



Kian Hazrati

Toimintatilaeristetyn jousituksen suunnittelu

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Ajoneuvotekniikka

Insinöörityö

14.3.2023

Tiivistelmä

Tekijä: Kian Hazrati
Otsikko: Toimintatilaeristetyin jousituksen suunnittelu
Sivumäärä: 41 sivua
Aika: 14.3.2023

Tutkinto: Insinööri (AMK)
Tutkinto-ohjelma: Ajoneuvotekniikan tutkinto-ohjelma
Ammatillinen pääaine: Ajoneuvosuunnittelu
Ohjaajat: Lehtori Pasi Oikarinen

Tässä opinnäytetyössä tavoitteena oli suunnitella alustavasti toimintatilaeristetty alusta Formula Student -luokan kilpa-autoon. Tavoitteena oli kartoittaa tällaisen järjestelmän vaatimia komponentteja sekä niiden mitoitus. Tavoitteena oli lisäksi havainnoida suunnittelussa huomionarvoisia asioita myöhemmän implementoinnin edistämiseksi.

Tässä työssä käydään läpi ajoneuvon jousituksen tehtävät ja toimintatilat sekä pohditaan eri toimintatiloihin liittyviä ajotilanteita ja toimintatilojen eristyksestä saavutettavia etuja.

Hydraulisen järjestelmän eri toimintatiloille vaadittuihin kytkentöihin perehdyttiin ja niistä piirrettiin kytkentäkaaviot toimintatilakohtaisesti. Työssä tuodaan esiin hydraulikan ohella vaadittavat mekaaniset erot perinteiseen jousitukseen. Lisäksi esitellään hydrauliselle järjestelmälle vaihtoehtoisia toimintatiloja eristäviä mekaanisia jousitusratkaisuja ja niiden ominaisuuksia sekä puutteita.

Hydraulisen järjestelmän kuormituksia sekä sääntövaatimuksia arvioitiin ja hydraulikan komponenteille tehtiin alustavaa mitoitus virtausvastuksen sekä komponentteihin kohdistuvien voimien pohjalta.

Tuloksena saatiin alustavat mitat hydraulisen jousituksen mekaanisesta toteutuksesta riippumattomille komponenteille. Lisäksi tätä työtä sekä sitä varten tehtyjä laskeutaulukoita voidaan käyttää myöhemmin tukena varsinaista alustaa suunniteltaessa.

Avainsanat: toimintatilaeristys, hydraulinen jousitus, alustarakenteet

Abstract

Author: Kian Hazrati
Title: Design of a mode decoupled suspension
Number of Pages: 41 pages
Date: 14 March 2023

Degree: Bachelor of Engineering
Degree Programme: Automotive engineering
Professional Major: Automotive design engineering
Supervisors: Pasi Oikarinen, Senior lecturer

The objective of this Bachelor's thesis was to create a precursory design of a mode decoupled suspension system for a Formula student – type race car. The aim was to determine the components needed for this type of suspension and their dimensioning. The objective was also to observe noteworthy aspects that were needed in the design process.

The thesis reviews the functions and the modes of operation of a vehicle suspension as well as discusses vehicle driving states corresponding to each suspension mode and assesses advantages that result from mode decoupling.

Hydraulic connections required by the system were studied, and schematics were drawn accordingly. Differences in mechanical properties of components used in conjunction with hydraulics to a conventional set up were noted. Mechanical alternatives to mode decoupling and its characteristics and down comings were also examined.

Loads relevant to the hydraulic system were estimated and rules regarding the system were considered. Preliminary dimensioning of the components was made based on flow resistance and estimated forces.

As a result preliminary dimensions for the components independent from mechanical implementation were found and determined. In addition, this thesis and calculation spread sheets made can be used as a guideline for the final design and implementation of the system.

Keywords: Mode decoupling, hydraulic suspension, chassis design

Sisällys

Lyhenteet

1	Johdanto	1
1.1	Formula Student	1
1.2	Metropolia Motorsport	2
1.3	Tavoitteet ja rajaukset	2
2	Toimintatilaeristetyn jousituksen hyödyt	3
3	Ajoneuvon jousituksen toimintatilat	4
3.1	Kallistus	5
3.2	Nyökkäys	6
3.3	Tasajalkajousto	8
3.4	Ristijousto	9
4	Toimintatilojen eristäminen	10
4.1	Mekaaninen eristäminen	10
4.1.1	Kallistuksenvakaaja	10
4.1.2	Kolmas elementti	11
4.1.3	Erilliselementit	11
4.1.4	Nyökkäyksen eristäminen	12
4.1.5	Ristijouaston eristäminen	13
4.2	Hydraulinen eristäminen	13
4.2.1	Kallistuspiiri	13
4.2.2	Nyökkäyspiiri	15
4.2.3	Tasajoustopiiri	15
4.2.4	Ristijoustopiiri	16
5	Hydraulisen järjestelmän mitoitus	18
5.1	Kuormitukset	18
5.1.1	Mekaaniset kuormitukset	18
5.2	Hydrauliset kuormitukset	25
5.2.1	Linjapaine	25
5.2.2	Virtausvastus	27
5.3	Hydraulinen välityssuhde	34

6	Systeemisimulaatio	35
6.1	Mallin rakentaminen	35
6.2	Kytcentöjen toiminta	37
7	Yhteenveto	40
	Lähteet	42

Lyhenteet

FS:	Formula Student. Kansainvälinen korkeakouluopiskelijoiden välinen moottoriurheilun kilpasarja. Sarjan yhdysvaltalainen vastine on FSAE.
TKI:	Tutkimus-, kehittämis- ja innovaatiotoiminta.
VKK:	Vapaakappalekuva.
HPF:	Helsinki Polytechnic Formula. Metropolia Motorsport -prototyyppiauton mallinimi.

1 Johdanto

Tässä insinöörityössä tavoitteena oli suunnitella hydraulinen toimintatilaeristetty jousitusjärjestelmä. Järjestelmä suunniteltiin ensisijaisesti Formula Student -luokan ajoneuvoon sopivaksi.

1.1 Formula Student

Formula Student on kansainvälinen korkeakouluopiskelijoille tarkoitettu kilpasarja. Kilpasarjassa opiskelijatiimien tavoitteena on suunnitella sekä valmistaa formulatyyppinen kilpa-auto. Formula Studentissa on olennaista, että opiskelijat tuntevat ajoneuvon suunnitteluperusteet ja tutustuvat ajoneuvoteollisuuden toimintamalleihin. [1.]

Kilpailut ovat jaettu staattisiin ja dynaamisiin osioihin. Staattisiin osioihin kuuluvat design-, cost- sekä business-osiot. Design-osiossa arvioidaan opiskelijoiden ymmärrystä auton suunnittelumenetelmistä sekä kykyä perustella tekemiään ratkaisuja. Cost-osiossa arvioidaan opiskelijoiden tietämystä auton suunnittelun ja valmistuksen kustannuksista. Pisteisiin vaikuttaa hyvän dokumentoinnin lisäksi myös kustannustehokkaiden menetelmien valinta. Business-osiossa arvioidaan auton käytölle laadittua kuvitteellista liikeideaa, joka esiteltäisiin sijoittajille. Staattiset osiot vaativat osaamista myös markkinoinnin sekä liiketalouden aloilta, joten sarja ei ole suunnattu vain insinööriopiskelijoille.

Dynaamiset osiot testaavat ajoneuvon suunnittelun onnistumista erilaisilla suorituskykyä mittaavilla testeillä. Ajoneuvon kykyä kiihdyttää ja tuottaa sivuttaiskiihtyvyyttä testataan ajamalla kiihdytysajoa sekä kitkaympyrää kuljettajan vaikutuksen minimoimiseksi. Tämän lisäksi autolla ajetaan myös radalla autocrossia ja kestävyysajoa ajo-ominaisuuksien, luotettavuuden sekä energiatehokkuuden mittaamiseksi.

1.2 Metropolia Motorsport

Metropolia Motorsport on vuonna 2000 perustettu Metropolia Ammattikorkeakoulun tiloissa toimiva Formula Student -tiimi. Metropolia Motorsport on täysin opiskelijavetoinen TKI-projekti, eivätkä opettajat ole vastuussa tiimin toiminnassa. Metropolia Motorsportin lisäksi Suomessa on myös kaksi muuta tiimiä, joista toinen on Tampereen ammattikorkeakoulussa ja toinen Oulun yliopistossa. Metropolia Motorsport on kuitenkin ainoa sähkösarjassa kilpaileva tiimi.

1.3 Tavoitteet ja rajaukset

Tämän insinöörityön tavoitteena on suunnitella alustavasti Metropolia Motorsportin Formula Student -autoon sopiva hydraulisesti toimiva toimintatilaeristetty jousitusjärjestelmä, joka on sovellettavissa myös muihin ajoneuvoihin asianmukaisin muutoksin.

Tarkoituksena on määrittää eristettävät toimintatilat ja niiden vaatimat hydrauliset kytkennät. Järjestelmän vaatimat hydrauliset komponentit mitoitetaan Formula Student -autoon sopivaksi odotettavissa olevien kuormitusten mukaisesti.

Tarkoituksena ei ole käsitellä tarvittavien komponenttien mekaanista suunnittelua tai valmistusta. Mekaaninen implementointi voidaan tehdä myöhemmin uutta ajoneuvoa suunniteltaessa. Tässä työssä tehdyt suunnitteluvalinnat ovat myös osin lopullisesta toteutuksesta riippuvaisia ja sovellettavissa käyttökohteen mukaan. Työtä voidaan pitää oppaana ja suunnittelun tukena varsinaista sovelluskohdetta suunniteltaessa.

2 Toimintatilaeristetyin jousituksen hyödyt

Toimintatilaeristetty jousitus mahdollistaa ajoneuvon monipuolisen säätämisen erilaisissa ajotilanteissa vähentäen kompromissien tarvetta säädoissä eri ajotilojen välille.

Ajoneuvon jousituksen tehtäviä ovat korin ja pyörien liikkeiden hallinta ja eristäminen toisistaan sekä pyöräkuorman muutosten hallinta. Ajoradan pinnasta aiheutuvien herätteiden vaikutusta pyöräkuormiin pyritään minimoimaan sallimalla pyörän myötäillä ajoradan epätasaisuuksia jousitetulla pyöräntuennalla. Pyöräkuormien dynaamisten muutosten minimointi on tarpeen, sillä suuren pyöräkuorman aiheuttama korkea pintapaine renkaan kosketuspinnassa alentaa kumikitkan ominaisuuksien takia kitkakerrointa, mikä vähentää ajoneuvon suorituskyyä [2, s. 50]. Äkilliset pyöräkuormamuutokset voivat tehdä ajoneuvon käytöksestä levotonta renkaan rungon jousaessa ja kitkan muuttuessa aiheuttaen ajoneuvoa ohjaavia voimia. Suuri äkillinen muutos pyöräkuormassa voi aiheuttaa ääriajoilla pidon hetkellisen menettämisen. Toisaalta riittämätön jousitus saattaa johtaa myös rengaskontaktin hetkelliseen menettämiseen. Ajoradan herätteiden suuri siirtyvyys ajoneuvon koriin rasittaa myös komponentteja ja korostaa edellä mainittuja haittavaikutuksia ajoneuvon suuren inertian vuoksi.

Näitä vaikutuksia voidaan pienentää eristämällä mahdollisimman paljon ajoneuvon komponenteista pyörästä jousitetuksi massaksi ja näin minimoida pyörään suoraan vaikuttavan jousittamattoman massan inertian. Koska pyörä on kuitenkin kytköksissä koriin, sille pyritään sallimaan korista eristettyä liikettä jousitetulla pyöräntuennalla. Jousituksella pyritään kasvattamaan pyörään kohdistuvaa voimaa mahdollisimman vähän siirtymää kohden. Tämä saadaan aikaan alentamalla järjestelmän jousivakiota. Epätasaisuuksien yli ajettaessa hyvin pieni jousivakio olisi tavoiteltavaa. Tällöin pyörä voisi myötäillä suuriakin epätasaisuuksia jousivoiman kasvamatta merkittävästi.

Käytännössä äärimmäisen pieni jousivakio toimisi kuitenkin vain ajoneuvon ollessa tasapainotilassa. Ajoneuvolla ajettaessa kääntymisestä, kiihdyttämisestä sekä jarruttamisesta aiheutuvat kiihtyvyydet aiheuttavat pyörän pystykuorman

muutoksen ajoneuvon akseleiden sekä puolien välillä. Mikäli jousivakio olisi äärettömän pieni, olisi pystykuorman muutoksesta aiheutuvat siirtymät äärettömän suuria. Tämä aiheuttaisi kuljettajalle epämiellyttävän tunteen lisäksi ongelmia sekä maavaran että pyöräntuennan mekaanisen liikevaran suhteen. Korin ollessa liikkeessä liikevaran loppuminen äkisti johtaisi suuriin piikkeihin pyöräkuormassa, kun jousivakio kasvaa äkillisesti materiaalien elastisuuden määrämälle tasolle. Suuret liikkeet jousituksessa aiheuttavat viivettä ajoneuvon reaktiossa kuljettajan ohjausliikkeisiin. Korin heilahdukset synnyttävät massavoimia, jotka aiheuttavat myös muutoksia pyöräkuormiin sekä vastustavat suunnanmuutoksia. Korin liikkeitä pyritään pienentämään kasvattamalla jousivakiota ja vaimennusta. Tämä on kuitenkin ristiriidassa eristysvaatimusten kanssa, joten ajoneuvon suunnanmuutoksista johtuvat korin liikkeet, kuten kallistus- ja nyökkäysliikkeet pyritään eristämään pyörien erillisistä liikkeistä.

