

Antti Hynninen

Planeettavaihteiston suunnittelu Formula Student -kilpa-autoon

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Kone- ja tuotantotekniikka

Insinööriytyö

19.5.2017

Tekijä Otsikko	Antti Hynninen Planeettavaihteiston suunnittelu Formula Student -kilpa-autoon
Sivumäärä Aika	30 sivua + 10 liitettä 19.5.2017
Tutkinto	Insinööri (AMK)
Koulutusohjelma	Kone- ja tuotantotekniikka
Suuntautumisvaihtoehto	Tuotesuunnittelu
Ohjaaja	Osaamisaluepäällikkö Pekka Hautala
<p>Tämän opinnäytetyön aiheena oli planeettavaihteiston suunnittelu Formula Student -kilpa-autoon kaudelle 2018. Työn pääpainona on hammastuksen suunnittelu ja mitoitus sekä vaihteiston layoutin suunnittelu. Työ tehtiin Metropolia Motorsport -formulatiimille osana kauden 2018 kilpa-auton esisuunnittelua.</p> <p>Planeettavaihteisto oli tarkoitus suunnitella Siemensin valmistaman sähkömoottorin perään, mutta moottorin tarkka malli ei ollut vielä tiimillä selvillä, joten tässä työssä mallimoottorina käytettiin Siemensin moottorityyppiä 1FE1052-4HD10. Kyseessä oli synkronoitu kestopagneettimoottori, jonka nimellisteho oli 31,4 kW.</p> <p>Vaihteiston suunnittelu aloitettiin välityssuhteen valinnalla, jonka jälkeen valittiin planeettavaihteiston rakennemuoto. Tämän jälkeen suoritettiin hammaslukujen valinta ja mitoitettiin hammastus riittävän lujaksi siirtämään vaadittu teho. Itse vaihteiston suunnitelman ollessa valmis suunniteltiin myös planeettapyörästön kiinnitys autoon.</p> <p>Työn lopputuloksena saatiin potentiaalinen voimansiirtokonsepti Metropolia Motorsportin kauden 2018 kilpa-autoon. Lisäksi opittiin lisää asioita planeettavaihteiston toteuttamiseen liittyvistä riskeistä.</p>	
Avainsanat	Formula Student, hammasvaihteet, planeettavaihteet, koneen-suunnittelu

Author Title Number of Pages Date	Antti Hynninen Design of a Planetary Gear Train for a Formula Student Race Car 30 pages + 10 appendices 19 May 2017
Degree	Bachelor of Engineering
Degree Programme	Mechanical Engineering
Specialisation option	Product Design
Instructor	Pekka Hautala, Head of Department
<p>The objective of this Bachelor's thesis was to design a planetary gear set for a Formula Student racing car for the 2018 season. The main focus of the thesis was to constrain and size the teething in addition to the layout design of the gear train. The thesis was commissioned by Metropolia Motorsport Formula Team and it was part of the conceptual design of the 2018 season formula car.</p> <p>The planetary gear train was aimed to be connected to an electric motor manufactured by Siemens but the exact motor type has not been decided yet. Thus, the gear train in this thesis was designed for the motor type 1FE1052-4HD10. The selected model motor is a permanent magnet synchronous motor. The nominal output power from the motor is 31.4 kW.</p> <p>The design process was started by choosing the suitable gear ratio for the transmission after which the structure of the planetary gear set was selected. Then the numbers of teeth for the sun, planet and ring gear were selected and the teeth were sized to have an adequate strength for power to be transmitted. Finally, the physical assembly of the transmission was designed so that it could be mounted into the car.</p> <p>As a result, the potential transmission concept was created for the 2018 season formula car of Metropolia Motorsport. Additionally, the complicated characteristics related to planetary gears were clarified.</p>	
Keywords	Formula Student, gear drives, planetary gears, machine design.

Alkusanat

Aluksi haluan lausua kiitokseni Metropolia Motorsportille, joka mahdollisti tämän insinööriyön tekemisen ja allekirjoittaneen asiantuntijuuden kehittymisen. Kiitos kuuluu kaikille Metropolia Motorsportin jäsenille ja sen toimintaan osallistuneille opiskelijoille. Erityisesti haluan kiittää Touko Lankilaa, Jalmari Matilaista ja Sami Niittymäkeä, joiden kanssa kävin monia insinööriyön aiheeseen liittyviä keskusteluja, jotka selvensivät asioita ja lisäsivät myös allekirjoittaneen ymmärrystä aiheesta.

Lisäksi haluan kiittää insinööriyöni ohjaajaa Pekka Hautalaa erittäin asiantuntevasta ohjauksesta sekä kannustuksesta läpi insinööriyöprosessin.

Helsingissä 19.5.2017

Antti Hynninen

Sisällys

1	Johdanto	1
1.1	Formula Student -kilpailu	1
1.2	Metropolia Motorsport	1
1.3	Insinööriyön tavoite	1
2	Teoriaa	2
2.1	Planeettavaihteiston toimintaperiaate	2
2.2	Planeettavaihteiston edut ja haitat	4
2.3	Planeettavaihteiston erityispiirteet	5
2.3.1	Hammastus	5
2.3.2	Planeettapyörien laakerointi	6
2.4	Planeettavaihteiston käyttökohteet	7
2.5	Välityssuhteen laskenta	7
3	Suunnittelu	11
3.1	Suunnittelun lähtökohdat	11
3.2	Suunnittelun tavoitteet	12
3.3	Suunnittelufilosofia	12
3.4	Vaihteiston layout-suunnittelu	13
4	Mitoitus	16
4.1	Välityssuhteen valinta	16
4.2	Hammaslukujen valinta	19
4.3	Hammasvoimien laskenta	20
4.4	Hammaspyörien lujuustarkastelut	22
4.5	Hyötysuhdetarkastelut	25
5	Yhteenveto	29
	Lähteet	30
	Liitteet	
	Liite 1: Välityssuhteen valinta	
	Liite 2: Hammaslukujen valinta	
	Liite 3: Hammaspyörien lujuuslaskenta - Aurinkopyörä, 1. porras	
	Liite 4: Hammaspyörien lujuuslaskenta - Planeettapyörä, 1. porras	

- Liite 5: Hammaspyörien lujuuslaskenta - Aurinkopyörä, 2. porras
Liite 6: Hammaspyörien lujuuslaskenta - Planeettapyörä, 2. porras
Liite 7: Planeettavaihteiston hyötysuhde - Aurinko-planeetta, 1. porras
Liite 8: Planeettavaihteiston hyötysuhde - Planeetta-rengas, 1. porras
Liite 9: Planeettavaihteiston hyötysuhde - Aurinko-planeetta, 2. porras
Liite 10: Planeettavaihteiston hyötysuhde - Planeetta-rengas, 2. porras

1 Johdanto

1.1 Formula Student -kilpailu

Formula Student on kansainvälinen suunnittelu-, valmistus- ja ajokilpailu, joka on tarkoitettu korkeakoulujen opiskelijoille ympäri maailman. Tarkoituksena on vuosittain suunnitella ja valmistaa pieni formulatyylinen kilpa-auto, jonka tulee menestyä erilaisissa ajo-osuuksissa. Kaikki autot ratkaisuihin arvostellaan sekä opiskelijoiden teoreettinen ymmärrys ratkaisujensa takana testataan. Kilpailussa arvioidaan myös auton valmistusta ja kustannuksia. Tuomareina on autoalan parhaimpia asiantuntijoita sekä insinöörejä esimerkiksi Formula 1 -sarjasta.

1.2 Metropolia Motorsport

Tämän insinööriyön tilaajana on Metropolia Ammattikorkeakoulun Formula Student -tiimi Metropolia Motorsport. Tiimi on perustettu vuonna 2000, ja se on vuodesta 2013 alkaen rakentanut sähkökäyttöisiä formula-autoja.

1.3 Insinööriyön tavoite

Metropolia Motorsport on pyrkinyt jatkuvasti kehittämään autojaan ja parantamaan niiden suorituskykyä. Merkittävä suorituskyvyn parannuskeino kilpa-autoilussa on massan pienentäminen. Tähän asti tiimin sähköautojen moottorit ovat olleet todella painavia sekä niiden roottoreilla on ollut suuri hitausmomentti. Niinpä tiimi on asettanut tavoitteen, että vuoden 2018 auton voimalähteenä olisivat napamoottorit takapyörissä. Näin on arvioitu saavutettavan noin 35 kg:n painonsäästö vuoden 2017 autoon verrattuna. Koska napamoottoreilla on suuri pyörimisnopeusalue ja niiden ulostulomomentit ovat suhteellisen pieniä, tarvitaan moottorin ja pyörän väliin vaihteisto. Tässä tapauksessa planeettavaihteisto olisi ainoa toteutettavissa oleva ratkaisu.

Tämän insinööriyön tavoitteena on suunnitella planeettavaihteisto kilpa-autoon. Työ on rajattu siten, että tässä raportissa esitellään vain vaihteiston perussuunnittelu ja -mitoitukset. Raportin rakenne on seuraava: Ensin tarkastellaan planeettavaihteiston toimintaa ja laskentaa teoreettisesti. Sen jälkeen esitellään vaihteiston layout-suunnitelmat. Tämän jälkeen käsitellään hammastuksen perusmitoitukset ja laskenta sekä vaihteiston hyötysuhteen määrittäminen.

Raportissa keskitytään planeettavaihteiston suunnittelussa erityisesti huomioitaviin asioihin. Työssä ei käydä läpi hammaspyörien yksityiskohtaista muotoilua eikä myöskään kokeneelle suunnittelijalle itsestään selviä työvaiheita, kuten esimerkiksi akselien mitoitusta tai ruuvien kiristysmomenttien laskemista.

Metropolia Motorsport ei ole vielä varma, minkä valmistajan moottoreita se tulisi käyttämään napamoottorikonstruktiossa, joten tässä työssä käytetään esimerkkimoottorina Siemensin 1FE1052-4HD10-mallista kestomagneettimoottoria.

2 Teoriaa

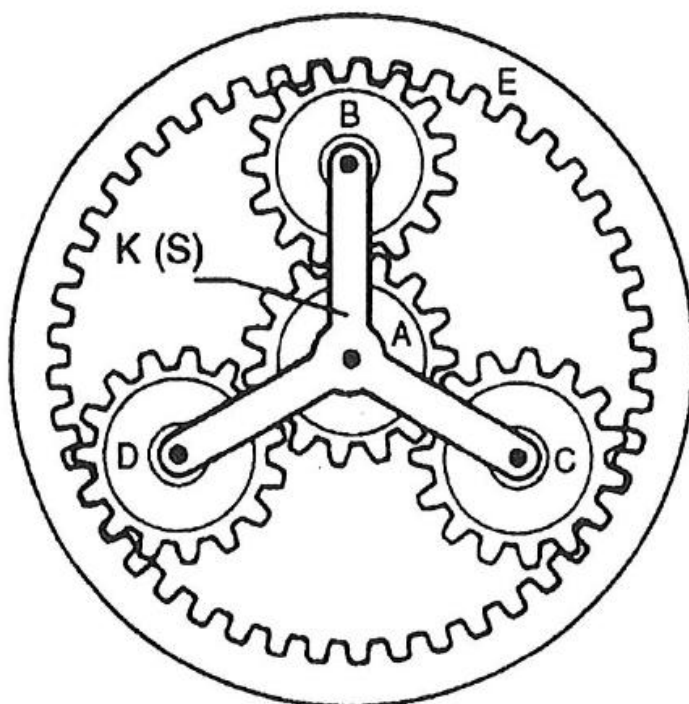
2.1 Planeettavaihteiston toimintaperiaate

Tavanomaisin hammasvaihde on lieriöhammasvaihde, jossa kaksi lieriöhammaspyörää on sijoitettuna yhdensuuntaisille akseleille. Pyörillä on tällöin ainoastaan kiertymävapausaste oman akselinsa ympäri sekä vain yksi hammaskosketus. Tällaisista yksinkertaisista hammaspyöristä voidaan koota erilaisia hammaspyörämekanismeja. Tunnetuin esimerkki tällaisesta sovelluksesta on planeettavaihteisto. Tässä esitellään ainoastaan lieriöplaneettavaihteiston toiminta, mutta myös kartiohammaspyöristä on mahdollista rakentaa planeettavaihteita.

Lieriöplaneettavaihteiston perusmuotona voidaan pitää niin sanottua Wilsonin pyörästöä, jonka rakenne on kuvan 1 mukainen: Keskimmäistä hammaspyörää (A) kutsutaan aurinkopyöräksi, sen ympärillä olevia kolmea pyörää (B,C,D) planeettapyöräksi sekä sisähammastettua pyörää (E) rengaspyöräksi. Planeettapyörät yhdistävä vipu (K) on nimeltään kannatin. Aurinko- ja rengaspyöriä nimitetään myös sisemmäksi ja ulommaksi

keskuspöriksi vastaavasti. Planeettapyörien lukumäärää ei ole rajoitettu kuin tilankäytön puolesta, mutta usein käytetään kolmea. [1, s. 571.]

Yleisessä tapauksessa, kun aurinkopyörä pyörii, se pyörittää planeettapyöriä. Planeettapyörät ovat paitsi pyörimisliikkeessä oman akselinsa ympäri, myös ympyräliikkeessä aurinkopyörän ympäri. Tällä tavoin planeettojen kannatin on myös pyörimisliikkeessä. Planeettapyörät välittävät pyörimisliikkeen edelleen rengaspyörälle.



