



# Runkosuunnitelma sähkötoimisele kaksipyöräiselle ajoneuvolle

Mikko Ylikruuvi

OPINNÄYTETYÖ  
Toukokuu 2020

Konetekniikka  
Tuotekehitys

## TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu  
Konetekniikka  
Tuotekehitys

YLIKRUUVI, MIKKO

Runkosuunnitelma sähkötoimiselle kaksipyöräiselle ajoneuvolle

Opinnäytetyö 62 sivua, joista liitteitä 2 sivua  
Toukokuu 2020

---

Opinnäytetyön aihe oli runkosuunnitelman tuottaminen uudentyyppiselle kaksipyöräiselle ja sähkötoimiselle ajoneuvon prototyypille. Ajoneuvo on tavarankuljetukseen soveltuva ja lainsäädännöllisesti ajoneuvo määrittäyty kevyiden sähköajoneuvojen luokkaan. Työssä olivat huomion kohteina mm. rungon valmistukselliset aspektit, kuten valmistuksen helppous ja hinta, rungon keveys ja rungon jatkokehityksen huomioiminen. Suunnittelun suuria kysymyksiä olivat teknisiin reunaehtoihin liittyvät haasteet, kuten rungon käytössä kohtaamien kuormitusten määrittäminen. Suunnittelutyössä hyödynnettiin mm. FEM-analyysiä rungon lujuustarkastelussa ja topologian optimoinnissa.

Suunnittelutyön lopputulemana syntyi valmis ja toteuttamiskelpoinen runkosuunnitelma tuotekehitysvaiheessa olevan ajoneuvon prototyypille, jossa toteutuivat rungon tekniset, toiminnalliset ja rakenteelliset reunaehdot ja jossa huomioitiin myös muut suunnittelutyölle asetetut tavoitteet. Opinnäytetyön toimeksiantajana oli Catchy Bikes Oy. Luottamuksellista tietoa ei ole sisällytetty raporttiin.

---

Asiasanat: kevyt sähköajoneuvo, runkosuunnitelma, FEM-analyysi, topologian optimointi

## **ABSTRACT**

Tampereen ammattikorkeakoulu  
Tampere University of Applied Sciences  
Degree Programme in Mechanical Engineering  
Product Development

YLIKRUUVI, MIKKO  
Frame Design for a Two-Wheeled Electric Vehicle

Bachelor's thesis 62 pages, appendices 2 pages  
May 2020

---

The purpose of this thesis was to produce a frame design for a new kind of two-wheeled electric vehicle. The vehicle's main characteristic is the ability to carry a load, and the vehicle is categorized as a light electric vehicle in Finnish traffic legislation. In the design process, factors such as the cost of manufacturing, relatively effortless assembly of the frame, minimization of weight, and possible further development of the frame were in focus. The most significant challenges in the design process were related to technical boundary conditions such as how to reliably define the distribution of stress caused by vehicle loads and dynamics. In the process, among other things, FEM analysis was utilized to solve the stress distribution and to employ topology optimization.

The frame design for a prototype vehicle was completed successfully. The frame design is appropriate and ready to be utilized. As a result of the design work all the technical boundary conditions were met, and the abovementioned other factors were also taken into account. The commissioner of this thesis was Catchy Bikes Oy. The report does not include any confidential information.

---

Key words: light electric vehicle, frame design, FEM analysis, topology optimization

## SISÄLLYS

1	JOHDANTO .....	6
2	SUUNNITTELU TYÖN LÄHTÖTILANNE .....	7
	2.1 Lähtökohdat ja tavoitteet suunnittelulle .....	7
	2.2 Haasteet ja suunnittelukysymykset .....	8
	2.2.1 Kuormitusten määrittämisen problematiikka .....	8
	2.2.2 Rungon perusratkaisu .....	9
	2.2.3 Kestävyyden varmistaminen ja siihen liittyvät kysymykset ..	11
	2.2.4 Erityisesti painon optimointiin liittyvät kysymykset .....	13
	2.2.5 Muut haasteet .....	13
	2.3 Resurssit ja menetelmät .....	13
3	RATKAISUASETELMAT .....	15
	3.1 Rungon perusratkaisun valinta .....	15
	3.2 Jousituksen ja seisontatukijalan ratkaisut .....	17
	3.3 Rungon mallintaminen ja topologian optimointi .....	17
	3.4 FEM-analyysit .....	20
	3.5 Kuormitusten laskeminen ja muut tarkastelut .....	21
	3.5.1 Staattiset ja dynaamiset kuormitukset .....	21
	3.5.2 Resonanssitarkastelu .....	27
	3.5.3 Väsymistarkastelu .....	29
4	TEOREETTINEN VIITEKEHYS .....	32
	4.1 Laserleikkaus .....	32
	4.2 FEM-analyysi .....	32
	4.3 Topologian optimointi .....	33
	4.4 Rakenneteräkset sekä myötöraja ja murtoraja .....	33
	4.5 Työn lujuusopillisia аспекteja ja käsitteitä .....	34
	4.6 Väsyminen .....	35
	4.7 Resonanssien merkitys .....	36
5	TULOKSET JA ANALYYSI .....	37
	5.1 Topologian optimointi ja rungon mallinnus .....	37
	5.2 FEM-analyysin tulokset ja tehdyt muutokset .....	42
	5.2.1 Jarrutustilanteen kuormitusskenaario .....	42
	5.2.2 Kallistustilanteen kuormitusskenaario .....	44
	5.2.3 Kiihdytystilanteen kuormitusskenaario .....	46
	5.2.4 Analyysien perusteella runkoon tehdyt muutokset .....	46
	5.3 Väsymistarkastelun tulokset .....	48
	5.4 Resonanssitarkastelun tulokset .....	50

5.5 Takahaarukka .....	52
5.6 Rungon osien yhteenliittäminen .....	53
5.7 Runko.....	54
6 JOHTOPÄÄTÖKSET JA POHDINTA.....	56
LÄHTEET.....	59
LIITTEET .....	61
Liite 1. Lukujen 3.5.1 ja 3.5.2 laskut.....	61
Liite 2. Luvun 5.2.4 analyysin tulos .....	62

## 1 JOHDANTO

Tämän opinnäytetyön toimeksiantajana on vuonna 2018 perustettu ja Tampereella kotipaikkaansa pitävä Catchy Bikes Oy, jonka toimialana on moottoriajoneuvojen valmistus. Toimeksiannon perusteella opinnäytetyön aiheeksi tuli toteuttamiskelpoisen runkosuunnitelman tuottaminen uudentyyppiselle kaksipyöräiselle ja sähkötoimiselle ajoneuvon prototyypille. Ajoneuvo olisi tavarankuljetukseen soveltuva ja lainsäädännöllisesti ajoneuvo määrittäisi kevyiden sähköajoneuvojen luokkaan, mikä mahdollistaa ajoneuvon käytön kevyenliikenteen välillä. Työssä olivat huomion kohteina mm. rungon valmistukselliset aspektit, kuten valmistuksen helppous ja hinta, rungon keveys ja myös esimerkiksi rungon jatkokehityksen huomioiminen. Suunnittelun suuria kysymyksiä olivat kuitenkin teknisiin reunaehtoihin liittyvät haasteet, kuten rungon käytössä kohtaamien kuormitusten määrittäminen ja siihen liittyvät haasteet sekä runkosuunnitelman toteuttaminen niin, että se kykenee vastaamaan kestävyysominaisuuksiltaan näihin kuormituksiin. Suunnittelutyössä hyödynnettiin mm. FEM-analyysiä rungon lujoustarkastelussa ja topologian optimoinnissa sekä 3D-mallinnusta itse suunnittelussa. Suunnitteluprosessissa oli resurssina myös tiivis yhteydenpito toimeksiantajan kanssa.

Opinnäytetyön aihe on myös osaltaan liikennekulttuurin muutoksen aallonharjalla, sillä on todennäköistä, että pienet sähkötoimiset kulkuneuvot tulevat yleistyään tulevaisuudessa yhtenä liikkumisen vaihtoehtona. Muutospainetta tämän suuntaiselle kehitykselle syntyy esimerkiksi ilmastonmuutokseen liittyvästä päästöjenvähentämistarpeesta, jolloin mm. tavarankuljetukseen sopivat ja varsinkin kaupunkiympäristössä näppärät pienet sähkötoimiset ajoneuvot voivat hyvinkin korvata osan arjen yksityisautoilusta.

Tämän opinnäytetyön puitteissa tehtyyn runkosuunnitelmaan sisältyi myös useita erilaisia rungon toiminnallisuuteen ja mekaniikkaan liittyviä piirteitä ja ominaisuuksia, joita ei tässä raportissa kuitenkaan käsitellä aiheen laajuuden vuoksi. Päähuomio on näin ollen rungon rakenteessa ja sen toteutuksessa. Lisäksi toimeksiantajan toiveesta raportissa ei käsitellä tiettyjä rungon piirteisiin vaikuttavia аспекteja.

## 2 SUUNNITTELUTYÖN LÄHTÖTILANNE

### 2.1 Lähtökohdat ja tavoitteet suunnittelulle

Suunnittelutyön lähtökohtina ja suunnittelua rajaavina ehtoina olivat rungon muotoon, tiettyihin toiminnallisiin ominaisuuksiin sekä teknisiin rajauksiin liittyvät vaatimukset. Näitä vaatimuksia olivat esimerkiksi tavarankuljetukseen varattu tila ja kapasiteetti, rungon potkupyörämäinen rakenne ja ajoneuvon kuljettajan pystyasento sekä lainsäädännöstä tulevat ajoneuvon leveyteen, nopeuteen ja moottorin tehoon liittyvät rajoitteet (Ajoneuvolaki 2002; Traficom 2020). Tarkemmin yksilöityjä teknisiä reunaehtoja rungolle olivat kuorman painolle ylärajaksi asetettu 200 kg, joka sisältää sekä kuskin että tavaralastin painon, sekä myötörajan suhteen määritelty varmuuskerroin, jonka arvoksi tuli 2. Myös tietyt runkoon tulevat osto-osat kuten pyörät ja etuhaarukka toivat omalta osaltaan tarkempia mitoitusellisia reunaehtoja. Lisäksi rungossa tuli olla seisontatukijalka tai vähintään rungon rakenteessa tuli huomioida seisontatukijalan paikka ajoneuvon kaksipyöräisyyden takia. Lisäksi oli muutamia rakenteellisia erityisvaatimuksia, joiden huomioiminen rungon rakenteessa oli välttämätöntä. Muutoin rungon suunnittelussa oli mahdollista käyttää omaa harkintaa niin rungon perusratkaisun kuin muotoilullistenkin seikkojen osalta.

Edellä mainittujen reunaehtojen toteutumisen lisäksi runkosuunnitelmassa tavoiteltiin rungon valmistettavuuden helppoutta ja edullisuutta sekä tietynlaista rakenteen monipuolisuutta ja muokattavuutta, joka mahdollistaisi mm. rungon jatkokehityksen ilman suuria muutoksia perusratkaisussa. Tärkeänä tavoitteena oli lisäksi runkoratkaisun toteuttaminen tavalla, joka olisi painoltaan kevyt.

Suunnittelutyö voidaan katsoa onnistuneeksi, kun sen lopputulemana on syntynyt valmis ja toteuttamiskelpoinen runkosuunnitelma tuotekehitysvaiheessa olevan ajoneuvon prototyypille, missä toteutuvat rungon tekniset, toiminnalliset ja rakenteelliset reunaehdot ja jossa on mahdollisuuksien rajoissa huomioitu myös muut suunnittelutyölle asetetut tavoitteet.

## 2.2 Haasteet ja suunnittelukysymykset

Suunnittelutyön tärkeimmät haasteet voidaan jakaa neljään pääkohtaan: kuormitusten määrittäminen, rungon perusratkaisun valitseminen, lujuusteknisten reunaehtojen toteutuminen eli rungon kestävyysvarmistaminen ja rungon painon optimointi. Kuormituksilla tarkoitetaan tässä niitä voimia ja rasituksia, joita runkoon kohdistuu ajoneuvoa käytettäessä. Rungon perusratkaisulla tarkoitetaan valmistusmenetelmää ja tiettyä rakenteellista lähestymistapaa, jonka pohjalta suunnittelutyötä lähdetään viemään eteenpäin, ja jolla pyritään täyttämään lujuudelliset ja muut asetetut reunaehdot. Rungon painon optimoinnilla tähdätään rungon keventämiseen siten, että rungon lujuus ja kestävyysominaisuudet eivät kärsi. Rungossa tavoitellut ominaisuudet, kuten valmistettavuuden ja valmistuskustannusten kohtuullisuus nivoutuvat omalta osaltaan edellä mainittuihin haasteisiin.

### 2.2.1 Kuormitusten määrittämisen problematiikka

On huomioitava, että ajoneuvon käyttöympäristö ja käyttötavat voivat vaihdella suurestikin käyttäjän mukaan. Jotta olisi mahdollista määritellä runkoon kohdistuvat kuormitukset ajoneuvoa käytettäessä, on ensin määriteltävä jonkinlaiset realistiset käyttötilanteet, joissa huomioituu kuskin ja tavaralastin aiheuttaman staattisen kuormituksen lisäksi ajoneuvon kohtaamat kiihdytykset, jarrutukset, kallistukset ja muut dynaamisia tai muuten poikkeavia kuormia aiheuttavat käyttötilanteet sekä myös käytössä syntyvä väsymiskuormitus. Lisäksi on huomioitava minkätyyppisten käyttökuormitusten on yleensä mahdollista esiintyä rungossa samanaikaisesti. On siis löydettävä jonkinlaiset todellista käyttötilannetta kuvaavat rasitustasot, jotka rungon on kestävä, ja joiden pohjalta suunnittelutyötä tehdään, kuitenkin niin, että nämä rungon rasitus- tai kuormitusprofiilit kuvaavat tilanteita, joissa kuormitukset ovat rungossa suurimmillaan. Lisäksi runkorakennetta olisi vielä hyvä tarkastella resonanssikäyttäytymisen kannalta, jotta olisi käsitys minkälaisissa tilanteissa ja minkätyyppisiä resonansseja rungossa saattaa ilmetä.



Ilman kuormitusten riittävän tarkkaa määrittelyä jää rungon lujuusopillinen tarkastelu vääjäämättä vajaaksi, jolloin riskiä rungon vaurioitumisesta käytön aikana ei joko pystytä poissulkemaan riittävällä varmuudella tai päädytään ylimitoittamaan rakenne ikään kuin varmuuden vuoksi. Puutteellisesta lujuuslaskennasta seuranneesta vahingosta voi tulla myös oikeudellisia seuraamuksia valmistajalle, jolla on vastuu tuotteensa turvallisuudesta (Tuotevastuulaki 1990).

### **2.2.2 Rungon perusratkaisu**

Pohdittuina ratkaisuvaihtoehtoina rungon rakenteen suhteen olivat yksiosainen kapea keskirunko, jollaisia käytetään tyypillisesti kuvan 1 kaltaisissa potkupyörissä sekä kahteen sivulla kulkevaan haaraan jakautunut runkorakenne kuten on kuvassa 2 olevassa lasten potkupyörässä. Rungossa tulee olemaan jousitus erillisenä osto-osana hankittavassa etuhaarukassa mutta takahaarukan ja takapyörän ripustuksen suhteen vaihtoehtoina olivat jäykkärunkoinen jousittamaton vaihtoehto ja jousitettu takahaarukka. Valmistusmenetelmällisinä vaihtoehtoina olivat putkirakenteinen runko, kuten kuvien 1 ja 2 esimerkeissä sekä runko, jonka ratkaisu perustuu jonkinlaiseen levyistä tehtyyn rakenteeseen, kuten kuvassa 3 olevalla sähköskootterilla. Valmistusmateriaalin suhteen vaihtoehtoja olivat teräs ja alumiini, joista kuitenkin jo suunnitteluprosessin alussa valikoitui käytettäväksi teräs, täydennettynä mahdollisesti vielä muilla materiaaleilla. Teräksellä koettiin saavutettavan parhaiten edullinen, helposti valmistettava ja kestävä rakenne. Myös jäykkärunkoinen vaihtoehto takahaarukan toteutuksessa rajautui pois suunnitteluprosessin alussa, koska ratkaisua pidettiin ongelmallisena johtuen mm. sen alttiudesta aiheuttaa suuria dynaamisia kuormituksia rungolle.

Kysymyksenasettelu rungon perusratkaisun suhteen pelkistyy näin ollen valintaan kapean keskirungon ja leveämmän kaksihaaraisen rungon välillä sekä valintaan putki- ja levyrakenteen välillä sekä myös niihin etuihin ja ominaisuuksiin mitä näillä valinnoilla on mahdollista saavuttaa.



KUVA 1. Yksiosainen kapea keskirunko (Kickbike Worldwide Oy 2020)



KUVA 2. Kahteen jakautunut runkorakenne (Puky 2020)



KUVA 3. Levyrakenteinen runko (Nospe Oy 2020)

### 2.2.3 Kestävyyden varmistaminen ja siihen liittyvät kysymykset

Rungon kestävyden varmistamisen kannalta oleellisia kysymyksiä ovat mm.: onko varmuuskerroin riittävä, mikä teräslaatu onärkevin valinta ja voiko rungossa, esimerkiksi nurkka- ja reikäkohdissa, esiintyvien yksittäisten jännityspiikkien olettaa tasaantuvan plastisten muodonmuutosten kautta paikallisesti ilman ongelmia.

Koska kyseessä on jousitettu ja iskunvaimentimilla varustettu rakenne, pysyvät dynaamisten kuormitusten synnyttämät jännitysvaihtelut valitun varmuuskertoimen rajoissa, mutta tällöin varmuuskertoimen tuoma vara menetetään tietyissä maksimikuormitustilanteissa. Kuitenkin nämä maksimikuormitustilanteet ovat harvinaisia ja varmuuskertoimen ollessa määritelty myötörajan suhteen, jää korkeammalla olevan murtorajan tuoma lisävara vielä jäljelle. Pyrkimys rungon keveyteen puoltaisi varmuuskertoimen pitämistä mahdollisimman pienenä, mutta hintana on lujuuden suhteen kriittisempi mitoitus, jossa on vähemmän tilaa virheille ja poikkeamille.

Valmistuksen helppouden, erityisesti hitsattavuuden kannalta, ja pienempien valmistusmateriaalikustannusten kannalta rakenneteräs on suositeltavin vaihtoehto. Rakenneteräksillä on kuitenkin verrattain alhainen myötöraja, jolloin riittävän lujuuden saavuttaminen vaatii vastaavasti raskaammin mitoitettua ja painavamman rakenteen, jotta rungon lujuusvaatimukset täyttyvät. Lujemmat teräslaadut puolestaan voivat olla hitsattavuudeltaan hankalampia ja saattavat vaatia esilämmityksen kunnollisen lopputuloksen aikaansaamiseksi. Esimerkiksi SSAB:n lujimmat Strenx-rakenneteräslaadut vaativat esilämmityksen paksuudeltaan yli 7 mm:n levyillä (SSAB 2018, 8).

Yksittäisissä jännityskonsentraatioissa syntyvät myötörajan ylittymiset ja niihin liittyvät muodonmuutokset sekä asiaan liittyvä problematiikka juontuu siitä, miten tunnistaa tilanteet, joissa myötörajan ylittyminen on hyväksyttävää. On myös oletettavaa, että jonkinlaista plastista muodonmuutosta ja sen tuomaa jännitysten tasaantumista tulee tapahtumaan rungossa mm. hitsauksessa syntyneiden sisäisten jännitysten tasoittuessa eri kuormitustilanteissa. Myötörajan ylittyminen johtaa myös myötölujittumiseen, mikä tekee rakenteesta lujemman niiltä osin missä myötölujittumista on tapahtunut.

Rungon kestävyuden varmistaminen aiheuttaa näin ollen suunnittelussa haastetta sekä pyrkimykselle pitää runko kevyenä että pyrkimykselle pitää rungon valmistettavuus kohtuullisen vaivattomana. Toisaalta rungon kestävyys on välttämätön reunaehto, jolloin kysymysten asettelu kestävyuden kannalta tarkentuu lujuusteknisen mitoituksen kriittisyyteen sekä mahdollisiin kompromisseihin rungon myötäämisen, keveyden ja valmistettavuuden suhteen.

## 2.2.4 Erityisesti painon optimointiin liittyvät kysymykset

Rakenteellisen lähestymistavan lisäksi rungon painoon voi vaikuttaa karsimalla rungosta materiaalia kohdista, joissa sillä ei ole suurta lujuudellista merkitystä. Kun rungon painoa lähdetään tällä tavoin optimoimaan, pohdittaviksi kysymyksiksi tulevat mm.: kuinka ohut jokin runkorakenteen osa voi olla esimerkiksi hitausta ajatellen ja mikä on optimoinnin valmistustekninen toteutettavuus yleensä. Erityisesti käytettäessä FEM-ohjelmien tuomia optimoinnin mahdollisuuksia, on seurauksena usein, että saadut tulokset ovat valmistuksen kannalta hankalia toteuttaa sellaisenaan. Tällöin kysymykseksi nousee tulosten muokkaus niin, että optimoidun rungon valmistettavuus ei liikaa vaikeudu. Pohdittavaa on myös siinä voiko optimoinnilla olla jokin vaikutus ajoneuvon toiminnallisuuteen esimerkiksi rungon kasvaneen joustavuuden takia.