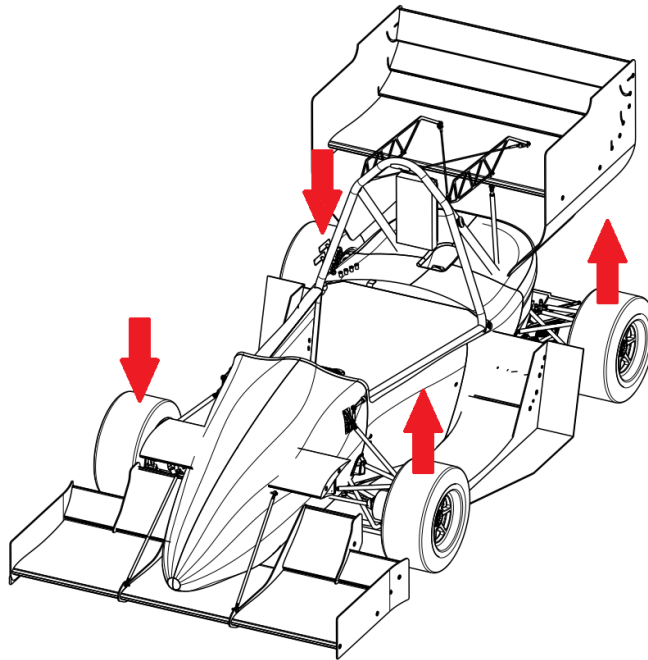
Kilpa-auton suunnittelussa on otettava huomioon myös sen aerodynaamiset ominaisuudet. Negatiivinen aerodynaaminen noste lisää pyörien pystykuormaa kasvattamatta massaa. Näin saadaan tuotettua huomattavia määriä enemmän kitkavoimaa kitkakertoimen pienestä alenemisesta huolimatta. Aerodynaamiset ominaisuudet ovat usein herkkiä maavaran ja pohjalevyn asennon muutoksille. Pohjalevy sekä etusiipi halutaan tyypillisesti mahdollisimman lähelle maata, kuitenkin niin, ettei pohja osu maahan ajon aikana ajoradan epätasaisuuksien, negatiivisen nosteen tai joissain tapauksissa myös kallistettujen käännösten vaikutuksesta [3, s. 523]. Tämä vaatisi ajoneuvon jousitukselle erityisen korkeaa jousivakiota. Tämä kuitenkin olisi edellä mainittujen asioiden valossa melko huono ominaisuus, joten pyörien yhdenaikaisen jouston eristäminen olisi niin ikään suotavaa.

3 Ajoneuvon jousituksen toimintatilat

Ajoneuvon jousituksen liikkeet voidaan jakaa neljään erilliseen toimintatilaan, jotka aktivoituvat erityyppisistä herätteistä ja erilaisissa ajotilanteissa.

3.1 Kallistus

Kallistus tarkoittaa auton sivusuuntaista eli y-akselin ympäri tapahtuvaa kiertymistä. Kallistuksessa auton toisen puolen renkaat joustavat sisään, ja vastakkaisen puolen renkaat joustavat ulos (kuva 1). Kallistusta aiheuttaa pääasiassa ajoneuvolla käännytessä syntyvä sivuttaiskiihtyvyys, mutta joissain tapauksissa myös ajoradan muoto.



Kuva 1. Ajoneuvo kallistustilassa.

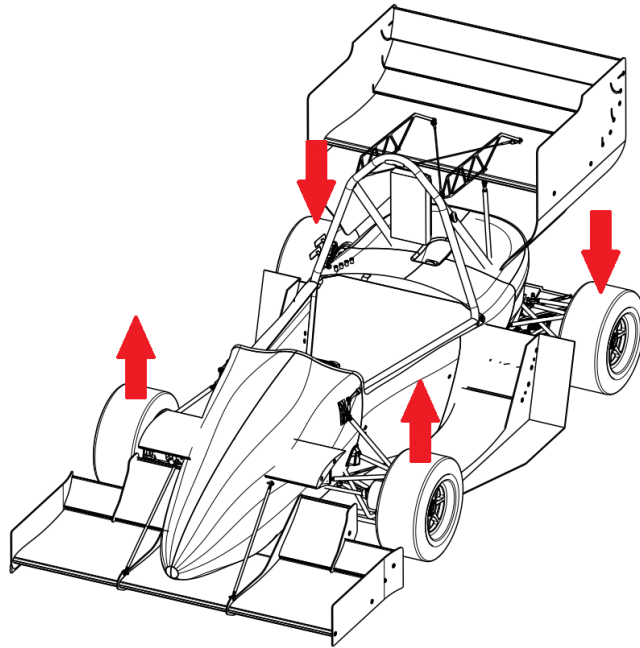
Kallistusjäykkyyttä voidaan kuvata ajoneuvon massasta riippumattomasti kulman yksikkönä sivuttaiskiihtyvyyden yksikköä kohden, esimerkiksi rad/g. Korkeampi kallistusjäykkyys tekee pyöräkuorman muutoksesta suuntaa vaihdettaessa nopeampaa ja kasvattaa pyöräkuorman vaihtelua. Matala kallistusjäykkyys sen sijaan aiheuttaa ajoneuvon korille suuria liikkeitä ja kasvattaa transienttitilojen kestoa heikentäen ajoneuvon reagointikykyä nopeisiin suunnanmuutoksiin inertia aiheuttamien voimien seurauksena. Suuret kallistuskulmat saattavat aiheuttaa myös haasteita maavaran sekä pohjalevyn asennon suhteen.

Kallistusjäykkyuden eroa etu- ja taka-akselin välillä käytetään myös ajoneuvon yli- tai aliohjautuvuuden säätämiseen, sillä kallistustila on aktiivinen aina ajoneuvolla käännettäessä harvoja poikkeuksia lukuun ottamatta. Se on myös yksinkertainen eristää mekaanisesti muista toimintatiloista. Erillisellä kallistusjousella kuten kallistusvakaajalla suoritettulla säädöllä on huomattavasti pienempi vaikutus ajoneuvon muihin ominaisuuksiin kuin koko jousitusta säätämällä.

Kallistusjäykkyyteen voidaan vaikuttaa suunnitteluvaiheessa myös kinemaattisesti kallistuskeskiön korkeutta muuttamalla. Kinemaattiseen kallistusjäykkyyteen on hankala tehdä muutoksia jälkikäteen, ja suuri kinemaattinen kallistusjäykkyys aiheuttaa pyöräntuentaan suuria rasituksia sekä ajoneuvon koria nostavia voimia. Ajoneuvon ajokorkeuden pieni kasvattaminen saattaa olla joissain tapauksissa hyödyllistä maavaran hallitsemiseksi, mutta ajokorkeuden kasvattaminen lisää ajoneuvon massakeskipisteen korkeutta ja samalla pyöräkuorman muutoksia. Kinemaattinen pyöräkuorman muutos tapahtuu elastiseen pyöräkuorman muutokseen verrattuna huomattavan nopeasti eikä ole vaimennuksella säädettävissä.

3.2 Nyökkäys

Nyökkäys on ajoneuvon korin kiertymistä pitkittäissuunnassa eli x-akselin ympäri. Nyökkäyksessä ajoneuvon toinen akseli joustaa sisään toisen akselin jousittaessa ulos (kuva 2). Nyökkäystä tapahtuu autolla jarruttaessa ja kiihdyttäessä, mutta myös ajettaessa leveän epätasaisuuden yli.



Kuva 2. Ajoneuvo nyökkäystilassa.

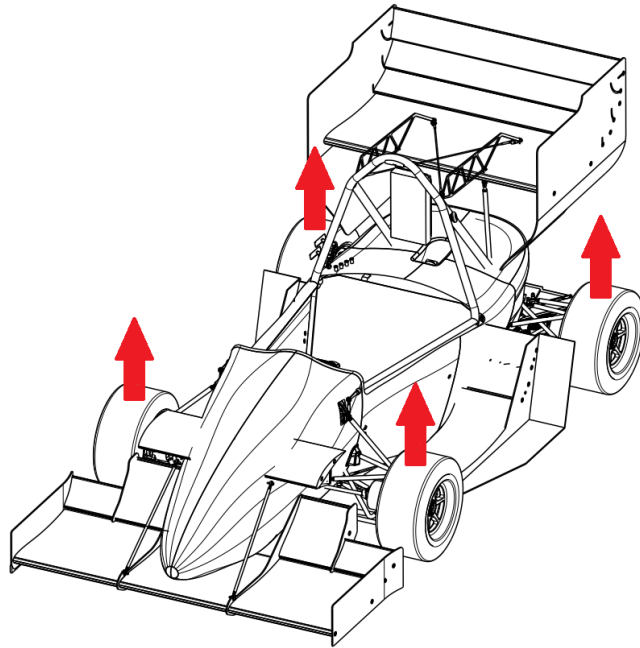
Nyökkäysjäykkyys on tarkastelutavaltaan samankaltainen kallistusjäykkyyden kanssa. Kinemaattinen nyökkäysjäykkyys on niin ikään verrattavissa kinemaattiseen kallistusjäykkyyteen sekä mekaniikaltaan että käytökseltään.

Nyökkäysjäykkyyden vaatimukset poikkeavat kuitenkin merkittävästi kallistusjäykkyydestä. Nyökkäysjäykkyys on myös huomattavasti haastavampi eristää mekaanisesti muista toimintaloista kuin kallistus. Nyökkäysjäykkyydellä on suuri vaikutus ajoneuvon jarrutuskäyttäytymiseen. Nyökkäysjäykkyydellä sekä vaimennuksella voidaan säätää pyöräkuorman muutoksen nopeutta etu- ja taka-akselin välillä. Pitkittäinen pyöräkuorman muutos muuttaa ajoneuvon balanssia, ja hitaammalla pyöräkuorman muutoksella saadaan tehtyä muutoksesta rauhallisempaa. Nelivetoisessa ajoneuvossa hitaampi pyöräkuorman muutos parantaa kiihtyvyysspotentiaalia sallimalla tasaisemman voimanjaon kaikille renkaille pidemmäksi aikaa pyöräkuorman siirtyessä taka-akselille. Jarruttaessa kiinteällä balanssilla sekä takavetoisella ajoneuvolla kiihdyttäessä nopeampi pyöräkuorman muutos saattaa olla toivottavaa. pyöräkuorman muutoksen tulisi kuitenkin olla hallittua renkaiden jouston varassa heilahtelun sijaan.

Formulatyyppisessä kilpa-ajoneuvossa etusiiven ja pohjan hyökkäyskulmat ovat avainasemassa suorituskykyä tavoiteltaessa. Aerodynaamisten laitteiden toivotun toiminnan kannalta ajoneuvon asennon ja korkeuden tulisi muuttua mahdollisimman vähän. Muutokset ajoneuvon asennossa voivat paitsi heikentää aerodynamiikan potentiaalia myös muuttaa nostekeskapisteen pituussuuntaista sijaintia vaikuttaen olennaisesti ajoneuvon käytökseen. Aerodynaamisten elementtien toiminta on tyypillisesti negatiivisen nosteen tuoton kannalta tehokkaampaa lähempänä maan pintaa. Toisaalta matalle sijoitetun etusiiven osuminen maahan jarruttaessa ei ole ennennäkemätöntä, ja se onkin syytä huomioida nyökkäysjäykkyydessä. Kuitenkin koska myös töyssyjen vaikutus näkyy nyökkäysjäykkyyden kasvaessa negatiivisesti, voi olla tarkoituksenmukaista käyttää antigeometrioita rajoittamaan liiallista jarrutusnyökkäystä.

3.3 Tasajalkajousto

Tasajalkajoustossa ajoneuvon kaikki renkaat joustavat samanaikaisesti (kuva 3). Tasajalkajoustoa tapahtuu pääasiassa aerodynamiikan vaikutuksesta, joskin myös ajoradan suurista pinnanmuodoista. Tasajalkajousto on kilpa-auton tapauksessa pääasiassa epätoivottua matalan maavaran sekä aerodynaamisen suorituskyvyn heikkenemisen vuoksi. Perinteisissä jousitusratkaisuissa tasajalkajouston jäykkyys on täysin kytköksissä muiden toimintatilojen jäykkyyteen ja määrittää niiden jäykkyydelle vähimmäisarvon toivotun ajokorkeuden puitteissa.

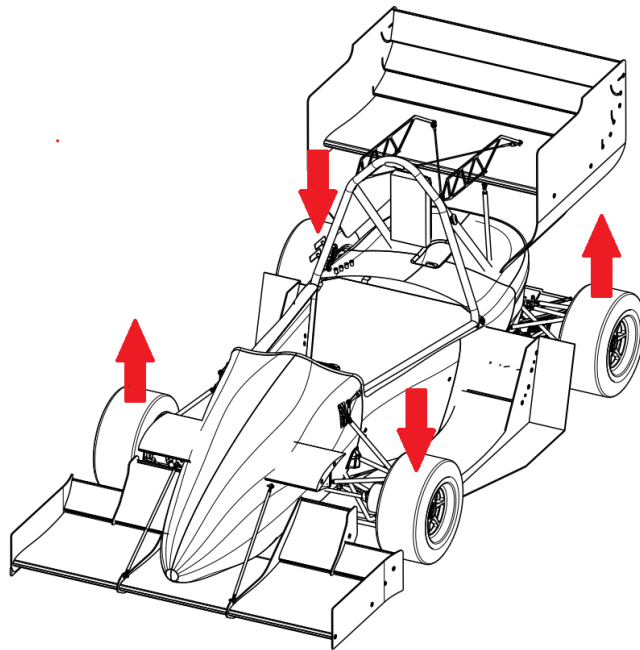


Kuva 3. Ajoneuvo tasajalkajoustotilassa.

