



Osaamista
ja oivallusta
tulevaisuuden
tekemiseen

Teemu Saarelainen

Formula Student -sähkökilpa-auton jäähdytysjärjestelmän mitoitus

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Ajoneuvotekniikka

Insinöörityö

16.4.2020

Tekijä Otsikko Sivumäärä Aika	Teemu Saarelainen Formula Student -sähkökilpa-auton jäähdytysjärjestelmän mitoitus 63 sivua + 5 liitettä 16.4.2020
Tutkinto	insinööri (AMK)
Tutkinto-ohjelma	Ajoneuvotekniikka
Ammatillinen pääaine	Ajoneuvosuunnittelu
Ohjaaja	Lehtori Heikki Parviainen
<p>Insinööriyön aiheena oli Formula Student -sähkökilpa-auton jäähdytysjärjestelmän mitoittaminen. Työn tavoitteena oli mitoittaa tarvittavat komponentit auton voimansiirtojärjestelmän lämpökuorman jäähdyttämiseksi ja helpottaa tulevaisuuden jäähdytysjärjestelmän mitoitustyötä. Mitoitettavia komponentteja olivat vesipumppu, jäähdytin sekä jäähdyttimen tuulettimet.</p> <p>Työ toteutettiin projektiluontoisesti yhteistyössä Metropolia Motorsport -projektin kanssa ja projektin aikataulun mukaisesti. Mitoitustyö aloitettiin määrittämällä lämpökuormat, jotka auton moottorit ja taajuusmuuttajat muodostavat. Lämpökuormien määrittämisessä käytettiin kierrossimulaation tuottamaa ajodataa. Lämpökuormien määrittämisen jälkeen laskettiin vedelle tilavuusvirtavaatimukset moottoreissa ja taajuusmuuttajassa, jolla lämpökuorma siirtyisi veteen riittävän tehokkaasti. Seuraavaksi mitoitettiin järjestelmään jäähdytin määritetyn veden tilavuusvirran ja arvioidun ilman tilavuusvirran perusteella. Jäähdyttimen mitoituksen ja hankinnan jälkeen mitoitettiin tuulettimet, jotka tuottaisivat jäähdyttimen läpi halutun tilavuusvirran. Lopuksi järjestelmän komponenteille ja letkuille laskettiin painehäviöt, joiden perusteella mitoitettiin vaaditun tilavuusvirran tuottava pumppu.</p> <p>Jäähdytysjärjestelmästä rakennettiin myös Simscape-simulaatiomalli, jota voidaan tulevaisuudessa validoida ajodatan avulla ja käyttää seuraavien jäähdytysjärjestelmien mitoittamisessa.</p> <p>Työn tuloksena Metropolia Motorsport -projektille annettiin suositukset hankittavista jäähdytyskomponenteista. Lisäksi projektin käyttöön luovutettiin rakennetut laskurit sekä simulaatiomallit ja niihin liittyvät ohjelmat.</p>	
Avainsanat	Formula Student, jäähdytys, termodynamiikka

Author Title Number of Pages Date	Teemu Saarelainen Cooling System Design for a Formula Student Electric Race Car 63 pages + 5 appendices 16 April 2020
Degree	Bachelor of Engineering
Degree Programme	Automotive Engineering
Professional Major	Automotive Design Engineering
Instructors	Heikki Parviainen, Senior Lecturer
<p>This thesis deals with the design of a suitable cooling system for an electric Formula Student race car. The objective was to find the necessary components to cool the powertrain of the car and make the cooling system dimensioning easier for future cars. The components to be dimensioned were the water pump, the radiator, and the fans attached to the radiator. The thesis was carried out in cooperation with the Metropolia Motorsport project.</p> <p>The dimensioning was started by defining the heat loss produced by the electric motors and the inverters. A lap time simulation was used to produce data from which the heat loss was defined. After defining the heat loss, a volume flow requirement was calculated for both the motors and the inverter. The volume flow requirement was defined so that the heat would transfer from the component well enough. Next, the radiator was dimensioned using the water volume flow requirement and the estimated air volume flow. After the dimensioning and acquiring the radiator, the fans were dimensioned to produce the desired air volume flow through the radiator. Finally, the water circulation pressure losses were calculated for the whole system and a water pump was dimensioned to produce the desired water volume flow.</p> <p>A Simscape simulation model was also constructed for the cooling system, which can be used in the future to validate the design with real data. The simulation model can also be used to design a cooling system for the next cars.</p> <p>As result of the thesis, Metropolia Motorsport was provided with recommendations for cooling components of the car. In addition, all the calculators, the simulation models and corresponding scripts were handed over to the project.</p>	
Keywords	Formula Student, cooling, thermodynamics

Sisällys

Lyhenteet

Symbolit

1	Johdanto	1
1.1	Aihe ja työn rakenne	1
1.2	FSAE, Formula Student ja Metropolia Motorsport	2
2	Perusta jäähdytysjärjestelmän mitoitukselle	4
2.1	Yleistä jäähdytysjärjestelmistä	4
2.2	Jäähdytysjärjestelmä Formula Student -kilpa-autossa	4
3	Auton lämpökuorman määrittäminen	7
3.1	OptimumLap	7
3.1.1	Simulaatiomalli	8
3.1.2	Kierrossimulaatio	10
3.2	Moottorit	11
3.3	Taajuusmuuttajat	13
4	Tilavuusvirtavaatimukset	15
4.1	Perusta tilavuusvirtavaatimuksen määrittämiselle	15
4.2	Konduktion teoriaa	16
4.3	Konvektion teoriaa	16
4.4	Ripateoria	18
4.5	Moottorit	20
4.6	Taajuusmuuttajat	21
5	Jäähdyttimen mitoitus	23
5.1	LMTD-menetelmä	23
5.2	NTU-menetelmä	29
6	Tuulettimen mitoitus	32
6.1	Jäähdyttimen virtausvastusmittaus	33

6.2	Tuulettimen valinta	36
7	Pumpun mitoitus	38
7.1	Yleistä pumpuista	38
7.2	Painehäviöt	39
7.2.1	Kitkavastukset	40
7.2.2	Kertavastukset	42
7.3	Pumppuvalinta	51
8	Jäähdytysjärjestelmän simulointi	56
8.1	Matlab - Simscape	56
8.2	Jäähdytysjärjestelmän simulaatiomalli	56
9	Lopputulokset ja jatkokehitys	60
9.1	Yhteenvedo suunnittelutyön tuloksista	60
9.2	Jatkokehitysajatukset ja suositukset Metropolia Motorsportille	61
	Lähteet	62
	Liitteet	
	Liite 1. Tilavuusvirtavaatimus – Moottori	
	Liite 2. Tilavuusvirtavaatimus – Taajuusmuuttaja	
	Liite 3. Jäähdyttimen mitoitus – LMTD-menetelmä	
	Liite 4. Jäähdyttimen mitoitus – NTU-menetelmä	
	Liite 5. Simulaatiomallin MatLab-ohjelmat	

Lyhenteet

FSAE	Formula SAE. SAE International:n järjestämä insinööritaitokilpailu Yhdysvalloissa. Vastaa Euroopan Formula Student -kilpasarjaa
LMTD	Logarithmic Mean Temperature Difference. Logaritminen keskiarvolämpötilaero jäähdyttimen läpi virtaavien aineiden välillä.
NTU	Number of Transfer Units.
CFM	Cubic Feet per Minute. Tilavuusvirran yksikkö.

Symbolit

P	Teho [W]
M	Momentti [Nm]
ω	Kulmanopeus [rad/s]
Eff	Hyötysuhde [%]
Q	Lämmönsiirto [W]
T	Lämpötila [K]
R	Terminen resistanssi [K/W]
t	Materiaalin paksuus [m]
k	Lämmönjohtavuus [W/mK]
A	Pinta-ala [m ²]
Nu	Nusseltin luku
D _h	Hydraulinen halkaisija [m]
f	Kitkavastuskerroin
Re	Reynoldsin luku
Pr	Prandtlin luku
v	Nopeus [m/s]
v (nu)	Kinemaattinen viskositeetti [m ² /s]
p	ympärysmitta [m]
H _r	Rivan korkeus [m]
c	Lämpökapasiteetti [J/kgK]

q_m	Massavirta [kg/s]
F	Logaritmisen keskilämpötilaeron korjauskerroin
C	Virtauksen lämpökapasiteetti [W/K]
C_{ratio}	Virtausten lämpökapasiteettien suhdeluku
NTU	NTU-luku (Number of Transfer Units)
ε	Jäähdyttimen tehokkuus [%]
e	Neperin luku
L	Pituus [m]
ρ	Tiheys [kg/m ³]
g	Putoamiskiihtyvyys [m/s ²]
h_l	Painehäviö nostona (Head loss) [m]
ξ	Kertavastuskerroin
ξ_u	Apuluku letkun kertavastuskertoimen määrittämisessä
f_{Re}	Apuluku letkun kertavastuskertoimen määrittämisessä

1 Johdanto

1.1 Aihe ja työn rakenne

Tämän insinööriyön aiheena on Formula Student -sähkökilpa-auton jäähdytysjärjestelmän mitoittaminen. Metropolia Ammattikorkeakoulun Formula Student -projekti suunnittelee parhaillaan ensimmäistä nelivetoista sähkökilpa-autoaan. Aiempien projektin kilpa-autojen jäähdytysjärjestelmät ovat perustuneet pääosin edellisten autojen parissa kartutettuun kokemukseen. Projektin autot ovat toimineet toisiaan suurimmalta osin vastaavilla sähkö- ja voimansiirtojärjestelmillä vuodesta 2015 tähän päivään asti. Viimeksi kattavampi jäähdytysjärjestelmän mitoitus on tehty vuoden 2017 autoon ja autojen jäähdytysteho on vähennetty edellisen auton toiminnan perusteella seuraaviin autoihin. Seuraavan kilpa-auton järjestelmät tulevat kuitenkin olemaan täysin erilaiset, joten myös jäähdytysjärjestelmä haluttiin mitoittaa uudelleen.

Insinööriyön tavoitteena on tuottaa valmis järjestelmämitoitus Metropolia Motorsport -projektille, jonka avulla voidaan valita autoon hankittavat ja asennettavat jäähdytyskomponentit. Lisäksi työn on tarkoitus toimia eräänlaisena oppaana, jota seuraamalla tulevien autojen jäähdytysjärjestelmien mitoittaminen olisi helpompaa uusille projektin jäsenille.

Työ etenee siten, että ensin selvitetään ajoneuvon jäähdytettävä lämpökuorma kierrossimulaation ja laskennan kautta. Sen jälkeen lasketaan kullekin komponentille vaaditun tilavuusvirran suuruus, joka vaaditaan lämmön siirtymiseksi komponentista virtaavaan veteen. Tilavuusvirtavaatimuksen ja ilmavirta-arvion perusteella suoritetaan mitoitus jäähdyttimelle ja sen jälkeen jäähdyttimeen kiinnitettävälle tuulettimelle. Viimeisenä lasketaan vesikierron arvioitu kokonaispainehäviö ja mitoitetaan vesipumppu.

Tämä työ ei ota kantaa järjestelmän lopulliseen kokoonpanoon, vaan käsittää ainoastaan järjestelmän mitoituksen käyttökohteeseen sopivaksi.

1.2 FSAE, Formula Student ja Metropolia Motorsport

Formula SAE on maailmanlaajuinen kilpasarja korkeakouluopiskelijoille, joka haastaa opiskelijatiimit suunnittelemaan ja valmistamaan pieniä, formula-tyyppisiä kilpa-autoja, joilla osallistua kilpailuihin demonstroimaan heidän luovuutta ja insinööritaitoja toisia korkeakouluja vastaan. Kilpasarja on saanut alkunsa Yhdysvalloissa vuonna 1980, ja ensimmäinen kilpailu järjestettiin vuonna 1981. [1; 2]

Tiimit suunnittelevat kilpa-autonsa alusta loppuun itse kilpasarjan kattavan sääntökirjan perusteella. Säännöt asettavat tarkat raamit autojen rakenteelle, varsinkin turvallisuuden näkökulmasta. Kilpa-auton tulee täyttää kaikki sääntövaatimukset ja samanaikaisesti olla suorituskykyinen, kevyt ja hyvällä insinööritaidolla toteutettu. Suunnittelun lisäksi tiimit itse valmistavat ja kasaavat autonsa kilpailuja varten. [3] Ulkoistamisen määrä auton valmistamisessa vaihtelee huomattavasti tiimien välillä, mutta monet tiimit valmistavat suurimman osan esimerkiksi koneistetuista ja komposiittiosista kokonaan itse.

Kilpailuissa autojen sääntömääräisyyttä valvotaan kattavilla katsastuksilla. Jotta autolla voisi osallistua kilpailujen ajo-osioihin, auton on läpäistävä kaikki katsastukset. Esimerkiksi sähkökilpa-autoille katsastukseen sisältyy mekaaninen katsastus, kaksi erillistä sähköjärjestelmien katsastusta, jarrutesti, sadetesti ja kallistuskoe. [4, s. 98.]

Kilpailut jaetaan kahteen osiotyyppiin, staattisiin ja dynaamisiin osiin. Kilpailuissa on neljä ajo-osiota: kiihdytys, vakioympyrä, autocross ja endurance. Kiihdytysosiossa autolla tulee ajaa paikaltaan aloittaen 75 m mahdollisimman nopeasti. Vakioympyräosiossa autolla ajetaan sääntöjen määrittämää ympyrää, kaksi kertaa kuhunkin suuntaan ja tulokseksi katsotaan molempiin suuntiin ajettujen nopeimpien kierroksien keskiarvo. Autocross on noin kilometrin mittainen ajo-osio, jossa tavoitteena on yksinkertaisesti nopein aika. Endurance on kilpailujen pisin ajo-osio, jossa autolla ajetaan yhteensä noin 22 km. Endurancen puolella välissä suoritetaan kuljettajavaihto, eli kaksi kuljettajaa ajaa osion puoliksi. Endurancea lukuun ottamatta, kunkin ajo-osion ajaa kaksi kuljettajaa ja molemmilla kuljettajilla on kaksi yritystä. Staattisia osioita kilpailuissa on kolme: design- ja cost-osiot sekä business plan. Design-osiossa tiimien tulee perustella kilpa-autossa käyttämänsä ratkaisut kunkin alan ammattilaiselle, jotka pisteyttävät kertoman perusteella auton suunnittelun ja toteutuksen. Cost-osiossa tiimit

esittävät kustannuslaskelmat auton valmistamisesta ja kertovat esimerkiksi kilpa-auton massatuotannon aloittamisen mahdollisuuksista ja haasteista. Business plan -osio on käytännössä myyntipuhe kilpa-autoon liittyvästä liikeideasta kustannuslaskelmineen, jonka tuomarit pisteyttävät. [5]

Euroopassa kilpasarja toimii nimellä Formula Student. Euroopan osalta kilpasarja sai alkunsa vuonna 1998 Englannissa [2]. Nykyään arvostetuimpana Euroopassa on pidetty Saksan Formula Student Germany -kilpailua, mutta Formula Student -kilpailuja järjestetään jo melkein kymmenessä maassa. Vastaava Formula SAE -kilpasarja toimii myös Australiassa. Kilpasarjan maailmanlaajuisessa sijoituksessa on jo 815 tiimiä, 201 sähköautosarjassa ja 614 polttomoottorisarjassa. [6]

Metropolia Motorsport on Metropolia Ammattikorkeakoulun opiskelijavetoinen projekti, joka osallistuu vuosittain suunnittelemlaan sähkökilpa-autolla Formula Student -kilpasarjaan. Projekti toimii ammattikorkeakoulun tiloissa ja se rahoitetaan osin koulun toimesta, mutta myös yritysysteistyön avulla. Metropolia Motorsport on Suomen vanhin Formula Student -tiimi ja se suunnittelee parhaillaan seitsemättä sähkökilpa-autoaan, jonka jäähditysjärjestelmään tämä työ keskittyy. [7]

2 Perusta jäähdytysjärjestelmän mitoitukselle

2.1 Yleistä jäähdytysjärjestelmistä

Auton voimansiirtojärjestelmät, kuten mikään muukaan järjestelmä, eivät voi toimia täydellisellä hyötysuhteella. Käytettävästä sähkötehosta osa muuttuu aina lämmöksi. Termodynamiikan peruslait asettavat raamit jäähdytysjärjestelmämitoitukselle lämmönsiirron osilta. Termodynamiikan ensimmäinen peruslaki vaatii, että järjestelmään syötetty energia on aina yhtä suuri, kuin kyseisen järjestelmän energian nousu. Toinen peruslaki vaatii, että lämpö siirtyy aina matalamman lämpötilan suuntaan. Yunus A. Cengel vertaa ilmiötä kirjassaan Heat Transfer: A Practical Approach autoon, joka valuu mäen päältä aina matalampaan suuntaan. [8, s. 2.]

Lämmönsiirron perusvaatimuksena on lämpötilaero kahden aineen välillä. Jos kahden aineen välillä ei ole lainkaan lämpötilaeroa, ei lämpöenergiaa voi siirtyä aineesta toiseen. Mitä suurempi lämpötilaero kahden aineen välillä on, sitä suurempi näiden aineiden välinen lämmönsiirto on. [8, s. 2.]

Jäähdytysjärjestelmiä käytetään laajasti kaikilla aloilla esimerkiksi koneissa, ajoneuvoissa ja elektroniikassa. Ajoneuvojen jäähdytysjärjestelmät toimivat lähtökohtaisesti poikkeuksetta nestekierrolla toteutettuna, sillä lämmön siirtäminen komponentista ilmaan riittävän tehokkaasti on huomattavasti haastavampaa kuin veteen, varsinkin jos komponentin yli ei ole merkittävää ilmavirtausta. Nestekiertoisen jäähdytysjärjestelmän yleisin toimintaperiaate on, että lämpö siirretään kriittisestä komponentista jäähdytysnesteeseen ja siitä edelleen ympäröivään ilmaan erillisen lämmönvaihtimen avulla. On myös järjestelmiä, joissa lämpö siirretään kuumasta nesteestä kylmään nesteeseen, mutta ajoneuvokäyttöön sellainen ei luonnollisesti sovellu.

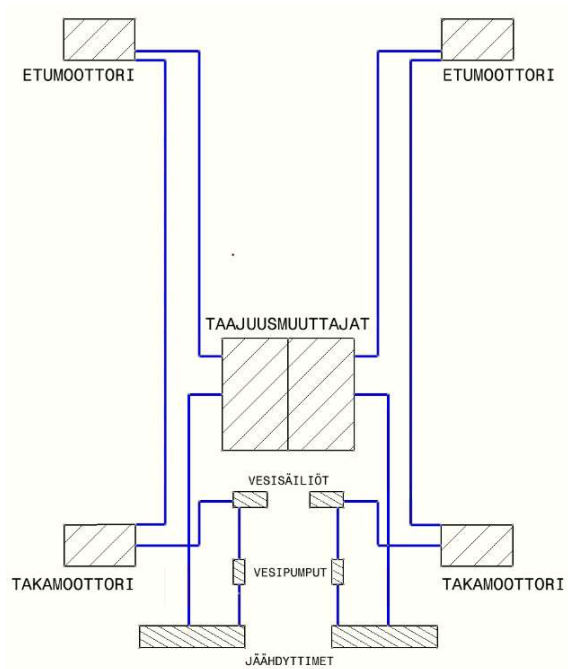
2.2 Jäähdytysjärjestelmä Formula Student -kilpa-autossa

Formula Student -kilpasarjan sääntökirja määrittää auton järjestelmille paljon vaatimuksia ja rajoitteita, joiden mukaan auto on suunniteltava ja toteutettava.

Jäähdytysjärjestelmille ei säännöissä kuitenkaan aseteta kovin tarkkoja rajoitteita. Sääntöjen mukaan sarjassa kilpailevan sähkökilpa-auton jäähdytysjärjestelmän tulee toimia vedellä tai öljyllä. Lisäksi järjestelmän kaikilta komponenteilta vaaditaan jatkuvaa 120 °C:n kestävyyttä, mahdolliset huohotusjärjestelmät tulee ohjata sääntöjen määrittelemiin ylivuotosäiliöihin, ja kuljettaja tulee suojata kaikilta kuumilta komponenteilta sääntöjen määrittämällä tulipellillä. [4, s. 49.]

Tämän mitoitustyön näkökulmasta tärkein ja käytännössä ainoa sääntöjen asettama rajoitus on jäähdytykseen käytettävä neste. Jo alussa määritettiin Metropolia Motorsportin kanssa jäähdytysnesteen olevan puhdas vesi. Jäähdytysjärjestelmämitoituksen perusteena käytetään kilpa-autoon jo valittuja komponentteja: sähkömoottoreita ja taajuusmuuttajia. Nämä komponentit muodostavat auton lämpökuorman, joka mitoitettavan jäähdytysjärjestelmän on tarkoitus jäähdyttää. Nykyään tavanomaisienkin autojen jäähdytysjärjestelmistä halutaan mahdollisimman kevyitä, mutta pienessä kilpa-autossa massan merkitys kasvaa vielä suuremmaksi. Sen takia järjestelmä pyritään mitoittamaan mahdollisimman tarkasti painon säästämiseksi. Käytännössä se tarkoittaa mahdollisimman pientä jäähdytintä, vesipumppua ja vesikanavia.

Jo työn alussa keskustelun jälkeen Metropolia Motorsportin kanssa sovittiin järjestelmän toimivan kahdella vesikierrolla, jaettuna auton oikeaan ja vasempaan puoliskoon. Luonnos järjestelmän kaksikiertoisesta rakenteesta on nähtävissä kuvassa 1. Kaksikiertoisen järjestelmän perusteena oli oletus esimerkiksi siitä, että yksi suuri järjestelmä vaatisi huomattavan suuren vesipumpun.



Kuva 1. Luonnos kaksikiertoisesta jäähdytysjärjestelmästä

Kuvassa taajuusmuuttajat on kuvattu suorakulmioina, mutta todellisuudessa kilpa-autoon ne on suunniteltu asetettavaksi päällekkäin. Kuvassa auton komponentit ovat sijainniltaan lähes oikeassa suhteessa toisiinsa, mutta jäähdytysjärjestelmän komponentit on asetettu vapaasti takaosaan vain vesikierron kuvaamiseksi.

3 Auton lämpökuorman määrittäminen

Jäähdytysjärjestelmän mitoittamiseksi ensimmäisenä tulee tietää, minkälaisen lämpökuorman ajoneuvon komponentit muodostavat. Kuten aiemmin mainittu, jäähdytettävän lämpökuorman muodostaa tässä tapauksessa auton sähkömoottorit ja taajuusmuuttajat. Syntyvä lämpökuorma annetussa komponentissa voidaan määrittää komponentin käyttämästä tehosta sen hyötysuhteen avulla. Kilpa-autoon valituille komponenteille pyrittiin hankkimaan tieto hyötysuhteesta valmistajilta lämpökuorman tarkaksi määrittämiseksi.

Ajoneuvokäytölle tyypillisen vaihtelevan rasituksen vuoksi lämpökuorman määrittelemiseksi täytyi kehittää rasitusprofiili, joka kuvaa todellista ajosuoritusta. Tässä tapauksessa rasitusprofiili tarkoittaa lämpökuormaa, jonka komponentit aiheuttavat järjestelmään kullakin ajan hetkellä ajosuorituksen aikana. Auton ajosuorituksen simuloimiseksi ja rasitusprofiilin kehittämiseksi päätettiin käyttää kierrossimulaatiota.

Tätä insinööriötä varten haluttiin määrittää kierrossimulaation avulla auton käyttämä teho moottorilla pyörimisnopeuden ja käytetyn vääntömomentin avulla. Moottorin käyttämän tehon perusteella päästäisiin laskemaan myös taajuusmuuttajan käyttämä teho. Hyötysuhteen avulla käytetystä tehosta saadaan helposti laskettua hukkatheho eli auton lämpökuorma.

3.1 OptimumLap

OptimumLap on ilmainen ajoneuvodynamiikan simulaatio-ohjelma, jolla voidaan arvioida ajoneuvon suorituskykyä yksinkertaistettuna nopeasti. OptimumLap simuloi annetun ajoneuvon halutulla radalla ja tuloksena saadaan lukuisia kuvaajia ja tietoja auton suorituskyvystä. OptimumLapiin pystyy rakentamaan simulaatiomallin omasta ajoneuvosta, ja se voidaan simuloida tietokannassa saatavilla olevilla radoilla. Vaihtoehtoisesti myös radan voi rakentaa ohjelmaan itse, mutta jäähdytysjärjestelmän mitoittamisen kannalta se olisi ollut liian laaja työ.

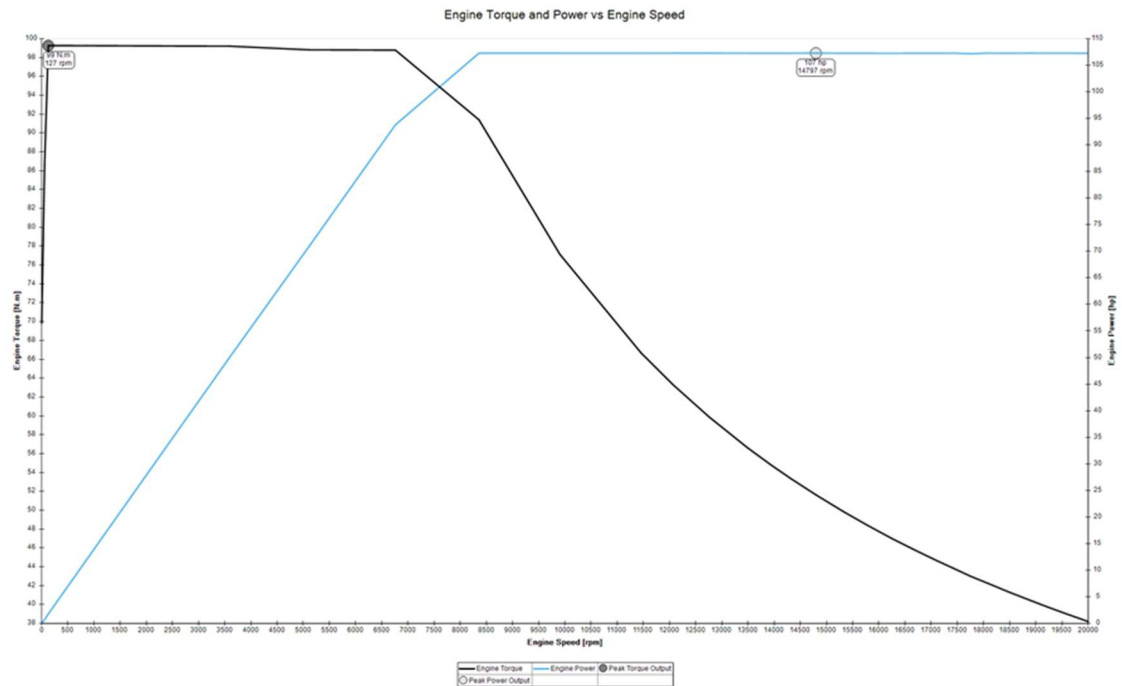
OptimumLap perustuu auton simulaatiomallin laskentaan pistemassana. Ohjelma laskee auton kulkemisen radalla kolmessa vaiheessa: kaarrenopeudet, kiihdytykset kaarteiden

jälkeen ja vaaditut matkat jarruttamiseen kaarteisiin mennessä. OptimumLap on simulaatio-ohjelmana yksinkertaistettu, eikä se ota pistemassasimulaationa huomioon tiettyjä asioita ollenkaan, kuten painonsiirtoa. [9] Jäähdytysjärjestelmän mitoitus varten sen päätettiin kuitenkin olevan kyllin tarkka väline.

