

Touko Lankila

Formula Student Electric -kilpa-auton voimansiirron suunnittelu

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Auto- ja kuljetustekniikka

Insinöörityö

18.5.2017

Tekijä(t) Otsikko	Touko Lankila Formula Student Electric -kilpa-auton voimansiirron suunnittelu
Sivumäärä Aika	53 sivua + 6 liitettä 18.5.2017
Tutkinto	Insinööri (AMK)
Koulutusohjelma	Auto- ja kuljetustekniikka
Suuntautumisvaihtoehto	Tuotetekniikka
Ohjaaja(t)	Osaamisaluepäällikkö Pekka Hautala
<p>Tämän insinööriyön tavoitteena oli suunnitella Metropolia AMK:n Formula Student -tiimin, Metropolia Motorsportin, sähkökäyttöisen Formula-auton voimansiirto ja jäähdytysjärjestelmä sekä dokumentoida työssä kertynyt tieto ja havaitut kehityskohteet. Työ käsittelee voimansiirron suunnitteluprosessia kauden 2015 Formulan voimansiirron suunnittelun kautta, mutta toimii myös oppaana, josta on hyötyä projektin läpiviennissä tulevina kausina, vaikka voimansiirtokonsepti muuttuisikin.</p> <p>Työn tuloksena syntyi myös erilaisia Excel- sekä Matlab-pohjaisia laskureita. Lisäksi työssä laadittiin pohja Gantt-kaavioille sekä projektisuunnitelmapohja. Nämä dokumentit on luovutettu Metropolia Motorsportin käyttöön.</p> <p>Työssä käydään aluksi lyhyesti läpi suunnittelun lähtökohdat: asetetut suunnittelutavoitteet sekä voimansiirtoon ja jäähdytysjärjestelmään tärkeimpinä vaikuttaneet säännöt. Seuraavana kuvataan voimansiirron suunnittelu: voimansiirtokonseptin valintaperusteet, ostokomponenttien valintaprosessi sekä pääkomponenttien suunnittelu ja mitoitus. Voimansiirron jälkeen käsitellään jäähdytysjärjestelmän suunnittelua ja mitoitusta. Viimeisenä suunnittelusta arvioidaan suunnittelun onnistumista sekä listataan havaittuja kehityskohteita sekä kehitysehdotuksia itse suunnittelun kehittämiseen.</p> <p>Suunnittelun ohessa käsitellään lisäksi suunnittelun aikataulutusta, sillä aikakriittisessä projektissa aikataulutuksella on olennainen osa suunnittelun onnistunutta läpiviennistä. Työssä esitellään kaudella 2015 suunnitellut ja toteutuneet aikataulut. Viimeisenä arvioidaan aikataulutuksen onnistumista ja listataan kehitysehdotuksia.</p>	
Avainsanat	Formula Student, voimansiirto, jäähdytysjärjestelmä

Author(s) Title	Touko Lankila Designing a Powertrain for the Formula Student Electric Race Car
Number of Pages Date	53 pages + 6 appendices 18 May 2017
Degree	Bachelor of Engineering
Degree Programme	Automotive and Transport Engineering
Specialisation option	Automotive Design Engineering
Instructor(s)	Pekka Hautala, Head of Department
<p>The aim of this thesis was to design a powertrain and a cooling system for an electrically powered Formula car of the Formula Student team, Metropolia Motorsport at Metropolia University of Applied Sciences and document the accumulated knowledge of the process and the observed development targets. This thesis is intended to serve as a guide in the design of the powertrain of the Formula Student race car. The work deals with the design process of the powertrain through the designing process of the 2015 Formula car. The goal was to compile a guide that will be useful the future seasons, even if the powertrain concept changes.</p> <p>The result of the thesis work also generated different Excel- and Matlab-based calculation tools. A Gant chart template and a new project plan template was also created. These documents have been handed over to Metropolia Motorsport.</p> <p>The thesis begins with a brief description of the design frameworks: the setting of the design objectives and the most important rules influencing the powertrain and the cooling system. Next the design of the powertrain follows: the selection criteria for the powertrain concept, the selection process for the purchased components and the design and dimensioning of the main components. After that, the design and dimensioning of the cooling system is reviewed. The study concludes with evaluation of the success of the design and listing of the development needs of the current design and development proposals for the development of the future design.</p> <p>The planning schedule is also discussed along with the design, because scheduling is an essential part of successful execution in a time-critical project. In connection with the timetable, the work presents the timetables planned and realized in the period in 2015. Finally, the success of scheduling is evaluated and development suggestions are listed.</p>	
Keywords	Formula Student, powertrain, cooling system

Sisällys

Lyhenteet

1	Johdanto	1
1.1	Työn taustat	1
1.2	Insinööriyön aihe ja rajaukset	2
2	Suunnittelun lähtökohdat ja tavoitteet	3
2.1	Auton yleiset suunnittelutavoitteet	3
2.2	Voimansiirron suunnittelutavoitteet	4
2.3	Jäähdytysjärjestelmän suunnittelutavoitteet	5
2.4	Tekniikkasäännöt	5
2.4.1	Tärkeimmät voimansiirtoa koskevat säännöt	6
2.4.2	Tärkeimmät jäähdytysjärjestelmää koskevat säännöt	7
3	Voimansiirtokonsepti	7
3.1	Voimansiirron tehtävät	7
3.2	Komponenttien sijoittelu autoon	7
3.3	Pääkomponenttien valinta	8
3.4	Voimansiirtokonseptin valinta	10
4	Voimansiirron suunnittelu	12
4.1	Voimansiirron suunnittelun aikataulus	12
4.1.1	Yleistä aikataulusuksesta	12
4.1.2	Kauden aloitus ja suunnittelukauden aikataulus	13
4.2	Moottorin osien ja vaihteiston suunnittelu	14
4.2.1	Materiaalivalinnat	14
4.2.2	Tiivisteet	15
4.2.3	Kotelointien suunnittelu	16
4.2.4	Moottorin akselin suunnittelu	19
4.2.5	Tripodin pesien suunnittelu	20
4.3	Hammaspyörien suunnittelu ja mitoitus	20
4.3.1	Standardit ja lähdemateriaali	20
4.3.2	Poikkeavuudet teollisuusvaihteisiin nähden	21
4.3.3	Vauriomekanismit	22
4.3.4	Välityssuhteen valinta	23
4.3.5	Mitoitus	25

4.3.6	Excel-laskuri	25
4.3.7	Profiilinsiirron optimointi ja akselivälin valinta	27
4.4	Laakeroinnin suunnittelu	28
4.4.1	Laakeroinnin suunnittelussa huomioitavaa	28
4.4.2	Mitoitus	30
4.5	Vetoakseleiden suunnittelu ja mitoitus	31
4.5.1	Vetoakseleiden suunnittelussa huomioitavaa	31
4.5.2	Vetoakselin mitoitus	32
4.5.3	Kokeelliset alumiinivetoakselit	33
4.6	Voimansiirron valmistuksen aikataulutus	33
4.6.1	Suunnittelun tilanne rakennuskauden alkaessa	34
4.6.2	Valmistuskausi	34
4.6.3	Valmistuksen aikataulutuksen toteutuminen	35
5	Jäähdytysjärjestelmän suunnittelu	35
5.1	Jäähdytysjärjestelmäkonsepti	35
5.1.1	Jäähdytysjärjestelmän tehtävät	35
5.1.2	Komponenttien sijoittelu autoon	36
5.1.3	Pääkomponenttien valinta	36
5.1.4	Jäähdytysjärjestelmäkonseptin valinta	36
5.2	Jäähdytysjärjestelmän suunnittelun aikataulutus	37
5.3	Jäähdytysjärjestelmän mitoitus	37
5.4	Jäähdytysjärjestelmän valmistuksen aikataulutus	39
5.4.1	Suunnittelun tilanne rakennuskauden alkaessa	39
5.4.2	Valmistuskausi	39
5.4.3	Valmistuksen aikataulutuksen toteutuminen	40
6	Havainnot ja kehityskohteet	40
6.1	Suunnittelun onnistuminen	40
6.2	Havaitut kehityskohteet voimansiirron designissa	41
6.2.1	Vaihteistokotelon tiivistys akseleiden osalta	41
6.2.2	Moottorin roottori	41
6.2.3	Vaihteiston huollettavuus	42
6.2.4	Kiinnikkeet	43
6.2.5	Voimansiirron kiinnitys	43
6.3	Kehitysehdotuksia voimansiirron suunnitteluun	44
6.3.1	Hammaspyörien mitoitus	44
6.3.2	Käytettävät moottorit	44

6.3.3	Omien tripod-nivelten kehittäminen	45
6.3.4	Moottorien jäähdytyskuori	45
6.4	Havaitut kehityskohteet jäähdytysjärjestelmässä	45
6.5	Kehitysehdotuksia jäähdytysjärjestelmän suunnitteluun	46
6.6	Aikataulutuksen onnistuminen	47
6.7	Havaitut kehityskohteet aikataulutuksessa	48
6.7.1	Viikkopalaveri ja palaveripöytäkirja	48
6.7.2	Tehtävälista-Excel	49
6.7.3	Design freeze	50
6.8	Kehitysehdotuksia aikataulutukseen	50
6.8.1	Gantt-kaavio	50
6.8.2	Projektisuunnitelma	51
	Lähteet	52

Liitteet

- Liite 1. SFS 4790 Spur gear calculator -Excel-tilukko. Vain työn tilaajan käyttöön.
- Liite 2. Matlab-laskuri profiilinsiirron optimointiin. Vain työn tilaajan käyttöön.
- Liite 3. Vetoakselimitoitus -Excel-tilukko. Vain työn tilaajan käyttöön.
- Liite 4. HPF015 Radiator core measuring -Excel-tilukko. Vain työn tilaajan käyttöön.
- Liite 5. Gantt-kaavio -pohja_Metropolia Motorsport. Vain työn tilaajan käyttöön.
- Liite 6. Projektisuunnitelmapohja_Metropolia Motorsport. Vain työn tilaajan käyttöön.

Lyhenteet

SAE	Society of Automotive Engineers. Yhdysvaltalainen autoalan standardointijärjestö ja ajoneuvosinöörien kattojärjestö.
SOC	State of Charge, akkujen varaustila.
NTP	Normal Temperature and Pressure, normaalilämpötila ja -paine. Käytetään usein standardeina mittausolosuhteina.
EMC	Electromagnetic compatibility, sähkömagneettinen yhteensopivuus.

1 Johdanto

1.1 Työn taustat

Formula SAE (Euroopassa Formula Student) on maailmanlaajuinen opiskelijoille suunnattu suunnittelukilpailu, jossa on tavoitteena rakentaa sarjan sääntöjen pohjalta Formula-tyyppinen kilpa-auto. Sarja perustettiin vuonna 1981 SAE:n (Society of Automotive Engineers) alaisuuteen. Vuosina 1991-1993 kilpailusta vastasivat vuorotellen Ford Motor Co., Chrysler Corp. ja General Motors. Tämän jälkeen sarjaa pyörittä jonkin aikaa näiden autovalmistajien muodostama ryhmittymä. Nykyään sarjaa ylläpitää SAE International. Formula Studentin rankingissa on listattuna tällä hetkellä 551 polttomoottori- ja 110 sähköautotiimiä. [1; 2; 3.]

Virallisia kilpailuja ovat tällä hetkellä muualla maailmalla Formula SAE Michigan, Formula SAE Nebraska, Formula SAE Australasia, Formula SAE Brazil ja Formula SAE Japan. Euroopassa ensimmäinen Formula Student -kilpailu ajettiin vuonna 1999 Englannissa. Euroopassa ajettavia virallisia kilpailuita ovat Formula Student UK, Formula Student Germany, Formula Student Austria sekä Formula SAE Italy. Lisäksi on useita puolivirallisia kilpailuja jotka ovat yleensä niin uusia, että ne eivät ole vielä saaneet hyväksyntää virallisten kilpailujen joukkoon. Nämä kilpailut käydään kuitenkin samoilla säännöillä ja useat näistäkin kerryttävät jo ranking-pisteitä. Euroopassa tällaisia kilpailuja järjestetään esimerkiksi Unkarissa ja Tšekissä. Kilpailujen osallistujamäärä on yleensä 30:n ja 120:n välillä Michiganin, UK:n ja Germanyn ollessa suurimpia. Lisäksi on joitain täysin epävirallisia kilpailuja tai harjoitustapahtumia, ensimmäisiä edustaa Stadia Motorsport Formula Engineering Teamin vuonna 2003 perustama Baltic Open. [3; 4; 5.]

Formula Student -autot ovat yksipaikkaisia Formula-tyyppisiä kilpa-autoja. Ne ovat joko polttomoottori- tai sähkömoottorikäyttöisiä. Sähköautoilla on voinut kilpailla vuodesta 2010 alkaen. Lisäksi joissain kilpailuissa on mahdollista kilpailla hybridivoimalinjalla. Vetävien pyörien lukumäärää ei ole rajoitettu, ja varsinkin electric-sarjassa on useita nelivetoisia autoja. Runko voi olla joko putkirunko tai monokokki. Materiaalia ei ole varsinaisesti rajoitettu, kunhan sääntövaatimukset täyttyvät.

Formula Student -kilpailu alkaa teknisellä katsastuksella, joka on läpäistävä, jotta pääsee osallistumaan kilpailun dynaamisiin osioihin. Itse kilpailutapahtuma koostuu kahdeksasta eri osa-alueesta, jotka jakautuvat kolmeen staattiseen ja viiteen dynaamiseen osa-alueeseen. Staattisissa osa-alueissa tuomarit arvostelevat ja jakavat pisteet, dynaamisissa pisteytys perustuu suorituskykyyn. Staattisia ovat Presentation (tai Business Presentation), jossa auton pohjalta laaditaan business -suunnitelma ja idea koitetaan myydä kuvitteellisille sijoittajille, Engineering Design, jossa auton teknisiä ratkaisuja pitää perustella tuomareille, sekä Cost Analysis, jossa pitää laskea hinta jokaiselle autossa käytetylle osalle ja kiinnikkeelle sekä jokaiselle kokoonpanon työvaiheelle. Kunkin osa-alueen tuomarit ovat yleensä alansa ammattilaisia, esimerkiksi Engineering Design -osion tuomarit tulevat yleensä ajoneuvoteollisuudesta, kilpa-autoilun parista tai yleisemmin tuotekehitys- ja tutkimuspuolelta. Dynaamisia osa-alueita ovat Acceleration joka, on 75 metrin kiihdytys, Skid-Pad eli kahdeksikkoajo, jossa mitataan ajoneuvon saavuttamaa lateraalista kiihtyvyyttä, Autocross jossa ajetaan yksi nopea kierros joka toimii samalla aika-ajoina Enduranceen, Endurance jossa ajetaan 22 km kilpailu joka sisältää kuljettajanvaihdon 11 km kohdalla, sekä Efficiency jossa mitataan endurancen aikana kulutetun energian määrää. [6.]

Metropolia Motorsport perustettiin vuonna 2000 nimellä Helsinki Polytechnic Formula Engineering Team. Nimi vaihtui vuonna 2008 oppilaitoksen nimen muuttuessa Helsingin ammattikorkeakoulu Stadiasta (Helsinki Polytechnic Stadia) muotoon Metropolia Ammattikorkeakoulu (Metropolia UAS). Ensimmäisiin kilpailuihinsa tiimi osallistui vuonna 2002 Englannissa. Tämän jälkeen tiimiltä valmistui joka vuosi uusi polttomoottorikäyttöinen Formula Student -kilpa-auto vuoteen 2011 asti. Vuonna 2011 alettiin suunnitella Formula Student Electric -sarjaan osallistumista ja projekti päätettiin toteuttaa kahden vuoden aikataululla. Tästä syystä kaudelle 2012 ei rakennettu uutta autoa, vaan kauden 2011 autolla jolla oltiin kilpailtu jo loppukesästä 2011, kilpailtiin keväällä 2012 kahdessa Pohjois-Amerikassa järjestetyssä kilpailussa. Tiimin ensimmäisellä sähkökäyttöisellä Formulalla kilpailtiin loppukesällä 2013 Itävallassa, Unkarissa ja Baltic Open -kilpailuissa Helsingissä.

1.2 Insinööriyön aihe ja rajaukset

Tämä työ käsittelee kauden 2015 Formulan, HPF015:n, voimansiirron ja jäähdytysjärjestelmän suunnittelua ja mitoitusta sekä näiden aikataulutusta.

Työn tarkoituksena on toimia tiedon siirtäjänä uusille Metropolia Motorsportin jäsenille. Koska se on suunnattu tiimiläisten käyttöön, oletetaan että lukijalla on jonkinasteinen tuntemus Formula Student -autoista ja kilpailuista. Työ pyrkii antamaan suuntaa-antavat ohjeet, joiden avulla niin voimansiirron suunnittelun aikataulutusta kuin itse suunnittelukin on vietävissä menestyksellä läpi.

Suunnittelun suhteen työ pyrkii toimimaan oppaana kooten yhteen suunnitteluohjeita ja lähdemateriaalia sekä oman oppimisen kautta tulleet havainnot. Koska työssä esiintyvien laskujen teoria ja työssä laadittujen laskureiden käyttö riittäisi laajuudeltaan omaan insinööriyöhönsä, on niiden tarkempi käsittely jätetty pois ja ne esitetään vain sillä tarkkuudella kuin työn ymmärtämisen kannalta on oleellista. Työn yhteydessä tehdyt Excel- ja Matlab -laskurit on laadittu ja luovutettu Metropolia Motorsportin käyttöön. Ne on laadittu siten, että ne selittäisivät mahdollisimman pitkälle itse itsensä ja niihin on pyritty sisällyttämään laskujen teoria ja viittaukset lähteisiin.

Aikataulutuksen suhteen työ keskittyy käsittelemään suuria kokonaisuuksia ja suurimpia sudenkuoppia sekä tärkeimpiä asioita joihin tulee kiinnittää erityishuomiota jotta projekti valmistuisi aikataulussa. Pääasiassa detaljeihin, kuten osien keskinäiseen suunnittelujärjestykseen, ei oteta kantaa. Lisäksi annetaan joitain kehitysehdotuksia aikataulutuksen hallintaan.

2 Suunnittelun lähtökohdat ja tavoitteet

2.1 Auton yleiset suunnittelutavoitteet

Kausi 2014 oli päättynyt pettymykseen, koska auton taajuusmuuttajat eivät toimineet kunnolla, vaikka teknisen tietolehden perusteella kaiken piti olla kunnossa jotta kokoonpano toimisi ja valmistaja oli yrittänyt korjata ne kahteen kertaan takuun piikkiin. Jotta taajuusmuuttajat sai ylipäätään toimimaan, piti niitä muokata niin, etteivät ne menneet enää säännöistä läpi. Tästä syystä koko kilpailukausi jäi HPF014:ltä ajamatta. Tämä vaikutti myös kauden 2015 suunnittelutavoitteisiin, kun päätettiin palata kunnianhimoisuudessa hieman takaisinpäin ja tehdä varmasti toimivaksi tiedetty auto.

Tärkeimpiä suunnittelutavoitteita kaudelle 2015 autolle, HPF015:lle, oli rakentaa yksinkertainen, luotettava ja nopea auto. Mikäli autosta saataisiin yksinkertaisuuden

myötä luotettava, se toimisi hyvänä lähtökohtana auton jatkokehitykselle tulevina vuosina. Yksinkertaisuuden ja perusasioissa pitäytymisen myötä olisi myös mahdollista saada mahdollisimman pitkä testikausi, jotta lastentaudit saataisiin pois ja auto säädettyä nopeaksi ennen kilpailukautta. Tarkempia HPF015:lle määriteltyjä tavoitteita olivat:

- HPF013:sta (tiimin ensimmäinen sähköauto) painoon pääseminen
- tehon kasvattaminen HPF013:sta noin 40 kW:sta sääntöjen sallimaan 80 kW:n maksimitehoo asti
- joko ABB:n saaminen yhteistyökumppaniksi niin että voitaisiin hyödyntää tiimille jo entuudestaan tuttuja ja toimiviksi tiedettyjä inverttereitä...
- ...tai varmasti toimivien mutta järkevän hintaisten invertterien löytäminen HPF014:n ostetuille Emrax -moottoreille
- akkukapasiteetin kasvattaminen ilman että akkupaketin massa kasvaisi
- hyödyntää täysimääräisesti sähköauton tarjoama mahdollisuus matalaan massakeskipisteeseen
- kaudelle 2014 suunnitellun aeropaketin edelleenkehittäminen ja sovittaminen HPF015:een.