Kuva 1: Lieriöplaneettapyörästä perusmuoto [1, s. 571]

Planeettavaihteistoon voidaan tuoda momentti joko aurinko- tai rengaspyörän tai kannattimen kautta. Samoin ulostulomomentti voi tulla miltä tahansa edellä mainituista, mutta ei samalta kuin sisääntulomomentti. Vähintään yksi elin on yleensä lukittuna eli sen kulmanopeus on nolla.

Planeettapyörästä jokaisella hammaspyörällä on tietty tehonsiirtokyky. Kun ensiömomentti tulee esimerkiksi aurinkopyörän kautta, se jakautuu teoriassa tasan planeettapyörien välitettäväksi. Näin voidaan saada varsin kompaktiin kokoon vaihteisto, jolla on suuri

tehonsiirtokyky. Toinen pääajatus planeettavaihteiden käytössä on aikaansaada suuria välityssuhteita pienellä (kevyellä) konstruktiolla.

2.2 Planeettavaihteiston edut ja haitat

Planeettavaihteistolla on monimutkaisuudestaan huolimatta monia etuja verrattuna tavalliseen lieriöhammasvaihteeseen. Tässä esitellään vain kaikista oleellisimmat [1, s. 752]:

- Planeettapyörästä on symmetrinen, mikä tarkoittaa myös, että käytävä ja käytettävä akseli voivat olla samalla suoralla.
- Kolmella planeettapyörällä varustetussa pyörästössä hammasvoimien säteis-komponentit tasapainottavat toisensa teoriassa, jolloin vältetään esimerkiksi akselien väsymisongelmilta
- Vaihteistolla voidaan aikaansaada suuria ja useita välityssuhteita pienessä tilassa.

Planeettavaihteiston negatiivisina puolina voidaan puolestaan pitää seuraavia [1, s. 752]:

- Hampaiden ryntöiskujen aiheuttamat ilmiöt ovat monimutkaisempia kuin normaaleissa lieriövaihteissa.
- Rengaspyörien sisähammastuksen teko vaatii erikoiskoneita.
- Planeettavaihteistot ovat meluisampia kuin tavalliset lieriöhammasvaihteet
- Valmistusepätkätkuukisien vuoksi aurinkopyörän tangenttivoima ei jakaudu tasaisesti planeettapyörille.

2.3 Planeettavaihteiston erityispiirteet

Planeettapyörästöllä on normaaliin hammasvaihteeseen nähden monia ominaispiirteitä, joiden ymmärtäminen on tärkeää, kun aletaan suunnittelemaan planeettapyörästöä. Tämän vuoksi ennen vaihteiston suunnittelua on tehtävä perinpohjainen työ, jotta vältetään suunnitteluvirheitä ja vaurioita.

2.3.1 Hammastus

Planeettavaihteiden hammaspyörien hammaslukujen yhdistelmien määrä on rajoitettu. Mielivaltaisilla hammasluvulla kaikkien planeettapyörien hampaat eivät välttämättä sovi keskuspyörien hammasjakoihin. Hammaslukujen yhteensopivuuden takaamiseksi seuraavan yhtälön tulee olla voimassa:

$$\frac{z_S + z_R}{N} = C \quad (1)$$

missä z_S on aurinkopyörän hammasluku, z_R on rengaspyörän hammasluku, N on planeettapyörien lukumäärä ja C on kokonaisluku. Tämän niin sanotun kokoonpanoyhtälön johto on esitetty lähteessä 2. Yhtälö pätee ainoastaan perusmallille eli Wilsonin pyörästölle. Ns. yhdistelmäpyörästöille on johdettavissa oma kokoonpanoyhtälönsä, jota ei tässä esitetä. [2, s.312 - 316.]

Aiemmin mainittu valmistusepätkkyys on olennainen ongelma planeettavaihteiden yhteydessä. Tämän takia siis ensiomomentin kehävoima ei jakaudu tasaisesti planeettapyörille, vaan esimerkiksi vain kaksi planeettaa kolmesta jakavat tangenttivoiman. Tästä johtuen vain yksi elin vaihteistossa saadaan laakeroida runkoon. Esimerkiksi, jos rengaspyörä on kiinteästi asennettu, se tarkoittaa, että aurinkopyörän tulee olla radiaalisuunnassa kelluva, jolloin se hakee paikkansa siten, että kehävoima jakautuu tasaisesti planeettapyörille. Sama ongelma syntyy, jos planeettapyörien lukumäärä on suurempi kuin kolme.

Kaikissa lieriöhammasvaihteissa suositellaan käytettävän hammaslukuja, jotka eivät olisi jaollisia keskenään, mielellään alkulukuja. Tilanne, jossa tämä toteutuu, on englanniksi "hunting teeth". Ilmiölle ei ole suomenkielistä vastinetta. Edellä mainitussa tilanteessa

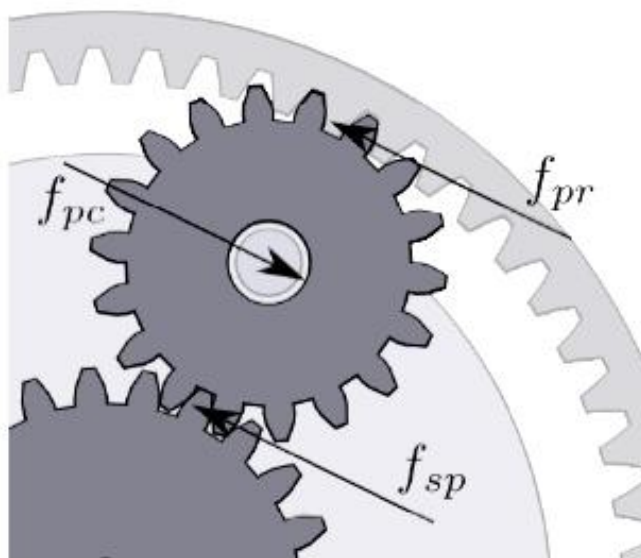
kahden hammaskosketuksessa olevan pyörän hampaat kuluvat tasaisemmin, sillä tietty hammas on kontaktissa vuorotellen jokaisen vastapyörän hampaan kanssa.

Planeettapyörästäissä "hunting teeth" -ilmiö pitää ottaa huomioon aurinkopyörän ja planeettapyörrien hammasluvuissa.

Erityisesti planeettavaihteissa esiintyy ilmiö nimeltä "sequential mesh / simultaneous mesh". Se kuvaa sitä, ovatko kaikki planeettapyörät samalla ajanhetkellä rynnöissä aurinkopyörän kanssa (simultaneous mesh). Ryntöjen tapahtuminen samaan aikaan voi aiheuttaa suuria impulsseja pyörästöön. Ryntöjen tapahtuminen eri aikaan (sequential mesh) voidaan saavuttaa valitsemalla aurinkopyörän hammasluku ja planeettapyörrien lukumäärä toisillaan jaottomiksi. [2, s. 317 - 320.]

2.3.2 Planeettapyörrien laakerointi

Kun suunnitellaan planeettapyörrien laakerointia, tulee huomioida laakerin poikkeuksellinen kuormitus. Tavallisesti akselia kantava laakeri joutuu vastaanottamaan hammasvoimaresultantin tangenti- ja radiaalisuuntaiset komponentit. Planeettavaihteessa planeetan ollessa hammaskosketuksessa sekä aurinko- että rengaspyörän kanssa sen hammasvoimien tangenttikomponentit osoittavat samaan suuntaan (kuva 2).



Kuva 2: Planeettapyörän vapaakappalekuva (VKK) [3, s. 3]

Säteiskomponentit kumoavat toisensa. Tämä tarkoittaa sitä, että laakerin radiaalikuoritus on kaksi kertaa niin suuri kuin hammasvoimien tangenttikomponentti.

Kukin planeetta on myös ympyräliikkeessä auringon ympäri, joten kannatin joutuu laakerin välityksellä kohdistamaan planeettapyörään normaalivoiman, joka pitää planeetan ympyräradallaan. Tämä voima on verrannollinen kannattimen kulmanopeuden toiseen potenssiin. [2, s. 320 - 322.]

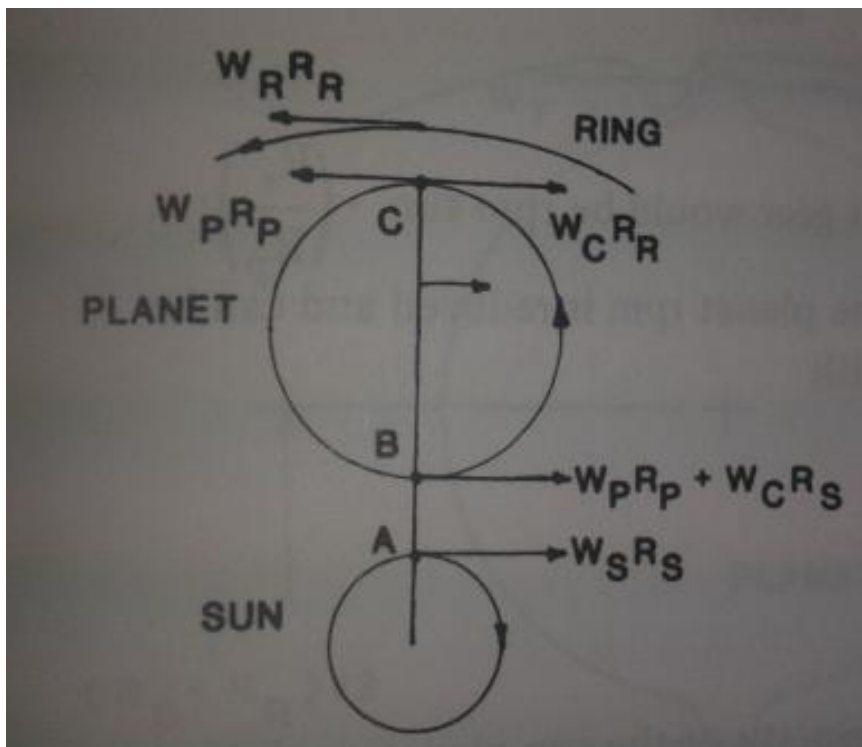
2.4 Planeettavaihteiston käyttökohteet

Planeettavaihteistoja on käytössä nykyään varsin laajalti. Tunnetuin sovellus lienee tuulivoimaloiden käyttökoneistot sekä autojen automaattivaihteistot. Myös erilaisissa säätölaitteissa käytetään planeettapyörästäjä.

2.5 Välityssuhteen laskenta

Planeettavaihteiston välityssuhteen laskemiseen on olemassa useita erilaisia menetelmiä kuten Swampin kehittämä taulukkomenetelmä [1, s. 753] tai Kutzbachin taso [1, s. 755 - 756], joka on graafinen menetelmä. Tässä puolestaan esitetään lähteen [2, s. 297 - 298] mukainen yksiportaisen Wilsonin pyörästön välityssuhteen analyyttinen laskenta, jossa aurinkopyörä, planeettapyörät ja rengaspyörä ajatellaan toisiaan vasten vieriviksi lieriöiksi, joiden halkaisija on pyörän jakohalkaisija. Menetelmää voitaisiin kutsua esimerkiksi kehänopeusmenetelmäksi.

Laskenta alkaa siten, että kaikki osat ajatellaan vapaasti pyöriviksi eli toisin sanoen mitään pyörää tai kannatinta ei ole lukittu (kuva 3).



Kuva 3: Planeettavaihteiston idealisointi [2, s. 297]

Yhtälöissä symbolilla v , ω ja R tarkoitetaan osan kehänopeutta, kulmanopeutta sekä jakosädettä vastaavasti. Alaindekseillä S, P, C ja R viitataan aurinkopyörään, planeettapyörään, kannattimeen ja rengaspyörään vastaavasti. Yhtälöt pätevät SI-yksiköiden kanssa. Ensinnä muodostetaan aurinkopyörän kehänopeuden yhtälö:

$$v_S = \omega_S * R_S \quad (2)$$

Seuraavana kehitetään yhtälö ilmaisemaan planeettapyörän kehänopeus pisteessä, jossa se on rynnöissä auringon kanssa.

$$v_P = \omega_P * R_P + \omega_C * R_S \quad (3)$$

Yhtälöstä (3) nähdään, että planeettapyörän kehänopeus vierintäpisteessä on kahden nopeuskomponentin summa. Se sisältää sekä planeettapyörän oman akselin suhteen tapahtuvan pyörimisliikkeen kehänopeuden että sen tekemän ympyräliikkeen johdosta

syntyneen kehänopeuden auringon jakosäteen kohdalla. Huomionarvoista on se, että nopeuskomponentit ovat samansuuntaiset.