3.1.1 Simulaatiomalli

Jotta OptimumLapia voitaisiin käyttää rasitusprofiilin luomiseen, oli kilpa-autolle rakennettava simulaatiomalli. Koska tuleva auto oli mitoitusyötä aloittaessa vasta suunnitteluvaiheessa, simulaatiomalli pohjattiin Metropolia Motorsportin edelliseen autoon. Simulaatiomallin rakentamiseksi tuli autosta olla saatavilla auton massa, aerodynaamiset ominaisuudet, renkaiden tiedot, vaihteiston välityssuhde ja moottorin vääntökäyrä. Tarvittavat tiedot hankittiin yhteistyössä Metropolia Motorsportin kanssa.

Auton mallia rakennettaessa havaittiin tiettyjä haasteita yksinkertaistetun simulaatio-ohjelman käytössä. Esimerkiksi nelivetosähköautoa, jossa on neljä erillistä moottoria, ei voida ohjelmaan rakentaa oikein. Ohjelmaan voi asettaa auton nelivetoiseksi, mutta lyhyen selvitystyön perusteella moottorin vääntökäyrä käsitellään yhtenä moottorina ja jaetaan kuin tasauspyörästä tasan neljälle pyörälle. Moottorin vääntökäyrä jouduttiin siis simulaatiota varten kertomaan neljällä ja jakamaan yksittäisiksi moottoreiksi uudelleen simulaation jälkeen. Lisäksi kilpasarjan sääntöjen asettaman 80 kW:n tehorojoituksen vuoksi moottoreiden yhdistettyä vääntökäyrää jouduttiin rajoittamaan siten, että yksittäinen moottori ei ylittäisi 20 kW:n rajaa. Todellisuudessa autoon on suunniteltu väännönjakoa, joka mahdollistaa yksittäisten moottorien ajamisen suuremmalla teholla tietyissä tilanteissa. Lopullisen simulaatiomallin yhdistetty vääntökäyrä nähdään kuvassa 2.

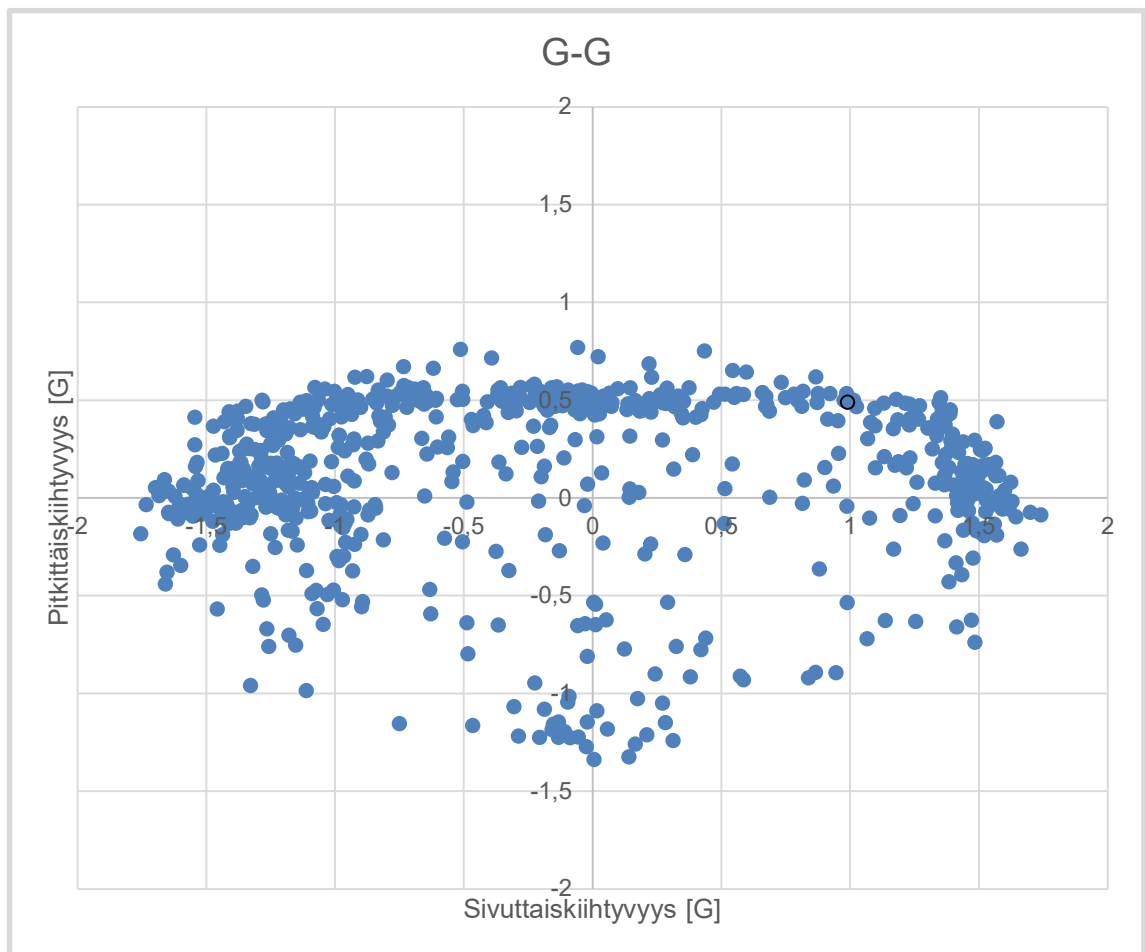


Kuva 2. Auton simulaatiomallin vääntökäyrä neljällä moottorilla

Jotta simulaation tulokset saataisiin mahdollisimman todenmukaisiksi, tulisi myös simuloitavien ratojen olla mahdollisimman lähellä todellisia autolla ajettavia ratoja. Formula Student -kilpasarjan radat ovat huomattavasti mutkikkaampia, kuin esimerkiksi normaalit kartingradat. Kilpailuissa kilpa-autojen nopeudet halutaan pitää suhteellisen alhaisina vaaratilanteiden välttämiseksi. Kilpailujen maksiminopeudet ovat tyypillisesti olleet noin 80–90 km/h kiihdytysosiota lukuun ottamatta. Kuten aiemmin mainittu, radan tekemisen päätettiin olevan liian suuri työ jäähdytysjärjestelmän mitoittamisen näkökulmasta, joten sopivia ratoja etsittiin OptimumLap-tietokannasta. Simuloitaviksi radoiksi valittiin neljä rataa: FSAE Endurance Austria (2012), FSAE Endurance Germany (2012), FSAE Endurance Nebraska (2012) ja FSAE Michigan (2014). Yhdysvaltojen kilpailujen ratojen tiedettiin tyypillisesti olevan hieman nopeampia kuin Euroopan kilpailujen radat, mutta Euroopan ratoja ei ollut tietokannasta saatavilla Saksan radan lisäksi.

3.1.2 Kierrossimulaatio

Auton mallin valmistuttua ensimmäisten simulaatioiden tuloksia tarkastellessa huomattiin, että ohjelman mukaan autoa ajettaisiin huomattavasti todellisten rajojen yläpuolella. Epätodellinen suorituskyky oli helpoiten huomattavissa kiihtyvyytkuvaajasta, joka näytti esimerkiksi auton suurimmiksi sivuttaiskiihtyvyyden arvoiksi lähes 3 G ja suurimmiksi pitkittäiskiihtyvyyden arvoiksi yli 2 G. Esimerkki todellisista, mitatuista kiihtyvyyden arvoista nähdään kuvassa 3.



Kuva 3. Endurance-ajosta mitattu kiihtyvyydata

Kuvan kiihtyvyydata on poimittu Baltic Open 2019 -kilpailusta. Kuvaajassa on yksittäisen kierroksen toteutuneet kiihtyvyydet esitetty G:n arvoina. Huomataan, että

todellisuudessa Endurance-ajon kiihtyvyydet jäivät reilusti alle alkuperäisten simuloitujen arvojen.

Auton simulaatiomallia päätettiin korjata säätämällä auton aerodynamiikan ominaisuuksia ja renkaan kitkakertoimen arvoja niin, että saavutetut sivuttais- ja pitkittäiskiihtyvyydet olivat lähellä todellisia, edellisellä autolla saavutettuja arvoja.

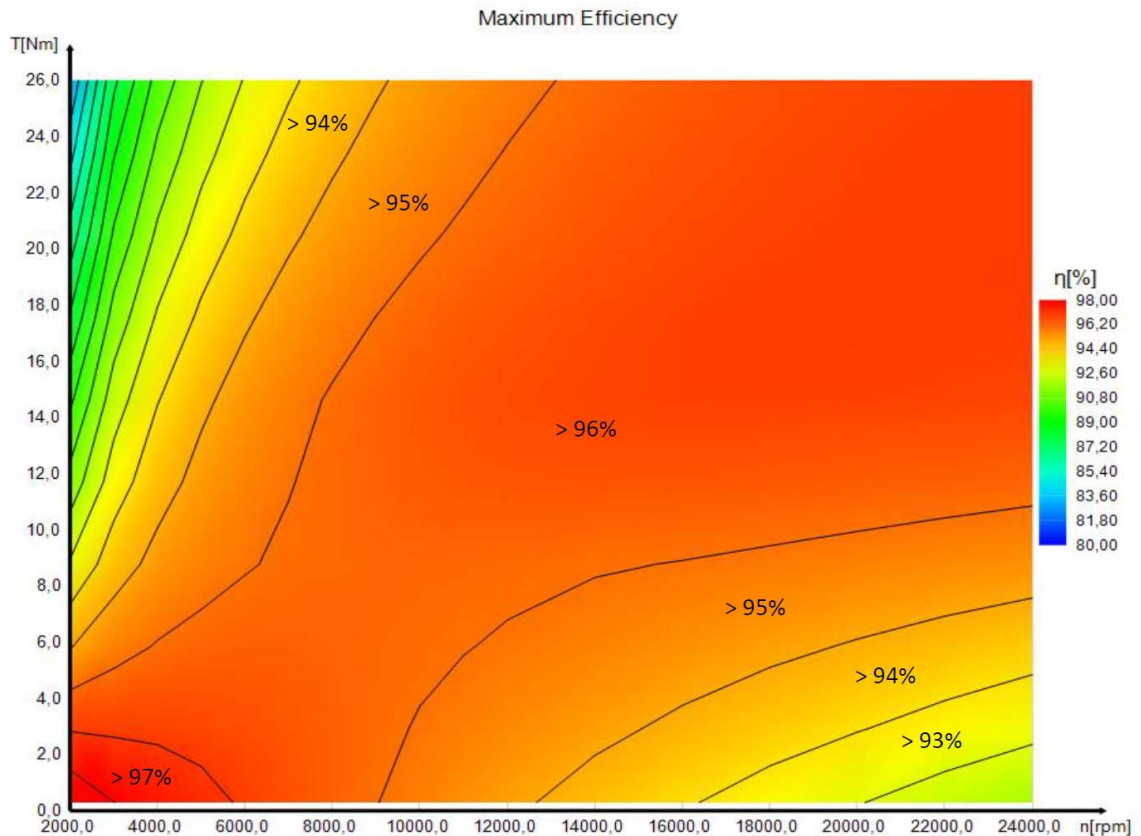
Lopulta malli saatiin kiihtyvyyksien näkökulmasta täsmäämään hyvin todellista autoa. Simulaation tuloksina saatiin kierrosaikojen lisäksi kaikki ohjelman laskemat arvot hetkellisistä kiihtyvyyksistä auton kulkusuuntaan. Tätä työtä varten tuloksista vietiin Excel-työlehdelle moottorin hetkellinen pyörimisnopeus ja vääntömomentti. Näitä tietoja käytetään jäähdytysjärjestelmän rasitusprofiilin rakentamisessa.

3.2 Moottorit

Sähkömoottoreiden keskimääräisen lämpökuorman selvittämiseksi Excelissä kierrossimulaation tuloksena saaduista kierrosnopeuksista ja käytetyistä vääntömomenteista laskettiin kunkin ajan hetken toteutunut moottoriteho kaavan 1 avulla [10, s. 168].

$$P = M * \omega \quad (1)$$

Jotta moottorin lämpökuorma saataisiin selvitettyä, tarvittiin tieto sen hyötysuhteesta. Moottoreiden valmistaja Fischer Elektromotoren toimitti valitun moottorin hyötysuhdekartan (kuva 4). Valmistaja toimitti hyötysuhdekartan myös taulukkona, jota voitiin käyttää lämpökuorman laskemisessa.



Kuva 4. Kilpa-autoon valitun moottorin hyötysuhdekartta [11]

Hyötysuhdetaulukosta voidaan lukea moottorin hyötysuhde, kun tiedetään moottorin kierrosnopeus ja käytettävä vääntömomentti. Hyötysuhdekartta ja kierrossimulaation tulokset vietiin MatLab-ohjelmaan, jossa suoritettiin yksinkertainen interpolointi. Interpoloimalla saatiin selville kierrossimulaation kunkin ajan hetken tarkka hyötysuhde, vaikka se ei asettuisi hyötysuhdetaulukon arvoihin. Kaava 2 kuvaa käytettyä MatLab interpolaatiokomentoa.

$$F = \text{interp2}(TRQ_int2, RPM_int2, EFF_V, (TRQ_qx4/4), En_SPD_q); \quad (2)$$

Interpolaatiossa haetaan annetun hyötysuhdetaulukon arvojen väliltä toteutuneen kierrosnopeuden ja vääntömomentin hyötysuhdeprosentti. Komennon syöttötiedoiksi asetetaan matriisit hyötysuhdekartan kierrosnopeuksista, vääntömomenteista ja hyötysuhdeprosentteista sekä toteutuneen hetken kierrosnopeus ja vääntömomentti. Ulostulona komento antaa hyötysuhdeprosentin F .

Kuten aiemmin mainittu, kierrossimulaation tuloksista laskettu hetkellinen teho kuvaa moottorilta toteutunutta ulostulotehoa. Kunkin hetken lämpökuorma saatiin laskettua tehosta ja hyötysuhteesta kaavan 3 avulla [10, s. 184].

$$P_{loss} = \frac{P_{mot}}{Eff} * (1 - Eff) \quad (3)$$

Kaavassa lasketaan ensin moottoriin syötettävä teho hyötysuhteen perusteella, ja sitten lämpökuorma. Jäähdytysjärjestelmän mitoittamista ajatellen oletettiin kaiken hukkatheon muuttuvan lämmöksi, joka tulee jäähdyttää vesikierron avulla. Hetkellinen moottorin lämpökuorma laskettiin jokaisella simuloidulla radalla, jokaiselle ajan hetkelle. Saadusta lämpökuormadatasta laskettiin keskiarvo, jota käytetään myöhemmin moottorin tilavuusvirtavaatimuksen määrittämisessä. Yksittäisen moottorin keskimääräiseksi lämpökuormaksi neljältä simuloidulta radalta saatiin 860 W. Simuloitujen ajojen suurimmaksi arvoksi moottorin lämpökuorman osalta saatiin 1131 W.

3.3 Taajuusmuuttajat

Taajuusmuuttajien valmistaja Lenze toimitti lukuisista pyynnöistä huolimatta taajuusmuuttajien hyötysuhteesta ainoastaan karkean tiedon, noin 95–98 %. Karkea hyötysuhdearvio tarkoitti sitä, että taajuusmuuttajien lämpökuormasta ei voitaisi tehdä yhtä tarkkoja laskelmia kullekin ajan hetkelle samalla tavalla kuin moottoreille. Jäähdytysjärjestelmän mitoittamista varten jouduttiin taajuusmuuttajien osalta valitsemaan keskimääräinen hyötysuhdeprosentti, jota käytetään lämpökuorman laskemisessa. Taajuusmuuttajien keskimääräiseksi hyötysuhteeksi arvioitiin 96 %.

Taajuusmuuttajien lämpökuorman laskemiseksi oletettiin taajuusmuuttajien toteutuvan ulostulotehon olevan yhtä suuri kuin moottorin sisääntuloteho, joka laskettiin jo moottorin lämpökuormaa määritettäessä. Tämä tarkoittaa sitä, että esimerkiksi johtimista aiheutuvia häviöitä ei oteta jäähdytysmitoituksessa huomioon. Lisäksi myös taajuusmuuttajan laskettu häviöteho oletettaisiin siirtyvän täysin jäähdytyskiertoon. Taajuusmuuttajan häviöteho saatiin keskimääräisen hyötysuhdeprosentin avulla asettamalla taajuusmuuttajan hetkellinen ulostuloteho kaavaan 3. Myös taajuusmuuttajan hetkellinen lämpökuorma laskettiin kullekin simuloidulle radalle kaikilla

ajan hetkillä, ja niistä laskettiin keskiarvo käytettäväksi tilavuusvirtavaatimuksen määrittämisessä. Taajuusmuuttajan keskimääräiseksi lämpökuormaksi saatiin 1616 W. Taajuusmuuttajan häviöteho on huomattavasti korkeampi kuin moottorin, sillä yksi taajuusmuuttaja ohjaa kahta moottoria.

Lopulliset simuloitut keskimääräiset lämpökuormat ovat nähtävillä taulukossa 1.

Taulukko 1. Kilpa-auton simuloitut lämpökuormat

Lopullinen lämpökuorma neljällä radalla simuloituna:				
Moottorin keskiarvolämpökuorma [W]	Min & Max [W]	Taajuusmuuttajan keskiarvolämpökuorma [W]	Yhden vesikierron lämpökuorma [W]	Auton kokonaislämpökuorma [W]
859,52	357,29	1616,30	3335,34	6670,68
	1131,37			

Jäähdytysjärjestelmän mitoittamista varten käytetään yhden vesikierron lämpökuormaa, koska mitoitetaan yksi kierto auton kaksikiertoiseen järjestelmään.

4 Tilavuusvirtavaatimukset

4.1 Perusta tilavuusvirtavaatimuksen määrittämiselle

Syntynyt lämpökuorma halutaan kustakin komponentista siirtää ensin kiertävään nesteeseen. Moottoreissa lämpö syntyy lähinnä käämityksessä, kun taajuusmuuttajissa lämpö syntyy tehoelektronikassa. Molemmille yhteistä on se, että lämpö siirtyy ensin lämpölähteestä alumiinin läpi konduktion muodossa alumiinin läpi, ja sitten konvektion muodossa alumiinista veteen. Kuten mainittu, lämmönsiirto on hyvin riippuvainen kahden aineen välillä vallitsevasta lämpötilaerosta ja pinta-alasta. Niiden lisäksi siirtyvään lämpötehoon vaikuttaa konvektiossa aineen virtausnopeus. Koska vesikanavien geometriat ovat jo tiedossa, voidaan puhua tilavuusvirrasta. Kanavassa, jonka poikkileikkaus pysyy vakiona, nesteen tilavuusvirta on suoraan verrannollinen sen virtausnopeuteen. Jos oletetaan laskennassa lämpötilaeron lämpölähteen ja virtaavan nesteen lämpötilaeron pysyvän vakiona, voidaan sanoa riittävän lämmön siirtymisen vaativan tietyn tilavuusvirran.

Tilavuusvirtavaatimuksen määrittämiseksi on asetettava suurin sallittu arvo veden lämpötilalle jäähdytysjärjestelmässä. Rajaksi asetettiin 65 °C, sillä se oli taajuusmuuttajan datalehdessä määritetty nesteen suurimmaksi sallituksi lämpötilaksi [12]. Sähkömoottoreiden tiedettiin yleisesti kestävän taajuusmuuttajia korkeampia lämpötiloja. Tilavuusvirtavaatimuksen asettamisen tavoitteena on, että veden virtaus siirtää lämmön pois kriittisistä komponenteista riittävän tehokkaasti, eikä komponentin lämpötila tällöin nouse liian korkeaksi.

Tilavuusvirtavaatimusten laskemisessa käytettiin MathCadia, joka on helppokäyttöinen ja selkeä ohjelmisto tekniseen laskentaan. Tilavuusvirtavaatimuksen määrittämiseksi MathCadiin rakennettiin laskuri, joka annetuilla lähtöarvoilla laskee siirtyvän lämpötehon. Laskurin avulla oli tarkoitus iteroida kullekin komponentille vaadittu veden tilavuusvirta riittävän lämpötehon siirtämiseksi. Yksinkertaisimmillaan lämpöteho saadaan laskemalla kullekin lämmönsiirron muodolle termisen resistanssi, jolla jaetaan vallitseva lämpötilaero. Termisen resistanssin selvittämiseksi täytyy kuitenkin laskea lukuisia eri arvoja, jotka kuvaillaan seuraavissa luvuissa. Kaava 4 kuvaa esimerkin vesikiertoon siirtyvästä tehosta [8, s. 131].

$$Q = \frac{\Delta T}{R_{cond} + R_{conv}} \quad (4)$$

4.2 Konduktion teoriaa

Konduktio on lämmönsiirron muoto, jossa energia siirtyy aineen sisällä korkeamman lämpötilan suunnasta matalamman lämpötilan suuntaan. Konduktiossa lämmön siirtymiseen vaikuttavat materiaalin lämmönjohtavuus, lämmönsiirron pinta-ala, materiaalin paksuus sekä alku- ja loppupisteen välinen lämpötilaero. [8, s. 18.] Laskennallisesti konduktio on jäähdytysjärjestelmässä esiintyvistä lämmönsiirrosta yksinkertaisinta. Termisen resistanssin laskemiseksi konduktiossa tarvitaan vain materiaalin paksuus ja lämmönjohtavuus sekä lämmönsiirrossa oleva pinta-ala. Termisen resistanssi voidaan laskea kaavalla 5 [8, s.129].

$$R_{cond} = \frac{t}{k \cdot A} \quad (5)$$

Molempien jäähdytettävien komponenttien materiaali on alumiini, joten kaavassa lämmönjohtavuus k on sama molemmille. Komponenttien välillä konduktion osalta tulisi määrittää siis materiaalin paksuus t ja pinta-ala A lämmönsiirrossa. Lähtökohtaisesti konduktion termisen resistanssi on tässä käyttökohteessa huomattavasti pienemmässä osassa kuin konvektion termisen resistanssi.

4.3 Konvektion teoriaa

Konvektio on lämmönsiirron muoto, jossa lämpö siirtyy kiinteästä pinnasta virtaavaan nesteeseen tai kaasuun. Konvektiossa lämmön siirtymiseen vaikuttavat osaltaan samat seikat kuin konduktiossakin, mutta materiaalin paksuus vaihtuu virtauksen ominaisuuksiin. Lisäksi konvektion lämmönsiirtoa laskettaessa käytetään virtaavan aineen lämmönjohtavuuden arvoa. [8, s. 25.] Termisen resistanssin laskemiseen käytetään kaavaa 6 [8, s. 130].

$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot A} \quad (6)$$

Termisen resistanssin määrittäminen konvektiolle on huomattavasti monimutkaisempaa kuin konduktiolle, sillä virtauksen lämmönsiirtokertoimen h määrittäminen vaatii virtaavan aineen lämmönjohtavuuden ja kanavan geometrian lisäksi laskentaa virtauksen ominaisuuksista. Lämmönsiirtokertoimen laskemiseksi käytettiin kaavaa 7 [8, s. 436].

$$h = \frac{k \cdot Nu}{D_h} \quad (7)$$

Lämmönsiirtokertoimen laskennassa monimutkaisin määritettävä suure on Nusseltin luku. Nusseltin luku on yksikötön ja kuvaa suhdetta veden rajakerroksessa tapahtuvan konvektion ja konduktion välillä. Nusseltin luku määritettiin kaavalla 8 [8, s. 441].

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

Nusseltin luvun määrittämiseksi täytyi laskea virtauksen Reynoldsin luku sekä kitkavastuskerroin. Reynoldsin luku on yksikötön ja kuvaa virtauksen turbulentsuutta. Mitä suurempi Reynoldsin luku on, sitä turbulenttampi virtaus on. Reynoldsin luvun määrittämisen jälkeen esimerkiksi virtauksen kitkavastuskertoimelle tuli valita kaava sen mukaan, onko virtaus turbulenttista vai laminaarista. Reynoldsin luku laskettiin kanavan hydraulisen halkaisijan, virtausnopeuden ja veden kinemaattisen viskositeetin avulla. Reynoldsin luku laskettiin kaavalla 9. [8, s. 343.] On huomattava, että kaavassa jakoviivan yläpuolella on virtausnopeus ja alapuolella kinemaattinen viskositeetti, vaikka symbolit ovat hyvin samannäköisiä.

$$Re = \frac{D_h \cdot v}{\nu} \quad (9)$$

Virtauksen voidaan sanoa olevan laminaarista, kun Reynoldsin luku on alle 2300 ja turbulenttista, kun Reynoldsin luku on yli 10000. Aluetta laminaarisen ja turbulenttisen virtauksen välillä sanotaan siirtymäalueeksi. Siirtymäalueen virtaus muuttuu

satunnaisesti laminaarisen ja turbulenttisen välillä, ja on siten haastava analysoida laskemalla. [8, s.422.]

Kanavan hydraulinen halkaisija on mitta, jolla voidaan verrata suorakulmaista vesikanavaa pyöreään putkeen. Hydraulinen halkaisija määritetään laskettavan kanavan mukaan kaavalla 10 [8, s.422]. Kaavassa A merkitsee kanavan poikkipinta-alaa, kun taas a ja b merkitsevät kanavan leveyttä ja korkeutta. Veden virtausnopeus saatiin laskettua yksinkertaisesti kanavan poikkipinta-alan ja toivotun tilavuusvirran avulla.