## 2.2.5 Muut haasteet

Koska runkoratkaisussa päädyttiin toteuttamaan takahaarukan rakenne jousitetuna, niin haasteeksi tulee vielä jousituksen toteuttaminen. Kuskin pystyasento ja rungon potkupyörämäinen rakenne aiheuttavat sen, että rungossa ei ole suoraan luontevaa paikkaa jousen kiinnitykselle. Myös seisontatukijalan paikka rungossa ja jalan mekaniikka olivat ratkaistavia asioita.

## 2.3 Resurssit ja menetelmät

Pääasiallisina menetelminä työssä sovellettiin 3D-mallintamista ja FEM-analyysejä lujuus- ja resonanssitarkastelussa. Rungon painon keventämisessä pääosassa oli rakenteellisen lähestymistavan lisäksi myös FEM-ohjelman mahdollistama rakenteen optimointi 'topology optimization' -toiminnolla. Rungon perusratkaisun valintaa tarkasteltiin painoarvotaulukolla ja kuormitukset ratkaistiin analyttisesti laskemalla. Väsymistarkastelun pohjana toimi standardi SFS 3099 (1974).

Suunnittelutyössä käytettyjä ohjelmistoja olivat Solidworks 2019 rungon ja rungon osien mallintamisessa sekä Ansys 2019 R2, jota käytettiin lujuus- ja resonanssianalyysiin sekä topologian optimointiin. Analyttisessä laskemisessa apuna oli SMath Studio. Hyödyllinen resurssi oli myös säännölliset palaverit ja yhteydenpito toimeksiantajan kanssa.

### 3 RATKAISUASETELMAT

#### 3.1 Rungon perusratkaisun valinta

Vastauksena rungon perusratkaisun valintaan liittyviin kysymyksiin, lähdettiin suunnittelua viemään eteenpäin muodoltaan kapean keskirungon ja levyrakenteeseen perustuvan ratkaisun avulla.

Rungon perusratkaisun valinta rungon muodon osalta perustuu arvioon, että kaapealla keskirungolla on mm. sen yksinkertaisemman luonteensa perusteella mahdollista saada kevyempi ja helpommin valmistettava lopputulos kuin leveämmällä kaksihaarisella runkoratkaisulla. Näiden vaihtoehtojen paremmuutta on vaikea arvioida niillä mahdollisesti saavutettavien lujuusominaisuuksien suhteen, jolloin päätös ohjautui keveys- ja helppousperusteella keskirunkoratkaisuun.

Valintaa putkirakenteisen ja levyrakenteisen rungon välillä lähestyttiin olettamuksilla, että levyrakenne on sekä valmistuksen kannalta helpompi että rakenteellisten vaihtoehtojen suhteen monipuolisempi kuin putkirunko. Tässä on taustalla myös levyrungon toteutustapaan liittyvä ajatus, että jos levyn leikkauksessa hyödynnetään laserleikkausta, niin laserleikkauksen suuren tarkkuuden ansiosta voidaan levyihin tehdä levyjen asemointia ja hitsaamista helpottavia muotoja ja koota runko näiden apumuotojen avulla yhteen palapelimaisesti ja tarkasti. Samalla on mahdollista toteuttaa rungossa monipuolisesti erilaisia muotoja sekä tehdä runkoon jo levyn leikkausvaiheessa valmiiksi mm. kokoonpanon vaatimille kiinnityksille paikat. Levyrakenteen kokoamisen jälkeen rungon voisi hitsata kasaan ilman muita työvaiheita. Näin ollen rungon valmistamisessa ei pääosin tarvittaisi työvaiheina muita työmenetelmiä kuin laserleikkausta ja hitsausta, jotka ovat menetelminä yleisiä ja helposti saatavilla olevia. Lisäksi ajatukseen sisältyy oletus, että kyseisellä tavalla toteutettuna rungon hitsauksessa ei juurikaan tarvittaisi levyyn leikattujen apumuotojen ansiosta hitsausjigettä tai muita hitsauksen aputyökaluja, vaan tasomainen hitsauspöytä riittäisi, jolloin rungon mahdollisen pienimuotoisen sarjatuotannon aloittaminen ei vaatisi alkuinvestointeja valmistuksen työkaluihin.

Putkirakenteen ongelmiksi nähtiin erityisesti juuri valmistamiseen liittyvät kysymykset. Erityisesti olettamus siitä, että putkirakenteisen rungon hitsaus, ollakseen sarjatuotannossa sujuvaa, vaatisi työkaluinvestointeja. Tällöin pohdittavaksi tuli mm. kysymys siitä onko valmistajia, jotka olisivat valmiita investoimaan näihin työkaluihin, jos tuotantomäärät olisivat kuitenkin verrattain pieniä. Lisäksi, jos tuotannossa tarvitaan aputyökaluja, niin tarkoittavatko mahdolliset muutokset rungon rakenteessa myös uusia investointeja tuotannon työkaluihin ja miten tämä suhteutuu pyrkimykseen pitää rungon rakenne helposti muokattavana ja jatkokehitettävänä. Toisaalta jos rungon rakenne perustuisi suurelta osin taivutettuun putkeen, jossa olisi verrattain vähän hitsattavaa, niin missä määrin on valmistajia, joiden konekantaan kuuluu monimutkaisten muotojen taivutukseen soveltuvia putkentaivutuskoneita.

Perusratkaisun valinta pohjautui edellä kuvattuihin oletuksiin, kysymyksiin ja pohdintoihin, joiden perusteella muodoltaan kapea levyrakenteinen runko vaikutti parhaalta ratkaisulta, vaikka putkirakenteella olisi saattanut olla helpommin toteutettavissa rungon lujuustekniset vaatimukset. Lisäksi putkirunko saattaisi olla jossain määrin puhdistus- ja huoltoystävällisempi sekä vähemmän altis korroosiolle, sillä oletuksella, että levyrunkoratkaisussa on putkirunkoa enemmän paikkoja, joihin lika ja kosteus kertyvät.

Kun valintaa lähestytään yksinkertaisella painoarvotaulukolla (taulukko 1) käyttäen vertailussa vastakkain harkittujen vaihtoehtojen ääripäitä, eli kapeaa ja kuvatulaiseen ajatukseen perustuvaa levyrunkoa sekä leveää putkirunkoa, jonka runkoratkaisussa on käytetty myös osin taivutettuja putkia, niin kapea levyrunko saa pisteet 3,15 ja leveä putkirunko 2,45. Muiden rakenteellisten vaihtoehtojen oletetaan tässä asettuvan näiden vaihtoehtojen väliin. Arvostelukriteereinä käytettiin edellä kuvattujen pohdintojen perusteella valmistuksen helppoutta, muotoratkaisulla mahdollisesti saavutettavaa rakenteen keveyttä, monipuolisuus-, muokattavuus- ja jatkokehityspäätteitä ja potentiaalisten valmistajien määrää sekä lisäksi kriteereitä kuten ratkaisun mahdollisuudet painon optimoinnissa, rungon huollettavuuteen, puhdistukseen ja korroosioalttiuteen liittyvät kysymykset ja lujuustekninen potentiaali.



TAULUKKO 1. Rakenneratkaisujen painoarvotaulukko

		Kapea levyrunko		Leveä putkirunko	
Kriteeri	Painoarvo	Pisteet	Painotetut pisteet	Pisteet	Painotetut pisteet
Valmistuksen helppous / käytännöllisyys	0,15	3	0,45	2	0,30
Muotoratkaisulla saavutettava rakenteen keveys	0,15	4	0,60	3	0,45
Monipuolisuus / muokattavuus / jatkokehitys	0,15	4	0,60	2	0,30
Potentiaaliset valmistajat - määrä / halukkaat	0,15	4	0,60	2	0,30
Soveltuvuus painon optimointiin	0,10	3	0,30	2	0,20
Rungon huollettavuus-, puhdistus- ja korroosioaspektit	0,10	2	0,20	3	0,30
Lujuustekninen potentiaali	0,20	2	0,40	3	0,60
Yhteensä	1	22	<u>3,15</u>	17	<u>2,45</u>

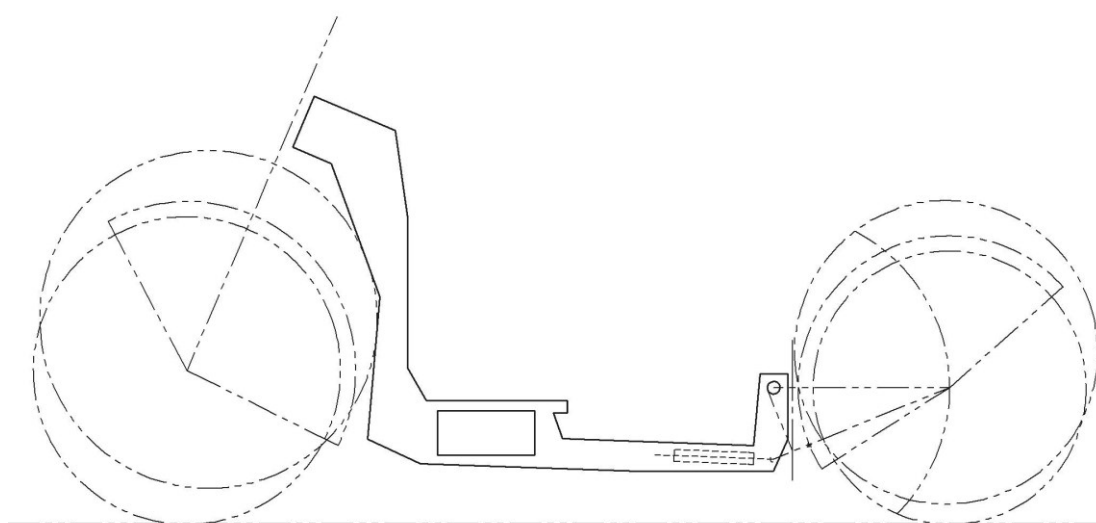
### 3.2 Jousituksen ja seisontatukijalan ratkaisut

Takapyörän osalta päädyttiin ratkaisuun, jossa takapyörän jousitus ja iskunvaimennin tulevat rungon sisään ja ovat toimintatavaltaan yleisesti ajoneuvoissa käytetyistä jousi- ja iskunvaimennusratkaisuista poiketen vedettäviä. Näin saadaan jousituksen tilantarve minimoitua ja runkoratkaisua tältä osin yksinkertaistettua. Seisontatukijalalle tulee kiinnityspaikka rungon etuosaan, jalan mekaniikan jäädessä niin ikään rungon sisään.

### 3.3 Rungon mallintaminen ja topologian optimointi

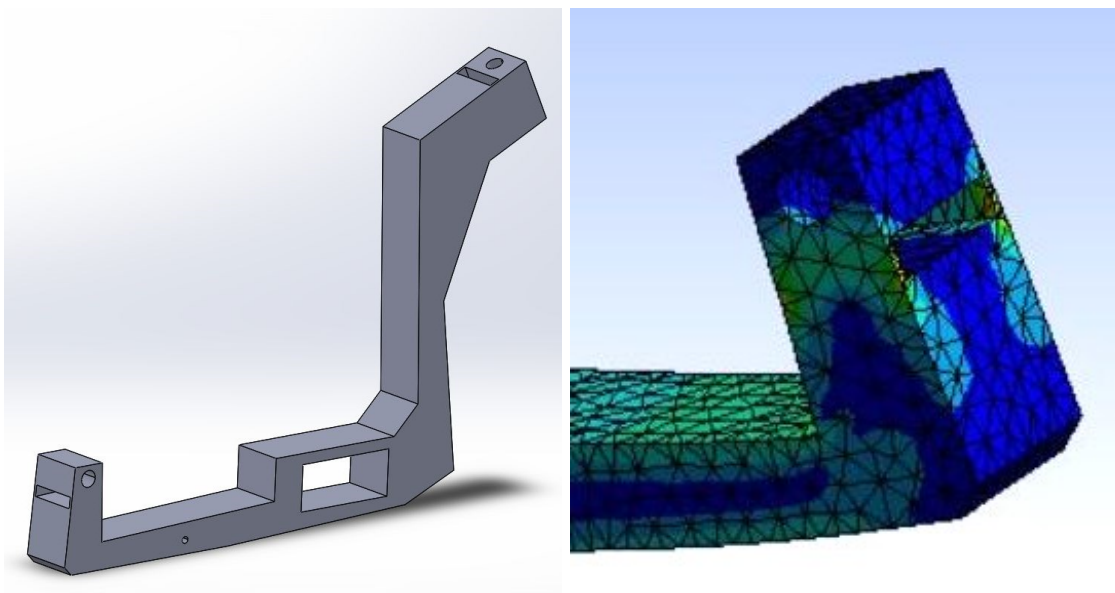
Mallintaminen lähti liikkeelle mallintamisen perustaksi hahmotelluista apumuodoista, joissa huomiottiin renkaiden ja lokasuojien vaatima tila, etuhaarukan pituus, etuhaarukan kulma, etu- ja takapyörän akseleiden akseliväli ja jousitusten

vaatimat liikevarat. Nämä piirteet on kuvattu kaksipistekatkoviivoilla kuvassa 4. Näihin piirteisiin kytkeytymällä, käyttäen mm. erinäisiä geometrisia ehtoja, luotiin kuvassa yhtenäisellä viivalla kuvattu rungon pohjamuoto suunnittelun perustaksi. Taustalla vaikuttaneen ajatuksen mukaisesti tämä muoto toimi myös rungon kylkilevyjen muotona ja näiden levyjen väliin tuli levyjä yhdistävät rakenteet. Levyjen mallinnuksessa huomioitiin topologian optimoinnin tulokset. Valmistusvaiheessa kyljet ja välirakenteet leikataan sopivasta levystä laserleikkurilla ja liitetään yhteen hitsaamalla. Suunnittelussa ja mallinnuksessa käytettiin levyn oletuspaksuutena 5 mm.



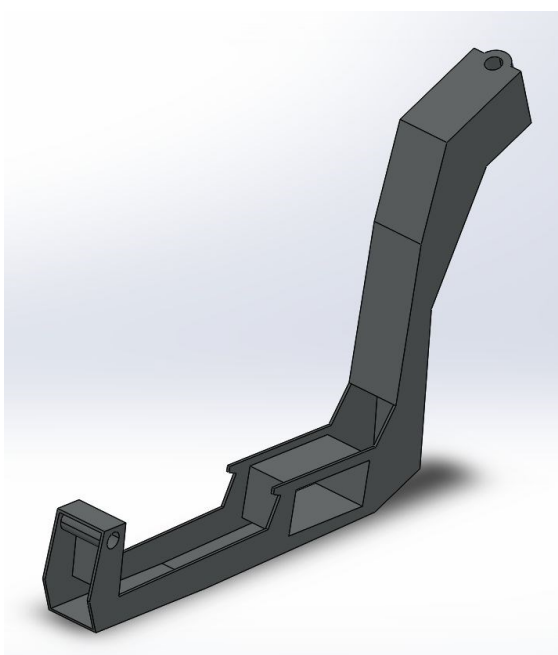
KUVA 4. Hahmotelma rungosta, jossa apumuotoina kaksipistekatkoviivalla mm. pyörät ja lokasuojat sekä näiden vaatima liikevara

Topologian optimointia varten mallinnettiin pohjamuodosta kuitenkin ensin umpinainen ns. solidimalli (kuva 5), jolla optimointia lähdettiin viemään eteenpäin. Solidimalliin kohdennettiin tarvittavat kuormitusvoimat ja tuotettiin optimoinnin ensimmäinen iteraatio. Kuormitusvoimat kohdennettiin mallin sivuille malliin jätetyillä tyhjillä aukoilla, jolloin kuormitustilanne mallissa saatiin paremmin vastaamaan kaavailtua valmistustapaa (kuva 6).



KUVAT 5 JA 6. Pohjamuoto topologian optimoinnin ensimmäiseen iteraatioon ja esimerkki takahaarukan kiinnityspisteen alle jätetystä aukosta kuormitusvoimien ohjaamiseksi solidimallin sivuille

Koska saadun optimointituloksen perusteella oli selvää, että pääasialliset jännitykset esiintyvät odotetusti solidimallin ulkopinnoilla, tuli seuraavan iteraatiokierroksen mallin pohjaksi osin onntto runkorakenne (kuva 7) ja malliin otettiin mukaan myös muita piirteitä ensimmäisen iteraation tuloksista (kuva 14). Tämän seuraavan iteraatiokierroksen tuloksien pohjalta lähdettiin mallintamaan rungon lopullista ilmettä mm. lisäämällä kylkilevyihin optimoinnin tuloksissa näkyviä piirteitä.



KUVA 7. Topologian optimoinnin pohjana toiminut rakenne

Topologian optimoinnin asetuksissa määriteltiin optimoinnin periaatteeksi rakenteen joustavuuden minimoiminen (minimize compliance) ja optimointia ohjaaviksi ehdoiksi tuli symmetriaehto ja massaehto. Symmetriaehto oli määritelty z-akselin suhteen, eli rungon vasen–oikea-akselin suhteen, vertailutasolla, joka kulki rungon keskellä. Massaehdolla säädeltiin sitä optimoinnissa käytetyn pohjarakenteen määrää, joka rungon rakenteesta tuli säilyä. Tätä materiaalin pitosuhdetta ja sen vaikutusta tutkittiin useilla arvoilla eri piirteiden hahmottamiseksi ja mallinustyön taustatiedoksi. Myös kuormitusvoimien eri voimakkuuksien ja keskinäisten suhteiden vaikutusta optimoinnin tuloksiin tutkittiin. Tulokset olivat kuitenkin saman suuntaisia, jolloin optimoinnin tuloksien mallintaminen ja ”puhtaaksi piirtäminen” oli varsin suoraviivaista.

### 3.4 FEM-analyysit

FEM-analyysit tehtiin materiaalivakioilla, jotka vastasivat tavallisen geneerisen rakenneteräksen materiaalivakioita. Näistä analyysien kannalta merkitykselliset vakiot olivat kimmokerroin (200 GPa) ja Poisson-vakio (0,3). Koska valmiiseen rungon malliin ei itsessään kuulu emäputkea (etuhaarukan ja ohjaustangon välinen putki) eikä takahaarukan kiinnityskohtia yhdistävää akselia, niin kuormitus- ja resonanssianalyysia varten malliin lisättiin vastaavat piirteet, jotta tarkastelussa runko vastaisi näiltä osin todellisuutta. Analyysissä rungon tukipisteet oli määritelty 'remote displacement' -toiminnolla kuormitusten kannalta sopiville kohdille ja runkoon kohdistuvat kuormitukset niille paikoille missä ne käyttötilanteessa esiintyvät. Tukipisteiden määrittelyssä huomioitiin pisteiden paikat ja liikkeiden vapausasteet niin, että ne vastasivat todellista käyttötilannetta.

Rungon alustavaa lujuusanalyysia toteutettiin samalla kun rungon rakennetta suunniteltiin mm. topologian optimoinnin yhteydessä. Varsinainen lujuusanalyysi toteutettiin kuitenkin vasta suunnittelun loppuvaiheessa. Analyysissä rungosta ratkaistiin ensisijaisesti ns. von Mises -jännitykset eli vakiomuodonvääristymisenergia-hypoteesin mukaiset jännitykset. Analyysissä tarkasteltiin myös rungon kuormituksesta aiheutuvia siirtymiä. Siirtymät kertovat rungon muodonmuutoksista ja liiallisina ne saattavat muodostua ongelmaksi ajoneuvon toiminnassa.

Näitä siirtymiä ei kuitenkaan tämän raportin puitteissa käsitellä, mutta ne huomioidtiin suunnittelutyössä, joka liittyi rungon toiminnallisuuteen ja mekaniikkaan.

Rungon resonanssitarkastelu tehtiin valmiille runkosuunnitelman mallille. Resonanssitarkastelussa rungon malliin lisättiin analyyseissä tekijöiksi eri suuruisten kuormien massoja. On syytä huomata, että tarkastelun tulokset ovat viitteellisiä ja tarkoituksena on vain saada käsitys siitä mille taajuusalueelle alimmat resonanssimoodit osuvat ja voiko ajotilanteessa syntyä herätteitä, jotka aktivoivat nämä resonanssit. Resonanssianalyysi on tässä yhteydessä tarkoitettu ensisijaisesti hyödylliseksi taustatiedoksi, kun runkoa testataan todellisessa käyttötilanteessa. Tuloksilla voi olla myös merkitystä väsymistarkastelun kannalta. Tarkastelun tuloksia tulkittaessa on myös syytä muistaa, että rungossa on jousituksen yhteydessä iskunvaimentimet ja, että rungon päällä oleva kuorma ei todellisuudessa ole kiinteässä yhteydessä runkoon. Kuorma ei myöskään käyttäydy jäykän rakenteen tavoin, jolloin kuorma voi toimia ajotilanteessa myös värähtelyjä vaimentavana tekijänä.

### **3.5 Kuormitusten laskeminen ja muut tarkastelut**

Ajoneuvon käyttötilannetta runkoon kohdistuvien rasitusten osalta kuvataan tässä alaluvussa esitetyillä laskuilla ja tarkasteluilla. Pyrkimyksenä on erityisesti FEM-analyysin tarvitsemien kuormitusskenaarioiden tuottaminen mutta myös esittää laskumenetelmiä rungon muun lujuusopillisen tarkastelun pohjaksi. Alla käydään läpi laskut ja oletukset, joilla saadaan tarkasteluissa käytetyt skenaariot, resonanssitarkastelun vertailutaajuudet sekä väsymistarkastelun lähtökohdat. SMath Studiolla tehdyt laskut ja niiden tulokset esitetään liitteessä 1.

