

Broberg Peter
Manninen Pauli
Nissilä Jere
Toivonen Tuomas

Sivuvaunullisen kilpamoottoripyörän pyörän- tuennan uudelleensuunnittelu

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Kone- ja tuotantotekniikka

Innovaatioprojektiraportti

27.4.2015

Sisällys

Lyhenteet

1	Johdanto	1
2	Projektin aloitus	3
2.1	Osien punnitus	3
2.2	Koordinaattimittaus	3
2.3	Painopisteen laskenta	6
2.4	Muodonmuutoskoe	9
2.5	Vanhojen osien 3d-mallinnus	11
3	Voimien laskenta	14
3.1	Yleistä	14
3.2	Kitkaympyrä	14
3.3	Kitkakertoimen valinta	15
3.4	Laskut	17
3.4.1	Kiihtyvyyden ratkaiseminen	17
3.4.2	Kaarreajo	17
3.4.3	Jarrutus	18
4	Uusien mallien suunnittelu	20
4.1	Suunnittelu	20
4.2	Konseptivalinta	25
5	Uuden olka-akselin FEM-analyysit	27
5.1	Yleistä	27
5.2	Mutka oikealle	27
5.3	Jarrutus suoralla	29
6	Akselin väsyminen	30
7	Laakerivalinta	37
8	Uusi kokoonpano	40

9	Uuden pyöräntuennan massa	43
10	Akselimutterin kiristysmomentti	44
11	Tulokset	46
12	Pohdintaa	47
	Lähteet	50
	Liitteet	
	Liite 1. Valmistusohjeet	
	Liite 2 Työpiirustukset	

Sanasto

- FEM Finite element method eli elementtimenetelmä. Laskutapa, joka soveltuu monimutkaisten kappaleiden lujuuslaskentaan.
- Upright Puhekielisen termin sijaan tässä raportissa käytetään nimitystä olka-akseli

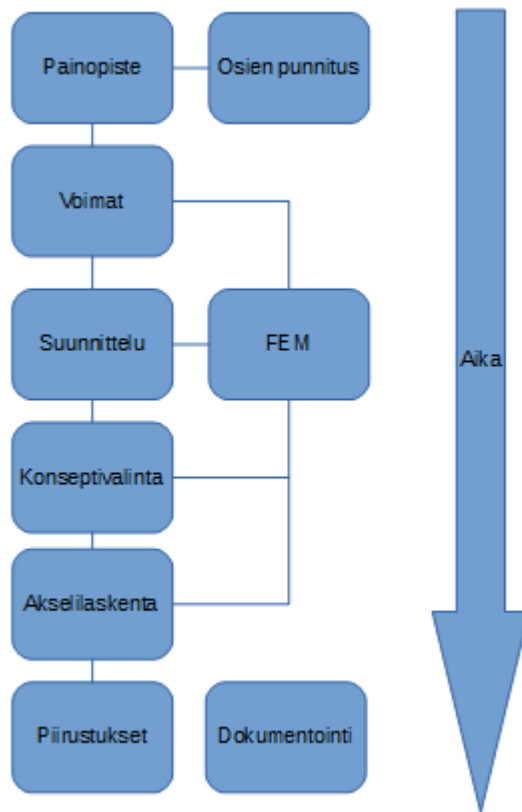
1 Johdanto

Innovaatioprojekti on Metropolia Ammattikorkeakoulun kurssi, jossa toteutetaan opiskelijavoimin projekti sen tilanneelle yritykselle. Tässä raportissa käsiteltävä projekti toteutettiin Artiola Sidecar Racing Ky:lle ja sen aiheena oli sivuvaunun kilpamoottoripyörän sivuvaunun pyöräntuennan uudelleensuunnittelu. Projektityöhön osallistui 4 insinööriopiskelijaa: kaksi energia- ja ympäristötekniikasta ja kaksi koneensuunnittelusta.

Alkuperäisenä tavoitteena oli keventää pyöräntuentaa 20 %, mutta myöhemmin sen jäykistäminen asetettiin etusijalle. Projektin edetessä havaittiin pintapaineongelma akselissa, minkä ratkaisu lisättiin tavoitteisiin. Poistamalla massaa moottoripyörästä saadaan kierrosaikoja parannettua. Tavoitteen painonpudotus pyöräntuennasta ei vaikuta merkittävästi kierrosaikoihin, mutta vastaava kevennys monesta kohdasta alkaa näkyä. Jäykkyyttä lisäämällä olka-akseli pitää pyöränkulman oikeana, mikä mahdollistaa pyörän säätämisen ajotilanteeseen entistä tarkemmin sekä lisää sen pitoa.

Lopputuloksena saatiin (liitteenä löytyvät) piirustukset uudesta pyöräntuennasta ja valmistusohjeet sen tekemiseksi. Uusi pyöräntuenta on jäykempi ja turvallisempi, mutta hinnaltaan se on samaa tasoa vanhan kanssa ja painoa tuli lisää 15 %. Annetuista tavoitteista saavutettiin kaksi kolmesta ja näin ollen projektia ei voi pitää täysin onnistuneena.

Kuvassa 1 näkyy kaavio projektin vaiheista.



Kuva 1 projektin vaiheet

Raportissa kerrotaan sivuvaunullisen moottoripyörän painopisteen, laakereiden, akselin väsymisen ja voimien laskemisesta ja siinä käytetyt kaavat esitellään, jotta laskut voi tarkistaa tai tehdä uudelleen uusien suunnitteluprojektien yhteydessä.

Projektiryhmä kiittää Tero Karttialaa, Timo Junellia, Satu Räsästä, Markku Lavia ja Metropolia Motorsport-tiimiä hyvistä neuvoista ja opastuksesta.

2 Projektin aloitus

2.1 Osien punnitus

Punnitsimme projektin lähtökohtana olleen pyöräntuennan osat ja saimme tulokseksi seuraavat arvot (kuva 2). Vanhojen osien massaa verrataan uusien suunnitelmien mukaisten osien CATIA:sta saatuihin massoihin, jonka pohjalta saamme laskettua kustannukset pudotettua grammaa kohden. Punnitukset suoritettiin Metropolia ammattikorkeakoulun koneosaston laboratoriossa tarkkuusvaa'alla.

Alkuperäinen Upright

	Massa/g
<u>Upright</u>	1403
Levy+	2160
Napa	632
Akseli	693
Vetolevy	151
Mutteri	142

Kuva 2 painot

2.2 Koordinaattimittaus

Metropolia Ammattikorkeakoulun konelaboratorion Wilcox-koordinaattimittauskonetta (kuva 3 ja 4) käytettiin vanhan olka-akselin tärkeimpien mittojen selvitykseen. Selvitettävät mitat olivat:

- olka-akselin kiinnityspisteet
- navan otsapinnan sijainti ja korkeus kiinnityspintaan nähden
- jarrusatulan kiinnityspisteiden sijainti ja korkeus
- navan sijainti kiinnityspisteisiin nähden.

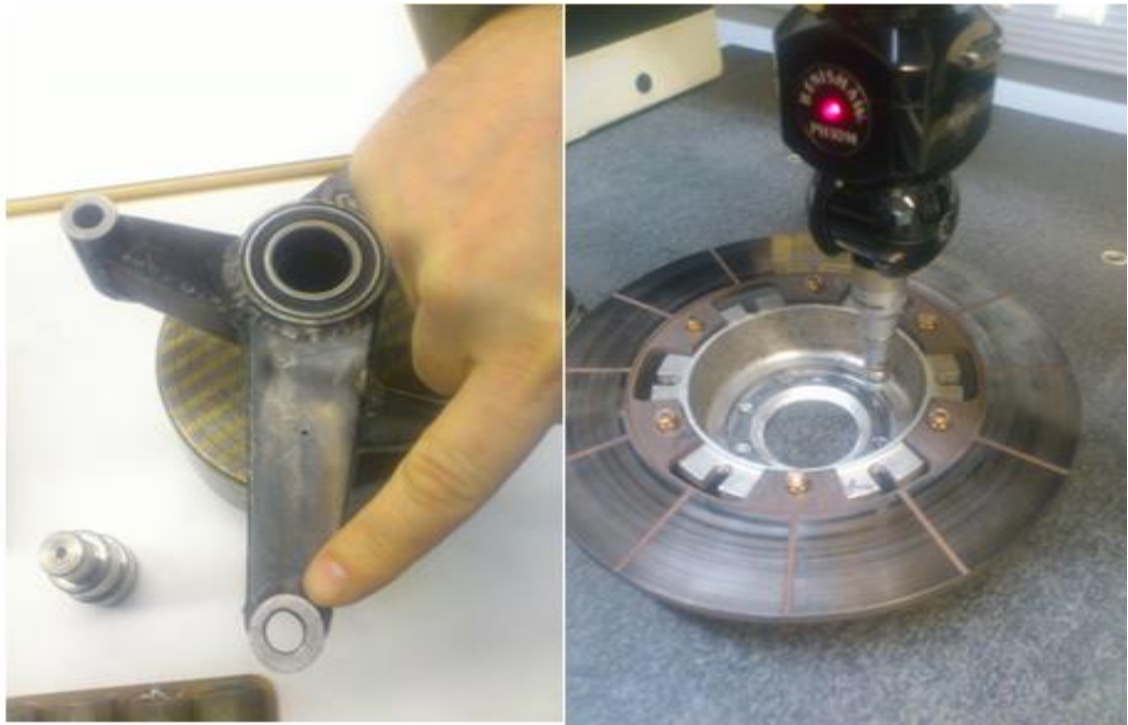


Kuva 3 koordinaattimittaus

Tulokset tallennettiin iges, dxf ja pdf muodoissa. Iges ja dxf muodot siirrettiin Catiaan, jossa muotoja ja pintoja käytettiin uuden olka-akselin mallintamiseen. Pdf muotoista tulosta käytettiin raakatatana mittojen varmistamiseksi. Kappaleiden kiinnitykset pyrittiin saamaan mahdollisimman tukeviksi, jotta mittaustulokset olisivat tarkkoja.

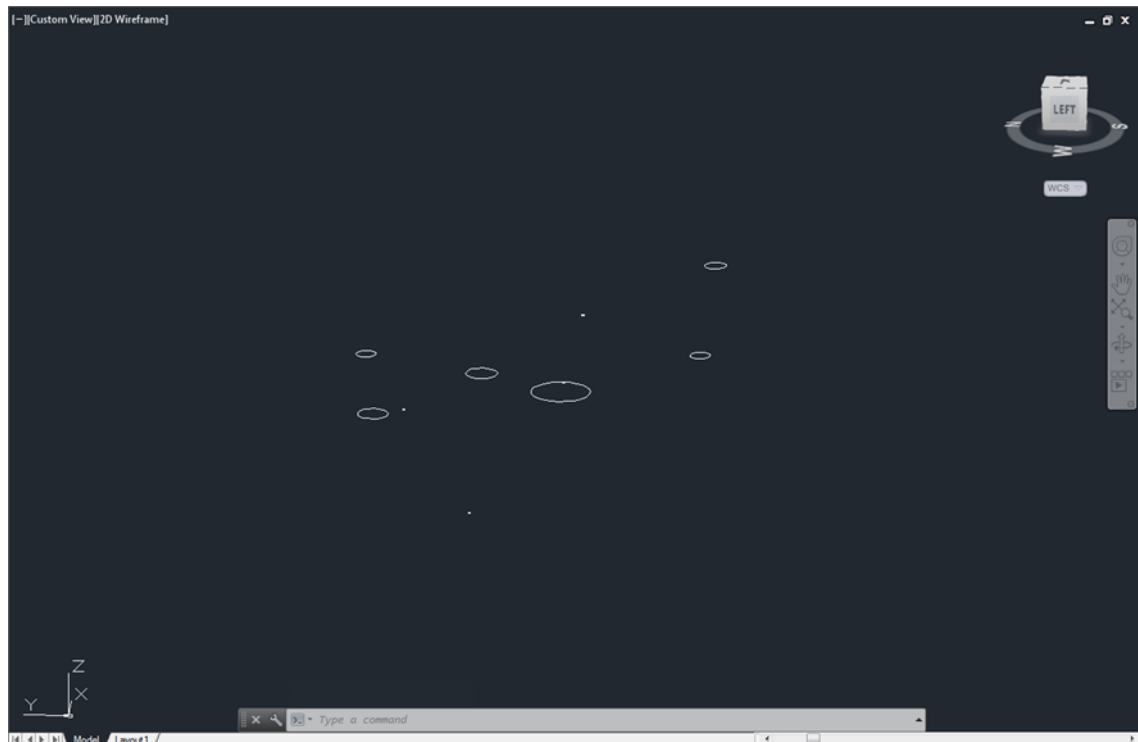
Vanhassa kappaleessa huomattiin olevan virheitä kiinnitysrei'issä. Nämä mitat tarkistettiin vielä olka-akselin kiinnityskehuksesta, joka on pyörän monokokki-runkoon ruuvein kiinnitetty. Tämä mittaus suoritettiin Kouvolassa Artiola Sidecar Racing Ky:n tiloissa perinteisin mittausmenetelmin.

Nykyiseen olka-akseliin oli tehty korjauksia kiinnitysreikiin, koska ilmeisesti hitsatessa sen kiinnitysjalat olivat vääntyneet liikaa, eivätkä kiinnitysreiät olleet enää sopineet kiinnityskehykseen. Laakeripesien ympyrämäisyydessä huomattiin myös soikeutta, mikä mitä ilmeisimmin oli hitsauksen aikaansaamaa. Tästä voisi päätellä, että valmistustapoihin ja -järjestykseen on kiinnitettävä erityistä huomiota hitsatussa rakenteessa, jolta vaaditaan sellaisia tarkkuuksia mitä olka-akselissa tulee käyttää. Laakeripesiin tulee koneistuksessa jättää viimeistelyvara ennen hitsausta, jolloin pesät voidaan koneistaa oikeisiin mittoihin hitsauksen jälkeen ja samanlaista virhettä ei pääse syntymään.



Kuva 4 mittaus

Mittaustuloksia havainnollistettiin AutoCad-ohjelmalla (kuva 5)



Kuva 5 ympyröitä avaruudessa

2.3 Painopisteen laskenta

Painopisteen eli CG:n (center of gravity) sijainti ja erityisesti sen korkeus vaikuttavat kaarteessa ajaessa renkaan tukivoimaan ja tätä kautta renkaan pitoon. Oikealle kaarrettaessa vasemmanpuoleiselle renkaalle tulee lisää tukivoimaa ja oikean puoleisten renkaiden tukivoima vähenee ja päinvastoin. Tämä painonsiirron suuruus riippuu CG:n korkeudesta radanpintaan nähden. Mitä pienempi CG:n korkeus on tukipinnasta, sitä pienempi painonsiirto on ja päinvastoin. CG:n tarkan sijainnin tunteminen pituus, leveys ja korkeus suunnassa on tärkeää, jotta renkaalle tulevat voimat ja sitä kautta olka-akselia rasittava voima saadaan selville.

CG:n laskemiseksi pituus- ja leveysuunnissa tulee tietää kaikkien tukipisteiden massa moottoripyörän ollessa suorassa. CG:n sijainti saadaan laskettua painotetun keskiarvon kautta. Painopisteen z-koordinaatin laskemiseksi tulee pyörää kallistaa, jonka jälkeen painopisteen korkeus saadaan laskettua sen painojakauman muutoksesta. Kallistus toteutettiin nostamalla sivuvaunun rengasta 300 mm:n verran. Tästä lasketaan kal-

listus kulma α . Tämä sivuttaissuuntainen kallistus toi lisähaasteen, koska tukipisteiden paikka siirtyi renkaan leveyden puolikkaan verran oikealle. Normaalisti CG:n korkeus määritellään kallistamalla kulkuneuvoa pituussuuntaisesti, koska tällöin alempien tukipisteiden paikka pysyy samana vaakatason ja vinon kulman mittauksessa. Koska nyt mitattiin kolmella renkaalla varustettua kulkuneuvoa, oli järkevämpää nostaa sivuvau-
nunpyörää ylöspäin.

Rengaskohtaiset massat selvitettiin nelipistevaa'alla, jotka saatiin lainaksi Metropolian ajoneuvotekniikan laboratoriosta mittauksia varten. Mittaukset suoritettiin Artiola Ra-
cing Ky:n tiloissa Kouvolassa. Vaakojen saaminen lainaksi helpotti ja nopeutti rengas-
kohtaisten massojen selvitystä huomattavasti. Mitatut arvot syötettiin tätä tarkoitusta
varten tehtyyn Excel- taulukkoon (toimitetaan projektin tilaajalle), joka laski painopis-
teen sijainnin vaaka- ja pystytasoissa.

Käytetyt kaavat:

$$X = \frac{E*1+K*2+T*3}{E+K+T} \quad (1)$$

$$Y = \frac{E*A+K*B+T*C}{E+K+T} \quad (2)$$

$$X_v = \frac{\cos \alpha*(E_v*1+K_v*2+T_v*3)}{E+K+T} \quad (3)$$

$$Y_v = \frac{\cos \alpha*(E_v*A+K_v*B+T_v*C)}{E+K+T} \quad (4)$$

$$\alpha = \sin^{-1}\left(\frac{h}{W_1}\right) \quad (5)$$

$$W_2 = \cos(\alpha)*W_1 \quad (6)$$

$$Z = \frac{L}{\tan \alpha} \quad (7)$$

Kaavoissa käytetyt merkinnät:

$X = CG$: sijainti pituussuunnassa vaakatasossa punnittuna

$Y = CG$: sijainti leveyssuunnassa vaakatasossa punnittuna

$Z = CG$: sijainti korkeussuunnassa vaakatasossa punnittuna

$E = E$ turenkaan massa vaakatasossa punnittuna

$K = K$ eskirenkaan massa vaakatasossa punnittuna

$T = T$ akarenkaan massa vaakatasossa punnittuna

$X_v = CG$: sijainti pituussuunnassa vinosti punnittuna

$Y_v = CG$: sijainti leveyssuunnassa vinosti punnittuna

$E_v = E$ turenkaan massa vinosti punnittuna

$K_v = K$ eskirenkaan massa vinosti punnittuna

$T_v = T$ akarenkaan massa vinosti punnittuna

$\alpha = \alpha$ Vinomittauksen kulma tukitasoon nähden

$h = h$ korotetun renkaan tukipinnan korkeus tukitasoon nähden vinomittauksessa

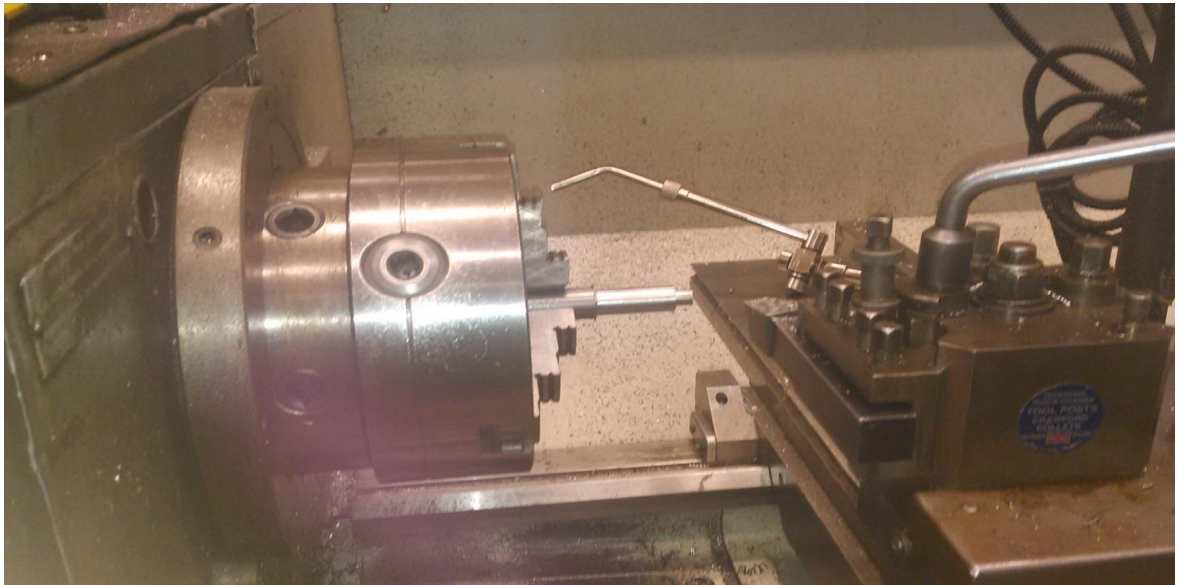
$L = L$ CG:n siirtymä

$W_1 = W_1$ Tukipisteiden väli vaakataso punnituksessa

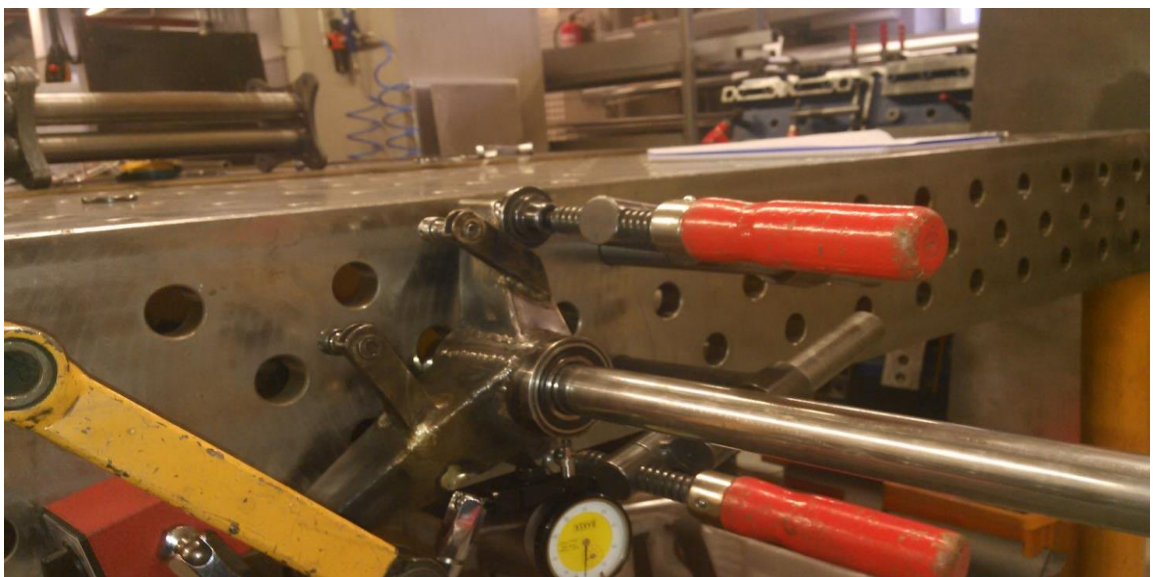
$W_2 = W_2$ Tukipisteiden väli vinossa punnituksessa.