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{2 \cdot (a+b)} \quad (10)$$

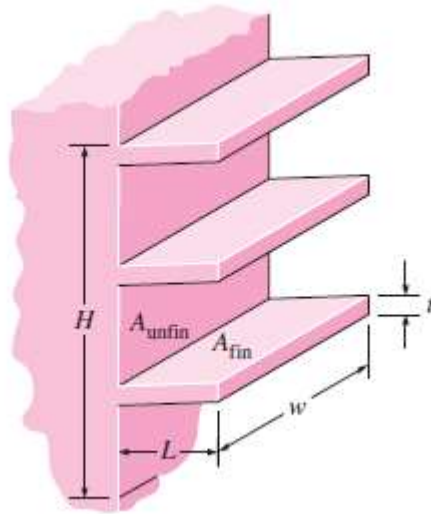
Nusseltin luvun laskemiseksi on määritettävä myös virtauksen kitkavastuskerroin. Kitkavastuskertoimen kaava (11) valittiin määritetyn Reynoldsin luvun perusteella turbulenttiselle virtaukselle sileässä kanavassa. Kaava soveltuu virtaukselle, jonka Reynoldsin luku on yli 10000. [8, s. 441] Tässä tapauksessa Reynoldsin luku on yli 10000, kun tilavuusvirta kanavassa ylittää noin 4 l/min, joten kaavan katsottiin soveltuvan hyvin.

$$f = (0,79 \cdot \ln(Re) - 1,64)^{-2} \quad (11)$$

Prandtin luku Pr on yksikötön luku, joka kuvaa aineen kinemaattisen viskositeetin ja lämmönjohtavuuden suhdetta [8, s. 342]. Prandtin luku muuttuu suhteessa aineen lämpötilaan, joten sen arvo haettiin tähän tarkoitukseen valittujen lämpötilojen keskiarvon olosuhteissa. Myös esimerkiksi veden kinemaattinen viskositeetti muuttuu lämpötilan kasvaessa, joten myös sen suuruus arvioitiin keskimääräisen lämpötilan perusteella.

4.4 Ripateoria

Molempien jäähdytettävien komponenttien vesikanavat sisältävät niin kutsuttuja ripoja, jotka tehostavat lämmönsiirtoa. Kuvassa 5 nähdään esimerkki rivoitetusta pinnasta.



Kuva 5. Esimerkki rivoitetusta pinnasta [8, s. 164]

Kuten luvussa konvektion teoriaa kerrottiin, pinnasta konvektion avulla siirtyvä lämpöteho on verrannollinen lämpötilaeron lisäksi lämmönsiirrossa olevaan pinta-alaan. Kanavissa olevat rivat eivät kuitenkaan tehosta lämmön siirtymistä suoraan suhteessa pinta-alaansa, vaan niihin täytyy soveltaa erillistä ripateoriaa. Rivat ovat pohjimmiltaan ulokkeita pois päin lämmön lähteestä virtaavaan nesteeseen, joten rivan luovuttama lämpöteho vähenee kohti sen huippua. Ripateoria ottaa huomioon rivan korkeuden, pituuden ja paksuuden, joiden avulla lasketaan pohjapinta-alasta siirtyvä lämpöteho. [8, s. 160–161.]

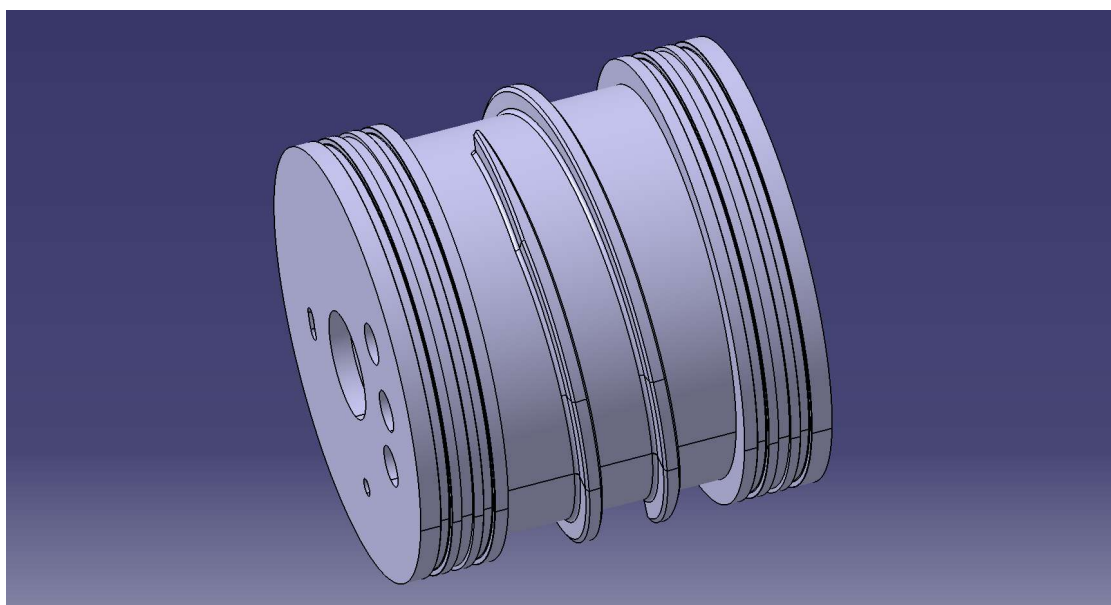
Ripateoria käsittää yleensä kolme erilaista tapausta. Tapauksien erot ovat käytännössä rivan huipun käytöksessä. Ensimmäisessä ripa on todella korkea leveyteensä nähden, toisessa rivan huippu on adiabaattinen ja kolmannessa myös rivan huipulla voidaan sanoa tapahtuvan konvektiota. [8, s. 158–160.] Auton jäähdytettävien komponenttien vesikanavissa ripojen voidaan sanoa ulottuvan kanavan ulkokuoreen asti, joten päätettiin käyttää ripateorian versiota, jossa ripojen huiput ovat adiabaattisia, eli eivät luovuta lainkaan lämpötehoa virtaavaan nesteeseen. Kaavasta 5 voidaan laskea pelkän rivan luovuttama lämpöteho konvektiona veteen [8, s. 160].

$$Q = \sqrt{h * p * k * A_c} * (T_{motor} * T_{vesi}) * \tanh\left(\sqrt{\frac{h * p}{k * A_{ripa}}} * H_r\right) \quad (12)$$

Kaavassa p , H_r , A_c ja A_{ripa} kuvaavat rivan mittoja (ympärysmitta, korkeus, poikkileikkauksen pinta-ala ja rivan pinta-ala yläpuolelta katsottuna). H ja k merkitsevät virtauksen lämmönsiirtokerrointa ja materiaalin (alumiini) lämmönjohtavuutta.

4.5 Moottorit

Metropolia Motorsportin valitsema moottorivalmistaja toimittaa käytännössä vain magneetit ja käämitykset asennettuna asiakkaan toimittamiin kuoriin ja akseleihin. Tämä tarkoittaa jäähdytysjärjestelmän kannalta sitä, että Metropolia Motorsport suunnitteli itse moottorin vesikanavan geometrian, jota varten tilavuusvirtavaatimus määritetään. Kanavan geometria pyrittiin suunnittelemaan siten, että vesikanavalle saataisiin mahdollisimman suuri poikkileikkauksen pinta-ala ja lämmönsiirron pinta-ala. Koska moottori asettuu auton naparakenteisiin, tila oli kuitenkin vähissä, eikä kanavasta saatu poikkileikkaukseltaan esimerkiksi edellisen auton letkukokoa vastaavaksi. Moottoriin suunniteltu vesikanava nähdään kuvassa 6.

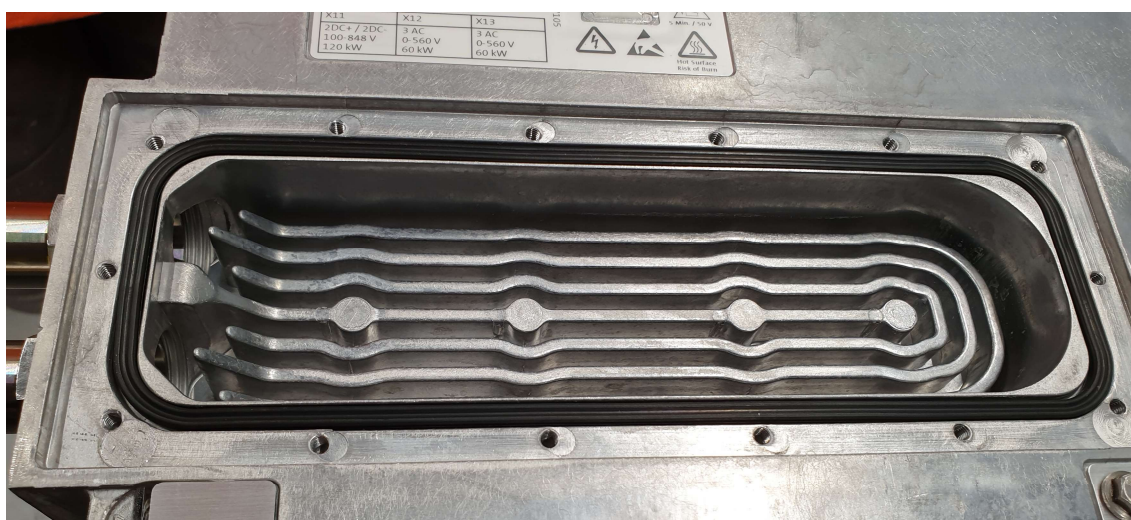


Kuva 6. Sähkömoottoriin suunniteltu vesikanava

Moottorin tilavuusvirtavaatimuksen tiedettiin jo etukäteen olevan pienempi kuin taajuusmuuttajan, joten käytännössä samalla tilavuusvirralla moottorin läpi saavutettaisiin pienempi lämpötilaero veden ja itse moottorin välillä. Tilavuusvirtavaatimusta iteroitaessa lämpötilaksi vedelle asetettiin 65 °C ja moottorille 75 °C. Laskurin avulla määritettiin, että 10 °C:n lämpötilaerolla keskimääräinen moottorin lämpökuorma (860 W) siirtyy veteen jo tilavuusvirralla noin 3,5 l/min. Lopullinen laskenta moottorin tilavuusvirtavaatimuksen määrittämiseksi on nähtävillä liitteessä 1.

4.6 Taajuusmuuttajat

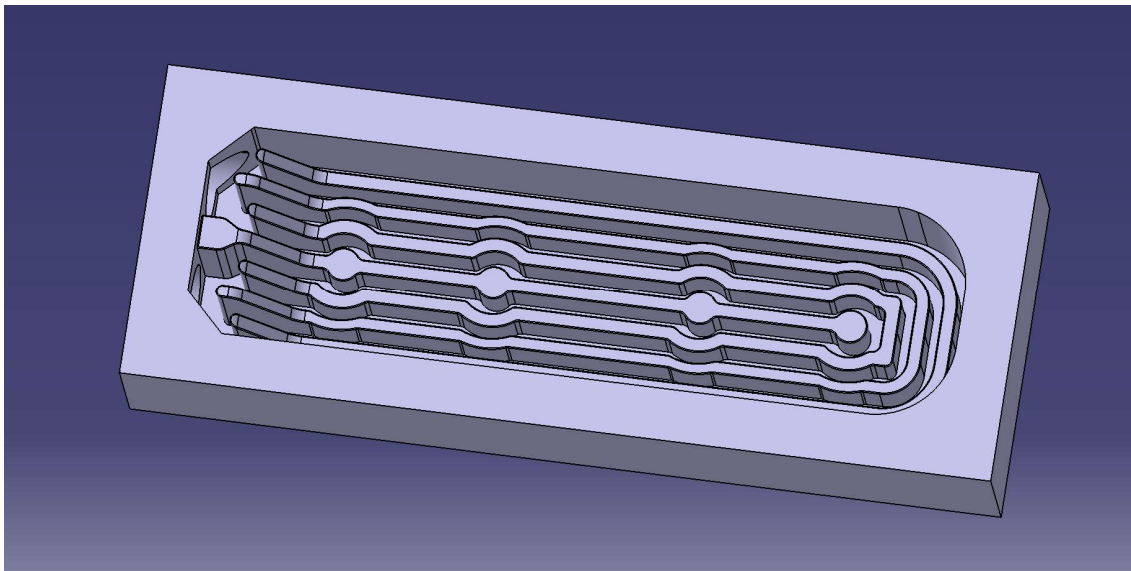
Kilpa-autoon valittujen taajuusmuuttajien vesikanava on sisäänrakennettu valmistajan toimesta taajuusmuuttajan koteloon. Valitettavasti valmistajan tarjoama 3D-malli oli vajavainen, eikä siitä kyetty määrittämään vesikanavan geometriaa lainkaan. Metropolia Motorsportin tilattua ja vastaanotettua taajuusmuuttajat, vesikanava voitiin kuitenkin mitata ja mallintaa jäähdytyslaskelmia varten. Taajuusmuuttajan vesikanavan geometria nähdään kuvassa 7.



Kuva 7. Taajuusmuuttajan vesikanava

Vesikanavan päälle asettuu kansi, joka ulottuu kanavassa kulkeviin ripoihin asti, eli vesikanava itsessään on suhteellisen matala. Vesikanava mallinnettiin Catiassa, jotta

siitä voitaisiin mitata lämmönsiirrossa oleva pinta-ala, kanavan poikkileikkauksen ala ja jäähdytysripojen mitat. Kanavan 3D-malli on näkyvässä kuvassa 8.



Kuva 8. 3D-malli taajuusmuuttajan vesikanavasta

Koska valmistajan datalehden tai 3D-mallin perusteella ei voitu määrittää millä puolella jäähdytettävä tehoelektroniikka tarkalleen sijaitsee, päätettiin lämmönsiirron pinta-alaksi valita levyn pohja ja seinät pois lukien seinä, jossa on letkulähtöjen reiät. Laskennan helpottamiseksi kanavasta arvioitiin myös keskimääräinen kanavan poikkileikkauksen pinta-ala sekä ripojen keskimääräinen paksuus.

Taajuusmuuttajan keskimääräinen lämpökuorma (1620 W) siirtyisi laskennan perusteella veteen kyllin tehokkaasti tilavuusvirralla 10 l/min. Tilavuusvirtavaatimuksen määrittämisessä veden lämpötilana käytettiin 65 °C ja taajuusmuuttajan lämpötilana 76 °C. Koska taajuusmuuttajat ovat auton kriittisemmät komponentit, käytetään niiden korkeampaa tilavuusvirtavaatimusta muiden jäähdytyskomponenttien määrittämisessä. Lopullinen laskenta taajuusmuuttajan tilavuusvirtavaatimuksen määrittämiseksi on nähtävillä liitteessä 2.

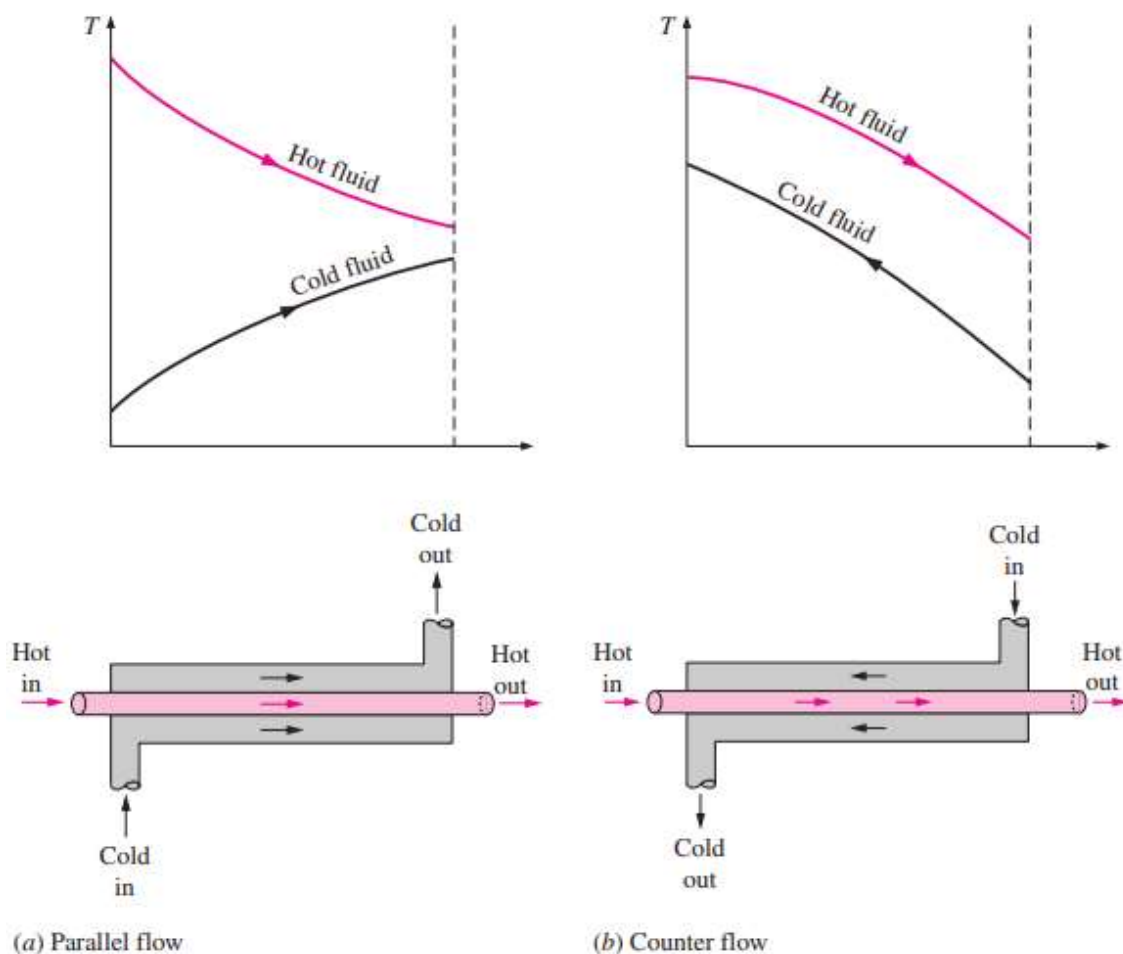
5 Jäähdyttimen mitoitus

Ajoneuvon jäähdyttimen tarkoitus on yleisesti toimia lämmönvaihtimena virtaavasta nesteestä ajoneuvoa ympäröivään ilmaan. Jäähdyttimiä on useita eri tyyppisiä, mutta ajoneuvoissa käytetään lähtökohtaisesti niin kutsuttuja kompakteja lämmönvaihtimia, joissa vesi virtaa kanavissa, joiden välille on valmistettu ohuita ripoja ilmapinta-alan maksimoimiseksi. Nimitys kompakti lämmönvaihdin tulee juurikin siitä, että pienessä jäähdyttimessä on saavutettu suhteessa hyvin suuri pinta-ala ilman kanssa kosketuksiin. Ajoneuvossa käytettävän jäähdyttimen tiedettiin jo hyvissä ajoin olevan kompakti lämmönvaihdin, jossa neste ja ilma virtaavat kohtisuoraan toisiaan nähden ja jossa molemmat virtaukset ovat rajoitettuja (unmixed). Rajoitetulla virtauksella tarkoitetaan sitä, ettei virtaava aine pääse liikkumaan kohtisuorassa kanavaan nähden. [8, s. 667–668.]

Jäähdyttimen mitoittamiseksi käytettiin lopulta kahta eri teoriaa: LMTD-menetelmää ja NTU-menetelmää. Menetelmistä kenties tarkempi, LMTD-menetelmä osoittautui myöhemmin mitoituksessa työlääksi jäähdyttimien iterointivaiheessa, joten lopulta päädyttiin käyttämään siihen paremmin soveltuvaa NTU-menetelmää. Molemmat menetelmät ja niillä saavutetut lopputulokset on kuitenkin selitetty seuraavissa luvuissa.

5.1 LMTD-menetelmä

Kun vesi ja ilma virtaavat jäähdyttimen läpi, lämpötilaero niiden välillä pienenee. Vaikka jäähdyttimen paksuuden kasvattaminen on helppo tapa lisätä lämmönsiirron pinta-alaa, se ei paranna jäähdytystehoa loputtomiin. LMTD-menetelmä jäähdyttimen mitoittamisessa ottaa huomioon lämpötilaeron pienenemisen virtausten edetessä kennon läpi. LMTD tarkoittaa logaritmista keskiarvolämpötilaeroa (Logarithmic Mean Temperature Difference). [8, s. 680.] Virtausten lämpötilamuutos eräänlaisissa jäähdyttimissä on havainnollistettu kuvassa 9.



Kuva 9. Virtausten lämpötilojen muutos eräänlaisissa jäähdyttimissä [8, s. 668]

Kuvaajista huomataan, että lämpötilat lähestyvät toisiaan, eikä jäähdyttimen pidentämisestä olisi enää juurikaan hyötyä. Kuten aiemmin mainittu, ilman lämpötilaeroa ei lämpötehoa siirry aineesta toiseen.

Jäähdyttimen mitoittamista varten jouduttiin arvioimaan tiettyjä lähtöarvoja, kuten esimerkiksi virtausten suuruudet, lämpötilat ja virtaavien aineiden ominaisuudet. Tarvittavat lähtötiedot on listattu taulukossa 2.

Taulukko 2. Jäähdytinmitoituksen lähtötiedot

Lähtötiedot	Vesi	Ilma
Haluttu jäähdytysteho [W]	3600	
Massavirta [kg/s]	0,166	0,140
Lämpötila sisään [K]	338	303
Kin. viskositeetti [m ² /s]	6,5*10 ⁻⁷	1,6*10 ⁻⁵
Prandtin luku	5	-
Lämpökapasiteetti [J/kgK]	4200	1000
Lämmönjohtavuus [W/mK]	0,6	0,03

Jäähdytinmitoituksessa käytettiin samoja sisääntulolämpötiloja kuin tilavuusvirtavaatimuksen määrittämisessä, muutettuna kelvineiksi. Ilman lämpötilaksi päätettiin 30 °C ja veden lämpötilaksi 65 °C, jotta varmistuttaisiin riittävästä jäähdytystehosta korkeimmalla sallitulla veden lämpötilalla. Virtausten massavirta saatiin yksinkertaisesti muuttamalla veden tilavuusvirtavaatimus ja ilman arvioitu tilavuusvirta tiheyksien avulla yksikköön kg/s. Arvio ilman tilavuusvirralle asetettiin 6800 litraan minuutissa. LMTD-menetelmä vaatii laskentaa varten myös arvion vaaditusta jäähdytystehosta.

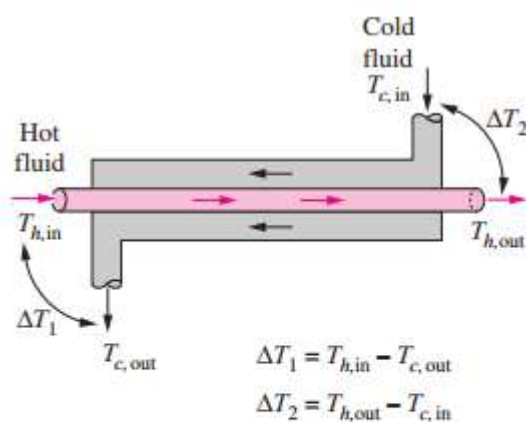
Ensimmäisenä tuli määrittää veden ja ilman virtausten lämpötilat niiden poistuessa jäähdyttimestä. Lämpötila voitiin laskea molemmille virtaukselle kaavasta 13 [10, s. 195].

$$T_{out} = T_{in} \pm \frac{P_{rad}}{c \cdot q_m} \quad (13)$$

Kaavassa pätee vedelle vähennyslasku ja ilmalle yhteenlasku, sillä järjestelmässä vesi jäähtyy ja ilma kuumenee. Kaavassa P_{rad} merkitsee jäähdyttimen vaadittua jäähdytystehoa. C ja q_m merkitsevät virtaavan aineen lämpökapasiteettia sekä massavirtaa. Käytännössä kaava kertoo, paljonko on aineen lämpötilan muututtava, jotta vaadittu lämpöteho on siirtynyt siitä tai siihen.

Kun virtaavien aineiden lämpötilat tiedettiin sekä sisään- että ulostulossa, voitiin aloittaa logaritmisen lämpötilaeron määrittäminen. Logaritmisen keskiarvolämpötilaeron määrittämiseen jouduttiin käyttämään vastavirtauslämmönvaihtimen menetelmiä ja muuttamaan lämpötilaero myöhemmin soveltuvaksi autossa käytettävälle

ristivirtauslämmönvaihtimelle. Ennen LMTD:n laskentaa, tuli määrittää tietyt lämpötilaerot virtauksien välillä. Vaadittavat lämpötilaerot on kuvattu kuvassa 10.



(b) Counter-flow heat exchangers

FIGURE 13-15

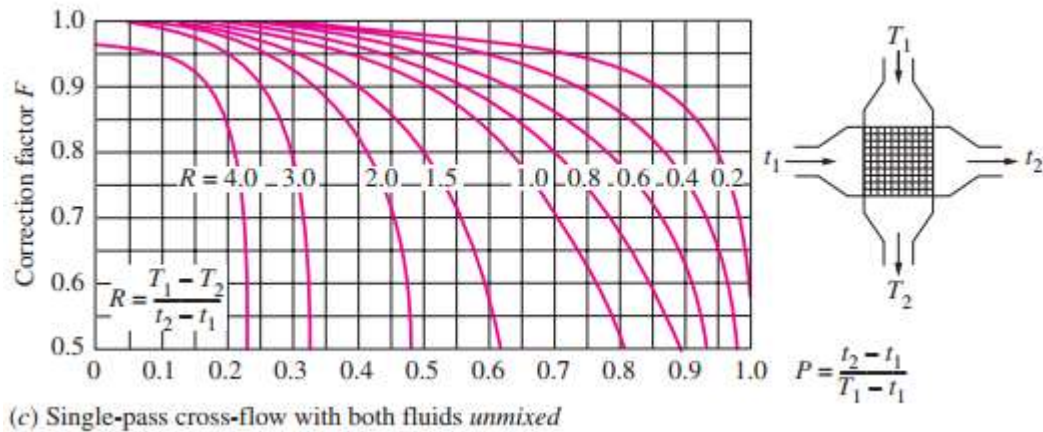
The ΔT_1 and ΔT_2 expressions in parallel-flow and counter-flow heat exchangers.