#### **3.5.1 Staattiset ja dynaamiset kuormitukset**

Kuormitusvoimia laskettaessa oli välttämätöntä tehdä tiettyjä oletuksia mm. painopisteen ja ajotilanteessa esiintyvien kallistusten suhteen. Oletuksena ajoneuvoa käytetään tarkastelutilanteessa myös maksimikuormalla (200 kg). Painopis-

teen paikkaa ei voida tietää tarkasti, koska se on riippuvainen kuljettajasta ja lastista, mutta hyvänä approksimaationa painopiste oletettiin pyörien akselivälin keskelle ja metrin korkeudelle maasta. Ajotilanteessa ilmeneville kallistuksille oletettiin maksimiarvoksi 20 astetta. Tarkasteltaessa jarrutustilanteen voimia käytettiin kumin ja kuivan asfaltin välisessä kontaktissa kitkakertoimena taulukkoarvoa 0,7 (Engineering ToolBox 2004). Ajoneuvon kiihtyvyyden suhteen oli taustaoletuksena, että se on rajattu turvalliselle tasolle. Turvalliseksi tasoksi oletettiin  $3 \text{ m/s}^2$ . Laskuissa oli huomioitava myös FEM-analyysin asettamat reunaehdot voimien määrittelylle, kuten käytetty koordinaatisto ja tukipisteiden liikerajoitukset.

Kuormituksia lähdettiin laskemaan alla kuvatuilla kaavoilla ja periaatteilla käyttäen edellä mainittuja arvoja ja oletuksia. Vapaakappalekuviin merkityn massakeskipisteen oletetaan olevan kiinteässä yhteydessä runkoon, vaikka se onkin merkitty rungosta erilleen.

Staattisen kuormitusvoiman ( $\bar{F}_g$ ) suuruus tulee putoamiskiihtyvyyden ( $\bar{g}$ ) ja massan ( $m$ ) tulosta (kaava 1). Koska ajoneuvon painopiste on oletettu akselivälin keskelle, jakautuvat pyöriin kohdistuvat tukivoimat ( $\bar{F}_1$  ja  $\bar{F}_2$ ) tasan (kaava 2). Jarrutustilanteessa syntyvä kitkavoima ( $\bar{F}_\mu$ ) on tukivoimien summan ja kitkakertoimen tulo (kaava 3):

$$\bar{F}_g = m \cdot \bar{g} \quad (1)$$

$$\bar{F}_1 = \bar{F}_2 = \frac{\bar{F}_g}{2} \quad (2)$$

$$\bar{F}_\mu = (\bar{F}_1 + \bar{F}_2) \cdot \mu \quad (3)$$

Koska jarrutustilanteessa (kuva 8) voimat tukipisteiden kesken eivät kuitenkaan jakaudu tasan massan inertian vaikutuksen takia, voidaan tukivoimien muutokset ratkaista momenttivoimien avulla tasapainoyhtälöillä (kaavat 4 ja 5). Yhtälöissä painopisteen korkeus on  $h$  ja akseliväli on  $L$ . Tasapainoyhtälöt:

$$\begin{aligned}\bar{M}_2 &= h \cdot \bar{F}_\mu - L \cdot (\bar{F}_{etu} - \bar{F}_1) = 0 \\ \bar{M}_1 &= h \cdot \bar{F}_\mu + L \cdot (\bar{F}_{taka} - \bar{F}_2) = 0\end{aligned}\quad (4)$$

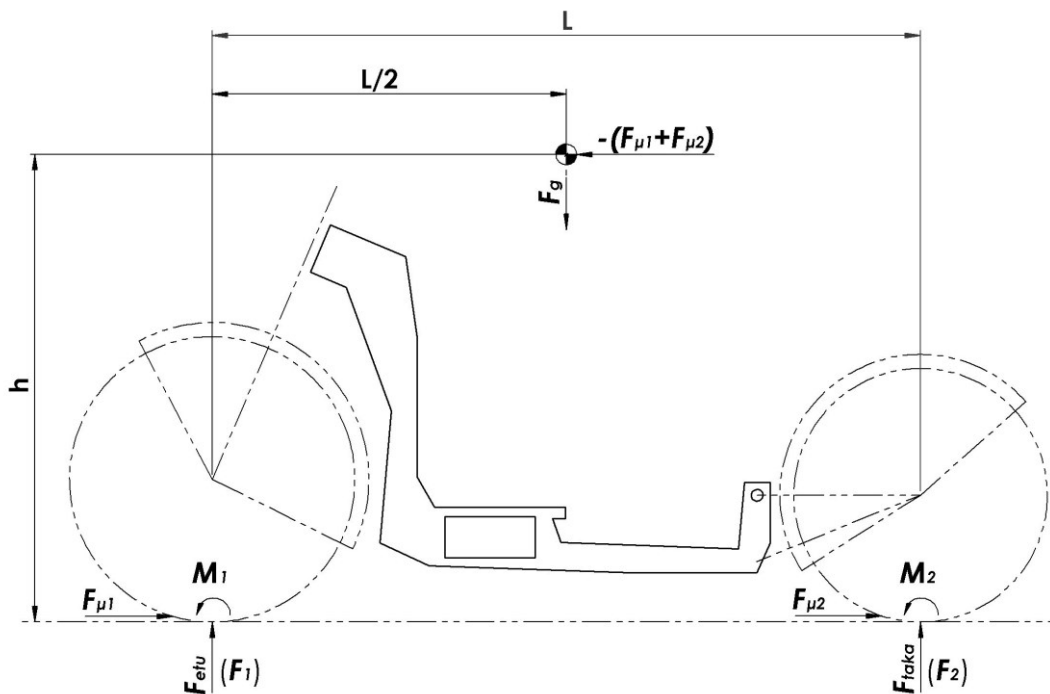
$$\Rightarrow \bar{F}_{etu} = \frac{h \cdot \bar{F}_\mu}{L} + \bar{F}_1 \quad \bar{F}_{taka} = \frac{-h \cdot \bar{F}_\mu}{L} + \bar{F}_2 \quad (5)$$

Jarrutustilanteessa pyöriin kohdistuvista tukivoimista etupyörään kohdistuva voima kasvaa ja takapyörään kohdistuva voima pienenee edellä esitetyllä tavalla. Voimien summa kuitenkin on edelleen sama kuin staattisessa tilanteessa. Näin ollen myös kitkavoimien summa pysyy samana.

Jarrutustilanteen kitkavoimat pyöräkohtaisesti voidaan laskea kaavoista:

$$\bar{F}_{\mu 1} = \bar{F}_{etu} \cdot \mu \quad \bar{F}_{\mu 2} = \bar{F}_{taka} \cdot \mu \quad (6)$$

Kuvassa 8 on esitettyä vapaakappalekuva jarrutustilanteen voimista, josta ilmenee massakeskipisteen paikka sekä voimien vaikutuskohdat ja suunnat.



KUVA 8. Vapaakappalekuva jarrutustilanteen voimista

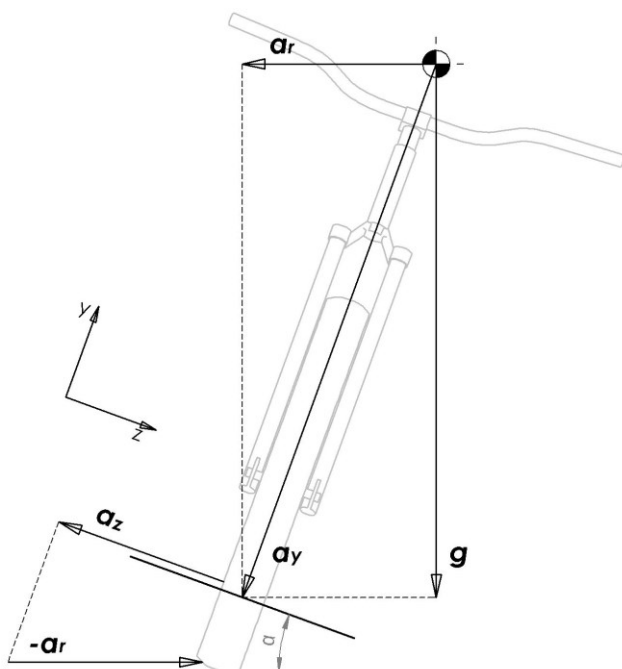
Kun ajoneuvoa ajetaan kallellaan, joko keskeiskiihtyvyyden kompensoimisen ta-  
kia kaarreaajotilanteessa tai painopistettä siirtämällä, syntyy runkoon vääntöä ai-  
heuttava sivusuuntainen voiman komponentti. Koska keskeiskiihtyvyys tuo mu-  
kanaan ylimääräisen kiihtyvyysskomponentin nostaa se samalla runkoon kohdis-  
tuvan kuormituksen tasoa hieman staattiseen painopisteen siirrolla tapahtuvaan  
kallistukseen verrattuna. Tästä syystä kallistustilannetta tarkastellaan keskeis-  
kiihtyvyyden sisältävän kuormitustilanteen kautta.

Kallistustilanteen voimat saadaan kaavoista 7 ja 8, joissa  $\bar{F}_y$  on pystysuuntainen  
voiman komponentti,  $\bar{F}_z$  on vaakasuuntainen voiman komponentti ja  $\alpha$  on kallis-  
tuskulma:

$$\bar{F}_y = a_y \cdot m = \frac{\bar{g}}{\cos \alpha} \cdot m \quad (7)$$

$$\bar{F}_z = a_z \cdot m = \bar{g} \cdot m \cdot \sin \alpha \quad (8)$$

Kuvassa 9 esitetään kallistustilanteen kiihtyvyydet vapaakappalekuvassa, josta  
ilmenee mm. kiihtyvyyksien suunnat ja painopisteen paikka. Kuvassa  $a_r$  on kes-  
keiskiihtyvyys,  $a_y$  on putoamiskiihtyvyyden ja keskeiskiihtyvyyden resultantti ja  
 $a_z$  on keskeiskiihtyvyyden sivusuuntainen komponentti tarkastelukoordinaatis-  
tossa.



KUVA 9. Kallistustilanteen kiihtyvyydet



Ajoneuvon kiihdyttämiseen liittyvät voimat saadaan kaavoilla 9 ja 10, joissa  $\bar{F}_a$  on kiihdytyksessä syntyvä voima,  $\bar{a}$  on kiihtyvyyys,  $\bar{M}_a$  on kiihdytyksessä syntyvä voiman momentti ja  $r$  on takapyörän säde:

$$\bar{F}_a = m \cdot (-\bar{a}) \quad (9)$$

$$\bar{M}_a = \bar{F}_a \times \bar{r} \quad (10)$$

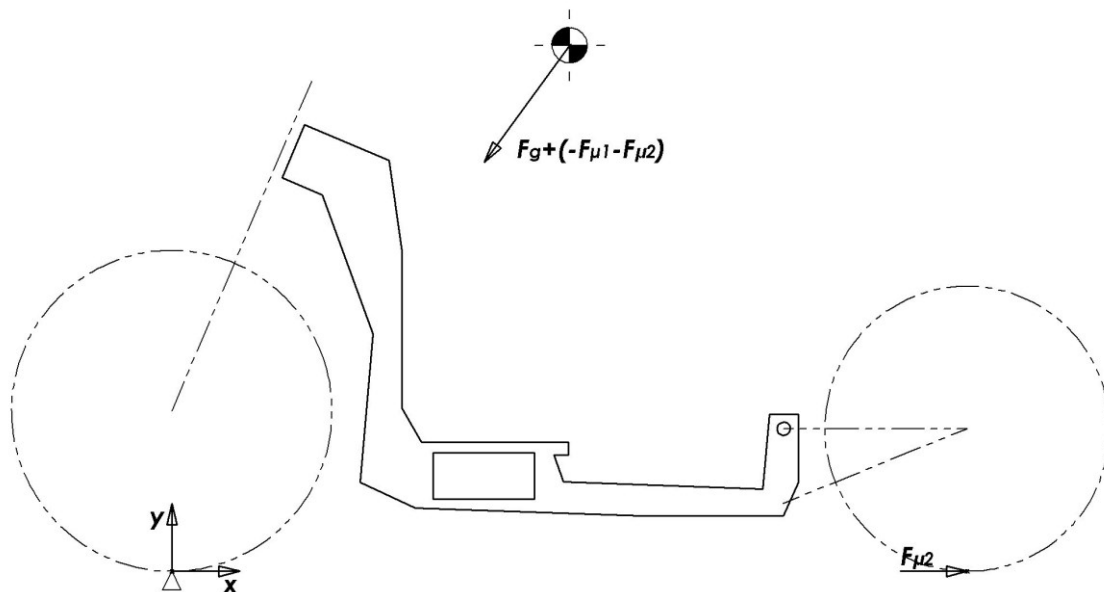
Edellä esitetyillä kaavoilla ja lähtöarvoilla saadaan tuloksiksi taulukon 2 mukaiset arvot.

TAULUKKO 2. Lasketut kuormitukset

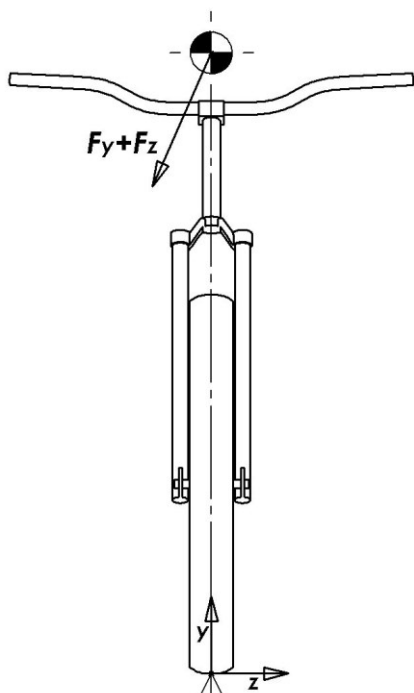
Kuormitus	Tunnus	Arvo
Staattinen kuormitus pystysuunnassa	$F_g$	-1962 N
Tukipisteiden staattiset kuormitukset	$F_1$ & $F_2$	981 N
Kokonaiskitkavoima	$F_\mu$	1373 N
Etupyörän tukivoima jarrutustilanteessa	$F_{etu}$	1888 N
Takapyörän tukivoima jarrutustilanteessa	$F_{taka}$	74 N
Etupyörään kohdistuva kitkavoima jarrutustilanteessa	$F_{\mu1}$	1321 N
Takapyörään kohdistuva kitkavoima jarrutustilanteessa	$F_{\mu2}$	52 N
Pystysuuntainen voima kaarreaajossa	$F_y$	-2088 N
Vaakasuuntainen voima kaarreaajossa	$F_z$	$\pm 671$ N
Kiihdytyksen aikaansaama voima	$F_a$	-600 N
Kiihdytyksen aikaansaama voiman momentti	$M_a$	-163 Nm

Näistä voimista oletetaan keskenään yhtä aikaa esiintyviksi jarrutustilanteessa voimat  $\bar{F}_g$ ,  $\bar{F}_{\mu1}$  ja  $\bar{F}_{\mu2}$ , kallistustilanteessa voimat  $\bar{F}_y$  ja  $\bar{F}_z$  sekä kiihdytystilanteessa voimat  $\bar{F}_g$  ja  $\bar{F}_a$ . Näistä seuraa kolme kuormitusskenaariota (kuvat 10–12), joista ensimmäisessä huomioidaan kuorman aiheuttama staattinen kuormitus ja jarrutuksesta aiheutuvat liikkeen suunnalle vastakkaiset voimat. Toisessa skenaariossa huomioidaan kuorman aiheuttama staattinen kuormitus tilanteessa, jossa ajoneuvo on ajettaessa kallellaan ja kolmannessa huomioidaan kuorman aiheuttama staattinen kuormitus ja kiihdytyksen aikaansaama voima sekä voiman momentti. FEM-analysissä voimat kohdennetaan tarvittaville pinnoille ja tukipisteet

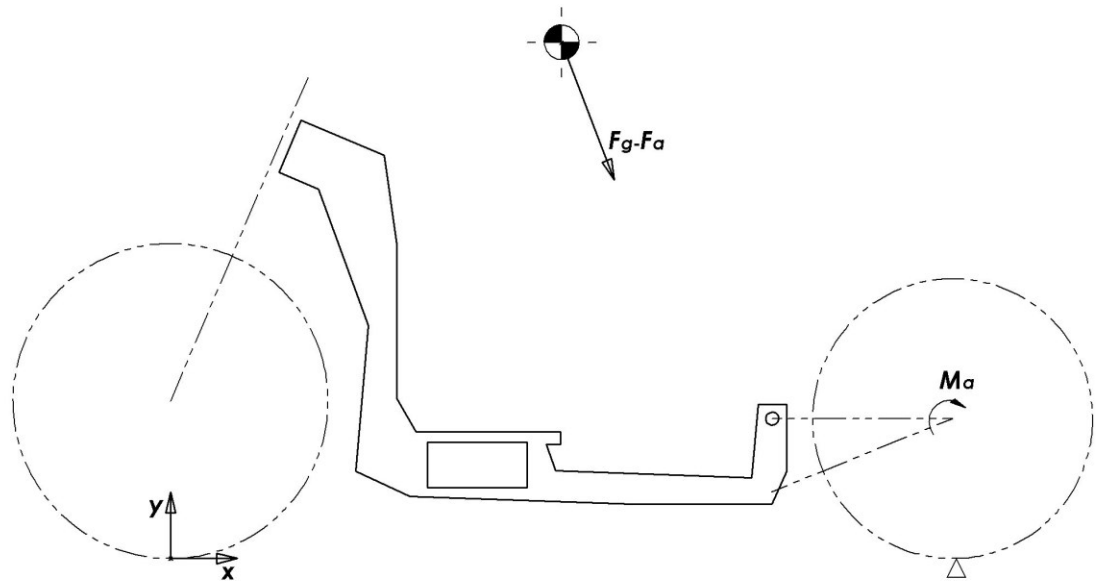
määritellään kunkin kuormituskenaarion kannalta tarkoituksenmukaisella tavalla.



KUVA 10. Jarrutustilanteen kuormituskenaario FEM-analyysiä varten



KUVA 11. Kallistustilanteen kuormituskenaario FEM-analyysiä varten



KUVA 12. Kiihdytystilanteen kuormituskenaario FEM-analyysiä varten

### 3.5.2 Resonanssitarkastelu

Resonanssitarkastelussa oletetaan, että ajotilanteessa syntyvät herätteet osuvat tietyille taajuuksivälille, joka määräytyy sekä nopeudesta millä ajoneuvo liikkuu että ajopinnalla esiintyvien kolojen tai muiden vastaavien piirteiden keskinäisen välimatkan suuruudesta. Tällaisia koloja voisi esiintyä esimerkiksi kivetetyllä pinnalla ajettaessa. Ajonopeuden suhteen oletetaan, että se voi vaihdella välillä 5–25 km/h ja herätteen aiheuttavien piirteiden keskinäisen välin oletetaan vaihtelevan välillä 80–250 mm. Lisäksi lasketaan ajoneuvon jousituksen resonanssitaajuu- det, jotta voidaan arvioida mahdollisuutta rungon ja jousien resonanssien saman- aikaiselle esiintymiselle ja siten tilanteelle, jossa resonanssit vahvistavat toisiaan. Tarkastelun yleisluonteisuuden takia laskuissa ei huomioida kerrannaistaajuu- k- sia ja mahdollisia summa- ja erotustaajuuksia, joita voi syntyä esimerkiksi etu- ja takapyörän kohdatessa herätteen huiput ja pohjat eriaikaisesti.

Ajotilanteessa syntyvien herätetaajuuksien vaihteluväli saadaan selvitettyä kaa- valla 11, joka ratkaistaan arvoilla 250 mm ja 5 km/h vaihteluvälin alimman taajuu- den selvittämiseksi sekä arvoilla 80 mm ja 25 km/h ylimmän taajuuden selvittä-

miseksi. Huomattava on, että yksikköinä laskuissa käytetään metriä ja metriä sekunnissa. Kaavassa  $f$  vastaa herätetaajuutta,  $v$  vastaa nopeutta ja  $s$  herätepiirteiden väliä:

$$f = \frac{v}{s} \quad (11)$$

Jousien suuntaa-antavien resonanssitaajuuksien selvittämiseksi tarvitaan tieto jousien jousivakioista ja massoista, jotka jousiin vaikuttavat. Jousivakioiden laskemiseksi tehdään oletukset, joissa ajoneuvon etupää painuu alaspäin 20 mm, kun ajoneuvon kokonaispaino kuormineen on 120 kg ja takapää painuu vastavasti samalla kuormalla alaspäin 10 mm. Koska ajoneuvon painopiste on oletettu akselivälin keskelle, vaikuttava massa on molemmissa päissä 60 kg. Näillä oletuksilla jousivakiot saadaan kaavalla 12. On huomattava, että jousivakiot eivät tässä kerro todellisia jousivakioita jousen normaalisuunnassa, vaan sen miten jousivakio ilmenee ajoneuvon tukipisteissä pystysuuntaisen liikkeen suhteen. Kaavassa  $k$  on jousivakio,  $m$  on vaikuttava massa ja  $x$  on alaspäin painumisen määrä ( $i = 1$  merkitsee ajoneuvon etupäätä,  $i = 2$  merkitsee ajoneuvon takapäätä):

$$i = 1; 2$$

$$k_i = \frac{mg}{x_i} \quad (12)$$

Resonanssitaajuudet ratkeavat kaavalla 13. Kaavassa  $f$  on resonanssitaajuus:

$$i = 1; 2$$

$$f_i = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_i}{m}} \quad (13)$$

Kun resonanssitaajuudet ratkaistaan oletuksella, että ajoneuvon kokonaispaino kuormineen voi vaihdella välillä 80–240 kg, saadaan vaihteluvälit myös jousien

resonanssitaajuuksille. Taulukossa 3 vaihteluvälit on ratkaistu edellä esitetyillä arvoilla.

