksia, jotta tuloksista voidaan saada luotettavia. Toinen vaihtoehto mittausten sekä oletusten tekemiselle on 1- tai 3D-simulointiympäristössä toimiminen, jolloin tutkijalla on oltava hallussaan tähän tarkoitukseen sopiva malli. Laskelmista saadaan sitä tarkempia, mitä pienempiin osiin lämmönsiirtotapahtumat pystytään jakamaan. Palotapahtuman simuloinnissa voidaan tänä päivänä hyödyntää supertietokoneita, jolloin mallinnus- ja simulointimenetelmistä pystytään ottamaan kaikki mahdollinen hyöty irti. Ruohonjuuritason harrastajalla ei kuitenkaan useimmissa tilanteissa ole pääsyä tällaisiin toimintamenetelmiin, tai edes ohjelmiin, millä simulointityötä pystytään tekemään. Yksi rajoittava tekijä on Suomen mittakaavassa myös simulointiammattitaidon puute, minkä ehkäisemiseen toivon oppilaitosten keskittyvän tulevaisuudessa. Tietokoneavusteinen simulointi on ollut monen eri osa-alueen suunnittelussa vakiintunut käytäntö jo pitkään ajoneuvoalalla.

Tässä työssä käytettyjä lähtöarvoja pystyttäisiin tarkentamaan lisämittauksilla, joista tärkeimpänä olisi moottorille virtaavan nesteen paine- ja lämpötilatieto. Järjestelmän toiminnan kannalta painehäviöt olisi hyvä tarkastaa suurimpien häviöitä aiheuttavien komponenttien osalta, jotka ovat moottori ja jäähdytin.

Lämpökuorman siirtymistä moottorista nesteeseen voisi olla järkevää tarkastella sellaisessa alustadynamometrissä, jolla moottorin kierrokset voidaan rajata tiettyyn arvoon. Näin voitaisiin varmistaa todellinen lämpöteho kattavasti koko kierrosalueella, ja vakiokuormituksella esimerkiksi 10 % välein. Näin saataisiin laadittua suhteellisen kattava taulukko lämmönsiirron suuruudesta kahden vaikuttavan muuttujan avulla esitettynä. Tässä työssä tarvittavaa pyörätehoa arvioitiin puhtaasti vertaamalla toiseen täysin erilaiseen autoon, jolloin on huomattava, että pyörätehon- ja väännöntarpeen arvioiminen pystytään suorittamaan vain erittäin karkeasti. Siksi mitoitukseen pyrittiin ottamaan mukaan varmuuskerrointa. Jos mitoituksessa halutaan pelata varman päälle, on nesteeseen siirtyvän lämpötehon suuruus määritettävä ajoneuvon maksimiteholla, ja flektin on kyettävä jäähdyttämään tällä samalla teholla.

Opinnäytetyössä esitettyjen tulosten, kuten jäähdyttimen jälkeisten loppulämpötilojen, kannalta olisi ollut mielenkiintoista saada myös käytännön testitulokset mukaan raportoitavaksi. Näin työssä lasketut arvot ja järjestelmän riittävyys olisi voitu varmistaa vertailemalla tuloksia käytännön mittauksiin. Mikäli lämpöongelmia ilmenee ratatesteissä, pitää ongelmia aiheuttava lämmönsiirron osa pyrkiä paikallistamaan mittaamalla, ja poistamaan se komponentti- tai rakennemuutoksilla. Työtä jatketaan itsenäisesti kisakautta kohti edetessä.

Lopuksi haluan kiittää oman tietoperustani lisäämisestä sekä suuren avun antamisesta erityisesti AGCO Powerin simulaatioinsinööriä ja kanssaharrastajaa Kalle Aholaa, joka omalla vapaa-ajallaan tarjoutui auttamaan haastavan aihealueen käsittämisessä, neuvomisessa sekä mitoituserusteiden ja -laskujen tarkastamisessa. Lisäksi haluan lausua kiitokset Metropolian Formula Student -alumnille Teemu Saarelaiselle, jonka insinöörityö, sekä hänen kanssaan käyty keskustelu selvensi jäähdytysjärjestelmän toimintaperiaatteiden ymmärrystä, ja osaltaan innoitti tutkimaan aihetta polttomoottoritoimisessa järjestelmässä. Haluan kiittää myös vanhempiani, sekä ystäviäni jatkuvasta kannustuksesta tämän opinnäytetyön luomisprosessin aikana.

