TEKNIIKKA JA LIIKENNE

Auto- ja kuljetustekniikka

Jälkimarkkinointi

OPINNÄYTETYÖ

Formula SAE -kilpa-auton jousituksen suunnittelu

Työn tekijä: Aleksi Malinen
Työn ohjaaja: Marko Rämänen
Työn ohjaaja: Matti Parpola

Työ hyväksytty: __. __. 2008

Matti Parpola
Yliopettaja

Metropolia

ALKULAUSE

Tämä opinnäytetyö käsittelee Metropolia Ammattikorkeakoulun kuudennen Formula SAE -kilpa-auton jousituksen suunnittelua sekä omavalmisteisten iskunvaimentimien suunnittelu- ja valmistustyötä.

Haluan kiittää autoinsinööri Marko Rämästä, joka toimi työn ohjaajana sekä oli merkittävänä apuna omien iskunvaimentimien suunnittelu- ja kehitystyössä. Hän myös suoritti vaimentimien testauksen. Lisäksi kiitoksen ansaitsee yliopettaja Matti Parpola, joka myös toimi työn ohjaajana ja jonka ansiosta Formula SAE -projekti on toimintansa oppimislaitoksessamme aloittanut. Lisäksi haluan kiittää insinööriopiskelija Jussi Laaksoa, joka oli korvaamaton apu iskunvaimentimien valmistuksessa.

Erityiskiitos myös Henry Fordin Säätiölle, jolta saatu henkilökohtainen apuraha mahdollisti täysipäiväisen toimimisen auton kehitys- ja suunnittelutyössä kesän ja syksyn 2007 aikana.

Kiitoksen ansaitsevat lisäksi tiimin pääyhteistyökumppanit Audi Finland, Mobil 1, Bosch, Valmet Automotive sekä projektin muut tukijat, joita ilman projektia ei olisi.

Helsingissä 3.12.2008

Aleksi Malinen

OPINNÄYTETYÖN TIIVISTELMÄ

Työn tekijä: Aleksi Malinen	
Työn nimi: Formula SAE -kilpa-auton jousituksen suunnittelu	
Päivämäärä: 3.12.2008	**Sivumäärä:** 61 s. + 6 liitettä
Koulutusohjelma: Auto- ja kuljetustekniikka	**Ammatillinen suuntautuminen:** Jälkimarkkinointi
Työn ohjaaja: Marko Rämänen **Työn ohjaaja:** Matti Parpola	

Tämän opinnäytetyön tarkoituksena oli suunnitella Metropolia Ammattikorkeakoulun Formula SAE -kilpa-auton jousitus. Tavoitteena oli suunnitella kilpailukykyinen auto sekä selvittää lähtökohdat jousituksen säätämiselle auton testikautta ajatellen. Lisäksi tavoitteena oli ensimmäistä kertaa tehdä itse auton iskunvaimentimet.

Työssä käydään aluksi läpi jousitukseen liittyvät perusasiat, minkä jälkeen syvennytään aihealueisiin, jotka liittyvät olennaisesti kilpa-auton jousituksen suunnitteluun. Suunnittelu perustuu alalla tunnettuun kirjallisuuteen sekä kokemuksiin edellisvuoden autoista. Suunnittelun apuna käytettiin erilaisia jousituksen suunnitteluohjelmia.

Testien ja kilpailukauden perusteella suunnittelussa onnistuttiin osittain hyvin. Suoranaista kierrosaika vertailua ei saatu, koska autolla ei ajettu samoilla radoilla kuin edellisvuoden autolla. Kauden kilpailut kuitenkin osoittivat myös joitain ongelmia auton jousituksen toiminnassa.

Muutamista ongelmista johtuen iskunvaimentimet valmistuivat vasta kilpailukauden jo loputtua. Siitä huolimatta iskunvaimenninprojektia voidaan pitää onnistuneena, koska vaimentimet kuitenkin saatiin valmiiksi. Tästä on hyvä jatkaa vaimentimien kehittämistä, koska niiden valmistuksessa vaadittava taito on olemassa ja suunnittelullekin on olemassa hyvä pohja.

Avainsanat: Formula SAE, jousitus, rengas, iskunvaimennin, vaimennusvoima

Metropolia

ABSTRACT

Name: Aleksi Malinen

Title: Formula SAE Race Car Suspension Design

Date: 3.Dec 2008 **Number of pages:** 61 p. + 6 appendices

Department: Automotive and Transport Engineering

Study Programme: After Sales Auto Engineering

Instructor: Marko Rämänen, BSc (AE)

Supervisor: Matti Parpola, Principal Lecturer

The aim of this graduate project was to design suspension for a Formula race car. The primary aim was to design a competitive car and to find out the baseline for the adjustments considering the test season. The secondary aim was to design and fabricate shock absorbers for the new car.

The beginning of the study gives the basic information about suspension and explains some elementary design parameters related to the suspension. This leads to subjects which are essentially important in designing the race car suspension. The design work is based on commonly known literature and also on the experiences from the previous cars. Some commercially available suspension calculating programs were used to assist the designing work.

Based on the experiences from the test season and competitions, the goals were mainly achieved. Unfortunately, the single lap time comparison could not to be used as a criteria, thanks to the different racing tracks.

Because of some minor, but time consuming manufacturing problems, the new shock absorbers were not introduced in the car before the end of the competition season. In spite of that the damper project was still a success. After the season the problems were solved and the dampers were tested in dyno successfully. Thus, this is a good starting point for the next season and a second generation of HPF dampers.

Keywords: Formula SAE, suspension, tire, shock absorber, damping force

SISÄLLYS

ALKULAUSE

TIIVISTELMÄ

ABSTRACT

1 JOHDANTO 1

2 KÄSITTEET 3

2.1 Ohjaus 3

2.2 Pyörän asentokulmat 5

2.3 Rengas 8

3 SUUNNITTELUN LÄHTÖKOHDAT JA TAVOITTEET 12

3.1 Säännöt 12

3.2 Jousitustyyppi 12

3.3 Rengasvalinta 12

3.4 Suunnittelun työkalut 13

3.5 Paino ja painopisteen sijainti 14

3.6 Dynaamiset pyöränkulma muutokset 14

4 SUUNNITTELU 15

4.1 Akseliväli ja painopiste 15

4.1.1 Hitausmomentti ja dynaaminen indeksi 15

4.1.2 Painonsiirto kiihdytyksessä 19

4.2 Jousitusgeometriat 22

4.2.1 Kallistuskeskiöt 22

4.2.2 Camber-muutos ja scrub 24

4.2.3 KPI ja a-mitta 25

4.2.4 Caster-kulma 26

4.2.5 Antigeometriat 27

4.3 Ohjausgeometria 29

5 JOUSITUKSEN KOMPONENTIT 33

5.1 Jouset ja kallistuksenvakaimet 33

5.1.1 Ominaisvärähtelytaajuus 33

5.1.2 Liikesuhteet 34

5.1.3 Kallistusjäykkyys ja painonsiirto 36

5.2 Iskunvaimennus 39

6 ISKUNVAIMENTIMET 43

6.1 Vaihtoehdot 43

6.2 Suunnittelu 44

6.3 Valmistus 53

6.4 Iskunvaimentimien testaus 54

6.5 Tulokset ja jatkokehitys 55

7 TESTI- JA KILPAILUKAUSI 57

8 YHTEENVETO JA PÄÄTELMÄT 58

8.1 Suunnittelun onnistuminen 58

8.2 Suunnittelun tehostaminen 59

VIITELUETTELO 60

LIITELUETTELO 61

1 JOHDANTO

Formula SAE on yliopistoissa ja ammattikorkeakouluissa opiskeleville opiskelijoille tarkoitettu kansainvälinen suunnittelu-, rakennus- ja ajokilpailu. Virallisia kilpailuja järjestetään vuosittain Yhdysvalloissa, Englannissa, Saksassa, Australiassa, Italiassa, Brasiliassa ja Japanissa.

Varsinainen kilpailu koostuu staattisista ja dynaamisista osuuksista. Staattisiin osuuksiin kuluu auton suunnittelun ja toteutuksen arvostelu (design event), auton valmistuskustannukset (cost event) sekä tuotteen myyntiesitys (presentation). Dynaaminen osuus koostuu neljästä erilaisesta ajokilpailusta: 75 metrin kiihdytys (acceleration), kahdeksikkoajo (skid pad) ja sprintajo (autocross), joka samalla toimii aika-ajona 22 km:n mittaiseen kestävyysajoon (endurance).

Stadia Motorsport on osallistunut vuosittain kisoihin vuodesta 2002 ja tiimillä on menestyksekäs historia kilpailuissa. Joukkue on voittanut muun muassa parhaan eurooppalaisen joukkueen palkinnon Englannissa kolme kertaa. Viimeisin niistä saavutettiin kesällä 2005, jolloin joukkue oli kokonaiskilpailun toinen. Lisäksi tiimillä on hyviä tuloksia Yhdysvaltojen ja Saksan kilpailuista.

Tässä insinöörityössä käydään läpi Metropolia Ammattikorkeakoulun Formula Teamin vuoden 2008 kilpa-auton HPF008:n jousituksen kokonaissuunnittelu sekä keskitytään syvemmin auton iskunvaimennukseen. Päätavoite tällä työllä on toimia dokumentaationa eli siirtää tietoa tuleville tiimiläisille. Näin uudet tiimin jäsenet saavat tietoa jo tehdyistä ratkaisuista ja sovelluksista sekä perusteluista miksi niihin on päädytty.

Työn alussa perehdytään yleisesti auton jousitukseen liittyviin peruskäsitteisiin. Kolmannessa luvussa käydään läpi jousitus- ja ohjausgeometrioiden suunnittelun lähtökohdat. Näitä ovat mm. rengasvalinta, auton tavoitepaino ja painopisteen sijainti, halutut ajo-ominaisuudet sekä autolla ajettavien ratojen luonne. Lisäksi käydään läpi mitä edellisvuoden autosta on opittu.

Neljännessä luvussa käydään läpi jousitus- ja ohjausgeometrioiden suunnittelu sekä perustelut näille valinnoille.

Viidennen luvun aiheena on jousituksen säädettävissä olevat ominaisuudet ja komponentit. Luvussa käydään läpi jousien ja kallistuksenvakaajien valinnat, jousituksen kinematiikkaa ja pohjustetaan iskunvaimennin valintaa.

Kuudes luku käsittelee auton iskunvaimennusta. Siinä käydään läpi lähtökohdat ja syyt miksi päädyttiin tekemään omavalmisteiset iskunvaimentimet.

Viimeisessä luvussa tehdään yhteenveto suunnittelun onnistumisesta sekä pohditaan mitä kannattaisi tehdä toisin tai muuttaa tuleviin autoihin.

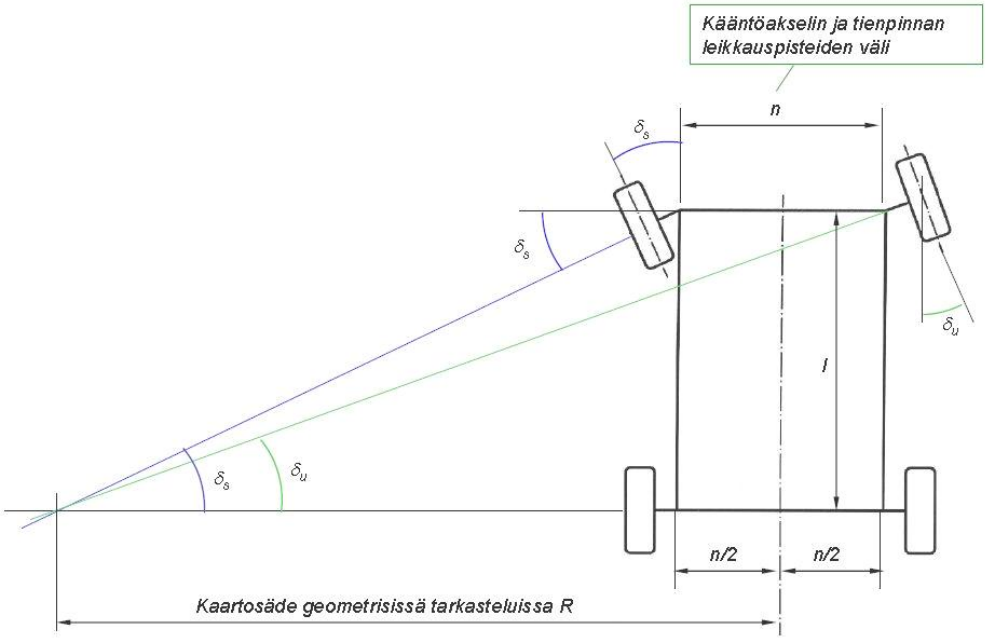
Tässä työssä ei käydä läpi yksityiskohtaisesti eri osien suunnittelua, lujuuslaskentaa sekä valmistusta muutoin kuin iskunvaimentimien osalta. Työssä käytetyt käsitteet ja teoria perustuvat yleisesti alalla tunnettuun ja tunnustettuun kirjallisuuteen sekä ammattikorkeakoulussamme käytettyihin opetusmateriaaleihin. Samaan aihepiiriin on tehty aiempina vuosina useita insinööritöitä, joille tämäkin työ on joiltain osin jatkoa. Lisäksi tulevat työt käsittelevät auton jousitukseen liittyviä alueita ja samalla tukevat tätä työtä mm. tukivarsien, olka-akselien ja rungon suunnittelun osalta.

2 KÄSITTEET

2.1 Ohjaus

Renkaiden etureunojen ollessa lähempänä toisiaan kuin takareunojen puhutaan aurauksesta. Harituksesta puhuttaessa tilanne on päinvastainen. Aurauksen tai harituksen suuruus ilmoitetaan yleensä kulmana.

Etupyöräohjauksesta puhuttaessa yleensä tavoitteena on saada kaikki pyörät pyörimään sortamatta hitaassa kaarreajossa. Tähän päästään ns. teoreettisesti oikealla ohjausgeometrialla, jolloin pyörien kohtisuorilla on yhteinen leikkauspiste (kuva 1). /2/

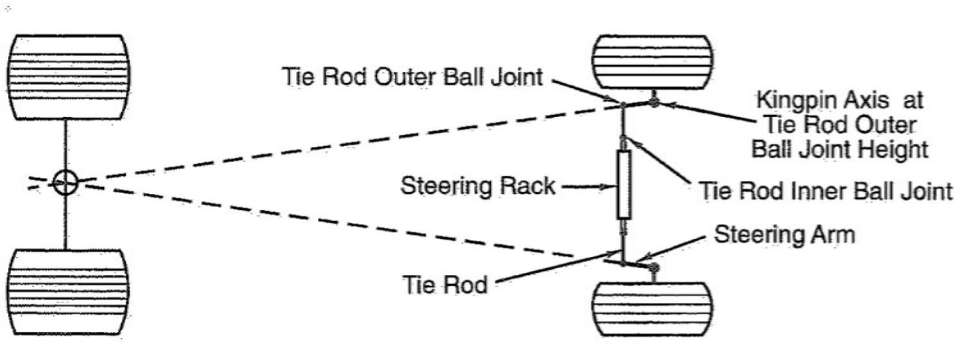


Kuva 1. Teoreettisesti oikea ohjausgeometria /2 /

Ohjausgeometriat

Tyypillisessä ohjausjärjestelmässä sekä siviili- että kilpa-autossa raidetangot ja kääntövarret muodostavat geometrisen systeemin, joka määrää etupyörien kääntökulmat käännettäessä. Jos kääntövarret ovat samansuuntaiset toisiinsa nähden (tasaohjaus), niin molemmat renkaat kääntyvät saman verran käännettäessä. Jos kääntövarret eivät ole samansuuntaiset toisiinsa nähden, kuten kuvassa 2, on kyseessä Ackerman-ohjaus. Kuvassa 2 on ky-

seessä 100 %:n Ackerman-ohjaus, koska kääntövarsien jatkeet kohtaavat taka-akselin kohdalla. 100 prosenttisella Ackerman-ohjauksella tarkoitetaan eturenkaiden kääntymistä teoreettisesti oikein autolla mutkassa ajettaessa (kuva 1). Sisäkaarteen puoleinen pyörä kääntyy enemmän kuin ulkokaarteen pyörä sallien sisäkaarteen puoleisen pyörän kulkea pienempää sädettä. Jos taas sisäkaarteen puoleinen pyörä kääntyy vähemmän kuin ulkopuolen pyörä, on kyseessä anti-Ackerman ohjaus.



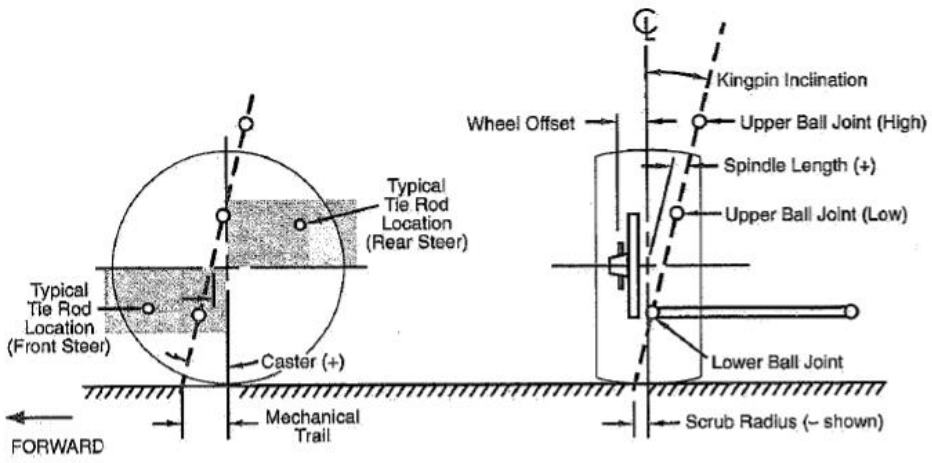
Kuva 2. 100-prosenttinen Ackerman-ohjaus /1, s. 714 /

Käytännössä saavutetut pyörien kääntökulmat eivät yleensä täytä täydellistä Ackerman-ehtoa kuin yhdellä kääntökulmalla. Tämä johtuu pelkästään käytännön toteutuksesta, koska ohjausvivustosta tulisi hyvin monimutkainen jos haluttaisiin noudattaa Ackerman-ehtoa kaikilla pyörien kääntökulmilla.

Jousituksen liike voi myös muuttaa dynaamista aurausta (joustoauraus). Auraus voi muuttua auton kallistuessa, mutta todennäköisesti ei kontrolloidulla tavalla. Yleensä joustoauraus pyritään minimoimaan. Myös staattisen aurauksen säätö vaikuttaa Ackerman-prosenttiin, koska kääntövarsien asentokulma muuttuu.

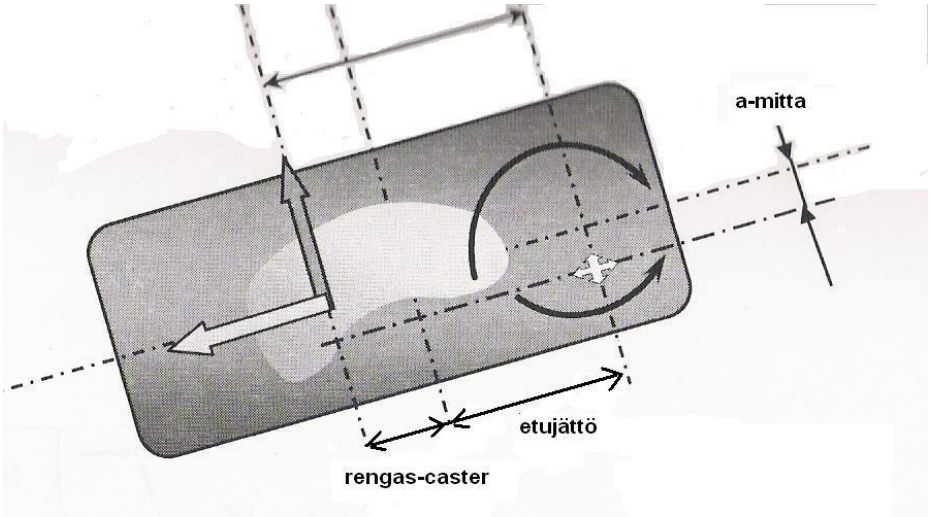
2.2 Pyörän asentokulmat

Kääntöakselilla (steering axis) tarkoitetaan kuvitteellista akselia, jonka ympäri pyörä kääntyy. Akselin suunta määräytyy tuentapisteiden perusteella (kuva 3). Kuvasta 3 käy ilmi myös kääntöakselin takakallistuman, caster-kulman, määritelmä. Positiivista caster-kulmaa käyttämällä saadaan negatiivista camber-muutosta käännetylle pyörälle. Caster-kulman vaikutus korostuu ennen kaikkea suurilla kääntökulmilla. /2/



Kuva 3. Kääntöakselin ja caster-kulman määritelmä /1, s. 710 /

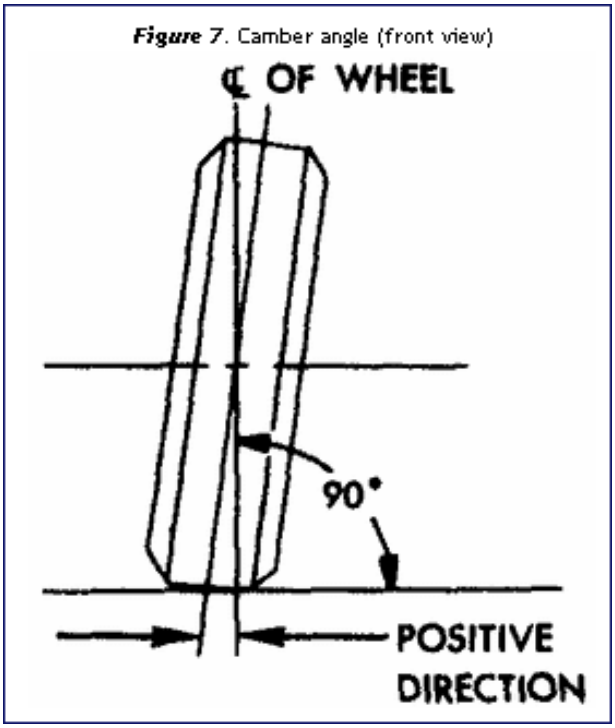
Caster-kulma vaikuttaa myös yleensä etujätön eli konstruktiivisen casterin suuruuteen (mechanical trail), joka on kääntöakselin ja renkaan keskilinjan välinen etäisyys renkaan ja maan kosketuspinnassa (kuvat 3 ja 4). Etujättö voi myös olla 0 vaikka käytetään casteria. Tällöin kääntöakseli kulkee pyörännavan keskilinjan takapuolelta, kuvassa 3 kääntöakseli kulkee navan etupuolelta. Etujättö yhdessä rengas-casterin (pneumatic trail) muodostaa ohjaustunnon (kuva 4). Tähän palataan vielä seuraavassa luvussa.



Kuva 4. Konstruktiivisen sekä rengas-casterin määritelmä.

Kääntöakselia on myös yleensä kallistettu sivusuunnassa, jolloin puhutaan KPI- tai SAI-kulmasta (kuva 3). KPI-kulmaa käytetään yleensä pienentämään kääntövierinsäteen a-mittaa (steering scrub radius). Lisäksi KPI-kulmaa joudutaan monesti käyttämään rakenteellisista syistä esimerkiksi McPherson-tuennassa, koska iskunvaimennin osuisi muuten renkaaseen.

A-mitta tarkoittaa renkaan keskilinjan ja kääntöakselin leikkauskohtaa maanpinnassa (kuva 4). A-mitta toimii momenttivartena renkaan kosketuspinnasta tuleville voimille. A-mitta on negatiivinen kun kääntöakseli leikkaa maanpinnan raideleveyden ulkopuolella (kuva 3). Jarrutustilanteessa positiivisella a-mitalla rengas pyrkii kääntymään haritukselle. A-mittaan vaikuttaa myös vanteen leveys ja offset. /2/

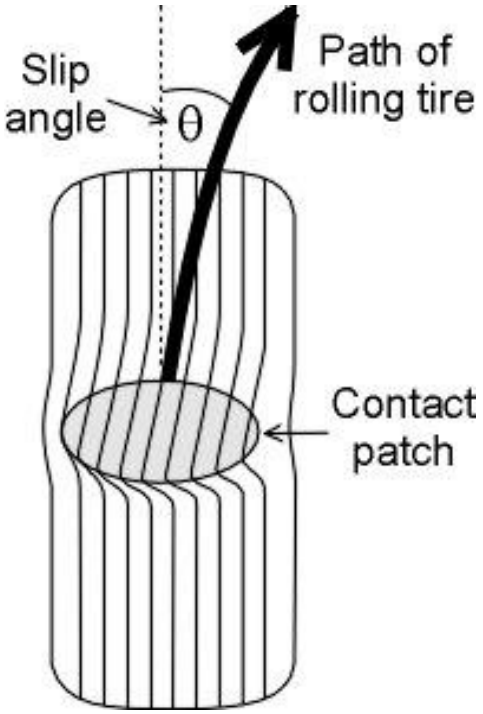


Kuva 5. Camber-kulman määritelmä. /13 /

Kuvassa 5 on myös määritelty camber-kulma. Kuvassa camber-kulma on negatiivinen. Camber-kulman käytön syy kilpa-autoissa on camber-sivuvoiman muodostaminen. Sivuvoima syntyy, koska kallistettu pyörä pyrkii kääntymään suuntaan johon se on kallistettu. Koska kääntyminen on estetty, syntyy renkaan ja tien kosketuskohtaan camber-sivuvoima. Camber-kulma vaikuttaa merkittävästi renkaan ominaisuuksiin. Tähän palataan vielä seuraavissa luvuissa.