2.4 Muodonmuutoskoe

Vanhan pyöräntuennan alltiutta muodonmuutokselle suurimman kuormituksen aikana haluttiin simuloida jo projektin alkuvaiheessa. Simulointi suoritettiin kiinnittämällä osa tiukasti hitsauspöytään tätä tarkoitusta varta vasten sorvatuilla tapeilla (kuva 6 ja kuva 7) ja kuormittamalla sitä akselin kautta tulevalla 500Nm kuormituksella ja mittaamalla mittakellolla osan muodonmuutosta.



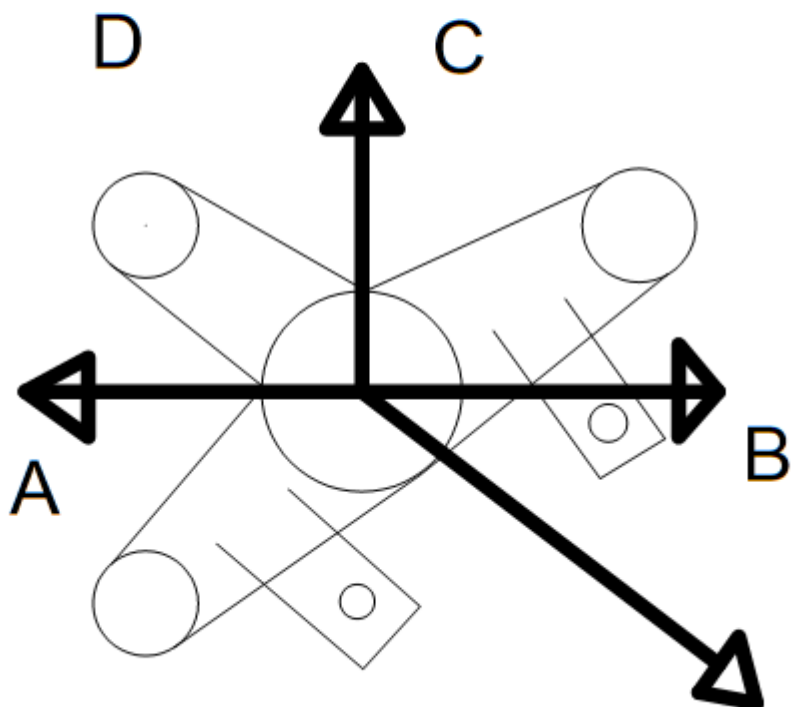
Kuva 6 tappien sorvaus



Kuva 7 siirtymämittaus

Mittauksessa kappaletta kuormitettiin kuvan 8 nuolien mukaisesti eri suuntiin ja saatu siirtymä mitattiin mittakellolla samalta linjalta. Taulukon arvot ovat sadasosamillejä. Suunnissa B ja C saadut arvot eivät olleet huolestuttavia, mutta A ja D suunnan osalta mittaukset keskeytettiin, kun huomattiin että mittakellon lukema ei palannut enää lähtöasemaan. Tämä aiheutti pohdintaa siitä, että joko kappaleen kiinnitys antaa hieman periksi tai kappaleeseen tulee plastista muodonmuutosta. Lopullisena päätelmänä oli plastisen muodonmuutoksen (kuva 8) syntyminen ja todettiin testin tuottaneen tarvittavat tiedot. Kokeesta saatiin tieto suuruusluokasta muodonmuutoksille ja kuormitus-suunnan vaikutuksesta niihin. Myöhemmin näitä tietoja käytettiin apuna kappaleen FEM-tarkastelussa.

Mittaukset				
Suunta	A	B	C	D
1	50	19	11	40
2	45	18	15	
3	45	17	13	
4		17	9	
5		17	10	

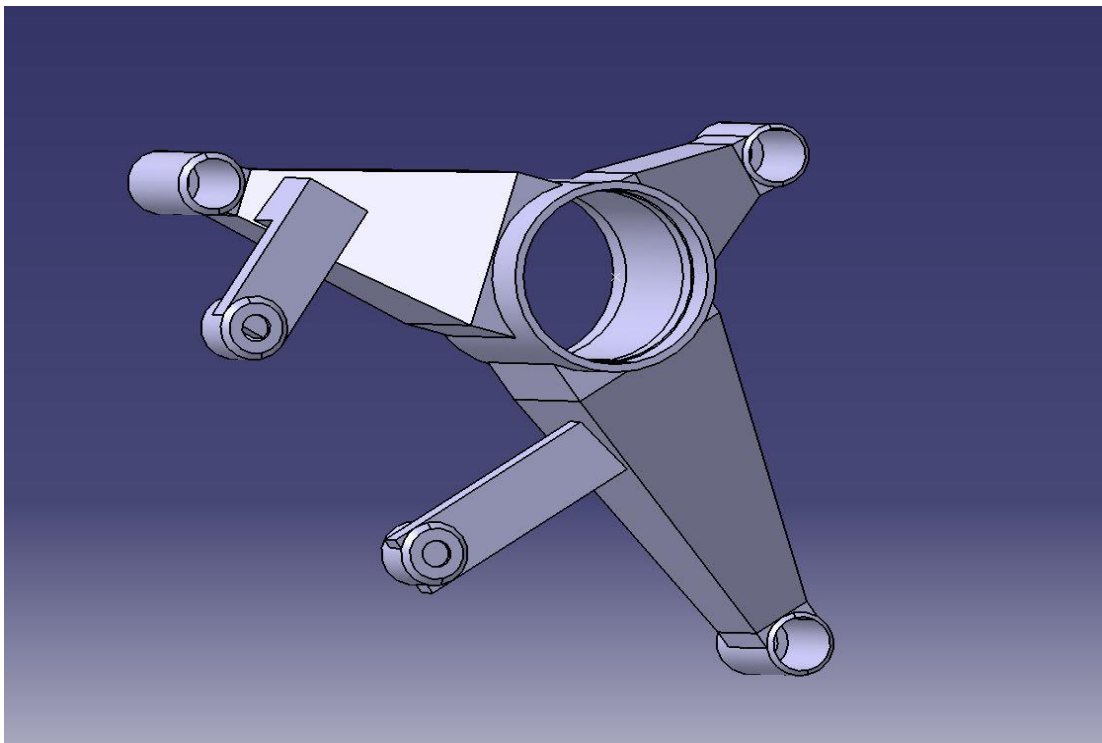


Kuva 8 mittaustulokset

2.5 Vanhojen osien 3d-mallinnus

Pyöräntuennan vanhat osat päätettiin mallintaa, jotta uusien osien suunnittelu olisi helpompaa ja niille saataisiin vertailupohjaa. Vanhan kokoonpanon mallista on helppo mitata toiminnallisia mittoja ja verrata niitä uusien mallien vastaaviin. Uusia malleja suunniteltaessa on varmistettava osien yhteensopivuus ja pidettävä huoli, että uusien osien mitat pysyvät toiminnan kannalta välttämättömien mittojen puitteissa. Tärkeitä toiminnallisia mittoja ovat esimerkiksi vanteen kiinnityspinnan ja olka-akselin kiinnityspisteiden välinen etäisyys, joka vaikuttaa moottoripyörän raidelevyyteen. Lisäksi jarrusatulan kiinnityspisteiden tulee sijaita oikealla etäisyydellä jarrulevystä jotta jarrulevy mahtuu pyörimään.

Vanhojen osien mallinnus päätettiin aloittaa tekemällä ensimmäisenä karkea malli vanhasta olka-akselista (kuva 9). Olka-akselin mallinnuksessa käytettiin hyväksi koordinaattimittauskoneelta saatua dataa, työntömitalla mitattuja mittoja olka-akselista sekä jarrusatulan valmistajan asennusohjeista saatuja mittoja. 3D – mallinnus suoritettiin koululta löytyvän CATIA V5 – ohjelman avulla, jolla myös pyöräntuennan muut osat mallinnettiin.

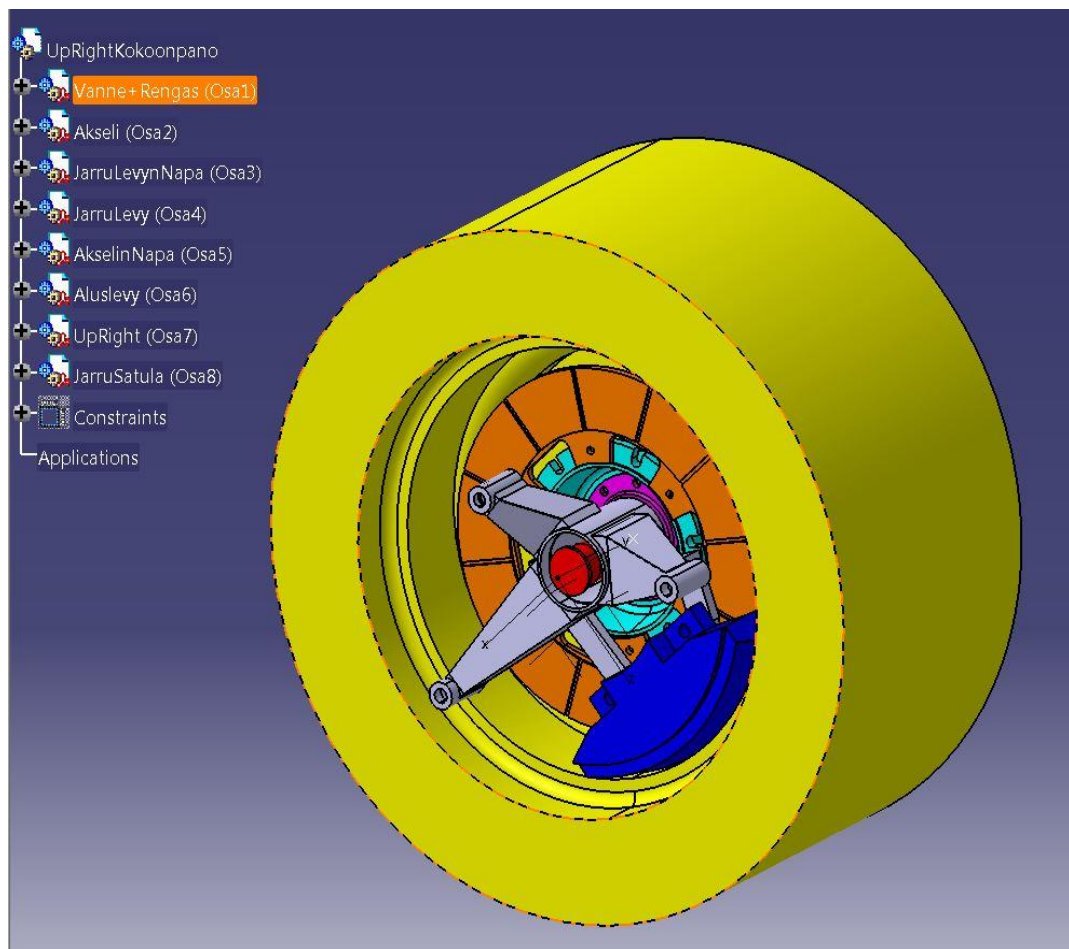


Kuva 9 vanha olka-akseli

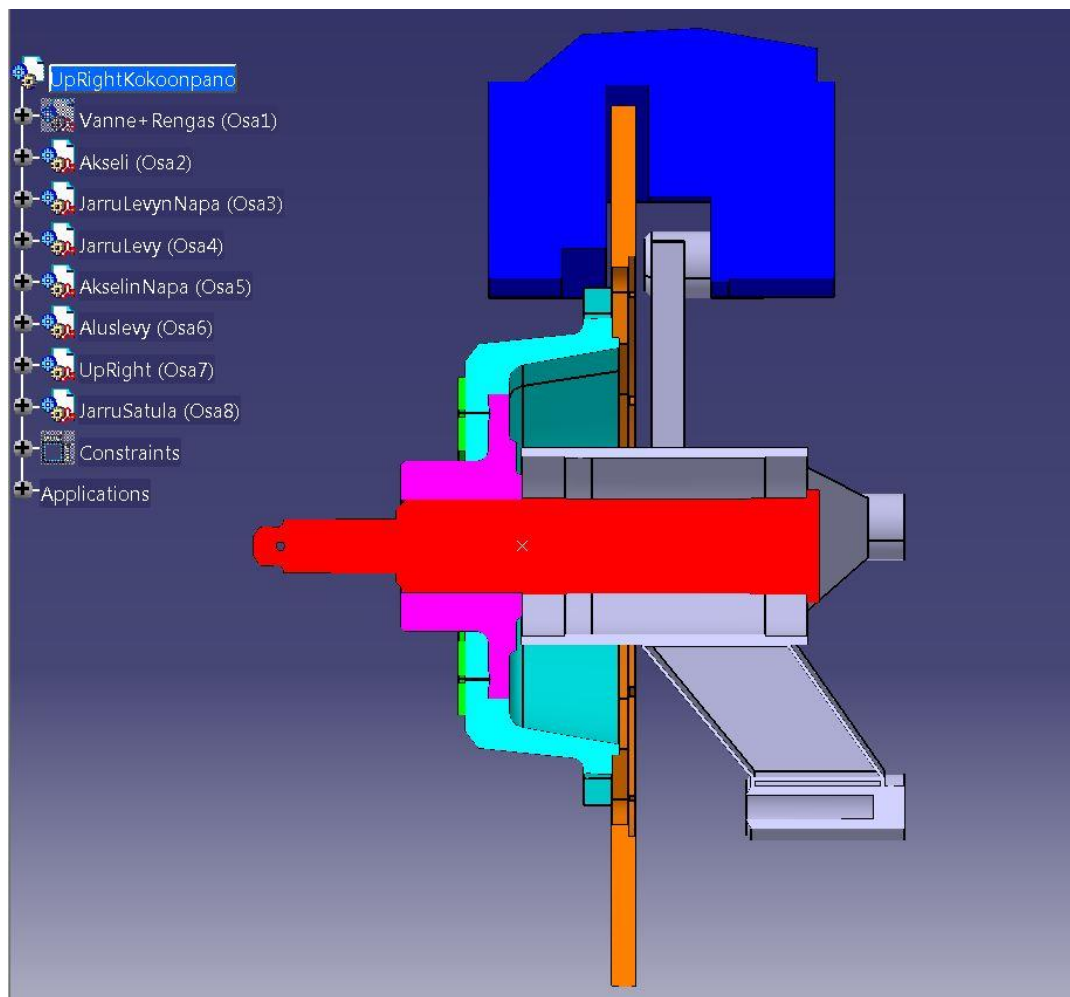
Olka-akselin jälkeen mallinnettiin pyöräntuennan kokoonpanossa (kuva 10 ja kuva 11) tarvittavat muut osat. Jarrusatulan mitat ja muodot saatiin valmistajan dokumenteista. Loput osat mitattiin työntömitalla, jolla saatiin riittävän tarkat mitat mallinnusta varten.

Kokoonpanossa käytetyt osat olivat:

1. rengas+vanne
2. akseli
3. jarrulevynnapa
4. jarrulevy
5. akselinnapa
6. jarrulevynnavan aluslevy
7. olka-akseli
8. jarrusatula



Kuva 10 vanha kokoonpano



Kuva 11 poikkileikkaus vanhasta kokoonpanosta

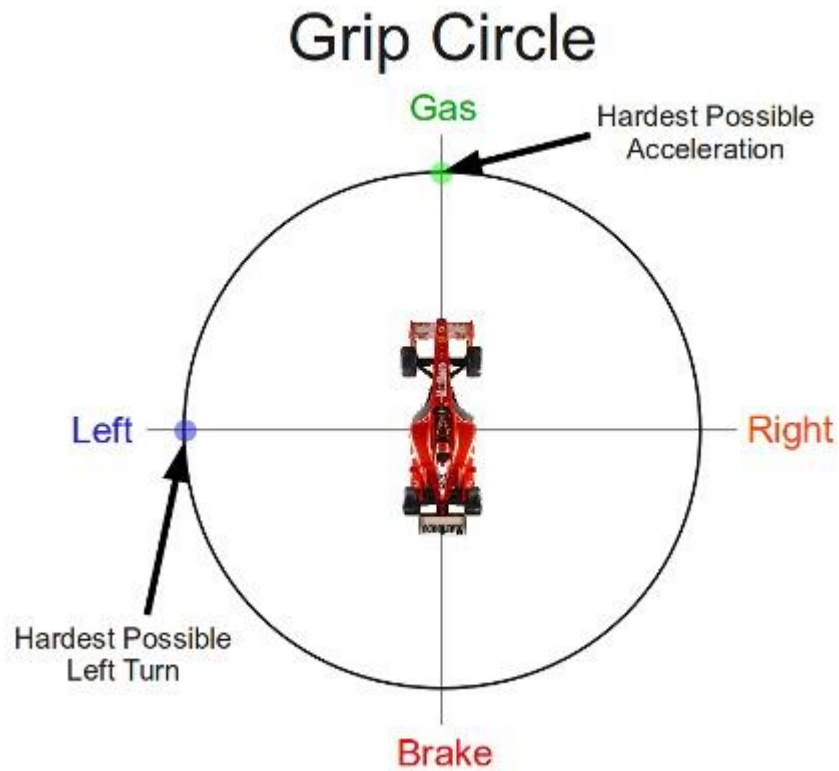
3 Voimien laskenta

3.1 Yleistä

Määritetyn painopisteen paikan perusteella laskettiin sivuvaunun pyörälle kohdistuvia voimia ääritilanteissa. Ääritilanteiksi todettiin ajotilanteet, joissa pyörällä käännytään oikealle sekä jarrutustilanne jolloin pulkanpyörälle ja sen tuennalle kohdistuu voimahuippu. Sivuvaununpyörälle kohdistuvien voimien tai voimien yhdistelmän eli voimien resultantin oletettiin sijoittuvan näiden kahden tilanteen aiheuttamien voimien välille, olettaen rajoittavaksi tekijäksi pyörän ja tien välisen kitkan (kuva 1 kitkaympyrä). Kitkakerroimen sekä pyörän tiehen kohdistaman massan perusteella laskettiin renkaaseen vaikuttavat voimat, joista taasen laskettiin pyöräntuentaan vaikuttavat voimat. Tiessä esiintyvät epätasaisuudet, kaltevuudet, radassa esiintyvät korkeuserot, kuormitusvaihtelut käännöksen, jarrutuksen ja kiihdytyksen välillä sekä muut dynaamista kuormaa aiheuttavat tekijät huomioitiin varmuuskertoimen avulla. Varmuuskertoimen arvo valittiin Metropolia Motorsport Formula Engineering – tiimin jäseniä sekä kirjallisuutta apuna käyttäen. Varmuuskertoimen arvoksi valittiin 3, mikä tarkoittaa sitä, että osien tulisi kestää määritettyihin voimiin nähden kolminkertainen kuorma.