Kuva 10. LMTD-laskennassa vaadittavat virtausten lämpötilaerot [8, s. 682]

Lämpötilaerot ovat ΔT_1 , ero veden sisääntulolämpötilan ja ilman ulostulolämpötilan välillä sekä ΔT_2 , ero veden ulostulolämpötilan ja ilman sisääntulolämpötilan välillä. Lämpötilaerojen määrittämisen jälkeen logaritminen keskiarvolämpötilaero vastavirtausjäähdyttimessä voitiin laskea kaavan 14 avulla [8, s. 681].

$$\Delta T_{lm1} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (14)$$

Kuten mainittiin, on LMTD muutettava korjauskertoimen avulla soveltuvaksi käytettävälle jäähdytintyypille. Korjauskertoimen F määrittäminen on havainnollistettu kuvassa 11.



Kuva 11. Korjauskertoimen F määrittäminen muutokselle vastavirtauslämmönvaihtimesta ristivirtauslämmönvaihtimelle [8, s. 684]

Kuvan kuvaajasta voidaan lukea korjauskertoimen käytettävä arvo, kunhan lasketaan ensin suhdeluvut R ja P . Molemmat voidaan yksinkertaisesti laskea virtaavien aineiden lämpötilojen avulla. R :n arvoksi laskettiin noin 5 ja P :n arvoksi noin 0,1. R :n arvon ylittäessä kaavion kuvaajat, tuli korjauskertoimen F arvoksi kuitenkin asettaa 1. Korjattu LMTD voidaan korjauskertoimen avulla laskea kaavasta 15. [8, s. 683.]

$$\Delta T_{lm} = F * \Delta T_{lm1} \quad (15)$$

Tässä tapauksessa luonnollisesti tuloksena saadaan sama arvo korjauskertoimen ollessa 1. LMTD on käytännössä se lämpötilaero, jota käytetään lopullisen siirtyvän lämpötehon laskemiseen. Virtaavasta vedestä ilmaan siirtyvä lämpöteho määritetään kaavalla 16.

$$P_{tod} = \frac{\Delta T_{lm}}{R_{kok}} \quad (16)$$


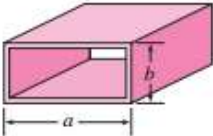
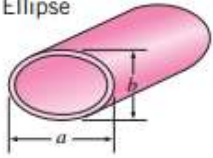
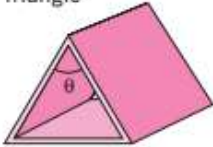
Kaavassa R_{kok} merkitsee jäähdyttimen termistä kokonaisresistanssia. Terminen kokonaisresistanssi on konvektion vedestä jäähdyttimeen ja konvektion jäähdyttimestä ilmaan termisten resistanssien summa. Molempien konvektiotapahtumien termiset resistanssit lasketaan samalla tavalla kuin tilavuusvirtavaatimusta laskettaessa. Konvektiotapahtumien välissä tapahtuu myös konduktio jäähdyttimen kanavien seinämien läpi, mutta sen terminen resistanssi on käytännössä merkityksetön verrattuna

konvektiotapahtumien resistansseihin ja on sen vuoksi tässä tapauksessa jätetty huomioimatta. Laskennassa ilman osalta erona on Nusseltin luvun määrittäminen. Viimeistään tässä vaiheessa tuli valita jäähdytin, jonka geometrian perusteella jäähdytysteho lasketaan. Insinööriyön näkökulmasta käsitellään ainoastaan lopullinen valittu jäähdytin. Laskentaan valittiin jäähdytyskennoaan 240 mm pitkä, 120 mm korkea ja 60 mm paksu jäähdytin. Valmistaja ilmoitti kennon mittojen lisäksi jäähdytysriipojen määrän tuumaa kohti ja riparivien lukumäärä voitiin laskea jäähdyttimen kuvasta. Näiden tietojen avulla voitiin laskea yksittäisen ilmakanavan poikkileikkauksen geometria sekä jäähdytysriipojen lukumäärä.

Ilman virtaus jäähdyttimen läpi oli lasketun Reynoldsin luvun perusteella laminaarista, joten Nusseltin luku voitiin laskentaa varten määrittää kuvan 12 avulla.

TABLE 8-1

Nusselt number and friction factor for fully developed laminar flow in tubes of various cross sections ($D_h = 4A_c/\rho$, $Re = \gamma_m D_h/\nu$, 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 12. Ilmavirtauksen Nusseltin luvun määrittäminen [8, s. 437]

Jäähdyttimen ilmakehävien oletettiin olevan suorakulmion muotoisia ja niiden leveyden ja korkeuden suhteen laskettiin olevan noin 5,2. Näin ollen Nusseltin luvun arvoksi arvioitiin 5.

Termisen resistanssin määrittämisessä lämmönsiirron pinta-alana käytettiin jäähdyttimen geometriasta laskettuja arvoja. Veden osalta käytettiin vesikanavien arvioitua yhteenlaskettua sisäpinta-alaa ja ilman osalta yhteenlaskettua jäähdytysripojen pinta-alaa sekä vesikanavien ulkopinta-alaa.

Kun terminen kokonaisresistanssi oli laskettu, voitiin todellinen jäähdyttimen teho määrittää kaavasta 16. Koska LMTD-menetelmä vaatii alussa arvion vaaditusta jäähdytystehosta, joudutaan laskettu P_{tod} ja alkuperäinen vaadittu teho P_{rad} iteroida täsmäämään toisiaan muuttamalla alkuperäisen vaaditun tehon arvoa. Tästä johtuen LMTD-menetelmä katsottiin liian työlääksi jäähdytysmitoituksessa, jos halutaan arvioida useamman jäähdyttimen soveltuvuutta autoon ja päätettiin käyttää toista menetelmää. Mainittakoon, että kun LMTD-menetelmään asetettiin lopullisen valitun jäähdyttimen arvot, voitiin myös tällä menetelmällä päätellä jäähdyttimen riittävän auton järjestelmään. Lopulliset jäähdytinlaskelmat LMTD-menetelmällä ovat nähtävissä liitteessä 3.

5.2 NTU-menetelmä

NTU-menetelmä (Number of Transfer Units) perustuu virtausten lämpökapasiteetin ja jäähdyttimen tehokkuuden määrittämiseen. NTU-menetelmää käytettäessä lasketaan konvektiotapahtumien lämmönsiirtokerroimet samalla tavalla kuin tilavuusvirtavaatimusta määrittäessä (kaava 7). Eroavaisuus LMTD-menetelmään huomataan sen jälkeen. Lisäksi NTU-menetelmä ei vaadi lähtötietona haluttua jäähdytystehoa ja lämpötilaerona käytetään virtausten sisääntulolämpötilojen eroa. [8, s. 690.]

Kun molempien virtauksien lämmönsiirtokerroin on laskettu, tulee määrittää jäähdyttimen kokonaislämmönsiirtokerroin. Kokonaislämmönsiirtokerroin voidaan määrittää kaavan 17 avulla [8, s. 672].

$$h_{kok} = \left(\frac{1}{h_W} + \frac{1}{h_A} \right)^{-1} \quad (17)$$

Kaavassa h_W merkitsee konvektion vedestä jäädyttimeen lämmönsiirtokerrointa ja h_A konvektion jäädyttimestä ilmaan lämmönsiirtokerrointa. Lämmönsiirtokerroimen määrittämisen jälkeen määritetään virtausten lämpökapasiteetit ja niiden suhdeluku. Molempien virtausten lämpökapasiteetti voidaan määrittää kaavalla 18 [8, s. 691].

$$C = q_m * c \quad (18)$$

Kaavassa q_m ja c merkitsevät kyseisen virtauksen massavirtaa yksikössä kg/s ja lämpökapasiteettia J/kgK. Kun molempien virtausten lämpökapasiteetit oli määritetty, tuli laskea niiden suhdeluku. Suhdeluku laskettiin kaavasta 19 [8, s. 694].

$$C_{ratio} = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (19)$$

Kaavassa C_{min} ja C_{max} tarkoittavat yksinkertaisesti lasketuista virtausten lämpökapasiteeteista pienempää ja suurempaa. Auton jäähdytysjärjestelmän näkökulmasta veden virtaus tulee aina olemaan C_{max} , sillä veden lämpökapasiteetti ja tiheys ovat huomattavasti suurempia kuin ilmalla. Siten pienemmällä veden tilavuusvirralla voidaan saavuttaa huomattavasti suurempi lämmönsiirto. Suhdeluvun laskemisen jälkeen määritetään niin kutsuttu NTU-luku. NTU-luku määritetään kaavasta 20 [8, s. 694].

$$NTU = \frac{h_{kok} * A_f}{C_{min}} \quad (20)$$

Kaavassa A_f merkitsee jäädyttimen ripapinta-alaa, joka on lämmönsiirrossa ilmaan. Jos oletetaan virtausten pysyvän vakioina ja siten C_{min} ja h_{kok} eivät juurikaan muutu, voidaan sanoa NTU-luvun kertovan suoraan jäädyttimen koosta. Mitä suurempi jäädyttimen pinta-ala, sitä suurempi NTU-luku. NTU-luvun määrittämisen jälkeen voidaan laskea jäädyttimen tehokkuus. Tehokkuus ϵ voidaan laskea kaavan 21 avulla. [8, s. 694.]

$$\epsilon = 1 - e^{\left(\frac{NTU}{C_{ratio}} \right)^{0,22} * (e^{-C_{ratio} * NTU^{0,78}} - 1)} \quad (21)$$

Kaavassa käytetään edellisillä kaavoilla määritettyjä C_{ratio} :n ja NTU:n arvoja sekä Neperin lukua. Jäähdyttimen tehokkuuden määrittämisen jälkeen voidaan jäähdyttimen lämmönsiirtoteho laskea kaavasta 22 [8, s. 692].

$$P_{rad} = \varepsilon * C_{min} * (T_W - T_A) \quad (22)$$

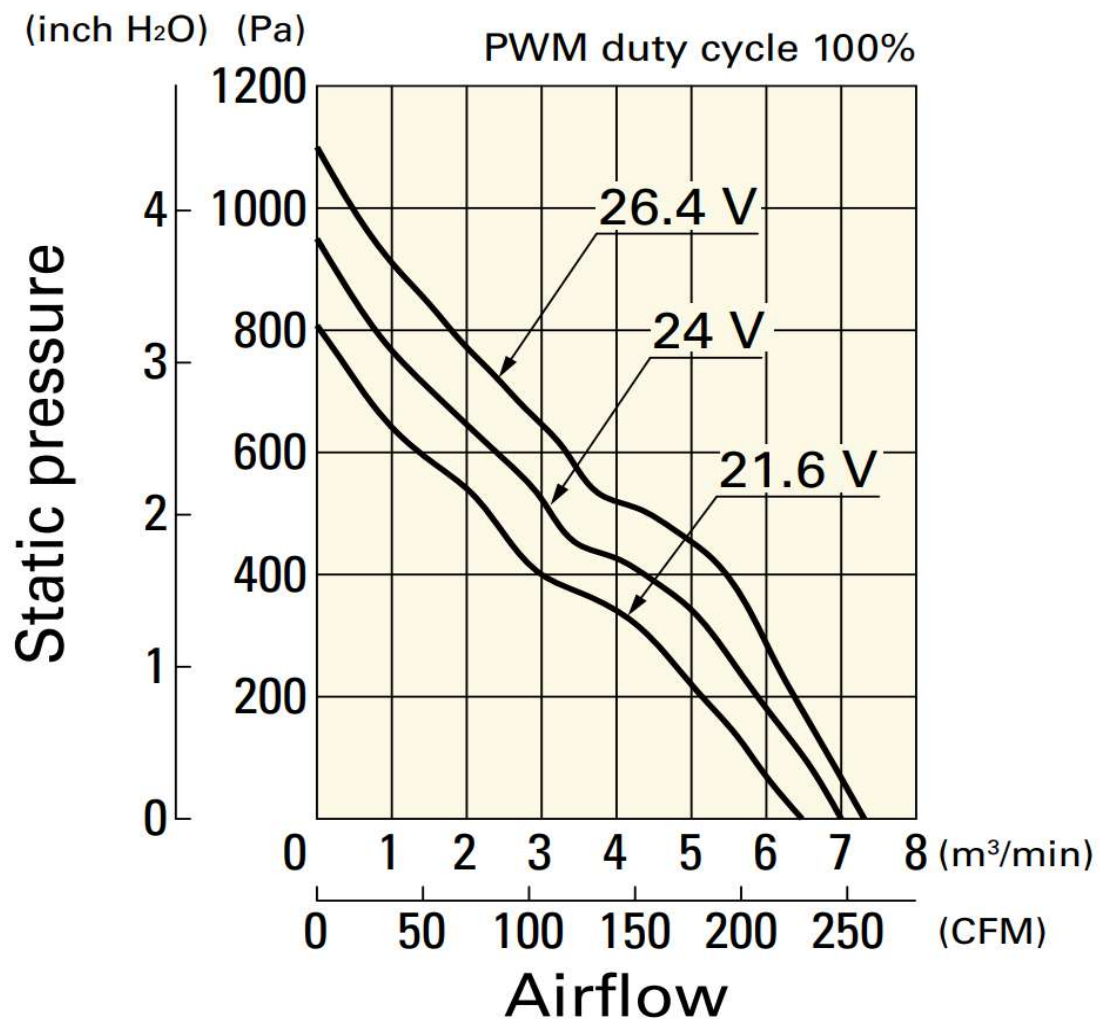
Kaavassa lämpötilat T_w ja T_a ovat veden ja ilman sisääntulolämpötilat jäähdyttimeen. Jos kaavasta jätetään tehokkuus ε pois, kertoo kaava itseasiassa jäähdyttimen teoreettisen maksimilämmönsiirtotehon.

Koska todellisessa jäähdytysjärjestelmän mitoitusyössä vertailtiin useita jäähdyttimiä ja laskettiin jokaiselle lämmönsiirtoteho, paljastui NTU-menetelmä tehokkaammaksi tavaksi tarvittavan iteroinnin kannalta. LMTD-menetelmän tuloksena saatiin kuitenkin pienempi jäähdytysteho, vaikkakin riittävä sekin. NTU-laskennassa käytettiin tarvittavilta osin samoja lähtöarvoja kuin LMTD-laskennassa. Tärkeimpinä lähtöarvoina toimivat luonnollisesti veden ja ilman virtaukset sekä niiden lämpötilat.

NTU-menetelmän heikkoutena on esimerkiksi juuri LMTD-menetelmän vahvuus, eli jäähdyttimen paksuuden huomioiminen. Paksuuden muuttaminen NTU-menetelmällä laskettaessa vaikuttaa suoraan jäähdytystehoon. Näin ollen voitaisiin kuvitella pienen, suhteessa hyvin paksun jäähdyttimen olevan paras ratkaisu, mutta LMTD-laskennan perusteella paksuuden kasvattamisesta ei lopulta ole niin suurta hyötyä. Kilpa-autoa ajatellen jäähdytinalinta on kompromissi jäähdytyspinta-alan ja fyysisen koon kannalta. Lopulta päädyttiin valitsemaan laskennassa käytetty 240 mm * 120 mm * 60 mm:n jäähdytintä. Lopullinen NTU-menetelmän laskenta on nähtävillä liitteessä 4.

6 Tuulettimen mitoitus

Tuuletinvalmistajat tarjoavat tuulettimistaan yleensä tuottokuvaajan, jossa ilmoitetaan tuulettimen tilavuusvirta tietyllä virtausvastuksella. Esimerkki tuulettimen tuottokuvaajasta nähdään kuvassa 13. Kilpa-auton sähköjärjestelmän asettamana vaatimuksena tuuletinvalinnalle oli 24 V:n käyttöjännite. Lisäksi kilpa-auton tuulettimelle haluttiin mahdollisuus PWM-ohjaukseen, jotta tuulettimen nopeutta voitaisiin säätää autossa halutulla tavalla.



Kuva 13. Esimerkkituulettimen tuottokuvaaja [13]

Tuulettimista puhuttaessa virtausvastus määritetään usein staattisena paineena, jonka tuuletin kykenee voittamaan tuottaakseen ilmavirran kanavassa. Jotta jäähdyttimen läpi saavutettaisiin jäähdytinmitoituksessa suunniteltu ilman tilavuusvirta, tulee jäähdyttimelle piirtää vastaava kuvaaja tilavuusvirran suhteesta staattiseen paineeseen. [8, s. 823–825.]

Ilmakanavan virtausvastuksen laskemiseen ei löydetty hyvää keinoa, mutta se voitiin mitata Metropolia Ammattikorkeakoulun ajoneuvolaboratoriossa olevalla virtauspenkillä. Virtauspenkissä mitataan koululla yleensä esimerkiksi ajoneuvojen imu- ja pakokanavien virtauksia, mutta jäähdyttimen pienen koon vuoksi se voitiin asettaa penkkiin mittausta varten ilman erityisiä sovituksia. Jäähdytinmitoituksen jälkeen Metropolia Motorsport valitsi ja tilasi jäähdyttimen, jota käytettiin mittauksessa, ja jolle tuuletin mitoitettiin.

6.1 Jäähdyttimen virtausvastusmittaus

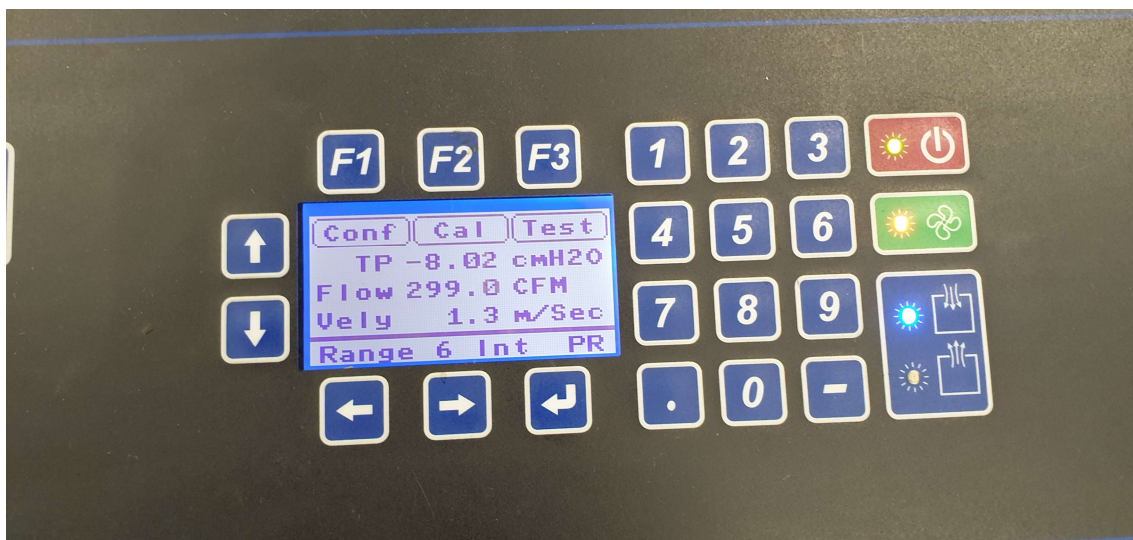
Mittauksen tavoitteena oli muodostaa jäähdyttimelle kuvaaja staattisesta paineesta ja sitä vastaavasta virtauksesta. Kuvaajaa oli tarkoitus verrata tuuletinvalmistajien tarjoamiin kuvaajiin tuulettimien tuotoista, jotta tuuletin voitaisiin mitoittaa tuottamaan jäähdyttimen läpi suunniteltu virtaus.

Virtausvastusmittaus suoritettiin kilpa-autoon valitulle jäähdyttimelle siten, että mittauksessa keskityttiin yhden tuulettimen virtaus-alaan. Jäähdytin on suunniteltu kahdelle tuulettimelle, mutta tuulettimien mitoittamista varten haluttiin tietää yhden tuulettimen alan virtausvastus. Mittausvirheen minimoimiseksi jäähdyttimen kennosta eristettiin yhden tuulettimen ala yksinkertaisesti ikkunatiivistenauhan avulla, jotta virtaus tapahtuisi vain halutulta alueelta. Kaikki vuoto muualta kuin halutusta kanavasta aiheuttaa virhettä mittaustulokseen madaltaen virtausvastuksen tulosta. Mittausjärjestely nähdään kuvassa 14.



Kuva 14. Kilpa-autoon valittu jäähdytin virtauspenkissä

Virtauspenkkiin voitiin asettaa haluttu mittauspaine ja lukea näytöltä (kuva 15) kyseisellä paineella muodostuva tilavuusvirta jäähdyttimen läpi.



Kuva 15. Virtauspenkin näytönäkymä

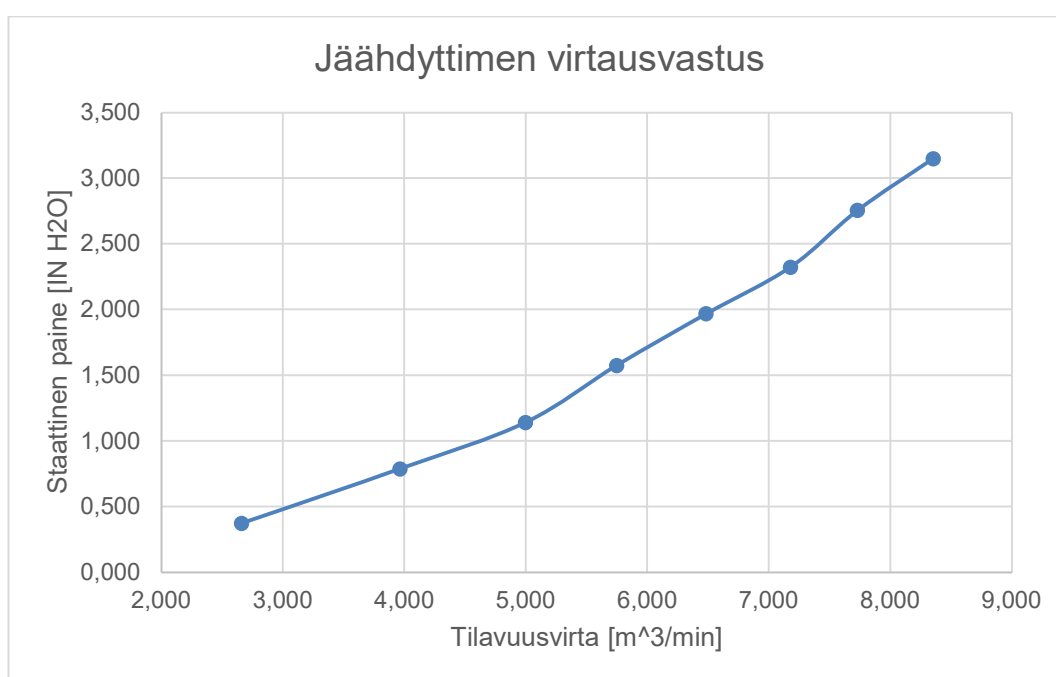
Mittauksen tulokset kirjattiin ylös Excel-taulukkoon (taulukko 3). Nopean selvitystyön perusteella tuuletinvalmistajien tuottokuvaajat käyttivät pääosin paineelle yksikköä tuumaa tai millimetriä vesipatsasta ja virtaukselle yksikköä CFM (Cubic Feet per Minute). Mittauksen aikana paineen arvot muutettiin senttimetriä vesipatsasta -yksiköstä

millimetrimuotoon ja myöhemmin Excelissä myös tuumiksi vesipatsasta. Myös tilavuusvirralle tehtiin muunnos kuutiometreiksi minuutissa.

Taulukko 3. Jäähdyttimen virtausvastusmittauksen tulokset

Paine [mm H ₂ O]	Paine [IN H ₂ O]	Tilavuusvirta [CFM]	Tilavuusvirta [m ³ /min]
9,5	0,374	94	2,662
20	0,787	140	3,964
29	1,142	176,5	4,998
40	1,575	203	5,748
50	1,969	229	6,485
59	2,323	253,5	7,178
70	2,756	273	7,730
80	3,150	295	8,353

Jäähdytinhoitoituksessa käytetyn alkuperäisen arvion mukaan yhden tuulettimen tuottamaksi tilavuusvirraksi haluttiin vähintään 3,4 m³/min, joka vastaa noin 120 CFM:n virtausta. Mittaustulokset on esitetty kuvaajana kuvassa 16.

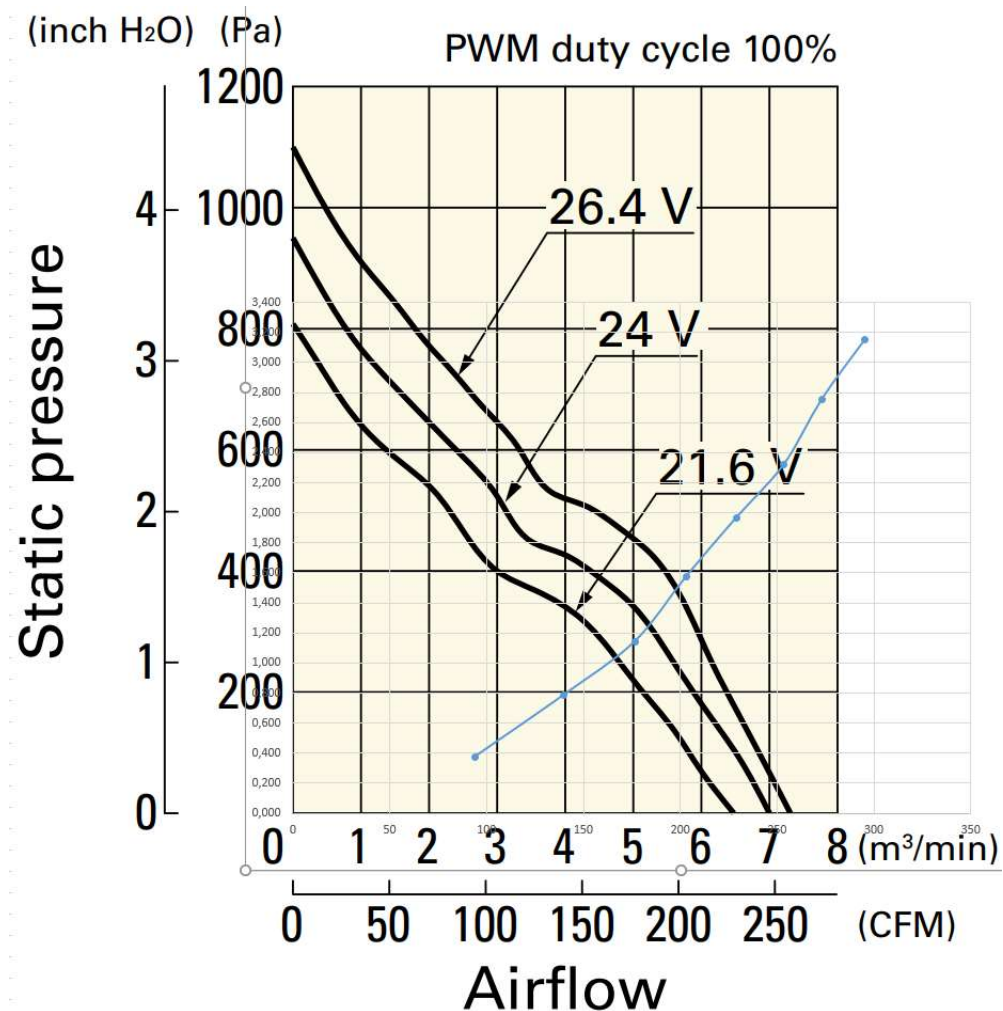


Kuva 16. Jäähdyttimen virtausvastus kuvaajana

Kuvaaja on piirretty nyt käyttäen yksiköitä IN H₂O ja m³/min, mutta se voidaan helposti piirtää vastaamaan tuuletinvalmistajan yksiköitä.