LÄHTEET

Automotive Handbook. 2010. Robert Bosch GmbH. Karlsruhe: Bosch.

Automotive Handbook. 2019. 10. painos. Robert Bosch GmbH. Karlsruhe: Bosch.

Cengel, Y. 2003. Heat transfer, a practical approach. 2. painos. New York: McGraw-Hill

Giancarlo, F. 2016. Internal Combustion Engines. 2. painos. Bologna: Società Editrice Esculapio.

Halderman, J. 2010. Automotive engine performance. 3. painos. New Jersey: Pearson Education.

A-len Automotive. Cooling system. Kuva. Viitattu 13.5.2021. <https://alenauto.com/cooling-system-service/>

MIT Open Courseware. Internal Combustion Engine. Opintomateriaali. Päivitetty 4/2017. https://ocw.mit.edu/courses/mechanical-engineering/2-61-internal-combustion-engines-spring-2017/lecture-notes/MIT2_61S17_lec18.pdf

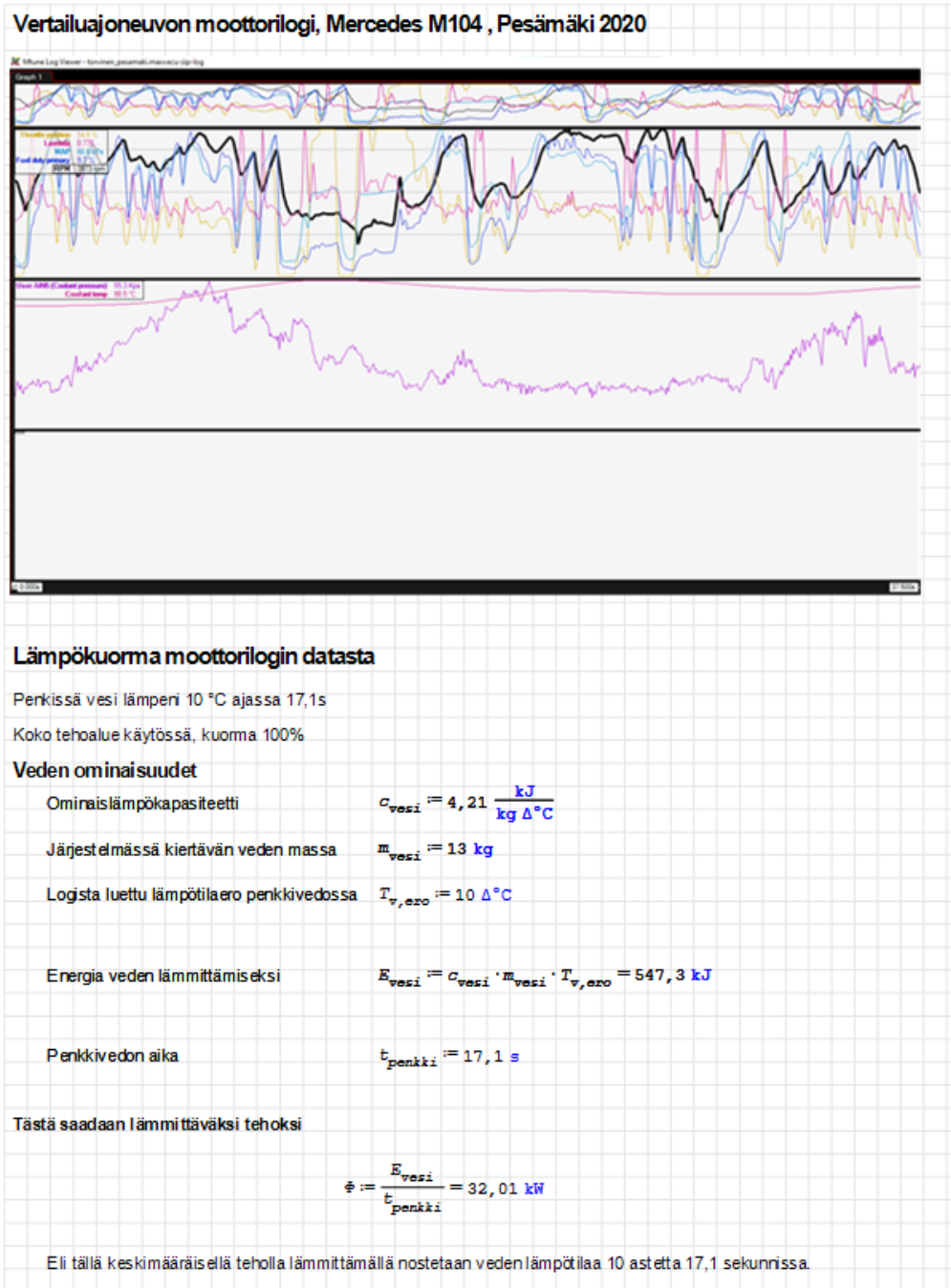
ScienceDirect. Conduction Heat Transfer. Verkkójulkaisu. Luettu 2.3.2021. <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/conduction-heat-transfer>