3.2 Kitkaympyrä

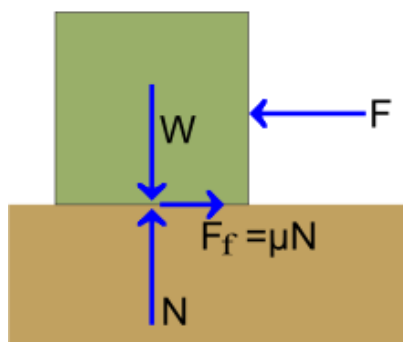
Renkaat antavat suunnilleen saman voiman jarrutukseen, kiihdytykseen sekä kääntymiseen. Voima syntyy tien ja renkaan välisestä kitkasta sekä pyörän tiehen kohdistaman massan tulosta. Pitoa on kokoajan sama määrä käytössä ja sen voi käyttää kokonaan kiihtyvyyteen, negatiiviseen kiihtyvyyteen eli jarrutukseen, sivuttaiskiihtyvyyteen eli kääntymiseen tai useamman kiihtyvyyden yhdistelmään. Kiihtyvyyksien yhdistelmä rajoittaa kitkaympyrän akselin suuntaista suurinta pitoa eli pääakseleiden X - Tai Y - akselin suuntaista kiihtyvyyshuippua. Käännyttäessä mutkaan ajoneuvolla saadaan suurempi kiihtyvyyssarvo, kiihtyvyyden ollessa vain yhteen suuntaan. Kiihtyvyyden saadessa kaksi pääsuuntaa pysyy kitka- ja kiihtyvyyssarvo huipussaan, kiihtyvyyden arvo on kahden pääakselin voiman resultantti eli pääakseleiden kiihtyvyyssarvot ovat resultanttia pienempiä. Jos resultantti tulee ulos kitkaympyrästä, niin pito katoaa ja kitka muuttuu liukukitkaksi, jonka arvo on huomattavasti pienempi. (Mehisto 2009)



Kuva 12 kitkaympyrä

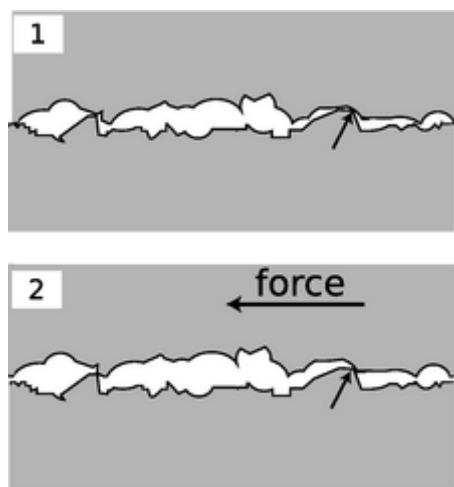
3.3 Kitkakertoimen valinta

Kitkavoima on liikevastus joka esiintyy kahden kiinteän kappaleen toisiaan koskettavien pintojen välissä (kuva 13). Kitkavoima on riippuvainen kitkakertoimen suuruudesta sekä kappaleiden toisiaan koskettavien pintojen paineen suuruudesta. (Öster 2014)



Kuva 13 Kitkakerroin

Arvioitu renkaan kitkakertoimen arvo on 1,5. Kitkakerroin on lepokitkakertoimen arvo, ja sitä käytettäessä oletuksena on että pyörä ei luista. Lepokitkakertoimen arvo saavuttaa suurimmassa osassa tapauksista suuremman arvon kuin liikekitkakertoimen (liukukitka) arvo. Kitkakertoimen teoreettisesti suurin arvo on 1,0. Arvioitu kitkakertoimen arvo on 1,5, joka on matemaattinen yksinkertaistus muut kitkaan vaikuttavat tekijät huomioituna. Kitkakertoimen arvo ottaa huomioon pyörän puristumisen alustaa vasten sekä pyörän kumin painumisen alustan epätasaisuuksiin, mikä aiheuttaa pyörän ja alustan välillä leikkausvoimia joiden matemaattinen tarkasteleminen on hyvin haastavaa, joten kitkakertoimeen on tehty karkea yksinkertaistus asiantuntijoiden ja kirjallisuuslähteiden avulla (kuva14) (Milliken 1995).



Kuva 14 Renkaan painuminen alustaansa

Mittaamalla pyörän painopisteen sijainti sekä raideleveys, jotka ovat rajoittavia tekijöitä saavutettavalle suurimmalle sivuttaiskiihtyvyyden arvolle (Milliken 1995), huomataan että kiihtyvyyden arvo on pienempi, kuin kitkakertoimen mahdollistama suurin kiihtyvyys.

3.4 Laskut

3.4.1 Kiihtyvyyden ratkaiseminen

Moottoripyörälle ratkaistaan aluksi suurin sivuttaiskiihtyvyyden arvo, painopisteen korkeuden, raideleveyden sekä painonjakauman avulla. Lasketaan ensimmäisenä painonjakauma oikealle puolelle.

$$m_o = \frac{m_{oikeapuoli}}{m_{kokonais}} = \frac{265,5kg}{345kg} = 0,77 \quad (8)$$

Suurin sivuttaiskiihtyvyyden arvo saavutetaan 77 % painonsiirrolla vasemmalle renkaalle. Tästä lasketulla sivuttaiskiihtyvyydellä koko pyörän massa on siirtynyt sivuvauununpyörän varaan. Tilanne kuvaa äärimmäistä ajotilannetta. Kiihtyvyyden raja-arvon ylittyessä pyörä kaatuu. Todellisessa tilanteessa ennen raja-arvon saavuttamista alkaa pyörä luistaa tien pintaa vasten. Sivuttaiskiihtyvyyden arvo lasketaan kaavalla (Milliken 1995):

$$A = \frac{m_o}{\left(\frac{h}{t}\right)} = \frac{0,77}{\left(\frac{0,836m}{1,114m}\right)} = 1,025g \quad (9)$$

h Painopisteen korkeus (0,836m)

t Raideleveys (1,114m)

$$a = A * 9,81 \frac{m}{s^2} = 10,06 \frac{m}{s^2} \quad (10)$$

3.4.2 Kaarreajo

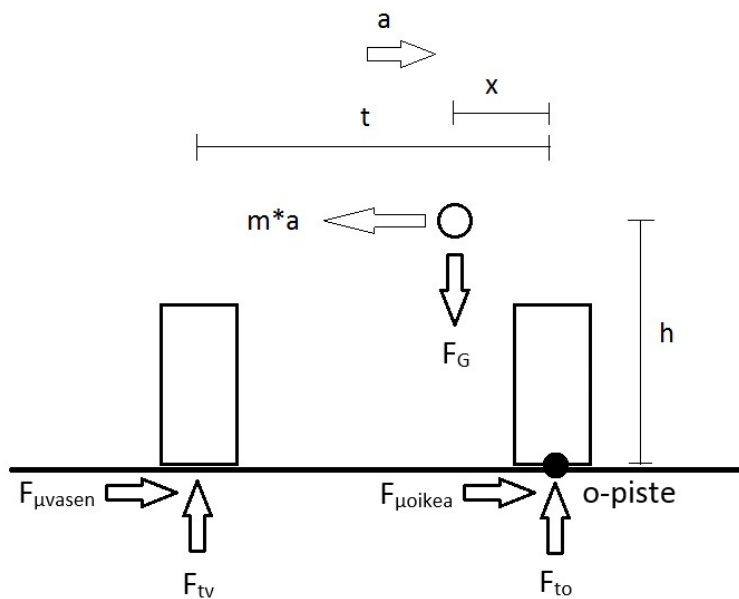
Pyörään kohdistuvat voimat kaarreajotilanteessa lasketaan vapaakappalekuvan (kuva 15) perusteella. Lasketaan pyörään vaikuttavan voiman maksimiarvo ottamalla huomioon painopisteen siirtymä Race Car Dynamics-kirjan kaavaa soveltamalla (Milliken

1995). Laskussa on oletuksena, että kaikki massa on siirtynyt sivuvaununpyörälle. Suurin tukivoima lasketaan kaavasta:

$$F_{tv} = m_{kokonais} * 9,81 \frac{m}{s^2} = 3384,45N \quad (11)$$

Suurin kitkavoima lasketaan kaavalla:

$$F_{\mu,vasen} = A * F_{tv} = 3470,67N \quad (12)$$



Kuva 15 Vapaakappalekuva kaarreajossa

3.4.3 Jarrutus

Pyörään kohdistuvat voimat jarrutustilanteessa voidaan laskea vapaakappalekuvan (kuva 16) Perusteella. Painopiste sijoittuu takapyörän ja sivuvaununpyörän etupuolelle. Jarrutustilanteessa momentti syntyy painopisteen ympäri, mikä aiheuttaa massan laskun taka- ja sivuvaununpyörältä. Massan laskeessa pulkanpyörän jarrutusvoima laskee, mikä vaikuttaa pyöräntuentaan kohdistuvien voimien suuruuksiin. Laskuissa pulkanpyörälle kohdistuva jarruvoima on laskettu pulkanpyörän massalla joka on punnittu tasamaalle, mikä aiheuttaa ylöspäin olevan virheen laskuihin. Todellisessa jarrutustilanteessa pulkanpyörälle kohdistuvat voimat ovat suuruudeltaan pienempiä. Jarrutusti-

lanteen laskuissa käytetään kitkakertoimen arvoa, arvoksi valittiin 1,5. Jarruvoima lasketaan kaavasta.

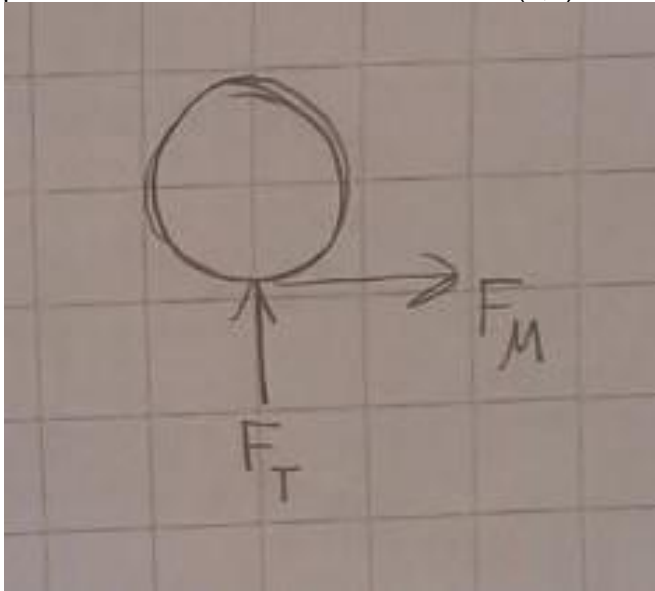
$$F_{\mu, \text{jarrutus}} = F_T \mu \quad (13)$$

Josta saadaan

$$F_{\mu, \text{jarrutus}} = mg\mu = 79,5 \text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 1,5 = 1169,85 \text{ N} \quad (14)$$

$F_{\mu, \text{jarrutus}}$ Jarrutusvoima

m Pulkanpyörälle kohdistuva massa (79,5 Kg)
 g Putoamiskiihtyvyys ($9,81 \text{ m/s}^2$)
 μ Kitkakerroin (1,5)



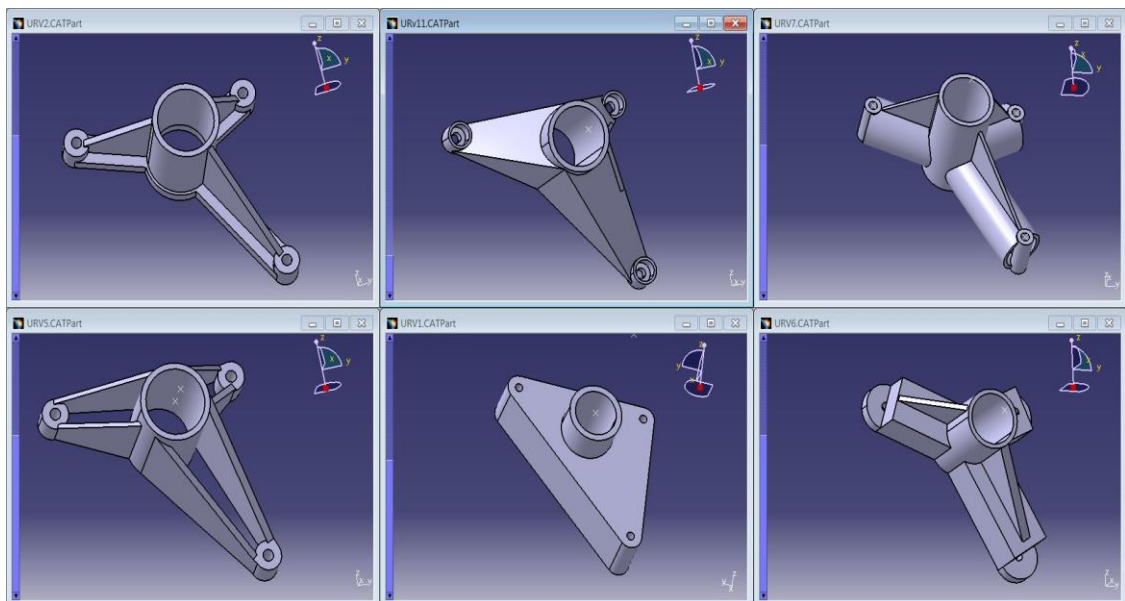
Kuva 16 Vapaakappalekuva jarrutustilanteessa

4 Uusien mallien suunnittelu

4.1 Suunnittelu

Uusien mallien suunnittelu aloitettiin heti, kun olka-akseliin vaikuttavat suurimmat voimat oli saatu laskettua ja vanhat osat mallinnettu. Uudelleensuunniteltavia osia tulisi olemaan olka-akseli ja akseli. Jarrulevy, jarrulevynnapa ja jarrusatula päätettiin pitää ennallaan.

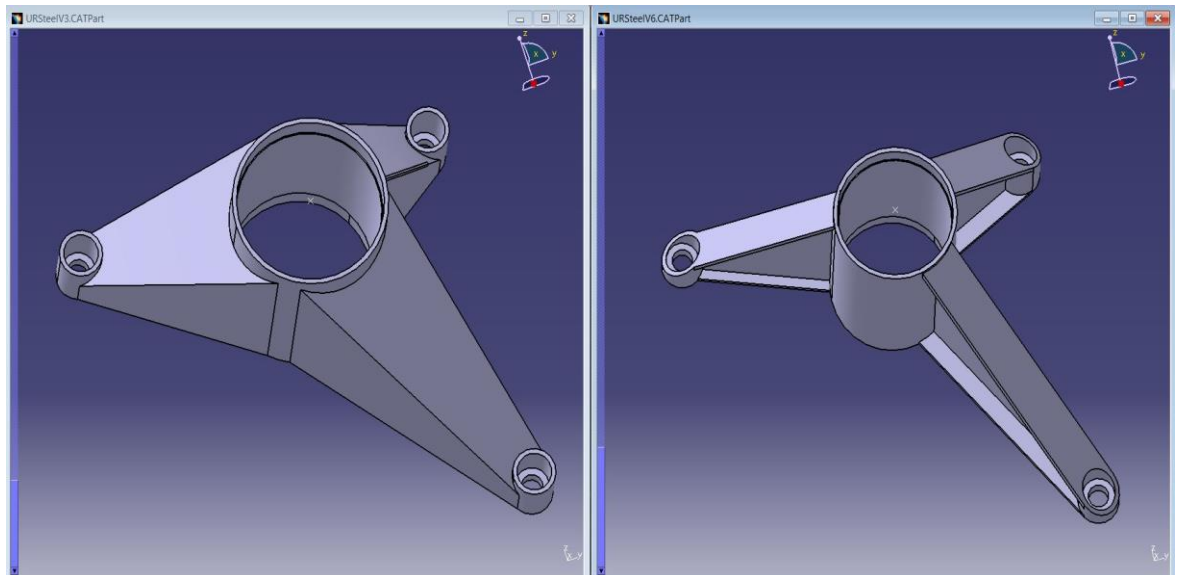
Aluksi keskityttiin pelkän olka-akselin suunnitteluun, joista jokainen luonnosteli omia versioita. Suunnitteluryhmän jäsenet toimivat aluksi tietämättöminä toistensa suunnitelmista, jotta saataisiin mahdollisimman erilaisia ratkaisuja konseptinvalintavaiheeseen. Suunnittelun apuna käytettiin CATIA V5:n Analysis&Simulation -moduulia, jolla pystyy suorittamaan 3D-malleille FEM-analyyskejä (Finite Element Method, suomeksi elementtimenetelmä). Analyysien avulla pystyy vertailemaan eri mallien jäykkyyksiä ja niissä vaikuttavia jännityksiä kun mallia kuormittavat voimat tunnetaan. Suunnitteluryhmä tutki erilaisten muotojen vaikutusta olka-akselin jäykkyyteen ja yritti optimoida muotoa ja käytettävän materiaalin määrää mahdollisimman jäykän ja kevyen lopputuloksen aikaansaamiseksi (kuva 17). FEM- analyyseissä käytettiin aikaisemmin laskettuja suurimpia olka-akseliin kohdistuvia voimia.



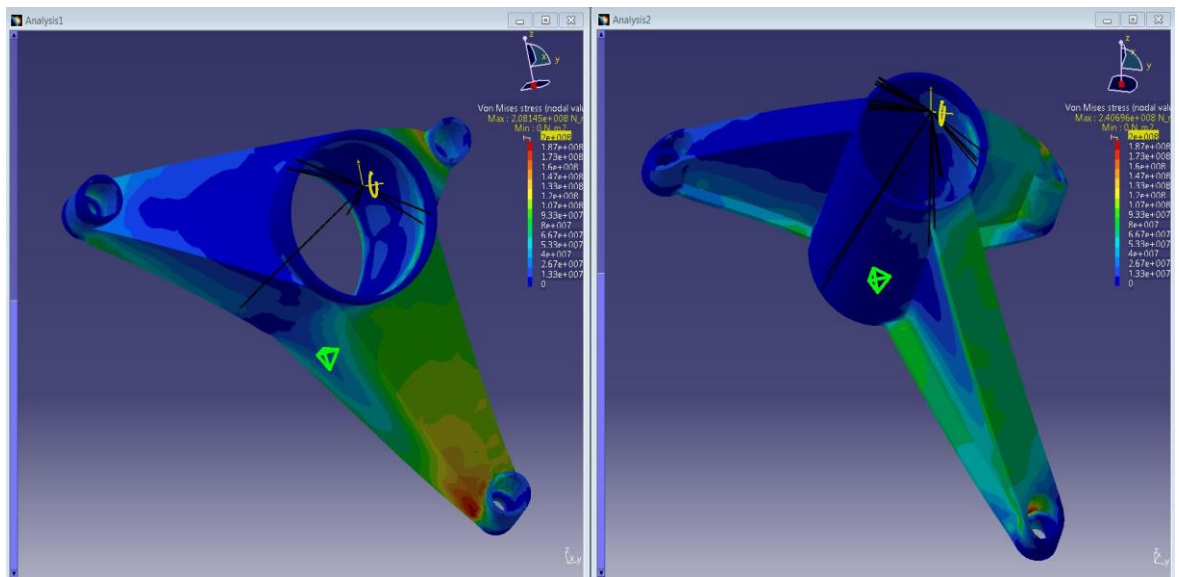
Kuva 17 testattuja olka-akseleita

Seuraavissa kuvissa näkyy kahden erimuotoisen mutta saman painoisen teräksisen upright:n luonnokset. Ensimmäisestä selviää mallin muoto (kuva 18), toisesta jännitykset Pascaleissa (kuva 19) ja kolmannesta suurimmat siirtymät millimetreissä, kun malliin on lisätty rengasta kuvaava halkaisijaltaan 500mm kokoinen kiekko (kuva 20).

