



TALLINNA TEHNIKAÜLIKOO
INSENERITEADUSKOND
MEHAANIKA JA TÖÖSTUSTEHNICA INSTITUUT

VEDRUSTUSSÜSTEEMI PROJEKTEERIMINE FORMULA STUDENT KLASSI VÕISTLUSAUTOLE FEST20

SUSPENSION SYSTEM DESIGN FOR FORMULA STUDENT CLASS RACECAR FEST20

MAGISTRITÖÖ

Üliõpilane: Rando Puksov

Üliõpilaskood 192450MATM

Juhendaja: Martin Eerme, professor

Tallinn 2021

AUTORIDEKLARATSIOON

Olen koostanud lõputöö iseseisvalt.

Lõputöö alusel ei ole varem kutse- või teaduskraadi või inseneridiplomit taotletud. Kõik töö koostamisel kasutatud teiste autorite tööd, olulised seisukohad, kirjandusallikatest ja mujalt pärinevad andmed on viidatud.

"....." 20.....

Autor:

/ allkiri /

Töö vastab magistritööle esitatud nõuetele

"....." 20.....

Juhendaja:

/ allkiri /

Kaitsmisele lubatud

"....."20... .

Kaitsmiskomisjoni esimees

/ nimi ja allkiri /

Lihtlitsents lõputöö reprodutseerimiseks ja lõputöö üldsusele kättesaadavaks tegemiseks¹

Mina, Rando Puksov

1. Annan Tallinna Tehnikaülikoolile tasuta loa (lihtlitsentsi) enda loodud teose VEDRUSTUSSÜSTEEMI PROJEKTEERIMINE FORMULA STUDENT KLASSI VÕISTLUSAUTOLE FEST20,

mille juhendaja on Martin Eerme,

1.1 reprodutseerimiseks lõputöö säilitamise ja elektroonse avaldamise eesmärgil, sh Tallinna Tehnikaülikooli raamatukogu digikogusse lisamise eesmärgil kuni autoriõiguse kehtivuse tähtaja lõppemiseni;

1.2 üldsusele kättesaadavaks tegemiseks Tallinna Tehnikaülikooli veebikeskkonna kaudu, sealhulgas Tallinna Tehnikaülikooli raamatukogu digikogu kaudu kuni autoriõiguse kehtivuse tähtaja lõppemiseni.

2. Olen teadlik, et käesoleva lihtlitsentsi punktis 1 nimetatud õigused jäävad alles ka autorile.

3. Kinnitan, et lihtlitsentsi andmisega ei rikuta teiste isikute intellektuaalomandi ega isikuandmete kaitse seadusest ning muudest õigusaktidest tulenevaid õigusi.

_____ (kuupäev)

¹ Lihtlitsents ei kehti juurdepääsupiirangu kehtivuse ajal vastavalt üliõpilase taotlusele lõputööle juurdepääsupiirangu kehtestamiseks, mis on allkirjastatud teaduskonna dekaani poolt, välja arvatud ülikooli õigus lõputööd reprodutseerida üksnes säilitamise eesmärgil. Kui lõputöö on loonud kaks või enam isikut oma ühise loomingulise tegevusega ning lõputöö kaas- või ühisautor(id) ei ole andnud lõputööd kaitsvale üliõpilasele kindlaksmääratud tähtjaks nõusolekut lõputöö reprodutseerimiseks ja avalikustamiseks vastavalt lihtlitsentsi punktidele 1.1. ja 1.2, siis lihtlitsents nimetatud tähtaja jooksul ei kehti.

Mehaanika ja tööstustehnika instituut

LÕPUTÖÖ ÜLESANNE

Üliõpilane: Rando Puksov, 192450MATM

Õppekava, peaeriala: MATM02/18 – Tootearendus ja tootmistehnika

Juhendaja(d): Professor Martin Eerme, +372 6203270

Konsultant:(nimi, amet)

..... (ettevõtte, telefon, e-post)

Lõputöö teema:

Vedrustussüsteemi projekteerimine Formula Student klassi võistlusautole FEST20

Suspension system design for Formula Student class racecar FEST20

Lõputöö põhieesmärgid:

1. Vedrustussüsteemi projekteerimine
2. Valminud sõiduki katsetuste läbiviimine
3. Valminud sõiduki virtuaalsete simulatsioonide läbiviimine

Lõputöö etapid ja ajakava:

Nr	Ülesande kirjeldus	Tähtaeg
1.	Sõiduki vedrustuse projekteerimine	01.12.2019
2.	Sõiduki tootmine ja komplekteerimine	01.06.2020
3.	Sõiduki mõõtmised ja katsetused; tulemuste analüüs	01.11.2020
4.	Diplomitöö kirjutamine	25.05.2021

Töö keel: Eesti keel, **Lõputöö esitamise tähtaeg:** 26 mai 2021. a

Üliõpilane: ".....".....20....a
/allkiri/

Juhendaja: ".....".....20....a
/allkiri/

Konsultant: ".....".....20....a
/allkiri/

Programmijuht: ".....".....20....a
/allkiri/

Kinnise kaitsmise ja/või lõputöö avalikustamise piirangu tingimused formuleeritakse pöördel

SISUKORD

EESSÕNA.....	7
SISSEJUHATUS.....	8
1. SISSEJUHATUS SÕIDUKI DÜNAAMIKASSE.....	11
1.1. Sõiduki võimekus ringrajal.....	11
1.1.1. Kiireim ringraja läbimise viis.....	11
1.2. Sõiduki püsttelje pöördemoment.....	13
1.2.1. Sõiduki koordinaatteljestik.....	13
1.2.2. Püsttelje pöördemoment, pöördekiirendus ja pöördekiirus.....	14
1.2.3. Sõiduki balanseeritud olek.....	16
2. REHV.....	18
2.1. Sidestustegur.....	19
2.2. Rehvi mudel.....	20
2.3. Siirdenurk.....	21
2.4. Siirdetegur.....	24
2.5. Vertikaaljäikus.....	26
2.6. Koormustundlikkus.....	26
2.7. Joondusmoment M_z	27
2.8. Külgakalde nurk.....	29
2.9. Rehvirõhk.....	31
2.10. Rehvi temperatuur.....	32
2.11. Rehvi kulumine.....	32
3. SÕIDUKI KERE, VEOAJAM, PIDURISÜSTEEM, AERODÜNAAMIKA.....	35
3.1. FEST20 Süsinikkomposiidimaterjalist monokokk-kere.....	36
3.2. FEST20 Veoajam ja pidurisüsteem.....	37
3.3. FEST20 aerodünaamika.....	39
4. VEDRUSTUSSÜSTEEMI PROJEKTEERIMINE.....	45
4.1. Kaaluüberjaotuse olemus.....	46
4.1.1. Külgakaldumistsenter.....	46
4.1.2. Kaaluüberjaotuse komponendid.....	48
4.2. Sõiduki sisendparameetrid.....	49
4.3. Vedrustuse tüübi valik.....	51
4.4. Vedrustuse jäikuste ja külgakaldumistsentrite valik.....	52
4.5. Inertsmoment.....	56
4.6. Vedrustuse kinemaatika projekteerimine.....	56

4.6.1.	Sõiduki sisendparameetrite sisestamine.....	58
4.6.2.	Hetketsentrite valik	60
4.6.3.	Vedrude ja amortisaatorite ülekandetegurid	64
4.6.4.	Rooligeomeetria projekteerimine	65
4.7.	Lõplik vedrustus.....	70
5.	SIMULATSIOONID JA KATSETUSED	74
5.1.	Sõiduki inertsmomenti mõõtmised	74
5.2.	YMD	81
5.2.1.	FEST20 YMD ja selle kasutamine	83
5.3.	Amortisaator	90
5.4.	Valitud vedru probleem	96
	KOKKUVÕTE	100
	SUMMARY	102
	KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU	104
	LISAD.....	107
	GRAAFILINE OSA	114

EESSÕNA

Lõputöö on valminud tudengivormeli projekti raames, mille eestvedajaks on Formula Student Team Tallinn. Tudengivormeli meeskond koosneb Tallinna Tehnikaülikooli ja Tallinna tehnikakõrgkooli tudengitest, kelle ühine eesmärk on projekteerida prototüüp võistlusauto. Lõputöö teema kujunes autori isiklikust huvist sõiduki dünaamika vastu ning sellega seotud probleemide lahendamisest. Sõiduki dünaamikat ning kinemaatikat projekteerides tehti tihedat koostööd FEST20 peainseneri Konrad Ilustrummiga, kes juhtis kogu sõiduki käekäiku kontseptuaalsel tasemel ning aitas kaasa kõiki alammeeskondi ühise eesmärgi saavutamisel, mille abil saadi ka täpsed vedrustuse projekteerimise jaoks vajalikud sisendandmed.

Soovin tänu avaldada FS Team Tallinna 2020 hooaja meeskonna kaptenile Rico Jaaniperele, kelle eestvedamisel võeti osa 2019 novembris toimuvast nelja päevasest OptimumG sõiduki dünaamika seminarist, mis väga suures osas arendas isiklikke teadmisi sõiduki dünaamika vallas, mis kandusid edasi ka FEST20 projekteerimisel ja hilisemal sõiduki testimisel. Suur tänu ka FEST20 tegevmeeskonnale, veteranliikmetele ja toetajatele kelle abil meeskonna projekteeritud sõiduk valmis toodeti ning sõiduki juhtidele, kellelt saadi tagasisidet projekteeritud sõiduki vedrustuse käitumise kohta ringrajal.

SISSEJUHATUS

Käesoleva lõputöö eesmärgiks oli projekteerida vedrustussüsteem Formula Student sarja sõidukile FEST20, mille eestvedajaks on Formula Student Team Tallinn. Projekteeritud vedrustuse kinemaatika järgi projekteeritakse ja toodetakse prototüüpsõiduk ning dünaamikaarvutusi kasutatakse sõiduki testimistel ja võistlustel.

Järjest suurem nõudlus transpordivahendite vastu tekitab vajaduse sõidukite projekteerimisele, mille käigus tuleb sügavamalt mõista sõiduki sõidudünaamika põhimõtteid. Sõiduki dünaamika teadmised on olulised ükskõik millise sõiduki projekteerimisel, olgu see kaherattaline, neljarattaline, kuuerattaline, juhitud või isejuhtiv. Vedrustuse süsteem koosneb väga paljudest kompromissidest, mistõttu on oluline enne projekteerimist teada vedrustuse eesmärgi. Antud töö kontekstis kasutatakse sõiduki kinemaatika ja dünaamika teadmisi, et projekteerida maksimaalse kiiruse võimekusega sõiduk. See tähendab, et kompromisse tehakse mugavuse, tootmiskulukuse, hooldusvõimekuse, mahutavuse, eluea arvelt, et projekteerida maksimaalset rehvi sidestusvõimet kasutav vedrustussüsteem.

Formula Student sari on üliõpilastele mõeldud tootearendusvõistlus. Võistlus pakub üliõpilastele inseneritehnilisi probleeme läbi motosporidi, mida peavad meeskonnad üle maailma lahendama. Meeskondadele antakse ülesanne projekteerida ja toota neljarattaline vormel-tüüpi sõiduk, millega iga suvehooaeg võisteldakse üle maailma. Meeskond tohib koosneda vaid üliõpilastest, kes peavad tegema ka kogu inseneritöö. Projekt hõlmab endas tehnilisi teadmisi, projekteerimist, tootmist, mida kõike tuleb teha meeskonna enda poolt seatud tähtaegadeks, mis omakorda õpetab üliõpilastele reaalselt ajakasutuse võimet, tähtaegadest kinnipidamist, ressursikasutust ja esitlusvõimet, mis teeb Formula Student sarjast ideaalse reaalse inseneripraktika koha üliõpilastele.

Formula Student sarja võistlused koosnevad kahest osast. Esimene osa on staatilised alad, kus kontrollitakse meeskonna teadmisi. Staatilistes alades demonstreerivad meeskonnad oma teadmisi äriplaani tegemise ja ettekandmise suhtes, selgitavad valmistatud sõiduki tootmismeetodeid ja maksuvust ning kõige suurema punktide osaga on projekteeritud insenerilahenduste kaitsmise osa. Viimane on ka käesoleva lõputöö suhtes oluline punkt, kuna sõiduki dünaamika kaitsmine moodustab 20% kogu saadavast punktisummast. Teised võistlusalad on dünaamilised, mis on kõik seotud sõiduki sõitmise, toimimise ja võimekusega. Sõiduki vedrustus on äärmiselt tähtsal kohal dünaamiliste aladel võisteldes. Alade kaupa saab jagada, millist sõiduki dünaamika osa pannakse proovile:

- Skidpad event, kus sõidetakse kaheksakujulisel rajal ning mõõdetakse minimaalset ühe ringi läbimise aega. Katsetatakse „staatilist“ sõiduki kurvisidestuse võimet,

- Acceleration event, mis sisaldab endas otsekiirendust ning katsetatakse sõiduki pikisidestuse võimet
- Autocross event, mis sisaldab endas kahte järjestikust ringraja läbimist. Katsetatakse sõiduki külgsidestuse, pikisidestuse ja dünaamiliste suunamuutuste võimet
- Endurance and Efficiency event, mis sisaldab endas sarnaselt Autocrossile raja läbimist, kuid seekord läbitakse järjestikku 22 kilomeetrine distant, mis paneb lisaks eelnevale proovile ka sõiduki mehaanilise vastupidavuse.

Formula Student Team Tallinn on Eesti ainuke tudengivormeli meeskond, mis koosneb Tallinna Tehnikaülikooli ja Tallinna Tehnikakõrgkooli tudengitest. Meeskonnas on üle neljakümne tudengi, kelle igaastane eesmärk on toota uus prototüüpsõiduk. FEST20 on meeskonna järjekorras kolmeteistkümnnes prototüüpsõiduk, mis on elektrilise jõuajamiga, süsinikkomposiidist kere ja aerodünaamikapaketi vormelauto. FEST20 projekteeriti Formula Student Germany 2020 reeglistiku järgi.

Vedrustuse projekteerimiseks on kõigepealt oluline teha selgeks põhjused, miks üldse sõidukile mõjuvad jõud, kuidas need jõud mõjuvad ning mis on vedrustuse eesmärk projekteeritaval sõidukil.

Esimeses peatükis käsitletakse võidusõidu poolt esitatavat probleemi sõiduki võimekusele. Selgitatakse probleemi olemust ning viisi, kuidas minimaalse ajaga läbida ringraja distant. Seejärel selgitatakse püsttelje pöördemomendi olemust, mis on oluline element aru saamiseks sõidukile mõjuvaid jõudusi – jõudude põhjuseid ja tagajärgi. Püsttelje pöördemomendi abil saadakse ka teadmised sõiduki stabiilsusest ning kontrollitavusest, mis on tähtsad elemendid igal sõiduvahendil.

Teises peatükis selgitatakse jõu tekke põhjuseid rehvis. Neli rehvi on neljarattalise sõiduki ainukesed maaga kokkupuutes olevad elemendid ning kõik sõidukile mõjuvad jõud kantakse üle läbi rehvi. Selgitatakse valitud rehvi andmeid ning rehvimudeli suurt tähtsust vedrustuse projekteerimisel.

Kolmas peatükk käsitleb projekteeritava sõiduki kandevkere, aerodünaamikat ja veoajamit. Need elemendid moodustavad sõiduki liikumisvõimet ja juhtimisvõimet andva osa. Selgitatakse kere, aerodünaamika ja veoajami mõju vedrustuse jõududele ning kuidas nendega arvestada vedrustust projekteerides. Lisaks seatakse prioriteedid erinevate elementide vahel, et saavutada parim meeskonnaline kompromiss sõiduki võimekusele. Selgitatakse ka limitatsioone teiste elementide poolt vedrustusele.

Neljandas peatükis käsitletakse vedrustuse projekteerimist. Tuuakse kokku eelnevas kolmes peatükis selgitatud vedrustuse sisendeid ning kasutatakse neid ära kõiki vedrustuse parameetreid valides. Selgitatakse kaaluüberjaotuse tekkimist ning selle tähtsust vedrustuse projekteerimisel, valitakse esmased sisendparameetrid ning seejärel projekteeritakse kinemaatikasüsteem, mis hiljem edastatakse kogu FS Team Tallinn meeskonnale sõiduki projekteerimiseks.

Viies peatükk käsitleb sõiduki simulatsioone, katsetusi ning testperioodi tulemusi. Mõõdetakse inertsmomendi väärtused, mille tähtsust on selgitatud eelnevates peatükkides. Arvutatakse esimesest peatükist saadud püsttelje pöördemomendi tulemused valminud FEST20 sõidukile ning selgitatakse, kuidas tulemusi kasutada sõiduki rajavõimekuse muutmiseks ning juhile sobiva juhitavuse tekitamiseks. Käsitletakse amortisaatori tähtsust sõiduki dünaamikas ning selgitatakse FEST20 näitel amortisaatori seadistamist prototüüpsõidukile. Viimaks käsitletakse ka testperioodil FEST20 võimekust pärssiva probleemi tekkimist ning selle lahendust.

1. SISSEJUHATUS SÕIDUKI DÜNAAMIKASSE

Tudengivormeli sari on eelkõige keskendunud tudengitele tootearenduse ülesandele, mistõttu on suurim prioriteet võimalikult üksikasjalikult projekteerida kõik sõiduki sõlmed. Väga palju punkte võistlustel tuleb just staatilistelt aladelt, kus toimub meeskonna projekteeritud sõiduki kaitsmine. Selliselt kaob ära mõtteviis, et tudengivormeli sari on mõeldud ainult võidu sõitmiseks. Sõiduki võimekus rajal on tähtsusetalt kõige vähim tudengivormeli element, kuid siiski oluline võistluste võitmiseks. Kiirus rajal ei teki ilma tugeva projekteerimise põhjata.

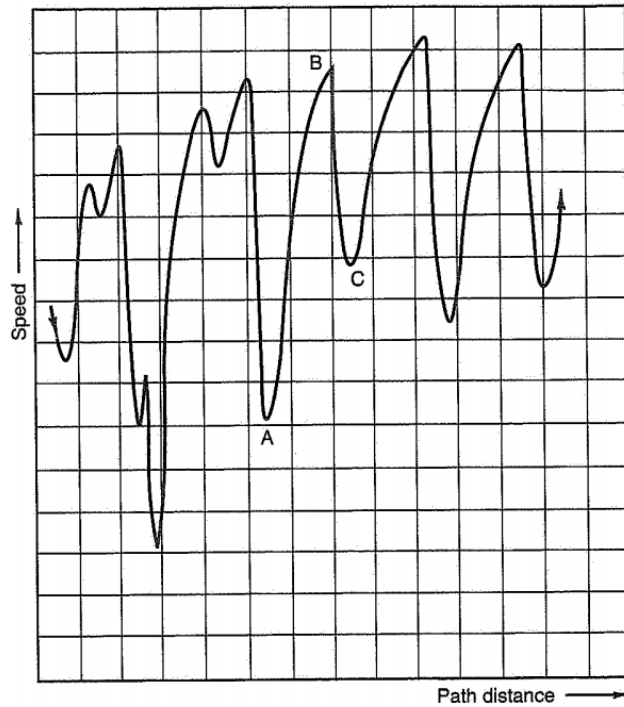
Sõiduki dünaamikat projekteerides on aga võimekus rajal kõige tähtsam osa. Sõiduki liikumine mööda ettenähtud teekonda võimalikult vähese ajaga annab projekteerimisele probleemi, mida lahendada.

1.1. Sõiduki võimekus ringrajal

Võidusõidu eesmärk on läbida ette antud rada kõigist võistlejatest kõige kiiremini, pidades kinni antud etapi sõidu-ja sõiduki reeglitest ette nähtudpäeval ja tingimustel [1]. Viimased punktid on olulised välja tuua, kuna õhutemperatuur, õhuniiskus, pinnas, pinnase puhtus (või materjal), pinnase temperatuur, sõiduki juhi tuju mängivad kõik rolli ringiaja tulemuses. See tekitab ka olukorra, kus erinevate päevade sõidud samal rajal, sama sõidukiga ja sama juhiga ei ole täpselt võrreldavad.

1.1.1. Kiireim ringraja läbimise viis

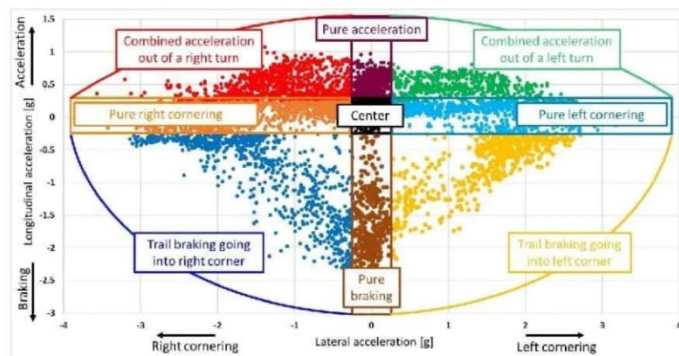
Ringrada koosneb sirgetest ja raadiustega teelõikudest, mis võimaldavad ringraja jagada eraldi osadeks. Igal sirgel toimub kiirendamine või pidurdamine, igas kurvis kaarliikumine. Joonisel 1 on kujutatud kiiruse ja distantsi suhe ringrajal sõiduki sidestusjõu piiril sõites. Kiiruse madalpunktid tähistavad kurvi keskpunkti, peale mida hakatakse sõidukiga kiirendama. Kiirenduse langus suurematel kiirustel tähendab suurendatud aerodünaamika takistusjõudu ning jõuülekande võimekuse langust takistusjõudude ületamiseks [1].



Joonis 1. Kiiruse (vertikaaltelg) ja teepikkuse (horisontaaltelg) suhe ringrajal [1]

Ringraja kõige kiireimaks läbimiseks on oluline sõiduk hoida alati kiirendavas seisus, olgu see pikikiirendus, pidurdus või kurvi läbimisel tekkiv külgiirendus. Sõiduki kiirus ei tohiks ühelgi rajahetkel olla konstantne, välja arvatud ohtlikes olukordades kus võidusõit tuleb peatada [1].

G-G diagramm on äärmiselt hea vahend sõiduki kiirenduste analüütiliseks hindamiseks (Joonis 2). G-G diagram viib kokku sõiduki piki- ja külgsuunaliste kiirendusandurite andmed ühte graafikusse ning annab võimaluse visuaalselt hinnata, kui tihti sõidetakse sõiduki sidestuspiiril. Üks punkt G-G diagrammil tähendab kiirenduse väärtust määratud ajahetkel. Punktide järgi tekib diagrammile ka ümberringi joon, mis tähistab sidestuspiiri. Mida lähemal punktide kogum on sidestuspiirile, seda potentsiaalikamalt kasutab juht sõiduki võimalusi [2].



Joonis 2. G-G diagramm [2]

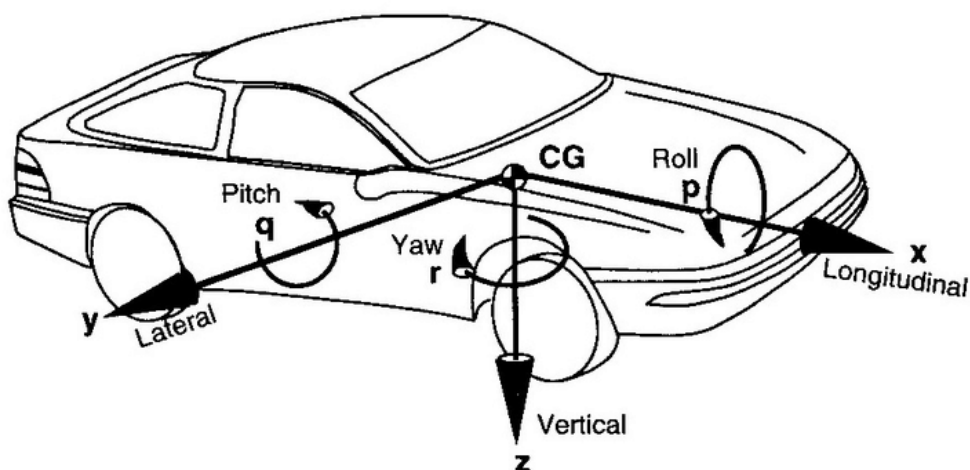
1.2. Sõiduki püsttelje pöördemoment

Lihtsustatult on sõiduki püsttelje pöördemoment jõumoment, millega sõiduk pöörduks ümber enda püsttelje. Selle abil saame teada numbrilise väärtuse sõiduki pööramisel tekkivatele jõududele, mis omakorda tekitab vajaduse uurida põhjalikult kõiki sõidukile mõjuvaid jõudusi ja jõu tekke põhjuseid. Peatükid 2. 3. ja 4. uurivad sõidukile mõjuvaid jõudusi ja on kõik püsttelje pöördemomendiga seotud. Püsttelje pöördemoment aitab luua tervikliku arusaamise sõidukile mõjuvatest jõududest ja nende jõudude mõjust sõiduki käitumisele.

1.2.1. Sõiduki koordinaatteljestik

Koordinaatteljestiku selgitamine on oluline, kuna erinevad standardid kasutavad erinevaid telgede suundasi. Käesoleva töö jõudude arvutused on tehtud SAE standard sõiduki koordinaatteljestiku järgi, kus:

- X-telg – sõiduki pikitelg, kus positiivne vektori väärtus on sõiduki pärisuund ja negatiivne väärtus vastusuund,
- X-telje pöördtelg p – Sõiduki rullumise telg, kus positiivne väärtus tähendab sõiduki kere kaldumist paremale, negatiivne vasakule,
- Y-telg – sõiduki põikitelg, kus positiivne vektori väärtus on paremale poole ja negatiivne väärtus vasakule,
- Y-telje pöördtelg q – Sõiduki nookumise telg, kus positiivne väärtus tähendab edasi kiirendamisel tekkivat taha nookumist ja negatiivne väärtus pidurdusel tekkivat ette nookumist,
- Z-telg – sõiduki püsttelg, kus positiivne vektori väärtus on allapoole ja negatiivne väärtus ülespoole.
- Z-telje pöördtelg r – sõiduki pööramise telg, kus positiivne väärtus tähendab paremale pööramist ning negatiivne väärtus vasakule pööramist.



Joonis 3. SAE sõiduki koordinaatteljestik [3]

1.2.2. Püsttelje pöördemoment, pöördekiirendus ja pöördekiirus

Püsttelje pöördemoment, pöördekiirendus, pöördekiirus ja pöördenurga kiirused on kõik tähtsad elemendid sõiduki teekonna läbimise simuleerimiseks. Sõiduki dünaamiline ringraja simulatsioon annab võimaluse arvutuslikult ennustada sõiduki käitumist ja reakstiooni seadistuste muutusele [4]. Peatükis 1.1.1. selgitati, kuidas ringrada saab jagada eraldi sirgeteks ja kurvulisteks sektoriteks. Samamoodi kasutatakse ka sõiduki pöördedünaamika arvutusi, kus arvutatakse igal määratud ajahetkel vastavalt hetkelisele sõiduraja kujule väärtused momendile, kiirustele ja kiirendustele.

Pöördekiirus on sõiduki liikumiskiirus mööda ühtlase raadiusega kaart, mida mõõdetakse ühikuga kraadi sekundis. Pöördekiirust saab arvutada valemiga (1).

$$r = 360/t \quad (1) [4]$$

Kus r = pöördekiirus, °/s

360 = ühe täisringi pikkus, °

t = aeg, s

Tudengivormeli näitel, kus ühe *skid pad* ringi raadius on 9,125 meetrit ja see läbitakse ajaga 4 sekundit, on pöördekiirus 90°/s.

Pöördekiirust saab arvutada sektoritena ja kasutada ka ringrajal ringiaja simulatsioonides. Pöördekiirus sõltub kurviraadiusest ja sõiduki sidestusest – kui sõiduki sidestust parandati tänu seadete muutmisele, suurendati ka pöördekiirust samas kohas ja lõpptulemusena ka ringiaega.

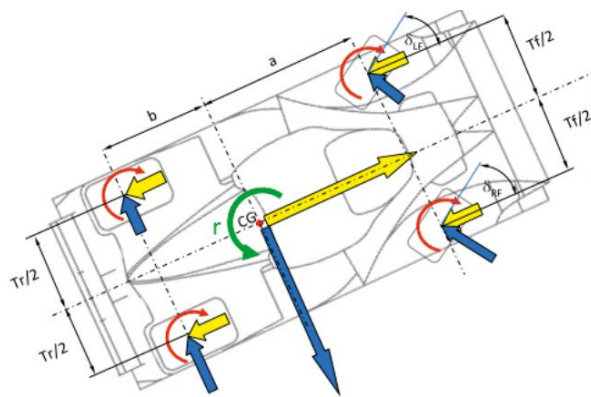
Pöördekiirendus on pöördekiiruse tekkimise kiirus ehk pöördekiiruse funktsiooni tuletis dr/dt . Newton'i teise seaduse järgi pöördekiirenduse ja sõiduki püsttelje inertsmomendi korrutamine on üks võimalus leida püsttelje pöördemoment.

Püsttelje pöördemoment tekib kaheteistkümne jõukomponendi koosmõjul [4]:

- Neli rehvi külgjõudu F_y ,
- Neli rehvi pikijõudu F_x ,
- Neli rehvi joondusmomenti M_z

Eelminetatud jõukomponente kasutades saame arvutada püsttelje pöördemomendi sõiduki massikeskme suhtes, kus iga ratta F_x jõuolaks on kaugus massikeskmest vastava teljeni ja F_y jõuolaks on vastava ratta rööpme kaugus massikeskmeni vastava telje kohal (2) [5].

$$(F_{y_{LF}} \cos \delta_{LF} + F_{y_{RF}} \cos \delta_{RF})a - (F_{y_{LR}} + F_{y_{RR}})b + F_{x_{LF}} \frac{T_r}{2} + F_{x_{LR}} \frac{T_r}{2} - F_{x_{RF}} \frac{T_r}{2} + F_{x_{RR}} \frac{T_r}{2} - M_{z_{LF}} - M_{z_{RF}} - M_{z_{LR}} - M_{z_{RR}} = I_{zz} \left(\frac{dr}{dt} \right) \quad (2) [5]$$



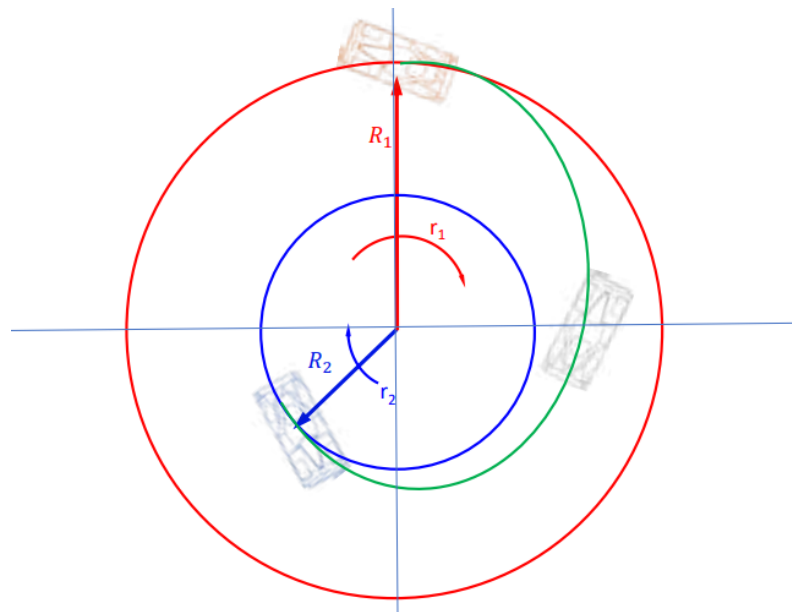
Joonis 4. Sõiduki püsttelje pöördemomendi jõukomponendid [5]

Selline arvutusviis aitab luua vaid arusaama, kuidas püsttelje pöördemoment tekib, kuid see ei ütle, milline pöördemoment on parim. Kui pöördemomenti tekib sõidukile rohkem, kui vastavas olukorras vaja, tekib ülemoment ehk ülejuhitavus. Kui pöördemomenti on vajalikust vähem, tekib sõidukil alajuhitavus [4].

Püsttelje pöördemomenti on vaja täpselt õiges väärtuses sel ajahetkel, kui teda vaja on. See on dünaamikainseneri ülesanne – leida üles rehvi maksimaalne sidestus igas ajahetkes ja saada parim suurus püsttelje pöördemomenti igal vajamineval hetkel [4].

Püsttelje pöördemomendi suuruse teada saamiseks saab tuua näitena lihtsa olukorra, kus sõiduk liigub ühtlasel raadiusel R_1 pöördekiirusega r_1 ja soovib minna üle väiksema raadiuse peale R_2 sõitma pöördekiirusega r_2 . Juht peab raadiuse muutuse saavutama vähima võimaliku ajaga ilma ala- või ülejuhitavuseta. See tähendab, et juht peab kasutama täpselt õiges

koguses pidurdusjõudu ja rooli keeramist, et auto liikumisraadiust ja –kiirust muuta. Teoreetiliselt ühtlasel raadiusel liikumisel püsttelje pöördemoment võrdub nulliga, kuna sõiduk liigub ühtlasel trajektooriga ja ei muuda oma liikumissuunda ehk ei vaja pöördemomenti [4].



Joonis 5. Suuremalt raadiuselt väiksemale raadiussele liikumine [4]

Sellisele olukorrale vajaliku pöördemomendi saame järgnevalt:

- 1) Liikudes kiiruselt V_1 kiirusele V_2 minimaalses ajavahemikus Δt tähendab pikiaeglustust

$$Ax = \frac{(V_1 - V_2)}{\Delta t}$$

- 2) Samal ajal liigub sõiduk pöördekiiruselt r_1 pöördekiirusele r_2 , mis tähendab pöördekiirendust $\frac{dr}{dt} = \frac{(r_1 - r_2)}{\Delta t}$.
- 3) Teades pöördekiirendust, saame korrutada selle sõiduki püsttelje inertsmomentiga ja saame teada vajaliku püsttelje pöördemomendi.

1.2.3. Sõiduki balanseeritud olek

Sõiduki püsttelje pöördemomendi ja selle tekke põhjuseid uurides saame viis teoreetilist sõiduki balanseeritud staatilist kurvi läbimise olekut:

- Esi- ja tagatelje külgiirendused on võrdsed ehk
 - $a_{y_f} = a_{y_r}$
- Esitelje moment massikeskmes on võrdne tagatelje momendiga massikeskmes ehk
 - $a * F_{y_f} = b * F_{y_r}$
- Esi- ja tagatelje külgjõudude jagatis on võrdne esi- ja tagatelje massiga ehk
 - $\frac{F_{y_f}}{F_{y_r}} = \frac{Mass_f}{Mass_r}$
- Püsttelje pöördemoment = 0.
- Pöördekiirus = konstantne.

Sõidukil tekib kurvis liikumisel üle- või alajuhitavus, kui üks neist viiest punktist ei ole võrdne. See ei tähenda aga, et üle- või alajuhitav auto ei või olla kiirem, kui balanseeritud auto, kuna lõpptulemusena tekib parim ringiaeg siis, kui juht kasutab ära sidestuse maksimaalset potentsiaali temale sobivas stiilis.

2. REHV

Sõiduki rehvi on ainuke element, mis kannab üle kõik sõidukile mõjuvad jõud teepinnasega. See tähendab, et oluline on aru saada rehvi käitumisest, et projekteerida vedrustus, mis annaks rehvidele soodsad töötingimused, et kasutada ära maksimaalne jõudude ülekandmise võime. Seetõttu on oluline vedrustust projekteerides kasutada rehvimudelit, mis määrab ära kogu rehvi käitumise viisi. Rehvimudelit kasutades ei pea projekteerides kasutama ühtegi kirjanduse soovitusi vaid saab projekteerida sõiduki reaalseid katsetuste põhjal, mille abil saavutatakse kõige õigem tulemus.

Sõiduki rehvi valik võidusõidu eesmärkidel tehakse läbi paljude parameetrite:

- Rehvi mass
- Rehvi mõõdud
- Rehvi karkassi tüüp
- Siirdenurga ja küljõu suhe
- Maksimaalne saavutatav sidestus
- Kummisegu omadused – vastupidavus temperatuurile, vastupidavus vigastustele, segu kõvadus, kulumine
- Optimaalseks tööks vajalik temperatuurivahemik
- Küljeseina jäikus
- Optimaalne külgakalde vahemik

Kõik eelnimetatud parameetrid võetakse arvesse sõidukit ja selle dünaamikat projekteerides. Tudengivormeli sarjale tehakse eraldi väiksemõõdulisi rehve, näiteks tootjatelt Goodyear, Hoosier, Avon, Michelin ja Continental. Üldiselt on rehvid veljesuurustele 10 ja 13 tolli ning välismõõtudel 16 või 18 tolli, laiused varieeruvad 6 ja 8 tolli vahel. Samuti on neil kõigil erinevad segud ja karkassi tüübid.

Tudengivormeli sarjale tehtud rehvide eelis on see, et neile teeb rehvi testpingis katsetused *Formula SAE Tire Test Consortium (FSAE TTC)* [6], mille aitab läbi viia *Calspan Tire Research Facility (TIRF)* [7]. Neid andmeid saavad tudengid kasutada projektides suure soodustusega, arvestades, et ühe rehvi katsetused tavaettevõttele maksab 10 000 eurot.

Antud töös kõiki rehve ei võrrelda, samuti ei käsitleta katsetuste viise ja *raw* andmete töötlemise viise, vaid uuritakse valitud rehvi tulemusi mudelis ja selgitatakse näitajaid. Aastate jooksul on viidud läbi rajakatsetusi ja kujunenud välja kõige võimekamad rehvid.

Rehviks valiti Hoosier 16.0 x 7.5 – 10 LCO (Välisdiameeter x laius – velje diameeter ja kummisegu. Mõõdud tollides). Tegu on diagonaalkarkassiga rehvi. Seda rehvi iseloomustab pehmeim kummisegu, suur kasutatav temperatuurivahemik, suur siirdenurga kasutusvahemik ja väike tundlikkus külgakaltele.

2.1. Sidestustegur

Rehvi sidestustegur on näitaja, mida saab kasutada väga lihtsates arvutustes ja annab kiire ülevaate sõiduki võimetest. Sidestusteguri väärtust tavaliselt seostatakse rehvi tüübiga (suverehv, talverehv, naastrehev) erinevatel pinnakatetel, näiteks asfalt, kruus, lumi, jää. Sidestustegurit saab määrata katsetuste abil olemasoleva sõidukiga ja vastavate katsetuste läbi.

Külgsidestustegurit saab mõõta konstantse raadiusega ringikatsel. Sõiduk liigub kiirusega V_a trajektooriga raadiusega R ning sidestusteguri saab leida seosega (3) [8]:

$$V_{max} = 3,6\sqrt{g \cdot \varphi_y \cdot R} \quad (3) [8]$$

Kus V_{max} = maksimaalne kiirus;
 $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ raskuskiirendus;
 φ_y = külgsidestustegur
 R = kurvi raadius

Seosest (3) [8] näeme, et külgjõudude korral on sidestustegur korrutatav maksimaalse saavutatava külgiirendusega. Kasutades seda seost koos Newton'i teise seadusega, saame näiteks seose sõiduki vertikaal- ja külgjõudude vahel:

$$F_y = m \cdot \varphi_y \cdot g \quad (4)$$

Kus F_y = Külgjõud N;
 m = sõiduki mass;

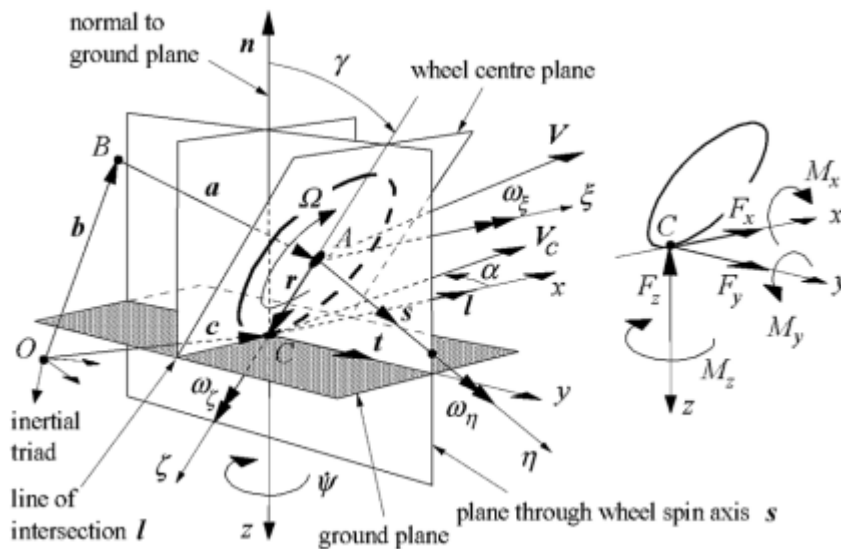
Oletame, et sõiduki mass on 200kg ja maksimaalne külgsidestustegur 0,7, saame, et maksimaalne saavutatav külgiirendus on 0,7g ning külgjõud 1400N. Selline seos on äärmiselt hea vahend hinnata rajal andmete järgi sõiduki või rehvi võimekusi ning pinnakatte seisundit.

Sidestusteguri kasutamine aga eeldab valmis projekteeritud sõidukit ning seda kasutatakse ainult hilisematel katsetel. Sõiduki vedrustuse projekteerimise eesmärk on kasutada ära rehvi kõiki omadusi maksimaalselt, mille abil saavutatakse hilisemas faasis vajalik sidestustegur. Järgnevad peatükid selgitavad rehvi omadusi ja nende tähtsust vedrustuse projekteerimisel.

2.2. Rehvi mudel

Rehvide tekkivad jõud ja momendid F_y , F_x , M_x , M_y ja M_z on kõik funktsioonid siirdeenergast, siirdeegurist, vertikaaljõust, vertikaaljäikusest, kiirusest, kaldenergast, rõhust, temperatuurist. Selleks, et rehvi omadusi kasutada edukalt simulatsioonides, on vaja rehvi mudelit. Rehvi testpingist saadakse esmased andmed rehvi sidestusomaduste ja töönurkade kohta. Selleks, et neid andmeid kasutada, tuleb need ümber töödelda arvutuste jaoks arusaadavaks mudeliks.

Antud töös kasutatav rehvimudel on tehtud PAC2002 meetodil. Selle meetodi töötas välja Professor Hans Pacejka. Pacejka on üle kahekümne aasta töötanud välja erinevaid rehvimudeleid, millel pole otsest füüsilist põhja või arvutuste struktuuri. Seetõttu on seda nimetatud ka nimega "Magic Formula". PAC2002 rehvimudelis antakse 15-20 erinevat koefitsenti, mis kõik esindavad erinevaid rehvi kontaktpinnale mõjuvaid jõudusi. Need jõud on näha joonisel 6 [9].



Joonis 6. PAC2002 rehvimudelile mõjuvad jõud [9]

Üldiselt *Magic Formula* rehvimudel kirjeldab rehvi käitumist pinnakatetel, mille pinnakaredus on kuni kaheksa hertsi. See karakteriseerib enamikke teepindu ja teeb mudeli kasutatavaks järgnevas olukordades:

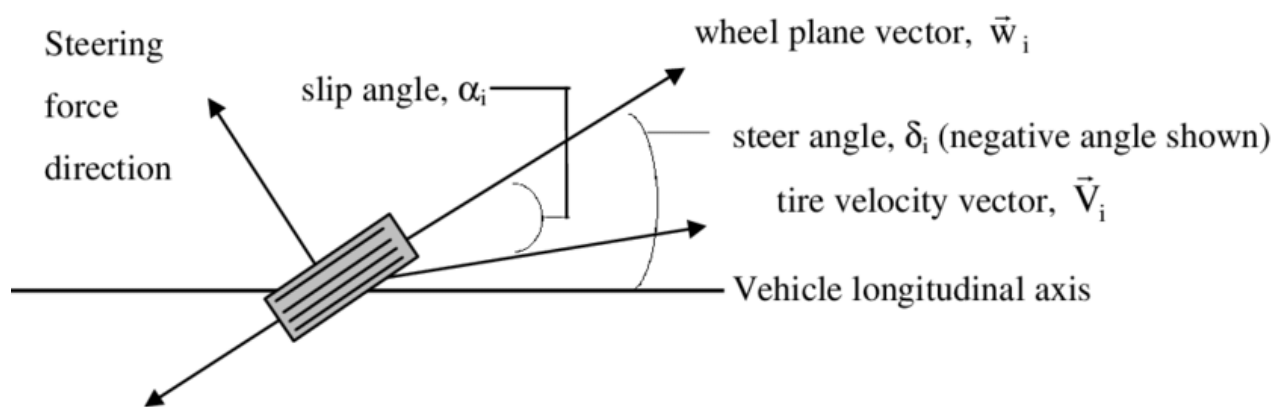
- Kurvi läbimine konstantses olekus
- Enamik keeramise manöövreid
- Ühekordne sõidurea vahetus
- Pidurdamine
- Teised enimlevinud sõidumanöövrid tavateedel.

Rehvimudeli sisenditeks on teiste seas näiteks vertikaaljõud (F_z), siirdetegur (κ), siirdenurk (α) ja rehvi kaldenurk (γ). Väljunditena saame arvutusteks vajalikud M_x , M_z , M_y , F_x ja F_y graafikud [9].

Selleks, et sõidukil üldse tekiks kiirendusjõud on vaja, et pinnase ja rehvi kontaktpinna vahel tekiks jõud. Selleks on alati vaja rehvil siirdumist, et tekiks sidestus.