Yleisen hammaslain mukaan rynnössä olevien hammaspyörien tangenttinopeuksien on oltava yhtä suuret, jotta hammaskontakti ei irtoaisi eivätkä hampaat painuisi toistensa sisään, joten yhtälöiden (2) ja (3) välille on vaadittava yhtäsuuruus:

$$\omega_S * R_S = \omega_P * R_P + \omega_C * R_S \quad (4)$$

Rengaspyörän kehänopeus saadaan yhtälöstä:

$$v_R = \omega_R * R_R \quad (5)$$

Planeettapyörä on rynnössä myös rengaspyörän kanssa, jolloin on määritettävä yhtälö planeetan kehänopeudella rengaspyörän ja planeettapyörän välisessä vierintäpisteessä:

$$v_P = \omega_P * R_P - \omega_C * R_R \quad (6)$$

Yhtälöstä ilmenee, että planeettapyörän kehänopeuden komponentit ovat tässä ryntökohdassa vastakkaisuuntaiset. Edelleen on vaadittava, että rengaspyörän ja planeettapyörän tangenttinopeudet ovat yhtä suuret, jolloin pätee yhtälö:

$$\omega_R * R_R = \omega_P * R_P - \omega_C * R_R \quad (7)$$

Yhtälöt (4) ja (7) sisältävät molemmat termin $\omega_P * R_P$. Tämän avulla edellä mainitut yhtälöt voidaan yhdistää uudeksi yhtälöksi:

$$\omega_S * R_S = \omega_R * R_R + \omega_C * (R_S + R_R) \quad (8)$$

Näin on saatu yleinen nopeussuhdeyhtälö.

Yhtälöä (8) sovelletaan siten, että kun jokin pyörästön osa on lukittu, sen kulmanopeus on nolla. Kyseisen muuttujan tilalle sijoitetaan siis nolla, ja nopeussuhdeyhtälöstä katoaa yksi termi. Tämän jälkeen välityssuhde lasketaan yleisen periaatteen mukaisesti:

$$i = \frac{\omega_{INPUT}}{\omega_{OUTPUT}} \quad (9)$$

Jos kannatin lukitaan, seuraa $\omega_C = 0$. Tällöin yhtälö (8) saa muodon:

$$\omega_S * R_S = \omega_R * R_R \quad (10)$$

Auringon toimiessa sisääntulona, saadaan välityssuhteeksi tässä tapauksessa:

$$i = \frac{\omega_S}{\omega_R} = \frac{R_R}{R_S} \quad (11)$$

Jos rengaspyörä lukitaan, seuraa vastaavasti $\omega_R = 0$. Silloin yhtälö (8) muuttuu muotoon:

$$\omega_S * R_S = \omega_C * (R_S + R_R) \quad (12)$$

Auringon toimiessa sisääntulona, saadaan välityssuhteeksi nyt:

$$i = \frac{\omega_S}{\omega_C} = \frac{R_S + R_R}{R_S} \quad (13)$$

Viimeisenä tapauksena tarkastellaan tilannetta, jossa aurinko on lukittuna eli $\omega_S = 0$. Tällöin yhtälö (8) saa muodon:

$$\omega_R * R_R + \omega_C * (R_S + R_R) = 0 \quad (14)$$

Rengaspyörän toimiessa sisääntulona saadaan välityssuhteeksi täten:

$$i = \frac{\omega_R}{\omega_C} = -\frac{(R_S + R_R)}{R_R} \quad (15)$$

Yhtälöstä (15) havaitaan, että välityssuhde auringon ollessa lukittuna on negatiivinen. Negatiivisuus tarkoittaa, että ulostulevan osan kulmanopeus on vastakkaisuuntainen alkuperäiseen oletukseen nähden. Negatiivisuus ei siis suoraan tarkoita, että sisääntulo- ja ulostulo-osat pyörisivät vastakkaisiin suuntiin.

Yhtälöissä (11), (13) ja (15) välityssuhteet on laskettu käyttäen hyväksi hammaspyörien jakosäteitä. Välityssuhde voidaan esittää myös pyörien jakohalkaisijoiden tai hammaslukujen avulla, sillä nämä ovat jakosäteiden kerrannaisia. [2, s. 298.]

3 Suunnittelu

3.1 Suunnittelun lähtökohdat

Suunnittelun alussa määritettiin ensin rajoitteet suunniteltavalle vaihteistolle. Ensinnäkin moottorityyppi on Siemensin kestopagneettimoottori mallia 1FE1052-4HD10. Kyseessä on nelinapainen moottori, jolla on seuraavat suoritusarvot [4, s. 137]:

- nimellisteho 31,4 kW
- nimellismomentti 12 Nm
- maksimimomentti 20 Nm
- nimellipyörimisnopeus 25 000 rpm
- maksimipyörimisnopeus 40 000 rpm
- staattorin massa 6 kg
- roottorin massa 1,15 kg
- roottorin hitausmomentti 0,00087 kgm².

Lisäksi staattorin ulkohalkaisija on 120 mm. Vaihteisto ei saisi ulkomitoiltaan olla tätä halkaisijaa suurempi. Sähkömoottorikäyttö mahdollistaa myös sen, että vaihteistossa riittää yksi kiinteä välitys.

3.2 Suunnittelun tavoitteet

Suunnittelun kohteena oli kilpa-autoon asennettava vaihteisto. Kilpa-auto on suunnittelun kannalta erityistapaus, koska silloin annetaan erityisen suuri painoarvo tuotteen alhaiselle massalle. Tämän vuoksi vaihteiston tulisi siis olla mahdollisimman kevyt, mutta kuitenkin riittävän kestävä luotettavan toiminnan takaamiseksi. Nykyinen sähkömoottori-vaihteistopaketti painaa noin 50 kg. Uudelle konstruktiolle annettiin tavoitekokonaismassaksi alle 20 kg. Tämä tarkoittaa, että kauden 2018 auto painaisi enintään 190 kg. Auton tulisi kyetä ajamaan 75 metrin matka 4,1 sekunnissa.

Toiseksi kilpa-autoilussa on tyypillistä, että autolle joudutaan tekemään huoltoja nopeasti ja hankalissa olosuhteissa. Vaihteiston suunnittelun kannalta tämä tarkoittaa sitä, että sen pitäisi olla mahdollisimman yksinkertainen rakenteeltaan ja toiminnaltaan. Vaihteisto pitää voida asentaa autoon yhden miehen voimin mahdollisimman helposti ja nopeasti.

Vaihteiston elinikä on yksi kilpailukausi, joka käsittää noin 1000 ajokilometrin mittaisen testikauden ja neljä kilpailua. Oletetaan, että testikauden 1000 kilometriä ajetaan keskimäärin ajonopeudella 40 km/h. Tästä voidaan arvioida, että testikauden kokonaiskäyttöaika on noin 25 tuntia. Kilpailuissa kokemuksen perusteella oletettiin autoa ajettavan noin 15 tuntia. Täten vaihteiston kestoikävaatimukseksi asetettiin 50 tuntia.

Vaihteiston hyötysuhde on tärkeää ottaa huomioon jo suunnittelussa. Hyötysuhteelle asetettiin tavoitteeksi vähintään 90 %. Käytännössä tämä tarkoittaa, että yritetään välttää turhia hammaskosketuksia. Myös planeettojen laakerointiin on kiinnitettävä huomioita hyötysuhteen kannalta.

3.3 Suunnittelufilosofia

Kun suunnitellaan jotain teknistä laitetta, täytyy tehdä päätös, minkä ajatusmaailman mukaan laitteen ominaisuudet (mitat, lujuudet) mitoitetaan. Tätä vaihteistoa suunniteltaessa

menetelmänä oli mitoitus kestorajaan nähden. Kyseiselle mitoitusmenetelmälle on tyyppillistä rakenteen äärellinen kestoikä. Kestorajamitoitusmenetelmää käytetään yleisesti lentokone- ja autoteollisuudessa. Menetelmä jakautuu kolmeen suunnittelufilosofiaan, jotka ovat [1, 23 - 27.]

- varman kestämisen periaate (Safe Life)
- rajoitetun vahingon eli turvallisen vioittumisen periaate (Fail Safe)
- viansietoperiaate (Damage Tolerance).

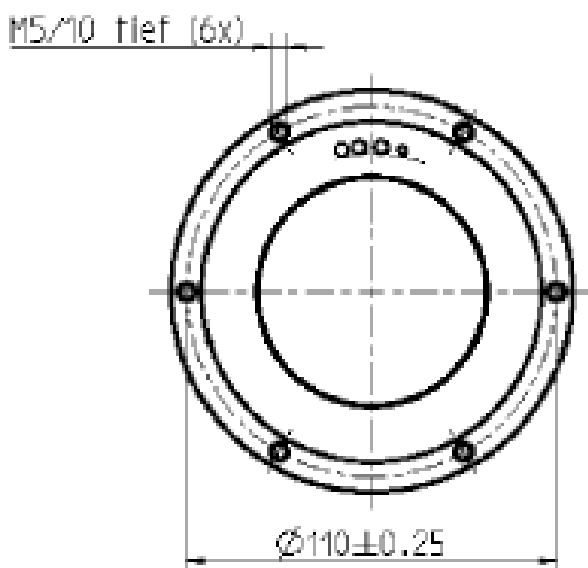
Näistä kolmesta päätettiin valita varman kestämisen periaate (Safe Life), sillä vaihteisto on kriittinen osa ajoneuvoa ja sen suorituskykyä.

3.4 Vaihteiston layout-suunnittelu

Vaihteisto oli tarkoitus sijoittaa moottorin ja pyörän väliin siten, että moottorin akseli, vaihteiston käytettävä akseli ja pyörän pyörimisakseli ovat kaikki samalla suoralla. Vaihteisto ja moottori kiinnitetään olka-akseliin, ja vaihteiston käytettävä akseli eli kannatin muodostaa samalla pyörännavan.

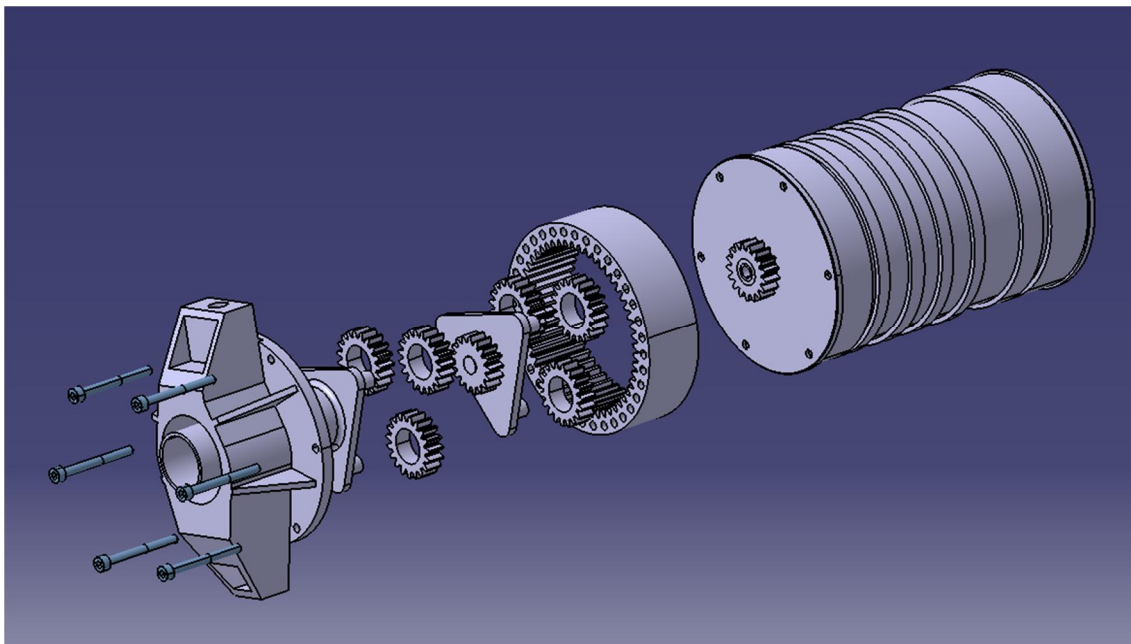
Rengaspyörä asennetaan kiinteästi moottorin päättyyn. Rengaspyörän reunoille porataan 5 mm:n reiät tasaisin välimatkoin. Näin saadaan myös painoa pois rengaspyörästä. Ruuveina käytetään lujuusluokan 12.9 ruuveja. Kuvassa 4 näkyy moottorin päädyn ruuvijako sekä jakohalkaisija.

Moottorin akseli laakeroidaan moottorin sisemmän ja ulomman puolen kuoriin kuulalaa-kereilla. 1-vaiheen aurinkopyörä kiinnitetään moottorilta tulevalle akselille profiililiitoksella. Auringon aksiaalisuuntainen paikoitus toteutetaan olakkeella sekä pidätinrenkaalla.