2.2 Voimansiirron suunnittelutavoitteet

Koko auton suunnittelua määrittävistä suunnittelutavoitteista voimansiirron suunnittelua eniten rajasivat tarkoitus joko löytää Emraxien kanssa toimivat invertterit tai käyttää ABB:n inverttereitä, 80 kW:n tehotavoite, luotettavuus prioriteetti numero ykkösenä, jolloin myös voimansiirto pitäisi suunnitella se mielessä pitäen, sekä tavoite testikauden maksimaalisesta pituudesta, jolloin voimansiirron pitäisi olla yksinkertainen ja nopeasti valmistettavissa.

Emrax-moottoreissa on monta napaparia, mutta siitä huolimatta varsin korkea kierrosluku. Tästä syystä ne vaativat korkealla kytkentätaajuudella olevat invertterit. Mikäli käytettäisiin ABB:n inverttereitä, ne sopisivat suurimmalle osalle moottoreista, mutta eivät kuitenkaan esimerkiksi Emrax 208:lle. 80 kW:n tehotavoite yhdistettynä pyrkimykseen kevyestä autosta puolestaan rajasi moottorivalikoimaa runsaasti. Tarkalleen ottaen 80 kW:n maksimiteho on määritelty akustolta otettavana tehona, jolloin suoraan laskien kummankin moottorin tarvittava maksimiteho olisi noin 35 kW.

Koska moottoreita kuitenkin ajetaan itsenäisesti, voidaan ulkokurvin puolella olevalta moottorilta tietyissä ajotilanteissa ottaa enemmänkin tehoa. Moottoreiden tehoon haluttiin myös pientä varmuutta, mikäli inverttereiden asetuksia ei ehdittäisi saada testikauden aikana siihen kuntoon, että moottorin koko potentiaali saataisiin hyödynnettyä.

Lisäksi voimansiirrolle asetettiin tiettyjä lisätavoitteita. Voimansiirrossa tulisi käyttää kahta moottoria: näin ei tarvittaisi erillistä tasauspyörästöä ja autossa voitaisiin käyttää torque vectoringia. Voimansiirron kokonaishyötysuhteen tulisi olla mahdollisimman hyvä: näin sääntöjen sallimasta max. 80 kW:n ottotehosta akustolta saataisiin mahdollisimman suuri osa mekaaniseksi tehoksi. Lisäksi moottoreiden ja vaihteiston tulisi olla mahdollisimman kapea paketti, jotta alustan suunnittelulla olisi mahdollisimman suuri liikkumavara. Voimansiirron suunnittelua rajoittavia tekijöitä olivat luonnollisesti säännöt ja lisäksi tiimin budjetti sekä se, että voimansiirron mitoituksen, suunnittelun sekä valmistuksen suunnittelun ja valmistajahaun piti olla toteutettavissa noin kolmessa kuukaudessa yhden miehen voimin.

2.3 Jäähdytysjärjestelmän suunnittelutavoitteet

Koko auton suunnittelutavoitteista jäähdytysjärjestelmän suunnittelua rajasi eniten tavoite luotettavuudesta. Täten jäähdytysjärjestelmän suunnittelun lähtökohdaksi otettiin riittävä toiminta kuumimmissakin olosuhteissa joihin voitaisiin joutua. Lisäksi pyrittiin veden määrän ja täten massan minimoimiseen jäähdytyskierron sekä suunnittelemaan järjestelmä kompaktiksi niin, ettei se rajoittaisi muiden järjestelmien suunnittelua.

2.4 Tekniikkasäännöt

Formula Student -kilpailu alkaa teknisellä katsastuksella, jossa tarkastetaan, että auto on sääntöjen mukainen ja turvallinen. Katsastus on läpäistävä, ennen kuin saa osallistumisluvan kilpailun dynaamisiin osioihin. Katsastuksen osa-alueet, sääntökirjasta poimittuina, ovat:

- "S2.7.1 Part 1 - Electrical and Mechanical Technical Inspection", jossa tarkastetaan, että auto on mekaanisilta ja sähköisiltä ominaisuuksiltaan

turvallinen ja sääntöjenmukainen. Sähköformuloiden tulee läpäistä sähkökatsastus, ennen kuin ne voivat osallistua mekaaniseen katsastukseen.

- ”S2.7.2 Part 2 - Tilt Table Tests”, jossa auto kallistetaan tiltaavan alustan avulla ensin 45°:n kulmaan ja katsotaan ettei autosta vuoda nesteitä, ja tämän jälkeen 60°:n kulmaan, jolla tarkastetaan auton stabiiliteetti pyörähdysten suhteen.
- ”S2.7.3 Part 3 - Noise, Master Switch, Ready-To-Drive-Sound, Rain Test and Brake Tests”, jossa sähköautoilta testataan että ready to drive - äänen taso on riittävän voimakas, että ajoneuvo on turvallinen myös sateella ja että jarrujärjestelmä on riittävän tehokas.

Mikäli auto ei läpäise jotain katsastuksen osa-aluetta, pitää vika korjata ja palata katsastukseen. [6.]

Säännöt määräävät turvallisuuden suhteen tietyn minimitason joka tulee saavuttaa. Lisäksi ne määrittävät auton tyypin avopyöräiseksi Formula-autoksi ja antavat tiettyjä minimi- tai maksimiarvoja esimerkiksi renkaan koon, akselivälin, aeropaketin fyysisten mittojen ja maksimitehon tai moottoritilavuuden suhteen. Monelta osin ne jättävät kuitenkin reippaasti liikkumavaraa, ja niinpä kilpailuissa näkyväkin lukuisia toisistaan poikkeavia ratkaisuja, joista useilla voidaan päästä yhtäläiseen lopputulokseen suorituskyvyn suhteen.

2.4.1 Tärkeimmät voimansiirtoa koskevat säännöt

Korkein sallittu akuston jännite on 600 V, ja suurin sallittu lähtöteho akustolta 80 kW. Sähkömoottoreiden tai vetävien pyörien määrää ei ole rajattu. Sähkömoottorin tyyppiä ei ole rajattu. Sähkömoottori voi sijaita joko rungon sisäpuolella tai pyörän navassa. Sähkömoottorin rungolla on oltava säännöissä määritelty minimiainevahvuus, tai jos kyseessä on ulkopyörä, se on suojattava sääntöjenmukaisella suojakuorella. Voimansiirrossa käytettäviä voiteluaineita ei saa vuotaa järjestelmän ulkopuolelle, vuoto kesken ajo-osion johtaa liputukseen pois radalta. Vaihteiston öljyllä pitää olla huohotusta varten keruusäiliö, jonka vähimmäistilavuus on 10% voiteluaineen tilavuudesta tai 50 ml sen mukaan kumpi on suurempi. [6.]

Lisäksi voimansiirron toteutusta ja sijoittelua määräävät esimerkiksi runkosäännöt, mikäli ei käytetä napamoottoreita. Voimansiirron komponenttien tulee olla suojattu rungon kolmioinneilla niin, ettei määrättyä kokoa isompi esine pääse tunkeutumaan

rungon sisään. Lisäksi yksikään korkeajännitejärjestelmän osa ei saa tulla rungon ääriviivojen olkopuolelle. [6.]

2.4.2 Tärkeimmät jäähdytysjärjestelmää koskevat säännöt

Jäähdytysjärjestelmässä jäähdytysnesteinä saa käyttää pelkkää vettä (tai öljyjäähdytteisen sähkömoottorin tapauksessa pelkkää öljyä). Jäähdytysjärjestelmä ei saa vuotaa ja vuoto johtaa liputukseen ulos radalta. Jäähdytysjärjestelmä on varustettava keruusäiliöllä jonka tilavuus on minimissään 10% järjestelmän nestetilavuudesta tai 0,9 litraa sen mukaan, kumpi on suurempi. Keruusäiliön materiaalin pitää kestää kiehuvan veden lämpötila ilman pysyviä muodonmuutoksia. Keruusäiliöön johtavan letkun minimisähalkaisija on 3 mm. [6.]

3 Voimansiirtokonsepti

3.1 Voimansiirron tehtävät

Voimansiirron tulee muuttaa auton energiavaraston, tässä tapauksessa akkujen, energia mahdollisimman tehokkaasti auton liike-energiaksi. Sen tulee mahdollistaa auton looginen käyttäytyminen kiihdytettäessä ja jarruttaessa. Sähköauton tapauksessa nämä koskevat lähinnä invertteriä ja moottoria. Vaihteiston puolestaan tulee muuttaa moottorin pyörimisnopeus ja momentti tarkoituksenmukaiseksi huomioiden auton suorituskykytavoitteet ja rengaskoon. Voimansiirron tulee olla häiritsemättä auton käytöstä autoa ohjattaessa. Yhden moottorin konstruktiossa tämä tarkoittaa erillisen tasauspyörästön käyttöä, kahden moottorin tapauksessa sitä, että moottorit ovat mekaanisesti ja sähköisesti eroteltuja toisistaan. Kahden itsenäisesti ohjatun moottorin konstruktiossa voimansiirron tehtäviin on mahdollista sisällyttää toimiminen avustavana tekijänä ajoneuvoa ohjattaessa eli nk. torque vectoring. Vetoakseleiden tulee välittää vaihteistolta lähtevä momentti pyörännavoille.

3.2 Komponenttien sijoittelu autoon

Säännöistä johtuen ja puhtaasti sijoittelua ajatellen napamoottorit olisivat varsinkin putkirunkoisessa Formula-autossa monessa suhteessa edullisimmat. Tällöin pääsisi

runkosääntöjen puolesta helpoimmalla ja rungosta olisi mahdollista tehdä kompaktimpi ja kevyempi ja autosta painopisteeltään mahdollisimman matala. Tällöin myös vetoakselit nivelineen jäisivät kokonaan pois. Jousittamattoman massan kasvusta ei ole sarjassa ajettavilla radoilla ja nopeuksilla mainittavasti haittaa, ja napamoottoreiden on joka tapauksessa oltava erityisen keveitä. Tällöin myös auton hitausmomentin kasvaminen jää marginaaliseksi. Napamoottorien käyttäminen edellyttää kuitenkin joko hyvin tehokkaiden mutta pienten ja erittäin kevyiden moottoreiden käyttämistä tai nelivetoa, jolloin tehontarvetta per moottori saadaan laskettua. Kumpikin ratkaisusta on kuitenkin kallis. Soveltuvat moottorit ovat poikkeuksetta korkealle, jopa 40 000 rpm kiertäviä moottoreita, jolloin tulee eteen myös se, ettei niitä edes pystytä ohjaamaan läheskään jokaisella invertterillä.

Työmäärältään napamoottoreihin perustuvan voimansiirron suunnitteleminen on myös selvästi suurempi, ja ratkaisun suunnitteleminen ensimmäistä kertaa olisi edellyttänyt usean kuukauden aikaa opiskella ja selvittää komponentteja etukäteen tai yhden henkilön lisämiehityksen. Napamoottorin yhteyteen, uprightiin ja pyörän napaan pitää saada sovitettua 1- tai 2-portainen planeettavaihteisto alennusvaihteeksi. Myös muunlaiset ratkaisut ovat mahdollisia, mutteivät yhtään pienitöisempiä. Tulevaisuudessa on kuitenkin syytä pohtia, voiko tiimi siirtyä napamoottoreihin.

Edellä mainituista syistä johtuen HPF015:ssä päätettiin pysyä rungon sisään asennettavissa moottoreissa. Tällöin tehtäväksi jää sijoitella moottorit ja invertterit niin, että auton painopiste sijaitsisi mahdollisimman alhaalla ja auton hitausmomentti olisi mahdollisimman pieni. Lisäksi sijoittelun tulee mahdollistaa rungon suunnittelu mahdollisimman kompaktiksi ja mielellään kapeaksi, mikä taas helpottaa alustan suunnittelua. Samasta tilasta kilpailevat myös akkupaketti sekä jäähdytysjärjestelmä ja jossain määrin myös jousitus.

3.3 Pääkomponenttien valinta

Voimansiirron tärkeimmät ostokomponentit ovat invertterit ja moottorit. Voimansiirto oli alusta alkaen päätetty toteuttaa kahdella itsenäisesti ohjatulla moottorilla. Tästä syystä etsintä kohdistettiin moottoreihin ja inverttereihin, joiden hetkellinen maksimiteho olisi minimissään 35 kW, mielellään 40 kW per moottori tai jopa enemmän. Kilpailuiden

luonteesta ja akkukapasiteetista johtuen jatkuvan tehon ei tarvitsisi olla välttämättä kuin noin 9 kW per moottori.

Alussa tarkasteltiin, mitä osia voisi hyödyntää käyttökelpottomasta ja purettavaksi tuomitusta kauden 2014 autosta. Yksi vaihtoehto oli pyrkiä löytämään vanhoille moottoreille toimivat ja muuten soveliaat invertterit. Kun ABB:n lähtö tukemaan tiimiä varmistui, valikoituivat taajuusmuuttajiksi ABB:n jo kaudella 2013 toimivaksi ratkaisuksi havaitut invertterit, joskin tehokkaampina versioina. Samassa yhteydessä piti hylätä ajatus käyttää HPF014:n moottoreita, sillä valitulla invertterillä ei olisi saanut näiden moottoreiden kierrosaluetta käyttöön tarpeeksi korkealle.

Useiden vaihtoehtojen tarkastelun jälkeen moottoreiden valinta alkoi kallistua Siemensin suuntaan. Valintaan vaikuttivat eniten saatavuus nopealla aikataululla, hinta, sekä se että moottorit olivat "built in" -moottoreita, mikä tarkoitti sitä, että toimituksessa tulisi vain roottori ja staattori irtonaisina osina ja muu design olisi vapaasti suunniteltavissa. Staattoreissa oli myös valmiiksi urat vesijäähdytystä varten, joten niitä ei tarvitsisi itse modifioida vesijäähdytteisiksi. Lisäksi moottoreiden hyötysuhde oli hyvä ja käyttöjännite oikeanlainen sekä massa kohtuullisella tasolla.

Vaikka valinta ei olisikaan painonsäästön kannalta kaikkein edullisin, oli tiedossa, että joitain kompromisseja oli tehtävä ottaen huomioon tiimin resurssit. Se, että suunnittelussa jäisi täysi vapaus moottorin kuorten ja akselin sekä vaihteiston integroimisen suhteen, olisi kuitenkin puolestaan ehdoton plussa. Tämä luonnollisesti helpotti esimerkiksi vaihteiston suunnittelua. Moottoreissa tulisi myös olemaan riittävä suorituskyky, vaikkei taajuusmuuttajan asetuksia ja säätöjä saataisikaan täysin kohdalleen. Koska paino olisi niiden ainoa selkeä miinus, niiden pohjalle saisi rakennettua voimansiirron, joka olisi tarpeeksi kilpailukykyinen, jotta sitä voitaisiin käyttää seuraavallakin kaudella. Tämä oli tärkeää, koska tiedossa oli mittava muutos tiimin kokoonpanoon vanhojen valmistuessa ja suuret kokoonpanomuutokset hankaloittavat aina seuraavan kauden toimintaa.

Kun moottorit alkoivat tarkentua Siemensin built in -moottoreiksi, tehtiin tarkempi listaus ja priorisointi ominaisuuksista joita moottorilta toivottiin, ja näiden perusteella keskinäinen vertailu. Ominaisuuksista vaikuttivat suoraan moottoreiden hyötysuhde sekä massa. Käyttökierroslukuku puolestaan vaikutti vaihteiston portaitten määrään. Ulkomitat puolestaan vaikuttivat vaihteiston mahdolliseen rakenteeseen, painopisteen

korkeuteen sekä voimansiirron sovittamiseen yhteen takarungon ja pyöränripustusten kanssa.

3.4 Voimansiirtokonseptin valinta

Tärkeimpiä voimansiirtokonseptilta haluttavia ominaisuuksia olivat mahdollisimman kompakti ja yksinkertainen rakenne, keveys, hyvä kokonaishyötysuhde ja kompaktit ulkomitat, mieluiten varsinkin kapeus. Erilaisia ideoita moottoreiden sijoittelusta ja vaihteiston muodosta kehiteltiin jo moottorin valintaprosessin aikana. Alusta saakka oli selvää, että autoon tulisi kaksi itsenäisesti ohjattua sähkömoottoria.

Parhaaksi vaihtoehdoksi sijoittelun suhteen arveltiin kahta vierekkäin asennettua eli takaosat toisiaan vasten olevaa lyhyttä moottoria, joiden perässä olisi joko yksiportainen alennusvaihde tai planeettavaihde. Toinen vaihtoehto olisi asettaa moottorit peräkkäin. Tällöin planeettavaihde ei olisi välttämättä käyttökelpoinen ratkaisu, koska se johtaisi helposti liian pitkään runkoon tai etummaisesta moottorin vetoakselin erittäin epäedulliseen kulmaan. Sen sijaan olisi fiksu käyttää vaihteistoja, jotka suunnattaisiin etummaisessa moottorissa taaksepäin ja taaimmaisessa eteenpäin, niin että kumpikin vetoakseli lähtisi mahdollisuuksien mukaan samasta kohtaa. Näin voitaisiin käyttää samoja osia kummassakin vaihteistossa. Kolmas vaihtoehto olisi periaatteessa ollut asettaa moottorit päällekkäin ja suunnata vaihteistot taakse, toisessa ylä- ja toisessa alaviistoon. Näin rungosta oltaisiin saatu mahdollisimman lyhyt ja auton hitausmomentti pystyakselin suhteen olisi saatu voimansiirron osalta minimoitua, mutta tämä olisi johtanut korkeampaan painopisteeseen.

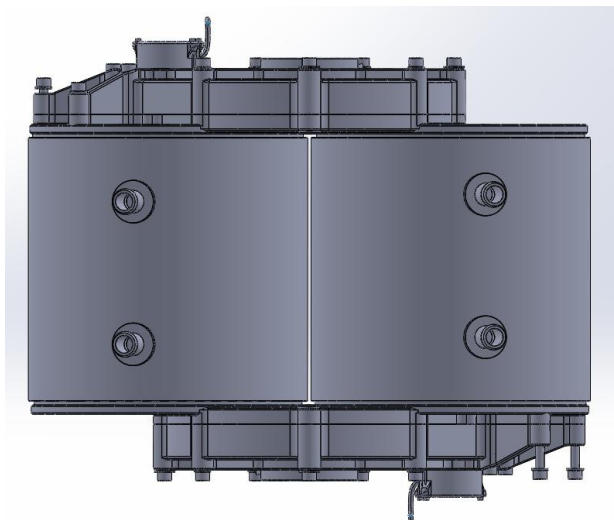
Ykkösvaihtoehto olisi selkeästi tukenut auton suunnittelutavoitteista sekä painopisteen korkeuden että hitausmomentin minimointia. Tarpeeksi lyhyitä moottoreita oli kuitenkin heikosti saatavilla. Peräkkäin asetellut moottorit olisivat tukeneet painopisteen korkeuden minimointia mutta kasvattaneet hitausmomenttia. Päällekkäin asetetut moottorit taas olisivat tukeneet hitausmomentin minimointia mutta kasvattaneet painopisteen korkeutta.

Kun oli selvillä että käytettäisiin Siemensin Built in -moottoreita, käytiin läpi paitsi moottorilta itseltään myös voimansiirrota yleisesti haluttavat ominaisuudet ja tehtiin

keskinäinen karsinta tämän perusteella. Koska yksikään vaihtoehdoista ei ollut tarpeeksi lyhyt, jotta moottorit olisi voitu asettaa vierekkäin, konseptin piti olla joko kakkos- tai kolmosvaihtoehto. Moottorivaihtoehtoja karsittaessa jäljelle finalisteiksi jäivät Siemens 1FE1082-6WP10 ja 1FE1064-6WN. Nämä olivat niin teholtaan, massaltaan kuin hyötysuhteeltaan tasaväkiset vaihtoehdot. 64 oli pidempi, pienemmällä halkaisijalla ja korkeammin kiertävä kuin 82.

64:llä sijoittelu sekä päällekkäin että peräkkäin olisivat olleet mahdollisia, toisaalta taas takarunko olisi joka tapauksessa ollut leveähkö. Lisäksi moottorin kierrosalue oli niin korkea, että olisi ollut järkevää käyttää 2-portaista välitystä mikä olisi kasvattanut leveyttä entisestään. 82:lla taas takarungosta olisi tullut massiivisen korkea, mikäli moottorit olisivat olleet päällekkäin joten vaihtoehdoksi jäi sijoittaa ne peräkkäin. Matalahkon kierroslukualueen sekä korkean väännön ansiosta pärjättäisiin helposti 1-portaisella välityksellä.