ScienceDirect. Kuva. Viitattu 5.3.2021. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431107003249>

Tecomotive. Pierburg CWA400. Datalehti. Viitattu 11.12.2020. <https://www.tecomotive.com/de/produkte/CWA400.html>

LIITTEET

Liite 1. Lämpötehoarviot



Lämpötarkastelu perustuen polttoainetehoon logeista

Laskemalla polttoainetehosta lämmitysteho Aholan Kallen suosittelemien MIT:n tutkimusmateriaalien mukaisesti, saadaan lämmitysteheksi 26,1 - 39,9 kW. Tulosta voidaan pitää siis lähtökohdana mitoitamiselle.

Maksimitehoalueelle mitoitaminen tuo varmuuskerrointa, sillä driftingissä pumppauksen takia keskimääräinen kuorma ei ole jatkuvasti 100%

Kierroksen aika pesämaella	50,00	s
Kaksi kierrosta	2,00	kpl
Moottorin pyörähdysten lkm valituilla kierroksilla	10000,00	kpl
Suihkutusten lukumäärä valituilla kierroksilla	5000,00	kpl
Suuttimen keskimääräinen aukioloaika 720°	0,0068	s
Suuttimen aukioloaika valitulla kierrosmäärällä	34,00	s
Suuttimen nimellisvirtaus 3bar	1300,00	cm ³ /min
Suuttimen virtaus sekunnissa	21,67	cm ³ /s
Suihkutetun polttoaineen tilavuus valitulla kierrosmäärällä	736,67	cm ³
Etanolin tiheys	0,79	g/cm ³
Suihkutetun etanolimäärän massa	581,52	g
Etanolin lämpöarvo	26,40	MJ/kg
Suihkutetun etanolimäärän sisältämä energia	15,35	MJ
MIT mukaan hukkaenergia nesteeseen	17-26	%
Hukkaenergia 17%	2,61	MJ
Hukkaenergia 26%	3,99	MJ
Lämpöteho MIT:n arvion mukaan		
min	26098,83	W
max	39915,85	W

Liite 2. Laskentatyökalu

Laskenta perustuen Yunus A. Cengelin teokseen Heat transfer, a practical approach