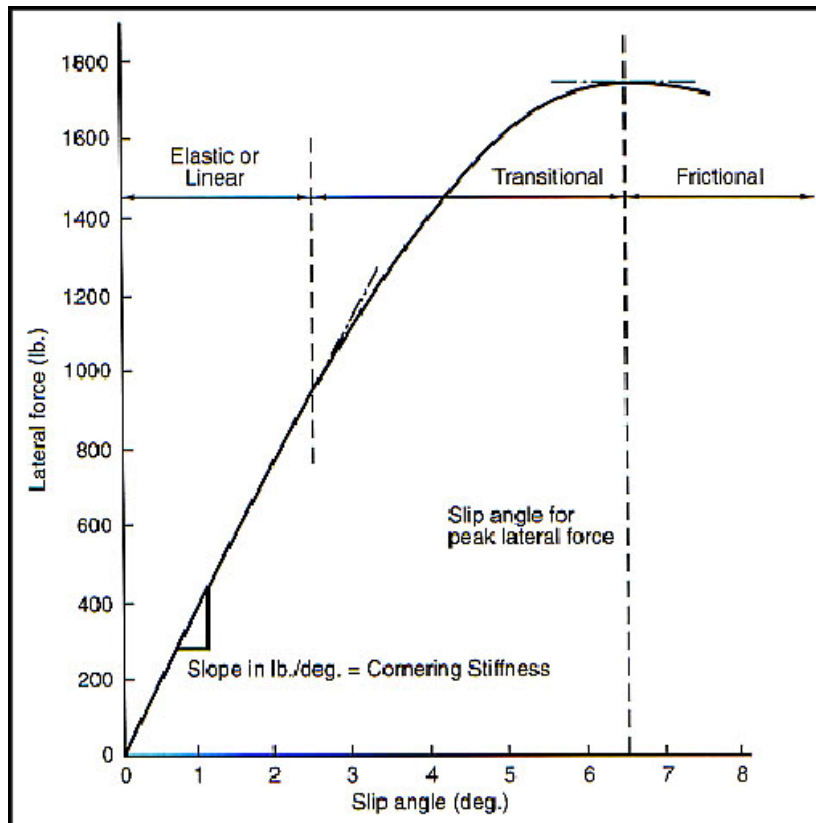
2.3. Siirdenurk

Staatilises olekus või ühtlaselt sirgjoonelisel liikudes on rehvil ristküliku kujuline kontaktpind teepinnasega. Seal tekivad jõud vaid rehvi külgsuinale tänu vertikaalkoormusele ja rehvi ise ei genereeri piki- või külgsuunde. Kui sõiduki juht keerab juhtrattaid, hakkab rehvi deformeeruma. Juhtrattad keeravad vastavalt rooli nurgale ja roolimissüsteemi geomeetrialet, kuid rehvi kontaktpind püüab säilitada endist kontaktpinna geomeetrialet. Tekib rehvi siirdenurk (α), kus rehvi kontaktpind – seetõttu ka liikumissuund erineb ratta tegelikust pöördenurgast. See tekitab rehvi karkassi väändejõudusi, mis annavad võime rehvil tekitada külgsuunde [10]. Joonis 7 selgitab, kuidas ratta tasapind asub vektoril w_i , mis on keeratud roolinurga δ_i järgi, siis rehvi kiirus ja sõiduki liikumissuund on vektori V_i järgi, mis on siirdenurga α võrra ratta tasapinnast erinev.



Joonis 7. Rehvi siirdenurk, nurgad ja vektorid [11].

Rehvi siirdenurk tekitab tänu vertikaaljõule külgsuunde. Külgsuund tekib vastavalt siirdenurga suurusele (Joonis 8). Siirdenurga jõugraafik koosneb kolmest osast – Elastne, üleminekuala ning hõõrdeala. Graafiku tõus määrab ära rehvi kurvijäikuse. Mida järsem on graafiku tõus, seda kiirem on rehvi reaktsiooniaeg ehk seda kiiremini on rehvi võimeline tekitama külgsuunde, mis väljendub seejärel sõiduki suunamuutuses. Mida kiirem on graafiku tõus, seda vähem energiat kulutatakse ka külgsuunde saavutamisel. Kiirem reaktsiooniaeg vajab aga väga head juhti, kes järsult tekkivaid jõude suudaks kontrollida. Selleks on alati oluline leida tasakaal rehvi kurvijäikuse ja sõitja võimete vahel [12].



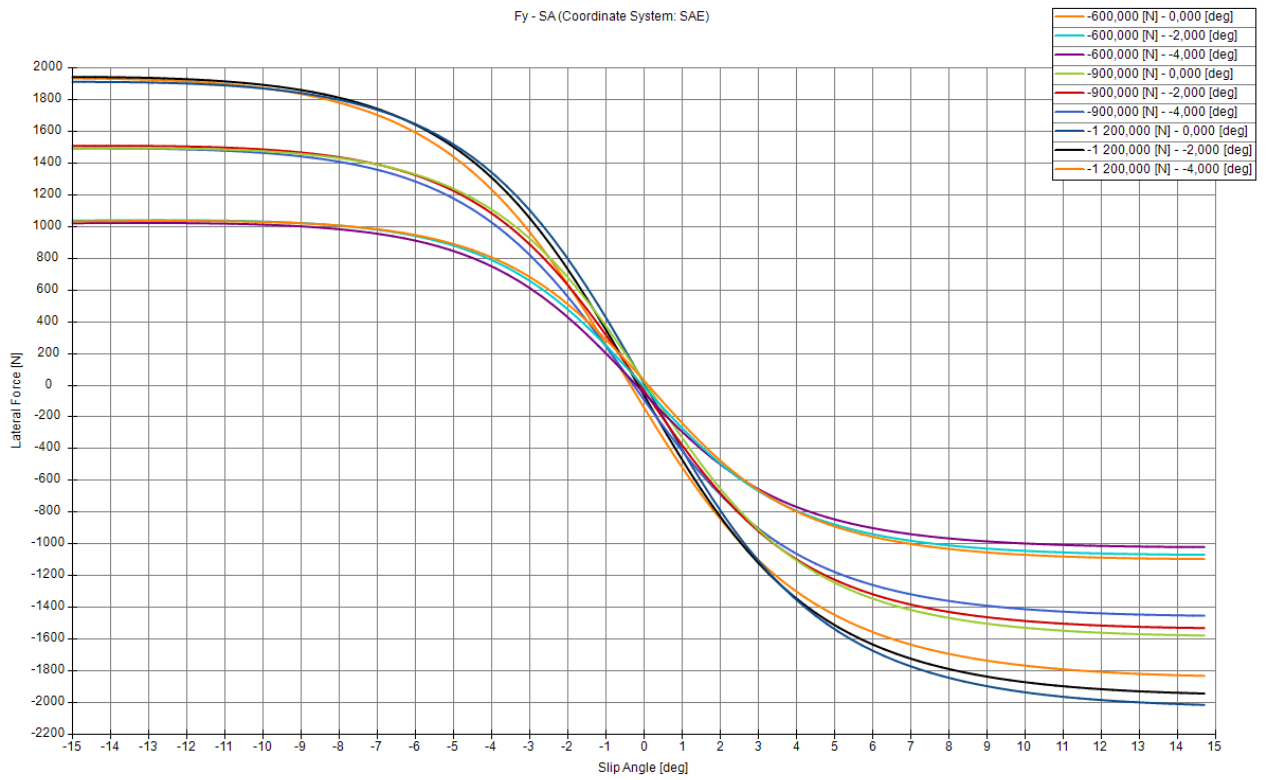
Joonis 8. Rehvi siirdenurga jõugraafik [13].

Joonised 9 ja 10 näitavad kasutusele võetud rehvi Hoosier kummiseguga LCO siirdenurga graafikuid. Joonisel 9 on kujutatud siirdenurga ja külgjõu vastavust ning erinevad vertikaaljõud ja rehvi kaldenurgad on märgistatud eri värvidega.

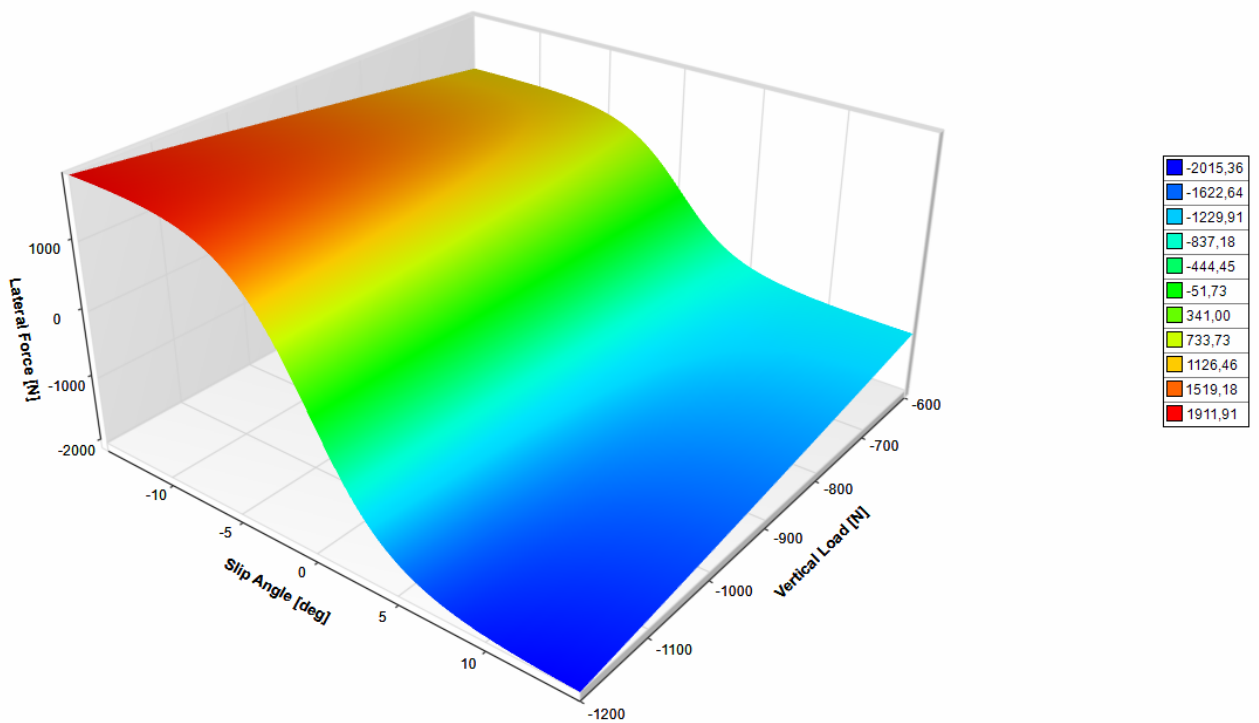
Siirdenurga graafikutelt on näha, et rehvi kaldenurgad ei esita suurt mõju saavutatale külgjõule, mis näitab, et rehvi ei ole väga tundlik külgakaldele. See annab hilisemas projekteerimise faasis rohkem vabadust külgakalde valimisel. Küll aga on näha, et enamik olukordades on 0-kraadise ratta külgakaldega saavutatavad külgjõud suurimad.

Suurim külgjõud saavutatakse siirdenurkadel 11...15 kraadi. See näitab, et rehvil on väike kurvijäikus ja suur kasutatav siirdenurga vahemik, mis on ideaalne rehvi algaja juhile, kuna rehvi ei tekita kiireid jõumuutusi.

Joonisel 10 on näha külgjõu suurenemist vastavalt siirdenurgale sarnaselt joonisel 9, kuid siin on toodud sisse ka vertikaaljõud, mis näitab ära ka rehvi koormustundlikkuse, kuna vertikaaljõu kasvades külgjõud ei kasva lineaarselt. Koormustundlikkusest on lähemalt juttu peatükis 2.6.



Joonis 9. Hoosier LCO SA/F_y 2D graafik koos külgakaldega



Joonis 10. Hoosier LCO SA/F_y/F_x 3D graafik

2.4. Siirdetegur

Siirdetegur tekib rehvis pikijõudude korral ja on põhjus, miks sõiduk saavutab pikisidestuse.

Siirdetegurit kirjeldatakse seosega (4).

$$SR = \frac{\omega}{\omega_0} - 1 \quad (5) [14]$$

Kus SR – Siirdetegur (Slip ratio)

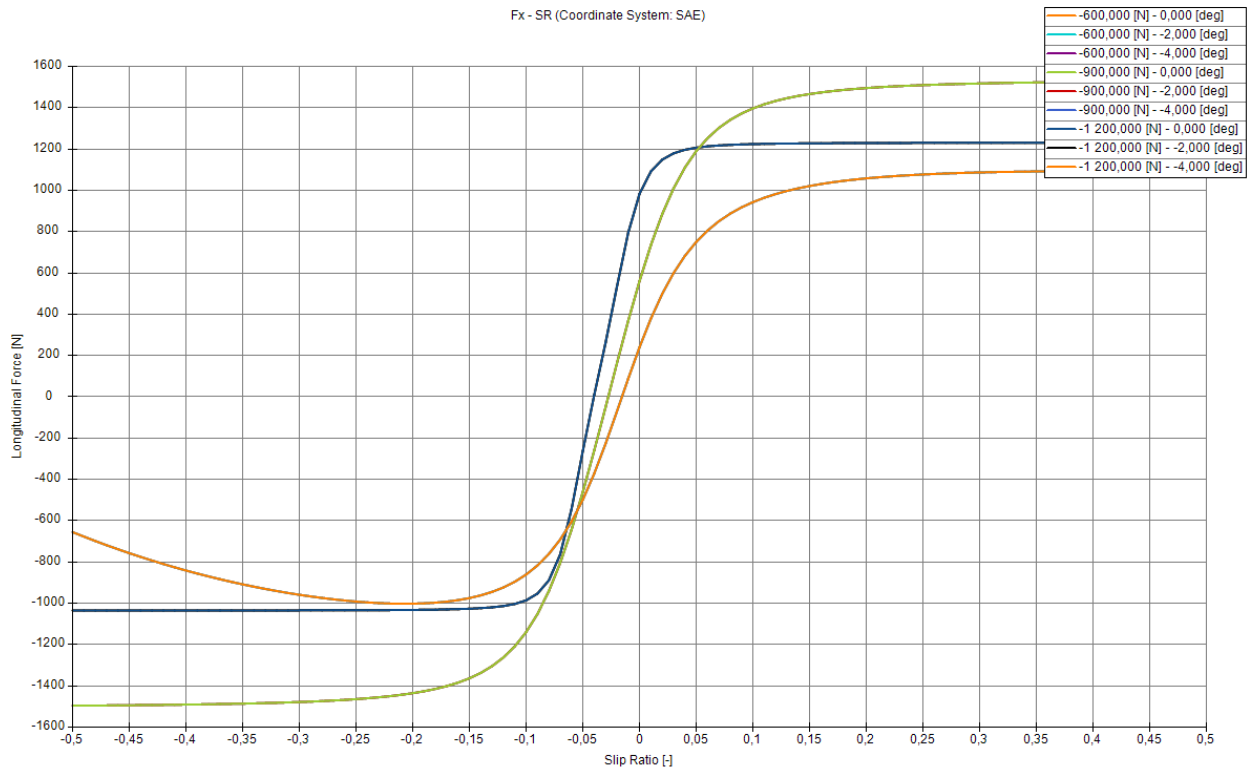
ω – ratta tegelik nurkkiirus

ω_0 – vabalt veereva ratta nurkkiirus

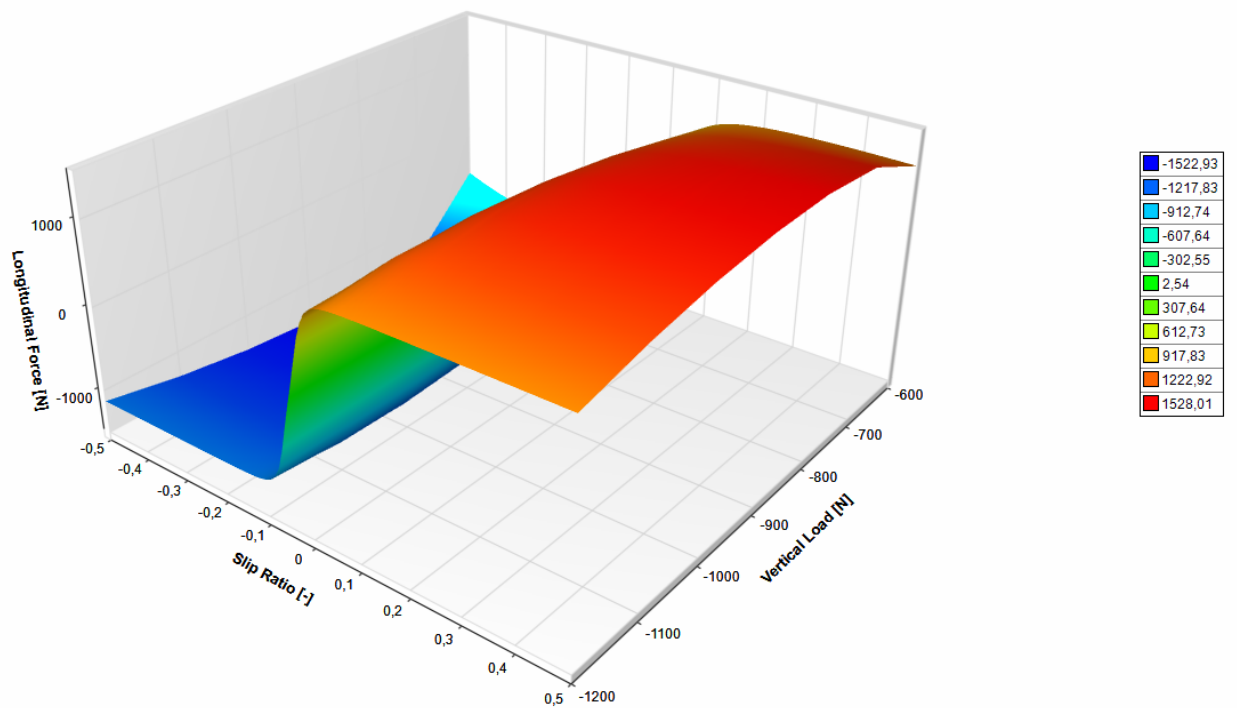
Ratta reaalne ja tegelik nurkkiirus kiirendamisel erinevad, kuna pikisuunas toimub rehvi karakassis deformatsioon. Nende kiiruste suhe annab siirdeteguri. Siirdetegur 1 tähendab täielikku läbilisemist ning siirdetegur 0 tähendab, et ratas liigub vabaveeremisel ja deformatsiooni ei esine. Siirdeteguri jälgimine on oluline mõistmaks sõiduki reageerimist pikikiirendustele, eriti oluline on see pidurdamisel, kuna sõidukijuhi ülesanne on pidurdusel üles leida maksimaalse sidestusega siirdetegur. Samuti sõiduauto näitel on siirdeteguri teadmine oluline ABS süsteemide projekteerimisel [14].

Joonis 11 on kujutatud valitud Hoosier LCO rehvi siirdeteguri ja pikijõu graafikud kolme erineva vertikaaljõu korral. Graafikutelt tuleb välja, et rehvi käitub erinevalt pidurdusel ja kiirendusel -1200N vertikaaljõu korral, kus pidurdusjõud hakkab langema ületades siirdetegurit 0,2. Graafiku järgi selgub, et rehvil on kasutatav siirdeteguri vahemik suur, mis võimaldab lihtsamini kasutada maksimaalseid pikijõudusi.

Joonis 12 kirjeldab siirdenurga ja pikijõu suhet 3D-graafikuna vastavalt vertikaalkoormusele. Graafiku järgi selgub, et maksimaalsed saavutatavad pikijõud on vertikaalkoormuse vahemikus -700...-1000N, ületades neid väärtusi hakkab rehvi pikisidestusvõime langema.



Joonis 11. Hoosier LCO SR ja F_x graafik



Joonis 12. Hoosier LCO SR, F_x ja F_z graafik.

2.5. Vertikaaljäikus

Rehvi vertikaaljäikus näitab rehvi külgeina jäikust, mida saab lihtsustatult võtta vedruna ja mõõdetakse ühikus N/mm. Vertikaaljäikus on oluline leidmaks vedrustuse erinevate osade vibratsioonisageduste resonantsi suurusi. Vedrustuse sagedusi käsitletakse lähemalt peatükis 4.4. Rehvi jäikus on ka oluline osa auto kaldumisnurga arvutamisel ja amortisaatori seadistusel.

Valitud rehvi Hoosier LCO vertikaaljäikuseks on rehvi andmete järgi mõõdetud 100 N/mm.

2.6. Koormustundlikkus

Koormustundlikkus on rehvi omadus, kus saavutatavad külge- või pikijõud ei kasva lineaarselt kasvava vertikaaljõuga. See tähendab, et rehvi efektiivsus koormuse kasvades alati langeb [15]. Seda seost on näha ka Joonis 10 ja Joonis 12, kus lineaarselt kasvava vertikaaljõu korral saavutatav külge- või pikijõud ei kasva sama tõusuga.

Oletades, et rehvi sidestusteguri ja vertikaaljõu vahel on lineaarne seos, saame kirjeldada sidestustegurit järgnevalt:

$$\mu = a + b * F_z \quad (6) [15]$$

Kus a = rehvi sidestusteguri väärtus vertikaaljõu 0N korral

b = koormustundlikkus

μ = sidestustegur

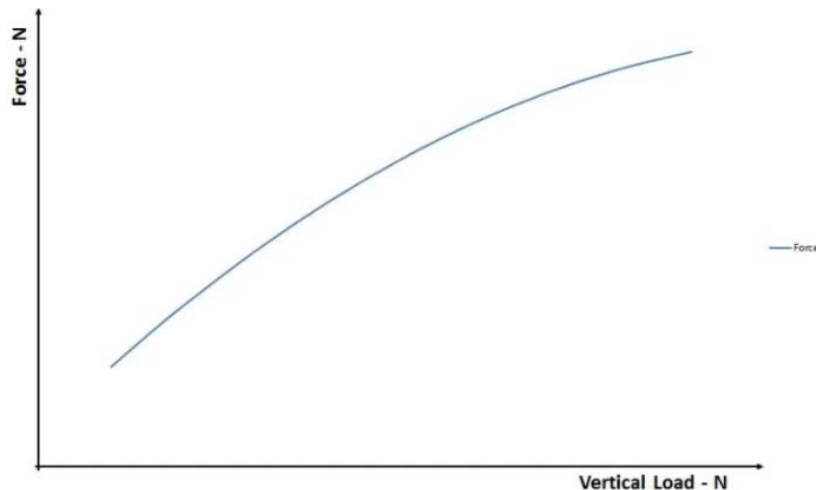
Tasapinnaline rehvi sidestustegur sõltub ka vertikaaljõust:

$$F_{x,y} = \mu_{x,y} * F_z \quad (7) [15]$$

Seose 6 ja 7 järgi saame, et rehvi tasapinnaline sidestustegur sõltub vertikaaljõu ruutväärtusest:

$$F_{x,y} = (a + b * F_z) * F_z \quad (8) [15]$$

Graafiliselt on seos kujutatud joonisel 13.

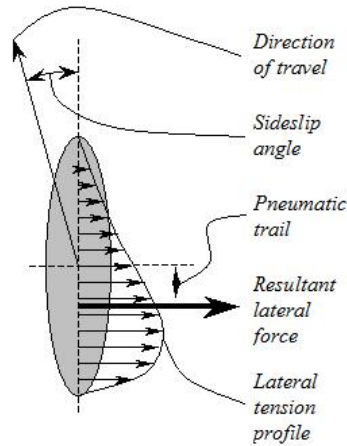


Joonis 13. Rehvi vertikaaljõu ja tasapinnalise jõu suhe [15].

Koormustundlikkus on sõiduki dünaamikas oluline aspekt, kuna koormustundlikkuse tõttu sõiduki sidestusvõimekus alati langeb külj- või pikikiirendustel. Sõidukile mõjuvad kiirendused tema massikeskmesse ja kuna massikeske asub alati maapinnast kõrgemal, tekib alati moment rehvi kontaktpunktide ja massikeskme vahel. Selle momendi tõttu tekib kaaluümberjaotus, mis annab olukorra, kus kurvi välimised rattad on rohkem koormatud, kui sisemised [15]. Kaaluümberjaotust on lähemalt kirjeldatud peatükis 4.1.2. Joonis 13 kohaselt on näha, et vähem koormatud rehvi on alati efektiivsem kui rohkem koormatud rehvi, mis tähendab, et kahe erinevalt koormatud rehvi summaarne sidestus on alati väiksem, kui võrdselt koormatud rehvidel. Koormustundlikkuse tõttu on kaaluümberjaotusel alati negatiivne seos maksimaalsele sidestusele ja on üks põhjuseid, miks võidusõidus on oluline madal mass ja massikeske, et vähendada kaaluümberjaotusel tekkivat momenti.

2.7. Joondusmoment M_z

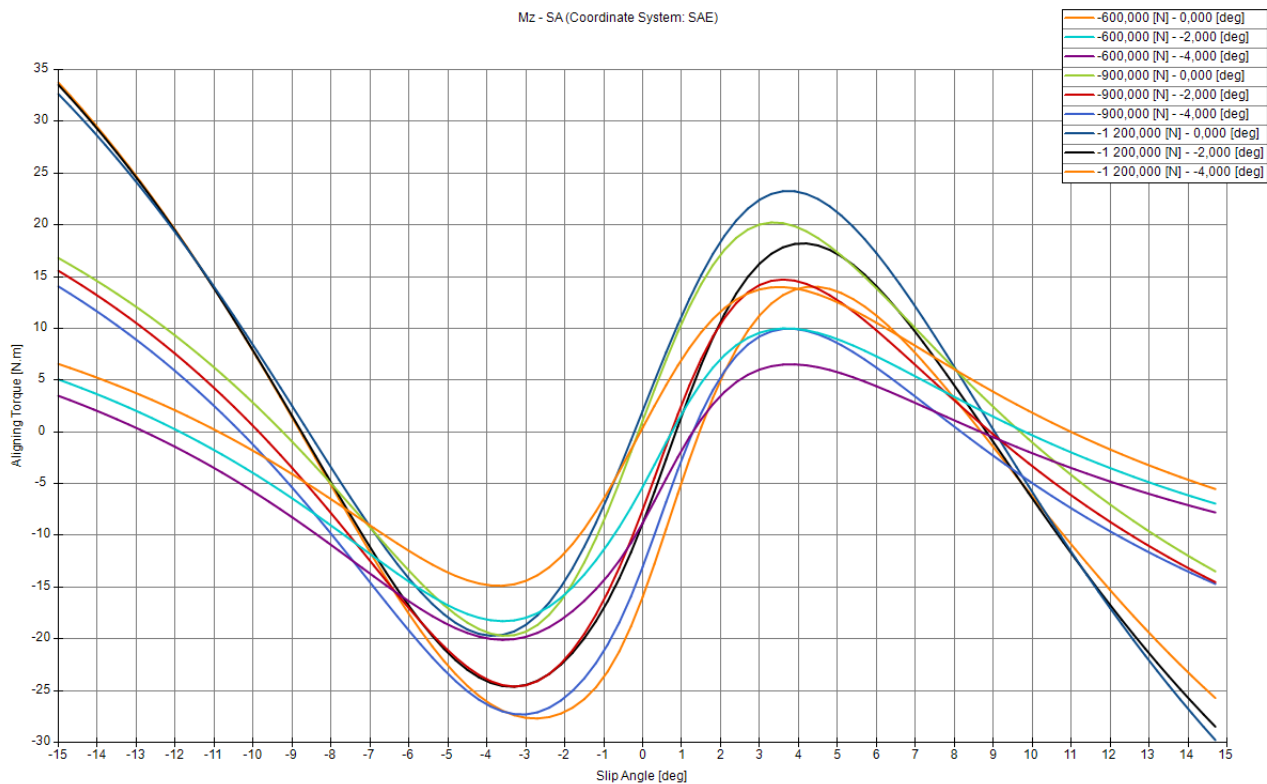
Rehvi joondusmoment ümber püsttelje tekib koos siirdeurgaga, kui rehvi deformeerub külgsuunas ja tekib pneumaatiline jõuõlg, mis koos külgjõuga tekitab keeramisele vastupidise momendi, mis proovib ratast sirgeks tagasi keerata. Joondusmoment tekib külgjõu mõjupunkti tsentri ja rehvi kontaktpunkti tsentri vahel, kuna need kaks punkti kurviolukorras ei ühti (Joonis 14)[16].



Joonis 14. Rehvi kontaktpinnale mõjuvad jõukomponendid külgjõu korral [16]

Lihtsustatult saab öelda, et rehvidele meeldib liikuda nende hetkelises liikumissuunas ning mitte kõrvale kalduda. Rehvi joondusmoment tekitab kurviolukorras sõidukile stabiliseeriva efekti, ehk moment töötab külgjõududele vastupidiselt ning üritab sõidukit suunata sirgliikumisele tagasi (Joonis 4).

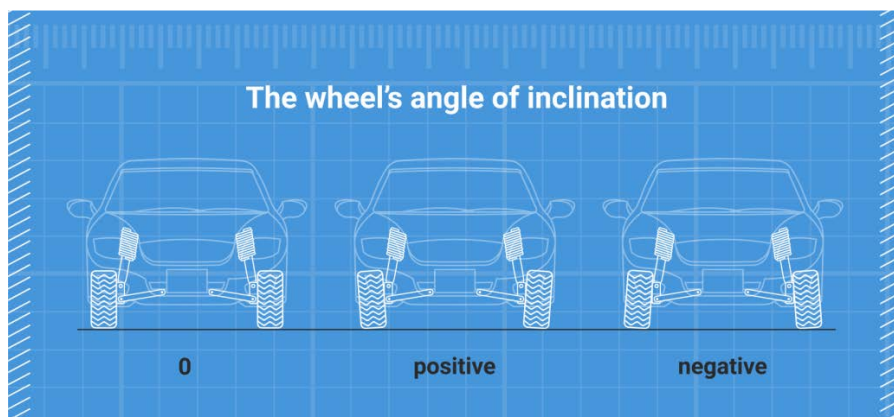
Joondusmoment on oluline vahend kurvis olles juhi roolitunnetusel, kuna see on seotud siirdeteguriga ning see on element, mis on roolis väändemomendina tunda. Joonis 15 kirjeldab töös valitud Hoosier LCO rehvidele mõjuvaid joondusmomente erinevatel vertikaaljõududel. Graafikult on näha, et maksimaalne vastupanumoment tekib enne maksimaalset külgjõudu siirdenurga graafikul (Joonis 9). See tähendab, et juht tunneb rooli kergemaks muutumist enne maksimaalse külgsidestuse saavutamist. Selline seos kehtib enamikel pneumaatilistel rehvidel ning on äärmiselt oluline vahend maksimaalse külgsidestuse otsimisel. Sõiduki dünaamikainsener saab juhile kirjeldada selle seose abil maksimaalse külgsidestuse punkti roolimomendi järgi.



Joonis 15. Hoosier LCO siirde teguri ja joendusmomendi graafik

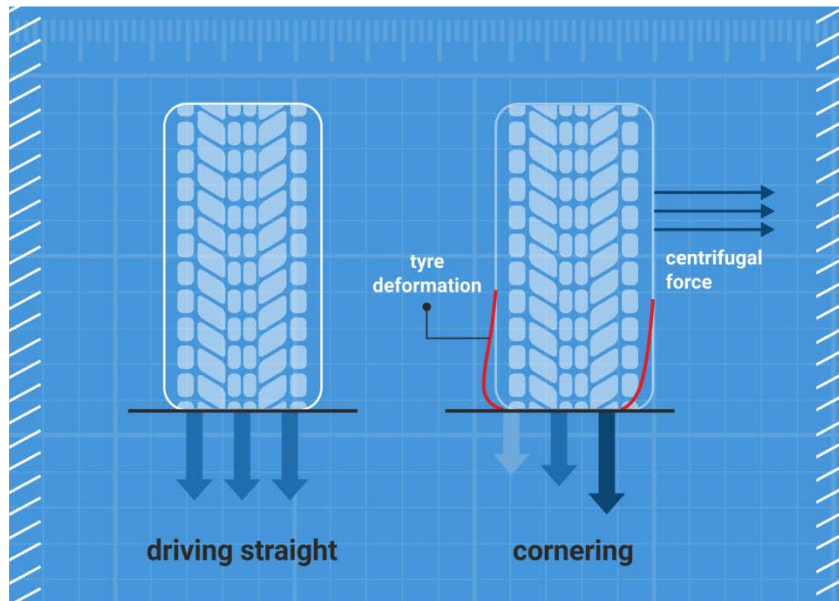
2.8. Külgakalde nurk

Rattal esineb külgakalle, kus ratas on vertikaalteljest nihutatud ratta tsentri x telje ümber. Sõiduvahendil olev külgakalle on positiivne, kui ratta ülemine osa on kallutatud sõidukist välja poole ning negatiivne, kui ratta ülemine osa kallutatud sõiduki poole (Joonis 16).



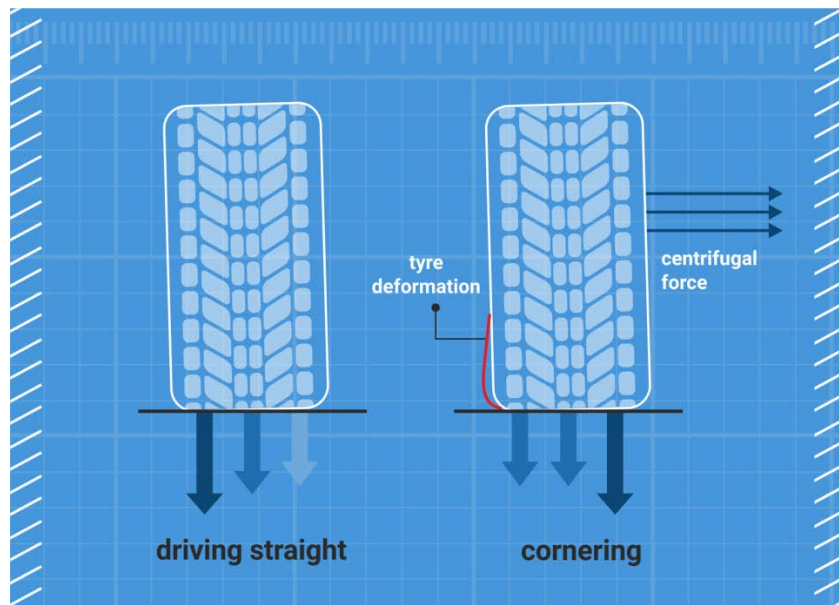
Joonis 16. Ratta külgakalde suunad [17]

Ratta külgakaldel tekib oluline efekt külgiirenduse olemasolul, kus külgsidestuse tõttu rehvi külgselja deformeeritakse külgiirendusele vastupidises suunas, rattale mõjub moment M_x . Kui rehvi kontaktpind deformeerub külgsuunas, ei ole enam surve kontaktpinnale ühtlane ja tekib suurem surve välimisele rehvi poolele (Joonis 17)[17].



Joonis 17. Külgjõudude tõttu deformeeruv rehvi külgsein [17]

Selleks, et saavutada kurvis maksimaalset külgiirendust, on oluline, et sõiduki kurvi välimine rehvi oleks võimalikult ühtlaselt koormatud, kuna välimisel rehvil on hetkeliselt suurim koormus ja sidestusvõime. Selleks, et koormust ühtlustada, on vajalik rattal negatiivne külgakalle, mis tekitab olukorra, kus külgjõudude puudumisel on sisekülj rohkem koormatud ning külgjõu tekkimisel koormused ühtlustuvad (Joonis 18). Selline olukord on tahetud, kuna kurvides on alati võimalik rohkem ringiaega võita, kui sirgetel teelõikudel ebasoodsa külgakalde tõttu kaotatakse [17].



Joonis 18. Staatilise külgakaltega kontaktpinna surve ühtlustamine kurviolukorras [17]

Hoosier LCO jaoks leiame parima külgakalde kompromissi SR ja SA graafikutelt (Joonis 9, Joonis 11). Siirdeteguri graafikul on olemas andmed vaid 0-kraadise külgakalde korral, kuna

teisi kaldeid ei ole testitud. Siirdenurga graafikute jaoks on külgakalded 0° ; -2° ja -4° . Siirdenurga graafikult (Joonis 9) saab lugeda, et suurimad külgjõud saavutatakse vahemikus $0^\circ \dots -2^\circ$ külgakallega. 2 kraadine testimisvahemik on liialt suur, et saada täpset külgakalde infot rehvi kohta, kuid andmete järgi saab teada soovitatava vahemiku, et hiljem ringrajal täpsemini sobiv külgakalle leida. Eelnevate aastate kogemustel saavutatakse parimad ringiajad külgakalletel $+0,5^\circ \dots -1^\circ$. See näitab ka, et rehvi ei ole väga tundlik külgakalde muutusele, kuid kinemaatikat projekteerides tuleks neid kaldeid jälgida.

2.9. Rehvirõhk

Rehvirõhk on võidusõidus enim jälgitav ja muudetav rehvi element. Rehvirõhuga on võimalik muuta vertikaaljäikust ja tänu sellele ka siirdenurga graafiku tõusu ehk kurvijäikust, mis tähendab, et rehvirõhuga on võimalik ühe ja sama siirdenurga väärtuse korral tõsta saavutatavat külgjõudu. Selle abil on võimalik lihtsasti mõjutada sõiduki üle- ja alajuhitavust [1].

Maksimaalne saavutatav külgjõud sõltub maksimaalsest saavutatavast sidestustegurist. Rehvirõhu vaatevinklist on maksimaalne sidestus sel juhul, kui rehvi kontaktpind on maksimaalselt suur ja kontaktpinna lokaalne surve on kogu pinnal võrdne. Kui rehvirõhk on liiga madal, avaldavad rehvi külgseinad suuremat survet, kui keskosa. Kõrge rehvirõhu korral vastupidi. See tähendab, et parim rehvirõhk on nii madal kui võimalik, kuid nii kõrge, kui vaja [1].

Rehvirõhk mõjutab ka joondusmomenti M_z . Rehvirõhu langedes muutub rehvi pehmemaks ja elastne ala suureneb, mis tekitab suurema jõuõla joondusmomendi tekkimiseks. Samal ajal madal rehvirõhk alandab ka siirdenurga graafiku tõusu, ehk juhul on vaja suuremat jõudu avaldada roolirattale külgjõu tekitamiseks [1].

Veeretakistus suureneb madalama rehvirõhuga ja vastupidi. Veeretakistust mõõdetakse kui energiat, mis läheb kaotsi rehvi deformeerimiseks ning madala rehvirõhuga rehvi deformeerub rohkem ehk kasutab rohkem energiat. Samuti madalam rehvirõhk tekitab suuremat energiakadu siirdenurga tekkimisel, kuna graafiku tõus on laugem ning deformeerimiseks kaob rohkem energiat [1].

Rehvirõhk mõjutab ka vertikaaljäikust, mis omakorda mõjutab vedrustuse vibratsioone ja sõidumugavust. See on eriti oluline võidusõiduautodel, kus põhivedru on sama jäik või jäigem, kui rehvi vertikaaljäikus, kuna rehvi jäikus määrab sellisel juhul suure osa kogu sõiduki jäikusest [1].

Hoosier LCO näitel on eelnevate testimiste käigus leitud parim rehvirõhk ringiaja suhtes vahemikus 8...10 PSI. Rehvirõhuga saab mõjutada kõiki eelnevalt mainitud punkte ja oluline on leida balanss. Kuna vormelil on väga palju muid vedrustuse reguleerimisvõimalusi, on parim rehvirõhk see, mis võimaldab saavutada maksimaalset sidestust sidestuspiiril ning vähem olulised on jääkused.

2.10. Rehvi temperatuur

Rehvi temperatuur tekib rehviosakeste omavahelisest liikumisest. Kui rehvale avaldatakse jõude, venib kumm vastavalt mõjunud jõule ja rehvi deformeerub. Kui avaldatud jõud eemaldatakse, naaseb kumm esialgsesse asendisse, kuid vabastatav jõud ei ole võrdne eelnevalt avaldatud jõuga, kuna osa jõust kaob soojusenergiaks kummi. Seda nimetatakse rehvi hüstereesiks ning on üks suur põhjus, miks rehvis kasutuse jooksul temperatuur tõuseb. Rehvi temperatuur ja temperatuuri hoidmine on tähtis element rehvi elueas ja saavutatavas sidestuses [1].

Rehvil eristatakse kolme erinevat temperatuuri kohta:

- Rehvisegu temperatuur rehvi veerepinnal (Saab mõõta infrapuna termomeetriga)
- Temperatuur rehvi karkassis (Saab mõõta nõelotsikuga termomeetriga)
- Rehvi sisemine temperatuur ehk rehvi sees oleva õhu temperatuur (Keeruline mõõta, põhjustab soojenedes rehvirõhu tõusu, mida mõõdetakse tihedamini)

Rehvi karkass mõjutab osaliselt rehvi kurvijäikust. Kui karkass kuumeneb, kummi elastsusmoodul muutub ja muudab seetõttu ka rehvi kurvijäikust sõidu vältel. Mida väiksem algne rehvirõhk, seda rohkem toimub rehvi deformeerumist ja seda suurem on temperatuuri tõus ja seeläbi ka rõhu tõus [1].

Hoosier LCO töötemperatuur on vahemikus 60...80° C, kusjuures temperatuur oleneb väga palju väliskeskkonnast. Eestis on tudengivormeli testimiste ajal (aprill-juuni) keeruline rajal saavutada temperatuure üle 60° C madala raja- ja õhutemperatuuri tõttu. Kõrgemad temperatuurid saavutatakse soojemas kliimas võistlustel.

Oluline on, et rehvi temperatuur segu joonel oleks võrdne või sisekülj kuumem, kui väliskülj. Liiga madala rehvi temperatuuriga ei saavutata piisavat sidestust ja rehvi libiseb läbi. Liiga kõrge rehvi temperatuuriga hakkab kummisegu sulama, tekib liigne kulumine ja vähenenud sidestus.

2.11. Rehvi kulumine

Rehvi kulumise järgi on võimalik kiiresti hinnata rehvi kasutust rajal. Rehvi kulumisel võib tekkida kolm suuremat mustritüüpi:

- *Graining* – Sellisel juhul tekivad rehvi pinnale väikesed lained. See tähendab, et rehvi pinda rebitakse pidevalt õrnalt. See võib tekkida, kui sõidukil on kurvis pidevalt üle- või alajuhitavus. Samuti võib tekkida amortisaatori liiga jäigast kompressioonijäikusest, millisel juhul rehvi on üle koormatud (Joonis 19) [18].



Joonis 19. Rehvi pinnale tekkiv lainetus ülekoormusest [18]

- *Blistering* – tegu on rehvi pinnasegu lahti rebenemisega karkassist. Selline rebenemine toimub rehvi sisemuse ülekuumenemisel. Ülekuumenemisel kaotab rehvi oma struktuurilise tugevuse ning tükid rebenevad lahti. See on katastroofiline rehvi kahjustus ja rehvi kaotab sõiduomadused. Tuleb igal juhul vältida (Joonis 20) [18].



Joonis 20. Rehvist lahti rebenenud kummisegu tükid [18]

- *Tearing* ehk rebenemine – Tegu on ekstreemsema variandiga *graining*ust. Sellisel juhul on rehvi pinnale tekkivad lainetused sügavamad, on rehvist lahti rebenenud ning seejärel kokku tagasi kleepunud. See juhtub samuti rehvi liigsel libisemisel. Kui rebenemine toimub rehvi sise- või välisküljel, annab see märku, et rattad on vale külgskalde – või kokkujooksu all ning see tekitab rehvidele lokaalselt liigset hõõrdumist (Joonis 21) [18].



Joonis 21. Rehvimustri rebenemine [18]

Ideaalselt töötaval rehvil on kerge peen lainetus või *graining*. See peaks olema võrdne vähemalt 2/3 rehvi laiuses ning ei tohiks küündida rehvi sügavamatesse kihtidesse. Sellisel juhul on rehvi saavutanud optimaalse temperatuuri ja on sõidu ajal deformeerunud õiges vahemikus, et anda suurim sidestusvõime ilma kahjustusteta [18].

3. SÕIDUKI KERE, VEOAJAM, PIDURISÜSTEEM, AERODÜNAAMIKA

Sõiduki kere, jõuülekanne, pidurisüsteem ja aerodünaamika on kõik olulised elemendid auto dünaamikas. Vastavalt auto kasutusala, tehakse alati kompromisse nende elementide vahel, et saavutada parim tulemus vastaval alal. Sõiduauto näitel on oluline sõidumugavus ja maksimaalne ruumikasutus, mistõttu tehakse kompromisse vedrustuse disainis ja tihti kasutatakse MacPherson tüüpi vedrustust, mis töötab korrektselt lühikesel vedrustuse käigul ja on tihti vähe reguleeritav.

Tudengivormeli näitel projekteeritakse sõidukile FEST20 süsinikkomposiidist monokokk kere, mis peab vastama sarja reeglitele. Mõõtmel on viidud minimaalseks, et mahutada kõik vajalikud komponendid kere sisse. Kere kuju on võimalik mõjutada vastavalt soovitud vedrustusele, kuid siiski annab see üsna suured limitatsioonid vedrustuse punktide seadmisel.

Jõuülekanne on oluline roll vedrustuse punktide määramisel mahutavuse tõttu, samas on ka jõuülekanne oluline osa sõiduki dünaamikas (Peatükk 1.2.). Pidurisüsteem seab samuti limitatsioonid mahutavuse tõttu.

Aerodünaamika on võidusõidu autol tähtis dünaamika element. Kui vedrustust projekteerides on eesmärk maksimaalselt ära kasutada rehvi potentsiaali kogu kasutatavas liikumisvahemikus, siis aerodünaamika võib seada piiranguid, mis halvendavad vedrustuse mõttes sõiduki sidestust, kuid need samad piirangud annavad paremaid võimalused aerodünaamika toimimisele ning tulemusena on sõiduk rajal kiirem. Näiteks saab tekkida olukord, kus aerodünaamika toimimisele on tähtis põhjakõrguse hoidmine ning sõiduki vedrustuses kasutatakse väga jäikasi elastseid elemente. See tekitab rehvide olukorra, kus toimub väga suur koormuste variatsioon ning rehvi ei jälgi piisavalt täpselt teepinna ebatasasusi, et hoida ühtlast koormust ning maksimaalset sidestust.

Näiteks oletame identset olukorda kurvis, kus rehvidele langeb sõiduki vertikaalkoormus 700N ning aerodünaamiline survejõud lisab 100N, annab see kokku 800N vertikaalkoormust rehvidele. Oletame, et ideaalse rehvi potentsiaali kasutamise korral saavutatakse sidestustegur 1, mistõttu saavutatakse ka külgjõud $800 \cdot 1 = 800\text{N}$. Sõidukil on ideaalne rehvikasutus, elastne element on pehme ning autol esineb suur külgakaldumine ja aerodünaamiline jõud on vähendatud. Kui elastne element vahetada jäiga vastu, et sõidukil oleks väiksem külgakaldumisnurk, tekib olukord, kus rehvidele langeb sõiduki vertikaalkoormus jälle 700N, kuid aerodünaamiline survejõud on 200N, kokku langeb rehvidele 900N vertikaalkoormust. Seekord aga on vähem sobilikum olukord rehvidele ning rehvi efektiivsus langeb ja saavutatakse sidestustegur vaid 0,9. Saavutatakse külgjõud $900 \cdot 0,9 = 810\text{N}$, mis on 10N või 1,25% võrra

suurem eelnevast. See võib tunduda ebaoluline vahe, kuid kui arvutada 1,25% ringiaja suhtes, arvestades, et keskmine *autocross* kestab 60 sekundit, on ringiaja võit 0,75 sekundit. 0,75 sekundilise ajavahe sisse mahub F1 kvalifikatsioonis üle kümne võistleja, tudengivormeli võistlustel kaks kuni kolm võistlejat.