Moottoreiksi valittiin lopulta 1FE1082-6WP10:t, mikä tarkoitti, että moottorit sijaitsisivat rungossa peräkkäin. Koska valituissa moottoreissa toimitukseen kuului vain staattori jäähdytyskuorineen sekä roottori ilman akselia, jäi loppujen osien suunnitteluun huomattavasti vapauksia. Jotta paketista saataisiin mahdollisimman kevyt, päätettiin moottorin kuoria käyttää samalla vaihteistonkuorien toisena puolikkaana. Tämä taas edellytti molempien staattoreiden paketoimista samoihin kuoriin. Jotta molempien vetoakseleiden kulma saataisiin samaksi, tähdättiin siihen, että vetoakselit lähtisivät moottoreiden välistä. Voimansiirtokonsepti on esitelty kuvassa 1.



Kuva 1. Voimansiirron layout

4 Voimansiirron suunnittelu

Voimansiirron suunnittelussa pitää huomioida erikoinen käyttötarkoitus. Tavoiteltu kestoikä on hyvin lyhyt, yleensä kilpailu- ja testikauden aikana ei ajeta yhteensä edes 30:tä tuntia. Mitoitettaessa osia näin pienille käyttötunneille tulee kuitenkin helposti eteen se, etteivät laskentametodit ole enää kovin tarkkoja. Lisäksi usein, varsinkin käytettäessä erikoisempia materiaaleja kuten EN AW 7075 -sarjan alumiinia, rakenteen kestävyys ei ole rajoittava tekijä suunnittelussa. Usein esimerkiksi rakenteen kestävyuden kannalta riittävä materiaalivahvuus ei olekaan jäykkyyden puolesta riittävä. Toisinaan jäykkyyden saattaa riittää käyttöä ajatellen muttei asennettavuutta ja huollettavuutta ajatellen. Siinäkin tapauksessa että mikään näistä ei toimi rajoitteena osan suunnittelulle, myös valmistustekniikan rajoitukset saattavat tulla eteen, esimerkiksi mikäli tavoiteltu seinämävahvuus on niin pieni, ettei sitä pysty valmistamaan koneistamalla, koska kappale alkaisi ”soimaan”. Esimerkiksi moottorin kuoren ja vaihteiston kotelon suunnittelussa rajoittavat tekijät suunnittelun kannalta olivat lähinnä tiivistepinnan minimipaksuus ja asennuksessa vaadittava jäykkyys. Näistä syistä on monesti helpompaa ja varmempaa pyrkiä mitoittamaan osat suoraan hieman suuremmalle käyttöiälle.

4.1 Voimansiirron suunnittelun aikataulutus

Projektin aikataulutus on olennainen osa projektia. Se määrittää aina osaltaan sen, mitä kaikkea on mahdollista tehdä ja miten tarkkaan suunnittelun voi toteuttaa. Lisäksi jos osat on tarkoitus valmistaa, kuten tässä tapauksessa, myös valmistuksen aikataulutus pitää huomioida: osien on oltava valmistettavissa ja tilattavissa aikataulun rajoissa.

4.1.1 Yleistä aikataulutuksesta

Koska tässä tapauksessa laajahkon kokonaisuuden suunnitteluun on varsin rajallinen aika ei yhtään osaa ole varaa ylisuunnitella, vaan pitää huolehtia että suunnittelu on tarkoituksenmukaista eikä jää jumittamaan turhan tarkkaan detailjiikkaan. Valmistusaika puolestaan pitää huomioida välttämällä valmistusteknisesti hankalien kappaleiden suunnittelua, esimerkiksi välttämällä 3D-koneistettavia muotoja, jotka kasvattavat

koneistusaikaa, vaikka saattaisivatkin olla suunnittelullisesti eduksi. Toisaalta tämä yksinkertaistaa hieman myös suunnittelua.

Metropolia Motorsportin ja melko yleisestikin käytössä olevan ajattelun mukaan Formula Student -kilpailukausi jakautuu neljään osaan: suunnittelukausi, rakennuskausi, testikausi ja kilpailukausi. Ajankohta itse Formula Student -kilpailuille tulee ulkoa, kilpailujärjestäjiltä. Täten tiimi rakentaa sisäisen aikataulutuksensa kilpailuiden ympärille. Lisäksi aikataulutuksessa pitää huomioida tietyt pakolliset kilpailudokumentit, jotka vaikuttavat lähinnä tiettyjen osa-alueiden suunnittelun aikataulutukseen.

Suunnittelukausi pyritään aloittamaan heti kilpailukauden päätyttyä uuden tiimin muodostamisella. Sen kesto on yleensä 3-4 kuukautta. Suunnittelukauden alussa etsitään tärkeimmät ostokomponentit, joista tehtyjen tilamallien ja suunnittelukonseptien pohjalta autosta laaditaan ensimmäinen alustava malli. Tämän jälkeen siirrytään varsinaiseen suunnitteluun. Aikataulutusta pitää laatia sen mukaan, että tiimin määrittelemät tavoitteet täyttyvät. Kaudella 2015 tavoitteena oli mahdollisimman pitkä testikausi, jotta auton luotettavuus saataisiin maksimoitua ja jotta suorituskykyä pystyttäisiin parantamaan testaamisen kautta.

4.1.2 Kauden aloitus ja suunnittelukauden aikatautus

Epäonnistuneen kauden 2014 seurauksena kausi 2015 alkoi hieman poikkeuksellisella aikataululla sekä tavalla. Kauden 2014 auton taajuusmuuttajat palasivat Itävallasta takuukorjauksesta Suomeen elokuun alussa, ja 4.8. oli selvää että ne ovat käyttökelvottomat. Tällöin päätettiin pitää 11.8. kauden päätöspalaveri, jossa samalla piirrettiin ensimmäisiä suuntaviivoja kauden 2015 autolle ja tiimin kokoonpanolle.

Elokuu käytettiin sen selvittämiseen, paljonko kauden 2014 autosta voidaan hyödyntää seuraavaan autoon, ja ideoitii sekä tutkittiin vaihtoehtoisia lähestymistapoja kaudelle 2015. Voimansiirto-osasto keskittyi komponenttien, lähinnä moottori- ja taajuusmuuttajavaihtoehtojen tutkimiseen ja kartoittamiseen.

Varsinaisesti kauden aloituspalaveri pidettiin ja kausi 2015 aloitettiin 1.9. Tässä palaverissa päätettiin tiimiläisten vastuualueet ja päätettiin alustavan ideoinnin ja selvitystyön perusteella ensimmäiset tarkemmat suuntaviivat auton suunnittelulle.

Päätökset tehtiin sen perusteella, mitä vanhasta tiimistä seuraavalle kaudelle jatkavat opiskelijat olivat elokuun aikana kullakin osa-alueella alustavasti miettineet. Auton Design drivereiksi sovittiin seuraavaa:

- monokokkirunko, mikäli se on taloudellisesti mahdollista
- ABB:n taajuusmuuttajat, mikäli ABB:n lähteminen tiimin tukijaksi varmistuu, muussa tapauksessa otetaan HPF014:sta moottorit uusiokäyttöön ja etsitään niihin sopivat taajuusmuuttajat
- alusta 10 tuuman vannekoolla sekä vetotankojousituksella sekä jarrujärjestelmän ostokomponenttien hyödyntäminen HPF014:sta.

Konseptoinnin jälkeen näistä jäljelle jäivät loppujen lopuksi ABB:n invertterit, jarrujärjestelmän osat ja 10":n vanneko, kun todettiin, ettei resursseja monokokkirungon valmistamiseen ole ja runkotyyppin vaihtuminen aiheutti myös jousitustyyppin vaihtumisen työntötankojousitukseen. Tärkeintä kauden aloituksessa oli kuitenkin auton Design freeze eli sen ajankohdan, jolloin suunnittelun tulisi olla valmis, sopiminen heti kauden alussa olemaan 30.11.2014 ja päätös, ettei tätä päivämäärää muuteta. Viikkopalaverissa 8.9. sovittiin 21.9. deadlineksi sille, milloin tilamallien pitää olla pääkokoonpanossa. Viikkoa myöhemmin, 15.9. palaverissa, tehtiin moottorivalinta. Ideoinnin päätyttyä ja suunnittelukauden alettua kolmosluvussa kuvattu voimansiirron konseptointi kesti siis kaksi viikkoa. Tähän mennessä myös runko oli muutettu putkirungoksi.

4.2 Moottorin osien ja vaihteiston suunnittelu

4.2.1 Materiaalivalinnat

Moottorin ja vaihteiston kuoret päätettiin tehdä EN AW-7075 -alumiinista painon minimoimiseksi. Näin suunnittelua rajoittavaksi tekijäksi jäi lähinnä osien jäykkyys sekä esimerkiksi tiivistepinnan minimileveys. Moottorin päätylaipat tehtiin myös samasta materiaalista. Lisäksi käytettävän hammaspyörän keskiö, joka toimi samalla tripodin pesänä, tehtiin kokonaan 7075-alumiinista.

Moottorin akseli päätettiin tehdä lujasta nuorrutusteräksestä. Näin se voidaan koneistaa suoraan lopulliseen mittaansa eikä tarvita lämpökäsittelyä hyvien mekaanisten ominaisuuksien saavuttamiseksi. Näin säästettäisiin työvaiheissa kun ei

tarvittaisi karkaisun jälkeistä viimeistelykoneistusta tai -hiontaa. Materiaalivalinnassa päädyttiin lopulta erikoislujaan SSAB:n Toolox 44 -koneenrakennusteräkseen.

Vetoakseleissa käytettiin työkaluterästä. Se ei ole lujinta mahdollista, mutta käyttötarkoituksestaan johtuen työkaluteräs on suunniteltu niin, että muodonmuutokset lämpökäsittelyssä jäisivät mahdollisimman pieniksi. Osa työkaluteräksistä on ilmaan karkenevia, mikä on muodonmuutosten näkökulmasta erittäin hellä karkaisumetodi. Kaudella 2015 vetoakseleissa palattiin käyttämään aiemmilta kausilta tuttua Uddeholmin Orvar Supremea. Kaudella 2014 oli kokeiltu lujempaa materiaalia, mutta sen kanssa muodonmuutokset karkaisussa osoittautuivat paljon rajummiksi.

4.2.2 Tiivisteet

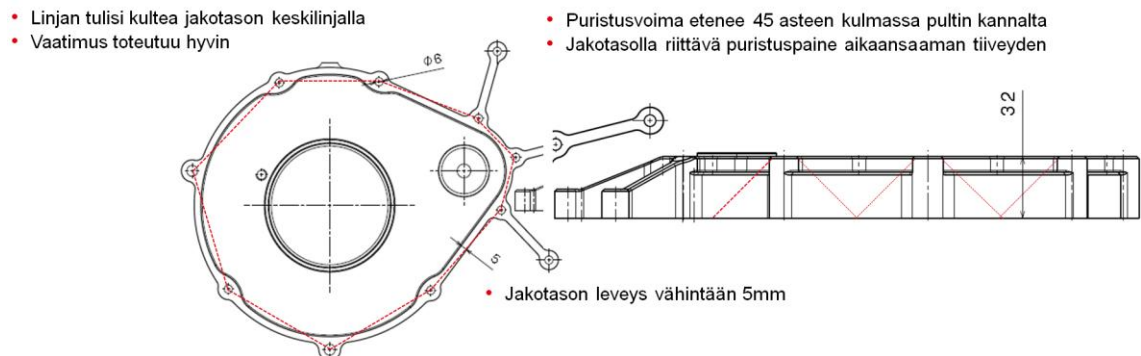
Kuorien tiivistys toteutettiin välyksettömällä anaerobisella Loctite 5188 -tasotiivisteellä. Sillä on lukuisia etuja verrattuna esimerkiksi O-rengas- tai paperitiivisteeseen. Tätä tasotiivistettä käytettäessä tiivistys perustuu siihen, että pieniviskositeettinen tiivisteneste täyttää epätasaisuudet tiivistettävissä pinnoissa. Se kovettuu joutuessaan hapettomaan tilaan. Koska tiivistettävät kappaleet ovat suoraan kiinni toisissaan, ei tiivisteiden mittoja tarvitse huomioida rakennetta suunnitellessa. Sen vaatima minimileveys tiivistetasolle on vain 5 mm, mikä sallii pienet ja kevyet rakenteet, eikä se vaadi niin paljoa jäykkyyttä ja seinämävahvuutta kuin O-rengastiivistys. Mikäli rakenne on joustava ja kiinnitysruuvien väli pitkä, kokoon puristettu O-rengas saattaa kammata osat hieman irti toisistaan ruuvien väleistä. Sen sijaan tiivisteliima osaltaan liittää kuoren puolikkaita yhteen ja täten parantaa kokonaisuuden jäykkyyttä.

Akselien osalta tiivistyksessä päätettiin luottaa huulitiivisteellisiin laakereihin. Näin saataisiin yksinkertaisempi ja kompaktimpi rakenne, kun erillisiä huulitiivisteitä ei tarvita. Yksikään akseli ei varsinaisesti ui öljypinnan alapuolella, ja laakerit istuvat kevyellä ahdistussoviteella akseleissa tiiviisti. Laakerien ulkokehät voi tiivistää kuoreen esimerkiksi heikon laakerilukitteen avulla. Pyörintänopeudet ovat varsin maltilliset, joten laakereiden huulitiivisteiden pitäisi kestää helposti, vaikka halkaisija onkin suurempi kuin akselissa itsessään.

Täyttö- ja tyhjennyspropuissa käytettiin hydraulijärjestelmiin tarkoitettuja kumitiivisteitä, joita kiertää oma, metallinen tukirengas. Se pystyy tarpeen tullen tiivistämään hieman naarmuisenkin pinnan ja myös estää proppua löystymästä.

4.2.3 Kotelointien suunnittelu

Moottorin kuoren ja vaihteiston kuoren jakotaso päätettiin tehdä niin, että moottorin kuoren korkeus jäisi mahdollisimman pieneksi. Tämä tehtiin monesta syystä. Moottorin pääty on pinta-alaltaan huomattavasti suurempi joten materiaalihukka ja koneistusaika haluttiin minimoida. Koska staattorit osaltaan jäykistäisivät niitä ja kuormitus etenisi niitä pitkin lähinnä materiaalin suunnassa, ne eivät olisi jäykkyyden suhteen niin vaativia. Lisäksi käytetystä tiivistystavasta johtuen vaihteiston kuoren taas pitäisi olla jäykkä, jotta kiinnitysruuvien määrä voitaisiin minimoida. Henkeliltä saadun ohjeistuksen mukaan tukipisteistä tiivistettävän pinnan keskelle kiinnikkeiden väliin saisi olla enintään 45 asteen kulma, eli jos pultin kanta on $D = 10 \text{ mm}$ ja kuoren paksuus 20 mm , pulttien välinen etäisyys keskeltä keskelle saisi olla enintään $(2 * 5 + 2 * 20) \text{ mm} = 50 \text{ mm}$. Vaatimuksia havainnollistettu kuvassa 2.



Kuva 2. Suunnitteluohjeita käytettäessä anaerobista tiivisteliimaa.

Staattoreiden etupuolella oli kuusi 60° :n välein ollutta M6 -ruuvinreikää. Takapuolelle koneistettiin vastaavat samoihin kohtiin suoraan linjaan olemassa olevien ruuvinreikien kanssa. Näin kuorten suunnittelu oli helpompaa. Samoja ruuveja pyrittiin mahdollisuuksien mukaan hyödyntämään paitsi moottorin kuoren myös vaihteiston kuoren kiinnitykseen. Samoja ruuveja käytettiin myös voimansiirron ripustamisessa autoon niin, ettei runkiinnityksessä tarvittu yhtään omaa, ylimääräistä ruuvia.

Koska vetoakselit haluttiin symmetrisiksi kummallekin puolelle, piti käytettävän hammaspyörän akseli saada etu- ja takamoottorin väliin niin että ne olisivat suorassa linjassa keskenään. Lisäksi tripod-nivelen pesät pyrittiin saamaan suunnilleen samalle korkeudelle takapyörän napojen kanssa. Jälkimmäinen tarkoitti, että välitys ikään kuin nousisi viistosti hieman ylöspäin. Tarkka akseliväli, ja täten tripodin pesän etäisyys

maasta, tulisi kuitenkin määräytymään lopullisen akselivälin mukaan eikä niinpäin että hammaspyörät suunniteltaisiin tietylle akselivälille. Näin voitaisiin optimoida hammaspyörien mitoitus.

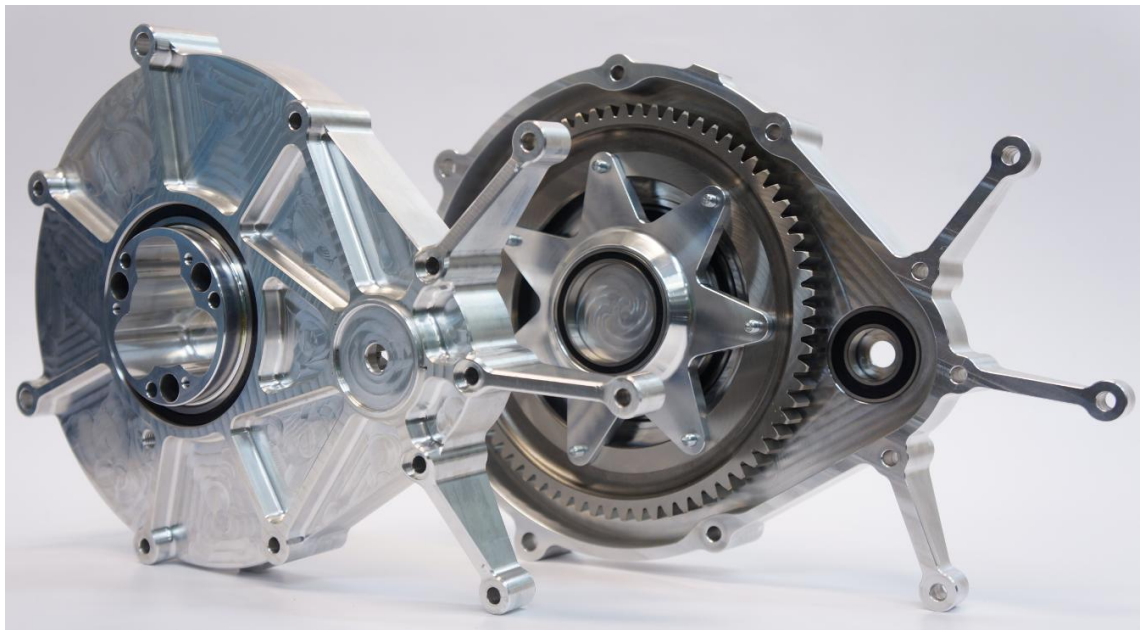
Koska vaihteistosta haluttiin mahdollisimman ohut ja kompakti niin että kokonaisuus olisi kuitenkin mahdollisimman jäykkä, päädyttiin tripodin pesän laakeroinnissa hieman poikkeavaan ratkaisuun (kuva 3). Laakerin sisäpuoli tuli kiinni koteloon, ja käänteisen laakeripesän keskellä olisi upotettuna kaksi ruuvia, joilla moottorin pääty kiinnittyy staattoreihin: toisella etummaiseen ja toisella takimmaiseen moottoriin. Näin saatiin maksimoitua staattoreiden toisiaan lähimmän kiinnittymispisteen materiaalivahvuus ja jäykkyys tinkimättä rakenteen keveydestä. Näin myöskään kotelon sisälle tulevien kiinnitysruuvien kantojen vaatimaa tilaa ei tarvinnut huomioida muussa suunnittelussa. Lisäksi ruuvien tiivistys oli helppo toteuttaa käyttämällä tässäkin huulitiivisteellistä laakeria. Tämä ratkaisu vaikutti myös laakerisovitteen suunnitteluun, koska tiukemman sovitteen tulisi olla siinä osassa, jonka pyörintänopeus vaihtuu, yleensä akselissa. Tässä tiukempi sovite oli siis laakerin ulkokehällä.