Tilavuusvirtavaatimus

Tilavuusvirta-arvio (Pierburg CWA400)

$$Q_{vesi} := 80 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}} = 0,0013 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Veden tiheys 90 asteessa (Peacesoftware)

$$\rho_{vesi} := 965 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Massavirta

$$q_m := \rho_{vesi} \cdot Q_{vesi} = 1,2867 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Veden kinemaattinen viskositeetti

$$\nu_{vesi} := 0,29 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Veden lämmönjohtavuus

$$k_{vesi} := 0,68 \frac{\text{W}}{\text{m K}}$$

Valuraudan lämmönjohtavuus

$$k_{rauta} := 52 \frac{\text{W}}{\text{m K}}$$

Alumiinin lämmönjohtavuus

$$k_{alumiini} := 237 \frac{\text{W}}{\text{m K}}$$

Terminen resistanssi konduktiossa

$$\text{Sylinterin halkaisija } b := 89,9 \text{ mm}$$

$$\text{Pakokanavien lkm}$$

$$N_{\text{pakokanavat}} := 8$$

$$\text{Iskunpituus } s := 78,7 \text{ mm}$$

$$\text{Pakokanavan halk (Venttiilin koko)}$$

$$D_{\text{pakokanava}} := 30 \text{ mm}$$

$$\text{Sylinterimäärä } N_{\text{cyl}} := 4$$

$$\text{Pakokanavan pituus (arvio)}$$

$$L_{\text{pakokanava}} := 80 \text{ mm}$$

$$\text{Arvioitu materiaalipaksuus konduktiossa } S_{\text{cyl}} := 5 \text{ mm}$$

$$\text{Sylinterien lämmönsiirtopinta-ala } A_{\text{lohko}} := 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{b}{2}\right) \cdot s \cdot N_{\text{cyl}} = 0,0889 \text{ m}^2$$

$$\text{Kannen lämmönsiirtopinta-ala } A_{\text{kansi}} := \pi \cdot \left(\frac{b}{2}\right)^2 \cdot N_{\text{cyl}} = 0,0254 \text{ m}^2$$

$$\text{Pakokanavien lämmönsiirtopinta-ala } A_{\text{pakokanavat}} := 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_{\text{pakokanava}}}{2}\right) \cdot L_{\text{pakokanava}} \cdot N_{\text{pakokanavat}} = 0,0603 \text{ m}^2$$

$$\text{Kokonaislämmönsiirtopinta-ala } A_{\text{moottori}} := A_{\text{lohko}} + A_{\text{kansi}} + A_{\text{pakokanavat}} = 0,1746 \text{ m}^2$$

Konduktion termiset resistanssit

$$\text{Lohkon osuus } R_{\text{kond_lohko}} := \frac{S_{\text{cyl}}}{k_{\text{rauta}} \cdot A_{\text{lohko}}} = 0,0011 \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

$$\text{Sylinterin "katon" osuus } R_{\text{kond_kansi}} := \frac{S_{\text{cyl}}}{k_{\text{alumiini}} \cdot A_{\text{kansi}}} = 0,0008 \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

$$\text{Pakokanavien osuus } R_{\text{kond_pako}} := \frac{S_{\text{cyl}}}{k_{\text{alumiini}} \cdot A_{\text{pakokanavat}}} = 0,0003 \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

$$\text{Konduktion lämpövastus yhteensä } R_{\text{kond}} := \frac{1}{\left(\frac{1}{R_{\text{kond_lohko}}}\right) + \left(\frac{1}{R_{\text{kond_kansi}}}\right) + \frac{1}{R_{\text{kond_pako}}}} = 0,0002 \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

Terminen resistanssi konvektiossa

$$\text{Kanavan halkaisija}$$

$$D_k := 10 \text{ mm}$$

$$\text{Kanavan pituus moottorin läpi}$$

$$L_k := 300 \text{ mm}$$

$$\text{Kanavien lkm}$$

$$N_k := 16$$

$$\text{Kanavan poikkipinta-ala}$$

$$A_k := \frac{\pi \cdot D_k^2}{4} = 78,5398 \text{ mm}^2$$

$$\text{Veden nopeus kanavassa}$$

$$v_k := \frac{Q_{\text{vesi}}}{A_k} = 16,9765 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Hydraulinen halkaisija	$D_h := D_k = 10 \text{ mm}$
Reynoldsin luku	$Re_k := \frac{D_h \cdot v_k}{\nu_{vesi}} = 5,9 \cdot 10^5$
Kitkavastuskerroin	$f := \left(0,79 \cdot \ln(Re_k) - 1,64\right)^{-2} = 0,0128$