6.2 Tuulettimen valinta

Teoriassa tuulettimen tuottama tilavuusvirta jäähdyttimessä voidaan lukea kuvaajasta pisteenä, jossa tuulettimen tuotto leikkaa jäähdyttimen virtausvastuksen [8, s. 825]. Potentiaalisia tuulettimia etsittiin Metropolia Motorsportin aiemman kokemuksen perusteella Digikey-verkkokaupasta ja niiden tuottokuvaajia verrattiin jäähdyttimeen. Kuva 17 havainnollistaa kuvaajien vertailua.



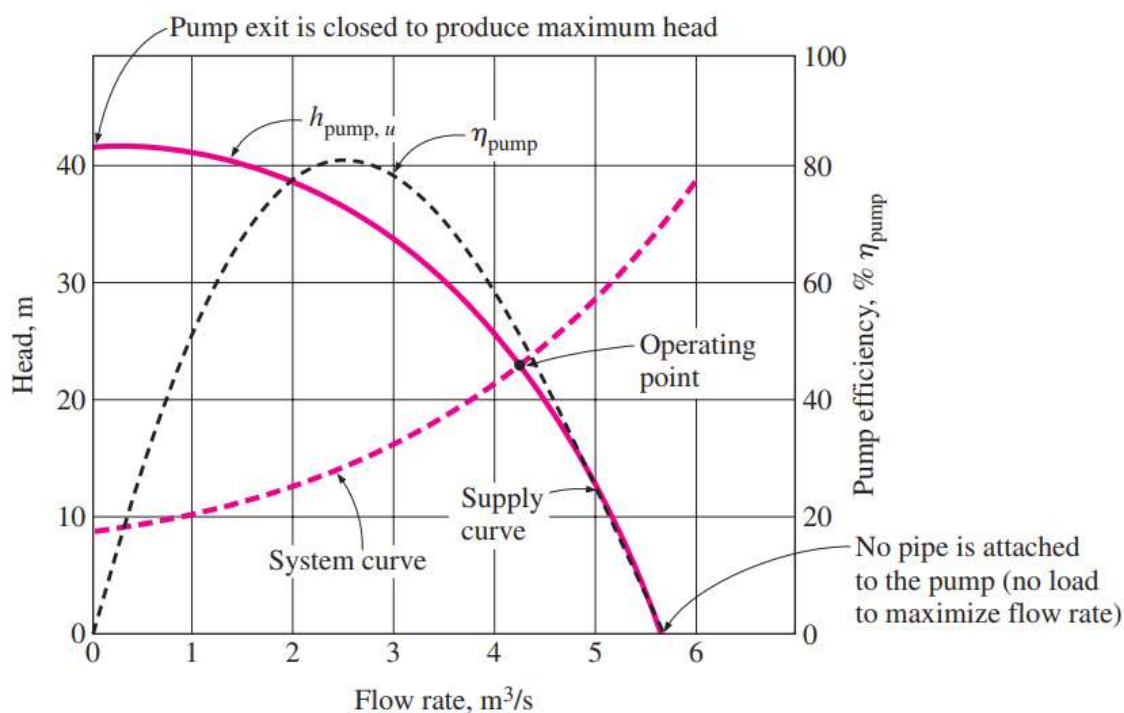
Kuva 17. Jäähdyttimen staattisen paineen kuvaaja esimerkkituulettimen tuottokuvaajan kanssa [mukaillen 13]

Tuulettimen tuoton ja jäähdyttimen staattisen paineen kuvaajat on kuvassa 17 asetettu yksinkertaisesti päällekkäin ja yksiköt on linjattu täsmäämään toisiaan. Kuvaajista voidaan arvioida kyseisen tuulettimen tuottama tilavuusvirta jäähdyttimen läpi. Kuvan tuuletin tuottaisi jäähdyttimen läpi 24 V:n jännitteellä teoriassa tilavuusvirran noin 5,3 m³/min. Jäähdytystehon kannalta käytettäväksi valittiin kaksi kuvassa käsiteltyä tuuletinta yhtä jäähdytintä kohti. Kuvan tuuletin kuitenkin vaatii verrattain suuren sähkötehon, ja kuten jäähdytinhoitoituksen osalta huomattiin, riittävä jäähdytysteho voitaisiin saavuttaa jo tuotolla 3,4 m³/min tuuletinta kohti.

7 Pumpun mitoitus

7.1 Yleistä pumpuista

Kun tilavuusvirtavaatimus on määritetty ja jäähdytyn mitoitettu, voidaan aloittaa myös vesipumpun mitoitus. Muiden komponenttien tulee olla vesipumppua mitoittaessa jo valittu ja sijoitettu autoon suurpiirteisesti, sillä pumppumitoituksessa jokaiselle komponentille ja letkulle lasketaan painehäviö. Järjestelmän kokonaispainehäviön perusteella voidaan valita pumppu, joka tuottaa järjestelmään halutun tilavuusvirran. Vesipumppuna on tarkoitus käyttää suoraan auton 24 V:n matalajännitejärjestelmään soveltuvaa vesipumppua. Pumppuvalmistajat tarjoavat pumpuilleen nostokuvaajan, joka kertoo pumpun tuottaman tilavuusvirran suhteessa nostokorkeuteen. Pumppua mitoitettaessa on tarkoitus piirtää järjestelmälle vastaava vastuskuvaaja, jota voidaan verrata pumppujen kuvaajiin ja tehdä valinta. Havainnollistava kuvaaja järjestelmä- ja pumppukäyristä nähdään kuvassa 18.



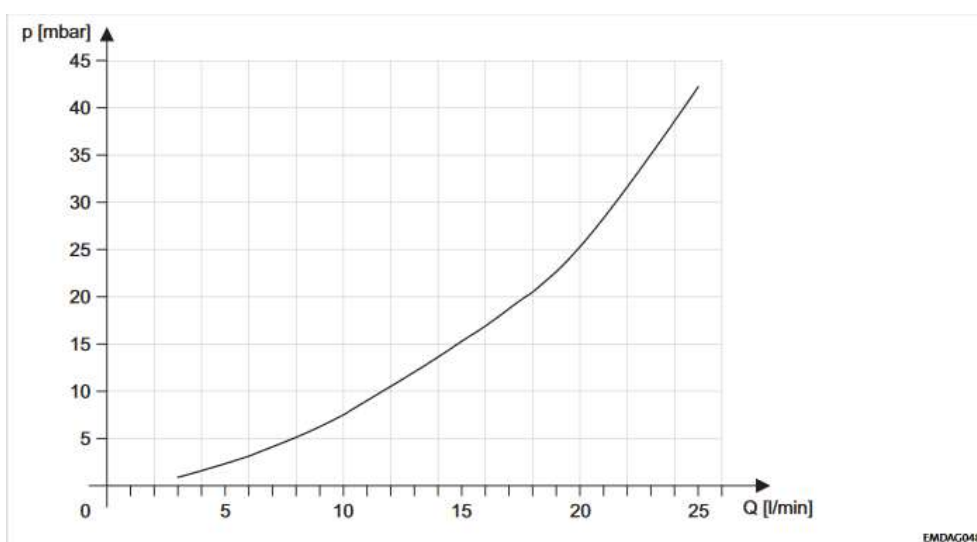
Kuva 18. Havainnos järjestelmä- ja pumppukäyrän vertailusta [14, s. 358]

Kuvassa 18 nähdään jatkuvalla punertavalla viivalla pumpun tuottokuvaaja ja katkonaisella punertavalla viivalla järjestelmän kokonaisvastuskuvaaja. Teoriassa näiden kahden kuvaajan leikkauspiste on asema, johon järjestelmä käytössä asettuu [14, s. 358]. Todellisuudessa painehäviölaskelmia ei voida tehdä absoluuttisen tarkasti, koska painehäviöt riippuvat myös letkujen asettelusta autoon. Laskelmilla pyritään kuitenkin mitoittamaan pumppu mahdollisuuksien mukaan tarkasti tuottamaan aiemmin määritetyn tilavuusvirtavaatimuksen mukainen virtaus.

7.2 Painehäviöt

Painehäviöt ovat se vastus, joka pumpun tulee voittaa tuottaakseen järjestelmään halutun tilavuusvirran. Painehäviöt muodostuvat järjestelmän putkien ja komponenttien pintojen epätäydellisyyksistä, kanavien hydraulisista halkaisijoista sekä kanavien suunnan ja muodon muutoksista. Painehäviöt kasvavat suhteessa virtausnopeuden neliöön. Virtausjärjestelmän painehäviöt voidaan jakaa kahteen osaan: kitkavastuksiin ja kertavastuksiin. [14, s. 329]

Kilpa-autoon valittujen taajuusmuuttajien valmistaja tarjoaa datalehdessään vesikanavalle käyrän sen painehäviöstä, joten sitä ei tarvitse laskea erikseen. Taajuusmuuttajan vesikanavan painehäviökuvaaja on nähtävillä kuvassa 19.



Kuva 19. Valitun taajuusmuuttajan vesikanavan painehäviö suhteessa tilavuusvirtaan [12]

Taajuusmuuttajan painehäviö voitiin taulukoida kuvaajasta halutuilla tilavuusvirroilla ja lisätä muiden komponenttien häviöihin järjestelmäkäyrän piirtämistä varten.

Muiden painehäviöiden laskemiseen käytettiin Excel-taulukkoja, sillä laskut tehtiin laajalle tilavuusvirta-alueelle ja useammalle letkukoolle. Pumppumitoituksen lisäksi samalla voitiin valita autoon soveltuva letkukoko painehäviöiden ja soveltuvien pumppujen perusteella. Lisäksi järjestelmäkuvaaja oli helppo rakentaa taulukkojen avulla.

7.2.1 Kitkavastukset

Kitkavastukset ovat se osa vastuksista, joka muodostuu kanavien pinnankarheudesta, hydraulisesta halkaisijasta ja kanavien pituuksista. Kitkavastuksia järjestelmässä voitaisiin pienentää esimerkiksi parantamalla kanavien pinnanlaatua, mutta se on luonnollisesti hyvin vaikeaa. Tässä järjestelmämitoituksessa oletetaan letkujen ja kaikkien komponenttien vesikanavien olevan hydraulisesti sileitä. Ainoat keinot kitkavastuksien pienentämiseen käytännössä on vähentää kanavien pituutta ja suurentaa kanavien hydraulista halkaisijaa. Hydrauliikkajärjestelmissä yleisesti kitkavastukset ovat huomattavasti suurempia kuin kertavastukset, mutta tässä käyttötarkoituksessa kanavien ollessa pieniä sekä verrattain lyhyitä ja kanavien muuttuessa jatkuvasti, kitkavastukset saattavat jäädä pienemmiksi. Kitkavastuksia kutsutaankin englanniksi nimellä *Major Losses* (merkittävät häviöt). [14, s. 329–330.]

Kitkavastusten määrittämiseksi tulee tietää virtauksen ominaisuudet letkuissa sekä kussakin komponentissa. Näitä ominaisuuksia on käytännössä virtausnopeus sekä Reynoldsin luku. Virtausnopeus lasketaan kanavan poikkileikkauspinta-alan ja tilavuusvirran avulla. Reynoldsin luku lasketaan sen jälkeen kanavan hydraulisen halkaisijan (kaava 10) avulla kaavasta 9. Virtaukselle tulee myös laskea kitkavastuskerroin f , joka saadaan määritettyä Reynoldsin luvun avulla kaavasta 11 kuten konvektion lämmönsiirtoa määritettäessä. Virtauksen ominaisuuksien määrittämisen jälkeen kitkavastus voidaan laskea kaavasta 23 [14, s. 329].

$$\Delta P = f * \frac{L}{D} * \frac{\rho V^2}{2} \quad (23)$$

Kaavassa L on letkuosion tai komponentin vesikanavan pituus ja D osion tai kanavan hydraulinen halkaisija. Letkuissa tai muissa pyöreissä kanavissa hydraulinen halkaisija on yksinkertaisesti kanavan halkaisija. Kaavassa V on veden keskimääräinen virtausnopeus kanavassa. Nopeutta kutsutaan keskimääräiseksi sen takia, että todellisuudessa virtausnopeus on eri suuruinen kanavan reunoilla ja kanavan keskellä. Nopeus on suurin kauimpana kanavan seinämistä ja vastaavasti pienimmillään kanavan seinämien lähellä. [14, s. 174.] Tässä tapauksessa käytetään suoraan tilavuusvirrasta saatua virtausnopeutta kanavan poikkileikkauksen pinta-alan avulla laskettuna.

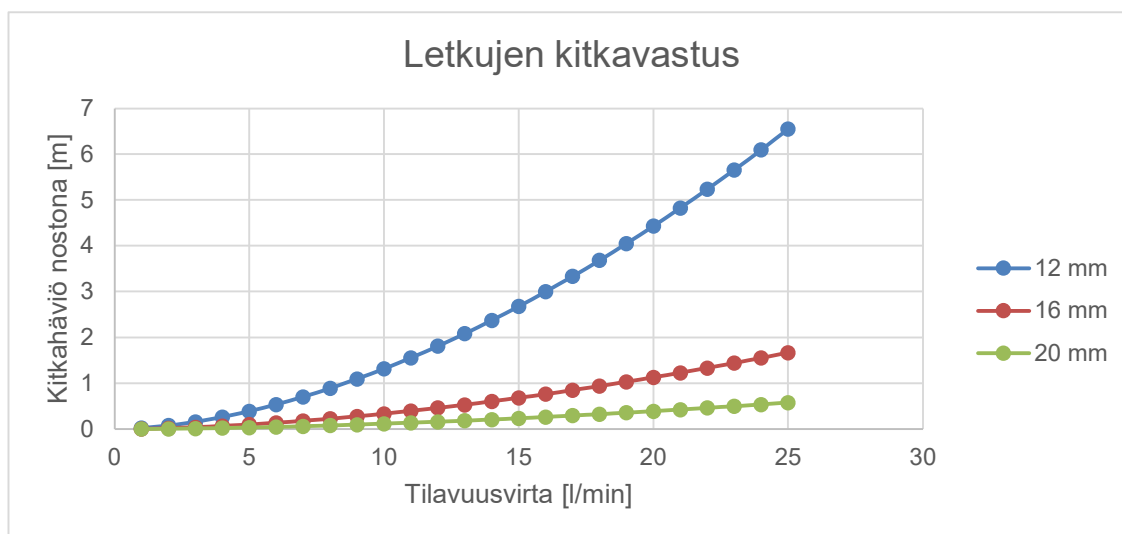
Koska pumppujen tuottokuvaajat on yleensä piirretty käyttäen häviön yksikkönä nostoa metreinä, voidaan myös kitkahäviöt laskea suoraan samaan yksikköön. Tähän voidaan käyttää kaavaa 24 [14, s. 330].

$$hl = f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g} \quad (24)$$

Erona edelliseen kaavaan on putoamiskiihtyvyyden käyttö nesteen tiheyden sijasta. Näin vastuksen tulos on suoraan käytettävässä muodossa järjestelmän vastuskäyrän piirtämistä varten. Kaavasta huomataan heti, että tärkeimmässä roolissa kitkavastuksen suuruuteen on virtausnopeus. Koska autossa tilavuusvirta on jo määritetty, suurimmassa roolissa kitkavastusten suuruuteen onkin kanavan poikkileikkauksen suuruus. Poikkileikkaus vaikuttaa kaavassa myös itsessään, mutta mitä pienempi poikkileikkaus, sitä suurempi on virtausnopeus ja sitä kautta kitkavastuskin.

Koska letkun halkaisijalla tiedettiin olevan suuri vaikutus kitkahäviöiden suuruuteen, päätettiin kitkavastuslaskelmat toteuttaa kolmella eri letkukoolla. Letkut valikoituivat 12, 16 ja 20 mm:n kokoihin järjestelmän muiden komponenttien perusteella. Kitkavastusten laskemiseksi tuli myös arvioida yhdessä jäähdytysjärjestelmäkierrossa käytetyn letkun pituus. Järjestelmän kiertojärjestykseksi päätettiin käytännön syistä vesisäiliö, pumppu, jäähdytin, taajuusmuuttaja, etumoottori, takamoottori. Järjestykselle oli syynä lähinnä komponenttien sijoittelusta aiheutuvan letkupituuden minimoiminen ja se, että pumpun kavitoinnin estämiseksi se tulisi asettaa kiertoön säiliön jälkeen ja järjestelmän alimmaksi. Lisäksi taajuusmuuttaja haluttiin asettaa kiertoön jäähdyttimen jälkeen, jotta sille saataisiin vesi matalimmalla lämpötilalla. Tällä kiertojärjestyksellä arvioitiin auton 3D-kokoonpanon avulla letkujen kokonaispituudeksi noin 5,8 m. Eri letkukoot asetettiin

kuvaajaan, ja verrattiin sen vaikutusta pelkkään kitkavastukseen. Kuvassa 20 nähdään kuvaajat eri letkukokojen kitkahäviöistä.



Kuva 20. Letkukahkaisijan vaikutus kitkavastuksiin

Kuten kuvaajista huomataan, 12 mm:n letkukahkaisijalla kitkavastus järjestelmässä kasvaisi moninkertaiseksi suurempiin letkukokoihin verrattuna. 16 mm:n letku valikoitui pienemmän massan, kääntösäteen ja ulkohalkaisijan perusteella järjestelmässä käytettäväksi letkuksi, vaikka 20 mm:n letkulla olisikin saavutettu edelleen hieman pienempi kitkavastus. Lisäksi valittujen komponenttien letkulähtöjen vaihtelevien kokojen vuoksi 16 mm letkukoko arvioitiin hyväksi kompromissiksi.

Moottorikanavan kitkavastukset laskettiin vastaavalla tavalla taulukkoon. Veden arvioitiin kulkevan moottorikanavassa (kuva 6) kaksi kertaa moottorin ympäri, joten kitkavastuslaskennassa tätä tietoa käytettiin kanavan pituutena.

7.2.2 Kertavastukset

Kertavastukset muodostuvat kanavien käänöksistä ja poikkileikkausten muutoksista. Kertavastusten vähentämiseksi järjestelmän käänösten tulisi olla mahdollisimman loivia ja kanavien poikkileikkausten mahdollisimman samanlaisia koko järjestelmässä. Mitoitusvaiheessa varsinkin kertavastuksien arvioiminen on vaikeaa, sillä ne muodostuvat suurelta osin letkujen reitityksestä riippuen. Kuten mainittu kitkavastusten

kappaleessa, kertavastukset ovat tässä käyttökohteessa kuitenkin huomattavassa roolissa, eikä niitä tule unohtaa pumpun mitoitetessa. Englanniksi kertavastuksia kutsutaan nimellä *Minor Loss* (vähäinen häviö), sillä yleisesti ne ovat huomattavasti pienempiä kuin kitkavastukset. [14, s. 347–348.]

Autoon suunnitellussa jäähdytysjärjestelmän vesikiertossa kertavastuksia syntyisi pääosin letkujen tekemistä käänöksistä, komponenttien vesikanavien muodoista ja kierron kanavien poikkileikkauksen muutoksista. Komponenttien vesikanavien ja kanavien poikkileikkausten muutoksien osalta voidaan tehdä melko tarkat arviot, mutta letkujen käänökset todellisuudessa riippuvat siitä, miten letkut saadaan autoon lopulta asennettua.

Kertavastukset voidaan kullekin tapaukselle laskea kaavasta 25 [14, s. 348]. Kaava on tässäkin tapauksessa muodossa, joka antaa suoraan tuloksen noston yksikössä, joten sitä voidaan käyttää suoraan järjestelmäkuvaajan piirtämisessä.

$$hl = \xi * \frac{v^2}{2g} \quad (25)$$

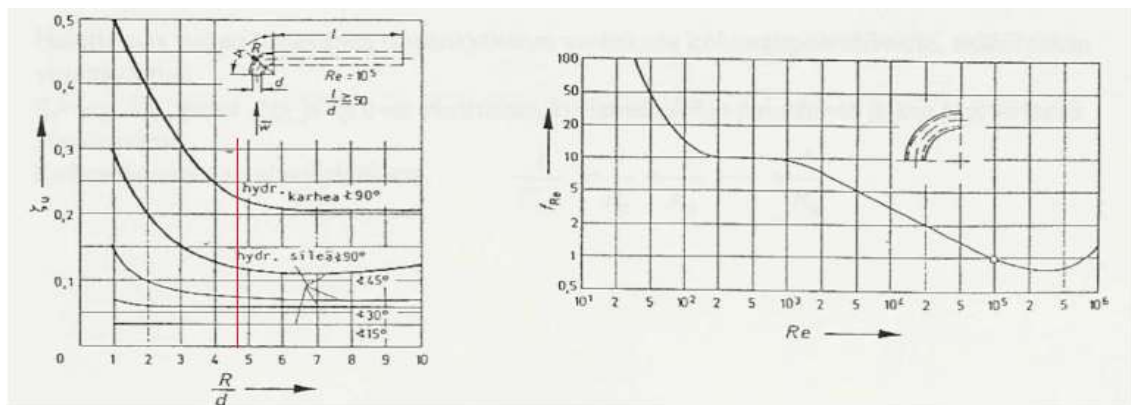
Kaavassa ξ on vastuskerroin, joka on jokaiselle vastuksen aiheuttajalle ominainen luku riippuen sen muodosta. Esimerkiksi kanavan supistuessa äkkinäisesti riippuu ξ :n suuruus kanavan poikkileikkauksien suhteesta ennen ja jälkeen supistuksen. Kerrointa voidaan usein pienentää huomattavasti pyöristyksillä ja loiventamalla muotoja. [14, s. 350.] Häviökertoimet eri kanavan muodoille on laajalti taulukoitu, eikä niitä ole syytä tässä tapauksessa määrittää itse. Seuraavaksi käsitellään järjestelmässä esiintyvät kertavastukset ja niiden laskeminen.

Letkujen kertavastukset

Kuten mainittu, letkujen kertavastukset ovat haastavia arvioida tarkasti, koska lopullinen suuruus riippuu asennuksesta. 3D-mallin avulla voitiin kuitenkin arvioida letkujen tekemien käänöksien määrä ja jyrkkyys järjestelmän komponenttien sijaintien perusteella. Kanavan käänöksistä johtuvien kertavastusten suuruuteen vaikuttavat kanavan kääntösäteiden suhde kanavan hydrauliseen halkaisijaan, kanavan karheus sekä

pieneltä osin Reynoldsin luvun suuruus. Kuten mainittu, letkujen ja kaikkien komponenttien vesikanavien oletetaan olevan hydraulisesti sileitä. [15, s. 105–123.]

Letkukäännöksille päätettiin taulukoida eri jyrkkyyksillä vastusten arvot, jotta lopullista arviota varten voitaisiin yksinkertaisesti poimia haluttu määrä tietynlaisia käännöksiä kokonaisvastusta määrittäessä. Kaarteiden kertavastuksen laskemiseksi täytyi kullekin jyrkkyydelle ensin määrittää kertavastuskerroin. Kertavastuskertoimien määrittämiseksi käytettiin kaavioita, joka on näkyvissä kuvassa 21.



Kuva 21. Kaaviot kertavastuskertoimen määrittämiseksi vesikanavan kaarteille [15]

Kaavioista voidaan lukea kertavastuskertoimen määrittämiseksi ξ_u ja f_{Re} . Näiden arvojen avulla kertavastuskerroin kullekin tilanteelle voidaan määrittää kaavasta 26 [15].

$$\xi = \xi_u * f_{Re} \quad (26)$$

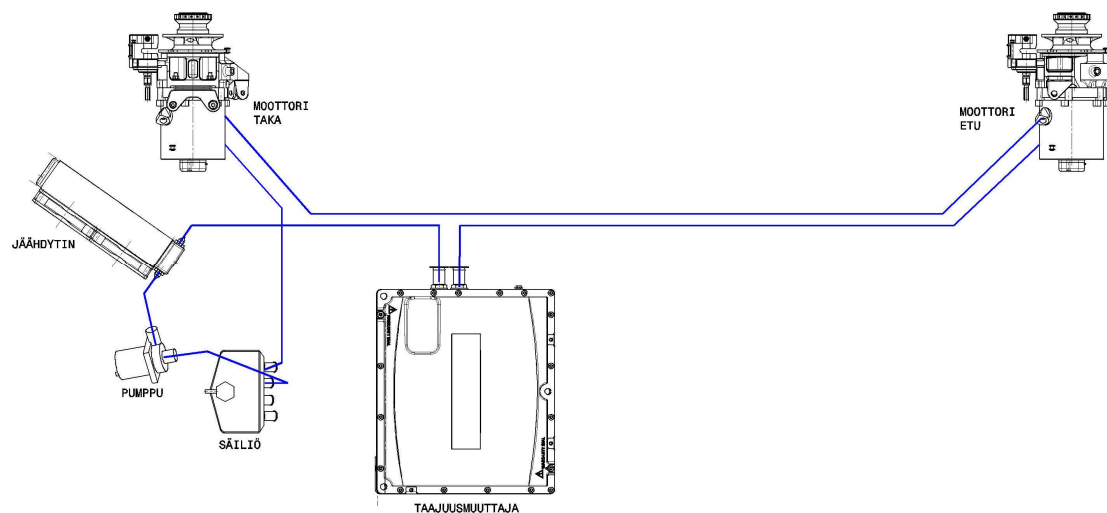
Koska kertavastuskerroin riippuu osaltaan Reynoldsin luvusta, joudutaan kullekin taulukoitavalle tilavuusvirralle lukea oikeanpuoleisesta kaaviosta uusi f_{Re} :n arvo. Vasemmassa kaaviossa ilmoitetaan ξ_u :n arvot erilaisille käännöksille, mutta kertavastuskertoimen määrittämiseksi tuli tietää letkuhalkaisijan lisäksi kanavan kääntösäde. Letkujen osalta päätettiin käyttää erään potentiaalisen letkuvaihtoehdon ilmoitettua minimikäntösädettä, 0,075 m. Minimikäntösäteen käyttäminen laskennassa antaa kertavastukselle suuremman arvon ja suurempien vastusten johdosta valitaan todennäköisesti tehokkaampi pumppu, joka tuottaa halutun tilavuusvirran varmemmin. Todellisuudessa letkujen tekemät mutkat voivat olla

huomattavasti loivempia. Kääntösäteen ja letkun sisähalkaisijan avulla saatiin suhdeluvuksi R/d noin 4,7. Kuvaan 21 on merkitty suhdeluvun kohdalle punaisella viivalla piste, josta ξ_u :n arvot luettiin. Letkujen kertavastusten laskennassa käytetyt tiedot f_{Re} lukuun ottamatta nähdään taulukosta 4.

