



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

JARI JAATINEN

TYÖKONEEN AKTIIVISEN PYÖRÄNTUENNAN KUORMITUS-
LAITTEISTON SUUNNITTELU

Diplomityö

Tarkastajat: professori Kalevi Huhta-
la ja tutkija Janne Uusi-Heikkilä
Tarkastajat ja aihe hyväksytty
Teknisten tieteiden tiedekuntaneu-
voston kokouksessa 14. elokuuta
2013

TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Automaatiotekniikan koulutusohjelma

JAATINEN, JARI: Työkoneen aktiivisen pyöräntuennan kuormituslaitteiston suunnittelu

Diplomityö, 47 sivua, 18 liitesivua

Syyskuu 2013

Pääaine: Hydrauliteknikka

Tarkastajat: professori Kalevi Huhtala, tutkija Janne Uusi-Heikilä

Avainsanat: Pyöräntuenta, kuormituslaitteisto, pyöräkävely

Tässä diplomityössä suunnitellaan kuormituslaitteisto, jolla on tarkoitus testata liikkuvaan työkoneeseen suunniteltua aktiivista pyöräntuuntaa. Työ on osa Tampereen teknillisen yliopiston hydraulikan ja automaatiikan laitoksen projektia, jossa tutkitaan älykkäitä työkoneita. Työn pääpaino on aktiivisen pyöräntuennan testaamiseen soveltuvan kuormituslaitteiston mekaanisen rakenteen suunnittelu.

Työssä suunniteltavan kuormituslaitteiston tehtävänä on varmistaa aiemmin suunnitellun aktiivisen pyöräntuennan toiminta ennen kuin tutkimus siirtyy seuraavaan vaiheeseen, jossa pyöräntuennat on tarkoitus asentaa työkoneeseen. Laitteiston tulee toimia siten, että sillä voidaan simuloida työkoneen massasta pyöräntuennalle aiheutuva kuormitus sekä erilaiset maaston epätasaisuudet. Pyöräntuennan testaus suoritetaan siten, että sitä kuormitetaan vastaavalla tavalla kuin se olisi asennettuna työkoneeseen.

Suunnittelun tavoitteena on saada aikaan laitteisto, jolla voidaan testata pyöräntuennan liikkuvuus kuormitettuna samaan aikaan, kun voimansiirto on käytössä. Suunnittelun lähtökohtana on pitää laitteiston rakenne mahdollisimman yksinkertaisena kuitenkin luopumatta vaadituista toiminnallisuuksista.

Tämän diplomityön tuloksena on laitteisto, jolla voidaan todentaa aktiivisen pyöräntuennan toiminta kuormitustilanteessa.

ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Automation Engineering

JAATINEN, JARI: Designing of stress test platform for active wheel suspension

Master of Science Thesis, 47 pages, 18 Appendix pages

September 2013

Major: Fluid Power

Examiners: Professor Kalevi Huhtala, researcher Janne Uusi-Heikilä

Keywords: Active wheel suspension, stress test platform, rolking, roll walking

The focus of this master's thesis is to design a stress test platform which is suitable to test the function of the active wheel suspension of moving working machine. This thesis will be a part of research project of Department of intelligent hydraulics and automation which is focused on development of intelligent working machines. The main focus of this thesis will be the design of the mechanical structure of test platform for active wheel suspension.

The main function for the equipment designed in this thesis is to ensure the function of the earlier designed active wheel suspension. This has to be done before taking the next step in the process of manufacturing full working prototype of active wheel suspension embedded in real working machine. The test platform need to be function in a manner that it is able to simulate mass of working machine and all kinds of different shapes of rough terrain. The testing of the active wheel suspension will be carried out in a way that it will be loaded as it would be in a case where it would be installed in a real working machine in a real working environment.

The main goal of this design process is to produce equipment that can test the mobility of the active wheel suspension while the suspension and its power transmission is in action. The main principle of this design process is to keep the structure of the test platform as simple as possible without sacrificing any of the functionalities of the test equipment.

As a final product of this thesis is test equipment that can verify the functionality of the active wheel suspension in a loading situation.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö on osa Tampereen teknillisen yliopiston hydrauliiikan ja automatiikan laitoksen GIM (Generic Intelligent Machine) projektia, joka tutkii älykkäitä työkoneita. Tässä työssä keskitytään suunnittelemaan testilaitteistoa, jolla pystytään todentamaan IHA:ssa (Hydrauliiikan ja automatiikan laitos – Department of Intelligent Hydraulics and Automation) aikaisemmassa diplomityössä suunnitellun aktiivisen pyöräntuennan toimivuus kuormitustilanteessa.

Haluaisin kiittää Hydrauliiikan ja automatiikan laitosta tämän työn aiheesta sekä mahdollisuudesta työskennellä leppoisassa työskentely-ympäristössä. Erikseen haluaisin vielä kiittää esimiestäni Janne Uusi-Heikkilää lukuisista neuvoista työn tekemisen varrella sekä Jori Montosta avusta testilaitteiston rakenteen suunnittelussa.

Erityiskiitokset haluaisin esittää vielä vanhemmilleni ja siskolleni niin henkisestä kuin taloudellisesta tuesta koko opiskeluaikanani.

Tampereella 25.9.2013

Jari Jaatinen

SISÄLLYS

1	Johdanto.....	1
2	Taustaa.....	2
	2.1 Kävelevät työkoneet	2
	2.1.1 ”Kävelevät” kaivinkoneet	2
	2.1.2 Kävelevä metsäkone	4
	2.1.3 Konseptit	5
	2.2 Rolking	7
3	Pyöräjalka	9
	3.1 Ehdotettu pyöräjalan rakenne.....	9
	3.2 Pyöräjalan simulointi.....	10
	3.3 Yhden jalan malli	10
	3.4 Pyöräjalan liikkeen säätö	14
	3.5 Eri säätäjäratkaisujen vertailua	17
4	Kuormituslaitteiston vaatimukset	19
	4.1 Liikealueet.....	19
	4.2 Vaadittavat voimat	20
	4.3 Anturoinnit	20
	4.4 Liikenopeudet.....	20
	4.5 Rakenteelliset rajoitukset.....	21
5	Kuormituslaitteiston suunnittelu	22
	5.1 Kuormituslaitteiston ensimmäinen versio	22
	5.2 Kuormituslaitteiston toinen versio	23
	5.3 Kuormituslaitteiston kolmas versio.....	24
	5.4 Puomin osat.....	26
	5.5 Hydrostaattinen laakerointi.....	28
	5.6 Kuormitustela	31
	5.7 Kuormituslaitteiston mekaniikka	34
	5.8 Kuormituslaitteiston hydraulikka.....	34
	5.9 Kuormituslaitteiston anturointi	35
6	Yhteenveto.....	36
7	Jatkotutkimus	37
	Lähteet.....	38
	Liite 1: Puomin kuormitusten laskenta	40
	Liite 2: Kuormitustelan kuristusputkien mitoitus.....	48
	Liite 3: Lujuusanalyysin kuvia	50
	Liite 4: Kuormituslaitteiston osien mittakuvia.....	53

TERMIT JA NIIDEN MÄÄRITELMÄT

TTY	Tampereen teknillinen yliopisto, Tampere University of Technology.
IHA	Tampereen teknillisen yliopiston hydraulikan ja automatiikan laitos. Department of Intelligent Hydraulics and Automation.
A	Venttiilin virtausaukon pinta-ala [m ²]
A₂₁₀	Sylinterin pienin männänvarrenpuoleinen pinta-ala käytettäessä 210 bar painetta [m]
A₃₀₀	Sylinterin pienin männänvarrenpuoleinen pinta-ala käytettäessä 300 bar painetta [m]
A_{putki_vesi}	Kuristinputken virtausaukon pinta-ala [m ²]
A_s	Sylinterin männän pinta-ala [m ²]
B_{eff}	Tehollinen puristuskerroin [Pa = N/m ²]
D_{H_vesi}	Kuristinputken hydraulinen halkaisija [m]
d_{min}	Sylinterin männänvarren minimihalkaisija [m]
D_{vesi}	Kuristinputken sisähalkaisija [m]
E_m	Kimmomoduuli [Pa]
F	Voima [N]
F_{cyl_y}	Nostosylinteriltä vaadittu y-suuntainen voima [N]
F_{cyl_minus}	Sylinteriltä vaadittu vetävä voima [N]
F_{cyl_plus}	Sylinteriltä vaadittu työntävä voima [N]
F_{laakeri}	Puomin akselilla A1 oleviin laakereihin kohdistuva voima [N]
F_{load}	Rengasta kuormittava voima [N]
F_m	Sylinterille tuleva suurin puristava kuormitus [N]
F_{Max}	Hydrostaattisen laakerin maksimikuormitus [N]
F_{x_tanko}	Akselille A2 ja vakautustangon kiinnityspisteeseen vaikuttava vaakasuora voima [N]
F_{tanko}	Voiman F _{x_tanko} vakautustangon suuntainen komponentti [N]
K_v	Kuristuksen määrittävä parametri [m ⁵ /Ns]
L_{cyl}	Sylinterin pituus puomin kulman funktiona [m]
l_{p_vesi}	Kuristinputken pituus [m]
L_s	Sylinterin redusoitu pituus [m]
m_{adapteri}	Adapterin massa [kg]
m_F	Rengasta kuormittava massa [kg]
M_{padapteri}	Adapterin ja pyöräjalan yhteisen massakeskipisteen etäisyys akselilta A2 [m]

$M_{p_{\text{puomi}}}$	Puomin massakeskipisteen vaakasuora etäisyys akselilta A1 [m]
m_{puomi}	Puomin massa [kg]
M_{A1}	Renkaan kuormittamiseen vaadittava momentti akselilla A1 [Nm]
M_{A3}	Akselin A3 ympäri vaikuttava vääntömomentti [Nm]
M_{adapteri}	Adapterin ja pyöräjalan massan aiheuttama momentti akselilla A1 [Nm]
$M_{\text{kiinnitys}}$	Origo-pisteeseen kohdistuva vääntömomentti [Nm]
M_{massa}	Puomin massan aiheuttama momentti akselilla A1 [Nm]
M_{puomi}	Puomin keskilinjan ympäri vaikuttava vääntömomentti [Nm]
M_{tot}	Massan ja kuormituksen aiheuttama yhteenlaskettu momentti akselilla A1 [Nm]
$M_{\text{tot_massa}}$	Akselin A1 ympäri muodostuva massoista aiheutuva kokonaisvääntömomentti [Nm]
n_m	Varmuuskerroin [-]
n_{tot}	Paineastian kannessa olevien reikien ja kuristinputkien lukumäärä [-]
p_0	Normaali-ilmanpaine
p_1	Paine ennen kuristusta [$\text{Pa} = \text{N}/\text{m}^2$]
p_2	Paine kuristuksen jälkeen [$\text{Pa} = \text{N}/\text{m}^2$]
p_3	Paine hydrostaattisen laakerin nestetaskun ulkopuolella [$\text{Pa} = \text{N}/\text{m}^2$]
p_{1m}	Mitattu paine ennen kuristusta [$\text{Pa} = \text{N}/\text{m}^2$]
p_{2m}	Mitattu paine kuristuksen jälkeen [$\text{Pa} = \text{N}/\text{m}^2$]
p_s	Syöttöpaine [$\text{Pa} = \text{N}/\text{m}^2$]
p_{tr}	Siirtymäpaine-ero, jota pienemmillä paine-eron arvoilla oletetaan virtauksen olevan laminaarista. [$\text{Pa} = \text{N}/\text{m}^2$]
P_{vesi}	Vesipumpulta vaadittu teho [W]
Q	Tilavuusvirta [m^3/s]
Q_m	Mitattu tilavuusvirta [m^3/s]
$Q_{\text{tot_vesi}}$	Kuristusputkien yhteenlaskettu tilavuusvirta [m^3/s]
Q_{vesi}	Tilavuusvirta kuristusputkessa [m^3/s]
Re_{vesi}	Reynoldsin luku kuristinputken virtaukselle [-]
V	Tilavuus [m^3]
V_{vesi}	Veden virtausnopeus kuristinputkessa [m/s]
x_1	Akselin A1 x-suuntainen etäisyys origosta [m]
x_2	Puomin kiinnityspisteiden vaakasuora etäisyys toisistaan [m]
x_3	Akselin A2 vaakasuora etäisyys jalan renkaan keskipisteestä [m]

x_4	Sylinterin kiinnityspisteiden etäisyys toisistaan x-suunnassa kun sylinterin pituus on minimissään [m]
x_5	Akselin A1 ja ylemmän sylinterin kiinnikkeen x-suuntainen etäisyys puomin kulman funktiona [m]
x_{5_init}	Akselin A1 ja sylinterin ylemmän kiinnikkeen välinen etäisyys x-suunnassa sylinterin ollessa minimi pituudessaan [m]
x_{cyl}	Sylinterin ylemmän kiinnityspisteeseen vaakasuora etäisyys akselista A1 [m]
x_{tot}	Momenttivarsi renkaan keskipisteestä origoon [m]
y_1	Akselin A2 ja vakautustangon kiinnityspisteeseen välinen pystysuora etäisyys [m].
z_1	Renkaan keskilinjan ja puomin keskilinjan välinen etäisyys [m]
z_2	Puomin laakeroinnin etäisyys puomin keskilinjasta [m]
α	Puomin kulma vaakatasoon nähden [°]
α_{init}	Puomin kulman arvo sylinterin pituuden ollessa minimissään [m]
β	Vaakasuoran ja sylinterin ylemmän kiinnityspisteeseen ja akselin A1 muodostaman suoran välinen kulma sylinterin minimi mitalla [°]
δ	Akselin A1 ja sylinterin kiinnityspisteiden muodostaman kolmion kulma, jonka kärki on akselilla A1 [°]
Δp	Paine-ero [Pa = N/m ²]
Δp_{vesi}	Kuristusputken yli haluttu paine-ero [Pa]
Δx	Sylinterin kiinnityspisteeseen ja akselin A1 x-suuntaisen etäisyyden muutos puomin kulman funktiona [m]
ζ	Sylinterin ja y-akselin välinen kulma [°]
η_{vesi}	Veden dynaaminen viskositeetti [Pa*s]
μ	Purkauserroin [-]
ρ	Hydraulinesteen tiheys [kg/m ³]
ρ_{vesi}	Veden tiheys [kg/m ³]
ν_{vesi}	Veden kinemaattinen viskositeetti [m ² /s]
χ	Sylinterin ja y-akselin välinen kulma [°]

1 JOHDANTO

Nykypäivänä hyvin kuumia puheenaiheita ovat energian kulutus ja luonnonsuojelu, jotka koskettavat myös maastossa käytettäviä työkoneita. Jatkuvasti kiristyvät päästönormit ja luonnonsuojeluasetukset asettavat koneenrakentajille aivan uudenlaisia haasteita, joita ei vielä kovinkaan pitkään ole ollut.