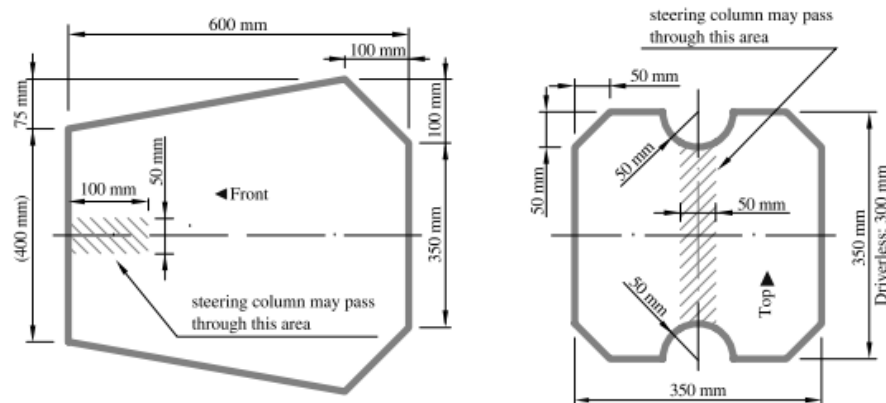
3.1. FEST20 Süsinikkomposiidimaterjalist monokokk-kere

Monokokk on definitsioonilt ühes tükis sõiduki kere, mille välimised pinnad on võimelised vastu võtma tõmbe- ja survejõudusi. See tähendab, et kokpiti ja vedrustuse kinnituspunktid asuvad ühe ja sama elemendi küljes ning kere ja šassii pole eraldatud. Monokokk on seetõttu võimalik teha vastupidavaks väändemomendile, kergemaks ja materjalide õigel kasutusel oluliselt reisijale ohutumaks, kui teisi kere tüüpe [19].

Tudengivormeli sarja poolt on antud palju erinevaid reegleid sõiduki kere struktuuri, materjalide ja tugevuste pohta. Lisaks on antud üldiseid disainisoovitusi ja kohustusi. Kerele peab projekteerima ka turvastruktuurid, et õnnetuse korral juhti kaitsta kokkupõrke eest.

Vedrustuse punktidele kere poolest on aga kõige olulisem kere reegli punkt T4.2 [20]

T4.2 reegel kirjeldab minimaalset nõutud monokoki kokpiti avasi. Ette on antud kaks suurusmalli (Joonis 22), millest vasak peab mahtuma kokpiti ülemisest avausest sisse ning parem mall on jalaruumiks, mis peab liikuma ülemisest avausest kuni pedaalideni.

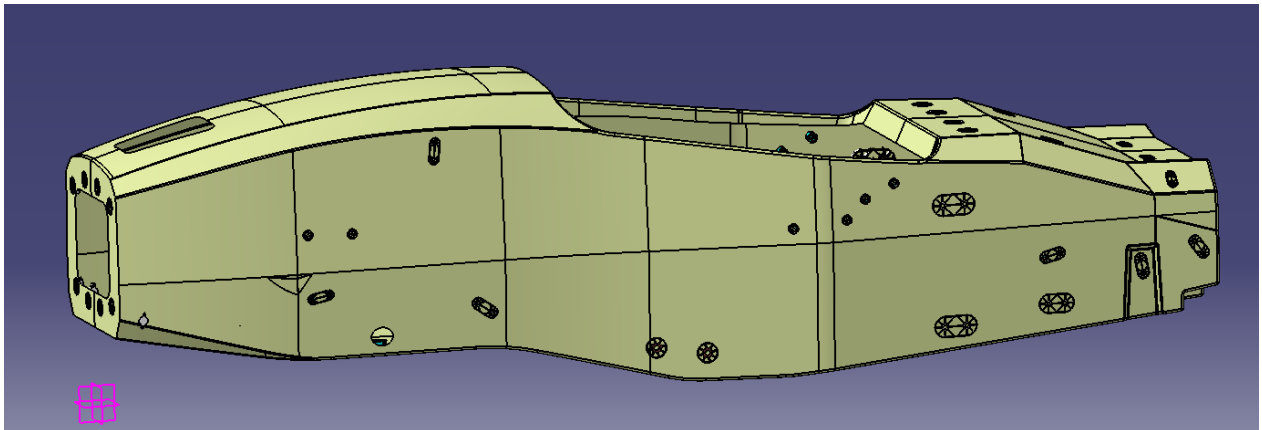


Joonis 22. Kokpiti siseavade suurusmallid [20]

Suurusmallid seavad piirangud monokoki laiusele. Monokokk projekteeritakse minimaalse suurusega ja jäetakse väike vahe sisse, et mallid mahuks kindlasti läbi kokpiti avade. Vedrustuse punktide jaoks on oluline teada monokoki väliseid mõõtmeid. Vedrustus on tähtis element sõiduki võimekuses ning vedrustuse punktidega on võimalik mõjutada monokoki kuju, kuid seda saab teha vaid reeglitele vastavas suuruses.

Monokoki kuju mõjutavad lisaks ka teised elemendid, näiteks elektroonikakomponendid ja aerodünaamika. Näiteks akupakk on kõige raskem detail sõidukis, siis tuleb see asetada monokokis võimalikult madalale, et saavutada madal massikeskme asukoht.

Monokoki, vedrustuse punktide ja kõikide teiste sõiduki elementide projekteerimine CAD tarkvaras (Joonis 23) toimus paralleelselt vahemikus september 2019 kuni detsember 2019 ning toodeti valmis 1. märts 2020 (Joonis 24).



Joonis 23. FEST20 projekteeritud monokokk-kere. Projekteeris Hannes Moor



Joonis 24. FEST20 monokokk-kere toodetud kujul. Tootis komposiidimeeskond

3.2. FEST20 Veoajam ja pidurisüsteem

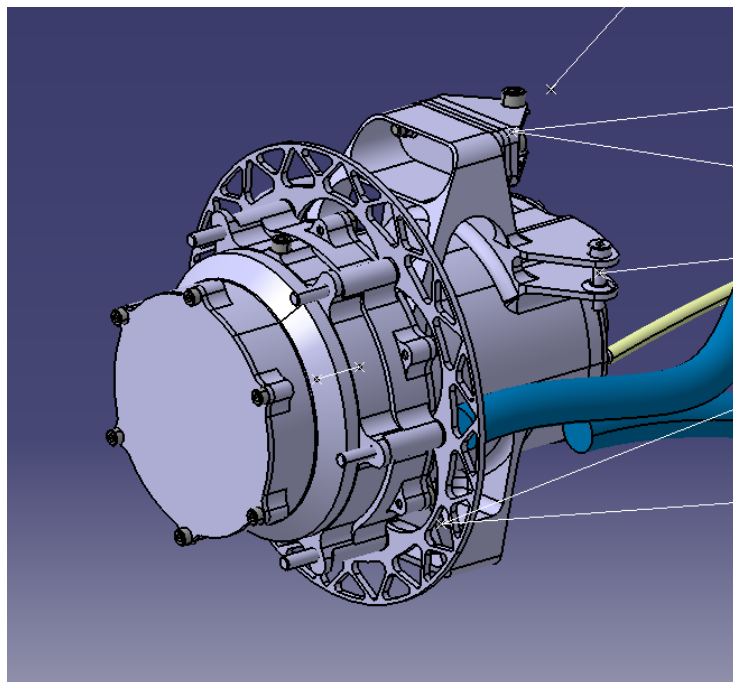
FEST20 veoajamiks on neli elektrimootorit, millest iga mootor asub ühe ratta sees. Kõiki mootoreid on võimalik ühekaupa juhtida, mistõttu on mootritel ka oluline roll kogu sõiduki dünaamikas. Nelja mootori juhtimisel on võimalik maksimaalse sidestusega kiirendada sõidukit, arvestades kaaluüंबरjaotust ja teepinnast, samuti pidurdatakse sõidukit kasutades

elektrimootorite rekuperatsiooni. Rekuperatsioon on elektrisõidukil oluline element just kestvussõidus, kus on oluline pika maa läbimine ühe laadimisega.

Lisaks rekuperatiivsele pidurdamisele on sõidukile projekteeritud ka rattasisesne hüdrauliline ketaspidurdissüsteem.

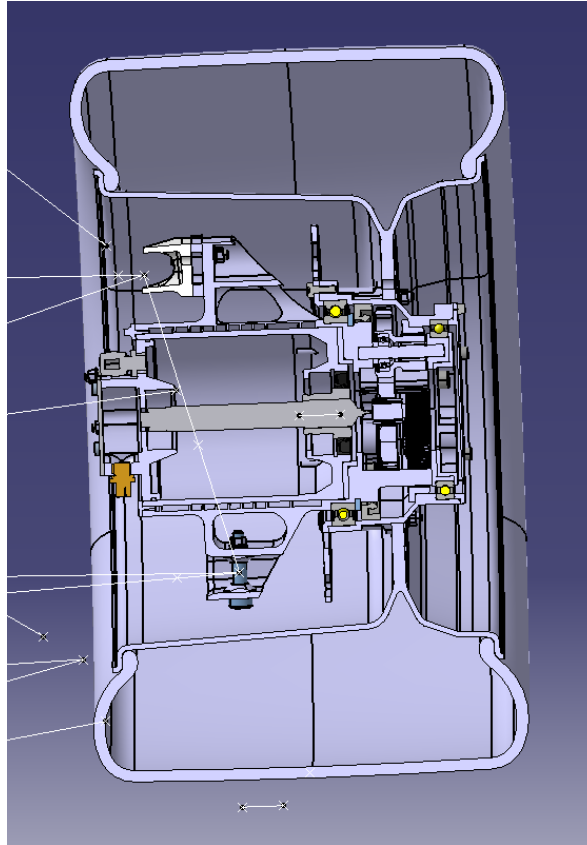
Veojamis kasutatakse AMK poolt toodetud elektrimootoreid, mis on võimelised töötama pöörlemissageduseni 20000 pöört ja maksimaalne moment 21Nm. 21Nm moment on aga liialt nõrk, et sõidukit sidestuspiiril kiirendada, mistõttu peab ratta sisse mahtuma lisaks ka ülekanne, et vähendada pöörete arvu ja suurendada väljundmomenti. Selleks kasutatakse FEST20 puhul planteraarülekanne.

Vedrustuse punkte projekteerides on oluline jälgida eelnimetatud süsteeme mahutavuse mõttes. Kui hüdraulilist pidurisüsteemi on võimalik asetada velje sisse ja vedrustuse punktide eemale, siis elektrimootori laius tekitab kindlasti vedrustuse käigul mahutavuse probleeme (Joonis 25).



Joonis 25. FEST20 tagumine nurgakoost. Projekteeris Timo-Martti Järv

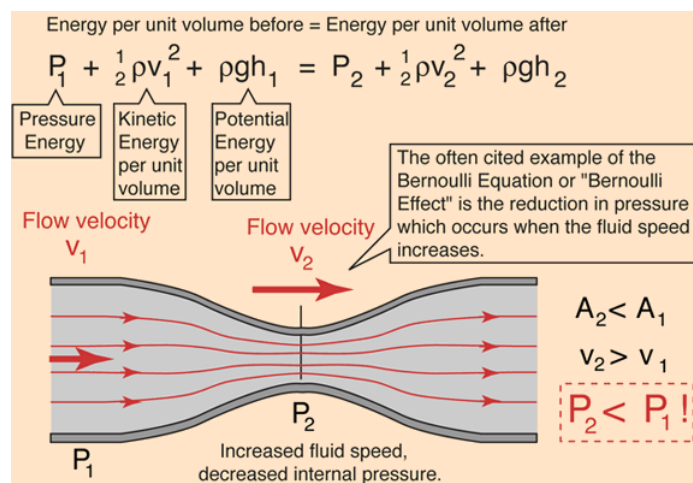
Joonis 26 kujutab FEST20 esimese nurgakoostu läbilõiget. Joonisel on kujutatud valgete joontena ka vedrustuse punktid. Läbilõikes on näha, millist ruumivahemikku velje sees on võimalik kasutada vedrustuse punktide seadmisel.



Joonis 26. FEST20 esimese nurgakoostu läbilõige. Projekteeris Timo-Martti Järvi

3.3. FEST20 aerodünaamika

Aerodünaamika on õhu liikumine ümber sõiduki kere. Kuna õhk on hõre vedeliku tüüp ja õhu liikumine on sarnane vedeliku liikumisele, saab seda kirjeldada Bernoulli vedeliku rõhu ja kiiruse valemiga. Bernoulli energia jäävuse seaduse järgi vedeliku kiiruse tõustes rõhk langeb, kuna rõhu energia viiakse üle vedeliku kineetiliseks energiaks (Joonis 27) [21].



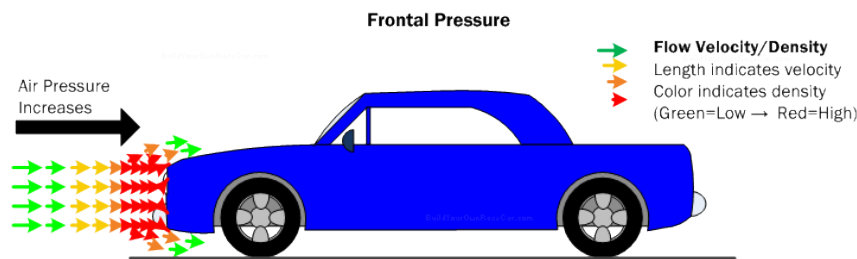
Joonis 27. Bernoulli vedeliku seadus [21]

Bernoulli seadus on oluline aerodünaamikas, kuna sõidukil esineb aerodünaamilisi tõste- ja survejõude erinevates kere osades olenevalt lokaalsest õhu liikumise kiirusest.

Aerodünaamiline takistus on jõud, mille sõiduk peab ületama läbi õhu liikumiseks. Aerodünaamiline takistus tekib kolmest komponendist:

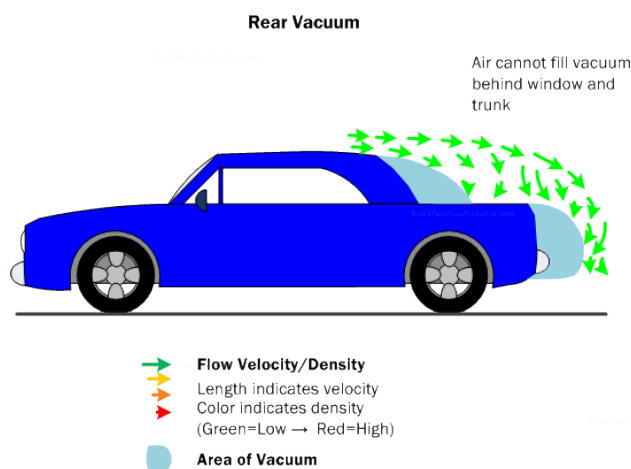
- Eesmine kõrge rõhk, mis tekib sõiduki eespindadel ning millega sõiduk "lükkab" õhku
- Tagumine vaakum või madal rõhk, mis tekib, kuna õhk ei suuda auto kere poolt jäetud õhuava täita
- Sõiduki pinnapealne õhukiht, mis hõõrdumise tõttu liigub aeglasemini, kui ümbritsev õhk [22]

Kui sõiduk liigub, eesolevad kere osad puutuvad kokku õhumolekulidega ning hakkavad neid kokku suruma – sõiduki eesotsas tõuseb õhurõhk. Samal ajal õhumolekulid sõiduki külgedel on atmosfääri rõhu all ehk võrreldes esitsa rõhuga madalamal rõhul [22].



Joonis 28. Sõiduki esiosa kõrge rõhk [22]

Sõiduki tagaosas tekib aga madalrõhk, kuna õhumolekulid ei suuda kiirusel jälgida kere kumerusi ning eralduvad järsult kerest. See tähendab, et kuna sõiduki kerel esineb rõhkude erinevus, sunnitakse kere pidevalt madalrõhkkonna poole ning seetõttu tekib sõidukile takistusjõud [22].



Joonis 29. Sõiduki tagaosa madal rõhk [22]

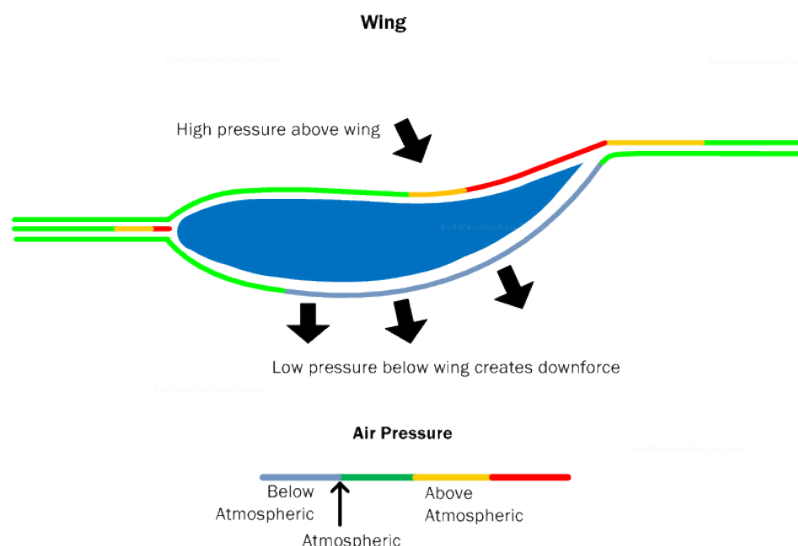
Aerodünaamiline survejõud tekib sama printsiibi järgi, kuid seekord tuleb tekitada olukord, kus sõiduki kere alumistel pooltel esineb madal rõhk ning sõiduki pealmistel pindadel kõrgem rõhk. Selline rõhkude vahe tekitab sõidukile teepinna suunas suruva jõu. Survejõud töötab ka täpselt samal printsiibil, nagu lennukitel tõstejõud kuid vastupidise jõusuunaga [22]. Survejõudu arvutatakse valemiga (9) [23].

$$F_{down} = 0,5 * \rho * Cd * A * V^2 \quad (9) [23]$$

Kus F_{down} = aerodünaamiline survejõud (N)
 Cd = survejõu koefitsent
 ρ = õhutihedus (kg/m^3)
 A = sõiduki lauppind (m^2)
 V = kiirus (m/s)

Tudengivormelil enim kasutatavad aerodünaamilised elemendid on tiivad ja sõiduki all asuv Venturi tunnel.

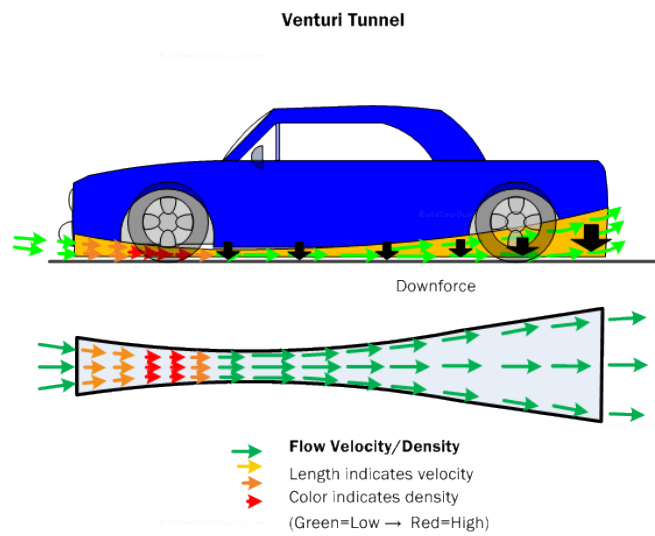
Tiib on aerodünaamiline element, mille kuju tõttu tekib ülemisel ja alumisel pinnal rõhkude vahe. Rõhkude vahe tekib erinevast õhukiirusest tiiva ülemisel ja alumisel pinnal. Rõhkude vahe tekib, kuna tiiva alumine ja ülemine pinna pikkus on erinevad. Tiiva alumisel poolel peab õhk liikuma suurema vahemaa sama ajaga, kui pealmisel, mis tähendab et tema kiirus peab olema suurem. Madal rõhk tiiva alumises osas ning kõrge rõhk tiiva peal tekitab olukorra, kus tiiba "surutakse" alla (Joonis 30) [22].



Joonis 30. Tiiva ristlõige ja õhu liikumine [22]

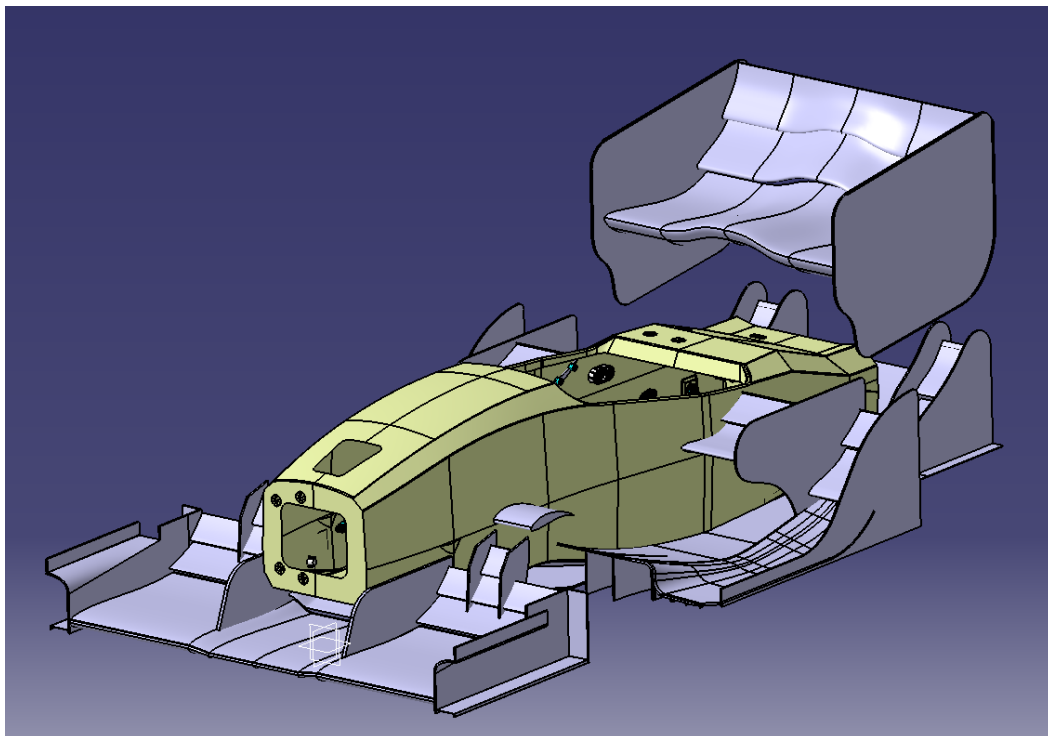
Venturi tunnel on sisuliselt sõiduki põhja all asuv geomeetria, mis sarnaneb tiiva alumise osa geomeetriale. Põhja eesmine osa on viidud teepinna lähedale, mis tekitab õhu voolamisele takistuse. Peale takistust tõstetakse põhja kõrgust, mis tekitab peale takistust madala rõhu osa. Venturi tunnel on aerodünaamilise takistuse mõttes väga efektiivne viis tekitada

survejõudu, kuid on väga tundlik põhjakõrgusele (Joonis 31) [22]. See on ka põhjus, miks 3. peatüki alguses kirjeldati, et sõiduki põhjakõrgus on oluline aerodünaamika toimimisele ja võib teinekord olla tähtsam, kui vedrustuse mehaaniline rehvi potentsiaali kasutamine.



Joonis 31. Venturi tunnel sõiduki põhja all [22]

FEST20 sõidukile projekteeriti aerodünaamika pakett jälgides eelnevalt kirjeldatud printsiipe. Aerodünaamika paketti projekteeriti üheaegselt kõigi teiste sõidukite komponentidega, mistõttu oli vedrustuse projekteerimise ajal teadmata täpsed parameetrid. Lõplik aerodünaamika pakett CAD tarkvaras on näha joonisel 32 ning toodetud kujul joonisel 33.

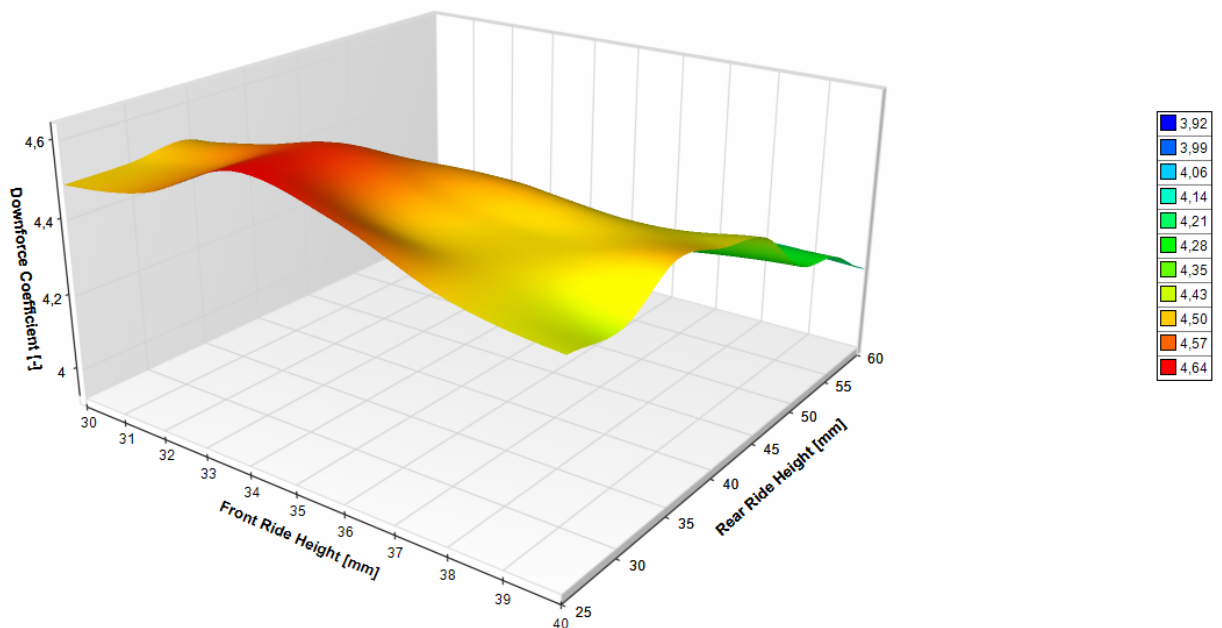


Joonis 32. FEST20 aerodünaamilised elemendid. Projekteeris Magnus Loos

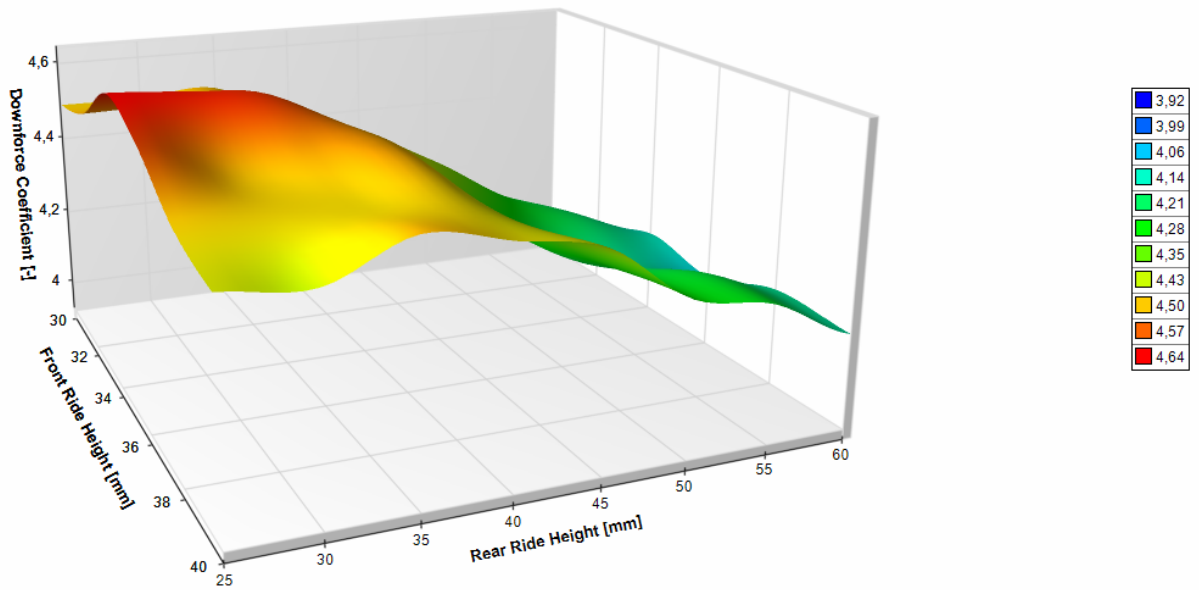


Joonis 33. FEST20 aerodünaamilised elemendid sõidukil. Tootis komposiidimeeskond

Sõiduki aerodünaamilisi elemente projekteerides on oluline teha vedeliku(õhu) liikumise analüüsi, mille järgi saab ennustada rõhkude erinevusi ja saavutatavat aerodünaamilist survejõudu. Vedrustuse projekteerimisel on eriti oluline saavutatavad survejõud panna graafikusse suhtes esisilla- ja tagasilla kõrgustega. Selle järgi saab teada aerodünaamika sensitiivsed alad ning vedrustuse liikumisega kasutada ära maksimaalset survejõu potentsiaali. Saame 3D graafiku aerodünaamilistest jõududest.



Joonis 34. Survejõu koefitsent suhtes esi- ja tagasillakõrgustega vaade 1



Joonis 35. Survejõu koefitsent suhtes esi- ja tagasillakõrgustega vaade 2

Oluline on ka teada, et erinevalt sõiduki füüsilistest detailidest, ei toimu aerodünaamilistel jõududel kaaluüंबरjaotust ja puudub inertsmoment. See tähendab, et kurvis on eriti oluline säilitada survejõud, et kurvi sisemisele rattale anda lisakoormust. Lisaks saavutatakse sõiduki rehvidel suurem vertikaalkoormus, mille abil rehvi saavutab suurema kül- või pikijõu.

4. VEDRUSTUSSÜSTEEMI PROJEKTEERIMINE

Eelnevatest peatükkidest on saadud arusaam võidusõidu auto ja vedrustuse üldistest eesmärkidest, seejärel kirjeldatud vedrustuse projekteerimise jaoks vajalikku infot rehvide, kere, aerodünaamika, jõuajami, pidurite kohta.

Formula Student sarja poolt on vaid kolm reeglit, mis kehtivad vedrustuse disainile [20]:

- T2.3.1 – Sõiduk peab olema täielikult töökorras esi- ja tagasillavedrustusega, kaasa arvatud amortisaatoritega ja omama kasutatavat ratta käiku 50 mm koos minimaalse kokkusurutava käiguga 25 mm, kui juht on kokpitis
- T2.3.2 – Minimaalne põhjakõrgus ükskõik millisel sõiduki detailil, välja arvatud rehvidel, peab olema minimaalselt 30 mm.
- T2.3.3 – Kõik vedrustuse kinnituspunktid peavad olema tehnilisel kontrollil silmaga nähtavad kas otseselt või katete eemaldamisel.

Vedrustussüsteemi projekteerimist alustati kasutades püsiseisundi kaaluüंबरjaotuse põhimõtteid (*Steady state weight transfer*), mille arvutused viidi ühte Exceli tabelisse. Tähtsamad arvutused tuuakse ka töös eraldi välja.

Projekteerimise etapid:

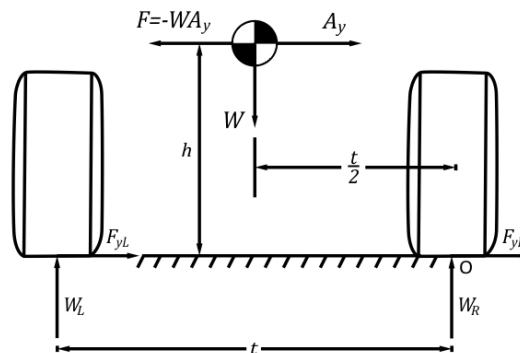
- 1) Sisendparameetrid – massid, massikeskmed, teljevahe, rööpmed, kaldumise nurgad
- 2) Vedrustuse tüüp – esmased ülekandetegurid
- 3) Vedrustuse jäikus, omavõnkesagedused, vedrude valik
- 4) Rullumise jäikus – rullumise tsenter - inertsmoment
- 5) Nookumise jäikus – nookumise tsenter - inertsmoment
- 6) Hetketsentrid rullumisel – rehvi külgakalde tundlikkus
- 7) Hetketsentrid nookumisel – rehvi külgakalde tundlikkus keeramisel
- 8) Vedrustuse kinnituspunktid – mahutavus ja eelnevate punktidega kokkusobivus
- 9) Rooligeomeetria
- 10) Lõplikud projekteeritud vedrustuse parameetrid ning kaaluüंबरjaotuse tabeli parandused

Kogu projekteerimise vältel jälgiti Magic Number 1 (Nm/Nm) väärtust, mis näitab elastse kaaluüंबरjaotuse suhet esi- ja tagasilla vahel, hoides selle 64,71% juures. Samal ajal Magic Number 3 (kg/kg) hoiti 50% juures, mis näitab sõiduki kogu ümber jaotatavat kaalu mõlemal sillal, mis peavad balanseeritud oleku korral olema võrdsed (50%) esi- ja tagasilla vahel.

4.1. Kaaluüंबरjaotuse olemus

Kaaluüंबरjaotus on rataste vertikaaljõu muutus külgsõidul, mis mõjub massikeskmele. See on kaalu muutus, kus kurvi välimistele ratastele lisandub kaal sisemiste rataste arvelt [24].

Joonis 36 kujutab auto diagrammi. Auto on tagantvaates ning parema käe poolses kurvis. Vektor A_y tähistab massikeskmele mõjuvat külgsõidujõudu (g), W = sõiduki mass (kg), h = massikeskme kõrgus (m), t = rööpme laius (m), W_R ja W_L on parema ja vasaku ratta vertikaaljõud vastavalt.



Joonis 36. Auto keha diagramm [24]

Arvutades massikeskme momendi punkti O suhtes, peale lihtsustusi saame valemi (10) [24]:

$$\Delta W = \frac{W A_y h}{t} \quad (10) [24]$$

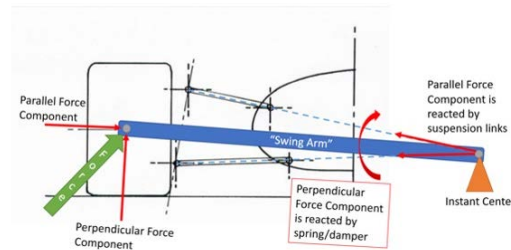
Selle valemi järgi saab leida kogu sõiduki ümber jaotunud kaalu. Üldiselt vedrustuse seadega pole võimalik muuta kogu kaaluüंबरjaotuse suurust, vaid vedrustusega on võimalik mõjutada, kui palju kaaluüंबरjaotusest juhtub esisillal ja kui palju tagasillal, mille tasakaal on üks balanseeritud sõiduki asendi saavutamise ülesanne [24].

Peatükk 2.6. selgitas rehvi koormustundlikkust, mille kohaselt saab järeldada, et sõiduki kaaluüंबरjaotus on alati sidestuse koha pealt ebasoodne. Kaaluüंबरjaotuse tõttu suureneb kurvi välimiste rataste koormus ning väheneb sisemiste – välimisel rehvil juurde saavutatud külgsidestus on alati ebaefektiivsem, kui sisemiselt rehvalt kaotatud sidestus ehk sõiduki kogusidestus langeb. See on põhjus, miks võidusõiduautel on oluline hoida massikeske võimalikult madalal ja mass võimalikult väike, et kaaluüंबरjaotust minimaliseerida. Rööpme laiendamine ei ole kaaluüंबरjaotuse vastu saamiseks õige lahendus, kuna suurenevad mass ning inertsmoment.

4.1.1. Külgsõidumistsenter

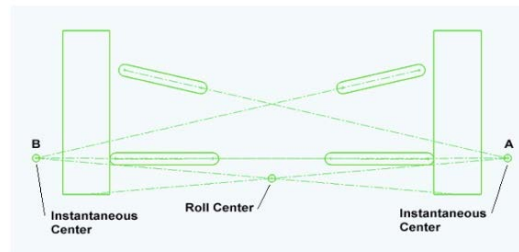
Külgsõidumistsentri selgitamiseks on kõigepealt vaja defineerida hetke tsentrid. Hetketsenter on punkt, mille ümber ratas pöörduv vedrustuse üles-alla liikumisel ning saab võrrelda lihtsa

talaga. Ratta vabadusastmeid piiravad õõtshoovad. Pikendates õõtshoovade telgi kuni nende telgede ristumispunktini, saame hetketsentri punkti, mida saab võrrelda tala kinnituspunktiga. Ratta keskpunktist avaldatakse jõud. Ratta keskpunkti ehk jõu avalduse punkti ning hetketsentri punkti vahele tõmmatud jõuõlga saab nimetada selle süsteemi talaks. Jagades ratta tsentrisse langeva jõu vertikaal- ja horisontaalosadeks tala suhtes, saame kaks jõukomponenti, kust horisontaalne komponent liigub läbi vedrustuse hoobade otse kere kesse ning vertikaalne komponent kontrollitakse läbi vedru ja amortisaatori (Joonis 37) [25].



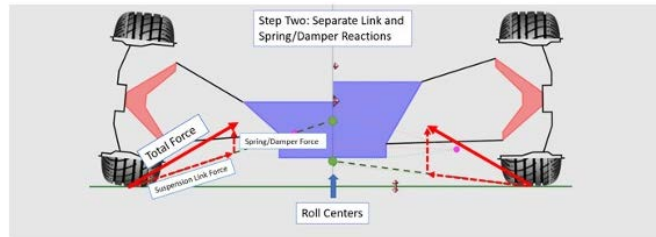
Joonis 37. Hetketsentri tekkimine, virtuaalse "tala" olemus, jõukomponendid [25]

Järgnevalt saab külgekaldumistsentri kirjeldamiseks kasutada sarnast tala võrdlust. Seekord on jõu avaldamise punkt rehvi kontaktpinna keskpunkt, kust viiakse tala selle sama vedrustuse poole hetketsentrisse. Tehes seda kahepoolselt, saame punkti, kus mõlemad virtuaalsed talad ristuvad, mis ongi punkt, mille ümber kogu telg rotateerub (Joonis 38)[25]. Reaalsuses on kinemaatiline külgekaldumistsenter ning õigete jõujoonte leidmiseks tuleb teha katsetused K&C masinatel. Õige info puudumisel on kinemaatiline külgekaldumistsenter aga hea ja piisavalt täpne lihtsustus projekteerimiseks.



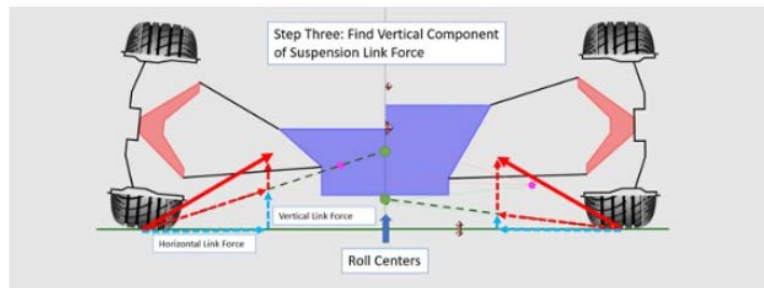
Joonis 38. Külgekaldumistsentri leidmine [25]

Lisades rehvi kontaktpunktist jõukomponendi sõiduki massikeskme suunas, saab selle jagada jälle kaheks osaks. Üks osa – paralleelne - liigub paralleelselt rehvi kontaktpunktist mööda jõujoont külgekaldumistsentrisse mööda vedrustuse hoobasi. Vertikaalne vektori osa liigub vedru ja amortisaatori elementi, mida viimased kontrollivad (Joonis 39). Mida kõrgemal on külgekaldumistsenter, seda suurem vertikaaljõu komponent liigub läbi õõtshoovade ning väiksem komponent läbi vedrustuse elastsete elementide. Samal ajal, mida suurem paralleelne komponent, seda väiksem on kere kaldumisnurk [25].



Joonis 39. Rehvide kogu jõu jagunemine olenevalt külgakaldumistsentri kõrgusest [25]

Järgnevalt saab jagada vedrustuse hoobadesse langeva paralleeljõu vertikaal- ja horisontaalkomponentideks (Joonis 40). Liites kokku sinised- ja punased vertikaaljõud, saame kogu vedrustusele mõjuva vertikaaljõu, kuid joonise paremal- ja vasakul poolel on need vertikaaljõud omavahel jagunenud erinevalt. Madalam külgakaldumistsenter tähendab rohkem jõu langemist vedrustuse elastsetele elementidele, mis tekitab suuremat kere kaldumist. Samas joonise vasakul poolel sinisena märgitud õõtshoobadesse liikuv vertikaaljõud väljendub sõiduki kere põhjakõrguse tõusmisel kurvis [25].



Joonis 40. Rehvi kontaktpunktist tekkiva jõu vektori osad [25]

Teine võimalus külgakaldumistsentrit defineerida on jõudude ühenduspunktina kere ja vedrustuse vahel. Rehvi jõud liiguvad kere külgakaldumistsentri punktis, samal ajal inertsjõud avalduvad kere massikeskmesse. Nende kahe punkti vaheline kaugus tekitab jõuõla ning jõudude erinevus tekitab momendi selle jõuõla ümber. Vedrustuse elastsed elemendid (vedrud, amortisaatorid) peavad vastujõudu osutama tekkinud momendile – mida väiksem moment tekitatakse, seda vähem kere kaldub. Kui külgakaldumistsenter asub massikeskmes, ei teki nende kahe punkti vahel jõuõlga ning kere ei kaldu. [25].

Mõlema telje külgakaldumistsentri joone ühendamisel saame kogu vedrustatud massi külgakaldumistelje.

4.1.2. Kaaluüंबरjaotuse komponendid

Kaaluüंबरjaotuse kogusuurust pole võimalik mõjutada vedrustuse abil, kuid võimalik on muuta viisi, kuidas kaal ümber jaotatakse. Need viisid jagunevad kolmeks, millest kõik komponendid tekitavad momendi, mis muudab teljel sisemise- ja välimise ratta vertikaalkoormust külgjõu tekkimisel [24]:

- 1) Vedrustatud massi kaaluümbijaotus läbi vedrude ehk elastne kaaluümbijaotus
- 2) Vedrustatud massi kaaluümbijaotus läbi vedrustuse hoobade ehk geomeetiline või kinemaatiline kaaluümbijaotus
- 3) Vedrustamata massi kaaluümbijaotus

Vedrustamata massi kaaluümbijaotus on kõige lihtsama tekkega, kus külgiirenduse tekkimisel tekib tsentrifugaaljõud, mille jõuõlaks on vedrustamata massi massikesse [24]:

$$\Delta W_u = \frac{W_{ua} A_y Z_{ua}}{t} \quad (11) [24]$$

kus ΔW_u – Vedrustamata massi ümbijaotatav kaal
 W_{ua} – Vedrustamata mass
 Z_{ua} – Vedrustamata massi massikeskme kõrgus

Vedrustamata massi kaaluümbijaotus toimub hetkeliselt ning seda on keeruline rajal kasutada kaaluümbijaotamise balansi mõjutamiseks.

Geomeetiline või kinemaatiline kaaluümbijaotus on kaaluümbijaotuse element, milles jõud liiguvad läbi vedrustuse hoobade. Geomeetrist kaaluümbijaotust teljel saab arvutada valemiga (12) [24].

$$\Delta W_{rc} = \frac{W_{sa} A_y Z_{rc}}{t} \quad (12) [24]$$

kus ΔW_{rc} – geomeetiline kaaluümbijaotus sillal
 W_{sa} – silla vedrustatud mass
 Z_{rc} – külgekaldumistsentri kõrgus maast

Elastne kaaluümbijaotus on vertikaalne rehvi kontaktpunktist tuleva jõuvektori komponent, mis on külgekaldumistsentri paralleelvektorist kõrgemal (Joonis 40). Sõiduki vedrustatud massi inertsmomendile mõjuv tsentrifugaaljõud tekitab vedrustusele momendi, mis sunnib vedrustuse väliskurvi elastsed elemendid kokku ning sisekurvi omad lahku. Elastselt ümbijaotatav kaal arvutatakse külgekaldumise momendi kaudu. Esmalt arvutatakse moment, mille jõuõlaks on külgekaldumistelje ning massikeskme vaheline kaugus. Jõukomponent tuleb vedrustatud massist ja hetkelisest külgiirenduse väärtusest. Teades külgekaldumismomenti, arvutatakse seejärel esi-, taga- ja kogu sõiduki külgekaldumisjäikus. Seejärel saab arvutada elastse kaaluümbijaotuse esiteljel ja tagateljel, kasutades telje külgekaldumisjäikuse suhet kogu sõiduki külgekaldumisjäikusest [24].

4.2. Sõiduki sisendparameetrid

Edasiseks vedrustuse projekteerimiseks on vajalikud veel mõned parameetriselised sisendid. Need sisendid olid sõiduki kogumass, vedrustatud mass, vedrustamata mass, massikeskmete

kõrgused. Need parameetrid saadi FEST20 peainseneri Konrad Ilustrumm käest, kelle ülesandeks oli kontseptuaalsel tasemel sõiduki parameetrid välja arvutada ning seejärel juhtida alammeeskondi, et eesmärgid täidetaks. Järgnevas lepitati kokku koostöös peainseneri ja aerodünaamika meeskonnaga vedrustuse rullumise ja nookumise piirid maksimaalsetel kiirendustel. Rullumise ja nookumise piiridest saadi ka esmased vedrustuse jäikuse parameetrid. Kontseptuaalsel tasemel saadud parameetrid on toodud Tabel 1.