Tämänkaltaisen voimansiirron valmistuksessa pitää huomioida useita asioita. Evolventtihammaspyörät kestävät hyvin, mikäli akseliväli ei ole täsmälleen suunnitelluissa mitoissa. Akselien tulisi kuitenkin olla hyvin tarkkaan samansuuntaiset, sillä mikäli akseleissa on kulmapoikkeama, hammaskontakti huononee ja hammas rasittuu epätasaisesti. Tämä voi johtaa ennenaikaiseen kulumiseen, lisääntyneeseen ääneen, huonontuneeseen hyötysuhteeseen sekä ennenaikaiseen vaurioon. Myös akselin taipuma kuormituksen alla niin, että taipuma aiheuttaa kulmaeron akseleiden välille, vaikuttaa samansuuntaisesti.

Yksi käytetty ratkaisu tämän varmistamiseen on, että molempien akseleiden molemmat laakeripesät koneistetaan samalla kiinnityksellä. Tämä luonnollisesti edellyttää kuoren suunnittelua niin, että molemmat akselit on laakeroitu molemmista päistään samaan kotelon osaan. Periaatteessa riittäisi, mikäli kuori koneistetaan kahdesta eri puolikkaasta jotka kohdistetaan toisiinsa esimerkiksi kohdistustapeilla, ja laakeripesät koneistetaan yhdellä kiinnityksellä niin, että kuoret ovat liitettynä toisiinsa. Kummankin kaltainen ratkaisu olisi ollut kuitenkin liian painava ja kömpelö tähän tarkoitukseen. Niinpä asiaan piti löytää toinen ratkaisu.

Lisäksi haastetta aiheutti se, että hammaspyörien koon ja kestoian sekä akselin koon optimoimiseksi haluttiin molemmat hammaspyörät laakeroida kummaltakin puolelta, jotta akselin taipuma ja rasitukset jäisivät mahdollisimman pieniksi. Tämä tarkoitti sitä, että moottorin akseliin tulisi yhteensä kolme laakeria. Nämä pitää saada tarkasti linjaan toistensa kanssa, sillä muuten ne aiheuttavat akselille ja laakereille ylimääräistä rasitusta ja myös hyötysuhde heikkenee.

Jotta moottorin akselin kolme laakeria olisivat linjassa, käytettiin itse akselia apuna kohdistettaessa vaihteiston kuorta moottorin kuoreen. Ruuvireiät puolestaan tehtiin hieman väljiksi, tarkoituksena, että ruuvit eivät vahingossakaan osallistuisi kuorten kohdistukseen. Kiristysvoima mitoitettiin riittäväksi, jotta kitka pitää kuorenpuoliskot liikkumattomina toistensa suhteen. Näin pyrittiin minimoimaan moottorin akselin kannalta virheellisen kohdistuksen mahdollisuus. Vaihteiston kuoren takapään kohdistamisessa taas käytettiin ratkaisuna kahta kohdistusholkkia. Vaihteen kuoren rakennetta havainnollistettu kuvassa 3.



Kuva 3. Vaihteiston rakenne. Kotelon kehällä näkyvät kaksi suurempihalkaisijaista reikää ovat kohdistusholkin reiät.

Kunnollisen CNC-koneistuskeskuksen tarkkuus on oikein käytettynä erittäin hyvä. Tämä tarkoittaa sitä, että mitat, kuten akseliväli ja kohdistusholkkien sijainti, ovat hyvin toistettavissa kappaleesta toiseen, mikäli ne koneistetaan kaikki samalla kiinnityksellä. Vaihteen kuoressa on neljä piirrettä, kaksi laakeripesää ja kaksi kohdistusholkin reikää,

jotka pitää pystyä koneistamaan samalla kiinnityksellä. Se onnistuu helposti. Moottorin kuori on huomattavasti haastavampi. Siinä tarkkoja piirteitä ovat kaksi laakeripesää, kaksi kohdistusholkkia sekä kuoren kohdistus moottorin etupäätyyn. Lisäksi siinä on kuoren keskitys toisen moottorin takapäätyyn ja toisen moottorin akselin takalaakeri, mutta näille tärkeintä on se, että ne on koneistettu keskenään samalla kiinnityksellä. Vaihteiston toiminnan kannalta tärkeistä piirteistä käytettävän akselin käänteinen laakeripesä ja moottorin kuoren moottoriin keskittävä kehä ovat eri puolella kuorta, joten ne on mahdoton koneistaa samalla kiinnityksellä. Tämä vaatii tarkan jiggin, eli paikoittamisessa ja kiinnittämisessä käytettävän kiinnittimen käyttämistä koneistuksessa.

Mikäli moottorin kuoret koneistetaan ensin, ne voidaan tarkistusmitata ja mittaustuloksen perusteella tarpeen tullen säätää vaihteen kuorta koneistettaessa CAM-ohjelmistossa arvoja niin, että vaihteen kuoren mitat saa täsmäämään paremmin moottorin kuoren mittoihin.

4.2.4 Moottorin akselin suunnittelu

Moottorin roottori tuli irtonaisena, niin että siinä oli koottuna vain lamellit ja magneetit niiden sisässä. Jotta moottori toimisi speksien mukaisesti, piti sisään roottorin sisään liittää Siemensin ohjeiden mukainen rautaholkki. Tämä holkki kiinnitettiin roottoriin ahdistussoviteella. Sen sisäpintaan puolestaan tehtiin lyhyelle matkalle tarkalla soviteella keskityspinta roottorin päädyille. Momentin siirto roottorin ja roottorin päätyjen välillä toteutettiin koneistamalla roottorin sisäholkin päätyihin ja päätyjen ulkokehälle kruunumainen sovite. Päädyt tehtiin painonsäästön vuoksi alumiinista.

Roottorin päätyjen kiinnittämisessä itse akseliin käytettiin DIN 5480 -hammastusta kylkikeskityksellä. Kyseessä on yleisesti käytössä oleva ratkaisu, jolla on hyvä momentinsiirtokyky. Samaa hammastusta käytettiin myös hammaspyörän kiinnittämisessä akseliin. Koska Tasowheel Oy koneisti DIN-hammastukset kaikkiin osiin: akseliin, roottorin päätyihin ja hammaspyöriin, pystyttiin hammastuksen sovite tekemään tarkemmaksi koska akselit pystyttiin tekemään ensin ja tämän jälkeen hakemaan hammastuksen sovite muissa osissa kohdilleen.

4.2.5 Tripodin pesien suunnittelu

Tripod-vetonivelen pesä toimi samalla käytettävän hammaspyörän keskiönä ja akselina. Täten tripod-nivelen koko määritti akselin ja vaihteiston kuoren välisen laakerin koon. Yleensä tripodin pesä valmistetaan teräksestä, tai siinä on vähintään teräsinsertit nivelen rullien kohdalla. HPF015:n tapauksessa kuitenkin sekä sisemmät että ulommat tripodin pesät valmistettiin pelkästä alumiinista. Kyseistä valmistustapaa oli testattu jo aiempina vuosina ja havaittu, että tripodin pesässä esiintyvä pitting eli materiaalin väsymisestä johtuva pinnan kuoppautuminen pysyy varsin maltillisena niin pitkään, että testauksen määrästä riippuen koko kausi tultaisiin toimeen joko yksillä tai kaksilla kappaleilla. Pelkästä alumiinista koneistamalla pesistä saatiin sekä yksinkertaiset että kevyet. Herzin pintapaineen mukaan laskettaessa tulos olisi, että täysalumiiniset tripodin pesät ei voi toimia, eivätkä ne yhtään pitkäikäisemmissä sovelluksissa toimitakaan. Vaurioituminen on kuitenkin tarpeeksi hidasta, jotta niitä voidaan tässä tapauksessa käyttää. Tämä on siis täysin testaamisen kautta toimivaksi havaittu valmistustapa.

4.3 Hammaspyörien suunnittelu ja mitoitus

Ajoneuvovaihteiden suunnittelu eroaa monella tapaa teollisuusvaihteista. Ajoneuvojen vaihteistoja valmistavilla yrityksillä saattaa olla omat, hieman poikkeavat metodinsa hammaspyörien mitoitukseen ja lisäksi heillä on mittava kokemuksen, testauksen ja käyttötapauksista syntyneen datan määrä käytettävissään. Ulkopuoliset eivät kuitenkaan näihin tietoihin pääse käsiksi. Tästä syystä hammaspyöriä mitoitettaessa jouduttiin turvautumaan teollisuusvaihteiden mitoitusta koskeviin standardeihin ja ohjeisiin.

4.3.1 Standardit ja lähdemateriaali

Hammaspyörien lujuuslaskentaa käsitellään useissa eri standardeissa, kuten ISO 6336. ISO 6336 jakaa lujuuslaskennan kolmeen eri tarkkuusluokkaan: metodit A, B ja C, joista A on tarkin ja C karkein [7]. SFS-standardeista asiaa käsittelee SFS 4790, joka perustuu standardiin ISO 6336-I...III, [8] vastaten tarkkuudeltaan lähinnä ISO 6336:n metodia C [9]. HPF015:n hammaspyörien mitoituksessa käytettiin standardia SFS 4790, niin että joitain tiettyjä, esimerkiksi materiaalien ominaisuuksiin liittyviä

arvoja katsottiin tarkempina standardista ISO 6336. Standardien yhtenäistämisen myötä SFS 4790 on kuitenkin hiljattain poistunut käytöstä, ja se on korvattu standardilla ISO 6336 (SFS-ISO 6336).

Hammaspyörien geometriset arvot laskettiin SFS 3389 [10] mukaan. Muita suunnittelussa käytettyjä standardeja olivat SFS 3093 (moduulit) [11], SFS 3094 [12] ja 3095 (perusprofiili) [13]. SFS 4790- ja ISO 6336 -standardit pitävät itsessään sisällään listauksen tarpeellisista viitestandeista. Standardien lisäksi mitoituksessa ja suunnittelussa apuna toimi Koneenosien suunnittelu -kirja [9]. Lisäksi joitain tietoja, kuten ajoneuvovaihteissa tavanomaisesti käytettävä käyttökerroin, saatiin selvitettyä epävirallisista lähteistä Saksasta.

4.3.2 Poikkeavuudet teollisuusvaihteisiin nähden

Teollisuuden sovelluksissa moottorin pyörintänopeus on yleensä vakio ja myös hammaspyörien mitoitus SFS 4790:n mukaisella menetelmällä perustuu tähän oletukseen. Ajoneuvokäytössä tasainen pyörintänopeus kuitenkin saavutetaan harvoin, ja tällöinkin nopeus voi periaatteessa sijoittua mihin vain pyörintänopeusalueen kohtaan. Kilpa-ajoneuvoissa asia korostuu entisestään, kun liiketila on käytännössä koko ajan muutoksessa. Tästä syystä pitää arvioida keskimääräinen rasitus (pyörimisnopeus, vääntömomentti), jolla hammaspyörät mitoitetaan. Standardissa ISO 6336 osassa 6 [14] tosin käsitellään hammaspyörien mitoitusta muuttuvan kuormituksen alla, mutta SFS 4790 ei tähän ota kantaa. Iso 6336-6:n hyödyntäminen olisi tuottanut tarkemman tuloksen, mutta sen soveltaminen olisi vaatinut paitsi tarkempaa tietämystä kuormitustilanteista, myös reippaasti enemmän aikaa.

Teollisuushammaspyöriä mitoitettaessa käytetään 1 %:n vauriotodennäköisyyttä materiaalivakioissa, jolloin varmuus on niiden kautta jo valmiiksi mukana laskennassa. Tämä mahdollistaa varmuuskertoimen 1 käyttämisen, mikäli käytön todelliset rasitukset ovat tiedossa [9, s. 524]. Ajoneuvovaihteita suunniteltaessa voidaan sallia suurempi, esim. 10 %:n vauriotodennäköisyys materiaalivakioissa [8]. Kauden 2013 kokemuksen perusteella, jolloin hammaspyörissä käytettiin varmuuskerrointa 1, pudotettiin varmuuskerroin 0,9:ään kaudelle 2015.

Teollisuusvaihteita suunniteltaessa tavoitellut kestoiät ovat pitkiä, tavanomaisesti 20 000 h [9, s. 521]. Formula Student -autolle realistinen käyttöikä on noin 30 h,

riippuen lähinnä testauksen määrästä. Koska tavoiteltiin pitkää testikautta eikä haluttu ottaa riskiä että vaihteistoremontti jouduttaisiin tekemään Euroopassa kenttäolosuhteissa, mitoituksessa kestoikä oli määritelty 40 tuntiin. On vaikea sanoa, kuinka paljon vaikutusta tavanomaisesta murto-osan olevalla käyttöiällä on mitoitukseen, mutta on oletettavissa, että laskentatarkkuus on huonompi. Tämä vaikuttaa oletettavasti varmaan suuntaan, kuten suurin osa epätarkkuuksista SFS 4790:n mukaan mitoitettaessa.

Teollisuusvaihteistoissa kestävämpi ja hiljaisempi hammastus saavutetaan yleensä käyttämällä vinohammastusta [9, s. 505]. Niissä vaihteiston kuoret ja akseloinnit voivat olla jäykkiä ja raskaita ilman negatiivisia vaikutuksia ja myös kestävämmille laakereille on helposti tilaa. Tällöin vaihteiston osat kestävät vinohammastuksen aiheuttamat aksiaalikuormat. Koska Formula Student -sovelluksessa myös vaihteiston massalla ja tilantarpeella on merkitystä, ei vinohammastusta kannata kokonaisuuden kannalta käyttää. Periaatteessa nuolihammastuksen käyttäminen on hyvä vaihtoehto, mikäli halutaan saavuttaa vinohammastuksen edut ilman aksiaalikuormaa, mutta näin pienellä teholla ja kestoikäällä sillä ei valmistustekniikasta johtuen saavuteta juuri muuta kuin ylimääräisiä kustannuksia.

Akseliväli säädetään teollisuusvaihteissa yleensä johonkin haluttuun standardimittaan [9, s. 498]. Tämä mahdollistaa saman kotelon käytön useammalla eri välityssuhdevaihtoehdolla varustettuna. Tällöin joudutaan kuitenkin toisinaan käyttämään epäedullista profiilinsiirtoa. Standardin DIN 3992 mukaan olisi suositeltavaa mikäli profiilinsiirtojen summa on välillä $x_1 + x_2 \sim (0,7 - 1,3)$ niin, että $x_1 \sim 0,5$ ja $x_2 \sim 0,5$ [9, s. 499]. Käytännössä standardiakseliväliin pääsemiseen pitää kuitenkin käyttää välillä jopa negatiivista (keskiötä kohti tapahtuvaa) profiilinsiirtoa, joka heikentää hampaan tyveä. Formula Student -sovelluksessa tätä ei kuitenkaan tarvitse miettiä, vaan profiilinsiirto voidaan valita sen mukaan, millä saadaan hammaspyörät kestävämmän ja toimimaan parhaiten.

4.3.3 Vauriomekanismit

Standardi SFS-ISO 10825:2012 [15] käsittelee hammaspyörien hampaiden kulumista ja vaurioitumista sekä siihen liittyvää termistöä. Vaurioitumismekanismeja ovat esimerkiksi kemiallinen korroosio, plastiset muodonmuutokset, erilaiset hampaan pinnan väsymisilmiöt ja hampaan leikkautuminen. Kaikkia mahdollisia

vauriomekanismeja ei kuitenkaan tarvitse tai olemassa olevilla menetelmillä edes pysty ottamaan huomioon hampaiden mitoituksessa. SFS 4790:n mukaan laskettaessa mitoitus perustuu pintapaineeseen ja tyvilujuuteen, joita vastaavat vauriomekanismit ovat kuoppautuminen (pitting) ja taivutusväsyminen (bending fatigue) [8].

Tarkasteltaessa näitä kahta vaurioitumismekanismeja huomataan, että pitting aiheuttaa hampaassa pinnan vaurioitumisen ja täten hyötysuhteen laskua ja äänitason nousua, muttei johda välittömästi tai välttämättä pitkänkään ajan kuluessa välityksen tai vaihteiston tuhoutumiseen. Äänitason nousu puolestaan varoittaa heti, kun kuoppautumista alkaa esiintyä merkittävässä määrin. Hampaan tyven pettäminen taas saattaa tulla ilman havaittavaa ennakkovaroitusta ja aiheuttaa hyvin suurella todennäköisyydellä vaihteiston vaurioitumisen toimintakyvyttömäksi. Hammaspyörän nimellinen tehonkesto muodostuu sen mukaan, kumman (pintapaineen vai tyvilujuuden) suhteen varmuuskerroin on pienempi. Varmuuskertoimia vastaavien vauriomekanismien takia halutaan, että rajoittavana tekijänä toimii varmuus pintapaineen suhteen. Tähän voidaan vaikuttaa hammaspyörien suunnittelulla. Suunnittelulla voidaan vaikuttaa myös siihen, kuinka suureksi ero muodostuu. Mitä suurempi ero on, sitä todennäköisempää on että vaihteisto antaa varoituksen, ennen kuin mitään vakavaa vauriota pääsee syntymään.

4.3.4 Välityssuhteen valinta

Moottoripaketin designin vuoksi akseliväli haluttiin noin 102 millimetriin, sallittu väli 100-103 mm. Tällöin moottorit saataisiin aseteltua tiiviisti, tripodin pesä sopivalle korkeudelle ja täten haluttu design toimimaan kunnolla.

Moottorin käyttökiertoaluku taas haluttiin pitää pois kentänheikennysalueelta. Syyt tähän löytyvät riskeistä, jotka sisältyvät siihen tapaan, jolla invertterit ohjaavat moottoria kentänheikennysalueella. Ohjaustekniikkaan ei kuitenkaan tässä työssä perehdytä sen tarkemmin. Toisaalta taas hyötysuhteen kannalta olisi sitä parempi, mitä pienempi vääntö ja täten virta moottorilta vaaditaan tietyn takapyöräväännön saavuttamiseksi ($P = R\dot{\theta}^2$). Koska huippunopeudet dynaamisissa osioissa ovat varsin maltillisia kiihdytystä lukuun ottamatta ja kiihdytyksen loppuosio muodostaa ajallisesti mitättömän osuuden kilpailuosioista, päätettiin tehdä kompromissi sen suhteen, ettei rajoitus kentänheikennysalueen käyttämisestä koske kiihdytystä. Välityssuhdetavoite asetettiin lukemaan 4,7, jolloin 5000 rpm ylitetään ja kentänheikennys alkaa hieman yli 90 km/h

vauhdissa. Vääntömomenttia puolestaan pitää tällöin alkaa rajoittamaan noin 60 - 65 km/h vauhdissa jottei tehorajaa ylitetä riippuen toteutuneesta hyötysuhteesta ja siitä, kuinka paljon moottorista saataisiin vääntöä irti. Laskennallisesti, mikäli moottorista saataisiin irti datalehden mukainen vääntömomentti, olisi taka-akselivääntö suurempi kuin mitä renkaan mekaaninen pito pystyy välittämään. Täten kentänheikennysalueen rajaaminen välityksellä käyttökierronalueen ulkopuolelle ei vaikuttaisi auton suorituskykyyn. Mekaniikan suunnittelua varten välitykselle sallittiin vaihteluväli välille 4,3-5,0, tavoitteena 4,7.

Hammaspyörien kokoa, hammaslukumäärää ja lopullisen akselivälin arviointia ohjaavat useat suositukset ja rajoitteet. Nopeakäyntisen vaihteen pienemmän hammaspyörän suositeltu minimihammasluku on 16 [9, s. 501]. Hammaspyörien profiilinsiirtokertoimien summan olisi suositeltavaa olla ~ 1 (0,7-1,3), mikä akseliväliä iteroidessa tarkoittaa, että akselivälin ilman profiilinsiirtoa tulee olla n . moduulin verran pienempi kuin haluttu lopullinen akseliväli [9, s. 499]. Käyttämässämme kokoluokassa moduulit menevät 0,25 välein. Näistä moduulit 1,5, 2, 2,5... kuuluvat moduulisarjaan 1, jota suositellaan käytettävän ensisijaisesti. Moduulit 1,75, 2,25, 2,75... kuuluvat sarjaan 2 [9, s. 496]. Hammaspyörien hampaiden lukumäärässä puolestaan kannattaa pyrkiä siihen, että hammaspyörien hammasluvut eivät ole jaollisia keskenään [16, s. 318].