3.4 Ristijousto

Ristijoustossa ajoneuvon kaksi ristikkäistä rengasta joustaa sisäänpäin ja toiset kaksi joustavat ulospäin (kuva 4). Ristijoustoa syntyy lähinnä epätasaisuuksien tai kilparadan reunuskivien yli ajettaessa. Yksipyöräjousto aiheuttaa ajoneuvoon myös diagonaalisen pyöräkuorman muutoksen, joka näkyy osittain ristijoustona. Yksipyöräjouston aiheuttaman diagonaalisen pyöräkuorman muutoksen osuus riippuu ajoneuvon raideleveydestä sekä akselivälistä. [4, s. 40.] Koska epätasaisuudet luovat äkillisiä pyöräkuormanvaihteluita, ristijoustolla tulisi olla mahdollisimman vähän vastusta. Tämä tarkoittaa alhaista jousivakiota. Ristijoustoa ei juurikaan synny ajoneuvon massan kiihtyvyyksien tuloksena, eikä sitä näin ollen tarvitse rajoittaa jousin. Ristijouston voi toimintatilaeristetyssä alustassa jättää jousittamatta lähes kokonaan. Renkaiden joustamisesta ja jousittamattomasta massasta johtuen kuitenkin myös ristijousto tulee vaimentaa heilahduksen- vaimentimin. Jousittamaton ristijousto tasoittaa myös ajoneuvon staattisia ja dynaamisia kulmapainoja tehden sen käyttäytymisestä johdonmukaisempaa. Epätasaiset kulmapainot heikentävät myös kokonaispitoa kuorman tukivoimien ja-

kautuessa epätasaisemmin [5]. Ristijoustoakin voi olla mielekäästä jousittaa kevyesti, jotta jousitus palaisi nopeammin herätteiden aiheuttamasta siirtymästä tasapainoasemaansa.



Kuva 4. Ajoneuvo ristijoustotilassa.

4 Toimintatilojen eristäminen

4.1 Mekaaninen eristäminen

Joitain toimintatiloja on mahdollista eristää muista toimintatiloista mekaanisesti. Mekaanisessa eristämisessä on puutteita hydrauliseen verrattuna, mutta se on hydraulista eristämistä huomattavasti yleisempää edullisten kustannusten ja yksinkertaisen toteutuksen vuoksi.

4.1.1 Kallistuksenvakaaja

Kallistuksenvakaaja on yksinkertainen ja yleisesti käytössä oleva jousi, joka joustaa pääasiassa kallistuksessa. Vakaajalla saadaan ajoneuvon lisättyä helposti kallistusjäykkyyttä nostamatta jäykkyyttä nyökkäyksessä tai tasajalkajous-

tossa. Vakaajalla ei kuitenkaan pysty alentamaan kallistusjäykkyyttä tasajalkajouston tai nyökkäyksen vaatimien jousien määräämästä tasosta. Kallistuksen-vakaaja lisää myös ristijouston jäykkyyttä, mikä ei pääsääntöisesti ole toivottavaa.

4.1.2 Kolmas elementti

Kolmas elementti on jousi, joka puristuu ajoneuvon akselin tasajalkajoustossa. Kolmannella elementillä saadaan lisättyä helposti jäykkyyttä nyökkäyksessä sekä tasajalkajoustossa vaikuttamatta kallistusjäykkyyteen. Kolmatta elementtiä käytetään kilpa-ajoneuvoissa, joissa aerodynamiikan käyttöaste on korkea. Ajoneuvoissa, joissa aerodynaaminen noste ei ole merkittävässä asemassa, ei saavuteta merkittävää hyötyä kolmatta elementtiä käyttämällä. Koska kolmas elementti vaikuttaa akselikohtaisesti tasajalkajouston jäykkyyteen, vaikuttaa se myös aina samassa suhteessa nyökkäyksen jäykkyyteen. Kolmas elementti vaikuttaa myös negatiivisesti ristijouston ominaisuuksiin.

4.1.3 Erilliselementit

Erilliselementeillä toteutettu jousitus (kuva 5) on ominaisuuksiltaan saman kaltaisen kolmen elementin jousituksen kanssa. Se on kuitenkin rakenteeltaan tyyppillisesti kevyempi, koska kolmas elementti jää tarpeettomaksi. Erilliselementtiratkaisu vaatii kuitenkin hieman tavanomaisesta poikkeavan vaimentimen kallistuselementille tai vaihtoehtoisesti hieman monimutkaisemman mekanismin. Kallistuselementin tulee toimia vastaavasti sekä puristaessa- että vedettäessä joustusta ja vaimenninta, eikä se näin ollen toimi tavallisella iskunvaimentimella.



Kuva 5. Mercedes AMG:n erilliselementein toteutettu jousitus [6].

4.1.4 Nyökkäyksen eristäminen

Nyökkäyksen eristäminen mekaanisesti on melko epäkäytännöllistä ja usein tarpeetonta. Aerodynaamiikkapainotteisissa ajoneuvoissa erilliselementtien käyttö tasajalkajouston riittävän jäykkyyden saavuttamiseksi saa aikaan myös riittävän nyökkäysjäykkyyden. Myös urheiluautoissa voidaan käyttää erilliselementtejä tai kolmatta elementtiä nyökkäysjäykkyyden lisäämiseksi, sillä tasajalkajouston jäykistymisen haittapuolet ovat pieniä, ja kasvanutta kantavuutta voidaan pitää myös etuna.

Haluttaessa nyökkäyksen eristämisen voisi tehdä kallistuksenvakaajia muistuttavalla ratkaisulla. Tämän tyyppisellä ratkaisulla olisi mahdollista yhdistää tasajouston ja nyökkäysjouston eristys, ja yhdessä kallistuksenvakaajan kanssa, perinteisistä nurkkajousista voitaisiin luopua. [7.] Koska kallistus ja nyökkäys ovat toisiaan vastaavia mutta eri akselilla tapahtuvia liiketiloja, tässä esitettyjen eri ratkaisujen sekä hyvät että huonot puolet ovat samankaltaiset.

4.1.5 Ristijouston eristäminen

Akselikohtaisesti tarkasteltuna ristijousto on kallistuksen kanssa identtinen, ja tästä syystä kallistusjäykkyyteen mekaanisin kytkennöin tehdyt muutokset vaikuttavat suoraan myös ristijousto. Vastaavasti puolikohtaisesti tarkasteltuna ristijousto on nyökkäyksen kanssa identtinen, ja nyökkäysjäykkyyteen mekaanisesti tehdyt muutokset vaikuttavat suoraan ristijousto. Ristijouston jäykkyyttä voitaisiin lisätä eristetyksi kolmannen elementin tapaan kytkemällä jousi keinuviivun kanssa ristikkäisiin nurkkiin. Tämä olisi kuitenkin äärimmäisen epäkäytännöllistä ja tarkoituksenvastaista.

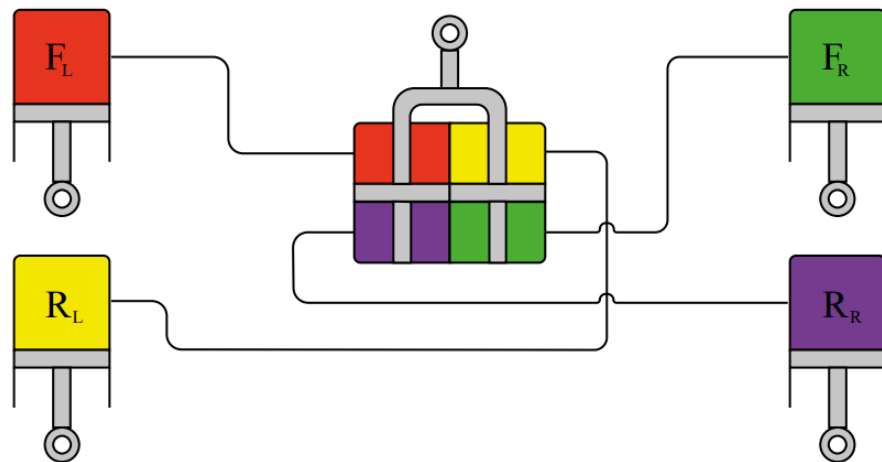
4.2 Hydraulinen eristäminen

Ajoneuvon eri kulmien mekaanisen toisiinsa kytkemisen sijaan voidaan tehdä hydraulinen piiri, joka yhdistää renkaiden liikkeet toisiinsa toivotulla tavalla. Tavanomaisen alustan iskunvaimentimen tai työntötangon tilalle voidaan asentaa hydraulinen sylinteri, joka välittää pyörien liikkeet kokoonpuristumattoman fluidin välityksellä haluttuun paikkaan. Tehokkaamman toimintatilojen eristämisen lisäksi hydraulisesti kytketty jousitus mahdollistaa myös komponenttien lähes mielivaltaisen sijoittelun, jota voidaan hyödyntää painopisteen, kiertohitausmomentin tai säädettävyyden optimoinnissa. Hydraulisesti eristettyä kallistusta ja ristijoustoa on käytetty joissain henkilöautoissa ja ralliautoissa. Tuotannollisen monimutkaisuutensa ja sen lisäämän huollon tarpeen vuoksi se ei kuitenkaan ole kovin yleistä. Tämän lisäksi suurimassa osassa maailmanlaajuisia kilpasarjoja tällaiset järjestelmät ovat kiellettyjä, mutta Formula Student -säännöt ovat jousituksen osalta hyvinkin avoimet ja hydraulisia järjestelmiä on käytössä joillakin tiimeillä.

4.2.1 Kallistuspiiri

Hydraulisessa kallistuspiirissä (kuva 6) jousi on kytketty akselikohtaisesti kaksitoimiseen sylinteriin siten, että sylinterin toinen puolisko on kytketty oikeaan pyörään ja toinen vastaavasti vasempaan. Sivuttaissuuntaisen pyöräkuorman muutoksen vaikutuksesta sylinteri liikkuu ajaen siihen kytkettyä joustaa, kun taas

tasajoustotilassa paine männän molemmin puolin kasvaa tasaisesti, ja neste siirtyy tasajoustoelementille tai nyökkäyselementille. Kallistuspiirin molemmat akselit on mahdollista jousittaa yhdellä jousella ja keinuvivulla. Tällöin ajoneuvon kallistusjäykkyyden balanssia voidaan säätää portaattomasti siirtämällä joustusta keinuvivulla lähemmäs toisen akselin sylinteriä ja luoda vipusuhde-ero. Tämän säädön voi tehdä portaattomasti osia irrottamatta, samaan tapaan kuin jarrubalanssin säädön kahden sylinterin jarrujärjestelmässä.

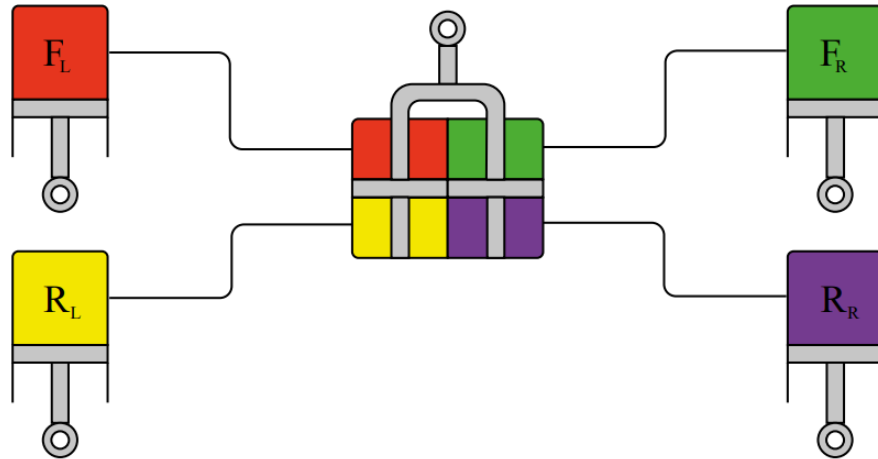


Kuva 6. Hydraulinen kallistusjoustopiiri.

Koska kallistuksessa jousen lepotila on liikematkan puolessa välissä, tarvitaan kahteen suutaan toimiva jousi tai mekanismi, joka muuttaa molempien suuntien kallistuksen jouselle samansuuntaiseksi liikkeeksi. Kahteen suutaan toimiva jousi voidaan toteuttaa yksinkertaisesti kaksikammioisella kaasujousella. Kaasujousen etuna on nopea säädettävyys sekä pieni massa.

4.2.2 Nyökkäyspiiri

Hydraulinen nyökkäyspiiri (kuva 7) vastaa toiminnaltaan kallistuspiiriä. Koska nyökkäyksessä ei ole syytä säätää balanssia oikean ja vasemman puolen välillä, voidaan nyökkäyksen jousitus toteuttaa kokonaisuudessaan yhdellä elementillä.

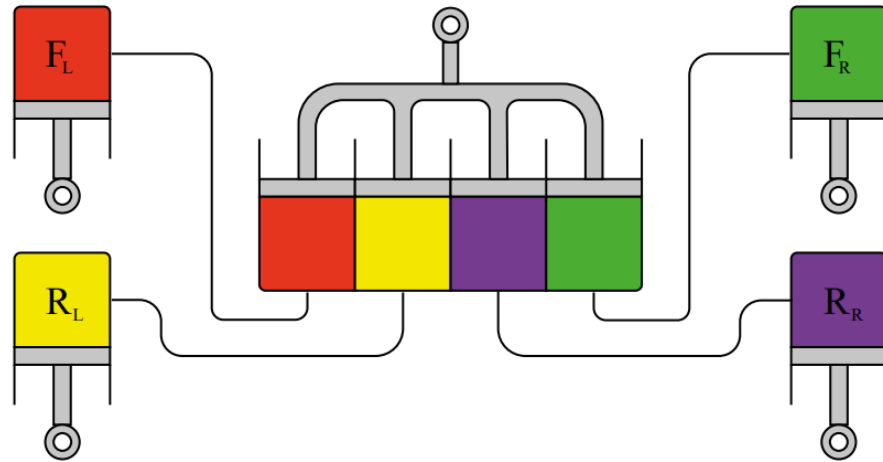


Kuva 7. Hydraulinen nyökkäysjoustopiiri.

4.2.3 Tasajoustopiiri

Tasajoustopiiri on järjestelmän yksinkertaisin piiri. Hydraulisessa tasajoustopiirissä (kuva 8) jokaiselta pyörältä tuleva linja kytketään yksitoimiseen hydraulii-

seen sylinteriin. Jokaisella pyörällä tulee olla oma vastinparinsa, sillä linjojen öljytilat eivät saa olla yhteydessä toisiinsa, mutta sylinterien tulee olla mekaanisesti kiinnitetty toisiinsa yhtenäisen liikkeen varmistamiseksi.



Kuva 8. Hydraulinen tasajalkajoustopiiri.