Tabel 1. FEST20 kontseptuaalsed parameetrid

Parameeter	Suurus	Ühik
Kogu sõiduki mass koos juhiga	240	kg
Vedrustatud mass	200	kg
Vedrustamata mass	40 (4x10)	kg
Kogu sõiduki massikeskme kõrgus maapinnast	242	mm
Kaalujaotus	50	%
Vedrustamata massi massikeskme kõrgus maapinnast	197	mm
Nookumise piir	1	°
Rullumise piir	1	°

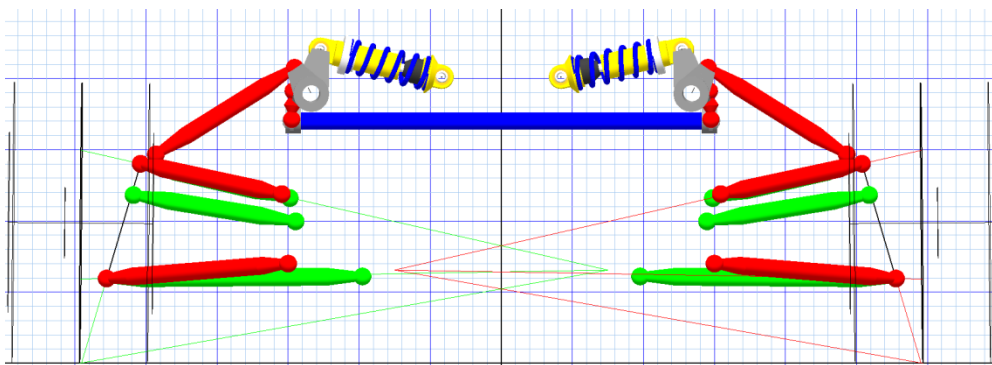
Järgnevas määrati sõiduki teljevahe ja rööpmed. Funktsioonist (2) [5] saadi teada, et mõlemad teljevahe ja rööpmed mõjutavad püsttelje pöördemomenti, kus suurem jõuõlg võimaldab suuremat momenti. Samas mõjutavad mõlemad ka sõiduki inertsmomenti, viies massid massikeskmest kaugemale. Formula Student sarja reeglite järgi on minimaalne teljevahe 1525 mm. Teades, et tudengivormeli sõidukil on oluline hoida detailide inertsmoment minimaalne, valitakse ka minimaalne teljevahe väikese varuga, et peale tootmist teljevahe kaugus ületaks kindlasti 1525 mm kuid oleks miinimumi lähedal. Kuna kogu vedrustusele läheneti teisiti, kui eelnevatel aastatel, jäeti ka rööbe samaks eelneva sõidukiga FEST19, et saada teada muude vedrustuse parameetrite mõju sõiduki käitumisele. Teljevahe jäi lõplikult 1532 mm, esitelje rööbe 1213 mm ning tagatelje rööbe 1187 mm. Tagatelje rööbe projekteeriti väiksem, kuna tagatelg sõites "jookseb järgi" kurvis väiksemat raadiust mööda ning pole alati juhi vaateväljas, seetõttu on kitsama tagumise teljevahega väiksem oht tagateljel pörkuda kokku raja koonustega.

4.3. Vedrustuse tüübi valik

Klassikaliselt kasutatakse vormel-tüüpi sõidukitel topelt õõtshoobadega vedrustust. Topeltõõtshoobadega vedrustuse eelisteks on suurepärase reguleeritavus, reguleerituse sõltumatus ning laialdaselt kasutatavad sobivad vedrustuse liikumisalad. Puudusteks on tavaliselt suurem horisontaalne ruumikasutus ning kõrgem hind [26]. Vormelauto kere puhul need puudused pole probleemiks, kuna vedrustuse jaoks on tavaliselt piisavalt ruumi.

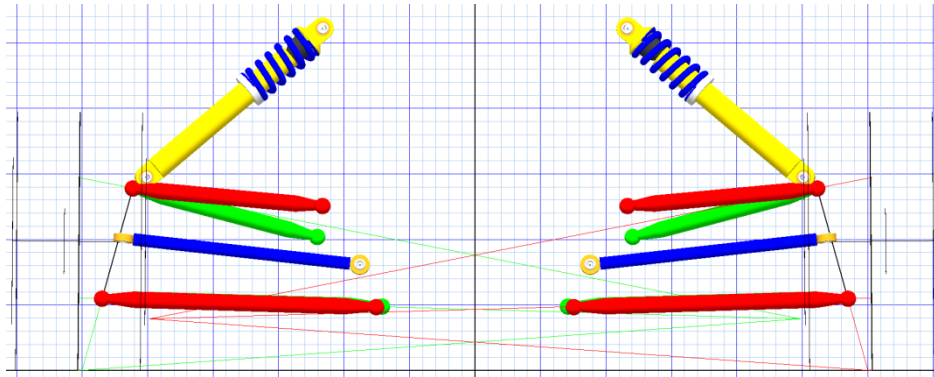
Järgnevas määrati amortisaatorite ja vedrude asukoht. Varasemalt on FS Team Tallinna vormelautodel olnud tõukurvarraste ja nookuritega süsteem, kus tõukurvarrast võib kinnitada alumisele õõtshoovale või ülemisele. Nookur tekitab jõuõlgade erinevuse amortisaatori jaoks, mis aitab saavutada soovitud ülekande teguri. Esinenud on ka nii esi- kui tagateljel stabilisaatorvarras, mis on ühendatud läbi nookurite vedrustuse süsteemiga ning aitab tõsta rullumise jäikust.

FEST20 tagavedrustuseks valiti tõukurvarrastega süsteem, kus läbi nookuri saavutatakse ülekande tegur amordile 1,05 ligidale. Lisati ka stabilisaatorvarras. Tõukurvarda kinnitus tehti ülemise õõtshoova külge mahutavuse tõttu (Joonis 41). Oluline on, et vormeli vedrustust projekteerides rod-endid ei töötaks paindele, samuti tõukurvarda jõujoon peab ühtima ülemise õõtshoova käänmiku poolse kuulliigendiga, et ei tekiks õõtshoovale paindepingeid.



Joonis 41. FEST20 tagavedrustuse ülesehitus programmis SusProg3D

FEST20 esivedrustuseks valiti sarnaselt tõukurvarrastega süsteem, kuid erinevalt tagavedrustusest ei kasutatud esivedrustuses nookurit. Amortisaator ühendati tõukurvardaga otseühenduses ning stabilisaatorvarrast ei kasutatud. Selline valik tehti, kuna sõiduki balanssi on võimalik muuta piisavas vahemikus vaid tagatelje stabilisaatorvardaga, lisaks otseühendus viib esisillas detaile vähemaks, mis toob ka massikeset madalamale ning massi väiksemaks. Ülekande tegur amortisaatorile jäi 1,35 lähedale (Joonis 42).



Joonis 42. FEST20 esivedrustuse ülesehitus programmis SusProg3D

4.4. Vedrustuse jäikuste ja külgakaldumistsentrite valik

Sõiduki jäikused, külgakaldumistsentrid, nookumistsenter, külgakaldumise- ja nookumise nurk tuli valida paralleelselt, kuna need kõik on seotud sõiduki jäikusega ja vedru jäikusega. Olles eelnevas punktis vedrustuse tüüpi valides teinud esmase SusProg3D mudeli, sai teada esmased vedrude ülekandetegurid, mille järgi teha arvutusi.

Sõiduki vedrustatud massi vertikaaljäikust saab väga hästi hinnata omavõnkesageduste järgi. Summutamata omavõnkesagedus annab hea ülevaate sõlme jäikusest. Kere omavõnkesagedust saab defineerida ka kui sagedust, kui kiiresti kere on võimeline taastama algoleku peale põhjakõrguse muutust. Omavõnkesagedus on erinev vastavalt sõiduki kasutusele [27]:

- 0,5...1,5 Hz sõiduautodel
- 1,5...2 Hz sedaankerega võidusõiduautodel ja mõõduka aerodünaamilise survejõuga vormelautodel
- 3,0...5,0+ Hz kõrge aerodünaamilise survejõuga vormelautodel

Väiksemad omavõnkesagedused annavad suurema mehaanilise sidestusvõime, kuid vedrustuse reageerimisvõime langeb. Suuremad omavõnkesagedused annavad vedrustusele väiksema käigu, lubades madalamaid põhjakõrgusi ja seetõttu ka madalamat massikeset [27].

Üldiselt kasutatakse tagateljel kõrgemat omavõnkesagedust, kui esiteljel, umbes 10-20%. Põhjus on selles, et sõiduki sõites tagatelg alati "jookseb järgi" ning ebatasasused teepeal jõuavad selleni hiljem. Selleks, et ei tekiks esi- ja tagateljel erinevas resonantsis võnkumisi, projekteeritakse tagasillale suurem omavõnkesagedus, et see jõuaks esisillale "järgi" ning ei tekiks faasist väljas liikumist, mis annaks sõidukile põhjuse nookumiseks. Selline loogika on tavaliselt kasutusel sõiduautodel, kus amortisaatori summutustegur on väike ning sagedused kestavad kauem. Võidusõiduautodel see probleem ei ole nii oluline, kuna kasutatakse kõrgeid summutustegureid ning vedrustus ei jää võnkuma ning ei teki "õõtsumist". Kõrge

aerodünaamilise survejõuga sõidukitel on üldiselt oluline, et esisilla põhjakõrgus varieeruks võimalikult vähe, mistõttu kohtab tihti ka olukordi, kus võidusõiduautodel on esisilla omavõnkesagedus kõrgem tagasilla omast [27].

Kasutades eelnevalt selgitatud seoseid ja teades FS Team Tallinna varasemate sõidukite jäikusi, valiti esmaseks esisilla omavõnkesageduseks 5 Hz.

Teades omavõnkesagedust, saame välja arvutada esmase vedru jäikuse. Esmalt võtame füüsika valemi, mis seob omavõnkesageduse, vedru jäikuse ja massi [27]:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (13) [27]$$

kus f – omavõnkesagedus (Hz)

K – vedru jäikus (N/m)

M – süsteemi mass (kg)

Avaldades selle seose vedru jäikuse jaoks, saame valemi (14).

$$K = \frac{4\pi^2 f^2 m}{1000} \quad (14)$$

Kasutades valemit (14) arvutame esisilla vedrustatud massile vajaliku vedru jäikuse:

$$K = \frac{4\pi^2 * 5^2 * 50}{1000} = 49,35 \text{ (N/mm)}$$

Vedrustatud massi jäikus sisaldab põhivedru jäikust koos ülekandeteguriga ning rehvi vertikaaljäikust. Teades vedru jäikuse seost jadaühendusel ($\frac{F}{K} = \frac{F}{K_1} + \frac{F}{K_2}$), ning teades kogu süsteemi vedru jäikust, põhivedru ülekandetegurit ning rehvi vertikaaljäikust, avaldame põhivedru jäikuse K_s valemiga (15):

$$K_s = \frac{F}{\frac{F}{K} - \frac{F}{K_2}} * MR^2 \quad (15)$$

kus F – vedrusüsteemile mõjuv jõud (N, antud hetkel suurus pole oluline)

$$K_s = \frac{5}{\frac{5}{49,35} - \frac{5}{100}} * 1,35^2 = 177,56 \left(\frac{N}{mm}\right)$$

Seejärel valime lähima täisarvulise väärtusega vedru. Vedrud FEST20 jaoks tootis Merwede Springs [28], kes võimaldas valida täpselt õige jäikuse, pikkuse ja käiguga vedru, et vedru mass hoida minimaalsena. Samas lisas väga suurt paindlikkust vedru jäikuse valikul. Vedru

valiti 175 N/mm. Kasutades valemit (13) [27] ning arvutades vedru jäikuse tagasi jadasüsteemi kaudu kere jäikuseks, saame lõpliku omavõnkesageduse:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\left(\frac{175}{1,35^2} * 1000 * 100 * 1000 \right)}{\frac{175}{1,35^2} * 1000 + 100 * 1000}} = 4,98 \text{ (Hz)}$$

Külgekaldumistsentrite kõrguste valik on järgnev etapp. Peatükk 4. alguses mainiti Magic Number 1 olemust. Teades selle suurust, tähendab, et elastne kaalujaotus tuleb hoida esisillal suurem, kui tagasillal. Teades ka külgekaldumistsentri mõju elastsele kaalujaotusele (Peatükk 4.1.1.), on selge, et tagasilla külgekaldumistsenter tuleb asetada kõrgemale, kui esisilla oma. Selle põhjus esineb jällegi tagasilla "järele jõudmises", kus esisillale tekib alati külgjõud varem ning kaldumine algab varem, on oluline, et tagasilla külgekaldumine toimuks kiiremini, et sõiduki sillad saavutaks võrdsel ajal kaalujaotuse lõpu asendi. Teada on ka, et külgekaldumistsenter mõjutab sõiduki inertsmomenti külgekaldumisel. Projekteerimise ajal oli teadmata eelnevate sõidukite inertsmomentid, mistõttu tehti madalama inertsmomenti valik katseeksitusmeetodil. Arvutati protsentuaalne väärtus, mis näitas geomeetrilise kaalujaotuse suhet kogu sõiduki kaalujaotuses. Teades, et eelneval sõidukil FEST19 oli see suhe 12,5% ning hinnates subjektiivselt sõidukit liiga vähe kontrollitavaks, oli eesmärk tõsta geomeetrilise kaalujaotuse suhet, et saavutada madalam inertsmoment. Suhte eesmärgiks võeti 30%.

Teades esisilla põhivedru jäikust ning geomeetrilise kaalujaotuse suhet, sai Exceli tabelis katseeksitusmeetodil valida külgekaldumistsentrite kõrgused ning tagasilla vedru jäikuse. Tagasillale lisati ka stabilisaatorvarras, mis on võimeline Magic Number 3 (kg/kg) mõjutama mõlemas suunas 0,5% võrra. Teades sõiduki parameetreid, vedrude jäikusi, masse, külgekaldumistsentrite kõrgusi, rehvi vertikaaljäikust, massikeskmeid, saame välja arvutada esmased külgekaldumise väärtused, kaaluümberjaotused ning omavõnkesagedused sõidukile 3g külgiirendusel (Joonis 43). Lõplikud vedrude ning külgekaldumistsentrite valikud on välja toodud tabelis 2.

Tabel 2. FEST20 kaaluümberjaotuse tabeli järgi valitud parameetrid

Parameeter	Väärtus	Ühik
Esitelje põhivedru	175	N/mm
Esitelje vedru ülekandetegur	1,35	
Tagatelje põhivedru	55	N/mm
Tagatelje ülekandetegur	1,05	
Esitelje külgekaldumistsenter	43,5	mm (maapinnast)
Tagatelje külgekaldumistsenter	104,5	mm (maapinnast)

Parameeter	Väärtus	Ühik
Rullumisnurk	0,32	°/g
Geomeetrilise kaalujaotuse suhe	30	%

Roll center	Front	43,5	mm
	Rear	104,5	
Tire unloaded radius	Front	203	mm
	Rear	203	
Tire vertical stiffness	Front	100	N/mm
	Rear	100	
Spring stiffness	Front	175	N/mm
	Rear	55	
Spring motion ratio wheel/damper	Front	1,35	
	Rear	1,05	
ARB stiffness	Front	0	N/mm
	Rear	8	
ARB motion ratio	Front	1	
	Rear	2,296	

Body roll (Suspension+tires)			
Roll angle	0,97		deg
Roll moment	1024,16		Nm
Roll Gradient	0,32		deg/g
Anti-roll Stiffness	1054,60		Nm/deg
	Front	Rear	
Springs	1233,06	613,45	1846,51
ARB	0,00	37,32	37,32
Total	1233,06	650,77	1883,83
Tires	1284,14	1229,68	2513,82
In series with tires	629,04	425,56	Nm/deg

WITH TIRES			
Nonsuspended mass WT	Front	9,74	kg
	Rear	9,96	
Elastic WT	Front	51,34	kg
	Rear	35,49	
Geometrical WT	Front	10,76	kg
	Rear	26,41	
Geometrical vs total SM WT		29,98%	%TotalISM
Total WT	Front	71,84	kg
	Rear	71,86	

Suspended mass roll stiffness	0,18	°/g	
Suspended mass roll stiffness with tires	0,32	°/g	
SM roll angle	0,54	° Roll	
SM roll angle with tires	0,97	° Roll	
Natural ride frequency	Front	4,98	Hz
	Rear	4,11	
	Total	4,17	
NSM natural frequency	Front	22,28	Hz
	Rear	19,49	

Damper Force	Front	1406,82	N
	Rear	827,14	
Damper displacement	Front	8,04	mm
	Rear	15,04	
Elastic weight transfer Magic Number	65,45		
Total body weight transfer Magic Number	-		Nm/Nm
Body+Tires weight transfer Magic Number	59,65		
Elastic weight transfer Magic Number	64,96		
Total body weight transfer Magic Number	55,51		kg/kg
Body+Tires weight transfer Magic Number	49,99		

Wheel rate with tires	Front	48,99	N/mm
	Rear	33,28	
Wheel rate	Front	96,02	N/mm
	Rear	49,89	
Z distance SM CoG to roll axis	Front	204,50	mm
	Rear	143,50	
SM CoG	174,00		

Joonis 43. FEST20 jäikuse ja külgakaldumise parameetrid

Nookumistenter toimib sarnaselt külgakaldumistsentrile, kus sõiduki nookudes tekib jõuõlg sõiduki massikeskme ja nookumistsentri vahel ning vastavalt selle jõuõla suurusele saab mõjutada sõiduki inertsmomenti nookumisel ning geomeetrilise ja elastse kaalujaotuse suhet. Pidurdamisel on oluline sõiduki stabiilsus, mistõttu jäeti geomeetrilise kaaluümberjaotuse suhe kogu nookumise kaaluümberjaotusest sarnaseks eelneva sõidukiga. Kuna esitelje vedru jäikus on oluliselt suurem tagatelje omast, nihutati vedru tsentri tõttu nookumistsenter massikeskmest taha poole. Lõplikud nookumisega seotud parameetrid on välja toodud Joonis 44.

Pitch center coordinates	X	750	mm
	Y	0	
	Z	38,2	

Distance between SM CoG and PC	210,41	mm
SM inertia in pitch	108,39	kg.m ²
Pitch stiffness no tire	2950,06	Nm/deg
Pitch stiffness with tires	1672,14	Nm/deg

Pitch angle with tires	0,49	deg	
Pitch angle	0,28	deg	
Pitch moment	822,42	Nm	
Wheel displacement	Front	7,90	mm
	Rear	4,44	
Damper displacement	Front	5,85	mm
	Rear	4,23	
Coilover forces	Front	1023,88	N
	Rear	232,65	
Delta displacement	Front wheel	2,80	mm
	Rear wheel	-5,38	
	Front damper	2,07	mm
	Rear damper	-5,12	

Longitudinal weight transfer	
Total WT	75,04 kg
Elastic WT	54,78 kg
Geometrical WT	9,97 kg
NSM WT	10,29 kg

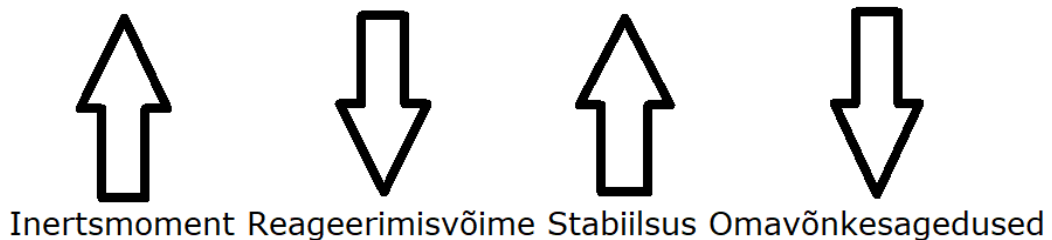
Longitudinal G		2
----------------	--	---

Dynamic load (kg)	
113,12	113,12
40,65	40,65

Joonis 44. Nookumisega seotud kaaluümberjaotuse parameetrid

4.5. Inertsmoment

Sõiduki inertsmomendil on suur mõju sõiduki juhitavusele. Mida kõrgem on inertsmoment, seda stabiilsem sõiduk on. Vastaspoolena inertsmomendi tõustes väheneb sõiduki võime reageerida juhi sisenditele ja vähenevad ka võnkumiste omavõnkesagedused (Joonis 45).



Joonis 45. Inertsmomendi mõju sõiduki omadustele

Sõiduki inertsmomente ümber kolme telje teades, saame arvutada:

- püsttelje pöördemomenti (Peatükk 1.2.), teades püsttelje pöördekiirendust kiirendusanduri järgi,
- nookumise omavõnkesagedus – oluline parameeter nookumise jäikuse hindamiseks ja samuti amordi summutusuhte arvutamiseks nookumisel,
- rullumise omavõnkesagedus – oluline parameeter rullumise jäikuse hindamiseks ja samuti amordi summutusuhte arvutamiseks rullumisel.

Lisaks teades sõiduki reaalselt inertsmomenti ja sõiduki käitumist ringrajal, saame muuta sõiduki omadusi Joonis 45 seosega kas sõidukit ümber ehitades või kasutada teadmisi järgmisel prototüüpsõidukil.

Projekteerimise ajal ei olnud teada sõidukite reaalseid inertsmomendi parameetreid. Selle jaoks kasutati suhtelist lähenemist. Inertsmomendi mõõtmised tehti mõõtmisrakise valmimisel hiljem nii sõidukitel FEST19 kui FEST20. Mõõtmised on välja toodud peatükis 5.1.

4.6. Vedrustuse kinemaatika projekteerimine

Vedrustuse kinemaatika projekteerimine viidi läbi programmis SusProg3D. Kuna eelnevates peatükkides on tehtud suur töö määramaks sõiduki esmased sisendparameetrid, on kinemaatika projekteerimisel äärmiselt lihtne teha otsuseid. Sisendparameetritena on teada enne kinemaatika projekteerimist:

- Sõiduki üldeesmärk
- Sarja reeglid vedrustuse suhtes

- Sõidukil kasutatav rehvi ning selle omadused – velje suurus ja mahutavus vedrustuse jaoks
- Sõiduki kere - esmane kuju ja vedrustuse punktide umbkaudne määramisvahemik
- Veoajam – mahutavus
- Aerodünaamilised survejõud – Antud kinemaatika projekteerimisel ei olnud olemas aerodünaamiliste jõudude suhet vedrustuse käigu suhtes (Joonis 34, Joonis 35), oli vaid teada kogu survejõud kiirusel 55 km/h. Seetõttu lähtuti kirjanduse soovitudest, projekteerides esisilla põhjakõrguse hoidmise jäigemaks, kui tagasillal. Vedrustuse projekteerimise jaoks oli selline olukord ebasoodne, kuna FEST20 näitel aerodünaamilised jõud olid hoopis tagasilla põhjakõrguse suhtes tundlikumad ning seetõttu tekkis sõidukil projekteerimise viga.
- Sõiduki mass ja massikeskmed
- Sõiduki teljevahe, rööpmed
- Sõiduki jäikused, omavõnkesagedused
- Külgakaldumistsentrite asukohad ning külgakaldumise maksimaalsed nurgad
- Nookumistsentri asukoht ning nookumise maksimaalsed nurgad

Teades nii paljusi sisendparameetreid, on järgneva reaalse kinemaatika projekteerimisel lihtsad eesmärgid:

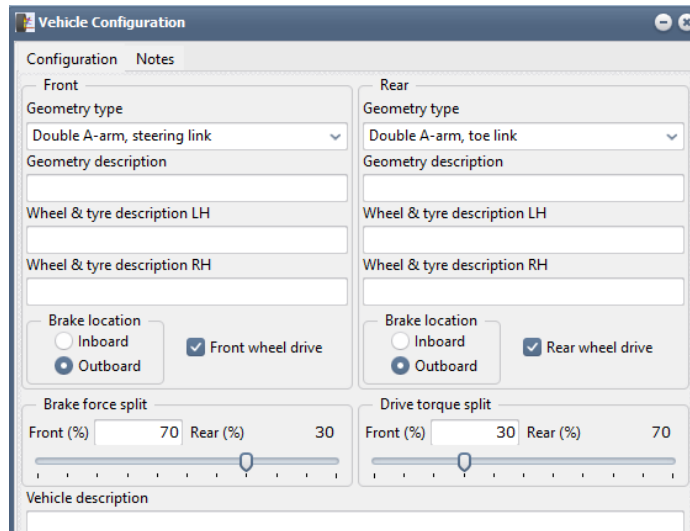
- Valida hetketsentrite asukohad, et arvutatud vedrustuse liikumisvahemikes asuks rehvi külgakalded soodsas alas
- Jälgida, et külgakaldumistsenter ja nookumistsenter asuks soovitud asukohas
- Jälgida, et määratud vedrustuse punktide jälgimisel vedrustuse hoovad mahuks ära ning liikumisel ei satuks kokkupuutesse teiste detailidega
- Määrata rooligeomeetria vastavalt rehvi siirdenurga ning külgakalde tundlikkusele, maksimaalne roolinurk vastavalt mahutamisele
- Määrata käänmiku pöördtelje pikikalle ning külgakalle – järeljooks ning pöördtelje külgnihe
- Jätta tagatelje roolivardale võimalikult suur jõuõlg ning võimalikult väikesed jõudude tekkimise põhjused et minimaliseerida tagasilla jooksu dünaamilist mõõdust. Põhjus on selgitatud peatükis 5.2.1. (Joonis 81)

Vedrustuse projekteerimine toimus koostöös FS Team Tallinna vedrustuse- ja komposiidimeeskonnaga, et garanteerida detailide koos töötamise ja vältida kokkupõrkeid. Projekteerimise käigus tehti läbi mitmed variandid, kuid kõikidel variantidel olid sisendparameetrid samad. Edasi kirjeldatakse projekteerimise käiku, kuid tuuakse välja vaid lõpliku variandi parameetrid.

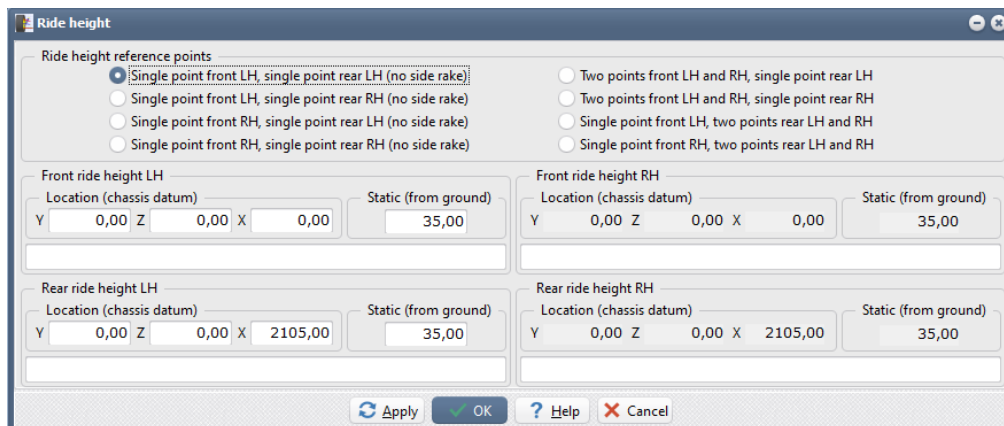
4.6.1. Sõiduki sisendparameetrite sisestamine

Esmalt sisestati SusProg3D programmi eelnevalt arvutatud sisendparameetrid:

- Vedrustuse tüüp ja vedavad rattad (Joonis 46)
- Sõiduki põhjakõrgus ja kõrguse mõõtmise viis (Joonis 47)
- Massid ja massikeskme kõrgus (Joonis 48)
- Amortisaatorite ja stabilisaatorvarraste kinnituskohad (Joonis 49)
- Rehvi parameetrid (Joonis 50)



Joonis 46. Sõiduki vedrustuse tüübi sisestus



Joonis 47. Sõiduki põhjakõrguse sisestus

Vehicle Mass and Centre of Gravity			
Corner weights (unsprung)		Corner weights (vehicle)	
LH	RH	LH	RH
Front	10,000 kg	10,000 kg	60,000 kg
			24,81 %
Rear	10,000 kg	10,000 kg	60,000 kg
			25,19 %
		Total vehicle mass	258,000 kg
Front		Left side	
Total unsprung	24,200 kg	Total unsprung	24,200 kg
Total sprung	103,800 kg	Total sprung	104,800 kg
Total	128,000 kg	Total	129,000 kg
Distribution	49,61 %	Distribution	50,00 %
Rear		Right side	
Total unsprung	24,200 kg	Total unsprung	24,200 kg
Total sprung	105,800 kg	Total sprung	104,800 kg
Total	130,000 kg	Total	129,000 kg
Distribution	50,39 %	Distribution	50,00 %
Centre of Gravity			
Vehicle			
Y	0,00	Z	244,2
X	771,90		
Chassis (sprung mass)			
Y	0,00	Z	280,21
X	773,27		
Chassis (sprung mass) datum coordinates			
Y	0,00	Z	245,21
X	1338,24		

Joonis 48. Sõiduki massid ja massikeskmed

Suspension Configuration			
Front		Rear	
Shock 1	Chassis - Top A-arm	Shock 1	Chassis - Bellcrank
Shock 2	None	Shock 2	None
Spring 1	Coilover (shock 1)	Spring 1	Coilover (shock 1)
Spring 2	None	Spring 2	None
Bellcrank	None	Bellcrank	Pushrod, top A-arm
Anti-roll bar	None	Anti-roll bar	U-bar and Bellcrank
Shock body mounts to		Shock body mounts to	
<input type="radio"/> Chassis <input checked="" type="radio"/> Top A-arm		<input type="radio"/> Chassis <input checked="" type="radio"/> Bellcrank	
<input type="button" value="Apply"/> <input type="button" value="OK"/> <input type="button" value="Help"/> <input type="button" value="Cancel"/>			

Joonis 49. Amortisaatorite ja stabilisaatorvarda kinnituskohad

The screenshot shows a software window titled "Wheel and Tyre [All]" with several sections for configuring wheel and tyre parameters:

- Wheel section:**
 - Rim diameter: 254,00 mm (selected) / 10,000 in
 - Rim width: 203,20 mm (selected) / 8,000 in
 - Rim mounting offset: -22,50 mm (selected) / -0,886 in
- Tyre section:**
 - Tyre tread width: 190,50 mm (selected) / 7,500 in
 - Tyre section width: 228,60 mm (selected) / 9,000 in
 - Tyre rolling radius: 197,00 mm (selected) / 7,756 in
 - Tyre diameter: 394,21 mm (selected) / 15,520 in
 - Tyre spring rate: 100,00 N/mm (selected) / 571,015 lb/in
- Tyre parameters section:**

Camber	Tyre radius	Contact offset
0,00	197,00	0,00
0,00	0,00	0,00
0,00	0,00	0,00

Camber in degrees, Radius and Offset in mm
- Wheel fitment section:**
 - Spacer thickness: 0,00 mm (selected) / 0,000 in
- Description section:** (Empty text area)

Joonis 50. Rehvi parameetrid

4.6.2. Hetketsentrite valik

Hetketsentrid mõjutavad ratta külgakalde muutust vedrustuse käigul, selgitatud peatükis 4.1.1. Seetõttu oli oluline, et hetketsentrit valides jälgitakse, et sõiduki külgakaldumisel ratta külgakalded oleks rehvi siirdeteguri ja külgakalde tundlikkuse mõttes õiges vahemikus (Peatükk 2.8.)

Tagasilla parempoolse ratta (sümmeetriline vedrustus) lõplik hetketsentrite- ja ratta külgakaldumise liikumine kasutatavas külgakaldumise nurkade vahemikus on välja toodud joonisel 51.

RH wheel	camber angle	caster angle	kpi angle	wheel scrub	axle tramp	toe degree	roll offset	centre height	fv sax
0,60 roll LH	-0,63	0,11	16,68	0,00	-0,24	-0,28	2,53	104,55	770,47
0,55 roll LH	-0,62	0,10	16,67	0,00	-0,22	-0,28	2,32	104,55	768,18
0,50 roll LH	-0,61	0,09	16,66	0,00	-0,20	-0,28	2,11	104,54	765,91
0,45 roll LH	-0,59	0,08	16,65	0,00	-0,18	-0,28	1,90	104,54	763,64
0,40 roll LH	-0,58	0,07	16,64	0,00	-0,16	-0,28	1,69	104,54	761,39
0,35 roll LH	-0,57	0,06	16,63	0,00	-0,14	-0,28	1,48	104,53	759,15
0,30 roll LH	-0,56	0,05	16,61	0,00	-0,12	-0,28	1,27	104,53	756,92
0,25 roll LH	-0,55	0,03	16,60	0,00	-0,10	-0,28	1,06	104,53	754,71
0,20 roll LH	-0,54	0,02	16,59	0,00	-0,08	-0,28	0,85	104,53	752,50
0,15 roll LH	-0,53	0,01	16,58	0,00	-0,06	-0,28	0,63	104,53	750,31
0,10 roll LH	-0,52	0,00	16,57	0,00	-0,04	-0,28	0,42	104,52	748,13
0,05 roll LH	-0,51	-0,01	16,56	0,00	-0,02	-0,28	0,21	104,52	745,96
0,00 roll	-0,50	-0,02	16,55	0,00	0,00	-0,28	0,00	104,52	743,80
0,05 roll RH	-0,49	-0,03	16,54	0,00	0,02	-0,28	-0,21	104,52	741,65
0,10 roll RH	-0,48	-0,04	16,53	0,00	0,04	-0,28	-0,42	104,52	739,51
0,15 roll RH	-0,47	-0,05	16,52	0,00	0,06	-0,28	-0,63	104,53	737,39
0,20 roll RH	-0,46	-0,06	16,51	0,00	0,08	-0,28	-0,85	104,53	735,27
0,25 roll RH	-0,45	-0,07	16,50	0,00	0,09	-0,28	-1,06	104,53	733,17
0,30 roll RH	-0,44	-0,08	16,49	0,00	0,11	-0,28	-1,27	104,53	731,08
0,35 roll RH	-0,43	-0,09	16,48	0,00	0,13	-0,28	-1,48	104,53	728,99
0,40 roll RH	-0,42	-0,10	16,48	0,00	0,15	-0,28	-1,69	104,54	726,92
0,45 roll RH	-0,41	-0,10	16,47	0,00	0,17	-0,28	-1,90	104,54	724,86
0,50 roll RH	-0,40	-0,11	16,46	0,00	0,19	-0,28	-2,11	104,54	722,81
0,55 roll RH	-0,40	-0,12	16,45	0,00	0,20	-0,28	-2,32	104,55	720,77
0,60 roll RH	-0,39	-0,13	16,44	0,00	0,22	-0,28	-2,53	104,55	718,74

Joonis 51. Tagasilla parempoolse ratta vedrustuse parameetrid rulludes

Tagasilla hetketsentri pikkus on vaid 720...770 mm pikkusega, mis tähendab, et sõiduk hoiab väga hästi rulludes ratta külgakallet. Lõplik külgakaldumistsentri kõrgus on 104,52 mm. Külgakaldumistsentri dünaamiline liikumine ning silla küljepeale liikumine on hoitud minimaalsena. Lühike hetketsentri kaugus tekitab aga olukorra, kus üles-alla liikumisel on vedrustusel suur külgakaldemuutus. See võib olla ebasoodne kiirendusel ja pidurdusel, kus muutuv põhjakõrgus tekitab külgakaldemuutuse ning seetõttu väiksema pikisidestuse. Selle parandamiseks on eelnevalt valitud üsna kõrge nookumistsenter, mis hoiab ära suured vedrustuse käigid. Seetõttu kiirendusel tagasillal ei toimu suurt vedru lühenemist (2mm lühenemist 1g pikikiirendusel), lisaks rajaolukorras ei ole sõidukil piisavat jõudlust, et sidestuspiiri murda kiirendusel, mistõttu on otstarbekam sõiduki vedrustus projekteerida maksimaalsele kurvisidestusele. Vedrustuse üles-alla liikumise geomeetria on toodud välja joonisel 52.

RH and LH wheel	camber angle	caster angle	kpi angle	wheel scrub	axle tramp	toe degree	rc offset	roll centre chassis	height ground	fvsvax
27,00 bump	-2,73	-0,43	18,78	4,10	0,84	-0,28	0,00	103,12	76,12	649,57
26,00 bump	-2,64	-0,42	18,70	3,97	0,81	-0,28	0,00	103,15	77,15	652,68
24,00 bump	-2,47	-0,39	18,52	3,71	0,77	-0,28	0,00	103,22	79,22	658,98
22,00 bump	-2,29	-0,37	18,35	3,44	0,71	-0,28	0,00	103,30	81,30	665,39
20,00 bump	-2,12	-0,34	18,18	3,16	0,66	-0,28	0,00	103,38	83,38	671,91
18,00 bump	-1,95	-0,31	18,01	2,88	0,61	-0,28	0,00	103,47	85,47	678,54
16,00 bump	-1,79	-0,29	17,84	2,59	0,55	-0,28	0,00	103,56	87,56	685,28
14,00 bump	-1,62	-0,26	17,67	2,29	0,49	-0,28	0,00	103,66	89,66	692,14
12,00 bump	-1,45	-0,22	17,51	1,98	0,42	-0,28	0,00	103,77	91,77	699,12
10,00 bump	-1,29	-0,19	17,34	1,67	0,36	-0,28	0,00	103,88	93,88	706,23
8,00 bump	-1,13	-0,16	17,18	1,35	0,29	-0,28	0,00	104,00	96,00	713,47
6,00 bump	-0,97	-0,13	17,02	1,02	0,22	-0,28	0,00	104,12	98,12	720,84
4,00 bump	-0,81	-0,09	16,86	0,69	0,15	-0,28	0,00	104,25	100,25	728,35
2,00 bump	-0,65	-0,05	16,71	0,35	0,08	-0,28	0,00	104,38	102,38	736,00
Static	-0,50	-0,02	16,55	0,00	0,00	-0,28	0,00	104,52	104,52	743,80
2,00 droop	-0,35	0,02	16,40	-0,36	-0,08	-0,28	0,00	104,67	106,67	751,75
4,00 droop	-0,19	0,06	16,25	-0,72	-0,16	-0,28	0,00	104,82	108,82	759,85
6,00 droop	-0,04	0,10	16,10	-1,09	-0,24	-0,28	0,00	104,98	110,98	768,12
8,00 droop	0,10	0,15	15,95	-1,47	-0,33	-0,28	0,00	105,15	113,15	776,56
10,00 droop	0,25	0,19	15,80	-1,86	-0,42	-0,28	0,00	105,32	115,32	785,17
12,00 droop	0,40	0,23	15,66	-2,25	-0,51	-0,28	0,00	105,50	117,50	793,96
14,00 droop	0,54	0,28	15,51	-2,65	-0,60	-0,28	0,00	105,68	119,68	802,94
16,00 droop	0,68	0,33	15,37	-3,06	-0,69	-0,28	0,00	105,87	121,87	812,12
18,00 droop	0,82	0,37	15,23	-3,48	-0,79	-0,28	0,00	106,07	124,07	821,49
20,00 droop	0,96	0,42	15,09	-3,91	-0,89	-0,28	0,00	106,27	126,27	831,08
22,00 droop	1,10	0,47	14,95	-4,34	-0,99	-0,28	0,00	106,48	128,48	840,89
24,00 droop	1,24	0,53	14,82	-4,78	-1,09	-0,28	0,00	106,69	130,69	850,92
26,00 droop	1,37	0,58	14,68	-5,23	-1,20	-0,29	0,00	106,92	132,92	861,20

Calculated using SusProg3D V5.104B (1370.1) by FS Team Tallinn Rando 22.05.2021 20:04

Joonis 52. Tagasilla geometria üles-alla liikumisel

Esisilla hetketsentri pikkus projekteeriti pikem. Lõplik külgekaldumistsentri kõrgus saadi 43,42 mm. Pikema hetketsentriga toimub vähem külgakalde variatsiooni vedrustuse käigul. Esisillal on see rohkem soovitud olukord, kuna esisild on kõige olulisem komponent pidurdusel. Erinevalt kiirendusele mõjuvad pidurdusel suurtelt kiirustelt aerodünaamilised survejõud, lisaks pidurite jõud ületab alati sidestusjõudu. Selleks, et saavutada maksimaalne pidurdusjõud, on oluline, et ka rataste külgakalded oleks otse pidurdusel rehvide soodsas alas. 2g pidurdusel surutakse esisilla vedrustust kokku 3 mm võrra ning selleks ajaks on külgakalle staatilisest muutunud vaid -0,2 kraadi. Kurvis aitab õige külgakalde saavutada käänmiku pöördtelje kaldenurgad, mis ratta keerates tekitavad lisa külgakallet. Üldiselt on sõiduki rattad kurvis ka keeratud välja, mistõttu on sellise olukorra kasutamine otstarbekas. Esisilla geometria külgekaldumisel on välja toodud jJoonis 53 ning üles-alla liikumisel Joonis 54.

RH wheel	camber angle	caster angle	caster trail	kpi angle	scrub radius	steering offset	wheel scrub	axle tramp	toe degree	roll centre offset	height
0,90 roll LH	-0,92	5,57	23,10	16,03	6,38	23,96	0,01	-0,64	0,00	-1,33	43,46
0,80 roll LH	-0,87	5,62	23,27	15,98	6,37	24,13	0,01	-0,57	0,00	-1,20	43,45
0,70 roll LH	-0,83	5,66	23,45	15,93	6,36	24,30	0,01	-0,50	0,00	-1,05	43,45
0,60 roll LH	-0,78	5,71	23,62	15,89	6,36	24,46	0,01	-0,42	0,00	-0,90	43,44
0,50 roll LH	-0,73	5,76	23,80	15,84	6,35	24,63	0,01	-0,35	0,00	-0,75	43,43
0,40 roll LH	-0,68	5,81	23,97	15,80	6,34	24,79	0,00	-0,28	0,00	-0,60	43,43
0,30 roll LH	-0,64	5,86	24,14	15,75	6,33	24,96	0,00	-0,21	0,00	-0,43	43,43
0,20 roll LH	-0,59	5,91	24,32	15,71	6,33	25,13	0,00	-0,14	0,00	-0,29	43,42
0,10 roll LH	-0,55	5,96	24,49	15,66	6,32	25,29	0,00	-0,07	0,00	-0,17	43,42
0,00 roll	-0,50	6,00	24,67	15,62	6,31	25,46	0,00	0,00	0,00	0,00	43,42
0,10 roll RH	-0,45	6,05	24,84	15,57	6,31	25,63	0,00	0,07	0,00	0,17	43,42
0,20 roll RH	-0,41	6,10	25,02	15,53	6,30	25,80	0,00	0,14	0,00	0,29	43,42
0,30 roll RH	-0,37	6,15	25,19	15,49	6,29	25,96	0,00	0,21	0,00	0,43	43,43
0,40 roll RH	-0,32	6,20	25,37	15,44	6,28	26,13	-0,01	0,28	0,00	0,60	43,43
0,50 roll RH	-0,28	6,25	25,54	15,40	6,28	26,30	-0,01	0,35	0,00	0,75	43,43
0,60 roll RH	-0,23	6,30	25,72	15,36	6,27	26,47	-0,01	0,42	0,00	0,90	43,44
0,70 roll RH	-0,19	6,35	25,89	15,32	6,26	26,64	-0,01	0,49	0,00	1,05	43,45
0,80 roll RH	-0,15	6,40	26,07	15,28	6,25	26,81	-0,01	0,56	0,00	1,20	43,45
0,90 roll RH	-0,10	6,44	26,24	15,23	6,25	26,97	-0,02	0,63	0,00	1,33	43,46

Joonis 53. FEST20 esisilla geometria külgekaldumisel

RH and LH wheel	camber angle	caster angle	caster trail	kpi angle	scrub radius	steering offset	wheel scrub	axle tramp	toe degree	rc offset	roll centr chassis
27,00 bump	-2,00	7,35	29,13	17,15	6,20	29,78	1,27	1,78	0,00	0,00	43,99
26,00 bump	-1,94	7,30	28,96	17,09	6,20	29,62	1,25	1,72	0,00	0,00	43,96
24,00 bump	-1,82	7,20	28,63	16,97	6,21	29,29	1,19	1,59	0,00	0,00	43,90
22,00 bump	-1,70	7,09	28,30	16,85	6,22	28,97	1,13	1,45	0,00	0,00	43,84
20,00 bump	-1,59	6,99	27,96	16,73	6,23	28,65	1,06	1,32	0,00	0,00	43,78
18,00 bump	-1,47	6,89	27,63	16,62	6,24	28,33	0,99	1,19	0,00	0,00	43,73
16,00 bump	-1,36	6,79	27,30	16,50	6,25	28,01	0,91	1,06	0,00	0,00	43,68
14,00 bump	-1,25	6,69	26,97	16,39	6,26	27,68	0,82	0,93	0,00	0,00	43,64
12,00 bump	-1,14	6,60	26,64	16,27	6,26	27,37	0,72	0,80	0,00	0,00	43,60
10,00 bump	-1,03	6,50	26,31	16,16	6,27	27,05	0,62	0,66	0,00	0,00	43,56
8,00 bump	-0,92	6,40	25,98	16,05	6,28	26,73	0,51	0,53	0,00	0,00	43,53
6,00 bump	-0,81	6,30	25,65	15,94	6,29	26,41	0,39	0,40	0,00	0,00	43,49
4,00 bump	-0,71	6,20	25,32	15,83	6,30	26,09	0,27	0,27	0,00	0,00	43,47
2,00 bump	-0,60	6,10	24,99	15,72	6,31	25,78	0,14	0,13	0,00	0,00	43,44
Static	-0,50	6,00	24,67	15,62	6,31	25,46	0,00	0,00	0,00	0,00	43,42
2,00 droop	-0,40	5,91	24,34	15,51	6,32	25,15	-0,14	-0,13	0,00	0,00	43,40
4,00 droop	-0,30	5,81	24,01	15,41	6,33	24,83	-0,30	-0,27	0,00	0,00	43,39
6,00 droop	-0,20	5,71	23,69	15,31	6,34	24,52	-0,45	-0,40	0,00	0,00	43,37
8,00 droop	-0,10	5,62	23,36	15,21	6,34	24,21	-0,62	-0,53	0,00	0,00	43,36
10,00 droop	0,00	5,52	23,03	15,10	6,35	23,89	-0,79	-0,67	0,00	0,00	43,36
12,00 droop	0,10	5,42	22,71	15,01	6,36	23,58	-0,97	-0,80	0,00	0,00	43,35
14,00 droop	0,19	5,33	22,39	14,91	6,37	23,27	-1,15	-0,94	0,00	0,00	43,35
16,00 droop	0,29	5,23	22,06	14,81	6,37	22,96	-1,35	-1,07	0,00	0,00	43,35
18,00 droop	0,38	5,14	21,74	14,72	6,38	22,65	-1,55	-1,21	0,00	0,00	43,36
20,00 droop	0,47	5,04	21,41	14,62	6,39	22,35	-1,75	-1,34	0,00	0,00	43,37
22,00 droop	0,57	4,95	21,09	14,53	6,39	22,04	-1,96	-1,48	0,00	0,00	43,37
24,00 droop	0,66	4,85	20,77	14,44	6,40	21,73	-2,18	-1,62	0,00	0,00	43,39
26,00 droop	0,74	4,76	20,45	14,34	6,41	21,43	-2,41	-1,75	0,00	0,00	43,40
27,00 droop	0,79	4,71	20,29	14,30	6,41	21,27	-2,53	-1,82	0,00	0,00	43,41

Joonis 54. FEST20 esisilla geometria üles-alla liikumisel

Nookumistsenter projekteeriti paralleelselt külgakaldumistsentritega, kuna see oleneb samamoodi õõtshoobade kaldumisnurgast. Lõplik nookumistsenter staatilises olekus valiti X-teljეს esiteljest 794,63 mm taha poole ning maapinnast 75,27 mm kõrgusel. Pidurdades esisilla langedes nookumistsenter liigub taha poole, mis tekitab suurema jõuõla sõiduki massikeskme vahel ehk suurema nookumise momendi. Vedruksentri seisukohast liikudes nookumistsentriga taha poole, muutub ka sõiduki momendi vastupanu suuremaks. Sellise olukorra eeliseks on see, et kergetel pidurdustel sõidukil on väike inertsmoment, kuid pikematel pidurdustel inertsmoment ja jäikus kasvavad, mis tekitab sõidukile pidurdades stabiilsema olukorra. Nookumistsentri liikumine on välja toodud Joonis 55, kus vasakul veerus on esisilla kõrgused, üleval reas tagasilla kõrgused ning nookumistsentri asukoht on kujutatud

loogikaga $\frac{\text{Nookumistsentri kaugus esiteljest}}{\text{Nookumistsentri kõrgus maapinnast}}$.