Taulukko 4. Letkujen kertavastusten laskennassa käytettävät tiedot

Letkukäännösten kertavastuslaskenta					
	R(m)	d(m)	A	R/d	ξ_u
1. Mutka (15°)	0,075	0,016	0,000201	4,6875	0,03
2. Mutka (30°)					0,06
3. Mutka (45°)					0,075
4. Mutka (90°)					0,123

Kertavastusten laskemiseksi tuli arvioida tietynlaisien käännösten määrä vesikierrossa. Kuva 22 havainnollistaa järjestelmän kiertojärjestyksen ja suurpiirteiset letkureiitit.



Kuva 22. Järjestelmän suurpiirteiset letkureiitit 2D-piirustuksessa

Kuvan 22 ja kilpa-auton 3D-kokoonpanon avulla arvioitiin, että letkut tekisivät yhteensä viisi 15 asteen, neljä 30 asteen, kuusi 45 asteen ja kolme 90 asteen käännöstä. Yksittäisten käännösten kertavastukset laskettiin taulukkoihin erikseen, ja oikea määrä kutakin käännöstyyppiä laskettiin yhteen, jolloin saatiin järjestelmän letkujen kokonaiskertavastus. Letkujen kokonaiskertavastus nähdään taulukossa 5.

Taulukko 5. Letkukäännösten kertavastus

Letkukäännösten kertavastus	
qv [l/min]	hl [m]
1	0,0032
2	0,0102
3	0,0183
4	0,0257
5	0,0339
6	0,0457
7	0,0539
8	0,0650
9	0,0755
10	0,0847
11	0,0973
12	0,1158
13	0,1360
14	0,1494
15	0,1715
16	0,1951
17	0,2203
18	0,2332
19	0,2598
20	0,2879
21	0,3174
22	0,3484
23	0,3808
24	0,3902
25	0,4234

Huomataan, että letkujen osalta kitkavastus on huomattavasti suurempi kuin kertavastukset.

Moottorikanavan kertavastukset

Moottorin vesikanava voidaan ajatella spiraalina, jonka vesi kiertää kaksi kertaa (kuva 6). Moottorikanavan kertavastukset voidaan arvioida siten, että kanava jaetaan peräkkäisiin 90 asteen käännöksiin itse moottorin ympärillä. Tuloksena saadaan, että moottorikanava on itse asiassa kahdeksan peräkkäistä kaarretta ja voidaan käyttää jo

letkukäännöksiä yhteydessä mainittuja kaavioita kertavastuskertoimen määrittämiseen.

Moottorikanavalle laskettiin kääntösäteen ja hydraulisen halkaisijan suhteeksi noin 5,8. Kanavalle luettiin kuvan 21 kaaviosta uusi ξ_u :n arvo hydraulisesti sileän kanavan 90 asteen käännökselle. ξ_u :n arvoksi saatiin 0,115. Virtauksen Reynoldsin luvun avulla luettiin kullekin tilavuusvirtatapaukselle myös f_{Re} :n arvot, jonka jälkeen voitiin laskea kertavastuskertoimet. Kertavastuskertoimen avulla laskettiin tilavuusvirroille kertavastus yksittäiselle 90 asteen käännökselle, joka kerrottiin taulukkoon kahdeksalla. Moottorikanavan lasketut kertavastukset nähdään taulukosta 6.

Taulukko 6. Moottorikanavan kertavastus

Moottorikanavan kertavastus	
qv [l/min]	hl [m]
1	0,0121
2	0,0322
3	0,0666
4	0,0875
5	0,1246
6	0,1621
7	0,1970
8	0,2058
9	0,2475
10	0,2975
11	0,3502
12	0,4052
13	0,4620
14	0,5200
15	0,5970
16	0,6587
17	0,7436
18	0,8336
19	0,8998
20	0,9648
21	1,0637
22	1,1285
23	1,1909
24	1,2504
25	1,3065

Moottorin osalta kitka- ja kertavastukset osoittautuivat lähes samansuuruisiksi.

Kanavien poikkileikkausmuutosten kertavastukset

Kuten aiemmin mainittu, kanavan poikkileikkauksista aiheutuu aina painehäviöitä kertavastusten muodossa. Mitoitustyön aikana esimerkiksi valikoitunut letkukoko, autoon valitut taajuusmuuttajat ja suunniteltu moottorikanava johtavat pakollisiin muutoksiin kanavien hydraulisessa halkaisijassa. Pumpun mitoitettaessa tiedettiin, että taajuusmuuttajien letkulähtöjen halkaisija on 20 mm, moottorikanavan hydraulinen halkaisija noin 9 mm ja jäähdyttimen letkulähtöjen halkaisija noin 12 mm. Jokaisessa tapauksessa kanava muuttuisi letkusta (16 mm) kyseisen komponentin halkaisijaan jonkinlaisella sovitimmella.

Kertavastusten suuruus kanavan muuttuessa riippuu hydraulisen halkaisijoiden suhteesta sekä siitä, tapahtuuko muutos äkillisesti vai kartiomaisella sovitteella. Mitä loivempi kartiokulma sovitteeseen saadaan, sitä pienempi kertavastuskerroin virtaukselle syntyy. Myös kanavamuutosten kertavastuskertoimien määrittämiseen löytyy kirjallisuudesta valmiita kaavioita. Eri kartiokulmaisille halkaisijan muutoksille on kertavastuskertoimen arvoja kuvassa 23.

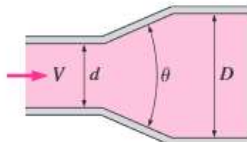
Gradual Expansion and Contraction (based on the velocity in the smaller-diameter pipe)

Expansion:

$$K_L = 0.02 \text{ for } \theta = 20^\circ$$

$$K_L = 0.04 \text{ for } \theta = 45^\circ$$

$$K_L = 0.07 \text{ for } \theta = 60^\circ$$



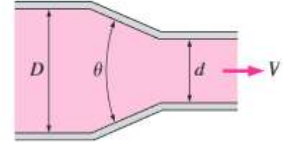
Contraction (for $\theta = 20^\circ$):

$$K_L = 0.30 \text{ for } d/D = 0.2$$

$$K_L = 0.25 \text{ for } d/D = 0.4$$

$$K_L = 0.15 \text{ for } d/D = 0.6$$

$$K_L = 0.10 \text{ for } d/D = 0.8$$



Kuva 23. Kertavastuskertoimia kanavan halkaisijamuutoksille [14, s. 350]

Metropolia Motorsportin edustajien kanssa käydyn keskustelun jälkeen päätettiin, että komponenttien letkulähtöihin pyritäisiin mahdollisuuksien mukaan valmistamaan sovitteet, joissa hyödynnettäisiin mahdollisimman loivaa kartiokulmaa painehäviöiden pienentämiseksi. Laskennassa päätettiin käyttää kartiokulmaa 45° kaikille halkaisijamuutoksille, sillä sen arvioitiin olevan toteutettavissa käytännössä kaikkiin järjestelmän kohteisiin.

Kuvasta 23 huomataan, että putken laajenemisella on huomattavasti pienempi kertavastuskerroin kuin supistumisella. Lisäksi, kertavastuskerroin riippuu ainoastaan laajenemisen kartiokulmasta. Laskentaa varten poimittiin järjestelmän kanavan laajentumille kertavastuskerroin 0,04 ja laskettiin kanavan supistumisille kertavastuskertoimet halkaisijoiden suhteiden avulla. Supistumisien kertavastuskertoimet on näkyvissä taulukossa 7.

Taulukko 7. Kanavan supistumisen kertavastuskertoimet ξ

Muutos	d/D	ξ
20 mm → 16 mm	0,8	0,1
16 mm → 12 mm	0,75	0,1
16 mm → 9 mm	0,5625	0,15

Luonnollisesti letkuliitoksesta moottoreihin (16 mm – 9 mm) syntyy suurin kertavastus, johtuen suurimmasta muutoksesta. Kertavastuskerrointen määrittämisen jälkeen kertavastukset taulukoitiin kaavan 25 avulla. Kanavamuutoksen kertavastuksen laskennassa käytetään aina poikkileikkaukseltaan pienemmän kanavan virtausnopeutta.

Halkaisijamuutosten lasketut kertavastukset ovat näkyvissä taulukossa 8.

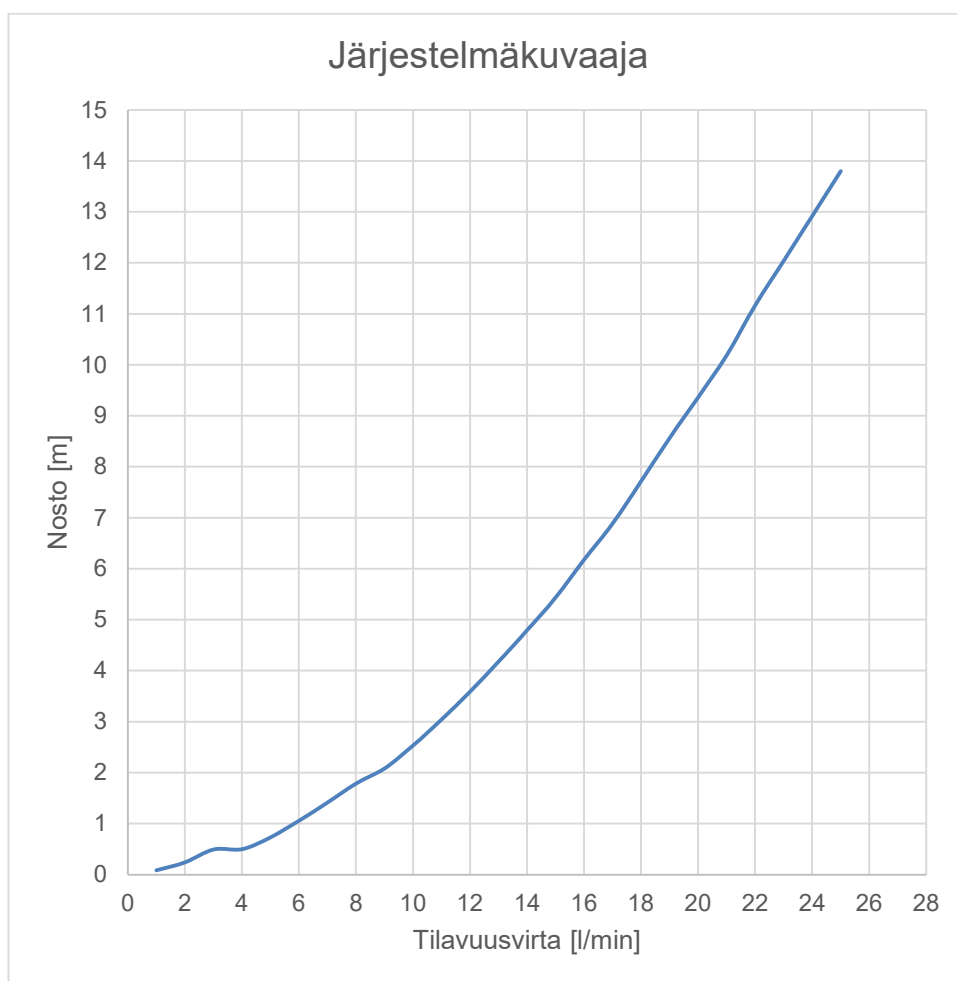
Taulukko 8. Kanavien halkaisijamuutosten laskettu kokonaiskertavastus

Halkaisijamuutosten kertavastus	
qv [l/min]	hl [m]
1	0,0009
2	0,0035
3	0,0078
4	0,0139
5	0,0217
6	0,0313
7	0,0425
8	0,0556
9	0,0703
10	0,0868
11	0,1051
12	0,1250
13	0,1467
14	0,1702
15	0,1953
16	0,2223
17	0,2509
18	0,2813
19	0,3134
20	0,3473
21	0,3829
22	0,4202
23	0,4593
24	0,5001
25	0,5426

Kanavien halkaisijamuutoksina käytettiin kaikkia muutoksia letkuista komponentteihin ja komponentin jälkeen takaisin letkuiksi. Muutoksina oli siis taajuusmuuttajan, jäähdyttimen ja kahden moottorin kanavat.

7.3 Pumppuvalinta

Kun kaikki järjestelmän painehäviöt oli laskettu ja taulukoitu, voitiin niiden avulla piirtää valmis järjestelmäkuvaaja. Kuten aiemmin mainittu, järjestelmäkuvaajaa verrataan pumppuvalmistajien tarjoamiin pumppujen nostokuvaajiin ja valitaan järjestelmään soveltuva pumppu. Aiemmin laskettu tilavuusvirtavaatimus määritti järjestelmään virtauksen 10 l/min, ja pumpun halutaan siten tuottavan vähintään sen. Valmis järjestelmäkuvaaja nähdään kuvassa 24.



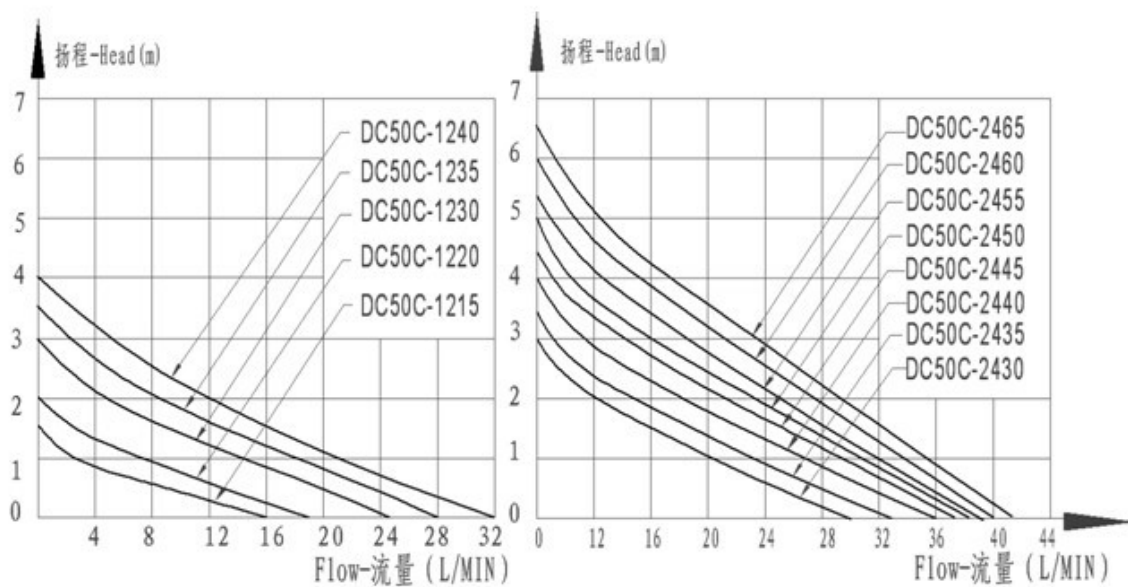
Kuva 24. Nestekierron järjestelmäkuvaaja

Jäähdyttimen vesikanavan monimutkaisuuden vuoksi jouduttiin sen painehäviö jättämään laskemattomaksi arvioksi. Jäähdyttimen painehäviö arvioitiin kaksinkertaiseksi moottorin painehäviöön verrattuna. Notkahdus kuvaajassa

tilavuusvirran 3 l/min kohdalla johtuu siitä, että taajuusmuuttajan ilmoitettu painehäviödata alkoi vasta tilavuusvirrasta 3 l/min.

Kun järjestelmäkuvaaja oli piirretty, aloitettiin pumppujen etsintä ja vertailu järjestelmäkuvaajaan. Lyhyen selvitystyön jälkeen huomattiin, että pumppujen tuottokuvaajat noudattivat pääosin kahdenkaltaisia muotoja maksiminostosta maksimitilavuusvirtaan. Osa pumpuista tuottaa suuremman tilavuusvirran, mutta ei voita suurta nostovaatimusta ja osa tuottaa suuremman paineen, mutta suhteessa pienemmän tilavuusvirran. Suuremman tilavuusvirran tuottavissa pumpuissa nostokyky laskee nopeasti huippuarvostaan tilavuusvirran kasvaessa, mutta pumppu kykenee tuottamaan suuremman tilavuusvirran pienen painehäviön järjestelmässä. Esimerkki suuren tilavuusvirran tuottavasta pumpusta nähdään kuvassa 25.

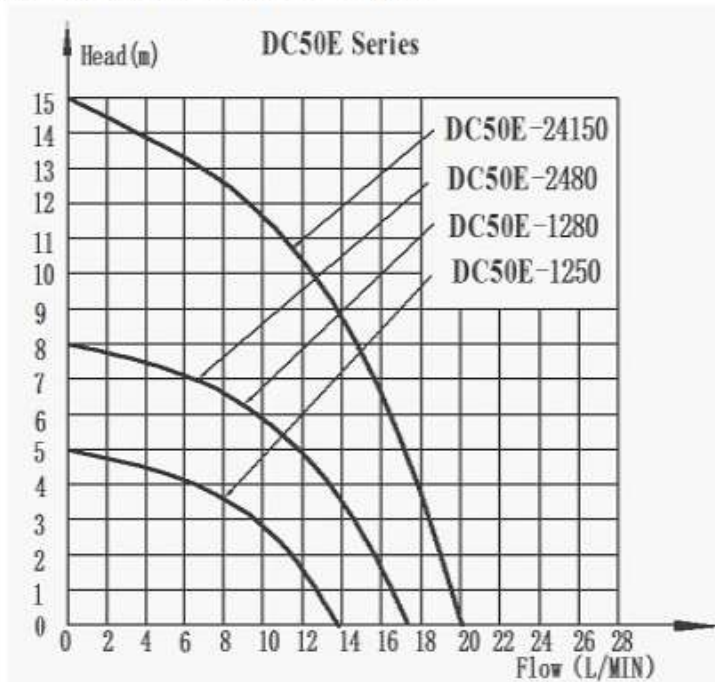
Head-Flow curve Graph



Kuva 25. Suuremman tilavuusvirran tuottavan esimerkipumpun tuottokuvaaja [16]

Kuvan oikeanpuoleiset pumput ovat autoon soveltuvia, 24 V:n vesipumppuja. Kuvaajista huomataan, että pumput tuottavat suuren tilavuusvirran, mutta nostokyky laskee verrattain nopeasti huippuarvostaan. Esimerkki suhteessa suuremman paineen tuottavan pumpun tuottokuvaajasta nähdään kuvassa 26.

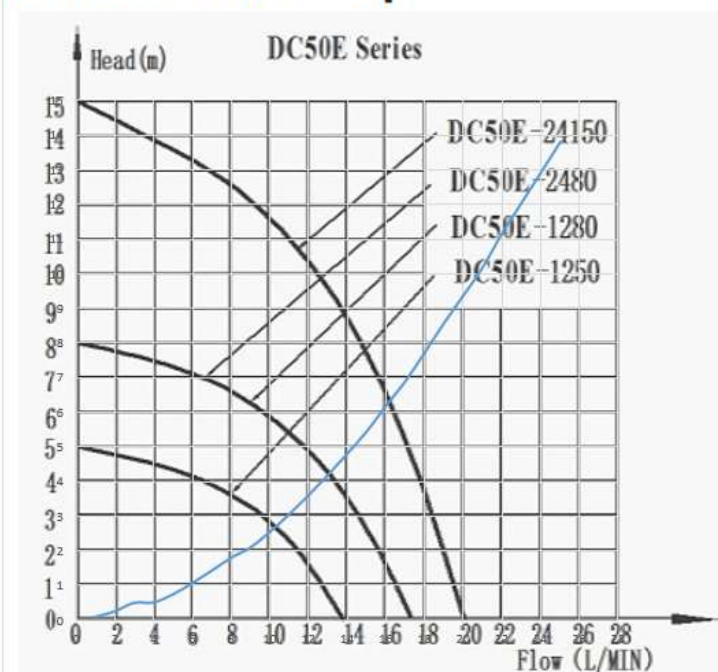
Head-Flow curve Graph



Kuva 26. Suuremman paineen tuottavan pumpun tuottokuvaaja [17]

Suuremman paineen tuottavan pumpun tuottokuvaajasta huomataan selvä ero edelliseen. Pumppu ei tuota yhtä suurta tilavuusvirtaa, mutta kykenee tuottamaan tilavuusvirtaa huomattavasti suuremmalla nostolla. Tällaisen pumpun katsottiin olevan soveltuvampi auton järjestelmään verrattain matalan tilavuusvirtavaatimuksen (10 l/min) ja suuren painehäviön vuoksi. Kuvan 26 tuottokuvaaja verrattiin piirrettyyn järjestelmäkuvaajaan. Vertailun tulos voidaan lukea kuvasta 27.

Head-Flow curve Graph

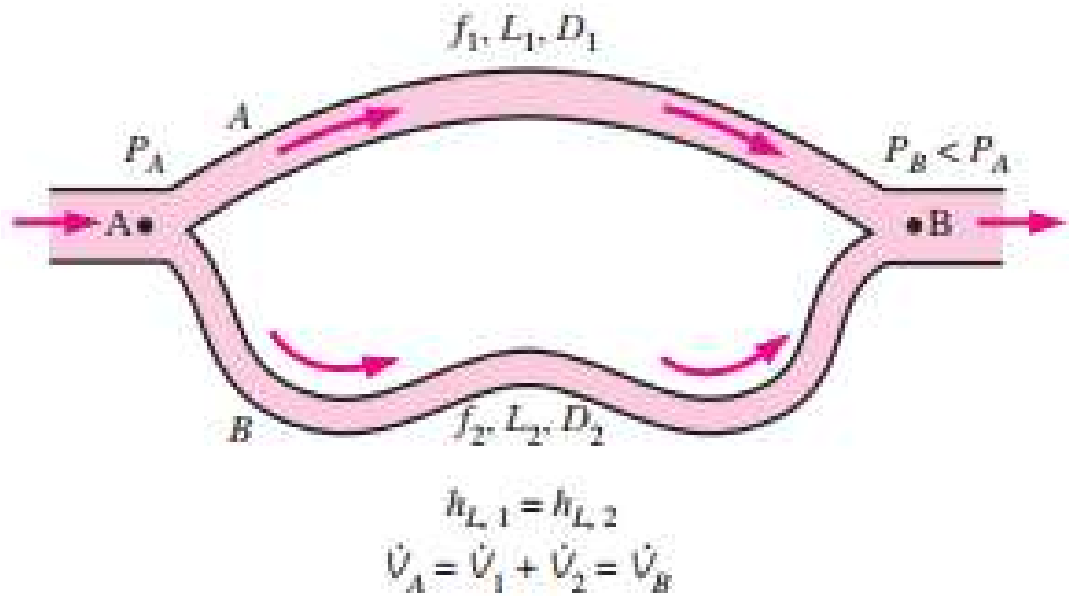


Kuva 27. Järjestelmäkuvaajan vertailu pumppujen tuottokuvaajiin [mukaillen 17]

Järjestelmäkuvaaja asetettiin pumppujen tuottokuvaajien päälle ja akselistot täsmättiin keskenään. Huomataan, että jo ensimmäinen (DC50E-1250) pumppu tuottaisi teoriassa järjestelmään tilavuusvirran noin 10 l/min. Auton sähköjärjestelmän tiedettiin kuitenkin vaativan 24 V:n vesipumpun, joten päätettiin valita kuvaajista keskimäinen (DC50E-2480) vesipumppu. Porrasta suurempi pumppu valittiin myös sen vuoksi, että se tuottaisi varmemmin tarpeeksi suuren tilavuusvirran jäähdytysjärjestelmään. Painehäviölaskelmat ovat joka tapauksessa pohjimmiltaan arvioita todellisesta tulevasta järjestelmästä, joten pumppuvalinnalla haluttiin saavuttaa ylimääräistä varmuutta tilavuusvirran suhteen.

Tulevaisuudessa järjestelmä voitaisiin mitoittaa siten, että moottorit olisivat vesikierrossa rinnankytkennässä, mutta tilavuusvirran määrittäminen tietylle moottorille tarkasti olisi huomattavasti haastavampaa. Tässä tapauksessa moottorit asetettiin sarjaan, jotta varmistettaisiin riittävä tilavuusvirta molemmille kierrossa oleville moottoreille. Moottoreiden tilavuusvirtavaatimus määritettiin kuitenkin huomattavasti alemmaksi kuin taajuusmuuttajien, joten rinnankytkentä olisi täysin mahdollinen ratkaisu, jolla saataisiin

kokonaispainehäviötä pienennettyä huomattavasti. Rinnankytkennän tilanne on kuvattu kuvassa 28.



Kuva 28. Havainnos painehäviöstä rinnankytkettyjen kanavien yli [14, s. 355]

Rinnan kytkettyjen komponenttien yli oleva kokonaispainehäviö on yhtä suuri kuin yhden komponentin yli.

8 Jäähdytysjärjestelmän simulointi

Jäähdytysjärjestelmämitoituksen validoimisen ja jatkokehityksen helpottamiseksi järjestelmän lämpötilan nousua haluttiin simuloida aikaa vastaan. Tarkoituksena oli, että lopputuloksena saataisiin simulaatiomalli, johon voitaisiin syöttää todellista mitattua ajodataa. Ajodatan ja mitatun lämpötilan perusteella voitaisiin päätellä, onko järjestelmän todellinen jäähdytysteho suunnitellun suuruinen. Lisäksi simulaatiomallin ja ajodatan perusteella seuraavaan autoon voitaisiin mitoittaa jäähdytysjärjestelmä huomattavasti tarkemmin.