Veden ominaisuudet 1,5bar 90°C

Dynaaminen viskositeetti	$\mu_{90} := 0,0003144 \text{ Pa s}$
Ominaislämpökapasiteetti	$c_{p90} := 4,205 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$
Prandtin luku vedelle	$Pr := \frac{c_{p90} \cdot \mu_{90}}{k_{vesi}} = 1,9442$
Nusseltin luku turbulentsille virtaukselle	$Nu := \frac{\frac{f}{8} \cdot Re_k \cdot Pr}{1,07 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{2}{3} - 1\right)} = 1342,1986$
Lämmönsiirtokerroin (moottori-vesi)	$h_{konv} := \frac{k_{vesi} \cdot Nu}{D_h} = 91269,5057 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$
Vesikanavien lämmönsiirtopinta-ala	$A_{tot} := 2 \cdot \pi \cdot \frac{D_k}{2} \cdot L_k \cdot N_k = 0,1508 \text{ m}^2$

Konvektion terminen resistanssi

Konvektion terminen resistanssi	$R_{konv} := \frac{1}{h_{konv} \cdot A_{tot}} = 7,2658 \cdot 10^{-5} \frac{\text{K}}{\text{W}}$
---------------------------------	---

Lämpötehoarvio

Terminen kok. resistanssi	$R_{kok} := R_{kond} + R_{konv} = 0,0003 \frac{\text{K}}{\text{W}}$
Veden sisääntulolämpötila (arvio)	$T_{inlet} := 90,6 \text{ °C}$
Moottorin sallittu max lämpötila	$T_{moot,max} := 100 \text{ °C}$
Veteen siirtyvä teho	$P := \frac{T_{moot,max} - T_{inlet}}{R_{kok}} = 34410,9265 \text{ W}$

Tällä tilavuusvirralla (80 L/min) pitäisi pystyä siis siirtämään maksimitehoilla tuotettu hukkalämpö moottorista veteen. Kanavien geometriat ovat vain sivistyneitä arvauksia, sillä moottoria ei päästyä avaamaan.

NTU-Menetelmä

Veden tilavuusvirta

$$Q_{vesi} = 80 \frac{\text{L}}{\text{min}}$$

Jäähdytysilman tilavuusvirta (mitattu)

$$Q_{ilma} := 1800 \frac{\text{dm}^3}{\text{s}} = 1,8 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Veden tiheys (1,5bar 100°C)

$$\rho_{vesi} := 958 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Ilman tiheys (30°C)

$$\rho_{ilma} := 1,15 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Veden massavirta

$$q_{m_vesi} := Q_{vesi} \cdot \rho_{vesi} = 1,2773 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Ilman massavirta

$$q_{m_ilma} := Q_{ilma} \cdot \rho_{ilma} = 2,07 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Veden ominaislämpökapasiteetti

$$c_{vesi} := 4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

Ilman ominaislämpökapasiteetti

$$c_{ilma} := 1,007 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

Veden lämpötila jäähdyttimen sisääntulossa

$$T_{vesi_in} := 100 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ilman lämpötila ennen jäähdytintä

$$T_{ilma_in} := 25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Lämmönsiirtokertoimen laskeminen, jäähdytin, vesipuoli

Putken pituus

$$L_{putki} := 545 \text{ mm}$$

Putken sisäleveys

$$W_{sisä} := 19,6 \text{ mm}$$

Putken sisäkorkeus

$$H_{sisä} := 1,6 \text{ mm}$$

Yhden putken poikkipinta-ala jäähdyttimen sisällä

$$A_{putki} := W_{sisä} \cdot H_{sisä} = 31,36 \text{ mm}^2$$

Putkien kappalemäärä jäähdyttimessä

$$N_{putket} := 86$$

Veden virtausnopeus jäähdyttimen läpi

$$v_{jäähd} := \left(\frac{Q_{vesi}}{N_{putket} \cdot A_{putki}} \right) = 0,4944 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Hydraulinen halkaisija yhdelle putkelle

$$D_{h,putki} := \frac{2 \cdot A_{putki}}{(W_{sisä} + H_{sisä})} = 2,9585 \text{ mm}$$