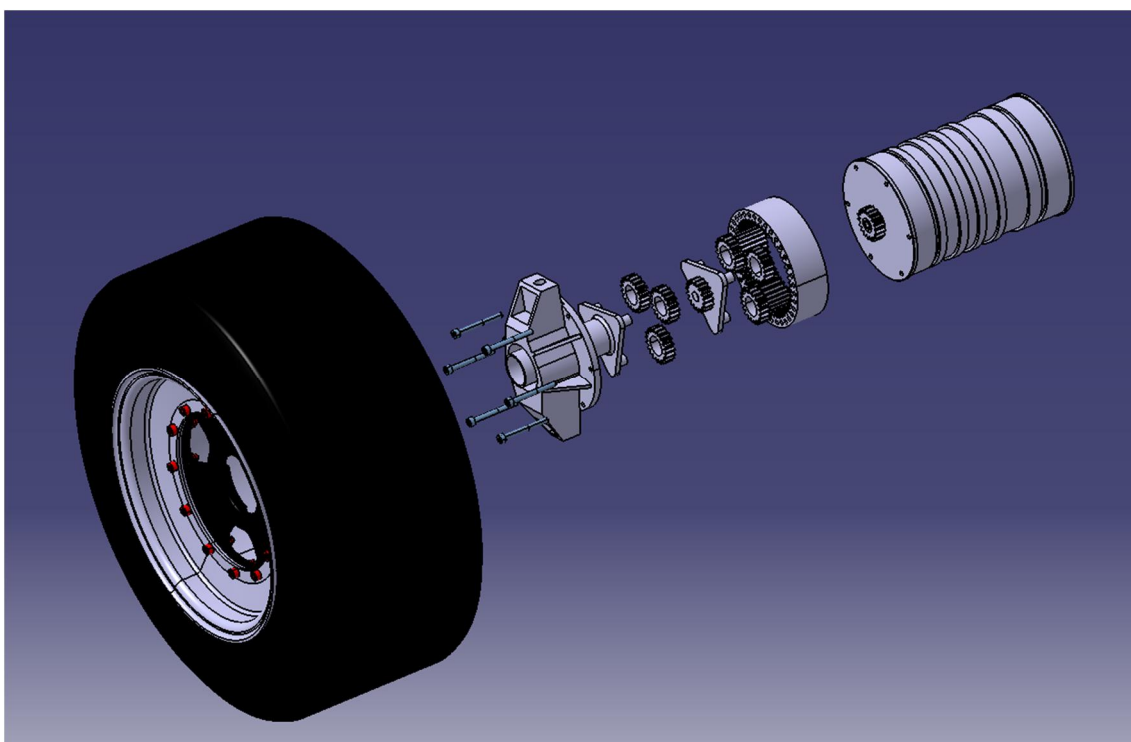


Kuva 4: Moottorin kiinnitysruuvien jakohalkaisija ja jako [4, s. 216]

2-vaiheen aurinkopyörä kiinnitetään 1-vaiheen kannattimen akselille kutistusliitoksella. Tämä on perusteltua, sillä 2-portaan aurinkoa ei tarvitse irrottaa kannattimesta, jos vaihteisto halutaan purkaa tai irrottaa moottorista. Kutistusliitoksen vääntömomentin siirtokyky on laskettu standardin SFS 5595 mukaan. 2-portaan aurinko asemoidaan aksiaalisesti olakkeen avulla. 2-portaan kannatin toimii samalla pyörännapana. Kuvissa 5 ja 6 on esitetty vaihteiston kokoonpano. Tilavuusmallit on mallinnettu CATIA-mallinnusohjelmistolla. Mallien päätarkoitus on havainnollistaa vaihteiston eri osien suhteellista sijaintia sekä vaihteiston rakennetta. Todellinen myöhemmin suunniteltava osa voi olla yksityiskohdiltaan hieman erilainen. Kuvissa ei myöskään ole laakereita eikä vaihteiston tiivistämiseen tarvittavia osia eikä moottorin jäähdytysjärjestelmän komponentteja.



Kuva 5: Vaihteiston rakenne

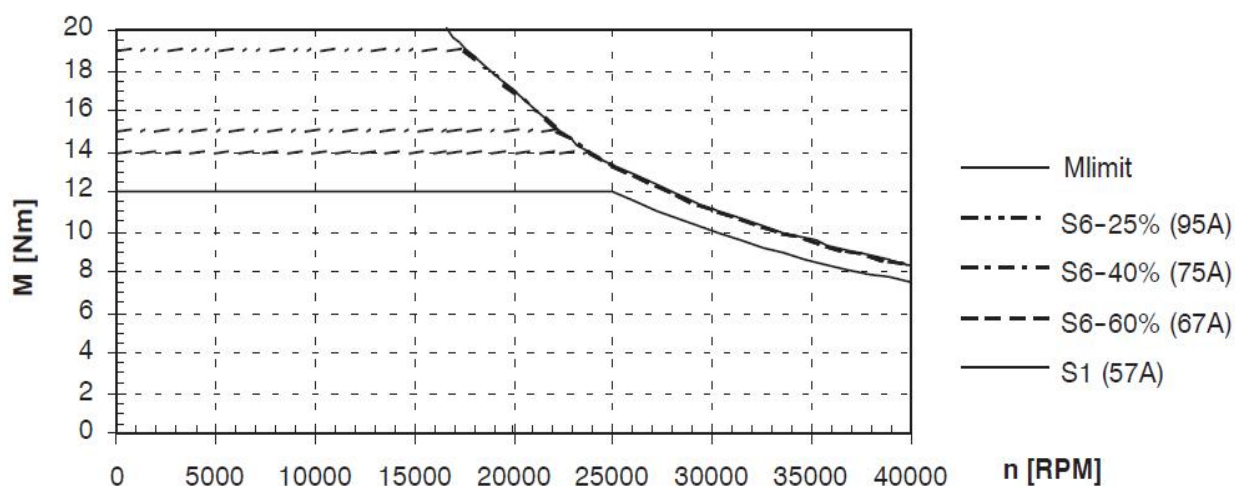


Kuva 6: Napamoottorikonstruktion rakenne

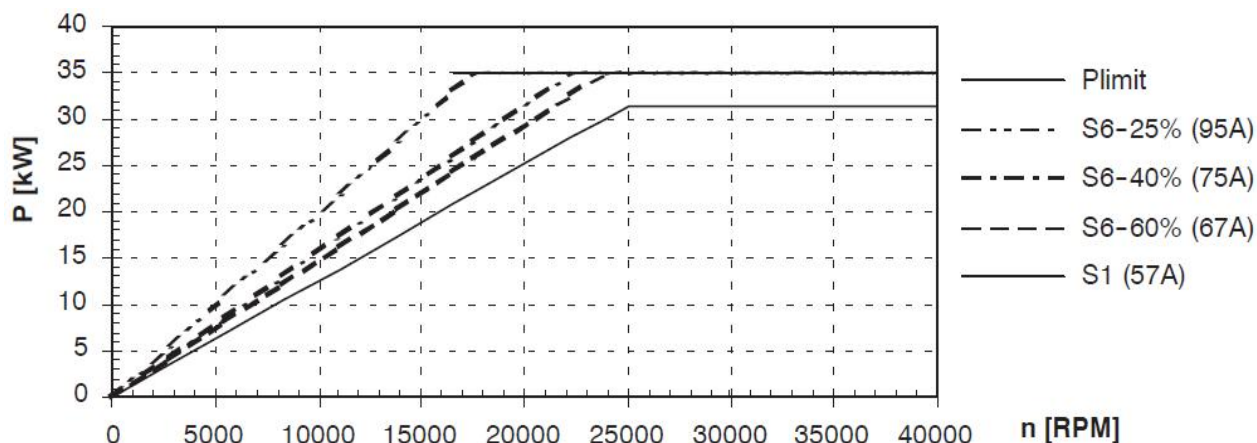
4 Mitoitus

4.1 Välityssuhteen valinta

Tiimin käyttämille sähkömoottoreille on ominaista, että tietyn kierrosnopeuden jälkeen alkaa niin sanottu kentänheikennysalue. Tämä tarkoittaa sitä, että kyseisen kierrosluvun jälkeen moottorin vääntömomentti ei enää ole nimellisarvonsa suuruinen vaan putoaa kierrosnopeuden kasvaessa. Kuvassa 7 on esitetty mallimoottorin pyörimisnopeus-vääntömomentti-kuvaaja, josta näkyy, että kierrosnopeuden 25 000 rpm jälkeen moottorin vääntömomentti laskee. 25 000 rpm on moottorin nimellispyörimisnopeus, ja sillä nopeudella moottori saavuttaa nimellistehonsa. Tehon pysyessä vakiona ja pyörimisnopeuden kasvaessa vääntömomentin on pienennyttävä. Kuvassa 8 esitetään moottorin syöttöteho pyörimisnopeuden funktiona.



Kuva 7: Moottorin 1FE1052-4HD10 momenttikuvaaja [4, s. 137]



Kuva 8: Moottorin 1FE1052-4HD10 tehokuvaaja [4, s. 137]

Formula Student -kilpailussa yhtenä ajo-osiona on kiihdytyskilpailu (Acceleration Event), jossa autolla kiihdytetään paikaltaan 75 metriä eteenpäin. Tähän kulunut aika toimii arvosteluperusteena. Kiihdytysosio poikkeaa muista ajo-osioista (Skidpad, Autocross ja Endurance Events) siten, että siinä autolla saavutetaan suuri hetkellinen ajonopeus ja että kiihdytyskilpailun rata on määritelty tarkasti kilpailun säännöissä [5, s. 153 - 159]. Tästä syystä suunniteltavan planeettavaihteiston välityssuhde valitaan kiihdytyskilpailua silmällä pitäen. Seuraavassa esitetty laskelma on yksinkertaistettu tapa laskea tarvittava välityssuhde. Se ei ota huomioon aerodynaamisia voimia tai muita ajovastuksia. Lisäksi siinä oletetaan ääretön kitka renkaan ja tien välissä. Laskelmissa usea muuttuja vaikuttaa toiseen, joten menetelmä on iteratiivinen.

Kiihdytysosiossa käytetään hyväksi moottorin maksimivääntömomenttia, joka on tuoteluettelon mukaan $M_1 = 20 \text{ Nm}$. Valitaan alustavaksi välityssuhteeksi 10, jolloin kahdella moottorilla saadaan auton toisiomomentiksi:

$$M_2 = M_1 * i * 2 = 400 \text{ Nm}.$$

Auton pyörän dynaaminen säde on alustavien tietojen mukaan $R = 0,2 \text{ m}$, jolloin tien ja renkaan väliseksi kitkavoimaksi saadaan:

$$F_{traction} = \frac{M_2}{R} = 2000 \text{ N}.$$

Kiihtyvyyden laskemiseksi tarvitaan auton massatiedot. Ajoneuvon tavoiteltu massa on $m = 190 \text{ kg} + 60 \text{ kg}$ (kuljettajan massa). Tähän pitää vielä lisätä auton pyörivien osien kuten pyörien ja voimansiirron osien ja sähkömoottoreiden roottoreiden hitausmomentit redusoituna massana. Koska moottori ja pyörä pyörivät eri kulmanopeuksilla, täytyy myös ensiöpuolen hitausmomentit ensin redusoida toisioakselille. Redusointi tehdään energiaperiaatetta hyväksi käyttäen. Auton pyörälle redusoidut hitausmomentit muunnetaan redusoiduksi massaksi normaalin hitausmomentin laskukaavan mukaan. Käytännössä voidaan käyttää niin sanottua Taborekin kaavaa [5, s. 59], jolla lasketaan hitausvaikutuskerroin φ , jonka avulla saadaan auton kokonaishitaus. Kaava perustuu voimansiirron kokonaisvälityssuhteeseen:

$$\varphi = 1,04 + 0,0025 * i^2 \quad (16)$$

Hitausvaikutuskertoimeksi saadaan $\varphi = 1,29$. Tällä arvolla kerrotaan auton todellinen massa, jolloin kokonaismassaksi saadaan:

$$m_{tot} = \varphi * m = 1,29 * 250 \text{ kg} = 322,5 \text{ kg}$$

Kiihtyvyydeksi saadaan Newtonin lain mukaisesti:

$$a = \frac{F_{traction}}{m_{tot}} = \frac{2000 \text{ N}}{322,5 \text{ kg}} = 6,2 \text{ m/s}^2$$

Tästä voidaan laskea kiihdytysaika t kiihdytysmatkalla $s = 75 \text{ m}$:

$$t = \sqrt{\frac{2*s}{a}} = 4,92 \text{ s.}$$

Huomataan, että tulos ei aivan tyydytä. Iterointia jatketaan, kunnes kiihdytysaika saadaan mahdollisimman pieneksi. Välityssuhteeksi saadaan tällä menetelmällä $i = 20,5$. Tällöin saavutetaan kiihdytysaika 4,37 s. On huomattava, että Taborekin kaavan mukaan hitausvaikutuskerroin on verrannollinen välityssuhteen toiseen potenssiin. Tämä tarkoittaa käytännössä, että tietyillä moottoreilla (myöskään raportin esimerkimoottorilla) ei ikinä päästä tavoiteltuihin kiihdytysaikoihin, sillä korkeampi välityssuhde kasvattaa aina

kiihdytysvastuksia huomattavasti. Käytännössä tietyn välityssuhteen jälkeen kiihdytysaika alkaakin nousemaan, vaikka pyörälle tuleva momentti jatkaakin kasvamista. Liitteessä 1 on esitetty välityssuhteen valinnan iteraatio.

4.2 Hammaslukujen valinta

Välityssuhteen arvoksi valittiin 20,5. Tämän jälkeen oli vuorossa hammaslukujen valinta. Tässä kohtaa myös päätettiin, millä vaihteiston komponentilla on sisään- ja ulostulo. Käytännössä on kolme vaihtoehtoa, miten välityssuhde toteutetaan. Jos tutkitaan yhtälöitä (11), (13) ja (15), voidaan tehdä havainto, että samoilla aurinko- ja rengaspyörien dimensioilla yhtälö (13) antaa suurimman välityssuhteen. Tämän perusteella vaihteiston muokoksi valittiin konfiguraatio, jossa rengaspyörä on lukittu. Koska haluttiin alennusvaihteisto ($i > 1$), sisääntulon on oltava aurinkopyörällä ja ulostulon kannattimella. Tällä konstruktiolla saavutetaan siis haluttu välityssuhde mahdollisimman pienellä massalla. Myös käytettävän moottorin ja vaihteiston kiinnitys puoltavat tätä vaihtoehtoa.