TAULUKKO 3. Taajuuksien vaihteluvälit

Taajuudet	Vaihteluväli $\approx$
Herätetaajuudet	5–87 Hz
Etujousen resonanssitaajuudet	2–5 Hz
Takajousen resonanssitaajuudet	3–7 Hz

### 3.5.3 Väsymistarkastelu

Väsymistarkastelua tehdään standardin SFS 3099 (1974) premissien pohjalta. Standardi on ensisijaisesti tarkoitettu sovellettavaksi aksiaalisiin väsytykokeisiin sekä taivutus- tai vääntöväsytykokeisiin, mutta tässä standardin katsotaan olevan sopiva kuitenkin myös tietyin oletuksin rungon väsymistarkastelun yhteydessä mm. siitä syystä, että ajoneuvon jousituksen seurauksena runkoon kohdistuvat kuormituksen muutokset seuraavat väsytykokeiden tavoin sinimuotoista käyrää, vaikkakin iskunvaimennuksen takia nopeasti vaimenevana. Väsytykokeiden tavoin myös jännitykset rungossa syntyvät pääosin taivutuksesta. Lisäksi koska runkoon aikanaan kohdistuva väsymiskuorma on vahvasti mm. käyttöympäristökohtaista ja siten mahdotonta määritellä muuten kuin hyvin yleisellä tasolla, on tarkastelussa turha soveltaa kovin pitkälle meneviä menetelmiä, vaan tarkastelun tehtävänä on toimia tässä yleisluontoisena katsauksena sen arvioimiseksi voiko väsymisilmiö muodostua ongelmaksi jossain vaiheessa rungon elinkaarta. Tarkastelussa käytetään standardissa esiteltyä Haighin väsymislujuuspiirrosta ja poikkeamat standardista huomioidaan redusoimalla väsymisrajan arvoa tietyin kertoimin.

Standardissa SFS 3099 (1974) ei käsitellä eri metallien väsymisrajojen tai väsymislujuuksien laskennalliseen määrittämiseen liittyviä tekijöitä, joten rungon väsymislajuuden arvoa selvitetään tässä Salmen ja Pajusen Lujuusoppi-kirjaa (2010, 360, 367–370) käyttäen. Kirjassa väsymisrajan lähtöarvoksi teräksille suositellaan likiarvoa 0,5 kertaa teräksen murtolujuus, kun murtolujuus on pienempi

kuin 1400 MPa ja tarkempaa arvoa ei ole tiedossa. Tässä lähtöarvoa redusoidaan vielä aksiaalisen kuormitustyyppin kertoimella 0,7. Vaikka jännitykset rungossa sinänsä ovatkin seurausta taivutuksesta, saattaa rungon levyrakenteen ja yleisen muotonsa takia osa jännityksistä näyttäytyä rakenteessa enemmän aksiaalisina jännityksinä. Muita redusointikertoimia ei tässä katsota tarpeelliseksi soveltaa koska rungossa on jännityskeskittymiä sisältävissä nurkkakohdissa suurisäteiset (30 mm) pyöristykset, runko on suojattu korroosiolta ja tarvittaessa voidaan rungosta myös tasoittaa ja kiillottaa ne pinnat, joissa mahdollisesti olisi vaarana väsymismurtuman ydintyminen jonkin pinnan epätasaisuuden kohdalle. Näistä seuraa väsymisrajalle kaava, jossa  $\sigma_D$  on väsymisraja ja  $R_m$  on murtoraja:

$$\sigma_D = 0,5 \cdot 0,7 \cdot R_m \quad (14)$$

Lisäksi tarkastelua varten tehdään muutamia taustaoletuksia käyttötilanteissa esiintyvistä kuormista ja kuormitusvaihteluista. Voidaan olettaa, että ajoneuvoa harvoin käytetään maksimikuormalla ja että ajoneuvon kohtaamat rungossa kuormitustason vaihtelua aiheuttavat ajotilanteet kohdistuvat etu- ja takapyörään eriaikaisesti. Tästä seuraa, että vaihtuvan kuormituksen kuormitusamplitudin suuruus rungossa voidaan olettaa olevan myös puolet siitä mitä se voisi olla, jos kuormitus kohdistuisi molempiin pyöriin samanaikaisesti. Jos vielä oletetaan, että kuormitukset harvoin saavuttavat maksimitasoa, vaan ovat esimerkiksi keskimäärin puolet tästä, voidaan kuormitusamplitudille olettaa tarkastelussa keskimääräinen taso, joka on suuruudeltaan neljäsosa staattisen kuormituksen tasosta. Näistä seuraa kuormitusvoimille kaavat:

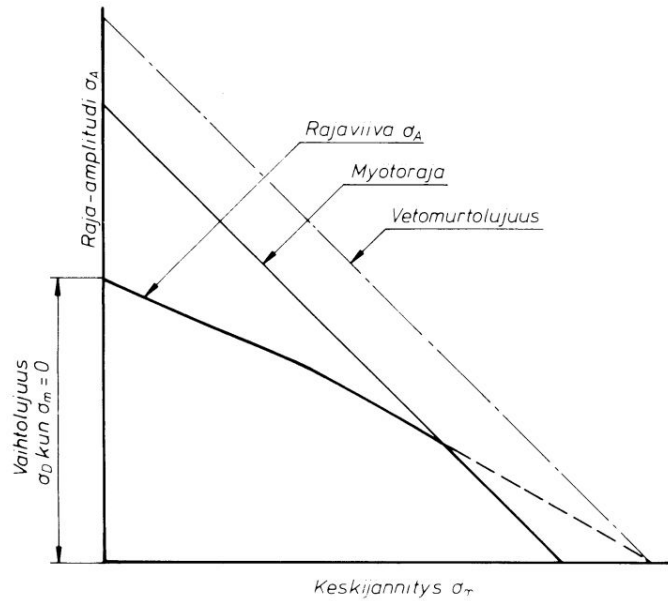
$$F_m = mg \quad (15)$$

$$F_a = \frac{1}{4} F_m \quad (16)$$

Kaavoissa  $F_m$  on keski-kuormitus,  $F_a$  on kuormitusamplitudi ja  $m$  vastaa keskimääräistä kuormaa, jonka suuruudeksi oletetaan 120 kg. Kuormituksia vastaavat jännitykset selvitetään FEM-analyysillä.

Haighin väsymislujuuspiirroksessa (kuvio 1) vaaka-akselille merkitään keskikuormituksen seurauksena syntyvä keskijännitys  $\sigma_m$  ja kuormitusamplitudin seurauksena syntyvä jännitysamplitudi  $\sigma_a$  liikkuu pystyakselin suuntaisesti. Rajaviivan  $\sigma_A$  alle jäävät jännitysamplitudin arvot kulloisellakin keskijännityksen tasolla merkitsevät ns. ääretöntä väsymisikää, jolloin väsymistä ei tapahdu. Haighin mallia kutsutaan myös Goodmanin malliksi (Salmi & Pajunen 2010, 362).

KUVIO 1. Haighin väsymislujuuspiirros (SFS 3099 1974, 12)



## 4 TEOREETTINEN VIITEKEHYS

Tässä luvussa luodaan lyhyt katsaus tämän opinnäytetyön kannalta keskeisiin käsitteisiin ja menetelmiin.

### 4.1 Laserleikkaus

Laserleikkaus on verrattain yleinen työstömenetelmä, jossa lasersädettä käytetään aineen leikkaamiseen. Menetelmällä voidaan leikata metallien lisäksi monenlaisia materiaaleja. Laserleikkauksessa syntyy verrattain vähän lämpöä ja sillä saadaan tehtyä hyvin kapeita ja tarkkoja leikkausrailoja. Pienen lämmön tuonnin takia muodonmuutokset ovat pieniä, jolloin on mahdollista tuottaa tarkkoja ja mutkikkaita muotoja ilman lämpövääntelyitä. Laserilla leikatun kappaleen voi yleensä suoraan käyttää kokoonpanossa. (Andersson, Hämäläinen & Kivistö 1996, 1.2-1.)

Laserleikkausta sovelletaan yleisimmin levyjen leikkauksessa mutta sitä käytetään myös esimerkiksi putkien leikkauksessa erilaisten muotojen ja profiilien tekemiseen. Laserleikkauksessa on muutamia eri menetelmiä tai tekniikoita, mutta teräksiä leikataan yleisimmin polttolaserleikkaus-tekniikalla. Siinä laserin kuumentamaan kohtaan ohjataan kaasusuihku, jonka sisältämä happi saa teräksessä aikaan polttoreaktion, joka nopeuttaa leikkaustapahtumaa. (Andersson, Hämäläinen & Kivistö 1996, 1.2-3.)

### 4.2 FEM-analyysi

FEM lyhenne tulee englannin kielen termistä Finite Element Method, joka on suomeksi käännetty muotoon elementtimenetelmä. Usein käytetään myös termiä FEA (Finite Element Analysis) elementtimenetelmällä tehdystä laskennasta. Elementtimenetelmässä tarkastelun kohde jaetaan pienempiin osasiin, eli elementteihin, joiden yhdistymiskohtia kutsutaan solmuiksi. Tällä elementtien ja solmujen



muodostamalla verkolla differentiaaliyhtälöiden ratkaiseminen onnistuu algebrallisilla yhtälöillä. Elementtimenetelmällä on mahdollista ratkaista ongelmia, joita ei esimerkiksi rakenteen monimutkaisuuden takia pystytä analyyttisesti ratkaisemaan. Menetelmä on tehokas työkalu laskettaessa kuormitettujen rakenteiden muodonmuutoksia, jännityksiä ja venymiä. (Madenci & Guven 2006, 1; Oñate 2009, 1–2.)

### **4.3 Topologian optimointi**

Topologian optimointi on matemaattinen menetelmä, jolla voidaan optimoida kappaleen tai rakenteen materiaalin käyttö tarkoituksenmukaisella tavalla tavoitteen mukaan. Optimoinnissa on lähtökohtana tietty optimointia rajaava 3D-kappale, johon optimointi kohdistuu. Optimoinnissa määritellään tarvittavat optimoinnin reunaehdot, kuten mm. rakenteeseen vaikuttavat kuormitusvoimat ja optimoinnin päämäärät. Topologian optimoinnissa sovelletaan yleisesti elementtimenetelmää. (Engineering Product design 2019.)

Topologian optimointia käytetään usein jo suunnittelutyön alkuvaiheessa ohjaamaan suunnittelutyön suuntaa, eikä optimoinnin tuloksia useinkaan käytetä vielä sellaisinaan. Tässä on taustalla myös se, että optimoinnin tulokset voivat olla valmistuksen kannalta haastavia toteuttaa ja vaativat usein muokkausta. (Engineering Product design 2019.)

### **4.4 Rakenneteräkset sekä myötöraja ja murtoraja**

Tässä työssä ensisijaisena oletuksena on, että rungon valmistusmateriaalina käytetään rakenneterästä. Tyypillisiä ja paljon käytettyjä rakenneteräslaatuja ovat esimerkiksi S235 ja S355, jotka toimivat tässä työssä referenssiteräksinä lujuustarkasteluissa. Toimitusehdot näille teräslaaduille määritellään standardissa SFS-EN 10025 (2019, 26), jossa teräslaatuja myötörajoiksi ilmoitetaan alle 16 mm:n levyillä 235 ja 355 MPa ja murtolujuuksien arvoiksi nimellispaksuusväleillä 3–100 mm arvot 360–510 ja 470–630 MPa.

Myötörajalalla tarkoitetaan rajaa, jonka ylittyessä rakenteeseen syntyy pysyvä muodonmuutos. Myötörajan alapuolella muodonmuutokset palautuvat ja teräs toimii lineaarisen elastisuuden alueella, jossa rakenteessa vaikuttava jännitys on suorassa suhteessa kappaleen venymään. Murtoraja on jännityksen taso, jota suurempaa jännitystä ei teräksessä voi syntyä. Myötö- ja murtorajan välillä teräksessä tapahtuu mm. myötölujuuttumista. (Leckie & Dal Bello 2009, 51–54.) Metallien myötö- ja murtorajoja tutkitaan ensisijaisesti vetokokeilla. Mm. standardissa SFS-EN ISO 6892-1 (2019) käsitellään metallien vetokokeen suorittamista ja sillä määriteltäviä metallin mekaanisia ominaisuuksia.

#### **4.5 Työn lujuusopillisia Aspekteja ja käsitteitä**

Metalli on sitä lujempi, mitä suurempia jännityksiä se kestää. Näin ollen esimerkiksi teräs S355 on lujempaa kuin S235. Jännityksellä tarkoitetaan voimaa, joka kohdistuu joltain tiettyä pinta-alaa kohden. Rakenteeseen syntyy jännityksiä mm. veto-, puristus-, taivutus- ja vääntökuormitustilanteissa. Näistä jännityksistä osa näyttäytyy pinnan normaalin suuntaisina veto- ja puristusjännityksinä ja osa näyttäytyy pinnan suuntaisina leikkausjännityksinä. Jännityshypoteeseilla pyritään kokoamaan rakenteen tietyssä pisteessä vaikuttavat eri jännitykset yhdeksi jännityksen vertailuarvoksi. Yleisimmin käytetyt jännityshypoteesit ovat Trescan ja von Misesin hypoteesit. (Leckie & Dal Bello 2009, 45–46, 284.)

Varmuuskertoimella pyritään varautumaan erilaisiin epävarmuustekijöihin. Tällaisia tekijöitä voivat olla esimerkiksi virheet ja poikkeamat valmistusmateriaalissa sekä tekijät, joita suunnittelussa ei olla osattu ottaa huomioon. Varmuuskerroin on sen rakenteen vielä kestävän maksimikuorman tai sen rakenteessa synnyttämän jännityksen suhde suurimpaan sallittuun kuormaan tai jännitykseen. (Leckie & Dal Bello 2009, 8.)

Luvussa 3.4 mainitulla kimmokertoimella kuvataan kappaleen kykyä vastustaa venymistä jännityksen alaisena, kun toimitaan teräksen tai muun lineaarisesti kimmoisen materiaalin lineaarisesti kimmoisella alueella. Poisson-vakio on kerroin, jolla kuvataan sitä millä suhteella tämä venyminen ilmenee poikittaissuunnassa. (Airila. ym. 2010, 92.) Kimmokertoimella ja Poisson-vakiolla on vaikutusta

erityisesti tuloksiin, joita saadaan, kun lasketaan rungon kuormituksesta aiheutuvia siirtymiä. Kimmokertoimella, venymällä ja jännityksellä on yhteys, jossa jännitys on kimmokertoimen ja venymän tulo. Yhteyttä nimitetään Hooken laiksi. Yhteydestä seuraa se, että jännityksen kasvaessa myös tarkasteltavan kappaleen muodonmuutokset kasvavat.

#### 4.6 Väsyminen

Materiaalin väsymisellä tarkoitetaan materiaalin heikkenemistä vaihtuvan kuormituksen vaikutuksesta. Vaihtuvasti kuormitettu materiaali voi murtua, vaikkei sen nimellistä murto- tai edes myötörajaa olisi ylitetty, mikäli vaihtuva kuormitus on jatkunut riittävän pitkään. Väsymismurtumalle altistavat erilaiset tekijät, kuten lovet ja pinnan epätasaisuudet, joiden kohdalta väsymismurtuma voi lähteä ydintymään. (Case, Chilver & Ross 1999, 53.)

Tärkeitä käsitteitä väsymistarkastelussa ovat mm. väsymislajuuden, väsymisrajan ja kestorajan käsitteet. Lisäksi tärkeitä termejä ovat keskijännitys ja jännitysamplitudi. Standardissa SFS 3099 (1974) väsymislajuus määritellään keskijännityksen ja jännitysamplitudin arvopariksi, jolla koekappale kestää sovitun jännitysjaksojen lukumäärän. Standardin mukaan kestoraja on väsymislajuuden arvo jollain tietyllä äärellisellä määrällä kuormitusyklejä ja väsymisraja on väsymislajuuden arvo äärettömällä määrällä kuormitusyklejä. Raja-amplitudi on jännitysamplitudi väsymisrajalla.

Murtumaan johtava kuormanvaihtojen lukumäärä riippuu jännitysamplitudista ja kappaleessa valitsevasta keskijännityksestä sekä kappaleen kestorajasta. Mikäli keskijännityksen ja jännitysamplitudin yhteisvaikutus ei ylitä väsymisrajaa kestää kappale ikuisesti. Väsymis- ja kestorajaan vaikuttavat käytetyn materiaalin lisäksi moni muukin tekijä, eikä ole olemassa mitään eksaktia tapaa määrittellä tarkkoja raja-arvoja, vaan ne perustuvat koekuormitukseen ja niistä kerättyyn tilastolliseen tietoon. Tässä opinnäytetyössä hyödynnettiin väsymisrajan määrittelyssä Salmen ja Pajusen kirjaa (2010), kuten luvussa 3.4.3 todettiin. (Salmi ja Pajunen

(2010, 360) käyttivät termiä ja käsitettä vaihtolujuus, mutta tässä yhteydessä pitäydään standardin SFS 3099 (1974) väsymisrajatermissä. Tällä ei kuitenkaan ole tässä tapauksessa merkitystä lopputuloksen kannalta.)

#### **4.7 Resonanssien merkitys**

Rakenteissa esiintyvät värähtelyt, jotka eivät palvele rakenteessa mitään tarkoitusta, voivat olla haitallisia ja lisäävät rakenteen kuormitusta. Rakenteilla on myös omat ominaisvärähtelytaajuuksensa, jotka voivat herätä, mikäli ympäristöstä tulee sopiva heräte.

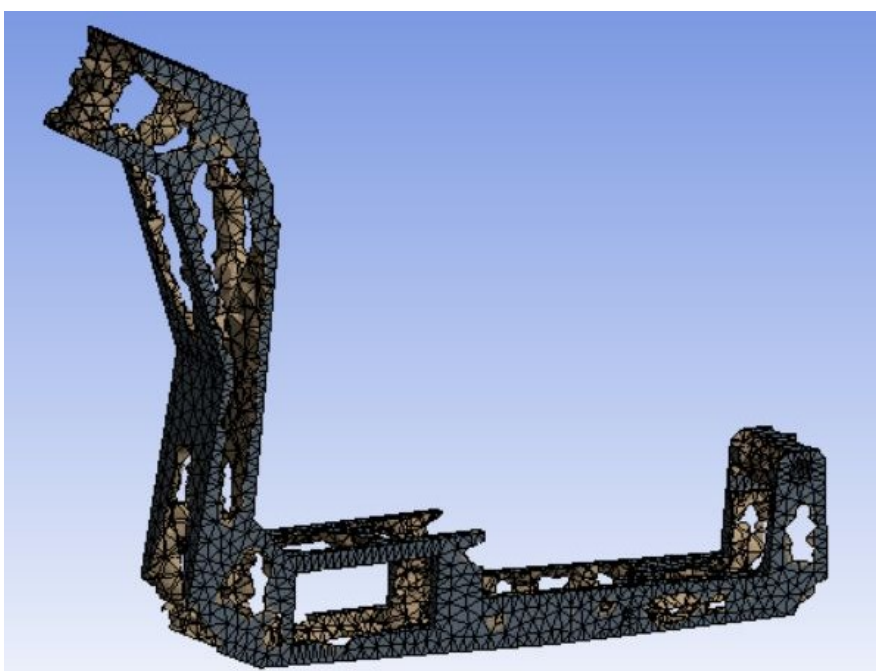
Koska ajoneuvon runko on tehty lineaarisesti kimmoisesta materiaalista, joka taipuu sen päällä olevan massan vaikutuksesta, voidaan runko ja massa ymmärtää jousi-massasysteemiksi. Kun systeemissä tapahtuu poikkeama staattisesta tasapainotilanteesta, pyrkii rungon kimmovoima palauttamaan systeemin takaisin tasapainoasemaan. Jos systeemissä ei ole tarpeeksi vaimennusta, tapahtuu tämä palautuminen nollasta poikkeavalla nopeudella, joka massan inertiaa takia vie systeemin uudelleen pois tasapainoasemasta. Tästä seuraa rungolle ominaisvärähtelytaajuus, joka seuraa sinimuotoista käyrää. Tämän kuvatulnaisen värähtelyn amplitudi voi olla suurimmillaan yhtä suuri kuin staattisen kuormituksen aiheuttama poikkeama, josta seuraa se, että värähtelyn aiheuttama kuormitusamplitudi voi olla myös yhtä suuri kuin staattisen kuormituksen taso. (Salmi & Virtanen 2006, 373–376.)

## 5 TULOKSET JA ANALYYSI

Tässä luvussa kuvataan ja analysoidaan suunnittelutyön tuloksia topologian optimoinnin, FEM-analyysien, väsymistarkastelun ja resonanssitarkastelun suhteen sekä esitellään runkosuunnitelmaa myös muilta osin. Topologian optimoinnissa ja lujuusanalyyseissä käytettiin verrattain karkeaa verkotusta ja toisen asteen interpolointia. Kuormituskenaarioiden tuloksia esittävässä kuvassa voimien rungossa aikaansaamat muodonmuutokset on esitetty korostetusti.

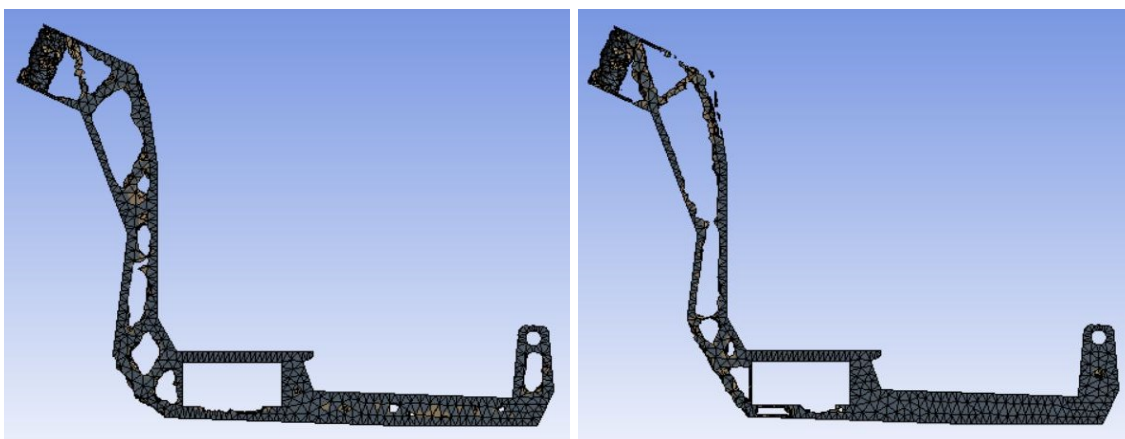
### 5.1 Topologian optimointi ja rungon mallinnus

Topologian optimoinnilla saatiin kuvan 14 kaltainen tulos kuvan 5 solidimallille. Tuloksessa on jo paljon lopullisen runkorakenteen piirteitä. Kuormitusvoimina optimoinnissa olivat staattista kuormaa kuvaavat voimat sekä voiman momentit, joilla kuvattiin jarrutus- ja kallistustilanteiden vaikutusta rakenteessa. Sekä voimien että momenttien tasot olivat optimoinnissa suuruusluokaltaan karkeasti todellista käyttötilannetta vastaavalla tasolla. Tuloksessa huomionarvoista on optimoinnissa jäljellejääneiden rakenteiden keskittyminen mallin reunoille ja nurkkiin. Materiaalia poistettiin optimoinnissa 60 %.

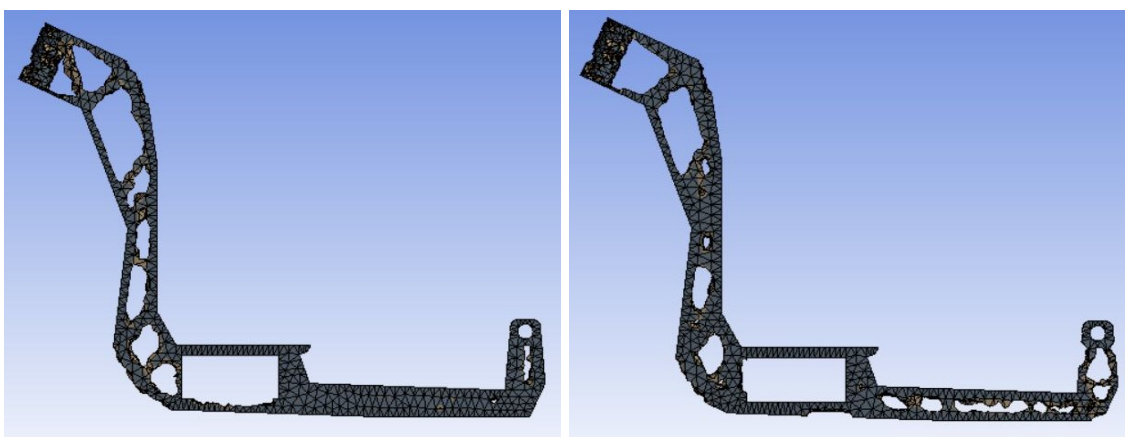


KUVA 14. Solidimallin optimoinnin tulos

Optimoinnin seuraavaan vaiheeseen, eli kuvan 7 malliin perustuvaan optimointiin, käytettiin myös samanlaisia kuormaa kuvaavia voimia ja voiman momentteja kuin kuvan 5 solidimalliin. Nyt kuitenkin tehtiin useampia optimointeja kuormitusvoimien eri voimakkuuksilla ja keskinäisillä suhteilla. Kuvapari 15 ja 16 esimerkiksi havainnollistaa runkoon vääntöä tuovan momentin vaikutusta optimoinnin tulokseen. Kuvan 16 tapauksessa momentin tasoa nostettiin kymmenkertaiseksi kuvan 15 tasoon nähden. Kuva 15 vastaa tässä optimointia, joka on tehty käyttötilannetta vastaavilla kuormitusten tasoilla. Kuvassa 17 on vääntöä aiheuttavan momentin taso kaksinkertainen kuvan 15 tasoon verrattuna ja kuvassa 18 momentin vaikutus on kokonaan poistettu. Huomionarvoista kuvissa on erityisesti se, että vaikka optimoinnin tuloksissa on eroja, tulevat ne selkeästi ilmi vasta kun muutokset ovat hyvin suuria, kuten kuvissa 16 ja 18. Materiaalia poistettiin 60 % kuvien optimoinneissa.

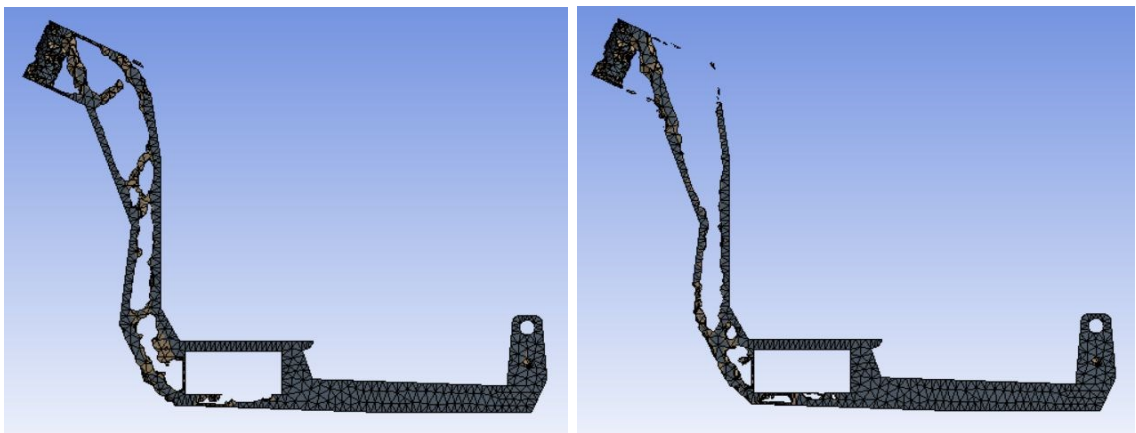


KUVAT 15 JA 16. Vääntömomentin vaikutus rungon optimoinnissa



KUVAT 17 JA 18. Vääntömomentin vaikutus rungon optimoinnissa

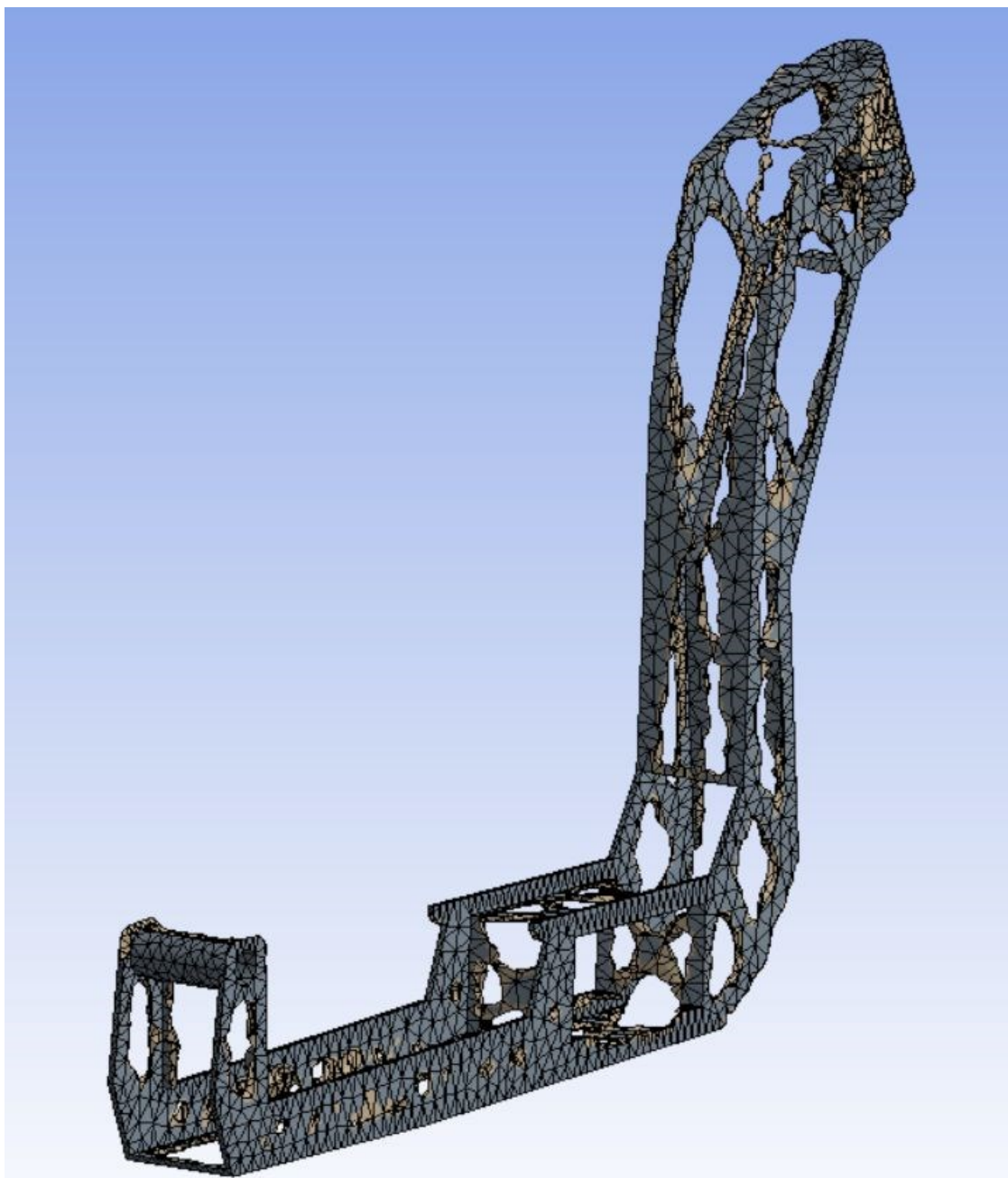
Jarrutustilanteen aiheuttaman voiman momentin vaikutusta rungon optimoinnissa havainnollistaa kuvapari 19 ja 20, joissa kuvan 19 tapauksessa momentin tasoa on laskettu neljäsosaan kuvan 15 tapaukseen verrattuna ja kuvan 20 tapauksessa on tämän momentin vaikutus poistettu kokonaan. Huomionarvoista on taas se, että muutokset tulevat selkeästi näkyviin vasta kun momentin vaikutus poistetaan kokonaan. Lisäksi huomionarvoista on se, että kuvan 20 kuormitustapauksen optimointitulokset muistuttaa jossain määrin kuvan 16 kuormitustapauksen tulosta, vaikka kuormitustapaukset ovat varsin erilaisia. Materiaalia poistettiin 60 % kuvien optimoinneissa.



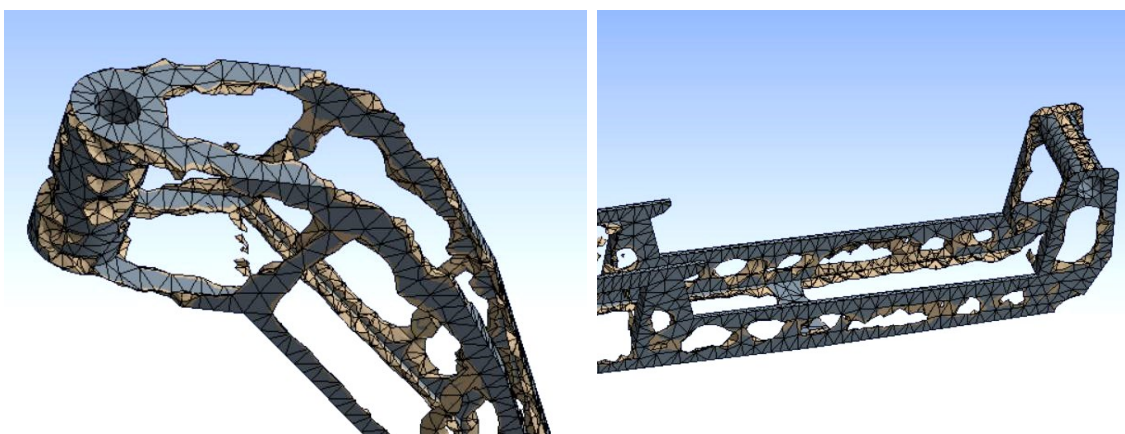
KUVAT 19 JA 20. Jarrutustilanteen aiheuttaman momenttikuoorman vaikutus rungon optimointiin

Edellä olevista optimoinnin esimerkeistä on pääteltävissä kuvien 15, 17 ja 19 perusteella, että on mahdollista löytää optimoinnilla muoto, joka toimii hyvin, vaikka kuormitukset vaihtelisivat merkittävästi sekä tasoltaan että keskinäisiltä suhteiltaan. Tämä helpottaa optimoinnin tulosten toteuttamista runkosuunnitelmassa.

Alla olevan kuvan 21 optimoinnin kuormitukset vastaavat kuvan 15 optimoinnin kuormituksia, mutta materiaalia poistettiin tässä optimoinnissa 65 %. Kuvissa 22 ja 23 on eräitä yksityiskohtia optimoinnin tuloksesta, kun materiaalia on poistettu 70 %. Kuormitusvoimat ovat myös näissä optimoinneissa vastaavat kuin kuvan 15 tapauksessa. Kuvista ilmenee miten optimoinnin tulokset toteutuvat rungon rakenteessa laajemmin. Näiden tulosten pohjalta runkosuunnitelmaa lähdettiin viemään eteenpäin periaatteella, jossa optimoinnin tulokset otettiin huomioon rakenteessa aina muiden toiminnallisten tekijöiden sen salliessa.



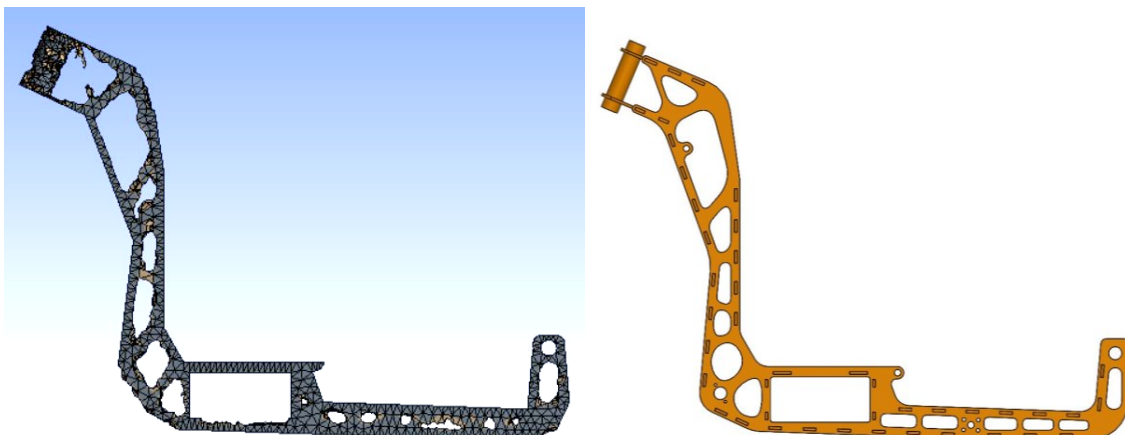
KUVA 21. Optimoinnin tulos käyttötilannetta vastaavilla kuormitusvoimilla



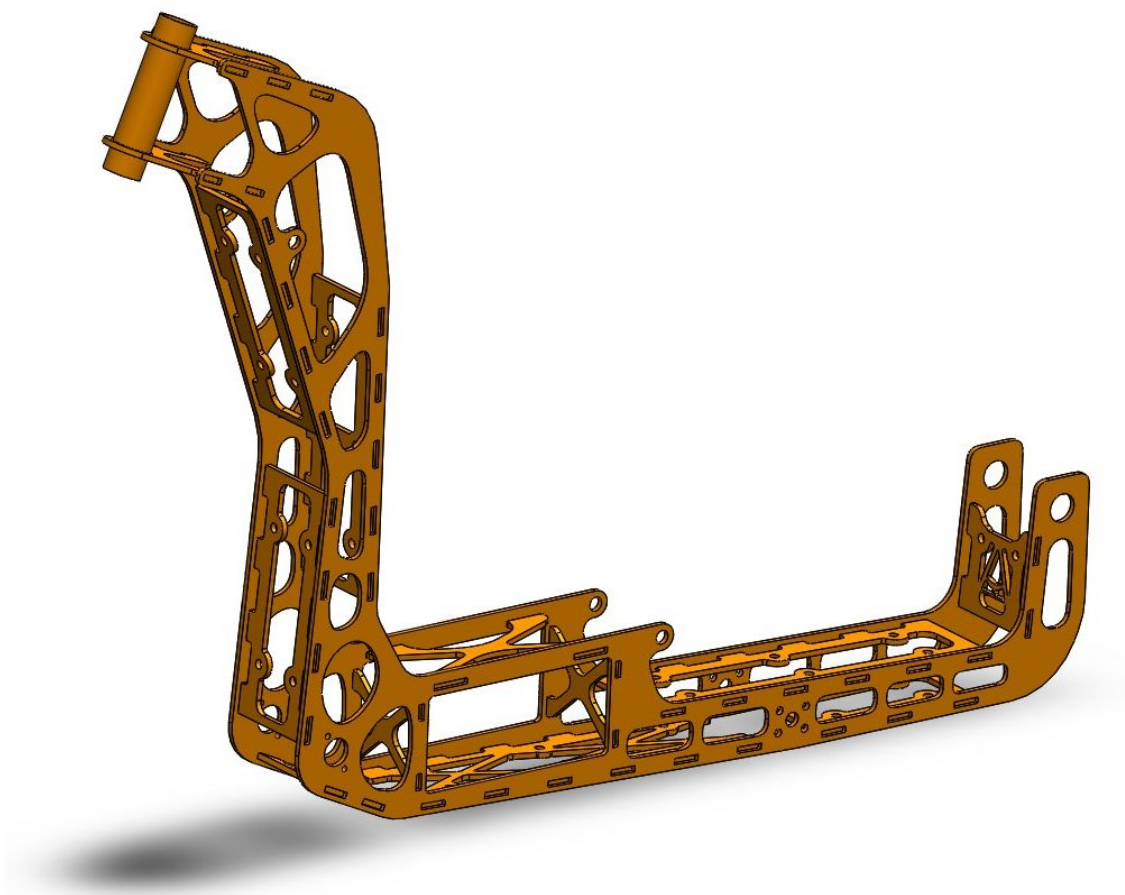
KUVAT 22 JA 23. Rungon etuosa ja takaosa



Kuvista 24 ja 25 ilmenee miten topologian optimoinnin tulokset toteutuvat rungon kylkilevyjen rakenteessa. Kuvassa 26 on runkosuunnitelman valmis malli kokonaisuudessaan ennen FEM-analyysiä.



KUVA 24 JA 25. Kylkilevyjen mallintamisen lähtökohta ja mallinnettu kylkilevy



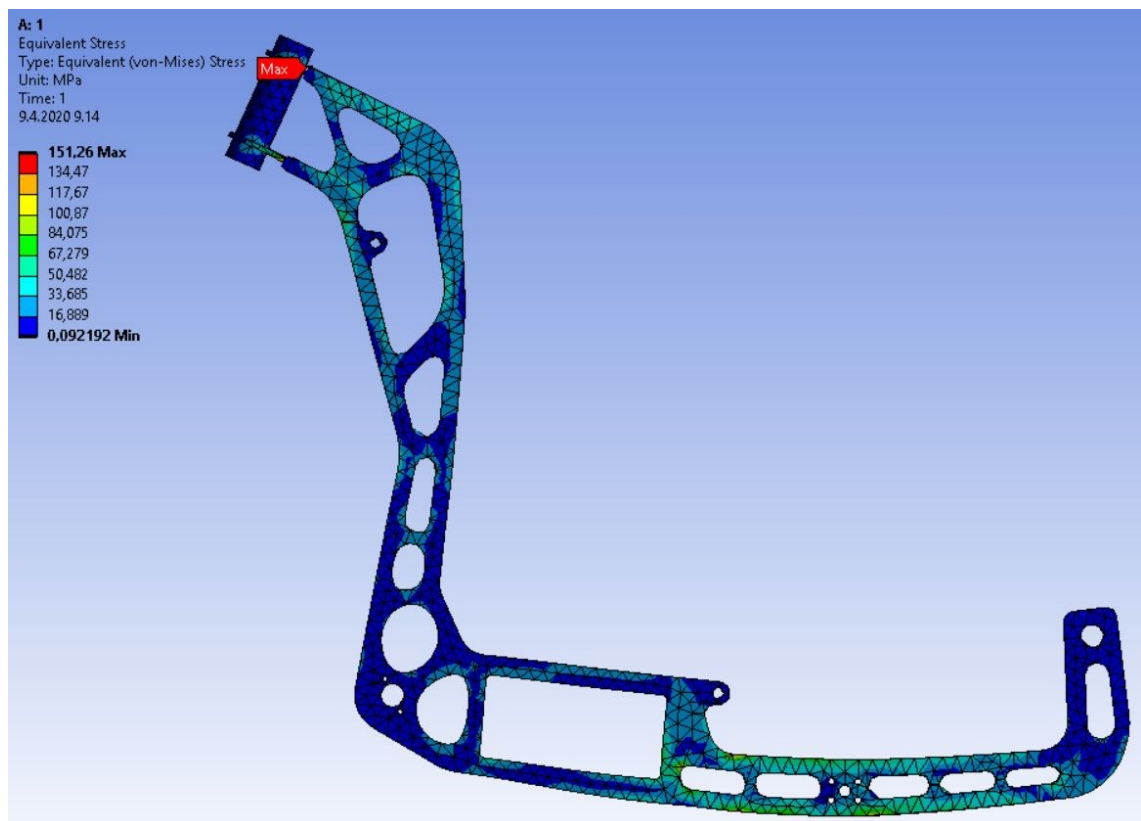
KUVA 26. Valmiiksi mallinnettu runkosuunnitelma

## 5.2 FEM-analyysin tulokset ja tehdyt muutokset

Tässä käsitellyt FEM-analyysien tulokset tehtiin luvussa 3.4.1 esitettyjen kuormitusskenaarioiden pohjalta. Tuloksia tulkittaessa käytettiin varmuuskertoimeen liittyvinä jännitysten vertailuarvoina rakenneterästen S235 ja S355 myötörajoihin suhteutettuja jännityksiä. Varmuuskertoimella 2 teräksen S235 vertailuarvoksi tulee pyöristettynä 120 MPa ja teräksen S355 arvoksi tulee vastaavasti 180 MPa.

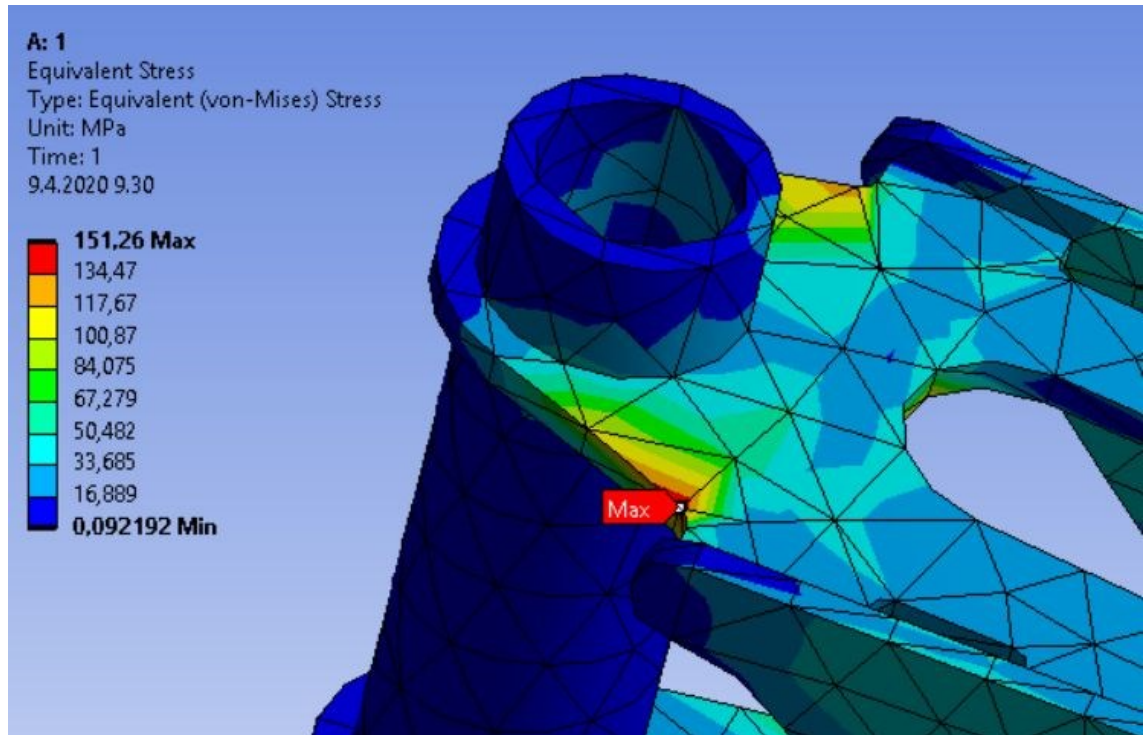
### 5.2.1 Jarrutustilanteen kuormitusskenaario

Jarrutustilanteen kuormitusvoimiksi määriteltiin luvussa 3.4.1 ajoneuvon kuorman aiheuttama staattinen kuormitusvoima sekä etu- ja takapyörään kohdistuvat kitkavoimat. Voimat huomioitiin skenaariossa kuvan 10 osoittamalla tavalla. Kuvasta 27 ilmenee kuormitusskenaariolla toteutetun FEM-analyysin tulos.



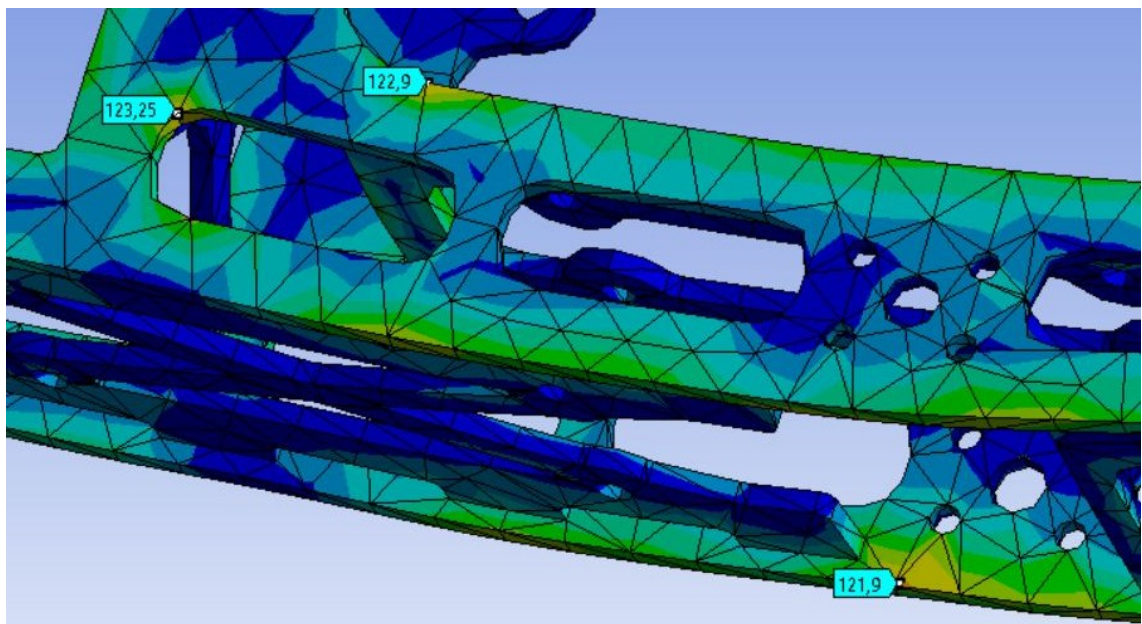
KUVA 27. Jarrutustilanteen kuormitusskenaariion FEM-analyysin tulokset

Analyysin perusteella jarrutustilanteessa muodostuva maksimijännitys on 151 MPa ja sen ilmenemispaiikka on emäputken läheisyydessä. Kuvasta 28 ilmenee, että jännityshuippu osuu pienisäteisen pyöristykseen kohdalle.



KUVA 28. Jarrutustilanteessa ilmenevän maksijännityksen esiintymiskohta

Lisäksi tuloksista ilmenee, että rakenteessa ylittyy teräksen S235 varmuuskertoimen vertailuarvo muutamissa kohdissa myös rungon alaosassa (kuva 29).

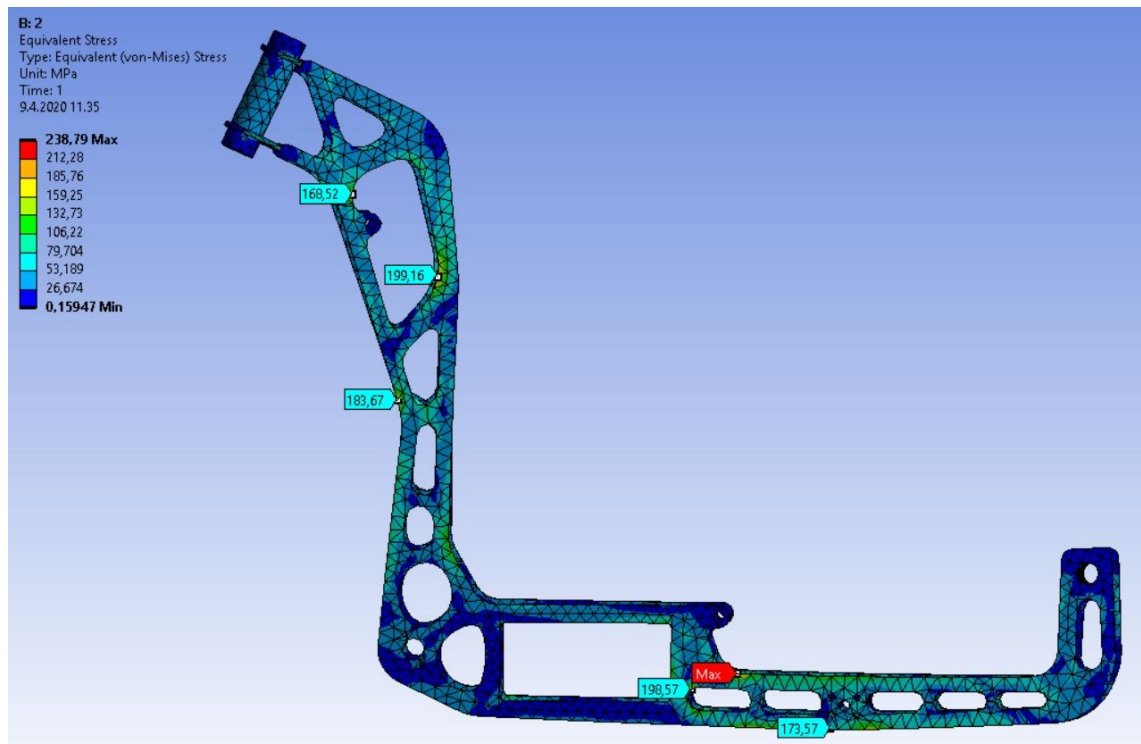


KUVA 29. Jännityskonsentraatioita rungon alaosassa

Emäputken läheisyydessä olevien jännityshuippujen voisi olettaa tasoittuvan verrattain pienellä muutoksella rakenteen muodossa. Jännityskeskittymät rungon alaosassa pienentyisivät helpoimmin käyttämällä paksumpaa levyä rungon kyljissä. Teräksen S355 suhteen jarrutustilanteen kuormituksissa ei ole ongelmaa.

## 5.2.2 Kallistustilanteen kuormituskenaario

Kallistustilanteen kuormitusvoimiksi määriteltiin luvussa 3.4.1 tilanteessa ilmenevät pysty- ja vaakasuuntaiset voimat. Voimat huomioitiin skenaariossa kuvan 11 osoittamalla tavalla. Kuvasta 30 ilmenee kuormituskenaariolla toteutetun FEM-analyysin tulos.

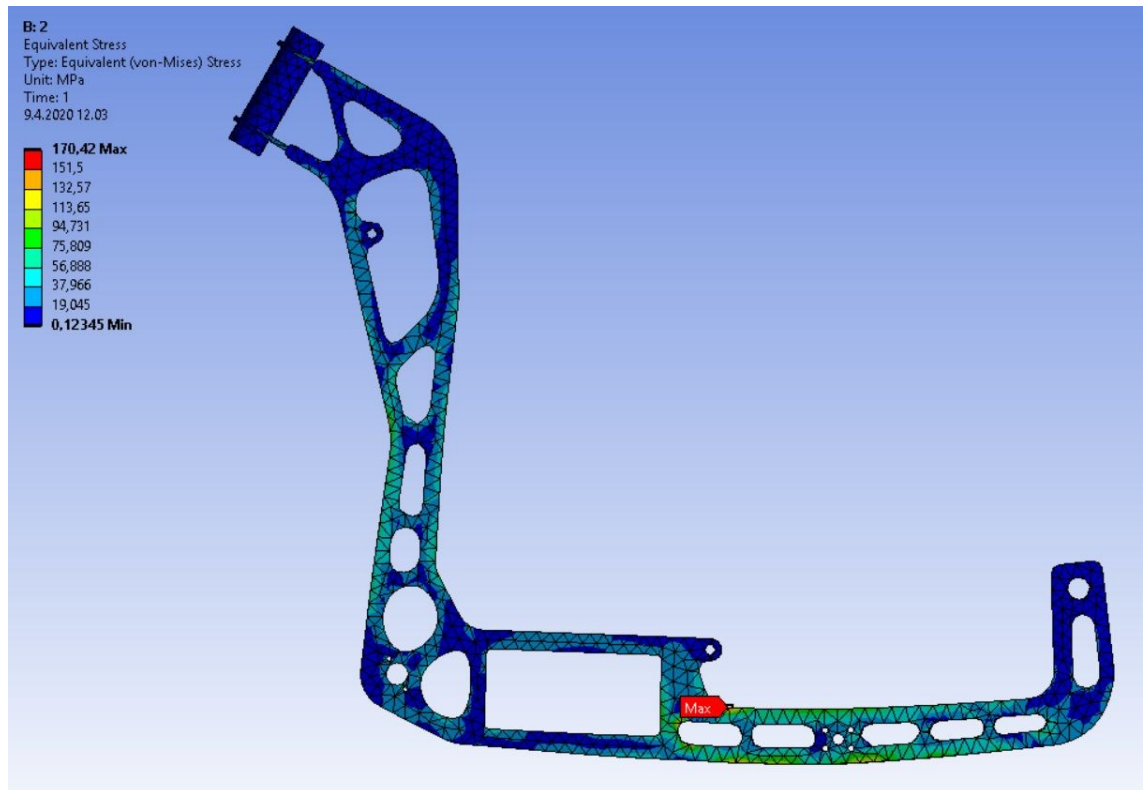


KUVA 30. Kallistustilanteen kuormituskenaarioiden FEM-analyysin tulokset

Jarrutustilanteeseen verrattuna ovat analyysin tulokset kallistustilanteelle nyt selvästi heikommat ja teräksen S355 varmuuskertoimen vertailuarvokin ylittyy neljässä eri kohdassa. Maksimijännitys on nyt 239 MPa, joka tosin on vielä sikäli kohtuullinen, että sillä tulee varmuudeksi teräksen S355 myötörajan nähden 1,5 ja murtorajan nähden 2,2. Kuitenkin jonkinlaiset muutokset rakenteeseen tai lujuemman teräksen käyttö olisi tässä kohtaa perusteltua. Tarkastelussa on myös

huomioitava analyysissä käytetty verrattain karkea verkotus, koska tiheämmällä verkotuksella toteutetussa analyysissä jännitysten taso näissä jännityskonsentraatioissa saattaisi paljastua vielä korkeammaksi.

Ongelmaa tarkasteltiin analysoimalla kallistuskenaario myös ilman vaakasuuntaista voiman komponenttia (kuva 31).



KUVA 31. Kallistustilanteen skenaario ilman vaakasuuntaista voiman komponenttia

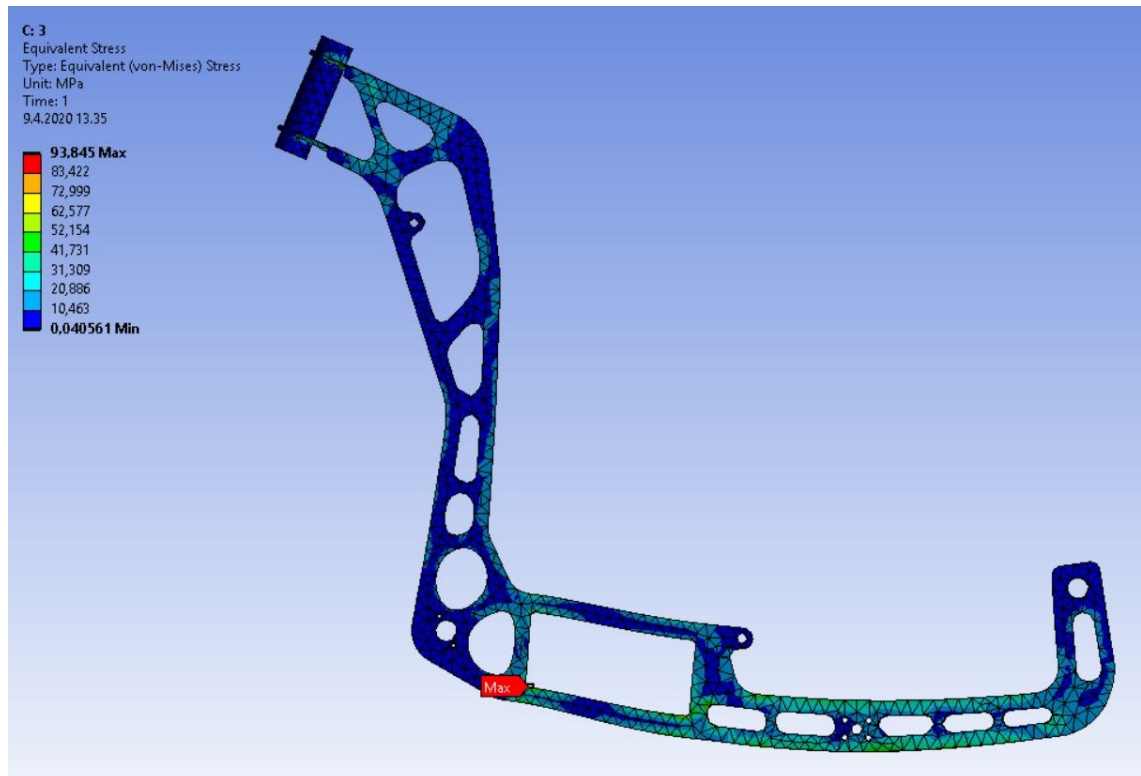
Pelkällä pystysuuntaisella voiman komponentilla on analyysin perusteella rungossa ilmenevä maksimijännitys 170 MPa. Vaakasuuntainen voiman komponentti siis kasvattaa rungon maksimijännityksen tasoa suhteessa jonkin verran enemmän kuin mitä pysty- ja vaakasuuntaisten voimien keskinäinen suhde on. Rungon alaosaan liittyvissä ongelmissa saattaisi siis olla avuksi jäykistää rakennetta myös vaakasuuntaisia kuormituksia vastaan niiltä kohdista missä ongelmia esiintyy.

Kallistustilanteen kuormitusskenaarion tulosten perusteella runkoon tehdyt muutokset esitetään luvussa 5.2.4.



### 5.2.3 Kiihdytystilanteen kuormitusskenaario

Kiihdytystilanteen kuormitusvoimiksi määriteltiin luvussa 3.4.1 ajoneuvon kuorman aiheuttama staattinen kuormitusvoima sekä kiihtyvyyden aiheuttama voima. Lisäksi kuormitukseksi tuli takapyörän napamoottorin aiheuttama voiman momentti. Voimat huomioitiin skenaariossa kuvan 12 osoittamalla tavalla. Kuvasta 32 ilmenee kuormitusskenaariolla toteutetun FEM-analyysin tulos.

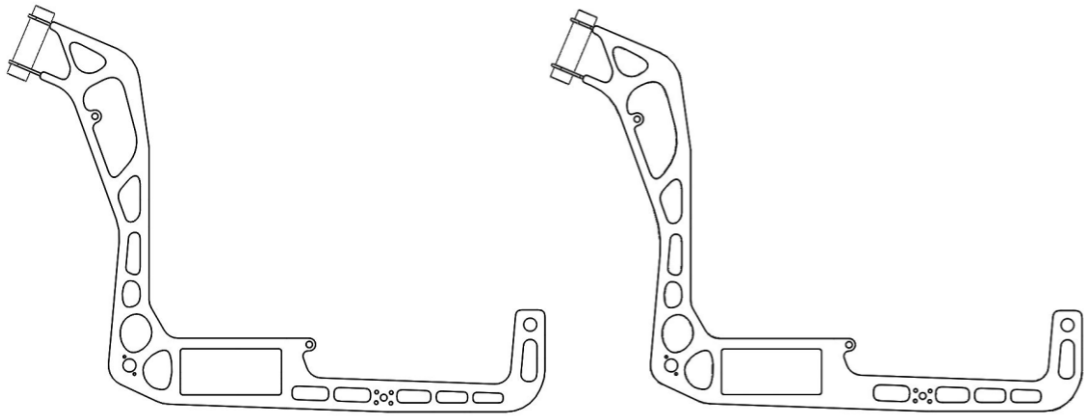


KUVA 32. Kiihdytystilanteen kuormitusskenaariion FEM-analyysin tulokset

Kiihdytystilanteessa maksimijännitys on analyysin perusteella 94 MPa. Näin ollen tämän kuormitusanalyysin perusteella ei tullut esiin mitään, jonka perusteella pitäisi tehdä muutoksia.