Reynoldsin luku putkelle

$$Re_{putki} := \frac{v_{jäähd} \cdot D_{h,putki}}{u_{vesi}} = 5043,5511$$

Kittakerroin turbulenttiselle virtaukselle

$$f_w := (0,79 \cdot \ln(Re_{putki}) - 1,64)^{-2} = 0,0385$$

Nusseltin luku

$$Nu_{vesi} := \frac{\frac{f_w}{8} \cdot (Re_{putki} - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f_w}{8}\right)^{0,5} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = 25,3766$$

Lämmönsiirtokerroin vedelle jäädyttimessä

$$h_{vesi} := \frac{k_{vesi} \cdot Nu_{vesi}}{D_{h,putki}} = 5,8327 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Lämmönsiirtopinta-ala (putkien sisäpinta-ala)

$$A_{inner} := L_{putki} \cdot (2 \cdot W_{sisä} + 2 \cdot H_{sisä}) \cdot N_{putket} = 1,9873 \text{ m}^2$$

Konvektion lämpövastus vesi-jäädytin

$$R_{inner} := \frac{1}{h_{vesi} \cdot A_{inner}} = 8,6271 \cdot 10^{-5} \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

Ilmakanavien lämmönsiirto

Ripajako

$$W_{fin} := 3,5 \text{ mm}$$

Yhden rivin korkeus

$$H_{ilmakanava} := 14 \text{ mm}$$

Yhden rivin leveys

$$W_{rivi} := 535 \text{ mm}$$

Rivien kappalemäärä

$$N_{ilmarivi} := 45$$

Ilmakanavien lkm koko jäädyttimessä

$$N_{kanava} := \left(\frac{W_{rivi}}{\left(\frac{W_{fin}}{2} \right)} \right) \cdot N_{ilmarivi} = 13757,1429$$

Yhden ripojen rajoittaman ilmakanavan pinta-ala (kolmio)

$$A_{ilmakanava} := \frac{W_{fin}}{2} \cdot H_{ilmakanava} = 24,5 \text{ mm}^2$$

Ilman virtausnopeus jäädyttimen läpi

$$v_{ilma} := \frac{Q_{ilma}}{N_{kanava} \cdot A_{ilmakanava}} = 5,3405 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Ilmakanavan hydraulinen halkaisija (kirjassa "voidaan ajatella pyöreänä putkena")

$$D_{h,ilmakanava} := \frac{2 \cdot A_{ilmakanava}}{\dot{W}_{fin} + 2 \cdot H_{ilmakanava}} = 1,5556 \text{ mm}$$

Ilman kinemaattinen viskositeetti keskiarvolämmöllä (45°)

$$v_{ilma} := 17,7 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Reynoldsin luku ilmalle kanavassa

$$Re_{ilmakanava} := \frac{v_{ilma} \cdot D_{h,ilmakanava}}{v_{ilma}} = 469,3431$$

TABLE B-1
Nusselt number and friction factor for fully developed laminar flow in tubes of various cross sections ($D_h = 4A_c/p$, $Re = \gamma_w D_h / \nu$, and $Nu = h D_h / k$)

Tube Geometry	a/b or θ°	Nusselt Number		Friction Factor f
		$T_s = \text{Const.}$	$\dot{q}_s = \text{Const.}$	
Circle	—	3.66	4.36	64.00/Re
Rectangle	1	2.98	3.61	56.92/Re
	2	3.39	4.12	62.20/Re
	3	3.96	4.79	68.36/Re
	4	4.44	5.33	72.92/Re
	6	5.14	6.05	78.80/Re
	8	5.60	6.49	82.32/Re
∞	7.54	8.24	96.00/Re	
Ellipse	1	3.66	4.36	64.00/Re
	2	3.74	4.56	67.28/Re
	4	3.79	4.88	72.96/Re
	8	3.72	5.09	76.60/Re
	16	3.65	5.18	78.16/Re
Triangle	θ			
	10°	1.61	2.45	50.80/Re
	30°	2.26	2.91	52.28/Re
	60°	2.47	3.11	53.32/Re
	90°	2.34	2.98	52.60/Re
120°	2.00	2.68	50.96/Re	

Nusseltin luku kirjan kuvasta arvioituna kolmion 14°-keskuskulmalle

$$Nu_{ilma} := 2,6$$

Ilman lämmönjohtavuus

$$k_{ilma} := 27,2 \cdot 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m K}}$$

Lämmönsiirtokerroin ilmalle

$$h_{ilma} := \frac{k_{ilma} \cdot Nu_{ilma}}{D_{h,ilmakanava}} = 45,4629 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Ilmakanavan pituus/jäähdyttimen paksuus	$S_{rad} := 55 \text{ mm}$
Lämmönsiirtopinta-ala (jäähdytinripojen) ilmapuolelle	$A_{rivat} := N_{kanava} \cdot S_{rad} \cdot 2 \cdot H_{ilmakanava} = 21,186 \text{ m}^2$
Lämpövastus ilmapuolelle	$R_{outer} := \frac{1}{h_{ilma} \cdot A_{rivat}} = 0,001 \frac{\text{K}}{\text{W}}$
Jäähdyttimen kokonaislämpövastus	$R_{jäähd} := R_{inner} + R_{outer} = 0,0011 \frac{\text{K}}{\text{W}}$

Kokonaislämmönsiirtokerroin

$$U := \left(\left(\frac{A_{rivat}}{A_{inner}} \cdot \frac{1}{h_{vesi}} \right) + \frac{1}{h_{ilma}} \right)^{-1} = 41,975 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Lopullinen lämpötase/NTU

Massavirrat	$\dot{m}_{ilma} = 2,07 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad \dot{m}_{vesi} = 1,2773 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
Lämpökapasiteettisuhde (kuuma fluidi/vesi)	$C_h := \dot{m}_{vesi} \cdot c_{vesi} = 5,352 \frac{\text{kW}}{\text{K}}$
Lämpökapasiteettisuhde (kylmä fluidi/ilma)	$C_c := \dot{m}_{ilma} \cdot c_{ilma} = 2,0845 \frac{\text{kW}}{\text{K}}$
Termien muunnos (Cmax=isompi, Cmin=pienempi kahdesta suhteesta)	$C_{max} := C_h$ $C_{min} := C_c$
Kapasiteettisuhde	$C_{suhde} := \frac{C_{min}}{C_{max}} = 0,3895$
Lämmönsiirron teoreettinen maksimiteho	$\phi_{max} := \left(C_{min} \cdot (T_{vesi_in} - T_{ilma_in}) \right) = 156,3368 \text{ kW}$
Lämmönsiirtoyksiköt (NTU)	$NTU := \frac{U \cdot A_{rivat}}{C_{min}} = 0,4266$

Jäähdyttimen tehokkuus

$$\varepsilon := 1 - e^{\left(\frac{NTU}{C_{suhde}} \cdot \left(e^{-C_{suhde} \cdot NTU} - 1 \right) \right)} = 0,3206$$

Todellinen jäähdytysteho

$$\phi_{jäähd} := \varepsilon \cdot \phi_{max} = 50126,0936 \text{ W}$$

Laskennalliset loppulämpötilat

$$T_{ilma_out} := T_{ilma_in} + \frac{\phi_{jäähd}}{C_{min}} = 49,0472 \text{ °C}$$

$$T_{vesi_out} := T_{vesi_in} - \frac{\phi_{jäähd}}{C_{max}} = 90,6342 \text{ °C}$$