8.1 Matlab - Simscape

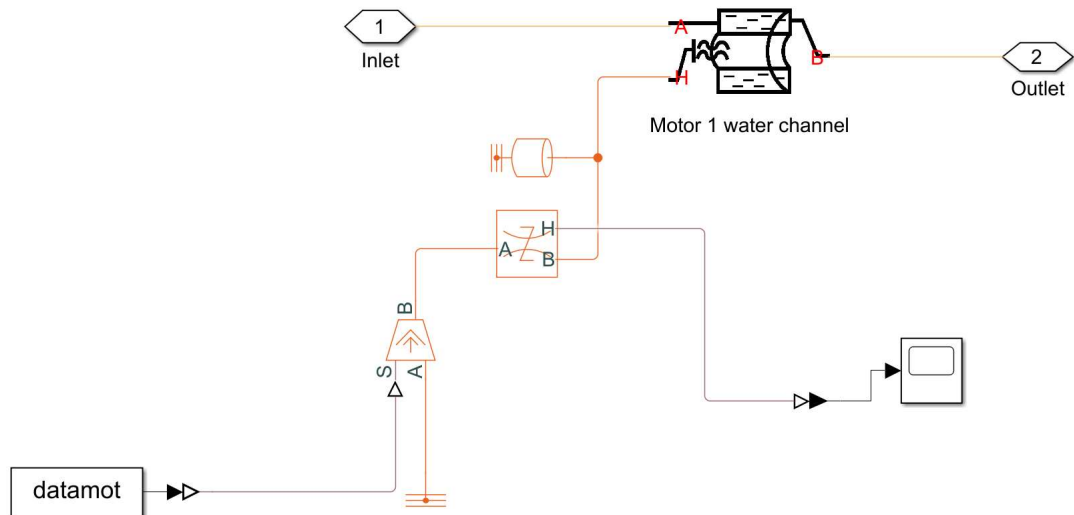
Järjestelmän simulointiin päätettiin käyttää Matlab-ohjelmistoa, tarkemmin sen Simscape-lisäosaa. Simscape on monipuolinen simulointiympäristö Matlabin sisällä, jolla voidaan rakentaa eri käytännön järjestelmiä simulointia varten. Simscapessa on valmiina runsaasti eri käyttökohteisiin soveltuvia rakennetyyppejä ja niiden osia, joille voi asettaa haluamansa parametrit. Jotta simulaatiomallia voitaisiin käyttää, tuli jäähdytysjärjestelmän tehtiä MathCAD-laskuri rakentaa uudelleen Matlab-ohjelmalla.

8.2 Jäähdytysjärjestelmän simulaatiomalli

Jäähdytysjärjestelmä rakennettiin Simscapen ympäristöön käyttäen sen thermal liquid -rakenneosia. Kuten mitoitustyö, myös simulointi tehtiin auton yhdelle vesikierrolle, eli kahdelle moottorille ja yhdelle taajuusmuuttajalle. Ensimmäinen järjestelmä rakennettiin käyttämään alkuperäisen hukateholaskelman mukaisia keskimääräisiä lämpötehoja kullekin komponentille, mutta myöhemmin malli kehitettiin käyttämään Matlab-työtilasta syötettävää tietoa.

Työtilaan asetettiin Simscapen omasta kirjastosta tarvittavat komponentit, kuten pumppu ja letkut, mutta komponenttien vesikanaville ja jäähdyttimelle etsittiin omat rakenneosat Mathworksin verkkosivuilta. Vesikanavan rakenneosa sisältää asetukset kanavan geometrialle ja ominaisuuksille lämmönsiirron ja painehäviöiden osalta. Kanavaan voitiin liittää Simscapen omat Thermal-rakenneosat, joilla syötetään kanavaan siirtyvä

lämpöteho. Kokonaisuus esimerkiksi moottorin lopullisesta rakenteesta Simscapessa nähdään kuvassa 29.

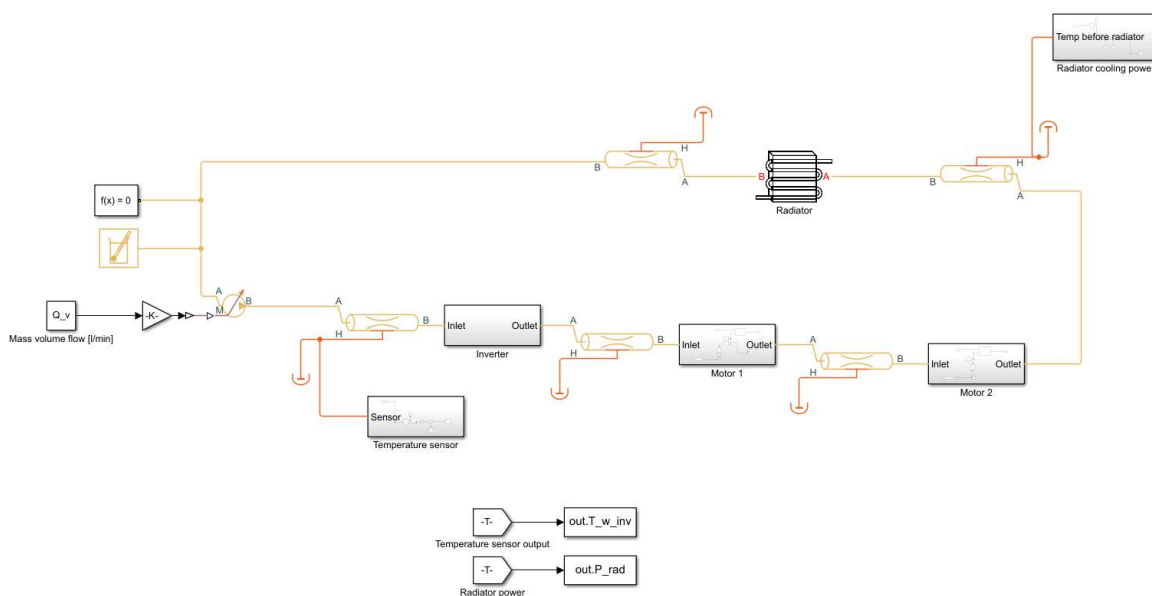


Kuva 29. Moottorin rakenne Simscapessa

Moottori koostuu simulaatiomallissa vesikanavasta, jolle asetetaan lämpömassa, ja johon syötetään lämpöteho Matlab-työtilasta (datamot). Lisäksi systeemiin on kytketty lämpövirta-anturi, jolla voidaan simulaation aikana tai sen jälkeen tarkastella moottorin hukkatehoa. Täysin vastaava systeemi on rakennettu kierron toiselle moottorille sekä taajuusmuuttajalle. Taajuusmuuttajalle erona on lämpömassa sekä syötettävä hukkateho. Tulevaisuudessa uutta jäähdytysjärjestelmää mitoitettaessa voidaan jopa kierron kahdelle moottorille syöttää omat datat, jos esimerkiksi etu- ja takamoottoreiden välillä on huomattava ero.

Jäähdyttimen rakenneosia toimii NTU-menetelmän mukaisesti, käyttäen jäähdytystehon laskennassa jäähdyttimelle laskettua tehokkuuden arvoa ja virtausten ominaisuuksia. Rakenneosaan syötetään jäähdyttimen geometria lähinnä painehäviöiden simuloimista varten, mutta lämmönsiirron ominaisuudet päätettiin laskea Matlab-työtilassa ja käyttää muuttujina rakenneosissa. Jäähdyttimelle, kuten muillekin komponenteille syötetään myös ympäröivän ilman lämpötila, tässä tapauksessa sama 30 °C, jota käytettiin alkuperäisessäkin laskennassa.

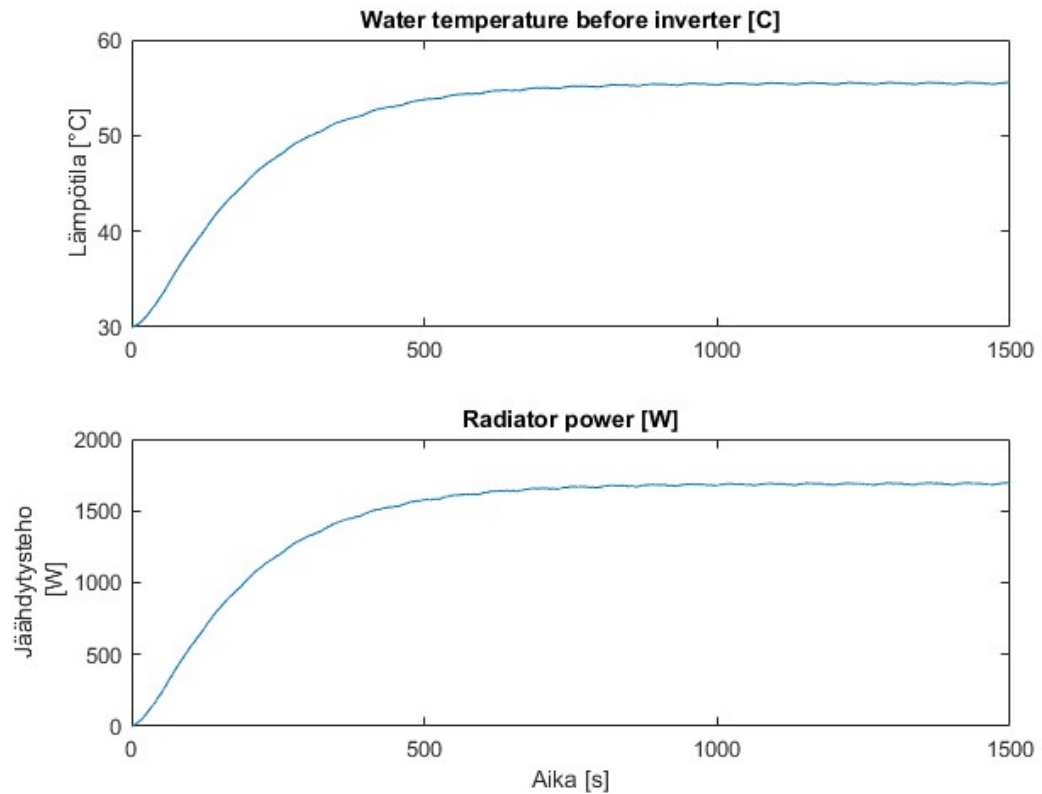
Vaikka Simscapeessa pystyttäisiin simuloimaan myös esimerkiksi letkujen läpi ympäröivään ilmaan siirtyvää lämpötehoa, päätettiin letkut asettaa täysin eristetyiksi, jotta mitoitus keskittyisi jäähdyttimeen. Jos letkujen lämmönsiirto otettaisiin huomioon, voisi kenties helposti mitoittaa jäähdyttimen liian pieneksi. Jäähdytysjärjestelmän simulaatiomalli on kokonaisuudessaan näkyvässä kuvassa 30.



Kuva 30. Jäähdytysjärjestelmän Simscape-simulaatiomalli

Simulaatiomalliin on myös asetettu suurpiirteisesti haluttu kiertojärjestys siten, että jäähdytin sijaitsee ennen taajuusmuuttajia. Taajuusmuuttajat ovat eniten lämpötehoa tuottava, ja samalla matalinta lämpötilaa kestävä komponentti järjestelmässä.

Simulaatiomallin ja jäähdytinlaskennan rinnalle rakennettiin Matlab-ohjelma, joka laskee annetusta ajodatasta automaattisesti simulaatiossa tarvittavat lämpötehot moottoreille ja taajuusmuuttajalle. Lopuksi tehtiin vielä viimeinen Matlab-ohjelma, johon syötetään veden ja ilman tilavuusvirrat sekä ulkoilman lämpötila, ja joka suorittaa jäähdytinlaskennan, hukateholaskennan ja itse simulaation. Lopputuloksena ohjelma avaa kuvaajan veden lämpötilasta ennen taajuusmuuttajaa ja jäähdyttimen jäähdytystehon ajan suhteen. Erään simulaation tuottama kuvaaja nähdään kuvassa 31. Simulaatiota varten kirjoitetut MatLab-ohjelmat ovat nähtävissä liitteestä 5.



Kuva 31. Lopputuloksena saadut kuvaajat veden lämpötilasta sekä jäähdytystehosta

Kuvaajista huomataan, että käytetyllä ajodatalla järjestelmän lämpötila lähestyy tasapainoasemaa noin 56 °C:ssa. Kuvaajan ajodata oli käytännössä yksi kierros, joka ajettiin simulaatiomallin läpi 22 kertaa, jotta simuloitaisiin endurance-ajoa. Kierrokseksi valittiin Baltic Open 2019 -kilpailussa nopein ajettu endurance-ajon kierros.

Ajodatan avulla simuloituja tuloksia on vaikea verrata alkuperäisiin laskentoihin, mutta kun simulaatiomalliin syötettiin sama keskimääräinen lämpöteho kuin laskennassa MathCAD-laskurin avulla, saatiin tulokset täsmäämään hyvin toisiaan.

9 Lopputulokset ja jatkokehitys

9.1 Yhteenveto suunnittelutyön tuloksista

Tämän insinööriyön tavoitteena oli tuottaa valmis jäähdytysjärjestelmän mitoitus Metropolia Motorsport -projektin sähkökilpa-autoon ja antaa suositukset tilattavista jäähdytysjärjestelmän komponenteista. Työ rajattiin käsittelemään ainoastaan mitoitustyötä, eli järjestelmän mekaaniseen toteutukseen ei tässä otettu kantaa.

Suunnittelutyön tuloksena Metropolia Motorsport -projektille saatiin asetettua suositukset jäähdytysjärjestelmän komponenteista sekä letkuista. Suositeltuihin komponentteihin sisältyivät jäähdyttimet, vesipumput sekä tuulettimet. Lisäksi suositeltiin järjestelmään soveltuvia letkuja, lähinnä halkaisijan näkökulmasta painehäviön vuoksi. Työn tavoitteet saavutettiin hyvin ja Metropolia Motorsportin aikataulun sisällä suunnittelukauden aikana.

Mitoituksen lopputuloksena sähkökilpa-auton jäähdytysjärjestelmään tulisi muodostaa veden tilavuusvirta noin 10 l/min lämpötehon siirtämiseksi tehokkaasti pois moottoreista ja taajuusmuuttajista. Jotta jäähdyttimen luovuttama lämpöteho ilmaan olisi kyllin suuri, tulisi sen läpi tuottaa tuulettimien avulla vähintään tilavuusvirta 6800 l/min ilmaa ja jäähdyttimen tulisi vastata lämmönsiirtopinta-alaltaan laskennassa käytettyä 240 * 120 * 60 mm:n jäähdytintä. Näiden vaatimusten täyttämiseksi tuulettimien ja pumppujen tulisi soveltua järjestelmään piirrettyjen järjestelmäkuvaajien perusteella.

Tehdyn mitoitustyön perusteella Metropolia Motorsport tilasi jäähdyttimet, vesipumput ja tuulettimet jäähdytysjärjestelmää varten. Valitettavasti auto ei insinööriyön kirjoitusvaiheessa ollut vielä ajossa, joten mitattua dataa jäähdytysjärjestelmän toiminnasta ei ole saatavilla. Kaikki insinööriyön tuloksena rakennetut laskurit ja mallit toimitetaan Metropolia Motorsportin käyttöön tulevaisuutta varten, jotta jäähdytysjärjestelmän mitoittaminen olisi seuraaviin autoihin helpompaa.

9.2 Jatkokehitysajatukset ja suositukset Metropolia Motorsportille

Jäähdytysjärjestelmän kehitystyötä ei kannata lopettaa tähän mitoitustyöhön edes ensimmäisellä autolla, vaan järjestelmää kannattaa luonnollisesti testata autolla ajettaessa. Jotta mitoitustyöstä saataisiin kaikki hyöty irti, tulisi tutkia auton jäähdytysjärjestelmän toimintaa käytännössä mitoituksen validoimiseksi. Jos mahdollista, tulisi mitata jäähdyttimen luovuttama lämpö sisään- ja ulostulolämpötilojen ja ilmvirran avulla. Lisäksi tulevaisuuden jäähdytysjärjestelmien mitoituksessa olisi valtava hyöty, jos määritettäisiin moottoreiden ja taajuusmuuttajien hyötysuhteet tarkemmin itse dynamometritesteillä.

Myös jäähdytysjärjestelmää varten rakennettua simulaatiomallia tulee validoida aidon datan kanssa, jonka jälkeen sitä voidaan käyttää tehokkaammin ja luotettavammin seuraavan auton jäähdytysjärjestelmän mitoittamisessa. Kuten mainittu, tätä mitoitustyötä tehdessä jouduttiin käyttämään OptimumLapin antamaa dataa, joka valitettavasti ei kuvaa oikeaa autoa kyllin hyvin tarkan jäähdytysjärjestelmämitoituksen toteuttamiseksi. Vaihtoehtoisesti jos Metropolia Motorsport on rakentanut toimivan mallin autosta Simulink-simulaatioympäristöön, voidaan sen antamaa ajodataa käyttää jäähdytysmitoituksessa.

Kuten mainittu pumppumitoituksen yhteydessä, tulevaisuudessa autossa voitaisiin vesikierto toteuttaa siten, että moottorit asetettaisiin kiertoon rinnan. Kytkemällä moottorit rinnan voitaisiin pienentää järjestelmän painehäviötä ja siten käyttää pienempää ja kevyempää pumppua taajuusmuuttajien vaatiman tilavuusvirran tuottamiseksi. Tämä kuitenkin vaatii tarkemman määrittämisen moottorikanavien ja vastaavien letkujen painehäviöistä, jotta tiedetään tarkemmin yksittäisen moottorin läpi virtaavan tilavuusvirran suuruus. Pumpun mitoittamista varten tulisi tulevaisuudessa myös määrittää jäähdyttimen läpi muodostuvan painehäviön suuruus tarkemmin.

Tulevaisuudessa, jos Metropolia Motorsportilla on riittävästi resursseja suunnittelu- ja valmistustyöhön, voitaisiin kenties myös jäähdytin suunnitella ja valmistaa ainakin tietyin osin itse. Tarkalla jäähdytinmitoituksella ja omalla suunnitelmalla voitaisiin saada tehokas, kevyt ja kätevä jäähdytysjärjestelmän rakenne, jolla voisi myös kasvattaa pistesaalista kilpailujen design-osiossa.

Lähteet

- 1 Student events. Verkkoaineisto. Formula SAE. <<https://www.sae.org/attend/student-events>>. Luettu 20.3.2020.
- 2 History of Formula SAE. Verkkoaineisto. Formula SAE. <<https://www.fsae-online.com/page.aspx?pageid=c4c5195a-60c0-46aa-acbf-2958ef545b72>>. Luettu 20.3.2020.
- 3 FSG: Concept. Verkkoaineisto. Formula Student Germany. <<https://www.formulastudent.de/about/concept/>>. Luettu 20.3.2020.
- 4 2020. Formula Student Rules 2020. Verkkoaineisto. Formula Student Germany. <https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2020/rules/FS-Rules_2020_V1.0.pdf>.
- 5 FSG: Disciplines. Verkkoaineisto. Formula Student Germany. <<https://www.formulastudent.de/about/disciplines/>>. Luettu 20.3.2020.
- 6 World Ranking Lists. Verkkoaineisto. Formula Student. <<https://fs-world.org/>>. Luettu 20.3.2020.
- 7 The Project. Verkkoaineisto. Metropolia Motorsport. <<https://www.metropolia-motorsport.net/the-project>>. Luettu 20.3.2020.
- 8 Cengel, Yunus. 2003. Heat transfer: a practical approach. Boston: McGraw-Hill.
- 9 OptimumLap: Vehicle Dynamics Simulation, Simplified. Verkkoaineisto. OptimumG. <<https://optimumg.com/product/optimumlap/>>. Luettu 23.3.2020.
- 10 Valtanen, Esko. 2016. Tekniikan taulukkokirja. Jyväskylä: Genesis-Kirjat Oy.
- 11 Motordatenblatt TI085-052-070-04B7S-07S04BE2. Moottorin datalehti. Fischer Elektromotoren. 2018.
- 12 Mobile Drive Hardware Manual. Taajuusmuuttajan datalehti. Lenze. 2014. <https://www.lenze-schmidhauser.com/fileadmin/lenze-schmidhauser/documents/en/other/Hardware_manual_EMDAGxx_MOBILE_DCU_PSU_v1-1_EN.pdf>.
- 13 DC Fan 120 x 120 x 38 mm. Verkkoaineisto. Sanyo Denki. 2020. <https://www.sanyodenki.com/archive/document/product/cooling/catalog_E_pdf/San_Ace_120HV38_E.pdf>.

- 14 Cengel, Yunus. 2006. Fluid mechanics: fundamentals and applications. Boston: McGraw-Hill.
- 15 Bohl, Willi. 1984. Teknillinen virtausoppi. Tampere: Sonator.
- 16 High Volume 35L/m (565GPH) DC24V Brushless Water Pump. Verkkoaineisto. Lightobject. <<https://www.lightobject.com/WaterOil-Pump/High-volume-35Lm-565GPH-DC24V-Brushless-Water-pump>>. Luettu 3.4.2020.
- 17 Brushless Dc Pump (DC50E). Verkkoaineisto. Vovyo Technology. <[http://www.dcbrushlesspump.com/Brushless-Dc-Pump-\(DC50E\)-p36.html](http://www.dcbrushlesspump.com/Brushless-Dc-Pump-(DC50E)-p36.html)>. Luettu 3.4.2020.

Tilavuusvirtavaatimus – Moottori

Lähtötiedot

$Q := 3.5$	Tilavuusvirta [L/min]
$q_v := \frac{Q}{60000} = 5.833 \cdot 10^{-5}$	Tilavuusvirta [m ³ /s]
$\rho := 998$	Veden tiheys [kg/m ³]
$q_m := \rho \cdot q_v = 0.058$	Massavirta [kg/s]
$\nu := 0.65 \cdot 10^{-6}$	Veden kinemaattinen viskositeetti [m ² /s]
$k_1 := 0.6$	Veden lämmönjohtavuus [W/mK]
$k_2 := 236$	Alumiinin lämmönjohtavuus [W/mK]

Kanavan geometria moottorissa

$a := 0.015$	Kanavan leveys [m]
$b := 0.006$	Kanavan korkeus [m]
$A := a \cdot b = 9 \cdot 10^{-5}$	Kanavan poikkipinta-ala [m ²]
$L := 2 \cdot 0.047 \cdot \pi \cdot 3 = 0.886$	Kanavan pituus [m]
$D_{motor} := 0.085$	Staattorin halkaisija [m]
$l_{motor} := 0.1$	Staattorin pituus [m]
$Th := 0.0045$	Jäähdytyskuoren paksuus [m]
$v := \frac{q_v}{A} = 0.648$	Veden nopeus kanavassa [m/s]
$D_h := \frac{4 \cdot A}{2 \cdot (a + b)} = 0.009$	Kanavan hydraulinen halkaisija [m]
$A_{stator} := D_{motor} \cdot \pi \cdot l_{motor} = 0.027$	Itse moottorin pinta-ala jäähdytyskuorikosketuksessa [m ²]

Laskenta

$$Re := \frac{D_h \cdot v}{\nu} = 8.547 \cdot 10^3$$

Reynoldsin luku

$$f := (0.79 \cdot \ln(Re) - 1.64)^{-2} = 0.033$$

Kitkavastuskerroin, turbulenttinen virtaus

$$Pr := 5$$

Prandtl numero vedelle (40 asteista)

$$Nu := \frac{\frac{f}{8} \cdot Re \cdot Pr}{1.07 + 12.7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = 66.665$$

Nusseltin luku

$$h := \frac{k_1 \cdot Nu}{D_h} = 4.667 \cdot 10^3$$

Lämmönsiirtokerroin [W/m²K]

$$A_s := 0.0144203$$

Kanavan sisäpinta-ala (jäähdytyspinta-ala, 3D-mallista) [m²]

$$R_{conv} := \frac{1}{h \cdot A_s} = 0.015$$

Terminen resistanssi, konvektio [K/W]

$$R_{cond} := \frac{Th}{k_2 \cdot A_{stator}} = 7.141 \cdot 10^{-4}$$

Terminen resistanssi, konduktio [K/W]

$$R_{kok} := R_{cond} + R_{conv} = 0.016$$

Terminen kokonaisresistanssi [K/W]

$$T_{inlet} := 65$$

Veden sisääntulolämpötila [° C]

$$T_{motor} := 75$$

Moottorin sallittu maksimilämpötila [° C]

Ripateoria

$$p := 2 \cdot 0.444 + 2 \cdot 0.004$$

Rivan ympärysmitta poikkileikkauksessa [m]

$$A_{riipa} := 0.444 \cdot 0.004 = 0.002$$

Rivan poikkileikkauksen pinta-ala [m²]

$$L_{riipa} := 0.006$$

Rivan pituus [m]

$$a_{riipa} := \sqrt{\frac{h \cdot p}{k_2 \cdot A_{riipa}}} = 99.879$$

$$Q_{riipa} := \sqrt{h \cdot p \cdot k_2 \cdot A_{riipa}} \cdot (T_{motor} - T_{inlet}) \cdot \tanh(a_{riipa} \cdot L_{riipa}) = 224.608$$
 Yhden rivan luovuttama lämpöteho [W]

Tulokset

$$P := \frac{T_{motor} - T_{inlet}}{R_{kok}} + Q_{riipa} = 866.685$$

Veteen siirtyvä kokonaisteho [W]

$$c := 4200$$

Veden ominaislämpökapasiteetti [J/kgK]

$$\Delta T := \frac{P}{c \cdot q_m} = 3.545$$

Veden lämpötilan muutos [° C]

Tilavuusvirtavaatimus – Taajuusmuuttaja

Lähtötiedot

$Q := 10$	Tilavuusvirta [L/min]
$q_v := \frac{Q}{60000} = 1.667 \cdot 10^{-4}$	Tilavuusvirta [m ³ /s]
$\rho := 998$	Veden tiheys [kg/m ³]
$q_m := \rho \cdot q_v = 0.166$	Massavirta [kg/s]
$\nu := 0.65 \cdot 10^{-6}$	Veden kinemaattinen viskositeetti [m ² /s]
$k_1 := 0.6$	Veden lämmönjohtavuus [W/mK]
$k_2 := 236$	Alumiinin lämmönjohtavuus [W/mK]