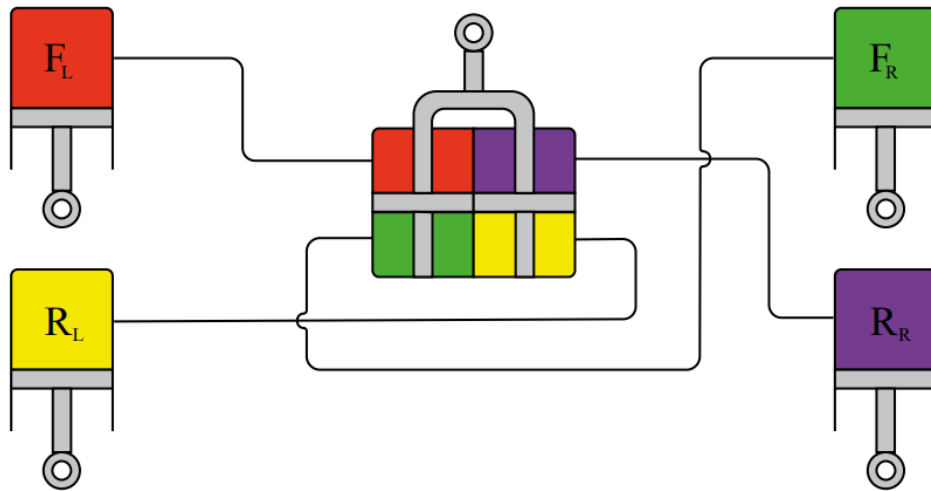
Tasajalkajoustossa öljy liikkuu työntötankosylintereistä josta ajavaan sylinteriin puristaen jouta. Kun auto on kallistuksessa, niiauksessa tai ristijoustossa, kahdessa sylinterissä paine alenee ja vastustaa kahden muun sylinterin liikettä. Paineen aleneminen kahdessa linjassa alentaa painetta kallistuspiirin toisessa puoliskossa ohjaten virtauksen kallistuspiirille.

Tasajoustopiiri edellyttää myös hieman joustoon vaadittua liikematkaa pidemmän liikematkan, sillä tilavuudenkompensaation vuoksi se toimii samalla hydraulisen järjestelmän paineakkuna öljyn lämmitessä tai hydraulikalle tyypillisessä pienessä vuodossa.

4.2.4 Ristijoustopiiri

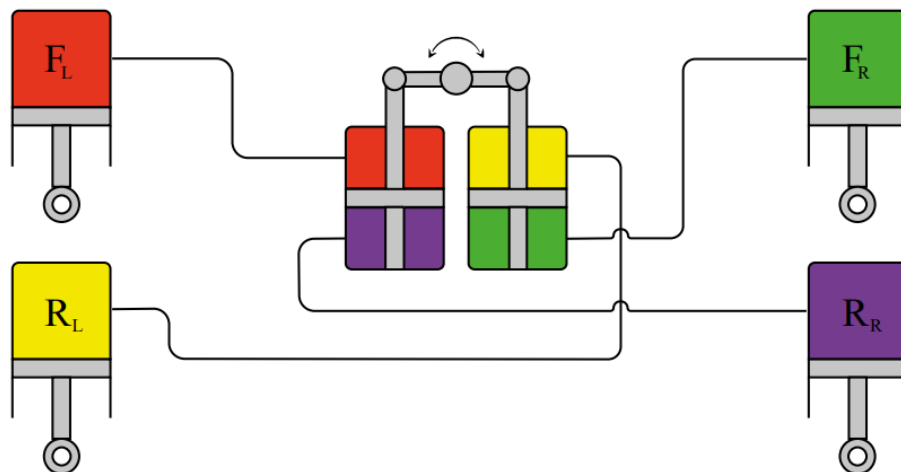
Koska ristijousto on akselikohtaisesti tarkasteltuna kallistuksen kanssa yhtenevä ja kylkikohtaisesti nyökkäyksen kanssa yhtenevä, molemmat piirit pyrkivät aktivoitumaan. Kallistuksen ja nyökkäyksen eri puoliskot kuitenkin vastustavat toisiaan, ja hydraulinesteelle pienimmän vastuksen reitti on ristijoustopiiri (kuva

9). Ristijoustopiiri vastaa kallistus- ja nyökkäyspiiriä, mutta on luonnollisesti ristikkäin kytketty.



Kuva 9. Hydraulinen ristijoustopiiri.

Ristijoustoa ei pyritä vastustamaan, joten ristijoustopiiriä ei välttämättä tarvitse jousittaa, mutta vaimentimen käyttö on kuitenkin eduksi muiden komponenttien jousivakiosta aiheutuvien heilahtelujen hillitsemiseksi. Ristijoustopiiri on myös integroitavissa kallistuspiiriin tai nyökkäyspiiriin keinuvivun kanssa kiertovaimenninta käyttämällä (kuva 10).



Kuva 10. Kallistusjoustopiiriin integroitu ristijoustopiiri.

5 Hydraulisen järjestelmän mitoitus

Hydrauliselle järjestelmälle määriteltiin toteutusta varten tarvittavien komponenttien toiminnalliset mitat sekä tarvittavat materiaalit. Mitoituksessa arvioitiin odotettavissa olevat kuormitukset Metropolia Motorsportin edellisten autojen testeistä kerätyn datan perusteella ja luotiin työkalut myöhemmän hienosäädön helpottamiseksi. Mitoituksessa huomioitiin hydrauliset liikesuhteet, sylinterien varsien mekaaninen kestävyys sekä hydraulisista linjoista syntyvä vaimennusvoima vaimentimien kompensointia varten.

5.1 Kuormitukset

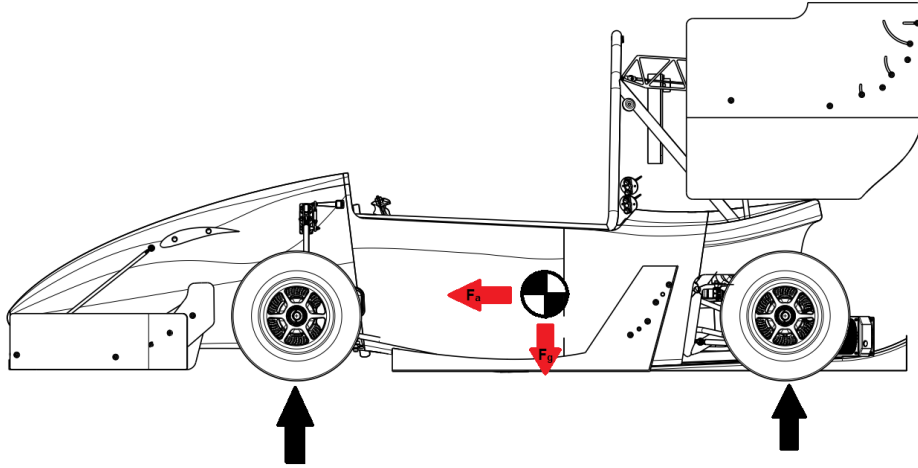
5.1.1 Mekaaniset kuormitukset

Järjestelmä edellyttää hydraulisen sylinterin asentamista pyöräntuennan yhteyteen tavanomaisen työntötangon tai iskunvaimentimen sijaan. Näin ollen mekaaniset kuormitukset syntyvät ajoneuvon kiihtyvyyksien aiheuttamasta pyöräkuorman muutoksesta tai tien epätasaisuuksien synnyttämistä herätteistä sekä niiden yhteisvaikutuksista. Formula Student -luokan säännöissä on määritelty ajoneuvon maavaran vähimmäismitaksi 30 millimetriä, ja koska kyseessä on formulatyypinen kilpa-auto, voidaan ajorata olettaa kohtalaisen tasaiseksi. Suurimpien kuormitusten voidaan olettaa syntyvän jarrutuksissa ja sivuttaisesta pyöräkuorman muutoksesta kitkaympyrässä. Kun tiedetään työntötangon sekä iskunvaimentimen liikesuhde renkaaseen, voidaan työntötangolle tai iskunvaimentimelle vaadittu vastavoima laskea kiihtyvyyksistä syntyvän dynaamisen pyöräkuorman perusteella (kuvat 11 ja 12).

Dynaaminen pyöräkuorma saadaan piirtämällä ajoneuvosta vapaakappalekuva, kirjoittamalla momenttiyhtälö (yhtälö 1) ja ratkaisemalla siitä halutun sivun tuki-voima tai sen muutos [8, s. 230]:

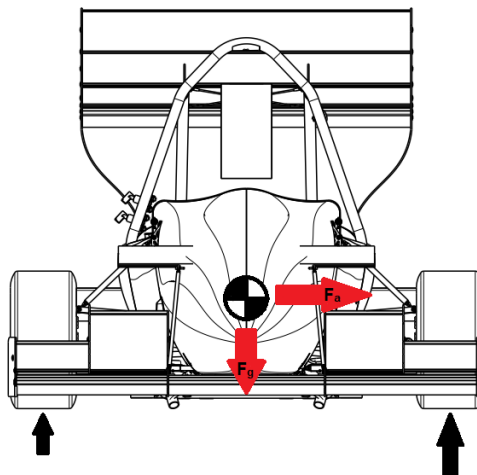
$$\Delta W = \frac{W_{kok} \cdot a_x \cdot h_{cog}}{L} \quad (1)$$

- h_{cog} on painopisteen korkeus maasta (m)
- L on akselivälin pituus (m)
- ΔW on akselin pystykuorman muutos (N)
- W on ajoneuvon kokonaispaino (N).



Kuva 11. VKK jarrutustilanteessa.

Pitkittäinen pyöräkuorman muutos on analoginen sivuttaisen pyöräkuorman muutoksen kanssa, joten sen laskemiseen voidaan soveltaa samoja yhtälöitä vaihtamalla raideleveyden tilalle akseliväli.



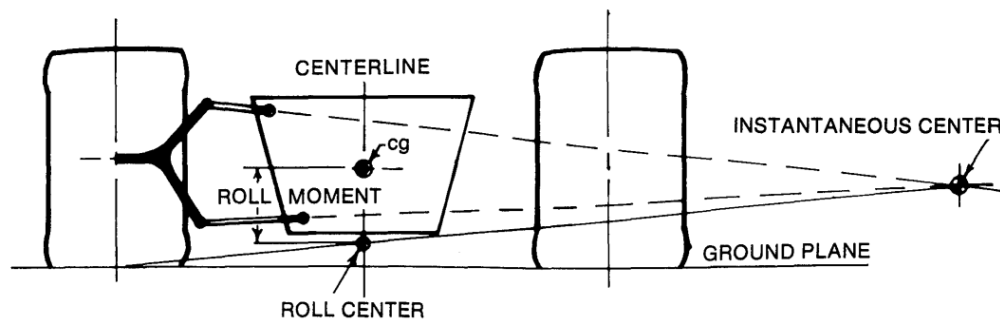
Kuva 12. VKK kaarreajotilanteessa.

Kaikki ajoneuvon dynaamisesta pyöräkuorman muutoksesta ei kuitenkaan kulkeudu jousen välityksellä auton runkoon. Antigeometrioiden sekä kallistusgeometrian takia osa pyöräkuorman muutoksesta kulkeutuu kuitenkin tukivar-sien kautta ajoneuvon runkoon ohittaen jousituksen. Tätä kutsutaan kinemaat-tiseksi pyöräkuorman muutokseksi ja sen osuus ilmoitetaan prosentteina pyörä-kuorman kokonaismuutoksesta. Kallistustilanteessa elastista pyöräkuorman muutosta voidaan tarkastella myös kallistusmomenttia eli sivuttaiskihti-vyyden kallistusakselin ympäri vaikuttavaa momenttia hyödyntäen. Pienillä kallistuskul-milla ajoneuvon kallistusakseli eli akseli, jonka ympäri ajoneuvon kori kiertyy, si-jaitsee raidevälin puolessavälissä. Kallistuskeskiöiden korkeudet maasta ovat etuakselilla 34 mm ja taka-akselilla 53 mm. Painopiste sijaitsee 747 mm:n etäi-syydellä etuakselista 305 mm:n korkeudella maan pinnasta. Trigonometrysten funktioiden [9, s. 31] avulla saatiin selville painopisteen etäisyys kallistusakse-lista sivuttaissuuntaisen elastisen pyöräkuorman muutoksen vertailua varten. Kallistusmomentin (yhtälö 2) vastamomenttiin vaadittu voima työntötangolla (yh-tälö 3) saadaan laskettua vastaavasti, kun raideleveys sekä työntötangon ja renkaan välinen liikesuhde on tiedossa.

$$M_k = F_y \cdot h_{ka} \quad (2)$$

$$F_{tt} = \frac{M_k}{mr \cdot \frac{1}{2}t} \quad (3)$$

- M_k on kallistusmomentti
- F_y on voima y-akselin suunnassa $a_y \cdot m$
- h_{ka} on massakeskipisteen etäisyys kallistusakselista
- a_y on kiihtyvyys y-akselin suunnassa
- m on ajoneuvon massa
- F_{tt} on voima työntötangolla
- mr on työntötangon liikesuhde
- t on raideleveys.



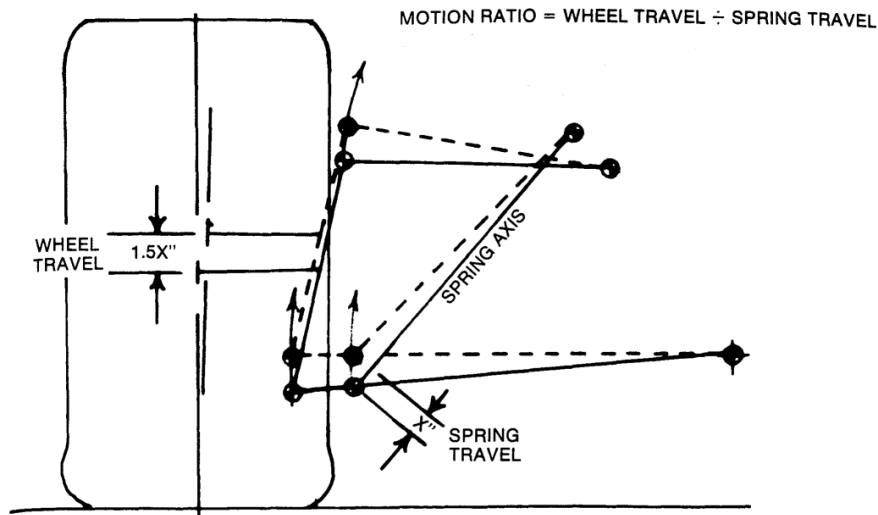
Kuva 13. Kallistusmomentti kaksoistukivarsituennassa [4, s. 30].