Longitudinal	pitch	centre	movement	- LH							
Fr \ Rr ->	8,00	6,00	4,00	2,00	0,00	-2,00	-4,00	-6,00	-8,00		
8,00	741,98	744,14	746,24	748,27	750,30	752,33	754,38	756,32	758,23		
	70,99	72,16	73,34	74,51	75,69	76,87	78,06	79,24	80,43		
6,00	753,71	755,69	757,60	759,46	761,32	763,18	765,07	766,85	768,61		
	70,96	72,13	73,29	74,46	75,63	76,81	77,99	79,17	80,35		
4,00	765,47	767,26	769,00	770,68	772,37	774,06	775,79	777,41	779,02		
	70,89	72,06	73,22	74,38	75,55	76,72	77,90	79,07	80,25		
2,00	777,36	778,96	780,51	782,02	783,53	785,05	786,62	788,07	789,53		
	70,79	71,94	73,10	74,26	75,42	76,59	77,76	78,93	80,10		
0,00	789,18	790,59	791,96	793,29	794,63	795,98	797,38	798,68	799,98		
	70,66	71,81	72,96	74,12	75,27	76,44	77,61	78,77	79,94		
-2,00	801,12	802,33	803,52	804,66	805,83	807,01	808,24	809,38	810,52		
	70,48	71,63	72,78	73,93	75,09	76,25	77,41	78,57	79,74		
-4,00	812,98	814,01	815,01	815,98	816,97	817,98	819,05	820,02	821,01		
	70,29	71,43	72,58	73,73	74,88	76,03	77,20	78,35	79,52		
-6,00	824,96	825,79	826,61	827,39	828,21	829,05	829,94	830,76	831,58		
	70,05	71,19	72,34	73,48	74,63	75,78	76,94	78,10	79,26		
-8,00	836,97	837,61	838,24	838,84	839,48	840,14	840,87	841,53	842,19		
	69,77	70,92	72,06	73,20	74,35	75,50	76,66	77,81	78,97		

Joonis 55. Nookumistsentri liikumine +- 8mm vedrustuse käigul esi- ja tagasilla suhtes

4.6.3. Vedrude ja amortisaatorite ülekanetegurid

Ülekaneteguril on tähtis osa sõiduki vedrustuse liikumisel. Ülekaneteguri muutusel muutub vedru vastupanuvõime rattast tulevatele jõududele, kus ülekandearvu suurenemisel langeb sõiduki kere jaoks vedru jäikus ning suureneb ülekanstav jõud. See tekitab ka amortisaatori summutusteguri jaoks muutuva olukorra ning võib väljuda soovitud alast. Oluline on teada neid ülekanetegureid, samuti stabilisaatorvarda ülekanetegurit, et projekteerimisel õigesti hinnata sõiduki jäikust.

Eelnevas punktis selgitatud hetketsentrite valimisega paralleelselt valiti ka amortisaatorite asukohta. Eesmärk oli viia ülekanetegur võimalikult lineaarseks või siis liikuda jäigema olukorra poole külgakaldumisel.

Esisilla ülekande tegur saadi 1,351 ning amortisaatori lühenedes ülekanetegur vähenes ehk vedrustatud massi jäikus tõusis. See on soodne olukord, kus pidurdades esisilla jäikus tõuseb või kurvis välimise ratta jäikus tõuseb lühenedes (Joonis 56).

	Wheel rate N/mm	lb/in	Motion ratio	Length
Shockabsorber				
27,00 bump			1,311	333,87
26,00 bump			1,313	334,63
24,00 bump			1,316	336,16
22,00 bump			1,319	337,67
20,00 bump			1,322	339,19
18,00 bump			1,325	340,70
16,00 bump			1,328	342,21
14,00 bump			1,331	343,72
12,00 bump			1,334	345,22
10,00 bump			1,337	346,72
8,00 bump			1,340	348,21
6,00 bump			1,344	349,70
4,00 bump			1,347	351,19
2,00 bump			1,350	352,67
Static			1,351	354,15
2,00 droop			1,354	355,63
4,00 droop			1,357	357,11
6,00 droop			1,361	358,58
8,00 droop			1,364	360,04
10,00 droop			1,367	361,51
12,00 droop			1,370	362,97
14,00 droop			1,373	364,43
16,00 droop			1,376	365,88
18,00 droop			1,379	367,33
20,00 droop			1,382	368,78
22,00 droop			1,385	370,23
24,00 droop			1,388	371,67
26,00 droop			1,391	373,11
27,00 droop			1,393	373,82

Joonis 56. FEST20 esisilla ülekaneteguri dünaamiline muutus

Tagasilla ülekanetegur saadi 1,146, mis erines veidi esialgsest eeldusest ning külgakaldumise arvutuse Excelit tuli korrigeerida. Ülekanetegur muutub külgakaldumisel suuremaks ehk tagasilla jäikus langeb. See tähendab, et kurvis liigub sõiduk alajuhitavama olukorra poole ning sellega tuleb arvestada. Küll aga suurem muutus toimub suurematel vedrustuse amplituudidel, kuhu see kurvis ei pruugigi jõuda. +/- 10 mm vedrustuse käigul püsib ülekanetegur väga sarnasena (Joonis 57).

	Wheel rate		Motion ratio	Length
	N/mm	lb/in		
Shockabsorber				
27,00 bump			1,238	152,10
26,00 bump			1,231	152,91
24,00 bump			1,218	154,54
22,00 bump			1,207	156,19
20,00 bump			1,197	157,85
18,00 bump			1,188	159,52
16,00 bump			1,180	161,21
14,00 bump			1,173	162,91
12,00 bump			1,167	164,61
10,00 bump			1,162	166,33
8,00 bump			1,158	168,05
6,00 bump			1,154	169,78
4,00 bump			1,150	171,52
2,00 bump			1,147	173,26
Static			1,146	175,00
2,00 droop			1,144	176,75
4,00 droop			1,141	178,50
6,00 droop			1,139	180,25
8,00 droop			1,138	182,01
10,00 droop			1,136	183,77
12,00 droop			1,135	185,53
14,00 droop			1,133	187,30
16,00 droop			1,132	189,06
18,00 droop			1,130	190,83
20,00 droop			1,128	192,60
22,00 droop			1,126	194,38
24,00 droop			1,124	196,16
26,00 droop			1,122	197,94
27,00 droop			1,120	198,83

Joonis 57. FEST20 tagasilla amortisaatori ülekangeteguri dünaamiline muutus

Tagasilla stabilisaatorvarda ülekangetegur saadi 2,294, mis püsib väga konstantsena sõiduki kaldudes (Joonis 58).

Anti-roll bar			
0,60 roll LH	47,25	269,80	2,296
0,55 roll LH	47,26	269,86	2,296
0,50 roll LH	47,27	269,93	2,295
0,45 roll LH	47,28	269,99	2,295
0,40 roll LH	47,29	270,05	2,295
0,35 roll LH	47,30	270,11	2,295
0,30 roll LH	47,31	270,16	2,294
0,25 roll LH	47,32	270,21	2,294
0,20 roll LH	47,33	270,25	2,294
0,15 roll LH	47,34	270,29	2,294
0,10 roll LH	47,34	270,33	2,294
0,05 roll LH	47,35	270,35	2,294
0,00 roll	47,35	270,37	2,294
0,05 roll RH	47,35	270,39	2,294
0,10 roll RH	47,35	270,40	2,293
0,15 roll RH	47,35	270,40	2,293
0,20 roll RH	47,35	270,39	2,294
0,25 roll RH	47,35	270,37	2,294
0,30 roll RH	47,35	270,35	2,294
0,35 roll RH	47,34	270,32	2,294
0,40 roll RH	47,33	270,27	2,294
0,45 roll RH	47,32	270,22	2,294
0,50 roll RH	47,31	270,16	2,294

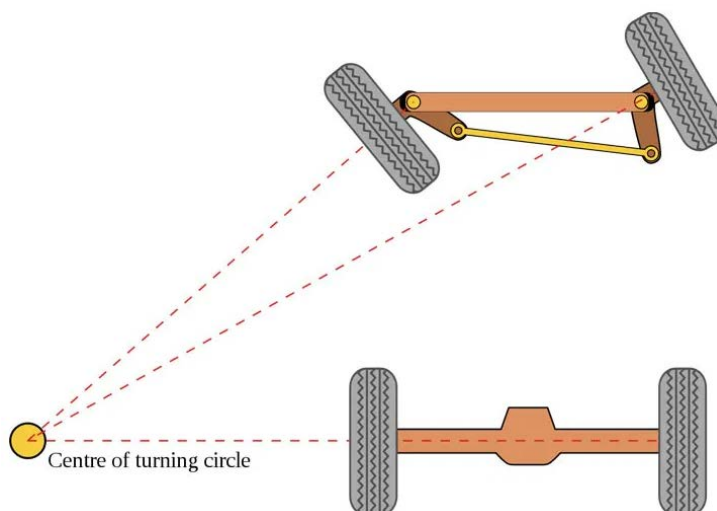
Joonis 58. Tagasilla stabilisaatorvarda ülekangeteguri muutus

4.6.4. Rooligeomeetria projekteerimine

Rooligeomeetria projekteerimisel on paralleelselt vaja jälgida mitmeid parameetreid:

- Ackermanni seos
- Rataste pöördenurk, roolilati käik
- Parasiitroolimine vedrustuse käigul
- Järeljooksu suurus
- Käändtelje pikikalle
- Käändtelje külgekalle
- Pöördtelje külgnihe

Ackermanni seos näitab sõiduki esisillal parema- ja vasaku ratta nurga muutust vastavalt roolinurga muutusele. Kui sõiduk liigub mööda pöördepunkti, siis sõiduki laiuse tõttu vasak ja parem ratas liiguvad erinevatel raadiustel. Ideaalne ackermanni geomeetria (100%) on siis, kui sisemise- ja välimise ratta risttelg kohtub täpselt kurvi raadiuse keskpunktis [29] (Joonis 59).



Joonis 59. Ideaalne Ackermanni geomeetria [29]

Võidusõidu autol on ackermanni geomeetria oluline osa kontrollimaks sõiduki esisilla keeramisel siirdenurkasi. Vastavalt rehvi siirdenurga graafikule (Joonis 9) valitakse sobiv Ackermanni seos. Ackermanni täpse väärtuse arvutamiseks kasutatakse sõiduki dünaamilist arvutust, kus on kasutusel külgsiirus, pikikiirus, massikeskme asukoht ning kere siirdenurk. Kuna projekteerimise faasis on kere siirdenurk ning selle kontrollimine teadmata, tehakse Ackermanni valik vaid siirdenurga graafiku järgi. Joonis 9 kujutab FEST20 valitud rehvi siirdenurga graafikut, kus on näha, et koormuse kasvades on vajalik järjest suurem siirdenurk maksimaalse külgsidestuse saavutamiseks. Teades, et kurvi välimine ratas on alati suurema koormusega, valiti rooligeomeetriaks väike anti-ackermann, kus hoopis sõiduki välimine – suurema koormusega ratas – keeratakse kurvis suurema nurga alla, kui sisemine. See tekitab suurema koormusega rehvide suurema siirdenurga ning vastavalt väiksema koormusega sisemisele rehvide väiksema siirdenurga, mis on rehvi mudeli poolest soodne olukord. Lõpliku väärtusena saadi Ackermanni seos -19%.

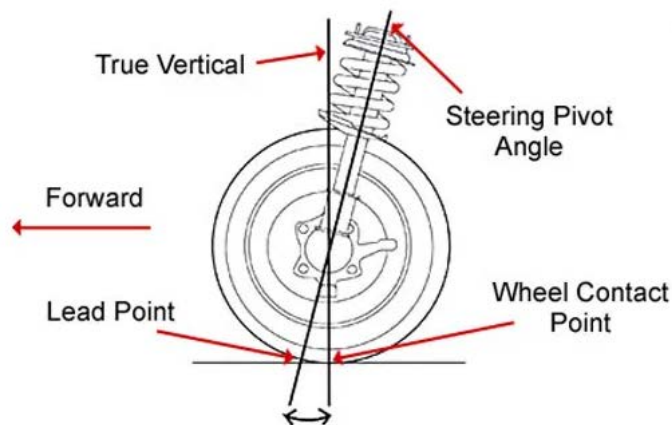
Steering turn angle	Toe out in turn	Wheel toe angle		Rack travel	Steering Ratio:1		Ackermann %
		LH	RH		LH	RH	
26,00 LH	2,10	-23,90	26,00	32,24	8,65	7,23	-17,39
24,00 LH	1,77	-22,23	24,00	30,03	8,71	7,42	-17,39
22,00 LH	1,47	-20,53	22,00	27,76	8,76	7,60	-17,46
20,00 LH	1,21	-18,79	20,00	25,44	8,81	7,77	-17,59
18,00 LH	0,97	-17,03	18,00	23,06	8,84	7,92	-17,79
16,00 LH	0,76	-15,24	16,00	20,64	8,87	8,06	-18,05
14,00 LH	0,58	-13,42	14,00	18,18	8,89	8,20	-18,35
12,00 LH	0,42	-11,58	12,00	15,68	8,90	8,32	-18,69
10,00 LH	0,29	-9,71	10,00	13,14	8,90	8,42	-19,07
8,00 LH	0,19	-7,81	8,00	10,56	8,89	8,52	-19,43
6,00 LH	0,10	-5,90	6,00	7,96	8,87	8,61	-19,71
4,00 LH	0,04	-3,96	4,00	5,33	8,84	8,68	-19,54
2,00 LH	0,01	-1,99	2,00	2,67	8,80	8,75	-16,04
Straight	0,00	0,00	0,00	0,00	8,77	8,77	0,00
2,00 RH	0,01	2,00	-1,99	2,67	8,75	8,80	-16,04
4,00 RH	0,04	4,00	-3,96	5,33	8,68	8,84	-19,54
6,00 RH	0,10	6,00	-5,90	7,96	8,61	8,87	-19,71
8,00 RH	0,19	8,00	-7,81	10,56	8,52	8,89	-19,43
10,00 RH	0,29	10,00	-9,71	13,14	8,42	8,90	-19,07
12,00 RH	0,42	12,00	-11,58	15,68	8,32	8,90	-18,69
14,00 RH	0,58	14,00	-13,42	18,18	8,20	8,89	-18,35
16,00 RH	0,76	16,00	-15,24	20,64	8,06	8,87	-18,05
18,00 RH	0,97	18,00	-17,03	23,06	7,92	8,84	-17,79
20,00 RH	1,21	20,00	-18,79	25,44	7,77	8,81	-17,59
22,00 RH	1,47	22,00	-20,53	27,76	7,60	8,76	-17,46
24,00 RH	1,77	24,00	-22,23	30,03	7,42	8,71	-17,39
26,00 RH	2,10	26,00	-23,90	32,24	7,23	8,65	-17,39

Joonis 60. FEST20 esisilla dünaamiline pöördegeomeetria

Rataste pöörderaadius ja roolilati käik valiti vastavalt koostöös vedrustuse meeskonna detailidele. Kasutades projekteerimise ajal vedrustuse punkte 3D tarkvaras, leitakse üles detailide pörkumise kohad ning määratakse maksimaalsed pöördenurgad. FEST20 puhul saadi lõplikuks roolilati käiguks 27,5 mm ühele poole ning rataste pöördenurk 22 kraadi.

Parasiitroolimine on olukord, kus roolilati- ja roolivarraste asetuse tõttu vedrustuse üles-alla käigul toimub ratta pöördenurga muutus. Selline olukord võib tekkida, kui mahutavuse tõttu ei ole võimalik asetada vardaid sobivasse asukohta. parasiitroolimine tekitab siirdenurkasi ületades pinnase ebataasususi, mis võib tekitada ebastabiilseid olukordi rajal ootamatute külgjõudude ja suunamuutuste näol. Vormel-tüüpi sõidukitel on vedrustuse jaoks piisavalt ruumi, et täielikult parasiitroolimine eemaldada, mida tehti ka FEST20 puhul nii esi- kui ka tagasillal.

Käändtelje pikikalle ja järeljooks on vedrustuse parameetrid, mis sõltuvad üksteisest kuid ilmingimata ei tekita üksteist. Käändtelje pikikalle on kinemaatika parameeter, mis on nurk kraadides ülemist- ja alumist õõtshoova välimist liigendit läbiva telje ning vertikaali vahel (Joonis 61). Pikendades õõtshoobade välimiste kuulliigendite telge maapinnani, saame selle pikikalde telje ning rehvi tsentri vertikaaltelje vahele pikkuse millimeetrites. See pikkus on järeljooks. Järeljooksu on võimalik tekitada lisades pikikallet või muuta õõtshoobade kinnituspunkte käänmiku küljes nii, et kahe telje vahele tekiks endiselt järeljooks. Sellisel viisil saab tekitada järeljooksu ilma pikikaldeta. Pikikalde eesmärk on ratta keerates tekitada külgakallet. Kõrvalmõjuna tõstab see ka sõiduki kere ja tekitab järeljooksu, mis on ühed roolitunnetuse komponendid.



Joonis 61. Pikikalle ja järeljooks [30]

FEST20 käändtelje pikikaldeks valiti 6° staatilises olekus. See tekitab olukorra, kus keerates välimisel rattale tekib järjest suurem negatiivne külgakalle ning sisemisel rattal järjest suurem positiivne külgakalle (Joonis 62). Need kalde muutused aitavad kaasa esisilla pikale hetketsentrile (Joonis 53). Järeljooksu väärtus võeti eelmise sõiduki roolitunnetuse kogemuste abil. Teades, et eelneval sõidukil oli rooli sirgeks jooksmisega raskusi ning samas mõjutasid tee kumerused rooli liikumist liialt palju, võeti eelnevalt sõidukilt järeljooksu ja pöördnihke parameetrid, vastavalt 5 mm ja 30 mm. FEST20 jaoks keerati need väärtused vastupidiseks, projekteeriti järeljooks 24,67 mm ning külgnihe 6,3 mm (Joonis 63). See tekitab roolitunnetuse kohapealt olukorra, kus rooli iseeneselik otseks jooksmine on vähem sõltuv teepinna kumerustest, samas rooli üldised jõud jäävad sarnaseks.

Tagasillal ei ole pikikalde väärtus oluline, kuid järeljooks tuleks kindlasti valida 0 mm. Selle põhjuseks on minimaliseerida jõudude teket roolivardas, et saavutada maksimaalne tagasilla jooksu kontroll.

Steering turn angle	Camber (actual)		Camber (change)		Caster (actual)		Caster (change)	
	LH	RH	LH	RH	LH	RH	LH	RH
26,00 LH	3,22	-1,41	3,72	-0,91	12,11	-1,64	6,10	-7,65

Calculated using SusProg3D V5.104B (1370.1) by FS Team Tallinn Rando 22.05.2021 20:03

24,00 LH	2,87	-1,45	3,57	-0,95	11,73	-1,04	5,72	-7,05
22,00 LH	2,53	-1,48	3,03	-0,98	11,34	-0,45	5,33	-6,46
20,00 LH	2,20	-1,49	2,70	-0,99	10,94	0,14	4,93	-5,87
18,00 LH	1,87	-1,48	2,37	-0,98	10,52	0,74	4,51	-5,27
16,00 LH	1,56	-1,45	2,06	-0,95	10,08	1,33	4,07	-4,68
14,00 LH	1,25	-1,40	1,75	-0,90	9,62	1,93	3,61	-4,08
12,00 LH	0,96	-1,33	1,46	-0,83	9,15	2,52	3,14	-3,49
10,00 LH	0,68	-1,24	1,18	-0,74	8,66	3,11	2,65	-2,90
8,00 LH	0,42	-1,13	0,92	-0,63	8,16	3,70	2,15	-2,31
6,00 LH	0,16	-1,00	0,66	-0,50	7,64	4,28	1,63	-1,73
4,00 LH	-0,07	-0,85	0,43	-0,35	7,11	4,86	1,10	-1,15
2,00 LH	-0,30	-0,69	0,20	-0,19	6,56	5,44	0,55	-0,57
Straight	-0,50	-0,50	0,00	0,00	6,00	6,00	-0,01	-0,01
2,00 RH	-0,69	-0,30	-0,19	0,20	5,44	6,56	-0,57	0,55
4,00 RH	-0,85	-0,07	-0,35	0,43	4,86	7,11	-1,15	1,10
6,00 RH	-1,00	0,16	-0,50	0,66	4,28	7,64	-1,73	1,63
8,00 RH	-1,13	0,42	-0,63	0,92	3,70	8,16	-2,31	2,15
10,00 RH	-1,24	0,68	-0,74	1,18	3,11	8,66	-2,90	2,65
12,00 RH	-1,33	0,96	-0,83	1,46	2,52	9,15	-3,49	3,14
14,00 RH	-1,40	1,25	-0,90	1,75	1,93	9,62	-4,08	3,61
16,00 RH	-1,45	1,56	-0,95	2,06	1,33	10,08	-4,68	4,07
18,00 RH	-1,48	1,87	-0,98	2,37	0,74	10,52	-5,27	4,51
20,00 RH	-1,49	2,20	-0,99	2,70	0,14	10,94	-5,87	4,93
22,00 RH	-1,48	2,53	-0,98	3,03	-0,45	11,34	-6,46	5,33
24,00 RH	-1,45	2,87	-0,95	3,37	-1,04	11,73	-7,05	5,72
26,00 RH	-1,41	3,22	-0,91	3,72	-1,64	12,11	-7,65	6,10

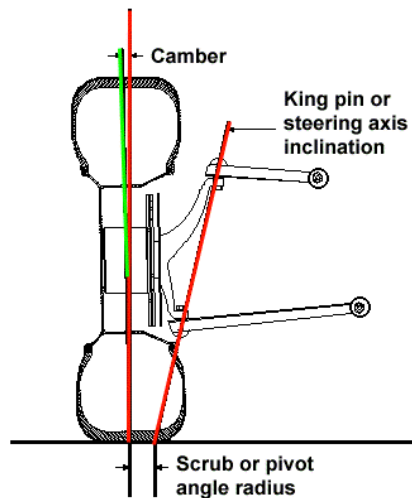
Joonis 62. FEST20 dünaamiline rooligeomeetria

Steering turn angle	Jacking effect		Caster trail		KPI Offset		Steering offset	
	LH	RH	LH	RH	LH	RH	LH	RH
26,00 LH	4,12	-1,57	46,97	-1,60	5,16	6,76	47,25	6,94
24,00 LH	3,79	-1,58	45,55	0,41	5,25	6,76	45,85	6,77
22,00 LH	3,45	-1,57	44,07	2,44	5,35	6,76	44,39	7,18
20,00 LH	3,11	-1,54	42,54	4,46	5,44	6,75	42,88	8,09
18,00 LH	2,77	-1,48	40,95	6,49	5,54	6,73	41,33	9,35
16,00 LH	2,44	-1,40	39,32	8,52	5,63	6,71	39,72	10,85
14,00 LH	2,10	-1,30	37,64	10,56	5,72	6,68	38,07	12,49
12,00 LH	1,78	-1,18	35,91	12,59	5,81	6,65	36,38	14,23
10,00 LH	1,45	-1,04	34,14	14,61	5,90	6,61	34,64	16,04
8,00 LH	1,14	-0,87	32,32	16,64	5,99	6,56	32,87	17,88
6,00 LH	0,84	-0,68	30,47	18,66	6,08	6,51	31,07	19,76
4,00 LH	0,54	-0,48	28,57	20,67	6,16	6,45	29,23	21,65
2,00 LH	0,27	-0,25	26,64	22,67	6,24	6,38	27,36	23,55
Straight	0,00	0,00	24,67	24,67	6,31	6,31	25,46	25,46
2,00 RH	-0,25	0,27	22,67	26,64	6,38	6,24	23,55	27,36
4,00 RH	-0,48	0,54	20,67	28,57	6,45	6,16	21,65	29,23
6,00 RH	-0,68	0,84	18,66	30,47	6,51	6,08	19,76	31,07
8,00 RH	-0,87	1,14	16,64	32,32	6,56	5,99	17,88	32,87
10,00 RH	-1,04	1,45	14,61	34,14	6,61	5,90	16,04	34,64
12,00 RH	-1,18	1,78	12,59	35,91	6,65	5,81	14,23	36,38
14,00 RH	-1,30	2,10	10,56	37,64	6,68	5,72	12,49	38,07
16,00 RH	-1,40	2,44	8,52	39,32	6,71	5,63	10,85	39,72
18,00 RH	-1,48	2,77	6,49	40,95	6,73	5,54	9,35	41,33
20,00 RH	-1,54	3,11	4,46	42,54	6,75	5,44	8,09	42,88
22,00 RH	-1,57	3,45	2,44	44,07	6,76	5,35	7,18	44,39
24,00 RH	-1,58	3,79	0,41	45,55	6,76	5,25	6,77	45,85
26,00 RH	-1,57	4,12	-1,60	46,97	6,76	5,16	6,94	47,25

Joonis 63. FEST20 käändtelje jõuõlad

Käändtelje külgakalle ning pöördtelje nihe on parameetrid väga sarnased pikikaldele, kuid eest vaates. Ülemise õõtshoova ratta poolse liigendi ning alumise õõtshoova rattapoolse liigendi läbi viiakse telg, mille nurka mõõdetakse rehvi keskpunkti vertikaalteljega. Telje pikendamine maapinnani tekitab kahe telje vahele kauguse – pöördtelje nihe (Joonis 64). Pöördtelje nihet võib võtta kui jõuõlga pöördtelje ning rehvi kontaktpunkti vahel. Teades, et

pöördteljele mõjuvad jõud kanduvad roolirattasse, näeme, et külgnihe mõjutab rattale pikisuunas mõjuvate jõudude võimendamist roolirattas.



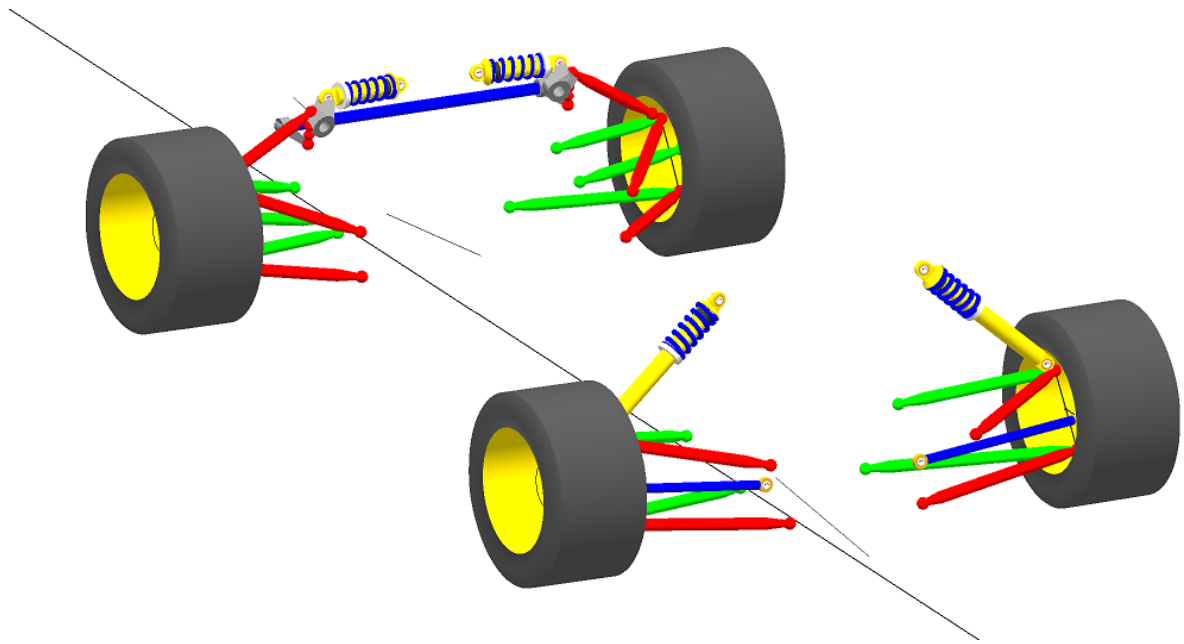
Joonis 64. Käändtelje külgakalle ning pöördtelje nihe [31]

FEST20 puhul hoiti külgnihe vaid 5 mm juures, et minimiseerida teepinnase kumerustest tekkivaid jõudude avaldusi roolirattas, kuid hoiti väike nihe, et anda juhile esmane tagasiside. Nihe on toodud välja Joonis 63 (*KPI offset*). Käändtelje külgakalle valiti FEST20 puhul 16 kraadi. see tekkis mahutavuse tõttu, kus ülemine õõtshoob pidi jääma velje siseküljele, et ära mahutada tõukurvarras ning alumise õõtshoova kinnitus tehti vastavalt, et saavutada 5 mm pöördtelje nihe.

Tagasillal ei ole käändtelje külgakalde väärtus oluline, kuid pöördtelje nihe tuleks kindlasti valida 0 mm. Selle põhjuseks on minimaliseerida jõudude teket roolivardas, et saavutada maksimaalne tagasilla jooksu kontroll.

4.7. Lõplik vedrustus

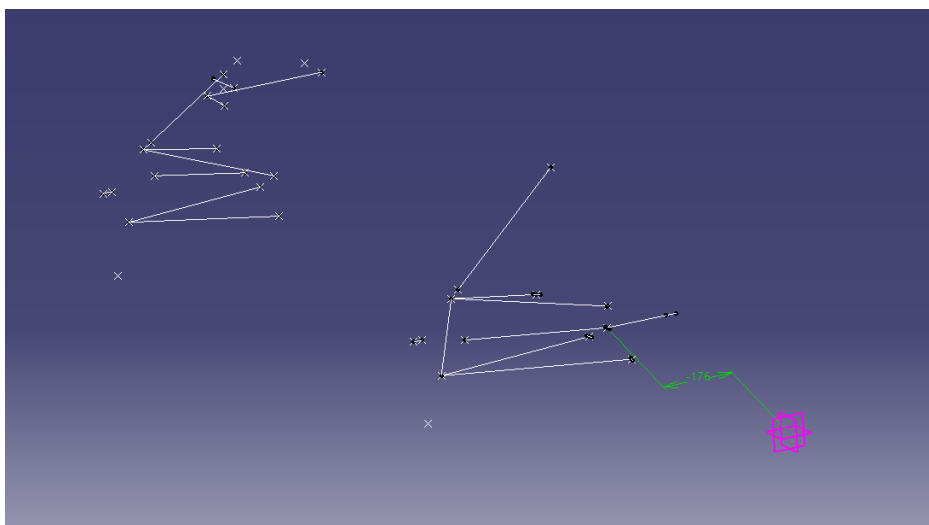
Läbides kõiki eelnevalt kirjeldatud projekteerimise faase, saadi lõplikud vedrustuse punktid sõidukile FEST20 programmis SusProg3D (Joonis 65)



Joonis 65. FEST20 vedrustus programmis SusProg3D

Vedrustuse punktide valmimisel saadi ka lõplikud vedrustuse parameetrid, mis viidi sisse kaaluüंबरjaotuse Exceli arvutustesse ning valiti vastavalt vajadusele veel uued vedrude- või stabilisaatorvarda jäikused (Lisa 4).

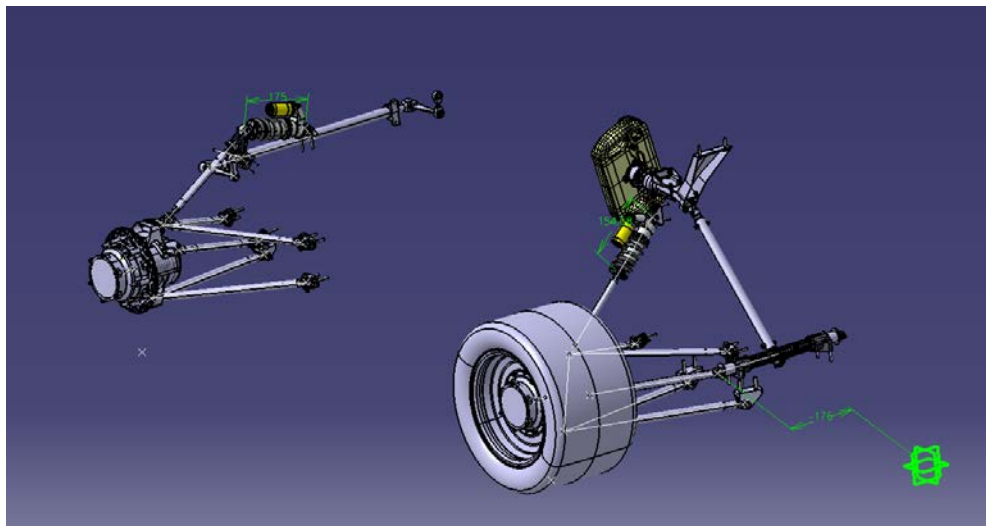
Järgnevas sisestati vedrustuse punktid programmi CATIA V5, kus FS Team Tallinna vedrustuse meeskond sai punkte kasutada vedrustuse detailide projekteerimisel. Vedrustuse meeskond sai ka kinemaatika projekteerijalt vedrustuse käigud ning esirataste roolimisnurgad (Joonis 66).



Joonis 66. FEST20 vedrustuse punktid programmis CATIA V5

Järgnevakts sisestati vedrustuse punktid vedrustuse jõudude arvutuse Exceli moodulisse, mis on välja töötatud Formula Student Team Tallinna endiste liikmete poolt. Jõudude arvutus tehakse põhimõttel, kus genereeritakse külgs- ja pikikiirenduste olukorrad sõiduki jaoks. Seejärel arvutatakse sõiduki parameetrite järgi kaaluüंबरjaotuse väärtused, et leida iga rehvi külgs-, piki ja vertikaaljõud. Jõudude arvutamisel kasutatakse lihtsustust sidestusteguri 1 näol. Teades rehvi kontaktpunkti jõudusi (Lisa 5), tuuakse sisse detailsed vedrustuse punktid, kust on võimalik välja arvutada kõik jõuõlad rehvi kontaktpunkti suhtes. Järgnevalt saab arvutada resultantjõud igas vedrustuse sõlmes esisillal (Lisa 6) ja tagasillal (Lisa 7).

Vedrustuse hoobadele mõjuvate jõudude teadmine on äärmiselt oluline kogu sõiduki detailide projekteerimiseks. Jõudude tabel edastati FS Team Tallinna vedrustuse- ja komposiidi meeskonnale, kes kasutas jõudusi hoobade, kere, käänmike ning muude detailide projekteerimisel (Joonis 67).



Joonis 67. FEST20 vedrustuse detailid projekteeritud vedrustuse meeskonna poolt vedrustuse punktide järgi

Projekteerimisfaasi lõpus tootis Formula Student Team Tallinn koostöös meeskonna toetajatega sõiduk FEST20 (Joonis 68).



Joonis 68. FEST20. FS Team Tallinn erakogu

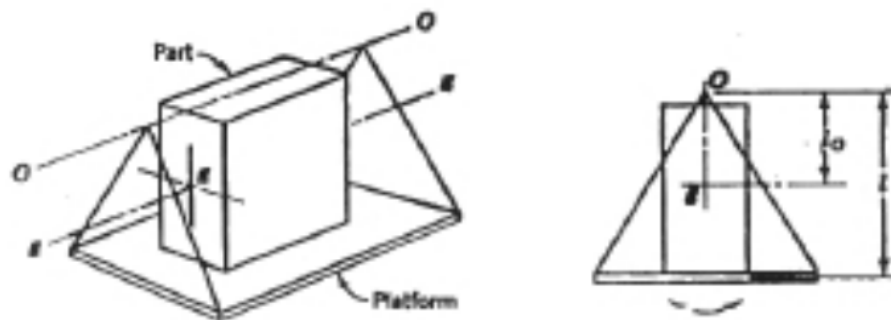
Kinemaatika projekteerimise lõpetamisel ning ülejäänud meeskonna tootmise ajal oli töö autori ülesanne tegeleda simulatsioonidega ettevalmistuseks testimisteks ning võistlusteks (Peatükk 5.)

5. SIMULATSIOONID JA KATSETUSED

Simulatsioonid ja katsed on olulised osad sõiduki dünaamika määramisel. Arvutuslikud sõiduki dünaamika omadused annavad võimaluse kaotada ära katse-eksitus meetodil tehtavad sõiduki seadistused ringrajal ning annavad insenerile väga hea ettekujutuse, millises suunas muutub sõiduki käitumine vastavalt teatud vedrustuse seade muutusele. Sõiduki parameetrite katsed on olulised, et võrrelda CAD tarkvaras tehtud sõiduki ja reaalse sõiduki vahet, mida saab iga järgneva prototüüpsõiduki valmimisel arvesse võtta.

5.1. Sõiduki inertsmomentide mõõtmised

Inertsmomentide mõõtmise saad läbi viia kasutades füüsilise pendli seost. Selleks tuleb sõiduk asetada platvormile ning anda platvormile pendli võnkuv liikumine. Platvorm võngub ümber telje O-O (Joonis 69) ning tuleb mõõta võnke pikkust T , mis on pendli inertsmomentide funktsioon [32].



Joonis 69. Inertsmomentide mõõtmise rakis füüsilise pendli alusel [32]

Platvormi inertsmomentide leiab funktsiooni (16 järgi.

$$I_p = W_p l_o \left(\frac{T_p^2}{4\pi^2} - \frac{l_o}{g} \right) \quad (16) [32]$$

kus I_p = Platvormi inertsmoment ümber platvormi massikeskme

W_p = Platvormi massijõud ($m \cdot g$)

l_o = kaugus pendli pöördteljest platvormi massikeset läbiva teljeni

T_p = platvormi perioodi aeg

g = raskuskiirendus

Platvormil asuva keha inertsmomentide leiame funktsiooni (17 järgi.

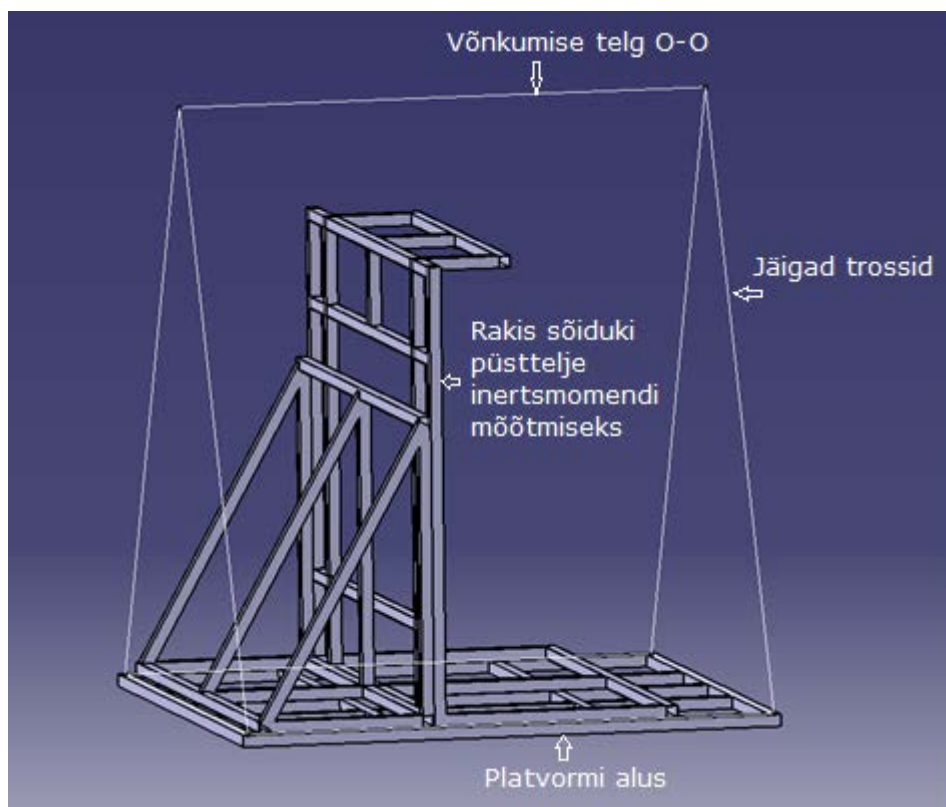
$$I_p = Wl \left(\frac{T^2}{4\pi^2} - \frac{l}{g} \right) + \frac{W_p l_o}{4\pi^2} (T^2 - T_p^2) \quad (17) [32]$$

kus W = Keha massijõud ($m \cdot g$)

T = kogu rakise pendelduse perioodi aeg

l = kaugus pendli pöördteljest platvormil asuva keha massikeskmeni

Selleks, et katsetusel täpset inertsmomenti tulemust saada, on vaja teada detailide massikeskmeid. Pendli platvorm projekteeriti CAD tarkvaras ning täpset massikeskme sai võtta tarkvara arvutusliku massikeskme järgi (Joonis 70). Oluline oli teada massikeskme kaugust pendli võnkumise teljest O-O, mis platvormi aluse puhul (X- ja Y telje inertsmomenti mõõtmisel) oli 2,1502 meetrit ning koos Z-telje inertsmomenti mõõtmise rakisega 1,698823 meetrit.



Joonis 70. Inertsmomenti mõõtmise platvormi 3D mudel

Vormeli massikese leidi katsetuse teel, kus sõiduk koos juhiga kallutati kriitilise ülepaiskumise piirini ning mõõdeti kriitiline nurk. Selle järgi saab leida trigonomeetrilisel viisil massikeskme kõrguse, mis FEST20 puhul saadi 239,4648 mm. Eeldati, et massikese asub sõiduki Y-keskteljel.

Järgnevas asetati sõiduk platvormile. On oluline, et rullumise ja nookumise inertsia jaoks mõõdetakse vaid sõiduki vedrustatud massi, kuna vedrustamata mass ei nooku ega rullu. Püsttelje ümber keeramisel aga keerdub kogu sõiduk, mistõttu tehakse seda koos vedrustatud ning vedrustamata massidega. Kuna katsetused tehti enne FEST20 täielikku valmimist, viidi rullumise ja nookumise katsetused läbi sõidukil FEST19. See andis hea ülevaate inertsmomenti suurusjärgudest, kuna varasematel aastatel polnud mõõtmisi läbi viidud. Arvutuste seisukohalt oli rullumise- ja nookumise inertsmomentid samuti vähemtähtsamad

ning katsetusi ei viidud eraldi läbi sõidukil FEST20. Küll aga tehti püsttelje inertsmomendi mõõtmised mõlemal sõidukil.

Katsetused viidi läbi Tallinna Tehnikakõrgkooli autotehnika laboris, kus katserakis kinnitati hoones asuva I-tala külge (Joonis 71).