### 5.2.4 Analyysien perusteella runkoon tehdyt muutokset

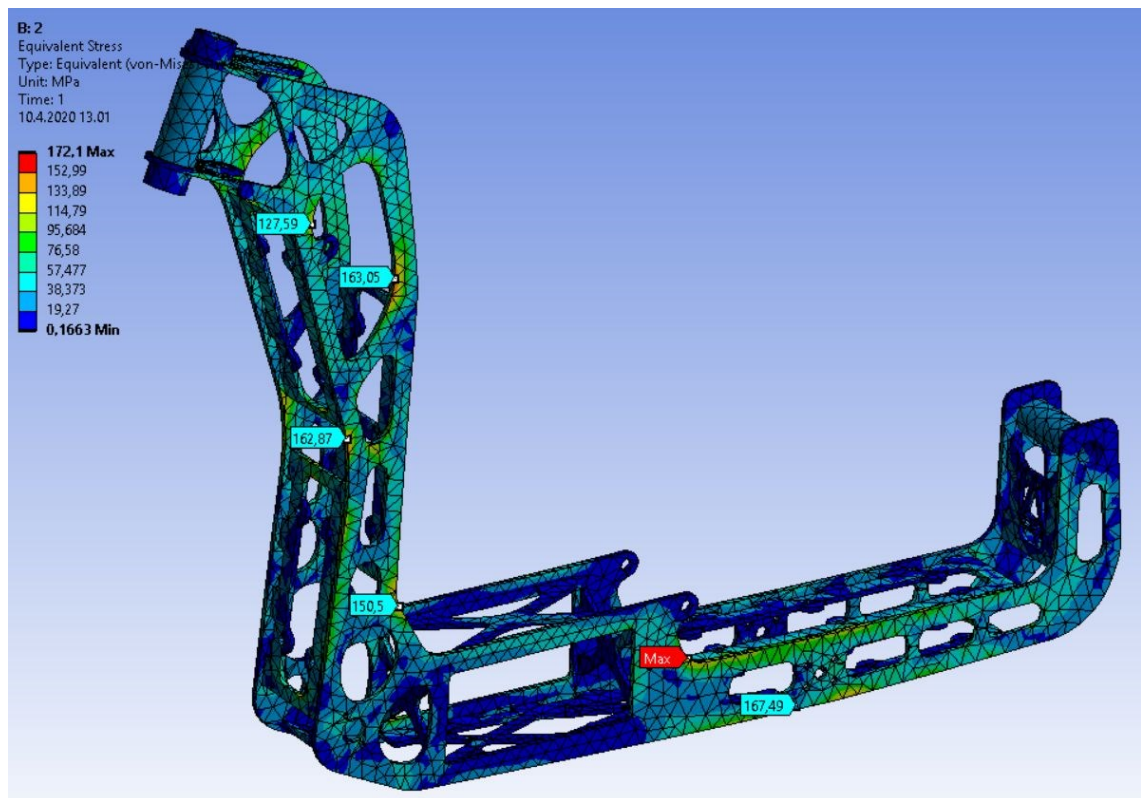
Erytisesti kallistustilanteen kuormitusskenaariossa esiin tulleiden ongelmien korjaamiseksi tehtiin rungon suunnitelmaan eräitä muutoksia. Kuvassa 33 vertailaan rungon sivuprofiilia ennen ja jälkeen muutosten.



KUVA 33. Rungon sivuprofiili ennen ja jälkeen muutosten

Suurin ja näkyvin muutos rungossa on kallistustilanteen maksimijännityskohdan alapuolella olleen kevennyspiirteen poisto. Piirteen poistolla pyrittiin lisäämään rungón jäykkyyttä ennen kaikkea vaakasuuntaan vaikuttavan taivutusvoiman suhteen kasvattamalla tässä suunnassa merkityksellisen neliömomentin arvoa, mihin piirteen poistolla on suurempi vaikutus kuin pystysuunnassa vaikuttavan neliömomentin arvoon. Pystysuunnassa merkityksellisempi muutos maksimijännityskohdassa on rungón tämän kohdan korkeussuuntaisen paksuuden kasvattaminen viidellä millimetrillä. Muita muutoksia rungossa ovat rungón yläosan kevennyspiirteissä olleiden suurisäteisten pyöristysten kasvattaminen entisestään mm. niiltä kohdin missä analyysin mukaan oli merkittäviä jännityskonsentraatioita.

Edellä kuvattujen muutosten jälkeen tehtiin uudestaan luvussa 3.4.1 kuvattu kallistustilanteen kuormitusskenaarion FEM-analyysi. Kuvassa 36 (suurempana liitteessä 2) on esitettyä analyysin tulos.



KUVA 36. Kallistustilanteen kuormituskenaarin FEM-analyysi rungon muutosten jälkeen

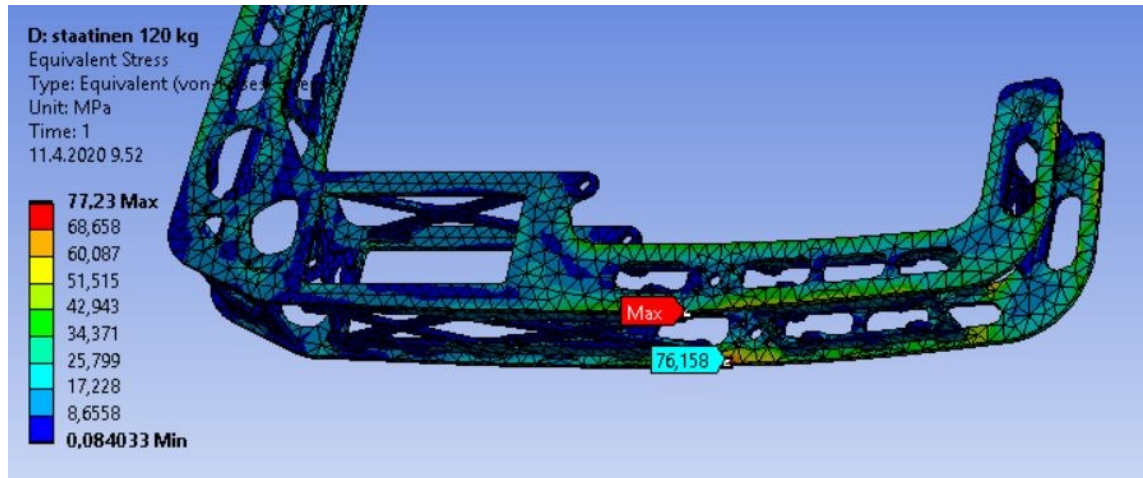
Runkoon tehtyjen muutosten jälkeen ovat analyysin tulokset aikaisempaan analyysiin nähden muuttuneet niin, että maksimijännityksen taso on nyt laskenut merkittävästi ollen enää 172 MPa ja myös muiden ongelmallisten jännityskonsentraatioiden taso on muutosten jälkeen pienempi. Näin ollen muutoksilla saavutettiin tilanne, jossa rungolle asetetut lujuuskriteerit toteutuvat teräksellä S355. Muutokset nostivat rungon painoa vain noin 170 g, mikä ei rungon kokonaispainoon nähden ole kovinkaan suuri muutos huonompaan. Rungon paino on muutosten jälkeen mallinnusohjelman antaman arvion mukaan 10,6 kg.

### 5.3 Väsymistarkastelun tulokset

Väsymistarkastelu tehtiin oletuksella, että rungon valmistusmateriaalina käytetään rakenneterästä S355, koska edellä esitetyt rungon FEM-analyysien tulokset rajaavat käytetyillä kriteereillä rakenneteräs S235:n runkoon soveltuvien valmistusmateriaalien joukosta pois, kun käytetään 5 mm:n oletuslevynpaksuutta.

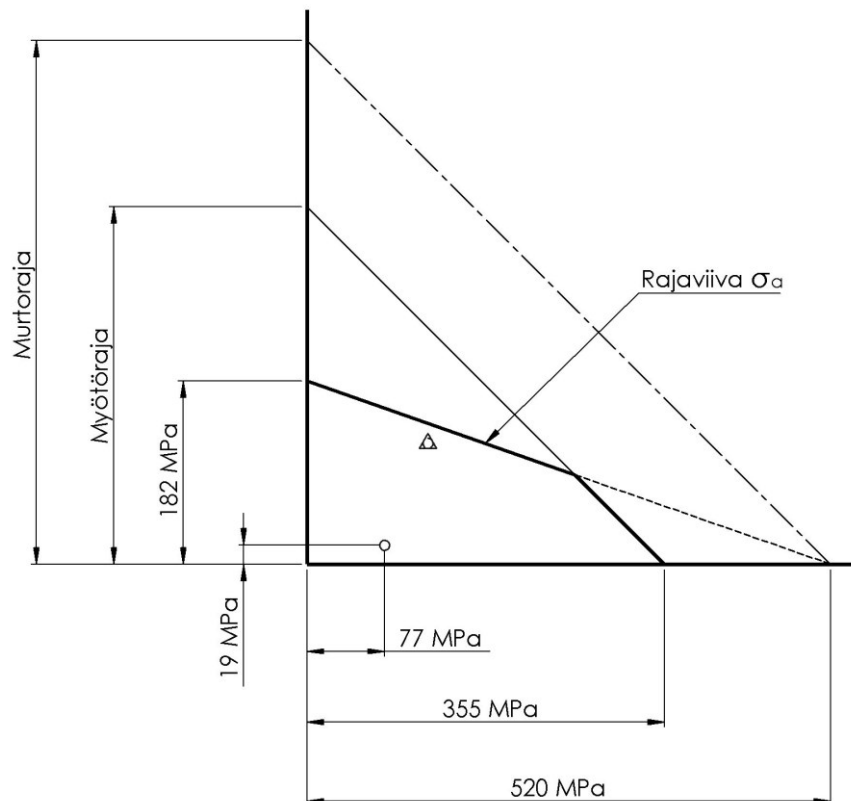


Väsymistarkastelua varten ratkaistiin FEM-analyysillä rungon maksimijännitykset oletuskuormalla 120 kg (kuva 37). Tuloksen pohjalta ja käyttäen luvussa 3.4.3 esitettyjä periaatteita ja oletuksia laadittiin Haighin väsymislujuuspiirros (kuvio 2).



KUVA 37. Väsymistarkastelun oletuskuorman maksimijännityskohdat

KUVIO 2. Haighin väsymislujuuspiirros ja tarkastelun tulos



Luvussa 3.4.3 esitetyillä periaatteilla ja kaavan 14 mukaan rungon väsymislujuden arvoksi tuli 182 MPa. FEM-analyysi antoi rungon maksimijännitykseksi ja tar-

kastelussa käytetyksi keskijännitykseksi 120 kg:n kuormalla 77 MPa ja tästä seuraa luvun 3.4.3 oletuksilla jännitysamplitudin taso 19 MPa. Kuvioon 2 on merkitty ympyrällä tilannetta vastaava väsymiskuorman paikka. On selvää, että käytetyillä oletuksilla väsymisilmiö ei muodostu rungossa ongelmaksi.

Jos runkoa kuitenkin kuormitetaan käytössä oletusta suuremmalla kuormalla ja kuormitusamplitudi muodostuu yhtä suureksi kuin kuorman aiheuttama keskijännitys, saattaa väsymiskuorma ylittää rajaviivan ja mennä äärellisen kestoiän puolelle. Tällainen tilanne voisi esimerkiksi tulla, jos rungossa herää ajotilanteessa resonanssimoodi, joka saa rungon ja kuorman käyttäytymään jousi-massasysteemin tavoin. Kuvioon on merkitty kolmiolla tilanne, jossa keskijännitys on 120 MPa ja jännitys-amplitudi on keskijännityksen kanssa yhtä suuri. Tämäkään ei vielä nosta väsymiskuormaa tässä rajaviivan yli, mutta tarkastelun epävarmuustekijät huomioiden, on varmuus väsymisrajaan nähden jo selvästi heikompi.

Tarkastelussa on epävarmuustekijöinä mm. se onko väsymislujuuden arvo oikea riittävällä tarkkuudella ja kysymys siitä minkälaisia keskijännityksen tasoon vaikuttavia sisäisiä jännityksiä rungossa on esimerkiksi hitsauksen jäljiltä. Toisaalta rajaviivan ylittyminen tarkastelussa ei myöskään automaattisesti ole ongelma, vaan tarkoittaisi rungolle tarkastelun perusteella äärellistä kestoikää, joka riippuisi kuormitus syklien määrästä. Jos runkoon kohdistuisi käytössä merkittävä kuormitus sykli noin sadan metrin välein ja ajoneuvolla ajettaisiin 20 km päivässä viitenä päivänä viikossa, kertyisi vuoden aikana noin 52000 kuormitus sykliä. Kun äärettömän kestoiän rajana pidetään miljoona sykliä, ei pienet rajaviivan ylitykset näyttäyty tässä ongelmana. Toisaalta jos kuormitus sykliä syntyvät rungon resonoinnin seurauksena, kertyy kuormitus sykliä kuitenkin nopeampaan tahtiin.

#### **5.4 Resonanssitarkastelun tulokset**

Resonanssitarkastelun taajuudet ratkaistiin FEM-analyysillä rungon osalta seitsemällä ensimmäisellä moodilla. Tarkastelussa käytettiin ajoneuvon kuormaa vastaavina massoina 40, 60, 80, 120, 160 ja 200 kg:n massoja. Taulukossa 4 on esitettyä analyysin tulokset sekä lisäksi taulukossa on vertailuarvoina jousien

resonanssitaajuudet samoilla kuormitusmassoilla. Jousien resonansseja laskettaessa oletettiin ajoneuvon omaksi massaksi 40 kg. Taulukossa on myös merkittynä värähtelyn ilmenemissuunta rungossa.

TAULUKKO 4. Resonanssitarkastelun tulokset (Hz)

	200 kg	160 kg	120 kg	80 kg	60 kg	40 kg	Suunta
Moodi 1	3,8	4,2	4,8	5,7	6,5	7,6	vaaka
Moodi 2	10,7	11,9	13,6	16,2	18,3	21,5	pysty
Moodi 3	14,3	16,0	18,3	22,1	25,1	29,9	pysty
Moodi 4	29,8	32,8	36,9	42,9	46,9	51,6	vaaka
Moodi 5	49,0	53,9	60,3	68,9	74,5	83,0	vaaka
Moodi 6	54,2	59,6	66,9	77,9	86,0	97,3	pysty
Moodi 7	69,8	72,1	75,6	83,2	91,1	104,8	vaaka
Jousi 1	2,5	2,7	3,1	3,5	4,3	5,0	pysty
Jousi 2	3,5	3,9	4,3	5,0	6,1	7,0	pysty

Huomionarvoisinta tuloksissa on alimman resonanssimoodin osuminen samalle suuruusluokalle jousien resonanssien kanssa. Ottaen huomioon tarkastelun epävarmuustekijät, on tässä potentiaalia jousien ja rungon resonanssien yhtäaikaiselle ilmenemiselle, missä resonanssit vahvistavat toisiaan. Lisäksi huomionarvoista on, että rungossa on myös potentiaalia resonanssien muodostumiselle taajuusalueella millä voi myös esiintyä ajon aikana herätetaajuuksia.

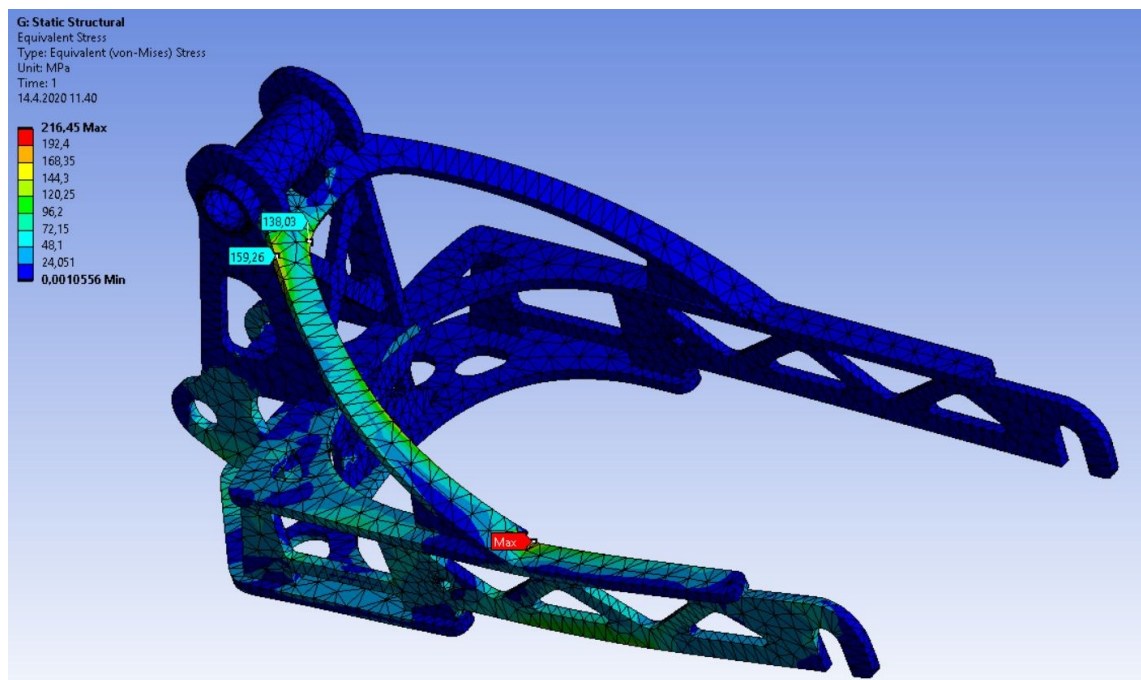
Analyysissä oli rungon tukipisteet määritelty pyörien akselien kohdalle ja tukipisteiden vapausasteet oli määritelty puolestaan niin, että resonanssien vaatimat liikkeet eivät esty. Eri tavoin määritellyillä tukipisteillä (mm. jos tukipisteet olivat määriteltynä pyörien ja maan kosketuskohtaan, pystysuuntaiset taajuudet olivat tasoltaan matalampia) oli jossain määrin vaikutusta pystysuunnassa vaikuttavien taajuuksien ilmenemiseen ja tasoon, vaakasuunnassa ilmenevien pysyessä samoina.

On vaikea arvioida, onko resonanssien herääminen ajotilanteessa kuinka todennäköistä, mutta koska asialla on merkitystä erityisesti väsymiskestävyyden kannalta asiaan kannattaa kiinnittää huomiota. Rungon värähtelyissä suurin merkitys on oletettavasti taajuudeltaan pienemmillä moodeilla.

## 5.5 Takahaarukka

Edellä esitellyn varsinaisen runko-osan lisäksi suunnitelmaan kuuluneelle takahaarukalle tehtiin lujuusanalyysi. Koska takahaarukka jätettiin suunnittelutyössä osin konseptiasteelle, mm. osto-osiin liittyvien tekijöiden vuoksi, esitellään tässä sen FEM-analyysin tulokset vain lyhyesti. Takahaarukka on rungon tavoin levyrakenteeseen perustuva ja myös sen suunnittelussa sovellettiin topologian optimointia.

Analyysissä haarukkaa kuormitettiin voimilla, jotka olivat puolet luvussa 3.4.1 esitetyn kallistusskenaarion voimien arvoista. Analyysissä haarukka oli tuettu sen kiinnitysakselin ja jousituksen kiinnityskohdista. Kuormitusvoimat oli kohdennettu takapyörän akselin kiinnityskohtiin. Kuvassa 38 esitetään analyysin tulokset.



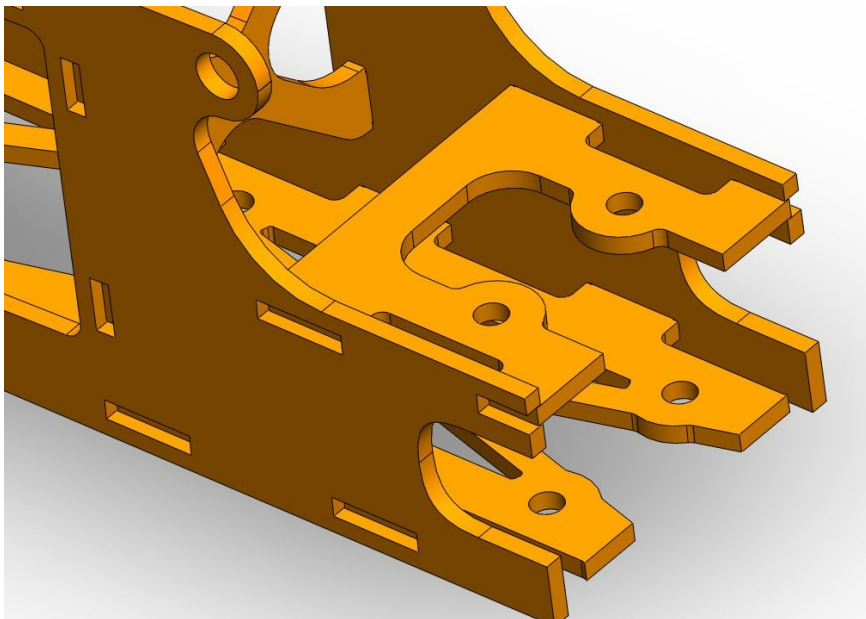
KUVA 38. Takahaarukan FEM-analyysin tulokset

Maksimijännitykseksi tuli analyysissä 216 MPa, joka ylittää varmuuskertoimen vertailuarvon teräkselle S355. Tässä ei kuitenkaan katsottu tarpeelliseksi tehdä haarukkaan muutoksia, koska haarukan rakenteeseen tulee myöhemmin vielä oletettavasti muitakin muutoksia, jolloin tarvittavat muutokset voidaan tehdä tässä yhteydessä. Ilman takapyörän akselin kohdalla momenttikuormaa aiheut-

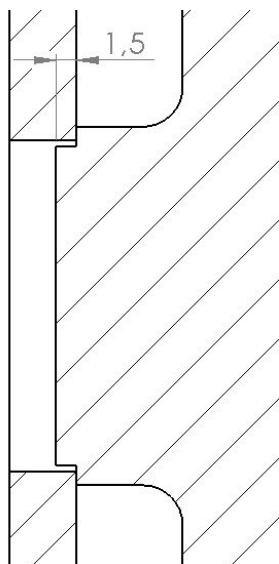
tavaa ja vain kallistustilanteessa ilmenevää voiman vaakasuuntaista komponenttia, on maksikuormitus analyysissä vain 112 MPa, mikä antaa teräksellä S355 yli kolmen varmuuskertoimen. Näin ollen lujuusteknisesti takahaarukan ratkaisu on kuitenkin varsin toimiva.