Pituussuuntaisen pyöräkuorman muutoksen tapauksessa nyökkäyskeskiö ei välttämättä sijaitse painopisteen kanssa samassa kohdassa akselivälillä ja onkin tarpeen tarkastella anti-dive-lukemia. HPF21:n anti-dive eli jarrutusnyökkäystä vastustava antigeometria on säädettävissä 8–40 %. Korkein voima työntötangolle saadaan alhaisimmalla anti-dive-asetuksella ja siksi sitä käytettiin vertailussa sylinterin mitoitus varten.

Kahden edellisen ajoneuvon testi- ja kilpailuajoja tarkastelemalla havaitaan suurimpien kiihtyvyyksien olevan 2 g:n luokkaa y-akselin suunnassa. Käytössä olevan rengasmallin ominaisuuksien takia pituussuuntaiset kiihtyvyydet jäävät vähän alhaisemmiksi. Tämän lisäksi akselivälin ollessa raideleveyttä merkittävästi pidempi pyöräkuorman muuttuu pituussuunnassa huomattavasti vähemmän, joten suurimmat voimat tulevat kallistustilanteissa sekä yhdistelmätilanteissa. Tarkasteluun valittiin tilanne, jossa kiihtyvyys y-akselin suunnassa oli 1,9 g ja pituussuunnassa 0,8 g. Kun nämä sijoitetaan aiempiin yhtälöihin, saadaan yhden etupyörän pystykuormaksi 1660 N, josta työntötangon läpi kulkeva osuus oli 1460 N. Tähän lisättiin vielä yhden pyörän osuus negatiivisesta nosteesta ja saatiin tulokseksi noin 1610 N.

Pyöräkuormaa vastaava voima työntötangolla saatiin kertomalla pyöräkuorma pyörän ja työntötangon välisellä liikesuhteella (kuva 14). Liikesuhteen määrittämiseksi muokattiin HPF021-auton etuakselin viivamalliin suoraan runkoon kiinnitetty sylinteri työntötangon tilalle. Viivamallia liikuttamalla mitattiin muutaman

pisteen väliltä liikesuhde. Voimaksi työntötangolla saatiin 2400 N.



Kuva 14 Pyöräntuentaan kiinnitetyn sylinterin liikesuhde [4, s. 65].

Hydraulisyylinteri asennetaan ajoneuvoon molemmista päistä pallonivelin, joten kyseessä on nivelsauva, johon voi kohdistua ainoastaan vetoa tai puristusta. Tämä tekee rakenteesta sekä kestävämmän että jäykemmän. Kolmen vapausasteen nivelet eristävät sylinterin pyöräntuennan mahdolliselta joustamiselta jarrutus- ja kaarreajotilanteissa parantaen männän tiivistyksen sekä liukuholkkien toimintaolosuhteita. Sylinterin ollessa nivelsauva sen jännitys saadaan laskettua yksinkertaisesti kaavalla 4 [10, s. 218]:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (4)$$

- σ on jännitys [Pa]
- F on sauvaan kohdistuva normaalivoima
- A on sauvan poikkipinta-ala.

Koska sylinteri on suoraan yhteydessä renkaan liikkeisiin, tulee mitoituksessa huomioida myös sen väsyminen. Väsyminen on muotoriippuvaista, ja se tulisi siksi mitata kokeellisesti. Myös sylinterin kokemien syklien määrää on hankala arvioida, joten mitoituksessa käytettiin arviota, jossa väsymislujuus alumiinille on 1/3 sen myötölujuudesta [11].

Koska sylinterivarren suurimmat kuormitukset kohdistuvat puristussuuntaan, tulee myös nyrjähdysen mahdollisuus huomioida. Pienin nyrjähdysvoima saadaan kaavalla 5 [10, s. 225]:

$$F = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_z}{l^2} \quad (5)$$

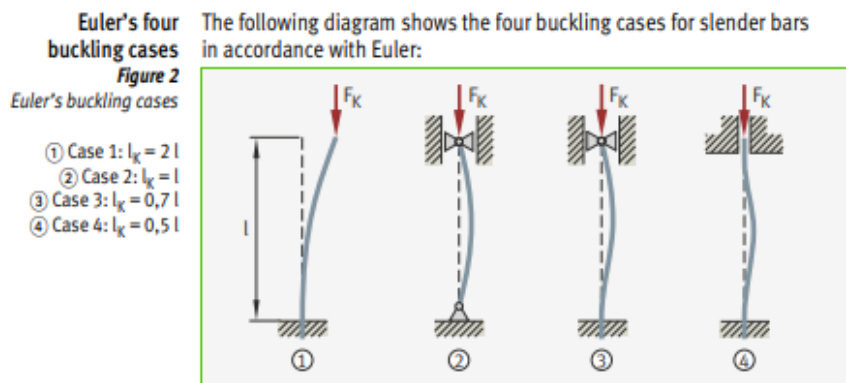
- E on materiaalin kimmokerroin
- I_z on varren jäyhyysmomentti
- l on kiinnityksestä riippuva nyrjähdyspituus.

Tavallisimpien profiilien jäyhyysmomentit ovat listattuna useimmissa tekniikan taulukkokirjoissa. Pyöreän putken jäyhyysmomentti on kaavassa 6 [10, s. 231]:

$$I_z = \frac{\pi}{4} (R^4 - r^4) \quad (6)$$

- R on putken ulkopinnan säde
- r on putken sisäpinnan säde.

Nyrjähdyspituus molemmista päistä nivelin kiinnitetylle sauvalle on sama kuin sauvan pituus [10, s. 225]. Tämä on havainnollistettu kuvassa 15.



Kuva 15. Nyrjähdyspituuksia erilaisilla tuennoilla [10, s. 225].

Koska jäyhyysmomentti kasvaa eksponentiaalisesti halkaisijan kasvaessa, umpinaista tankoa ei kannata käyttää vartena. Varren ei myöskään ole mielekästä olla merkittävästi mäntää kapeampi, sillä se kasvattaa männän jännityksiä sekä vähentää männän jäykkyyttä heikentäen tiivisteiden toimintaolosuhteita. Tangon

halkaisijan ei myöskään tule olla liian suuri, sillä liian ohut seinämävahvuus tekee pinnan koneistuksesta haasteellista ja altistaa tangon helpommin lommoutumiselle. Vaurioitunut tango menettää tiiviytensä, ja nyrjähdysherkkyys kasvaa nopeasti.

Edellä mainitut kaavat 4, 5 ja 6 lisättiin Excelissä muodostettuun laskuriin ja niihin sijoitettiin muutamia valmiina saatavia putkikokoja. Sopivaksi putkikooksi todettiin halkaisijaltaan 15 mm:n putki, jonka seinämävahvuus on 1 mm. Alumecon katalogista löytyi toivottua vastaava putkikoko EN AW-6060 -materiaalista, kun myös pinnan koneistusvara huomioitiin. Materiaalin myötörajaksi ilmoitetaan 190 MPa. Laskennan perusteella varren maksimijännitykseksi tulee 55 MPa, joka jää alle kolmannekseen myötörajasta. Putken pituudeksi arvioitiin 220 mm, kun sylinterin kokonaispituus oli 300 mm ja sylinterin iskun pituus oli 60 mm. Tällöin männälle ja sylinterin päädylle jäi 20 mm tilaa. Tarkkoja mittoja ei tässä vaiheessa ollut tiedossa, ja laskuria voidaan siten muokata jälkikäteen. Valitulla putkikoolla pienimmäksi nyrjähdysvoimaksi saatiin 3400 N, joten nyrjähdysten vaaraa voidaan pitää pienenä.

Ajoneuvon painopiste selvitettiin mittaamalla painopisteen pituussuuntaista siirtymistä ajoneuvon kulman muuttuessa etupäätä nostaessa. Ajoneuvon ollessa kallellaan painopiste siirtyy kohti maassa olevia renkaita. Tämä painopisteen siirtyminen on verrannollinen painopisteen korkeuteen: mitä korkeampi painopiste on, sitä taaemmaksi se siirtyy kallistuskulmaa kohden. Kun tiedetään painopisteen pituussuuntainen sijainti, voidaan painopisteen korkeus laskea mitaustulosten perusteella käyttämällä kaavaa 7 [8, s. 224]:

$$h_{cog} = \frac{L \cdot \Delta W_r}{W \cdot \tan \alpha} + r_{dyn} \quad (7)$$

- h_{cog} on painopisteen korkeus maasta (m)
- L on akselivälin pituus (m)
- ΔW_r on taka-akselin painon muutos (N)
- W on ajoneuvon kokonaispaino (N)
- $\tan \alpha$ on nostokulma h_{nosto} / A
- A on $\sqrt{(L^2 - h_{nosto}^2)}$.

Mittaus suoritettiin punnitsemalla ajoneuvon akselikohtaiset painot ensin tasaisella alustalla painopisteen pituussuuntaisen sijainnin selvittämiseksi. Tämän jälkeen ajoneuvon etuakselia nostettiin siltanosturilla mahdollisimman korkealle ja toistettiin akselipainojen mittaus (kuva 6). Mittaus toistettiin useaan otteeseen välillä nostokorkeutta muuttaen ja näin saaduista tuloksista laskettiin keskiarvo virheen minimoimiseksi. Mittauksen ajaksi ajoneuvon iskunvaimentimet korvattiin kiinteillä, pituudeltaan iskunvaimentimia staattisella painumalla vastaavilla tangoilla ja renkaat pumpattiin valmistajan maksimiarvoihin akselikohtaisen ajokorkeuden säilyttämiseksi noston yhteydessä.



Kuva 16. HPF19:n painopisteen korkeuden mittaus.

5.2 Hydrauliset kuormitukset

5.2.1 Linjapaine

Kun mekaaninen kuorma oli selvillä, voitiin laskea riittävä koko hydraulisen männän halkaisijalle. Männästä haluttiin mahdollisimman iso, jotta paine linjoissa pysyisi mahdollisimman alhaisena. Matala öljynpaine on edullinen tiivistyksen kannalta ja vähentää tiivisteiden kontaktikitkaa. Formul Student -säännöissä edellytetään myös alumiini- tai terässuojia kaikille yli 2100 kPa:n paineella toimiville hydraulisille järjestelmille jarruja lukuun ottamatta. Suuri mäntä

aiheuttaa kuitenkin nesteelle suuren tilavuusvirran, joka johtaa korkeisiin virtausvastuksiin ja vaimennusvoimiin etenkin suurilla varren nopeuksilla, jolloin alhaisempi vaimennuskerroin on haluttua. Nesteen virtausnopeutta putkessa voidaan alentaa kasvattamalla letkun kokoa, mutta suuret letkut vaikeuttavat järjestelmän paketoitua sekä kasvattavat nestetilavuutta lisäten ajoneuvon massaa.

Sijoittamalla paineen yhtälöön säännöissä määritelty 2100 kPa ja ratkaisemalla yhtälö 8 halkaisijan suhteen saatiin männän halkaisijaksi 38,2 mm.

$$D = 2 \cdot \sqrt{\frac{F}{p} \cdot \frac{1}{\pi}} \quad (8)$$

- D on männän halkaisija
- F on voima männällä
- p on paine männällä.

Todettiin, että 42 mm riittää männän halkaisijaksi, mikä lisää toimintavarmuutta mahdollisten epätasaisuuksien aiheuttamien voimapiikkien varalta.

Hydraulisen sylinterin jännitys saadaan Barlowin kaavasta 9 [10, s. 222]:

$$\sigma_t = \frac{p \cdot d_m}{2s} \quad (9)$$

- σ_t on tangenciaalinen jännitys
- p on paine
- d_m on sisähalkaisijan ja ulkohalkaisijan keskiarvo
- s on seinämävahvuus.

Yhden millimetrin vahvaisilla seinämillä jännitykseksi saadaan 37 MPa, joka on käytössä olevien alumiiniseosten väsymisrajan alapuolella. Halkaisijan muutos paineen vaikutuksesta saadaan kaavalla 10:

$$\Delta d_m = \frac{d_m \cdot \sigma_t}{E} \quad (10)$$

- E on materiaalin kimmokerroin.

Halkaisijan muutos 1 mm:n seinämävahvuudella olisi 0,02 mm. Tämä muutos ei vielä haittaa huulitiivisteiden toimintaa.

5.2.2 Virtausvastus

Ajoneuvolla ajettaessa pyörän liikkeet voivat olla hyvinkin nopeita ja aiheuttaa näin ollen korkeita virtausnopeuksia hydraulikkalinjoissa. Korkea virtausnopeus synnyttää virtausvastuksen, joka vastustaa pyörän liikettä liikenopeuden funktiona. Hydraulisessa voimanvälityksessä syntynyt virtausvastus on vaimentimien tapaan viskoosivaimennusta eikä ole esimerkiksi kitkavaimennuksen tavoin haitallista. Virtausvastuksen magnitudi tulee kuitenkin huomioida vaimennusta suunniteltaessa. Korkea virtausvastus lisää kuitenkin myös järjestelmän hystereesiä eli viivettä jousituksen reaktioissa. Suuri hystereesi heikentää liikkeiden hallintaa ja ennakoitavuutta.