Täällä TTY:n IHA:ssa on aikaisemman diplomityön merkeissä etsitty ratkaisua raskaiden työkoneiden maastossa liikkumisen vaikeuteen kehittämällä työkoneeseen eräänlainen hybridialusta, jossa on yritetty yhdistää perinteinen työkone ja kävelevä työkone. Tämä on mahdollista uudenlaisella innovatiivisella pyöräntuentarakenteella, joka ainakin teoriassa mahdollistaa työkoneen entistä tehokkaamman ja vaivattomamman liikkumisen maastossa, sekä vähentää huomattavasti työkoneen maastolle aiheuttamia vaurioita. Tätä uuden innovatiivisen liikkumistavan mahdollistavaa laitetta ei kuitenkaan ole vielä rakennettu, saati sitten testattu käytännössä.

Tämän diplomityön tavoitteena on suunnitella kuormituslaitteisto, jonka avulla voidaan laboratorio-olosuhteissa testata aktiivisen pyöräntuennan toimintaa täydessä mittakaavassa yhden tuennan osalta. Tämän tutkimuksen tavoitteena on selvittää, toimiiko tällainen pyöräntuenta käytännössä niillä vaatimuksilla, joita sille on asetettu. Jos konsepti todetaan toimivaksi, voidaan myöhemmin valmistaa kaikki neljä pyöräntuentaa ja asentaa ne oikeaan työkoneeseen käytännön testaamista varten.

2 TAUSTAA

Monet työkoneet, erityisesti metsäkoneet ja kaivinkoneet joutuvat työskentelemään muuallakin kuin teillä ja tasaisessa maastossa. Usein kaivinkoneilla ja varsinkin metsäkoneilla työskennellään metsässä, jossa maasto voi olla erittäin haastavaa ja vaikeakulkuista. Etenkin painavilla koneilla, kuten kuormatraktoreilla, joilla kaadetut puut kerätään pois metsästä, on tärkeää pystyä kulkemaan vaikeakulkuisessa maastossa.

Hankalassa maastossa erilaisten esteiden ylittäminen työkoneella aiheuttaa monesti renkaiden luistamista, joka taas aiheuttaa lisää maastovaurioita normaalistikin syntyvien ajourien lisäksi. Työkone joutuu myös käyttämään enemmän energiaa päästäkseen esteiden ylitse verrattuna siihen, että ajettaisiin tasamaalla. Lisääntynyt energian kulutus on asia, jota on yritettävä kaikin keinoin välttää, jotta koneen käytöstä saataisiin mahdollisimman taloudellista. Koska esteiden ylittäminen nykyisillä keinoilla on jokseenkin hankalaa ja aiheuttaa ylimääräistä rasitusta luonnolle, niin on täysin perusteltua ja tarpeellista kehittää uusia tapoja liikkua hankalassa maastossa.

2.1 Kävelevät työkoneet

Tässä työssä kävelevällä työkoneella tarkoitetaan konetta, jonka pyöriä voidaan aktiivisesti liikuttaa vähintään pystysuunnassa. Tällaisella ominaisuudella helpotetaan koneen toimintaa epätasaisessa maastossa. Myös koneen kuljettajan työskentely muuttuu mukavammaksi, koska pystysuunnassa liikkuvilla pyörillä saadaan kompensoitua maaston epätasaisuudet ja tällöin koneen hytti ei kallistele pitkittäis- eikä poikittaissuuntaan.

2.1.1 ”Kävelevät” kaivinkoneet

Tässä luvussa esitellyt kävelevät kaivinkoneet ovat katsaus nykypäivän työkoneista, jotka soveltuvat käytettäväksi hyvin monenlaisessa maastossa. Tämänhetkiset laitteet eivät vielä varsinaisesti kävele vaikka koneitten rakenne monine nivelineen sen jo mahdollistaisi. Kävelevät koneet ovat tulevaisuutta ja tässä luodaan katsaus siihen, missä kohtaa kehityksessä ollaan menossa tällä hetkellä. Myöhemmin tässä työssä käsitellään myös eri valmistajien luomia konseptteja siitä, miltä tulevaisuuden kaivinkoneet voisivat näyttää. Ehkä paras esimerkki toimivista kävelevistä työkoneista ovat kävelevät kaivinkoneet, joilla pystytään työskentelemään hyvinkin vaativissa olosuhteissa, kuten kuvan 1 tilanteesta voidaan päätellä.



Kuva 1. Kaiserin valmistama kävelevä kaivinkone. [1]

Kuvan 1 tyyppisiä koneita valmistaa myös muutkin työkonemallintajat kuin Kaiser. Esimerkiksi Euromach ja Menzi muck nimisiltä valmistajilta on saatavilla vastaavanlaisia koneita [2,3]. Seuraavassa kuvassa on esitelty Menzi Muckin valmistama kävelevä kaivinkone varustettuna harvesteripäällä.



Kuva 2. Menzi Muck-merkinen kaivinkone varustettuna harvesteripäällä. [4]

Kuten kuvasta 2 nähdään, on käveleviä kaivinkoneita saatavana myös erilaisilla lisävarusteilla. Kuvan 2 laite on varustettu puiden kaatamiseen tarkoitettulla harvesteripäällä, mikä tekee kaivinkoneesta vaikeakulkuiseen maastoon soveltuvan harvesterin. Tällaiset laitteet ovat tarkoitettuja pääsääntöisesti vaikeaan maastoon ja muuhun erikoiskäyttöön. Hyvänä esimerkkinä voidaan pitää kuvan 2 tilannetta, jossa kone työskentelee noin 45° kulmassa olevassa rinteessä. Seuraavaksi esitellään Euromachin valmistama kaivinkone, joka voidaan nähdä kuvassa 3.



Kuva 3. Euromach kaivinkone raivaamassa ojan penkkoja. [2]

Kuvan 3 tilanne on taas yksi hyvä esimerkki tämän tyyppisen työkoneen käytöstä. Ojassa tai joessa ajettaessa pysty- ja vaakasuunnassa liikkuvat pyörät helpottavat pohjan epätasaisuuksien ja syvempien kohtien kompensointia. Perinteisellä koneella työskenneltäessä joudutaan helposti tilanteeseen, jossa kone kallistuu huomattavasti johtuen pohjan epätasaisuuksista tai koneen koppi on vaarassa kastua ajettaessa syvempään kohtaan.

2.1.2 Kävelevä metsäkone

Plustech Oy on suunnitellut ja valmistanut prototyypin kävelevästä metsäkoneesta, joka on esitetty kuvassa 4. Koneen suunnittelun lähtökohtana on ollut parantaa metsäkoneen liikkuvuutta vaikeassa maastossa ja vähentää koneen maastoon jättämiä jälkiä. [5]



Kuva 4. Plusjack, Prototyyppi kävelevästä harvesterista. [5]

Kuten kuvasta 4 voidaan havaita, muistuttaa kone hieman muurahaista johtuen sen kuudesta jalasta. Kävelymekanismi mahdollistaa koneen maavaran säädön sekä rinteiden kompensoinnin liikuttaessa kaltevilla alustoilla kuten kuvan 4 tilanteessa. Kävelevällä koneella voidaan myös kääntyä paljon pienemmässä tilassa kuin perinteisellä koneella. Kuvan 4 Plustech prototyyppikone pystyy kääntymään 360 astetta paikallaan. Uudesta innovatiivisesta liikkumismuodostaan huolimatta Plustech Oy:n valmistama kävelevä metsäkone jäi kuitenkin prototyyppiasteelle, eikä sitä ole valmistettu sarjatuotantona. Kone jäi ainoastaan tutkimus- ja esittelykoneeksi, joka tällä hetkellä on nähtävillä Suomen metsämuseo Lustossa. [5]

2.1.3 Konseptit

Eri valmistajat ovat lähteneet kehittämään omia ideoitaan ja näkemyksiään tulevaisuuden työkoneista. Seuraavassa kuvassa 5 on esitelty Volvon näkemys siitä, miltä tulevaisuuden kaivinkone voisi näyttää.



Kuva 5. Volvon Sphinx kaivinkonekonsepti. [6]

Kuvan 5 koneessa on liikkuminen ajateltu täysin uudestaan perinteiseen kaivinkoneen alustaan verrattuna. Kyseisessä konseptissa on toteutettu eräällä tavalla tela-alustan ja pyörialustan välimuoto. Tässä alustaratkaisussa koneella on neljä pystysuunnassa käänneltävää jalkamaista uloketta, joidenka ympärillä on vetävät telat. Tällaisella alustaratkaisulla pystytään liikkumaan maaston muotoja mukaillen siten, että koneen ylävaunu pysyy koko ajan vaakatasossa. Myös Doosan on esitellyt hyvin samankaltaisen konseptitason idean kaivinkoneesta, joka on esitelty seuraavassa kuvassa 6.



Kuva 6. Doosan CX kaivinkonekonsepti. [7]

Kuvassa 6 esitellyssä Doosan CX konseptissa telojen liikuttaminen on viety vielä askeleen verran pidemmälle, kuin Volvon Sphinx konseptissa. Doosanin koneessa telojen kärkiä voidaan kääntää myös vaakatasossa, koska ne on kiinnitetty koneen runkoon pallonivelen avulla, mikä saattaa olla hyvinkin haastava tehtävä toteuttaa mekaanisesti oikeaa prototyypikonetta varten.

Myös suomalainen työkonervalmistaja Valtra on julkaissut oman visionsa tulevaisuuden monikäyttöisestä työkonesta. Kuvassa 7 on nähtävillä Valtran ANTS konsepti, jossa on myös otettu huomioon liikkuminen epätasaisessa maastossa.



Kuva 7. Valtra ANTS konsepti. [8]

Yllä olevassa ANTS konseptissa on automaattisesti säätävä aktiivijousitus erikseen kullekin renkaalle. Aktiivijousituksen avulla pystytään säätämään työkoneen maa-varaa jatkuvasti myös yksittäisten pyörien osalta, joka mahdollistaa koneen korin pysymisen vaakatasossa maaston muodoista riippumatta. Edellä mainitun ominaisuuden mahdollistaa se, että yksittäisiä renkaita voidaan ohjata erikseen siten, että renkaan kulukema rata mukailee maaston muotoja. Toinen maasto-ominaisuuksia parantava ominaisuus liittyy ANTS konseptissa käytettäviin renkaisiin, joita voidaan leventää tarpeen niin vaatiessa. Leveämmillä renkailla työkone kulkee paremmin pehmeässä ja huonosti kantavassa maastossa. ANTS konseptiin sisältyy myös erittäin hyödyllinen ominaisuus, joka mahdollistaa kahden ANTS koneen yhdistämisen toisiinsa kuvan 8 esittämällä tavalla. [8]



Kuva 8. Kaksi ANTS konetta yhdistettynä. [8]

Raskasta työtehtävää suorittaessa voidaan yhdistää kaksi ANTS konetta ja siten saada käyttöön lisää tehoa. Kun kaksi ANTS konetta yhdistetään toisiinsa, voidaan koneen hyttiä liikutella vapaasti koneiden runkojen välillä koneiden päällä olevaa kiskoja pitkin, kuten kuvasta 8 nähdään.

2.2 Rolking

Kävelevät koneet toimivat hyvin vaikeassa maastossa mutta niiltä puuttuu pyörillä kulkevien koneiden nopeus. Teknillisen korkeakoulun tutkijat ovat ratkaisseet edellä mainitun ongelman kehittämällä hybridin, jossa yhdistyvät kävelemisen ja rullaamisen hyvät ominaisuudet. Tätä uutta liikkumistapaa kutsutaan nimellä rolking (rolling-walking). Tämän hybridin testaamiseksi on rakennettu kuvassa 9 esitetty tutkimuslaite, jota kutsutaan nimellä WorkPartner. [9]



Kuva 9. Aalto yliopiston WorkPartner tutkimusrobotti. [10]

Kuvan 9 tutkimusrobotissa on muitakin toimintoja mutta tämän työn kannalta mielenkiintoista on vain robotin pyöräjalka, joka vastaa hyvin pitkälle ihmisen jalkaa sillä erotuksella, että jalkaterä on korvattu aktiivisella pyörällä. Tässä laitteessa pyörä toimii kaksoisroolissa, joko pyöränä normaalissa ajomoodissa tai vaimentavana jalkateränä kävelymoodissa. [9]

WorkPartner on huomattavasti kevyempi, kuin laite, jonka jalkarakennetta tässä työssä on tarkoitus testata. Koska WorkPartnerin pyöräjalka on rakenteeltaan samankaltainen, voidaan sitä hyvin käyttää referenssinä. Johtuen WorkPartnerin suhteellisen pienestä massasta (~200 kg) voidaan sen jalkarakenteessa käyttää sähköisiä toimilaitteita. [9] Tässä työssä tutkittavassa pyöräntuentarakenteessa on jouduttu käyttämään hydraulisia toimilaitteita, koska työkone, johon tuennat on suunniteltu, on paljon painavampi kuin WorkPartner (~5000 kg jalkojen kanssa).