2.3 Rengas

Renkaan sortokulma (slip angle) on pyörän kääntökulman ja renkaan kosketuspinnan kulkukulman erotus mutkassa ajettaessa (kuva 6). Ilman sortokulmaa ei rengas tuota kääntymiseen tarvittavaa sivuvoimaa. Sama pätee pitkittäissuunnassa (kehävoimat), jolloin tarvitaan luistoa. /2/



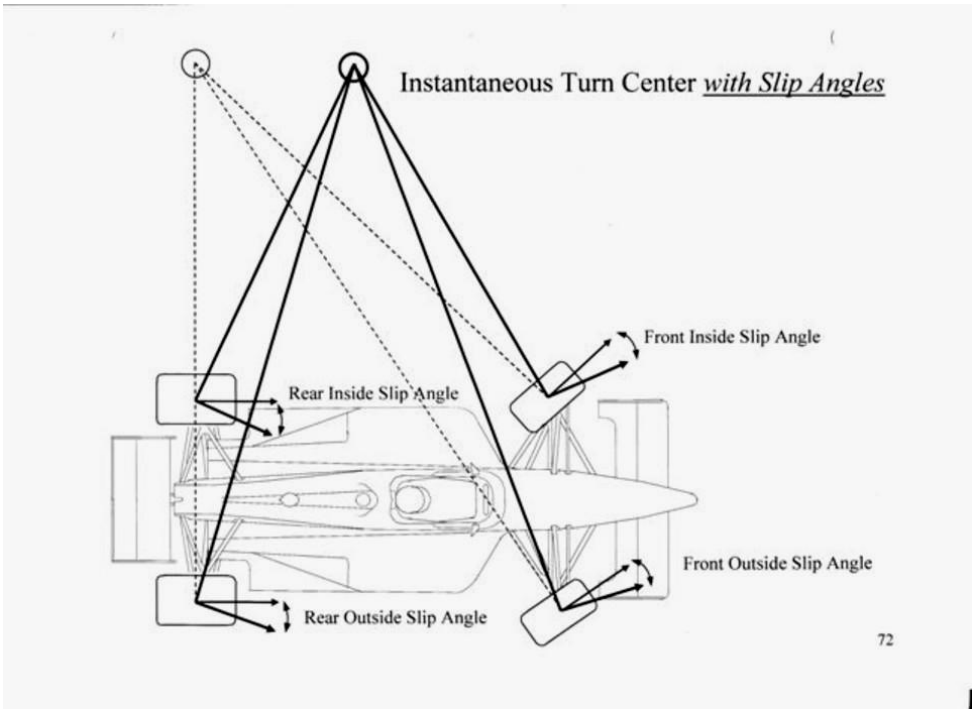
Kuva 6. Renkaan sortokulman määritelmä /12 /

Ilmiö, joka aiheuttaa renkaan sortokulman käännettäessä, riippuu erilaisista jousituksen asetuksista autossa. Esimerkiksi pyörivän renkaan muodonmuutos renkaan ja tien välisessä kosketuskohdassa aiheuttaa sivuvoiman vaikutuskohdan siirtymisen pois renkaan keskikohdasta. Tästä muodostuva etäisyys (kuva 4) yhdessä sivuvoiman kanssa muodostaa renkaalle itsekeskittävän momentin. Tähän lisätään vielä etujättö, joka muodostui auton akselistorakenteesta, kuten aiemmin todettiin.

Niinpä vaikka autossa ei olisi yhtään caster-kulmaa, tuntuu kuljettajalle silti jonkinlainen palauttava momentti johtuen renkaasta. Suuri etujättö voi tehdä ohjauksesta liian raskaan. Tämä voi muodostua ongelmaksi autoissa, joissa

ei yleensä ole ohjaustehostinta, kuten Formula SAE -autot. Lisäksi liian suuri etujättö voi peittää rengas-casterin vaikutuksen alleen. Tällöin ongelmaksi muodostuu se, että kuljettaja ei välttämättä tunne, milloin liikutaan pidon rajalla. Tämä siksi, että renkaan menettäessä pidon se ei tuota sivuvoimaa, jota tarvitaan kääntymiseen. Tällöin ei myöskään tunnu kääntävää momenttia, joka aiheutuu rengas-casterista.

Kun auto käännetään mutkiin kilpailunopeuksilla, ohjausgeometria muuttuu dramaattisesti johtuen renkaiden sortokulmista (kuva 7). Kuvassa kääntöpiste (Turn Center), joka on alun perin taka-akselin jatkeella (100-prosenttinen Ackerman-ohjaus), muuttuu kohti auton etupäätä.

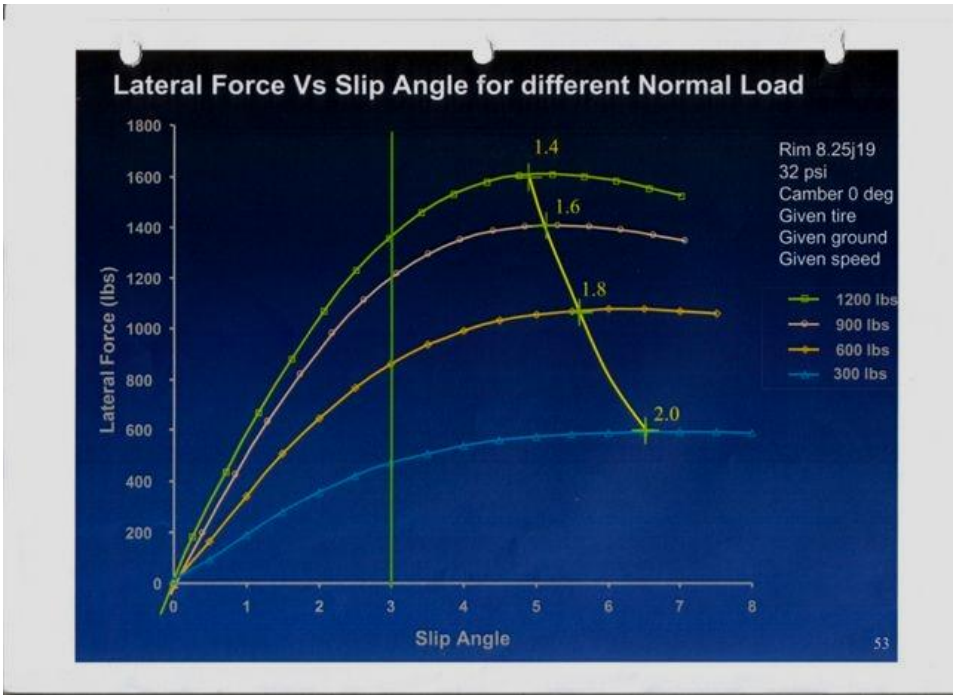


Kuva 7. Renkaiden sortokulmien vaikutus kääntöpisteen asemaan /10 /

Kilparenkailla renkaan sortokulma on yleensä n. 4 - 8 astetta, kun käytetään maksimisivuttaisvoimaa renkaasta. Mitä matalampi rengas, sitä vähemmän on renkaan suurin sortokulma. Kaikista jäykimmillä kilparenkailla sortokulmat voivat olla vain 2 astetta, kun taas offroad-renkailla maksimisortokulmat voivat olla jopa 40 astetta.

Kun auto kääntyy mutkaan, renkaiden dynaaminen kuormitus muuttuu sisäpuolen renkailta ulkopuolen renkaille. Tämä johtuu auton sivuttaiskiihtyvyydestä, joka aiheuttaa painonsiirtoa sisäpuolen renkailta ulkopuolen renkaille. Samalla muuttuu renkaiden sortokulmat, koska sortokulma riippuu renkaan kuormituksesta ja renkaan tuottamasta sivuvoimasta. Myös radan epätasaisuudet muuttavat renkaiden dynaamista kuormitusta.

Kuvassa 8 on esimerkki renkaan sivuvoimasta suhteessa sortokulmaan eri kuormituksilla. Kuva auttaa ymmärtämään, minkälainen dynaaminen haritus, jonka ohjausgeometria tuottaa, olisi hyvä kyseiselle renkaalle. Kun rengas alkaa tuottaa sivuvoimaa, sortokulma kasvaa nopeasti. Käyrien kulmakerroin kertoo renkaan jäykkyyden, eli mitä jyrkempi kulmakerroin, sitä tunnokkaampi rengas. Kun rengas saavuttaa maksimivoiman, käyrä tasoittuu. Rauhallinen kuljettaja voi käyttää tätä aluetta hyväkseen. Jos kuljettaja rasittaa enemmän renkaita, hän käyttää korkeampia sortokulmia, mutta renkaan tuottama sivuvoima on edelleen sama. Tästä aiheutuu kuitenkin renkaan liiallista lämpenemistä. Kuva kertoo myös renkaan kuormituksen vaikutuksesta renkaan käyttäytymiseen. Sininen käyrä joka esittää 300 lb:n (136 kg) kuormaa, joka mahdollisesti voisi olla sisärenkaan kuorma mutkassa. Sillä on erittäin hyvä kitkakerroin 2. Samalla valkoinen 900 lb:n (409 kg) käyrä voisi esittää enemmän kuormitettua ulkopuolen rengasta. Tällöin renkaan kitkakerroin on 1,6, eli renkaan kitkakerroin on riippuvainen sen kuormituksesta.



Kuva 8. Renkaan sortokulma eri kuormituksilla /10 /

Jos tarkastellaan kahta kuvassa x-akselilla olevaa muuttujaa (sortokulma, kitkakerroin) vastaan sivuvoima y-akselilla, se kertoo ehkä parhaiten renkaan suorituskyvystä. /10/

3 SUUNNITTELUN LÄHTÖKOHDAT JA TAVOITTEET

3.1 Säännöt

Kilpasarjan säännöt ovat hyvin vapaat varsinkin jousituksen suhteen. Autoissa täytyy olla jousitus ja iskunvaimentimet. Jousituksen kokonaisliikematkan täytyy olla 50,8 mm (2 tuumaa), 25,4 mm sisäänjoustoa ja 25,4 mm ulosjoustoa kuljettajan kanssa. Lisäksi autolla täytyy olla vähintään 25,4 mm maavaraa eikä pohja saa osua maahan missään tilanteessa. Akselivälin pitää olla vähintään 1525 mm, ja autossa täytyy olla neljä rengasta. Näiden lisäksi vannekoon pitää olla vähintään 8 tuumaa. Ohjaukselle ei anneta muita toiminnallisia vaatimuksia kuin että vähintään kahta pyörää pitää pystyä ohjaamaan. Eli myös nelipyöräohjaus on sallittu ja takapyöriä saa kääntää eturenkaisiin verrattuna ± 3˚ suoraan ajettaessa. Lisäksi alustageometrioiden suunnitteluun vaikuttavat runkoon kohdistuvat vaatimukset ja säännöt, mutta näitä ei käydä tässä työssä läpi. /4, s. 20 - 22./

3.2 Jousitustyyppi

Pyöräntuentana päätettiin käyttää edelleen päällekkäisiä kolmiotukivarsia sekä etu- että taka-akselilla johtuen kyseisen tuentatyypin laajoista suunnittelu- ja säätömahdollisuuksista.

Jouset ja iskunvaimentimet päätettiin edelleen sijoittaa rungon sisäpuolelle pitkittäin. Jousituksen liikematka suhteessa renkaaseen muutetaan halutuksi linkkujen avulla. Etuakselilla jousitusta käytettäisiin edellisvuoden tapaan vetotankojen välityksellä, jolloin jousituksen komponentit sijaitsevat rungon alaosassa. Takana sen sijaan päätettiin siirtyä työntötankoihin. Tämä siitä syystä, että edellisvuoden auton jousien vaihto sekä iskunvaimentimien säätäminen oli kohtuuttoman hankalaa ja hidasta komponenttien sijaitessa moottorin alla.

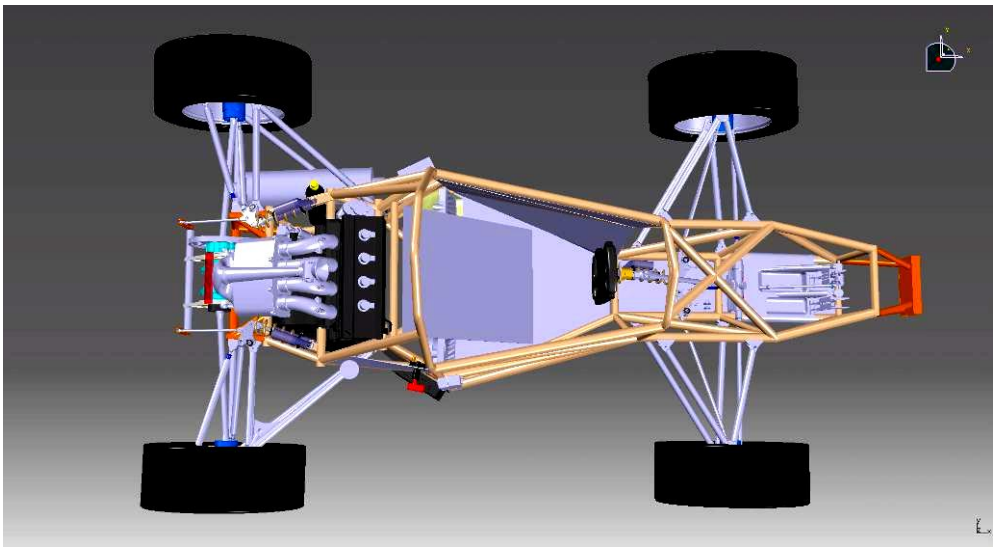
3.3 Rengasvalinta

Rengaskoko ja -valmistaja päätettiin pitää samana kuin edellisvuonna. Tähän vaikutti mm. rengasdatan olemassaolo. Edellisenä vuonna käytössä ollut Goodyearin prototyyppirengas vaikutti käytännön kokemusten perusteella lupaavalta, mutta tuolloin suunnitteluvaiheessa renkaasta ei ollut vielä saatavilla rengasdataa. Kesän 2007 aikana kyseinen rengas oli jo kuitenkin eh-

ditty testata, joten suunnittelulle oli olemassa paremmat lähtökohdat kuin edellisvuonna.

3.4 Suunnittelun työkalut

Tärkein suunnittelutyön apuväline oli Catia V5R17 -mallinnusohjelma. Ohjelman avulla autosta luotiin täydellinen 3D-malli tietokoneella (kuva 9). Näin kaikkien osien sijoittelu ja tilantarve autossa oli tiedossa ennen valmistuksen aloittamista. Lisäksi ohjelman avulla pystyttiin kontrolloimaan eri osien painoa suunnitteluvaiheessa. Jousituksen suunnittelussa ohjelmaa käytettiin tehtäessä yksinkertaisia simulaatioita kaikista liikkuvista mekanismeista.



Kuva 9. HPF008:in 3D-malli

Lujuuslaskennassa käytettiin Algor FemPro -ohjelmaa. Näin kaikkien osien kestävyys on varmistettu ennen ratatestejä. Tämä on tärkeää, koska alhaisen painon ollessa hyvin tärkeä täytyy kaikki osat pyrkiä tekemään mahdollisimman kevyeksi, kuitenkin niin, ettei luotettavuus ja osien toimivuus siitä kärsi.

Alustageometrian suunnittelussa käytettiin pääosin Mitchell WinGeo 3.03 -ohjelmaa. Kyseistä ohjelmaa on käytetty jo useampana vuotena, joten sen käyttäminen oli tuttua. Ohjelma alkaa kuitenkin olla jo hieman vanhentunut. Suurin puute ohjelmassa on, että se laskee kallistuskeskiöiden paikat tietyissä tilanteissa väärin. Tämä ei kuitenkaan välttämättä ole niin suuri ongelma ettei se soveltuisi toimivan geometrian suunnittelun. Tulevaisuudessa kyllä-

kin kannattaisi miettiä vaihtoehtoa nykyiselle ohjelmalle. Myös muutamia Excel-pohjaisia ohjelmia käytettiin apuna.

3.5 Paino ja painopisteen sijainti

Yksi tärkein asia kilpa-autossa on paino. Jo kahtena edellisvuotena tavoitteena ollut 200 kg:n paino ajokunnossa ilman kuljettajaa asetettiin tärkeimmäksi tavoitteeksi. Alhainen paino on tärkeä myös kilpailujen luonteen takia. Kilpailujen yhtenä osa-alueena olevassa design-osiossa auton paino on suuressa roolissa menestymisen kannalta.

Painopiste oli ollut jo kahdessa edellisessä autossa matalalla, pyörännavan korkeudella eli n. 250 mm:ssä. Koska auton peruskonsepti pysyisi suunnilleen samana kuin edellisvuonna, ei painopisteen madaltamiseen merkittävästi ollut realistisia mahdollisuuksia. Tavoiteltavaa painopistettä mietittäessä on myös huomioitava, että auton paino sekä painopisteen korkeus yhdessä jousitusgeometrioiden kanssa määräävät sekä poikittais- että pitkittäissuuntaisen painonsiirron määrän.

Painojakoa päätettiin muuttaa takapainoisemmaksi kuin edellisvuonna. Näin saataisiin enemmän pyöränkuormaa taka-akselille ja sitä kautta enemmän pitoa takarenkaille. Tämä on tärkeää ennen kaikkea kiihdytyksessä. Tämän lisäksi painojako vaikuttaa auton dynaamiseen indeksiin, josta tarkemmin seuraavassa luvussa.

3.6 Dynaamiset pyöränkulma muutokset

Jo edellisvuoden auton suunnittelussa keskityttiin minimoimaan alustan komponenttien joustaminen kuormituksen alaisena. Tämä on hyvin tärkeää jousituksen toimivuuden kannalta.

Oletetaan, että 1 G:n sivuttaiskiihtyvyydellä esimerkiksi auraus muuttuu yhden asteen. Tällöin on ohjausgeometrian suunnittelu aika turhaa, koska geometrialla haetut muutokset hukkuvat ei suunniteltujen pyöränkulmamuutosten alle. Niinpä tulevassa autossakin päätettiin keskittyä osien jäykkyyden maksimointiin, joissain tapauksissa painon kustannuksella.

4 SUUNNITTELU

4.1 Akseliväli ja painopiste

Akselivälin ja painopisteen pitkittäissuuntaisen sijainnin valintaan vaikutti kolme tekijää. Nämä olivat dynaaminen indeksi, painonsiirto kiihdytyksessä sekä ohjausgeometria valinnat.

4.1.1 Hitausmomentti ja dynaaminen indeksi

Seuraavassa esitetyt perustelut ja kaavat perustuvat Juha Kivekkään kirjoittamaan lehtiartikkeliin /5/.

Kuten aiemmin jo todettiin, kilpa-auton kokonaispaino on avainasemassa tarkasteltaessa auton suorituskykyä. Aivan yhtä tärkeää suorituskyvylle on, mikä on auton painojako ja missä kohti autoa painavat komponentit sijaitsevat. Nämä vaikuttavat oleellisesti auton hitaus- eli inertiamomenttiin. Inertiamomentti kuvaa kappaleen raskautta pyörivässä liikkeessä.

Kun autolla käännytään mutkaan, syntyy sivuvoimaa luonnolisesti aluksi enemmän eturenkaille. Koska eturenkaat eivät sijaitse painopisteen kohdalla, muodostuu auton painopisteen ympäri momentti. Tästä aiheutuu kulmakiihtyvyys, jonka ansiosta auto alkaa kääntymään mutkaan. Eli mitä suurempi kääntävä momentti sekä pienempi inertiamomentti, sitä suurempi kulmakiihtyvyys syntyy. Kun takarenkaiden pito saavuttaa eturenkaat, ei autolla enää ole kulmakiihtyvyyttä. Tällöin ollaan mutkan vakio-osuusvaiheessa (steady-state). Näin ollen auton herkkään reagointiin mutkaan sisääntulossa vaikuttaa hitausmomentin lisäksi akseliväli sekä painojako.

Hitausmomentti voidaan esittää hitaussäteen sekä auton massan avulla. Hitaussäde K on varsi, jonka päähän on kuviteltu auton massaa vastaava piste. Tämän systeemin inertiamomentti on vastaava kuin itse autonkin.

$$I = mK^2$$
$$\Rightarrow K = \sqrt{\frac{l}{m}} \qquad (2)$$

I = hitausmomentti [kgm^2]

K = hitaussäde [m]

m = auton massa [kg]

Dynaaminen indeksi I_{dx} saadaan, kun hitaussäde suhteutetaan akseliväliin ja painopisteeseen seuraavalla kaavalla:

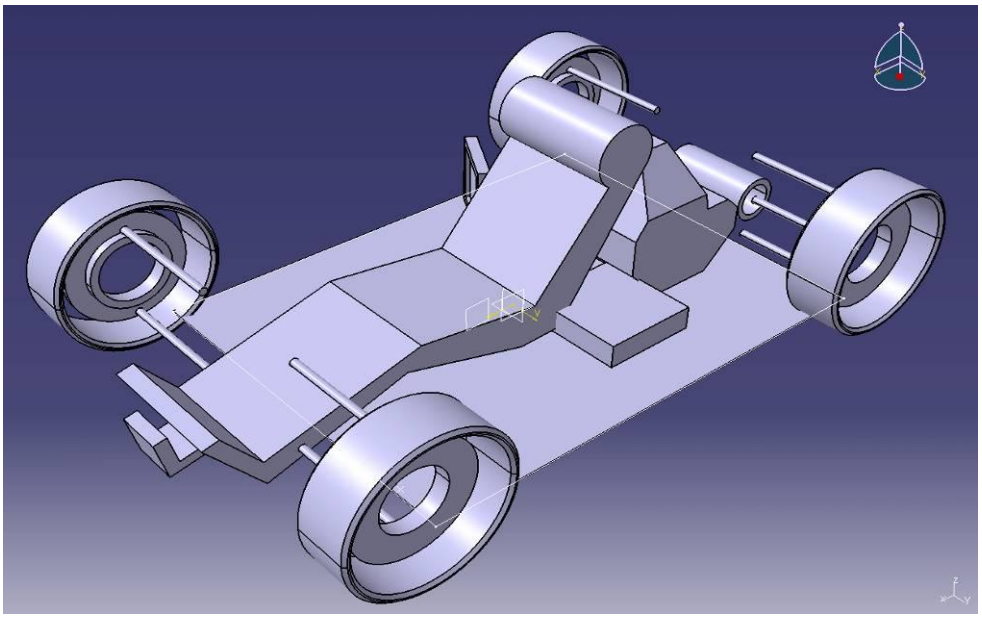
$$I_{dx} = \frac{K^2}{ab} \qquad (3)$$

a = etuakselin vaakasuora etäisyys painopisteestä [m]

b = taka-akselin vaakasuora etäisyys painopisteestä [m]

Dynaaminen indeksi kuvaa auton kääntymisherkkyyttä ja on suhdeluku, jolla on helppo verrata erityyppisiä ajoneuvoja keskenään. Mitä pienempi dynaaminen indeksi on, sitä nopeammin auto alkaa käyttää myös takarenkaita sivuttaisvoiman kehittämiseen. Suuremmissa nopeuksissa isomman I_{dx} -arvon auto on rauhallisempi ajettava.

HPF008:aan päätettiin lähteä tavoittelemaan pienempää dynaamista indeksiä kuin edellisvuoden autossa. Tämä siksi, että radat ovat niin syheröisiä, että pieni yliherkkyys ohjausliikkeisiin olisi vain toivottavaa. Koska akseliväli ja painopiste täytyi päättää jo suunnittelun aikaisessa vaiheessa, tehtiin kuvan 10 mukainen yksinkertainen kokoonpano. Malliin on laitettu kaikki painavat komponentit sekä pyritty saamaan kokonaispaino mahdollisimman lähelle tavoitepainoa. Sen jälkeen kokoonpanolla oli helppo simuloida painojaon ja akselivälin vaikutusta hitausmomenttiin ja sitä kautta dynaamiseen indeksiin.



Kuva 10. Kokoonpano painojaon määrittämistä varten

Kuten edellä todettiin, vaikuttaa dynaamiseen indeksiin auton hitausmomentti, painojako sekä akseliväli. Hitausmomenttiin taas vaikuttaa auton kokonaispaino sekä kuinka lähelle painopistettä painavat komponentit on sijoitettu. Tavoitepaino oli jo asetettu ja komponenttien sijoittelu ei ratkaisevasti tulisi muuttumaan edellisvuodesta. Niinpä I_{dx}-arvon pienentäminen olisi mahdollista akseliväliä sekä painojakoa muuttamalla.

Akseliväli ja painojako vaikuttavat kuitenkin oleellisesti myös mm. kääntösäteeseen sekä kiihdytyksessä tapahtuvan painonsiirron suuruuteen. Näin ollen tehtiin päätös, että dynaamista indeksiä pienennetään niiden kustannuksella. Eri vaihtoehtoja vertailtuamme päädyttiin akseliväliä pidentämään 100 mm edellisvuoteen verrattuna, eli akseliväliksi tuli 1650 mm. Tällöin painojako on 55 % taka-akselilla. Näin saavutettiin 6 % pienempi dynaaminen indeksi. Indeksi kyllä olisi pienentynyt tätäkin pidemmällä akselivälillä, mutta vaikutukset painonsiirtoon ja kääntösäteeseen haluttiin pitää kohtuullisina.

4.1.2 Painonsiirto kiihdytyksessä

Kiihdytystilanteessa paras tilanne olisi, että autossa tapahtuisi mahdollisimman paljon painonsiirtoa vetävälle akselille. Tämä johtuu siitä, että renkaan tiehen välittämä maksimi käyttövoima riippuu kitkakertoimesta tien ja renkaan välillä sekä akselikuormasta (kaava 4). /2 /

Liitteen 3 sivulla 4 nähdään renkaan tuottaman voiman kasvavan kuorman lisääntyessä. Kuvaajassa vihreä viiva on lähellä hetkellistä taka-akselin painoa ja sininen staattista taka-akselin painoa. Kyseiset käyrät on piirretty 0,5 luistosuhteella (slip ratio) eli takapyörät pyörisivät 50 % suuremmalla nopeudella kuin etupyörät. Tilanne on aika lähellä todellista hetkeä juuri liikkeelle lähdön jälkeen.

$$F_k = \mu G_t^{'} \qquad (4)$$

F_k = käyttövoima [N]

μ = kitkakerroin

$G_t^{'}$ = hetkellinen taka-akselin kuorma [N]

Kuitenkin on muistettava, että perusfysiikan mukaan pieni massa taas lisää kiihtyvyyttä (kaava 5).