Välityssuhde- ja akselivälitavoitteen pohjalta laadittiin Excel-taulukko, jonka avulla iteroitiin eri moduuleille sopivia käytävä hammaspyörä – käytettävä hammaspyörä - yhdistelmiä, joilla ne voitaisiin saavuttaa. Pienemmälle hammaspyörälle asetettiin sallituksi minimihammasluvuksi 16. Lisäksi tavoitteellisiksi, muttei pakollisiksi maaleiksi asetettiin sarjan 1 moduulien käyttäminen ja hammaslukujen yhdistelmä niin, etteivät ne ole toisillaan jaolliset. Iterointi suoritettiin moduuleille väliltä 1,75-2,75. Näistä $m = 2,75$ ja $m = 2,5$ jouduttiin hylkäämään suoraan, koska välityssuhde jäisi liian pieneksi. Kauden 2013 vaihteistoa suunniteltaessa oltiin havaittu, että mitä suurempaa moduulia käyttää, sitä parempi on varmuus tyvilujuuden suhteen. Tästä syystä, koska moduulilla 2,25 päästiin hyvin lähelle haluttua välityssuhdetta, otettiin alustavasti tarkempaan laskentaan hammaspyöräparit joiden arvot olivat $m_n = 2,25$; $z_1 = 16$; $z_2 = 72$ ja $z_1 = 16$; $z_2 = 73$. Näistä jälkimmäinen valikoitui lopulta vaihteeseen.

4.3.5 Mitoitus

Kuormanvaihtoluvun laskennassa käytettiin arvioitua keskimääräistä kierroslukua. Arvio saatiin tutkimalla viimeaikaisia sähkökäyttöisten Formula Student -autojen endurancetuloksia ja laskemalla niiden autojen keskinopeudet, joiden arvioitiin olevan suorituskyvyltään lähellä tulevan HPF015:n taso. Tämä suhteutettiin valittuun välilykkeseen ja siitä saatiin moottorin keskimääräinen pyörintänopeus. Muita ajo-osioita ei nähty olevan syytä huomioida, sillä niiden osuus sekä kilpailuista että testaamisesta on marginaalinen eivätkä nopeudet poikkea merkittävästi.

Muussa laskennassa taas käytettiin keskiarvosta n. 20 % korotettua kierroslukua. Tällä pyrittiin ottamaan huomioon korkeampien kierroksien aiheuttama suurempi rasitus. Samoin vääntömomentin arvona käytettiin keskimääräisestä vääntömomentista korotettua lukemaa kompensoimaan pienillä kierroksilla ja täydellä väännöllä syntyvää kovaa rasitusta. Pitää kuitenkin huomioida, että nämä ovat vain epätarkkoja ja keskiarvoistettuja arvioita ääritilanteiden korottavasta vaikutuksesta rasitukseen. Suositeltavaa olisi, mikäli vain tekijöitä tai aikaa on tarpeeksi, käyttää ISO 6336-6:n mukaista laskentaa, jolloin eri kuormitustilanteiden vaikutuksen kestoikään pystyy laskemaan huomattavasti tarkemmin.

Autojen vaihteistojen hammaspyörissä tavallisesti käytetty käyttökerroin saatiin selvitettyä epävirallisia reittejä pitkin. Näiden tietojen mukaan se olisi 1,25. Kirjallisuuslähde tälle ei kuitenkaan löytynyt, joten tietoon kannattaa suhtautua varauksella. SFS 4790:n mukaan tämä käyttökerroin esiintyy, mikäli käyttävän koneen käynti on muotoa ”keskisuuret sykäykset” (esim. monisyylinterinen polttomoottori) ja käytettävän koneen käynti on muotoa ”tasainen”. Mikäli auton käyttötila voidaan tosiaan lukea tasaiseksi käynniksi ja koska käytössämme oli polttomoottorin sijaan sähkömoottori, olisi tässä tapauksessa voinut käyttää vieläkin pienempää käyttökerrointa. Koska toisaalta kilpa-ajoneuvon käyttö on huomattavasti epätasaisempaa ja rankempaa kuin tavallisen henkilöauton ja toisaalta koska tieto oli varmentamattomasta lähteestä, päätettiin käyttökerroin pitää 1,25:ssä.

4.3.6 Excel-laskuri

Laskentaa varten laadittiin Excel-taulukko, joka on luovutettu Metropolia Motorsportin vapaaseen käyttöön. Taulukon laskenta perustuu standardeihin SFS 3389

(hammaspyörän geometria) sekä SFS 4790 (hammaspyörän mitoitus väsymisen suhteen) lukuun ottamatta edellä esiteltyjä pieniä poikkeuksia kahden eri kierrosluvun käyttämisestä laskennasta, sekä tiettyjen arvojen ottamista tarkempina ISO 6336 -standardista. Tuloksena laskuri antaa varmuuskertoimet S_H ja S_F pintapaineen ja tyvilujuuden suhteen. Laskuriin itseensä on merkitty varmuuskerrointen laskemiseen käytetyt kaavat (kuva 4) ja jokaiseen syötettävään arvoon on liitetty joko selite tai viittaus sen standardin siihen kohtaan, jossa arvo selitetään. Tästä syystä laskentaa tai laskurin toimintaa ja käyttöä ei käsitellä tässä työssä enempää kuin välttämätöntä työn ymmärtämisen kannalta.

Laskurin "lähtötiedot"-välilehdelle syötetään käyttävän ja käytettävän hammaspyörän, koteloinnin/laakeroinnin sekä kuormittavan moottorin tiedot. Näitä ja standardien SFS 3389 sekä SFS 4790 mukaista laskentaa hyödyntäen lasketaan loput tarvittavat lähtötiedot. Taulukkoon syötettävistä luvuista on merkitty tunnus, arvo (laskennassa tarvittava lukuarvo), yksikkö, ja selite. Selitteessä on joko tekstimuotoisena suomenkielinen selite arvolle tai viittaus käytetyn standardin kohtaan, jossa asiaa käsitellään. Täten laskurin käyttö onnistuu helposti jokaiselta, jolla on käytettävissään kyseiset standardit.

Toisella, "Kertoimien laskenta" -välilehdellä on syötettynä tai laskettuna laskennassa tarvittavat kertoimet. Jotkin niistä lasketaan suoraan syötettyjen lähtötietojen avulla, osaan taas löytyy standardeista valintaohjeet. Itse syötettävissä kertoimissa on viittaus siihen standardiin ja lukuun, josta löytyvät kertoimen valintaan liittyvät ohjeet.

Kolmannella, "Laskenta"-välilehdellä on koostettuna SFS 4790:n mukaiset laskukaavat, jotka liittyvät laskentaan pintapaineen mukaan sekä tyvilujuuden mukaan. Itse laskuriin liittyen sieltä löytyy muutama välitulos sekä tuloksiksi lasketut varmuuskertoimet. Pintapaineen suhteen lasketaan varmuusluku sekä hampaan kyljen vierintälujuudelle (S_H) että hampaan kyljen vierintälujuudelle yksittäisryntöpisteestä laskettuna (S_{HB}). Tyvilujuuden suhteen taas lasketaan varmuusluku tyvilujuuden suhteen (S_F) sekä käyttävälle että käytettävälle hammaspyörälle erikseen (kuva 4).

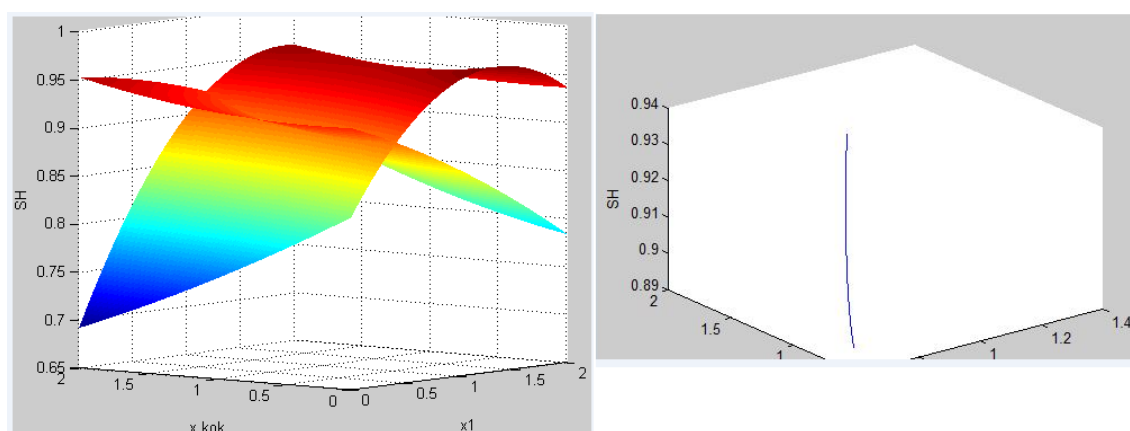
Laskenta pintapaineen mukaan		Laskenta tyvilujuuden mukaan	
$\sigma_{H0} = Z_H * Z_E * Z_\epsilon * Z_\beta * \sqrt{(f_z / (d_1 * b)) * (u + 1) / u}$		$\sigma_{F0} = F_T / (b * m_n) * Y_{Fa} * Y_{Sa} * Y_\epsilon * Y_\beta$	
$\sigma_H = \sigma_{H0} * \sqrt{(K_A * K_V * K_{H\beta} * K_{H\alpha})}$		$\sigma_F = \sigma_{F0} * K_A * K_V * K_{F\beta} * K_{F\alpha}$	
$\sigma_{HB} = Z_\beta * \sigma_H$		$\sigma_{FP} = (\sigma_{F_{lim}} * Y_{ST} * Y_{NT}^n) / (S_{F_{min}} * Y_{\delta_{relT}} * Y_{R_{relT}} * Y_X)$	
$\sigma_{HP} = (\sigma_{H_{lim}} * Z_N) / (S_{H_{min}} * Z_L * Z_V * Z_\beta * Z_W * Z_X)$			
$S_H = (\sigma_{HP} * S_{H_{min}}) / \sigma_H$		$S_F = (\sigma_{FP} * S_{F_{min}}) / \sigma_F$	
$S_{H_{min}} = 1$		$S_{F_{min}} = 1$	
Pieni pyörä		Pieni pyörä	Iso pyörä
$\sigma_{H0} = 1504,851$		$\sigma_{F0} = 533,4689$	150,9137
$\sigma_H = 1893,775$		$\sigma_F = 800,0824$	226,3363
$\sigma_{HB} = 1893,975$			
$\sigma_{HP} = 1707,282$		$\sigma_{FP} = 1000$	1000
$S_{H_{\sigma H}} = 0,901523$		$S_F = 1,249871$	4,418204
$S_{H_{\sigma HB}} = 0,901428$			

Kuva 4. Hammaspyörien mitoituslaskurin tulossivu.

4.3.7 Profiilinsiirron optimointi ja akselivälin valinta

Koska pienin varmuusluku ratkaisee hammaspyöräparin kestävyuden tiedetyllä kuormituksella ja halutulla kestoikäällä, voidaan kestävyyttä parantaa parhaiten vaikuttamalla niihin arvoihin jotka vaikuttavat pienimpään varmuuslukuun. Pääasiassa valitun moduulin ja käytetyn materiaalin ansiosta rajoittava tekijä oli selkeällä marginaalilla varmuusluku pintapaineen suhteen, juuri kuten haluttu. Pienemmäksi varmuusluvuksi haluttiin 0,9. Koska pintapaineen suhteen tähän vaikuttaa varmuusluku hampaan kyljen vierintälujuudelle sekä kokonaisuudessaan että yksittäisryntöpisteessä, vaikuttaisi näistä pienempi siihen millaiseksi hammaspyörä muotoutuisi. Laskiessa havaittiin, että näihin pystytään vaikuttamaan profiilinsiirrolla. Akselivälillä ja profiilinsiirron suhteilla saatiin vaikutettua sekä varmuuskertoimen suuruuteen, että varmuuskerrointen keskinäiseen suhteeseen. Pisteessä jossa nämä arvot kohtaavat, rajoittava tekijä on laskennallisesti mahdollisimman suuri.

Koska havaittiin että tietyissä pisteissä S_H ja S_{HB} ovat samat, tehtiin näiden pisteiden löytämiseksi matriisi. Tähän matriisiin laskettiin viisi eri kokonaisprofiilinsiirtoa ja jokaisella kokonaisprofiilinsiirrolla viisi eri jakaumaa käyttävän ja käytettävän hammaspyörän suhteen. Muut lähtöarvot pysyivät vakioina. Lasketut arvot syötettiin matlabin kahteen eri matriisiin joista toiseen S_H ja toiseen S_{HB} arvot kokonaisprofiilinsiirron ja käyttävän pyörän profiilinsiirron suhteen. Näin saatiin laskettua ensin kaksi toisensa leikkaavaa tasokuvaajaa ja tämän leikkauskohdan mukaan käyrä xyz-koordinaatistoon (kuva 5). Tältä käyrältä voitiin etsiä ne pisteet, jotka SFS 4790:n mukaisen laskennan perusteella olisivat parhaat, jotta haluttu varmuuskerroin saavutettaisiin mahdollisimman kapealla eli kevyellä hammaspyörällä.



Kuva 5. Profiilinsiirron optimointia Matlabilla.

Tuloksista havaittiin, että tarkastellulla välillä varmuuskerroin jatkoi kasvamistaan, mitä suuremmaksi kokonaisprofiilinsiirto kasvoi, ja että pienen pyörän profiilinsiirtokerroin kasvoi selkeästi voimakkaammin kuin suuren pyörän. Todellisuudessa profiilinsiirtoa ei kuitenkaan voi kasvattaa loputtomasti. Kokonaisprofiilinsiirto päätettiin valita siten että se olisi suositusten mukaisesti lähellä yhtä ja että akseliväli olisi kymmenesosamillin tarkkuudella. Näin akseliväliksi valittiin 102,2 mm.

4.4 Laakeroinnin suunnittelu

4.4.1 Laakeroinnin suunnittelussa huomioitavaa

Oikean laakerityypin valinnan ja laakerin oikean toiminnan kannalta on tärkeää huomioida tiettyjä asioita, tarvitaanko esimerkiksi aksiaalista vai radiaalista kantokykyä

tai molempia, kuinka tärkeä on hyvä hyötysuhde, ja niin edelleen. Koska sähkömoottorissa ja vaihteistossa, jossa on suorahampaiset vaihteet kuormitus on lähinnä radiaalista ja hyvä hyötysuhde tärkeää, osuu valinta kuulalaakeriin.

Metropolia Motorsport käyttää yhteistyökumppaniltaan Schaeffler Finlandilta saatuja laakereita. Laakerien esivalinta voidaan suorittaa suoraan Medias-tuoteohjelmasta, josta näkee eri laakerityyppien tiivistyksen ja voitelun, suurimmat sallitut pyörintänopeudet sekä maksimaalisen aksiaali- ja radiaalikuormituksen. Pyörintänopeudet vaihteiston kummallakin akselilla ovat tiedossa, ja maksimi radiaalikuormitus saadaan laskettua moottorin ja hammaspyörien tietojen perusteella.

Moottorissa ei ole öljyä, joten sinne tarvitaan luonnollisesti kestovoidellut laakerit. Koska moottorin akselin läpivienti vaihteiston puolelle haluttiin tiivistää laakereiden avulla, ilman erillistä tiivistettä, tarvittiin siihen kumisilla huulitiivisteillä varustetut laakerit. Myös ulosotto haluttiin tiivistää laakerin avulla. Koska vaihteiston laakereille haluttiin taata mahdollisimman puhtaat voiteluolosuhteet, myös loppuihin vaihteiston laakerointeihin valittiin huulitiivisteiset versiot, vaikka avoin voitelukin olisi ollut mahdollista.

Aksiaalikuormaa aiheuttavia ulkoisia tekijöitä ei juuri ole. Suurin näistä on roottoriin kohdistuva keskeiskiihtyvyys joka voi olla yli 1,5 kertaa putoamiskiihtyvyyden suuruinen. Myös osien lämpölaajeneminen eri tahtiin erilaisen lämpökuorman sekä materiaalien erilaisten lämpölaajenemiskerrointen vuoksi pitää ottaa huomioon sekä laakerityyppiä valittaessa että koneistustoleransseja mietittäessä. Laakerityyppiä valittaessa pitää valita sellainen kuulalaakeri, jossa on hieman radiaalivälystä laakerikuulien ja renkaiden välillä [17, s. 10, 11]. Tällöin aksiaalikuorman aiheuttaman siirtymän takia kuulat ja renkaat eivät muodosta niin jyrkkää ramppikulmaa ja pintapaine ei samoilla aksiaalivoimilla kasva niin suureksi. Asian havainnollistamiseksi voidaan kuvitella esimerkkinä ääritapaus, jossa laakerikuulilla ja renkailla on nollavälitys. Tällöin ramppikulma jää joustotkin huomioiden olemattoman pieneksi, joka johtaa siihen, että jo pienellä aksiaalikuormalla kuulat ja renkaat kohdistavat toisiaan kohti äärettömän suuren tukivoiman ja täten pintapaineen.

Moottorin akselin tapauksessa laakeripesä ja laakerin ulkorengas pysyvät paikallaan ja myös laakerin ulkorengaan hitausmomentti pyrkii pitämään laakerin aseman vakiona. Akselin pyörintänopeus taas muuttuu välillä suurellakin kulmakiihtyvyydellä, mutta

laakerin sisärenkaan hitausmomentti pyrkii vastustamaan muutosta. Tästä syystä akselin ja laakerin välillä pitää olla tiukempi sovite (esim. j5) kuin laakerin ja laakeripesän välillä (esim. H5) [17, s. 10, 11]. Laakerien toleranssit eivät ole määritelty ISO-toleranssijärjestelmän mukaan vaan ne määritellään DIN 620:n mukaan niin että mitoitus tapahtuu laakerin nominaalihalkaisijoiden mukaan [18, s. 400]. Koska akselilla on ahdistussovite, pienenee laakerikehien ja kuulien välys, kun laakeri asennetaan akselille. Tämänkin vuoksi on syytä valita laakerit, joissa radiaalivälys on vähintään normaali tai normaalia suurempi [18, s. 633]. Sovitetta valittaessa pitää tässä tapauksessa huomioida myös erilaiset lämpölaajenemiskertoimet: Laakerit ja akseli ovat terästä, laakeripesä alumiinia. Tässä tapauksessa kun takalaakerin ulkohalkaisija on 37 mm, halkaisijaero kasvaa 50 asteen lämpötilaerolla noin 0,02 mm. Se voidaan huomioida esimerkiksi pienentämällä koneistustoleranssin yläeromittaa hieman, tapauksissa, joissa se katsotaan tarpeelliseksi.

Koska ahdistussovite on akselin ja liukusovite laakeripesän puolella, kompensoituvat erot staattorin ja akselin pituuden lämpölaajenemisessa sillä, että vapaa laakeri, tässä tapauksessa takalaakeri, liukuu pitkittäin laakeripesässä. HPF015:n voimansiirrossa tämä toteutettiin suunnittelemalla laakeripesä ylipitkäksi kummastakin päästä ja asentamalla takalaakerin ulkokehälle kumijousi. Kumijousi aiheuttaa laakereihin pienen esijännityksen, jonka ansiosta laakerit toimivat nollavälyksellä. Näin aikaansaadaan hiljainen käyntiäänä ja design joka ottaa lämpölaajenemisen huomioon. [17, s. 10, 11.]

Koska käytettävällä akselilla eli tripodin pesässä takalaakerin asennus on toisinpäin, eli ulkokehä on akselilla ja sisäkehä pysyy paikallaan, pitää ahdistus- ja liukusovitteiden sijaintien muuttua vastaavasti. Myös tällä akselilla on takalaakerin esijännityksen aikaansaamiseksi käytetty kumijousta. Koska tämä kumijousi sijaitsee vaihteistossa, tilassa, jossa on öljyä, pitää kumimateriaalin olla öljynkestävää.

4.4.2 Mitoitus

Laakereiden mitoituksessa hyödynnettiin Schaefflerin BEARINX-ohjelmaa. BEARINX on onlinepohjainen ohjelma, josta Metropolia Motorsport on saanut lisenssin käyttöönsä. Ohjelmalla voidaan laskea laakerin arvioitu käyttöikä perustuen standardiin ISO 16821. Tietokoneavusteinen kuormituslaskenta huomioi mm. epälineaariset joustot, kippaukset, välykset, voitelu- ja puhtausolosuhteet, akselien ja napojen joustot ja laskee lisäksi maksimipintapaineet, ollen näin huomattavasti tarkempi kuin vanhan

standardin, ISO 281:n mukainen laskenta. [19.] Ohjelman tietokantaan on ladattu Schaefflerin omien laakereiden tarkat tiedot, joten laskutarkkuus on erittäin hyvä. Koska tiimi käyttää Schaefflerin laakereita, on oikeiden laakerien valitseminen ohjelman avulla helppoa.

BEARINX-ohjelmassa on erilaisia moduuleita/versioita. Käytetyllä Online Shaft Calculation -moduulilla lasketaan laakereiden kestoikä akseli kerrallaan. Akseli mallinnetaan ohjelmaan 2-ulotteisena. Tähän akseliin voidaan liittää eri laakereita tuentoineen ja erilaisia kuormituksia sekä vastamomentteja. Lisäksi määritellään voiteluolosuhteet, ympäristön puhtaus, laakereiden esijännitys yms. Esimerkiksi moottorin akselin tapauksessa kuormitusvaihtoehdoista löytyi suoraan hammaspyörä, johon pystyi määrittämään kaiken ryntökulmaa myöten. Tuloksena ohjelma antaa laakereiden kestoiän. Ohjelman saa myös määrittämään akselin taipuman.

4.5 Vetoakseleiden suunnittelu ja mitoitus

Vetoakselit valmistettiin yksiosaisina teräsvetoakseleina. Tällä tavoin vetoakseleista saa kohtuullisen kevyet, varmasti kestävät ja erityisesti pienihalkaisijaiset, mikä on tilankäytön kannalta edullisinta ja helpottaa alustasuunnittelua. Nivelinä käytettiin tripod-niveliä niiden ominaispainoon ja kokoon suhteutettuna suuren tehonsiirtokyvyn vuoksi.

4.5.1 Vetoakseleiden suunnittelussa huomioitavaa

Vetoakseleita suunniteltaessa piti huomioida ostokomponentteina tulleiden tripod-nivelten koon aiheuttamat rajoitukset. Ensinnäkin vetoakselien pään uritetun osion halkaisija ja vetoakselin ulkohalkaisija pitää sovittaa niin, että lovivaikutus vaikuttaisi väsymiseen mahdollisimman vähän. Tämä taas vaikuttaa siihen, mikä on sopiva keskireiän halkaisija.

Vetoakseleille halutaan suuri lujuus, mikä teräsvetoakseleiden kohdalla käytännössä tarkoittaa lämpökäsittelyä. Tällöin pitää huomioida mahdolliset lämpökäsittelyn aiheuttamat muodonmuutokset. Joko pitää löytää materiaali jolla on tarpeeksi pienet muodonmuutokset, tai sitten akselin uritukset joutuu joko viimeistelyhiomaan tai -koneistamaan. Työkaluteräs on tässä tapauksessa osoittautunut toimivaksi

materiaaliksi ja HPF015:sta vetoakseleissa käytettiinkin Uddeholmin Orvar Supremea. Se on korkeasti seostettu ilmaan karkeneva muotti/työkaluteräs ja lämpökäsittelyn hellyyden vuoksi myös muodonmuutokset jäävät pieniksi. Orvarilla on myös hyvät mekaaniset ominaisuudet. [20.]

4.5.2 Vetoakselin mitoitus

Vetoakselit on mitoitettu yksinkertaisesti kiertymän ja suurimman sallitun jännityksen eli käytännössä myötörajan mukaan. Mitoituksen avuksi tehtiin Excel-laskuri. Laskuriin syötetään haluttu sisäreiän koko (näin päin siksi, että poranterän koko on määrätty, ja näin pitkää reikää porattaessa erikoisterät ovat varsin kalliita ja käytettävissä oleva valikoima täten rajattu), materiaalin ominaisuudet, moottorin suurin vääntömomentti, kokonaisvälitys sekä vetoakselien tehollinen pituus. Lisäksi sinne on esitätetty erilaisia kiertymiä 1°:n välein alkaen 9 asteesta (kuva 6). Kun ulkohalkaisijaa lukuun ottamatta vetoakselin mitat, materiaaliominaisuudet ja kuormitus tiedetään, voidaan ratkaista ulkohalkaisija, jolla haluttu vääntymä saavutetaan, siitä vaantövastus ja tästä edelleen jännitys. Kun jännitys tiedetään, saadaan laskettua varmuuskerroin.

Vakiot		Moottoreiden speksit	
Sisäreikä kiinteä (d)	15 mm	Max M	100 N
Liukukerroin (G)	80000 N/mm ²	välitys	4,563
Myötölujuus	1415 Mpa		
Momentti (Maks)	456300 Nmm		
Muuttuvat		Vääntymä (φ) asteina	
Vääntymä (φ) asteina	9 astetta	Vääntymä (φ) asteina	10 astetta
Vääntymä (φ) rad	0,157079633 rad	Vääntymä (φ) rad	0,174533 rad
Pituus (l) vas	403 mm	Pituus (l) vas	403 mm
Pituus (l) oik	403 mm	Pituus (l) oik	403 mm

Kuva 6. Vetoakselilaskurin lähtötietoja.

Tämän 9°:n tuloksen mukaan voidaan mallintaa vetoakseli ja CAD-mallista saadaan vetoakselin massa. Kun se merkitään Exceliin, saadaan 10°, 11°, 12°...:n taipumilla laskennallinen, likimääräinen painonsäästö. Excel laskee sen jokaiselle taipumalle sekä suhteessa pienimpään taipumaan että suhteessa edelliseen vaihtoehtoon. Tuloksista voidaan valita varmuuskertoimeltaan sopiva vaihtoehto. Tämä Excel-taulukko on luovutettu Metropolia Motorsportin käyttöön.

Lisäksi vetoakseleille voidaan tarvittaessa laskea esimerkiksi kriittinen pyörintänopeus. Se ei kuitenkaan yleensä ole tarpeellista, vetoakseleiden ollessa suhteellisen lyhyet ja käyttökierrosluvun varsin alhainen. Mikäli vetoakselit lähtevät rungon keskeltä, käytetään poikkeuksellisen pientä keskireikää tai rengaskoko putoaa radikaalisti, kannattaa laskemista harkita.

4.5.3 Kokeelliset alumiinivetoakselit

Kaudella 2015 kokeiltiin myös 7075-laadun alumiinista valmistettuja vetoakseleita. Tarkoituksena oli pääasiassa selvittää, kestäisivätkö ne turvallisesti koko kilpailun ajan. Niiden mitoittamisessa käytettiin apuna paitsi mitoittamiseen tehtyä Exceliä, myös Catian avulla tehtyjä FEM-analyyskejä joiden maksimijännityksiä verrattiin Wöhler-käyrään (S/N-curve). Näin saatiin arvioitua käyttöikä väsymisen suhteen. Jotta vetoakselin keskiosa olisi kestänyt varmasti, sitä jouduttiin sen halkaisijaa kasvattamaan niin paljon, että tripod-nivelen kiinnitysurituksen lovivaikutus aiheuttaisi vetoakselin hajoamisen tripod-nivelen urien päästä. Vaikka tämä heikentää vetoakselin käyttöikää entisestään, oli se kuitenkin tässä tapauksessa tavoitteellista. Näin saataisiin hajoamiskohta ennalta tiedettyyn ja sellaiseen paikkaan, ettei vetoakseli hajotessaankaan rikkoisi mitään tai aiheuttaisi vaaratilanteita vaan vapaa pää jäisi turvallisesti navan sisään.

Kokeilun tuloksena oli vetoakselirikko noin 20 km:n testaamisen jälkeen, mikä oli hieman selvästi arvioitua nopeammin. Koska kilpailussa endurancen pituus on 22 km, ei niitä uskallettu käyttää kilpailussa edes lovivaikutuksen kannalta oikein suunniteltuina. Rajoittavana tekijänä alumiinivetoakseleiden toimivalle designille toimivat tripod-nivelet. Jotta alumiinivetoakseleita voitaisiin käyttää, pitäisi ne joko valmistaa liimaamalla, niin että päissä on teräsinsertit, tai korvaamalla tripod-nivel erilaisella, mahdollisesti itsesuunnitellulla versiolla.

4.6 Voimansiirron valmistuksen aikataulut

Rakennuskausi alkaa välittömästi suunnittelukauden jälkeen ja kestää yleensä vähintään neljä kuukautta; viimeistelyineen viisi kuukautta on yleensä lähempänä totuutta. Rakennuskausi alkaa yleensä rungon rakentamisella, osien ja materiaalien tilaamisella sekä työkuvien teolla. Rakennuskaudella viimeiseksi pyritään jättämään

osat, jotka eivät suoraan vaikuta auton järjestelmien toimintaan, jolloin järjestelmätestejä päästään tekemään jo rakennuskaudella.

4.6.1 Suunnittelun tilanne rakennuskauden alkaessa

Design freezeen mennessä voimansiirron design oli valmiina ja suurin osa voimansiirron mallinnoista oli tehtynä. Ne mitä ei ollut valmiina olivat lähinnä vain pieniä optimointeja muuten valmiiseen designiin: BearinX-koulutusta ei ollut vielä ehditty pitää, mikä tarkoitti että laakereita ei ollut vielä mitoitettu tarkasti ja hammaspyörälaskuissa ei ollut ehditty optimoida profiilinsiirtoa ja siten akseliväliä. Vain runkokiinnikkeet olivat kokonaan mallintamatta. Aivan tavoiteaikatauluun ei siis päästy. Lisäksi osien kestävyys piti vielä varmistaa FEM-analyysin avulla, vaikka alustavia laskelmia olikin tehty. Tämä työvaihe oli alunperinkin päätetty tehtäväksi design freezen jälkeen, kun tiedossa oli, että valmistukseen osat ehteisivät kuitenkin vasta vuodenvaihteen jälkeen eikä rakenteiden mahdollinen lisävahvistaminen olisi vaikuttanut muihin osiin.

4.6.2 Valmistuskausi

Joulukuussa valmistuksen painopiste oli yleisesti muun muassa moottoreiden testipenkin sekä auton rungon valmistuksessa. Täten oli hyvin aikaa viimeistellä voimansiirron laskut ja varmistaa designin kestävyys FEM-analyyseillä. Samaan aikaan lähetettiin tarjouspyyntöjä vaikeimpien osien koneistamisesta sekä materiaalikyselyitä.

Voimansiirron valmistuksen osalta pullonkauloiksi osoittautui kaksi asiaa: tiimin oma koneistuskapasiteetti ja muualta tilattujen erikoiskoneistuksien toimitusajat. Tarpeeksi pätevän koneistajan löytäminen voimansiirron monimutkaisemmille osille oli haastavaa. Tiimissä oli kokeneita koneistajia vain kaksi, eivätkä yritykset tahtoneet edes vastata tarjouspyyntöihin. Tilanteeseen saatiin helpotusta vasta, kun saatiin ostettua koneistuspalvelua eräältä vanhalta tiimiläiseltä. Lisäksi vaikka yksinkertaisempien osien koneistukseen oli enemmän osaajia, piti niidenkin jakaa rajallinen koneaika kaikkien muiden osa-alueiden osien kanssa. Hammaspyörien ja akselien koneistukset joutuivat kärsimään vähän kaikesta: Ensin odoteltiin materiaaleja, sitten että aihiot ehdittäisiin koneistaa ja lopuksi tulivat vielä erikoiskoneistusten toimitusajat.

4.6.3 Valmistuksen aikataulutuksen toteutuminen

Voimansiirron valmistus vaikutti alkuun etenevän kaikesta huolimatta jossain määrin aikataulussa. Hampaiden vierinjyrsinnän suhteen tehtiin kuitenkin virhe siinä, että alunperin aika-arvio vierintäjyrsinnälle oli kysytty hiljaisena aikana ja tästä syystä aihiot joutuivat työjonossa melko hännille. Hampaiden vierinjyrsinnän sekä akseleiden uritusten tehneen yrityksen toimitusajat olivat pienelle protosarjalle luonnollisesti melko pitkät. Kun aihiot sitten saatiin valmiiksi, oli toimitusaika venynyt yli kuukaudella alkuperäiseen arvioon nähden tilauskannan kasvamisen myötä.

Auton valmistumistavoitteeksi oli jo lokakuussa määritelty 31.3.2015. Loppujen lopuksi moottorit saatiin moottoritestipenkkiin testattavaksi 23.3. Toisaalta samaan aikaan ei ollut vielä kukaan varmaa, milloin vetoakselit ehdittäisiin koneistaa, ja oli tiedossa, että hammaspyörien valmistuksessa menee ajateltua kauemmin. Hammaspyörien saavuttua voimansiirtoa päästiin kokoamaan lopulta vasta 20.4. Tästä kahdeksan päivän päästä autolla ajettiin ensimmäisen kerran. Tässä vaiheessa autossa oli vielä kiinni reippaasti väliaikaisia osia, kuten kauden 2014 auton uprightit, koska kaikki kärsivät tasapuolisesti rajallisesta koneistuskapasiteetista.

5 Jäähdytysjärjestelmän suunnittelu

5.1 Jäähdytysjärjestelmäkonsepti

5.1.1 Jäähdytysjärjestelmän tehtävät

Jäähdytysjärjestelmän tulee saada siirrettyä niiden järjestelmien, joiden lämpenemistä sen on tarkoitus rajoittaa, aiheuttama hukateho ympäristöön. Sovelluksesta riippuen lämmönsiirtokyky pitää mitoittaa joko keskimääräisen tai maksimaalisen lämpötehon mukaan. Koska HPF015:n tapauksessa kuormitustasot vaihtelevat nopeaan tahtiin suhteessa järjestelmän hitauteen (lämmitettävän massan määrä), riittää että järjestelmä mitoitetaan keskimääräisen tehon mukaan.

5.1.2 Komponenttien sijoittelu autoon

Ajodynamiikan kannalta voimansiirron komponenttien sijoitteluun pätevät samat asiat kuin on jo aiemmin esitelty voimansiirron yhteydessä. Sijoittelun ja tilankäytön kannalta suurimpana rajoittavana tekijänä on lähinnä se, miten ilman saa virtaamaan mahdollisimman laminaarisena jäähdyttimen kennolle. Lisäksi pitää huomioida käytettävien letkujen tai putkien minimitaivutussäde.

5.1.3 Pääkomponenttien valinta

Voimansiirrossa on hyvin vähän osia. Tärkeimmät ostettavat osat ovat vesipumppu, jäähdyttimen puhallin sekä jäähdyttäjän kenno. Kennon valintaan vaikuttavat jäähdytysteho kennon massa ja tilavuuteen nähden, saatavuus sekä hinta. Vesipumpun ja tuulettimen kohdalla pyritään löytämään vaihtoehdot, jotka ovat tilavuudeltaan ja massaltaan mahdollisimman pienet mutta saavat aikaan tarvittavan tilavuusvirran.

5.1.4 Jäähdytysjärjestelmäkonceptin valinta

Koska moottoreilla ja inverttereillä on hieman erilaiset lämpötilarajoitteet jäähdytysnesteen maksimilämpötilalle, voidaan kummallekin tehdä oma jäähdytysjärjestelmänsä tai käyttää vain yhtä, joka on mitoitettu rajoittavan tekijän mukaan. HPF015:n käytettiin vain yhtä piiriä. Ensinnäkin järjestelmä on tällöin yksinkertaisempi, toisekseen jäähdytysveden sallitun lämpötilan ollessa melko lähellä toisiaan sekä inverttereissä että moottoreissa, ei kahdella järjestelmällä luultavasti olisi saavutettu tilan- tai painonsäästöä. Kaupallisten komponenttien ominaisuuksista riippuen tilanne olisi alustavan arvion mukaan kääntynyt päinvastoin. Käytettäessä vain yhtä kiertoa pitää järjestelmän kiertojärjestys suunnata niin, että neste kiertää jäähdyttimen kennolta ensin niihin laitteisiin, jotka ovat lämpötilan puolesta rajoittava tekijä.

5.2 Jäähdytysjärjestelmän suunnittelun aikataulut

Kauden 2015 tavoiteaikataulut ja aikataulutuksen taustat on jo esitetty luvussa 4.1. Samat suunnitellut aikataulut pätevät myös jäähdytysjärjestelmän kohdalla joten niitä ei käydy uudestaan läpi.

5.3 Jäähdytysjärjestelmän mitoitus

Jäähdyttäjän kennoa mitoittaessa pitää huomioida, että kennovalmistajien testitulokset ovat yleensä mitattu polttomoottorin rajoitusten mukaan. Tämä tarkoittaa, että jäähdytysnesteen lämpötila on mittauksissa usein 110 °C paikkeilla ja ympäristön olosuhteet NTP-olosuhteet tai lähellä niitä. Näin lämpötilaerosta muodostuu suuri, tässä tapauksessa se olisi 90 °C. Koska sähköajoneuvossa jäähdytysnesteen lämpötila jää selvästi pienemmäksi, pitää myös jäähdyttimen kennon jäähdytysteho suhteuttaa tämän mukaan. Lämpövirran konvektiossa on havaittu olevan suunnilleen verrannollinen lämpötilaeron 5/4 potenssiin [21, s. 574], joten jäähdytysteho alenee suhteessa enemmän kuin mitä lämpötilaero pienenee. Täten vaikutus jäähdytystehoon voi muodostua hyvinkin suureksi (kuva 7).

Vertailulämpötilana jäähdytysjärjestelmän mitoittamisessa käytettiin kuumimmassa olosuhteissa ajettavan Unkarin kilpailun korkeimpia lämpötiloja, jotka saattavat hieman radan yläpuolella olla jopa n. 40 °C. Jäähdytysnesteen korkein sallittu ulostulolämpötila taas oli 65 °C. Laskennalliseksi keskimääräiseksi ilman ja veden lämpötilaeroksi jäähdytyskennoissa jäi tällöin vain ~25,7 °C.

2R12.7W							2R12.7W						
Coolant flow (l/s)							Coolant flow (l/s)						
Extrapolated							Extrapolated values						
Heat rejection, kW		0,2	0,4	0,5	1,5	3	Heat rejection, kW		0,2	0,4	0,5	1,5	3
Air side	2	9,4	10,2	10,5	11,8	12,7	Air side	2	1,9	2,0	2,1	2,3	2,5
face	6	16,7	18,6	18,9	23,4	23,8	face	6	3,3	3,7	3,7	4,6	4,7
velocity	10	20,5	23,4	23,8	30,5	31,1	velocity	10	4,1	4,6	4,7	6,0	6,2

2R18W							2R18W						
Coolant flow (l/s)							Coolant flow (l/s)						
Extrapolated							Extrapolated values						
Heat rejection, kW		0,2	0,4	0,5	1,5	3	Heat rejection, kW		0,2	0,4	0,5	1,5	3
Air side	2	9,3	10,1	10,8	11,5	12,3	Air side	2	1,8	2,0	2,1	2,3	2,4
face	6	18,7	20,6	21,3	24,2	26,3	face	6	3,7	4,1	4,2	4,8	5,2
velocity	10	27,1	29,5	30,7	33,6	36,5	velocity	10	5,4	5,8	6,1	6,7	7,2

Kuva 7. Kahden jäähdytyskennon vertailua sekä lämpötilaeron pienenemisen vaikutus jäähdytystehoon. Alkuperäiset kennovalmistajan mittaustulokset vasemmalla, oikealla mitoituksessa käytetyt laskennalliset tehot.

Jäähdytysjärjestelmää tarvitaan käytännössä vain endurancen aikana, mahdollisesti myös autocrossissa, mikäli se ajetaan kuumalla kelillä ja kaikki kierrokset päästään ajamaan nopeassa tahdissa. Autocrossissa kuormitus on kuitenkin aina kohtuu lyhytaikaista ja suoritusten välissä on joka tapauksessa tauko. Täten jäähdytysteho pitää mitoittaa endurancen mukaan.

Endurancessa rajoittavana tekijänä toimii yleensä akkupaketin kapasiteetti, toisin sanoen vauhti sovitetaan akun mukaan. Näin ollen tarvittavaa jäähdytystehoa lasketessa voidaan ajatella, että käytettävä energiamäärä on maksimissaan energiasisältö, joka akusta vapautuu välillä 100 % - 5 % SOC (enempää akkuja ei kilpailutilanteessa pystytä yleensä purkamaan) vähennettynä akkujen ja akuilta inverttereille tulevien kaapeleiden hyötysuhteella. Mikäli käytetään energian takaisinkierrätystä, myös kierrätetty energiamäärä pitää huomioida sekä keruu- että uudelleenpurkuvaiheessa. Siihen missä ajassa tämä energiamäärä puretaan, vaikuttaa se, kuinka lujaa voidaan ajaa. Tähän puolestaan vaikuttavat autossa akkukapasiteetin lisäksi auton ajo-ominaisuudet, mm. alusta ja aerodynamiikka, hyötysuhteet esimerkiksi voimansiirrolle, pyöränlaakereille sekä aerodynamiikalle, auton massa (kiihdytysvastus) sekä kierrätetyn energian määrä. Lisäksi autosta riippumattomina tekijöinä tähän vaikuttavat rataprofiili ja radan pinnan kitka.

Energiamäärän purkamiseen kuluva aika ja täten tarvittavaa jäähdytystehoa arvioitiin kahdella eri tavalla. Ensinnäkin käytettiin hyödyksi tiimin omaa tiedonkeruudataa. Sähköformuloiden aikakaudelta ei kuitenkaan ollut saatavilla käyttökelpoista dataa, joten jouduttiin käyttämään vanhaa, kausien 2011 ja 2012 tiedonkeruudataa polttomoottoriaikakaudelta. Toinen minkä perusteella arvioitiin jäähdytyksen tarvetta, olivat kauden 2014 kilpailujen tulokset niiden tiimien autojen osalta, jotka arvioitiin suorituskyvyltään vastaaviksi kuin tuleva HPF015. Endurancetuloksista selvisi näiden autojen enduranceen käyttämä aika, jota voitiin käyttää pohjana laskennassa, kun oli arvioitu, kuinka paljon energiaa olisi käytettävissä. Efficiency-tuloksista puolestaan näkyi näiden autojen endurancen aikana kuluttama energiamäärä. Efficiency-tuloksia ei voida kuitenkaan hyödyntää suoraan, koska niissä näkyy vain akusta kilpailun aikana vähentynyt energiamäärä. Mitä enemmän energian takaisinkierrätystä on pystytty hyödyntämään, sitä enemmän tulokset eroavat todellisuudesta. Efficiency-tuloksia voitiin kuitenkin peilata oman laskennan tuloksiin ja arvioida hieman niiden paikkansapitävyyttä.

Sekä tiedonkeruusta että tuloksista saatujen aikojen ja lasketun energiakulutuksen perusteella laskettiin arvioitu keskimääräinen jäähdysteho eri kilpailuille (esim. Itävalta, Saksa, Unkari). Tulokset vaihtelivat hieman käytettyjen rataprofiilien nopeuden sekä kilpailujen olosuhteiden mukaan. Näistä laskettiin keskiarvo eli ikäänkuin keskimääräinen rataprofiili keskimääräisissä olosuhteissa.

Laskentaa varten laadittiin Excel-laskuri, johon syötettiin tarvittavat lähtötiedot sekä laskentakaavat. Myös tämä laskuri on luovutettu tiimin käyttöön.

5.4 Jäähdytysjärjestelmän valmistuksen aikataulutus

5.4.1 Suunnittelun tilanne rakennuskauden alkaessa

Alun perin jäähdytyksen suunnittelu oli erään toisen tiimiläisen tehtävä, mutta se siirtyi yllättäen allekirjoittaneelle vain hetkeä ennen design freezeä, jo valmiiksi reippaasti aikataulustaan jäljessä. Tämä merkitsi sitä, että jäähdystysjärjestelmän suunnittelu ei valmistunut design freezeen mennessä. Jäähdytysjärjestelmä kärsi myös siitä että voimansiirto priorisoitiin sen edelle ja jäähdystysjärjestelmä suunniteltiin loppuun silloin kun muilta töiltä jäi aikaa. Tämä oli harkittu ratkaisu, koska tiedossa oli, että järjestelmätестit ja ensimmäiset kevyet testit voitaisiin ajaa tarpeen tullen ilman jäähdystystä. Jäähdytyksestä oli design freezeen aikaan kokonaan mallintamatta jäähdysttjän kennon oikea pääty, paisuntasäiliö kiinnikkeineen, catch canin sijoittelu ja kiinnitys sekä vesiletkujen reitit ja pituudet.

5.4.2 Valmistuskausi

Jäähdytysjärjestelmän osalta valmistuskauden alku meni järjestelmän osien suunnitteluun ja mitoitukseen. Osa komponenteista, kuten vesipumppu ja jäähdysttimen puhallin, oli kuitenkin jo tilattu. Jotta välttyttäisiin pahemmalta kiireeltä, päätettiin autossa käyttää alkuun vanhaa HPF014:n jäähdystintä johon vaihdettiin HPF015:n sopivat kiinnikkeet.

5.4.3 Valmistuksen aikataulutuksen toteutuminen

Auton valmistumistavoitteeksi oli jo lokakuussa määritelty 31.3.2015. Loppujen lopuksi jäähdytysjärjestelmä saatiin väliaikaisella jäähdyttäjän kennolla kokoon ja kiinni moottoritestipenkkiin testattavaksi 23.3. Kaikesta huolimatta valmistuskauden aikataulutavoitteet siis kutakuinkin saavutettiin, lähinnä jäähdyttimen kennon kanssa tehdyn kompromissin ansiosta.

6 Havainnot ja kehityskohteet

6.1 Suunnittelun onnistuminen

Kokonaisuudessaan kaudesta ei tälläkään kertaa tullut helppo. Yksi syy olivat erilaiset testikaudella esiintyneet EMC-ongelmat joista ei päästy täysin eroon koko kauden aikana. Toisekseen akkukennot olivat selvästi huonompia kuin niiden olisi teknisten tietojensa perusteella pitänyt olla. Tämä vaikutti suorituskykyyn ja johti kahdessa eri kilpailussa endurancen keskeytykseen akun vuoksi vain joitain satoja metrejä ennen maalia.

Voimansiirto ja jäähdytysjärjestelmä puolestaan täyttivät pääasialliset tehtävänsä ja osoittautuivat parin pienen testikaudella tehdyn muutoksen jälkeen toimiviksi ja luotettaviksi. Vaihteistojen ja vetoakseleiden massa kummallekin moottorille yhteensä oli alle 5,5 kg, joten itse suunniteltu osuus voimansiirrosta oli myös melko kevyt. Luonnollisesti kehityksen kohteitakin kuitenkin jäi, niistä tarkemmin luvuissa 6.2 ja 6.4.

Erityisesti tavoite suunnitella voimalinja niin, että sillä olisi mahdollisimman hyvä kokonaishyötysuhde, näytti onnistuneen. Tästä osoituksena Efficiencyn ykköspalkinto sekä Itävallassa että Unkarissa. Laakeroinnin ja vaihteiston sekä tripod-nivelien hyötysuhde siis oli hyvällä mallilla, samoin välityksen valitseminen oli onnistunut. Kilpailukauden aikana ei esiintynyt muita vaurioita kuin että valitut vetoakselin suojakumit eivät kunnolla kestäneet vetoakselien suurehkoa asennuskulmaa. Jäähdytysjärjestelmän puolella ei esiintynyt ylikuumenemista eikä vuotoja.

6.2 Havaitut kehityskohteet voimansiirron designissa

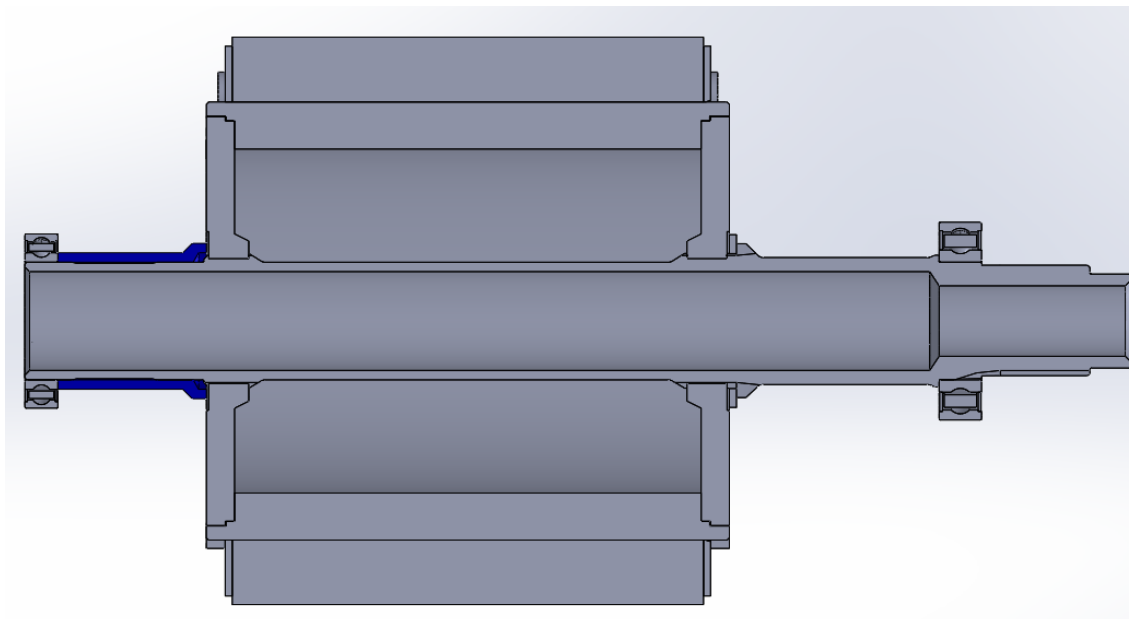
6.2.1 Vaihteistokotelon tiivistys akseleiden osalta

Vaihteistokotelossa akselien läpivientien tiivistämiseen käytettiin pelkkiä huulitiivisteellisiä laakereita. Läpivientejä oli kolme kappaletta: tripod-nivel ulos, moottorin akseli vaihteistoon sekä moottorin akseli ulos encoderin eli moottorin asentoa mittaavan anturin kiinnittämistä varten. Tämän arveltiin olevan riittävä tiivistys, koska öljynpinta olisi laakereiden alapuolella eikä vaihteistoon kertyisi huohotuksen ansiosta painetta. Osoittautui kuitenkin ettei kyseessä ole kovin varma ratkaisu. Alkuun ongelma tuli selkeästi ilmi, kun huuhotus oli puutteellinen. Kun sitä parannettiin ja laakerit vaihdettiin, ongelma häipyi suurimmaksi osaksi, mutta jäi kuitenkin vaivaamaan hieman toisella puolella encoderin kohdalla. Tämä johti tilanteeseen, jossa encoder oli puhdistettava varmuuden vuoksi ennen jokaista kilpailua.

Ongelmaan ratkaisuehdotuksena on käyttää näiden lisäksi erillistä huulitiivistettä ainakin moottorin akselin läpivienneissä. Ongelmaa ei havaittu olevan navan läpiviennin kohdalla. Tämä saattaa johtua siitä, että tällä laakerilla on selkeästi pienempi kehänopeus tiivistepinnan kohdalla verrattuna moottorin akselin laakereihin.

6.2.2 Moottorin roottori

Voimansiirrossa roottori oli koottu akseliin päätylevy akselin olaketta vasten – roottori – päätylevy – ahdistussovitteinen holkki -menetelmällä (kuva 8). Joko sovite oli lipsahtanut ulos toleransseista, tai moottori kehittää hieman magneettista voimaa myös aksiaalisuunnassa. Joka tapauksessa toisessa moottorissa holkki löystyi, mikä johti siihen, että moottoreita paikallaan pyöritettäessä kerran kierroksessa roottori heilahti aksiaalivälyksen päästä päähän pitäen kolahtavan äänen. Tilalle koneistettiin uudet holkit joiden kanssa käytettiin tällä kertaa myös laakerilukitetta. Uusiin holkkeihin tehtiin varmuuden varalle myös pieni olake ulosvetotyökalua varten. Uusi design toimi hyvin.



Kuva 8. Rootorikokoonpano. Ongelmia aiheuttanut holkki kuvassa sinisellä korostettuna.

Kauden jälkeen, kun autoa oli käytetty testialustana vielä noin vuoden, toisessa moottorissa havaittiin rootorin alumiinisten päätyholkkien ja rootorin välille syntyneen pientä radiaalivälystä. On vaikea sanoa, olisiko välys esiintynyt jo kilpailukauden aikana mikäli testikausi olisi ollut suunnitellun mittainen vai ei, mutta materiaalivalinta kannattaa tässä tapauksessa kyseenalaistaa ja miettiä, olisiko teräs kuitenkin parempi, vaikka massa kasvaisikin hieman. Syynä vällyksen syntymiseen on saattanut olla materiaalien erilainen pituuden lämpötilakerroin.

6.2.3 Vaihteiston huollettavuus

Vaihteiston kotelon irrottaminen huolto- ja korjaustoimenpiteitä varten oli odottamattoman hankalaa. Alkuun koteloiden välillä ei ollut minkäänlaista porrasta missään välissä. Vain kohdistusholkit oli suunniteltu niin, että ne saa vedettyä irti. Laakerit kuitenkin pitivät puolikkaat tiukasti kiinni toisissaan.

Ensimmäisen avaamisen yhteydessä koteloon tehtiin ruuvitornien ulkosyrjään pienet viisteet kiiloille, jolloin seuraavalla kerralla näihin kohtiin sai kiilan väliin ja kuorien avaaminen oli hieman helpompaa. Tällaiset urat tai viisteet kannattaa suunnitella koteloon suoraan. Toinen, parempi joskin hieman massaa lisäävä vaihtoehto on koneistaa vaihteiston koteloon, kotelon ulkopuolelle esimerkiksi 3 tai 4 kierteitettyä korvaketta ja näiden alapuolelle moottorin kuoreen pieni vahvike, jossa on pieni potero

ruuvien kärjen kohdistamista varten. Kun avaamisen yhteydessä näihin kohtiin kiertää ruuvia paikoilleen, nostavat ruuvit vaihteiston kuorta irti moottorin kuoresta.

6.2.4 Kiinnikkeet

Mikäli mahdollista, kiinnikkeissä kannattaa suosia suurempia kokoja, minimissään M3, ja käyttää esimerkiksi alumiini- tai muoviruuveja, mikäli kiinnikkeiltä ei vaadita rakenteellista kestävyyttä. Näiden käsittelyminen on helpompaa ja nopeampaa, eivätkä osat häviä niin helpolla, mikäli niitä joutuu availemaan kenttäolosuhteissa. Lisäksi kierteet ovat helpompia valmistaa. HPF015:n encoderin kotelot olivat kiinni kolmella M2-ruuvilla, jotka osoittautuivat liian pieniksi ja hankaliksi tarkoitukseensa, vaikka rakenteellisesti ne olivatkin oikein valitut. Koneistusvaiheessa ongelmia aiheutui yhden reiän kohdalla siitä, että kierretappi katkesi kierteitettäessä.

6.2.5 Voimansiirron kiinnitys

Kiinteä voimansiirtopaketti, eli moottorit + vaihteistot, oli massaltaan reilusti yli 40 kiloa. Tiukkaan pakettiin ahdetun takarungon vuoksi sen paikalleen asettamisessa ei ollut juuri ylimääräistä tilaa käytettävänä. Siinä ei myöskään ollut kunnollista paikkaa kiinni pitämiseen. Lisäksi pakettia piti kannatella paikallaan, kunnes paketti olisi vähintään neljällä pultilla kiinni. Myös pulttien pujottaminen paikalleen runkoputken ohi oli hankalaa.

Voimansiirtopakettiin olisi kannattanut olla suunniteltuna jonkinlainen irrotettava kahva tai nostokorva, joka on helppo asentaa paikalleen ja irrottaa. Lisäksi joidenkin kiinnitysruuviin olisi kannattanut kulkea runkoputkien läpi, vaikka tämä periaatteessa heikentääkin runkoa hieman. Sääntömääräinen runko on kuitenkin joka tapauksessa kestoiltaan ylimitoitettu. Lisäksi yksi keino helpottaa asennusta on tehdä kiinnikkeistä sellaiset, että voimansiirtopaketin voi laskea niistä erkanevien pienien tukien varaan, niin että voimansiirto asettuu näiden varassa kutakuinkin oikealle korkeudelle eikä sitä tarvitse kannatella.

6.3 Kehitysehdotuksia voimansiirron suunnitteluun

6.3.1 Hammaspyörien mitoitus

Hammaspyörien mitoitus vaikuttaa edelleen olevan liian raju. Kauden jälkeen autolla testattiin vielä lisää ja tämänkään jälkeen hammaspyörissä ei havaittu vielä kulumaa. Toisaalta taas testikausi ennen kilpailukautta jäi odotettua lyhyemmäksi. Mikäli vain aikaa ja resursseja löytyy, suositeltavaa olisi käyttää Iso 6336-6:n mukaista laskentatapaa väsymiskestävyuden määrittelemiselle vaihtelevassa kuormituksessa.

6.3.2 Käytettävät moottorit

Moottorivalinta HPF015:sta oli hieman konservatiivinen. Tarvittiin luotettava moottori, jonka ympärille olisi mahdollista rakentaa luotettava ja resursseihin sopiva, mutta suorituskykyinen voimansiirto. Haittapuolena valituilla moottoreilla on kuitenkin suurehko massa sekä koko. Lisäksi moottorin staattorin todellinen massa oli yli 3 kg teknisissä tiedoissa ilmoitettua suurempi. Mikäli moottorien tehosiheyttä halutaan kasvattaa, on edessä käytännössä siirtyminen joko axial flux -moottoriin (kuten esimerkiksi Emrax 208 ja 228) tai korkeampikierroksiseen moottoriin (kuten esimerkiksi Siemens 1FE1052-6WK10 ja 1FE1052-4HD10 tai nelivetoisella autolla 1FE1041-6WM10, 1FE1051-4HC10 puolestaan saattaisi käydä kumpaankin). Näillä esimerkeillä, moottorista riippuen, voimansiirrosta olisi mahdollista saada arviolta 15-25 kg massaa pois.

Molemmat ratkaisut aiheuttavat kuitenkin omia haasteitaan. Axial flux -moottorit ovat yleensä moninapaisia jolloin inverttereiden löytäminen on haasteellista tai vaihtoehtoisesti kierrosalue rajoittuu matalalle. Korkealle kiertävissä moottoreissa taas tarvitaan usein 1- tai 2-portaista planeettavaihteistoa; kierrosalueesta riippuen mahdollisesti myös 2-portainen vaihteisto käy. Kummankin suunnittelu on suuritöisempää ja valmistaminen kalliimpaa HPF015:n ratkaisuun nähden. Tavallinen 2-portainen vaihteisto on näistä vaihtoehdoista painavampi, mutta helpompi suunnitella. Nelivedon kohdalla pitää huomata, että napamoottoreiden käyttäminen on käytännössä ainut järkevä vaihtoehto sääntöjen ja teknisten rajoitteiden vuoksi. Tämä tarkoittaa, että välityksen pitää olla toteutettavissa pyörän napaan.

Mikäli vaihteiston suunnittelun ja valmistuksen vaatimukset halutaan minimoida, löytyy markkinoilta myös eri valmistajien kierroslukualueeltaan nykyisenkaltaisia ja teholtaan riittäviä, kevyempiä vaihtoehtoja. Näillä voidaan säästää massasta parhaimmillaan noin 10 kg, mahdollisesti enemmänkin. Löydetyistä moottorivaihtoehdoista on toimitettu kattavampi listaus tiimille.

6.3.3 Omien tripod-nivelten kehittäminen

Mikäli kehitettäisiin omat tripod-nivelet, voitaisiin paitsi vaikuttaa alumiinisten tripodinpesien kestoikään, myös helpottaa kevyempien vetoakseleiden suunnittelua. Tällöin esimerkiksi alumiinisten vetoakseleiden käyttäminen voisi onnistua. Myös alumiinisten liimattavien vetoakseleiden tai hiilikuituvetoakseleiden käyttäminen tulisi houkuttelevammaksi vaihtoehdoksi, mikäli ne voitaisiin kiinnittää suoraan tripod-niveleen eikä tarvittaisi enää erillisiä teräksisiä päätykappaleita.

6.3.4 Moottorien jäähdytyskuori

HPF015:n moottorien jäähdytyskuoret valmistettiin alumiinista, suurihalkaisijaisesta alumiiniputkesta, joka koneistettiin mittoihinsa. Alumiini oli valittu materiaaliksi sen lämmönjohtavuuden vuoksi sekä siksi, että tiimi pystyi itse valmistamaan kuoret. Kuorilta ei vaadita juuri rakenteellista kestävyyttä, mutta valmistusteknisistä syistä niistä jouduttiin kuitenkin tekemään moninverroin paksummat kuin olisi ollut tarpeen. Mikäli jäähdytyskuoret saataisiin valmistettua esimerkiksi ohutlevystä lämmönjohtavuus pystyttäisiin pitämään hyvänä mutta painoa saisi pois. Myös injektoimalla komposiitista, pikamallina muovista tai tarkkuusvaluna alumiinista valmistaminen ovat vaihtoehtoja. Mikäli materiaalina käytetään epämetallia toimii kuori lämmöneristeenä, mutta toisaalta veden tulo- ja lähtölinjat saadaan virtausteknisesti huomattavasti nykytilannetta paremmiksi. Kuorten kautta siirtyvä lämpömäärä on myös joka tapauksessa hyvin pieni verrattuna jäähdytysjärjestelmän tehoon.

6.4 Havaitut kehityskohteet jäähdytysjärjestelmässä

Keruusäiliön kiinnitys oli itsessään hyvin suunniteltu, sillä se ei vaatinut yhtään lisäosaa vaan lukittui paikalleen moottoreiden ja vaihteiston kuorien väliin sekä kiristyi jäähdytysletkulla. Tämän vuoksi catch can ei kuitenkaan ollut helposti irroitettavissa.

Kauden aikana sinne havaittiin kuitenkin kertyvän vettä pikkuhiljaa, eikä veden poistaminen täten ollut helppoa.

Mikäli catch can siis on hankalasti irroitettava, pitää sen tyhjennystä varten olla imulaite, esimerkiksi suuri lääkeruisku jossa on letku, ja itse catch canissa pitää olla helppoon paikkaan sijoitettu tyhjennysreikä. Lisäksi olisi eduksi, mikäli asennussuunta on hieman kallellaan tai pohjassa on jokin muoto, josta vesi on helppo imeä pois.

6.5 Kehitysehdotuksia jäähdytysjärjestelmän suunnitteluun

Jäähdytysjärjestelmän mitoituksessa kannattaa huomioida ominaislämpökapasiteetti paremmin. Tällä saadaan jäähdytysjärjestelmän painoa pudotettua. Kaudella 2015 jäähdytysjärjestelmä pyrittiin mitoittamaan kuumimpien mahdollisten olosuhteiden mukaan varmuuskertoimelle 1. Jäähdytysjärjestelmän tehon pitäisi näissä olosuhteissa riittää pitämään jäähdytysnesteen lämpötila vakaana sen sallitulla ylärajalla. Inverttereiden ja moottoreiden ominaislämpökapasiteetti jätettiin tarkoituksella huomioimatta, ikään kuin varmuuskertoimeksi, mikäli jäähdytyskennon teho, veden tilavuusvirta tai ilman tilavuusvirta osoittautuisivat arvioitua pienemmiksi.

Kuitenkin on epätodennäköistä, että kilpailukaudella ajettaisiin oikeasti yhtään kilpailua näissä kuumimmiksi mahdollisiksi arvioiduissa olosuhteissa. Tämä tarkoittaa, että mitoitus sisältää ylimääräistä varmuutta joka kilpailuun. Lisäksi, mikäli lämpötilaraja ylitettäisiin, alkuun invertterit vain rajoittaisivat tehoa hieman, mikä ainoastaan laskee suorituskykyä eikä johda keskeytykseen. Tärkeämpää on, ettei ylitetä viimeistä lämpötilarajaa, jonka jälkeen invertterit sulkevat itsensä varotoimenpiteenä.

Varsinkin mikäli moottoreiden massa on näin suuri, kannattaa se huomioida laskennassa. Kuormitus on melko lyhytaikainen, arvioilta 2 x 12 min, pienellä tauolla. Tämä tarkoittaa, että jäähdytysjärjestelmä täyttää tehtävänsä silloinkin, mikäli se ainoastaan hidastaa järjestelmän lämpenemistä niin, ettei jäähdytysnesteen suurinta sallittua lämpötilaa ylitetä ennen endurancen loppua.

Tämä hankaloittaa laskentaa, sillä jäähdytysteho kasvaa jäähdytysnesteen ja ympäristön lämpötilaeron kasvaessa ja muuttuva jäähdytysteho pitää huomioida laskennassa.

6.6 Aikataulutuksen onnistuminen

Kaudelle 2015 laadittu aikataulu oli melko onnistunut ja realistinen. Sekä design freeze että auton liikkumiselle asetettu päivämäärä olisivat olleet saavutettavissa mikäli miehitys olisi pysynyt muuttumattomana eikä esimerkiksi koneistuskeskusten rikkoontumisia olisi sattunut. Suurimmat ongelmat aikataulutuksessa olivat osaluetasolla ja osien suunnittelun sekä valmistuksen keskinäisessä aikataulutuksessa. Erityisesti päätavoitteiden aikataulujen lukkoonlyöminen jo varhaisessa vaiheessa oli onnistunut päätös. Näin tekeminen oli helppo tähdätä oikeisiin tavoitteisiin alusta alkaen ja tavoitteet oli helpompi omaksua.

Voimansiirron suunnittelussa suurimmat ongelmat tulivat siinä, että ulkopuolelta tilattavien osien valmistukseen oltiin varattu liian vähän aikaa. Ongelmat juonsivat juurensa oikeastaan jo suunnittelukaudelle, esimerkiksi hammaspyörien materiaali olisi pitänyt tilata jo suunnittelukauden aikana eikä rakennuskauden alussa. Samoin hammaspyörät olisi pitänyt suunnitella niin, että ne ovat valmiit jo ennen kuin koko design on valmis, jotta aihiot olisi voitu valmistaa heti ensimmäisten joukossa. Nyt arvioitu toimitusaika oltiin kyllä selvitetty etukäteen, mutta itse tilaus päästiin tekemään niin paljon myöhemmin, että tilauskanta ja täten toimitusaika oli ehtinyt paisua välissä. Materiaalitalaukset ja aihoiden koneistus puolestaan oli tehty liikaa tilanteen muuttumattomuuteen luottaen. Moottorin akselin suhteen oli ongelmana, ettei mitoitus voitu lyödä lukkoon, ennen kuin laakerikoulutus oli pidetty ja laakerit mitoitettu. Koulutuksen aikataulut taas eivät olleet tiimin päätettävissä.

Suurimmat ongelmat voimansiirron aikataulutuksessa olivat siis valmistuksen aikataulutuksessa: materiaalien tilaamiset, ulkopuolisille koneistuksille varattu liian lyhyt aika sekä koneistuskapasiteetin arviointi yleisesti. Suunnittelun aikataulut onnistui huomattavasti paremmin, mutta paremmin laaditulla suunnittelujärjestyksellä olisi voitu välttää osa valmistuskauden ongelmista.

6.7 Havaitut kehityskohteet aikataulutuksessa

6.7.1 Viikkopalaveri ja palaveripöytäkirja

Yksi tärkeimmistä tekemisen seurantametoodeista on viikkopalaveri. Hektisimmällä ajalla rakennuskaudella tai suunnittelukaudella juuri ennen design freezeä palaveri saatetaan pitää kahdesti viikossa. Palaverissa käydään läpi ajankohtaiset yleiset asiat, tulevat tapahtumat sekä tiimeittäin, mitä edellisen palaverin jälkeen on saatu aikaan ja mitä seuraavaksi tulisi tehdä. Palaverista laaditaan yksinkertainen pöytäkirja dokumentaatioksi.

Viikkopalaverit ovat tiimin tapauksessa loistava tapa jakaa informaatiota, seurata edistymistä, tarkentaa meneillään olevan vaiheen kokonaiskuvaa ja tarpeen tullen patistaa tiimiläisiä työskentelemään päämäärän eteen. Ne toimivat jo sellaisenaan melko hyvin. Niiden hyödyntämistä voidaan kuitenkin kehittää. Yksi tapa on, että välillä varsin epämääräistenkin ”seuraavaksi pitäisi varmaan” -pohdintojen sijaan jokainen osa-alue tiimi luettelee palaverissa ne tehtävät, jotka on tarkoitus hoitaa seuraavaan palaveriin mennessä. Mikäli jokin tehtävä on pitkäaikaisempi tai hankala jakaa selkeästi aikataulutettuihin pätkiin, annetaan arvio, kuinka suuri osa työmäärästä on tehty seuraavaan palaveriin mennessä. Nämä kirjattaisiin ylös aikamääreineen. Tämä edellyttäisi, että jokainen osa-alue tiimi valmistautuu palaveriin käymällä keskenään läpi oman tilanteensa, mikä puolestaan parantaisi tiedonkulkua detaljitasolla. Tämä tehostaisi itse palaveria ja lisäksi tiimipäällikön ja teknisen päällikön olisi helpompi seurata tarkemmin määriteltyjen tavoitteiden toteutumista.

Toinen mahdollinen kehityskohde on ottaa viikkopalaverin rinnalle ideointipalaveri. Nykytilanteessa palaveri rönsyilee välillä tilannekatsauksesta ongelmien ratkomiseen. Usein nämä ongelmat liittyvät osa-alueiden rajapintoihin, joiden toteutus pitää ratkaista tai joihin tarvitsee löytää toteutettavissa oleva kompromissi. Välillä taas esiintyy ongelmia, joihin tarvittaisiin ideointiapua. Joukkoistaminen on tässä oiva apu. Rakennuskaudella ideointipalaveri voidaan jättää pois tai korvata toisella viikkopalaverilla.

6.7.2 Tehtävälista-Excel

Tähän Excel-taulukkoon jokainen suunnitteluun osallistuva tiimiläinen täyttää suunnittelukauden alussa omat pääasialliset tehtävänsä, esimerkiksi ”Vaihteistokonseptin luonti”, ”Hammaspyörien mitoitus” tai ”Moottorikoteloiden suunnittelu”. Lisäksi jokaiselle tehtävälle määritellään deadline, päivämäärä, jolloin tehtävän pitää olla valmis. Suunnittelun edetessä taulukkoon päivitetään arviota siitä, kuinka suuri osa työstä on tehty (%). Taulukko kertoo deadlineen jäljellä olevien päivien määrän. Taulukon täyttämistä ja tehtävien edistymistä valvotaan yleensä viikkopalaverissa, niin että viikkopalaveriin mennessä jokaisen pitää päivittää edistymisensä edellisen viikon ajalta.

Taulukko on suureksi avuksi aikataulutuksessa ja sen valvonnassa, erityisesti merkittäessä ylös tehtävien keskinäistä valmistumisjärjestystä. Kaudelle 2015 Tehtävälistan käyttöä ja käytön valvontaa kehitettiin jo selkeästi edellisestä. Taulukon täyttämistä valvottiin ja edistyminen käytiin viikkopalaverissa läpi taulukon pohjalta, ei vain suullisesti. Tehtävälistan nopea läpikäynti joka viikkopalaverissa paransikin merkittävästi reagoitua siihen, mikäli jokin tehtävä laahasi perässä.

Listaa ei kuitenkaan voi täyttää liian tarkkaan, vaan tehtävät on pidettävä sopivassa määrin ylätasolla. Liian yksityiskohtaisena sen täyttäminen muuttuu hankalaksi, liki mahdottomaksi. Lisäksi Tehtävälistan seuraaminen käy hankalaksi. Täyttötavasta riippumatta eri tehtävien riippuvuussuhteet eivät käy mitenkään visuaalisella tavalla ilmi taulukosta vaan kaikki jää numeroiden lukemisen varaan. Tämä jättää suurehkon virhemahdollisuuden varsinkin suunnittelukauden alussa tapahtuvan täyttämisen, mutta myös valvonnan yhteyteen.

Tehtävien pilkkomisen ja tarkemman aikataulutuksen voi jättää viikkopalaveriin. Tällöin listasta saadaan selkeämpi. Tehtävien riippuvuussuhteiden hahmottamisen avuksi taas kannattaa harkita kokonaan uuden, visuaalisemman työkalun käyttöönottoa. Tämän työkalun ei tarvitse olla edes kovin tarkka, sillä tarkat päivämäärät selviävät edelleen Tehtävälistasta. Epätarkemman mutta visuaalisemman listan täyttäminen ensin helpottaisi tarkemman aikataulutuksen laatimista tehtävälistaan ja helpottaisi riippuvuussuhteiden arviointia.

6.7.3 Design freeze

Osa kaudella 2015 voimansiirron valmistuksessa esiintyneistä aikataulutuksen ongelmista olisi ollut vältettävissä järkevästi porrastetulla aikataulutuksella. Yhden kiinteän design freezeen sijaan olisi ollut parempi määritellä kaksi tai kolme erillistä. Tähän mennessä erillinen design freeze on ollut ainoastaan rungolle, jonka suunnittelun pitää valmistua, ennen kuin runkoon kiinnittyvien osien design voidaan lyödä lukkoon.

Ensimmäiseen design freezeen kuuluisivat ne osat, jotka kilpailevat rajallisimmista resursseista valmistuksen kanssa ja mitkä pystytään irrottamaan muusta suunnittelusta joko erillisinä osinaan tai yhdessä jonkin kokonaisuuden kanssa. Tähän design freezeen vaihe ykköseen voivat kuulua esimerkiksi hammaspyörät, jäähdytyksen letkunlähdet sekä auton pedal box eli poljinkelkka -kokoontalo. Nämä ovat koneistettavia osia, ja koneistusaika on usein kriittisin resurssi. Ne kaikki ovat myös irrotettavissa muusta suunnittelusta jo varhaisessa vaiheessa. Toiseen design freezeen voisivat kuulua kaikki loput auton toiminnalle kriittiset komponentit. Viimeiseen olisi mahdollista sijoittaa esimerkiksi auton katteet katemuotteineen sekä apuvälineet kuten Push bar sekä akkukärry.

6.8 Kehitysehdotuksia aikataulutukseen

6.8.1 Gantt-kaavio

Tiimin kannattaa harkita Gantt-kaavion käyttämistä aikataulutuksen työkaluna Tehtävälistan tukena ja täydennyksenä. Gantt-kaavio on yleisesti projektinjohdon apuna käytetty työkalu. Taulukossa on listattuna vasempaan sarakkeeseen tehtävät ja tapahtumat. Ylärivillä on aikajana. Kaaviosta näkee visuaalisessa muodossa tapahtuman otsikon, alkamis- ja päättymispäivämäärän ja riippuvuudet muista tapahtumista, sekä koko projektin alkamis- ja päättymispäivämäärät. [22.]

Gantt-kaavio kannattanee täyttää melko valikoiden. Se menee osittain päällekkäin tiimin oman Tehtävälistan kanssa, mutta koska Gantt-kaaviossa ei itsessään ole edistymisen seuranta, ei se voi korvata Tehtävälistaa kokonaan. Toisaalta ei ole juuri hyötyä merkitä kaavioihin päällekkäisiä asioita. Gantt-kaaviosta saataneen suurin

hyöty, mikäli siihen merkitään lähinnä tärkeät tapahtumat sekä riippuvuussuhteita omaavat tehtävät.

Tapahtumista siihen voidaan merkitä esimerkiksi design freezet, auton suunniteltu valmistuspäivämäärä, julkaisupäivämäärä, kilpailuihin ilmoittautumiset ja dokumenttien määräajat. Näin ne ovat koottuna yhteen selkeään dokumenttiin eikä niitä tarvitse kaivaa useista palaveripöytäkirjoista. Tehtävistä voidaan merkitä ne, joilla on riippuvuussuhteita joko toisten osien suunnitteluun tai kriittisiin tilauksiin tai koneistuksiin. Näin ne ovat havainnollisemmassa muodossa kuin Tehtävälistan pelkät päivämäärät. Suunnitteluun vaikuttavia ovat esimerkiksi alustageometrian suunnittelu sekä hammaspyörien mitoitus. Valmistukseen liittyviä ovat esimerkiksi ostokomponentit ja alihankintakoneistukset, joilla on pitkät toimitusajat, sekä tiimin sisällä valmistettavat osat, joiden suunnittelu on riippuvainen jostain muusta osasta.

6.8.2 Projektisuunnitelma

Nykyisellään esimerkiksi tiimiläisten vastuualueet, tärkeimmät päivämäärät, kuten design freeze ja testikauden aloitus sekä uuden auton suunnittelutavoitteet sovitaan usein eri palavereissa pikkuhiljaa kauden edetessä ja kirjataan ylös lähinnä palaveripöytäkirjoihin. Selkeyden kannalta olisi kuitenkin oleellista, että nämä kaikki olisivat todennettavissa yhdestä dokumentista. Koska joka tapauksessa on eduksi että suurin osa näistä asioista päätetään mahdollisimman aikaisessa vaiheessa, voisi projektisuunnitelma olla ratkaisu ongelmaan.

Projektisuunnitelmaan saa sisällytettyä myös ohjeistuksen esimerkiksi palaveri-, raportointi-, seuranta- sekä dokumentointikäytännöistä. Lisäksi seurantaan ja aikataulutukseen käytetyt taulukot, kuten Gantt-kaavio, olisi mahdollista käsitellä projektisuunnitelman liitteinä. Näin kaikki aikataulutukseen ja projektinjohtoon liittyvät työkalut ja ohjeistukset saadaan koottua sulavasti yhdeksi kokonaisuudeksi.

Lähteet

- 1 Formula Student Combustion - World Ranking List. 2016. Verkkodokumentti. FS-world. <<https://mazur-events.de/fs-world/C/>>. Päivitetty 11.12.2016. Luettu 4.3.2017.
- 2 Formula Student Electric - World Ranking List. 2016. Verkkodokumentti. FS-world. <<https://mazur-events.de/fs-world/E/>>. Päivitetty 11.12.2016. Luettu 05.03.2017.
- 3 History of Formula SAE. 2017. Verkkodokumentti. Fsaonline. <<https://www.fsaonline.com/page.aspx?pageid=c4c5195a-60c0-46aa-acbf-2958ef545b72>> Luettu 17.5.2017.
- 4 About Formula SAE® Series. 2017. Verkkodokumentti. SAE International. <<http://students.sae.org/cds/formulaseries/about/>>. Luettu 04.03.2017.
- 5 History of Formula Student. 2016. Verkkodokumentti. ImechE. <<https://www.imeche.org/events/formula-student/about-formula-student/history-of-formula-student>> Luettu 04.03.2017.
- 6 2015 Formula SAE® Rules. 2014. Verkkodokumentti. SAE International. <http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2015-16_fsa_rules.pdf>. Päivitetty 17.9.2014. Luettu 04.03.2017.
- 7 SFS-ISO 6336-1...3, 5. Calculation of load capacity of spur and helical gears. 2012. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto.
- 8 SFS 4790. Hammaspyörät. 1983. Lieriöhammaspyörien lujuuslaskenta. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto.
- 9 Airila, Mauri, Ekman, Kalevi, Hautala, Pekka, Kivioja, Seppo, Kleimola, Matti, Martikka, Heikki, Miettinen, Juha, Niemi, Erkki, Ranta, Aarno, Rinkinen, Jari, Salonen, Pekka, Verho, Arto, Vilenius, Matti & Välimaa, Veikko. 1997. Koneenosien suunnittelu. Helsinki: WSOY.
- 10 SFS 3389 Hammaspyörät. 1975. Suorahampaiset lieriöhammaspyörät. Geometrinen arvojen laskenta. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto.
- 11 SFS 3093. Hammaspyörät. 1974. Lieriö- ja kartiohammaspyörät. Moduulit. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto.
- 12 SFS 3094 Hammaspyörät. 1974. Lieriöhammaspyörät. Päähelipotukseton perusprofiili. Evolventtihammastus. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto.

- 13 SFS 3095 Hammaspyörät. 1974. Lieriöhammaspyörät. Päähelpotuksellinen perusprofiili. Evolventtihammastus. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto.
- 14 SFS-ISO 6336-6. Calculation of load capacity of spur and helical gears. 2012. Calculation of service life under variable load. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto.
- 15 SFS-ISO 10825:2012. Hammaspyörät. 2012. Hammaspyörien hampaiden kuluminen ja vauriot. Terminologia. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto.
- 16 Lynwander Peter. 1983. Gear Drive Systems - Design and Application. New York: Marcel Dekker.
- 17 FAG OEM und Handel AG. Publ. no. WL 00 200/5 EA. The design of roller bearing mountings.
- 18 Technical pocket guide. 2014. Schaeffler Technical Dokumentation. 1st edition. Herzogenaurach: Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG.
- 19 BEARINX -online Shaft Calculation. 2012. Verkkodokumentti. Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG.
<http://www.schaeffler.fi/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/brochure/downloads_1/pbo_de_us.pdf>. Luettu 09.04.2017.
- 20 Uddeholm Orvar® Supreme. 2013. Verkkodokumentti. Uddeholm AB.
<http://www.uddeholm.com/files/PB_orvar_supreme_english.pdf> Luettu 28.04.2017.
- 21 Hugh, D. Young & Roger, A. Freedman. 2012. Sears and Zemansky's University physics with modern physics. 13th Edition. San Francisco: Pearson Education Inc.
- 22 What is a Gantt chart. 2017. Verkkodokumentti. Gantt.com
<<http://www.gantt.com/>> Luettu 22.03.2017.