Rengaspyörä on tarkoitus sijoittaa olka-akselin ja moottorin väliin, jolloin rengaspyörä tulee olemaan sylinterimäinen holkki, jossa on läpireiät M5-kiinnitysruuveille. Kiinnitysruuvien jakohalkaisija on 110 mm. Tästä täytyy vähentää ruuvinreiän puolikkaat 5 mm sekä tämän lisäksi vähintään 2 mm säteeltä. Täten rengaspyörän tyvihalkaisijan maksimiarvoksi asetetaan 101 mm.

Hammaslukujen valinta suoritettiin iteratiivisesti käyttämällä hyväksi yhtälöä (15), johon sijoitetaan jakosäteiden sijasta hammasluvut. Hammaslukuja käytettiin, koska ne ovat kokonaislukuja, joten niiden avulla on helppo tehdä iteraatioita. Liitteessä 2 on esitetty taulukkolaskelma, jonka avulla on vertailtu tietyllä moduulilla tietyntylaisia hammaslukuyhdistelmiä. Moduulin minimiarvoksi asetetaan 1,75 mm. Aurinkopyörän minimihammasluvuksi valitaan $z_s = 16$. Kun päätetään lisäksi planeettapyörien hammasluku sekä moduuli, kaikki muut parametrit on määrätty. Havaittiin, että välityssuhdetta 20,5 ei pysty muodostamaan annetuilla rajoitteilla, joten täytyy valita jokin sitä mahdollisimman lähellä oleva. Välityssuhteeksi valitaan kaksiportaisen Wilsonin pyörästön avulla 17,9. Yhden portaan välityssuhde on 4,24. Hammasluvut ovat tällöin $z_s = 17$, $z_p = 19$ ja $z_R = 55$.

Rengaspyörän tyvihalkaisija on 100,625 mm sekä moduulin arvo on 1,75 mm. Planeettapyörien määräksi valitaan kolme, jotta saataisiin edes teoreettisesti tasan jakautuva tangenttivoima. Tällöin yhtälön (1) mukaan:

$$\frac{17+55}{3} = 24$$

Tutkittaessa hammaslukuja havaitaan, että myös vaatimukset hammaslukujen jaottomuudesta (hunting teeth) sekä planeettapyörien eriaikaisesta rynnöstä aurinkopyörän kanssa (sequential mesh) toteutuvat myös. Luvut 17 ja 19 ovat alkulukuja, joten näin on löydetty hammaslukuyhdistelmä, joka täyttää kaikki asetetut ehdot.

4.3 Hammasvoimien laskenta

Planeettavaihteisto koostuu useista tavallisista suoraampaisista lieriöhammaspyöristä. Pääpiirteittäin hammasvoimien laskentaproseduuri on identtinen yksiportaisen hammaspyörävälityksen kanssa. Erityisyyksiä liittyy lähinnä aurinkopyörän tangenttivoiman jakautumiseen planeettapyörille sekä planeettapyörien hammasvoimiin.

Kun käytetään kolmea planeettapyörää, aurinkopyörä teoriassa hakeutuu tasapainoasemaan, jolloin sen kaikkien kosketuksessa olevien hampaiden tangenttivoimat ovat yhtä suuret. Näin ei kuitenkaan todellisuudessa ole, vaan ensiömomentti jakautuu epätasaisesti planeettapyörille. Aluksi voidaan kuitenkin olettaa tasainen jakautuminen, ja sitten kertoa tangenttivoima sopivalla kertoimella.

Vaihteisto mitoitettiin moottorin maksimivääntömomentin 20 Nm mukaan. Vaihteiston ollessa kaksiportainen, alaindeksi 1 viittaa moottorin jälkeen tulevaan portaaseen ja alaindeksi 2 puolestaan jälkimmäiseen portaaseen. Ensiömomentin ollessa 20 Nm saadaan ensimmäisen portaan yhteen planeettapyörän hampaaseen kohdistuva tangenttivoima seuraavasti:

$$F_{t_{P1}} = \frac{M_1}{3 * R_{S1}} = \frac{M_1}{3 * 0,5 * m * z_{S1}} = \frac{20 \text{ Nm}}{3 * 0,5 * 0,00175 \text{ m} * 17} = 448 \text{ N}$$

Lähteen [2, s. 309] mukaan tangenttivoiman epätasainen jakautuminen voidaan ottaa huomioon siten, että ensimmäisen planeettapyörän tehonsiirtokyky voidaan hyödyntää täysin. Toisen planeettapyörän tehonsiirtokyky kerrotaan arvolla 0,9 ja kolmannen planeettapyörän tehonsiirtokyky arvolla 0,8. Jos planeettapyöriä olisi useampia, jatkuisi tehonsiirtokyvyn pudotus siten, että kerrointa pienennetään aina yhden desimaalin verran jokaista planeettapyörää kohti.

Tangenttivoimaa laskettaessa tätä menetelmää voidaan soveltaa käänteisesti. Ajatellaan, että jokainen planeettapyörä on vuorollaan ”kolmas pyörä”, jolla on alennettu tehonsiirtokyky. Samanarvoisesti voidaan vaikuttava tangenttivoima kertoa luvulla 1,2. Tämän seurauksena saadaan ensimmäisen portaan planeettapyörän korjatuksi tangenttivoimaksi 538 N.

Tästä voidaan laskea 1-portaan planeettapyöriin (ja myös aurinkopyörään) kohdistuva säteisvoima, joka saadaan ryntökulman ($\alpha = 20^\circ$) avulla seuraavasti:

$$Fr_{p1} = Ft'_{p1} * \tan(\alpha) = 538 \text{ N} * \tan(20^\circ) = 196 \text{ N}$$

Tasapainoehdon vuoksi planeettapyörän ja rengaspyörän välillä vaikuttavat tangenttivoima ja säteisvoima ovat yhtä suuret kuin planeettapyörän ja aurinkopyörän välillä vaikuttavat vastaavat voimat. Tämän vuoksi ei ole tarpeellista laskea näitä voimia erikseen ensimmäisellä portaalla.

2-portaalla hammasvoimien laskenta tapahtuu samalla, mutta on huomattava, että 2-portaan ensiomomentti on yhtä suuri kuin 1-portaan toisiomomentti. Toisella aurinkopyörällä vaikuttava momentti saadaan siis yhtälöstä

$$M_2 = M_1 * i_1 = 20 \text{ Nm} * 4,24 = 84,8 \text{ Nm}.$$

Tämän perusteella lasketaan tangentti- ja säteisvoimat 2-portaan planeettapyörille. Jälleen tangenttivoiman epätasainen jakautuminen otetaan huomioon kertomalla teoreettinen tangenttivoima korjauskertoimella 1,2. Tuloksiksi saadaan:

- $Ft_{p2} = 2280 \text{ N}$

- $F_{rP2} = 830 \text{ N}$.

Edelleen voimatasapainon perusteella 2-portaalla aurinkopyörään ja rengaspyörään vaikuttavat tangenti- ja radiaalivoimat ovat yhtä suuret planeettapyörien hammasvoimien kanssa.

4.4 Hammaspyörien lujuustarkastelut

Hammasvaihteiden suunnittelussa olennainen asia on tehoa siirtävien hampaiden riittävä lujuus. Hammaspyörien lujuustarkastelut jakautuvat yleisesti kahteen pääryhmään:

- Sallittu pintapaine
- Sallittu tyven taivutusjännitys.

Tässä opinnäytetyössä lujuuslaskelmat on tehty soveltaen standardia SFS-4790, jossa esitetään lieriöhammaspyörien lujuuslaskenta teollisuushammasvaihteissa. Standardin avulla voidaan laskea varmuusluku hampaan kyljen vierintäväsymisen ja tyven taivutusväsymisen suhteen. Varmuusluvut perustuvat 1 %:n vauriotodennäköisyyteen, jota käytetään teollisuusvaihteissa. Kuitenkin tässä tapauksessa kyseessä on ajoneuvon vaihteisto, jolloin voidaan standardien mukaan sallia 10 %:n vauriotodennäköisyys. [6, s. 2.] Standardi ei suoranaisesti ota kantaa, kuinka sitä tulisi soveltaa nimenomaan planeettavaihteistoissa, joten lujuustarkastelut tehdään olettaen, että jokainen erillinen hammaspyöräpari planeettapyörästössä on ikään kuin yksi lieriöhammasvaihde. Toisin sanoen tarkastelun kohteena ovat seuraavat pyöräparit:

- 1. portaan aurinkopyörä ja planeettapyörä
- 1. portaan planeettapyörä ja rengaspyörä
- 2. portaan aurinkopyörä ja planeettapyörä
- 2. portaan planeettapyörä ja rengaspyörä.

Laskenta suoritetaan jokaisen pyöräparin molemmille pyörille. Laskentaa varten vaaditaan vähintään seuraavat, hammastuksen ja kuormituksen tiedot:

- hammasluvut, moduuli, jakohalkaisijat, akseliväli, profiilinsiirtokertoimet ($x_1 = x_2 = 0$), hammasleveys ja ryntösuhde
- siirrettävä teho, pyörimisnopeus, käytettävän ja käyttävän koneen tyyppi.

Alustavana materiaalina käytetään hiilletyskarkaistua seosterästä 20MnCr5, jonka pintapaineen kesto on 1500 MPa ja taivutusväsymislujuus 500 MPa.

Näissä laskelmissa selviää myös hampaiden vaatima leveys. Leveys voi olla erisuuruinen eri portaiden pyörissä. Hampaan leveyttä rajoittaa akseleiden yhdensuuntaisuus. Kirjallisuudessa [1, s. 502] esitetään hampaan b leveydelle seuraavia vaatimuksia:

- hammastuksen ollessa laakerivälin ulkopuolella $b \leq 0,75 \cdot d$
- moduulin funktiona leveyden maksimiarvo $b_{\max} = \lambda \cdot m$, missä λ on kerroin taulukon 1 mukaisesti.

Taulukko 1: Kerroin λ [1, s. 502]

Hammastuksen valmistustapa	Laakerointi	λ
Valaminen	-	10
Jyrsintä, höyläys	Laakerointi ei ole vaihekotelossa	15
Jyrsintä, höyläys	Hammastus laakerivälin ulkopuolella	15
Jyrsintä, höyläys	Hyvä laakerointi vaihekotelossa	25
Jyrsintä, höyläys	Tarkkuuslaakerointi	30

Hammaspyöriltä vaadittu tarkkuusluokka on kokemukseen perustuvien valintojen mukaan 6. Aurinko- ja planeettapyörien hammasluvut ovat pienempiä kuin 20 sekä niiden ryntösuhde on pienempi kuin 2, joten niille tehdään vierintäväsymislujuustarkastelu myös yksittäisryntöpisteessä. Laskelmissa ensiöpyörän kierrosnopeutena käytetään arvoa,

joka saadaan moottorin pyörimisnopeudesta 12 500 rpm. Tämä on täysin kokemuksiin perustuva arvio.

Standardin SFS-4790 mukainen laskenta on pitkäkestoinen ja sisältää paljon korjauskertoimia, joten tässä raportissa esitetään yksityiskohtaisesti vain yleiskertoimiin kuuluva käyttökerroin, sillä se on kaikissa planeettavaihteiston pyöräpareissa samansuuruinen.

Käyttökerroin K_A

Käyttökerroin ottaa huomioon ulkopuolisista lähteistä hammasvaihteeseen tulevat lisäkuormitukset. Lisäkuormitukset riippuvat käytävät ja käytettävän koneen ominaisuuksista, massasuhteista, kytkimistä sekä käyttöolosuhteista. Mahdollisuuksien mukaan käyttökerroin tulisi valita mittausten perusteella, mutta se ei tässä tapauksessa ole mahdollista. Nyt käyttökerroin joudutaan valitsemaan taulukon 2 perusteella.

Taulukko 2: Käyttökertoimen valinta [6, s. 8]

Käytävän koneen käynti	Käytettävän koneen käynti			
	Tasainen	Kohtalaiset sysäykset	Keskisuuret sysäykset	Voimakkaat sysäykset
Tasainen	1,00	1,25	1,50	1,75
Kevyet sysäykset	1,10	1,35	1,60	1,85
Keskisuuret sysäykset	1,25	1,50	1,75	2,0
Voimakkaat sysäykset	1,5	1,75	2,0	2,25

Kyseessä ollessa ajoneuvon, sähkömoottorin voidaan olettaa käyvän tasaisesti sekä auton renkasiin voidaan ajatella syntyvän keskisuuria sysäyksiä. Käyttökertoimeksi valitaan täten 1,25. Valintaan vaikutti myös se, että tiimissä on aiemminkin käytetty samansuuruista käyttökerrointa ja kokemukset ovat olleet positiivisia.

Liitteissä 3 - 6 on esitetty vaihteiston aurinko ja planeettapyörien lujuuslaskenta. Hampaiden leveydeksi saadaan 1-portaalle 7 mm sekä 2-portaalle 10 mm. Varmuusluku tyven taivutusjännityksen suhteen on yleisesti suhteellisen korkea, mutta tästä on vain hyötyä, sillä standardi ei ota huomioon sitä, että planeettapyörän hampaat ovat taivutusvaihtokuormituksessa, joka johtuu siitä, että aurinkopyörä ja rengaspyörä kohdistavat

planeettapyörän samaan hampaaseen eri suuntaan kohdistuvan voiman (planeettapyörän mukana liikkuvan koordinaatiston suhteen).