Virtausvastuksesta johtuvaa vaimennusta verrattiin ajoneuvolle laskettuun kokonaisvaimennukseen. Vaimennussuhteen alkuarvoksi oli kirjallisuuslähteiden sekä aiempien tiimiläisten kokemusten perusteella valittu 0,7. Vaimennusta ei kuitenkaan jaettu tasan meno- ja paluuvaimennuksen eikä hitaan ja nopean alueen kesken, vaan herätteen siirtyvyyden vähentämiseksi vaimennusvoimaa pienennettiin menovaimennuksen osalta ja kasvatettiin vastavuoroisesti paluuvaimennuksen osalta liikkeenhallinnan säilyttämiseksi. Vaimennussuhde on tapa ilmaista värähtelijän vaimennuksen määrä massasta tai jousivakiosta riippumatta. Vaimennussuhde ilmaisee osuuden värähtelijän kriittisestä vaimennuksesta. Kriittisesti vaimennettu värähtelijä palaa tasapainoasemaansa lyhyimmässä mahdollisessa ajassa. Vaimennussuhteen perusteella saatiin laskettua vaimennuskerroin, kun tiedettiin ajoneuvon massa sekä haluttu ajotaajuus (kaavat 11 ja 12).

$$c_{cr} = 4m\pi f \quad (11)$$

$$c = \xi \cdot c_{cr} \quad (12)$$

- c_{cr} on kriittinen vaimennuskerroin

- f on värähtelijän taajuus
- m on värähtelijän massa
- c on vaimennuskerroin
- ξ on vaimennussuhde.

Kun liikenopeus kerrotaan vaimennuskertoimella, saadaan tietää vaimennusvoima halutussa nopeudessa. Näitä voimia vertailemalla voidaan päätellä, onko virtausvastus liiallista. Vastaavasti virtausvastuksesta voidaan selvittää vaimennuskerroin ja vertailla sitä haluttuun vaimennuskertoimeen. Jälkimmäisessä vaihtoehdossa virtausvastuksen epälineaarisuus saattaa muodostua ongelmaksi.

Putkessa virtaavan nesteen sisäinen kitka sekä putken pinnan välinen kitka aiheuttavat nopeuseron nesteen virtauksessa putken reunojen ja keskiosan välille, kun paikallaan oleva putken pinta pyrkii pitämään virtaavaa nestettä paikallaan. Nesteen sisäinen kitka synnyttää putken reunojen ja keskiosien välille parabolisen virtausnopeusgradientin. Tällaista virtausta kutsutaan laminaariseksi virtaukseksi, joka on luonteeltaan tasalaatuista ja ennalta arvattavaa. Kun virtausnopeus kasvaa, synnyttävät häiriöt virtauksessa, kuten epätasaisuudet, mutkat tai muutokset putken halkaisijassa, virtaavassa nesteessä pyörteitä. Virtauksissa, joiden nopeus on alhainen, nesteen sisäinen kitka vaimentaa nämä pyörteilyt, ja virtaus jatkuu laminaarisena. Kun virtausnopeus kasvaa, putken sisäinen kitka ei kykene enää vaimentamaan pyörteilyä, ja virtaus muuttuu nopeusgradientiltaan tasaiseksi ja arvaamattomaksi. Pyörteet nesteessä vaativat enemmän energiaa kuin tasainen liike, ja virtausvastus kasvaa huomattavasti.

Nesteen virtauksen laatua kuvaamaan käytetään dimensiotonta Reynoldsin lukua. Reynoldsin luvun ollessa alle 2300 virtausta pidetään pääosin laminaarisena, ja Reynoldsin luvun ollessa suurempi kuin 4000 virtausta pidetään täysin turbulenttisenä. Turbulenttisen ja laminaarisen virtauksen väliin jäävää aluetta kutsutaan siirtymäalueeksi, jossa virtaus voi vaihdella turbulenttisen ja laminaarisen välillä hetkittäin. Virtauksen muuttuminen turbulenttiseksi riippuu suuresti

putken pinnanlaadusta, muodosta sekä mahdollisista toimilaitteista ja haaroituksesta. Reynoldsin luku saadaan jakamalla nesteen inertiavoimat kitkavoimilla kaavalla 13 [12]:

$$Re = \frac{v \cdot L}{\nu} \quad (13)$$

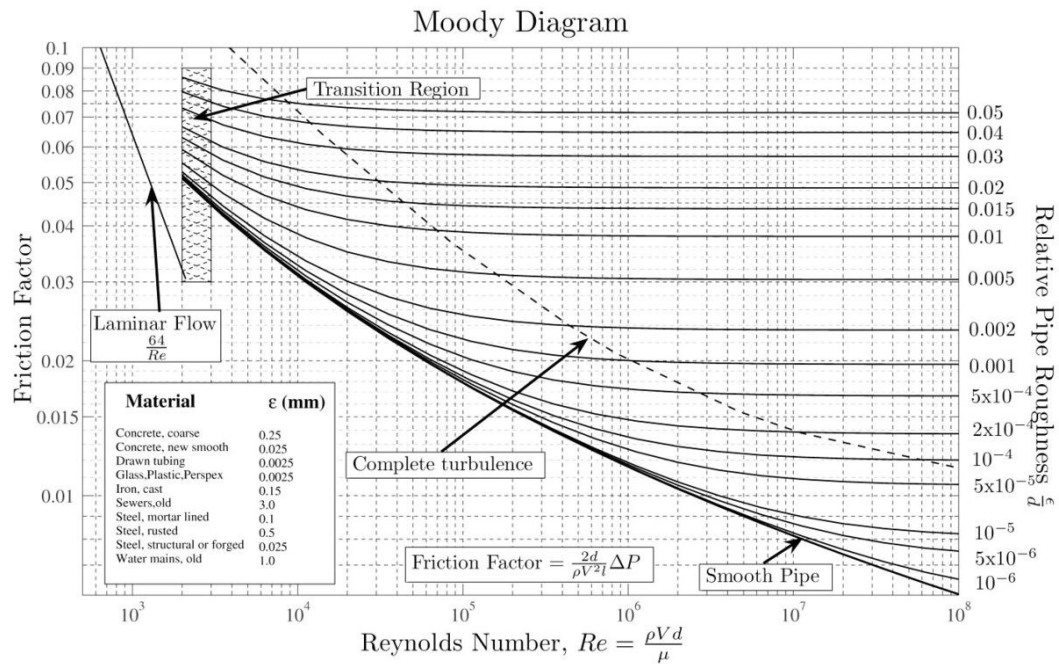
- Re on Reynoldsin luku
- v on virtausnopeus
- L on virtauspituus
- ν on kinemaattinen viskositeetti.

Virtausnopeus nesteelle selvitettiin tarkastelemalla ajodatan iskunvaimentimen histogrammeista ajossa esiintyviä varren nopeuksia. Nopeuksien todettiin olevan korkeimmillaan 0,2 m/s lukuun ottamatta yksittäisiä tapahtumia, joissa ajoradalla on saattanut esiintyä suurempia epätasaisuuksia.

Vaimentimen liikenopeuksista saatiin selvitettyä virtausnopeus letkussa kertomalla liikenopeudet hydraulisynterin ja letkun poikkipinta-alojen suhteella, sillä tilavuusvirta näiden kahden välillä on vakio.

Reynoldsin luvun perusteella voidaan selvittää Darcy-kitkavastuskerroin, jota tarvitaan painehäviön laskemiseen. Kitkavastuskerroin voidaan katsoa myös

Moody-kaaviosta, mutta koska tarkasteltavassa järjestelmässä Reynoldsin lukujen haarukka on Moody-kaavioon nähden kapea, on mielekkäämpää piirtää kuvaaja tarvitulle alueelle. (Kuva 17.)



Kuva 17. Moody-kaavio.

Virtauksen ollessa laminaarista kitkavastuskerroin saadaan kaavalla 14:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (14)$$

- f on darcy-kitkavastuskerroin

Laminaarisen ja turbulenttisen virtauksen rajaksi asetettiin laskennassa nopeus, jossa Reynoldsin luku oli 3000.

Turbulenttisen virtauksen kitkavastuskertoimelle ei ole eksaktia ratkaisua, mutta se voidaan laskea iteratiivisella Colebrookin yhtälöllä, kun tiedetään putken karheus. Colebrook-yhtälön käyttäminen on kuitenkin työlästä, ja hydraulisesti siileille putkille voidaan soveltaa erilaisia approksimaatioita Reynoldsin luvun suuruusluokan mukaan. Tarkasteltavan sovelluksen Reynoldsin luvuille on useita

approksimaatioita. Monet approksimaatiot perustuvat kokeellisiin mittaustuloksiin, ja turbulenttisen virtauksen luonteen vuoksi tuloksissa voi olla eroavaisuuksia.

Putkea voidaan pitää hydraulisesti sileänä, kun pinnankarheus on alle 0,01 mm tai absoluuttisen karheuden ja hydraulisen halkaisijan suhde on alle 0,00001. Tähän kategoriaan kuuluu suurin osa muovi-, teflon- ja PVC-putkista, jotka soveltuisivat käyttötarkoitukseen. [13, s. 12.]

Kitkavastuskerroin turbulenttiselle virtaukselle laskettiin käyttäen kaavaa 15 [14, s. 4–5] ja Blasiuksen yhtälöä 16 [15, s. 19]:

$$f = \left(1.8 \log \frac{Re}{6.8}\right)^{-2} \quad (15)$$

$$f = \frac{0.3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (16)$$

Näillä kahdella tavalla saatuja tuloksia vertailtiin keskenään yhtenevyydeltään tuloksen oikeellisuuden varmistamiseksi ja havaittiin tulosten olevan lähellä toisiaan. Ensimmäisellä kaavalla saadut tulokset olivat kuitenkin aavistuksen verran korkeampia, ja laskennassa päädyttiin käyttämään niitä.

Kun kitkavastuskertoimet olivat tiedossa, voitiin laskea painehäviön kitkakomponentti käyttäen Darcy-Weisbach-yhtälöä 17.

$$\Delta p = \frac{Lf\rho v^2}{2D} \quad (17)$$

- Δp on painehäviö
- L on virtauspituus
- f on kitkavastuskerroin
- ρ on nesteen tiheys
- v on virtausnopeus
- D on virtaushalkaisija.

Putken pituudeksi oletettiin 2 metriä, jarrulinjan kanssa samanpituiseksi.

Kitkavastukseen tulee vielä lisätä putkiston mutkista ja laajenemisista syntyvät kertavastukset kokonaisvastuksen selvittämiseksi. Kertavastusten arviointi on haasteellista, sillä putkiston mutkat ja liitinten muodot eivät ole tiedossa. Kertavastukset saadaan laskettua kaavalla 18 [15, s. 20]:

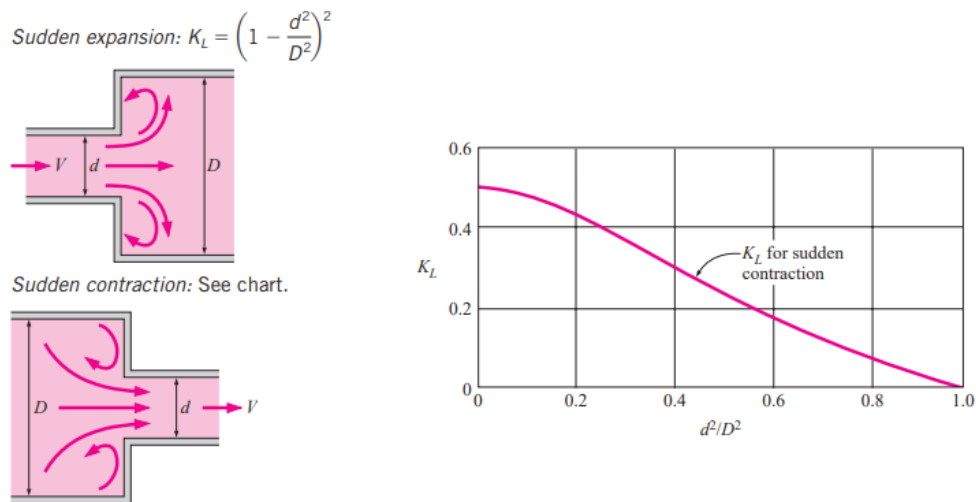
$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (18)$$

- ζ on muotokohtainen kertavastuskerroin
- ρ on nesteen tiheys.

Jokaisesta sylinterin ja letkujen välisessä liitoksessa virtauksen poikkipinta-ala muuttuu äkisti. Kertavastuskerroin laajenevalle virtaukselle saadaan kaavasta 19:

$$\zeta = \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)^2 \quad (19)$$

kun taas supistumiselle kuvaajasta, joka esitetään kuvassa 18. [16, s. 350.] Sylinterin liitoksen muotoilulla voidaan vähentää kertavastuksen suuruutta, mutta laskennan kannalta se ei ole oleellista, sillä lopullisen virtausvastuksen selvittäminen edellyttäisi kokeellista mittaamista useiden muuttujien vuoksi [15, s. 20].



Kuva 18. Kertavastuskerroin äkillisessä halkaisijan muutoksessa [16, s. 350].

Kertavastusten arviointi putkiston käännöksille on myös haasteellista ilman tietoa komponenttien lopullisesta sijoittelusta. Voitiin kuitenkin arvioida, että linja tekee todennäköisesti neljä selkeää mutkaa kulkiessaan renkaalta keskusyksiöön. Mutkien käänkökulmaksi oletettiin 90 astetta mahdollisten puuttuvien mutkien kompensoimiseksi. Koska putken kääntösäteen ja hydraulisen halkaisijan välinen suhde ei ollut tiedossa, käytettiin kertavastuskertoimena 0,3:a erinäisten kuvaajien ja taulukoiden korkeammasta päädystä.

Kokonaispainehäviö saatiin laskemalla eri painehäviökomponenttien aritmeettinen summa. Kokonaispainehäviöstä saatiin laskettua vaimennusvoima työntötangolla kertomalla painehäviö männän pinta-alalla.

Vaimennusvoimasta piirrettiin kuvaaja työntötangon liikenopeuden suhteen ja sitä verrattiin aiemmin piirrettyihin vaimennusvoimakuvaajiin. Todettiin virtausvastuksesta aiheutuvan voiman olevan kohtuuden rajoissa, alle kolmasosan taivoitellusta vaimennuksesta, kun letkun sisähalkaisija oli 10 mm.