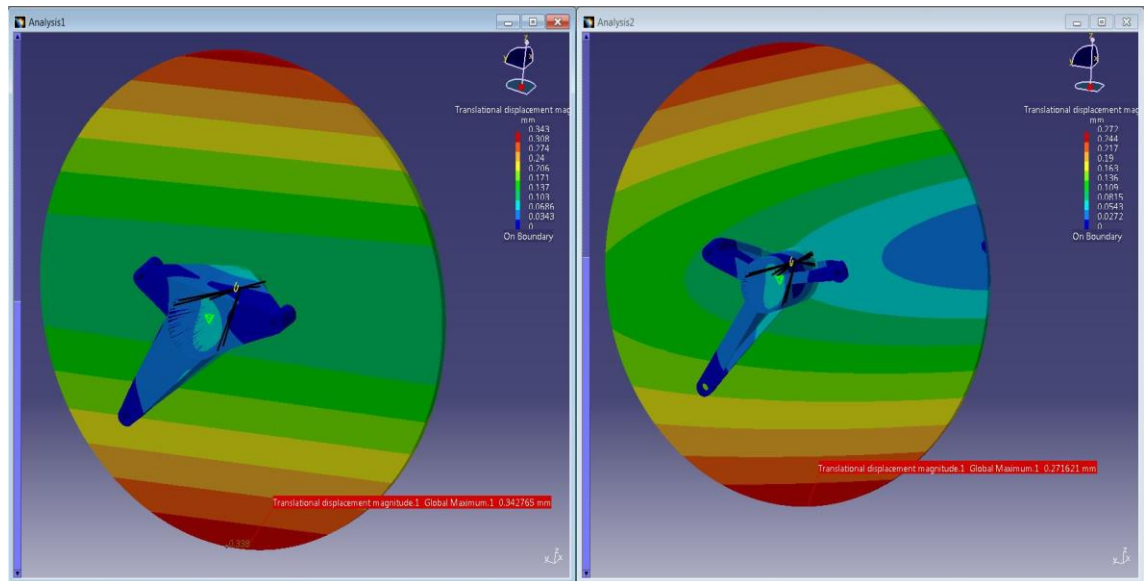
Kuvista nähdään, että jännitykset jäävät suurilta osin matalammiksi oikeanpuoleisessa mallissa, vaikka jännitysten huippuarvo on hieman korkeampi pienellä alueella. Lisäksi voidaan päätellä, että oikeanpuoleinen malli on hiukan jäykempi, koska suurin siirtymä on pienempi. Kuvat löytyvät parempilaatusina liitteistä.



Kuva 18 muotojen vertailua



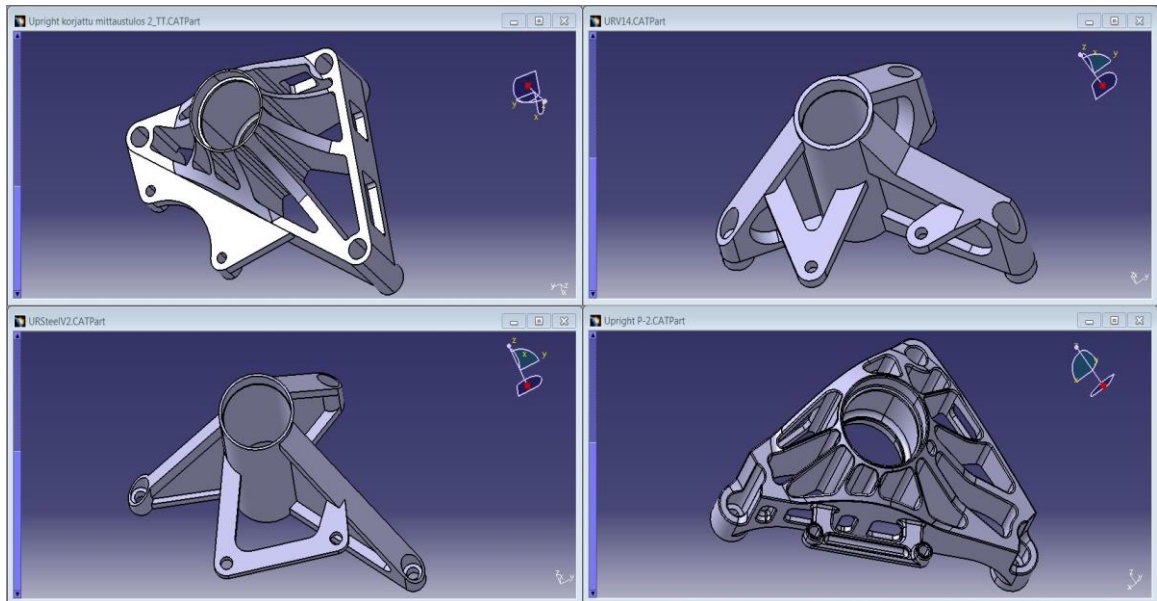
Kuva 19 Suurimmat jännitykset: Vasemmalla 208 MPa, oikealla 241 MPa. Värit kuvaavat jännitysten jakautumista: oikealla jännitykset jakaantuvat tasaisemmin, mutta saavat suuremman huippuarvon 241 MPa



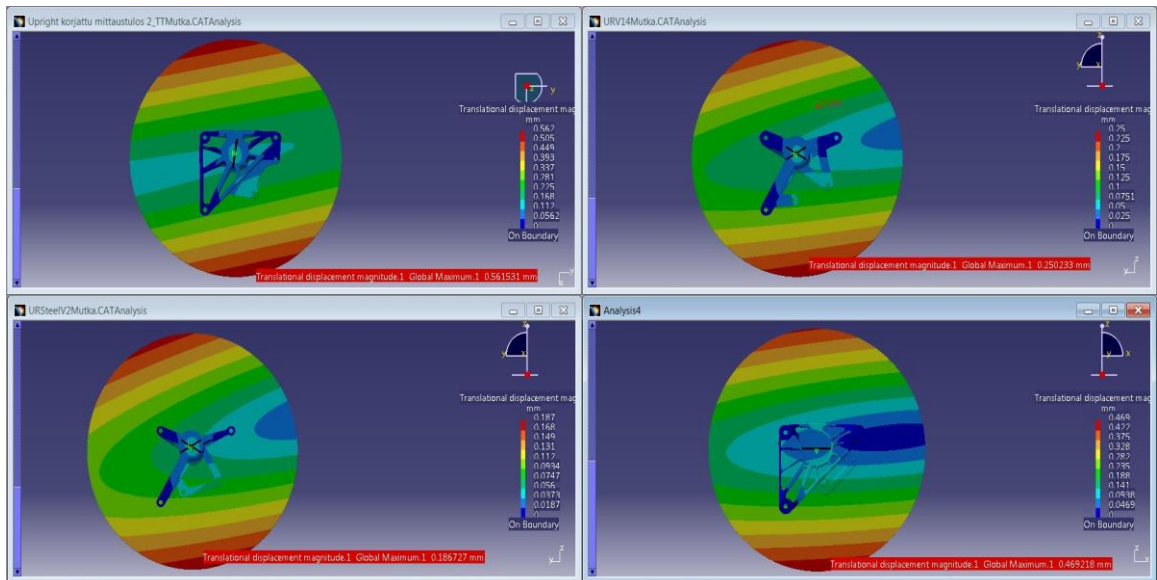
Kuva 20 Suurimmat siirtymät: vasemmalla 0,34mm ja oikealla 0,27mm

Konseptinvalinnassa käytettiin esikarsinnan läpäisseitä jokaisen neljän oppilaan suunnittelemaa mallia, joista suurin osa oli alumiinista valmistettuja. (kuva 21). Malleille tehtiin FEM – analyysit joista saatiin selville suhteelliset maksimisiirtymät ja -jännitykset (kuva 22 ja kuva 23). Uusia malleja verrattiin vanhan olka-akselin 3D-mallille suoritettuihin FEM- analyysiin (kuva 24). Konseptinvalinnassa käytettyjen uusien mallien siirtymät ja jännitykset jäivät pienemmiksi kuin alkuperäisen olka-akselin. Toisaalta alkuperäisen olka-akselin 3D - malli oli n. 0-200 g kevyempi kuin alumiiniset uudet mallit ja n. 400 g uutta teräsversiota kevyempi.

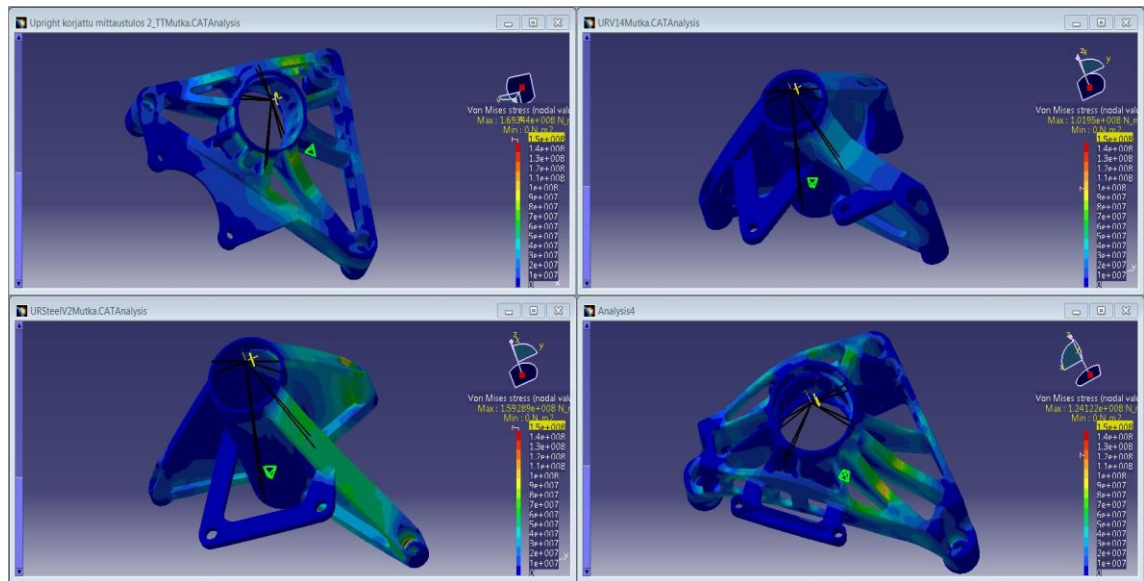
Konseptinvalinnassa pisteytettiin eri mallit, ja lupaavimmalta vaikuttava I – palkki malli pääsi jatkokehitykseen. Mallin valinta tehtiin suurimman rasituksen suunnan mukaisesti, mikä ei takaa optimaalista kestävyyttä muissa ajotilanteissa.



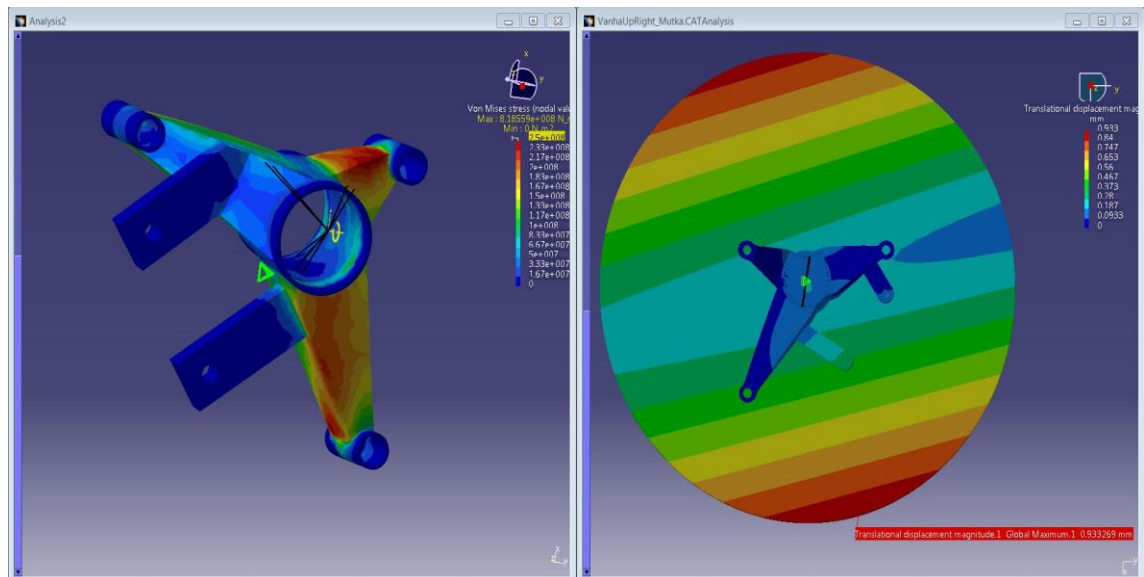
Kuva 21 Valmiita malleja



Kuva 22 Valmiiden mallien siirtymät oikealle kääntyessä



Kuva 23 Valmiiden mallien jännitykset oikealle kääntyessä



Kuva 24 Vanhan mallin jännitysjaakauma ja suurin siirtymä oikealle kääntyessä

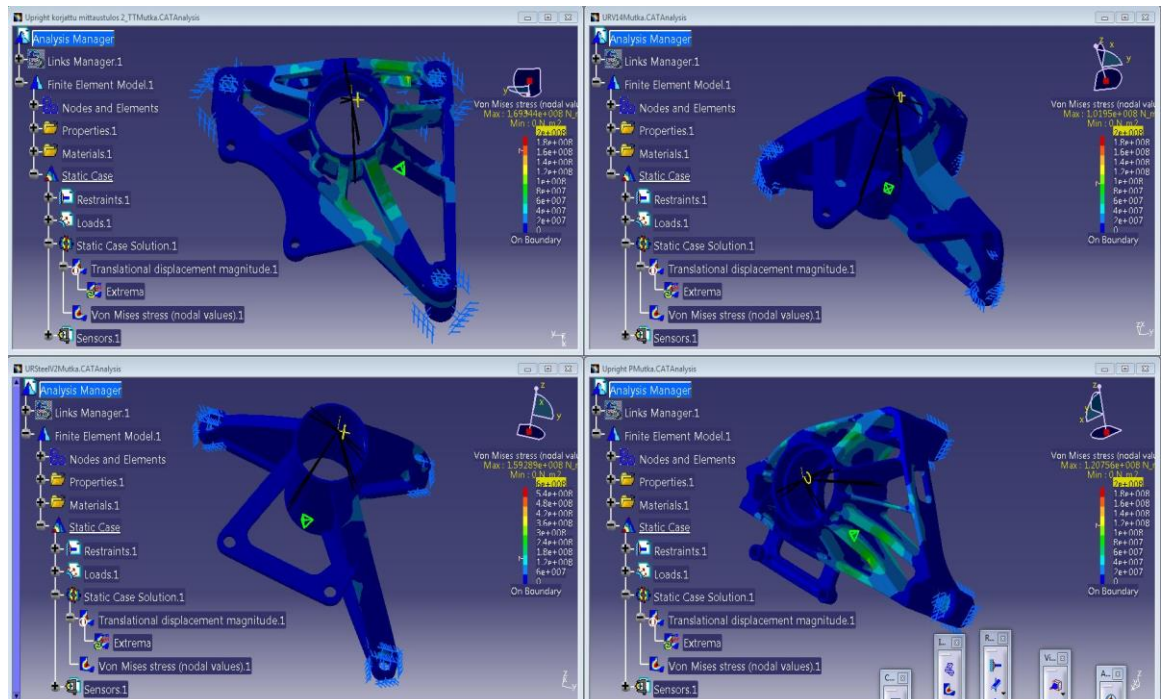
Konseptinvalinnassa valittuun malliin tehtiin vielä muutoksia, koska se oli suunniteltu vanhan akselin halkaisijan mukaan. Akselin halkaisijaa tulisi kasvattaa laakerien aiheuttaman pintapaineen vähentämiseksi ja lisäksi akselin pituus tulisi muuttamaan. Konseptimallissa laakerien etäisyys toisistaan oli kasvatettu mahdollisimman suureksi jäykkyyden lisäämiseksi. Ratkaisu lisää akselia tukevaa vipuvartta, joka vähentää olka-akseliin kohdistuvia laakeri/tukivoimia. Idean negatiiviset vaikutukset tulevat esiin akselin pidentämisessä, joka lisää ei-toivottua painoa. Lisäksi konseptimallin teräslevyjen kokoa oli tarkoitus optimoida.

4.2 Konseptivalinta

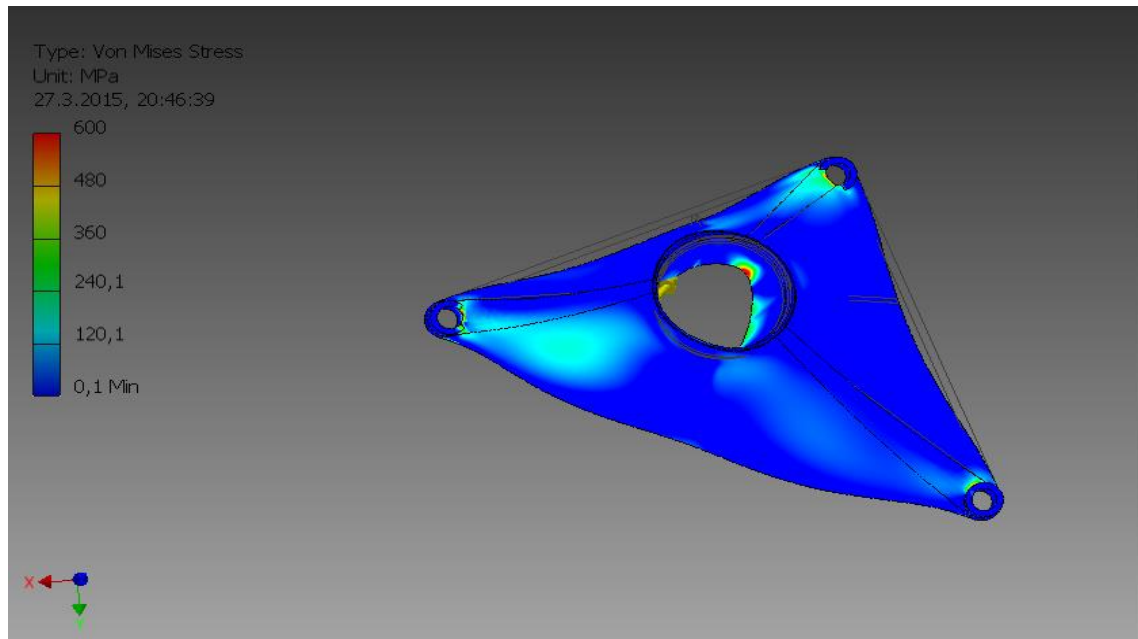
Lopullinen pyöräntuennan malli valittiin projektin tilaajan antamien painotusten pohjalta. Lopulliseen tarkasteluun päätyneet pyöräntuennat arvoitettiin parhaimmasta huonoimpaan asteikolla 1-5 ja näin saadut arvot kerrottiin painotuskertoimilla. Näin saatujen pistemäärien perusteella valittiin lopullinen malli. Mallit 1 (oikea, ylhäällä) ja 2 (vasen, alhaalla) ovat alumiini- ja teräsversiot I-palkinomaisesta muodosta, 3(vasen, ylhäällä) ja 4(oikea, alhaalla) ovat koneistettavia alumiinikappaleita (kuva 26). Malli numero 5 on levystä hitsattu ja sisältä rivoitettu kolmiorakenne ks. kuva27. Kaikkien kuvien arvot ovat samalla asteikolla, joten ne ovat keskenään vertailukelpoisia.