Joonis 71. Inertsmomendi mõõtmise katserakis TKTK autotehnika laboris

Inertsmomendi mõõtmisi viidi läbi kaheksas erinevas olukorras:

- 1) Pendli platvorm X-telje mõõtmise asendis
- 2) Pendli platvorm Y-telje mõõtmise asendis
- 3) Pendli platvorm koos sõiduki kinnitusrakisega Z-telje inertsmomendi mõõtmiseks
- 4) X-telje inertsmomendi mõõtmine sõidukil FEST19 (rullumine) (Joonis 73)
- 5) Y-telje inertsmomendi mõõtmine sõidukil FEST19 (nookumine) (Joonis 72)
- 6) Z-telje inertsmomendi mõõtmine sõidukil FEST19 (Joonis 74)
- 7) Z-telje inertsmomendi mõõtmine sõidukil FEST20 ilma aerodünaamika paketita (Joonis 75)
- 8) Z-telje inertsmomendi mõõtmine sõidukil FEST20 koos aerodünaamika paketiga (Joonis 76)

Kõik sõidukitele läbi viidud katsetused tehti koos juhiga (75 kg)



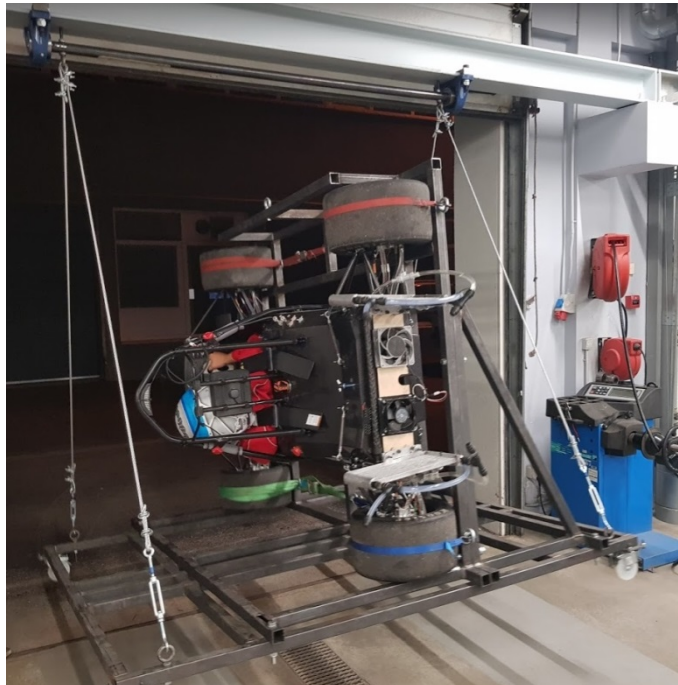
Joonis 72. FEST19 Y-telje inertsmomendi mõõtmine



Joonis 73. FEST19 X-telje inertsmomendi mõõtmine



Joonis 74. FEST19 Z-telje inertsmomendi mõõtmine



Joonis 75. FEST20 Z-telje inertsmomendi mõõtmine ilma aerodünaamika paketita



Joonis 76. FEST20 Z-telje inertsmomendi mõõtmine koos aerodünaamika paketiga

Võnke perioodi mõõdeti sõidukil oleva kiirendusanduriga, et saada täpsem tulemus. Andurite tulemusi vaadeldi programmis GEMS Data Analysis Pro 4.2.0 (Joonis 77).



Joonis 77. Võnkumise mõõtmistulemused programmis GEMS Data Analysis Pro 4.2.0

Perioodi mõõtmisi viidi läbi vähemalt viis korda ühe katsetuse kohta ning arvutati keskmine periood.

Inertsmoment arvutati kasutades funktsioone (16) ja (17). Tulemused on toodud tabelisse 3.

Tabel 3. Inertsmomendi katsetusliku mõõtmise tulemused

	T (s)	M (kg)	G (m/s ²)	l (m)	l _p (m)	T _p (s)	m _p (kg)	I (kg.m ²)
Platvorm X			9,81		2,1502	3,0533	48	
Platvorm Y			9,81		2,1502	3,108815	48	
Platvorm Z			9,81		1,698823	2,953701	136	
FEST19 X	2,804222	213	9,81	1,7927	2,1502	3,0533	48	24,19
FEST19 Y	2,913111	213	9,81	1,7927	2,1502	3,108815	48	90,45
FEST19 Z	2,774875	258	9,81	1,39575	1,698823	2,953701	136	127,58
FEST20 Z	2,772375	230,5	9,81	1,39575	1,698823	2,953701	136	106,815
FEST20+aero Z	2,773212	244	9,81	1,39575	1,698823	2,953701	136	116,154

Tulemuste järgi saab hinnata, et äärmiselt oluline on täpne perioodi aja mõõtmine, kuna erinevatel sõidukitel võib perioodi erinevus olla vaid tuhandik sekundist.

Kuna perioodi vahe mõõtmistel on ülimalt väike, arvutati FEST20 rullumise ja nookumise inertsmomendid kasutades FEST19 perioode. Muudeti vaid massikeskme asukoht (FEST19 = 256mm; FEST20 = 239,46 mm) ja vedrustatud massi suurus. Tulemused on toodud tabelisse 4.

Tabel 4. FEST20 arvutuslikud inertsmomendid ümber X ja Y telgede

	T (s)	M (kg)	G (m/s ²)	l (m)	l _p (m)	T _p (s)	m _p (kg)	I (kg.m ²)
FEST20 X	2,804222	202	9,81	1,80924	2,1502	3,0533	48	15,502
FEST20 Y	2,913111	202	9,81	1,80924	2,1502	3,108815	48	79,233

Tabeli järgi tundub, et protsentuaalselt on inertsmomendi muutused liiga suured, mistõttu ei saa tulemusi võtta tõesena ja tuleks läbi viia reaalsed mõõtmised. Arvutus aga näitab massikeskme ja massi mõju inertsmomendile, mis lisaks tõestab, et võimeka vormelauto ehitamisel on mass ja massikeske väga olulised elemendid.

Inertsmomenti mõjutab kogu sõiduki mass kui ka raskemate detailide asetus sõiduki massikeskme suhtes. FEST20 lõplik Z-telje inertsmoment erines eelnevast prototüüpsõidukist 11,426 kg.m² võrra või 8,6% võrra. Neid numbreid on hea kasutada järgnevate prototüüpsõidukite projekteerimisel ning hinnanguliselt olid sõidukid ka ringrajal erineva käitumisega, kus FEST19 sõidukil esines rohkem stabiilsust ning FEST20 sõidukil väiksem stabiilsus ja kiirem suuna muutmise võime. Kuna katsetuste ajal esines FEST20

prototüüpsõidukil ka palju teisi stabiilsust mõjutavaid probleeme, oli raske hinnata Z-telje inertsmomendi mõju stabiilsusele üksikult.

Inertsmoment on suurus, mis näitab ära vajaliku momendi, et muuta keha pöörlemiskiirendust ümber telje. Viies Z-telje inertsmomendi miinimumini, vajame vähem Z-telje momenti (Peatükk 1.2.) sõiduki pööramiseks, mis tähendab, et sõiduki liikumissuunda on lihtsam muuta. Madalatel kiirustel liikuval ringraja sõidukil on oluline, et vastavalt vajadusele oleks võime saavutada suuri Z-telje pöörlemiskiirendusi. Sõiduki saavutatavat Z-telje momenti mõjutavad ka X- ja Y-telje inertsmomendid ning rehvide kontaktpinnale mõjuvad jõud mida on võimalik lihtsasti mõjutada (ja piirata) sõiduki vedrustuse elementidega, mistõttu tuleks siiski alati tudengivormeli Z-telje inertsmoment viia miinimumini (kogu mass massikeskme lähedale ja massikeskme kõrgus võimalikult madalale).

5.2. YMD

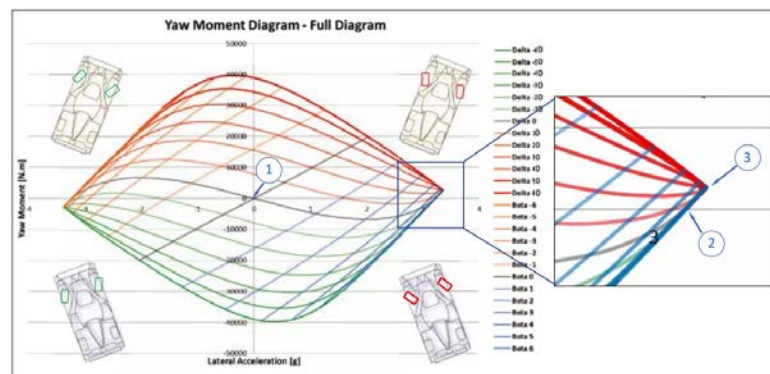
Peatükk 1.2.3. kirjeldati sõiduki balanseeritud olekut, kus kurvi keskosas olles, saavutatud maksimaalse külgsidestuse, on püsttelje pöördemoment 0. Kurvi sisenedes on moment positiivne ja kurvist väljudes negatiivne (olenevalt kurvi suunast), kus sellisel juhul sõiduki esitelje sidestus ning tagatelje sidestus erinevad, tekitades sõidukile keerava momendi.

Püsttelje pöördemomenti põhjustavad 12 jõuelementi: 4 rehvi külgjõudu F_y , 4 pikijõudu F_x ning 4 joondusmomenti M_z . Püsttelje pöördemomendi diagramm, edaspidi YMD (*Yaw Moment Diagram*) on 2D graafik, mis näitab kahte arvutustulemust: vertikaalteljel püsttelje pöördemomendi ning horisontaalteljel külgkiirenduse väärtust. Diagrammile tuuakse punktidenähtudega väärtused, millest iga punkt on kombinatsioon kahest sisendist: juhtrataste pöördenurk δ ning kere või massikeskme siirdenurk β . YMD kasutamine võimaldab inseneril projekteerida ja seadistada sõiduk, mis mitte ainult ei saavuta maksimaalset külgkiirendust, vaid saavutab õige väärtuse püsttelje pöördemomendi soovitud õigel ajal kurvis [33].

YMD arvutatakse itereerimise teel nii, et antakse juhtrataste pöördenurk δ ning massikeskme siirdenurk β kas konstantsel kiirusel või raadiusel. Seejärel arvutatakse igale rehvide siirdenurgad, eeldades, et teada on Ackermanni seos ja kõikide rataste jookside väärtused. Järgmiseks lisatakse arvutatud siirdenurkadele püsttelje pöördekiirus, mis muudab lisaks siirdenurkasi. Kui siirdenurgad on teada, saab arvutada rehvide jõud ja momendid, mille saab rehvimudelilt. Rehvimudeli järgi arvutatakse väärtused F_y , F_x ja M_z . Kui rehvide poolt tekitavad jõud on teada, saab arvutada välja püsttelje pöördemomendi ja sõiduki külgkiirenduse. Kuna arvutatud külgkiirendus on suure tõenäosusega nullist erinev, muutuvad esimeses arvutuses kasutatavad vertikaaljõud kaaluümberjaotuse tõttu ning rehvimudeli järgi

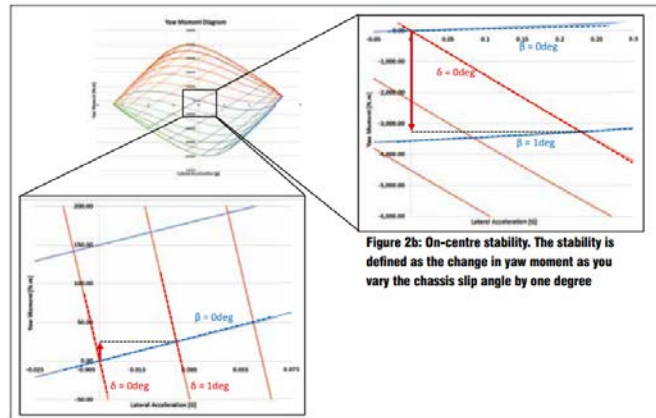
arvutatavad väärtused ei ole enam tõesed, muutuvad ka külgakalded, siirdeurjad ning püsttelje kiirus. Muutunud sisenditega arvutatakse uus väljund moment ning külgiirendus ja itereerimisprotsessi korratakse kuni sisendina määratud külgiirendus on võrdne väljundina saadud külgiirendusega ning saavutatakse üks punkt YMD graafikul valitud roolinurgale ning massikeskme siirdeurjale. Seejärel viiakse itereerimised läbi kõigile valitud juhtrataste nurkade vahemikule (tavaliselt kogu rajal kasutatav pöördevahemik) ning kõigile kere siirdeurjakadele [33].

YMD arvutatakse välja tervikliku diagrammina. Joonis 78 näitab tüüpilist YMD graafikut. See graafik kirjeldab kõiki võimalikke sõiduki olukordi kurvis vastavalt sisendkiirusele. Enamik ajast uuritakse graafikul vaid mõnda punkti. Punkt 1 on graafiku alguspunkt, kus puudub moment ning külgjõud. Punkt 2 näitab maksimaalset saavutatavat külgjõudu, mis saavutatakse balanseeritud olekus, ehk püsttelje pöördemoment = 0. Punkt 3 aga näitab rehvide poolt saavutatavat maksimaalset võimalikku külgjõudu, millises olukorras ei pruugi alati püsttelje pöördemoment olla 0. See tähendab, et sõidukil võib esineda üle- või alajuhitavust [34].



Joonis 78. Tüüpiline Yaw Moment Diagram [34]

Punktis 1 on sõiduk neutraalses olekus ning keerates juhtrataid, sisestatakse sõidukile siirdeurjad mis omakorda genereerivad külgjõudusi ja joondusmomente. See omakorda tekitab püsttelje pöördemomendi. Selle põhimõtte järgi saab defineerida sõiduki kontrolli, mis tähendab saavutatavat püsttelje pöördemomendi vastavalt roolinurga muutusele. Joonis 79 alumine osa illustreerib seda olukorda. Jälgides konstantset massikeskme siirdeurka, saame arvutada püsttelje pöördemomendi variatsiooni vastavalt roolinurga muutusele. Kontrolli arvutuslik tulemus saadakse väärtuses Nm/deg (roolinurk) [34].



Joonis 79. Sõiduki stabiilsus ja kontroll [34]

Joonise 79 parempoolne osa kirjeldab sõiduki stabiilsust, mida arvutatakse kontrollile analoogsel viisil, kuid siin jälgitakse massikeskme siirdenurga muutust konstantsel roolinurgal. Selline olukord võib tekkida näiteks ületades künkaid või tugevate külgtuulte puhul. Stabiilsus kirjeldab sõiduki võimet jätkata algsel trajektooriga ning vältida piruetti. See on püsttelje pöördemoment, mida rehvid genereerivad trajektooriga välja suunava liikumise vastu ning kirjeldatakse negatiivsetes ühikutes Nm/deg (massikeskme siirdenurk) [34].

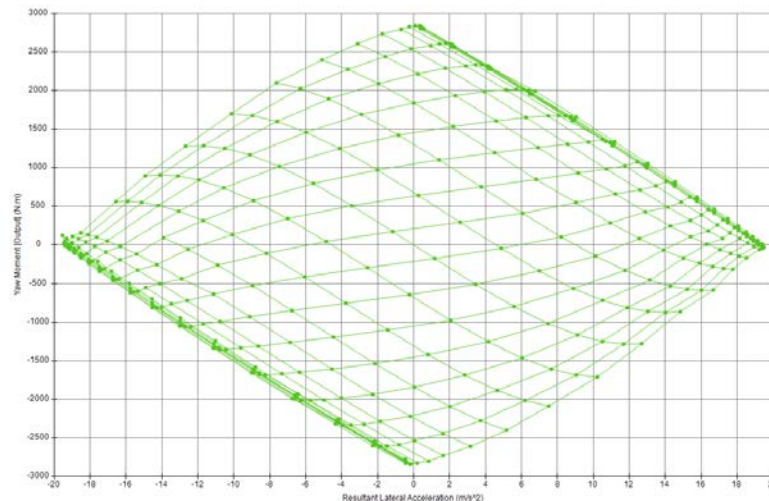
YMD annab insenerile väga hea ettekujutuse sõiduki balansist, sidestusest, kontrollist ja stabiilsusest ning seejärel on inseneril võimalik arvutusi kasutada võrdluses sõiduki rajakatsetustega ning juhi kommentaaridega. Sõiduki seadistades on oluline, et insener teab, kuidas sõiduk käitub vedrustuse seadete muutusele, mis on eeldatav algseadistus ja millised võivad olla piiriolukorrad, mille kõik saab teada YMD graafikult. Teades kogu seda infot, on inseneril väga lihtne langetada võidusõidu ajal otsuseid, kuidas sõiduki seadistust muuta vastavalt juhi kommentaaridele. Juhilt tuleks alati küsida tagasisidet nende kolme asja kohta:

- Kontrollitavus – kui kiiresti sõiduk on võimeline rooli liigutusele reageerima ning suunduma soovitud suunas
- Stabiilsus – Kui hästi on sõiduk võimeline säilitama liikumistrajektoori kurvihetkel
- Balanss – Kas sõidukil esineb kurvis üle- või alajuhitavust [34].

5.2.1. FEST20 YMD ja selle kasutamine

Sõidukil FEST20 viidi läbi arvutused YMD genereerimiseks. Selleks kasutati programmi OptimumDynamics, mis on väga hea abivahend viimaks läbi itereerivaid arvutusi ning minimaliseerib vea tekkimist. Sisenditeks on kogu sõiduki kinemaatikapunktid, aerodünaamika graafik, soovitud kiirus, kere siirdenurkade vahemik, roolinurkade vahemik, vedrustuse seade (jooksud, kalded), massid, vedrud ja muu info, mis peetakse oluliseks. Mida täpsemini on kirjeldatud sisendid, seda täpsem tuleb ka väljund. FEST20 arvutatud YMD graafik on välja

toodud joonisel 80. Graafikult on näha, et sõiduki baasseadistus on valitud selline, et maksimaalne külgiirendus saavutatakse püsttelje pöördemomendi väärtuse 0 lähedal, mis viitab balanseeritud olekule. Roolinurkade joonte kogunemine üleval- ja all ääres viitab sellele, et mingist piirist roolinurka edasi keerates ei muutu külgiõu väärtus. See võib olla seotud ka ebakorrekse rehvimudeliga. Siiski annab selline YMD insenerile hea algseade sõidukatsete alustamiseks.

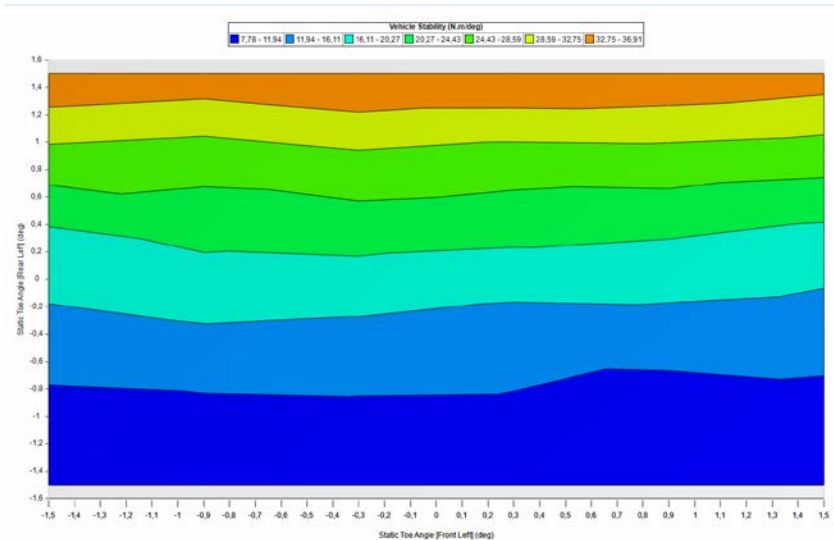


Joonis 80. FEST20 YMD

Seejärel on oluline, et sõiduki seadistamise inseneril oleks teadmised sõiduki käitumise muutumise kohta erinevate vedrustuse seadete muutmisel. Kui sõidukil on kolm parameetrit, mille kohta insener küsib tagasisidet sõidukijuhilt: kontroll, balanss ning stabiilsus, on oluline, et vedrustuse seadistuste muutmisel uuritakse samuti nende kolme parameetri muutuse suhet. Iga vedrustuse seade muutmise muudab neid kolme parameetrit erinevas mahu. Eelnevalt simulatsioonide läbi viimine säästab ka palju aega sõidukatsete läbi viies, kuna jääb ära katseeksitusmeetodil proovimise viis.

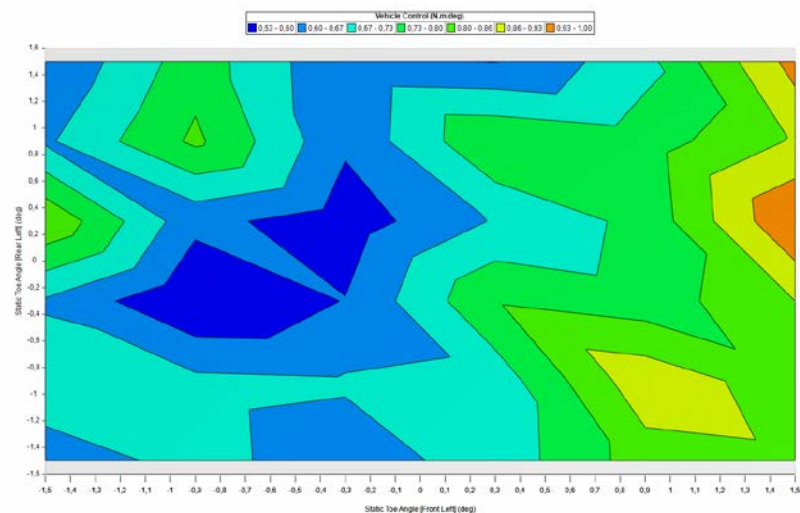
Järgnevad alapunktid kirjeldavad mõningaid tehtud sõiduki käitumisanalüüsi vastavalt vedrustuse seade muutusele. Graafikud saadi kasutades programmi OptimumDynamics 4.2.0.

Tagarataste jooksud võrdluses esirataste jooksudega. Joonis 81 kujutab graafikul esirataste jooksu (horisontaalne telg) ning tagarataste jooksu (vertikaalne telg) muutust sõiduki stabiilsusele. Graafikult on näha, et kogu stabiilsust on võimalik mõjutada vahemikus 30 N/deg maksimaalse külgsidestuse olukorras. Kuna stabiilsusjooned liiguvad horisontaalsete joontena, on näha, et tagarataste jooksunurk on oluline element sõiduki stabiilsusele ning esitelje jooksud mõjutavad stabiilsust vähe. Seeõttu on oluline, et projekteerimise faasis oleks tagasilla roolivarda nihkumine minimaalne, et vältida dünaamilisi jooksu muutusi.



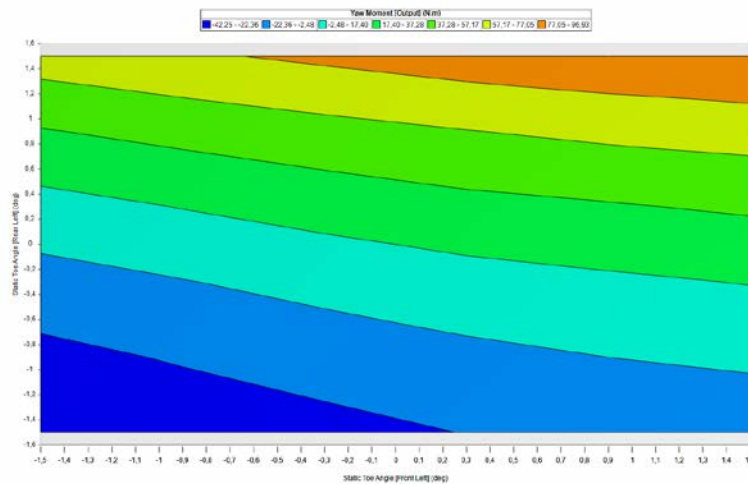
Joonis 81. Sõiduki stabiilsus võrdluses tagaratta- ja esiratta jooksudega

Joonis 82 kujutab sõiduki kontrollitavust seoses esi- ja tagarataste jooksudega. Kontrollitavust muudavad jooksud vaid vahemikus 0,47 Nm/deg, mis on üsna väike vahemik, kuna uuritakse vaid sidestuspiiril olevat olukorda, kuid see annab siiski ettekujutuse, millises suunas kontrollitavus liigub erinevate jooksudega. Suurema kontrollitavuse saavutamiseks on vajalik veidi tagasilla kokkujooksu ning esisillas suuremat kokkujooksu.



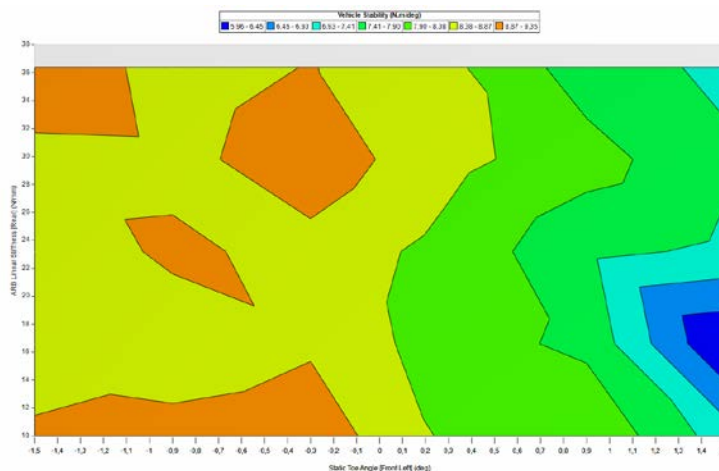
Joonis 82. Sõiduki kontrollitavus võrdluses tagaratta- ja esiratta jooksudega

Joonis 83 kirjeldab sõiduki balanssi seoses jooksudega, kus Yaw Moment negatiivse väärtusena tähendab ülejuhitavust ning positiivne väärtus ülejuhitavust. Graafikult on näha, et kui tagasilla jooks 0 kraadi lähedal on juhitavus balansis, siis kokkujooksuga saavutatakse alajuhitavus maksimaalsel külgiirendusel püsttelje momendiga 77Nm ning lahkujooksuga ülejuhitavus maksimaalsel külgiirendusel püsttelje momendiga -42 Nm.



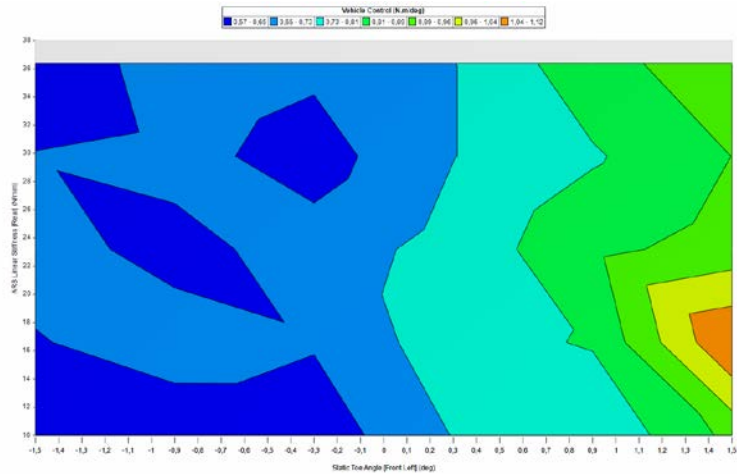
Joonis 83. Sõiduki balanss võrdluses tagaratta- ja esiratta jooksudega

Esisilla jooks võrdluses tagumise stabilisaatorvarda jäikusega. Joonis 84 kujutab sõiduki stabiilsuse muutust võrdluses esisilla jooksu ja tagumise stabilisaatorvarda jäikusega. Sellel graafikul on näha, et kogu stabiilsust mõjutavad need tegurid kokku 3 Nm/deg võrra. See on vaid 1/10 vahemikust, mida muutis tagasilla jooks. Joonisel on näha, kuidas seekord mõjutab stabiilsust rohkem esisilla jooks, kuna jooned liiguvad vertikaalsuse suunas. See tähendab, et stabilisaatorvardal on väga väike mõju sõiduki stabiilsusele.



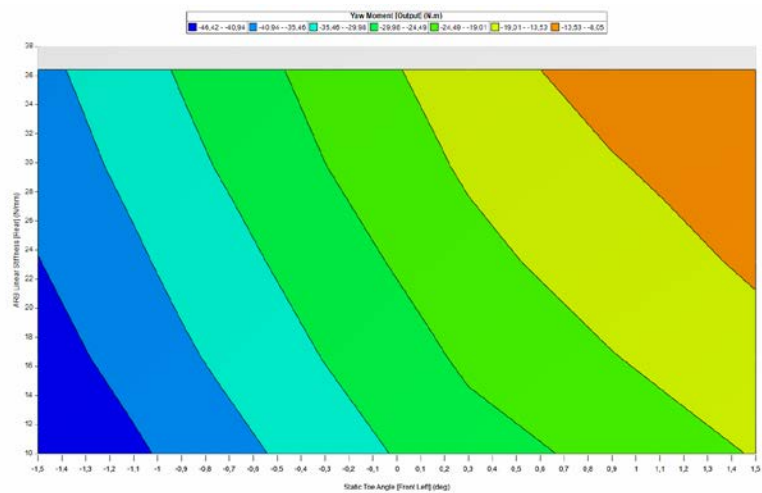
Joonis 84. Sõiduki stabiilsuse muutus võrdluses esisilla jooksu ja tagumise stabilisaatorvarda jäikusega

Joonis 85 kujutab kontrollitavuse muutust. Siin on näha sarnast trendi, nagu Joonis 82 kujutas võrdluses tagasilla jooksuga, kus suurem sõiduki kontrollitavus saavutatakse esisilla kokkujooksu kasutades. Stabilisaatorvardal on väike mõju sõiduki kontrollitavusele.



Joonis 85. Sõiduki kontrollitavuse muutus võrdluses esisilla jooksu ja tagumise stabilisaatorvarda jäikusega

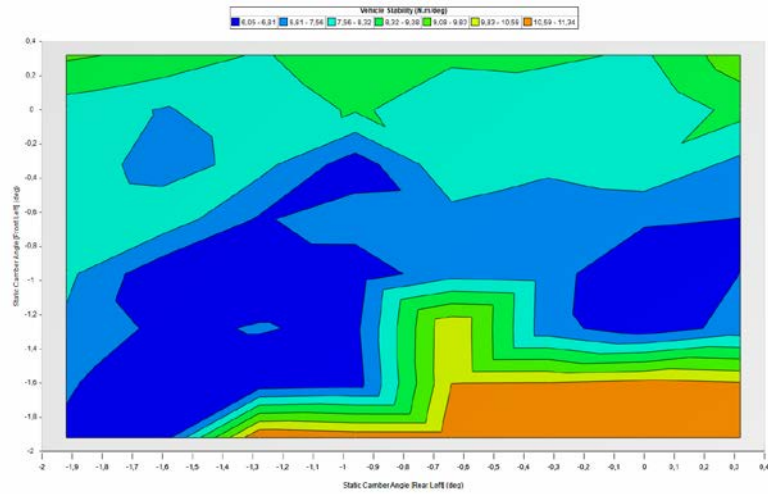
Joonis 86 kujutab sõiduki balansi muutust võrdluses esisilla jooksu ja tagumise stabilisaatorvarda jäikusega. Graafikult on näha, et stabilisaatorvarda jäikus on üsna oluline element sõiduki balansi muutmiseks. Võrdluses tagasilla jooksuga (Joonis 83), on siiski stabilisaatorvarda muutus balansi jaoks väiksem. Stabilisaatorvarda eelis on aga see, et selle muutus mõjutab ainuüksi balansi ning väga vähe kontrollitavust või stabiilsust, mis teeb sellest väga hea tööriista vaid ühe teguri muutmiseks ja vajadusel tagasilla kokkujooksust tekkinud balansi erinevuse tasakaalustamiseks.



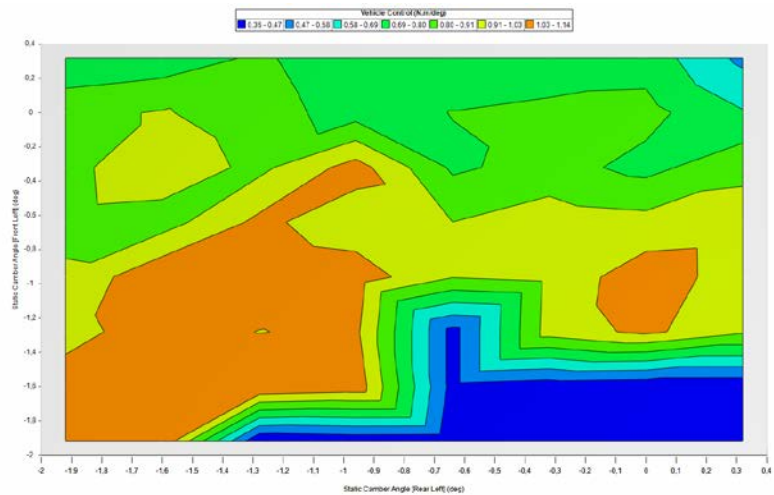
Joonis 86. Sõiduki balansi muutus võrdluses esisilla jooksu ja tagumise stabilisaatorvarda jäikusega

Esitelje külgakalle võrdluses tagasilla külgakallega. Külgakalde graafikuid ei saa võtta täieliku tõena, kuna rehvikatsetused tehti vaid 2-kraadise külgakalde sammudega ning vahepealne täpne info on teadmata. Sellegipoolest saame tundlikkuse graafikuid kasutada suundade kätte saamiseks. Joonis 87 ja Joonis 88 kujutavalt vastavalt stabiilsust ja kontrollitavust, mis tunduvad olema üldiselt külgakalde puhul üksteise vastandid. Suurim

stabiilsus ja vähim kontrollitavus on tagasilla külgakdel -2 kraadi ning esisillal vahemikus -0,5...0,5 kraadi. Graafiku ebastabiilsus viitab puudulikule rehvimudelile.

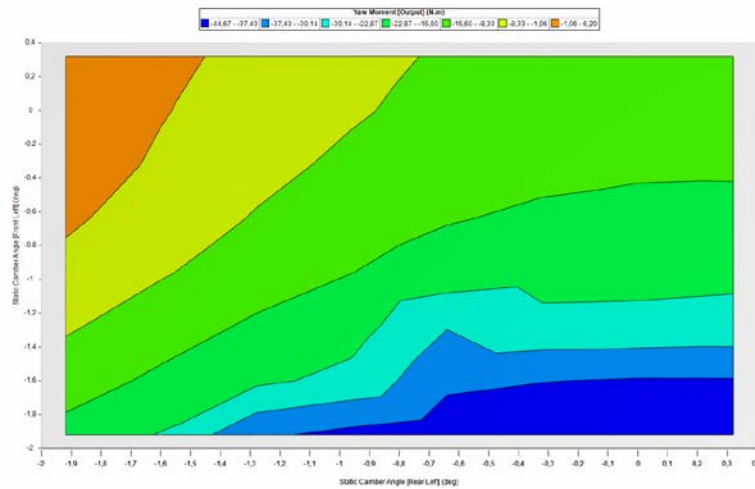


Joonis 87. Esi- ja tagasilla külgakalde mõju stabiilsusele



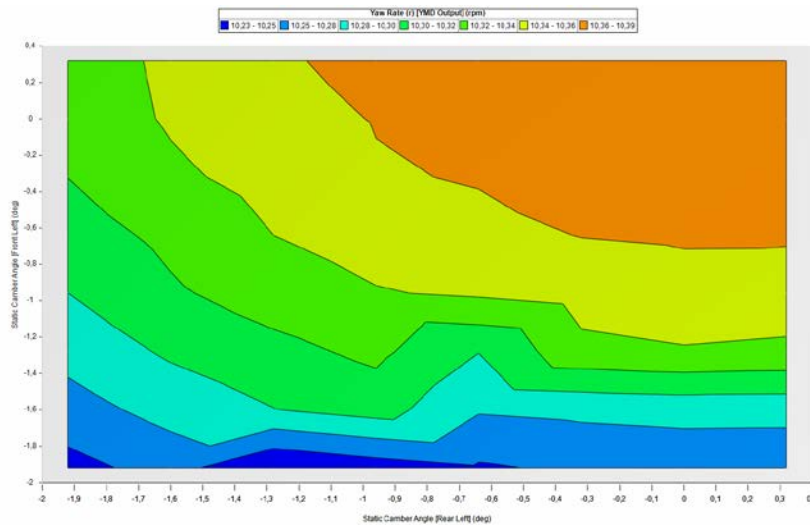
Joonis 88. Esi- ja tagasilla külgakalde mõju kontrollitavusele

Joonis 89 kujutab külgakalde mõju balansile. Graafikult on näha, et kõige ülejuhitavam olukord on tagasilla külgakdel -2 kraadi ning alajuhitavam vahemikus 0,5...-0,5 kraadi. Seda võib seostada saavutatava sidestusega, kus parim sidestus rehvil asub just selles vahemikus ning ülejuhitavas olukorras on tagasilla sidestus vähendatud.



Joonis 89. Esi- ja tagasilla külgakalde mõju balansile

Joonis 90 kirjeldab külgakalde mõju sidestusele, ehk graafikul välja toodud Yaw Rate – püsttelje pöördekiirus. Kiiruste vahemik on küll väike, kuid graafikult on näha, et maksimaalsed pöördekiirused ehk suurimad külgsidestused saavutatakse külgakalde vahemikus mõlemil sillal -0,5...0,5 kraadi.



Joonis 90. Esi- ja tagasilla külgakalde mõju maksimaalsele külgsidestusele

Tuues kokku eelnevalt näidatud tundlikkuse graafikud FEST20 jaoks, loob see väga hea ettekujutuse seadistuse insenerile sõiduki omaduste mõjutamiseks testimistel või võistlustel. FEST20 puhul on väga oluline element tagasilla jooks, mis mõjutab suuresti nii balanssi kui sõiduki stabiilsust. Üldiselt tuleks tagasilla jooksu kasutada stabiilsuse eesmärkide saavutamiseks ning seejärel stabilisaatorvarda jäikusega kompenseerida balanssi muutus. Järgnevalt on mõistlik kasutada peenemate seadistuste tegemiseks esisilla jooksu ning amordi jäikusi. Rataste külgakalle tuleks Hoosier rehvi puhul hoida 0 kraadi ligi ning rehvirõhk 8...10 PSI, mis aitab saavutada maksimaalse külgsidestuse. Lahendamaks stabiilsuse, kontrollitavuse või balanssi probleeme tuleks neid lahendusi kasutada kõige viimasena või üldse mitte. Oluline

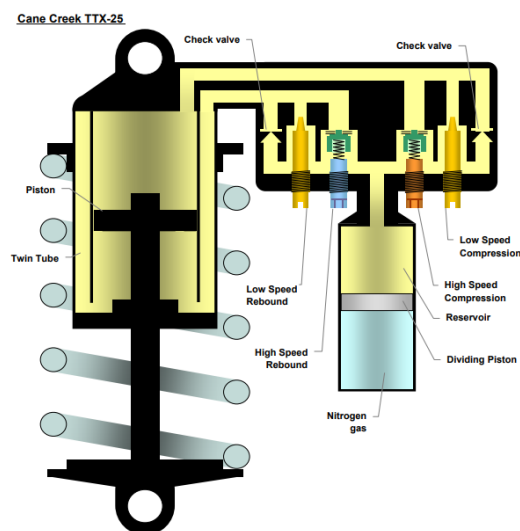
on teada, et iga sõiduk ja iga rehv käitub nendele seadistuse muutustele erinevalt, mistõttu on äärmiselt oluline teha selliseid tundlikkuse simulatsioone, et saada ettekujutust auto käitumisest.

5.3. Amortisaator

Amortisaator on hüdro-pneumaatiline seadeldis, mis tekitab liikumiskiirusele vastujõudu ja summutab vedrusüsteemide võnkumisi. Amortisaator on oluline, kuna vedru ilma amortisaatorita ja takistusteta on võimeline võnkuma resonantssagedusel lõpmatuseni. Kuna sõiduki vedrustuses kasutatakse kere kontrollimiseks vedrusi, on oluline, et vedrusüsteemile oleks kaasatud ka amortisaator kontrollimaks kiirusest sõltuvaid jõudusi. Amortisaator muundab läbi vedru liikuva kineetilise energia soojusenergiaks. Amortisaatori ülesanne on kontrollida eelnevalt projekteeritud sõiduki omavõnkesagedusi: vedrustatud mass sillal, üksiku ratta vedrustamata mass, rullumine, nookumine, kogu sõiduki vedrustatud mass.

Antud peatükk ei käsitle üksikasjalikult amordi ehitust või seletust vastujõudude tekkele, vaid selgitab amordi seadistamist kasutamaks võistlusautol, et saavutada soovitud vedrustuse dünaamika karakteristikud.

FEST20 jaoks valiti amordid Öhlins TTX25 Mk2 FSAE, mis on Öhlinsi poolt toodetud amort spetsiaalselt tudengivormeli sarjale. Amort on arendatud koostöös Cane Creek'ga. Amorti iseloomustavad kõrge kvaliteediga ehitus, hooldatavus, väike mass ning õige vajalik amordi käik. Amordi lihtsustatud detaile vedeliku liikumise kanalitest näeb joonisel 91.



Joonis 91. Öhlins TTX25 Mk2 amordi lihtsustatud detailid [35]

Amordi liikumist on võimalik kontrollida neljas erinevas viisis:

- Kõrge kiiruse tagastus – High Speed Rebound – Edaspidi HSR

- Madala kiiruse tagastus – Low Speed Rebound – Edaspidi LSR
- Kõrge kiiruse kompressioon – High Speed Compression – Edaspidi HSC
- Madala kiiruse kompressioon – Low Speed Compression – Edaspidi LSC

HS vedeliku voolamist kontrollib klapp-tüüpi klapid ning LS vedeliku voolamist nõel-tüüpi klapid.

Amort mõjutab kiirust, millega vedru saavutab oma esialgse oleku peale võnke tekkimist. See tähendab, et amort ei mõjuta staatilist vedrustuse olekut kurvis või muudes oludes, vaid mõjutab va,0

id kiirust, millega jõutakse staatilisse olekusse. Kriitiline summutus (*critical damping*) on olukord, kus amortisaator ja vedru liiguvad algasendisse mingist võnkest ilma teise suunda võnkumata vähima ajaga. Liikudes summutusteguriga (damping ratio) alla kriitilise, tekib vedru võnkumine esmasest võnkumise suunast teise suunda. Liikudes summutusteguriga üle kriitilise teguri, suureneb algasendisse jõudmise aeg ning vedrustuse reageerimisvõime langeb [36].

Kriitilise summutusjõu leiab järgneva valemiga:

$$C_{cr} = 2\sqrt{K_w m_{sm}} \quad (18) [36]$$

Kus C_{cr} – Kriitiline summutusjõud, N/m/s

K_w – ratta jäikus, N/m (wheel rate)

M_{sm} – vedrustatud mass, kg

Summutusteguri leiab valemiga (19) [36].

$$\zeta = \frac{C}{C_{cr}} \quad (19) [36]$$

Kus C – reaalne summutusjõud (N/m/s)

Ning ratta jäikuse leiab valemiga (20) [36].

$$K_w = \frac{K_s}{MR^2} \quad (20) [36]$$

Kus K_s – vedru jäikus, N/m

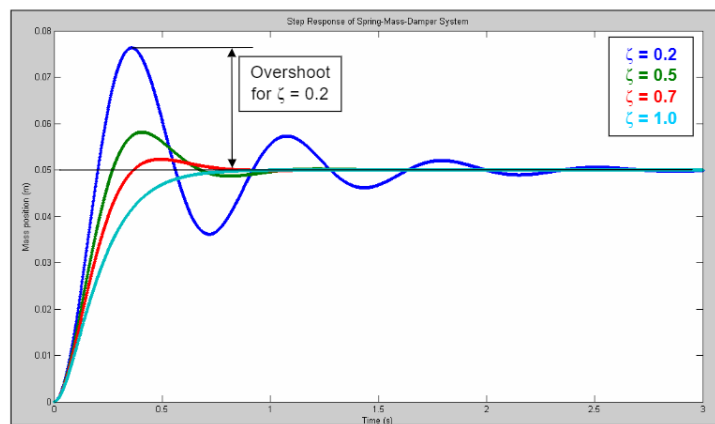
MR – vedru ülekandetegur (Motion ratio)

Kasutades neid seoseid, arvutati välja kriitilised summutusjõud rattas ning amordis FEST20 jaoks (Joonis 92).

Front	Critical damping at wheel	4,787597 N/mm/s		Rear	Critical damping at wheel	3,500699 N/mm/s
	Critical damping at damper	8,699562 N/mm/s			Critical damping at damper	3,896365 N/mm/s

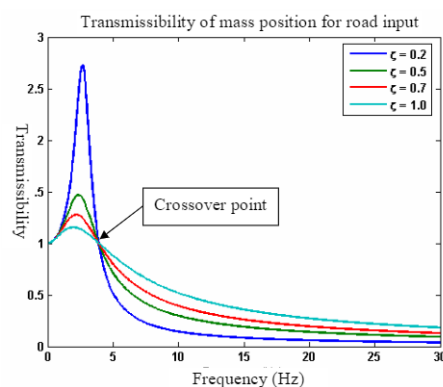
Joonis 92. FEST20 kriitilised summutusjõud

Järgnevak on oluline teada, millist summutusjõudu või summutustegurit otsitakse. Joonis 93 näitab mass-amortisaator süsteemi võnkumist erinevatel summutusteguritel. Summutustegur 1 korral ei ületata massi nullpositsiooni, ehk summutusjõud viib täpselt massi staatilisse olekusse. Summutustegur 0,7 küll ületab nullpositsiooni, kuid sellegipoolest jõuab nullpositsioonini kiiremini, kui 1. Summutustegurid alla 0,7 tekitavad liigset võnkumist ning kaotatakse vedrustuse kiiruses kuid saadakse juurde juhi mugavust. See graafik on üks osa valimaks õiget summutustegurit. Võidusõiduautil on oluline vedrustuse response ja kere kontroll, mistõttu on hea algne valik summutustegur 0,7. Sõiduautil, kus olulisel kohal on mugavus, valitakse summutustegur 0,25 [36].



Joonis 93. Summutusteguri mõju mass-amortisaator süsteemile [36]

Järgnevak amordile oluliseks teguriks on *Transmissibility ratio* või edastatavus, edaspidi TR. Kui tänavasõiduauto sõidab vaikselt üle künnise, jälgib kere ratta liikumisi ja tõuseb künnist ületades oluliselt kõrgemale. Kui aga sama künnist ületada suurel kiirusel, tekib olukord, kus sõiduki kere ei tõuse üldse palju ning ratta amplituud on endiselt künnise kõrgusega võrdne. Selline nähtus on edastatavus TR. TR tähistab suhet sisendamplituudi ja väljundamplituudi vahel. Järgnevak saab TR viia suhtesse summutusteguriga (Joonis 94) [37].



Joonis 94. Transmissibility ratio vs damping ratio [37]

Jooniselt on näha, kuidas madalad summutustegurid on kõrge edastatavuse teguriga madalatel sagedustel ning madala TR-ga kõrgetel sagedustel. Suuremad summutustegurid

käituvad aga vastupidiselt. Teades, et võidusõiduautol on oluline kere kontroll ning minimaalsed kere liikumised läbides ringrada, saame teada, et amortisaatorilt on vaja madalatel sagedustel suuremaid summutustegureid ning kõrgetel sagedustel madalamaid summutustegureid [37].

Teades summutusteguri mõju vedrustuse liikumise kiirusele ning kere liikumisele, saame teada, et amortisaatori tuleb seadistada selliselt, et saavutaks erinevatel kiirustel erinevaid summutusjõudusi. Madalatel kiirustel soovime summutustegurit 0,7, et oleks minimaalne TR, minimaalne vedrustuse liikumine aeg ning maksimaalne response. Suurematel amortisaatori kiirustel soovime aga summutustegurit 0,2 ligidal, et saavutada väike TR ja seetõttu väike kere häiritus. Madala- ja kiire kiiruse eralduspunkt peaks olema 25 mm/s amortisaatori kiiruste juures, kuna kõik kiirused alla selle on kaaluümberjaotusest tekkivad kiirused ning üle selle teepinnase ebatasasusest tingitud kiirused [37].

Öhlins TTX25 Mk2 seadistamiseks on olemas eelnevalt mainitud neli kruvi. Kruvidega saavutatud muudatused on välja toodud Öhlins kodulehel, kus on toodud kiiruse ja jõu graafik antud amordi kohta erinevates seadetes [38]. FEST20 kasutataval Öhlinsi amordil on kasutatud kruvide ja düüside kooslust C23/R23. Öhlinsi graafikutelt saab välja lugeda amordi töötamisprintsipi, kus madala kiiruse kruvi keerates on võimalik muuta jõugraafiku tõusnurka, kuid kõrge kiiruse kruvi muudab vaid avanemispunkti ning kõrge kiirusel saavutatav vastujõu erinevus on minimaalne. See tekitab olukorra, kus kõrge kiiruse summutustegurit antud amordiga lihtsasti kontrollida ei saa. Küll aga on oluline, et madala kiiruse graafiku tõus ning kõrge kiiruse graafiku algus kohtuksid kiiruse 25 mm/s lähedal.

Järgnevas tehti Öhlinsi poolt antud graafikute järgi Exceli tabel ja graafik (Lisa 1),(Lisa 2), mis võimaldas kiiresti valida amordi seadeid, et saavutada madala ja kõrge kiiruse murdepunkt 25mm/s, näha visuaalset amordi jõu/kiiruse graafikut ja saadi teada hetkelise amordi seadistuse poolt saavutatavad summutustegurid (Joonis 95).

Front left				Front right			
Compression	Low speed avg speed	12,31855	mm/s	Compression	Low speed avg speed	10,58929	mm/s
	Low speed damping ratio	0,76			Low speed damping ratio	0,76	
	High speed avg speed	50,80794	N/mm/s		High speed avg speed	55,46784	N/mm/s
Rebound	High speed damping ratio	0,06		Rebound	High speed damping ratio	0,06	
	Low speed avg speed	-15,4244	mm/s		Low speed avg speed	-13,6096	mm/s
	Low speed damping ratio	0,87			Low speed damping ratio	0,87	
	High speed avg speed	-58,5688	mm/s		High speed avg speed	-61,375	mm/s
	High speed damping ratio	0,05			High speed damping ratio	0,05	
Rear left				Rear right			
Compression	Low speed avg speed	15,1399	mm/s	Compression	Low speed avg speed	15,85849	mm/s
	Low speed damping ratio	0,70			Low speed damping ratio	0,70	
	High speed avg speed	93,90637	N/mm/s		High speed avg speed	99,86336	N/mm/s
Rebound	High speed damping ratio	0,11		Rebound	High speed damping ratio	0,11	
	Low speed avg speed	-15,0963	mm/s		Low speed avg speed	-16,5397	mm/s
	Low speed damping ratio	0,78			Low speed damping ratio	0,78	
	High speed avg speed	-83,1912	mm/s		High speed avg speed	-82,9745	mm/s
	High speed damping ratio	0,07			High speed damping ratio	0,07	

Joonis 95. Amortisaatori poolt saavutatavad summutustegurid sõidukil FEST20.

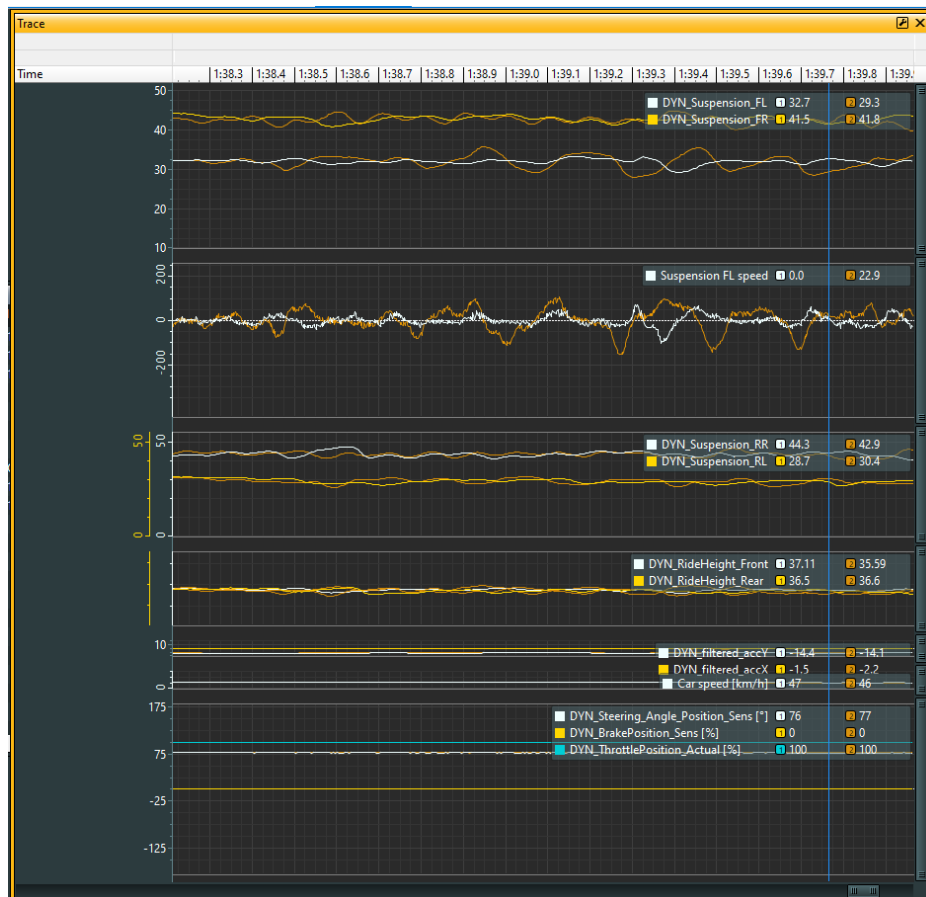
OptimumG kaaluüberjaotuse Exceli abiga leiti ka summutustegurid kõikide sõiduki liikumiste suhtes. Joonis 96 kujutab summutustegureid üksteise suhtes, kui üks neist valitakse 0,7. Jooniselt on näha, et madalaim summutustegur jääb alati rullumisele. Valides rullumise summutusteguri 0,7, läheb vedrustamata massi summutustegur liialt suureks ning võib tekkida olukord, kus amort pärsib ratta võimet jälgida teekumerusi. Tabeli järgi on parim variant valida esitelje üles-alla liikumise summutustegur 0,7, mis korral kõik teised summutustegurid püsivad samuti 0,5...1 vahel. Selleks, et saavutada ideaalsed summutustegurid rullumise, nookumise ning üles-alla liikumise korral, kasutatakse eraldatud vedrustuse süsteemi, kus üks (või mitu) amortisaatorit töötab vaid rullumisel ning üks (või mitu) vaid üles-alla liikumisel ning üksteist ei sega.

Damping Matrix		DAMPING RATIO						
With Tire Coupling		Ride	Front Heave	Rear Heave	Roll	Pitch	Front Wheel Hop	Rear Wheel Hop
Critically Damped Mode	Ride	0,70	0,75	0,65	1,01	0,77	0,85	0,70
	Front Heave	0,49	0,70	0,61	0,95	0,72	0,80	0,65
	Rear Heave	0,57	0,80	0,70	1,09	0,83	0,92	0,75
	Roll	0,36	0,52	0,45	0,70	0,53	0,59	0,48
	Pitch	0,48	0,68	0,59	0,92	0,70	0,77	0,63
	Front Wheel Hop	0,62	0,88	0,76	1,19	0,92	1,00	0,82
	Rear Wheel Hop	0,75	1,07	0,93	1,45	1,19	1,22	1,00

Joonis 96. OptimumG Exceli tabel erinevate FEST20 summutustegurite kohta

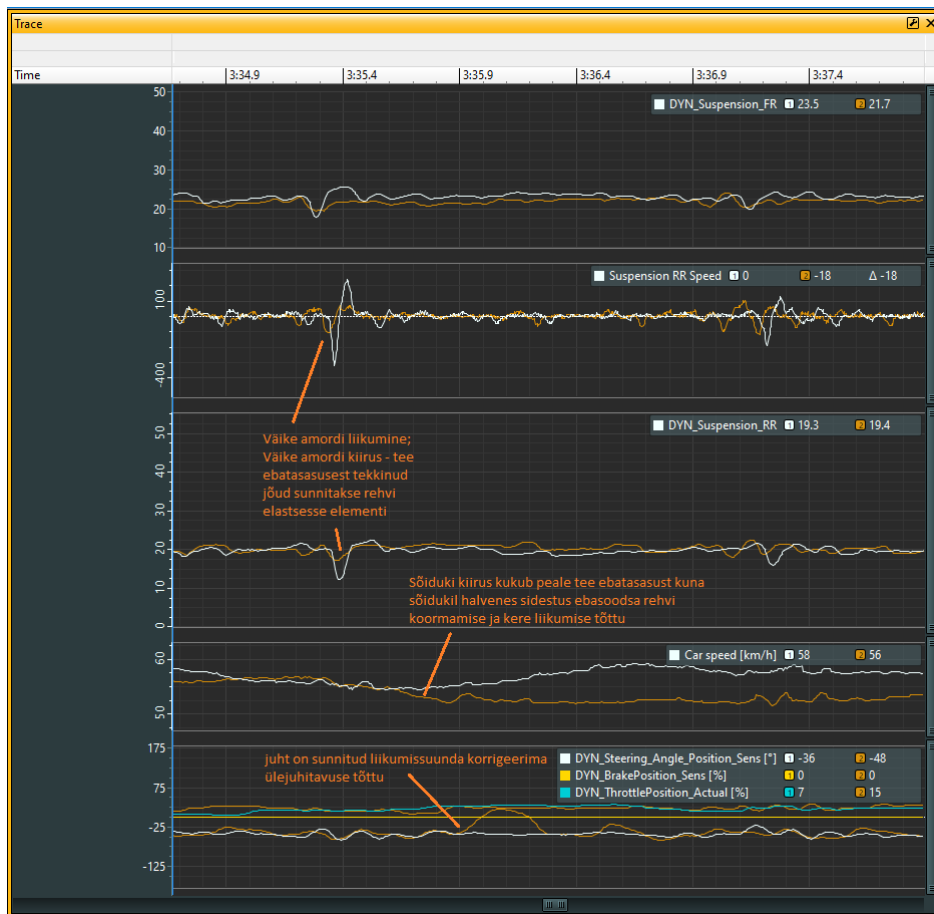
Amortisaatorite töö võrdsuse kontrollimiseks kasutatakse amortisaatorite küljes lineaarandureid, mille info põhjal saame andmeid amortisaatori liikumiskiirustest kogu raja vältel. Need andmed saab kokku tuua Exceli tabelisse ning jagada ära erinevatesse kiiruse vahemikesse, et teada saada, millistel kiirustel amort kõige sagedamini töötab histogrammi näol. See annab esmase ettekujutuse amortisaatori jäikusest ning samuti saame mõjutada amortisaatorite omavahelist balanseerimist, et kõik amortisaatorid teeks võrdselt tööd ning ei toimuks ühes või teises suunas suuremat vastupanu erinevate amortisaatorite vahel (Lisa 3).

FEST20 testide käigus saadi tõestust eelnevalt kirjeldatud amordi teooriale. Joonis 97 näitab sõiduki liikumist ühe sekundi jooksul. Andmetes on kahe erineva katse tulemused kõrvuti, kus erinevad vaid summutustegurid. Joonise ülemises lahtris on toodud välja DYN_Suspension_FL, kus valge joon on amortisaatori liikumisamplituud summutusteguriga 0,7 ning sellega paralleelselt oranži joonena amortisaatori liikumisamplituud summutusteguriga 0,1. Andmetest on selgelt näha, kuidas 0,7 summutustegur hoiab ära oluliselt rohkem teepinnast tekkivaid võnkeid ning kere kontrollitavus on suurem. Seda illustreerib ka amortisaatori kiiruse graafik Suspension FL speed, kus oranži joonega on tähistatud madalam summutustegur ning sama teepinda jälgides on hetkelised amortisaatori kiirused oluliselt suuremad.



Joonis 97. FEST20 testandmed amortisaatori amplituudide ja kiiruste kohta

Joonis 98 kirjeldab edastatavuse suhte mõju sõiduki juhitavusele. Viidi läbi katse, kus sõiduk ületas kurvis teepinnal olevat ebatasasust. Joonisel olevad valged jooned tähistavad amortisaatori seadet, kus madalal kiirusel on summutustegur 0,7 ning kõrgel kiirusel 0,1. Oranži joonega on tähistatud amortisaatori seade, kus kõrge kiiruse algpunkt on liialt kõrgel ning amort töötab ebatasasusi ületades summutusteguriga 0,7. Ületades kiirusel 55 km/h ebatasasust, on näha, kuidas liiga jäik amort ei reageeri teepinna ebatasasusele, ei teki amortisaatori liikumiskiirust ning rehvist tulnud ebatasasuse jõud viiakse jäigemal amortisaatori tõttu suuremas mahus sõiduki kerele. See tekitab olukorra, kus kere olekut mõjutatakse liialt palju, kerele tekib inertsist tingitud Z-suunaline ülestõukav jõud ning tekib hetkeline rehvi vertikaaljõu kaotus. Joonisel on välja toodud ka hetk, kus peale ebatasasust oranži joonega märgitud katsel sõiduki kiirus langeb oluliselt peale ebatasasuse ületamist, kuna sõiduk hetkeliselt kaotas sidestusvõime ning tekkis ülejuhitavus, mida sõidukijuht pidi korrigeerima, mis on näha joonisel roolinurga muutmise järel. Valge joonega katses sellist olukorda ei tekkinud, kuna ebatasasust kiirelt ületades oli amortisaatori summutustegur 0,1, edastustegur oli väike, amordi kiirus suur, amordi takistus väike ning kerele ei kandunud ebatasasusest tingitud jõud. Juhi subjektiivsel hinnangul ei olnud sellises olukorras tee ebatasasust juhtides tunda.



Joonis 98. TR katsetus FEST20 näitel

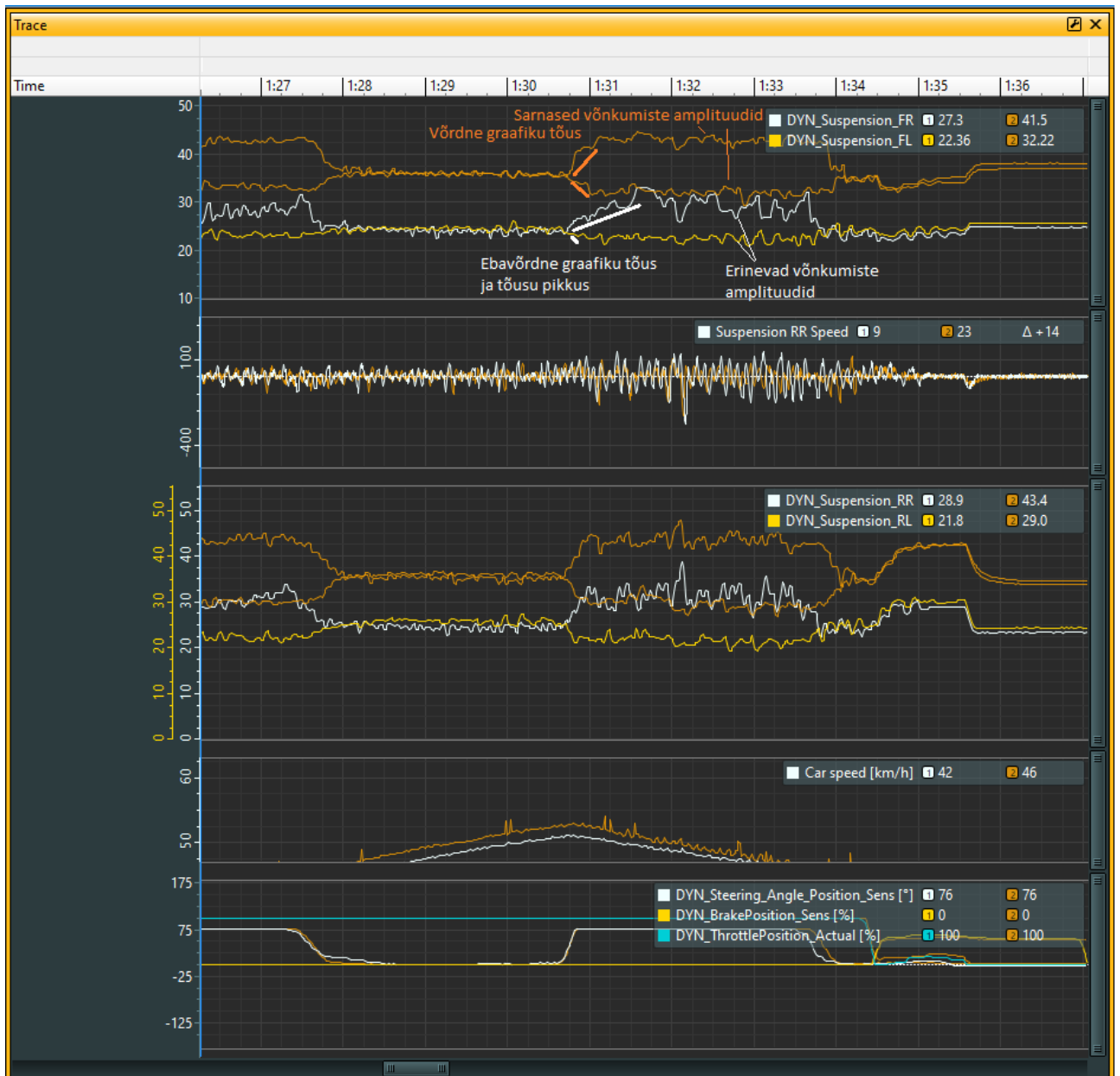
5.4. Valitud vedru probleem

Sõidukit katsetades erinevatel radadel täheldati viga, kus sõiduk kaotas juhitavuse kurvi keskel, kui sooviti korrigeerida sõidutrajektoori. Rooliratta asendit muutes tekkis ülejuhitav olukord, kohati ka kontrollimatu. Uuriti andurite andmeid antud olukorras ning leiti olukord, kus sõiduki esisilla vedrustuse vasak ja parem pool käitusid külgekaldumise korral erinevalt. Täheldati, et kurvi sisemine ratas liigub oluliselt pikemat aega lõplikku asendisse, kui välimine. Selleks, et välistada sõiduki muud parameetrid ja juhi sisendid, viidi läbi eraldi katsetus, kus:

- 1) Roolilatile paigaldati piiraja, mis võimaldas rooli keerata maksimaalselt 76 kraadi
- 2) Sõiduki kiirenduspedaali asend fikseeriti, et kiirus oleks igal katsetusel võrdne
- 3) Sõideti 76-kraadise rooliasendiga 180 kraadine pööre, et sõiduk jõuaks kindlasti staatilisse kurvi olekusse
- 4) Uuriti sõiduki käitumist projekteeritud vedrudega 175/55 (ees/taga, N/mm)
- 5) Uuriti sõiduki käitumist pehmemate vedrudega 87,5/25 (ees/taga, N/mm)
- 6) Võrreldi tulemusi programmis GEMS Data Analysis Pro 4.2.0

Tulemusena oli näha, et pehmem vedru töötas korrektselt, kuid projekteeritud vedru osutus sõiduki jaoks liiga jäigaks. Seda viitasid järgnevad punktid (Joonis 99):

- Pehme vedruga saavutasid sisemine- ja välimine ratas "staatilise" külgekaldumise oleku võrdse ajaga
- Jäiga vedruga kurvi välimine ratas saavutas maksimaalse külgekaldumise oleku oluliselt kiiremini, kui sisemine ratas
- Pehme vedruga tee ebatasasustest tingitud vedrustuse võnkumised olid sisemisel- ja välimisel rattal sarnaste amplituudidega, mis viitab sellele, et amordi summutustegur ja vedru jäikus poolte vahel on võrdsed
- Jäiga vedruga tee ebatasasusest tingitud vedrustuse võnkumised erinesid sisemise- ja välimise ratta vahel. Kurvi sisemisel rattal olid oluliselt suuremad võnkumise amplituudid, mis viitasid sellele, et sisemine ratas on kaotanud algupärase vedru jäikuse ning amordi summutustegur ei ole hetkelise jäikuse jaoks soodne.
- Joonis 99 on kujutatud pehme vedru graafikud oranzide joontena ning jäigema vedru graafikud kollase ja valge joonena.



Joonis 99. Sõiduki käitumine erinevate vedrudega.

Sõiduki sisemise ratta tõusmist selgitab rullumisnurga arvutused:

- 1) Kui projekteeritud sõiduki rullumise jäikus on $1905,01 \text{ Nm/}^\circ$ ning rullumise moment $1,4g$ külgiirenduse korral (katsel saavutatud külgiirendus) $480,36 \text{ Nm}$, siis saame tulemuseks, et vedrustuse rullumisnurk on $0,25^\circ$.
- 2) Kaotades ära sisemise ratta vedru jäikuse, muutub esisilla rullumise jäikus poole väiksemaks, mis tähendab, et:
 - o Kogu sõiduki rullumise jäikus on nüüd $1286,65 \text{ Nm/}^\circ$
 - o Rullumisnurk $0,37^\circ$
 - o *Magic number 3* = $43,69$ ehk auto balanss on äärmiselt ülejuhitav

Lisandunud rullumisnurk tekib sõidukil sisemise ratta arvelt, mis tähendab, et välimine ratas ei vaju rohkem alla vaid sisemine tõuseb üles.

Selleks, et valida õige jäikusega vedru, tuleb teha lisa arvutusmoodul, kus arvutatakse sisemisele põhivedrule langev jõud maksimaalse külgiirenduse olukorral. Olukorra teadmatuse mõttes ei arvestata aerodünaamilisi jõudusi. Oluline on arvestada ka amordi maksimaalseid jõudusi, kuna kiiretel vedrustuse liikumistel (tee kumerusi jälgides) annab amort arvestatava hetkelise jäikuse. Tulemused on näha Joonis 100.

Front damper forces		
Outside damper	993,511	N
Inside damper force	390,484	N
Static damper force	647,31	N
Helper spring stiffness	12	N/mm
Helper spring decompressed	30	mm
Helper spring compressed	12	mm
Force on helper spring	216	N
Maximum damper force	172,64	N
Force left on main spring	1,8438	N

Joonis 100. Sisemise ratta vedru jõu arvutus, 175 N/mm vedru

1,4g külgiirenduse korral on põhivedrule langev jõud vaid 1,8N. Võttes arvesse, et ratas liigub tee ebatasasuste tõttu põhivedru tööalast välja ning tema tagasitulek on raskendatud amordi jõudude ja hõrdejõudude tõttu, on see äärmiselt väike jõud. Külgi jõudude suurenemisel olukord aina halveneb.

Lahendusena tuleb võtta kasutusele pehmem abivedru, mille kokku surumiseks nõutav jõud oleks väiksem. Lisaks võtta kasutusele pehmem põhivedru, mistõttu hoides 0,7 summutustegurit, langeb ka amordi summutusjõud ning tagab vedrule suurema töövahemiku. Näiteks viies läbi arvutused vedru jäikusega 140 N/mm, saame tulemuse Joonis 101.

Front damper forces		
Outside damper	994,361	N
Inside damper force	389,853	N
Static damper force	647,31	N
Helper spring stiffness	5	N/mm
Helper spring decompressed	30	mm
Helper spring compressed	12	mm
Force on helper spring	90	N
Maximum damper force	148,672	N
Force left on main spring	151,181	N

Joonis 101. Sisemise ratta vedru jõu arvutus, 140 N/mm vedru

Sellisel juhul on ka amordi jõudu sisse arvestades põhivedrule langev jõud 150N, mis on piisav ülejäänud takistusjõudude ületamiseks. Lisaks kõik tekkivad aerodünaamilised survejõud suurendavad koormust vedrule ning ei teki olukorda, kus põhivedru kaaluümberjaotumise olukorras väljuks tööalast.

KOKKUVÕTE

Lõputöö käigus projekteeriti toimiv vedrustussüsteem Formula Student klassi prototüüpsõidukile FEST20. Vedrustus projekteeriti vastavaks Formula Student Germany 2020 reeglistikule.

Projekteerimise eelnevalt tehti selgeks võidusõidul tekkiv probleem – liikuda võimalikult lühikese aja ette antud distantis. Probleemi lahendamisel saadi teada, et sõiduk peab distantssi läbimisel olema pidevas kiirendamise seisus.

Kiirenduste saavutamiseks uuriti sõidukile mõjuvaid jõudusi. Saavutati teadmine, et kurvi läbimiseks on vajalik püsttelje pöördemomendi defineerimine, mis lisaks kurvi läbimiseks vajalikele jõududele aitab anda arusaamu projekteeritava sõiduki dünaamilistest omadustest – balanss, kontrollitavus ja stabiilsus sidestuspiiril.

Jõukomponentide leidmiseks alustati valitud Hoosier rehvi, kummiseguga LCO, uurimist. Uurimise käigus saadi teada rehvide mõjuvad jõud ning nende tekke põhjused. Selleks, et rehvi saaks temale langevast vertikaaljõust tekitada piki- või külgjõudusi, on vaja rehvi siirdumist. Rehvide mõjuvaid jõudusi erinevatel siirdumistel ning vertikaalkoormustel näitab rehvimudel. Rehvimudel näitab ära Hoosier rehvi maksimaalsed sidestusolukorrad, et neid hiljem projekteerimisel kasutada.

Enne vedrustuse projekteerimist defineeriti ära piirangud ning mõjud vedrustusele sõiduki aerodünaamika, kere ning veoajami poolt. Süsinik-komposiidist monokokk kere seadis esmased mahutavuse piirangud vedrustuse hoobadele, samaaegselt on kere väikese massiga võrreldes teiste kere valmistamise viisidega, mis minimaliseerib vedrustusele mõjuvaid jõudusi. Sõiduki aerodünaamilised jõud aitasid kaasa sõiduki võimekusele, tõstes oluliselt rehvide langevat vertikaaljõudu väikese massi lisaga.

Teades enamikke vajalikke sisendeid, kasutati neid vedrustuse projekteerimisel. FEST20 sõidukil kasutati nii esi- kui tagasillal topelttõõtshoobadega vedrustust, kus tagasillal tõukurvarras kandis jõud läbi nookuri amortisaatoritesse ning stabilisaatorvardasse. Esisillal projekteeriti amortisaator otseühenduses ülemise õõtshoovaga ning ilma stabilisaatorvardata. Selline otsus tehti, et säästa detailide arvu ja massi kuna teoreetiliselt on võimalik sõiduki maksimaalne võimekus saavutada ilma stabilisaatorvardata. Sõiduki vedrustuse kinemaatika projekteeriti pidades silmas Hoosier rehvide olulisi parameetreid, et kasutada maksimaalset sidestusvõimet.

Projekteeritud vedrustuse andmed ning resultantjõudude tulemused edastati Formula Student Team Tallinn inseneridele, kes kasutasid neid FEST20 projekteerimisel. Projekteeritud sõidukit kasutati püsttelje pöördemomendi diagrammi simulatsioonidel, mille abil selgitati välja sõiduki balanss, kontrollitavus ja stabiilsus erinevates kurviolukordades. Seejärel uuriti neid parameetreid vedrustuse seadete muutmisel, mis andis väga hea ülevaate sõiduki käitumisest testperioodiks ning aitas sõidukit seadistada nii, et juhil oleks võimalik saavutada minimaalne ringiaeg. Mõõdeti FEST20 ja eelneva sõiduki inertsomendid erinevate telgede ümber, mille abil on võimalik andurite abil mõõta püsttelje pöördemoment ning sõiduki jäikused rullumisel ning nookumisel. Arvutati ka amortisaatori seadistamiseks vajalikud arvud ning seejärel seadistati amortisaator vastavalt summutustegurile. Lõpus toodi ka välja projekteerimisel valitud liiga jäiga vedru probleem, mis väljus sõiduki liikudes tööalalt ning tekitas vedrustuse töös ebastabiilseid olukordi. Probleem lahendati pehmema vedru kasutamisega.

Vedrustuse projekteerimise tulemusena valminud FEST20 dünaamilise käitumise muutus võrreldes eelnevate sõidukitega vastas töös tehtud otsuste ootustele. Sõiduki inertsomendid püst- ja pikitelje ümber vähenesid ning sõiduki käitumine rajal oli oluliselt teravam. Töös kirjeldatud vale vedru jäikuse valik pärssis õige tulemuse hindamist, kuna sõidukil esines ebastabiilsuse hetki ka tänu sellele. Järgmise sõiduki projekteerimisel jälgiks autor pingsamalt vedrude valikut ning sõiduki inertsomendid suuri muutusi ei viiks, kui siis ainult suurema rullumise inertsiooni suunas, kuna algaja juhi jaoks oli kohati lauges kurvides vaja sõidukile rohkem stabiilsust.

Lõputöö tulemusena sai töö autor väga head algteadmised sõiduki dünaamikast ning selle projekteerimisest. Töö käigus saadud tulemused on tähtsad FS Team Tallinna prototüüpsõiduki arendustel tulevikus, teades FEST20 käitumist ringrajal ning täpseid arendustöö käigus valitud sõiduki parameetreid. FEST20 võimekust võistlustel teiste meeskondade vastu ei saadud teada, kuna pandeemia tõttu 2020 aasta võistlused ei toimunud.

Järgnev etapp sõiduki dünaamika arendamiseks nii töö autorile kui ka FS Team Tallinnale oleks ringraja simulatsioon, mis annab parema ülevaate kõikide parameetrite mõjust ringiajale. Sellisel viisil on lihtsam seada prioriteete kogu sõiduki projekteerimisel, kuna eesmärk on 1 – saavutada vähim ringiaeg. Ringiaja simulatsioon eemaldaks ka vajaduse toetuda projekteerimisel kirjanduse soovitusel, kuna kõik sisendid ja väljundid on projekteerijal kättesaadaval täpselt konkreetse sõiduki kohta.

SUMMARY

As a result of this thesis, a fully operational suspension system was designed for Formula Student class racecar FEST20. Suspension system is fully compliant with Formula Student Germany 2020 rules.

Prior to designing, the problem faced in motor racing was defined – to cover a distance in minimum possible time. It was found out that the vehicle has to be in constant acceleration state to achieve this goal.

Force is required to apply acceleration forces to a body. Vehicle's ability to go through a corner is defined by the yaw moment acting on the vehicle. Yaw moment gives a greater understanding on how the forces act on the vehicle. In addition to the acting forces, yaw moment helps to understand very important parameters of racecar: Balance, control and stability at maximum grip.

Hoosier manufacturer with LCO compound was the chosen tire for FEST20. Tire model was investigated to find out the sources of longitudinal- and lateral forces acting on the tire depending on the vertical force. Slip is required for the tire to generate any lateral- and longitudinal forces. To know these forces, a tire model is required, which gives a fairly accurate virtual model of the actual tire, based on real world tire testing. Tire model allows us to calculate exact tire forces on different vehicle dynamic positions. Tire model also gives us input parameters to follow when designing a suspension system.

Following the tire, the limitations and opportunities on suspension system by the chassis, aerodynamics and drivetrain were investigated. Carbon-composite chassis is the first space limitation on suspension pickup points, however this is the lightest and most rigid form of chassis, which makes it most desirable in racing. Aerodynamic package added a small gain in weight with a large gain in dynamic vertical tire forces, enhancing the vehicle's grip capabilities.

Having most of the inputs, the suspension system was designed. FEST20 uses double a-arm suspension in both front and rear. The rear suspension uses pushrod system which feeds elastic forces through a rocker to the dampers, springs and anti-roll bar. Front suspension has direct actuation dampers and springs without an anti-roll bar to save in parts numbers, weight and theoretically it's possible to set the car up without front anti-roll bar. Hoosier LCO tire parameters were closely followed in the design process to achieve maximum grip.

The designed suspension details were then passed on to FS Team Tallinn to build the racecar FEST20. Vehicle data was then used in Yaw Moment Diagram simulations, which allowed to find out balance, control and stability parameters in different cornering situations. Different suspension setups were studied with YMD to find out vehicle's sensitivity to setup changes. This allowed to receive good understanding on the car's behaviour before testing season and receive knowledge on how to set the car up on track according to driver feedback. Moment of inertia was measured on all axes to find out vehicle's actual yaw moments from the data and also find out the car's roll and pitch characteristics. Next, Öhlins dampers were studied and set-up on the vehicle according to desired damping ratio. Finally, a fault in the front suspension spring stiffness was found during testing and fixed with a softer spring.

The dynamic properties of FEST20 changed according to the changes made in design phase. Vehicle moment of inertia around its yaw and roll axes were reduced and as a result the vehicle was much more responsive on track. Wrong spring fault, explained in the thesis, made it more difficult to judge moment of inertia changes to the handling as the spring decompression caused unstable moments while driving. For the next vehicle, the author would put more effort into choosing the right spring stiffness and would not make big changes in vehicle's moment of inertia. If anything, the moment inertia about the roll axis should be slightly increased due to some instabilities encountered by a beginner driver at larger radius corners.

As a result of the thesis, the author received good initial knowledge on vehicle dynamics and suspension designing. Results found in the thesis are important to FS Team Tallinn's future prototype vehicle designing, knowing the exact chosen parameters and vehicle's attitude on track. FEST20 capabilities were not tested against other teams in competitive situation due to all competitions being canceled in 2020 following a global pandemic.

The next step in vehicle dynamics for both the thesis author and FS Team Tallinn is an accurate full-body laptimes simulation, which gives more accurate changes on laptimes depending on vehicle design changes. This way, it is much easier to set design priorities on the vehicle to achieve one goal – minimal laptimes. Laptimes simulation also removes the need to design by following books due to allowing the engineer to see direct output change depending on changed input on that particular vehicle.

KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU

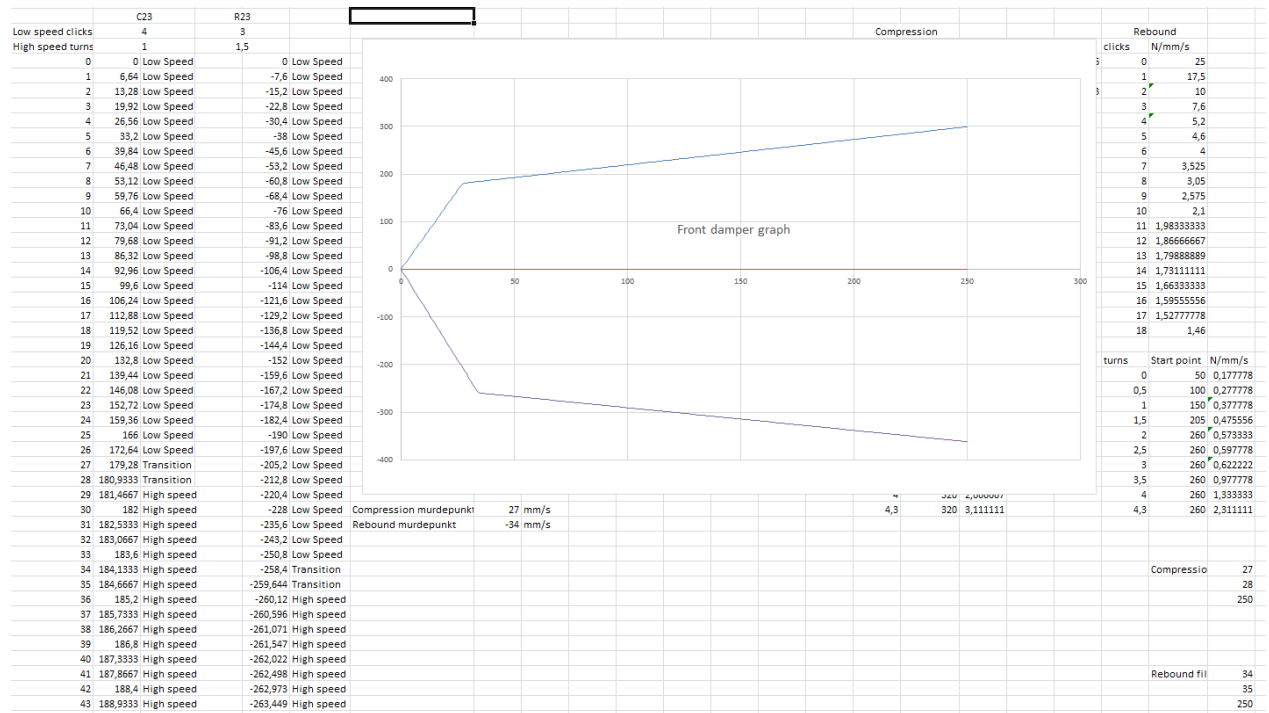
- [1] William F. Milliken and Douglas L. Milliken, *Race Car Vehicle Dynamics*. Warrendale, PA, 1995.
- [2] PRESTICEBDT. [Online]. <https://www.presticebdt.com/f1-telemetry-g-g-diagram-and-grip/>
- [3] Evangelos Ch. Tsirogiannis. (2015, January) Researchgate. [Online]. https://www.researchgate.net/figure/1-SAE-Vehicle-Axis-System-2_fig94_313475487
- [4] Claude Rouelle. (2017, May) OptimumG. [Online]. <https://students.optimumg.com/wp-content/uploads/2017/05/Gettingtogrips.pdf>
- [5] Claude Rouelle. OptimumG. [Online]. http://downloads.optimumg.com/Technical_Papers/RCE2.pdf
- [6] Douglas Milliken, Dr. Bob Woods Dr. Edward M. Kasprzak. (2021) Milliken Research Associates Incorporated. [Online]. <https://www.millikenresearch.com/fsaettc.html>
- [7] Calspan. (2021) Calspan Tire Data Analysis & Modeling Services. [Online]. <https://www.calspan.com/services/transportation-testing-research-equipment/tire-performance-testing/tire-research-modeling/>
- [8] H. Rämäl, J. Lupin J. Lavrentjev. (2003, Detsember) Maanteemet. [Online]. <https://www.mnt.ee/sites/default/files/survey/rehv.pdf>
- [9] Andrew Wheeler. (2013, April) [Online]. <https://scholarworks.uark.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1002&context=meeguht>
- [10] YourDataDriven. (2021) YourDataDriven. [Online]. <https://www.yourdatadriven.com/tyre-slip-angle-explained/>
- [11] Sean N Brennan. (2021, April) Modeling And Control Issues Associated With Scaled Vehicles. [Online]. https://www.researchgate.net/figure/A-definition-of-the-tire-slip-angle_fig11_2563754
- [12] Masato Abe, *Vehicle Handling Dynamics Theory and Application Second Edition*. Waltham, MA: Elsevier, 2015.
- [13] Narahari Rao. (2021, April) An approach to rollover stability in vehicles using suspension relative position sensors and lateral acceleration sensors. [Online]. https://www.researchgate.net/figure/Lateral-force-vs-slip-angle-for-a-racing-tire-20_fig8_26899523
- [14] PresticeBT. [Online]. <https://www.presticebdt.com/slip-angle-and-slip-ratio-definition/>
- [15] (2018, February) Theracingline. [Online]. <http://theracingline.net/2018/race-car-tech/race-tech-explained/tyres-load-sensitivity/>

- [16] drracing. (2013, October) DrRacing's Blog. [Online]. <https://drracing.wordpress.com/2013/10/27/self-aligning-torque/>
- [17] OPONEO. (2020, November) [Online]. <https://www.oponeo.co.uk/blog/camber-understanding-the-wheel-s-angle-of-inclination>
- [18] Suspensionsecrets. Suspensionsecrets. [Online]. <https://suspensionsecrets.co.uk/tyre-failure-graining-tearing-blistering-and-wearing/>
- [19] (2020, October) Carsales. [Online]. <https://www.carsales.com.au/editorial/details/what-is-a-monocoque-body-126876/>
- [20] FSG. (2020) Formula Student Rules 2020. [Online]. https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2020/rules/FS-Rules_2020_V1.0.pdf
- [21] R. Nave. Hyperphysics. [Online]. <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbase/pber.html>
- [22] Build Your Own Race Car. [Online]. <https://www.buildyourownracecar.com/race-car-aerodynamics-basics-and-design/4/>
- [23] F1 dictionary. [Online]. <http://www.formula1-dictionary.net/downforce.html>
- [24] Rodrigo de Oliveira Santos. (2015, June) Racing car dynamics. [Online]. http://racingcardynamics.com/weight-transfer/?fbclid=IwAR0hEejRQToPaDgQ-gM88ieRfpRL_6EEoakfxCcBANG3S754MHMjNDCm_LM
- [25] Jonathan Vogel. Racecar-engineering. [Online]. <https://www.racecar-engineering.com/tech-explained/tech-explained-roll-centre/>
- [26] Moog parts. IS DOUBLE WISHBONE SUSPENSION BEST FOR YOUR CAR? [Online]. <https://www.moogparts.eu/blog/double-wishbone-suspension.html>
- [27] Matt Giaraffa. OptimumG. [Online]. http://downloads.optimumg.com/Technical_Papers/Springs%26Dampers_Tech_Tip_1.pdf
- [28] Merwede Springs. Merwede Springs. [Online]. <https://merwede-springs.nl/en/>
- [29] Suspensionsecrets. Ackermann Steering Geometry. [Online]. <https://suspensionsecrets.co.uk/ackermann/>
- [30] Suspensionsecrets. Caster. [Online]. <https://suspensionsecrets.co.uk/caster/>
- [31] ICT Workshop Solutions. (2011, June) Wheel Alignment – Part 2. [Online]. <https://www.ictworkshopsolutions.com/2011/06/wheel-alignment-3/>
- [32] Charles F Reinholtz Hamilton H. Mabie, *Mechanisms and Dynamics of Machinery*. United States of America, 1987, pp. 476-479.
- [33] Claude Rouelle. (2017, September) OptimumG. [Online]. http://downloads.optimumg.com/Technical_Papers/RCE3.pdf

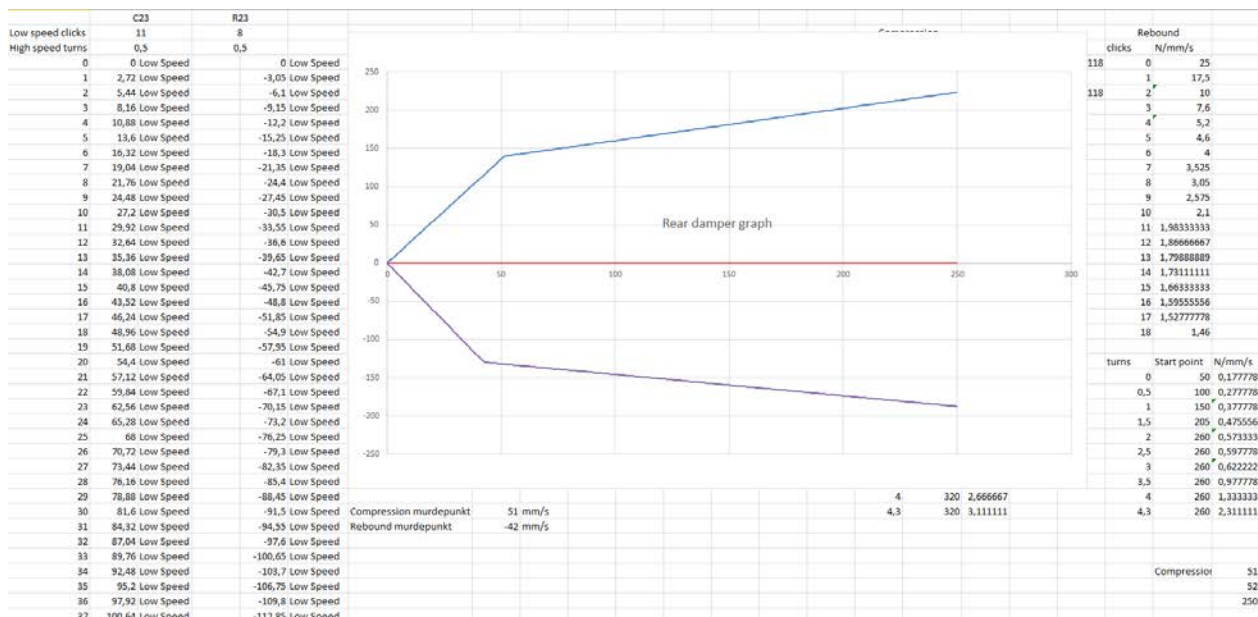
- [34] Claude Rouelle. (2017, November) OptimumG. [Online]. http://downloads.optimumg.com/Technical_Papers/RCE4.pdf
- [35] Öhlins. TTX25 internal schematics. [Online]. <https://www.ohlinsusa.com/files/files/FSAE%20Schematic%202014.pdf>
- [36] Matt Giaraffa. OptimumG Springs and dampers tech tip 3. [Online]. http://downloads.optimumg.com/Technical_Papers/Springs%26Dampers_Tech_Tip_3.pdf
- [37] Matt Giaraffa & Samuel Brisson. OptimumG. [Online]. <https://optimumg.com/spring-dampers-part-four/>
- [38] Öhlins USA. TTX25 Mk2 damper data. [Online]. <https://www.ohlinsusa.com/files/files/TTX25%20MkII%20Dyno%20N%20vs%20mmps.pdf>

LISAD

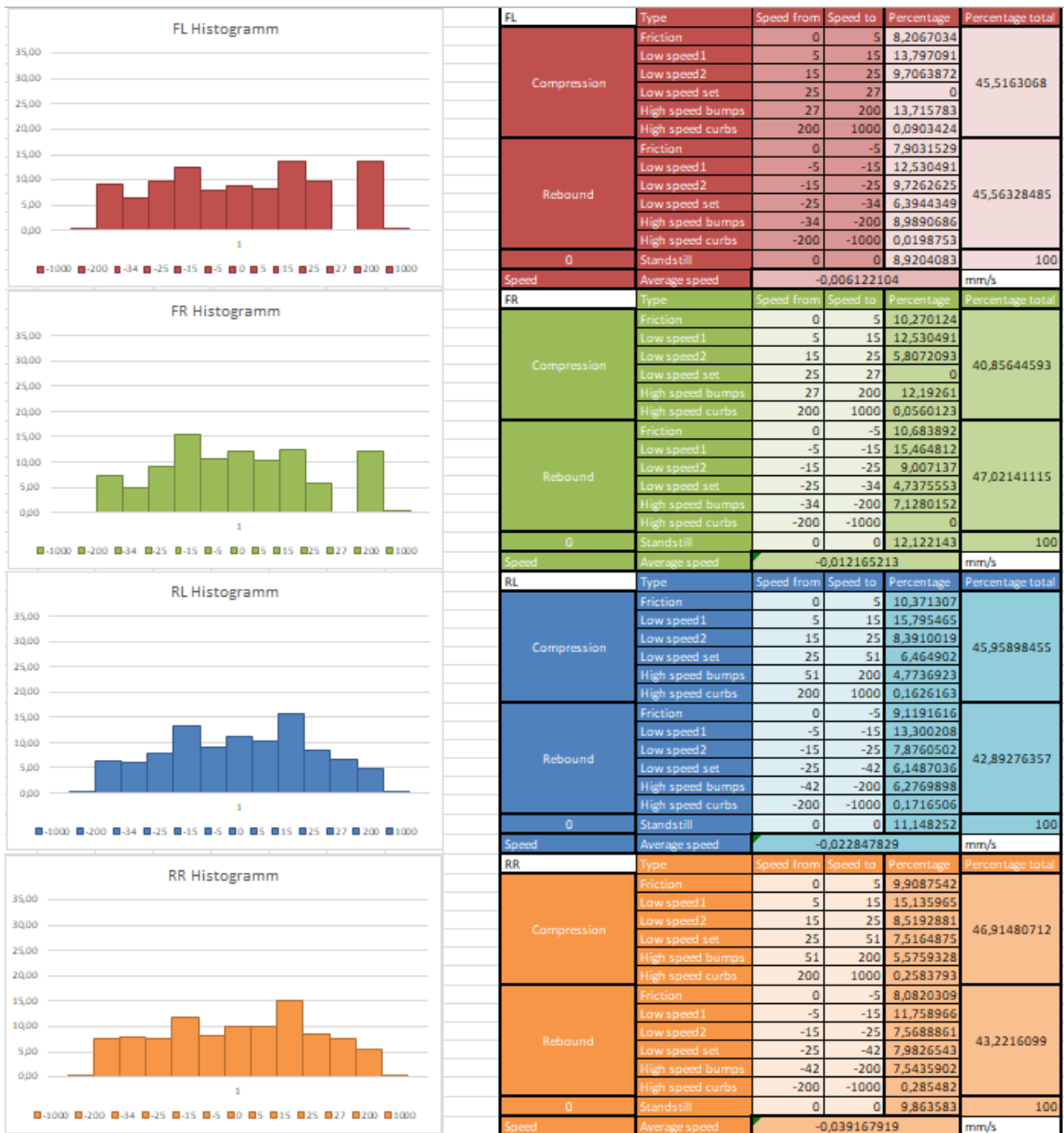
Lisa 1. Öhlins TTX25 Mk2 esisilla amordi seadistamise tabel



Lisa 2. Öhlins TTX25 Mk2 tagasilla amordi seadistamise tabel



Lisa 3. FEST20 amordi histogramm Tabasalu kardiraja ringi näitel



Lisa 4. FEST20 Steady state weight transfer

Wheelbase		1531,92		Suspended mass roll stiffness		0,18	1/g	Suspension roll (No tires)		NO TIRES			
Track	Front	1213	mm	Suspended mass roll stiffness with tires		0,32	1/g	Suspension roll angle		0,36	deg		
	Rear	1187		SM roll angle		0,36	*Roll	Roll moment		689,98	Nm		
CoG total mass		239,5		SM roll angle with tires		0,65	*Roll	Roll Gradient		-0,18	deg/g		
Corner weights	SW	59,5	kg	Natural ride frequency		Front	5,01	Anti-roll stiffness		1910,54	Nm/deg		
	W	63		NSM natural frequency		Rear	4,02	SPrings		1236,72	608,61	1845,33	
Mass	Total	243	kg	Total		4,17	Hz	ARB		0,00	65,31	65,31	
	Distribution	48,97		Pitch natural frequency		Front		22,80	Total		1236,72	673,92	Nm/deg
	NS front	10		Roll natural frequency		Rear		19,46	Body roll (Suspension+tires)				
	NS rear	10		Pitch natural frequency		Front		4,86	Roll angle		0,65	deg	
	SM	203		Roll natural frequency		Rear		8,18	Roll moment		689,98	Nm	
	SM distribution	48,77		Yaw natural frequency		Front		1149,72	Roll Gradient		0,32	deg/g	
NSM CoG height	Front	197,00	mm	Damper displacement		Rear	6,57	Anti-roll Stiffness		1065,53	Nm/deg		
	Rear	197,00		Elastic weight transfer Magic Number		64,23	SPrings		1236,72	608,61	1845,33		
SM CoG coordinates	X	781,72	mm	Total body weight transfer Magic Number		59,14	ARB		0,00	65,31	65,31		
	Y	0		Body+Tires weight transfer Magic Number		64,23	Total		1236,72	1229,68	2519,82		
	Z	247,87		Total body weight transfer Magic Number		59,20	Tires		1284,14	1229,68	2519,82		
Pitch center coordinates	X	816	mm	Body+Tires weight transfer Magic Number		49,79	In series with tires		629,99	435,34	Nm/deg		
	Y	0		Lateral G		2	WITH TIRES AND AIRD						
	Z	75		Wheel rate with tires		Front	49,08	Dynamic loads (kg)		26,36	122,13		
Roll center	Front	43,5	mm	Rear		39,11	WITH TIRES						
	Rear	104,52		Z distance SM CoG to roll axis		Front	204,37	Dynamic loads (kg)		10,76	106,53		
Tire unloaded radius	Front	203	mm	SM inertia in roll		55,21			12,82	109,39			
	Rear	203		Distance between SM CoG and PC		176,24							
Tire vertical stiffness	Front	100	N/mm	SM inertia in pitch		105,31							
	Rear	100		Pitch stiffness no tire		813,98							
Spring stiffness	Front	175	N/mm	Pitch stiffness with tires		1732,60							
	Rear	65		Pitch frequency no tires		6,56							
Spring motion ratio wheel/damper	Front	1,348	mm										
	Rear	1,146											
ARB stiffness	Front	0	N/mm										
	Rear	1											
ARB motion ratio	Front	2,296	mm										
	Rear	0,7											
Damping ratio	Front	0,7	mm										
	Rear	0,7											
Roll inertia	Front	27,9213	kg.m2										
	Rear	97,7628											
Pitch inertia	Front	27,9213	kg.m2										
	Rear	97,7628											

FRONT JACKING FORCES				
FyL	3100	N	Lat G	z
FyR	200	deg	Jacking force left	217,11
Roll	0,84	deg	Jacking force right	-14,84
IC Length left	1128	mm	NSM inertial force left	20,50
IC Height left	79	mm	NSM inertial force right	-21,43
IC Length right	1079	mm	Wheel rate FL	-49,17
IC Height right	79	mm	Wheel rate FR	-48,89
Slope left	4,01	deg	Net jacking force front	201,54
Slope right	4,19	deg	Wheel rate FL	-49,17
Wheel center	197	mm	Wheel rate FR	-48,89
IC Height to WC L	118	mm		
IC Height to WC R	118	mm		
Slope left	5,97	deg	Side height variation due to jacking forces front	2,04
Slope right	6,24	deg		

Pitch angle with tires		0,37	deg
Pitch angle		0,21	deg
Pitch moment		625,69	Nm
Wheel displacement	Front	7,16	mm
	Rear	6,18	
Damper displacement	Front	5,31	mm
	Rear	5,86	
Coilover forces	Front	929,20	N
	Rear	322,18	
Delta displacement	Front wheel	2,12	mm
	Rear wheel	-4,13	
	Front damper	1,57	mm
	Rear damper	-3,92	

Longitudinal G	1,5
----------------	-----

Dynamic load (kg)	
103,59	103,59
51,67	51,67

Static displacements	Front wheel	5,04	mm
	Rear wheel	10,31	
	Front damper	3,74	mm
Rear damper	9,78		
Static damper forces	Front	653,91	N
	Rear	537,63	

Longitudinal weight transfer	
Total WT	56,99 kg
Elastic WT	41,68 kg
Geometrical WT	7,59 kg
NSM WT	7,72 kg

15,41%

Lisa 5. Vedrustuse jõudude arvutuse tabeli sisendkiirendused ning rehvi kontaktpunkti jõud

		Jõud					
Max G	3	Ees			Taga		
Lat G	Long G	X	Y	Z	X	Y	Z
3	1,47018E-16	1,81801E-13	3709,772	-1236,59	2,10093E-13	4287,088	-1429,03
2,954054	0,418428543	479,1969931	3383,072	-1145,23	626,8875241	4425,748	-1498,19
2,818442	0,822245018	853,4434993	2925,382	-1037,94	1266,235418	4340,325	-1539,97
2,59728	1,201103254	1102,147006	2383,295	-917,612	1865,877325	4034,795	-1553,47
2,29728	1,543503475	1216,111175	1810,004	-787,89	2374,331025	3533,846	-1538,27
1,927549	1,839052542	1200,376104	1258,139	-652,714	2749,1031	2881,392	-1494,85
1,49931	2,078779427	1073,041229	773,9262	-516,188	2961,239317	2135,781	-1424,51
1,025562	2,255407513	862,5926149	392,2315	-382,455	2998,321602	1363,374	-1329,39
0,520683	2,363575473	604,0716241	133,0738	-255,575	2865,565392	631,2688	-1212,39
0	2,4	334,5587185	0	-139,399	2584,897282	0	-1077,04
-0,52068	2,363575473	88,52548791	-19,5017	-37,4541	2192,132992	-482,915	-927,465
-1,02556	2,255407513	-106,3795758	48,3721	47,16645	1732,601119	-787,835	-768,199
-1,49931	2,078779427	-232,6019338	167,7631	111,8935	1255,742279	-905,698	-604,077
-1,92755	1,839052542	-284,6162046	298,3122	154,7624	809,3311492	-848,277	-440,08
-2,29728	1,543503475	-269,2980041	400,8108	174,4719	434,0145379	-645,967	-281,188
-2,59728	1,201103254	-204,6965365	442,6381	170,4238	158,8122895	-343,418	-132,222
-2,81844	0,822245018	-117,3679425	402,3067	142,7408	-1,887516285	6,469914	2,295564
-2,95405	0,418428543	-38,60564734	272,5511	92,26342	-49,49243545	349,4105	118,2817
-3	1,47018E-16	-2,96249E-15	60,45164	20,15055	-3,12544E-14	637,768	212,5893
-3	-1,47018E-16	2,96249E-15	60,45164	20,15055	3,12544E-14	637,768	212,5893
-2,95405	-0,418428543	-29,79622412	-210,358	-71,2098	117,8943069	832,3192	281,7549
-2,81844	-0,822245018	-146,76823	-503,083	-178,497	266,0236887	911,8599	323,5334
-2,59728	-1,201103254	-358,9230357	-776,139	-298,828	404,8072827	875,3599	337,0295
-2,29728	-1,543503475	-661,468192	-984,499	-428,55	496,7516582	739,3425	321,8338
-1,92755	-1,839052542	-1036,72097	-1086,61	-563,726	512,0060254	536,6442	278,4075
-1,49931	-2,078779427	-1455,669216	-1049,89	-700,252	432,5288716	311,9595	208,0687
-1,02556	-2,255407513	-1880,9753	-855,303	-833,985	254,7536863	115,8396	112,9524
-0,52068	-2,363575473	-2271,076124	-500,306	-960,865	-9,582356123	-2,11094	-4,05418
0	-2,4	-2584,897282	0	-1077,04	-334,5587185	0	-139,399
0,520683	-2,363575473	-2786,62226	613,8781	-1178,99	-683,0147559	150,4645	-288,975
1,025562	-2,255407513	-2849,947491	1295,906	-1263,61	-1010,966725	459,699	-448,241
1,49931	-2,078779427	-2761,312379	1991,584	-1328,33	-1272,968167	918,1226	-612,363
1,927549	-1,839052542	-2521,713279	2643,06	-1371,2	-1427,765925	1496,471	-776,36
2,29728	-1,543503475	-2146,877371	3195,314	-1390,91	-1443,564829	2148,536	-935,252
2,59728	-1,201103254	-1665,766578	3602,073	-1386,86	-1302,257752	2816,017	-1084,22
2,818442	-0,822245018	-1117,579672	3830,772	-1359,18	-1002,099246	3434,935	-1218,74
2,954054	-0,418428543	-547,5988645	3865,98	-1308,7	-558,4856527	3942,84	-1334,72
3	-1,47018E-16	-1,81801E-13	3709,772	-1236,59	-2,10093E-13	4287,088	-1429,03

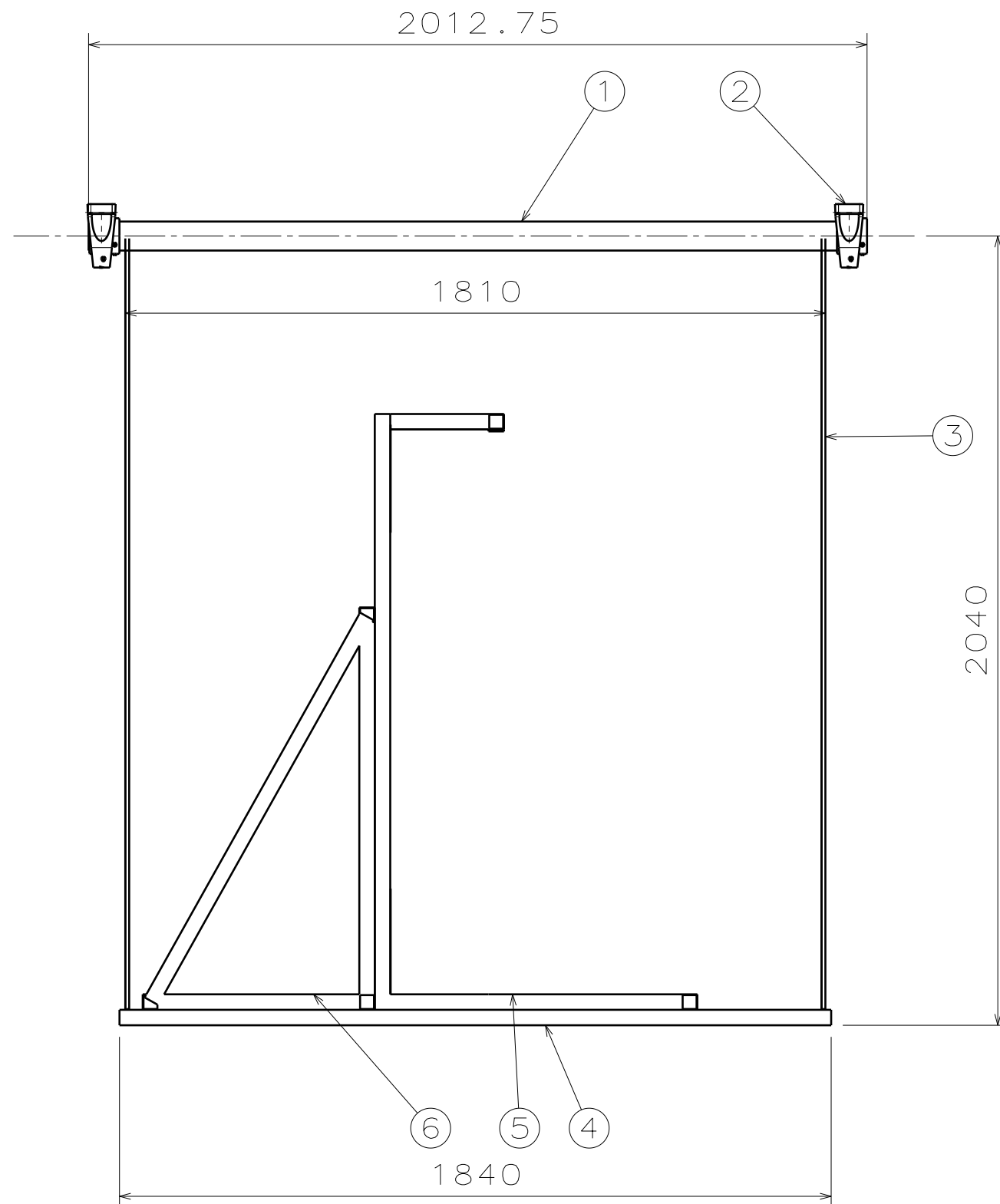
Lisa 6. FEST20 esivedrustuse jõudude arvutuse tulemused

Fy	Fz	F1 -	F2 -	F3 -	F4 -	F5 -	F6 -
		Alum.esim	Alum.tagum	Pushrod	Rool	Ülem.esim	Ülem.tagum
3709,8	-1236,6	2339,0	2808,1	1423,0	-783,1	-790,8	-952,3
3383,1	-1145,2	3491,1	1175,5	1362,4	-629,5	-990,1	-707,5
2925,4	-1037,9	4259,5	-271,0	1278,5	-460,3	-1112,5	-471,3
2383,3	-917,6	4616,7	-1429,6	1170,9	-291,5	-1152,7	-259,9
1810,0	-787,9	4571,7	-2225,7	1040,9	-138,7	-1112,4	-86,9
1258,1	-652,7	4173,5	-2626,2	891,4	-14,9	-1001,4	38,6
773,9	-516,2	3504,0	-2641,4	727,0	70,8	-836,0	113,7
392,2	-382,5	2666,8	-2322,6	553,7	114,5	-636,9	140,8
133,1	-255,6	1774,2	-1753,7	379,0	117,2	-426,8	127,3
0,0	-139,4	933,6	-1039,9	210,8	85,0	-227,7	84,5
-19,5	-37,5	233,9	-294,0	57,5	28,1	-58,3	25,8
48,4	47,2	-264,2	378,1	-73,2	-41,1	68,1	-35,1
167,8	111,9	-535,2	890,5	-174,6	-109,0	144,9	-86,3
298,3	154,8	-590,6	1187,9	-241,7	-162,9	172,8	-118,8
400,8	174,5	-476,4	1252,3	-271,2	-192,9	159,5	-128,0
442,6	170,4	-265,5	1104,2	-262,4	-192,9	118,2	-114,4
402,3	142,7	-47,8	799,5	-216,7	-161,2	65,8	-83,0
272,6	92,3	83,2	421,7	-137,4	-101,4	20,7	-43,2
60,5	20,2	42,7	68,8	-29,3	-21,0	-0,2	-6,7
60,5	20,2	42,7	68,8	-29,3	-21,0	-0,2	-6,7
-210,4	-71,2	-233,4	-154,5	100,9	68,2	16,8	12,8
-503,1	-178,5	-773,4	-157,3	245,3	151,9	79,1	2,9
-776,1	-298,8	-1571,9	124,1	397,5	216,7	187,4	-46,2
-984,5	-428,5	-2584,8	721,0	550,7	250,0	335,5	-140,3
-1086,6	-563,7	-3733,6	1624,0	699,3	242,6	510,3	-280,2
-1049,9	-700,3	-4913,7	2783,2	838,7	189,2	693,7	-460,8
-855,3	-834,0	-6006,1	4111,8	966,0	90,2	864,4	-672,1
-500,3	-960,9	-6890,4	5495,3	1079,3	-49,0	1000,5	-899,2
0,0	-1077,0	-7459,9	6803,6	1177,8	-218,1	1082,2	-1124,5
613,9	-1179,0	-7633,7	7905,9	1261,9	-402,7	1094,5	-1328,9
1295,9	-1263,6	-7367,0	8685,5	1332,0	-586,5	1028,8	-1494,5
1991,6	-1328,3	-6657,7	9053,2	1388,8	-752,4	884,4	-1606,0
2643,1	-1371,2	-5547,0	8958,2	1432,5	-884,9	668,6	-1652,7
3195,3	-1390,9	-4116,1	8394,3	1462,8	-971,5	396,5	-1629,7
3602,1	-1386,9	-2478,1	7401,2	1478,9	-1004,4	89,2	-1538,1
3830,8	-1359,2	-766,1	6060,3	1479,0	-981,1	-228,2	-1385,6
3866,0	-1308,7	880,9	4486,6	1461,2	-904,7	-529,4	-1185,1
3709,8	-1236,6	2339,0	2808,1	1423,0	-783,1	-790,8	-952,3
MAX		4616,7	9053,2	1479,0	250,0	1094,5	140,8
MIN		-7633,7	-2641,4	-271,2	-1004,4	-1152,7	-1652,7

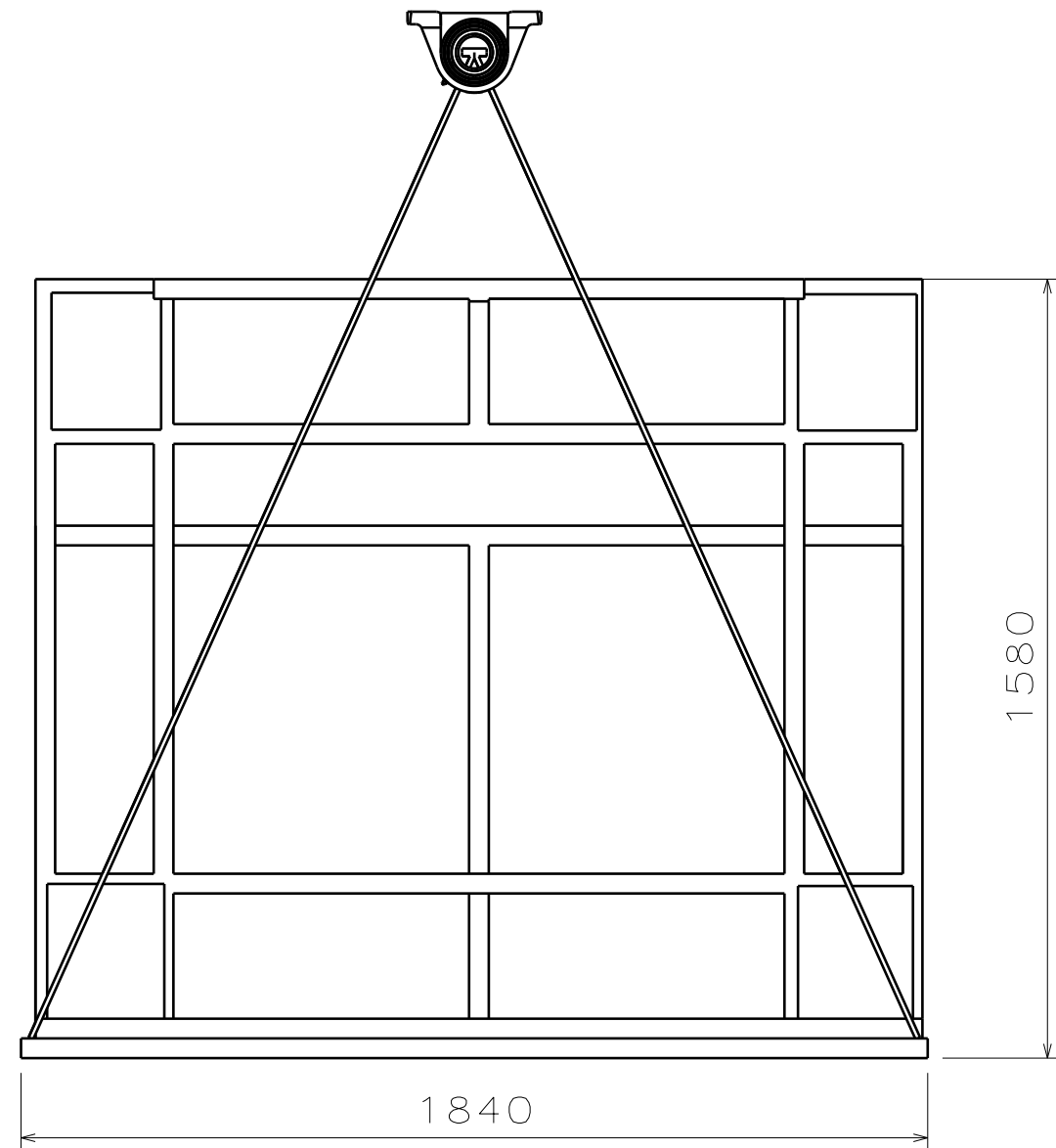
Lisa 7. FEST20 tagavedrustuse jõudude arvutuse tulemused

Fx	Fy	Fz	F1 -	F2 -	F3 -	F4 -	F5 -	F6 -
			Alum.esim	Alum.tagum	Pushrod	Rool	Ülem.esim	Ülem.tagum
0,0	4287,1	-1429,0	944,7	5202,3	1362,6	-55,7	-642,0	-2369,5
626,9	4425,7	-1498,2	2192,5	4472,3	1351,5	27,2	-1031,0	-2229,9
1266,2	4340,3	-1540,0	3410,7	3431,4	1341,2	115,3	-1403,5	-1996,2
1865,9	4034,8	-1553,5	4498,9	2159,1	1337,1	201,5	-1729,5	-1688,3
2374,3	3533,8	-1538,3	5363,3	762,2	1341,0	278,4	-1981,0	-1332,8
2749,1	2881,4	-1494,8	5932,2	-639,2	1351,0	339,5	-2136,9	-959,3
2961,2	2135,8	-1424,5	6163,9	-1925,3	1361,4	379,9	-2185,4	-597,8
2998,3	1363,4	-1329,4	6050,6	-2988,8	1364,0	396,9	-2125,2	-275,0
2865,6	631,3	-1212,4	5619,2	-3746,8	1348,8	390,1	-1965,1	-12,0
2584,9	0,0	-1077,0	4927,1	-4149,4	1306,1	361,5	-1723,6	178,1
2192,1	-482,9	-927,5	4055,7	-4184,4	1227,5	315,0	-1425,9	290,8
1732,6	-787,8	-768,2	3100,1	-3877,5	1107,3	256,3	-1101,8	330,5
1255,7	-905,7	-604,1	2158,2	-3288,5	944,2	192,1	-781,6	309,1
809,3	-848,3	-440,1	1319,7	-2503,5	741,3	128,9	-493,2	244,6
434,0	-646,0	-281,2	655,4	-1623,8	506,8	73,0	-258,6	157,7
158,8	-343,4	-132,2	210,2	-753,6	252,9	28,9	-92,2	69,6
-1,9	6,5	2,3	-1,8	12,5	-4,6	-0,4	1,1	-1,0
-49,5	349,4	118,3	2,7	600,6	-248,2	-14,1	25,4	-41,0
0,0	637,8	212,6	180,3	966,8	-461,0	-13,5	-6,7	-43,7
0,0	637,8	212,6	180,3	966,8	-461,0	-13,5	-6,7	-43,7
117,9	832,3	281,8	465,0	1096,8	-625,5	-1,8	-76,2	-10,1
266,0	911,9	323,5	777,0	1014,5	-728,4	16,3	-159,7	50,6
404,8	875,4	337,0	1039,1	774,3	-762,2	35,4	-234,4	123,3
496,8	739,3	321,8	1182,3	451,5	-724,3	50,3	-280,0	188,6
512,0	536,6	278,4	1156,9	133,6	-617,6	56,4	-281,7	225,7
432,5	312,0	208,1	939,2	-92,4	-450,8	50,4	-232,3	214,9
254,8	115,8	113,0	535,2	-151,4	-236,8	30,9	-133,4	140,7
-9,6	-2,1	-4,1	-19,5	8,9	8,1	-1,2	4,9	-5,8
-334,6	0,0	-139,4	-663,8	410,6	266,2	-43,3	164,8	-225,5
-683,0	150,5	-289,0	-1317,7	1041,5	519,8	-91,0	323,5	-510,4
-1011,0	459,7	-448,2	-1892,7	1855,7	753,4	-138,5	455,6	-843,9
-1273,0	918,1	-612,4	-2302,3	2777,9	954,8	-179,6	536,5	-1202,9
-1427,8	1496,5	-776,4	-2473,3	3712,0	1116,2	-208,3	545,6	-1559,1
-1443,6	2148,5	-935,3	-2354,8	4552,2	1234,4	-219,7	469,3	-1882,9
-1302,3	2816,0	-1084,2	-1926,0	5195,4	1311,3	-210,2	302,8	-2146,0
-1002,1	3434,9	-1218,7	-1199,1	5553,9	1352,4	-178,7	51,1	-2324,4
-558,5	3942,8	-1334,7	-219,3	5566,2	1366,2	-126,2	-271,0	-2401,6
0,0	4287,1	-1429,0	944,7	5202,3	1362,6	-55,7	-642,0	-2369,5
MAX			6163,9	5566,2	1366,2	396,9	545,6	330,5
MIN			-2473,3	-4184,4	-762,2	-219,7	-2185,4	-2401,6

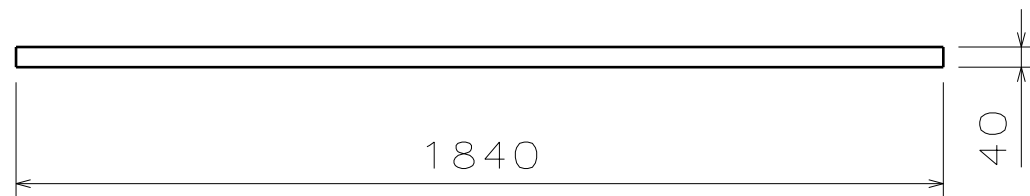
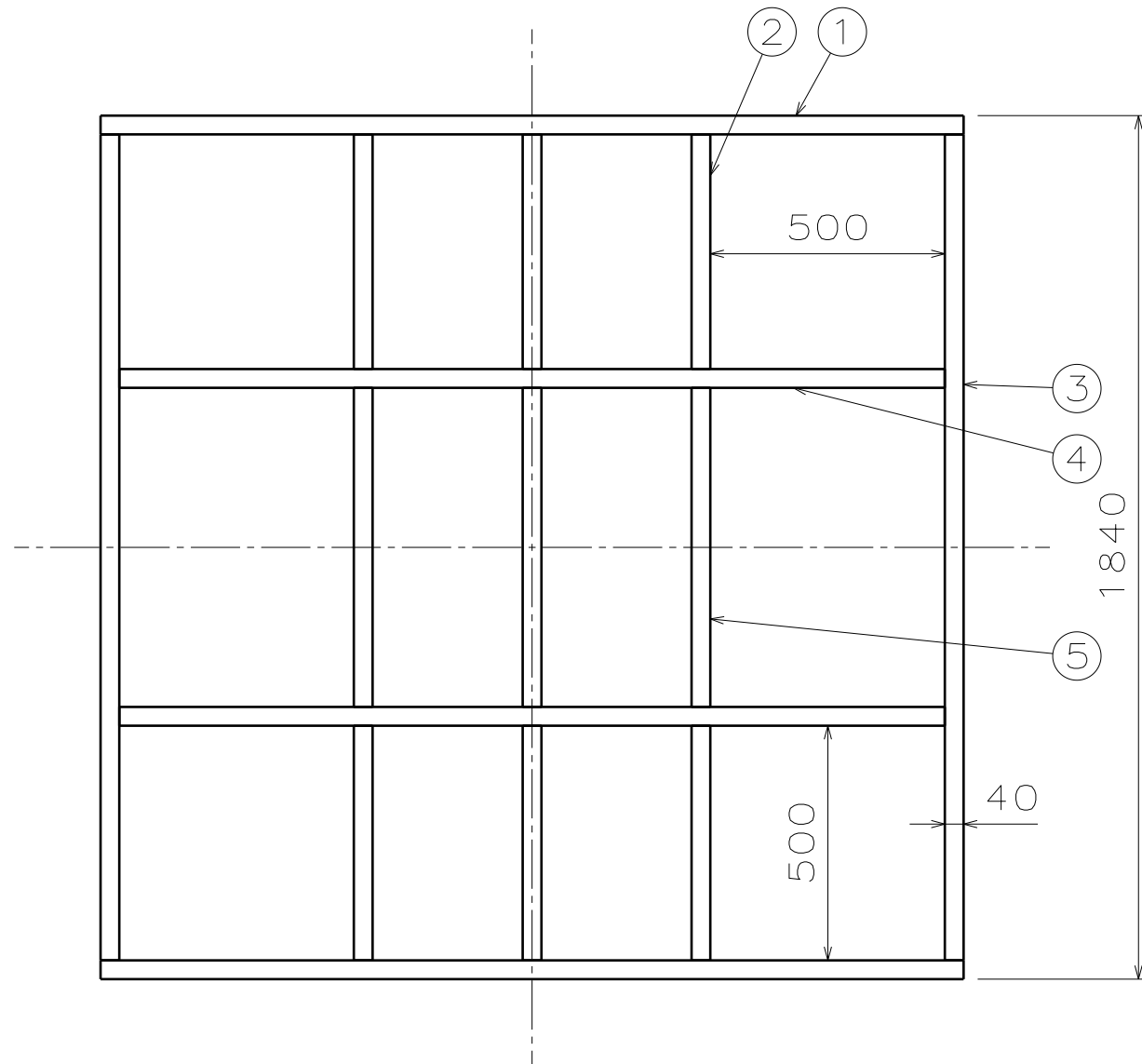
GRAAFILINE OSA



ITEM	QTY	PART
1	1	S355 Tube OD75; ID65 mm
2	2	SKF UCP 215 Pillow block ball bearing unit
3	4	Steel cable d10 mm
4	1	Rig platform
5	1	Yaw moment of inertia rig
6	1	Yaw moment of inertia rig support

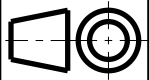


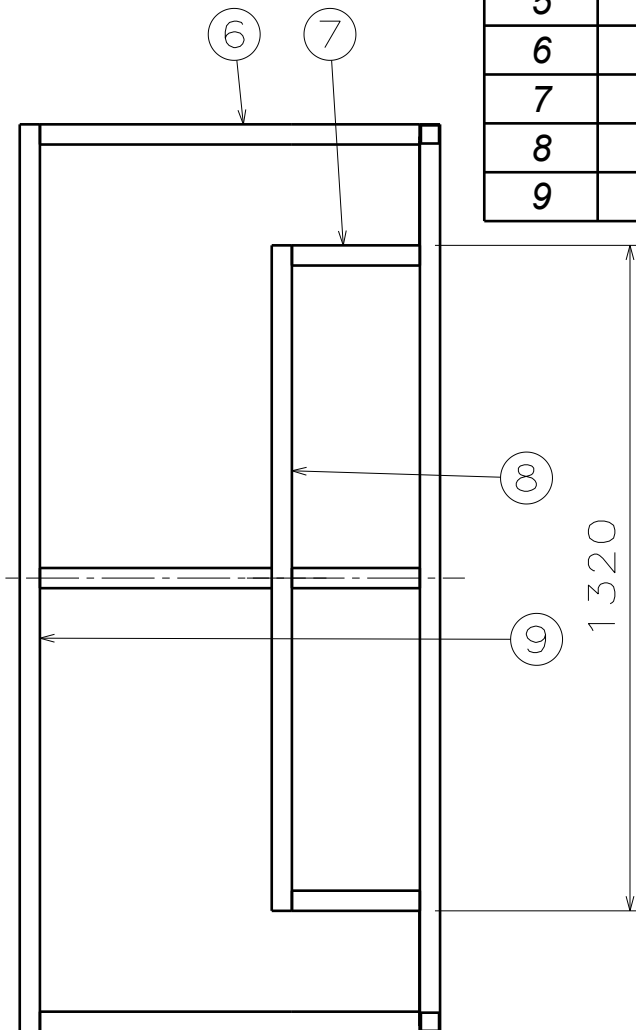
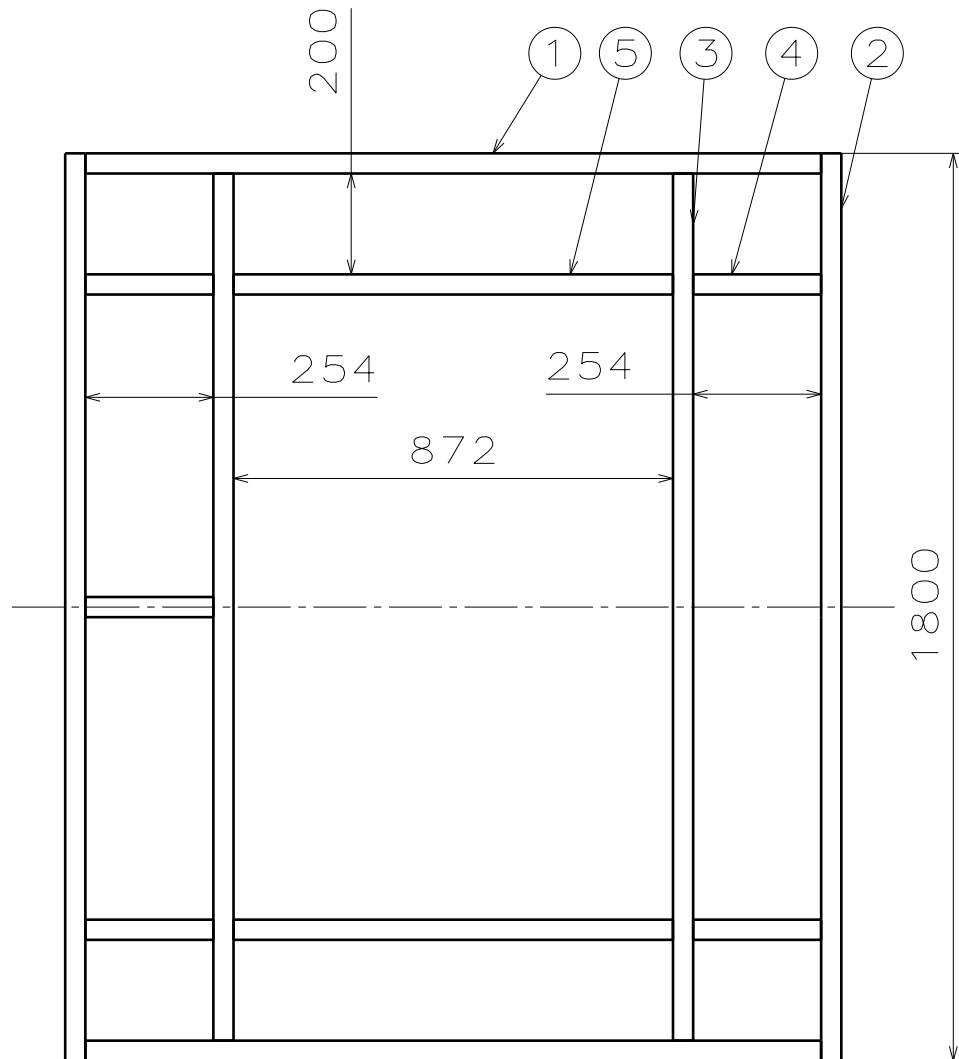
	Material:	Unmarked Tolerances ISO - 2768-m	Mass:	Scale: 1:15
Drawn	Rando Puksov	Title: Vehicle inertia measurement rig		
Checked	Konrad Ilustrumm			
Approved	Rico Jaanipere			
Tallinn TU		Sheet: 1/1	ID:	



ITEM	QTY	PART
1	2	S355 40x40x2 square section, 1840 mm
2	6	S355 40x40x2 square section, 500 mm
3	2	S355 40x40x2 square section, 1760 mm
4	2	S355 40x40x2 square section, 1760 mm
5	3	S355 40x40x2 square section, 680 mm


 Weld all square section joints

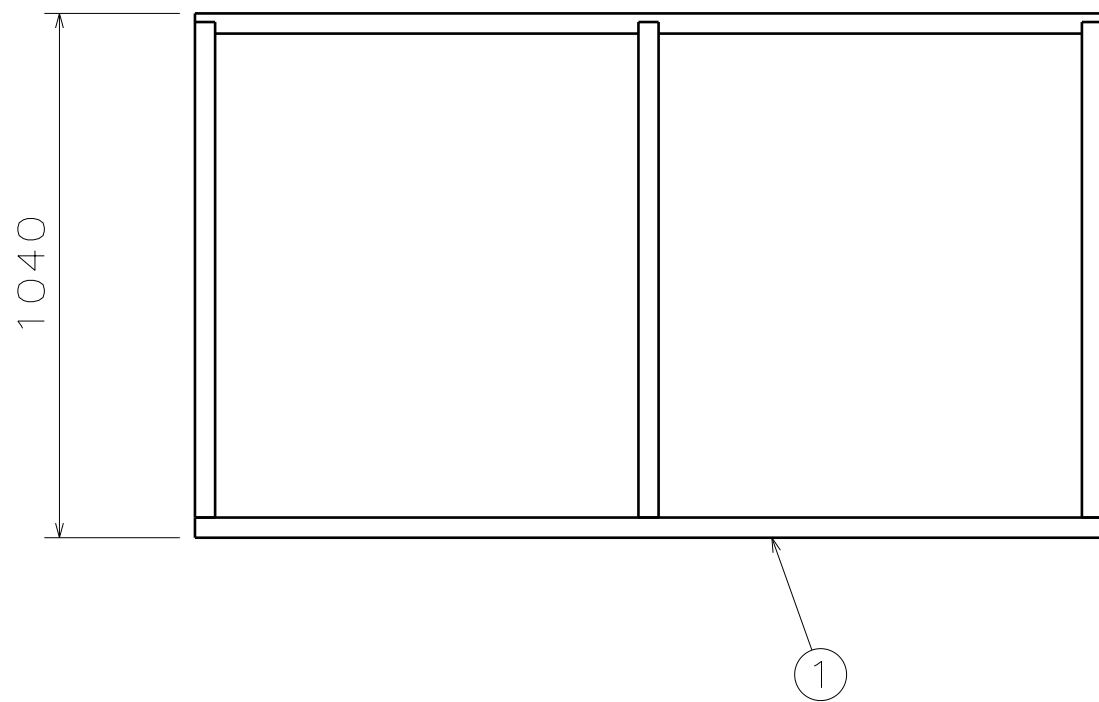
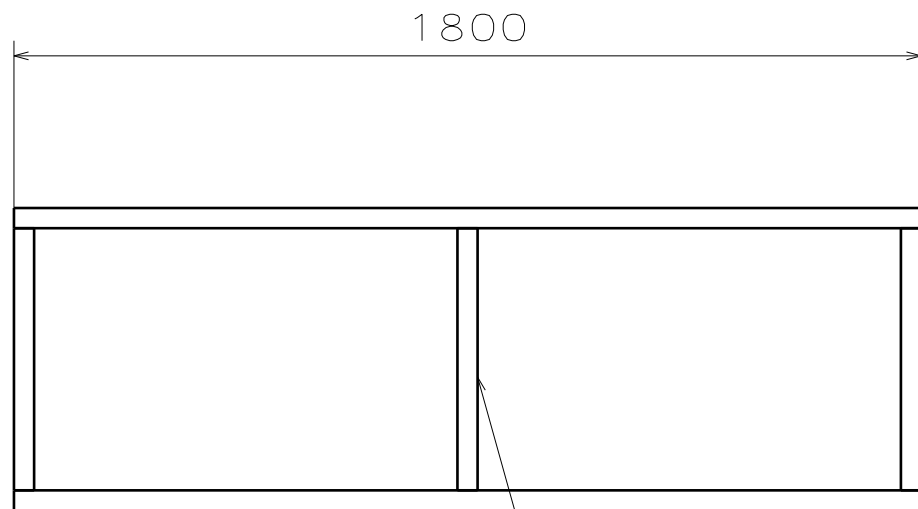
	Material:	Unmarked Tolerances ISO - 2768-m	Mass:	Scale: 1:15
	Drawn <i>Rando Puksov</i> Cheked <i>Konrad Ilustrumm</i> Approved <i>Rico Jaanipere</i>	Title: Rig platform		
Tallinn TU		Sheet: 1/1	ID:	



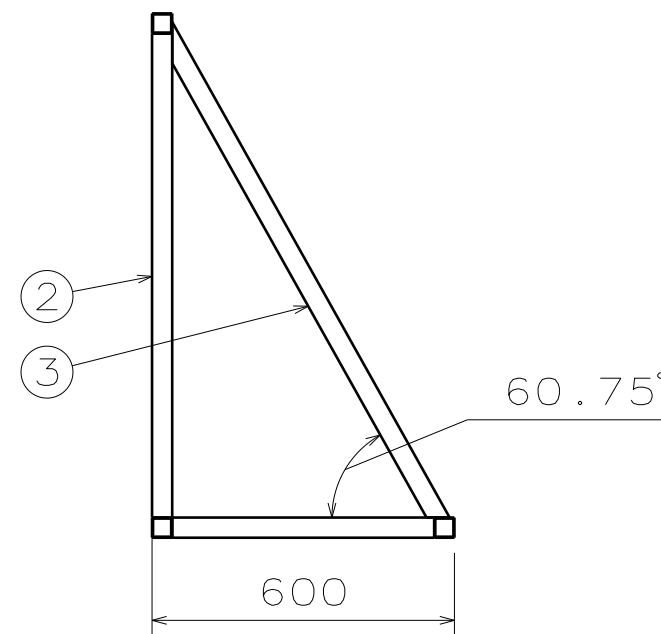
ITEM	QTY	PART
1	2	S355 40x40x2 square section, 1460 mm
2	2	S355 40x40x2 square section, 1800 mm
3	2	S355 40x40x2 square section, 1720 mm
4	5	S355 40x40x2 square section, 254 mm
5	2	S355 40x40x2 square section, 872 mm
6	3	S355 40x40x2 square section, 754 mm
7	3	S355 40x40x2 square section, 254 mm
8	1	S355 40x40x2 square section, 1320 mm
9	1	S355 40x40x2 square section, 1800 mm

a2 Weld all square section joints

	Material:	Unmarked Tolerances ISO - 2768-m	Mass:	Scale: 1:15
	Drawn	Rando Puksov	Title: Yaw moment of inertia rig	
Checked	Konrad Ilustrumm			
Approved	Rico Jaanipere			
Tallinn TU		Sheet: 1/1	ID:	



ITEM	QTY	PART
1	3	S355 40x40x2 square section, 1800 mm
2	3	S355 40x40x2 square section, 960 mm
3	3	S355 40x40x2 square section, 1120 mm
4	3	S355 40x40x2 square section, 520 mm



a2 Weld all square section joints

	Material:	Unmarked Tolerances ISO - 2768-m	Mass:	Scale: 1:15
Drawn	Rando Puksov	Title: Yaw moment of inertia rig support		
Checked	Konrad Ilustrumm			
Approved	Rico Jaanipere			
Tallinn TU		Sheet: 1/1	ID:	