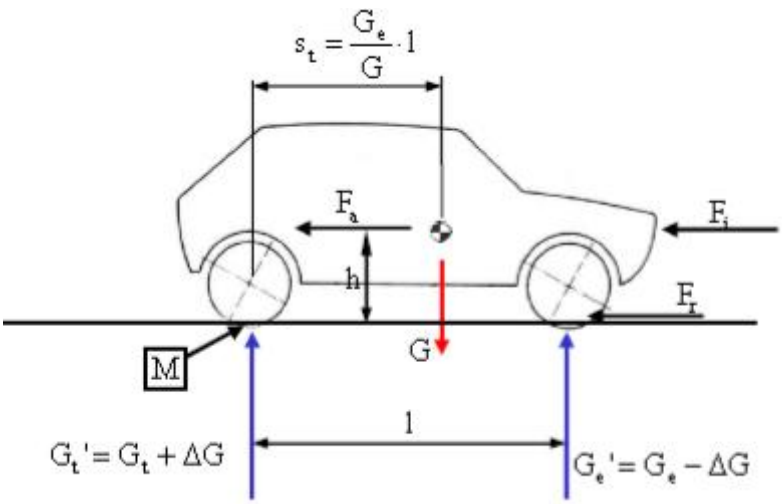
$$F = ma$$
$$=> a = \frac{F}{m} \qquad (5)$$

Pitokyvyn rajalla F = F_k, joten edellä esitetyt kaavat voidaan yhdistää /2/.

$$a = \frac{\mu G_t^{'}}{m} \qquad (6)$$

Kaavasta 6 nähdään, että massaa pitäisi pienentää tai kitkakerrointa ja hetkellistä akselipainoa lisätä kiihtyvyyden parantamiseksi. Ainoa mihin auton rakenteella voidaan vaikuttaa, on tässä tapauksessa hetkellinen taka-akselipaino.

Kuvasta 11 nähdään, miten akselipainot määritellään.



Kuva 11. Akselipainojen määritys /2/

Kaavalla 7 saadaan laskettua taka-akselin suurin hetkellinen paino kiihdytystilanteessa. Kaava kertoo teoreettisen maksimipainon taka-akselille heti liikkeellelähdön jälkeen. /2/

$$G_{t\max}' = \frac{\frac{s_e}{l} - f\frac{h}{l}}{1 - \mu\frac{h}{l}} G \qquad (7)$$

$G_{t\max}$ = suurin hetkellinen taka-akselin kuorma [N]

s_e = painopisteen vaakasuora etäisyys etuakselilta [m]

l = akseliväli [m]

h = painopisteen korkeus [m]

G = auton kokonaispaino [N]

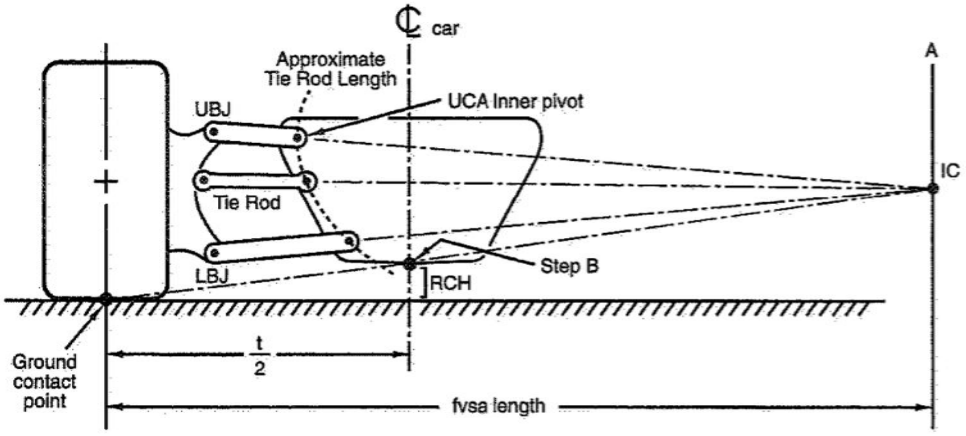
f = renkaan vierinvastuskerroin

Kaavasta nähdään, että korkea painopiste ja lyhyt akseliväli tuottaisivat suurimman hetkellisen akselipainon. Painopisteen nostaminen kuitenkin heikentäisi auton ominaisuuksia muissa ajotilanteissa, joten sitä ei ehkä kannata lähteä tekemään.

Dynaamisen indeksin määrityksen yhteydessä todettiin, että akseliväliksi tulisi 1650 mm. Kaavan 7 avulla pystyttiin vertailemaan painonsiirron määrää edellisvuoden ja tulevan auton välillä. Kitkakerroin laskuissa oli 1. Todellisuudessa se voi olla kisa tilanteessa vieläkin pienempi, koska kiihdytykset ajetaan suhteellisen kylmillä renkailla ja yleensä radan pinta on pölyinen. Tavoitteeksi asetetulla painopisteen korkeudella saadaan 26 kg lisää painoa taka-akselille. Painonsiirtoa tapahtuu luonnollisesti vähemmän, kuin käytettäessä edelleen lyhyttä akseliväliä. Ero on kuitenkin vain 2 kg, joten se ei varmasti tule vaikuttamaan merkittävästi suorituskykyyn. Suurempi vaikutus verrattuna edellisvuoden autoon oli takapainoisemman painojaon valitseminen.

4.2 Jousitusgeometriat

Jousitusgeometrioita suunniteltaessa geometriat voidaan jakaa sivusta- ja edestä nähtäviin. Kummallakin suunnalla on olemassa kuvitteellinen piste, hetkellinen nopeusnapa (instant center). Se saadaan kun piirretään tukivarsille jatkeet kuvan 12 mukaisesti. Eli sen asema ei ole vakio todellisessa ajotilanteessa, vaan se muuttuu jousituksen liikkeiden mukaan. Tämän pisteen ja renkaan kosketuspisteen väliä kutsutaan heilurin varreksi (swing arm). Etukuvannosta katsottuna tätä vartta kutsutaan front view swing armiksi (FVSA) ja sen graafinen määritelmä on kuvassa 12. Sivusta katsottuna vastaava vartta kutsutaan side view swing armiksi (SVSA). Sen graafinen määritelmä löytyy kuvasta 13. Pyöränkulmien ja kallistuskeskiöiden sijainnin muutokset ja muutosnopeudet riippuvat nopeusnavan asemasta ja swing armin pituudesta. /1, s. 610 - 612./



Kuva 12. Kallistuskeskiön ja hetkellisen nopeusnavan määritys etukuvannosta /1, s.628/

4.2.1 Kallistuskeskiöt

Kallistuskeskiö (roll-centre) määritellään akselikohtaisesti kuvan 12 mukaan. Kuten kuvasta 12 näkyy, kallistuskeskiö määräytyy nopeusnavan ja renkaan kosketuspisteen mukaan. Symmetrisessä jousituksessa se on auton keskellä. Kallistuskeskiö on piste, jonka etäisyys painopisteestä määrää jousitetun massan kallistavan momentin. Jos keskeisvoima vaikuttaa kallistuskeskiön kohdalla, ei jousten kautta siirry painoa vaan kaikki siirtyy geometrisesti run-

gon kautta. Kallistuskeskiön korkeus suhteessa painopisteeseen nimenomaan määrittää, kuinka paljon jousilla pitää hallita korin kallistumista. /1, s. 613 - 614./

Tässä vaiheessa on todettava, että todellisessa ajotilanteessa kallistuskeskiö käsite ei ole näin yksiselitteinen. Kun autolla esimerkiksi ajetaan mutkassa suurilla sivuttaiskiihtyvyyden arvoilla, eivät kallistuskeskiöt ole enää suunnittelukorkeuksilla. Tällöin puhutaan voimaperusteisista kallistuskeskiöistä (force based roll centres). Tässä työssä kuitenkin kallistuskeskiöitä käytetään yksinkertaistettuna auton kallistuskulman sekä etu- ja taka-akselin painonsiirron laskemiseen. Tämä johtuu osittain siitä, että käytössä ollut suunnitteluohjelma ei laske voimaperusteisia kallistuskeskiöitä vaan nimenomaan graafisesti määritetyt.

Yksityiskohtaisempi määritelmä voimapohjaisille kallistuskeskiöille ja niiden muutoksille löytyy mm. John Dixonin kirjasta Tyre, Suspension and Handling. /9, s. 196 - 208./

Kallistuskeskiöiden kautta kulkevaa suoraa sanotaan kallistusakseliksi (roll-axis). Koska auton jousitetun massan oletetaan kiertyvän kallistusakselin ympäri, olisi kallistusakselin ja painopisteakselin hyvä olla samansuuntaisia. Tämä tosin on hankalaa todeta suunnitteluvaiheessa, koska akselikohtaiset painopisteet ovat vaikeat määrittää. Vaikka akselit eivät olisi aivan samansuuntaisia, se tuskin merkittävästi vaikuttaisi auton käytökseen. Kallistus- ja painopisteakselit eivät kuitenkaan saa leikata toisiaan missään tilanteessa. Tästä seuraisi se, että kallistavan momentin suunta muuttuisi kesken mutkan, mikä taas aiheuttaisi autolle epäjohdonmukaisen käytöksen.

HPF008:n kallistuskeskiöt suunniteltiin maanpinnan yläpuolelle mahdollisimman alas, kuitenkin niin, etteivät ne mene maanpinnan alapuolelle missään tilanteessa. Näin vähennetään jacking-ilmiötä. Tämä tarkoittaa jousitetun massan pystysuuntaista liikettä johtuen keskeiskiihtyvyydestä. Koska kallistuskeskiöt ovat maanpinnan yläpuolella, jacking nostaa jousitettua massaa. Jos ne taas olisivat alapuolella, suunta on päinvastainen. /1, s. 614./

Etukallistuskeskiön korkeudeksi tuli 32 mm ja taakse 36 mm. Koska taka-akselin kallistuskeskiö on korkeammalla, voidaan tällä tasoittaa etu- ja takapään kallistumiseen meneviä aikoja. Tämä johtuu siitä, että edessä etäisyys painopisteeseen on suurempi kuin takana. Näin ollen takana siirtyy painoa enemmän geometrisesti, joka on nopeampaa kuin elastinen painonsiirto (jousien kautta tapahtuva).

4.2.2 Camber-muutos ja scrub

Front view swing armin mitta määrittää suoraan camber-muutoksen (camber-coefficient) määrän ja nopeuden. Lisäksi ylätukivarren mitta ja asento suhteessa alatukivarteen määrää muutoksen progressiivisuuden /1, s. 615 - 616./

Etupäähän suunniteltiin enemmän camber-muutosta sekä tasajoustossa että kallistustilanteessa. Tämä siksi, että yleensä mutkaan sisään käännettäessä jarrutetaan voimakkaasti. Muutoksella pyritään kompensoimaan kallistuksen aiheuttamaa positiivista camber-muutosta. Lisäksi pyritään saamaan autoa vähemmän aliohjaavaksi. Takana taas varsinkin tasajoustossa ei camber-muutoksesta ole juuri hyötyä, koska se huonontaa vetopitoa.

Camer-muutoksen määrää mietittäessä on otettava huomioon tavoiteltu auton kallistuskulma tietyllä sivuttaiskiihtyvyydellä eli kuinka paljon sitä tarvitaan kompensoimaan korin kallistuma. Lisäksi siihen vaikuttaa staattisen camber-kulman määrä. Tähän taas vaikuttavat käytetyn renkaan ominaisuudet. Liitteessä 3 sivuilla 1 ja 2 on esitetty käytössä olevan renkaan sivuvoiman kehityskyky eri kuormilla ja camber-kulmilla. Niistä nähdään, että kyseinen rengas tuottaa enemmän sivuvoimaa kun camber-kulmaa on. Kulman suuruudella taas ei ole niinkään merkitystä. Rajoittava tekijä ison camber-kulman käytölle enemminkin on jarrutus- ja vetopidon heikkeneminen. Lisäksi liitteessä 3 sivulla 3 olevista kuvaajista nähdään camber-sivuvoiman olemassolo. Kuvaajat on tehty kahdelle eri kuormalle kolmella eri camber-kulmalla. Varsinkin suuremman kuorman tapauksessa nähdään, että vaikka rengas ei sorra, kehittää se silti hieman sivuvoimaa. HPF008:n suunnitellut camber-muutokset löytyvät liitteestä 4.

Raideleveyden muutos joustossa (scrub) tarkoittaa renkaan sivuttaisliikettä joustossa. Scrubin suuruus sekä suuntaa riippuu instant centerin sijainnista sekä front view swing armin mitasta. Mitä lähempänä instant center on maanpintaa, sitä vähemmän scrubia ilmenee /1, s. 616./

HPF008:n scrub haluttiin minimoida. Edellisvuoden kokemusten perusteella tiedettiin, että pitkissä ajo-osioissa renkaan ylikuumeneminen voi muodostua ongelmaksi. Scrub vain lisää renkaan lämpiämistä, koska se aiheuttaa renkaan liikkumista sivusuunnassa tiehen nähden joustojen aikana. Lisäksi suuri määrä scrubia voi aiheuttaa muutoksia renkaan kyvyssä tuottaa sivuvoimaa. Joissain tapauksissa renkaan ylimääräisestä lämmittämisestä voisi kuitenkin periaatteessa olla hyötyä.

4.2.3 KPI ja a-mitta

Kuten aiemmin jo todettiin, KPI-kulma kannattaisi periaatteessa pitää mahdollisimman lähellä nollaa. KPI-kulmalla on kuitenkin muutama positiivinenkin seikka tässä tapauksessa. Ensimmäinen on a-mitan pienentäminen. Jos esimerkiksi käytetään leveitä vanteita joissa on suuri negatiivinen offset, saattaa renkaan keskilinjan ja kääntöakselin etäisyys muodostua liian suureksi. Tätä etäisyyttä voidaan pienentää KPI-kulmalla.

Toinen syy on positiivinen camber-muutos käännetylle pyörälle. Ulkopuolen renkaalle tämä on huono asia, mutta sisäpuolen renkaan liiallinen negatiivinen camber-kulma on pahasta. Tämä siksi, että camber-sivuvoima pyrkii työntämään rengasta sinnepäin minne rengasta on kallistettu. Niinpä renkaat sotivat periaatteessa toisiaan vastaan ainakin mutkan sisääntulossa. Kun painoa on siirtynyt enemmän ulkopuolelle, ei sisäpuolen rengas enää vaikuta niin merkitsevästi ohjautuvuuteen.

Kolmas syy KPI-kulman käytölle on camber-säädön toteuttaminen. HPF008:aan haluttiin tehdä simmilevyillä toteutettu säätö olka-akseliin. Tästä johtuen ylä- ja alapallonivelille täytyi saada edestä katsottuna leveyssuunnassa eroa. Tätä etäisyyttä säätämällä säädetään camber-kulmaa. Näin toteutettu säätö vaikuttaa vain camber-kulmaan, koska nivelpisteet pysyvät paikallaan.

Näin KPI-kulmaksi muodostui 4,6°, jolloin a-mitaksi tuli 45 mm. Edellisvuoden perusteella tiedettiin, että n. 50 mm a-mitta on vielä kohtuullinen eikä aiheuta liikaa ohjauksen hakemista jarrutuksissa. Camberin säätöalueeksi päätettiin 15 mm. Se vastaa asteiksi muutettuna arvoa -3,5° - 0°. Taka-akselille suunniteltiin samansuuruinen säätöalue, vaikkakin takana KPI-kulman suuruudella ei ole merkitystä, koska rengasta ei käännetä.

4.2.4 Caster-kulma

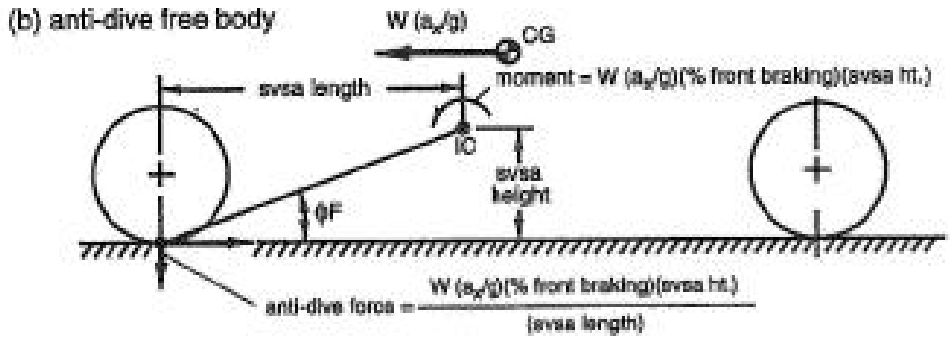
Koska caster-kulma aiheuttaa ulkopuolen renkaalle negatiivista camber-muutosta, voidaan sillä mm. kompensoida KPI-kulman vaikutusta. Lisäksi caster-kulmaa käyttämällä voidaan käyttää pienempiä staattisen camberin arvoja etuakselilla. Edellisvuoden auton perusteella tiedettiin lisäksi, että lyhyissä ajo-osioissa suuremmat camber-muutokset nopeuttavat renkaan lämpenemistä. Ongelmana vain on tietää, miten suurta casteria voi käyttää, etteivät ohjausvoimat kasva liian suureksi. Tästä syystä päätettiin kääntöakselia siirtää navan keskilinjan takapuolelle. Offset on navan korkeudella 5 mm, jolloin caster-kulma on 6,9° ja caster-traili 9,6 mm. Tällä caster-kulmalla negatiivista camber-muutosta tulee riittävästi, jotta KPI-kulman aiheuttama positiivinen camber-muutos saadaan kompensoitua. Lisäksi casterille tehtiin säätömahdollisuus, jolla kulma saatiin kasvatettua 10,3 asteeseen. Tällöin caster-trail on 17 mm. Tämä on todennäköisesti hyvällä pidolla liian suuri, jotta kuljettaja jaksaisi ajaa pidemmän ajojakson väsymättä.

Caster-kulman käyttö aiheuttaa lisäksi diagonaalista painonsiirtoa etu- ja taka-akselin kesken. Tämä voi muuttaa autoa yliohjaavaan suuntaan ja auttaa kääntymistä tiukoissa mutkissa, jos esim. tasauspyörästön lukko on säädetty liian tiukaksi. /1, s. 712./

4.2.5 Antigeometriat

Antigeometrioita käytetään jousitetun massan hallitsemiseen geometrisesti. Jos antigeometrioita käytetään, tarkoittaa se painonsiirtymistä pitkittäissuunnassa rungon ja tukivarsien kautta, eli jos antigeometriaa ei käytetä, siirtyy kaikki paino jousien kautta. Antigeometriat eivät muuta painonsiirron kokonaismäärää. Antigeometria tarkastelut tehdään sivusuunnasta eli niihin vaikuttavat SVSA:n pituus ja sijainti. /1, s. 617 - 618./

Anti-divella tarkoitetaan jarrutussuuntaisen painonsiirron hallitsemista. Sillä voidaan estää korin liiallinen nyökkääminen jarrutuksessa. Tämä voi osoittautua hyödylliseksi, jos ajetaan kohtuullisen löysillä jousilla eikä jousitusjärjestelmässä ole komponentteja pitkittäissuuntaisen painonsiirron hallitsemiseen. Kuvasta 13 nähdään anti-diven määritelmä.



Kuva 13. Anti-diven määritys /1, s. 618/

Anti-dive-% saadaan laskettua kaavalla 8 /1, s. 618/.

$$\%anti-dive = (\%\,frontbraking)(\tan\phi F)(\frac{l}{h}) \qquad (8)$$

% front braking = jarrubalanssi etu/taka [%]

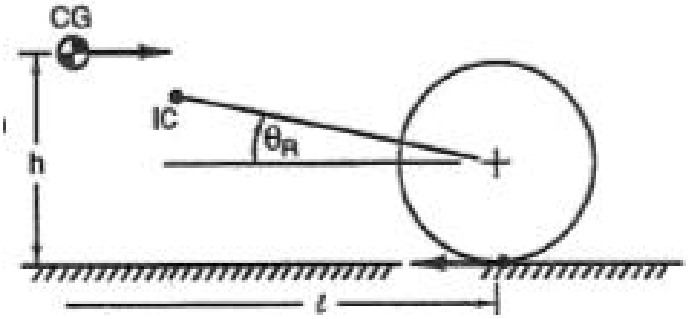
tan ΦF = tuentakulma [rad]

l = akseliväli [m]

h = painopisteen korkeus [m]

Perusasetuksessa anti-dive on 0 %. Alatukivarren asentoa muuttamalla sitä saadaan 7 %. Säätöalueesta tuli aika suppea. Tämä johtuu siitä, että rungon suunnittelusta johtuen, säätö tapahtuu vain tukivarren kiinnikettä muuttamalla. Näin säätöalue on vain 5 mm, joka ei vielä yksinään vaikuta tukivarren kulmaan merkittävästi.

Anti-squat taas tarkoittaa takavetoisen auton kiihdytyssuuntaisen painonsiirron hallitsemista. Sitä käytetään nopeuttamaan painonsiirtoa taka-akselille. Anti-squatin käyttö vaikuttaa aikaan, joka massalla menee kokonaisuudessa siirtymiseen taka-akselille. Jos esim. käytetään 50-prosenttista anti-squatia, siirtyy painosta puolet tukivarsien ja rungon kautta ja puolet jousten kautta. Tästä johtuen painonsiirto nopeutuu, koska aikaa kuluu vähemmän jousituksen kokoonpuristumiseen.



Kuva 14. Anti-squatin määritys /1, s. 619/

Anti-squat-% saadaan laskettua kaavalla 9 /1, s. 619/.

$$\%anti-squat = \frac{\tan \theta R}{\frac{h}{l}} x100 \qquad (9)$$

tan θR = tuentakulma [rad]

Myös anti-squatista päätettiin tehdä säädettävä. Perusasennossa se on 0 %, mutta takaylätukivarren kulmaa muuttamalla anti-squatia saadaan 15 %.

4.3 Ohjausgeometria

Ohjauksen suunnittelu aloitettiin selvittämällä vaadittava raideympyrä ja tähän tarvittava ulomman eturenkaan vähimmäiskääntökulma. Jälleen kerran lähtökohtana käytettiin edellisvuoden autoa. Uuteen autoon oli kuitenkin tulossa 100 mm pidempi akseliväli, jolloin samassa kääntösäteessä pysyminen vaatisi muutoksia. Vaihtoehdot olivat joko kääntää pyöriä enemmän tai suurentaa kääntösädettä. Loppujen lopuksi päädyttiin jälkimmäiseen, koska isomman kääntökulman käyttäminen olisi aiheuttanut suuria muutoksia tukivarsien sekä rungon suunnittelussa ja vannevalinnassa hankaloittaen suunnittelutyötä entisestään.

Kaavalla 10 saadaan laskettua pienin mahdollinen raideympyrä. Kaava ei ota huomioon korista aiheutuvia ylityksiä vaan se kertoo nimenomaan ulommaisen etupyörän kulkeman ympyrän säteen (kuva 15). /6, s. 132 - 134./

$$R_r = \frac{l}{\sin \delta_u} + a \qquad (10)$$

R_r = raideympyrän säde [m]

l = akseliväli [m]

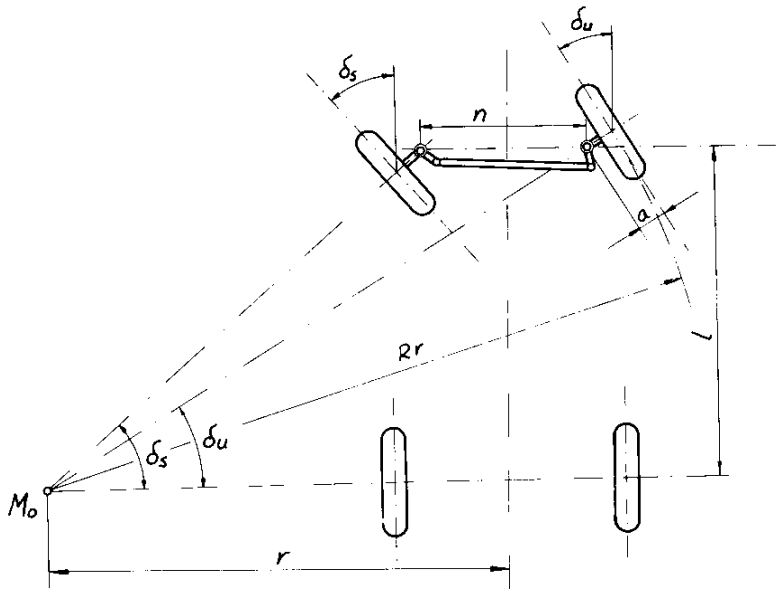
δ_u = ulomman etupyörän kääntökulma [ast]

a = (raideleveys - nivelväli) /2 [m]

Näin saatiin laskettua akselivälin pidennyksestä johtuva raideympyrän kasvu. Säde kasvaa 0,26 m, jolloin se on 4,46 m kun akseliväliä pidennetään 100 mm. Tällä voi jo olla pieni vaikutus auton ketteryyteen tiukimmissa kaarteissa, mutta kuten edellä jo todettiin, haluttiin dynaamista indeksiä pienentää joten muutos hyväksyttiin. Tiukat mutkat ovat kuitenkin niin hidasvauhtisia, että auton kääntymistä voi auttaa reilummalla kaasunkäytöllä häviämättä ajassa juurikaan.

Raideympyrä tarkastelut vaikuttavat vain todella tiukkoihin kaarteisiin, joita varsinkin Formula SAE -radoilla on. Loivemmissa ja nopeavauhtisimmissa

kaarteissa ulomman pyörän suurimmalla mahdollisella kääntökulmalla ei ole merkitystä.



Kuva 15. Ohjausgeometria tarkasteluissa käytetyt mitat /6 /

Ackerman-ohjausgeometriaa käytetään muuttamaan dynaamista aurausta lisäämällä eturenkaiden haritusta, kun auto kääntyy mutkaan. Kilpa-autoissa tällä voidaan vaikuttaa auton käyttäytymiseen mutkassa ja mutkan sisääntulossa. Ongelmana vain on, että kilpa-autojen tapauksessa liikutaan yleensä suurilla sivuttaiskiihtyvyyden arvoilla, jolloin painonsiirtoa on paljon ja sortokulmat suuria. Tällöin Ackermann-ohjausgeometrian mukaiset kääntökulmat eivät tue rengasdataa, vaan käyttökelpoisempi geometria on tasaohjaus tai anti-Ackerman. Lisäksi, mitä suurempi on painonsiirto, sitä määräävämmäksi ulkopuolen rengas tulee, jolloin sisäpuolen rengas ei juurikaan vaikuta auton käytökseen.

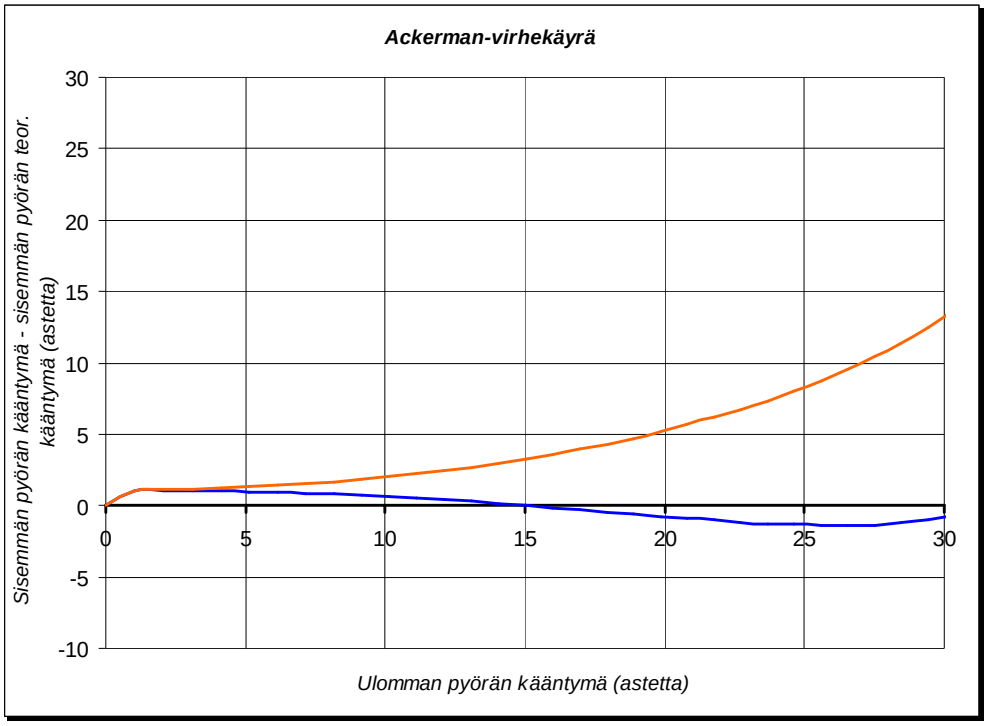
Liite 3 sisältää rengaskuvaajat eri camber-kulmilla sekä erilaisilla pyöränkuormilla. Kuvaajista nähdään, että kevyemmin kuormitettu rengas (sisäpuoli) ei tarvitse niin suurta sortokulmaa kuin raskaammin kuormitettu (ulkopuoli). Tämä tukisi tasaohjauksen tai jopa anti-Ackermanin käyttöä. Toisaalta taas kevyemmin kuormitettu rengas luovuttaa saman sivuvoiman laajalla sortukulma alueella. Lisäksi hidasvauhtisissa mutkissa painonsiirtoa ei tapahdu paljoa, joten niissä Ackerman-geometrian käyttö voisi tuoda lisää pitoa ainakin mutkaan tultaessa. Näiden lisäksi suunnittelua hankaloittaa

staattisen aurauksen käyttö, koska sekin vaikuttaa oleellisesti pyörien sortokulmiin yhdessä geometrian kanssa.

Koska ilman simulointia näitä asioita on hankala vertailla luotettavasti keskenään, päätettiin tulevaan autoon tehdä mahdollisuus kokeilla eri ohjausgeometrioita. Lähtökohtana oli edellisvuoden tapaan pro-Ackerman geometria. Kääntövarsia vaihtamalla kuitenkin voidaan ajaa myös tasaohjauksella.

Kuten toisessa luvussa todettiin, saavutetut pyörien kääntökulmat eivät yleensä täytä täydellistä Ackerman-ehtoa kuin yhdessä pisteessä. Tämä ei välttämättä ole ongelma, koska tosiasiassa tarpeena on saavuttaa jonkin verran dynaamista haritusta ja haritus kasvaa eksponentiaalisesti kääntökulman funktiona.

Suunniteltaessa Ackerman-ohjausgeometriaa, käytettiin apuna edellisvuosien tapaan Excel-taulukkolaskenta ohjelmaan tehtyä valmista laskenta pohjaa, joka perustuu Olavi Laineen kirjasta saatuihin kaavoihin (kuva 16) /6, s. 154 - 155/.



Kuva 16. HPF008:n ohjauksen Ackerman-virhekäyrä

Kuvassa 16 punainen käyrä tarkoittaa ulomman ja sisemmän pyörän kääntökulmien eroa ja sininen käyrä kuvaa sisemmän pyörän virhettä teoreettisesti oikeaan Ackerman-ehtoa. Kuvaajan mukaan ohjaus seuraisi Ackerman-ehtoa suhteellisen pienellä virheellä. Siitä myös nähdään, että ehto toteutuu täydellisesti kun ulommaista pyörää on käännetty 15°. Lisäksi nähdään, että pienellä kääntökulmalla sisäpuolen pyörää on käännetty enemmän kuin ehto vaatii eli geometria on lievästi degressiivinen ohjauskulman funktiona. Tämä voisi olla hyvä ajatellen mutkaan sisääntuloa, jolloin sisäpuolen renkaalla on vielä painoa.

5 JOUSITUKSEN KOMPONENTIT

Tässä luvussa käydään läpi jousituksen muutettavissa olevien komponenttien suunnittelua.

5.1 Jouset ja kallistuksenvakaimet

5.1.1 Ominaisvärähtelytaajuus

Ominaisvärähtelytaajuus kertoo jousituksen suhteellisen jäykkyyden. Mitä suurempi taajuus on, sen jäykempi jousitus. Pehmeämmällä jousituksella saadaan enemmän mekaanista pitoa, mutta jousitetun massan hallinta on heikompaa eli auto on hidas reagoimaan esimerkiksi nopeisiin suunnanvaihtoihin. Ominaisvärähtely taajuus on akselikohtainen eli etu- ja taka-akseli käsitellään erikseen. /8/

Jos ajatellaan auton erilaisia liiketiloja, optimaalisin tilanne olisi, että tien epätasaisuudet voitaisiin hoitaa eri jousilla kuin korin nyökkääminen ja niiaaminen. Tällöin tarvittaisiin vielä yksi jousi ja iskunvaimennin kummallekin akselille. Tästä kuitenkin luovuttiin heti, koska saavutettu hyöty on verrattain pieni lisääntyvään painoon nähden. Kallistustilanteessa taas halutaan löysempi jousitus, ettei painonsiirtoa tule liikaa. Niinpä voidaan todeta, että tässä tapauksessa joudutaan tekemään kompromissi monen asian välillä.

Etuakselin taajuus päätettiin valita suuremmaksi kuin takana. Tällöin auton reagointi mutkan sisääntulossa on nopeampaa. Koska jousilla hallitaan myös pitkittäissuuntainen painonsiirto, kuten aikaisemmin todettiin, täytyy jousituksen olla tarpeeksi jäykkä estämään auton pohjakosketukset. Akseleiden välillä pitää olla myös ero, etteivät ne toimi samalla taajuudella ja häiritse toisiaan. /8/

Etuakselin taajuudeksi valittiin 3 Hz ja taakse 2,8 Hz. Taajuudet perustuvat edellisvuoden autosta saatuihin kokemuksiin.

5.1.2 Liikesuhteet

Seuraavaksi valittiin jousituksen liikesuhde (motion ratio). Aikaisemmissa autoissa oli käytetty reilusti yli yhden liikesuhteita eli iskunvaimentimella on ollut huomattavasti pienempi liikematka kuin pyörällä. Suunnitteluvaiheessa asetettiin tavoitteeksi 1:n liikesuhde kummallakin akselilla. Näin ollen iskunvaimentimella vaikuttavat voimat pysyvät kohtuullisina ja voidaan käyttää löysempiä eli kevyempiä jousia.

Suunnittelun edetessä huomattiin, että edessä käytetty vetotanko välitteinen jousitus estää liikesuhteen saamisen 1:een. Tämä johtui siitä, ettei vetotankoa saada yhtä jyrkkään kulmaan kuin työntötanko takana. Näin ollen tangon ylä- ja alanivelpisteiden ero jää liian pieneksi ja joudutaan käyttämään suuremman välityssuhteen omaavaa linkkua. Tämä taas tarkoittaa suurempaa tilantarvetta linkuille ja iskunvaimentimille. Lopputuloksena saatiin liikesuhteet etuakselilla 1,2 ja taakse 1. Kyseiset luvut ovat keskiarvoja koko tehollisen liikematkan pituudelta. Liikesuhde ei ole todellisuudessa lineaarinen koko matkalla, joka vaikuttaa merkittävästi ennen kaikkea iskunvaimentimen toimintaan.

Kun liikesuhteet on valittu, päästään määrittämään tarvittavat jousten jäykkyydet kaavalla 11 /8/.

$$K_S = 4\pi^2 f_r^{\,2} m_{sm} MR^2 \qquad (11)$$

K_s = jousivakio [N/m]

m_{sm} = jousitettu massa [kg]

f_r = ominaisvärähtely taajuus [Hz]

MR = liikesuhde [pyörä/jousi]

Näin saatiin tulokseksi 26,5 N/mm edessä ja 20 N/mm takana.

Pyörällä vaikuttava jousivakio saadaan laskettua kaavalla 12 /8/.

$$K_w = \frac{K_s}{MR^2} \qquad (12)$$

Pyörälle redusoidut jousivakiot ovat 18 N/mm edessä ja takana 20 N/mm. Kaava ei luonnollisestikaan ota huomioon kitkaa mikä aiheutuu liikkuvista mekanismeista. Esimerkiksi kaikki nivelet ja laakerit jousituksen mekanismeissa aiheuttavat kitkaa, mikä vaikuttaa pyörälle redusoituun jousivakioon. Kitkan vaikutusta on vaikea ottaa huomioon suunnitteluvaiheessa, joten sitä voidaan tutkia vasta valmiista autosta. Kuitenkin on varmaa, että jousitus on ainakin aluksi jonkin verran jäykempi kuin suunniteltu.

Tässä vaiheessa voidaan vielä laskemalla varmistaa, etteivät jousitetun ja jousittamattoman massan ominaistaajuudet ole liian lähellä toisiaan. Tämän tyyppisessä autossa se ei kuitenkaan ole ongelma, koska jousittamatonta massaa on vähän ja kilparenkaat yleensä jäykkiä (iso jousivakio). Kaavalla 13 saadaan laskettua jousittamattoman massan likimääräinen ominaistaajuus /2/.

$$f = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{c_r}{m_r}} \qquad (13)$$

c_r = renkaan jousivakio [N/m]

m_r = jousittamaton massa [N/m]

Tulokseksi saadaan 23 Hz, joka on huomattavasti enemmän kuin jousitetulla massalla.

5.1.3 Kallistusjäykkyys ja painonsiirto

Aiemmin todettiin jo, että paras tilanne olisi jos eri liiketilat hoidettaisiin eri komponenteilla. HPF008:n tapauksessa niin ei kuitenkaan tehdä, joten valittu ominaisvärähtelytaajuus vaikuttaa myös osaltaan kallistusjäykkyyteen. Magic Number -ohjelmalla saadaan laskettua auton painonsiirtoa ja kallistusjäykkyydet. Tässäkin ohjelmassa tarkastellaan steady-state tilaa, eli mutkan sisään- ja ulostulojen transient hetkiä ei tällä ohjelmalla pystytä tarkastelemaan.

Kallistusjäykkyys tai kallistusvastus ilmoittaa, kuinka suuri täytyy kallistavan momentin olla, että kori kallistuu tietyn määrän. Yksikkö on yleensä Nm/°.

Kokonaispainonsiirto koostuu jousitetun ja jousittamattoman massan painonsiirrosta. Jousitetun massan painonsiirto jaetaan lisäksi elastiseen ja geometriseen painonsiirtoon. Elastinen painonsiirto on jousien kautta tapahtuvaa eli se aiheutuu keskeisvoiman vaikutuksesta painopisteeseen. Siihen vaikuttaa kallistusjäykkyys sekä raideleveys. Geometrinen painonsiirto taas tapahtuu rungon ja tukivarsien kautta, jolloin keskeisvoima vaikuttaa kallistuskeskiöiden korkeudella. Siihen taas vaikuttaa kallistuskeskiöiden korkeus, jousitettu massa ja raideleveys. /2/

Jousittamattoman massan painonsiirron määrään vaikuttaa raideleveys sekä jousittamaton massa ja sen painopisteen korkeus. Voidaan olettaa, että painopiste sijaitsee pyörän navan korkeudella. /2/

Edellä mainituista määritelmistä nähdään, että painonsiirtoa on helppo muuttaa muuttamalla kallistusjäykkyyttä eli jousia ja kallistuksenvakaimia.

Painonsiirtoa tarkasteltaessa on muistettava renkaan ominaisuudet. Liitteessä 3 on esitetty Goodyearin renkaan sivuvoiman riippuvuus kuormasta. Kuvista nähdään, että sivuvoiman tuotto kasvaa kuorman lisääntyessä. Kuitenkaan kuorman kaksinkertaistaminen ei kaksinkertaista sivuvoimaa, vaan jotain siltä väliltä. Tästä johtuen liiallinen painonsiirto sivusuunnassa on pahasta. Formula SAE -auton tapauksessa ongelmana on vielä se, että autojen kokonaismassat ovat verrattain pieniä. Niinpä kun painonsiirtoa tapahtuu, ei sisäpuolen renkaalla välttämättä ole painoa juuri ollenkaan. Liitteestä 1 on nähtävissä, että yhden G:n sivuttaiskiihtyvyydellä etuakselin sisäpuolen ren-

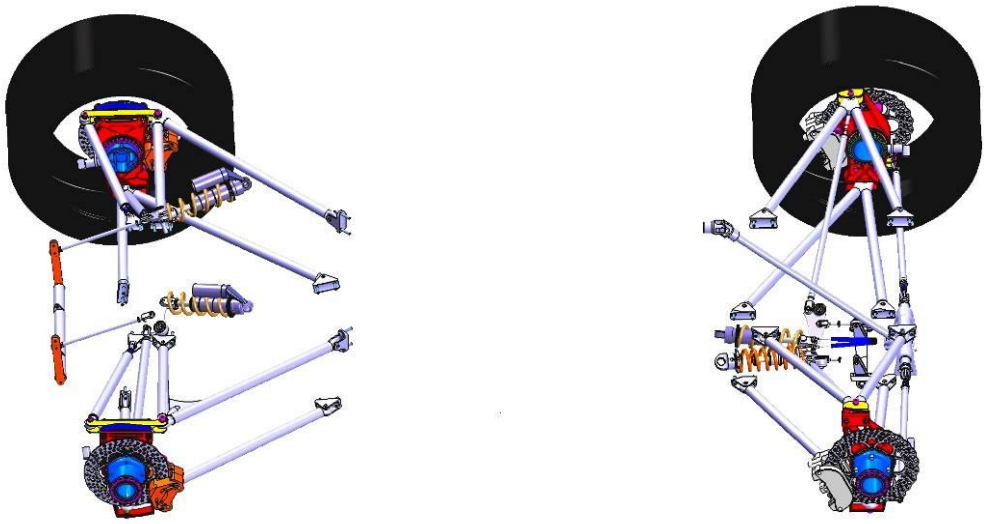
kaalla on enää 36 kg painoa, kun taas ulkopuolen renkaalla 90 kg. Tässä vaiheessa ulommainen rengas käytännössä määrää auton ajokäytöksen.

Valituilla jousilla kallistumaksi tuli edessä 1,08°/g ja takana 1,1°/g. Tämä luku kertoo, minkä verran auto kallistuu yhden G:n sivuttaiskiihtyvyydellä.

Kallistumista haluttiin rajoittaa edellä mainituista arvoista, jotta pyöränkulmamuutokset pysyvät kohtuullisina. Tällöin tarvitaan kallistuksenvakaimet. Kallistuksenvakaimilla on tarkoituksena hallita korin kallistusta. Ne eivät osallistu jousituksen toimintaan tasajoustossa. Vakaajien tarvittavat jäykkyydet saadaan Magic Number -ohjelmasta.

Tavoitteeksi asetettiin noin 0,8° kallistuma. Näillä arvoilla auton etupään kallistusjäykkyys on 54 % kokonaiskallistusjäykkyydestä. Etuvakaajan osuus on koko akselin kallistusjäykkyydestä noin 35 %. Takana se on noin 20 %. Vakaajilla voidaan testikauden aikana helposti muuttaa auton balanssia ja sitä kautta ajokäytöstä. Perussääntönä voidaan pitää, että painonsiirron pienentäminen kasvattaa akselin kokonaissivuvoimaa.

Magic Number -ohjelma ilmoittaa lisäksi prosentuaalisen luvun, joka perustuu kallistusjäykkyyksien suhteeseen ja auton painojakoon. Ohjelman tekijä ilmoittaa, että noin 5 % etupainojakoa suuremmalla luvulla autot yleensä toimivat hyvin eli ovat nopeita radalla. Tämä on kuitenkin ohjelman tekijöiden omaa tietoa ja siihen syytä asennoitua varauksella. Se on kuitenkin hyvä lähtökohta testeille, koska ajosimulointia ei tässä tapauksessa ole tehty. Liitteessä 1 on kootusti kaikki Magic Number -ohjelman antamat tulokset.



Kuva 17. Kokonaiskuva HPF008:n jousituksesta

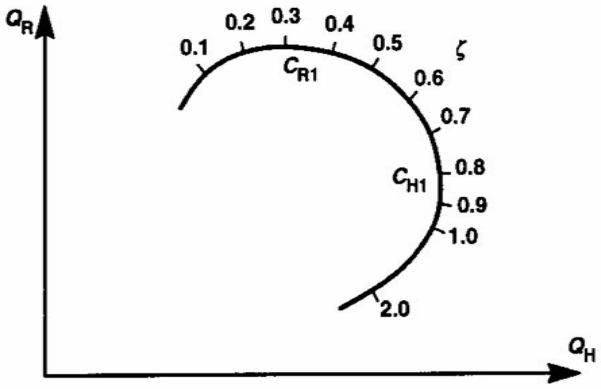
Kallistusjäykkyyksistä ja niiden suhteista etu- ja taka-akselin välillä puhuttaessa oletetaan, että runko ei pääse kiertymään. Toisin sanoen se oletetaan äärettömän jäykäksi. Tosiasiassa näin ei ole. Rungon kuitenkin pitäisi olla huomattavasti jäykempi kuin etu- ja taka-akselin kallistusjäykkyyksien eron, jotta se ei merkittävästi vaikuta auton käytökseen.

5.2 Iskunvaimennus

Kuten ominaistaajuuden ja jousien jäykkyyden kohdalla myös iskunvaimentimien kohdalla eri ajotilanteiden välillä joudutaan tekemään kompromisseja. Ennen kaikkea yksittäisen pyörän vaimennus ja kallistuksen vaimennus on hankala hoitaa samalla vaimentimella. Tämä johtuu siitä, että kallistumista vaimennettaessa vaimennuksen tulisi olla sisään- ja ulosvaimennukselle identtinen. Yksittäisen pyörän kohdalla taas ulosvaimennusta täytyy olla enemmän, koska vaimentimen täytyy hallita jousesta purkautuva energia. Vaimennuksesta puhuttaessa on hyvä mainita, että positiivinen vaimennusvoima on aina päinvastaiseen suuntaan liikkeen kanssa /7, s. 49/.

Samoin kuin ominaistaajuuksia valittaessa on vaimennusta mietittäessä päätettävä, mitkä ominaisuudet ovat tärkeitä. Jos halutaan esimerkiksi pehmeä ja mukava jousitus ja välttävät hallintaominaisuudet, kuten henkilöautoissa monesti on, vaimennusta ei yleensä ole paljoa. Kilpa-autoissa taas hallintaominaisuudet ovat avainasemassa, jolloin vaimennusta on yleensä paljon.

Vaimennussuhde (damping ratio) on käyttökelpoinen suhdeluku vertailtaessa näitä kahta tavoitetta (kuva 18). Kun suhde on 1, tarkoittaa tämä kriittistä vaimennusta, jolloin massan hallinta on teoriassa tehokkainta. Tällöin jousitetun massan vaimennus on tehokasta eli yliheilahdusta ei tapahdu, vaan massa palautuu heti vakiotilaan. Jos suhde on yli 1:n, palautuminen tapahtuu hitaasti mutta yliheilahdusta ei tapahdu toisin kuin alle yhden arvolla. /7, s. 49 - 54./



Kuva 18. Mukavuus (Q_R)- ja hallintaominaisuuksien(Q_H) riippuvuus vaimennussuhteesta /7/

Tässä tapauksessa vaimennussuhteeksi valittiin 0,7, joka on lievä kompromissi. Vaimennussuhde voisi periaatteessa olla kyllä suurempikin kilpa-auton tapauksessa. Liian suurta vaimennusta käytettäessä on kuitenkin riski, että vaimennin osallistuu jousituksen toimintaan, mikä ei ole suotavaa. Lisäksi liian suuri vaimennus kuormittaa jousittamatonta massaa eli jousituksen komponentteja enemmän.

Kaavalla 14 saadaan laskettua vaimennuskerroin valittua vaimennussuhdetta käyttäen /7, s. 134/.

$$C = \zeta 2\sqrt{mK} \qquad (14)$$

C = vaimennuskerroin [Ns/m]

ζ = vaimennussuhde

m = jousitettu kulmapaino [kg]

K = jousivakio pyörällä [N/m]

Vaimennusvoima F_D saadaan kaavalla 15 /7, s. 146/.

$$F_D = C(R_D V_S)^n \qquad (15)$$

R_D = vaimentimen liikesuhde [vaimentimen liike/pyörän liike]

V_S = pyörän liikenopeus [m/s]

n = 0 - 2, riippuu vaimennuksen luonteesta

Pyörälle redusoitu vaimennusvoima F_W saadaan kaavalla 16 /7, s. 146/

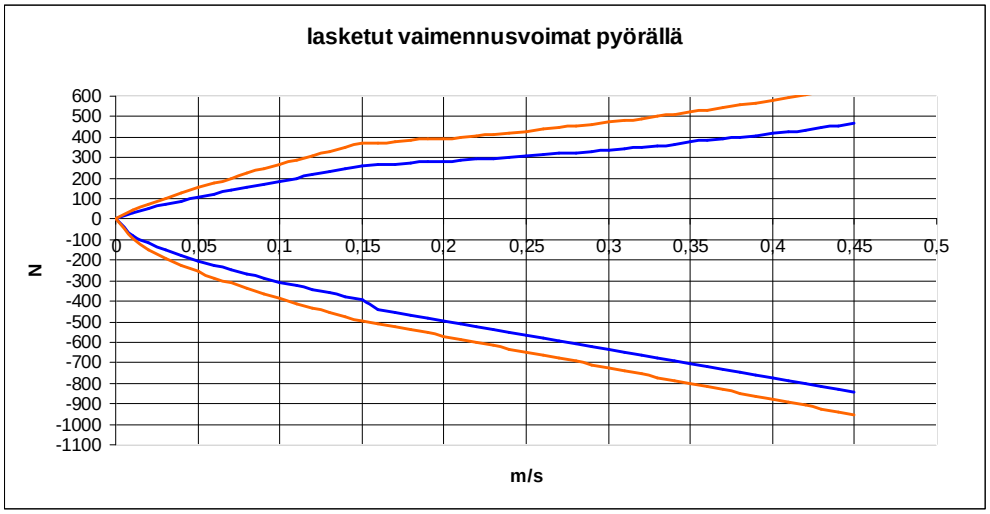
$$F_W = CR_D^{1+n} V_S^n \qquad (16)$$

Kaavoista nähdään eksponentin n suuri merkitys vaimennusvoimaan. Matemaattisessa tarkastelussa se määrää vaimennuksen luonteen. Kun eksponentilla on arvo 1, kyseessä on lineaarinen vaimennus ja nestevirtaus on tällöin laminaarista. Eksponentin arvolla 2 virtaus on yleensä turbulenttista. Tällainen tilanne toteutuu esimerkiksi, jos vaimentimen venttiilit ovat täysin auki ja virtauksella on suuri nopeus. /7, s. 146 - 150/

Yleisesti voidaan todeta, että alle yhden arvot eksponentilla johtavat degressiiviseen vaimennukseen ja yli yhden progressiiviseen. Lineaarinen tilanne on luonnollisesti eksponentin arvon ollessa lähellä yhtä. /2/

Vaimentimen rakenteella ja säädöillä pyritään toteuttamaan halutun tyyppinen vaimennus tietyllä pyörän liikenopeudella. Laskuissa on tehty olettamus, että alle 0,15 m/s nopeuksilla on kyseessä jousitetun massan hallinta. Yli 0,15 m/s nopeuksilla kyseessä on jousittamattoman massan hallinta. Esimerkiksi tiessä oleva töyssy aiheuttaa huomattavasti suuremmat liikenopeudet vaimentimelle kuin korin liikkeet.

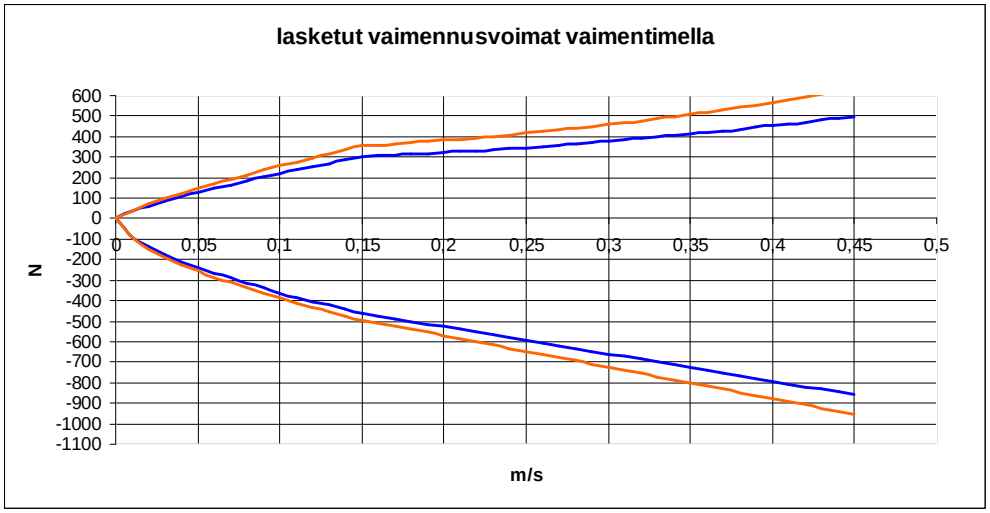
Kuvassa 19 on edellä esitetyillä kaavoilla lasketut vaimennusvoimat pyörällä sekä etu- että taka-akselille. Sininen käyrä on etuakselin ja oranssi taka-akselin.



Kuva 19. Laskennallisesti määritetyt vaimennusvoimat pyörälle redusoituna

Kuvasta nähdään, että taka-akselilla pitäisi olla hieman enemmän vaimennusta. Ero johtuu painojaosta ja sitä kautta jousituksen jäykkyydestä.

Kuvassa 20 on lasketut arvot vaimentimella. Siitä nähdään, että nyt etuakselin vaimennusvoima on hieman lähempänä taka-akselia. Tämä johtuu pelkästään liikesuhteen vaikutuksesta. Tässä tapauksessa tilanne meni parempaan suuntaan siinä mielessä, että nyt iskunvaimentimet ainakin teoriassa voisivat olla miltei samanlaiset etu- ja taka-akselilla.



Kuva 20. Laskennallisesti määritetyt vaimennusvoimat vaimentimella

Lasketut arvot ovat suuntaa antavia, ja ehkä vaimennusvoimia tärkeämpää on keskittyä kuvaajien muotoon. Käyrien alun progressiivisuudella pyritään vaikuttamaan painonsiirtoon. Sisäänvaimennusvoimien käyrien loiventuminen suuremmilla nopeuksilla säästää jousituksen komponentteja ja auttaa rengasta seuraamaan tietä paremmin töyssyjen kohdalla.

6 ISKUNVAIMENTIMET

6.1 Vaihtoehdot

Johtuen FSAE-autojen keveydestä ei iskunvaimennin markkinoilla ole yleisesti tarjolla sopivia vaimentimia kyseisiin autoihin. Muutama valmistaja on kylläkin jo alkanut tarjoamaan oman iskunvaimentimen FSAE-autoihin, mutta näissä hinta on vielä aika korkea. Tästä johtuen valtaosa tiimeistä käyttää maastopyörien iskunvaimentimia, joita on modifioitu kilpa-autokäyttöön soveltuviksi. Myös Metropolian tiimillä on ollut käytössä kahdessa edellisessä autossa Manitoun valmistamat maastopyörän vaimentimet. Kuitenkaan niistä ei ole saatu halutunlaisia kahden vuoden aikana. Vaimentimissa on mm. ilmennyt suuria sisäisiä kitkoja sekä niissä olevat säätömahdollisuudet on todettu osittain toimimattomiksi. Lisäksi FSAE-luokan ollessa myös suunnittelukilpailu, heräsi suunnittelukauden aikana mielenkiinto alkaa kehittää omia iskunvaimentimia.

6.2 Suunnittelu

Koska suunnittelulle on vain rajallinen määrä aikaa, päätettiin oman vaimentimen kehittäminen aloittaa olemassa olevien pohjalta. Koon ja painon puolesta Manitoun vaimentimet ovat hyvin FSAE-käyttöön soveltuvia, koska tilaa autoissa on rajoitetusti ja painon merkitys kilpailuissa on suuri. Suunnittelukauden ollessa melko lyhyt ja omien iskunvaimentimien kehittäminen alusta saakka vaikutti haasteelliselta kaiken muun rinnalla, tehtiin päätös hyödyntää nykyisistä joitakin komponentteja. Näitä olivat männän varsi sekä mäntä ja simmilevyt. Samalla tietenkin vaimentimen putken sisähalkaisijakin määräytyi Manitoun männän mittojen mukaan. Valmistusteknillisesti ajatellen edellä mainitut osat, lukuun ottamatta simmilevyjä, olisi mahdollista tehdä itse, kunhan muu konsepti on toimiva.

Näin suunnittelutyö helpottui huomattavasti, koska vaimentimen matemaattinen määrittäminen on hyvin haasteellista ja aikaavievää. Eikä matemaattisen mallin todenmukaisuudesta ole takeita, koska laskennassa joudutaan todennäköisesti tekemään paljon olettamuksia. Tulevaisuutta ajatellen kun omavalmiste vaimennin on olemassa, voitaisiin laskemalla tehdyn mallin toiminta varmistaa olemassa olevan vaimentimen perusteella. Hyvä lähtökohta vaimentimen täydelliselle mallinnukselle löytyy esimerkiksi SAE-dokumentista 2002-01-3337 /13/.

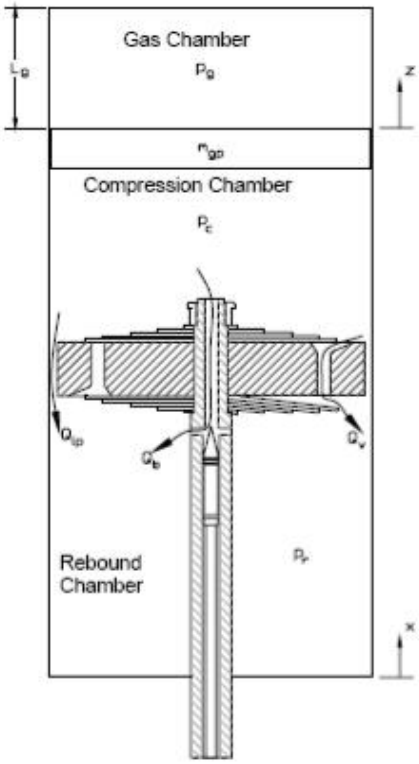
Näin päätavoitteeksi muodostui perusiskunvaimentimen toteuttaminen sekä vaimentimen toiminnan ymmärtäminen. Lisäksi tarkoituksena oli oppia ymmärtämään vaimentimen männän toiminta ja vaikutuskeinot vaimennusarvoihin.

Ensimmäiseksi päätettiin luopua lisäsäiliöllisestä vaimentimesta ja siirtyä yksiputkiseen vaimentimeen, johon tulisi erotusmännällä erotettu kaasutila. Näin saavutetaan painonsäästöä sekä vaimentimen perusrakenne yksinkertaistuu. Lisäsäiliöllä varustettuja vaimentimia käytetään ennen kaikkea autoissa, joissa liikematkat ovat pitkiä ja nopeudet suuria. Tällöin isompi öljytilavuus ehkäisee lämpiämistä, joka vaikuttaa iskunvaimentimen öljyn ominaisuuksiin merkittävästi. Lisäksi lisäsäiliölliseen vaimentimeen olisi helpompi toteuttaa vaimennukselle säädöt, koska ei tarvitse keksiä monimutkaisia mekanismeja vaimentimen putken sisään vaan säädöt voisi toteuttaa esimerkiksi kuristusventtiileillä. Vaimentimen ainoa ulkopuolelta toteutettu säätö

tulee olemaan ulosvaimennuksen säätö, joka on toteutettu neulaventtiilillä varren sisässä. Vaimennuksen määrä ja luonne haetaan halutuksi männän suunnittelulla ja simmauksella. Ainakin aluksi vaimennin on tarkoitus säätää halutuksi testipenkissä.

Materiaalina vaimentimissa päätettiin käyttää Ruukin seostettua alumiinia 6063-T6, jota käytetään iskunvaimentimen kaikkien muiden osien paitsi varren materiaalina. Alumiinin etuna on hyvä koneistettavuus ja pieni ominaispaino. Varsi on terästä, jonka pinta kromattu.

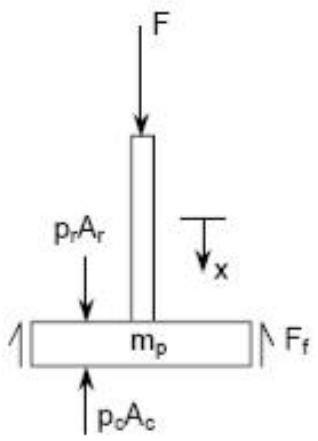
Kuvassa 21 on periaatekuva yksiputkisesta erotusmännällisestä vaimentimesta. Kuvassa näkyy kaasutila (gas chamber), jonka tehtävä on pitää öljy vaimentimessa paineistettuna. Tällä ehkäistään kavitointia. Lisäksi kaasutila tasoittaa varren aiheuttamia tilavuuden muutoksia, koska öljy ajatellaan kokoonpuristumattomaksi. Tästä johtuen kaasutila toimii vaimentimessa myös pienenä kaasujousena. Tämä ei kuitenkaan yleensä ole hyvä asia, koska jousivoima ei ole riippuvainen nopeudesta, vaan ainoastaan liikematkasta. /13/



Kuva 21. Yksiputkisen vaimentimen rakennekuva /13/

Suunnitteluvaiheessa tuli ilmi, että oman vaimentimen kaasutilasta tulisi tilavuudeltaan pieni. Tämä johtui siitä, että vaimennin suunniteltiin samanpituiseksi Manitoun vaimentimen kanssa. Koska Manitoun vaimentimissa on lisäsäiliö, niiden putken pituus voi olla lyhyempi kuin suunnitteilla olevissa yksiputkisissa. Liian pieni kaasutila aiheuttaa sen, että kaasunpaine kasvaa liian nopeasti sisäänvaimennuksen aikana. Tarkalla tilankäytöllä ja iskunpituutta lyhentämällä vaimentimen kokonaispituus saatiin samaan Manitoun kanssa. Tämä kuitenkin johti ongelmiin, joihin palataan myöhemmin tässä luvussa.

Kuvassa 21 on kyseessä sisäänvaimennus tilanne. Tällöin öljy virtaa sisäänvaimennuskammiosta (compression chamber) ulosvaimennuskammioon (rebound chamber). Lisäksi riippuen neulaventtiilin asennosta, jonkin verran virtausta tapahtuu myös varren sisällä olevan kanavan kautta. Ulosvaimennus tilanteessa virtausten suunta muuttuu päinvastaiseksi. Edellä mainitut virtausreitit määräävät yksiputkisen vaimentimen toiminnan. Lisäksi männän ja putken välistä tapahtuu pieni vuoto. Tämä tilavuusvirta on kuitenkin häviävän pieni, jos vaimennin toimii oikein.



Kuva 22. Vapaakappalekuva männästä ja varresta /13/

Kuvasta 22 saadaan tasapainoyhtälö (kaava 17) männälle ja varrelle /13/.

$$F + p_r A_r - p_c A_c - F_f = m_p \ddot{x} \qquad (17)$$

F = vaimennusvoima

$p_r A_r - p_c A_c$ = paine-ero männän yli

F_f = kitkavoima, sisältää sekä männän ja putken välissä esiintyvän kitkan että varren ja varrentiivisteen välisen kitkan

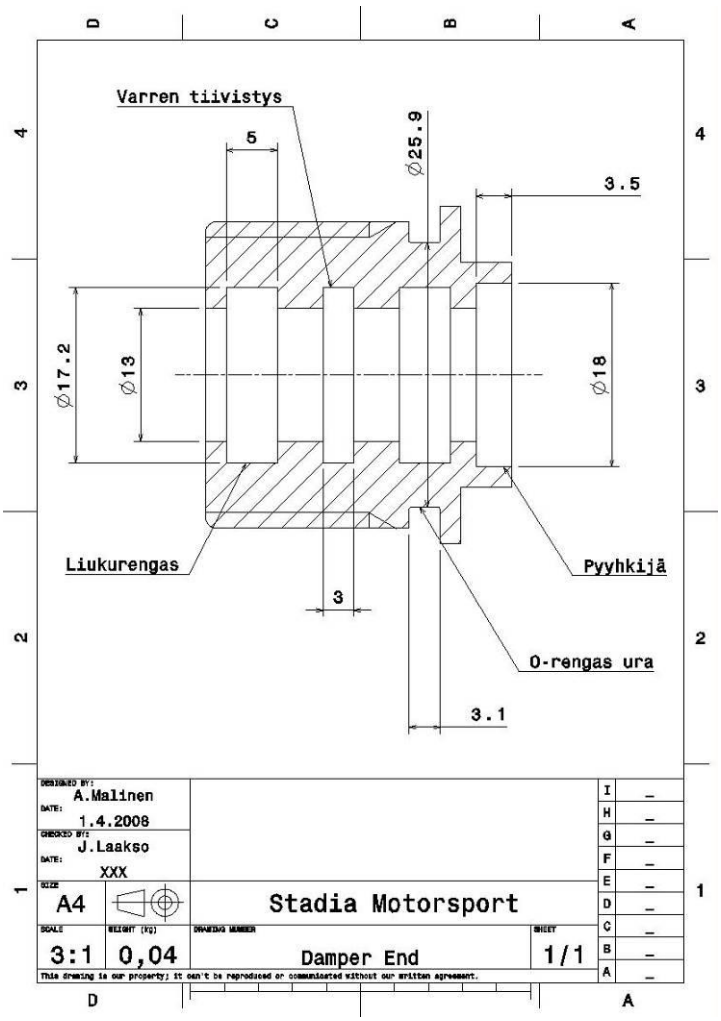
m_p = männän massa

Yhtälöstä saadaan ratkaistua vaimennusvoima paikan, nopeuden ja kiihtyvyyden suhteen /13/.

Yhtälöstä nähdään myös, että vaimentimen ominaisuuksiin vaikuttaa ratkaisevasti paine-ero männän yli. Männän massa on niin pieni, että se ei aiheuta mainittavampaa voimaa ja kitkat pyritään yleisesti minimoimaan vaimentimessa. Paine-ero riippuu kolmesta eri tilavuusvirrasta, jotka käytiin aikaisemmin läpi. Eli männän suunnittelulla ja sen simmauksella käytännössä määrätään vaimennusvoimat, jos vaimentimen perusasiat ovat kunnossa.

Tiivisteet

Iskunvaimentimissa erilaiset tiivisteet ovat merkittävässä asemassa. Tiivisteiden täytyy mm. kestää suuria paineita sekä olla mahdollisimman pieni kitkaisia. Kuvassa 23 on vaimentimen korkki, jonka läpi varsi liikkuu. Osa on ehkä hankalin tiivisteiden kannalta, koska sen pitää olla pienikitkainen vartta vasten, mutta silti estää öljyn pääsy vaimentimesta pois. Lisäksi korkin pitää pystyä tukemaan vartta, mikäli siihen kohdistuu taivutusta.



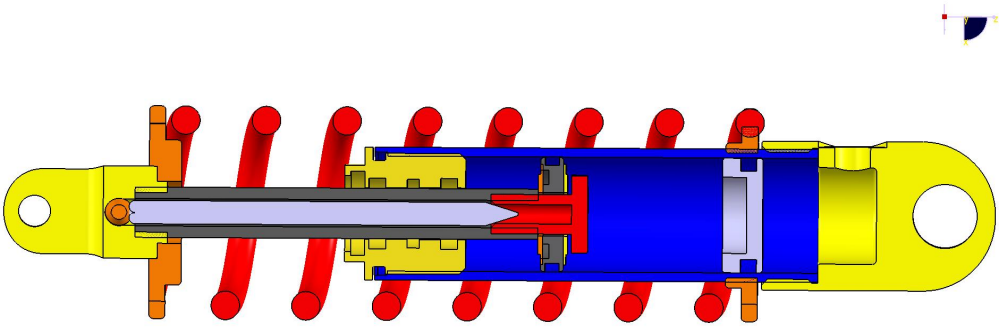
Kuva 23. Vaimentimen varren sekä putken tiivistyspaikat

Tiivisteiden valinnassa päätettiin turvautua ammattilaisten apuun. Tiivistekeskus Oy tarjoaa kattavan valikoiman erilaisia tiivisteitä, joten kaikki tiivisteet päätettiin ottaa sieltä. Vastaavanlaisia tiivisteitä löytyisi kyllä monilta

muiltakin valmistajilta, mutta Tiivistekeskus sijaitsee lähellä, joten sieltä oli helppo saada konsultointiapua tiivistevalinnoissa. Yrityksestä olikin iso apu tiivisteitä ja tiivistepesien toleransseja valittaessa.

Varren tiivisteeksi valittiin hydrauliikkapuolen tiiviste, joka on tehty lineaariliikkeeseen. Tiivisteen maksimipaineenkesto on 400 bar ja suurin sallittu varren nopeus 0,5 m/s. Materiaalina on Tiivistekeskuksen oma seos Ecopur, jonka pitäisi olla pienikitkainen. Varrelle tulee lisäksi ohjainnauhat tiivisteen molemmille puolille tukemaan vartta. Lisäksi varrelle suunniteltiin pyyhkijä, joka pitää varren puhtaana ja estää epäpuhtauksien pääsyn tiivisteelle. Korkki tiivistetään putkeen tavallisella O-renkaalla.

Erotusmäntään valittiin aluksi tiiviste, jossa on yhdistetty liukurengas ja O-rengas. Näin oli tarkoitus saada herkästi liikkuva ja samalla luotettava tiivistys öljyn ja ilmatilan väliin. Erotusmännän kohdalla vaarana on, että männän liikkuessa se ei pysy täysin suorassa männän seinämäpintojen ollessa pieniä (kuva 24). Putken sisähalkaisijan sekä erotusmännän tiivisteuran toleranssit kuitenkin osoittautuivat haastaviksi sovittaa yhteen, jolloin erotusmännän tiivisteestä tuli liian tiukka putkeen nähden. Niinpä männän tiivistystä muutettiin ja männälle tehtiin hieman pidempi helma, jonka tehtävä on pitää mäntä suorassa. Uusi tiiviste on X-rengastyyppinen. Se on periaatteessa O-rengas, mutta erilaisella profiililla estetään tiivisteen kiertyminen urassaan. Tämä voi olla ongelma tavalliselle O-renkaalle liikkuvassa osassa.



Kuva 24. Poikkileikkaus valmiista vaimentimesta

Suurimmaksi ongelmaksi vaimentimen kokoamisvaiheessa muodostui putken tiivistys kaasutilan puoleiseen päätyyn. Putki oli suunniteltu liitettäväksi päätyosaan kierteellä ja tiivistys hoidettaisiin liimalla. Aiemmin todettiin, että kaasutilaa pyrittiin kasvattamaan mahdollisimman isoksi. Tästä johtuen kaasutilan venttiilin paikka tuli putken ja päätykappaleen yhtymäkohtaan. Tästä aiheutui liian monen tiivistettävän pinnan kohtaaminen, jota ei saatu tiivistettyä.

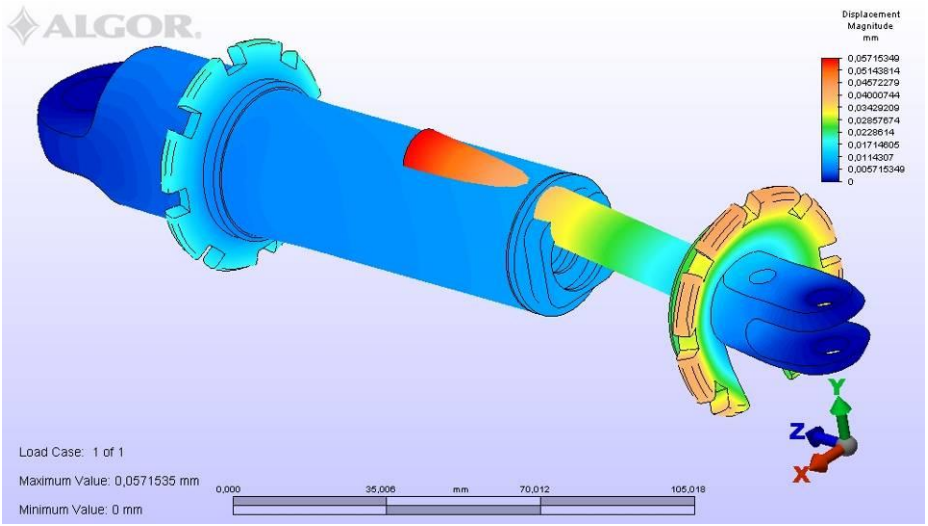
Tämän ongelman takia vaimentimet eivät valmistuneet ajoissa, jotta ne olisi saatu USA:n kilpailuun. Tämän jälkeen kilpailukausi oli niin kiireinen, että vaimentimen paranneltua versiota päästiin tekemään vasta kilpailukauden loputtua eli vaimentimen ratatestit jäivät tällä erää tekemättä. Kuvasta 24 on nähtävissä paranneltu venttiilin sijoituspaikka, jolla vaimennin saatiin tiiviiksi ja sitä päästiin testaamaan.

Lujuuslaskenta

Iskunvaimentimet eivät Formula SAE -autoissa joudu kovalle rasitukselle. Autot ovat kevyitä, ja vaimentimet ovat yleensä suojassa rungon sisällä. Kuitenkin haluttiin varmistaa, ettei komponenteissa tapahdu ylimääräisiä muodonmuutoksia saati rikkoontumisia, jos autolle tapahtuu jotain odottamatonta. Normaalissa ajotilanteessa suurimmat rasitukset tulevat vaimentimesta itsestään eli vaimennusvoimista.

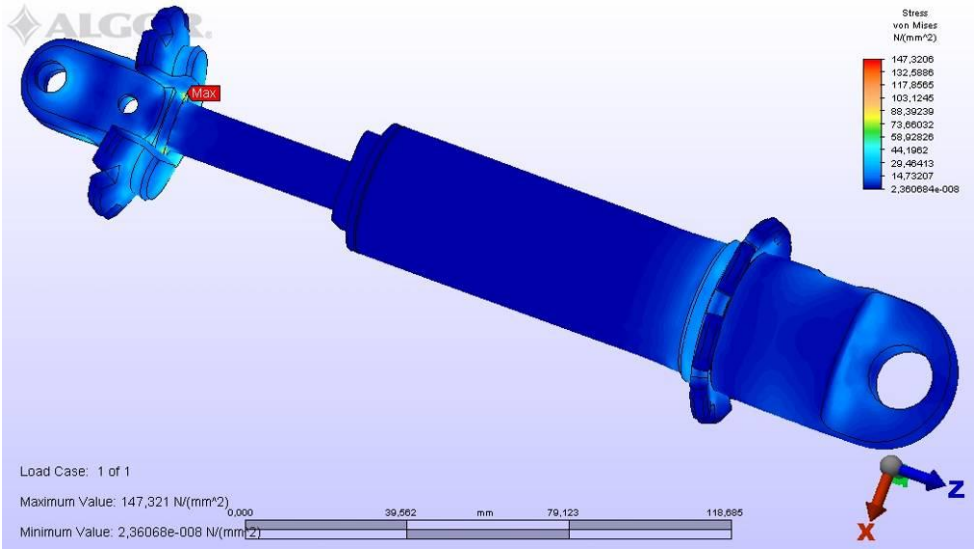
Niinpä vaimentimelle tehtiin FE-analyysi seuraavanlaisella kuormitustilanteella. Vaimennin kiinnitettiin päistään nivellettynä, kuten autossakin. Sen jälkeen tehtiin oletus, että jouseen olisi varastoitunut koko auton massasta aiheutuva voima, 2700 N.

Kuvassa 25 nähdään siirtymät kyseisessä tilanteessa. Vasemmassa alakulmassa näkyy suurin siirtymä. Siirtymä lukuarvona ei ole suuri ottaen huomioon tilanteen, joka ei ole oikein realistinen. Tärkeämpää on huomata, että jousilautasessa oleva hahlo aiheuttaa tuon siirtymän. Tämän suuntainen siirtymä aiheuttaa ylimääräistä kitkaa varren ja korkin tiivisteen välillä. Tavallisessa ajotilanteessa tämän ei kuitenkaan pitäisi olla ongelma, koska jousi- ja vaimennusvoimat pysyvät pienempinä. Tulevaisuudessa kyseisen mukainen jousilautanen olisi kuitenkin syytä korvata yhtenäisellä.



Kuva 25. Siirtymät maksimikuormituksella

Kuvassa 26 nähdään rasitukset samassa tilanteessa kuin edellä. Nekin pysyvät sallituissa rajoissa ottaen huomioon materiaalin ominaisuudet. Arvot eivät ylitä missään kohti murtolujuuden arvoja eli pysyviä muodonmuutoksia ei tapahdu /14, s. 81 - 82/. Tässä tapauksessa vaimennin pitää kuitenkin mitoittaa väsymislujuuden mukaan. Kuvasta nähdään, että rasitus on kauttaaltaan hyvin tasaista, lukuun ottamatta pistemäisiä kuormituksia jousilautasessa. Kyseiset pisteet johtuvat kuitenkin todennäköisesti mallin virheistä, eikä niistä tarvitse huolestua. Seostetun alumiinin 6063-T6 sallittu väsymislujuuden arvo on noin 100 Mpa, joten tulokset voidaan hyväksyä /14, s. 81 - 82/.



Kuva 26. Rasitukset maksimikuormituksella

6.3 Valmistus

Vaimentimet päätettiin valmistaa itse. Koululta löytyvät periaatteessa kaikki tarvittavat koneet, että iskunvaimentimiin liittyvät osat saadaan tehtyä. Ainostaan muutama yksittäinen työkalu jouduttiin hankkimaan tätä projektia varten.

Valmistusprosessi alkaa siitä, että tehdään CAD-osista työpiirustukset. Liitteessä 6 on kaikkien vaimentimen osien työpiirustukset. Melkein kaikki osat koneistettiin CNC-koneilla, jolloin ensimmäisten osien valmistaminen on hidasta johtuen koneen ohjelmoinnista. Jatkossa valmistus kuitenkin tehostuu huomattavasti, jos osia halutaan tehdä enemmän.

Suurimmat haasteet vaimentimien valmistuksessa olivat tarkat toleranssit. Lisäksi esimerkiksi vaimentimen putken kohdalla ongelmia aiheuttivat pienet seinämävahvuudet (liite 6, s. 1). Alun perin putki oli tarkoitus sorvata lähelle oikeaa mittaa ja sen jälkeen kalvaimella viimeistellä toleranssiin. Tämä ei kuitenkaan onnistunut, vaan putki jouduttiin hiomaan lopulliseen mittaan. Koska ammattikorkeakoululla ei ole siihen välineitä, jouduttiin se teettämään ulkopuolisella yrityksellä. Putki olikin ainoa osa, jota ei itse pystytty valmistamaan. Tiivisteiden kohdalla ongelmia aiheuttaa se, että osa tiivisteurista on sellaisissa paikoissa, ettei niitä pysty luotettavasti tarkistusmittaamaan. Tällöin lopullinen toimivuus on varmistettava vaimenninta kootessa.

Vaimentimen osat oli alun perin tarkoitus anodisoida, mutta valmistusvaiheen aikana tulleet ongelmat hidastivat valmistumista sen verran, että anodisointi jäi tekemättä.

Anodisoinnilla pyritään vahvistamaan luonnollista oksidikalvoa alumiinin pinnalla. Mohsin kovuusasteikolla alumiinioksidin arvo on 9, timantin arvo 10. Anodisoinnissa oksidikerros tehdään noin tuhat kertaa paksummaksi kuin alumiinin luonnollinen kerros. Näin saavutetaan huomattavasti kulutuskestävämpi pinta. Samalla paranee korroosion kestävyys ja osat voidaan värjätä halutun värisiksi. /14, s. 132 - 145./

6.4 Iskunvaimentimien testaus

Vaimentimien testaus on järkevintä suorittaa iskunvaimennindynamometrissä. Tässä tapauksessa testaus suoritettiin Marko Rämäsen dynamometrillä. Testissä vaimentimella ajetaan tietty testisykli eri nopeuksilla, jolloin kone mittaa vaimentimen vaimennusarvot. Tuloksista saadaan piirretty erilaisia kuvaajia riippuen siitä, minkä suhteen vaimennusta halutaan tutkia. Liitteenä 5 on mittaustulokset kahdesta vaimentimesta. Vaimennusvoimat on nähtävissä nopeuden (vasemman puoleinen) ja liikematkan (oikean puoleinen) funktiona.

Testeissä oli kaksi omaa prototyyppivaimenninta, joissa oli keskenään erilaiset männän simmitykset. Lisäksi vertailun vuoksi samaan kuvaajaan on piirretty aikaisemmin testattu edellisvuoden auton Manitoun vaimennin (punainen käyrä), jota on itse modifioitu.

Kuvassa 27 on valmis iskunvaimennin-jousikokoonpano.

Kuva 27. Iskunvaimennin-jousikokoonpano

6.5 Tulokset ja jatkokehitys

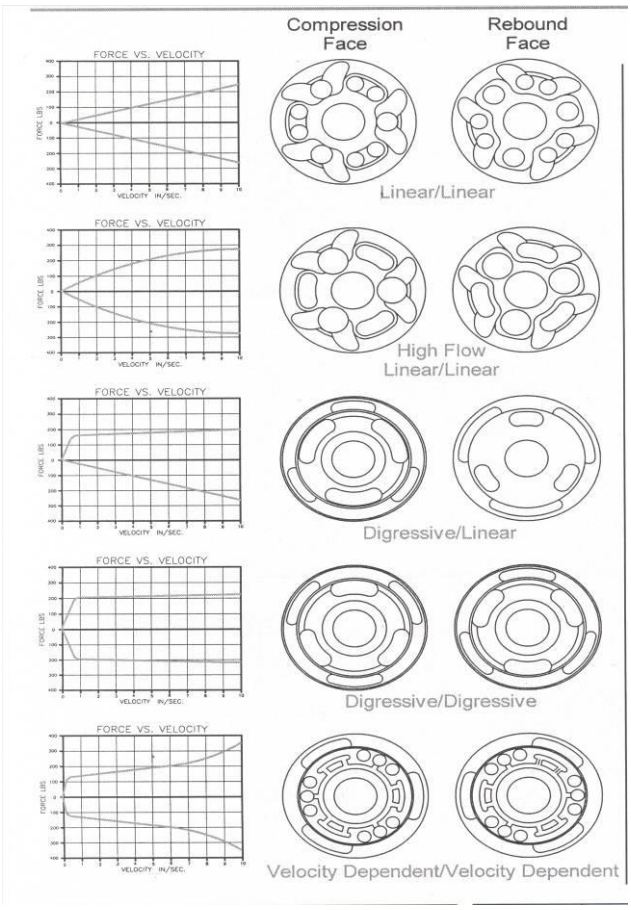
Vaimennusvoimakuvaajista nähtiin, että vaimentimen arvot eivät aivan kohdanneet laskettujen kanssa. Tämä ei kuitenkaan tarkoita, että vaimentimet eivät voisi toimia autossa. Kuitenkin laskettuja arvoja voidaan pitää vain lähtökohtana testauksen alussa. Ennen kaikkea sisäänvaimennuksen arvot jäävät pieniksi kaikilla vaimentimilla. Liitteessä 5 oleva vihreä käyrä on lähimpänä laskettuja. Kyseinen käyrä on vaimentimesta, jonka neulaventtiili oli täysin kiinni, jolloin virtaus tapahtuu pelkästään männän kautta.

Lisäksi testipenkissä olleet kaksi erilaisella männän simmityksellä varustettua vaimenninta, tuottivat lähes saman sisäänvaimennus voiman. Tämä voisi viitata siihen, että öljyn virtauksen kuristus männällä sekä simmilevyillä ei tapahdu suunnitellusti. Kuvassa 28 on käytössä ollut mäntä. Vasemmanpuoleinen pinta on sisäänvaimennuksen ja oikea ulosvaimennuksen.

Kuva 28. Iskunvaimentimen mäntä

Pinta, jota vasten simmilevyt tulevat, on ulosvaimennuspuolella hieman kovera. Sisäänvaimennuspuolella se sen sijaan on tasainen. Dynamometritestauksen suorittaneen Marko Rämäsen mielestä tämä voi aiheuttaa sen, että sisäänvaimennuspuolen simmilevyt eivät täysin sulje virtauskanavia. Tämä voi olla syy, miksi testatuissa vaimentimissa ei tapahtunut muutosta sisäänvaimennuksessa, vaikka simmitys oli erilainen.

Kuvassa 29 on vertailun vuoksi Pensken valmistamaan vaimentimeen tarjolla olevia mäntävaihtoehtoja. Keskimmäinen vaihtoehto näyttäisi olevan melko lähellä omia vaimentimia. Kuvasta nähdään, miten paljon pelkästään männän suunnittelulla voidaan vaikuttaa vaimennuksen luonteeseen. Seuraava kehityskohde omissa vaimentimissa voisi olla männän parantaminen, jolloin voitaisiin päästä jo hyvin lähelle haluttuja arvoja muuten samalla konseptilla.



Kuva 29. Pensken valmistaman yksiputkisen kilpa-auton iskunvaimentimen mäntävaihtoehdot /15/

7 TESTI- JA KILPAILUKAUSI

Alkuperäisen aikataulun mukaan auton oli määrä olla testikunnossa helmikuussa. Aikataulusta oli tehty todella tiukka, jotta testikausi olisi riittävän pitkä. Aikataulussa onnistuttiin pysymään ja autolla ehdittiin ajaa n. 350 km testiä sisäradalla ennen kuin koko auto meni viimeisteltäväksi ja päästiin aloittamaan testit ulkoradalla (kuva 30). Sisäradalla ajetut testit olivat lähinnä osien kestävyyden ja auton toiminnan varmistamista. Sisäradan asfaltti on niin sileä, että olosuhteet poikkeavat liikaa tavallisista radoista. Niinpä jousituksen säädöissä ei juuri päästy eteenpäin, kun ulkotestit aloitettiin.

Tämä ei kuitenkaan ollut iso ongelma, koska lopulliset säädöt oli tarkoitus hakea vasta viikkoa ennen kilpailua USA:ssa.

Kuva 30. HPF008 kevään ensimmäisissä ulkotesteissä

Kilpailukauden edetessä tuli ilmi, että uudella autolla oli todella hankala ajaa kylmillä renkailla. Tämä on ongelma FSAE -kisoissa, koska kahdeksikkoajo ja kiihdytys ajetaan yleensä kylmillä tai viileillä renkailla. Kun renkaiden lämmöt nousivat, auton nopeus oli hyvä muihin vertailtaessa.

Kokonaisuudessaan auto oli teknisesti luotettava, keskeytyksiä ei kilpailukauden aikana tapahtunut teknisten vikojen vuoksi, mutta muuten kaudella 2008 oli paljon epäonnea kisoissa.

8 YHTEENVETO JA PÄÄTELMÄT

Työn tavoitteena oli suunnitella Metropolia Ammattikorkeakoulun Formula SAE -kilpa-autoon kilpailukykyinen jousitus, jolla voitaisiin menestyä kauden kilpailuissa. Lisäksi tavoitteena oli suunnitella ja valmistaa auton iskunvaimentimet.

Työn tavoitteet saavutettiin pääosin. Ensimmäistä kertaa tiimin historiassa auton kokonaispaino jäi alle 200 kg:n. Tiukassa aikataulussa onnistuttiin pysymään, jonka seurauksena testikausi oli pitkä. Autosta saatiin luotettava, minkä seurauksena keskeytyksiä teknisten vikojen takia ei tapahtunut. Kilpailukausi oli kuitenkin hienoinen pettymys, koska kokonaiskilpailun voitto jäi edelleen saavuttamatta. Osasyy tähän oli varmasti ongelmat renkaan parhaan suorituskyvyn löytämisessä. Vaikka testiä päästiin ajamaan paljon, ei kaikkia ongelmia onnistuttu kauden aikana ratkaisemaan.

Tulevaisuus näyttää kuinka hyvin tämä opinnäytetyö onnistuu tärkeimmässä tehtävässään eli toimimaan dokumentaationa tuleville sukupolville.

8.1 Suunnittelun onnistuminen

Suunnittelun onnistumista jousituksen toiminnan kannalta on vaikea yksiselitteisesti arvioida. Auton suorituskyky parani edellisvuodesta, mutta kuten aiemmin todettiin, renkaiden parhaan suorituskyvyn hyödyntämisessä oli ongelmia. Toisaalta taas mikään osa ei pettänyt niin, että kisoissa olisi jouduttu keskeyttämään. Lisäksi USA:n ja Englannin kilpailujen design-osiossa saavutettiin tiimin historian parhaat sijoitukset. Design-kilpailuissa menestymiseen vaikuttaa merkittävästi tiimin jäsenten asiantuntemus, muttei autolla, joka on tehty huonoilla ratkaisuilla, menestytä.

Ehkä tärkein edistysaskel kuluneella kaudella jousituksen osalta oli omien vaimentimien valmistaminen onnistuneesti. Vaikka asetetussa aikataulussa ei vaimentimien osalta pysytty, saatiin projekti kuitenkin vietyä loppuun asti. Vaimennuksen suunnittelun osaamisessa otettiin iso askel eteenpäin. Niinpä näistä lähtökohdista on hyvä lähteä kehittämään iskunvaimennusta ensi vuoden autoon.

8.2 Suunnittelun tehostaminen

Koska kyseisen kilpasarjan ajo-osiot ovat luonteeltaan joka vuosi suunnilleen samanlaiset, kannattaa edellisvuoden autoa pitää jonkinlaisena lähtökohtana suunnittelulle. Ongelmaksi vain muodostuu se, että pitäisi pystyä analysoimaan, mitkä ratkaisut olivat toimivia ja hyviä sekä mitkä aiheuttivat suorituskyvyn laskua. Tämä on ehkä tiimin suurin ongelma ajatellen jatkuvaa kehitystyötä. Kilpailukauden aikana ei ole mahdollisuutta tehdä mittavaa kehitys- ja tutkimustyötä. Lisäksi tällä hetkellä tiimi ei tee ajodynamiikan simulointia, joka tehostaisi huomattavasti suunnittelua.

Toinen kehityskohde tiimin toimintaan on auton ratkaisujen validointi. Olisi erittäin tärkeää pystyä varmuudella tutkimaan, miten esimerkiksi eri komponenttien lujuuslaskennassa on onnistuttu. Tämä on ensiarvoisen tärkeää varsinkin jousituksen kohdalla. Melkein kaikissa jousituksen laskelmissa oletetaan osat äärimmäisen jäykiksi. Näin asia ei tietenkään todellisuudessa ole, jolloin jousituksen yksittäisen osan heikkous voi pilata koko jousituksen toiminnan. Aikaisempina vuosina tämäntyyppisen tutkinnan on estänyt tiukka aikataulu. Niinpä, tulevaisuudessa voitaisiin miettiä esimerkiksi testikauden osittaista käyttämistä näihin tarkasteluihin.

VIITELUETTELO

[1] Milliken&Milliken, Race Car Vehicle Dynamics. USA: SAE. 1994.

[2] Kytö Petri, Alustarakenteet 1 & 2. Autotekniikan opetusmateriaali.

[3] Rouelle Claude, Race Car Dynamics for Students. Kurssimateriaali. Optimum G Race Car Engineering Seminar and Consulting. 2005.

[4] Society of Automotive Engineers, 2008 Formula SAE Rules. [verkkodokumentti] 2008. [viitattu 20.8.2008]. Saatavissa: http://students.sae.org/competitions/formulaseries/rules/rules.pdf

[5] Kivekäs, Juha. Inertia ja ajotyyli. VM 13 (2004), s. 18 - 22.

[6] Laine, Olavi, Autotekniikka 1. osa Ajo-ominaisuudet. Autoalan koulutuskeskus Oy. 1985.

[7] Dixon, John, The Shock Absorber Handbook. USA: SAE. 1999.

[8] Giaraffa, Matt. Optimum G, Springs & Dampers_Tech_Tip_1 - 6 [verkkodokumentti, viitattu 15.10.2008]. Saatavissa: http://www.optimumg.com/documents/techtips

[9] Dixon, John, Tyre, Suspension and Handling. USA: Cambridge University Press. 1991.

[10] Racing Car Technology, Steering Ackerman [verkkodokumentti]. 2008 [viitattu 10.8.2008]. Saatavissa: http://www.smithees-racetech.com.au/ackerman.html

[11] Slip Angle [verkkodokumentti, viitattu 1.9.2008] Saatavissa: http://www.mgf.ultimatemg.com/group2/suspension/chassis_and_handling/slip_angle.htm

[12] Automotive Glossary of Terms [verkkodokumentti, viitattu 1.8.2008]. Saatavissa: http://www.autowarrantybroker.com/faq_glossary_detailed_c.aspx

[13] Talbott, Michael S. - Starkey, John, An Experimentally Validated Physical Model of a High-Performance Mono-Tube Damper. SAE technical paper series 2002-01-3337. USA: SAE International. 2002

[14] Alumiinit Raaka-ainekäsikirja 5. Helsinki: Teknologiateollisuus ry. 2006.

[15] Penske Racing Shocks, Technical Manual 7000 Series Shocks. USA: Reading. 2001.

LIITELUETTELO

LIITE 1: Tulokset painonsiirron laskentaohjelmasta

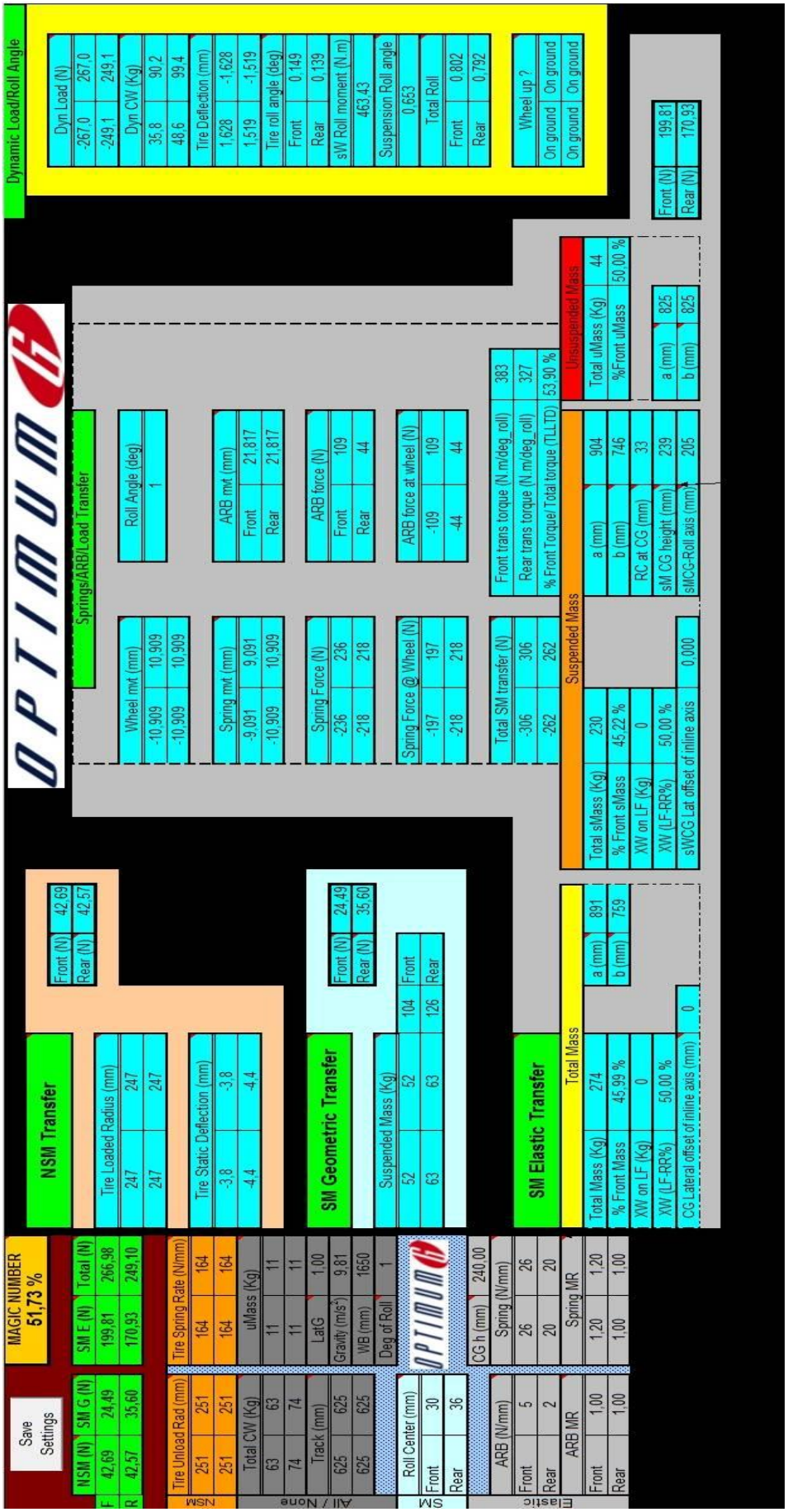
LIITE 2: Koordinaatistopisteet Mitchell Wingeo -ohjelmasta

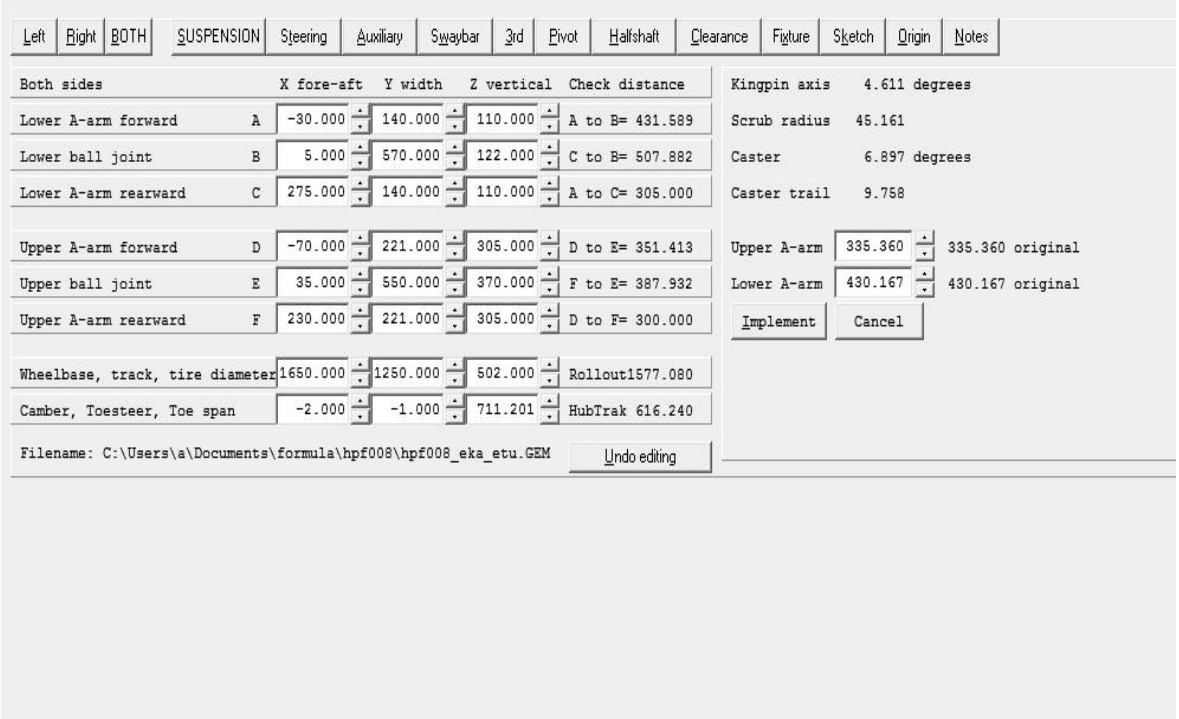
LIITE 3: Goodyear 20.0 x 7.0 -13 -renkaan rengasvoimakuvaajat

LIITE 4: Jousituksen tiedot

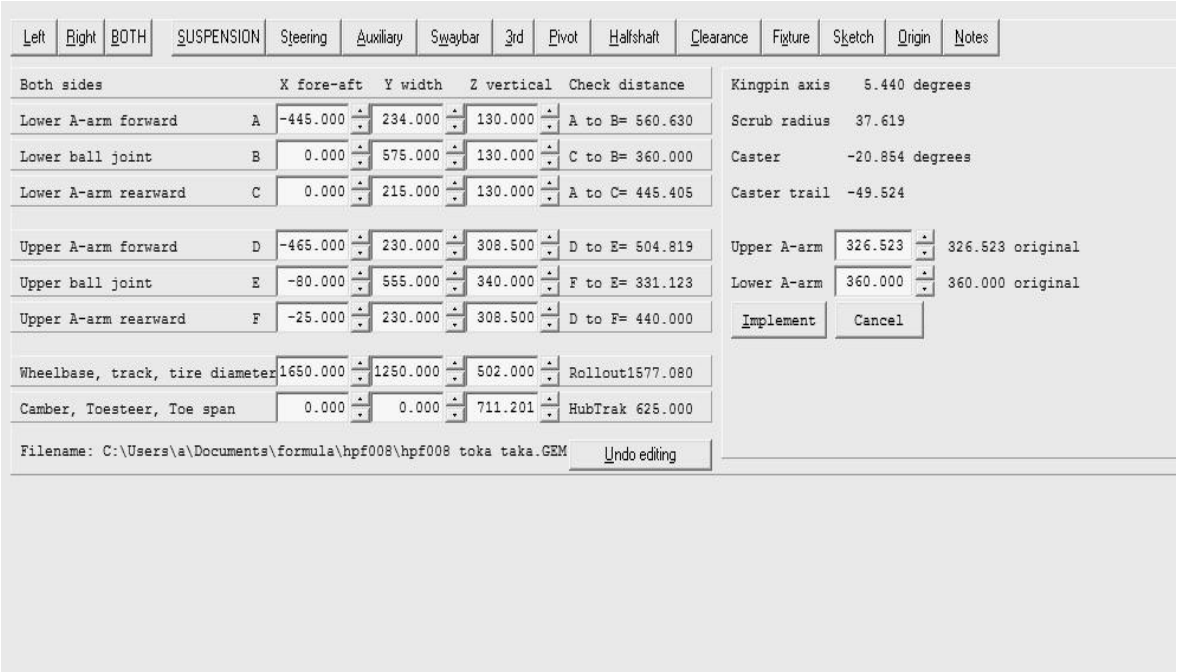
LIITE 5: Iskunvaimentimen vaimennusvoimakuvaajat

LIITE 6: Iskunvaimentimen työpiirustukset

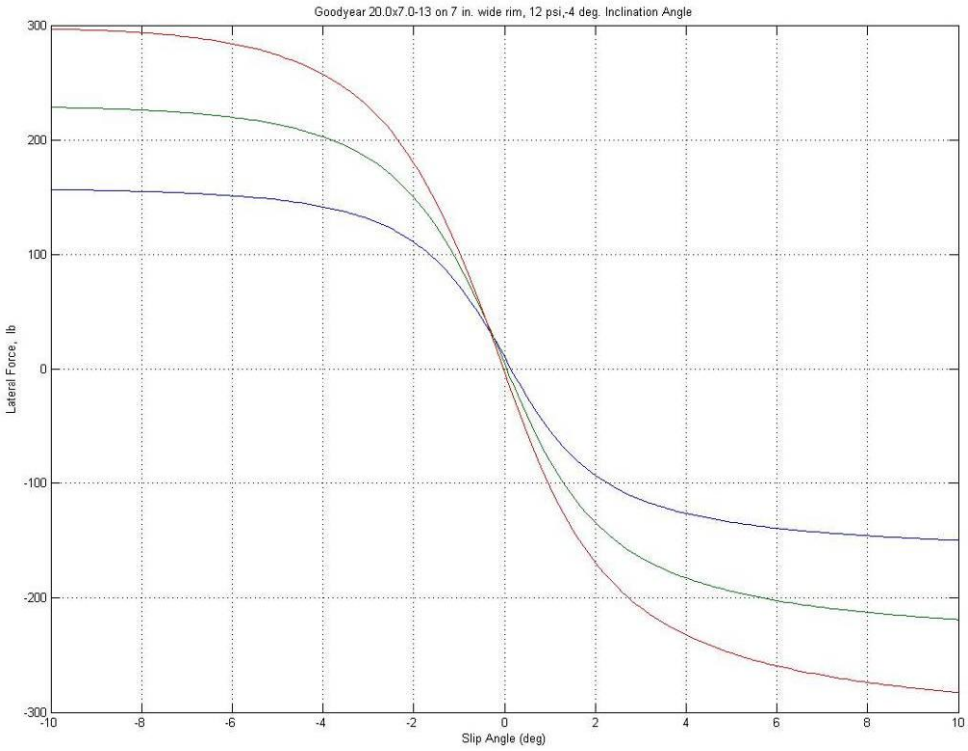

OPTIMUM
Save Settings
MAGIC NUMBER 51,73 %
NSM (N) SM G (N) SM E (N) Total (N)
F 42,69 24,49 199,81 266,98
R 42,57 35,60 170,93 249,10
NSM Transfer
Front (N) 42,69
Rear (N) 42,57
Tire Loaded Radius (mm)
247 247
247 247
Tire Static Deflection (mm)
-3,8 -3,8
-4,4 -4,4
SM Geometric Transfer
Front (N) 24,49
Rear (N) 35,60
Suspended Mass (Kg)
52 52 104 Front
63 63 126 Rear
SM Elastic Transfer
Total Mass
Total Mass (Kg) 274
% Front Mass 45,99 %
XW on LF (Kg) 0
XW (LF-RR%) 50,00 %
CG Lateral offset of inline axis (mm) 0
a (mm) 891
b (mm) 759
Tire Unload Rad (mm)
251 251
251 251
Total CW (Kg)
63 63
74 74
Track (mm)
625 625
625 625
Roll Center (mm)
Front 30
Rear 36
ARB (N/mm)
Front 5
Rear 2
ARB MR
Front 1,00
Rear 1,00
Tire Spring Rate (N/mm)
164 164
164 164
uMass (Kg)
11 11
11 11
LatG 1,00
Gravity (m/s²) 9,81
WB (mm) 1650
Deg of Roll 1
CG h (mm) 240,00
Spring (N/mm)
26 26
20 20
Spring MR
1,20 1,20
1,00 1,00
Springs/ARB/Load Transfer
Wheel mvt (mm)
-10,909 10,909
-10,909 10,909
Roll Angle (deg)
1
Spring mvt (mm)
-9,091 9,091
-10,909 10,909
ARB mvt (mm)
Front 21,817
Rear 21,817
Spring Force (N)
-236 236
-218 218
ARB force (N)
Front 109
Rear 44
Spring Force @ Wheel (N)
-197 197
-218 218
ARB force at wheel (N)
-109 109
-44 44
Total SM transfer (N)
-306 306
-262 262
Front trans torque (N.m/deg_roll) 383
Rear trans torque (N.m/deg_roll) 327
% Front Torque/ Total torque (TLLTD) 53,90 %
Suspended Mass
Total sMass (Kg) 230
% Front sMass 45,22 %
XW on LF (Kg) 0
XW (LF-RR%) 50,00 %
sVCG Lat offset of inline axis 0,000
a (mm) 904
b (mm) 746
RC at CG (mm) 33
sM CG height (mm) 239
sMCG-Roll axis (mm) 205
Unsuspended Mass
Total uMass (Kg) 44
%Front uMass 50,00 %
a (mm) 825
b (mm) 825
Front (N) 199,81
Rear (N) 170,93
Dynamic Load/Roll Angle
Dyn Load (N)
-267,0 267,0
-249,1 249,1
Dyn CW (Kg)
35,8 90,2
48,6 99,4
Tire Deflection (mm)
1,628 -1,628
1,519 -1,519
Tire roll angle (deg)
Front 0,149
Rear 0,139
sW Roll moment (N.m)
463,43
Suspension Roll angle
0,653
Total Roll
Front 0,802
Rear 0,792
Wheel up ?
On ground On ground
On ground On ground
NSM
All / None
SM
Elastic



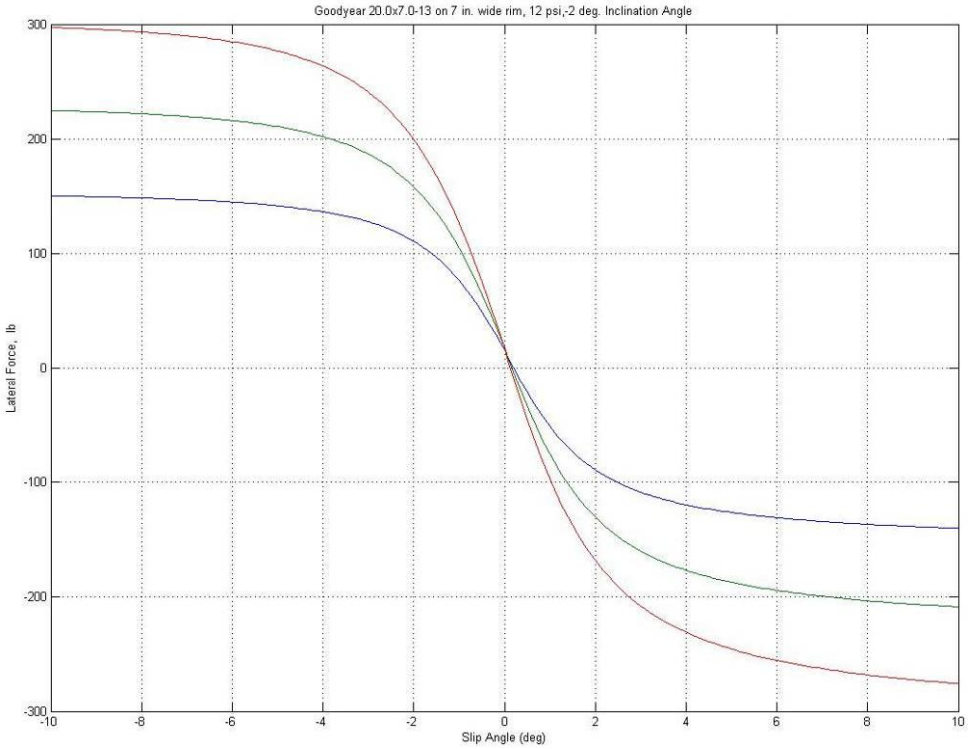
Etuakselin geometriat



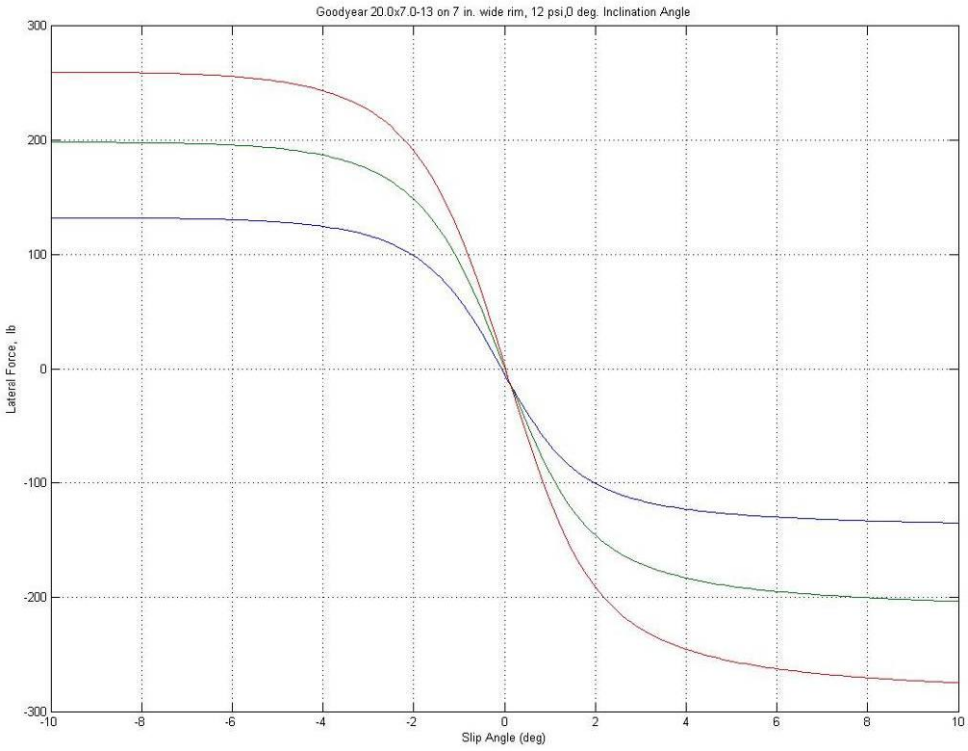
Taka-akselin geometriat



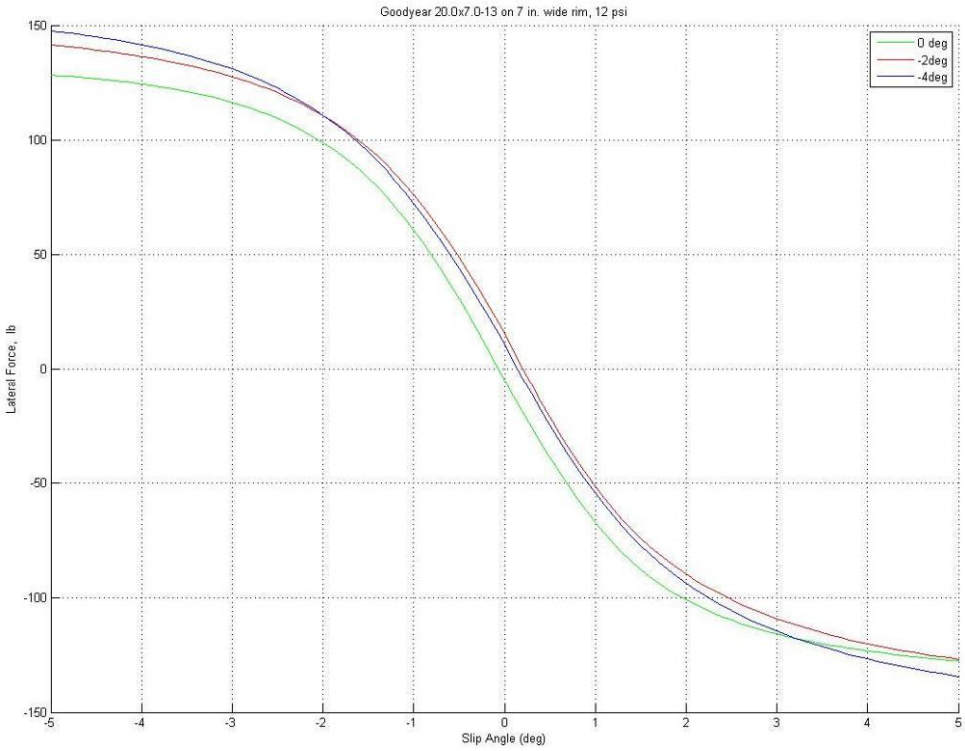
Sivuvoima sortokulman funktiona -4 asteen camber-kulmalla kolmella eri kuormalla



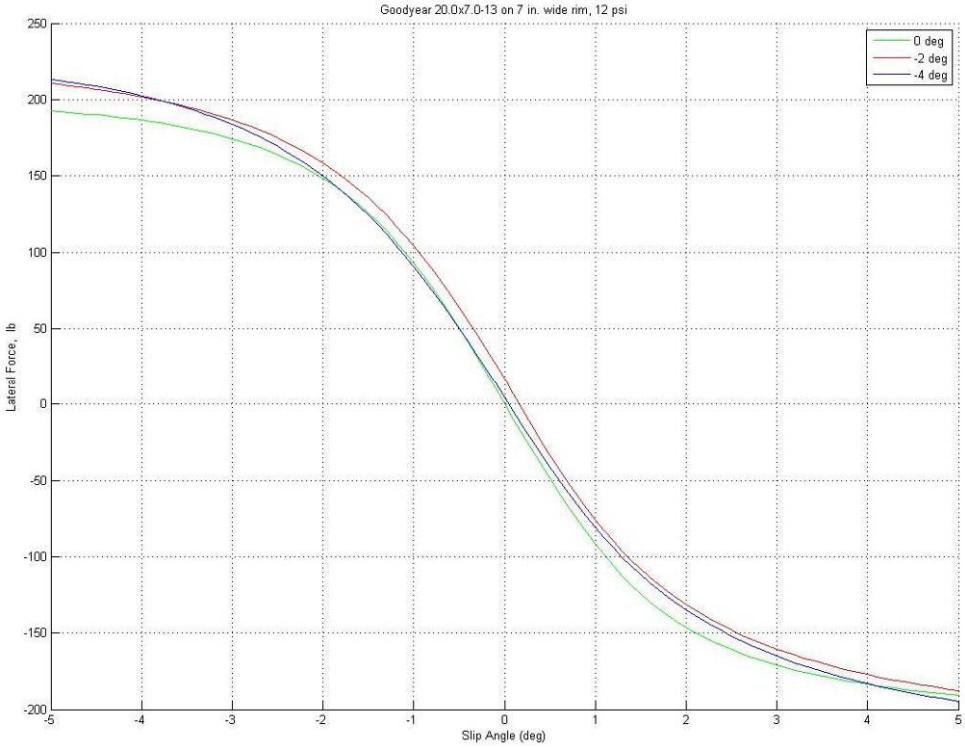
Sivuvoima sortokulman funktiona -2 asteen camber-kulmalla kolmella eri kuormalla



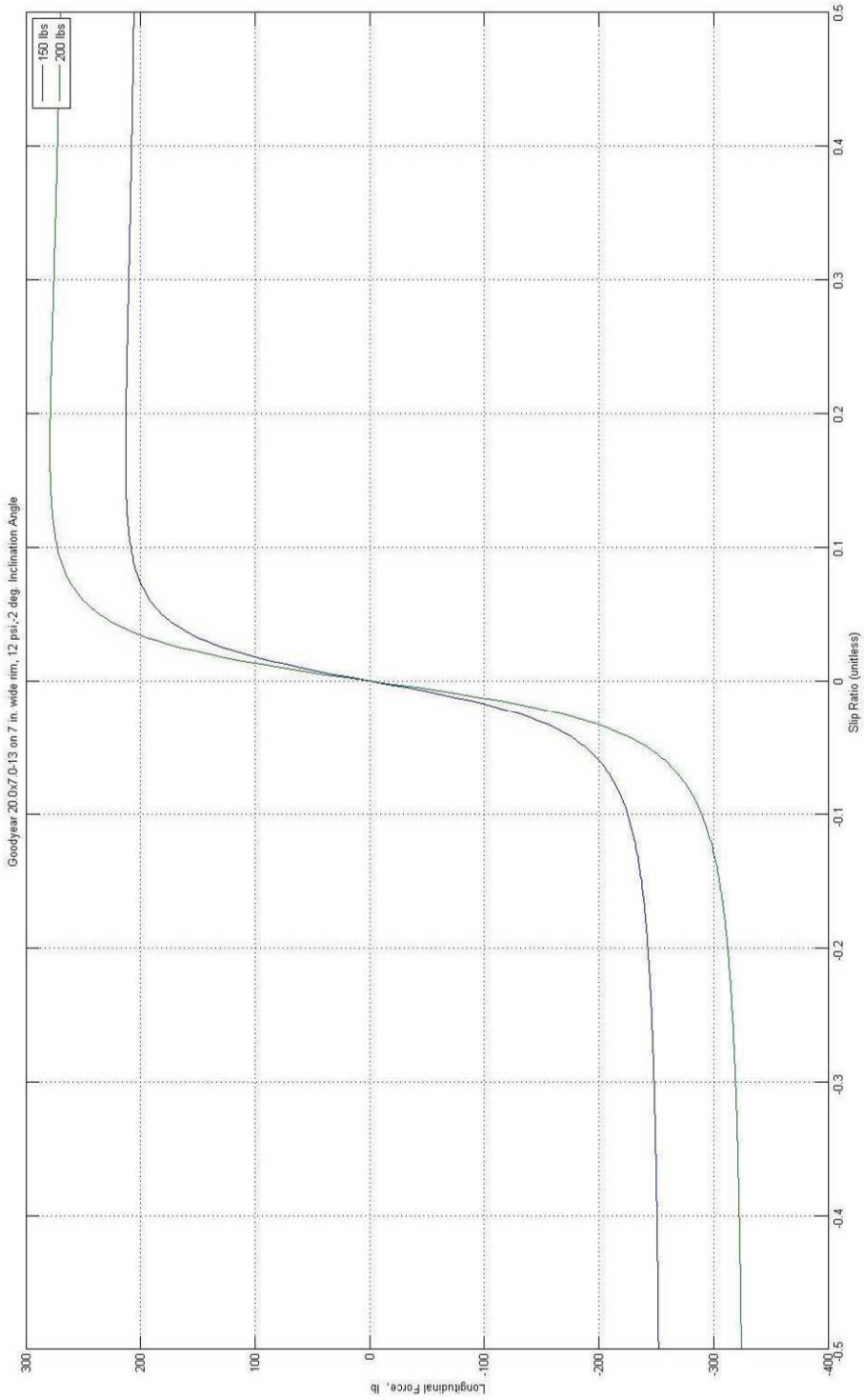
Sivuvoima sortokulman funktiona 0 asteen camber-kulmalla kolmella eri kuormalla



Sivuvoima sortokulman funktiona vakio kuormalla (132 lbs) kolmella eri camber-kulmalla



Sivuvoima sortokulman funktiona vakio kuormalla (88 lbs) kolmella eri camber-kulmalla


Goodyear 20.0x7.0-13 on 7 in. wide rim, 12 psi,-2 deg. Inclination Angle
150 lbs
200 lbs
Longitudinal Force, lb
Slip Ratio (unitless)
300
200
100
0
-100
-200
-300
-400
-0.5
-0.4
-0.3
-0.2
-0.1
0
0.1
0.2
0.3
0.4
0.5

FSAE Design Spec Sheet 2008

Competitors please replace the sample specification values in the table below with those appropriate for your vehicle and submit this to with your design report. This information will be reviewed by the design judges and may be referred to during the design event.

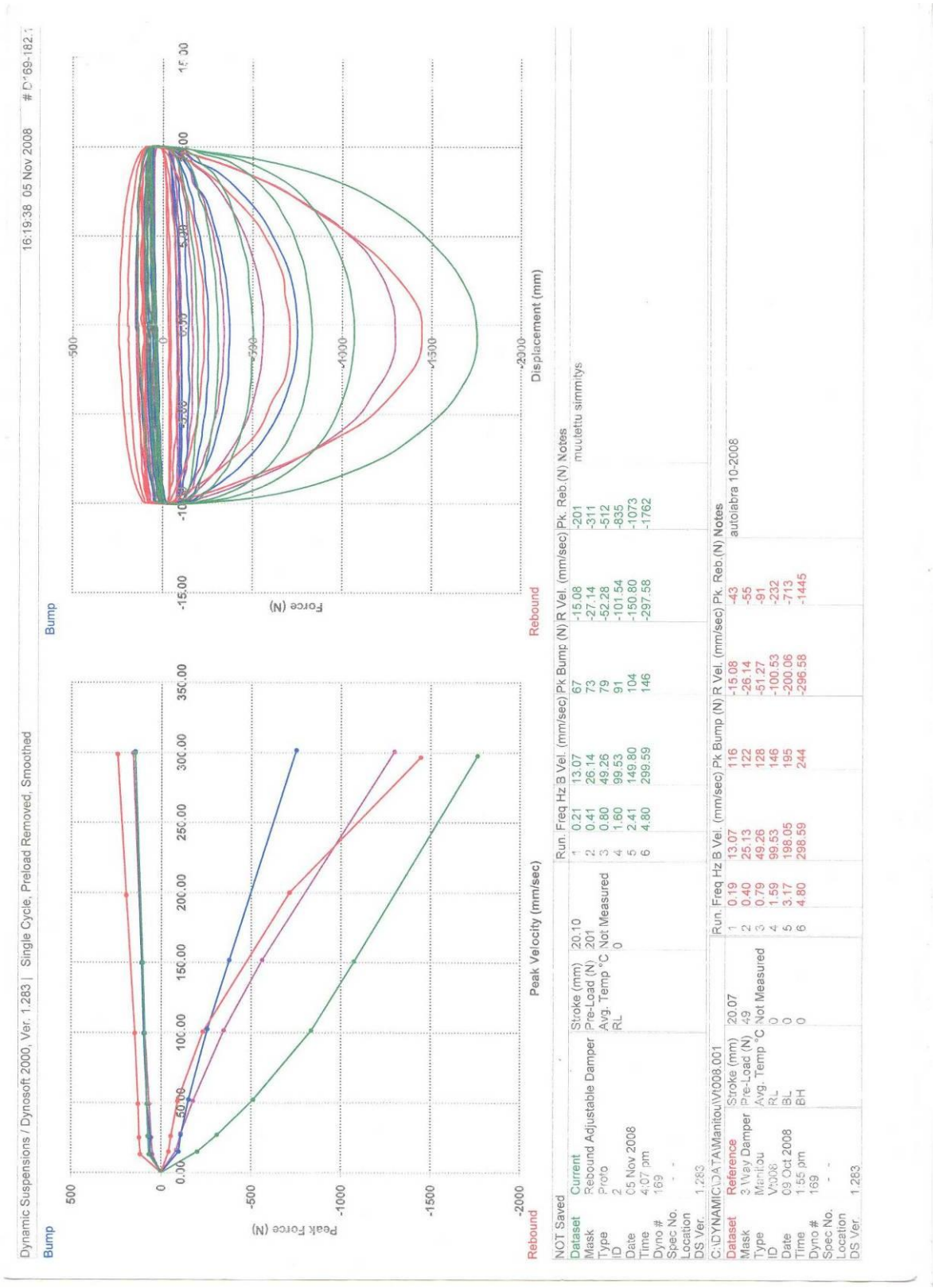
--Please do not modify format of this sheet. Common formatting will help keep the judges happy!

--The sample values are fictional and should be used as a baseline for your designs.

Car No.	100
School	Helsinki Polytechnic

Dimensions	**Front**	**Rear**
Overall Length, Width, Height	103 inches long, 57 inches wide, 37 inches high	
Wheelbase	65 inches	
Track	49 inches	48.5 inches
Weight with 150lb driver	266 lbs	314 lbs

Suspension Parameters	**Front**	**Rear**
Suspension Type	Double unequal length A-Arm. Pull rod actuated horizontally oriented spring and damper	Double unequal length A-Arm. Push rod actuated horizontally oriented spring and damper
Tire Size and Compound Type	20x7.0-13 D2692 GoodYear	20x7.0-13 D2692 GoodYear
Wheels	7" wide, 3 pc Al/Mag Rim, 0.47" neg. offset	7" wide, 3 pc Al/Mag Rim, 0.47" neg. offset
Design ride height (chassis to ground)	1.2 inches	1.2 inches
Center of Gravity Design Height	9.5 inches above ground (confirmed with testing)	
Suspension design travel	1.2 inches jounce/ 1.2 inch rebound	1.2 inches jounce/ 1.2 inch rebound
Wheel rate (chassis to wheel center)	102 lb/in	114 lb/in
Roll rate (chassis to wheel center)	0.59 degrees per g	
Sprung mass natural frequency	3 Hz	2.8 Hz
Jounce Damping	40% of critical damping at 0 - 5 in/sec	45 % of critical damping at 0 - 5 in/sec
Rebound Damping	100% of critical damping at 0 - 5 in/sec	105 % of critical damping at 0 - 5 in/sec
Motion ratio / type	1.2 / degressive rate	1 / progressive rate
Camber coefficient in bump (deg / in)	0.97 deg / in	0.67 deg / in
Camber coefficient in roll (deg / deg)	0.41 deg / deg	0.3 deg /deg
Static Toe and adjustment method	0.08 inch toe out via adj steering links	0.01 inch toe out via adj toe links
Static camber and adjustment method	-2.5 deg via shim plates on upright	-2 deg via shim plates on upright
Front Caster and adjustment method	6.9, 10.3 degrees via movable upper a-arm	
Front Kingpin Axis	4.6 degrees non-adjustable	
Kingpin offset and trail	.78 inches offset /0.38 , 0.67 inches trail	
Static Akermann and adjustment method	100%, replaceable steering arms	
Anti dive / Anti Squat	0, 10 %	0, 15%
Roll center position static	1.26 inches above ground	1.42 inches above ground
Roll center position at 1g lateral acc	1.26 inches above ground, 0.9 inches toward unladen side	1.4 inches above ground, 2.8 inches toward unladen side
Steer location, Gear ratio, Steer Arm Length	Front steer 1.14 inches above lower A-arm,	


Dynamic Suspensions / Dynosoft 2000, Ver. 1.283 | Single Cycle, Preload Removed, Smoothed
16:19:38 05 Nov 2008
Bump
Rebound
Peak Force (N)
Peak Velocity (mm/sec)
Force (N)
Displacement (mm)
NOT Saved
Dataset Current Stroke (mm) 20.10
Mask Rebound Adjustable Damper Pre-Load (N) 201
Type Proto Avg. Temp °C Not Measured
ID 2 RL 0
Date 05 Nov 2008
Time 4:07 pm
Dyno # 169
Spec No. - -
Location
DS Ver. 1.283
Run. Freq Hz B Vel. (mm/sec) Pk Bump (N) R Vel. (mm/sec) Pk. Reb.(N) Notes
1 0.21 13.07 67 -15.08 -201 muutettu simmitys
2 0.41 26.14 73 -27.14 -311
3 0.80 49.26 79 -52.28 -512
4 1.60 99.53 91 -101.54 -835
5 2.41 149.80 104 -150.80 -1073
6 4.80 299.59 146 -297.58 -1762
C:\DYNAMIC\DATA\Manitou\V\008.001
Dataset Reference Stroke (mm) 20.07
Mask 3 Way Damper Pre-Load (N) 49
Type Manitou Avg. Temp °C Not Measured
ID V008 RL 0
Date 09 Oct 2008 BL 0
Time 1:55 pm BH 0
Dyno # 169
Spec No. - -
Location
DS Ver. 1.283
Run. Freq Hz B Vel. (mm/sec) Pk Bump (N) R Vel. (mm/sec) Pk. Reb.(N) Notes
1 0.19 13.07 116 -15.08 -43 autolabra 10-2008
2 0.40 25.13 122 -26.14 -55
3 0.79 49.26 128 -51.27 -91
4 1.59 99.53 146 -100.53 -232
5 3.17 198.05 195 -200.06 -713
6 4.80 298.59 244 -296.58 -1445

Dynamic Suspensions [illegible] ad Removed, Smoothed 16:19:3[illegible] 05 Nov 2008 [illegible]

C:\DYNAMIC\DATA\P[illegible] 01

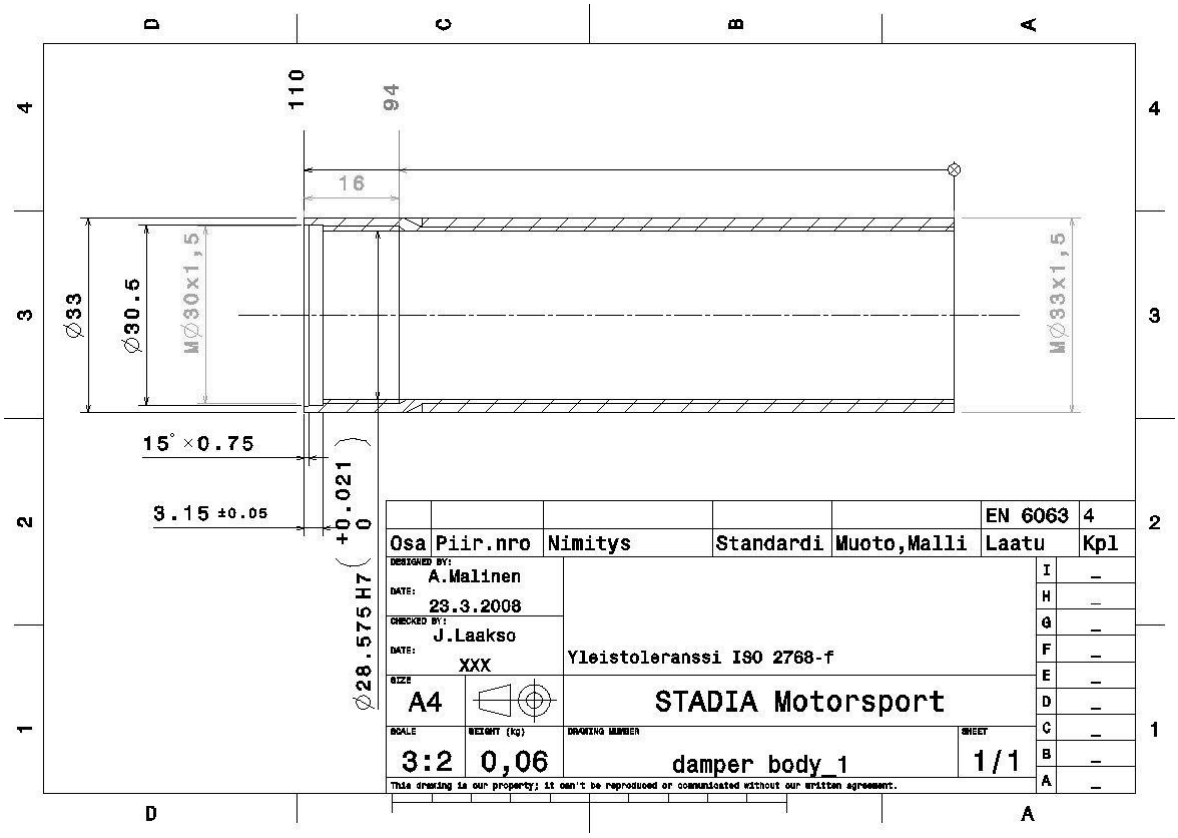
Dataset	3
Mask	Rebound A[illegible]stable [illegible]
Type	Proto
ID	2
Date	05 Nov 20[illegible]
Time	4:04 pm
Dyno #	169
Spec No.	- -
Location	
DS Ver.	1.283

Run.	Freq Hz	B Vel. (mm/sec)	Pk Bump (N)	R Vel. (mm/sec)	Pk. Reb.(N)	Notes
1	0.21	13.07	61	-15.08	-98	muutettu simmitys
2	0.41	25.13	61	-27.14	-110	
3	0.81	49.26	79	-52.28	-152	
4	1.60	99.53	98	-102.55	-256	
5	2.40	149.80	110	-151.81	-378	
6	4.80	300.60	146	-301.60	-750	

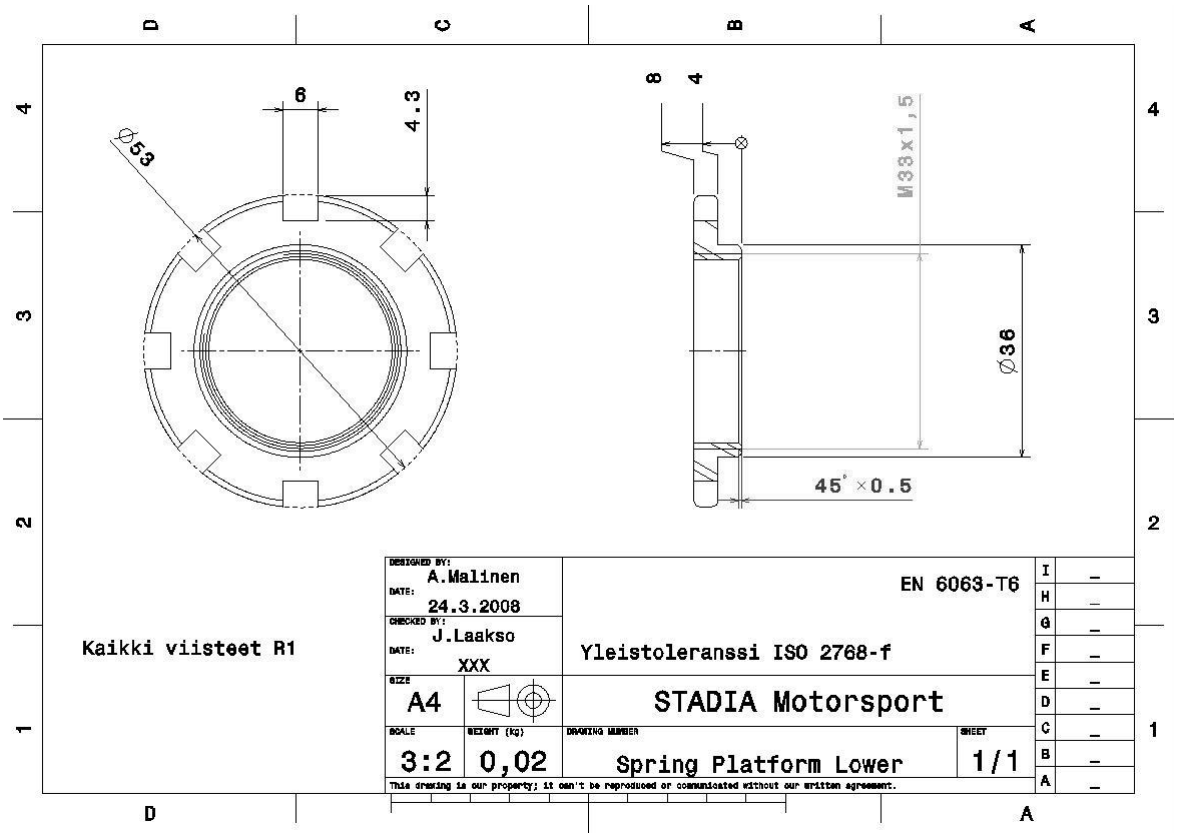
C:\DYNAMIC\DATA\P[illegible] 01

Dataset	4
Mask	Rebound Adjustable [illegible]
Type	Proto
ID	1
Date	05 Nov 2008
Time	3:55 pm
Dyno #	169
Spec No.	- -
Location	
DS Ver.	1.283

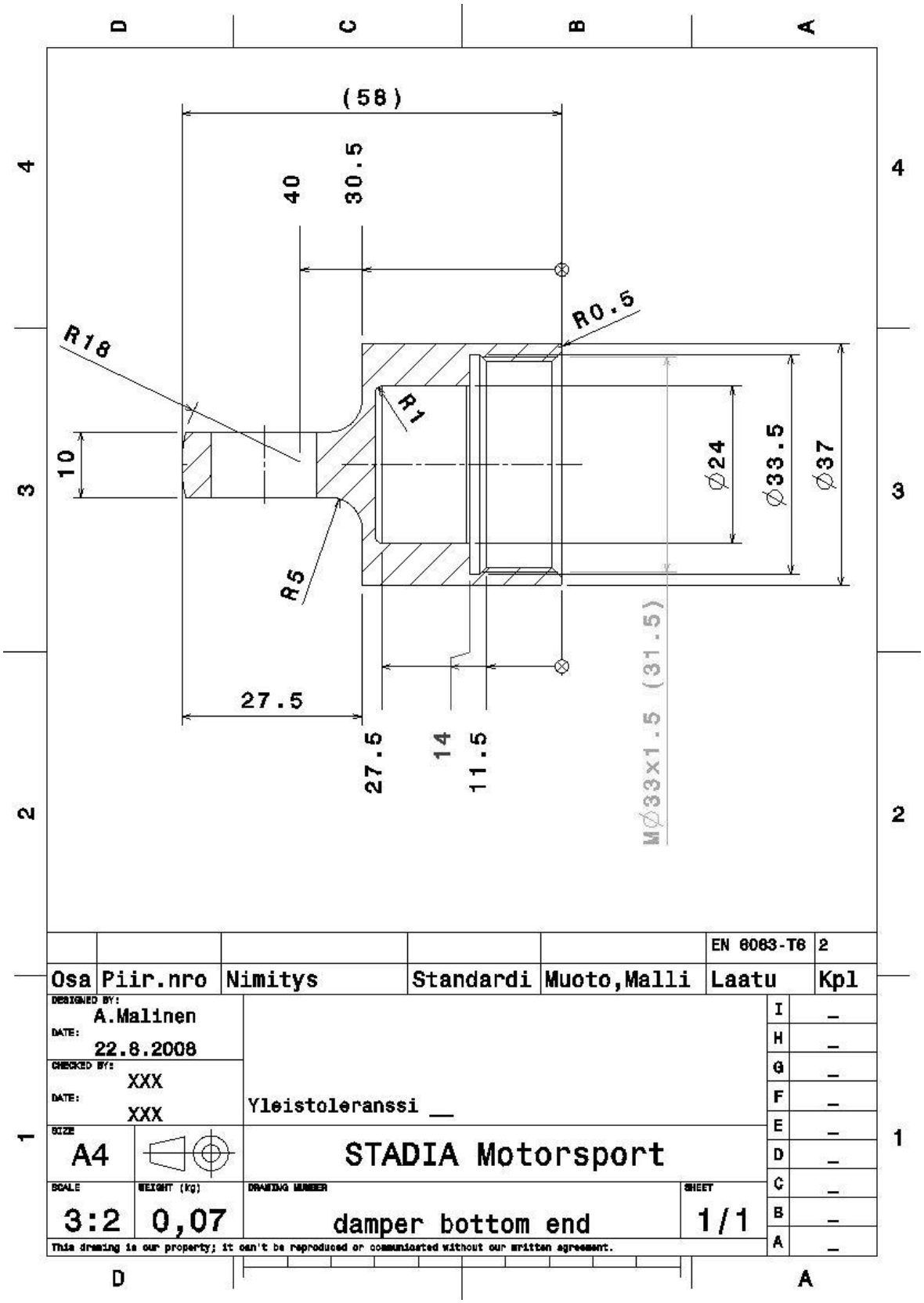
Run.	Freq Hz	B Vel. (mm/sec)	Pk Bump (N)	R Vel. (mm/sec)	Pk. Reb.(N)	Notes
1	0.21	13.07	49	-16.09	-85	std simmitys
2	0.41	25.13	55	-28.15	-110	
3	0.80	49.26	67	-51.27	-177	
4	1.60	99.53	91	-101.54	-348	
5	2.40	149.80	110	-151.81	-561	
6	4.80	299.59	159	-300.60	-1299	

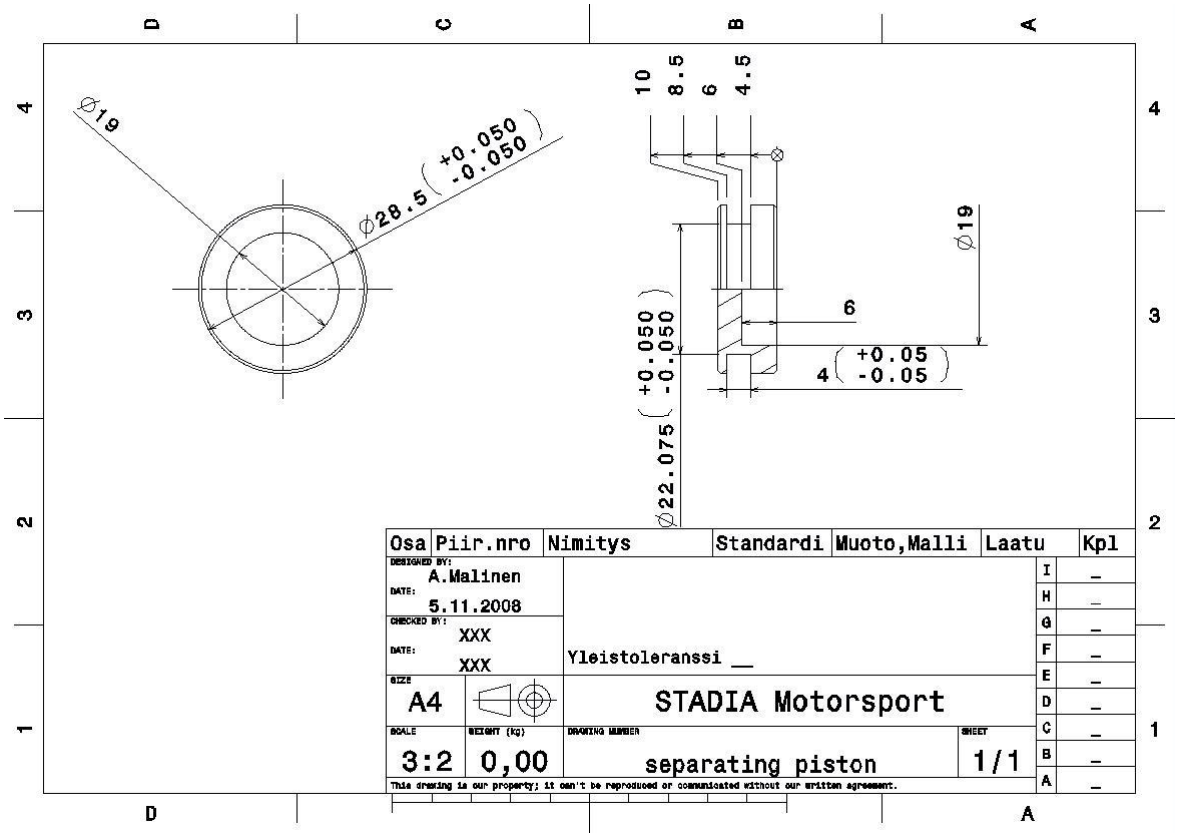


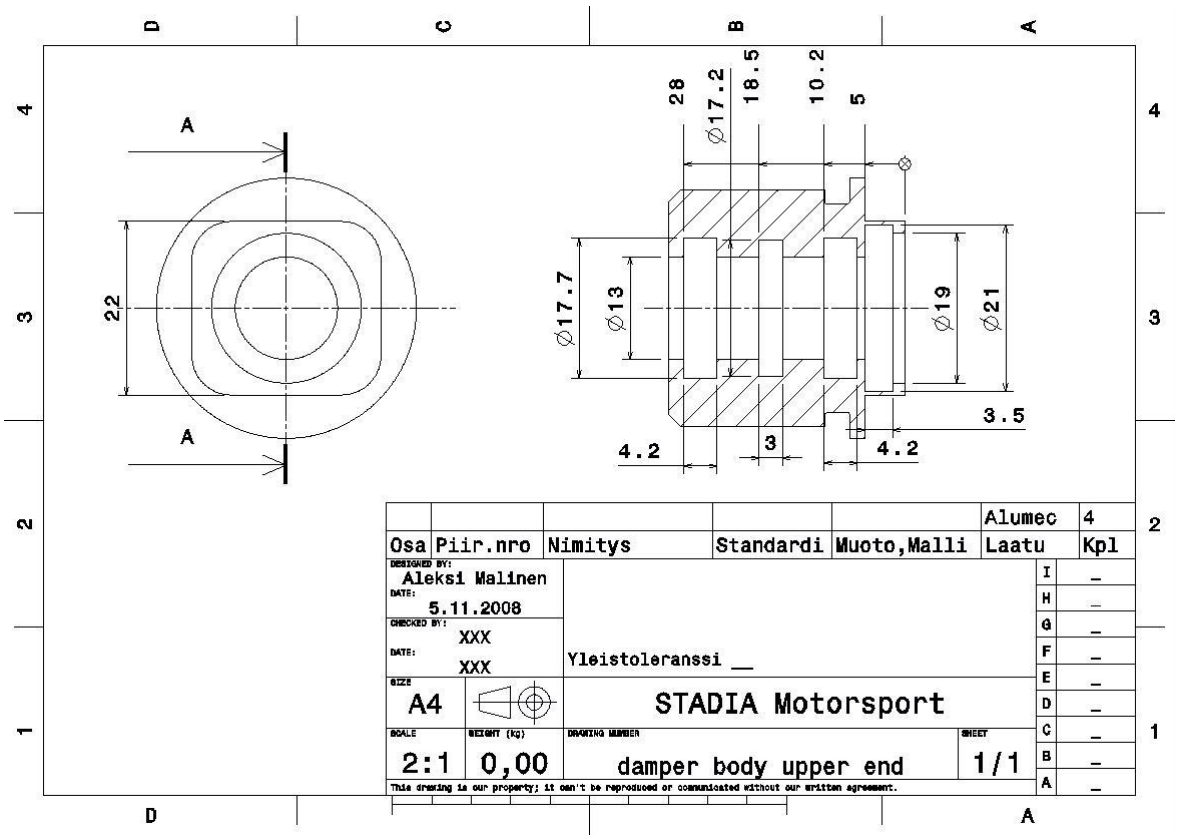
Vaimentimen putki

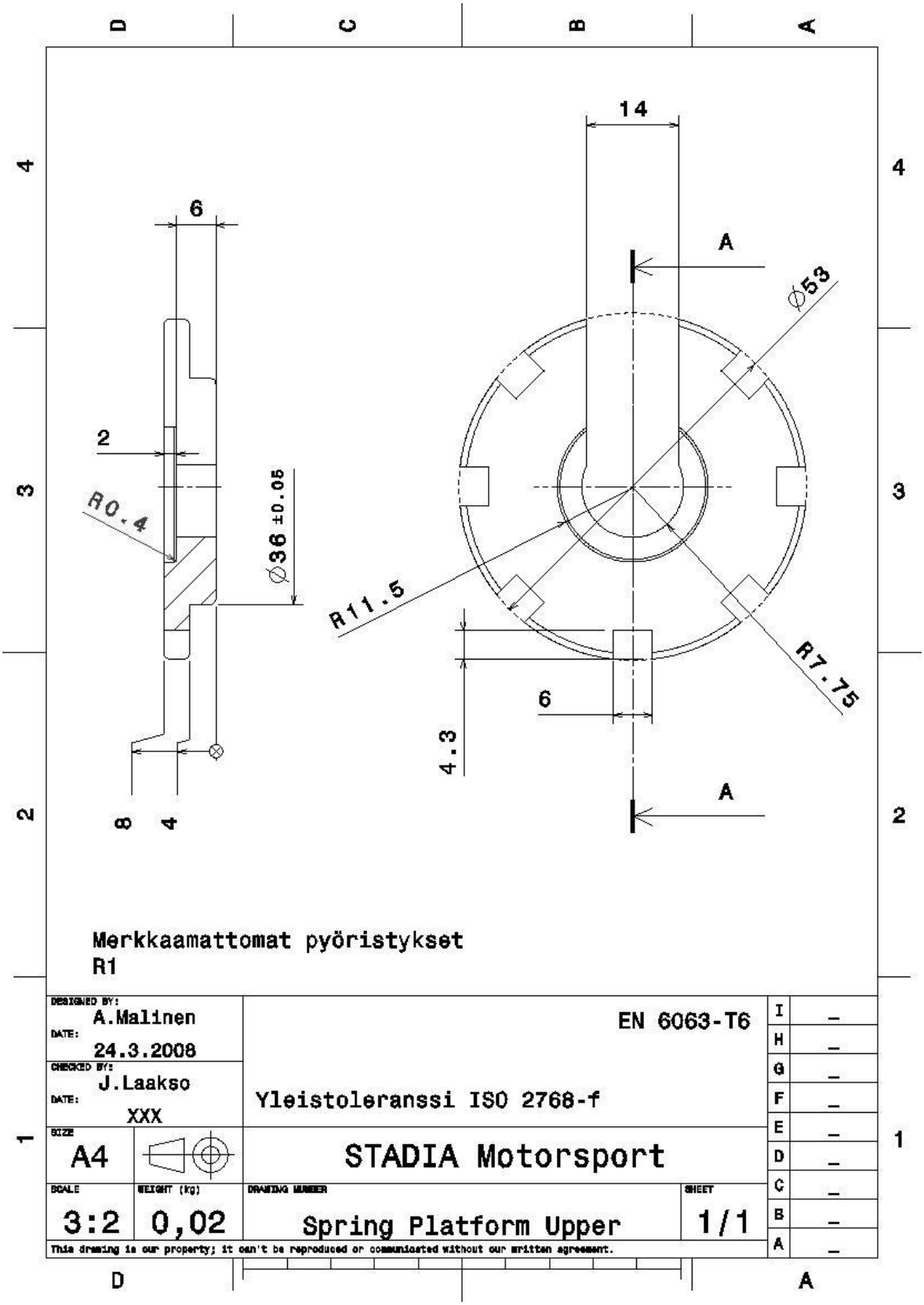


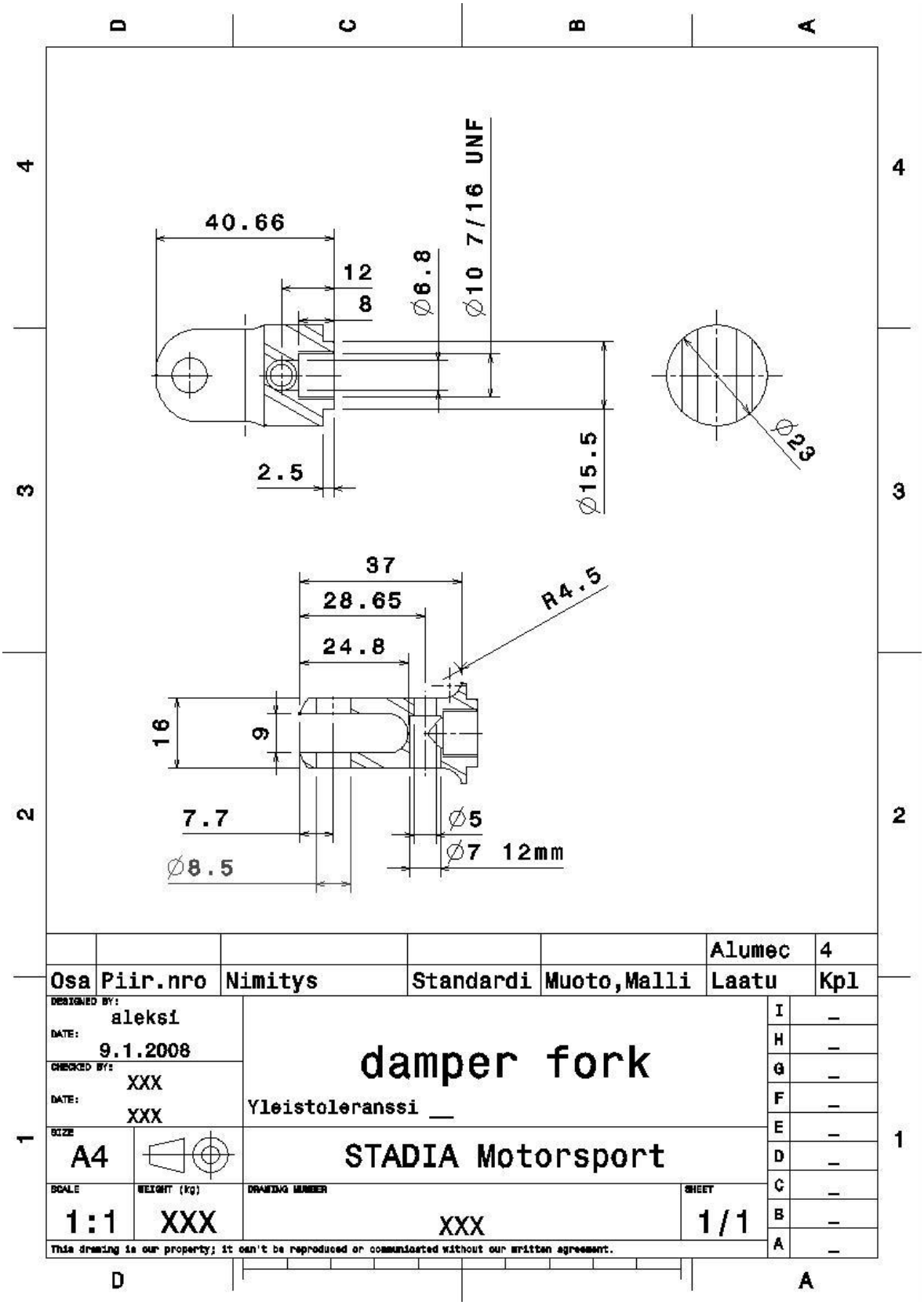
Alempi jousilautanen


(58)
40
30.5
R0.5
R18
R1
10
Ø24
Ø33.5
Ø37
R5
M Ø33x1.5 (31.5)
27.5
27.5
14
11.5
EN 6063-T6
2
Osa
Piir.nro
Nimitys
Standardi
Muoto,Malli
Laatu
Kpl
DESIGNED BY:
A.Malinen
DATE:
22.8.2008
CHECKED BY:
XXX
DATE:
XXX
Yleistoleranssi __
SIZE
A4
STADIA Motorsport
SCALE
3:2
WEIGHT (kg)
0,07
DRAWING NUMBER
damper bottom end
SHEET
1/1
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.


Ø19
Ø28.5 (+0.050 -0.050)
10
8.5
6
4.5
Ø19
6
4 (+0.05 -0.05)
Ø22.075 (+0.050 -0.050)
Osa | Piir.nro | Nimitys | Standardi | Muoto,Malli | Laatu | Kpl
DESIGNED BY: A.Malinen
DATE: 5.11.2008
CHECKED BY: XXX
DATE: XXX
Yleistoleranssi __
SIZE A4
STADIA Motorsport
SCALE 3:2
WEIGHT (kg) 0,00
DRAWING NUMBER separating piston
SHEET 1/1
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.


A
A
22
28
Ø17.2
18.5
10.2
5
Ø17.7
Ø13
Ø19
Ø21
3.5
4.2
3
4.2
Alumec 4
Osa | Piir.nro | Nimitys | Standardi | Muoto,Malli | Laatu | Kpl
DESIGNED BY: Aleksi Malinen
DATE: 5.11.2008
CHECKED BY: XXX
DATE: XXX
Yleistoleranssi __
SIZE A4
STADIA Motorsport
SCALE 2:1
WEIGHT (kg) 0,00
DRAWING NUMBER damper body upper end
SHEET 1/1
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.


14
6
A
Ø53
2
R0.4
Ø36 ±0.05
R11.5
R7.75
6
4.3
A
8
4
Merkkaamattomat pyöristykset
R1
DESIGNED BY: A.Malinen
DATE: 24.3.2008
CHECKED BY: J.Laakso
DATE: XXX
EN 6063-T6
Yleistoleranssi ISO 2768-f
SIZE A4
STADIA Motorsport
SCALE 3:2
WEIGHT (kg) 0,02
DRAWING NUMBER Spring Platform Upper
SHEET 1/1
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.


40.66
12
8
Ø6.8
Ø10 7/16 UNF
2.5
Ø15.5
Ø23
37
28.65
24.8
R4.5
16
9
7.7
Ø8.5
Ø5
Ø7 12mm
Alumec 4
Osa Piir.nro Nimitys Standardi Muoto,Malli Laatu Kpl
DESIGNED BY: aleksi
DATE: 9.1.2008
CHECKED BY: XXX
DATE: XXX
damper fork
Yleistoleranssi __
SIZE A4
STADIA Motorsport
SCALE 1:1
WEIGHT (Kg) XXX
DRAWING NUMBER XXX
SHEET 1/1
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.