Konseptisuunnittelu						
	Painoarvo	1	2	3	4	5
Paino	8	1	5	4	3	2
Hinta	6	3	3	5	5	3
Valmistettavuus	9	3	2	5	4	4
Kestävyys	7	1	1	4	4	5
Jäykkyys	10	2	1	4	3	5
Yht.		10	12	22	19	19
Painotettu		80	93	175	148	155

Kuva 25 pisteytys



Kuva 26 mallit 1-4



Kuva 27 malli 5

Tarkastelusta huomattiin, että I-palkkirakenteet olivat tässä tilanteessa selvästi muita vaihtoehtoja paremmat. Lopullinen valinta kohdistui teräsversioon (2), sillä pyöräntuen sijainnista johtuen se lämpenee ajaessa kohtalaisesti ja alumiinin kestävyys heikkenee nopeasti lämpötilan kohotessa. Teräsversion valmistaminen onnistuu hitsaamalla, kun taas alumiininen olisi pitänyt koneistaa.

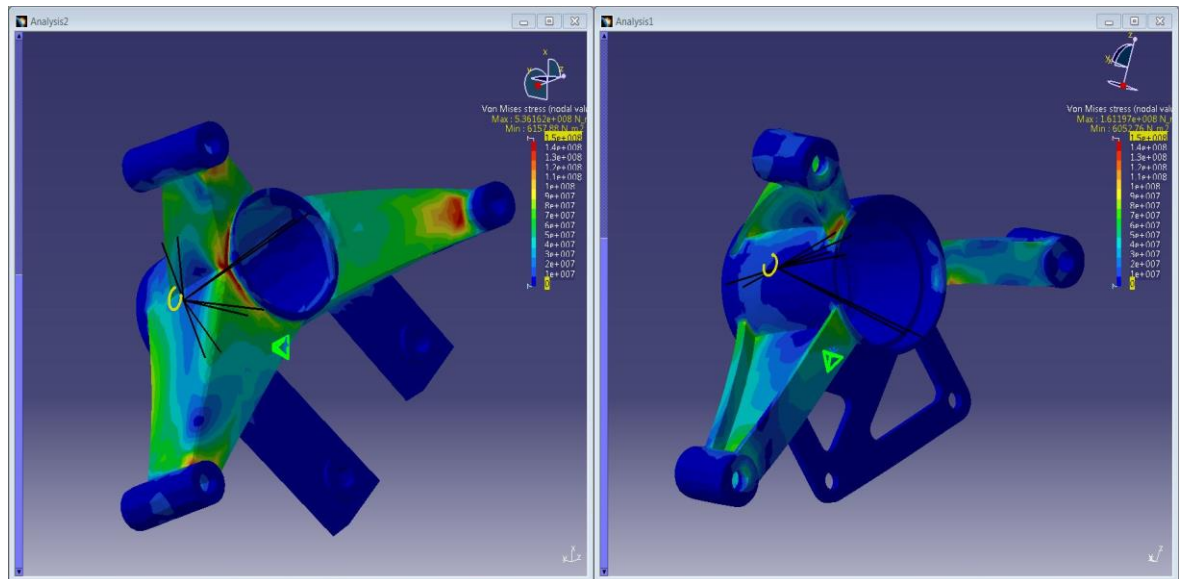
5 Uuden olka-akselin FEM-analyysit

5.1 Yleistä

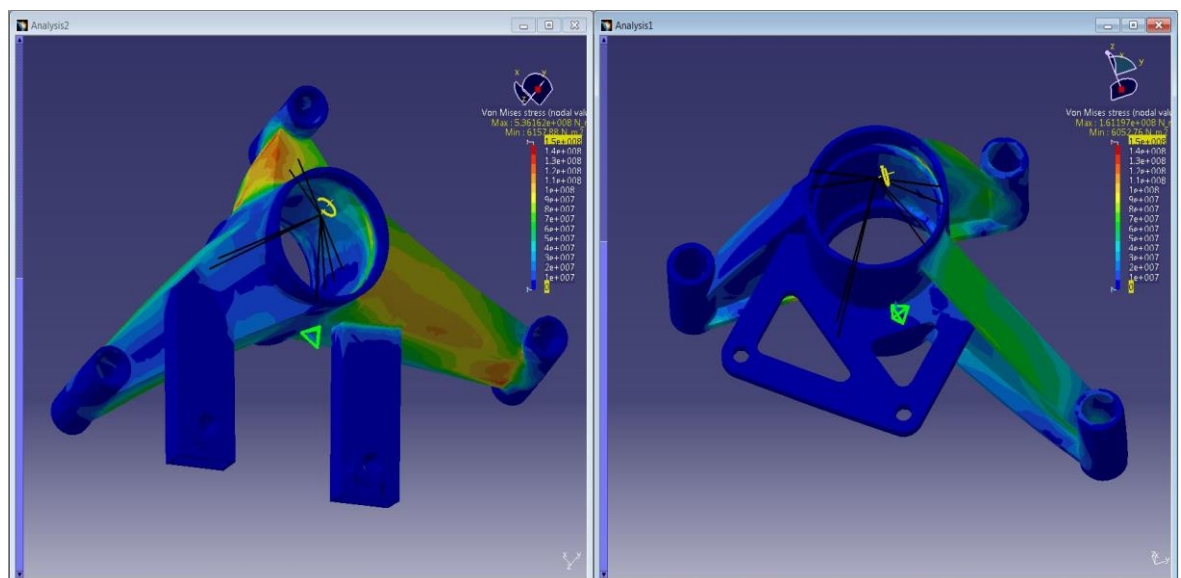
Uudelle olka-akselille suoritettiin FEM -analyysit kahdessa eri ajotilanteessa. Ensimmäinen analyysi tarkastelee jännityksiä ja siirtymiä oikealle kääntyvässä mutkassa, jolloin kappaleeseen vaikuttaa renkaan tukivoiman aiheuttama momentti ja renkaan kitkavoiman aiheuttama momentti. Yhteenlaskettuna niistä tulee 748 Nm:n momentti, joka yrittää kääntää pyöräntuenta sivuvaunun alle. Toisessa analyysissä tarkastellaan jarrituksen aiheuttamaa suurinta jännitystä suoralla tiellä.

5.2 Mutka oikealle

Uuden olka-akselin tuloksia verrataan vanhasta tehtyyn malliin, joka on kuvissa vasemmalla. Ensimmäisessä kuvassa näkyy ajotilanteen aiheuttamat jännitykset rungon puolelta kuvattuna (kuva 28). Toisessa kuvassa on jännitykset renkaan puolelta katsottuna (kuva 29). 3D-malleihin on mallinnettu jäykkä akseli, jota kitka- ja tukivoiman aiheuttama momentti vääntää. Kuvissa akselia kuvaa mustat viivat, jotka on yhdistetty laakeripesiin. FEM-analyysissä on käytetty parabolista tetraedrielementtiä tarkkuuden lisäämiseksi, vaikka se kasvattaa laskenta-aikaa. Tulokset ovat vertailukelpoisia vanhan ja uuden mallin välillä, koska molemmissa on käytetty samoja asetuksia. Jännitysten ja siirtymien arvot ovat suuntaa antavia. Kuvissa punainen väri kuvaa suurta jännitystä ja sininen pientä. Värien perusteella näkee mihin syntyy suurimmat jännitykset. Suurimpien jännitysten alueet ovat todennäköisiä vauriokohtia.



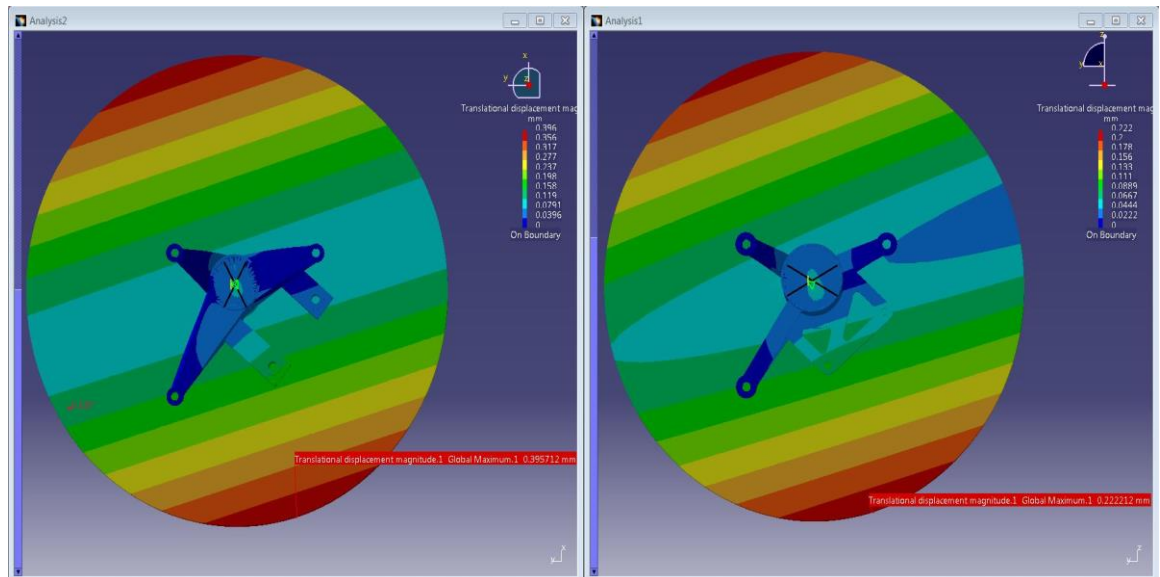
Kuva 28 Jännitykset rungon puolella



Kuva 29 Jännitykset renkaan puolella

FEM- analyysistä nähdään, että uuden olka-akselin jännitykset jäävät pienemmiksi kuin vanhan. Uuden olka-akselin materiaalin myötöraja on 700 MPa, joten varmuuskertoimeksi tulee noin 4. maksimi jännitysten ollessa n. 160 MPa. Varmuuskerroin ottaa huomioon olka-akseliin vaikuttavat dynaamiset voimat.

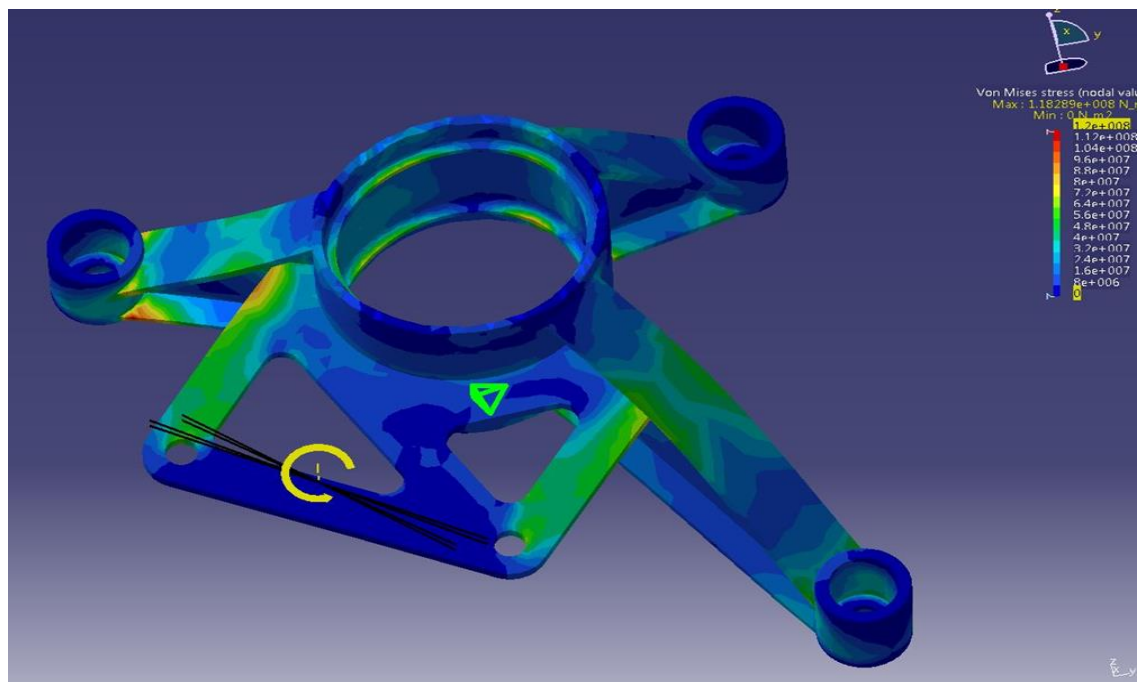
Suurimpia siirtymiä vanhan ja uuden mallin välillä verrataan kuvassa 30. Molempiin malleihin on lisätty rengasta kuvaava kiekko, jonka halkaisija on 500 mm. Uuden mallin suurin siirtymä on noin 0,2 mm renkaan ulkopinnalla ja vanhan mallin noin 0,4 mm. Tämän perusteella uusi malli on huomattavasti jäykempi.



Kuva 30 Suurimmat siirtymät oikealle käännettäessä

5.3 Jarrutus suoralla

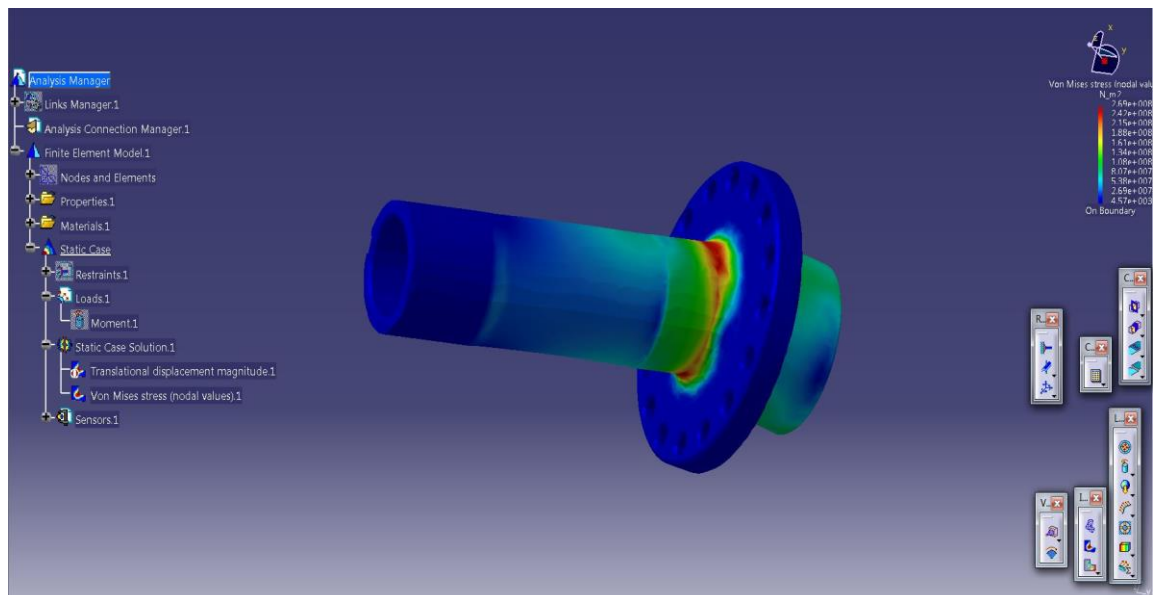
FEM-analysissä tarkastellaan jarrutusta suoralla lepokitkakertoimen ollessa 1,6 (kuva 31). Renkaan aiheuttama momentti jarrusatulan kiinnityspisteisiin on 312 Nm. Jarrukorvakkeeseen tulee noin 100 MPa:n jännityksiä. Korvakkeessa on varaa keventää.



Kuva 31 jarrutus

6 Akselin väsyminen

Uudelle akselille suoritettiin väsymistarkastelu, jotta saataisiin määritettyä sille turvallinen kestoikä. Mitoitus tehtiin äärettömän kestoian mukaan, mikä tarkoittaa sitä, että akseli ei tulisi koskaan murtumaan väsymisen takia. Väsymistarkastelu aloitettiin selvittämällä suurimman jännityksen paikka sekä järkeilemällä että FEM-analyysillä (kuva 32). Väsymisen aiheuttama murtuma alkaa säröstä, joka toistuvien kuormitusten seurauksena alkaa laajeta. Halkeaman eli särön kärkeen syntyy voimakas jännitystila vaikka jännitystaso olisikin alhainen särön välittömässä läheisyydessä. Hitsauksessa kapaleeseen syntyy helposti vikoja ja alkuhalkeamia, minkä vaikutusta olka-akseliin ei tarkasteltu projektissa. Väsymismurtuman yleisimpiä aiheuttajia ovat alimitoitus, alkusärö ja valmistusvika. (Ikonen 1991)



Kuva 32 akselin FEM-analyysi

Rakenneosan väsymislujuus saadaan kaavasta

$$\sigma_D = k_1 * k_2 * k_3 * k_4 * k_5 * \sigma_{D0} \quad (15)$$

σ_{D0} = koesauvan väsymislujuus

k_1 = pinnanlaadun kerroin

k_2 = kokokerroin

k_3 = luotettavuuskerroin

$k_4 = \text{lämpötilakerroin}$

$k_5 = \text{jännityshuippukerroin}$

Yleensä ainoastaan kertoimet k_1 ja k_2 otetaan huomioon väsymistarkastelussa (niin nytkin).

Akselin väsymistarkastelu aloitetaan määrittelemällä voimat. Uuteen akseliin vaikuttava momentti laskettiin kaavalla

$$M_t = F_t * \left(\frac{H_1}{2}\right) - F_\mu * \left(0,028 + \frac{H_2}{2}\right) \quad (16)$$

Jossa

$$F_t = 3470 \text{ N}$$

$$F_\mu = 3385 \text{ N}$$

$$H_1 = 0,503 \text{ m} \quad \text{momentinvarsi}$$

$$H_2 = 0,018 \text{ m} \quad \text{momentinvarsi}$$

Ja josta saadaan momentiksi

$$M_t = 3470 * \left(\frac{0,503}{2}\right) - 3384 * \left(0,028 + \frac{0,018}{2}\right) = 748 \text{ Nm} \quad (17)$$

Tämän jälkeen lasketaan pinta-ala, jäyhyysmomentti ja pinta-alkion etäisyys akselista

$$A = \frac{\pi}{4} * (D^2 - d^2) \quad (18)$$

$$I = \frac{\pi}{64} * (D^4 - d^4) \quad (19)$$

$$y = \frac{D}{2} \quad (20)$$

Joissa

$$D = 0,04 \text{ m}$$

$$d = 0,030 \text{ m}$$

Saadaan

$$A = \frac{\pi}{4} * (0,04^2 - 0,030^2) = 5,49 * 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (21)$$

$$I = \frac{\pi}{64} * (0,04^4 - 0,030^4) = 8,59 * 10^{-8} m^4 \quad (22)$$

$$y = \frac{0,04}{2} = 0,02 \quad (23)$$

Näillä tiedoilla saadaan laskettua taivutusjännitys

$$\sigma_t = \frac{M_t * y}{I} = \frac{748 Nm * 0,02}{8,59 * 10^{-8} m^4} = 174,1 MPa \quad (24)$$

Taivutusjännitys vaihtelee välillä $\pm 174,1$ MPa johtuen akselin pyörimisestä.

Materiaalina akselissa käytetään 34CrNiMo6–nuorrutusterästä, jonka myötölujuus on 800 MPa. Lasketaan Neuberin loviherkkyyskerroin kaavalla

$$q = \frac{1}{1 + \frac{a}{p}} \quad (25)$$

jossa

$a = 0,14 \text{ mm}$ materiaalivakio taulukosta kuva 33

$p = 6 \text{ mm}$ loven säde

Taulukko 1.6-5. Materiaalivakio a/mm (10, s. 11).

R_m / MPa	a / mm
400	0,33
600	0,20
800	0,14
1000	0,10
1200	0,06
1400	0,05
1600	0,04

Kuva 33 materiaalivakiotaulukko

saadaan

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0,14 \text{ mm}}{6 \text{ mm}}} = 0,9772 \quad (26)$$

Lasketaan uran muotoluku taivutuksessa

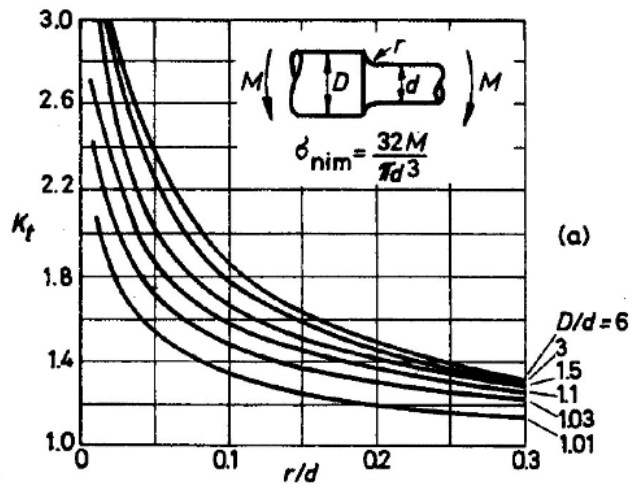
$$\frac{D_2}{a} = 2,3 \quad (27)$$

$D_2 = 0,092 \text{ m}$ laipan halkaisija

$$\frac{p}{\frac{1000}{D}} = 0,15 \quad (28)$$

Näin saaduilla arvoilla voidaan määrittää piirroksesta (kuva 34)

Pyöröakselin loven muotolukuja:



Kuva 34 pyöröakselin loven muotolukuja

$$K_t = 1,55$$

Tämän jälkeen lasketaan loven vaikutusluku taivutuksessa

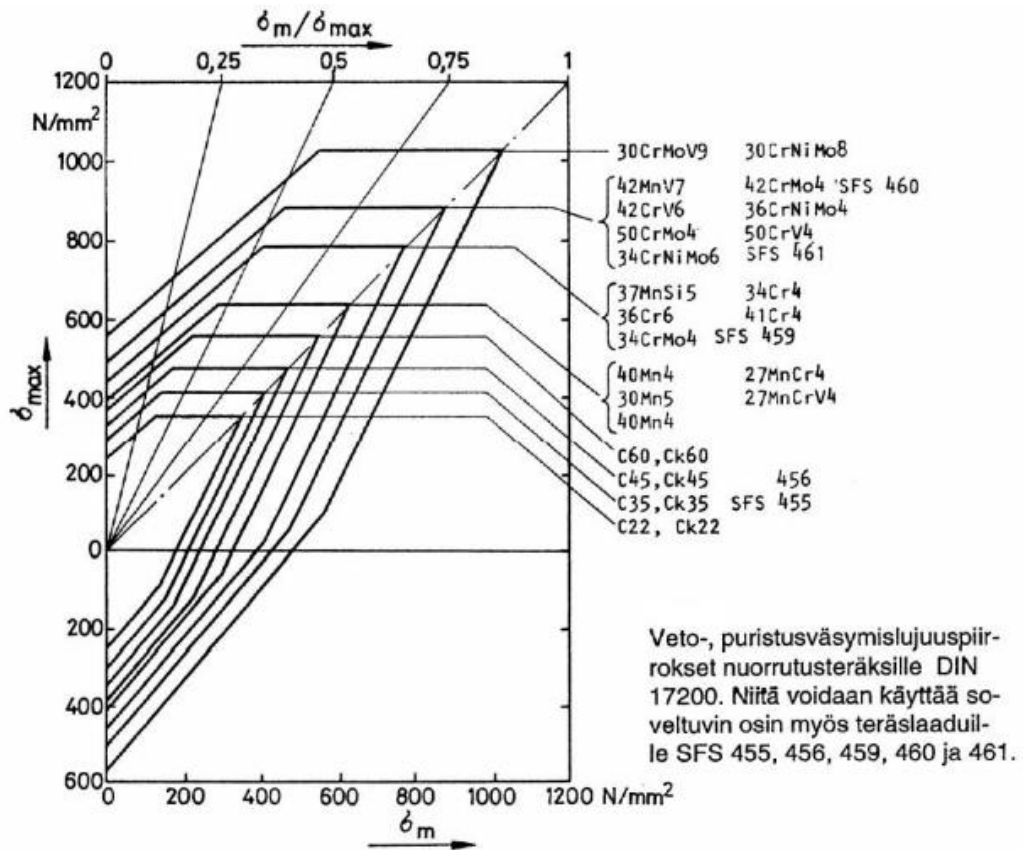
$$K_f = q * (K_t - 1) + 1 = 1,5375 \quad (29)$$

Ja lopulta taivutusjännityshuiput (amplitudi) akselissa on

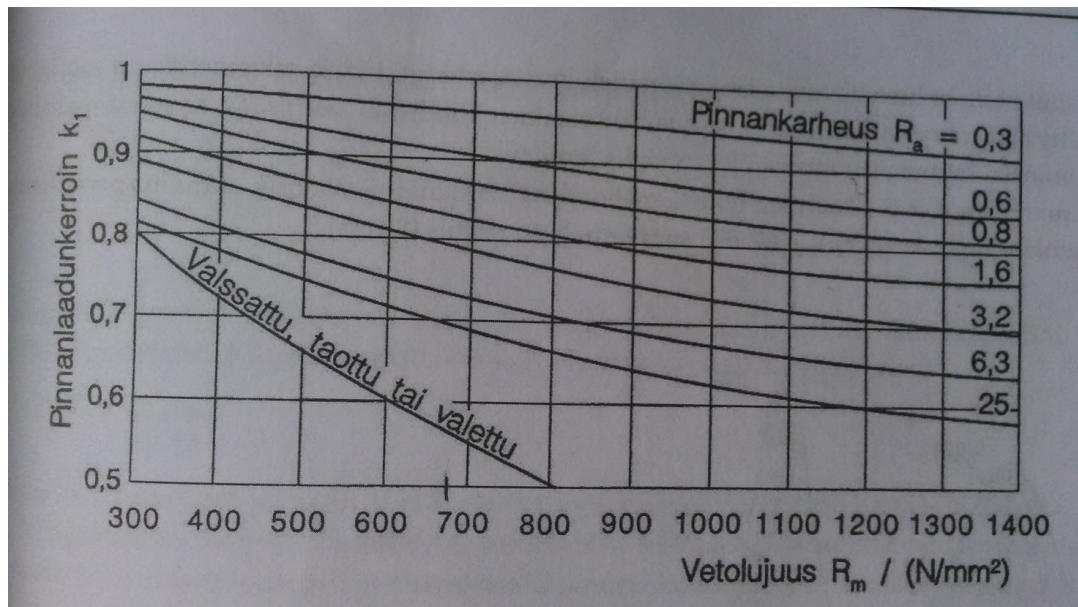
$$\sigma_{ta} = K_f * \sigma_t = 267,62 \text{ MPa} \quad (30)$$

Jolla saamme koesauvan väsymislujuuden seuraavasta piirroksesta (kuva 35)

$$\sigma_{D0} = 500 \text{ MPa}$$



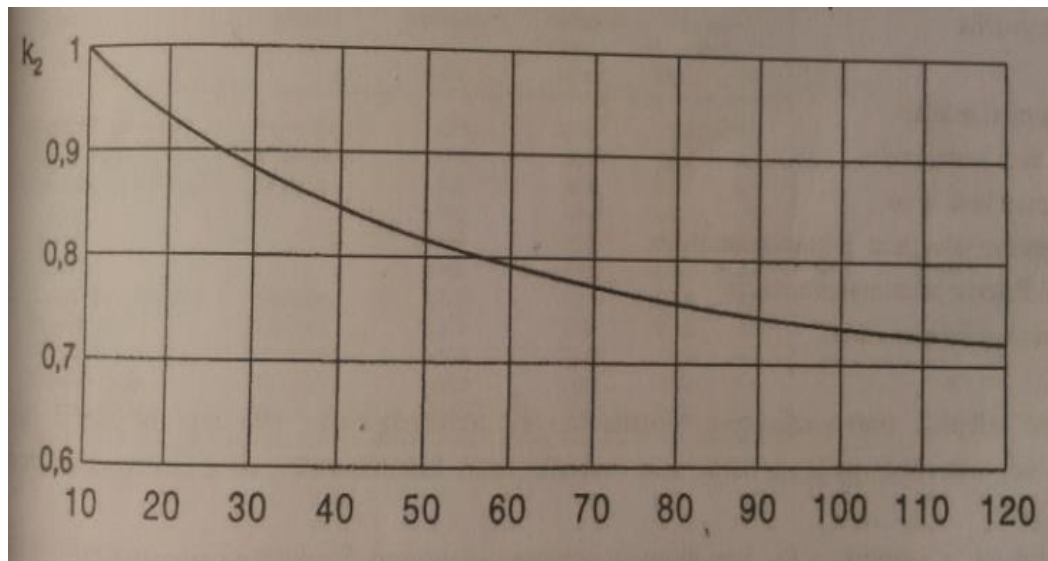
Kuva 35 Smithin piirros nuorutusteräksille



Kuva 36 pinnanlaadunkerroin

$K_1 = 0,8$ kun $R_a = 1,6$

Kerroin huononee vetolujuuden ja pinnankarheuden kasvaessa



Kuva 37 kokokerroin

$$K_2 = 0,82 \text{ kun } D = 0,04$$

Kerroin huononee rakenneosan kasvaessa

Saadaan väsymislujuudeksi

$$\sigma_D = K_1 * K_2 * \sigma_{D0} = 328 \text{ MPa}$$

(31)

Jätetään puristusjännitys huomioimatta, sen vähäisen merkityksen takia, ja lasketaan varmuus jännitysamplitudin suhteen saadaan:

$$n = \frac{\sigma_D}{\sigma_{ta}} = \frac{328}{268} = 1,2$$

(32)

Ohjearvo varmuudelle on 1,2-2. Akseli jää hieman alle suositellun arvon, kun puristus otetaan mukaan laskuihin. Näiden tulosten pohjalta ei voi sanoa varmaksi, että akseli tulisi kestävään ikuisesti väsymisen suhteen.

7 Laakerivalinta

Alkuperäisessä olka-akselissa on käytetty 6006-2RS laakereita. Tämä laakeri on yksirivinen urakuulalaakeri kaksipuoleisella kumitiivistyksellä varustettuna (2RS). Yleisesti olka-akseleissa käytetään viistokuulalaakereita joko yksi- tai kaksirivisenä, kartiorulla-laakereita tai neulalaakereita. Viistokuulalaakereiden etuna on parempi aksiaalirasituskestävyys verrattuna urakuulalaakeriin. Edellinen 6006-laakeri on kestänyt useita kausia, joten tarvetta laakerityypin vaihdolle ei ollut. Navan akseli alkuperäisessä olka-akselissa on halkaisijaltaan 30 mm ja siihen oli syntynyt liian suuresta pintapaineesta johtuvaa pintavauriota ulomman laakerin kohdalle. Pintapaineen pienentämiseksi suunniteltiin uusi halkaisijaltaan 40 mm akseli. Toinen pinta-alan lisäystapa olisi ollut leveämmän laakerin valinta tai kahden laakerin käyttö ulomman laakerin paikalla. Pintapaineen kestoja olisi voitu myös lisätä akselin pintakarkaisulla, mutta se lisäisi akselin valmistuskustannuksia suhteettomasti.

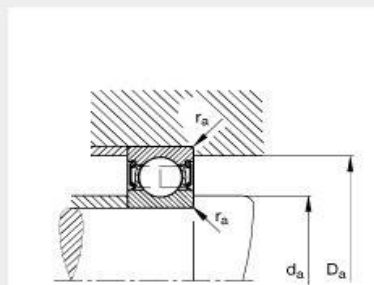
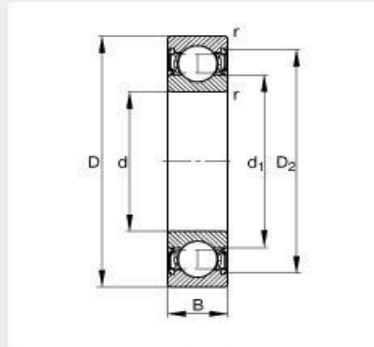
Aluksi harkittiin 40° vinokuulalaakerin (7008-B-2RS-TVP) käyttöä sen suuremman aksiaalikuormituksenkeston takia. Tämän laakerin hinta olisi ollut noin 190 €/kpl ja laakerin paino oli lähes yhtä suuri kuin samankokoisen urakuulalaakerin. Koska alkuperäisen olka-akselin laakerien kestoikä oli ollut riittävä, valittiin lopulta samantyyppinen, mutta suurempi laakeri (6008-2RS). Tämän laakerin hinta on noin 40€ verrattuna vinokuulalaakerin hintaan, mikä oli suurimpia syitä kyseisen laakerin valintaan. Toisena syynä oli sen helpompi saatavuus.

Kaksirivinen viistokuulalaakeri olisi ollut myös mahdollinen valinta, mutta saman kestävyysluokan laakerin koko ja paino olisi kasvanut oleellisesti.

Hyvää tässä valinnassa on se, että 7008-B-2RS-TVP laakerin ja 6008-2RS laakerin ulkoiset mitat ovat samoja, joten haluttaessa urakuulalaakeri voidaan helposti vaihtaa vinokuulalaakeriksi. Pienen kilpatallin budjetilla kalliimpi laakeri tuskin maksaa itseään takaisin. Kuvissa 38-40 esitetään laakerien tekniset tiedot.

Deep groove ball bearings 6006-2RS

main dimensions to DIN 625-1, lip seals on both sides



d	30 mm
D	55 mm
B	13 mm

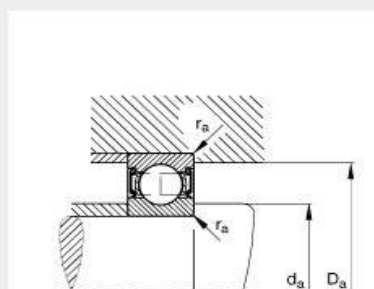
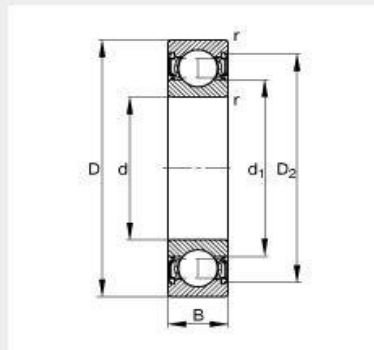
D₂	49,2 mm
D_{a max}	50,4 mm
d₁	38,3 mm
d_{a min}	34,6 mm
r_{a max}	1 mm
r_{min}	1 mm

m	0,126 kg	Mass
C_r	13500 N	Basic dynamic load rating, radial
C_{0r}	8000 N	Basic static load rating, radial
n_G	8500 1/min	Limiting speed
n_B	0 1/min	Reference speed
C_{ur}	390 N	Fatigue limit load, radial

Kuva 38 6006-2RS

Deep groove ball bearings 6008-2RS

main dimensions to DIN 625-1, lip seals on both sides



d	40 mm
D	68 mm
B	15 mm

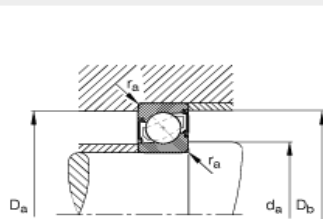
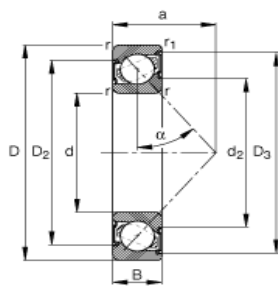
D₂	61,6 mm
D_{a max}	63,4 mm
d₁	49,3 mm
d_{a min}	44,6 mm
r_{a max}	1 mm
r_{min}	1 mm

m	0,202 kg	Mass
C_r	17800 N	Basic dynamic load rating, radial
C_{0r}	11500 N	Basic static load rating, radial
n_G	6700 1/min	Limiting speed
n_B	0 1/min	Reference speed
C_{ur}	580 N	Fatigue limit load, radial

Kuva 39 6008-2RS

Angular contact ball bearings 7008-B-2RS-TVP

contact angle $\alpha = 40^\circ$, lip seals on both sides



d	40 mm	
D	68 mm	
B	15 mm	
a	30 mm	
D₂	59,4 mm	
D₃	64,9 mm	
D_{a max}	63,4 mm	
D_{b max}	64,8 mm	
d₂	48,8 mm	
d_{a min}	44,6 mm	
r_{1 min}	0,6 mm	
r_{a max}	1 mm	
r_{a1 max}	0,6 mm	
r_{min}	1 mm	
α	40 °	Contact angle
m	0,17 kg	Mass
C_r	28000 N	Basic dynamic load rating, radial
C_{0r}	20300 N	Basic static load rating, radial
n_G	5300 1/min	Limiting speed
n_B	0 1/min	Reference speed
C_{ur}	1370 N	Fatigue limit load, radial

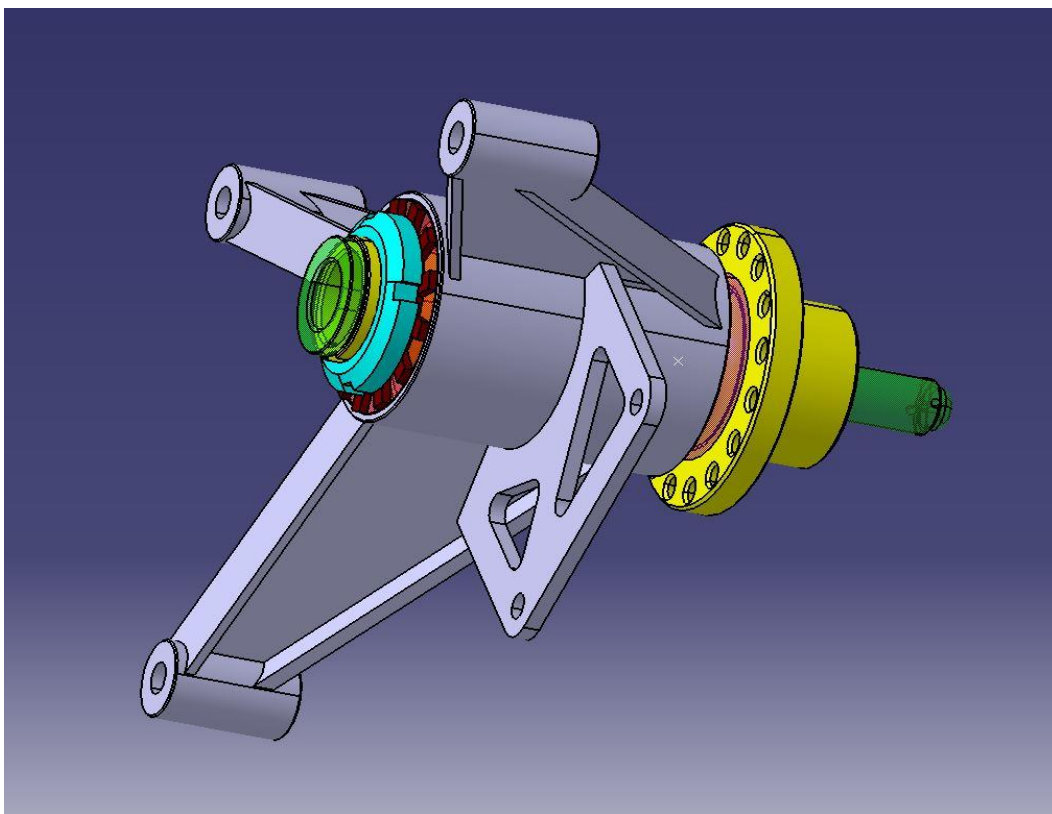
Kuva 40 7008-B-2RS-TVP

8 Uusi kokoonpano

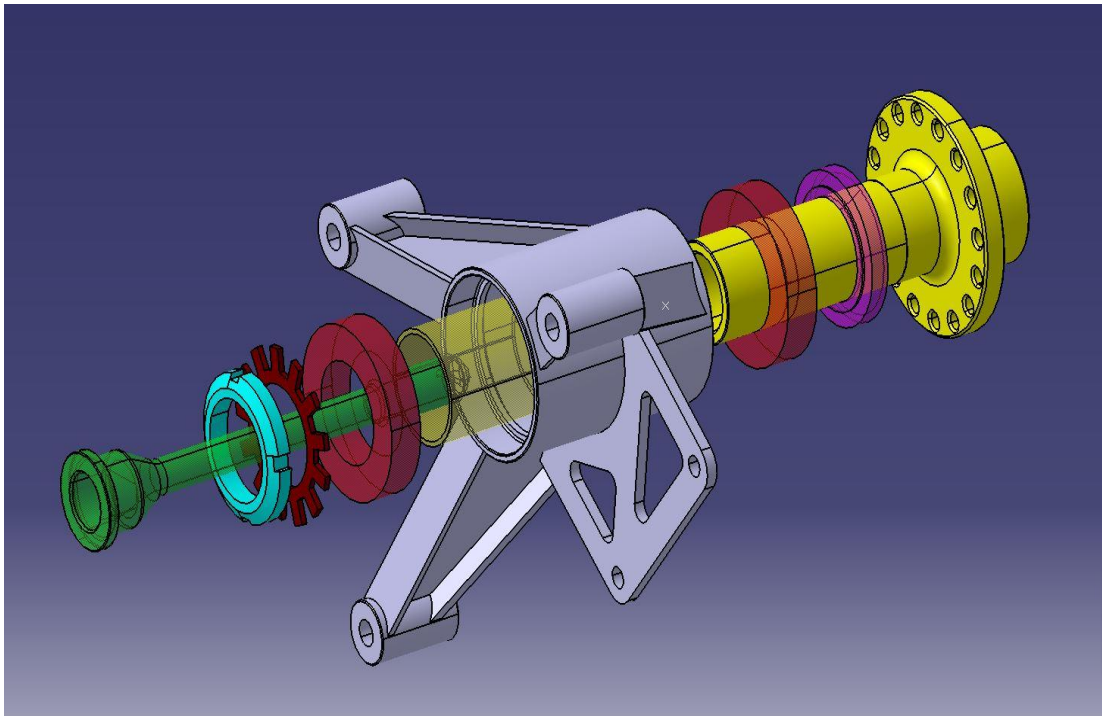
Uusi olka-akselin malli saatiin valmiiksi ja siihen suunniteltiin uusi akseli ja vetopultti. Vanhat laakerit korvattiin 6008 – sarjan laakereilla, jotka ovat hieman alkuperäisiä suuremmat. Aikaisemmassa kokoonpanossa ollut akselinnapa korvattiin akseliin integroidulla laipalla, johon jarrulevynnapa kiinnitetään. Uuteen akseliin tulevat uusina osina kiinnitysmutteri ja lukituslevy, joilla akseli kiristetään laakereiden ja väliputken varaan. Lisäksi akselin ja ulomman laakerin väliin asennetaan holkki, joka mahdollistaa akseliin tehtävän 6 mm pyörityksen lovivaikutuksen pienentämiseksi.

Suunniteltuun pyöräntuentaan tulee seuraavat uudet osat (kuva 41 ja kuva 42):

1. uusi olka-akseli
2. uusi akseli
3. uusi vetopultti
4. uudet laakerit
5. akselin kiinnitysmutteri
6. kiinnitysmutterin lukituslevy
7. laakereiden väliputki
8. holkki



Kuva 41 kokoonpano uusilla osilla

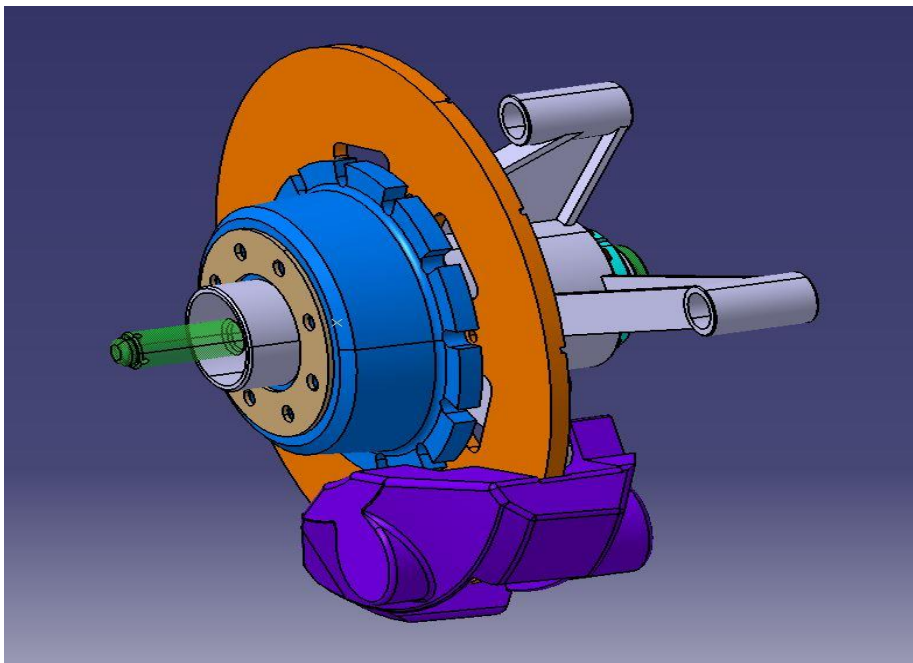


Kuva 42 Räjätyskuva uusista osista

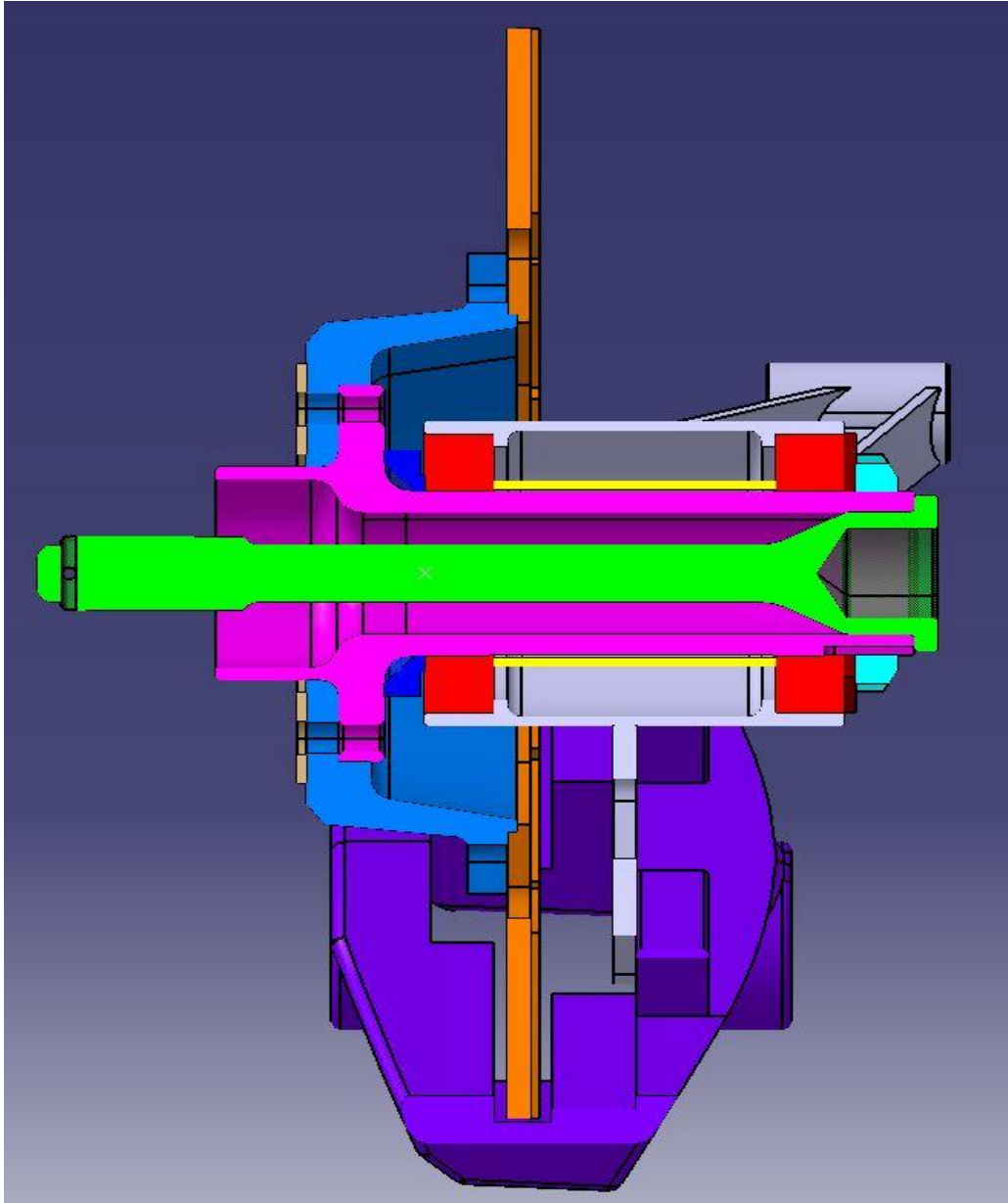
Pyöräntuennassa käytettyjä vanhoja osia ovat (kuva 43):

1. jarrulevy
2. jarrulevynnapa
3. jarrusatula
4. jarrulevynnavan aluslevy

Leikkauskuvasta näkyy uuden kokoonpanon rakenne ja osien sijainti toisiinsa nähden (kuva 44).



Kuva 43 Uusi kokoonpano



Kuva 44 Uuden kokoonpanon leikkauskuva

9 Uuden pyöräntuennan massa

Alla olevasta taulukosta selviää uusien osien painot verrattuna vanhoihin. Uusien osien painot ovat CAD-ohjelman antamia lukemia.

Uudet osat	massa (g)	Vanhat osat	massa (g)	muutos (g)	muutos (%)
Upright	1345				
laakereiden väliputki	132				
Upright ja laakereiden väliputki	1477	Upright ja laakereiden väliputki	1171	306	26.1
laakerit 2kpl (6008-2RS)	384	laakerit 2kpl (6006-2RS)	232	152	65.5
Akseli	1017				
vetopultti	337				
Akseli ja vetopultti	1354	Akseli, vetopultti ja napa	1325	29	2.2
Akselimutteri	84			84	
Lukituslevy	28			28	
Holkki	76			76	
Mutteri+levy+holkki	188				
Yhteensä	3403		2728	675	24.7
Jarrulevy ja jarrulevynnapa	2160	Jarrulevy ja jarrulevynnapa	2160		
Jarrulevynnavan aluslevy	151	Jarrulevynnavan aluslevy	151		
Pyöränmutteri	142	Pyöränmutteri	142		
Kokonaismassa	5856		5181	675	13.0

10 Akselimutterin kiristysmomentti

Laakerin väliputken materiaalin S235 -teräksen myötöraja on 235 N/mm^2 ja pinta-ala on $270,2 \text{ mm}^2$.

Akselimutterin maksimi kiristysvoima on siis

$$0,9 * 235 \text{ N/mm}^2 * 270,2 \text{ mm}^2 = 57147,3 \quad (33)$$

$M_{A,max}$ = Ruuvin maksimi kiristysmomentti

F_M = Ruuvin esikiristysvoima

μ_G = mutterin ja ruuvin välinen kitkakerroin

μ_K = Mutterin ja sen alustan välinen kitkakerron

d_2 = Kierteen kylkihalkaisija

D_{km} = Keskimääräinen kitkan vaikutus ympyrän halkaisija

p = ruuvin nousu

Käytettävä kaava mutterin kiristysmomentille

$$M_{A,max} = \frac{1}{2} F_M \left(1,155 \mu_G d_2 + \mu_K D_{km} + \frac{p}{\pi} \right) \quad (34)$$

Käytettävät arvot suurimmassa kiristysmomentissa

$$F_M = 0,9 * 235 \text{ N/mm}^2 * 270,2 \text{ mm}^2 = 57147,3 \text{ N} \quad (35)$$

$$\mu_G = 0,25$$

$$\mu_K = 0,25$$

$$d_2 = 39,026 \text{ mm}$$

$$D_{km} = 44,5 \text{ mm}$$

$$p = 1,5 \text{ mm}$$

$$M_{A,max} = 653,514 \text{ Nm}$$

Koska pyöränmutterissa käytettävä kiristysmomentti on 100 Nm, käytämme akselimutterin kiristysmomenttina 120 % tästä arvosta eli 120 Nm.

11 Tulokset

Uuden pyöräntuennan massa on n. 15 % suurempi kuin vanhan, joten painonvähennys tavoitteeseen ei päästy. Yhtenä syynä tavoitteesta jäämiseen on se, että ajodataa ei ollut saatavilla ja voimat mitoitettiin hyvin karkeiden arvioiden perusteella.

Uusi malli on FEM-analyysistä saatujen siirtymien perusteella jäykempi.

Akselissa pyöränpuoleisen laakerin kohdalla havaittu pintapaineongelma ratkaistiin kasvattamalla akselin kokoa.

Osien valmistettavuus on samalla tasolla vanhan kanssa.

Uusi olka-akseli tulee hieman kalliimmaksi laadukkaampien valmistusmateriaalien takia.

Uusi pyöräntuenta tulee tarkastaa silmämääräisesti jokaisen kilpailun jälkeen ja kauden jälkeen osille tulee suorittaa NDT-tarkastus. Projektiryhmän suositus on se, että pyöräntuentaa käytetään yksi kausi. Tarkastusten jälkeen käyttäjä voi oman harkintansa mukaan jatkaa käyttöä.



Kuva 45 vetopultti, akseli ja olka-akseli

12 Pohdintaa

Projekti aloitettiin tutustumalla erilaisiin kilpamoottoripyörissä ja formuloissa käytettäviin olka-akselirakenteisiin kirjallisuutta ja Internetiä käyttämällä. Suurimmalla osalla ryhmästä ei ollut aikaisempaa kokemusta vastaavanlaisesta suunnittelusta ja sen tuomista haasteista. Tällaisen kappaleen suunnittelussa tärkeimmäksi alkutiedoksi havaittiin erilaisten rasitusten suuruudet.

Alussa projektiryhmällä oli yksimielinen valmistusmateriaalin valinta ja se oli 2000- tai 6000-sarjan alumiiniseos ja olka-akselin valmistus olisi toteutettu koneistamalla. Suurin osa konseptisuunnitteluvaiheeseen päätyneistä malleista oli hyvin samankaltaisia ja samasta materiaalista valmistettuja. Alumiinista valmistettu kappale tulisi valmistaa käytännössä 5-akselisella CNC-koneistuskeskuksella. Kappale voitaisiin myös valmistaa 4- tai 3-akselisella koneella, mutta tällöin kiinnityksiä ja työvaiheita tulisi aina lisää akselien vähentyessä ja valmistuskustannukset nousisivat. Valmistuskustannukset näyttelevät suurinta osaa olka-akselin kokonaiskustannuksista alumiinista valmistettaessa, koska kappaleista tuli hyvin monimutkaisia sisältäen paljon pyöristyksiä. Tällöin kappale on koneistettava pintajyrsinnällä pallopääterällä pienin sivuaskelin, jotta saavutetaan tarvittava pinnanlaatu. Tämä lisää koneistuksessa käytettävää aikaa ja näin koneistuksen hintaa. Pinnanlaatu on tärkeä lujuuden ja kestoiän kasvattamiseksi. Jännitykselliset pinnat tulisikin kiillottaa ja lasikuulapuhaltaa kiillotuksen jälkeen suurimman lujuuden saavuttamiseksi. Arvioimme alumiinisen olka-akselin koneistuskustannuksiksi 1600 – 3000 € ja materiaalikustannuksiksi noin 150 – 200 €.

Sivuvaunun pyörässä on levyjarru, joka tuottaa lämpöä tilaan jossa pyöräntuenta sijaitsee, eikä ilmavirta ei pääse kovin hyvin jäähdyttämään sitä. Jarrua on mahdollista viilentää jäähdytysputkella, mitä tällä hetkellä ei ole käytössä. Lämpötila olisi oleellinen suure, jos alumiini valittaisiin valmistusmateriaaliksi, sillä alumiinin lujuusarvot putoavat merkittävästi jo 120 °C - 150 °C lämpötiloissa (kuva 46).

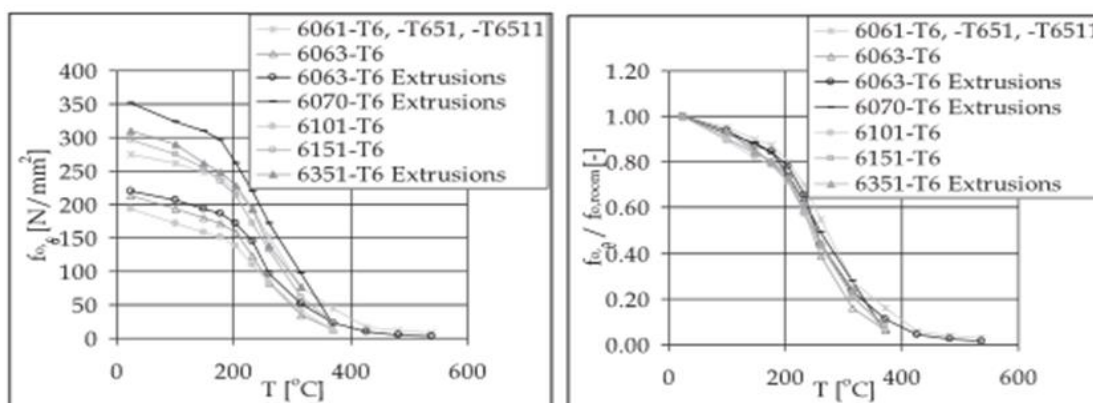


Figure 6. 0,2 % proof stress (left-hand) and relative 0,2% proof stress for alloy series 6xxx temper T6

Kuva 46 alumiinin käyttäytyminen eri lämpötiloissa

Artiola Sidecar Racing Ky:llä saadun tiedon mukaan alumiinisten pyöräntuntojen lämmönkestävyyden kanssa on ollut ongelmia ja tämän takia valitsimme materiaaliksi suurlujuusteräksen, jolloin olka-akselin elinikä saadaan pidemmäksi ja jarrun tuottama lämpö ei ole enää ongelma. Rakenne suunniteltiin toteutettavaksi hitsaamalla, jolloin koneistuksen osuus saatiin hyvin pieneksi kokonaiskustannuksissa. Keskiputki ja kiinnikkeet ovat osia, jotka valmistetaan koneistamalla. Muut osat voidaan valmistaa levystä esimerkiksi laserleikkaamalla. Levyosat on myös mahdollista valmistaa manuaalikooneilla, jolloin Artiola Sidecar Racingin Ky:n konekannalla voidaan valmistaa koko olka-akseli. Suurlujuusteräksestä valmistettavan olka-akselin valmistaminen vaatii TIG-hitsauksen käyttöä. Hitsauksessa on käytettävä jigä, jolla varmistetaan mittatarkkuuden säilyminen hitsausvaiheessa. Hitsauksen jälkeen on koneistettava laakeri- ja kiinnityspinnat lopullisiin mittoihin. Näin valmistettavan kappaleen valmistuskustannukset jäävät murto-osaan verrattuna alumiinista koneistamalla valmistettuun.

Tavoitteeseen massan pudottamisesta 20 % ei päästy. Kappaleen lujuuden ja jäykkyyden lisäämisessä saavutettiin merkittävää parannusta. Alkuperäinen olka-akseli on ilmeisesti valmistettu S355 teräslevystä, joka ei ole käytetyllä ainevahvuudella riittävä jos arvioidut rasitukset pitävät paikkansa. Alkuperäinen olka-akseli on ollut veltto, mikä on tehnyt pyöräntuntojen säätämisestä vaikeaa ja epätarkkaa. Projektiryhmä on tyytyväinen saatuun lopputulokseen, vaikka kaikkia tavoitteita ei saavutettu.