Järjestelmässä käytettäväksi öljyksi kaavailtiin samaa öljyä kuin käytössä olevissa iskunvaimentimissa sen korkean viskositeetti-indeksin eli lämpötilastabiiliiteetin vuoksi. Saman öljyn käyttäminen olisi myös käytännöllistä huoltojen kannalta. Laskennassa havaittiin kuitenkin, että kyseisen öljyn alhaisen viskositeetin takia virtaus muuttuu turbulenttiseksi työntötangon nopeuksien ollessa 170–300 mm/s. Turbulenttisessa virtauksessa virtausvastus kasvaa huomattavasti, eikä vaimennuksen äkillinen nouseminen ole nopealla alueella rata-ajossa toivottavaa. Koska turbulenttisen virtauksen raja on hieman volatiili ja ennalta arvaamaton, on kasvavan virtausvastuksen kompensointi vaimennuskäyrässä haasteellista. Vaihtamalla öljy korkeampiviskositeettiseen saadaan laminaarisen ja turbulenttisen virtauksen rajaa siirrettyä ylemmäs kasvattamatta letkun halkaisijaa, jolloin kuitenkin virtausvastusvoima kasvaa jonkin verran. Letkuhalkaisijan kasvattaminen 12 mm:iin lisäisi nesteiden massaa noin 30 % eli noin 250 g, mutta vähentäisi virtausvastusta merkittävästi. Virtausvastuksen ollessa magnitudiltaan pienempi myös mahdolliset turbulenttiset nousut vastuksessa näkyvät ajo-
neuvon käytöksessä vähemmän. Koska pienempi painehäviö vähentää myös

järjestelmän hystereesiä, päätettiin öljyn vaihtamisen sijasta kasvattaa letkukokoa pienen lisämassan kustannuksella.

5.3 Hydraulinen välityssuhde

Pyörän liikematka tulee välittää jousien ja vaimentimien liikematkaan sopivaksi, jotta saavutetaan riittävä joustomatka koko vaimentimen liikevara hyödyntäen. Välitys voidaan tehdä hydraulisesti tai mekaanisesti esimerkiksi kulmavipua hyödyntäen. Mahdollisuuksien mukaan kaikkien ylimääräisten nivelten vähentäminen on suotavaa välysten ja kitkan vähentämiseksi.

Formula Student -säännöissä määritellään joustomatkan vähimmäismääräksi 50 mm, josta vähintään 25 mm tulee olla sisäänjoustoa. Aiemmin käytössä olleet iskunvaimentimet ovat iskunpituudeltaan 57 mm. Koska sääntömääräiseen mittaan halutaan pieni vara valmistustoleranssien vuoksi, voidaan tasajoustossa käyttää hydraulisena välityssuhteena sylinterinvarren mekaanisen liikkeen käänteislukua, jolloin kokonaisliikesuhde on 1. Kallistus ja nyökkäyspiirin kohdalla voidaan käyttää myös samaa välitystä varauksin, lopullisen jousityypin valinnan mukaan.

Hydraulinen välityssuhde lasketaan mäntien pinta-alojen suhteesta kaavassa 20. Työntötangon liikesuhteen ollessa 3/2, saadaan jousia painavien mäntien pinta-alaksi 28 mm.

$$A_{jousi} = \frac{2}{3} \cdot A_{tt} \quad (20)$$

- A_{jousi} on josta painavan männän pinta-ala
- A_{tt} on työntötangon tilalle tulevan männän pinta-ala.

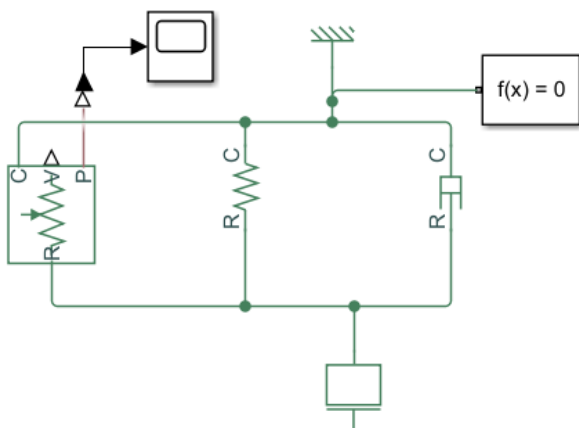
Mikäli mekaaninen toteutus tilantarpeesta tai muusta syystä johtuen edellyttää lisämekanismin käyttöä, kompensoidaan vaaditun mekanismin liikesuhde sylindereitä muokkaamalla.

6 Systemisimulaatio

Hydrauliikkapiiristä tehtiin yksinkertainen systeemisimulaatio Matlabin Simscape-lisäosaa käyttämällä kytkennän oletetun toiminnan varmistamiseksi. Simscape-ohjelmalla pystyy rakentamaan simulaatiomalleja erilaisista systeemeistä Simulink-ohjelman sisällä käyttäen valmiita komponenttimalleja kytkentäkaavion muodossa Simscapen kirjastosta.

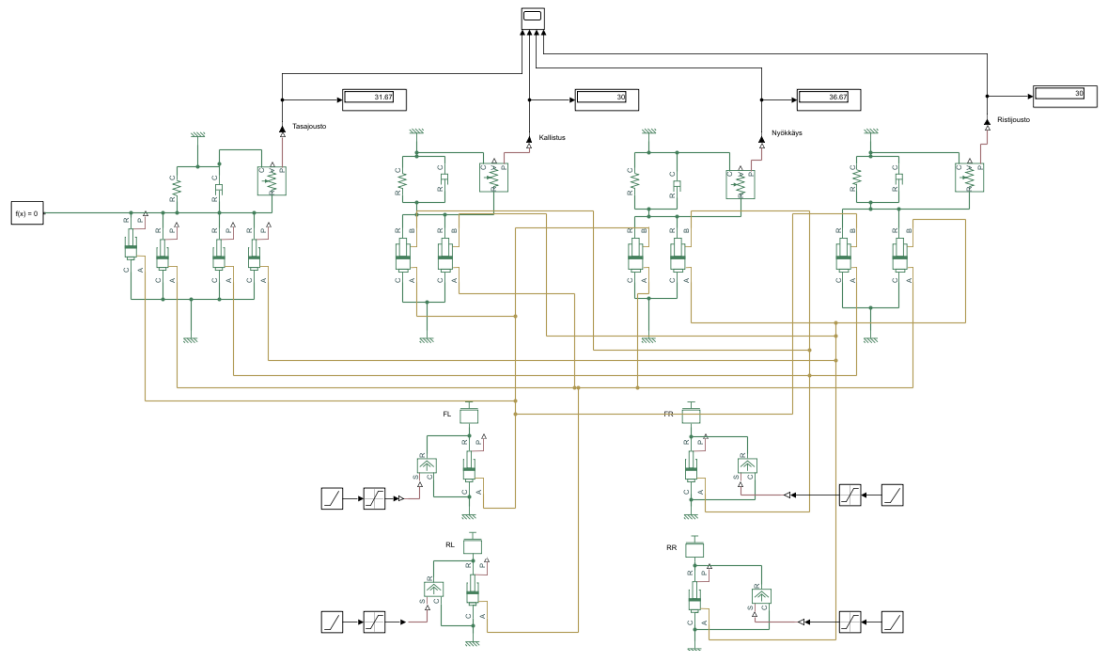
6.1 Mallin rakentaminen

Mallin rakentaminen aloitettiin yksinkertaisesti luomalla yhden vapausasteen jousimassavärähtelijä hydraulisella välityksellä kirjastosta valittujen komponenttien toimivuuden varmistamiseksi. Ohjelma vaatii mekaanisen referenssin, joka voidaan mieltää kiinteänä runkona, johon komponentin kiinnitetään. Yksinkertaistuksen vuoksi alusta kiinnitettiin referenssiin, ikään kuin ajoneuvo olisi kiinteästi kiinni pyörännavoistaan testipenkissä. Tällä tavoin välttyttiin renkaiden lisäämiseltä malliin. Mikäli tarkoituksena olisi ollut simuloida ajoneuvon käytöstä, renkaiden lisääminen olisi ollut eduksi, mutta tässä tapauksessa se olisi lisännyt mallin monimutkaisuutta huomattavasti.



Kuva 19. Yksinkertainen Simscape- testimalli.

Yksinkertaisella mallilla (kuva 19) simuloitiin jousen oskillointia, kun jouta syrjäytettiin tasapainoasemasta, sekä puristumaa, kun siihen kohdistettiin voima. Mallin todettiin näyttävän loogisia tuloksia, joten muodostettiin malli (kuva 20), joka sisälsi kytkennät kaikille pyörille.

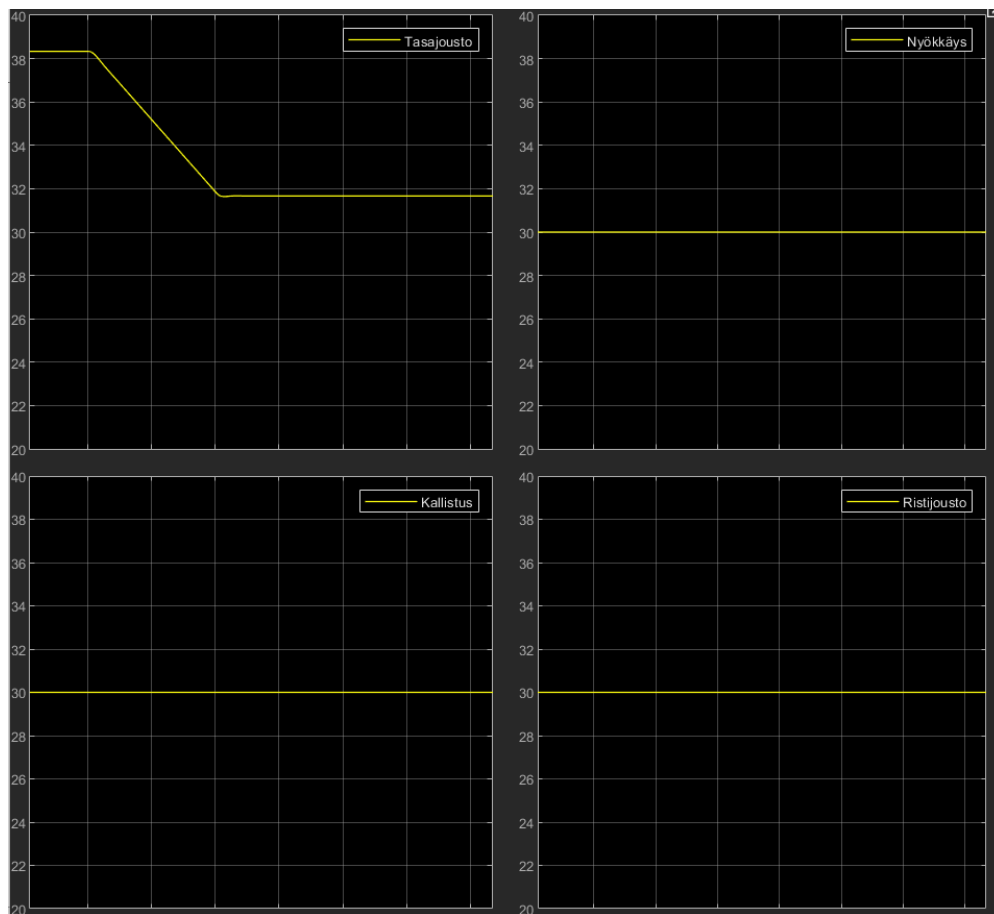


Kuva 20. Koko järjestelmän Simscape-malli.

Kulmien massat asetettiin vastaamaan lähelle ajoneuvon todellista massaa, ja jousitus asetettiin realistiseen jäykkyyssluokkaan tulosten kriittisen tarkastelun helpottamiseksi. Myös sylinterien parametrit asetettiin lähelle todellisia arvoja, vaikkakin kytkentäsimulaatiossa vain niiden suhteella on merkitystä. Oikeiden mittojen käyttäminen kuitenkin helpottaa mahdollisten virheiden havaitsemista. Jokaiseen jouseen sekä nurkkaa vastaavaan sylinteriin asetettiin liikkeen mittaus. Sylinterien iskunpituus asetettiin hieman niiden odotettua liikematkaa suuremmaksi, sillä päätyyn osuva sylinteri aiheutti ohjelmassa laskennallisia ongelmia. Myös todellisuudessa sylinterien liikematkan on syytä olla hieman jousen liikettä pidempi. Tällä tavoin välttyään kovan pohjaamisen riskiltä. Yksitoimisten sylinterien lähtöasema määritettiin 5 mm:n päähän päädyistä ja kaksitoimisten sylinterien puoleen väliin niiden liikettä.

6.2 Kytcentöjen toiminta

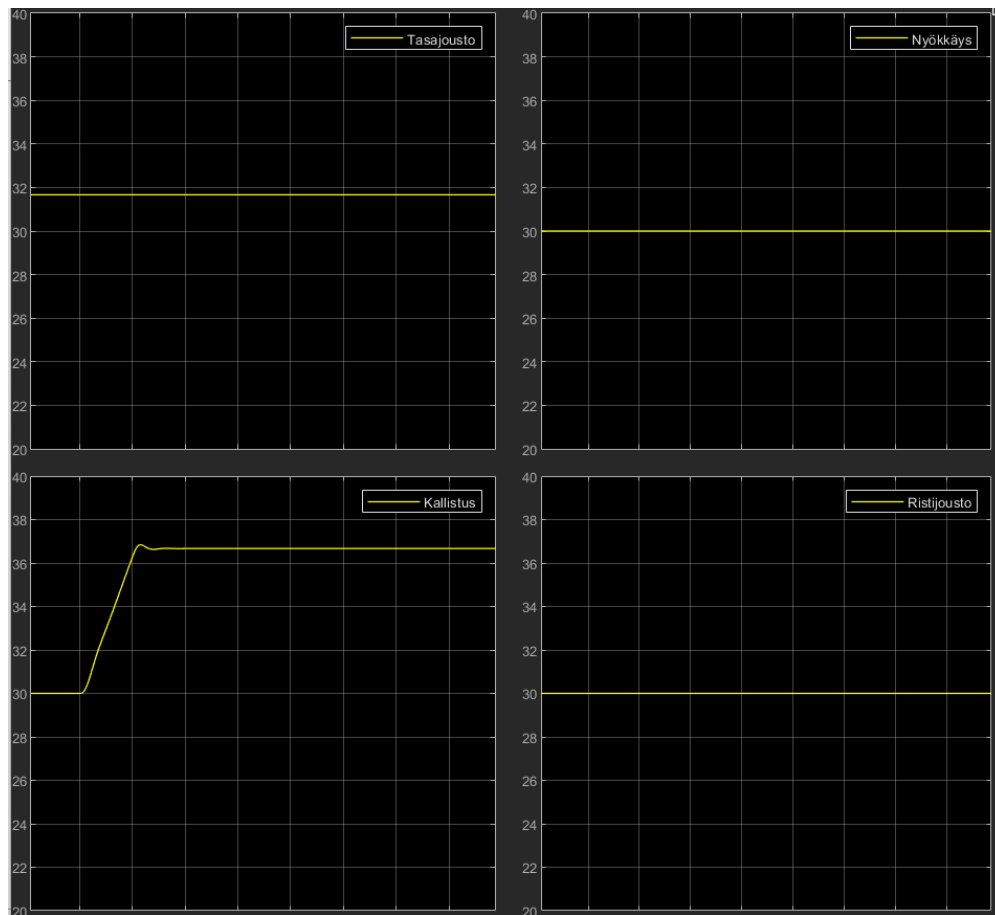
Kun kytkenät ja parametrit oli asetettu, lisättiin nurkkia vastaaville massoille voima, joka vastaa suurpiirteisesti tyhjän ajoneuvon pyöriin kohdistuvaa tukivoimaa. Havaittiin tasajoustoelementin siirtyneen mittausasemastaan ja päätyneen tasapainoasemaan josta vastaava. Tukivoima lisättiin yhden sekunnin jaksolla vastaamaan kuljettajan nousemista kyytiin ja havaittiin odotettu muutos (kuva 21). Muiden elementtien asema säilyi odotetusti muuttumattomana.



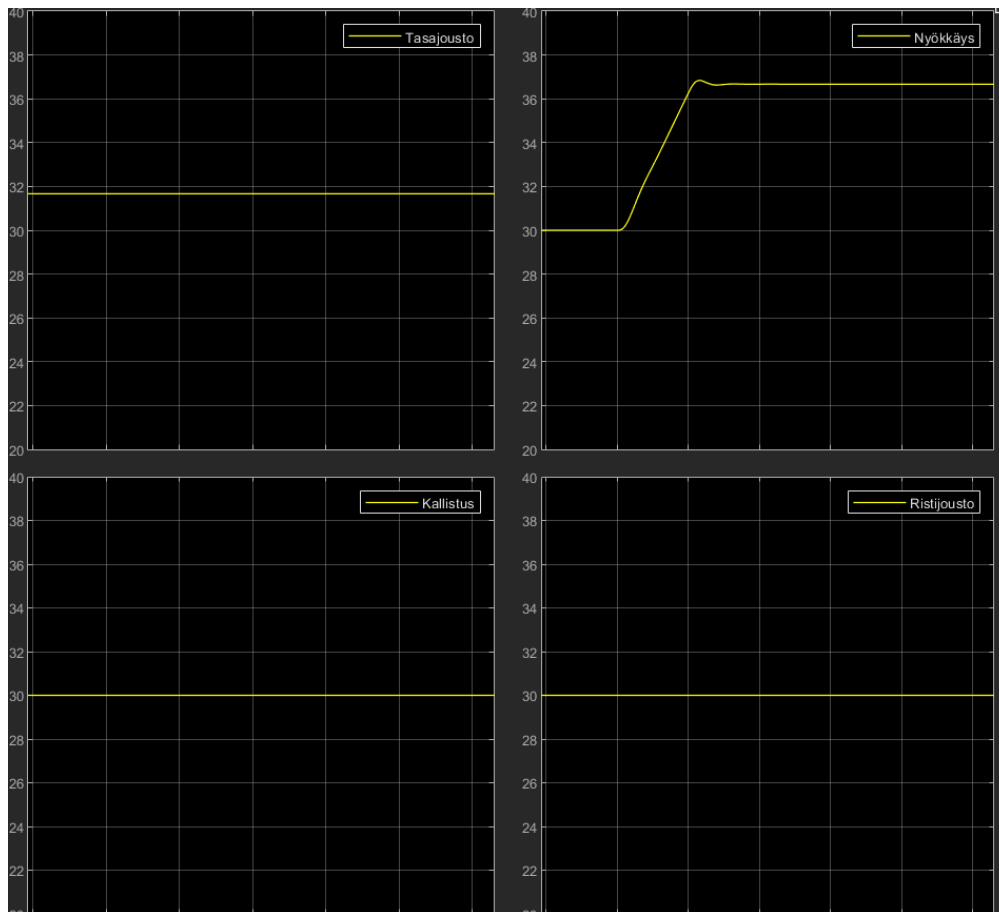
Kuva 21. Toimintatilapiirien siirtymät tasajoustossa kuljettajan siirtyessä kyytiin.

Tukivoimien suuruutta muutettiin vastaamaan kallistustilannetta vähentämällä voiman suuruutta toisella sivulla ja kasvattamalla vastaava määrä toisella puolella. Kallistustilanteessa tasajoustoelementin painuma säilyi ennallaan ja kallis-

tuselementille syntyi siirtymää (kuva 22). Odotettavasti kytkennältään analogi-
seen nyökkäyselementtiin sekä ristijoustoelementtiin saatiin siirtymää muutta-
malla voimat nyökkäystilannetta tai ristijoustoa vastaavaksi (kuva 23).

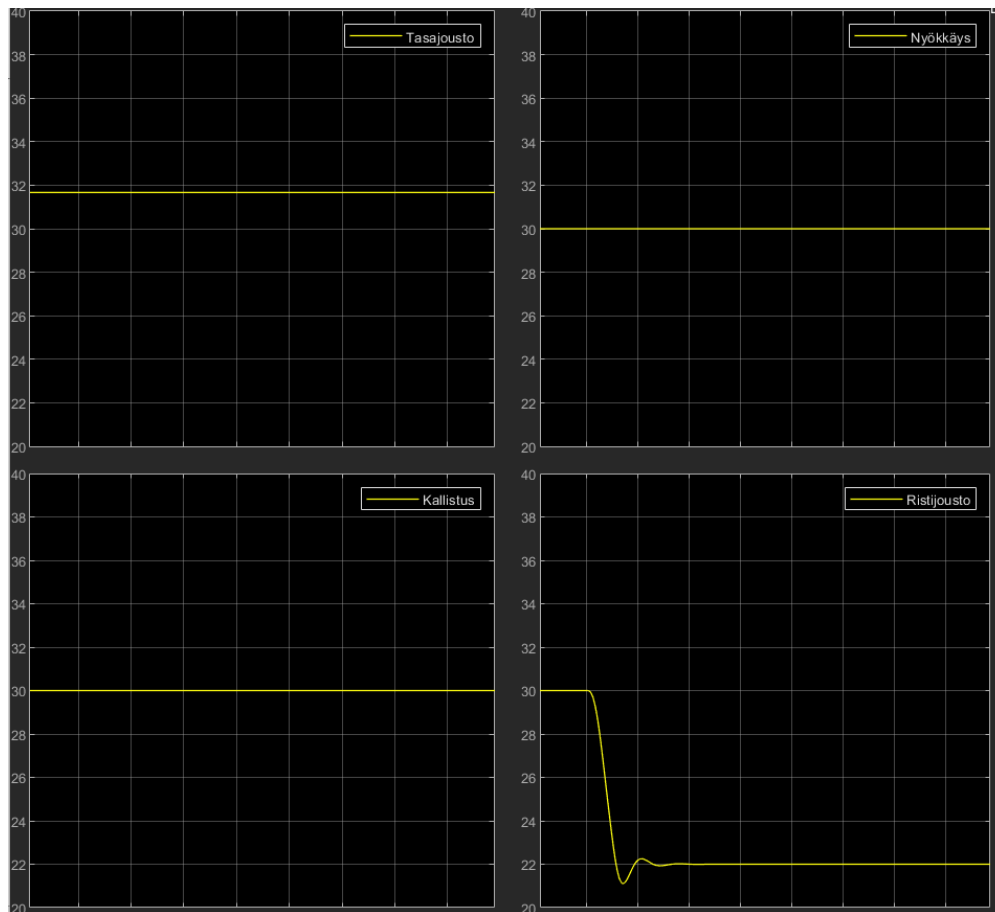


Kuva 22. Toimintatilapiirien siirtymät kallistuksessa.



Kuva 23. Toimintatilapiirien siirtymät nyökkäyksessä.

Mikäli ristijouaston jousivakio olisi koostunut vain vaimentimen kaasumännän synnyttämästä jousivakiosta, olisi sen siirtymä ollut simulaatiossa koko liikematkan pituinen. Simuloinnin selkeyttämiseksi ristijouastoon lisättiin hieman todellista korkeampi jousivakio. Simulaatiossa pyöräkuorman muutoksen oletetaan olevan staattista ja jatkuvaa, jolloin järjestelmä hakeutuu tasapainotilaan (kuva 24). Todellisuudessa on epätodennäköistä, että ajoneuvo olisi tilanteessa, jossa ristijouaston koko liikematka olisi käytetty. Tällainen tilanne edellyttäisi käytännössä suurta ristiriipuntaa, jota tavataan pääasiassa maastoajoneuvoilla.



Kuva 24. Toimintatilapiirien siirtymät ristijoustossa.

7 Yhteenveto

Työn tavoitteena oli tuottaa alustava suunnitelma toimintatilaeristetylle jousitukselle Formula Student -luokan kilpa-autoon. Hydraulisen järjestelmän edellyttämiä komponentteja ja mitoitusta käytiin läpi. Hydrauliikkalinjoja ja sylintereitä mitoitettiin ja öljyvalintaa pohdittiin virtauksen kannalta. Lisäksi sylinterien mekaanisten komponentteja mitoitettiin. Lopulliseen mitoitukseen jäi avoimia kohtia, jotka riippuvat lopullisesta toteutuksesta. Tulokseksi saatiin kuitenkin pääkomponenttien mitoitus sekä ohjeita lopullisen suunnittelun tueksi.

Tässä työssä pohdittiin jousituksen eri toimintatilojen eristämisen etuja ja eristysmahdollisuuksia sekä esiteltiin hydraulisen järjestelmän toimintaperiaatetta ja suunnittelussa huomioitavia asioita jatkokehityksen helpottamiseksi. Hydraulis-

ten komponenttien mitoituksen nopeuttamiseksi laadittiin Excel-laskentataulukko. Lisäksi hydraulisesta piiristä tehtiin yksinkertainen systeemisimulaatio Matlabin Simscape-tietokoneohjelmalla.

Järjestelmän verrattaisen monimutkaisuuden ja aiemman kokemuksen puutteen vuoksi tiimin sisäinen kiinnostus ei riittänyt valmiin tuotteen tuottamiseksi tämän kauden ajoneuvoon, ja työ rajattiin sen mukaisesti alustavaan suunnitteluun ja teoreettiseen tarkasteluun.

Lähteet

- 1 Concept. 2022. Verkkoaineisto. Formula Student Germany. <<https://formulastudent.de/acout/concept/>>. Luettu 22.12.2022.
- 2 The Tyre, Grip. 2001. Luentomoniste. Michelin.
- 3 Milliken, William & Milliken, Douglas. 1995. Race Car Vehicle Dynamics. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers.
- 4 Smith, Carrol. 1978. Tune to win. Fallbrook: Aero Publishers.
- 5 Moreland, Chuck. How to corner balance. Verkkoaineisto. Elephantracing. <<https://www.elephantracing.com/tech-topics/corner-balance/>>. Luettu 22.12.2022.
- 6 Padeanu, Adrian. Mercedes-AMG Project One Amazing Tech Details Officially Revealed. Verkkoaineisto. Motor1. <<https://www.motor1.com/news/146800/mercedes-amg-project-one-details/>>. Luettu 27.12.2022.
- 7 Forster, Kyle. The Ultimate in Mechanical Grip - How Does Fully Mode Decoupled Suspension Work. Verkkoaineisto. Kyle Engineers. <<https://www.youtube.com/watch?v=5eh5IZu2JqM>>. Katsottu 27.12.2022.
- 8 Segers, Jörg. 2014. Analysis Techniques for Racecar Data Acquisition, Second Edition: Warrendale, PA: SAE international.
- 9 Seppänen, Raimo & Mannila, Leena. 2014 MAOL taulukot. Helsinki: Otava.
- 10 Technical pocket guide. 2018. Herzogenaurach: Schaeffler technologies AG & Co. KG.
- 11 Zhang, Qi; Zhu, Yuman; Gao, Xiang; Wu, Yuxiang & Hutchinson, Christopher. 2020. Training high-strength aluminum alloys to withstand fatigue. Verkkoaineisto. Nature communications. <<https://www.nature.com/articles/s41467-020-19071-7>>. Luettu 27.12.2022.

- 12 What is Reynolds number. 2021. Verkkoaineisto. Simscale. <<https://www.simscale.com/docs/simwiki/numerics-background/what-is-the-reynolds-number/>>. Luettu 27.12.2022.
- 13 Alopaeus, Ville. 2019. Virtaustekniikka ja lämmönsiirto. Luentomateriaali. Aalto-yliopisto.
- 14 Cheng, Nian-Sheng. 2008. Formulas for friction factor in transitional regimes. Verkkoaineisto. <<https://dr.ntu.edu.sg/handle/10356/93959>>. Luettu 27.12.2022.
- 15 Paavilainen, Heikki. 2009. Hydraulikka 1. Luentomateriaali. Metropolia Ammattikorkeakoulu.
- 16 Cengel, Yunus. 2006. Fluid mechanics: Fundamentals and applications. Boston: McGraw-Hill.
- 17 Suspension fluid. 2012. Verkkoaineisto. PVD wiki. <https://www.peterverdone.com/wiki/index.php?title=Suspension_Fluid>. Luettu 28.12.2022.