Vaihteiston layout-suunnitelman mukaan molemmilla portailla on yhtenäinen rengaspyörä. Valmistusteknisistä syistä koko rengaspyörän leveydelle tullaan valmistamaan yhtäläinen hammasprofiili.

4.5 Hyötysuhdetarkastelut

Vaihteiston hyötysuhde on suunnittelun kannalta hyvin tärkeä asia, sillä hukatun tehon lisäksi saadaan selville myös vaihteistossa syntyvä lämpömäärä eli käytännössä vaihteen lämpötilan nousu. Tällä on puolestaan ratkaiseva merkitys vaihteiston jäähdytyksen ja voitelun suunnittelulle ja toteutukselle. Hammasvaihteissa häviöitä syntyy hammaskosketuksessa tapahtuvan liukumisen vuoksi sekä hammaspyörien laakereiden kitkahäviöistä. Muita häviölähteitä ovat tiivisteiden aiheuttama kitkahäviö sekä väliaineen vastukset öljystä ja ilmasta (churning loss, windage loss engl.). Hammasvaihteen hyötysuhteen määrittämiseksi on olemassa analyyttisiä menetelmiä, mutta niiden soveltuvuus tiettyyn konstruktion on aina kyseenalainen. Niinpä tässä esitetty laskelma on suuntaa antava ja sisältää seuraavia oletuksia:

- Vaihteen voitelu tapahtuu onnistuneesti, jolloin hampaiden väliseksi kitkakertoimeksi voidaan olettaa $\mu = 0,05$ [1, s. 422].
- Laakereiden hyötysuhde on $\eta_L = 0,99$ jokaista laakeria kohti [1, s. 512].
- Hampaiden välinen liukunopeus oletetaan vakioksi, mitä se ei todellisuudessa ole.
- Laskenta tehdään ajatellen, että aurinko-, planeetta- ja rengaspyörät muodostavat ryhmän tavanomaisia kiinteitä lieriöhammaspyöräpareja, joiden välinen hammaskitkateho lasketaan.

Seuraavassa selitetään 1-portaan aurinko- ja planeettapyörän välisen hammaskitkatehon laskenta. Samalla menetelmällä lasketaan hammaskitkateho muissa pyöräpareissa.

Laskenta suoritetaan moottorin pyörimisnopeuden arvolla $n = 15\,000$ rpm ja vääntömomentilla 20 Nm. Laskelmissa on havaittu, että ensiötehon pysyessä muuttumattomana myös hyötysuhde pysyy muuttumattomana, sillä tehon ollessa vakio kulmanopeuden ja vääntömomentin tulo on myös vakio eli jos jompaakumpaa suurennetaan, toisen täytyy pienentyä vastaavasti ja päinvastoin. Koska hyötysuhde on sekä kulmanopeuden että kuormituksen funktio, se on vakio tietyllä teholla.

Ensin määritetään aurinko- ja planeettapyörän hammaskylkien kaarevuussäde jakoympyrän vastakkaisilla puolilla. Se saadaan yhtälöstä:

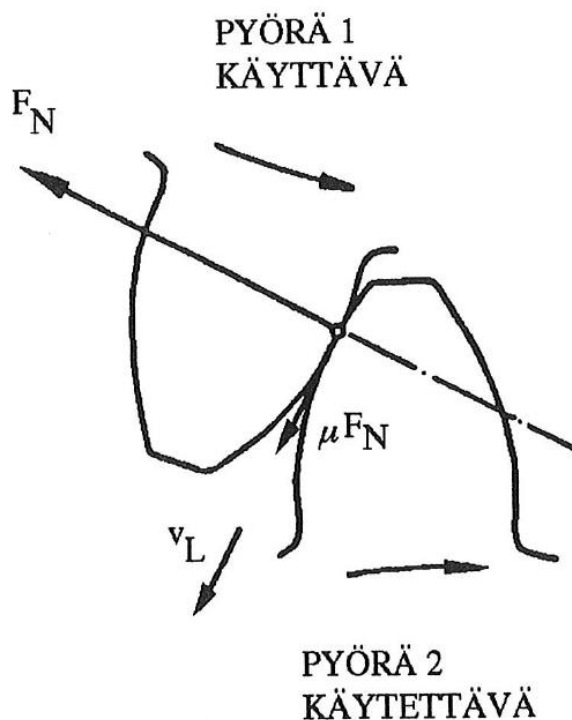
$$R_C = \sqrt{R^2 - R_B^2} \quad (17)$$

Yhtälössä R on mielivaltainen säde ja R_B on perusympyrän säde. Aurinkopyörän $R = R_S + 0,5$ mm ja planeettapyörän $R = R_P - 0,5$ mm. Aurinkopyörän ja planeettapyörän kaarevuussäteet ovat 6,4 mm ja 4,0 mm vastaavasti. Aurinko- ja planeettapyörän välinen sisäinen välityssuhde on hammaslukusuhteeksi eli $19/17 = 1,12$. Aurinkopyörän kulmanopeus on 1570,8 1/s ja planeettapyörän 1402,5 1/s. Lähteen [2, s. 48] mukaan näillä tiedoilla liukunopeus hammaskontaktissa voidaan laskea seuraavasti:

$$v_L = \omega_{S1} * R_{CS} - \omega_{P1} * R_{CS} \quad (18)$$

Liukunopeudeksi saadaan aurinko- ja planeettapyörän välisessä hammaskosketuksessa 4,44 m/s.

Seuraavaksi lasketaan hammaskylkien välinen normaalivoima, joka tarkoittaa kuvan 9 mukaisesti kylkien tangentteja vastaan kohtisuoraa voimaa.



Kuva 9: Hammaskitkavoiman muodostuminen [1, s. 511]

Normaalivoima lasketaan yhtälöstä:

$$F_{N1} = \frac{Ft_1}{\cos(\alpha)} \quad (19)$$

Tässä kohtaa ei ole tarpeen ottaa huomioon tangenttivoiman epätasaista jakautumista, sillä kun yhdellä planeettapyörällä on vähemmän kuormaa, toisella planeettapyörällä on vastaava ylikuorma. Kitkahäviö tulee olemaan yhtä suuri joka tapauksessa. Normaalivoimaksi saadaan $F_{N1} = 477 \text{ N}$.

Hampaissa syntyvä kitkavoima lasketaan klassisen kitkalain mukaan eli

$$F_{\mu} = F_{N1} * \mu \quad (20)$$

Kitkavoimaksi saadaan 23,8 N. Tästä voidaan lopulta laskea hammaskitkateho, joka on kitkavoiman ja liukunopeuden tulo. Kitkatehoksi saadaan $P_{\mu 1} = 106 \text{ W}$. Samalla proseduurilla lasketaan planeettapyörän ja rengaspyörän välinen hammaskitkateho. Kitkahäviöt lasketaan molemmilla portailta. Laskelmat on esitetty liitteissä 7 - 10, ja tulokset ovat seuraavat:

- 1-portaan planeettapyörä-rengaspyöräpari: $P_{\mu 2} = 253,4 \text{ W}$
- 2-portaan aurinkopyörä-planeettapyöräpari: $P_{\mu 3} = 106 \text{ W}$
- 2-portaan planeettapyörä-rengaspyöräpari: $P_{\mu 4} = 235 \text{ W}$.

On huomattava, että planeettavaihteistossa vaihteen läpi kulkeva teho jakautuu kolmelle rinnan kytketylle planeettapyörälle. Siksi hyötysuhdelaskelmissa riittää tarkastella vain yhdessä haarassa syntyviä tehohäviöitä. Yhden haaran välittämä teho on tässä konstruktiossa

$$P_{Divided} = \frac{P_{Motor}}{3} \quad (21)$$

Yhden haaran kautta kulkevaksi tehoksi saadaan 10 471 W. Tästä vähennetään yhdessä haarassa syntyvä kitkateho, jolloin kokonaishammashyötysuhteeksi saadaan:

$$\eta_h = 1 - \frac{P_{\mu 1} + P_{\mu 2} + P_{\mu 3} + P_{\mu 4}}{P_{Divided}} = 0,932$$

Tähän täytyy lisätä vielä laakereissa syntyvät kitkahäviöt. Itse vaihteistossa on yhteensä kuusi neulalaakeria, jotka tukevat planeettapyöriä. 2-portaisessa vaihteistossa yhdessä haarassa kulkeva teho kulkee vain kahden vierintälaakerin kautta, jolloin vaihteiston kokonaishyötysuhteeksi saadaan lopulta:

$$\eta = \eta_L^2 * \eta_h = 0,914$$

Vaihteiston yllättävän hyvä hyötysuhde johtuu seuraavista seikoista:

- Momentti aurinkopyörällä jakautuu kolmelle planeettapyörälle, jolloin tangenttivoima muodostuu varsin pieneksi
- Edellä mainittu tangenttivoima vaikuttaa saman portaan jokaisessa hammaskontaktissa.
- Planeettavaihteiston välityssuhteen muodostumismekanismi on erilainen kuin normaaleissa lieriöhammasvaihteissa.

Laskettua hyötysuhdetta voidaan verrata tavanomaiseen lieriöpyörähammasvaihteistoon, jossa on yhtä monta hammaskontaktia ja laakeria kuin suunnitellussa planeettavaihteistossa. Hammaskontaktien lukumäärä on 12 ja laakereita on 6 kappaletta. Vaikka hammashyötysuhteen ja laakereiden hyötysuhteen arvoiksi oletettaisiin 0,99, olisi kokonaisyötysuhde

$$0,99^{12} * 0,99^6 = 0,84 .$$

5 Yhteenveto

Tämän insinööriyön tavoitteena oli suunnitella planeettavaihteistokonstruktio Formula Student -kilpa-autoon. Uuden konstruktion massaksi saatiin moottorit mukaan lukien noin 17 kg. Tavoitteet täyttyivät siis varsin hyvin, mutta huomioitava on, että raportissa käytettyä mallimoottoria ei voi käyttää voimalähteenä kauden 2018 autossa ainakaan pelkissä takapyörissä. Käytännössä, kun suunnitelmat aikanaan toteutetaan, planeettapyörästä täytyy mitoittaa uudelleen. Tämä työ on kuitenkin osoittanut, että kevyisiin napamoottoreihin siirtyminen olisi mahdollista, jos löydettäisiin sopiva moottorisponsori (AMK tai vastaava) tukemaan tiimin toimintaa. Tämän työn aikaansaannosta voitaneen mahdollisesti käyttää hyödyksi sponsoreita etsittäessä. Itse konstruktio on mielestäni täysin toimiva, joten moottorimallin muuttuessa vain hammasluvut ja hammasleveydet täytyy laskea uudelleen.

Lähteet

- 1 Airila, Mauri, Ekman, Kalevi, Hautala, Pekka ym. 1997. Koneenosien suunnittelu. Helsinki: WSOY.
- 2 Lynwander, Peter. 1983. Gear Drive Systems - Design and Application. New York: Marcel Dekker.
- 3 Borders, James. 2009. Planetary Geartrain Analysis. Report.
- 4 Siemens. 2008. Configuration Manual, Synchronous Built-in Motors 1FE1.
- 5 Tuononen Ari & Koisaari Tapio. 2010. Ajoneuvojen dynamiikka. Helsinki: Autoalan koulutuskeskus Oy.
- 6 SFS-EN 4790. Hammaspyörät. Lieriöhammaspyörien lujuuslaskenta.

Liite 1

Välityssuhteen valinta

Vakioarvot	Ensiömomentti	M1 (Nm)	20
	Renkaan dyn. Säde	R (m)	0,2
	Auton massa	m (kg)	250
	Kiihdytysmatka	s (m)	75
Muuttujat	Välityssuhde	i	
	Toisiomomentti	M2 (Nm)	
	Vetovoima	F (N)	
	Hitausvaikutuskerroin	φ	
	Kokonaishitaus	mtot (kg)	
	Kiihtyvyys	a (m/s ²)	
	Kiihdytysaika	t (s)	

Iterointi

i	M2	F	φ	mtot	a	t
7	280	1400	1,16	290,63	4,82	5,58
8	320	1600	1,20	300,00	5,33	5,30
9	360	1800	1,24	310,63	5,79	5,09
10	400	2000	1,29	322,50	6,20	4,92
11	440	2200	1,34	335,63	6,55	4,78
12	480	2400	1,40	350,00	6,86	4,68
13	520	2600	1,46	365,63	7,11	4,59
14	560	2800	1,53	382,50	7,32	4,53
15	600	3000	1,60	400,63	7,49	4,48
16	640	3200	1,68	420,00	7,62	4,44
17	680	3400	1,76	440,63	7,72	4,41
18	720	3600	1,85	462,50	7,78	4,39
19	760	3800	1,94	485,63	7,82	4,38
20	800	4000	2,04	510,00	7,84	4,37
21	840	4200	2,14	535,63	7,84	4,37
22	880	4400	2,25	562,50	7,82	4,38
23	920	4600	2,36	590,63	7,79	4,39
24	960	4800	2,48	620,00	7,74	4,40
25	1000	5000	2,60	650,63	7,68	4,42

Liite 2

Planeettavaihteiston hammaslukujen valinta

Välityssuhde				Moduuli m		1,75 mm					
i(total)	i	zs	zp	zr	N	C	ds	dp	dr	ddr	
11,64	3,412	17	12	41	3	19,33333	29,75	21	71,75	76,125	
12,46	3,529	17	13	43	3	20	29,75	22,75	75,25	79,625	
13,3	3,647	17	14	45	3	20,66667	29,75	24,5	78,75	83,125	
14,17	3,765	17	15	47	3	21,33333	29,75	26,25	82,25	86,625	
15,07	3,882	17	16	49	3	22	29,75	28	85,75	90,125	
16	4	17	17	51	3	22,66667	29,75	29,75	89,25	93,625	
16,96	4,1	17	18	53	3	23,33333	29,75	31,5	92,75	97,125	
17,94	4,235	17	19	55	3	24	29,75	33,25	96,25	100,625	
18,95	4,353	17	20	57	3	24,66667	29,75	35	99,75	104,125	
19,99	4,5	17	21	59	3	25,33333	29,75	36,75	103,25	107,625	
21,05	4,588	17	22	61	3	26	29,75	38,5	106,75	111,125	
22,15	4,706	17	23	63	3	26,66667	29,75	40,25	110,25	114,625	
23,27	4,8	17	24	65	3	27,33333	29,75	42	113,75	118,125	
24,42	4,941	17	25	67	3	28	29,75	43,75	117,25	121,625	
25,59	5,059	17	26	69	3	28,66667	29,75	45,5	120,75	125,125	

Selitykset	i(total)	Kokonaisvälityssuhde (2-portainen Wilson-pyörästö)
i		Y'hden portaan välityssuhde
zs		Aurinkopyörän hammasluku
zp		Planeettapyörän hammasluku
zr		Rengaspyörän hammasluku
N		Planeettapyörien lukumäärä
C		Keskuspyörien hammaslukujen summa / planeettapyörien lkm
ds		Aurinkopyörän jakohalkaisija (mm)
dp		Planeettapyörän jakohalkaisija (mm)
dr		Rengaspyörän jakohalkaisija (mm)
ddr		Rengaspyörän tyvihalkaisija (mm)

Liite 3

Hammaspyörrien lujuuslaskenta SFS 4790 mukaan

Aurinkopyörä, 1. porras

Lähtötiedot

Ensiöpyörän hammasluku	z1	17 -
Toisiopyörän hammasluku	z2	19 -
Akseliväli	aw	31,5 mm
Normaalimoduuli	mn	1,75 mm
Ensiöpyörän jakohalkaisija	d1	29,75 mm
Toisiopyörän jakohalkaisija	d2	33,25 mm
Hampaan leveys	b	7 mm
Profiilinsiirtokertoimet	x1	0 -
	x2	0 -
Ryntökulma norm.	α_n	20 °
Vinuskulma	β	0 °
Ryntösuhde	ϵ_α	1,529273 -
Peittosuhde	ϵ_β	0 -
Ensiömomentti	T1	20 Nm
Kehävoima	Ft	538 N
Ensiöpyörän perushalkaisija	db1	27,95586 mm
Hammaslukusuuhde	u	1,117647 -
Toisiopyörän perushalkaisija	db2	31,24478 mm
Ensiöpyöränopeus	n1	12500 rpm
Kehänopeus	v	19,47133 m/s
Pääkorkeus	ha	1,75 mm
Hampaan korkeus	h	3,9375 mm
Hampaan pään lyhennys	Δha	0 mm
Korkeus-leveys-suhde	h/b	0,5625 -
Ensiöpyörän päähalkaisija	da1	33,25 mm
Ryntökulma vierintäpinnalla	$\tan \alpha_w$	0,36397
Toisiopyörän päähalkaisija	da2	36,75 mm
Jako	pt	5,497787
Perusjako	pbt	5,16623

Yleiskertoimet

Käyttökerroin	KA	1,25 -
Dynaaminen kerroin	Kv	1,40709 -
Kosketusleveyskertoimet	KH β	1,162065 -
	KF β	1,083222 -
Kuormituksen jakautumiskertoimet	KH α	1 -
	KF α	1 -
Kerroin	N	0,532225 -
Ft*KA*Kv*KHb/b		157,0894 N/mm

Dynaamisen kertoimen laskenta

Vakio	K1	14 -
Vakio	K2	0,0193 -

Kosketusleveyskertoimen KH β laskenta (Tarkempi)

Suuntapoikkeama sisäänajon jälkeen	F β y	12,40558
Suuntapoikkeama ennen sisäänajoa	F β x	12,40558
Muodonmuutoksesta johtuva suuntapoikkeama	fsh	9,327502
Valmistuksesta johtuva suuntapoikkeama	fma	
Sisäänajossa tapahtuvan tasoittumisen vaikutus	$\gamma\beta$	
Ryntäjoustovakio	c γ	
Kerroin	K'	
Laakerointietäisyys	l	
Epäsymmetria	s	

KA*Ft/b \geq 100 N/mm

96,07143 N/mm

Laskenta pintapaineen mukaan

Kyljen muotokerroin	ZH	2,5 -
Yksittäisryntökerroin	ZB	1,042704 -
Joustokerroin	ZE	189,8 Sqrt(N/mm ²)
Ryntösuuhdekerroin	Zε	0,907511 -
Vinouskulmakerroin	Zβ	1 -
Vierintäväsymislujuus	σHlim	1500 N/mm ²
Voiteluainekerroin	ZL *Zv*ZR	0,85 -
koon vaikutuskerroin	ZX	1 -
Muokkauslujittumiskerroin	ZW	1 -
Kestoikäkerroin	ZN	1,6 -
Peruspintapaine	σH0	952,7108 N/mm ²
Pintapaine vierintäympyrällä	σH	1362,048 N/mm ²
Pintapaine yksittäisryntöpisteessä	σHB	1420,213 N/mm ²
Sallittu pintapaine	σHP	2550 N/mm ²
Varmuusluvut	SH	1,497745
	SHB	1,436405
Minimivarmuusluku	Shmin	0,8

Laskenta tyvilijuuden mukaan

(Yfa*Ysa=5)

Hampaan muotokerroin	Yfa	1 -
Jännityksen korjauskerroin	Ysa	5 -
Ryntösuhdekerroin	Yε	0,740429 -
Vinouskulmakerroin	Yβ	1 -
Hampaan tyven taivutusväsymislujuus	σFlim	500 N/mm ²
Jännityksen korjauskerroin	Yst	2 -
Suhteellinen loviherkkyysluku	YδrelT	1 -
Suhteellinen pinnankarheuskerroin	YRrelT	1 -
Koon vaikutuskerroin	YX	1 -
Kestoikäkerroin	YNT	1,6 -
Hampaan tyvijännityksen perusarvo	σF0	162,5922 N/mm ²
Hampaan tyvijännitys	σF	309,7769 N/mm ²
Sallittu hampaan tyvijännitys	σFP	1600 N/mm ²
Varmuusluku	SF	5,165007 -
Minimivarmuusluku	Sfmin	1

Liite 4

Hammaspyörien lujuuslaskenta SFS 4790 mukaan

Planeettapyörä 1. porras

Lähtötiedot

Ensiöpyörän hammasluku	z_1	19 -
Toisiöpyörän hammasluku	z_2	55 -
Akseliväli	a_w	64,75 mm
Normaalimoduuli	m_n	1,75 mm
Ensiöpyörän jakohalkaisija	d_1	33,25 mm
Toisiöpyörän jakohalkaisija	d_2	96,25 mm
Hampaan leveys	b	7 mm
Profiilinsiirtokertoimet	x_1	0 -
	x_2	0 -
Ryntökulma norm.	α_n	20 °
Vinouskulma	β	0 °
Ryntösuhde	ϵ_α	1,6573 -
Peittosuhde	ϵ_β	0 -
Ensiömomentti	T_1	360 Nm
Kehävoima	F_t	508 N
Ensiöpyörän perushalkaisija	d_{b1}	31,245 mm
Hammaslukusuuhde	u	2,8947 -
Toisiöpyörän perushalkaisija	d_{b2}	90,445 mm
Ensiöpyörimisnopeus	n_1	11184 rpm
Kehänopeus	v	19,471 m/s
Pääkorkeus	h_a	1,75 mm
Hampaan korkeus	h	3,9375 mm
Hampaan pään lyhennys	Δh_a	0 mm
Korkeus-leveys-suhde	h/b	0,5625 -
Ensiöpyörän päähalkaisija	d_{a1}	36,75 mm
Ryntökulma vierintäpinnalla	$\tan \alpha_w$	0,364
Toisiöpyörän päähalkaisija	d_{a2}	99,75 mm
Jako	p_t	5,4978
Perusjako	p_{bt}	5,1662

Yleiskertoimet

Käyttökerroin	KA	1,25 -
Dynaaminen kerroin	Kv	1,607137 -
Kosketusleveyskertoimet	KH β	1,160078 -
	KF β	1,082235 -
Kuormituksen jakautumiskertoimet	KH α	1 -
	KF α	1 -
Kerroin	N	0,532225 -
$Ft \cdot KA \cdot Kv \cdot KHb/b$		169,1281 N/mm

Dynaamisen kertoimen laskenta

Vakio	K1	14 -
Vakio	K2	0,0193 -

Kosketusleveyskertoimen KH β laskenta (Tarkempi)

Suuntaoikkeama sisäänajon jälkeen	F $\beta\gamma$	13,37918
Suuntaoikkeama ennen sisäänajoa	F $\beta\alpha$	13,37918
Muodonmuutoksesta johtuva suuntaoikkeama	fsh	10,05953
Valmistuksesta johtuva suuntaoikkeama	fma	
Sisäänajossa tapahtuvan tasoittumisen vaikutus	$\gamma\beta$	
Ryntäjoustovakio	c γ	
Kerroin	K'	
Laakerointietäisyys	l	
Epäsymmetria	s	

$KA \cdot Ft/b \geq 100$ N/mm 90,71429 N/mm

Laskenta pintapaineen mukaan

Kyljen muotokerroin	ZH	2,5 -
Yksittäisryntökerroin	ZB	1,085 -
Joustokerroin	ZE	189,8 Sqrt(N/mm ²)
Ryntösuhdekerroin	Zε	0,8837 -
Vinouskulmakerroin	Zβ	1 -
Vierintäväsymislujuus	σHlim	1500 N/mm ²
Voiteluainekerroin	ZL *Zv*ZR	0,85 -
koon vaikutuskerroin	ZX	1 -
Muokkauslujittumiskerroin	ZW	1 -
Kestoikäkerroin	ZN	1,6 -
Peruspintapaine	σH0	718,55 N/mm ²
Pintapaine vierintäympyrällä	σH	1096,9 N/mm ²
Pintapaine yksittäisryntöpisteessä	σHB	1190,2 N/mm ²
Sallittu pintapaine	σHP	2550 N/mm ²
Varmuusluvut	SH	1,8597
	SHB	1,7141
Minimivarmuusluku	Shmin	0,8

Laskenta tyviljuuden mukaan

(Yfa*Ysa=5)

Hampaan muotokerroin	Yfa	1 -
Jännityksen korjauskerroin	Ysa	4,4 -
Ryntösuhdekerroin	Yε	0,702554 -
Vinouskulmakerroin	Yβ	1 -
Hampaan tyven taivutusväsymislujuus	σFlim	500 N/mm ²
Jännityksen korjauskerroin	Yst	2 -
Suhteellinen loviherkkyysluku	YörelT	1 -
Suhteellinen pinnankarheuskerroin	YRrelT	1 -
Koon vaikutuskerroin	YX	1 -
Kestoikäkerroin	YNT	1,6 -
Hampaan tyvijännityksen perusarvo	σF0	128,1917 N/mm ²
Hampaan tyvijännitys	σF	278,7049 N/mm ²
Sallittu hampaan tyvijännitys	σFP	1600 N/mm ²
Varmuusluku	SF	5,740839 -
Minimivarmuusluku	Sfmin	1

Liite 5

Hammaspyörrien lujuuslaskenta SFS 4790 mukaan

Aurinkopyörä, 2. porras

Lähtötiedot

Ensiöpyörän hammasluku	z_1	17 -
Toisiöpyörän hammasluku	z_2	19 -
Akseliväli	a_w	31,5 mm
Normaalimoduuli	m_n	1,75 mm
Ensiöpyörän jakohalkaisija	d_1	29,75 mm
Toisiöpyörän jakohalkaisija	d_2	33,25 mm
Hampaan leveys	b	10 mm
Profiilinsiirtokertoimet	x_1	0 -
	x_2	0 -
Ryntökulma norm.	α_n	20 °
Vinouskulma	β	0 °
Ryntösuhde	ϵ_α	1,529273 -
Peittosuhde	ϵ_β	0 -
Ensiömomentti	T_1	360 Nm
Kehävoima	F_t	2280 N
Ensiöpyörän perushalkaisija	d_{b1}	27,95586 mm
Hammaslukusuuhde	u	1,117647 -
Toisiöpyörän perushalkaisija	d_{b2}	31,24478 mm
Ensiöpyörimisnopeus	n_1	695 rpm
Kehänopeus	v	1,082606 m/s
Pääkorkeus	h_a	1,75 mm
Hampaan korkeus	h	3,9375 mm
Hampaan pään lyhennys	Δh_a	0 mm
Korkeus-leveys-suhde	h/b	0,39375 -
Ensiöpyörän päähalkaisija	d_{a1}	33,25 mm
Ryntökulma vierintäpinnalla	$\tan \alpha_w$	0,36397
Toisiöpyörän päähalkaisija	d_{a2}	36,75 mm
Jako	p_t	5,497787
Perusjako	p_{bt}	5,16623

Yleiskertoimet

Käyttökerroin	KA	1,25 -
Dynaaminen kerroin	Kv	1,009385 -
Kosketusleveyskertoimet	KH β	1,173338 -
	KF β	1,108725 -
Kuormituksen jakautumiskertoimet	KH α	1 -
	KF α	1 -
Kerroin	N	0,645666 -
Ft*KA*Kv*KHb/b		337,5394 N/mm

Dynaamisen kertoimen laskenta

Vakio	K1	14 -
Vakio	K2	0,0193 -

Kosketusleveyskertoimen KH β laskenta (Tarkempi)

Suuntapoikkeama sisäänajon jälkeen	F β γ	26,3999
Suuntapoikkeama ennen sisäänajoa	F β x	26,3999
Muodonmuutoksesta johtuva suuntapoikkeama	fsh	19,84955
Valmistuksesta johtuva suuntapoikkeama	fma	
Sisäänajossa tapahtuvan tasoittumisen vaikutus	γ β	
Ryntäjoustovakio	c γ	
Kerroin	K'	
Laakerointietäisyys	l	
Epäsymmetria	s	

KA*Ft/b \geq 100 N/mm

285 N/mm

Laskenta pintapaineen mukaan

Kyljen muotokerroin	ZH	2,5 -
Yksittäisryntökerroin	ZB	1,042704 -
Joustokerroin	ZE	189,8 Sqrt(N/mm ²)
Ryntösuhdekerroin	Zε	0,907511 -
Vinouskulmakerroin	Zβ	1 -
Vierintäväsymislujuus	σHlim	1500 N/mm ²
Voiteluainekerroin	ZL *Zv *ZR	0,85 -
koon vaikutuskerroin	ZX	1 -
Muokkauslujittumiskerroin	ZW	1 -
Kestoikäkerroin	ZN	1,6 -
Peruspintapaine	σH0	1640,916 N/mm ²
Pintapaine vierintäympyrällä	σH	1996,555 N/mm ²
Pintapaine yksittäisryntöpisteessä	σHB	2081,815 N/mm ²
Sallittu pintapaine	σHP	2550 N/mm ²
Varmuusluvut	SH	1,02176
	SHB	0,979914
Minimivarmuusluku	Shmin	0,8

Laskenta tyvilijuuden mukaan

(Yfa*Ysa=5)

Hampaan muotokerroin	Yfa	1 -
Jännityksen korjauskerroin	Ysa	5 -
Ryntösuhdekerroin	Yε	0,740429 -
Vinouskulmakerroin	Yβ	1 -
Hampaan tyven taivutusväsymislujuus	σFlim	500 N/mm ²
Jännityksen korjauskerroin	Yst	2 -
Suhteellinen loviherkkyysluku	YδrelT	1 -
Suhteellinen pinnankarheuskerroin	YRrelT	1 -
Koon vaikutuskerroin	YX	1 -
Kestoikäkerroin	YNT	1,6 -
Hampaan tyvijännityksen perusarvo	σF0	482,3367 N/mm ²
Hampaan tyvijännitys	σF	674,7471 N/mm ²
Sallittu hampaan tyvijännitys	σFP	1600 N/mm ²
Varmuusluku	SF	2,371259 -
Minimivarmuusluku	Sfmin	1

Liite 6

Hammaspyörien lujuuslaskenta SFS 4790 mukaan

Planeettapyörä 2. porras

Lähtötiedot

Ensiöpyörän hammasluku	z_1	19 -
Toisiöpyörän hammasluku	z_2	55 -
Akseliväli	a_w	64,75 mm
Normaalimoduuli	m_n	1,75 mm
Ensiöpyörän jakohalkaisija	d_1	33,25 mm
Toisiöpyörän jakohalkaisija	d_2	96,25 mm
Hampaan leveys	b	10 mm
Profiilinsiirtokertoimet	x_1	0 -
	x_2	0 -
Ryntökulma norm.	α_n	20 °
Vinouskulma	β	0 °
Ryntösuhde	ϵ_α	1,6573 -
Peittosuhde	ϵ_β	0 -
Ensiömomentti	T_1	360 Nm
Kehävoima	F_t	2280 N
Ensiöpyörän perushalkaisija	d_{b1}	31,245 mm
Hammaslukusuuhde	u	2,8947 -
Toisiöpyörän perushalkaisija	d_{b2}	90,445 mm
Ensiöpyörimisnopeus	n_1	621 rpm
Kehänopeus	v	1,0811 m/s
Pääkorkeus	h_a	1,75 mm
Hampaan korkeus	h	3,9375 mm
Hampaan pään lyhennys	Δh_a	0 mm
Korkeus-leveys-suhde	h/b	0,3938 -
Ensiöpyörän päähalkaisija	d_{a1}	36,75 mm
Ryntökulma vierintäpinnalla	$\tan \alpha_w$	0,364
Toisiöpyörän päähalkaisija	d_{a2}	99,75 mm
Jako	p_t	5,4978
Perusjako	p_{bt}	5,1662

Yleiskertoimet

Käyttökerroin	KA	1,25 -
Dynaaminen kerroin	Kv	1,013285 -
Kosketusleveyskertoimet	KH β	1,169281 -
	KF β	1,106249 -
Kuormituksen jakautumiskertoimet	KH α	1 -
	KF α	1 -
Kerroin	N	0,645666 -
Ft*KA*Kv*KHb/b		337,6723 N/mm

Dynaamisen kertoimen laskenta

Vakio	K1	14 -
Vakio	K2	0,0193 -

Kosketusleveyskertoimen KH β laskenta (Tarkempi)

Suuntaoikkeama sisäänajon jälkeen	F β γ	26,50191
Suuntaoikkeama ennen sisäänajoa	F β α	26,50191
Muodonmuutoksesta johtuva suuntaoikkeama	fsh	19,92625
Valmistuksesta johtuva suuntaoikkeama	fma	
Sisäänajossa tapahtuvan tasoittumisen vaikutus	γ β	
Ryntäjoustovakio	c γ	
Kerroin	K'	
Laakerointietäisyys	l	
Epäsymmetria	s	

KA*Ft/b \geq 100 N/mm 285 N/mm

Laskenta pintapaineen mukaan

Kyljen muotokerroin	ZH	2,5 -
Yksittäisryntökerroin	ZB	1,085 -
Joustokerroin	ZE	189,8 Sqrt(N/mm ²)
Ryntösuhdekerroin	Zε	0,8837 -
Vinouskulmakerroin	Zβ	1 -
Vierintäväsylimislujuus	σHlim	1500 N/mm ²
Voiteluainekerroin	ZL*Zv*ZR	0,85 -
koon vaikutuskerroin	ZX	1 -
Muokauslujittumiskerroin	ZW	1 -
Kestoikäkerroin	ZN	1,6 -
Peruspintapaine	σH0	1273,6 N/mm ²
Pintapaine vierintäympyrällä	σH	1550 N/mm ²
Pintapaine yksittäisryntöpisteessä	σHB	1681,7 N/mm ²
Sallittu pintapaine	σHP	2550 N/mm ²
Varmuusluvut	SH	1,3162
	SHB	1,2131
Minimivarmuusluku	Shmin	0,8

Laskenta tyviljuuden mukaan

(Yfa*Ysa=5)

Hampaan muotokerroin	Yfa	1 -
Jännityksen korjauskerroin	Ysa	4,4 -
Ryntösuhdekerroin	Yε	0,702554 -
Vinouskulmakerroin	Yβ	1 -
Hampaan tyven taivutusväsymislujuus	σFlim	500 N/mm ²
Jännityksen korjauskerroin	Yst	2 -
Suhteellinen loviherkkyysluku	YörelT	1 -
Suhteellinen pinnankarheuskerroin	YRrelT	1 -
Koon vaikutuskerroin	YX	1 -
Kestoikäkerroin	YNT	1,6 -
Hampaan tyvijännityksen perusarvo	σF0	402,7441 N/mm ²
Hampaan tyvijännitys	σF	564,3177 N/mm ²
Sallittu hampaan tyvijännitys	σFP	1600 N/mm ²
Varmuusluku	SF	2,835282 -
Minimivarmuusluku	Sfmin	1

Liite 7

Planeettavaihteiston hyötysuhde	1-porras - Aurinko - planeetta	
Moduuli	m	1,75 mm
Auringon hammasluku	zS	17
Planeetan hammasluku	zP	19
Auringon jakosäde	rS	0,014875 m
Planeetan jakosäde	rP	0,016625 m
Auringon pyörimisnopeus	nS1	15000 rpm
Auringon kulmanopeus	ω S1	1570,796327 1/s
Hammaslukusuhte 1	u1	1,117647059
Planeettapyörän kulmanopeus	ω p1	1405,449345 1/s
Momentti auringolla	MS	20 Nm
Planeettapyörien lkm	N	3
Teho auringolla	P1	31415,92654 W
Kehävoima	Ft1	448,1792717 N
Ryntökulma	α	20 °
Perusympyrä säde, aurinko	RBS	0,013977928 m
Perusympyrä säde, planeetta	RBP	0,01562239 m
Auringon säde	RS	0,015375 m
Planeetan säde	RP	0,016125 m
Kaarevuussäde, aurinko	RCs	0,006403761 m
Kaarevuussäde, planeetta	RCp	0,003994566 m
Liukunopeus	vL1	4,4448442 m/s
Normaalivoima	FN1	476,942419 N
Kitkakerroin	μ	0,05
Kitkavoima	F μ 1	23,84712095 N
Hammaskitkateho	Pμ1	105,9967372 W

Liite 8

Planeettavaihteiston hyötysuhde	1-porras - Planeetta - Rengas	
Moduuli	m	1,75 mm
Planeetan hammasluku	zP	19
Renkaan hammasluku	zR	55
Planeetan jakosäde	rS	0,016625 m
Renkaan jakosäde	rP	0,048125 m
Planeetan pyörimisnopeus	nP1	13421,052 rpm
Planeetan kulmanopeus	ω P1	1405,449279 1/s
Hammaslukusuhte 2	u2	2,894736842
Rengaspyörän kulmanopeus	ω R1	0 1/s
Momentti auringolla	MS	20 Nm
Planeettapyörien lkm	N	3
Kehävoima	Ft	483 N
Ryntökulma	α	20 °
Perusympyrä säde, planeetta	RBP	0,01562239 m
Perusympyrä säde, rengas	RBR	0,045222707 m
Planeetan säde	RP	0,017125 m
Renkaan säde	RR	0,047625 m
Kaarevuussäde, planeetta	RCp	0,007014739 m
Kaarevuussäde, rengas	RCr	0,01493477 m
Liukunopeus	vL2	9,858859674 m/s
Normaalivoima	FN2	513,9978641 N
Kitkakerroin	μ	0,05
Kitkavoima	F μ 2	25,69989321 N
Hammaskitkateho	Fμ2	253,3716408 W

Liite 9

Planeettavaihteiston hyötysuhde	2-porras - Aurinko - Planeetta	
Moduuli	m	1,75 mm
Auringon hammasluku	zS	17
Planeetan hammasluku	zP	19
Auringon jakosäde	rS	0,014875 m
Planeetan jakosäde	rP	0,016625 m
Auringon pyörimisnopeus	nS	3541,66 rpm
Auringon kulmanopeus	ω S2	370,8817679 1/s
Hammaslukusuhte 1	u1	1,117647059
Planeettapyörän kulmanopeus	ω p2	331,8415818 1/s
Momentti auringolla	MS2	84,7 Nm
Planeettapyörien lkm	N	3
Teho auringolla	P	31413,68574 W
Kehävoima	Ft	1898,039216 N
Ryntökulma	α	20 °
Perusympyrä säde, aurinko	RBS	0,013977928 m
Perusympyrä säde, planeetta	RBP	0,01562239 m
Auringon säde	RS	0,015375 m
Planeetan säde	RP	0,016125 m
Kaarevuussäde, aurinko	RCs	0,006403761 m
Kaarevuussäde, planeetta	RCp	0,003994566 m
Liukunopeus	vL3	1,049475127 m/s
Normaalivoima	FN3	2019,851145 N
Kitkakerroin	μ	0,05
Kitkavoima	F μ 3	100,9925572 N
Hammaskitkateho	Pμ3	105,9891769 W

Liite 10

Planeettavaihteiston hyötysuhde	2-porras - Planeetta - Rengas	
Moduuli	m	1,75 mm
Planeetan hammasluku	zP	19
Renkaan hammasluku	zR	55
Planeetan jakosäde	rS	0,016625 m
Renkaan jakosäde	rP	0,048125 m
Planeetan pyörimisnopeus	nP2	3168,859649 rpm
Planeetan kulmanopeus	ω P2	331,8422065 1/s
Hammaslukusuhte 2	u2	2,894736842
Rengaspyörän kulmanopeus	ω R2	0 1/s
Momentti auringolla	MS2	84,7 Nm
Planeettapyörien lkm	N	3
Kehävoima	Ft	1898,039216 N
Ryntökulma	α	20 °
Perusympyrä säde, planeetta	RBP	0,01562239 m
Perusympyrä säde, rengas	RBR	0,045222707 m
Planeetan säde	RP	0,017125 m
Renkaan säde	RR	0,047625 m
Kaarevuussäde, planeetta	RCp	0,007014739 m
Kaarevuussäde, rengas	RCr	0,01493477 m
Liukunopeus	vL4	2,327786421 m/s
Normaalivoima	FN4	2019,851145 N
Kitkakerroin	μ	0,05
Kitkavoima	F μ 4	100,9925572 N
Hammaskitkateho	Pμ4	235,0891034 W