## 5.6 Rungon osien yhteenliittäminen

Rungon kylkilevyissä olevien kolojen (kuvat 39 ja 40), jotka FEM-analyysien mallissa olivat ummessa, tarkoituksena on toimia valmistusvaiheessa levyjen aseminnin apumuotoina sekä hitsausliitosten paikkoina. Periaatteena on tässä liittää kylki- ja välilevyt toisiinsa hitsaamalla kolot umpeen, jolloin kylkilevyjen väliset osat yhdistyvät otsapinnoistaan kylkilevyihin. Näin lopputuloksena on analyysissä käytetyn kaltainen yhtenäinen rakenne, jolloin FEM-analyysin voidaan ajatella antaneen tietoa, tietyin varauksin, myös hitsausliitosten kestävydestä. Tarvittaessa liitos voidaan lisäksi hitsata myös kylkilevyn toiselta puolelta, mikäli esimerkiksi ei ole muutoin mahdollista saavuttaa riittävää hitsin tunkeumaa. Tätä tarkoitusta varten välilevyjen liitoskohdat erkanevat muusta levyn rakenteesta. Tässä työssä ei lähdetty tarkastelemaan muulla tavoin hitsausliitosten kestävyttä, vaan oletetaan FEM-analyysin tulosten olevan riittävät.



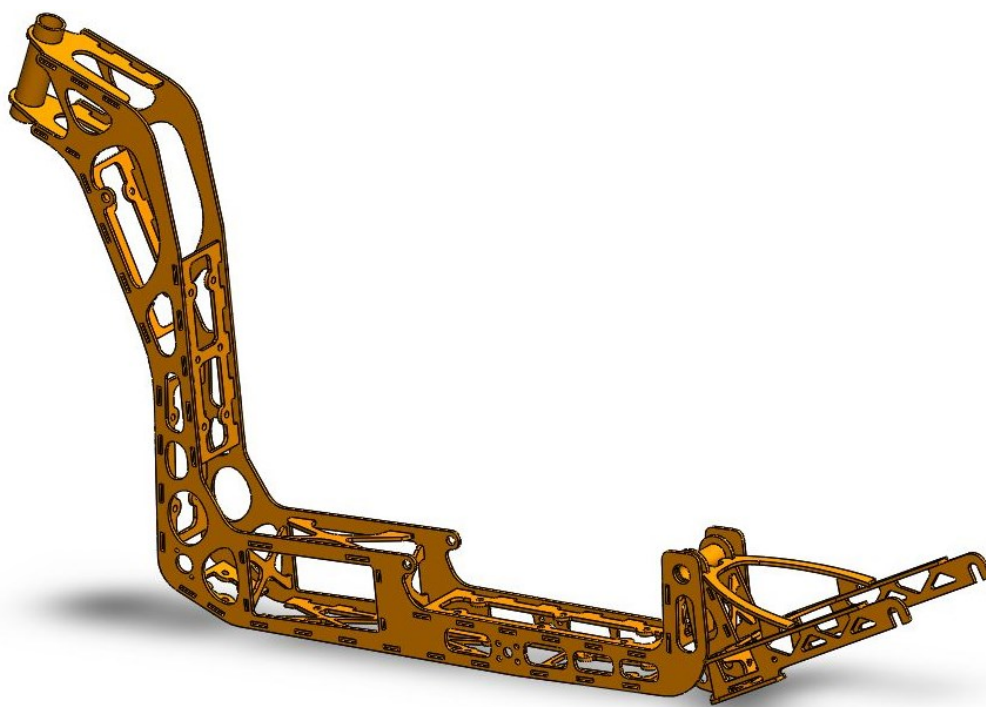
KUVA 39. Leikkauskuva rungon alaosasta, josta ilmenee levyjen aseointiin ja yhteenliittämiseen käytettyjen kolojen periaate.



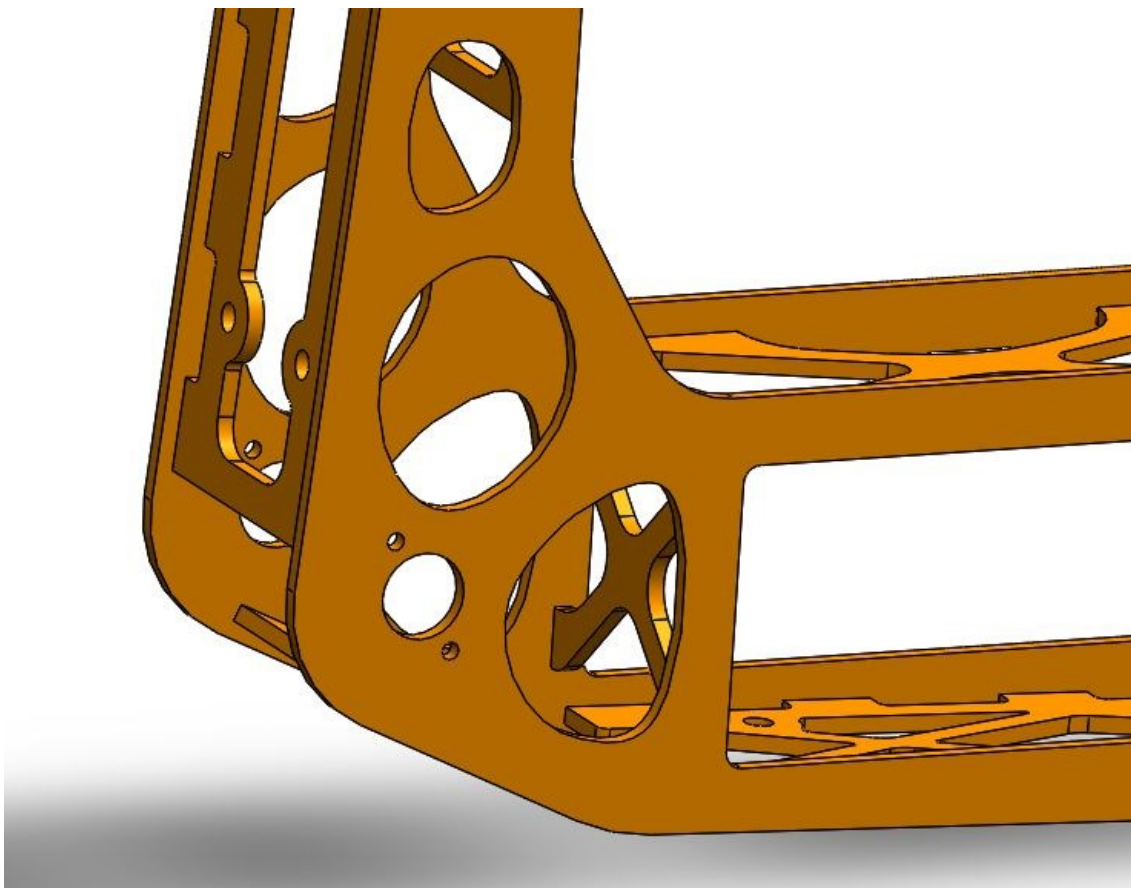
KUVA 40. Erään liitoskohdan poikkileikkaus

## 5.7 Runko

Kuvassa 41 on suunnittelutyön tuloksena syntynyt valmis runkosuunnitelma luvussa 5.2.4 esitettyjen muutosten jälkeen. Kuvassa näkyy myös takahaarukka omalla paikallaan. Kuvassa 42 ilmenee rungon etuosassa oleva seisontatukijalan paikka.



KUVA 41. Valmis runko ja takahaarukka



KUVA 42. Seisontatukijalan paikka rungon etuosassa

## 6 JOHTOPÄÄTÖKSET JA POHDINTA

Rungon lujuusanalyysien ja väsymistarkastelun perusteella voidaan todeta runkosuunnitelman toteuttavan sille asetetut lujuusvaatimukset. Lisäksi suunnitelmalle tavoitteiksi asetetut tekijät, kuten valmistuksen helppous ja hinta, rungon keveys ja rungon muunneltavuus toteutuvat suunnitelmassa hyvin. Runkosuunnitelman keveystavoitteen toteutumisen arvioiminen on tosin vahvasti riippuvainen vertailukohdasta. Koska kyseessä on kuitenkin ajoneuvo, jolla on myös tarkoitus kuljettaa lastia, sopivat vertailukohdat tässä suhteessa löytynevät mieluummin mopojen ja moottoripyörien rungoista kuin kevyistä sähköajoneuvoista.

Vaikka tässä opinnäytetyössä pyrittiin tarkastelemaan kattavasti tekijöitä, joilla on merkitystä rungon kestävyysominaisuuksiin, jäi runkosuunnitelmaan kuitenkin myös epävarmuustekijöitä ja rungon jatkokehityksessä huomioitavia asioita. Näistä esimerkiksi rungon lujuusvaatimuksien kannalta olisi jatkokehityksessä hyvä huomioida kuormitusilanne, jossa ajoneuvolla törmätään jonkinlaiseen esteeseen tai kuoppaan. Tämänkaltainen tilanne saattaa aiheuttaa runkoon merkittävää kuormitusta, jonka tasoa on hankala määritellä pelkästään laskennallisesti. Näin ollen törmäystilanteen dynamiikkaan kannattaisi rungon testausvaiheessa paneutua esimerkiksi kiihtyvyyssanturimittauksilla. Kiihtyvyyssanturimittauksilla olisi myös mahdollista saada tarkempaa tietoa runkoon kohdistuvista kuormituksista ja kuormitusten vaihteluista ajotilanteessa mm. väsymistarkastelun pohjaksi. Nyt väsymistarkastelu pohjautui varsin laveisiin oletuksiin esimerkiksi sen suhteen minkälainen voisi olla keskimääräinen kuormitusamplitudi.

Lisäksi tässä opinnäytetyössä esitetyissä FEM-analyyseissa jouduttiin käyttämään varsin karkeaa verkotusta ja tästä saattaa seurata epätarkkuuksia analyysien tuloksissa. Tässä on taustalla kevään 2020 koronaviruspandemia ja valtioneuvoston antama päätös oppilaitosten sulkemisesta 18.3. lähtien, mikä johti tämän opinnäytetyön kohdalla siihen, että rungon lopulliset lujuusanalyysit jouduttiin tekemään opiskelijalisensoidyllä analyysiohjelmalla, jonka mahdollisuudet mm. verkotuksen suhteen olivat varsin rajatut. Tästä todennäköinen seuraus on, että osassa rungon jännityskonsentraatioita jännitysten taso voi olla saatua tu-



losta korkeampi. Toisaalta, kuten luvussa 2.2.3 aihetta sivuttiin, yksittäisten jännityskonsentraatioiden kohdalla mahdollisesti tapahtuvat myötörajan ylitykset eivät välttämättä ole ongelmallisia, vaan jännitykset tasoittuvat plastisten muodonmuutosten kautta. Lisäksi on todennäköistä, ettei jännityskonsentraatioiden taso nouse mitenkään merkittävästi, jolloin varmuuskertoimen tuoma vara kattaa hyvin myös tämän aspektin. Asiaa kannattaa lähestyä myös historiallisesta kontekstista, sillä FEM-analyysit ovat tulleet suunnittelijoiden keinovalikoimaan vasta aivan hiljattain, kun asiaa verrataan koneenrakennuksen pitkään historiaan. Tämä ei kuitenkaan ole estänyt kestävien rakenteiden suunnittelua, vaikka rakenteisiin on väistämättä jäänyt kohtia, joissa myötöraja ylittyy. Asialla saattaa kuitenkin olla suurempi merkitys väsymistarkastelun kannalta.

Tämän opinnäytetyön puitteissa ei myöskään arvioitu nurjahduksen mahdollisuutta rungon rakenteessa, vaikka rungossa on tiettyjä piirteitä, joissa tämä ei ole täysin poissuljettu mahdollisuus. Tältä osin tarkastelu kuitenkin jätettiin rungon tulevan jatkokehityksen huomioitavaksi. Rungon toteutustapa on myös sellainen, että jos nurjahdusvaara osoittautuu ilmeiseksi, niin siihen on toteutustavan puitteissa helppo vaikuttaa.

Myös hitsausseamojen tarkempi toteutus jätettiin tulevan kehitystyön kontolle. Hitsausliitosten toteutustavassa olisi kuitenkin pyrittävä tilanteeseen, jossa hitsin tunkeuma on riittävä tekemään rakenteesta yhtenäisen liitoksen kohdalta, tarvittaessa hitsaamalla liitoskohta molemmin puolin kylkilevyä. Hitsausseamat ovat oletettavasti rungon rakenteessa heikoin lenkki, joten myös niiden toteutukseen kannattaa kiinnittää huomiota. Pohtia kannattaa myös hitsauksessa syntyvien sisäisten jännitysten poistoa jännitysten poistohehkutuksella. Tällä poistettaisiin jännitysten aiheuttamat ongelmat esimerkiksi väsymiskestävyyden kannalta, vaikka tämä tuo ylimääräisen työvaiheen rungon valmistuksessa.

Työn puitteissa tehdyistä huomioista olennaisin on vaakasuuntaisten kuormitusvoimien suuri vaikutus rungossa ilmeneviin jännityksiin. Näin ollen näiden voimien huomioiminen rungon jatkokehityksessä olisi tärkeää, jos rungon rakenteeseen tehdään muutoksia.

Mielenkiintoinen huomio oli topologian optimoinnin tuloksissa oleva yhtenäisyys kuormitusvoimien keskinäisten suhteiden muutoksista huolimatta. Tämä vihjaa, että olisi saavutettavissa jonkinlainen kaikkiin kuormituksiin hyvin vastaava ideaalitopologia, jos asiaan paneuduttaisiin yksityiskohtaisemmin ja huomioitaisiin laajemmin eri tekijöitä. Nyt saavutettu rakenne on kuitenkin epäilemättä jo varsin hyvä, vaikka potentiaalia parannuksiin vielä varmasti olisi.

## LÄHTEET

Airila, M., Ekman, K., Hautala, P., Kivioja, S., Kleimola, M., Martikka, H., Miettinen, J., Niemi, E., Ranta, A., Rinkinen, J., Salonen, P. Verho, A., Vilenius, M. & Välimaa, V. 2010. Koneenosien suunnittelu. Helsinki: WSOYpro Oy.

Ajoneuvolaki 11.12.2002/1090.

Andersson, P., Hämäläinen, V. & Kivistö, H. (toim.) 1996. Lasertyöstö: käsikirja koulutusta ja käytäntöä varten. Suom. Pollari, P. Keuruu: Jyväskylän ammatillinen aikuiskoulutuskeskus, Keuruun aikuiskoulutusosasto.

Case, J., Chilver, A. H. & Ross, C. T. F. 1999. Strength of Materials and Structures. Oxford: Elsevier Science & Technology.

Engineering Product design. 2019. Topology optimization. Luettu 17.4.2020. <https://engineeringproductdesign.com/knowledge-base/topology-optimization/>

Engineering ToolBox. 2004. Friction and Friction Coefficients. Luettu 20.4.2020. [https://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d\\_778.html](https://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html)

Kickbike Worldwide Oy. Race MAX 20. Luettu 28.3.2020. [https://kickbike.fi/showroom\\_fi/product-race-max-20.html?\\_\\_from\\_store=showroom\\_en](https://kickbike.fi/showroom_fi/product-race-max-20.html?__from_store=showroom_en)

Leckie, F. A. & Dal Bell, D. J. 2009. Strength and Stiffness of Engineering Systems. New York: Springer Science+Business Media, LLC.

Madenci, E. & Guven, I. 2006. The Finite Element Method and Applications in Engineering Using Ansys®. Boston, MA: Springer US.

Nospe Oy. Sähkökootteri RS45 Pro 2000W. Luettu 28.3.2020. <https://www.kicker.fi/product/221/sahkoskootteri-rs45-pro-2000w>

Oñate, E. 2009. Structural Analysis with the Finite Element Method. Linear Statics Volume 1: Basis and Solids. 1st ed. 2009. Dordrecht: Springer Netherlands.

Puky. LR M. Luettu 28.3.2020. [https://www.puky.de/en/random\\_5df838248b197\\_00004055-1.html#267=228](https://www.puky.de/en/random_5df838248b197_00004055-1.html#267=228)

Salmi, T. & Pajunen, S. 2010. Lujuusoppi. Tampere: Pressus.

Salmi, T. & Virtanen, S. 2006. Dynamiikka. Tampere: Pressus Oy.

SFS 3099. 1974. Metallien väsytykokeiden yleiset periaatteet. Helsinki: Suomen standardisoimisliitto. 13 s.

SFS-EN 10025-2. 2019. Kuumavalssatut rakenneteräkset. Osa 2: Seostamattomat rakenneteräkset. Tekniset toimitusehdot. Helsinki: Suomen standardisoimisliitto. 78 s.

SFS-EN ISO 6892-1. 2019. Metallien vetokoe. Osa 1: Vetokoe huoneenlämpötilassa. Helsinki: Suomen standardisoimisliitto. 162 s.

SSAB. 2018. Welding of Strenx. 20 s.

Traficom. Sähköiset liikkumisvälineet. Luettu 22.2.20. <https://www.traficom.fi/fi/liikenne/tieliikenne/sahkoiset-liikkumisvalineet>

Tuotevastuulaki 17.8.1990/694.

## LIITTEET

## Liite 1. Lukujen 3.5.1 ja 3.5.2 laskut

$$h := 1 \text{ m} \quad m := 200 \text{ kg} \quad g := (-9,81) \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad \mu := 0,7 \quad L := 1,515 \text{ m} \quad \alpha := 20 \text{ deg} \quad a := 3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$mg := |60 \cdot g \text{ kg}| = 588,6 \text{ N} \quad r_t := 271 \text{ mm} \quad v_{ala} := 5 \frac{\text{km}}{\text{hr}} \quad v_{ylä} := 25 \frac{\text{km}}{\text{hr}}$$

$$s_{ala} := 250 \text{ mm} \quad s_{ylä} := 80 \text{ mm} \quad x_1 := 20 \text{ mm} \quad x_2 := 10 \text{ mm}$$

$$m_{ala} := 120 \text{ kg} \quad m_{ylä} := 40 \text{ kg}$$

$$F_g := m \cdot g = -1962 \text{ N}$$

$$F_1 := \frac{-F_g}{2} = 981 \text{ N} \quad F_2 := \frac{-F_g}{2} = 981 \text{ N}$$

$$F_\mu := (F_1 + F_2) \cdot \mu = 1373 \text{ N}$$

$$F_{etu} := \frac{h \cdot F_\mu}{L} + F_1 = 1888 \text{ N} \quad F_{taka} := -\frac{h \cdot F_\mu}{L} + F_2 = 74 \text{ N}$$

$$F_{\mu 1} := F_{etu} \cdot \mu = 1321 \text{ N} \quad F_{\mu 2} := F_{taka} \cdot \mu = 52 \text{ N}$$

$$F_y := \frac{g}{\cos(\alpha)} \cdot m = -2088 \text{ N}$$

$$F_z := g \cdot m \cdot \sin(\alpha) = -671 \text{ N}$$

$$F_a := m \cdot (-a) = -600 \text{ N}$$

$$M_a := F_a \cdot r_t = -163 \text{ Nm}$$

$$f_{ala} := \frac{v_{ala}}{s_{ala}} = 5,6 \text{ Hz} \quad f_{ylä} := \frac{v_{ylä}}{s_{ylä}} = 87 \text{ Hz}$$

$$k_1 := \frac{mg}{x_1} = 29430 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad k_2 := \frac{mg}{x_2} = 58860 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$f_{1\_ala} := \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k_1}{m_{ala}}} = 2,5 \text{ Hz} \quad f_{1\_ylä} := \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k_1}{m_{ylä}}} = 4,3 \text{ Hz}$$

$$f_{i\_ala} := \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k_2}{m_{ala}}} = 3,5 \text{ Hz} \quad f_{i\_ylä} := \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k_2}{m_{ylä}}} = 6,1 \text{ Hz}$$

Liite 2. Luvun 5.2.4 analyysin tulos