Valmistettaessa hitsattava runkorakenne ajoneuvoon, vaaditaan hitsauksen suorittajalta pätevyys, joka oikeuttaa hitsaajan tekemään hitsausliitokset. NDT-tutkimukset on

hyvä suorittaa, jotta ajoneuvoon valmistettavalle kappaleelle saadaan hyväksyntä ulkoiselta taholta. Tässä kilpaurheiluluokassa käytettäville osille ei vaadita tarkastuksia, joten kuljettajan ja matkustajan hyväksyntä ja luottamus valmistettuun osaan riittää sen käyttämiseen.

Jatkokehityksen kannalta moottoripyörästä tulisi saada ajodataa. Projektiryhmä suosittelee kiihtyvyyssanturin ja gyroskoopin asentamista painopisteeseen, joiden avulla kiihtyvyyksien ja sitä kautta voimien määrittely tarkentuisi. Nämä voimat ovat todennäköisesti oletettuja pienemmät, jolloin rakenteen keventäminen mahdollistuisi (nykyisillä voimilla se ei onnistunut). Tämän lisäksi pyöräntuennan pintaan tulisi asentaa lämpötila-anturi, jotta saataisiin selville lämpötilan noususta johtuva mahdollinen lujuuden heikkeneminen. Värähtelyjen mittaamista varten olka-akseliin voisi asentaa ylimääräisen kiihtyvyyssanturin. Olka-akselissa tapahtuvia siirtymiä voisi mitata venymäliuskalla.

Lähteet

Mehisto, Ragnar *Formula Student -kilpa-auton testaustoiminta*. Metropolia Ammattikorkeakoulu. 2009 Saatavissa:

https://www.theseus.fi/bitstream/handle/10024/6033/INSINOORITYO_RAGNAR_MEHI_STO.pdf?sequence=1 Luettu: 20.3.2015

Öster, Teemu. Renkaiden ja tienpinnan välisen kitkakertoimen mittausjärjestelmän suunnittelu ja toteutus. Lappeenrannan teknillinen yliopisto. 2014

Milliken, Bill – Milliken, Doug. *Race Car Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers. 1995

Ikonen, Kari – Kantola, Kari. *Murtumismekaniikka*. Otatieto. 1991

Lavi, Markku – Salonen, Pekka ym. *Koneenosien suunnittelu*. Sanoma Pro Oy. 2014

Kuva 12: http://farnorthracing.com/autocross_secrets3_5.html

Kuva 14:

http://coccweb.cocc.edu/bemerson/public_html/physics/ZGlobalResources/CCTextAlgebra/ATNewtonian/Chapters/CCAT5Dynamics.html

Kuva 33-37: Lavi, Markku – Salonen, Pekka ym. *Koneenosien suunnittelu*. Sanoma Pro Oy. 2014

Kuva 46: Maljaars, Johan. *Fire exposed aluminium structures*. Eindhoven University of Technology.

Olka-akselin valmistusohjeet

Kappale valmistetaan kahdesta eri materiaalista: keskiputki (piirustus 11) sekä jalkaosien kiinnitysholkit (piirustus 1) valmistetaan 34CrNiMo6 nuorrutusteräksestä ja levyosat Ruukki Optim MC 700 -rakenneteräksestä.

Olka-akseli valmistetaan TIG-hitsaamalla. Hitsauksessa käytetään Ruukin Optim MC 700:lle ESAB:n lisäainelankaa 14.03 ja M21 kaasua ja 34CrNiMo6 nuorrutusteräkselle ESAB:n 13.12 lisäainelankaa.

Keskiputken (piirustus 11) koneistuksessa jätetään hitsauksen jälkeistä koneistusta varten laakeripesiin vähintään 0.5 mm työvaraa sisähalkaisijaan sekä laakeripesien syvyyteen. Jalkojen kiinnitysholkkeihin (piirustus 1) jätetään 0.5mm työvaraa rungon/kiinnitystason sekä olka-akselin alapinnan väliin.

Olka-akselin osat hitsataan seuraavassa järjestyksessä:

Jalkojen levyosat ja kiinnitysholkit hitsataan osakokoonpanoina ennen jalkojen hitsaamista keskiputkeen

Keskiputki hitsataan 0.5 mm korkeammalle kiinnityspinnasta, jotta jalkojen kiinnitysholkeille jää 0.5mm koneistusvara kohtisuoruuden varmistamiseksi.

Keskiputki tulee keskittää hitsauspenkkiin suorakulmaan kiinnityspintoihin nähden kohtisuoruuden varmistamiseksi. Hitsauspenkissä tulee olla kiinteät ohjaustapit, joihin jalkojen kiinnitysholkit asettuvat.

Jalat hitsataan keskiputkeen hitsauspenkkiä apuna käyttäen hitsauksesta aiheutuvien vääntöjännitysten vähentämiseksi.

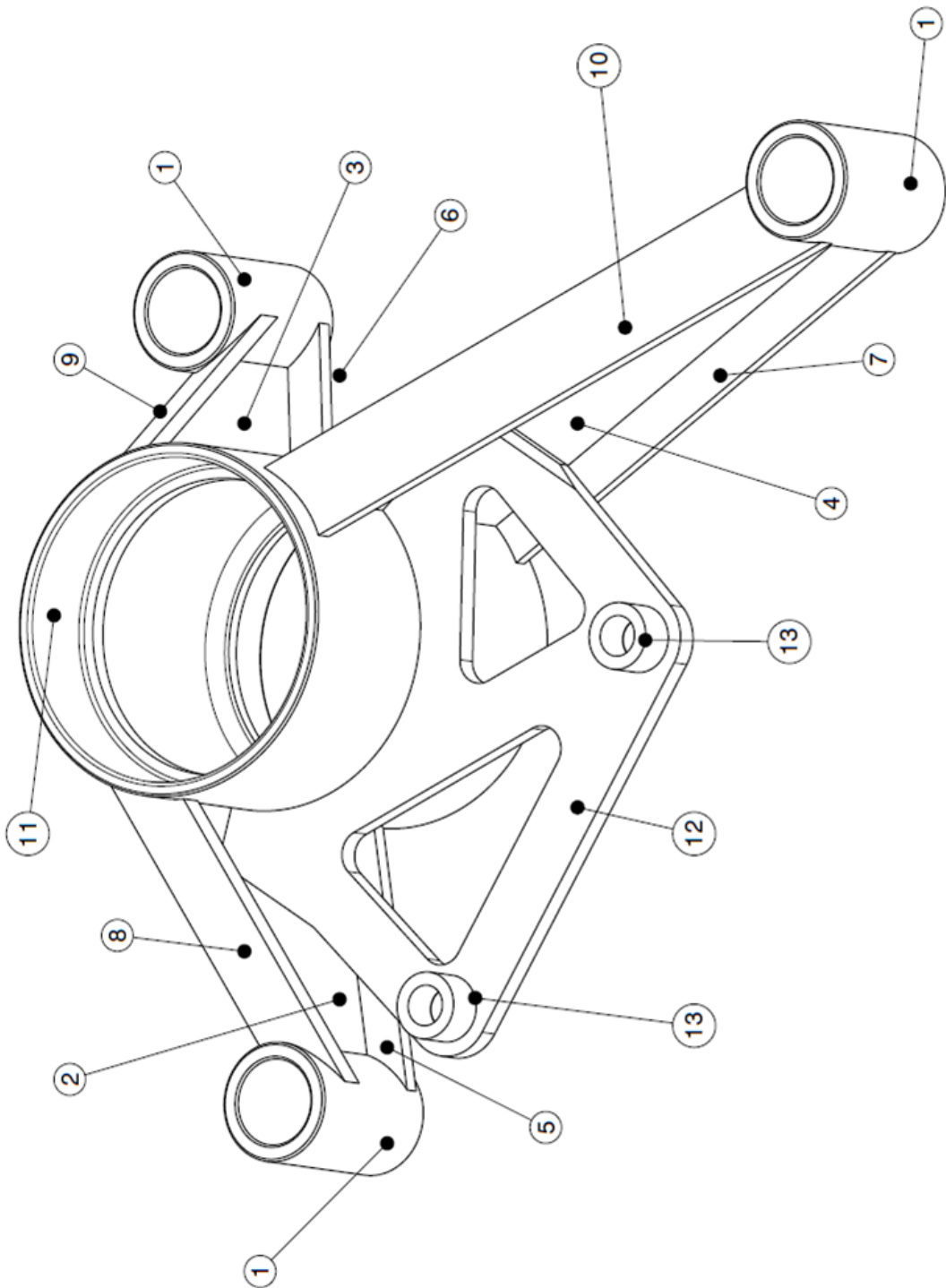
Jarrusatulan kiinnike hitsataan viimeiseksi.

Jarrusatulan kiinnike (piirustus 12) hitsataan n. 0.5 mm lähemmäs kiinnityspintaa, jotta se voidaan hitsauksen jälkeen koneistaa tarkasti asematoleranssiin.

Laakeripesien pinnat avarretaan hitsauksen jälkeen lopullisiin mittoihin ja pinnanlaatuun.

Kiinnitysholkkien (piirustus 1) kiinnityspinta ja jarrusatulan kiinnityspinta koneistetaan suoraksi.

Pisimmän jalan ylälatta (piirustus 8) on mitoitettu 5 mm materiaalista tehtäväksi, tämä voidaan korvata kahdella 3mm levyistä tehdyllä kappaleella jotka hitsataan reunoistaan yhteen.



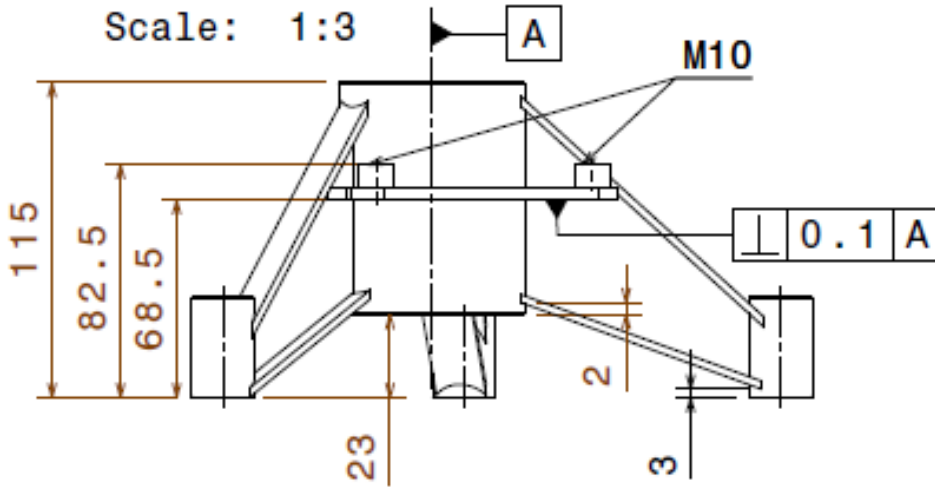
Numero	Nimi	Kpl
1	Kiinnike	3
2	Keskiosa1	1
3	Keskiosa2	1
4	Keskiosa3	1
5	Pohjalatta1	1
6	pohjalatta2	1
7	Pohjalatta3	1
8	Yläalatta1	1
9	Yläalatta2	1
10	Yläalatta3	1
11	Keskiputki	1
12	Jarrukorvake	1
13	Jarrusatulan kiinnike	2

Isometric view
Scale: 1:1

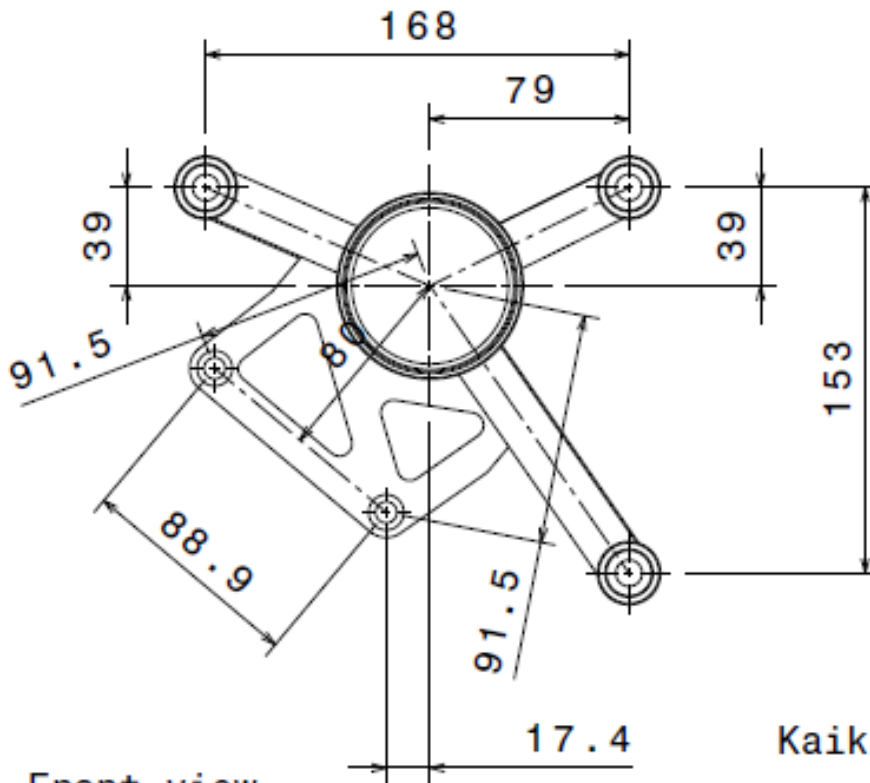
Osa Piir.nro	Nimitys	Standardi	Muoto, Malli	Laatu	Kpl
DESIGNED BY: M0303271					I
DATE: 7.4.2015					H
CHECKED BY: XXX					G
DATE: XXX					F
SIZE A3					E
SCALE 1:1					D
WEIGHT (kg) 1.212					C
DRAWING NUMBER 14					B
Upright kokoonpano					A
METROPOLIA Konetekniikka					
SHEET 1/1					

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

Side view
Scale: 1:3

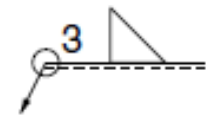


Isometric view
Scale: 1:5



Front view
Scale: 1:3

Kaikki hitsit



DESIGNED BY: m0303271	<h1>Upright kokoonpano</h1> <p>Yleistoleranssi 2768-m</p>
DATE: 14.4.2015	
CHECKED BY: XXX	<h2>METROPOLIA Konetekniikka</h2>
DATE: XXX	
SIZE A4	WEIGHT (kg) 1,34
SCALE	DRAWING NUMBER 18
	SHEET 1/1

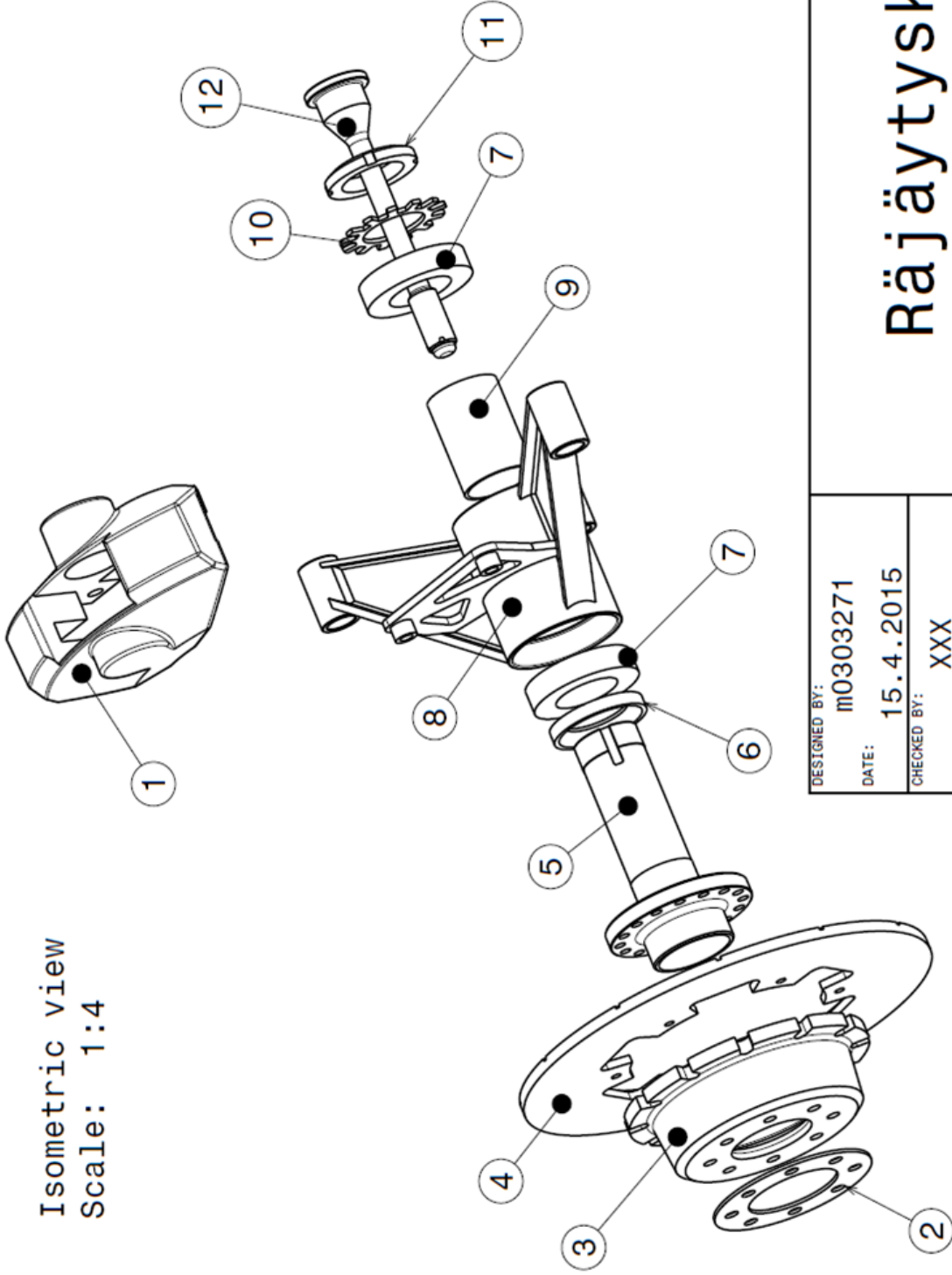
I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

Isometric view
Scale: 1:4



DESIGNED BY: m0303271
DATE: 15.4.2015
CHECKED BY: XXX
DATE: XXX

SIZE: A4
WEIGHT (kg): 20
SCALE: 1:4

Räjätyskuva

METROPOLIA Konetekniikka

DRAWING NUMBER: 20
SHEET: 1/2

I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

Osa luettelo: Upright Räjätyskuva				
Osa,nro	Kpl	Osan nimi	Piir.Nro Standardi	Muoto, malli
1	1	JarruSatula	AP-Racing CP2696-38E0	
2	1	Prikka		
3	1	JarrulevynNapa		
4	1	Jarrulevy		Ø265*8
5	1	Akseli	15	
6	1	Holkki	17	
7	2	Laakeri	6008RS2	D68 d40 L15
8	1	Upright v2	14 ja 18	
9	1	LaakereidenValiPutki	21	
10	1	Lukituslevy	DIN 5406 MB8 M40	
11	1	Akselimutteri	DIN 981 KM8	M40*1,5
12	1	Vetopultti	19	

DESIGNED BY: m0303271		Räjätyskuva	
DATE: 15.4.2015			
CHECKED BY: XXX		METROPOLIA Konetekniikka	
DATE: XXX			
SIZE A4		SHEET 2/2	
SCALE	20	DRAWING NUMBER	
THIS DRAWING IS OUR PROPERTY; IT CAN'T BE REPRODUCED OR COMMUNICATED WITHOUT OUR WRITTEN AGREEMENT.			