Rolkingin etuna perinteiseen kävelyyn verrattuna voidaan pitää sen suurempaa nopeutta, joka johtuu pyörien napamottoreiden antamasta jatkuvasta vedosta. Toinen rollkingin etu verrattuna perinteiseen kävelyyn on sen parempi tasapaino, koska rolkingissa jalat voidaan pitää jatkuvassa kontaktissa tukipintaan myös jalkaa siirrettäessä. Rolkingissa voidaan myös käyttää jalan ja renkaan generoimaa voimaa yhtä aikaan. Ainut huono puoli rolkingissa verrattuna perinteiseen kävelyyn on se, että rolkingissa jalkaa voidaan liikuttaa vain samaan suuntaan, kuin mihin rengas pyörii. [9]

3 PYÖRÄJALKA

IHA:ssa on aikaisemman diplomityön merkeissä suunniteltu vastaavanlainen pyöräntuenta kuin mitä kuvan 9 tutkimusrobotissa (WorkPartner) on käytetty, kuitenkin sillä erolla, että tämä jalka on suunniteltu huomattavasti suurempaa konetta varten. Tästä eteenpäin tässä työssä aktiivisesta pyöräntuennasta käytetään nimitystä pyöräjalka.

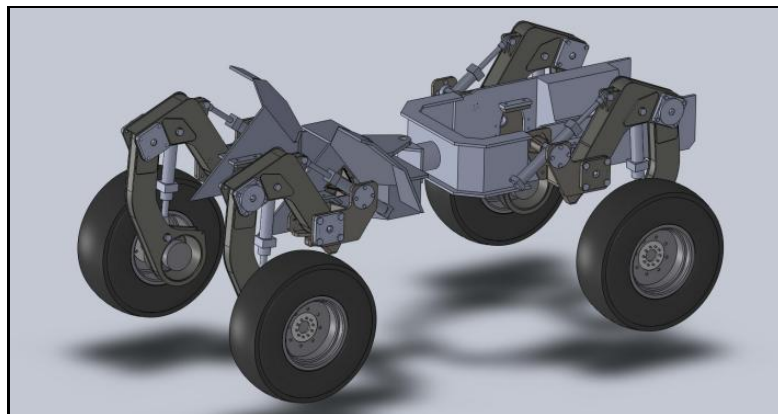
3.1 Ehdotettu pyöräjalan rakenne

Tässä työssä käsiteltävä pyöräjalka on suunniteltu IHA:ssa tutkimuskäytössä olevaan Vilakoneen valmistamaan Wille 655C pyöräkuormaajaan, joka on esitelty kuvassa 10.



Kuva 10. Vilakoneen Wille 655C pyöräkuormaaja. [11]

Kuvan 10 koneen pyörät ja akselistot on tarkoitus korvata seuraavassa kuvassa 11 esiteltävällä rakenteella, jonka tarkoituksena on huomattavasti parantaa työkoneen maasto-ominaisuuksia.



Kuva 11. Myllymäen suunnittelema jalkarakenne. [12]

Kuvan 11 rakenne helpottaa työkoneen maastossa liikkumista ja ehkäisee myös maastolle aiheutuvia vaurioita, koska pyöräjalkojen avulla voidaan nostaa pyöriä esteiden ylitse, eikä tällöin tarvitse luistattaa renkaita estettä vasten. Pyörien nostaminen mahdollistaa myös entistä korkeampien esteiden ylittämisen, johon ei perinteisellä ratkaisulla ole pystytty. Pyöräjalka lisää myös kuljettajan työskentelymukavuutta, koska pystysuunnassa liikkuvien pyörien avulla on mahdollista kompensoida maaston kaltevuudet ja tällä tavoin pitää koneen kori ja hytti vaakatasossa maaston muodoista riippumatta. [12]

Kuvan 11 pyöräjalka mahdollistaa myös niin kutsutun pyöräkävelyn, jonka ideana on rullata yhtä pyörää kerrallaan kevennettynä [12]. Tällainen liikkumismuoto sopii erityisen hyvin pehmeään ja muilla tavoin vaurioherkkään maastoon. Huonona puolena tällaiselle liikkumismuodolle voidaan pitää sen huomattavaa hitautta verrattuna perinteiseen liikkumismuotoon.

Pyöräjalan suunnittelun lähtökohtina ovat olleet ajonopeudet niin maantiellä kuin maastossakin, renkaan työalue sekä mahdollisimman yksinkertainen ja muokattavissa oleva rakenne. Kuvassa 11 esitellyllä rakenteella tulisi voida ajaa maastossa nopeudella 1 m/s, kun maantiellä voidaan ajaa nopeudella 5,6 m/s. Pyöräjalan renkaan navan liikealueeksi on suunniteltu neliö, jonka sivun pituus on 550mm. Renkaan navan tulisi voida liikkua nopeudella 550mm/s työalueensa sisällä, joka mahdollistaisi renkaan navan liikkumisen yhden sekunnin aikana liikealueensa reunasta toiseen. Edellä mainittujen ominaisuuksien lisäksi pyöräjalan mekaaninen rakenne on toteutettu siten, että se voidaan mekaanisesti lukita maantieajoon soveltuvaan asentoon. Tällöin ei tarvita lainkaan hydraulista tehoa renkaan pitämiseksi paikallaan. [12]

3.2 Pyöräjalan simulointi

Silloin, kun tutkittavaa laitetta ei ole fyysisenä saatavilla tai sitä ei ole vielä rakennettu mutta se on jo suunniteltu, kuten tässä tapauksessa, voidaan laitteen tutkiminen kuitenkin aloittaa rakentamalla tutkittavasta laitteesta tarkoitukseen sopiva simulointimalli. Tarkoitukseen sopivalla tarkoitetaan sitä, että tutkittava laite taikka ilmiö mallinnetaan vain sillä tarkkuudella, kun se on tarkoituksenmukaista kyseessä olevan tutkimuksen kannalta. Ilmiöt, jotka eivät ole kiinnostavia, voidaan jättää kokonaan mallintamatta, jos mahdollista tai mallintaa ne vain sillä tasolla, kuin kiinnostavammat ilmiöt sitä vaativat.

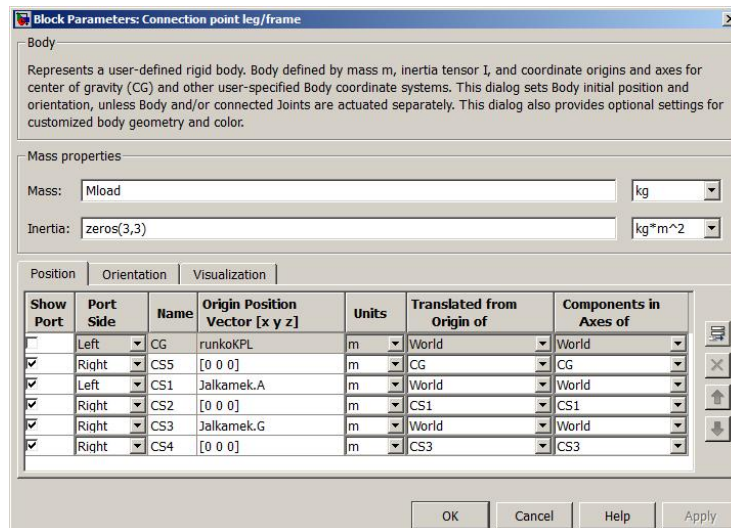
3.3 Yhden jalan malli

Pyöräjalasta on rakennettu simulointimalli, jotta päästäisiin tutkimaan jalan dynaamista käyttäytymistä ja kokeilemaan erilaisia komponentteja ja säätäjäratkaisuja jalan ohjauksiksi. Tähän tarkoitukseen simulointi on erinomainen vaihtoehto prototyypin rakentamiseen verrattuna. Simuloidessa ei tarvita kuin muutaman parametrin vaihto, niin saa-

daan esimerkiksi jokin komponentti vaihdettua toiseen, kun taas prototyypin tapauksessa komponenteilla saattaa olla hyvinkin pitkiä toimitusaikoja.

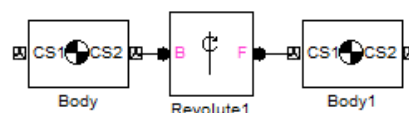
Kyseessä oleva pyöräjalka on yhdistelmä mekaanista rakennetta, johon kuuluu jalan runko ja rengas, sekä hydraulijärjestelmä, johon kuuluu jalan toimilaitteina toimivat sylinterit sekä niitä käyttävät venttiilit. Jalkarakenne on mallinnettu käyttämällä MATLAB – Simulink ohjelmistoa. Mekaanisen osan malli on tehty käyttämällä Simulinkin lisäosaa nimeltä SimMechanics. SimMechanics lisäosan käyttö on melko suoraviivaista, kun siihen on ensin päässyt sisään.

Yksittäisten mekaanisten osien mallintamiseksi vaaditaan tieto osan massasta, muista mallinnettavaan osaan liittyvistä osista, näiden liittymäkohtien asemasta ja massakeskipisteestä. Edellä mainitut tiedot syötetään SimMechanics valikosta löytyvään body -lohkoon alla olevan kuvan 12 mukaisesti. Nämä body -lohkot liittyvät toisiinsa erillisillä joint -lohkoilla, jotka kuvaavat, miten mallinnettavan laitteen eri osat liittyvät toisiinsa. Body -lohkojen liittäminen toisiinsa joint -lohkolla on esitetty kuvassa 13.



Kuva 12. Esimerkki body -lohkon käytöstä.

Kuvassa 12 esitellyn body -lohkon dataruudusta nähdään, että kaikille tarvittaville parametreille on oma selkeä paikkansa. Kannattaa kuitenkin kiinnittää erityistä huomiota siihen, että valitsee oikeat yksiköt ja oikean referenssikoordinaatiston.



Kuva 13. Body -lohkojen liittäminen toisiinsa.

Simulinkistä löytyy valmiita venttiililohkoja, jotka ovat osa SimHydraulics lisäosaa. Näitä ei kuitenkaan ole käytetty, koska mainituissa simulinkin omissa venttiilimalleissa on paljon parametreja, jotka eivät ole kohtuullisella työmäärällä määritettävissä. Tästä syystä on päädytty käyttämään turbulenttisen kuristuksen virtausyhtälöön perus-

tuvaan tapaa mallintaa venttiili yksi virtausreuna kerrallaan säädettävänä kuristuksena. Turbulenttisen kuristuksen virtausyhtälö:

$$Q = \mu * A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (1)$$

jossa Q [m³/s] on tilavuusvirta, μ [-] on purkauskerroin, A [m²] kuristuksen poikkipinta-ala, Δp [Pa] kuristuksen yli vaikuttava paine-ero ja ρ [kg/m³] käytettävän hydraulines-teen tiheys. Simuloinnissa edellinen kaava voidaan muokata muotoon:

$$Q = K_v \sqrt{p_1 - p_2}, \quad (2)$$

jossa K_v on kuristuksen määrittelevä parametri ja kuristuksen yli vaikuttava paine-ero on merkitty muodossa $p_1 - p_2$. Jos kuristuksen geometria tunnetaan, voidaan parametri K_v määrittellä seuraavasti:

$$K_v = \mu A \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad (3)$$

jossa μ on 0,6...0,8. Parametri K_v voidaan määrittellä myös kokeellisesti mittaamalla kuristuksen läpäisy jollakin tietyllä tiedetyllä paine-erolla. Jos käytetään kokeellista menetelmää, parametri K_v voidaan määrittellä seuraavasti:

$$K_v = \frac{Q_m}{\sqrt{p_{1m} - p_{2m}}}, \quad (4)$$

jossa Q_m [m³/s] on kuristuksen läpi kulkeva mitattu tilavuusvirta ja $p_{1m} - p_{2m}$ [Pa] on kuristuksen yli vallitseva mitattu paine-ero. [13]

Kuitenkaan edellä esitettyä yhtälöä ei voida käyttää simuloinnissa koska paine-eron ollessa negatiivinen eli virtaussuunnan muuttuessa, yhtälöä ei ole määritelty. Tästä johtuen joudutaan käyttämään Sgn-funktiota, jotta myös toinen virtaus suunta saadaan huomioitua. MATLABin Sgn-funktiota käyttämällä virtausyhtälö saadaan seuraavaan muotoon:

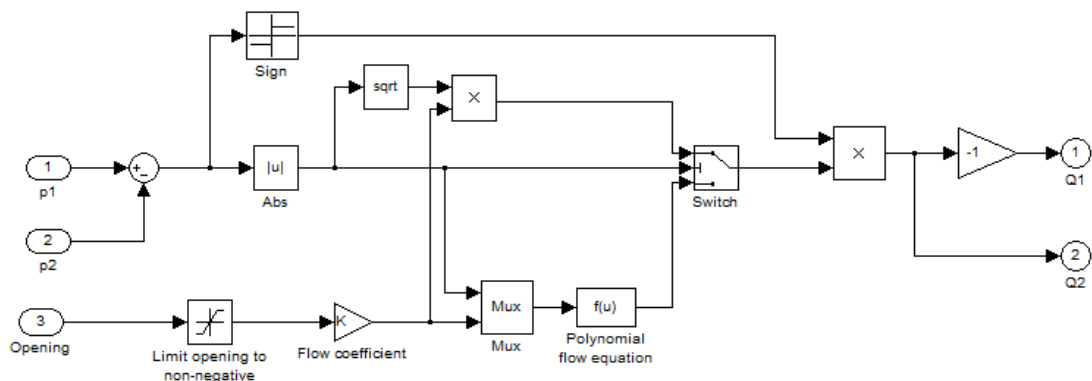
$$Q = K_v \operatorname{sgn}(p_1 - p_2) \sqrt{|p_1 - p_2|}, \quad (5)$$

Sgn-funktio palauttaa muuttujan merkin siten, että muuttujan ollessa positiivinen Sgn-funktio saa arvon 1 ja muuttujan ollessa negatiivinen arvon -1. Muuttujan arvolla nolla myös Sgn-funktio palauttaa arvon nolla. Sgn-funktion käyttäminen aiheuttaa kuitenkin ongelman, koska paine-eron ollessa nolla saa paineen derivaatta äärettömän arvon, joka aiheuttaa sen ettei kyseinen yhtälö toimi simuloinnissa paine-eron ollessa nolla. Siksi joudutaan käyttämään yhtälöä, joka ottaa huomioon laminaarisen virtauksen

pienillä paine-eron arvoilla. Laminaarisen virtauksen huomioiva virtausyhtälö on seuraavan näköinen:

$$Q = \begin{cases} K_v \operatorname{sgn}(p_1 - p_2) \sqrt{|p_1 - p_2|} & , |p_1 - p_2| > p_{tr} \\ \frac{K_v(p_1 - p_2)}{2\sqrt{p_{tr}}} \left(3 - \frac{|p_1 - p_2|}{p_{tr}}\right) & , |p_1 - p_2| \leq p_{tr}, \end{cases} \quad (6)$$

jossa p_{tr} [Pa] on niin sanottu siirtymä paine-ero, jota pienemmillä paine-eron arvoilla virtauksen oletetaan olevan laminaarista ja käytetään polynomikaavaa neliöjuurikaavan asemasta. Seuraavassa kuvassa 14 on esitetty, miten edellä esitetty yhtälö kääntyy simulink malliksi. [13]



Kuva 14. Säädettävän kuristuksen simulink-malli

Kuvassa 14 esitetystä lohkokaaevio mallista nähdään, että mallin sisäänmenot ovat vasemmalla, joita ovat kuristuksen porttipaineet sekä kuristuksen suhteellinen avaus välillä [0...100 %]. Mallin ulostulot löytyvät vastaavasti oikeasta reunasta joita ovat virtaukset venttiilin läpi eri suuntiin, joista luonnollisesti toinen on toisen vastaluku. Mallissa lohko ”Polynomial flow equation” kuvaa kaavan 6 alempaa lohkoa. Valmis venttiilimalli saadaan kun liitetään riittävän monta säädettävän kuristuksen mallia rinnakkain. Vaadittavien kuristusmallien määrä riippuu mallinnettavan venttiilin virtausreunojen määrästä. Esimerkiksi 4/3 venttiilin mallintamiseen tarvitaan 4 kappaletta kuristusmalleja. [13]

Kaksitoiminen hydraulisyylinteri voidaan mallintaa kahtena muuttuvan kokoisena paineistettuna tilavuutena, jotka generoivat voimaa kumpikin eri suuntiin. Tilavuutta voidaan kuvata yhtälöllä:

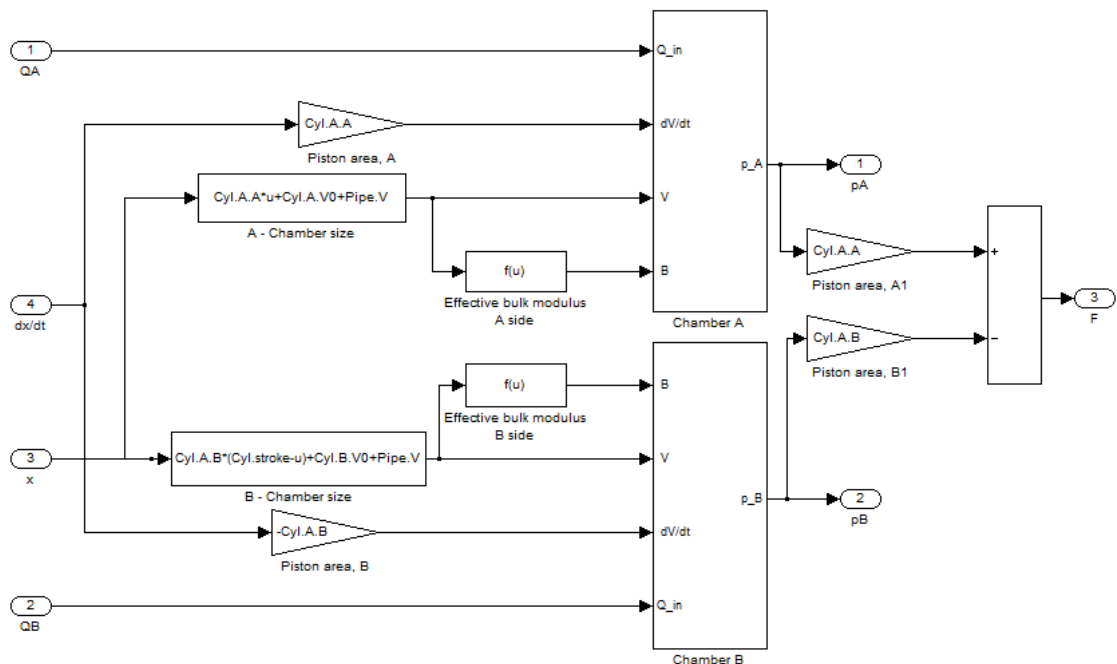
$$\frac{dp}{dt} = \frac{B_{eff}}{V} \left(\sum Q - \frac{dV}{dt} \right), \quad (7)$$

jossa dp/dt [Pa/s] on paineen aikaderivaatta, B_{eff} [Pa] tilavuuden tehollinen puristuskerroin, V [m³] tilavuuden koko, dV/dt [m³/s] tilavuuden muutosnopeus ja Q [m³/s] tilavuuteen tuleva nettovirtaus. [13]

Sylinterin generoiman voiman määrä riippuu sylinterin kammioiden paineista ja sylinterin männän pinta-aloista seuraavan yhtälön mukaisesti:

$$F = pA_s, \quad (8)$$

jossa F [N] on voima, p [Pa] paine ja A_s [m²] sylinterin männän pinta-ala. Seuraavassa kuvassa 15 on esitetty 2-toimisen hydraulisynterinin simulink lohkokaaevioesitys. Malli koostuu kahdesta edellä esitetyistä tilavuuden tilayhtälöstä sekä niin ikään edellä esitellystä voimayhtälöstä.



Kuva 15. 2-toimisen hydraulisynterinin simulink malli.

Kuten venttiilimallissa edellä niin myös kuvan 15 sylinterimallissa sisäänmenot on ryhmitelty vasemmalla ja ulostulot oikealle. Mallin sisäänmenoja ovat: kammioihin tulevat virtaukset, sylinterin männän liikenoisuus sekä männän asema. Mallin ulostulona saadaan sylinterin tuottama voima. Mallissa kumpikin sylinterin kammio on mallinnettu erillisenä tilavuutena, joiden tuottamat voimat ovat erimerkkiset. Kuvan 15 mallissa on käytetty männän aseman mukaan muuttuvaa tehollista puristuskerrointa. Tällä tavalla saadaan hieman parempi tarkkuus mallille. Kuvan 15 mallista puuttuu kitkamalli, mutta se ei ole oleellinen sylinterimallin toiminnan ymmärtämisen kannalta.

3.4 Pyöräjalan liikkeen säätö

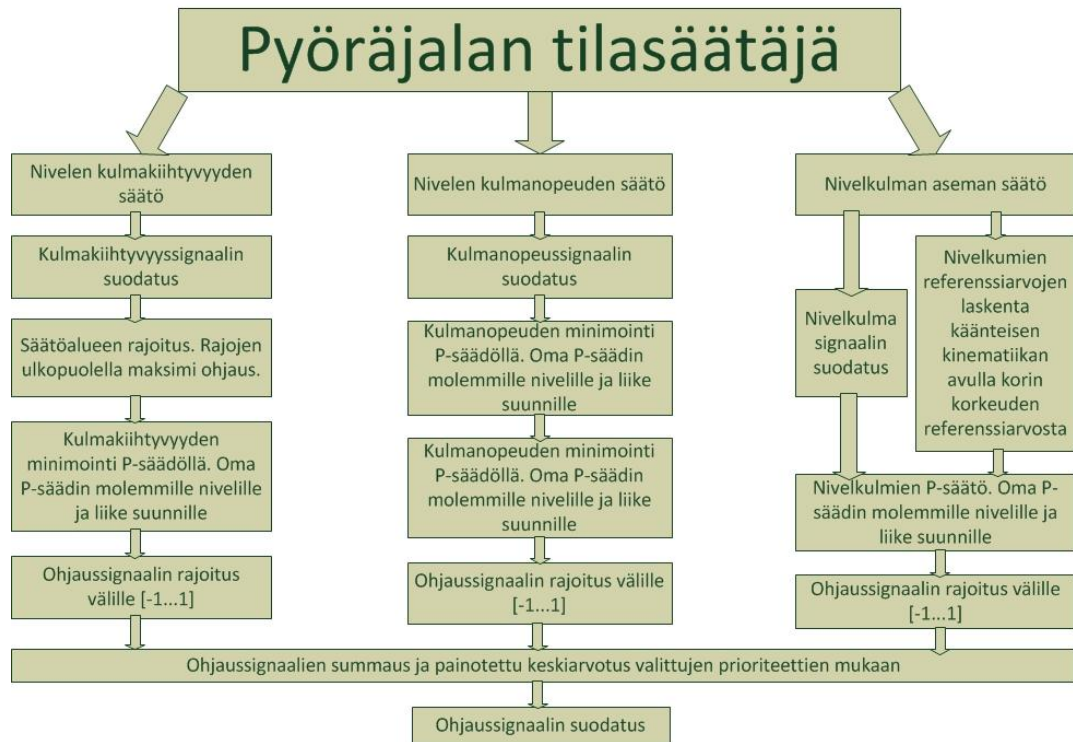
Rolking konsepti perustuu ideaan, jossa työkonen pyörät korvataan pyöräjalalla (jalka, jonka päässä on pyörä). Pyöräjalka koostuu kahdesta linkistä ja kahdesta rotaationivelestä, joita liikutetaan hydraulisyntereillä. Pyöräjalan tehtävänä on mahdollistaa työkonen aikaisempaa tasaisempi eteneminen epätasaisessa maastossa. Tämä on mahdollista,

koska jalan avulla koneen pyörä pystyy liikkumaan maaston muotoja mukaillen työkoneen korin pysyessä samassa asemassa maaston muodosta riippumatta. Edellä mainittu toiminta edellyttää tarkkaa jalan liikkeen hallintaa, joka saadaan aikaan jalan liikettä ohjaavalla säätäjällä.

Säädön tavoitteena on saada työkoneen korin liiketila mahdollisimman hyvin hallintaan siten, että häiriön (esimerkiksi kuoppaan ajon tai esteeseen törmäämisen) sattuessa korin liiketila saadaan mahdollisimman nopeasti stabiloitua. Tämän jälkeen korin asema palautetaan takaisin halutulle korkeudelle. Edellä kuvatulla tavalla toimitaessa saadaan parannettua työkoneen ajomukavuutta verrattuna perinteiseen pyörillä liikkuvaan työkoneeseen.

Säädön ensimmäinen prioriteetti on saada työkoneen korin pystysuuntainen kiihtyvyys nolattua mahdollisimman nopeasti häiriön jälkeen. Seuraava prioriteetti on nolata korin pystysuuntainen nopeus. Viimeiseksi korin asema pystysuunnassa palautetaan takaisin halutulle korkeudelle. Edellä mainitut ominaisuudet saadaan toteutettua niin sanotun tilasäätäjän avulla, joka mahdollistaa useamman suureen säätämisen yhtäaikaista.

Tilasäätäjä koostuu useammasta rinnakkaisesta säätäjistä, joiden avulla päästää haluttuun lopputulokseen. Tässä tapauksessa säätäjässä on kolme lohkoa, jotka säätävät jalan nivelkulman, kulmanopeuden ja kulmakiiktyvyyden avulla työkoneen korin vastaavia suureita: kiihtyvyyttä, nopeutta ja asemaa. Vielä tässä vaiheessa on tyydytty käyttämään yksinkertaista P-säätöä kussakin säätäjän lohossa, jotta konseptin toimivuus saadaan todettua. Myöhemmin voi ilmetä tarvetta käyttää jotain monimutkaisempaa säätäjärakennetta, kuin P-säätöä. Tässä vaiheessa suunnitellun säätäjän periaate on esitetty seuraavassa kuvassa 16.



Kuva 16. Pyöräjalan säätäjän rakennekuva

Kuvasta 16 nähdään, että säätäjän eri lohkot ovat rakenteeltaan hyvin samanlaisia lukuun ottamatta nivelkulman säädintä, joka poikkeaa rakenteeltaan hieman kahdesta muusta säätäjälohkosta. Jokaisessa säätäjälohkossa toistuva säädettävän suureen suodatus on sisällytetty säätäjään, jotta signaalista saadaan poistettua ylimääräinen säätöä haittaava korkeataajuuksinen värähtely. Säädettävän suureen suodatus on toteutettu keskiarvottavalla suotimella, myös alipäästösuoitus voi tulla kyseeseen.

Säätöalue on rajoitettu tiettyyn symmetrisesti nollan ympärillä olevaan alueeseen, jotta säätäjä toimii järkevästi säädön kannalta oleellisimmalla alueella. Säätöalueen rajat ylittävät signaalit aikaansaavat maksimiohjauksen.

Koska järjestelmän toimilaitteena on epäsymmetriset hydraulisylinterit, on perusteltua käyttää eri liikesuuntiin eri vahvistuksen arvoa P-säätäjässä. Tässä tapauksessa on valittu ensin vahvistus plus -liikesuunnalle ja sylinterin pinta-alasuhteen avulla laskettu vahvistus miinus -suuntaan. Säätäjien ulostulot on rajoitettu välille -100%...100%. Nivelkulmien säätäjä toimii hieman toisella tavalla, kuin kulmanopeuden ja kulmakihtyvyyden säätäjät. Koska koko säätäjän referenssiarvona toimii haluttu työkonen korin korkeus, joudutaan jalan nivelkulmien referenssi arvot laskemaan käänteisen kinematiikan avulla. Tässä toteutuksessa jalan nivelkulmat saadaan laskettua, kun tiedetään jalan linkkien pituudet, haluttu korin asema ja kiinteästi valittu renkaan asema vaakatasossa. Renkaan x-koordinaatin kiinnittäminen tiettyyn arvoon rajoittaa jalan liikkeen vain pystysuuntaiseksi, joka selvästikin rajoittaa laitteen toimintaa. Tällaiseen toteutukseen on tyydytty yksinkertaisuuden vuoksi.

Aiemmassa versiossa nivelkulmien referenssiarvot saatiin määritettyä erillisen taulukon avulla, johon oli laskettu pyörän navan koordinaatteja eri nivelkulmien arvoil-

la, joista sitten valittiin kuhunkin tilanteeseen sopiva. Tämä idea kuitenkin hylättiin, koska tällöin ei saatu aikaan jatkuvaa referenssisignaalia kulman arvolle, koska tässä tavassa referenssiarvot oli määritelty vain tietyissä pisteissä.

Viimeisimpänä osana säätäjässä on kaikkien kolmen säätäjälohkon ohjaussignaalien yhdistäminen yhdeksi signaaliksi, jolla proportionaaliventtiileitä ohjataan. Tämä tapahtuu laskemalla kunkin venttiilin ohjaukselle painotettu keskiarvo kunkin säätäjälohkon antamasta ohjaussignaalista. Ohjaussignaalien painotus tapahtuu sen mukaan, missä prioriteettijärjestyksessä säädettävät suureet ovat järjestelmän halutunlaisen toiminnan kannalta. Tässä tapauksessa prioriteetit on valittu siten, että suurimman painokertoimen saa kulmakiihtyvyyden säätäjän antama ohjaus, toiseksi suurimman kulmanopeuden ja pienimmän painon saa nivelkulmien säätäjän ohjaus. Ohjaussignaalien yhdistämisen jälkeen voidaan vielä lopullinen ohjaussignaali suodattaa samantyyppisellä suotimella, kuin aiemmin säätäjälle tulevat signaalit suodatettiin, jos tarvetta ilmenee.

Säätäjä konseptin testaus suoritettiin Matlab Simulink ohjelmistolla. Pyöräjalasta tehtyyn simulointimalliin liitettiin edellä kuvattu säätäjä ja tutkittiin pyöräjalan käyttäytymistä valitulla säätäjä rakenteella. Testitilanteena käytettiin tapausta, jossa rengas törmää 0,1 m korkeaan pystysuoraan esteeseen.

Kyseessä olevan säätäjärakenteen kanssa tulee ottaa huomioon, että säätäjän parametrien sopivien arvojen hakemisessa voi mennä paljonkin aikaa, koska niitä on suhteellisen paljon. Pelkästään P-säätäjiä on 12 kpl (neljä kappaletta joka lohkoissa ja näitä lohkoja on kolme kappaletta) ja joka säätäjälohkolla on oma suotimensa, jolle pitää asettaa oma parametrinsa. Myös säätöalueen rajoitukseen on oma parametrinsa sekä lopullisella venttiilin ohjaussignaalilla on oma suodatuksensa, joten näin laskien koko säätäjän parametrien lukumääräksi saadaan 18 (kulmasäädössä ei ole säätöalueen rajoitusta, koska sitä ei tarvita).

3.5 Eri säätäjäratkaisujen vertailua

Tämän työn puitteissa on kokeiltu pyöräjalan mallin kanssa kolmea erilaista säätäjäratkaisua ilman haluttua lopputulosta. Ensimmäinen säätäjäversio oli varsin yksinkertainen P-tyyppinen asemäsäätäjä, jonka algoritmi perustui loogisiin ehtoihin. Seuraava versio oli jo hieman hienostuneempi. Siinä käytettiin apuna pyöräjalan taulukoitua työaluetta, josta halutun korin korkeuden mukaan saatiin valittua molemmille nivelille oikeat kulman arvot. Viimeisimpänä pyöräjalan aseman säätöön kokeiltiin edellä esiteltyä tilasäätäjää, joka osoittautui varsin monimutkaiseksi. Tilasäätäjän käyttö olisi vaatinut laajempaa tietämystä asiaan liittyen, jotta se olisi ollut mahdollista saada toimimaan kunnolla.

Ensimmäinen säätäjäversio perustui ajatukseen siitä, miten pyöräjalan tulisi toimia ja säätäjään lisättiin loogisia ehtoja sen mukaan. Säätäjä koostui useammasta lohkoista, joista valittiin aktiivinen sen mukaan, millä korkeudella toimintapiste kulloinkin sijaitsi. Säätäjän toimintaan vaikutti korin korkeuden lisäksi myös liikesuunta ja nivelkulmien arvot. Säätäjä toimi loogisesti mutta oli aivan liian hidas ja epätarkka.

Taulukoimalla jalan liikealue ja käyttämällä siitä saatua dataa jalan aseman säätämiseen saatiin hieman pehmeämpää toimintaa aikaiseksi. Säättäjä ei kuitenkaan toiminnut riittävällä tarkkuudella ja toiminta oli paikoitellen varsin epämääräistä. Säättäjän toiminta perustui siihen, että sille annettiin haluttu korin korkeus ja sitä vastaavat nivelkulmien arvot löytyivät taulukosta tietyllä tarkkuudella. Tämän säättäjän suurin ongelma liittyikin juuri siihen, ettei pyörän navan x-koordinaattiin otettu kantaa millään lailla ja se sai olla mikä vain kunhan y-koordinaatti oli kohdallaan. Tästä seurasi se, että pyörä liikkui jatkuvasti edes takaisin, kun säättäjä ei tiennyt, mikä x-koordinaatti olisi ollut toiminnan kannalta paras. Tässä säättäjässä oli myös sama ongelma kuin ensimmäisesäkkin, ettei sen tuottama venttiileille menevä ohjaussignaali ole jatkuva, vaan se hyppii arvosta toiseen sen mukaan, mikä työalueen piste on lähinnä haluttua korin korkeutta.

Tilasäättäjään siirryttiin, koska haluttiin saada venttiileille jatkuva ohjaussignaali. Tähän päästiin korvaamalla pyöräjalan työalueesta tehty taulukko jalan nivelkulmat ratkaisevalla käänteisen kinematiikan mallilla. Tästä aiheutui kuitenkin se ongelma, että rengas liikkui nyt vain y-suunnassa, koska yksinkertaisessa käänteisen kinematiikan mallissa x-koordinaatti oli lukittu vakioarvoon. Tilasäättäjän tapauksessa ei keskitytty enää pelkästään aseman säätöön, vaan jalan liikettä pyrittiin vakauttamaan saamalla jalka mahdollisimman nopeasti staattiseen tilaan asetusarvon muutoksen jälkeen. Tätä toimintaa varten säättäjä pyrki nollaamaan nivelkulmiennopeudet ja -kiihtyvyydet mahdollisimman nopeasti. Näiden kaikkien ominaisuuksien lisääminen säättäjään teki siitä varsin monimutkaisen ja suuren parametrimäärän takia vaikeasti hallittavan. Tällaisen säättäjän suunnittelu ja virittäminen vaatisi huomattavasti enemmän tietämystä ja kokemusta asiasta kuin mitä oli saatavilla.

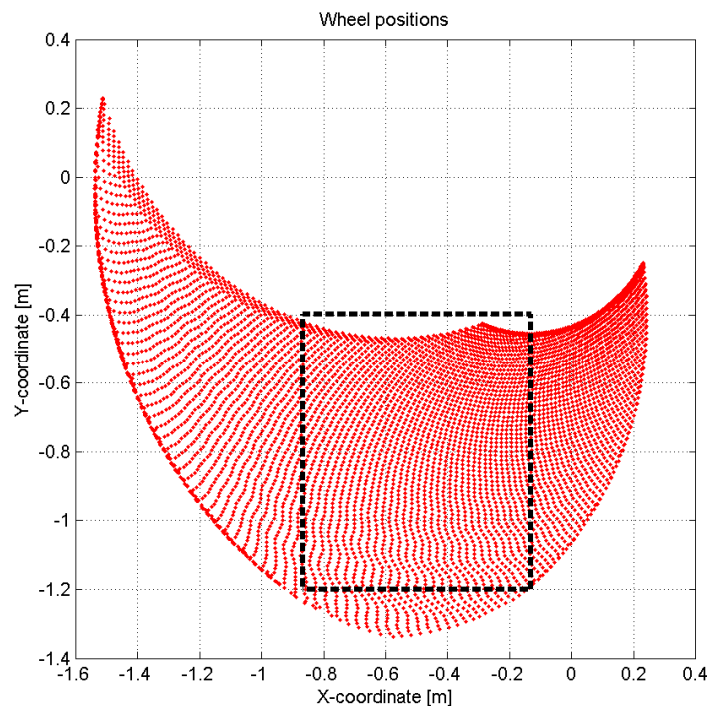
Yhteenvetona kokeilluista säätimistä voidaan sanoa, että kaksi ensimmäistä säättäjää ovat suhteellisen yksinkertaisia ja helposti ymmärrettäviä. Ne eivät kuitenkaan olisi riittäviä oikeaa prototyyppiä ajatellen, vaikka säättäjät saataisiinkin toimimaan kunnolla. Tilasäättäjä voisi olla jo rakenteeltaan riittävän hienostunut, jotta sillä voitaisiin saada hyviä tuloksia myös oikealla prototyypillä. Tilasäättäjän käyttäminen edellyttää kuitenkin sitä, että sen toteuttaa joku asian osaava taho, koska tässä työssä jo esitelty säättäjä ei tulisi toimimaan vaaditulla tasolla edes teoriassa. Oikeaa prototyyppiä varten säättäjän tulisi osata ottaa huomioon molemmat pyörän navan koordinaatit, eikä vain y-koordinaattia, niin kuin tässä esiteltyt säättäjät. Haastavaksi pyöräjalan asemasäädön tekee sen, että työkoneen korin korkeutta säädetään kahden toimilaitteen avulla, jotka molemmat vaikuttavat yhtä aikaa säädettävään suureeseen. Pyöräjalan säättäjään olisi hyvä myös sisällyttää kuormantunto, kuten WorkPartnerissa on tehty [9], jotta voidaan ehkäistä koneen rullaaminen tyhjän päälle tai liian pehmeälle alustalle.

4 KUORMITUSLAITTEISTON VAATIMUKSET

Ennen kuin mitään laitetta voidaan alkaa suunnittelemaan, tulee tietää joitain yksityiskohtia suunniteltavasta laitteesta. Tällaisia yksityiskohtia ovat esimerkiksi laitteen koko, käyttötarkoitus ja laitteelta vaaditut suoritusarvot.

4.1 Liikealueet

Jalan rakenteellinen liikealue on huomattavasti suurempi, kuin mitä toimilaitteiden avulla voidaan saavuttaa, johtuen toimilaitteiden rajoituksista. Samaa voidaan sanoa myös jalan työalueesta toimilaitteiden kanssa. On siis valittava kuormituslaitteistolla toteutettava liikealue sen mukaan, mitä voidaan pitää järkevänä ja tarkoituksen mukaisena jalan testaamisen kannalta. Seuraavassa kuvassa 17 on esitetty pyöräjalan renkaan keskipisteen mahdollinen liikealue kun 1. ja 2. nivelen liikealueet ovat vastaavasti 80 ja 90 astetta.



Kuva 17. Pyöräjalan renkaan navan liikealue ja kuormituslaitteella toteutettavissa oleva liikealue.

Jalan liikealueessa on alueita, jotka vaatisivat toimilaitteilta hyvin huomattavia voimia ja kooltaan niin suuria toimilaitteita, etteivät ne välttämättä mahtuisi rakentee-

seen. Tästä syystä valitaan kuvasta 17 riittävän suuri osa jalan työalueesta, jotta jalan toiminta pystytään luotettavasti toteamaan. Kuvassa 17 mustalla katkoviivalla merkitty alue on se, jonka tässä työssä suunnitellulla kuormituslaitteistolla tulee voida toteuttaa. Kyseinen alue on suurempi, kuin mitä testattavalle pyöräjälle on alun perin suunniteltu, joten voidaan olettaa, että kuormituslaitteiston mahdollistama työalue on riittävän suuri.

4.2 Vaadittavat voimat

Kuormituslaitteiston tulee kyetä kohdistamaan jalkaan yhtä paljon voimaa kuin mitä siihen kohdistuisi ”worst case” tapauksessa jalan ollessa käytössä oikean työkonen kanssa. ”Worst case” tapaukseksi on tässä määritelty tapaus, jossa konetta on kuormitettu niin, että sen koko paino lepää etupyörien varassa, jolloin puolet koneen noin 5000kg massasta tulee yhden jalan varaan.

4.3 Anturoinnit

Minimivaatimus kuormituslaitteistolle on tietää voima, jolla testattavan pyöräjalan rengasta painetaan kuormituslaitteen telaa vasten. Tätä voimaa tulee voida myös säätää siten, että se pysyy halutussa arvossa. Tämä ominaisuus saadaan yksinkertaisimmillaan toteutettua mittaamalla puomin sylinterin painetta ja säätämällä sitä tarpeen mukaan. Kun tiedetään käytettävän sylinterin mitat, kammioaine sekä puomin geometria, saadaan laskettua rengasta kuormituslaitetta vasten painava voima.

Jos kuormituslaitteistoa aiotaan käyttää luistoneston tai esimerkiksi erilaisten voimansiirtoratkaisujen tutkimiseen, tulee kuormituslaitteen telaa pyörittävä ja/tai jarruttava voima olla tiedossa. Tämän voiman tietäminen edellyttää momentin mittaamista kuormituslaitteen hihnaa pyörittävältä akselilta.

4.4 Liikenopeudet

On tärkeää tietää kuormituslaitteistolta vaadittavat liikenopeudet, jotta laitteiston komponentit voidaan mitoittaa oikein. Suurin nopeus, jolla kuormituslaitteen tulee voida liikuttaa testattavaa pyöräjalkaa pystysuunnassa, on 1 m/s. Nopeusrajoitus johtuu pyöräjalan sylinterien valmistajan antamista suosituksista. Tämä nopeus, riippuen laitteen geometriasta, saattaa ylittää sylinterivalmistajien suositukset suurimman liikenopeuden suhteen. Koska laitteen käyttö tulee olemaan suhteellisen vähäistä ja lyhytkestoista, voitaneen olettaa, ettei ongelmia luotettavuuden suhteen tule [14].

Pyöräjalan vaatima vaakasuuntainen liikenopeus riippuu nopeudesta, jolla pyöräjalan rengasta halutaan pyörittää. Tämä nopeus tulee ottaa huomioon valittaessa komponentteja kuormituslaitteeseen (laakerit, käytön komponentit).

4.5 Rakenteelliset rajoitukset

Kuormituslaitteisto tulee voida mahdollisimman pitkälle valmistamaa IHA:n omassa laboratoriossa. Tästä syystä laitteiston suunnittelussa tulee kiinnittää erityistä huomiota laitteiston rakenteen yksinkertaisuuteen ja helppoon valmistettavuuteen. Myös kustannussyistä yksinkertainen rakenne on hyvä ja huomiota tulee kiinnittää myös laitteistoon tarvittaviin valmiisiin komponentteihin, jotta saadaan rakenne pysymään yksinkertaisena ja komponentit hinnaltaan kohtuullisina.

Tässä työssä suunniteltava laite tulee tutkimuskäyttöön, joten sillä tullaan tekemään monenlaisia testejä ja mittauksia. Tästä syystä laitteen käyttö tulee olla helppoa ja yksinkertaista, jotta laitteen huoltaminen ei vie paljon aikaa pois testaamiselta.

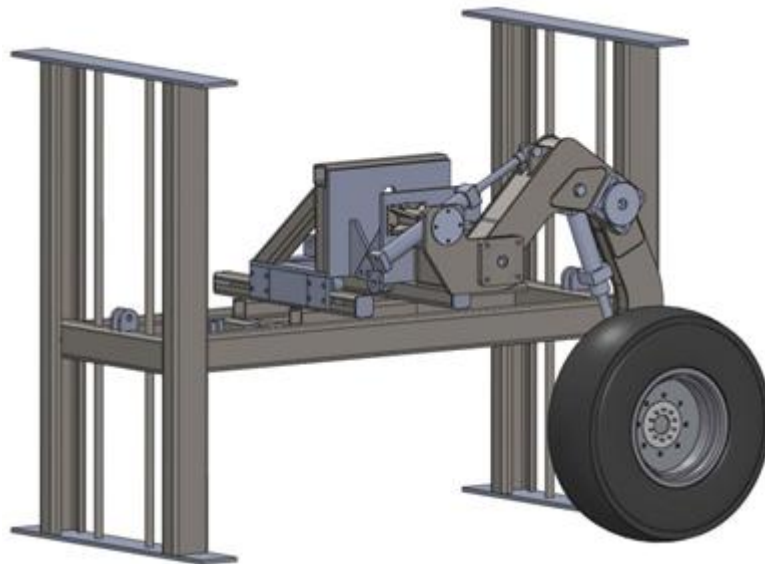
Kuormituslaitteen tulisi soveltua tarvittaessa myös muidenkin kuin tässä työssä tutkittavan pyöräjalan testaamiseen, joten testattavan laitteen kiinnitysmekanismiin olisi oltava sellainen, että se on helppo muokata käytettäväksi myös muiden testattavien laitteiden kanssa.

5 KUORMITUSLAITTEISTON SUUNNITTELU

Työn tarkoituksena on suunnitella testilaitteisto, jota voidaan hyödyntää erilaisten pyörillä kulkevien sovellusten kehittämiseen ja testaamiseen. Testilaitteiston suunnittelussa käytetään perustana IHA:ssa aiemmin suunniteltua liikkuvan työkoneen aktiivista pyöräntuenta [12], jota on tarkoitus voida testata tässä suunniteltavalla testilaitteistolla. Suurimpana haasteena tässä suunnittelutehtävässä on se, että kyseessä oleva pyöräntuenta pystyy liikuttamaan rengasta niin pysty kuin vaaka suunnassa, sekä renkaan tulee myös voida pyöriä kuormituslaitteistossa samaan aikaan kun sitä liikutetaan.

5.1 Kuormituslaitteiston ensimmäinen versio

Kuormituslaitteen ensimmäinen versio oli lähinnä vain konseptitason ajatus siitä, mitä kaikkia toimintoja kuormituslaitteessa tulisi olla. Kuvasta 18 voidaan huomata, että tässä kuormituslaitteen versiossa on mukana pysty -ja vaakaliike, sekä kallistus. Tässä vaiheessa ei vielä ole otettu kantaa siihen, millaisella laitteella renkaan maastokosketus tullaan toteuttamaan.



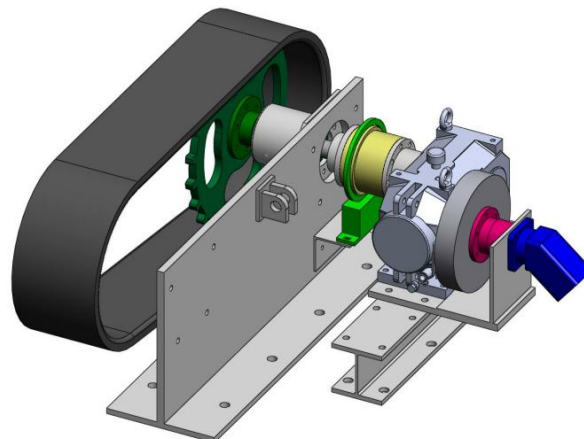
Kuva 18. Kuormituslaitteen ensimmäinen versio

Kuvassa 18 nähdään myös edellä mainittu pyöräntuentarakenne, josta tästä eteenpäin käytetään nimitystä pyöräjalka. Tässä versiossa pyöräjalan pysty -ja vaakaliike on toteutettu kahdella ristikkäisellä kelkkarakenteella. Pyöräjalan kallistusta varten on lisättävä yksi kelkka, jotta pyöräjalanjalan kallistuessa rengas saatiin pysymään sa-

massa linjassa, kuin lähtötilanteessa. Tätä versiota ei kuitenkaan kehitetty tämän pidemmälle, koska edellä kuvattu rakenne on mekaaniselta toteutukseltaan hankala johtuen suuresta rakenteeseen kohdistuvasta pystysuuntaisesta kuormituksesta. Pystysuuntainen kuormitus aiheuttaisi kallistuksen mahdollistavaan poikittaiskelkan lineaarijohteisiin momentin, jota lineaarikelkka ei todennäköisesti kestä. Seuraavassa kehitysversiossa on pyritty pääsemään eroon tästä ongelmasta suunnittelemalla koko laite uudestaan siten, ettei vastaavaa vääntömomenttia pääse muodostumaan.

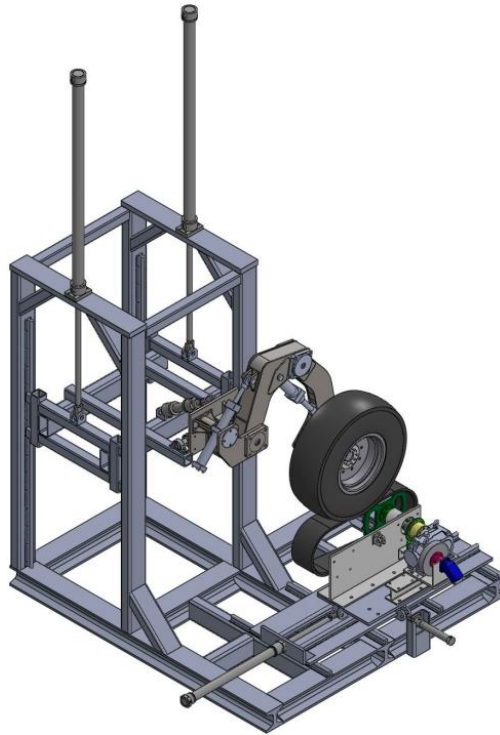
5.2 Kuormituslaitteiston toinen versio

Toisen version suunnittelu vietiin hieman pidemmälle, kuin ensimmäisen. Tässä versiossa lineaarijohteita vaativat toiminnot sijoitettiin siten, ettei niihin kohdistunut vääntömomenttia. Kuvasta 20 nähdään, että nyt myös renkaan kontakti maahan on otettu huomioon suunnittelussa. Renkaan ja maan välistä kontaktia tässä kehitysversiossa on simuloitu aikaisemmin IHA:ssa kehitetyllä testilaitteella [15]. Edellä mainittu testilaitte on ensisijaisesti suunniteltu luistonestojärjestelmien tutkimiseen mutta oletuksena on, että se soveltuisi myös kyseessä olevan jalkarakenteen testaamiseen. Luistoneston testijärjestelmä on esitetty kuvassa 19.



Kuva 19. Osa luistoneston tutkimiseen tarkoitetusta testilaitteesta.[15]

Luistoneston testilaitteiston tarkoituksena on jarruttaa telan päällä pyörivää renkasta, jolloin saadaan luistotilanteita aikaan. Telan jarruttaminen tapahtuu hydraulimoottorin avulla, jonka virtausta kuristetaan tarpeen mukaan. Hydraulimoottorin ja telan vetopyörän välissä on vaihdelaatikko ja momenttianturi, jotta vetopyörän akselilla oleva vääntömomentti saadaan mitattua ja pyörimisnopeus saadaan sovitettua hydraulimoottorille sopivaksi. [15]



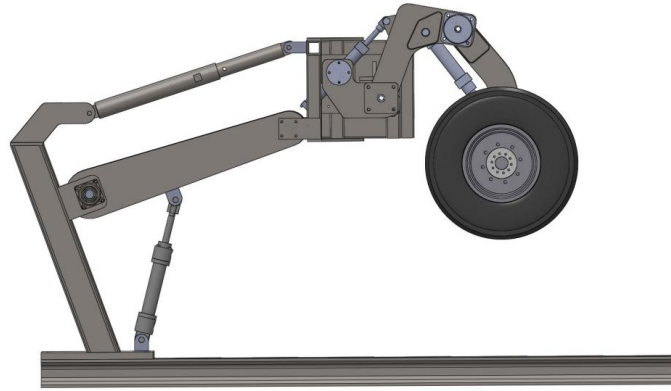
Kuva 20. Kuormituslaitteen toinen versio

Pyöräjalan kuormituslaitteiston toisessa versiossa on edelleen sama idea kuin ensimmäisessä. Erona ensimmäiseen versioon on, että vaakasuoran ja poikittaisen liikesuunnan toteuttavat kelkat on sijoitettu renkaan alapuolelle, eikä pyöräjalkaa pystysuunnassa liikuttavaan kelkkaan. Tällä tavalla saatiin eliminoitua lineaarijohteisiin ja kelkoihin kohdistuvat vääntömomentit. Kaikissa laitteen liikkuvissa osissa on käytetty toimilaitteena hydraulisylintereitä, kuten kuvasta 20 nähdään.

Toinen versio oli kehitystä oikeaan suuntaan ensimmäiseen versioon nähden mutta tämäkään versio ei vielä ollut sellainen, että sitä olisi kannattanut toteuttaa käytännössä. Versio kaksi oli rakenteeltaan liian monimutkainen toteutettavaksi suuren osamäärän vuoksi. Suurin ongelma versiossa kaksi oli kuitenkin monen lineaarijohteen käyttäminen rinnakkain. Useamman lineaarijohteen asentaminen samansuuntaisesti olisi ollut liian vaivalloista ja aikaa vievää. Koska versioissa yksi ja kaksi käytetty moneen ristikkäiseen kelkkaan perustuva rakenne ei osoittautunut toimivaksi, päätettiin aloittaa suunnittelu kokonaan alusta täysin erilaiseen rakenteeseen perustuen.

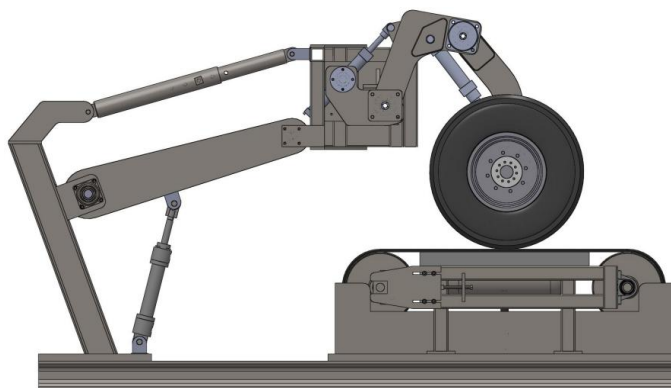
5.3 Kuormituslaitteiston kolmas versio

Kuormituslaitteiston kolmannessa konseptiversiossa on pyritty yksinkertaistamaan rakennetta edellisiin ideoihin verrattuna. Kuvasta 21 selviää tämän konseptin perusrakenne, joka perustuu yksinkertaiseen puomiin johon pyöräjalka on kiinnitetty erillisen sovittekkappaleen avulla. Tässä vaiheessa myös jalan kallistuksesta on luovuttu rakenteen yksinkertaistamiseksi ja puomiin kohdistuvan ylimääräisen vääntömomentin eliminoimiseksi.



Kuva 21. Kuormituslaitteiston kolmas versio

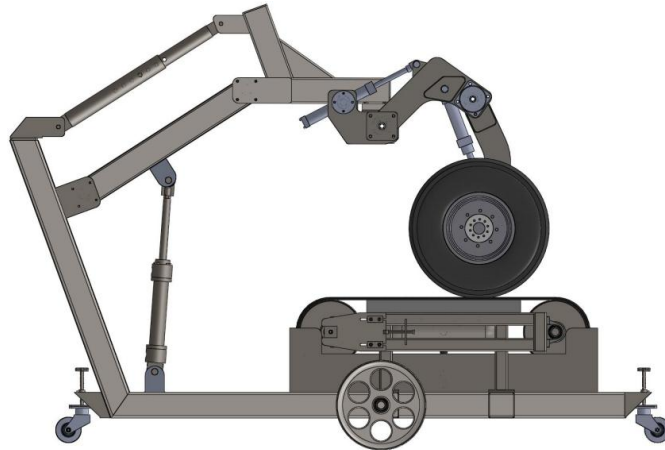
Verrattuna edellisiin versioihin on puomiin perustuva idea rakenteeltaan ja toimintatavaltaan paljon yksinkertaisempi ratkaisu. Tässä versiossa toimilaitteita tarvitaan vain yksi, kun edellisissä versioissa niitä oli useita. Puomissa käytettävällä rakenneratkaisulla saadaan toteutettua pyöräjalan pystysuora liike pyöräjalan runko-osan samalla pysyessä vaakasuorassa ilman puomin nostamisesta ja laskemisesta johtuvaa kallistelua. Pelkkä pystysuora liike ei kuitenkaan riitä, vaan tarvitaan myös vaakasuoraa liikettä, jotta jalan molemmat liikesuunnat saadaan käyttöön. Tätä varten kehitettiin toinen laite, jonka avulla saadaan sekä vaakaliike, että renkaan pyörintä ja mahdollinen luistonestön testaus suoritettua. Kuormituslaitteisto on esitetty kokonaisuudessaan kuvassa 22.



Kuva 22. Jalan kuormituslaitteisto kokonaisuudessaan.

Kuvassa 22 nähdään kuormituslaitteiston molemmat osat, puomi ja kuormitustela. Renkaan alla olevan hihnakuuljetinta muistuttavan kuormitustelan on tarkoitus simuloida maastoa jota pitkin rengas voi liikkua vaakasuunnassa.

Puomityyppinen kuormituslaite osoittautui toimivaksi konseptiksi ja siksi sitä päätettiin alkaa kehittää pidemmälle ja ottaa enemmän kantaa yksityiskohtiin. Jatkokehityksen pääajatuksena oli tehdä rakenteesta mahdollisimman yksinkertainen ja halpa valmistaa, mikä osaltaan tarkoitti sitä, että laitteen valmistukseen tarvittavan materiaalin määrä tuli saada mahdollisimman pieneksi. Seuraavassa kuvassa 23 nähdään puomityyppisen kuormituslaitteen pidemmälle suunniteltu versio.

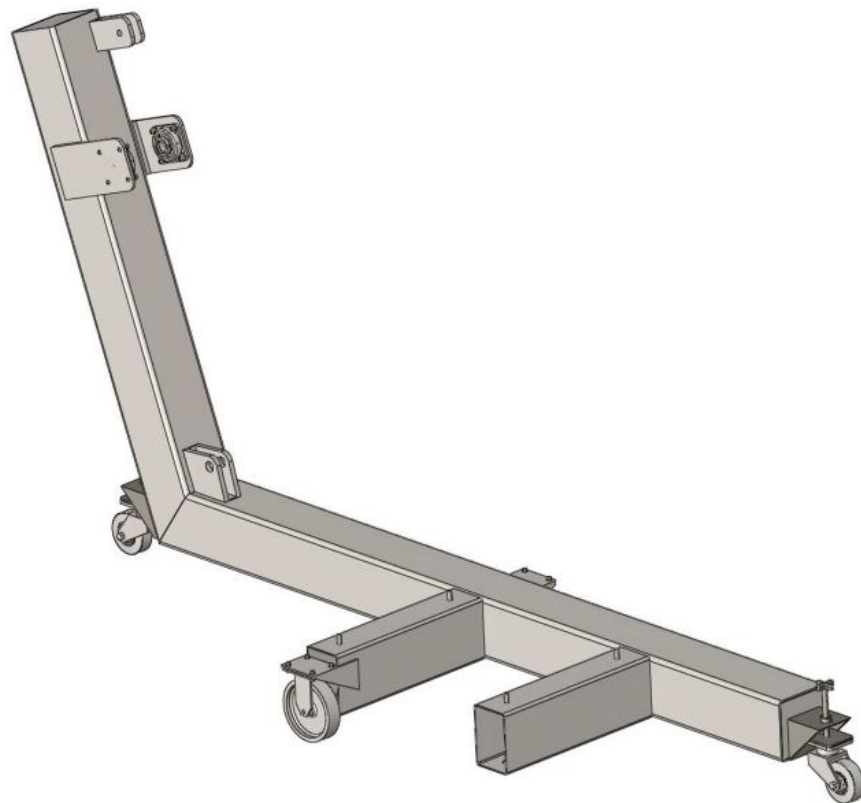


Kuva 23. Kuormituslaitteiston kehitysversio

Verrattuna aikaisempaan kuvassa 22 esitettyyn versioon, kuvan 23 versio on rakenteeltaan huomattavasti yksinkertaisempi ja virtaviivaisemmän näköinen, kuin aikaisempi versio. Kuormituslaitteeseen on nyt lisätty myös pyörät helpottamaan sen liikuttelua paikasta toiseen, joka muutoin voisi olla hankalaa laitteen suuren koon ja painon vuoksi. Puomiin kohdistuvien kuormitusten määrittämiseen käytetyt laskut löytyvät liitteestä 1.

5.4 Puomin osat

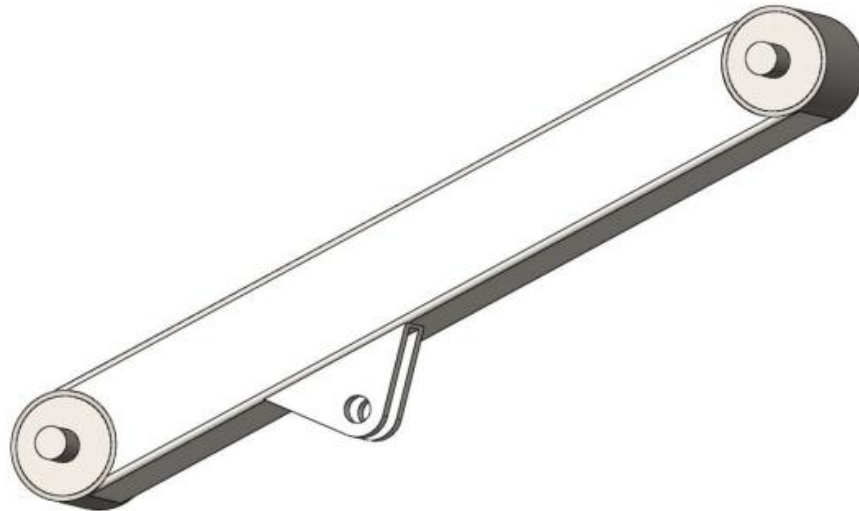
Alla kuvassa 24 on kuormituslaitteiston runko, joka on koottu putkipalkeista.



Kuva 24. Kuormituslaitteen runko.

Rungossa on kaksi uloketta kuormitustelan kiinnittämistä varten. Kuormitustelan kiinnitys runkoon tapahtuu neljällä pultilla, jotka ovat nähtävissä kuvassa 24 keskellä alhaalla. Rungossa on myös erinäisiä kiinnikkeitä nostosylinterin, puomin ja vakautustangon kiinnittämistä varten. Runkoon on myös kiinnitetty pyörät, jotta laitteistoa voidaan tarvittaessa siirtää myös ilman nosturia.

Seuraavassa kuvassa 25 on esitetty puomi, joka koostuu rungon tavoin pääosin yhdestä putkipalkista. Puomin toinen pää (kuvassa alempana) liittyy puomin rungossa oleviin laakeroituihin kiinnikkeisiin ja toinen (kuvassa ylempänä) vastaaviin adapterissa oleviin kiinnikkeisiin.



Kuva 25. Kuormituslaitteen puomi.

Kuvan 25 puomin päädyt on toteutettu pyöreillä putkilla, joiden sisään on kiinnitetty pyöreä laippa, jonka keskelle on hitsattu pätkä akselia. Puomin keskivaiheilla on kiinnike, johon kiinnittyy puomia nostavan hydraulisyylinterin yläpää. Sylinterin alapää kiinnittyy vastaavanlaiseen kiinnikkeeseen kuormituslaitteen rungossa.

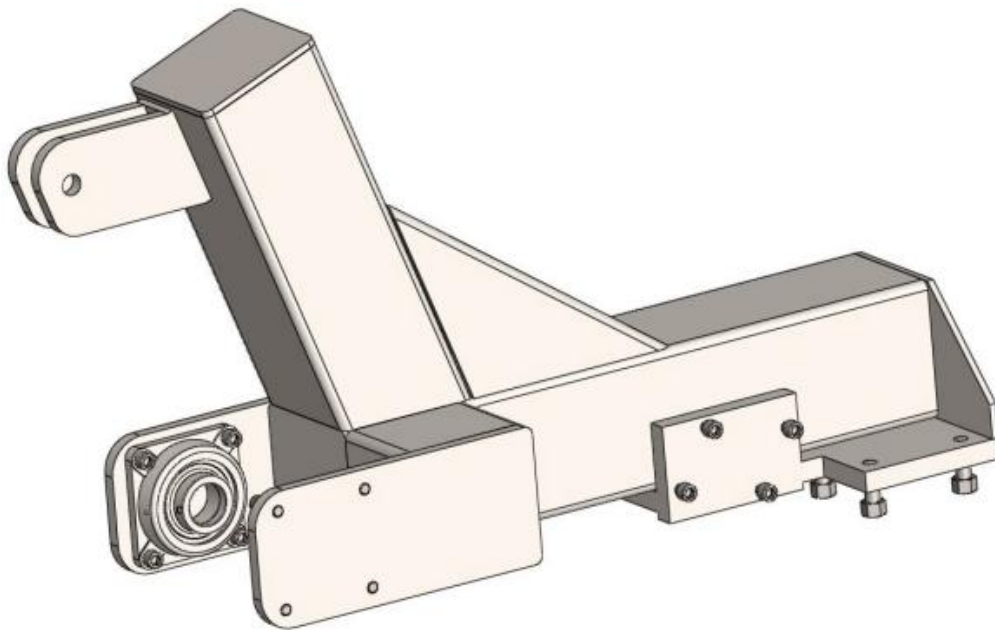
Seuraavaksi kuvassa 26 on nähtävissä vakautustanko, jonka tehtävänä on sitoa adapteri ja kuormituslaitteiston runko toisiinsa siten, että adapteri pysyy koko ajan samassa asennossa puomin asennosta riippumatta.



Kuva 26. Vakautustanko

Kuvan 26 vakautustanko koostuu kahdesta sisäkkäisestä putkesta, joiden päissä on korvakkeet kiinnittämistä varten. Putkissa olevat reiät mahdollistavat vakautustangon pituuden muuttamisen, jos pyöräjalan kulmaa vaakatasoon nähden halutaan jostain syystä muuttaa.

Seuraavassa kuvassa 27 on esitetty adapteri, joka mahdollistaa pyöräjalan kiinnittämisen puomin päähän. Adapterissa on käytetty pääasiassa materiaalina putkipalkkia kuten aikaisemmissakin osissa.



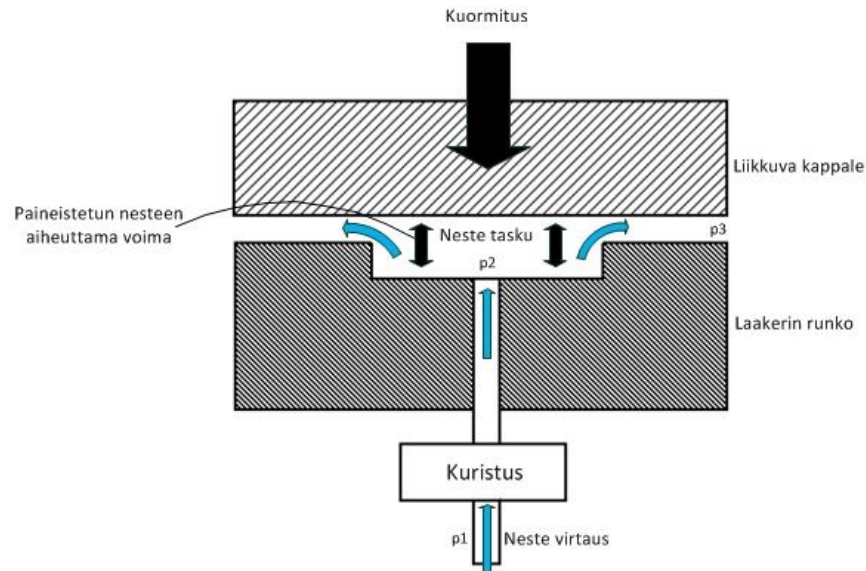
Kuva 27. Puomin ja pyöräjalan toisiinsa liittävä adapteri.

Kuvan 27 adapterissa on tarvittavat korvakkeet, jotta se voidaan kiinnittää puomiin ja vakautustankoon. Puomin laakeroidut korvalliset ovat kuvassa vasemmalla alhaalla ja vakautustangon kiinnike vasemmalla ylhäällä. Puomin korvakkeet on laakeroitu käyttämällä laippalaakereita, jotka on kiinnitetty kuusiokolopulteilla adapteriin. Pyöräjalan kiinnittämistä varten tarvitaan kaksi erillistä kiinnikettä, jotka ovat kuvassa oikealla. Pyöräjalka kiinnitetään adapteriin kuvassa näkyvien kuusiokolo - ja pinnapulttien avulla. Adapterin rungon valmistukseen käytettyjen putkipalkkien päät on tukittu, jotta rakenteesta on saatu vahvempi. Myös adapterin rungon päällä oleva kolmiomainen palkki on asennettu samasta syystä kuin tulpat. Kuormituslaitteistolle tehdyn lujuusanalyysin tulokset löytyvät liitteestä 3.

5.5 Hydrostaattinen laakerointi

Hydrostaattisen, niin kuin muidenkin, laakereiden perusajatus on täysin sama; pienentää kitkaa kahden toistensa suhteen liikkuvan kappaleen välillä. Hydrostaattisessa laakerissa on kuitenkin se merkittävä eroavuus perinteisiin laakereihin verrattuna, että varsinaiset

liukupinnat eivät pääse koskettamaan toisiaan, koska niiden välissä on kantava kerros paineistettua väliainetta. Tämä paineistettu väliaine aiheuttaa paineeseen ja liukupintojen väliseen pinta-alaan verrannollisen voiman, joka pitää liukupinnat irti toisistaan. Hydrostaattisen laakeroinnin periaate on esitetty alla kuvassa 28.



Kuva 28. Hydrostaattisen laakeroinnin periaatekuva

Kuvan 28 alareunan kuristimen tarkoituksena on aiheuttaa virtauskanavaan maksimikuormitusta vastaava painehäviö silloin, kun laakeri ei ole kuormitettuna. Tällöin koko paine p_1 kuluu paine-eroksi kuristuksen ylitse ja tällöin paine p_2 on sama kuin paine p_3 , joka on ympäröivä ilmanpaine. Kun laakeria aletaan kuormittaa, sulkeutuu virtaustie laakerin rungon ja liikkuvan kappaleen välillä, jolloin kuristuksen läpi ei enää virtaa nestettä ja tällöin p_1 ja p_2 ovat samat. Laakeria kuormitettaessa virtaus määräytyy laakerin rungon ja liikkuvan kappaleen välisestä etäisyydestä ja paine-erosta p_2-p_3 . Taulukossa 1 on selvitetty paineiden käyttäytymistä eri kuormavoiman arvoilla. Taulukossa merkinnällä p_0 tarkoitetaan normaalia ilmanpainetta, joka on noin 1 bar.

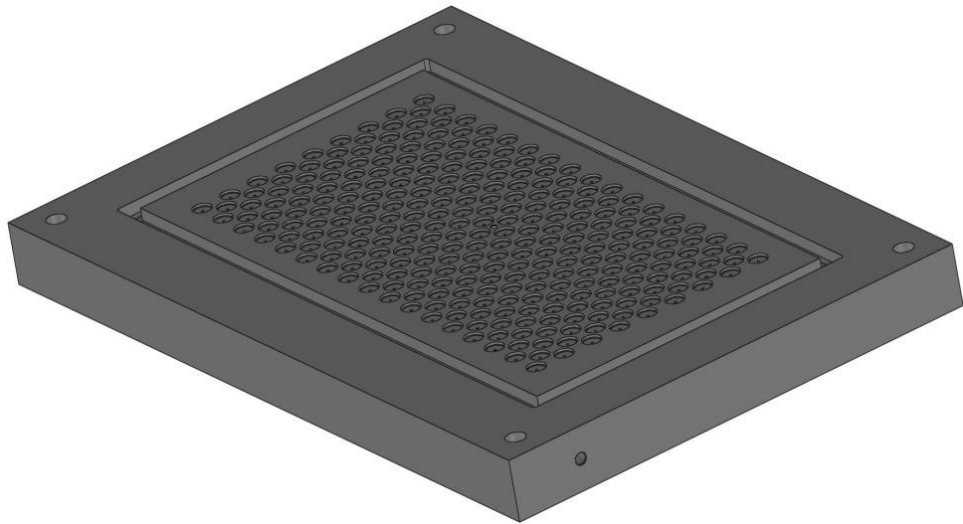
Taulukko 1. Paineiden käyttäytyminen kuormavoiman eri arvoilla.

Kuormavoima	p_1	p_2	p_3
F_{Max}	p_s	$\sim p_s$	p_0
$0 < F < F_{Max}$	p_s	$p_0 < p_2 < p_s$	p_0
0	p_s	$\sim p_0$	p_0

Kuvasta 28 saa hyvän käsityksen hydrostaattisen laakeroinnin rakenteesta ja toimintaperiaatteesta. Tärkeä osa hydrostaattisen laakeroinnin toimintaa on laakerointiin tulevan nestevirtauksen kuristaminen. Tällä tavoin saadaan virtaustiehen aiheutettua painehäviötä, joka taas pienentää laakeroinnin läpi kulkevaa virtausta. Ilman nestevirtauksen kuristamista laakeri tarvitsisi toimiakseen huomattavasti suuremman nestevirta-

uksen. Edellä mainittu ei ole toivottavaa varsinkaan tässä työssä kehitetyn kuormituslaitteen kannalta, koska siinä suurin osa nestetaskuista on jatkuvasti ilman kuormitusta. Ilman virtauksen kuristusta kuormittamattomasta nestetaskusta pääsisi hyvin huomattava määrä nestettä virtaamaan lävitse, mikä ei ole missään olosuhteissa toivottavaa.

Kuormituslaitteen tapauksessa hydrostaattisen laakerin tulee koostua useasta nestetaskusta, koska tässä sovelluksessa tarvitaan suuri yhtenäinen alue, jossa kuormaa voidaan liikuttaa edes takaisin. Seuraavassa kuvassa 29 on esitetty ajatus siitä, miltä kuormituslaitteessa käytettävä hydrostaattinen laakeri voisi näyttää.



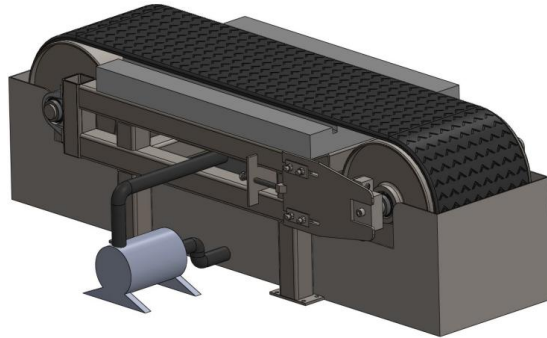
Kuva 29. *Hydrostaattinen laakerointi sovellettuna kuormituslaitteeseen.*

Kuvassa 29 nähdään kuormituslaitteessa olevan paineastian kansi, jonka pintaan on tehty nestetaskut hydrostaattista laakerointia varten. Valmiissa laitteessa kannen yli kulkee hihna, joka toimii liukuparin toisena jäsenenä. Tässä sovelluksessa virtauskanavaan tarvittava paine-ero toteutetaan asentamalla kannen vastapuolelle virtauskanavan jatkoksi ohut kuristinputki, jonka sisähalkaisija ja pituus riippuvat virtauskanavan yli halutusta paine-erosta. Kuristinputken mitoitus löytyy liitteestä 2.

Kuvan 29 kappaleen kiinnitys kuormitustelaan, joka esitellään seuraavassa luvussa, tapahtuu sen kulmissa olevista rei'istä läpipulttien avulla. Kappaleen pinnalla nestetaskuilla täytetyn alueen ympäri kulkee ura, joka on yhteydessä edessä alhaalla nähtävään reikään. Tämän uran ja reiän tarkoituksena on johtaa ylitse vuotanut neste takaisin säiliöön, josta nestettä pumpataan paineastiaan. Kappaleen valmistukseen voitaneen käyttää jonkinlaista muovia, koska kappale on huomattavan paksu, jolloin kestävyden kanssa ei pitäisi tulla ongelmia. Myös valmistuskustannusten kannalta muovi olisi hyvä vaihtoehto, koska se on helpompaa työstää kuin esimerkiksi teräs.

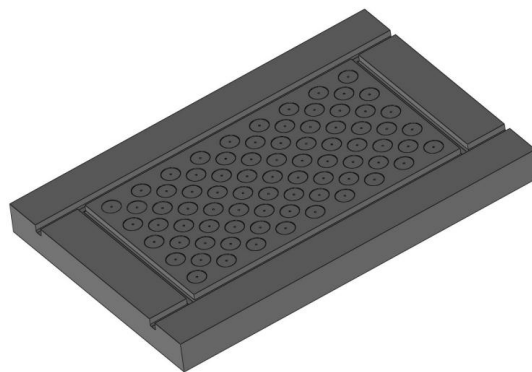
5.6 Kuormitustela

Renkaan kuormituslaitteeksi päädyttiin suunnittelemaan perusrakenteeltaan hihnakuuljetinta muistuttava laite, jolla saadaan toteutettua jalan vaakaliike sekä rengasta pyörittävän napamoottorin kuormittaminen. Kuormituslaitteen rakenne on esitetty kuvassa 30, josta myös nähdään joitakin eroavaisuuksia perinteiseen hihnakuuljettimeen verrattuna.



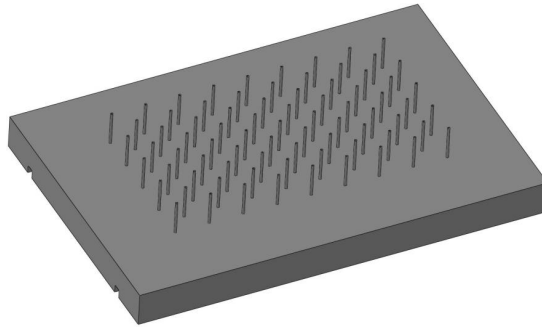
Kuva 30. Kuormitustelan ensimmäinen versio

Suurin eroavaisuus normaaliin hihnakuuljettimeen verrattuna on kuitenkin se, että kuvan 30 laitteessa hihna ei kulje pelkästään tasaista pintaa pitkin kuten normaalisti. Tässä laitteessa hihnan alle on toteutettu hydrostaattinen laakerointi kannattelemaan hihnalle tulevaa kuormitusta. Hydrostaattisen laakeroinnin ideana on pienentää hihnan ja tukipinnan välille tulevaa kitkaa, joka syntyy, kun hihnaa aletaan kuormittaa painamalla rengasta sitä vasten. Kuvasta 31 nähdään, että hihnan tukipinta on täynnä pieniä reikiä, joiden ympärillä on syvennykset. Näihin syvennyksiin johdetaan kuvassa 31 näkyvien reikien kautta paineistettua vettä, jonka tehtävänä on nostaa hihna irti tukipinnasta ja täten pienentää hihnan ja tukipinnan välistä kitkaa.



Kuva 31. Paineastian kansi ylhäältäpäin

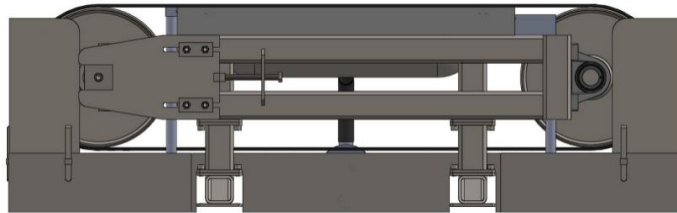
Kuvan 31 esittämä hihnan tukipintana toimiva kappale toimii myös kantena paineastialle, jonka paineastamiseen käytetään paineen korottamiseen tarkoitettua keskikapumpua. Kuvassa 31 nähdään myös kannen pinnalla olevat urat, joiden tarkoituksena on johtaa yli vuotanut vesi takaisin kuormituslaitteen alla olevaan vesikaukaloon. Seuraavassa kuvassa on esitetty paineastian kansi alapäin jotta nähdään ratkaisu, jonka avulla estetään liiallinen veden vuotaminen kohdista joihin ei kohdistu kuormitusta.



Kuva 32. Paineastian kansi altpäin

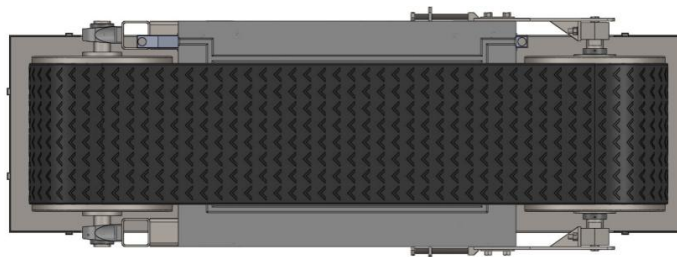
Kuvassa 32 on esitetty tapa, jolla veden virtausta saadaan rajoitettua. Neste-kanavana toimivien reikien jatkoksi on asennettu kuristinputket, joiden tehtävänä on lisätä neste kanavassa syntyvää painehäviötä ja siten rajoittaa kanavan läpi kulkevaa tilavuusvirtaa.

Kuormituslaitteen ensimmäinen versio osoittautui perusajatukseltaan hyväksi ratkaisuksi. Se oli vielä kuitenkin hieman liian monimutkainen ja hihnan vaihtaminen tässä versiossa olisi ollut suhteellisen hankalaa. Tämän vuoksi rakennetta muutettiin siten, että hihnan vaihtaminen olisi aiempaa versiota helpompaa. Kuormituslaitteen seuraava kehitysversio on esitetty seuraavassa kuvassa 33.



Kuva 33. Kuormitustelan kehitysversio.

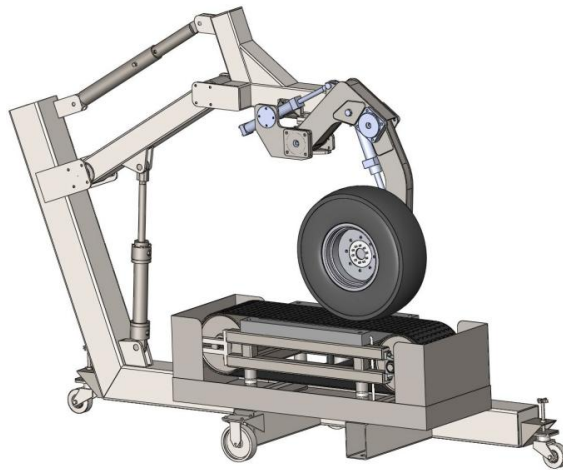
Kuvassa 33 esitetty kuormituslaitteen rakenne mahdollistaa hihnan vaihtamisen ilman, että koko laitetta tarvitsee nostaa pois paikaltaan. