



Rasmus Arras

HYUNDAI I20 N RALLY2 ACKERMANN'I GEOMEETRIA ANALÜÜS

LÕPUTÖÖ

Tehnikainstituut

Autotehnika Õppekava

Juhendaja: lektor Raiko Annask

Tallinn 2024

Autori deklaratsioon ja lihtlitsents

Mina, **Rasmus Arras**, tõendan, et lõputöö on minu kirjutatud. Töö koostamisel kasutatud teiste autorite, sh juhendaja teoste on viidatud õiguspäraselt. Kõik isiklikud ja varalised autoriõigused käesoleva lõputöö osas kuuluvad autorile ainuisikuliselt ning need on kaitstud autoriõiguse seadusega.

Annan Tallinna Tehnikakõrgkoolile (edaspidi kõrgkool) tasuta loa (lihtlitsentsi) enda loodud teose

„Hyundai i20 N Rally2 Ackermann'i geomeetria analüüs“:

- reprodutseerimiseks paber kandjal kõrgkooli raamatukogus avaldamise ja säilitamise eesmärgil;
- elektroonseks avaldamiseks kõrgkooli repositooriumi kaudu;
- kui lõputöö avaldamisele on instituudi direktori korraldusega kehtestatud tähtajaline piirang, lõputöö avaldada pärast piirangu lõppemist;
- ning kinnitan, et lihtlitsentsi andmisega ei rikuta teiste isikute intellektuaalomandi ega isikuandmete kaitse seadusest tulenevaid ega muid õigus.

Autor: Rasmus Arras

/allkirjastatud digitaalselt, kuupäev digiallkirjas/

Juhendaja kinnitus

Lõputöö vastab lõputöö ja kirjalike tööde vormistamise juhendile. Lubada lõputöö kaitsmisele instituudi direktori korraldusega.

Juhendaja(-d):

1. Raiko Annask

/allkirjastatud digitaalselt, kuupäev digiallkirjas/

SISUKORD

SISSEJUHATUS	5
1. ROOLISÜSTEEMI GEOMEETRIA	6
1.1 Ralliautode vedrustus	6
1.2 Ackermann'i geomeetria olemus	6
1.3 Ackermann'i geomeetria mõjutavad tegurid.....	9
2. RALLY2 TUTVUSTUS.....	11
2.1 Erinevus Rally1 autost	11
2.2 Rehvid	11
2.3 Hyundai i20 N Rally2	12
2.4 Sõiduki tehnilised näitajad	14
2.4.1 Peamised kere mõõtude ning kaalu parameetrid.....	14
2.4.2 Mootor.....	15
2.4.3 Jõuülekanne	16
2.5 Vedrustuse kinemaatika ning selle seadistamine.....	17
3. HYUNDAI I20 N RALLY2 ESISILLA KINEMAATIKAMUDELI LOOMINE	20
3.1 Vedrustuse kinemaatikapunktide määramine	20
3.1.1 Esialgne koordinaatide määramine	22
3.1.2 Kontrollsooritus.....	24
3.2 Rataste pöördnurkade mõõtmine	26
3.3 SusProg3D mudeli loomine	28
3.3.1 Mudeli ülesehitus	28
4. ANALÜÜS.....	30
4.1 Mõõdetud auto seadistuse kirjeldus – kruusaseade.....	30
4.1.1 Täielik Ackermann'i geomeetria staatilises asendis.....	31
4.2 Ackermann'i geomeetria sõltuvus rataste jooksust.....	32
4.2.1 Parasiitroolimise minimaliseerimine muutes roolisüsteemi paigutust	33
4.3 Teoreetiliselt optimaalne Ackermann'i geomeetria Hyundai Rally2 jaoks.....	34
4.3.1 Sõidukatsete meetodika Ackermann'i geomeetria optimeerimiseks.....	36
KOKKUVÕTE.....	38
SUMMARY	39
VIIDATUD ALLIKAD	40

Lisa 1. Hyundai Rally2 mootori karakteristikud erinevate tootjate kütustega

Lisa 2. Sõiduki sillageomeetria reguleerimise aruanne

Lisa 3. Kinemaatikapunktide mõõtmisel kasutatud pendel

Lisa 4. Laserlood Bosch UniversalLevel360

Lisa 5. Sõiduki kõrguse fikseeriv vahetükk

SISSEJUHATUS

Autoralli on valdavalt dünaamiline spordiala, kus kasutatakse spetsiaalse ettevalmistusega võistlussõidukeid, mis on loodud sõitma erinevates tingimustes ja pinniasetüüpidel. Ralliautode arendamine ei ole aja möödudes seiskunud, mistõttu võistlusmasinad on muutunud aina kiiremaks just tänu uudsete tehnoloogiliste lahenduste tõttu. Parimate tulemuste saavutamiseks luuakse ka võistlejatele parimad tingimused hea tulemuse saavutamiseks, mis põhineb võistlussõiduki ettevalmistusel. Igasugune muutus auto seadistusel omab mingisugust mõju sõiduki käitumisele erinevates olukordades.

Käesoleva töö eesmärk on analüüsida Hyundai i20 N Rally2 võistlussõiduki roolisüsteemi kinemaatikat. Rally2 autode puhul on tegemist tipptasemel tehnikaga, millega võisteldakse Autoralli Maailmameistrivõistlustel. Ülevaade sõiduki komponentidest viitab äärmiselt komplektsele, kuid samas ka lihtsale sõiduki ehitusele, mille põhieesmärgiks on kiirelt, efektiivselt ja vastupidavalt võistlustrassi läbimine.

Kinemaatika analüüsil keskenduti peamiselt Ackermann'i geomeetria esinemisele, et luua seoseid taolise roolisüsteemi mõjust sõiduki juhitavusele. Roolisüsteemi analüüsimiseks koostati SusProg3D tarkvara kasutades sõiduki vedrustuse kinemaatikamudel, mis loodi käsitsi mõõdetud punktide põhjal. Kinemaatikamudeli abil selgitati välja sõiduki roolisüsteemi eripärad ning tegurid, mis mõjutavad roolimist sõiduolukorras.

Tulemuste analüüsil toetuti teoreetilisele materjalile, mis põhjendab erinevate roolisüsteemide geomeetriliste lahenduste valikut. Samas loodi seoseid sõidukatsete tulemustest, mis põhines lahtisel pinnasel sõita sõiduki Baja SAE bagi roolisüsteemi analüüsil. Lõpliku analüüsiga leiti, et konkreetse sõiduki ja selle seadustuse puhul on teoreetiliselt optimaalse lahenduse pakkumine raskendatud ning nõuab päristingimustes katsetamist ning andmete kogumist.

1. ROOLISÜSTEEMI GEOMEETRIA

1.1 Ralliautode vedrustus

Tänapäeva ralliautod projekteeritakse vastavalt tehniliste tingimuste raames, mis on ette määratud võistlussarja haldaja ehk Rahvusvahelise Autoliidu – FIA poolt. Tehnilised tingimused piiritlevad kogu sõidukil oleva tehnika kasutamise, mis tähendab, et erinevaid komponente on võimalik projekteerida kindlast raamistikust lähtudes.

Vedrustuse ja veermiku projekteerimine on jäetud piisavalt vabaks, millest tulenevalt lõpplahendused on autotootjatel märgatava erinevusega. Kuigi tegemist on täieliku võistlussõidukiga, mida on võimalik seadistada vastavalt sõitja soovile, on samadel tingimustel projekteeritud autod sõidutunnetuse poolest täielikult erinevad. Hinnatakse juhitavust erinevatel kiirustel ning pinnasetüüpidel, eesmärgiga saavutada kõige efektiivsem tee sidestus ning mugavustunne roolis.

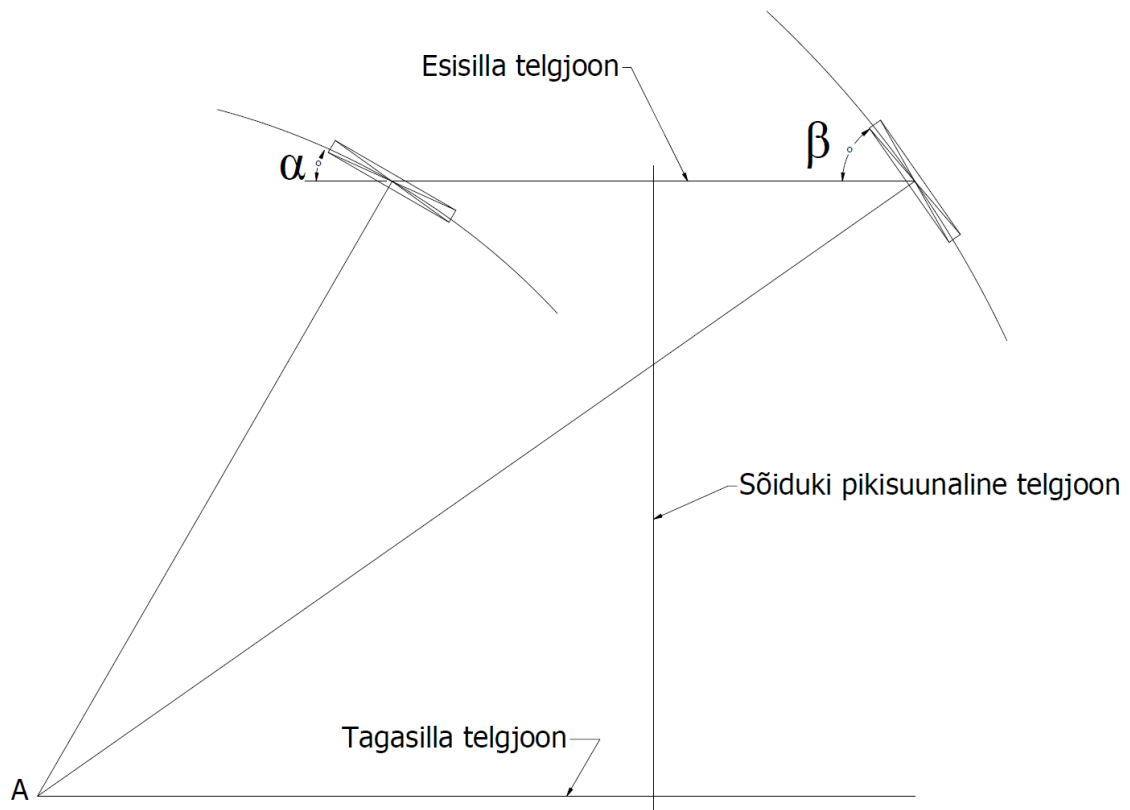
Sõiduki juhid ehk piloodid tegelevad võistluste eelselt autode testimisega, katsetades erinevaid vedrustuse, jõuülekannete ning mootorikarakteristikute seadistusi. Uuritava sõiduki puhul on juhitavuse poolelt peamiseks murekohaks aeglastel kiirustel kurvi sisenemishetk. Erinevate seadistuste katsetamisel on tekkinud olukordi, kus kurvi sisenemise olukord paraneb, aga kurvi keskosa ning väljumine kannatavad selle põhjal.

1.2 Ackermann'i geomeetria olemus

Ackermann'i geomeetria põhineb roolitavate rataste pööramise erinevusel. Kõige levinum lahendus, mis iseloomustab Ackermann'i geomeetriat põhineb kurvis paikneva sõiduki sisemise roolitava ratta suuremas pöördenurgas võrreldes välimise rattaga. Sisemise ratta suurem pöördenurk vähendab rehvide liigset hõõrdumist, mis lihtsustab sõiduki roolitava silla liikumist kurvis võrreldes paralleelse roolisüsteemiga sõidukiga, kus mõlemad rattad pööravad sama palju. Kuigi esialgselt põhines Ackermann'i geomeetria arvestamata rehvide hõõrdumist, mis aga reaalsuses esineb ainult väga aeglasel veeremisel, kus rehvide ning teekatte vaheline siirdenurk on olematu. [1]

Ackermann'i geomeetria esinemisel peetakse seda täielikuks Ackermann'i geomeetriaks juhul kui esirataste keskelgede projektsioonide ristumispunkt asetseb tagasilla teljel, kus aga paralleelse pööramisega roolisüsteemi puhul on tegemist 0% Ackermann'i geomeetriaga, kuid esineb ka roolisüsteemi lahendus, mida kutsutakse vastupidine-Ackermann'i geomeetria, kus kurvis oleva sõiduki roolitava silla välimine ratas pöörab rohkem, kui sisemine. Läbi ajaloo on defineeritud

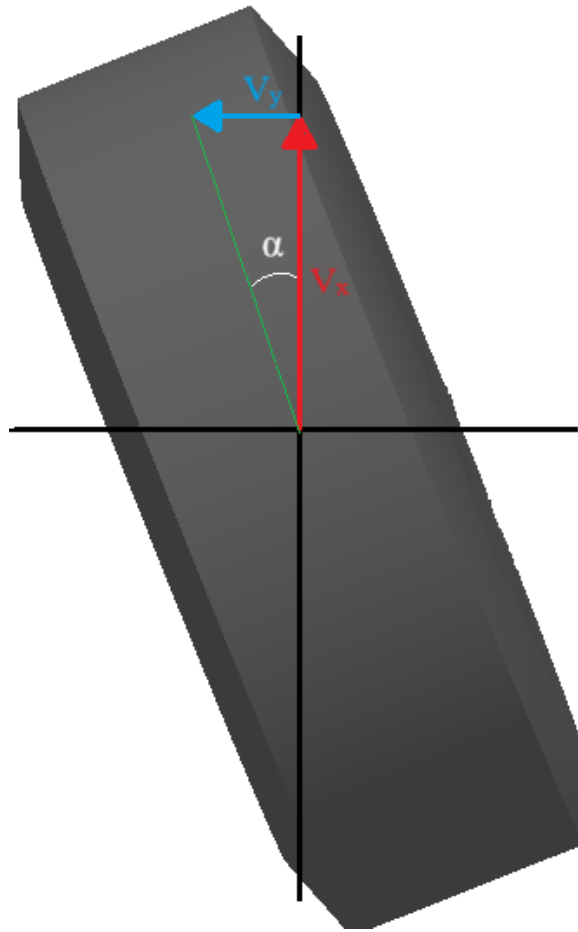
Ackermann'i geomeetria ka erinevalt, näiteks esitades rataste pöördenurcade omavahelist suhet protsentuaalselt, mis määratleb sisemise ratta pöördenurga erinevuse välimise ratta suhtes. [1]



Joonis 1. Ackermann'i geomeetria lihtsustatud kujul

Joonisel (Joonis 1) on kujutatud pealtvaates sõiduki roolitavate rataste pöördenurki α ja β , mis on defineeritud esisilla telgjoone suhtes. Juhul kui nurk Kujutatud rataste keskpunktidega risti asetsevad projektiirid liituvad punktis A, mis asetseb tagasilla telgjoonel. Punkt A tähistab ühtlasi sõiduki pöörderaadiuse keskpunkti. [1]

Ratta siirdenurk on kere liikumissuuna ning ratta liikumissuuna vaheline nurk. Ackermann'i geomeetria esinemisel muutuvad kurvis paikneva sõiduki rataste siirdenurgad samuti erinevalt. Joonisel (Joonis 2. Ratta siirdenurk.) on kujutatud siirdenurga tekkimist kere liikumissuuna V_x ning rehvide külgsuunaliselt mõjuva jõu V_y vahel.

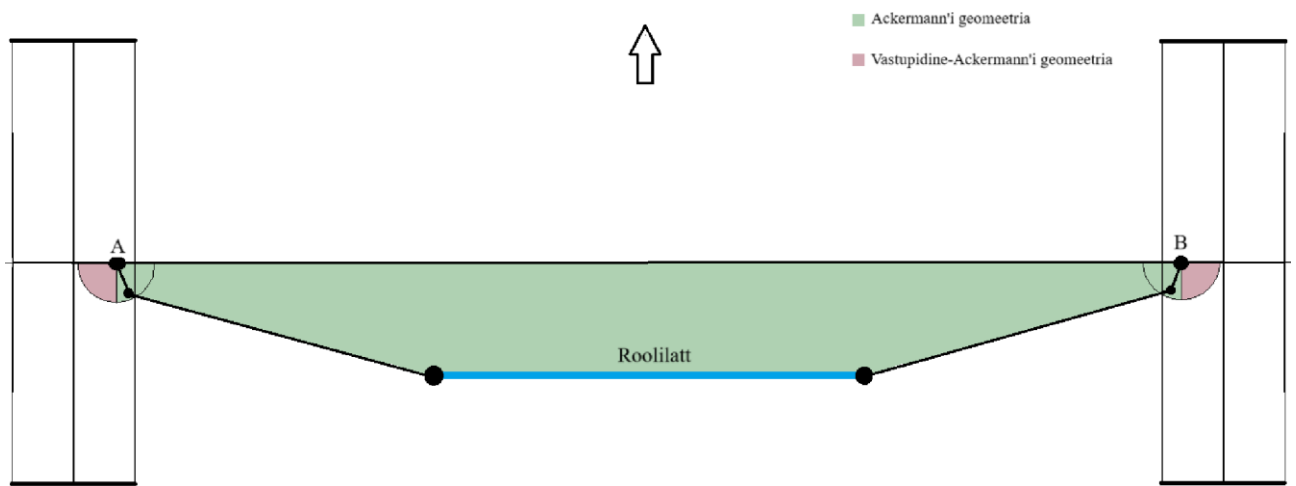


Joonis 2. Ratta siirdenurk.

Siirdenurk ilma vertikaalsihis mõjuva jõuta, ehk rehvi puutepinnale mõju raskusjõuta ei määra sõiduki juhitavust. Siirdenurk koos vertikaalsihis jõuga määrab rehvide mõjuva külgsuunalise koormuse, mis lõpuks kujuneb teesidestuseks. Rehvi sidestus säilib kuni läbilibisemiseni, mis tuleneb rehvide karakteristikust. Liigse siirdenurga puhul, kus rattaga vertikaalkoormust ei mõju toimub koheselt läbilibisemine, millega seoses katkeb rehvi sidestus teega. Lahtise pinnasetüübi, näiteks kruusal sõites on siirdenurga tekkimine kiirem just vähese teesidestuse tõttu, kus rehvi libiseb pinnasel rohkem kui kõvadel teekatetel. Ackermann'i geomeetria eelised esinevad sel juhul aeglastes kurvides, kus rohkem pöörava sisemise ratta puhul liigset siirdenurka ei teki ning rehvil säilitatakse teesidestus. Vastupidise-Ackermann'i geomeetria kasutamine võiks esineda kiiremates kurvides, kus on vaja tekitada välisele rattale siirdenurk piisava sidestuse saavutamiseks. [2]

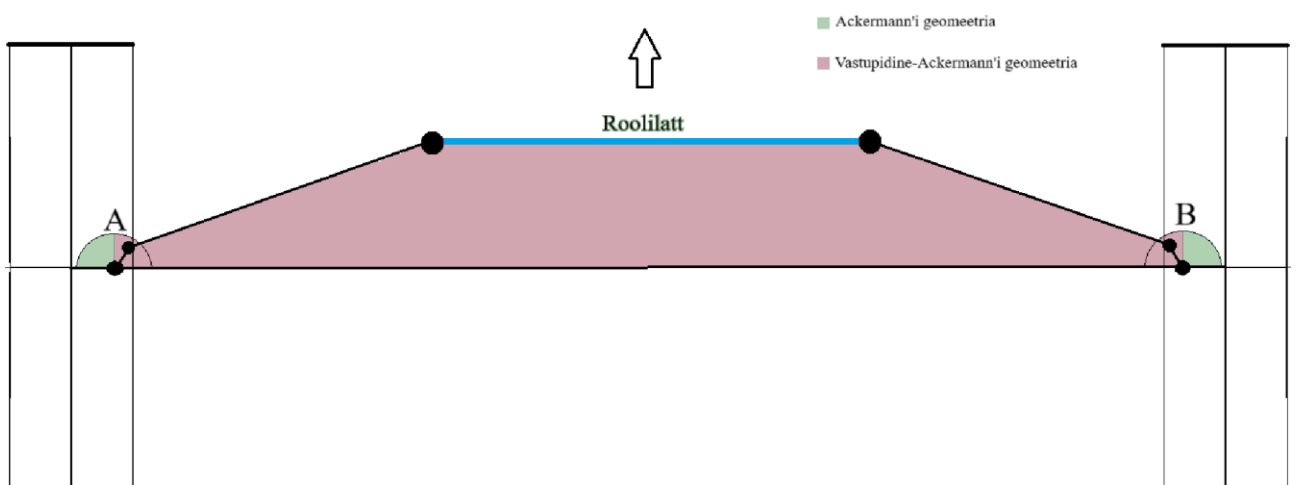
1.3 Ackermann'i geomeetria mõjutavad tegurid

Tavapäraste lahenduste põhjal on Ackermann'i geomeetria mõjutajateks roolilati asend käändtelgede liigendite suhtes ning välimise rooliotsa liigendi asukoht käändtelje liigendi suhtes [3]. Joonistel on kujutatud pealtvaates tegureid, mis mõjutavad Ackermann'i geomeetria olemust ning osakaalu. Geomeetriselt võib Ackermann'i roolisüsteemi kujutada trapetsina, kus alusteks on esisilla kesktelg koos roolilati teljega ning haaradeks roolivardad. Joonistel punktid A ja B kujutavad käändtelje liigendeid, ümber mille toimub rataste pöörlemine.



Joonis 3. Lihtsustatud skeem Ackermann'i geomeetria muutumiskiirkonnast

Roolilati asetus sillatalast tagapool määrab Ackermann'i esinemise (Joonis 3) ning vastupidisel juhul, kus roolilatt asetseb eespool esisillatala on tegemist vastupidise-Ackermanniga (Joonis 4). Lihtsustatud skeem vastupidise-Ackermann'i geomeetria muutumiskiirkonnast.. [3]



Joonis 4. Lihtsustatud skeem vastupidise-Ackermann'i geomeetria muutumiskiirkonnast.

Eespool sillatala asetseva roolilati projekteerimine on oluliselt keerulisem, kui tagumine paigutusasend, sest sellisel juhul tuleb arvestada esimootoriga sõidukite puhul mootori ning jahutuselementide paigutusega. Samuti suurtel rataste pöördnurkadel võib esineda probleeme käändelje, roolivarda ja ratta üksteise takistamisega kokkupuute näol. [3]

Teiseks saab Ackermann'i geomeetria mõjutada sõltumata roolilati asendist, mis tuleneb roolivarraste kinnituse asukohast käändtelje liigendi suhtes. Joonisel (Joonis 4) on need punktid lihtsustamiseks määratud käändtelje liigendile, kuid tavapäraste sõidukite puhul asetsevad roolivarda kinnitused käändtelje liigendi suhtes ees või taga. Sellest tulenevalt muutub joonisel kuvatud skeem kuue liigendiga mehhanismiks, kus roolivarda ning käändtelje kinnitust käsitletakse eraldi liigendina. Üldpõhimõte jääb siiski samaks, kus näiteks tagumise asetusega roolilati puhul on roolivarda kinnitus käändtelje suhtes roolilati pool, siis Ackermann jääb kehtima. Kui roolivarda kinnitus asetseb käändtelje liigendist välja poole, siis esineb vastupidine-Ackermann. [3]

2. RALLY2 TUTVUSTUS

2.1 Erinevus Rally1 autost



Sele 1. Rally1 (vasakul) ja Rally2 (paremal) tagatiiva erinevus. [5]

Rally2 võistlusklassi puhul on auto põhiolemus identne Rally1 masinale, kuid see madalama klassi auto on tehnika poolest veidi lihtsamate lahendustega. Üks põhierinevus mõlema klassi masina puhul on aerodünaamika kasutamine erinevate keredetailide puhul. Rally1 homologatsioon lubab kasutada suuremaid kere katvaid detaile, mis on aerodünaamilise tähtsusega. Samuti on märgatav tagatiiva erinevus kahe auto vahel, mida kujutab sele (Sele 1). Rally2 autol ei ole hübriidajamit, kuid kasutusel on sama sisepõlemismootor Rally1 auto pealt, mille jõudlust on veel omakorda piiratud. Kuigi autode omavaheline välimus on sarnane, on Rally2 masina puhul tegemist ümberehitatud tänavasõiduauto kerega, kus Rally1 homologatsioon näeb ette ühesuguse ettemääratud toruraami kasutamist kõigil hübriidmasinatel. Rally2 auto on sellegipoolest autotootja tehase meeskonna toodang, mis tähendab, et kogu tehnika on vastavalt regulatsioonide järgi spetsiaalselt loodud. Rally2 autosid on sarjas hetkeseisuga neli. Need tootjad on: Hyundai, Škoda, Citroën ja Ford, lisaks on järgmisest aastast liitumas klassiga ka Toyota. [6]

2.2 Rehvid

2023. aasta võistlushooaja rehvitarnija oli Itaalia rehvitootja Pirelli, kelle pakutavate rehvid ja nende tüübid on välja toodud tabelis (Tabel 1). Vastavalt pinnasele ning võistluste ilmastikutingimustele on üldiselt võistlejatel valikus kaks erinevat rehvisegu. Erandiks on üksikud etapid, näiteks Monte-Carlo ralli, kus on tegemist muutuvate rajatingimustega ehk valikus on mitu erinevat rehvitüüpi. Samal ajal

Rootsi ralli puhul on võimalik kasutada ainult spetsiaalset lumepiiki. Kasutatavate rehvide maksimaalne hulk on iga võistlusetapi puhul piiratud. [7]

Tabel 1. Pirelli poolt pakutavate võistlusrehvide erinevad variandid. [7]

Rehvi mudel	Rehvi tüüp	Segu või variatsioonide valikud	Eelistatud teekate
P ZERO RA	Asfaldirehv	Supersoft (ainult Monte-Carlo), Soft, Hard	Kuiv või niiske asfalt
CINTURATO RWB (ainult asfaldirallid)	Vihmarehv	-	Märg asfalt
SOTTOZERO STZ B (ainult Monte-Carlo)	Talvine asfaldirehv	Lamell, Lamell + naast 2mm	Kuni 40% lumine või jäine asfalt
SCORPION KX	Kruusarehv	Soft, Medium, Hard	Kruus üldine
ICE SOTTOZERO J1	Lume/Jää rehvi	Naast 7mm	Lumi ja jää

2.3 Hyundai i20 N Rally2



Foto 1. Homologatsiooni aluseks olev sõiduk Hyundai i20 Kappa. [8]

Fotol (Foto 1) on tänavasõiduauto Hyundai i20 1,4 l ottomootoriga ning automaatkäigukastiga. Homologatsioonisõiduki puhul on tegemist autotootja poolt valitud sõiduki mudeliga, millel põhineb projekteeritav võistlusauto. Siinkohal tuleb märkida, et homologeeritavaks sõidukiks ei ole i20 N mudel, mille puhul on tegemist spetsiaalselt sportliku orientatsiooniga tänavasõiduautoga. Hyundai puhul on tegemist tavapärase mudeliga, mis ei oma mingeid eelsuunitlusi ralliauto loomiseks, kus aga autotootja Toyota puhul on selle Yaris GR tänavasõidumudelid projekteeritud suunitlusega kasutada sõiduki kere spetsiaalselt mootorisportdis. Sõiduki homologeerimise käigus hinnatakse kõikide võistlussõiduki komponentide vastavust Rahvusvahelise Autoliidu poolt nõuetele ning seejärel need komponendid dokumenteeritakse, et välistada võimalust ühegi muu komponendi kasutamisel. Näiteks kui homologeeritud sõidukil on kasutatud esitulede tüübina LED tulesid, siis ainult neid tulesid võib kasutada võistluste vältel, isegi kui identses korpuses on originaaltootena saadaval ka halogeenpirnidega tuled, mis omavad samasugust praktilist väärtust.

Toyota Rally1 sõiduk põhineb uuel Yaris GR mudelil, mille tootmiseesmärgid Rahvusvahelise Autoliidu homologatsiooni täitmiseks saavutati vastavalt vajaminevale hulgale. Enne võistlemist tuleb ühe aasta pikkuse perioodi vältel toota 25000 tänavalegaalset sõiduautot, mille põhjal homologeeritakse plaanitav võistlusauto. [6]



Foto 2. Hyundai i20 N Rally2 võistlusauto. [9]

Hyundai ralliprogrammi raames ei ole fotol (Foto 2) kujutatud i20 N Rally2 mudel nende esimene WRC2 masinaklassi võistlussõiduk. Rally2 klassifikatsioon loodi 2019. aastal kus see vahetati samaloomulise R5 masinaklassiga, milles oli esindatud ka Hyundai R5 ralliauto, mille põhjal teostatigi edasiarendus Rally2 autole. Rally2 mudelitest on samuti kaks erinevat versiooni, millest uuem ilmus aastal 2022 ning mis on ka uuritavaks sõidukiks. [10]

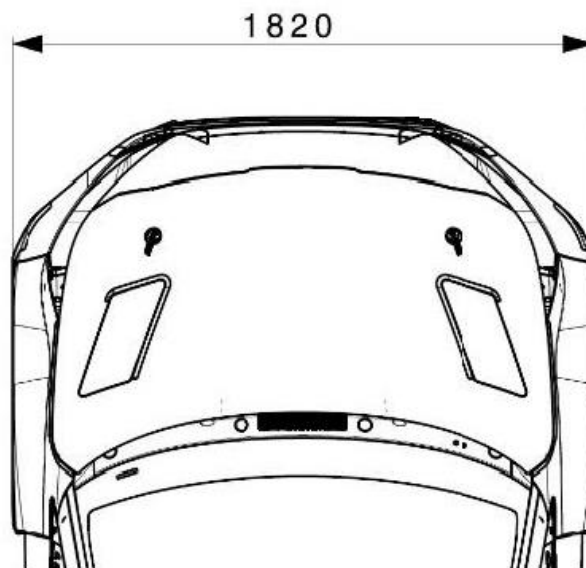
2.4 Sõiduki tehnilised näitajad

2.4.1 Peamised kere mõõtude ning kaalu parameetrid

Tabel 2. Kere mõõtude ning kaalude põhinäitajad [8]

Näitaja	Väärtus
Tejevahe	2554,2 mm - 2605,8 mm
Kere üldlaius	1820 mm
Minimaalne tühi mass	1230 kg
Minimaalne tühi mass koos sõitjatega	1390 kg

Tabelis (Tabel 2) väljatoodud kere ning masside väärtused on homologatsioonipõhiselt ära määratud. Teljevahe on defineeritud kindla vahemikuna võimaldades seda vedrustuse seadistamise näol muuta. Samamoodi on defineeritud näiteks tagatiiva asend tagastange ning tagaluugi ülemise serva suhtes. Kere üldlaius on defineeritud tiibade välimiste äärte suhtes, mis on kujutatud joonisel (Joonis 5). Sellisel viisil laiuse defineerimine määrab ka rööpme maksimaalse pikkuse. Masside määramine on oluline võrdsete võistlustingimuste rajamiseks. Rally2 autode puhul on esitatud kaks nõuet miinimumkaalule, milleks on sõiduki tühi mass ning tühi mass koos sõitjatega. Täpsustades on tegemist sõiduki kuivkaaluga, mille määrab FIA. Sõiduki kuivkaal tähendab, et kaalumise hetkel on kütuse -ning klaasipesuvedeliku paagid tühjad, salongis peab asetsema üks varuratas koos varuosade ning vajaliku turva -ja remondivarustusega. [11]



Joonis 5. Kere üldlaiuse mõõt, mm. [8]

2.4.2 Mootor

Tabel 3. Mootori andmed. [10]

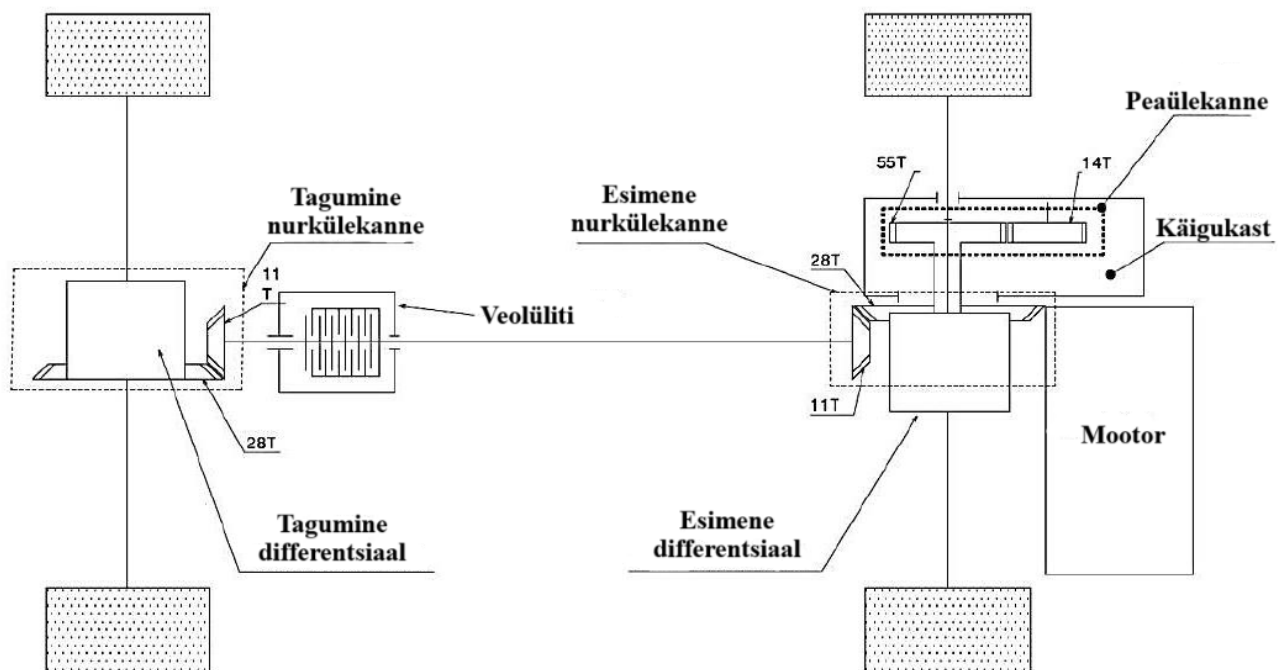
Näitaja	Väärtus
Kubatuur	1618.2 cm ³
Turbo kõri	Piiratud; 32 mm
Keskmine kütusekulu lisakatsel	0,65 l/km
Keskmine kütusekulu ülesõidul	0,2 l/km

Mootor on ettevalmistatud Hyundai Motorsport'i poolt vastamaks FIA poolt kehtestatud tehnilistele nõuetele. Tabelis (Tabel 3) näitab avalikustatud andmeid mootori kohta. Turbo kõri piiramisega kontrollitakse turbosse sisenevat õhuhulka, mis on ka ühtlasi teoreetiliseks maksimaalse võimsuse piirajaks. FIA on kehtestanud nõuded sisselaskekanalite mõõtudele, mis annab mingil määral tootjameeskondadele vabaduse mootori projekteerimisel saavutamaks kõige efektiivsema võimsuse ning vastupidavuse koosluse. Sellest tulenevalt, ei ole Rally2 tootjad avalikustanud konkreetseid andmeid mootorite võimsus -ning väändekarakteristikute kohta [8].

Rally2 autod on mõeldud ka kasutamiseks väljaspool FIA Maailmameistrivõistluste sarja, mis tähendab, et kohalikes sarjades ei ole kindla kütuse kasutamine kohustuslik, nagu seda on WRC puhul. Sellest tulenevalt on autotootjad koostanud mootoritele ka erinevad kütusekaardid, mis on optimeeritud vastavalt kasutatavale kütusele. Maksimaalse võimsuse ning väändemomendi sõltuvus

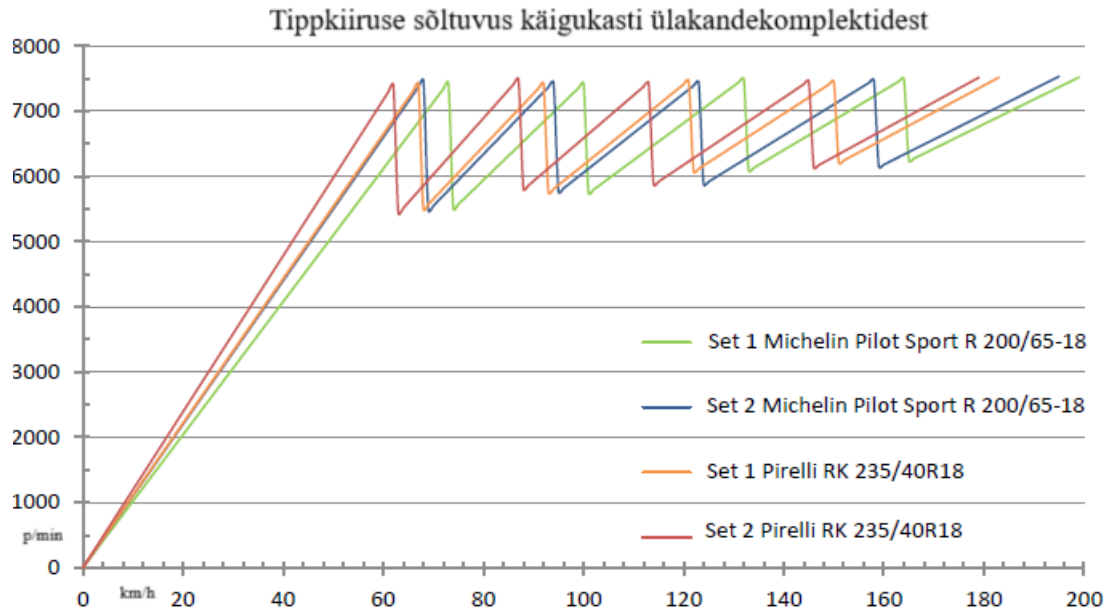
on kuvatud graafikul (Lisa 1), kus on välja toodud mootori väljundid erinevate kütuste puhul. Graafiku põhjal esinevad maksimaalne võimsus ning väändemoment vahemikus 4500-5000 p/min. [8]

2.4.3 Jõuülekanne



Joonis 6. Hyundai i20 N Rally2 jõuülekanne skeem. [8]

Joonisel (Joonis 6) väljatoodud jõuülekanne skeem näitab erinevate komponentide paigutust ning asukohta. Rally2 homologatsioonile kohaselt on tegemist nelikveolise masinaga, millel on esimene ja tagumine mehaaniline LSD tüüpi diferentsiaal. Diferentsiaale on võimalik seadistada erinevatel viisidel, näiteks kasutades erinevaid rambinurkasid või muutes hõrdeketaste arvu, mis on mõjutavateks teguriteks veojõu rakendamise olukorras rehvide teesidestuse suhtes. Käigukasti ülekannete arvu saab samuti muuta kahe erineva komplekti arvel, mis on tootja poolt jaotatud eraldi kruusa ja asfaldi ülekandekomplektiks, mis on kujutatud graafikul (Graafik 1). Mõlema ülekandekomplekti tippkiirused on välja toodud kahe erineva kõrgusega rehvi puhul. Ülekandekomplektide maksimaalse tippkiiruse erinevus on minimaalne, kus mõlema komplekti puhul saavutati kõrgema rehvi 190-200 km/h tippkiirus. Peamised erinevused esinevad käikude endi tippkiiruste suhtes, millest tulenevalt on piloodil võimalus otsustada pikemate või lühemate käikude kasuks. [8]



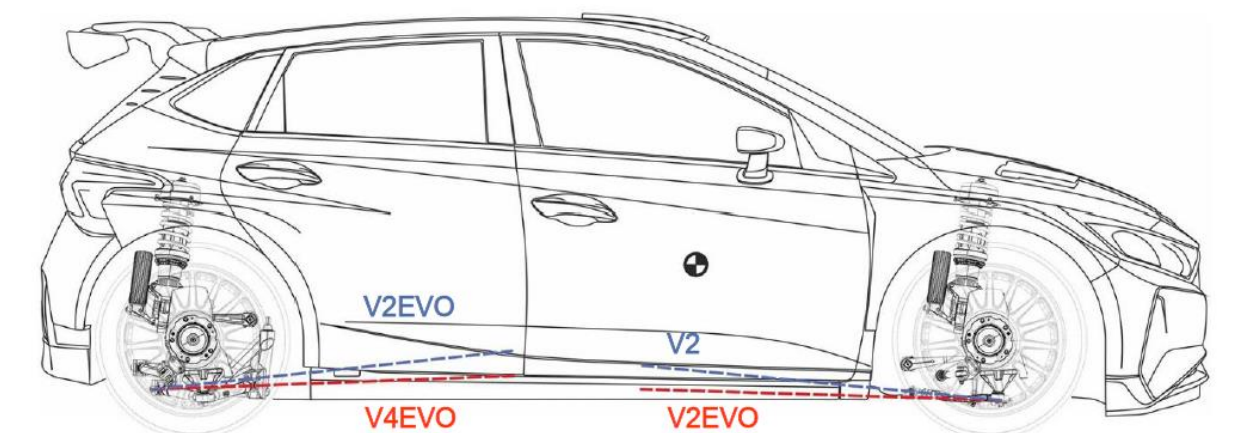
Graafik 1. Tippkiiruse sõltuvus käigukasti ülekandekomplektidest. [8]

Nurkülekanded on veojõu vahendajateks diferentsiaalide vahel, kuid enne tagumist diferentsiaali asetseb ka veolüliti. Veolüliti töötab põhimõttelt elektriliselt lülitatava sidurina, mille sisendiks on käsipiduri kasutamine piloodi poolt. Signaali saamisel, mil käsipidurikang on tagasitõmmatud, lahutab veolüliti veojõu tagumisest diferentsiaalist, samal ajal võimaldades rakendada veojõudu esiratastele. [8]

Veolüliti eesmärk on võimaldada piloodil läbida eriti aeglaseid ning kitsaid kurve kasutades selleks tagumiste rataste seiskamist ning sellega kaasnevalt sõiduki ülejuhitavuse esilekutsumist. Sel moel on võimalik kasutada ära esirataste veovõimet kasutades samal ajal käsipidurit ning kaasnevalt minimaliseerida aeglase kurvide ja seksioonide ajakadu võistlusolukorras.

2.5 Vedrustuse kinemaatika ning selle seadistamine

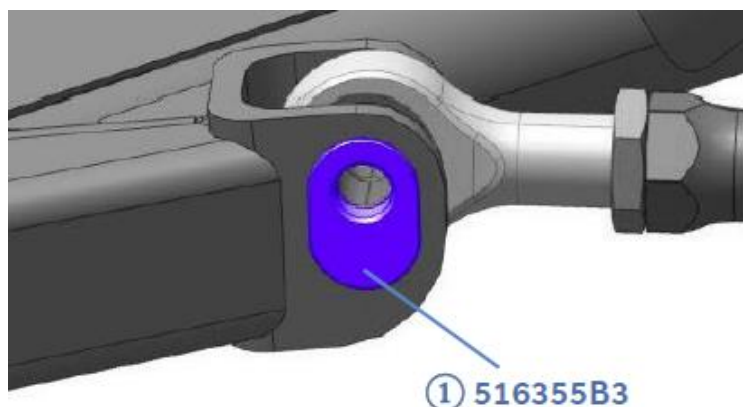
Hyundai i20 N Rally2 sõiduki puhul on tootja poolt loodud erinevaid vedrustuse seadistamise lahendusi. Esineb kaks põhilist vedrustuse kinemaatika konfiguratsiooni, mis mõlemad sobivad nii kruusa kui ka asfaldi teekatetele. Joonisel (Joonis 7) on kujutatud mõlema kinemaatika konfiguratsiooni õõtsuobade pöördtelgi, kus sinisena kujutatud V2 esisilla seadistus ning V2EVO tagasilla seadistus on mõeldud pigem suurema teesidestusega tingimuste jaoks, milleks on peamiselt kuiv asfalt. V2EVO esisilla seadistuse ning V4EVO tagasilla seadistust võiks tootja soovitusel kasutada pigem väiksema teesidestusega sõidutingimustes, milleks on kruus, lumi või märg asfalt. [8]



Joonis 7. Tootja poolt pakutavate kinemaatika konfiguratsioonide skeem. [8]

Pöördtelgede ristumispunktide kõrgusest maapinna suhtes defineeritakse vedrustuse omadust töötada vastupidiselt kerele pikisuunaliselt mõjutvate jõudude suhtes. Sellest tulenevalt on konfiguratsiooni, V2 esisillal ning V2EVO tagasillal, mainitud efekt suurem võrreldes V2EVO ja V4EVO konfiguratsiooniga, sest vedrustamata mass omab suuremat jõuõlga vedrustatud massi ehk kere suhtes, mille tõttu avaldab vedrustus kere suhtes vastupidist jõudu, mis näiteks sõiduki kiirendamise olukorras vähendab kaaluümberjaotuse aega, mis ongi optimaalne kõvade ning hea sidestusega teekatete puhul. V2EVO ning V4EVO konfiguratsiooni puhul on vedrustamata massi poolt avaldatav vastupidine jõud väiksem, mis võimaldab sõiduki kerel rohkem liikuda andes seetõttu paremat tagasisidet piloodile. [8]

Kinemaatikapunkte muudetakse õõtsuobade kinnituskohadest, mis asuvad sillatala küljes. Esisillatala eesmised kinnituskohad on avade asemel töödeldud siinideks ning lõplik kinnituspunkt ehk õõtsuova liigendit läbiva poldi ava fikseeritakse ovaalse ekstsentrikseibi abil, mis on kujutatud joonisel (Sele 2).



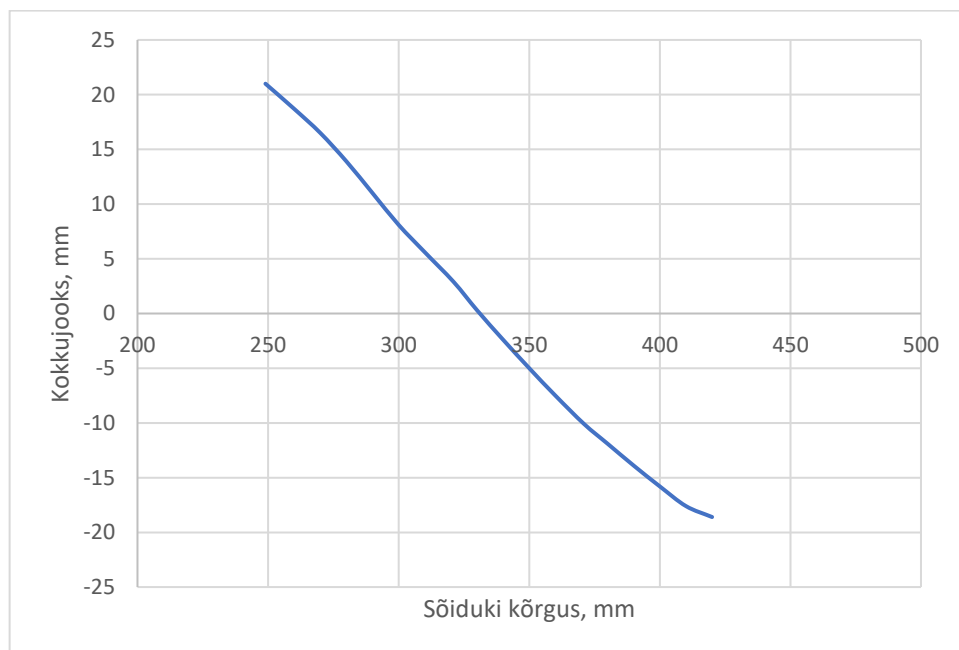
Sele 2. Sillatala küljes oleva õõtsuova kinnituspunkti ekstsentrikseib.

Sarnaste ekstsentrisebidega on võimalik asfaldikinemaatika konfiguratsioonis muuta rooliotsa kinnitust käänmiku suhtes, kus kinnituskõrva avade puhul on tegemist samuti ovaalsete siinidega. Kruusale orienteeritud kinemaatika konfiguratsioonis on tootja rooliotsa kinnituskõrva ava fikseerinud ehk selle asukohta ei ole võimalik muuta.

3. HYUNDAI I20 N RALLY2 ESISILLA KINEMAATIKAMUDELI LOOMINE

Eelnevalt kinemaatikapunktide mõõtmisele, teostati mõõdetavale sõidukile sillageomeetria reguleerimine baasseadistuse, mille tulemused on kuvatud aruandel (Lisa 2). Samuti on aruandel arvatud väärtus *Toe Out On Turns*, mis kujutab pööratud rataste kokkujooksu erinevust ning ühtlasi ka Ackermann'i geomeetria esinemist. Antud väärtuseks kujunes $1,5^\circ$, mis on väljapööratud rataste nurkade erinevus.

Koos sillageomeetria reguleerimisega mõõdeti ka esisilla rataste kokkujooksu muutumine sõltuvalt sõiduki kõrgusest, mis on kuvatud graafikul (Graafik 2), kus kokkujooksu väärtus on mõlema ratta liidetud tulemus. Ilma vedrudeta sai sõiduki kõrgust maapinna suhtes muuta ning tulemus märgiti iga 10 mm kõrguse muutmise järel. Tulenevalt baasseadistusest on esirataste kombineeritud kokkujooks 2mm, millest tulenevalt on staatiline mõõdetud sõidukõrgus ligikaudu 330mm.



Graafik 2. Esisilla kokkujooksu muutumine sõltuvalt sõiduki kõrgusest.

3.1 Vedrustuse kinemaatikapunktide määramine

Mõõtmine teostati eesmärgiga kasutada vaadeldava sõiduki kinemaatikat vedrustuse analüüsitarkvaras SusProg3D. Analüüsi teostamiseks kasutatakse sisendina sõiduki

kinemaatikapunktide asukohti. Nende punktide asukohtade määramise meetodiks valiti maapinna suhtes punktide projekteerimine pendli abil (Lisa 3). Pendli, mis kaalus umbes 200g, abil oli võimalik selle võnkumise stabiliseerimise järgselt määrata mõõdetava punkti asukoht maapinna suhtes. Mõõdetava punkti suhtes määrati umbkaudne asukoht maapinnal, milleks oli töökoja põrand. Seejärel asetati maalriteip põrandale ning punkti suhtes stabiliseeritud pendli teravikuga märgistati teibile punkti asukoht. Taolise mõõtmismeetodi puhul on mõõtetäpsuse peamiseks määrajaks sõiduki horisontaalsihis asend maapinna suhtes. Fotel (Foto 3) on näha sõiduki asendit mõõtmishetkel ehk kasutatud on spetsiaalseid pukke, mis on ettenähtud sõiduki hooldusasendi hoidmiseks. Pukis mõõtmine võimaldab määrata vajalikud kinemaatikapunktid, mida ei saaks mõõta juhul kui auto oleks ratastel. Pukkidel asetsedes ei ole auto asend perfektselt stabiilne, mis tuleneb vähesest toetamispinnast ning mille tõttu kere kõikumine on üsnagi kerge.



Foto 3. Sõiduki esialgne mõõtmisasend koos kinemaatikapunktide projektsiooniga maapinnal

Esisilla nurgakoostude punktide parimaks sümmeetrilisuse tagamiseks fikseeriti roolilati asend keskele spetsiaalse U-kujulise vahetüki abil (Foto 4), mis on tootja poolt ette nähtud sõiduki sillageomeetria reguleerimiseks. Vahetükk asetatakse roolivarda sisemise liigendi ning lati korpuse sisemise pinna vahele. Asendi fikseerimiseks pingutatakse rool rihmaga turvapuuri toru külge. Peamiselt asetatakse vahetükk roolilati vasakule poolele, millega kaasnevalt ei saa ka rattaid vasakule pöörata, küll aga rataste paremale pööramine on endiselt võimalik.



Foto 4. Roolilati tsentreerimise vahetükk.

3.1.1 Esialgne koordinaatide määramine

Kinemaatikapunktide määramine leidis aset kahes osas, kus esialgsele punktide kaardistamisele ning mõõtmisele teostati kontrollsooritus, kus teostati ka puudujäägid esimese mõõtmise suhtes. Esmase soorituse käigus määrati järgmised punktid:

- Käänmikku ning alumisi õõtsuobi ühendav tihvt;
- Alumise õõtsuova eesmine kinnitus sillatala külge;
- Alumise õõtsuova tagumine kinnitus sillatala külge;
- Sisemine rooliotsa liigend;
- Välimine rooliotsa liigend;
- Amordi alumise pinna keskpunkt;
- Amordi ülemine kinnituspunkt kere külge.



Foto 5. Kinemaatikapunktide projektsioon põrandal, mille suhtes teostati mõõtmised.

Seejärel määrati maapinnale projekteeritud punktide suhtes pikisuunalise kesktelje ning sellega lõikuva käänmiku tihvte ühendava telje ristumispunkt kere nullpunktiks, mille suhtes sai määrata kinemaatikapunktide koordinaadid. Pikisuunalise kesktelje ning rattarummu kesktelje määramisel kasutati laserloodi Bosch UniversalLevel 360 (Lisa 4), mille mõõtetäpsus oli $\pm 0,4$ mm/m. Mõõtmise teostati 1 m pikkuse joonlaua abil, mille mõõtetäpsus oli 1 mm. Mõõdetavate punktide lõplik projektsioon on kuvatud fotol (Foto 5), kus mõõdetav sõiduk on mõõteasendist ära liigutatud.

Tabel 4. Esmase mõõtmise esisilla punktide koordinaadid kere nullpunkti suhtes.

Punkti nimetus	Vasak nurk, mm			Parem nurk, mm		
	x	y	z	x	y	z
Käänmiku tihvti keskpunkt	-720	0	340	720	0	341
Esimene õõtshoova kinnitus sillatala külge	-375	-17	495	372	-16	496
Tagumine õõtshoova kinnitus sillatala külge	-375	-298	513	372	-298	513
Sisemine rooliotsa liigend	-311	-208	574	307	-211	574
Välimine rooliotsa liigend	-695	-130	421	692	-133	421
Amordi aluimne keskpunkt	-624	-143	477	620	-144	477
Amordi ülemine kinnituspunkt	-583	-83	1138	588	-86	1143

Tabelis (Tabel 4) kajastuvate esmase mõõtmise vasaku ja parema poole erinevused jäävad enamasti 2-3 mm piiridesse, mille põhjuseks ongi eelmainitud mõõtetitingimused. Sarnaselt esisilla mõõtmisele, mõõdeti ka tagasilla punktide asukohad. Tagasilla kinemaatikapunktide alla kuulusid sarnaselt esisilla punktidele:

- Käänmiku ning alumisi õõtsuobi ühendav tihvt;
- Alumise õõtsuova eesmine kinnitus sillatala külge;
- Alumise õõtsuova tagumine kinnitus sillatala külge;
- Sisemine kokkujooksuvarda liigend;
- Välimine kokkujooksuvarda liigend;
- Amortisaatori alumise pinna keskpunkt;
- Amortisaatori ülemine kinnituspunkt kere külge.

Peamisteks mõõtetäpsuse mõjutajateks taolise mõõtmise puhul on põranda ehk mõõtude projektsioonipinna loodis olek, millest sõltub kere asend põranda suhtes. Pukkide hülsside asukoht keres mõjutab puki kõrgust ning nurka põranda suhtes. Samuti pukide sagedase kasutamise puhul võib pukk deformeeruda ning langetada sõidukit teiste nurkade suhtes.

Kõrgusmõõte ning vähesel määral ka piki ning külgsuunal mõõte mõjutab kere enda deformatsioon läbi aja, mis võib tuleneda eelnevate kokkupõrgete tagajärjest, mille järgselt on deformeerunud piirkonnad taastatud ligilähedaseks esialgsele asukohale. Punktide, nagu näiteks amortisaatori ülemise kinnituse kõrguste erinevus ei ole oluliselt kriitiline sõiduki lõppseadistuse suhtes, sest võistlusseades auto nurgad on erinevalt koormatud, millest tulenevalt amortisaatoril oleva vedrutaldriku reguleerimine määramaks staatilist sõiduki kõrgust võistlusseades võimaldab kõrvaldada need kaalust ning kere deformatsioonist tingitud kõrguste erinevused.

3.1.2 Kontrollsooritus

Kontrollsoorituse puhul teostati mõõtmisprotsessis mõningad muudatused. Kui esmase mõõtmise puhul oli vedrustus rippus ehk alumises asendis, siis nüüd teostati punktide projekteerimine ratta staatilises sõiduasendis.



Foto 6. Velje kontaktpinna keskelje määramine kontrollsoorituse raames.

Fotol (Foto 6) kuvatud vedrustuse asend on fikseeritud auto sõiduasendisse spetsiaalse vahetüki abil (Lisa 5) mis asendatakse amordi küljes olevate keerdvedrudega imiteerimaks staatilist sõiduki kõrgust. Nurgakoost tõsteti vajalikule kõrgusele tungraua abil ning fikseeriti koormarihmaga kere külge, mis andis võimaluse vabalt mõõta käänmiku lähedal paiknevaid punkte. Samuti oli võimalik spetsiaalse referentsvarda abil mõõta velje kontaktpinna keskelje kõrgust.

Kere nullpunktiks valiti seekord esisillal paiknev velje kontaktpinna keskpunkti projektsioone ühendava telje keskpunkt, millest omakorda moodustati kere pikitelg, mis ühendas esi ja tagasilla keskelgede keskpunkte. SusProg3D tarkvara puhul amortisaatori ning käänmiku piirkonnas asetsevate kinemaatikapunktide lähtepunktiks on velje kontaktpinna keskpunkt, mistõttu teostati nende punktide mõõtmine just selle punkti suhtes. Alumiste õõtsuubade kinnitused sillatala külge ning sisemine rooliotsa liigend määrati endiselt kere keskpunkti suhtes.

Lisaks mõõdeti ka sillatala ja kerevaheliste kinnituspunktide asukohad esi- ja tagasillal, mis loob vajadusel võimaluse teostada lisamõõtmisi, olles referentsiks teiste punktide suhtes. Samuti määrati sõiduki kõrguse referentspunktide asukohad kasutamaks neid analüüsimudeli loomiseks, milleks on sõiduki valmistaja poolt määratud referentspunktid sillatala küljes.

Staatilises kõrguses sõiduki seadistamine võimaldab vedrustuse geomeetriat lihtsustatult seadistada, elimineerides eelmainitud kaaluerinevusest tuleneva sõiduki nurkade kõrguse erinevuse, mis esineks keerdvedrude kasutamisel. Sõidukõrguses projekteeritud punktide mõõtmine loob lihtsamad tingimused mudelitarkvara kasutamiseks, kus tarkvara arvutuskäigud eeldavad auto algasendi puhul staatilist seisuasendit. Samuti võimaldab esialgne mõõtmine kasutada võrdluseks vedrustuse ühte äärmust ehk antud seadistuse alumist asendit.

3.2 Rataste pöördenurkade mõõtmine

Analüüsitarkvara mudeli referentsiks mõõdeti rataste pöördenurgad ning kaasevalt ka ligikaudne rooli pöörete arv kraadides. Kõigepealt tuli määrata pikisuunaline telg, mille suhtes hiljem rataste pöördenurka määrata. Ka selle mõõtmise ajal oli sõiduki roolilati asend tsentreeritud. Pikitelje määramiseks määrati ratta kesktelje punkti projektsioon maapinnale, mis teostati sama meetodiga, nagu kinemaatikapunktide määramisel, kasutades pendlit ning abinõuna ratta tsentri referentsvardaid. Seejärel ühendati punktid laserkiirega, mille abil sai märgida esiratta kõrvale ratta algasendi telje.

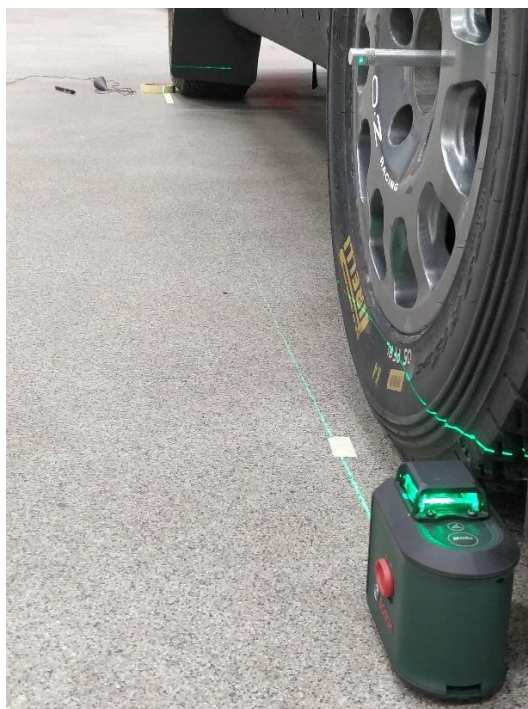


Foto 7. Sõiduki pikisuunalise telje määramine esiratta kõrvale.

Rataste maksimaalse pöördenurga määramiseks fikseeriti rool paremale poole lõppasendisse. Rataste väljapööramisele muutub oluliselt ratta külgakalle, mistõttu otsustati laserkiir paigutada kindlale kaugusele velje suhtes. Laserkiire kaugus mõõdeti velje mõlemast äärest 15 mm kaugusele, mis on kujutatud fotol (Foto 8). Tekkinud telgedevaheline teravnurk mõõdeti nurgamõõdikuga, mille mõõtetäpsuseks oli 1°. Lõplik laserkiire asend määgiti määratud pikitelje kõrvale. Ligikaudne rooli pöörete arv määrati nutitelefoniga nurgaanduriga, see väärtus ei ole oluline analüüsi teostamiseks, kuivõrd annab ülevaate rooli opereerimise ulatusest piloodi vaatenurgast.

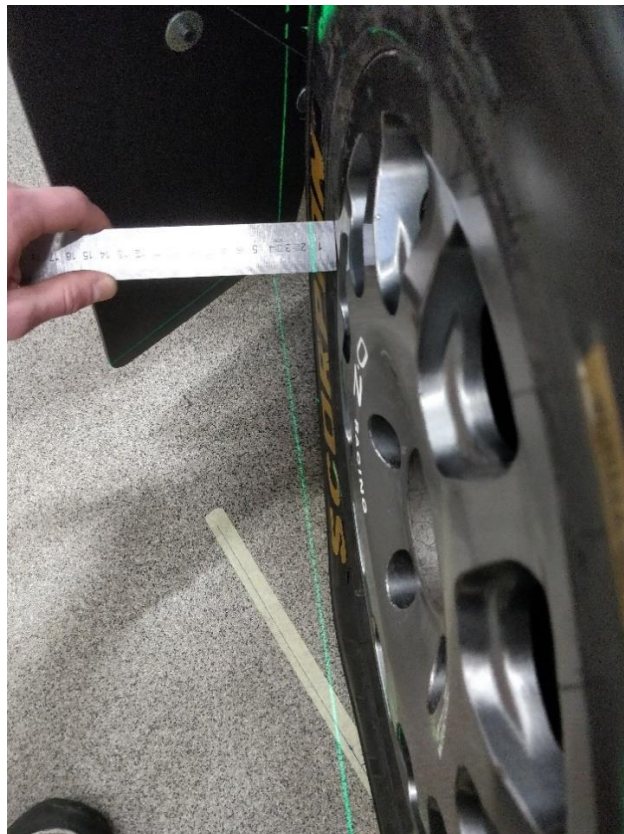


Foto 9. Laserkiire paigutamine pööratud ratta velje suhtes.

Mõõdetud tulemused (Tabel 5) olid vajalikud analüüsimudeli arvutuskäigu optimeerimiseks ning rataste maksimaalsete pöördenurkade määramiseks. Siiski saab väita, et mõõdetud rattanurkade põhjal esineb Ackermann'i geometria.

Tabel 5. Mõõdetud rataste pöördenurgad koos rooli pööretega.

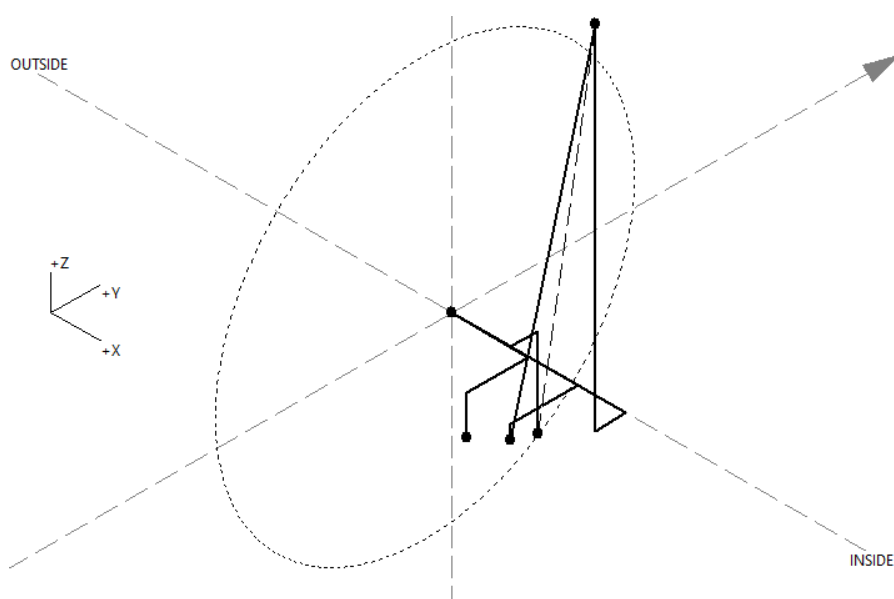
Nimetus	Nurk, °
Vasaku ratta pöördenurk	~23
Parema ratta pöördenurk	~25
Rooli pöörete arv (äärest-ääreni)	~470

3.3 SusProg3D mudeli loomine

SusProg3D tarkvara põhineb ainuüksi sõiduki vedrustuse kinemaatika analüüsil. Tarkvara võimaldab teostada analüüse kasutades lähteandmetena juba olemasolevat kinemaatikat või projekteerida erinevaid vedrustuse lahendusi kui määrata selleks ise parameetrid. Arvutusmodelid võimaldavad teostada dünaamilisi analüüse simuleerimaks erinevaid sõiduolukordi. Samuti saab SusProg'i abil kajastada esivedrustuse Ackermann'i geometriat, mis põhjustabki selle tarkvara valikut käesoleva uurimuse puhul.

3.3.1 Mudeli ülesehitus

Esmaselt defineeriti sõiduki vedrustuse tüüp, milleks Rally2 sõidukite puhul on laialt levinud MacPherson tüüpi vedrustus kooskõlas A-kujuliste alumiste õõtshoobadega. Seejärel tuleb määrata sõiduki kere nullpunkt, milleks on eelmainitud velje kontaktpindade keskpunktide telje keskpunkt. Kere nullpunkti suhtes määrati tagasilla keskpunkt, millega koos määrati ka vertikaaltasapind ehk teostatud mõõtmise puhul on nulltasapinnaks maapind. Järgnevalt sisestati mõõdetud kere kõrguste referentspunktid, mis arvutusmodelite puhul defineerivad kere asukoha maapinna suhtes.



Sele 3. Kuvatõmmis SusProg3D amortisaatoriga seotud kinemaatikapunktidest.

Amortisaatori ruumis paiknemise visualiseerimiseks, mis on kuvatud joonisel (Sele 3), võimaldab luua eelvaate sisestatud punktidest, mis on abiks kui eksida koordinaatteljestiku suundade või tuletatud mõõtetudega. Samuti on joonise vasakul äärel kujutatud koordinaatteljestik, mis on ka vastavuses üldmudeli teljestikuga. Rattaga seonduvad andmed, mis on välja toodud tabelis (Tabel 6),

pärinevad Hyundai Motorsport'i poolt valmistatud kruusaveljelt ning Pirelli SCORPION KX rehvil, mis on mõõdetaval sõidukil ka võstlusolukorras kasutusel.

Tabel 7. Kruusaseadistuse velje ning rehvi dimensioonid. [7] [11]

Nimetus	Mõõt
Velje diameeter, in	15
Velje laius, in	7
Velje ET (kontaktpinna nihe), mm	40,9
Rehvi mustri laius, mm	180
Rehvi sektsiooni laius, mm	228
Ratta veereraadius, mm	319
Ratta diameeter, mm	649

4. ANALÜÜS

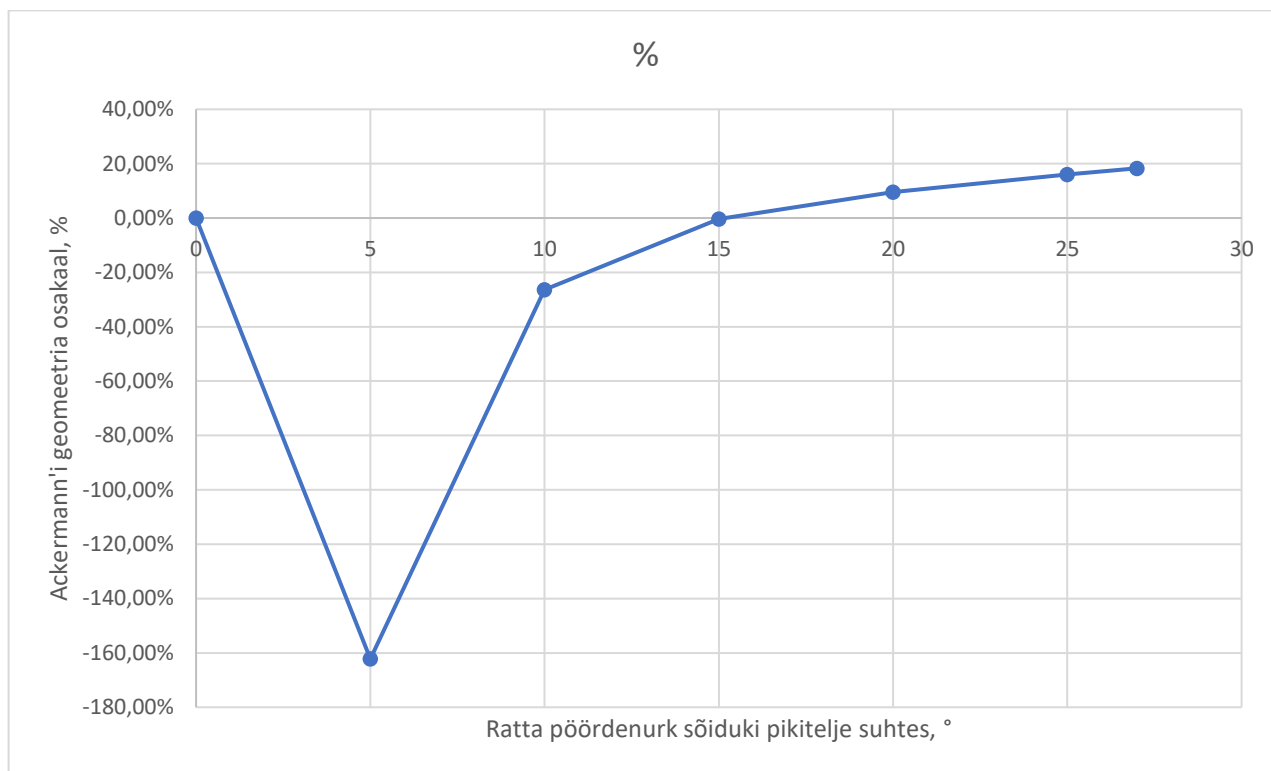
4.1 Mõõdetud auto seadistuse kirjeldus – kruusaseade

Kõik mõõtmised teostati kruusale orienteeritud seadistusega auto põhjal, mille kinemaatika seadistuseks oli V2EVO esisilla seadistus ning V4EVO tagasilla konfiguratsioon. Kruusaseadistusega kasutatakse pikema käigu ning karakteristikuga amortisaatoreid, mis on võimelised tugevaid lööke, ning hüppeid vastu võtma.

Pika amortisaatori käigu tõttu esineb ka tavalisest suuremal hulgal parasiitroolimist, ehk rataste jooksu muutumist ratta vertikaalsuunalise liikumise vältel. Eelnevalt esitatud graafik (Graafik 2) annab ülevaate Hyundai Rally2 rataste jooksu muutumisest vedrustuse käigu vältel, mille kaudu saab ka tuletada parasiitroolimise mõju Ackermann'i geomeetrialet.

Mõõdetud andmete põhjal muutub rataste jookss ligikaudu 160mm esiosa kõrguse muutumise ulatuses 37 mm. Kui sõiduki esiosa kõrgus on madal saab järeldada, et sõiduolukorras on tegemist kompressioonihetkega, kus maandutakse hüppelt, sõidetakse läbi lohku või kühmulisel maapinnal. Esiosa kõrgendatud olekus vedrustuse suhtes esineb hüpete ning nukkide puhul, kus vedrustus töötab vastu gravitatsioonijõule ning sõiduk on hetkeliselt kergem. Nendes kahes äärmuses viibib tavapäraste võistlustingimuste puhul sõiduk üsnagi vähe, mis aga sõltub ka võistluskeskkonnast. Sellegi poolest nendes olukordades sõiduki reaalne juhitavus ei mängi rolli, küll aga taolise vedrustuse eesmärk on säilitada maksimaalne juhitavus nendes olukordades, jäädes seejuures vastupidavaks ning taastades võimalikult kiiresti sidestus teega ja seejuures ka anda tagasisidet juhile.

4.1.1 Täielik Ackermann'i geometria staatilises asendis



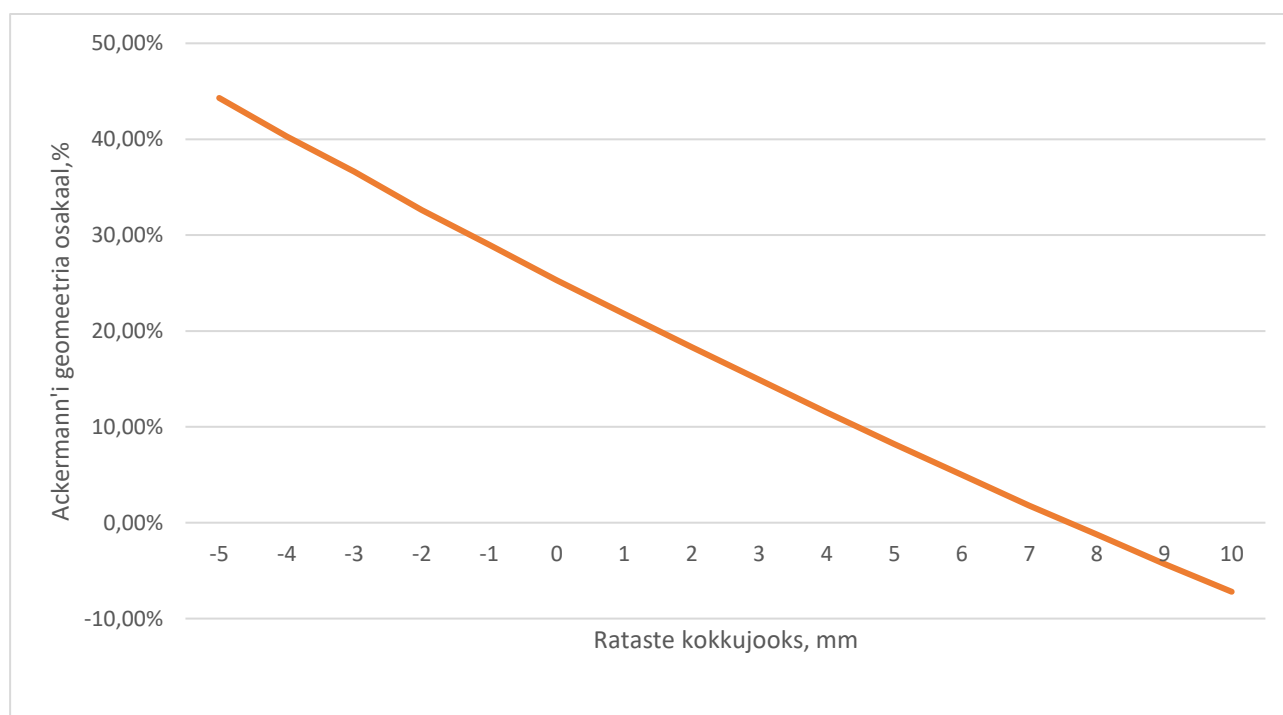
Graafik 3. Ackermann'i geometria osakaal sõiduki mõõteasendis sõltuvalt ratta pöördenurgast.

Graafikul (Graafik 3) on kuvatud mõõdetud sõiduki Ackermann'i geometria osakaal staatilises sõidukõrguses, ehk mõõteasendis. Väikeste ratta pöördenurcade puhul, kui ratastel on kokkujooks, on mingitel ajahetkedel tegemist vastupidise-Ackermann'i geometriaga, mis tähendab, et alguses pööravad rattad piisavalt paralleelselt, et taoline olukord tekiks. Kui rattad oleksid lahkujooksus, siis esineks igasuguse ratta pöördenurga puhul Ackermann'i geometria. Sellegipoolest suuremate ratta pöördenurkadega Ackermann'i geometria osakaal tõuseb ning välapööratud ratastega on see ligi 20%, mis aga läheneb pigem paralleelsele pööramisele.

Staatilises asendis täieliku Ackermann'i geometria saavutamiseks tuli mudeli rooliotsade kinnitusi liigutada kere keskosa suunas 29 mm. Selline muudatus ei lange kokku hetkel kehtiva homologatsiooniga, kuid oleks üks lihtsamaid muudatusi, mille abil saavutada soovi korral 100% Ackermann'i geometria. Kinnituskõrva modifitseerimise käigus tuleks keskenduda selle tugevuse saavutamisele, mis tuleneb suurenenud jõuõlast käänmiku ja välimise rooliotsa liigendi vahel.

4.2 Ackermann'i geomeetria sõltuvus rataste jooksust

Rataste jooksude seade mõjutab Ackermann'i geomeetria kujunemist ning selle osakaalu roolitsükkli vältel. Kokku -ning lahkujooksu seadsistamine muudab rataste pöörde nurki kere suhtes juba staatlises asendis, mis mõjutab samuti ka lõplikku Ackermann'i geomeetria kujunemist. Graafikul (Graafik 4) on kuvatud Ackermann'i geomeetria osakaalu muutumine sõltuvalt rataste kokkujooksust, mis ühtlase trendina näitab, et rataste kokkujooksu suurendamisel väheneb Ackermann'i geomeetria osakaal ning roolimine läheb paralleelsemaks, kus isegi äärmuslikul juhul võib esineda vastupidist-Ackermann'i geomeetriat. Saadud tulemus ei iseloomusta täpselt sõidu ajal toimuvat auto vedrustuse käitumist, kuid annab ülevaate parasiitroolimise mõjust Ackermann-i geomeetria konkreetse sõiduki puhul. Sõiduolukorras näiteks pidurdusel, kus kinemaatikast tulenevalt sõiduki esiosa laskub madalamale tulenevalt amortisaatorite kompressioonist, mõjutab suurem kokkujooks kurvi sisenemishetke tulenevalt esiotsa juhitevuse osakaalust.

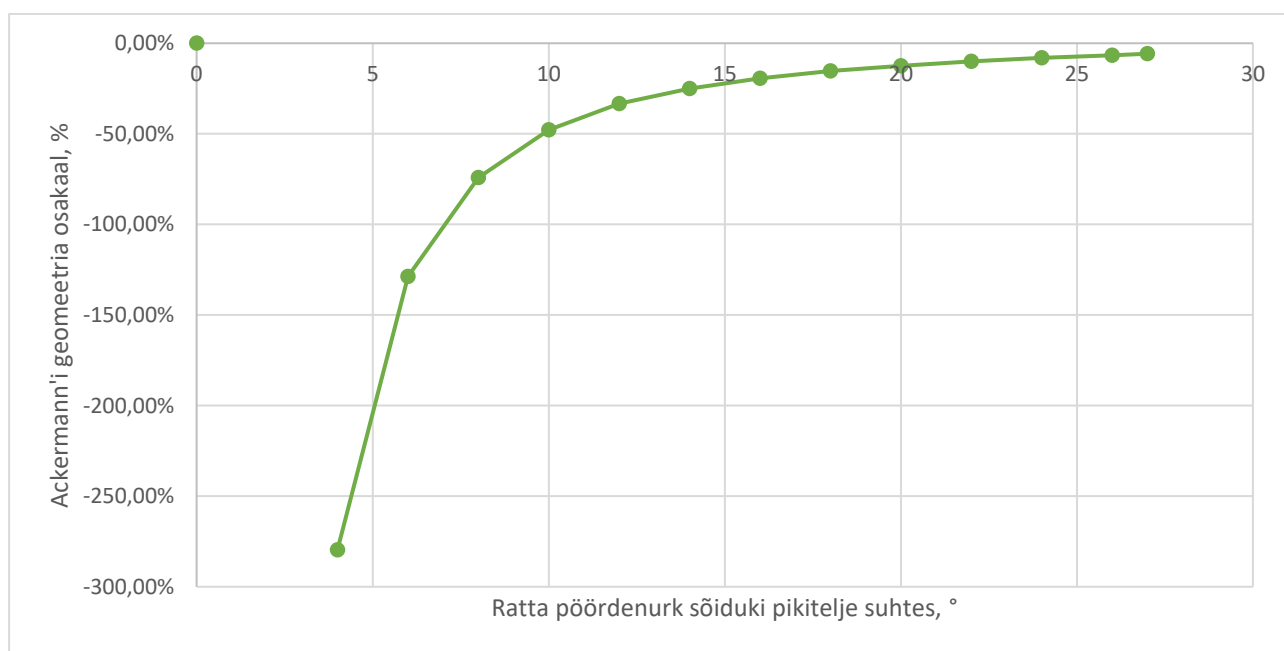


Graafik 4. Hyundai Rally2 Ackermann'i geomeetria sõltuvus rataste kokkujooksust väljapööratud rataste puhul.

SusProgi arvutusmudeli kohaselt kujutab Ackermann'i geomeetria protsentuaalne väärtus Ackermann'i geomeetria erinevust 100%-lisest Ackermann'i geomeetriast. Võimalikult stabiilse Ackermann'i säilitamiseks vedrustuse käigu vältel tuleks elimineerida parasiitroolimine.

4.2.1 Parasiitroolimise minimaliseerimine muutes roolisüsteemi paigutust

SusProg3D tarkvara võimaldab arvutada rooliotste ning roolilati asendit, et minimaliseerida parasiitroolimist. Jällegi osutub kõige lihtsamaks välimise rooliotsa liigendi asukoha muutmine, mis arvutuse järgselt liikus esialgselt asukohast 20 mm üles ning 15 mm külgsuunaliselt käänmiku poole. Välimise rooliotsa paigutuse optimeerimisega taandus parasiitroolimine ligi 3 mm piiresse vedrustuse käigu vältel, kuid rataste pööramisel tekkis vastupidine-Ackermann'i geomeetria, mis on kuvatud graafikul (Graafik 5). Graafikult on eemaldatud paremaks illustreerimiseks tulemus väikeste rattanurkade ajal.



Graafik 5. Ackermann'i geomeetria osakaal peale välise rooliotsa asukoha muutmist.

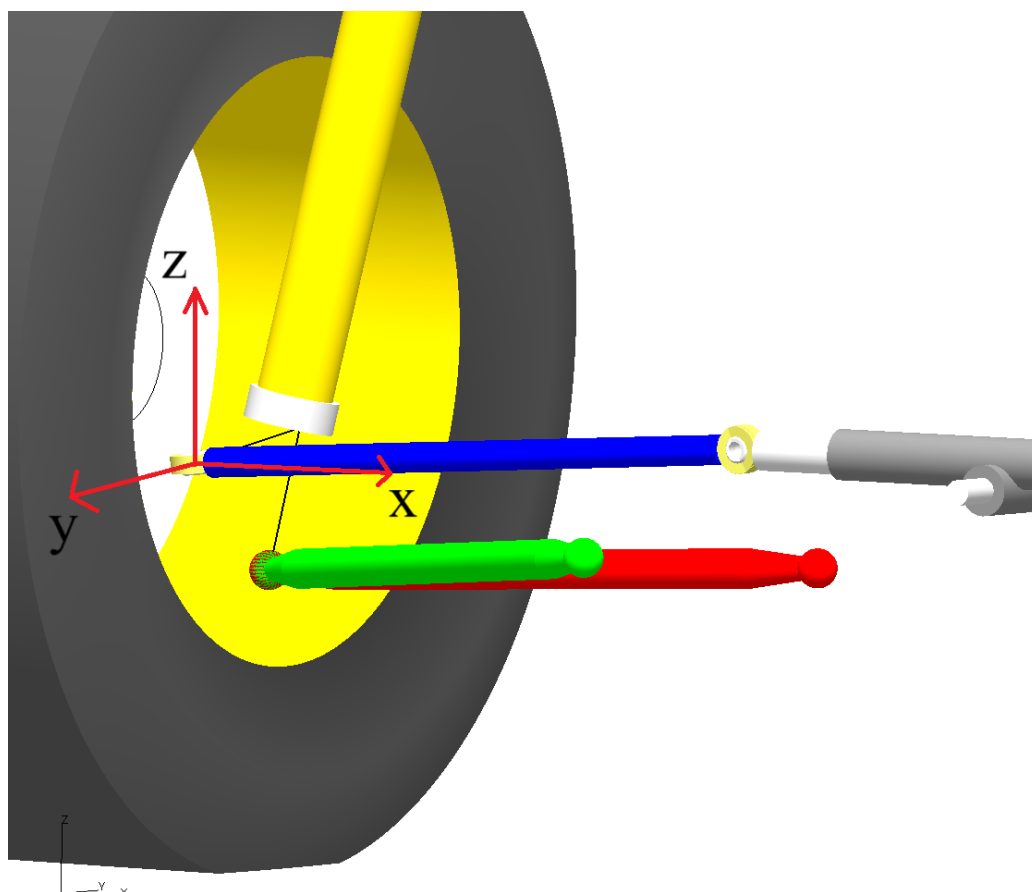
Roolilati asendi muutmine andis sarnase tulemuse, sest antud arvutusmudeli eesmärgiks on eemaldada võimalikult palju parasiitroolimist, mis lihtsustatult muudab roolimehhanismi asetuse kuju trapetsilt nelinurga lähedaseks. Roolilati asend liikus 23 mm madalamale ning 72 mm pikisuunaliselt ettepoole. Sellisel viisil roolilati paigutamine Rally2 sõidukil oleks liigselt keeruline käigukasti asetuse tõttu, kus esirataste väljundvõll asetseb otse mootori taga. Kõrgusmõõdu muutmine oleks teostatav roolilati korpuse ja selle kinnituste modifitseermisel sillatala külge.

4.3 Teoreetiliselt optimaalne Ackermann'i geometria Hyundai Rally2 jaoks

Ackermann'i geometria ning sõiduki juhitavuse konkreetset seost on võimalik kõige paremini määrata sõidukatsetuste teostamisel ning andmete kogumisel. Tulenevalt ralliauto ning eriti Rally2 auto kompleksusest, nõuaks ainuüksi teoreetilise baasi põhjal tulemuste saamine äärmiselt keerukaid simulatsioone, millel on võimekus katsetada erinevaid sõidutingimusi ning situatsioone, et analüüsida vedrustuse kinemaatika muutmisel tulenevaid eripärasid.

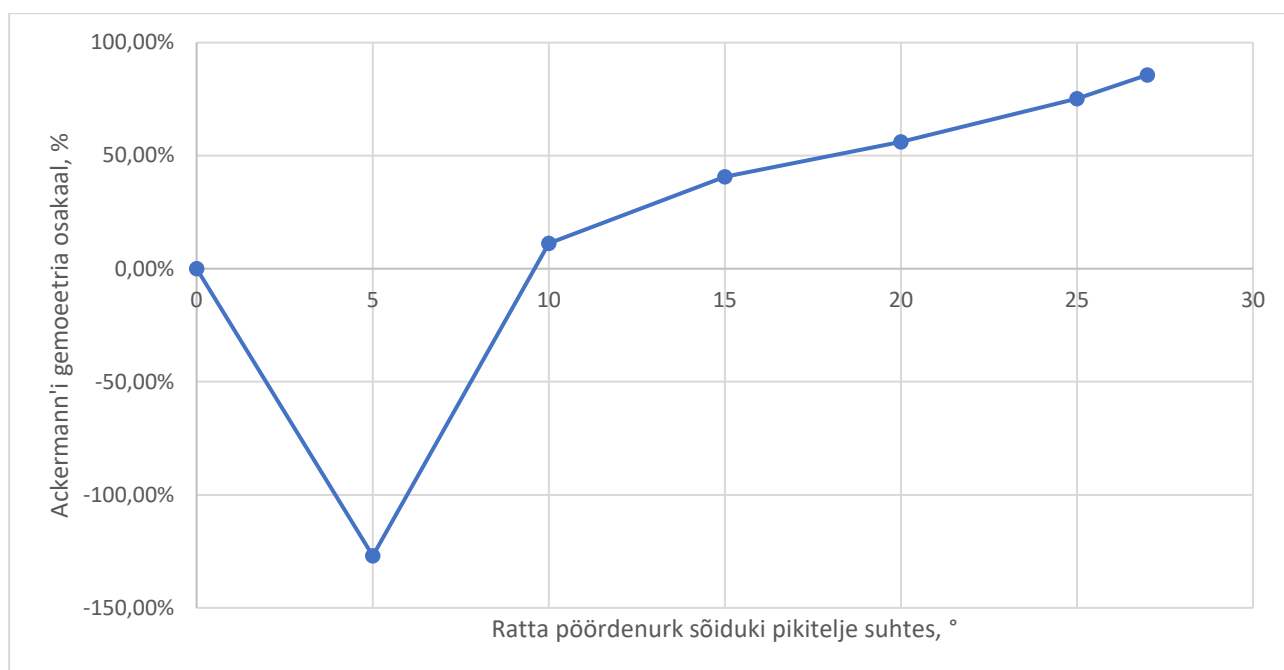
Arvestades mudeli põhjal saadud tulemusi, oleks nende põhjal kõige optimaalsemaks variandiks muuta välimise rooliotsa liigendit vastavalt, et esineks kõige vähem parasiitroolimist ning säilitades sellejuures võimalikult ligilähedane väärtus 100%-lisele Ackermann'i geometriale. Joonisel (Sele 4) kuvatud välimist rooliotsa liigutati vastavalt koordinaatteljestikule, kus asend muutusid vastavalt:

- X-telje suunal 43 mm;
- Y-telje suunal 26 mm;
- Z-telje suunal 18 mm.



Sele 4. Välimise rooliotsa paigutuse asendi muutmise suunad.

Selline paigutus tagas parasiitroolimise 2 mm ulatuses, mis on väga ligilähedane SusProg'i arvutatud asendile. Ackermann'i geometria osakaaluks kujunes oluliselt suuremaks võrreldes sõiduki praeguse lahendusega. Saadud tulemus on kujutatud graafikul (Graafik 6), kus Ackermann'i geometria osakaal maksimaalse rataste pöördenurga juures on 85%.



Graafik 6. Ackermann'i geometria osakaal pakutud rooliotsa paigutuse muutmise järgselt

Rooliotsa paigutuse valimisel lähtuti ka teiste komponentide paiknemise asukohti, kus parema tulemuse saavutamisel hakkas takistama amortisaatori keha alumine osa, mis sattus kontakti roolivardaga. Lõpliku asukoha valik nõuaks vastava rooliotsa ja käänmiku kinnituskõrva ümberehitamist, tagamaks tehnilise vastupidavuse autoralli võistlustingimuste suhtes. Kinnituse ümbermuutmine eeldaks homologatsiooni muutmist ning sellega kaasnevalt roolilati modifitseerimist.

Baja SAE bagiga lahtisel pinnasel sooritatud sõidukatsete põhjal selgus, et suuremate kiirustega kurvide puhul sarnaneb roolisüsteemi dünaamika pigem sõiduki staatilise oleku dünaamikaga. Sama sõiduki roolisüsteemi optimeeriti ka teoreetiliselt, kasutades selleks spetsiaalset loodud algorütmi, kuid need tulemused erinesid sõidukatsete põhjal saadud tulemustest ligi 30%. Siiski osutus katsete põhjal osutus Ackermann'i geometria kasutamine optimaalsemaks, sest paralleelsema roolisüsteemi kasutamisel suuremate kurvikiiruste puhul tekkis rehvide läbilibisemine kuna rataste siirdenurgad

kujunesid liiga suureks liiga kiiresti ja seda üheaegselt, mille tõttu rehvide sidestus teega katkes ning tekkis alajuhitavus. [13]

Ralliautode puhul võib jällegi tulemus olla erinev, sest võistlustingimused on vägagi varieeruvad, mis enamasti tuleneb võistluste asukohast. Kiirematel rallidel, nagu näiteks Soome rallil, võib rohkem paralleelsem roolisüsteem olla optimaalsem, eriti sealse spetsiifilise kruusa olemuse tõttu, mis suure graniidisisalduse tõttu võimaldab paremat sidestust rehvidele võrreldes teiste rallidega. Konkreetse muudatuse teostamiseks tuleks sel juhul teostada testsõite erinevates võistluspaikades, võttes arvesse võistlustrassi kiirete ning aeglase kurvide osakaalu.

4.3.1 Sõidukatsete metoodika Ackermann'i geomeetria optimeerimiseks

Sõidukatsed tuleks teostada Rally2 sõidukil, millel on võimekus muuta roolisüsteemi geomeetriat, mis efektiivsuse tagamiseks oleks välimise rooliotsa liigendi asukoha muutmine kasutades selleks erinevaid ettevalmistatud kinnituskõrvu, mida katsesõitude ajal on võimalik lühikese aja jooksul vahetada, et tagada võimalikult hea juhitavuse tagasiside piloodile.

Rehvide töötamist saab hinnata rehvimustri pinnatemperatuuride mõõtmisel koheselt peale sõiduvoorust, eeldusel, et on olemas rehvitootja poolt väljastatud andmestik kasutatavate rehvide töötemperatuuridest teatud tingimustel. Roolisüsteemi geomeetria muutmisel saab võrrelda rehvidelt mõõdetud andmeid erinevate lahenduste vahel, kus esimeste rataste puhul temperatuuride erinevused võivad kinnitada roolisüsteemi muutmise suunitlust. Näiteks Ackermanni'i geomeetria osakaalu suurendamisel on rehvide mõõdetud temperatuurid suuremad suurema siirdenurga tõttu. Sellist võrdlust saab detailsemalt ka teostada rehvi enda mustri peal, võrreldes temperatuuride erinevusi sisemise ning välimise mustripinna vahel. Rehvide osas tuleb ka arvestada kulumisega, mis on võistlusolukorras samuti äärmiselt mõjutavaks faktoriks. Rehvide kulumine mõjutab otseselt sõiduki sidestust teekattega, millest tulenevalt on ka sellel suur roll juhitavusele. Eraldi katsemetoodika rehvide osas käsitleks roolisüsteemi geomeetria muutmist ühe rehvikomplekti raames, mille mõõtetulemusi saab hiljem seostada üldkatsega, kus rehve vahetatatakse piisavalt tihedalt, näiteks kahe sõiduvoorust järgselt, et keskenduda rooligeomeetria muutuste määramisele.

Sõiduvoorude järgselt on piloodi tagasiside oluline, mille kaudu saab väljendada sõiduki käitumise muutumist. Hea oleks ka testilõigu läbimist ajastada, sest sõltumata sõitjast, ei saa eeldada, et iga voor on andmete kogumiseks perfektne. Sellega seoses tuleks salvestada ka sõiduvoorude andmelogi sõiduki süsteemidest ning juhi tegevusest, kus Rally2 sõidukitel on telemeetria võimekus olemas [11]. Kasulikeks andmeteks kujunevad näiteks:

- Rooli asend;
- Gaasipedaali asend;
- Piduripedaali asend;
- Pidurisüsteemi rõhujaotus;
- Välistemperatuur;

Maapinna kiiruse anduri kasutamine võimaldaks lahtisel pinnasel hinnata rehvide läbilibisemise osakaalu, mis on samuti rehvide toimimise mõjutajaks [2].

Roolisüsteemi geomeetria muutmiste põhjal kogutud andmete põhjal saab koostada lõpliku analüüsi, mis kajastab vastavalt muudatustest tulnud erinevusi. Kombineerides mõõdetud andmed ning juhilt tuleva tagasiside on võimalik luua konkreetseid seoseid rooligeomeetria olemuse ja sõiduki juhitavuse vahel.

KOKKUVÕTE

Käesoleva lõputöö käigus uuriti Hyundai i20 N Rally2 võistlussõidukit, mille puhul on tegemist tipptasemel ralliautoga ning mis on loodud võistlemiseks Autoralli Maailmameistrivõistlustel. Seoses pilootide poolt edastatud tagasisidega, mis puudutas sõiduki juhitavust kurvi sisenemise hetkel. Töö eesmärgiks oli uurida sõiduki roolisüsteemi ning sellega kaasnevalt Ackermann'i geomeetria esinemist antud sõiduki puhul. Ackermann'i geomeetria esinemine on tänavasõiduautel üsangi tavapärane, kuid mootorisporis võib leida sellega seoses erinevaid lahendusi, mis toimivad sõltuvalt võistlusoludest efektiivsemalt.

Ackermann'i geomeetria väljaselgitamiseks uuritava sõiduki põhjal kasutati analüüsitarkvara SusProg3D, kus mudeli loomiseks mõõdeti sisse sõiduki vedrustuse kinemaatikapunktid. Mudeli põhjal sai välja selgitada Ackermann'i geomeetria osakaalu Hyundai Rally2 autol, milleks oli väljapööratud ratastega ligi 20%. Selline väärtus viitab Hyundai puhul pigem paralleelsemale rataste pööramisele. Samuti selgus mudeli arvutuste põhjal, et antud sõidukil esines suuremal hulgal parasiitroolimist, mille arväärtused kattusid ka reaalselt mõõdetuga. Parasiitroolimine mõjutab Ackermann'i geomeetria kujunemist sõiduki kõrguse muutmise ajal, mis andmete põhjal viitas sõiduki nina langetamisel vastupidise-Ackermann'i geomeetria tekkimisele.

Ackermann'i geomeetriat puudutavate uuringute põhjal selgus, et sellise roolisüsteemi geomeetria esinemisel on lihtsustatud aeglasemate kurvide läbimine, tänu sisemise ratta suuremale pöördenurgale ning teisalt on kiirete kurvide läbimine parem, kui rataste pööramine ligineb paralleelsele rataste keeramisele või isegi vastupidisele-Ackermann'i geomeetria. Siiski on eelistatud Ackermann'i geomeetria esinemine, mis lahtise pinnase peal toimib efektiivsemaks.

Hyundai Rally2 optimaalne roolisüsteemi paigutus pakuti välja välimise rooliotsa liigendi asukoha muutmisel, mis tehnilise väljakutse poolest osutus kõige lihtsamaks lahenduseks. Rooliotsa liigendi muutmisel lähtuti minimaalse parasiitroolimise esinemisest ning Ackermann'i osakaalu liginemist 100%-lisele väärtusele. Sellise lahenduse lõplik mõju sõiduki juhitavusele on välja selgitatav ainult sõidukatsete põhjal, kus juhitavuse paranemist on võimalik tähendada piloodi tagasiside ning mõõdetud andmete analüüsi põhjal.

SUMMARY

This thesis was developed around Hyundai i20 N Rally2, rally car, which is manufactured to compete in World Rally Championship and belongs to one of the most technically advanced rally cars classifications today. By the feedback of the drivers an problem was raised regarding the vehicle handling during corner entry. The purpose of this thesis was directed towards the steering system geometry of the given vehicle, where the existence of Ackermann steering geometry was the main focus. This type of steering geometry is rather widely used on road cars but some motorsport applications use different approaches of using that geometry.

To identify the Ackermann geometry of Hyundai Rally2 vehicle, an analysis software called SusProg3D was used to develop the kinematic model of the vehicle suspension. By manually measuring the suspension kinematic points a representative 3D model was made to make further analysis on. The results showed that the vehicle has Ackermann steering geometry in 20% capacity, which means that the steering geometry is more close to parallel steering. In the same time the front suspension introduced bump steer in a rather large scale. Bump steer affects the Ackermann geometry by the change of the ride height, which by the results showed that when lowering the front of the vehicle a reverse-Ackermann geometry developed.

The driving test that have been performed to analyse the Ackermann steering geometry on other vehicles have shown that this steering system is preferred for slower turns and opposingly reverse-Ackermann steering is preferable in high speed situations. Still having Ackermann geometry proved to be better on loose surfaces to allow optimal tyre slips to take effect.

An optimal solution for the Hyundai Rally2 vehicle was offered by changing the location of the outer steering arm connection to the knuckle. This positioning of the steering arm connection was chosen to minimize bump steer and have the Ackermann geometry capacity near to 100%. To associate the offered change with the handling of the vehicle in question a series of test drives are needed to analyse the results from driver feedback and gathered data from tyres and onboard sensors.

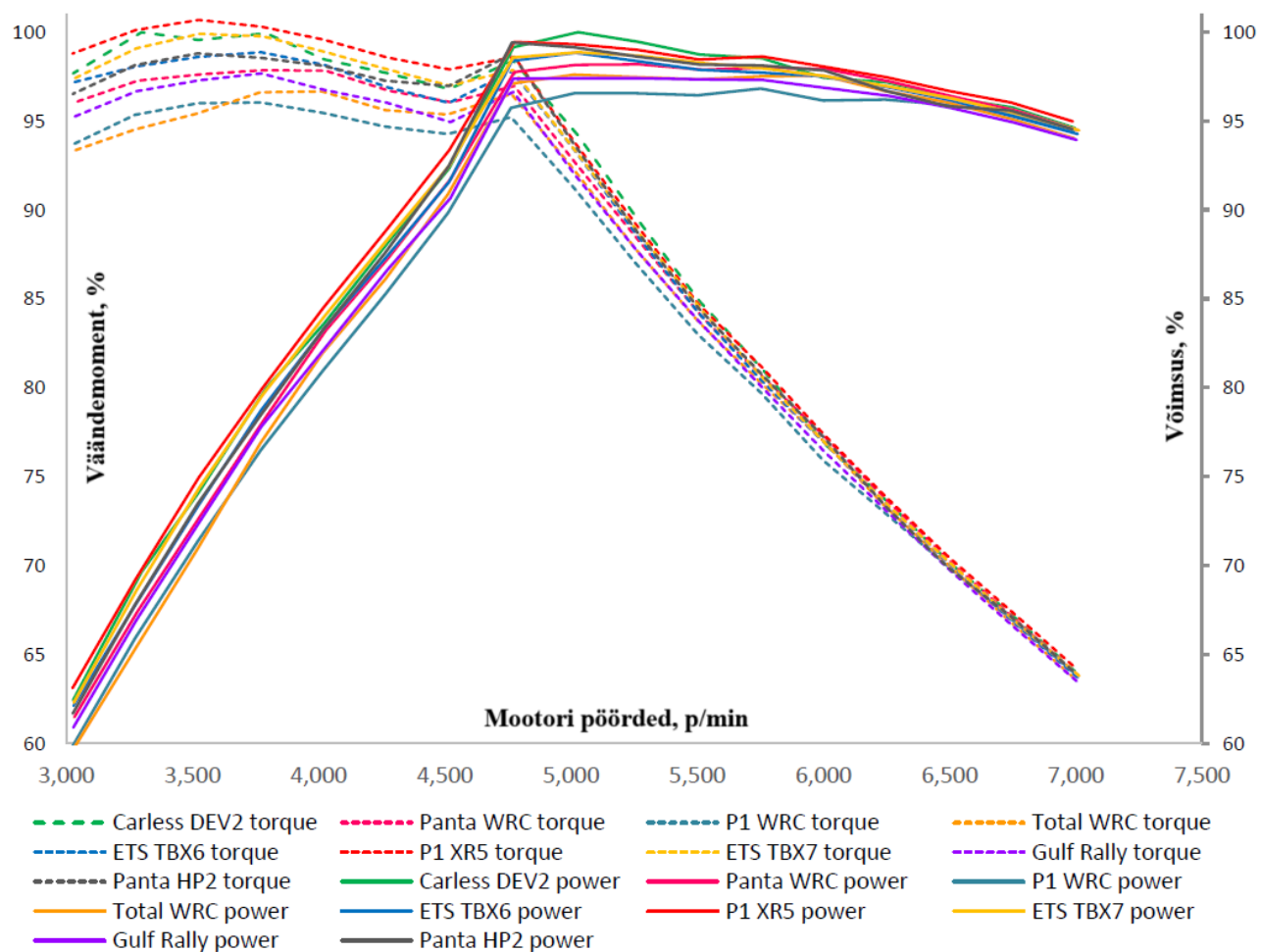
VIIDATUD ALLIKAD

- [1] M. Veneri ja M. Massaro, "The effect of Ackermann steering on the," *International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 2021.
- [2] M. C-White., *Measurement and Analysis of Rally Car Dynamics at High Attitude Angles*, Cranfield: CRANFIELD UNIVERSITY, 2006.
- [3] J. Naveen, "DESIGN OF STEERING GEOMETRY FOR FORMULA STUDENT CAR'S," *International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET)*, vol. 5, no. 5, p. 182–192, 2018.
- [4] A. Stoicescu, *Geometrical and operational constraints of an ackermann steering linkage*, Bucharest: Polytechnic University of Bucharest, 2012.
- [5] WRCWings, "Toyota's Rally1/Rally2 new wing mirror tests," 19. aprill, 2023,. [Online]. Available: <https://www.wrcwings.tech/2023/04/19/toyotas-rally1-rally2-new-wing-mirror-tests/>. [Accessed 14. oktoober, 2023].
- [6] Fédération Internationale de l'Automobile, *ANNEXE J / APPENDIX J – ARTICLE 261*, Pariis: FIA SPORT - Technical Department, 2023.
- [7] Pirelli Tyre S.p.A., "Rally," [Online]. Available: <https://www.pirelli.com/tyres/en-ww/motorsport/rally>. [Accessed 17. detsember, 2023,].
- [8] FIA, *Homologation No. A-5784*, Genf: Fédération Internationale de l'Automobile, 2021.
- [9] TOYOTA MOTOR CORPORATION, "Toyota Premieres GR Yaris," Toyota Gazoo Racing, 10. Jaanuar, 2020,. [Online]. Available: <https://global.toyota/en/newsroom/toyota/30976389.html>. [Accessed 15. 12, 2023,].
- [10] Hyundai Motorsport GmbH, "Tech Specs i20 N Rally2," [Online]. Available: <https://motorsport.hyundai.com/rally/rally-2/tecspec/>. [Accessed 16. detsember, 2023,].

- [11] Hyundai Motorsport Customer Racing, *i20 N Rally2 User Manual*, Alzenau: Hyundai Motorsport, 2021.
- [12] Fédération Internationale de l'Automobile, "Sporting regulations Version 28-04-23," Paris, 2023.
- [13] D. Colgrove, *Steering System for SAE Baja*, Brigham: Brigham Young University, 2019.

LISAD

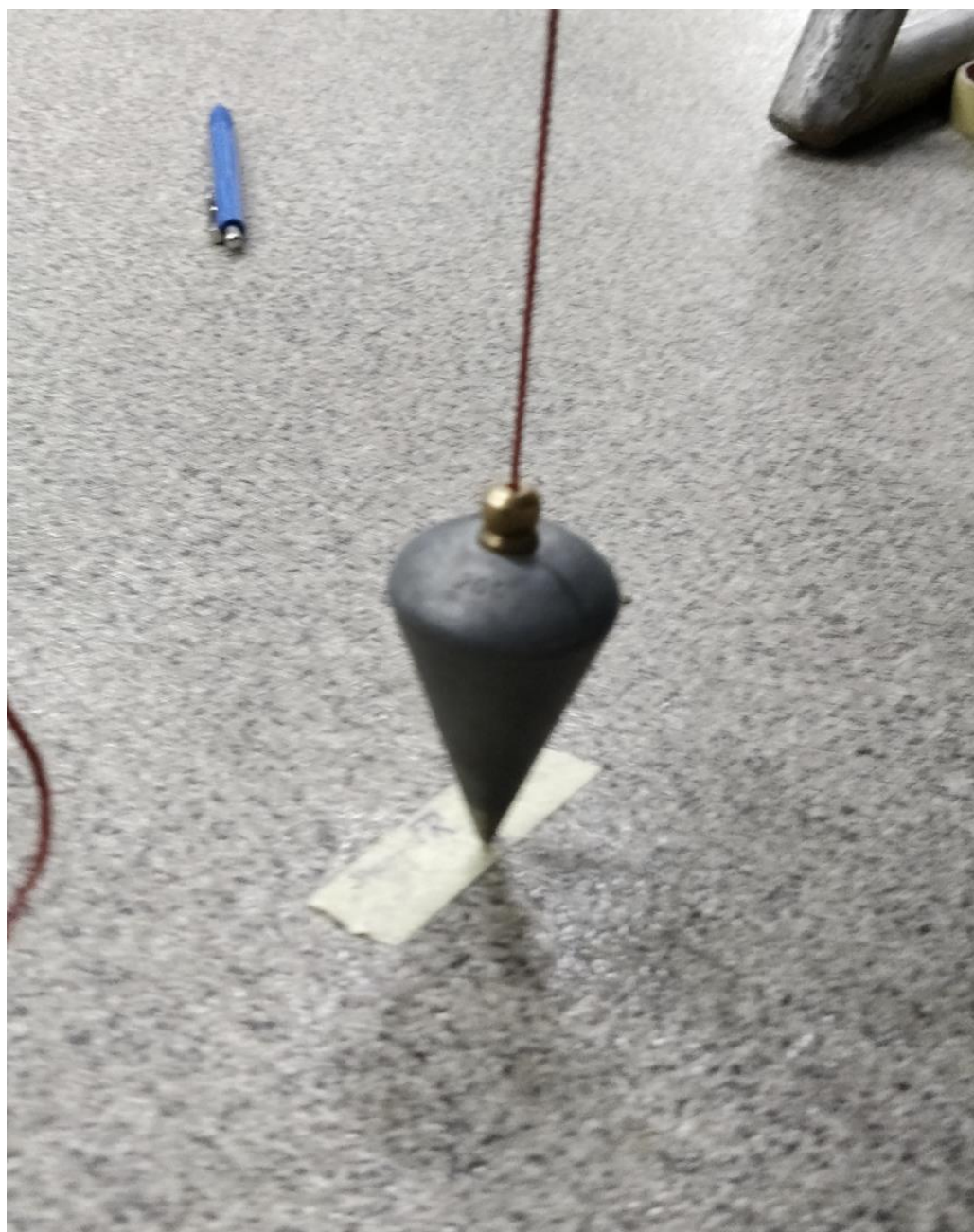
Lisa 1. Hyundai Rally2 mootori karakteristikud erinevate tootjate kütustega [8]



Lisa 2. Sõiduki sillageomeetria reguleerimise aruanne

Customer: Hyundai i20 Rally2			Date: 13/11/2023 15:05			
Company:			VIN			
License No:			Technician:			
Odometer:			Order No.:			
VEHICLE ALIGNMENT REPORT						
Primary Angles			Initial	Specifications		Final
				Min.	Max.	
Front	Caster	Left	7.2°	6.0°	8.0°	7.2°
		Right	7.2°	6.0°	8.0°	7.2°
	Camber	Left	-1.5°	-1.9°	-1.2°	-1.5°
		Right	-1.6°	-1.9°	-1.2°	-1.6°
	Toe	Left	-0.7mm	1.4mm	3.0mm	2.0mm
		Right	4.5mm	1.4mm	3.0mm	2.0mm
Total		3.9mm	2.7mm	6.0mm	4.0mm	
Rear	Camber	Left	-2.0°	-2.2°	-1.5°	-2.0°
		Right	-1.9°	-2.2°	-1.5°	-1.9°
	Toe	Left	5.8mm	4.4mm	6.6mm	5.8mm
		Right	5.3mm	4.4mm	6.6mm	5.3mm
		Total	11.1mm	8.8mm	13.2mm	11.0mm
	Thrust Angle		0.0°	----	----	0.0°
Secondary Angles			Initial	Specifications		Final
				Min.	Max.	
SAI	Left		14.1°	----	----	14.1°
	Right		14.0°	----	----	14.0°
Included Angle	Left		12.6°	----	----	12.6°
	Right		12.4°	----	----	12.4°
Toe Out On Turns	Left		1.5°	----	----	1.5°
	Right		1.6°	----	----	1.6°
Maximum Turns	Left		----	----	----	----
	Right		----	----	----	----
Toe Curve Change	Left		----	----	----	----
	Right		----	----	----	----
Setback	Front		3mm	----	----	3mm
	Rear		0mm	----	----	0mm
Track Width Diff.			4mm			4mm
Wheel Base Diff.			2mm			2mm
Front Ride Height	Left		----	----	----	----
	Right		----	----	----	----
Rear Ride Height	Left		----	----	----	----
	Right		----	----	----	----
Frame Angle						----

Lisa 3. Kinemaatikapunktide mõõtmisel kasutatud pendel



Lisa 4. Laserlood Bosch UniversalLevel360



Lisa 5.Sõiduki kõrguse fikseeriv vahetükk