Kanavan geometria moottorissa

$a := 0.016$	Kanavan leveys [m]
$b := 0.012$	Kanavan korkeus [m]
$A := a \cdot b = 1.92 \cdot 10^{-4}$	Kanavan poikkipinta-ala [m ²]
$L := 0.45$	Kanavan pituus [m]
$Th := 0.005$	Arvioitu materiaalipaksuus konduktiossa [m]
$v := \frac{q_v}{A} = 0.868$	Veden nopeus kanavassa [m/s]
$D_h := \frac{4 \cdot A}{2 \cdot (a + b)} = 0.014$	Kanavan hydraulinen halkaisija [m]

Laskenta

$$Re := \frac{D_h \cdot v}{\nu} = 1.832 \cdot 10^4$$

Reynoldsin luku

$$f := (0.79 \cdot \ln(Re) - 1.64)^{-2} = 0.027$$

Kitkavastuskerroin, turbulenttinen virtaus

$$Pr := 5$$

Prandtl numero vedelle (40 asteista)

$$Nu := \frac{\frac{f}{8} \cdot Re \cdot Pr}{1.07 + 12.7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = 123.321$$

Nusseltin luku

$$h := \frac{k_1 \cdot Nu}{D_h} = 5.395 \cdot 10^3$$

Lämmönsiirtokerroin [W/m²K]

$$A_s := 0.0062 + 2 \cdot 0.00046 + 2 \cdot 0.0024 + 0.0002$$

Kanavan sisäpinta-ala (jäähdytyspinta-ala, 3D-mallista) [m²]

$$R_{conv} := \frac{1}{h \cdot A_s} = 0.015$$

Terminen resistanssi, konvektio [K/W]

$$R_{cond} := \frac{Th}{k_2 \cdot A_s} = 0.002$$

Terminen resistanssi, konduktio [K/W]

$$R_{kok} := R_{cond} + R_{conv}$$

Terminen kokonaisresistanssi [K/W]

$$T_{inlet} := 65$$

Veden sisääntulolämpötila [° C]

$$T_{inverter} := 76$$

Invertterin sallittu maksimilämpötila [° C]

Veden lämpötilan muutos [° C] Ripateoria

$$p := 2 \cdot 0.36 + 2 \cdot 0.004$$

Rivan ympärysmitta poikkileikkauksessa [m]

$$A_{riipa} := 0.36 \cdot 0.004 = 0.001$$

Rivan poikkileikkauksen pinta-ala [m²]

$$L_{riipa} := 0.012$$

Rivan korkeus [m]

$$a_{riipa} := \sqrt{\frac{h \cdot p}{k_2 \cdot A_{riipa}}} = 107.507$$

$$Q_{riipa1} := \sqrt{h \cdot p \cdot k_2 \cdot A_{riipa}} \cdot (T_{inverter} - T_{inlet}) \cdot \tanh(a_{riipa} \cdot L_{riipa}) = 345.28$$

Yhden rivan luovuttama lämpöteho [W]

$$Q_{riipa} := 3 \cdot Q_{riipa1} = 1.036 \cdot 10^3$$

Ripojen siirtyvä kokonaislämpöteho [W]

Tulokset

$$P := \frac{T_{inverter} - T_{inlet}}{R_{kok}} + Q_{riipa} = 1.681 \cdot 10^3$$

Veteen siirtyvä teho [W]

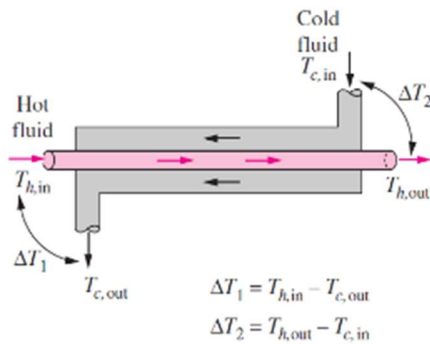
$$c := 4200$$

Veden ominaislämpökapasiteetti [J/kgK]

$$\Delta T := \frac{P}{c \cdot q_m} = 2.407$$

Jäähdyttimen mitoitus – LMTD-menetelmä

$P_{rad} := 3480$	Desired cooling ability of radiator [W] INPUT
$Q_{Lmin_W} := 10$	Volume flow rate of water [L/min]
$Q_{Lmin_A} := 6800$	Volume flow rate of air [L/min]
$q_{v_W} := \frac{Q_{Lmin_W}}{60000} = 1.667 \cdot 10^{-4}$	Volume flow rate of water [m ³ /s]
$q_{v_A} := \frac{Q_{Lmin_A}}{60000} = 0.113$	Volume flow rate of air [m ³ /s]
$\rho_W := 998$	Density of water [kg/m ³]
$\rho_A := 1.239$	Density of air [kg/m ³]
$q_{m_W} := q_{v_W} \cdot \rho_W = 0.166$	Mass flow rate of water [kg/s]
$q_{m_A} := q_{v_A} \cdot \rho_A = 0.14$	Mass flow rate of water [kg/s]
$c_W := 4200$	Specific heat of water [J/kgK]
$c_A := 1000$	Specific heat of air [J/kgK]
$T_{WI} := 65 + 273 = 338$	Water temperature at radiator inlet [K]
$T_{AI} := 30 + 273 = 303$	Air temperature at radiator inlet [K]
$\Delta T_W := \frac{P_{rad}}{c_W \cdot q_{m_W}} = 4.981$	Required water temperature drop across radiator [K]
$T_{WO} := T_{WI} - \Delta T_W = 333.019$	Water temperature at radiator outlet [K]
$\Delta T_A := \frac{P_{rad}}{c_A \cdot q_{m_A}} = 24.783$	Air temperature rise across radiator [K]
$T_{AO} := T_{AI} + \Delta T_A = 327.783$	Air temperature at radiator outlet [K]



$$\Delta T_1 := T_{WI} - T_{AO} = 10.217$$

$$\Delta T_2 := T_{WO} - T_{AI} = 30.019$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (13-25)$$

LMTD in counter flow

(b) Counter-flow heat exchangers

FIGURE 13-15

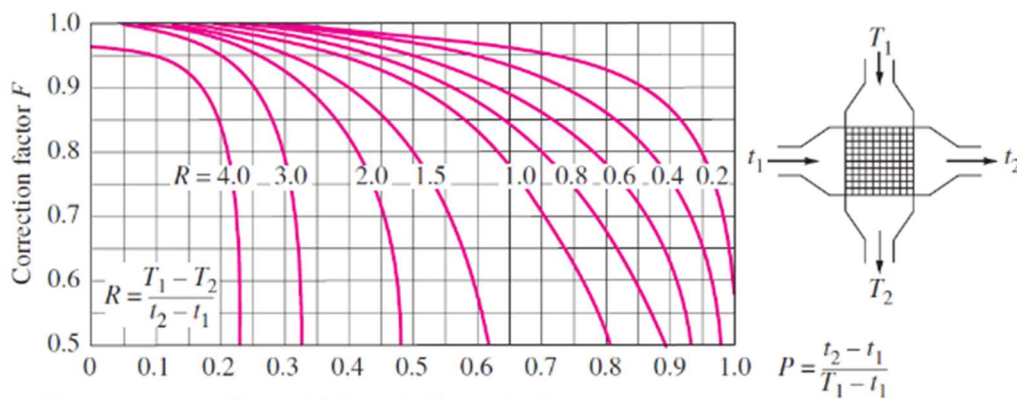
The ΔT_1 and ΔT_2 expressions in parallel-flow and counter-flow heat exchangers.

$$\Delta T_{lm} = F \Delta T_{lm,CF} \quad (13-26)$$

LMTD in cross flow with correction factor

$$\Delta T_{lm,CF} := \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = 18.373$$

Logarithmic mean temperature difference in counter-flow [K]



(c) Single-pass cross-flow with both fluids *unmixed*

$$R := \frac{T_{AI} - T_{AO}}{T_{WO} - T_{WI}} = 4.975$$

$$P := \frac{T_{WO} - T_{WI}}{T_{AI} - T_{WI}} = 0.142$$

$$F := 1$$

Correction factor for cross flow

$\Delta T_{lm} := F \cdot \Delta T_{lm_CF} = 18.373$	Logarithmic mean temperature difference in cross-flow [K]
$\nu_W := 6.5 \cdot 10^{-7}$	Kinematic viscosity of water [m ² /s] (40 deg celsius)
$a_W := 0.05568$ $b_W := 0.00168$	Longer inner length of radiator tube [m] Shorter inner length of radiator tube [m]
$A_W := a_W \cdot b_W = 9.354 \cdot 10^{-5}$	Cross-sectional area of radiator tube [m ²]
$n_{tube} := 3$	Number of water channels in parallel
$L_W := 0.48$	Length of water channel [m] (total with number of passes)
$v_W := \frac{q_{v_W}}{n_{tube} \cdot A_W} = 0.594$	Flow velocity of water in the radiator [m/s]
$Dh_W := \frac{4 \cdot A_W}{2 \cdot (a_W + b_W)} = 0.003$	Hydraulic diameter of the radiator tube [m]
$Re_W := \frac{v_W \cdot Dh_W}{\nu_W} = 2.98 \cdot 10^3$	Reynolds number for the water
$f_W := (0.89 \cdot \ln(Re_W) - 1.64)^{-2} = 0.033$	Turbulent friction factor for water in the radiator
$Pr_W := 5$	Prandtl number for water (40 deg celcius)
$Nu_W := \frac{\left(\frac{f_W}{8}\right) \cdot (Re_W - 1000) \cdot Pr_W}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f_W}{8}\right)^{0.5} \cdot \left(Pr_W^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = 15.996$	Nusselt number (formula 8-70 heat transfer)
$k_W := 0.6$	Heat conductivity of water [W/mK]
$h_W := \frac{k_W \cdot Nu_W}{Dh_W} = 2.943 \cdot 10^3$	Heat transfer coefficient of the water flow [W/m ² K]

$a_{tot} := 0.12$ Radiator fin area height

$b_{tot} := 0.24$ Radiator fin area length

$n_{rivi} := 13$ Number of fin rows

$fpi := 17$ "Fins per inch"

$c_{raddim} := 0.060$ Thickness of the radiator
[mm]

$h_{in} := \frac{b_{tot}}{0.0254} = 9.449$ Rad length [In]

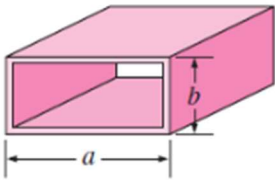
$n_{fpr} := h_{in} \cdot fpi = 160.63$

$n_{fin} := n_{fpr} \cdot n_{rivi} = 2.088 \cdot 10^3$

$A_{sW} := 4 \cdot (a_W + b_W) \cdot L_W \cdot n_{tube} = 0.33$	Surface area of water tubes (inner) [m ²]
$\nu_A := 1.6 \cdot 10^{-5}$	Kinematic viscosity of air (about 40 deg C) [m ² /s]
$a_A := 0.00133$	Height of fin gap [m]
$b_A := 0.007$	Width of fin gap [m]
$A_A := a_A \cdot b_A = 9.31 \cdot 10^{-6}$	Cross-sectional area of single fin gap [m ²]
$n_{finvanha} := 87 \cdot 13 \cdot 3 = 3.393 \cdot 10^3$	Number of fin gaps
$v_A := \frac{q_{vA}}{n_{fm} \cdot A_A} = 5.83$	Flow velocity of air through the radiator [m/s]
$Dh_A := \frac{4 \cdot A_A}{2 \cdot (a_A + b_A)} = 0.002$	Hydraulic diameter of a fin gap [m]
$Re_A := \frac{v_A \cdot Dh_A}{\nu_A} = 814.428$	Reynolds number for the air flow
$\frac{b_A}{a_A} = 5.263$ Aspect ratio of fin gap	

TABLE 8–1

Nusselt number and friction factor for fully developed laminar flow in tubes of various cross sections ($D_h = 4A_c/p$, $Re = \rho v_m D_h/\mu$, and $Nu = hD_h/k$)

Tube Geometry	a/b or θ°	Nusselt Number		Friction Factor f
		$T_s = \text{Const.}$	$\dot{q}_s = \text{Const.}$	
	a/b			
	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

$$Nu_A := 5$$

Nusselt number of the air flow

$$k_A := 0.03$$

Thermal conductivity of air [W/mK]

$$h_A := \frac{k_A \cdot Nu_A}{Dh_A} = 67.105$$

Heat transfer coefficient of air flow in the radiator [W/m²K]

$$A_f := n_{fin} \cdot 2 \cdot 0.007 \cdot 2 \cdot c_{raddim} = 3.508$$

Finned area [m²]

$$R_W := \frac{1}{h_W \cdot A_{sW}} = 0.001$$

Thermal resistance of convection, water - radiator [K/W]

$$R_A := \frac{1}{h_A \cdot A_f} = 0.004$$

Thermal resistance of convection, radiator - air [K/W]

$$R_{total} := R_W + R_A = 0.005$$

Total thermal resistance [K/W]

$$P_{real} := \frac{\Delta T_{lm}}{R_{total}} = 3.482 \cdot 10^3$$

Heat transfer ability of the radiator [W]

Jäähdyttimen mitoitus – NTU-menetelmä

Hydraulic diameter of the radiator tube [m]

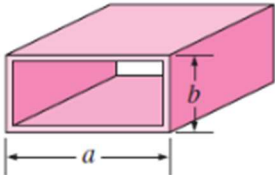
$Q_{Lmin_W} := 10$	Volume flow rate of water [L/min]
$Q_{Lmin_A} := 6800$	Volume flow rate of air [L/min]
$q_{v_W} := \frac{Q_{Lmin_W}}{60000} = 1.667 \cdot 10^{-4}$	Volume flow rate of water [m ³ /s]
$q_{v_A} := \frac{Q_{Lmin_A}}{60000} = 0.113$	Volume flow rate of air [m ³ /s]
$\rho_W := 998$	Density of water [kg/m ³]
$\rho_A := 1.239$	Density of air [kg/m ³]
$q_{m_W} := q_{v_W} \cdot \rho_W = 0.166$	Mass flow rate of water [kg/s]
$q_{m_A} := q_{v_A} \cdot \rho_A = 0.14$	Mass flow rate of water [kg/s]
$c_W := 4200$	Specific heat of water [J/kgK]
$c_A := 1000$	Specific heat of air [J/kgK]
$T_{WI} := 65 + 273 = 338$	Water temperature at radiator inlet [K]
$T_{AI} := 30 + 273 = 303$	Air temperature at radiator inlet [K]
$\nu_W := 6.5 \cdot 10^{-7}$	Kinematic viscosity of water [m ² /s] (40 deg celsius)
$a_W := 0.03568$	Longer inner length of radiator tube [m]
$b_W := 0.00168$	Shorter inner length of radiator tube [m]
$A_W := a_W \cdot b_W = 5.994 \cdot 10^{-5}$	Cross-sectional area of radiator tube [m ²]
$n_{tube} := 3$	Number of water channels in parallel
$L_W := 0.72 = 0.72$	Length of water channel [m] (total with number of passes)
$v_W := \frac{q_{v_W}}{n_{tube} \cdot A_W} = 0.927$	Flow velocity of water in the radiator [m/s]
$Dh_W := \frac{4 \cdot A_W}{2 \cdot (a_W + b_W)} = 0.003$	

$Re_W := \frac{v_W \cdot Dh_W}{\nu_W} = 4.575 \cdot 10^3$	Surface area of water tubes (inner) [m ²] Reynolds number for the water
$f_W := (0.89 \cdot \ln(Re_W) - 1.64)^{-2} = 0.029$	Turbulent friction factor for water in the radiator
$Pr_W := 5$	Prandtl number for water (40 deg celcius)
$Nu_W := \frac{\left(\frac{f_W}{8}\right) \cdot (Re_W - 1000) \cdot Pr_W}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f_W}{8}\right)^{0.5} \cdot \left(Pr_W^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = 26.293$	Nusselt number (formula 8-70 heat transfer)
$k_W := 0.6$	Heat conductivity of water [W/mK]
$h_W := \frac{k_W \cdot Nu_W}{Dh_W} = 4.916 \cdot 10^3$	Heat transfer coefficient of the water flow [W/m ² K]
$a_{tot} := 0.12$	Radiator fin area height
$b_{tot} := 0.24$	Radiator fin area length
$n_{rivi} := 13$	Number of fin rows
$fpi := 17$	"Fins per inch"
$c_{raddim} := 0.060$	Thickness of the radiator [mm]
$h_{in} := \frac{b_{tot}}{0.0254} = 9.449$	Radiator length [In]
$n_{fpr} := h_{in} \cdot fpi = 160.63$	Number of fins per row
$n_{fin} := n_{fpr} \cdot n_{rivi} = 2.088 \cdot 10^3$	Total number of fins
$A_{sW} := 4 \cdot (a_W + b_W) \cdot L_W \cdot n_{tube} = 0.323$	

$\nu_A := 1.6 \cdot 10^{-5}$	Kinematic viscosity of air (about 40 deg C) [m ² /s]
$a_A := 0.00133$	Height of fin gap [m]
$b_A := 0.007$	Width of fin gap [m]
$A_A := a_A \cdot b_A = 9.31 \cdot 10^{-6}$	Cross-sectional area of single fin gap [m ²]
$v_A := \frac{q_{v,A}}{n_{fin} \cdot A_A} = 5.83$	Flow velocity of air through the radiator [m/s]
$Dh_A := \frac{4 \cdot A_A}{2 \cdot (a_A + b_A)} = 0.002$	Hydraulic diameter of a fin gap [m]
$Re_A := \frac{v_A \cdot Dh_A}{\nu_A} = 814.428$	Reynolds number for the air flow
$\frac{b_A}{a_A} = 5.263$	Aspect ratio of fin gap

TABLE 8–1

Nusselt number and friction factor for fully developed laminar flow in tubes of various cross sections ($D_h = 4A_c/p$, $Re = \rho v_m D_h / \mu$, and $Nu = hD_h/k$)

Tube Geometry	a/b or θ°	Nusselt Number		Friction Factor f
		$T_s = \text{Const.}$	$\dot{q}_s = \text{Const.}$	
	a/b			
	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

$Nu_A := 5$	Nusselt number of the air flow
$k_A := 0.03$	Thermal conductivity of air [W/mK]
$h_A := \frac{k_A \cdot Nu_A}{Dh_A} = 67.105$	Heat transfer coefficient of air flow in the radiator [W/m ² K]

$$A_f := n_{fin} \cdot 2 \cdot 0.007 \cdot 2 \cdot c_{raddim} = 3.508$$

Finned area [m²]

$$h_{overall} := \left(\frac{1}{h_W} + \frac{1}{h_A} \right)^{-1} = 66.202$$

Overall heat transfer coefficient [W/m²K]

NTU Method

$$C_h := q_{m,W} \cdot c_W = 698.6$$

Heat capacity rate of the hot fluid [W/K]

$$C_c := q_{m,A} \cdot c_A = 140.42$$

Heat capacity rate of the cold fluid [W/K]

$$C_{max} := C_h$$

Larger of Ch and Cc

$$C_{min} := C_c$$

Smaller of Ch and Cc

$$c := \frac{C_{min}}{C_{max}} = 0.201$$

Capacity ratio

$$Q_{max} := C_{min} \cdot (T_{WI} - T_{AI}) = 4.915 \cdot 10^3$$

Maximum possible heat transfer rate [W]

$$NTU := \frac{h_{overall} \cdot A_f}{C_{min}} = 1.654$$

Number of Transfer Units

$$\varepsilon := 1 - e^{-\left(\frac{NTU^{0.22}}{c} \cdot (e^{-c \cdot NTU^{0.22}} - 1) \right)} = 0.761$$

Heat exchanger effectiveness,
Cross-flow unmixed

$$P_{NTU} := \varepsilon \cdot C_{min} \cdot (T_{WI} - T_{AI}) = 3.739 \cdot 10^3$$

**Heat transfer rate calculated
with the NTU method [W]**

Simulaatiomallin MatLab-ohjelmat

Yläohjelma simulaation suorittamiseen:

```
% Initial conditions for cooling system temperature simulation-----  
  
Q_v = 10;           % System volume flow [l/min]  
Q_A = 6800;        % Air volume flow [l/min]  
T_ini = 30;        % Initial system temperature (Ambient temperature)  
[C]  
  
D_hose = 0.016;    % System hose diameter [m]  
  
% Run calculations & simulation-----  
  
run('Cooling_sys_radiator_A.m') % Run the radiator calculation  
run('Cooling_loadcase.m')      % Run the cooling loadcase calculation  
  
sim('Cooling_sys_v3_AA');      % Run the simulink cooling system  
model  
  
close all  
  
% Output figures-----  
  
% Top plot - Water temp before inverter  
subplot(2,1,1)  
plot (ans.tout,ans.T_w_inv)  
title('Water temperature before inverter [C]')  
  
% Bottom plot - Radiator cooling power  
subplot(2,1,2);  
plot (ans.tout,ans.P_rad)  
title('Radiator power [W]')
```

Lämpökuorman määrittely ajodatasta ja käsittely simulaatiota varten:

```

load ('Loadcase.mat')           % Load the data
load ('Eff_map.mat')           % Load the motor efficiency data

% Initial info
R_wh = 0.2;                     % Tire effective radius [m]
ratio = 12.37;                 % Transmission ratio
GPS_v = GPS_Speed/3.6;        % GPS Speed [m/s]
TRQ_max = 25;                 % Max torque [Nm]
TRQ_request = (LeftTorquePrc/100+RightTorquePrc/100)/2;

% Speed conversion into motor RPM
w = GPS_v/R_wh;               % Wheel angular velocity [rad/s]
deg_s = w * (180/pi());       % Wheel angular velocity [deg/s]
RPS = deg_s / 360;           % [Revolutions per second]
RPM = RPS * 60 * ratio;       % [Revolutions per minute]

% Motor loss power
TRQ = TRQ_request .* TRQ_max; % Torque based on user input
Eff = interp2(TRQ_int2,RPM_int2,EFF_V,(TRQ),RPM)/100; % Motor efficiency at given data point
P_mot = TRQ*pi()*RPM/30;      % Motor power [W]
P_loss_mot = P_mot-Eff.*P_mot; % Motor loss power [W]

% Inverter loss power
P_inv = P_mot ./ Eff * 2;     % Inverter power [W]
Eff_inv = 0.96;              % Inverter efficiency [%]
P_loss_inv = P_inv .* (1-Eff_inv); % Inverter loss power [W]

% Constructing data for simulation
datamot.time = [];
datamot.signals.values = P_loss_mot;
datamot.signals.dimensions = 1;

datainv.time = [];
datainv.signals.values = P_loss_inv;
datainv.signals.dimensions = 1;

datainv.signals.values(isnan(datainv.signals.values)) = 0;
datamot.signals.values(isnan(datamot.signals.values)) = 0;

```

Jäähdytinlaskenta:

```
%Radiator calculation for simulation (NTU effectiveness method)

% Radiator dimensions -----

a_A = 0.00133;           % Height of fin gap [m]
b_A = 0.007;            % Width of fin gap [m]
A_A = a_A * b_A;       % Cross-sectional area of single fin gap
                        [m^2]

n_tube = 7;            % Number of water channels in parallel

a_W = 0.05868;         % Water channel inner length [m]
b_W = 0.00168;         % Water channel inner width [m]
A_W = a_W * b_W;       % Cross-sectional area of water channel
                        [m^2]

L_W = 0.24 * 2;        % Water channel length [m] (total with
number of passes)

L_core = 0.24;         % Radiator core length [m]
n_frow = 13;          % Number of fin rows
fpi = 17;             % "Fins Per Inch"
c_core = 0.060;        % Thickness of the radiator core [m]

% Initial values -----

% Mass flow rate vector [kg/s]
Q_vect = [0, 0.100, 0.133, 0.167, 0.233, 0.267, 0.3, 0.333];

c_W = 4200;           % Water specific heat [J/kgK]
c_A = 1000;           % Air specific heat [J/kgK]

rho_W = 998;          % Water density [kg/m^3]
rho_A = 1.239;        % Air density [kg/m^3]

k_W = 0.6;            % Thermal conductivity of water [W/mK]
k_A = 0.03;           % Thermal conductivity of air [W/mK]

Pr_W = 5;             % Prandtl number for water (40 deg C)
Nu_A = 5;             % Nusselt number of the air flow

visc_W = 6.5*10^-7;   % Kinematic viscosity of water [m^2/s]
(40deg C)

% Initial calculations -----
```

```

Dh_A = (4*A_A)/(2*(a_A+b_A)); % Hydraulic diameter of a fin gap [m]
Dh_W = (4*A_W)/(2*(a_W+b_W)); % Hydraulic diameter of water channel
[m]

h_in = L_core/0.0254; % Core length [In]
n_fpr = h_in * fpi; % Number of fins per row
n_fin = n_fpr*n_frow; % Total number of fins

% Total heat transfer area for the air side [m^2]
A_f = n_fin * (2 * b_A * c_core + 2 * a_A * c_core);

qv_W = Q_vect ./ 60000; % Water volume flow [m^3/s]
qv_A = Q_A / 60000; % Air volume flow [m^3/s]

qm_W = Q_vect; % Water mass flow [kg/s]
qm_A = qv_A * rho_A; % Air mass flow [kg/s]

v_W = qv_W / (n_tube * A_W); % Water flow velocity

Re_W = (v_W * Dh_W)/visc_W; % Reynolds number for the water flow
f_W = (0.89*log(Re_W)-1.64).^(-2); % Turbulent friction factor for water
flow

% Nusselt number for the water flow
Nu_W = ((f_W/8).*(Re_W-1000).*Pr_W)/(1+12.7*(f_W./8).^0.5*(Pr_W^(2/3)-
1));
% Heat transfer coefficient of water through the radiator [W/m^2K]
h_W = (k_W * Nu_W) / Dh_W;
% Heat transfer coefficient of airflow through the radiator [W/m^2K]
h_A = (k_A * Nu_A) / Dh_A;
% Radiator overall heat transfer coefficient for the radiator [W/m^2K]
h_overall = (1/h_W+1/h_A)^(-1);

% NTU method -----
C_h = qm_W * c_W; % Heat capacity rate of the hot fluid
[W/K]
C_c = qm_A * c_A; % Heat capacity rate of the cold fluid
[W/K]

C_max = C_h; % Larger of C_h and C_c
C_min = C_c; % Smaller of C_h and C_c

c = C_min ./ C_max; % Heat capacity rate ratio

NTU = (h_overall * A_f) / C_min; % Number of Transfer Units

% Radiator effectiveness, Cross-flow both fluids unmixed
epsilon = 1 - exp((NTU^0.22./c).*(exp(-c.*NTU^0.78)-1));

```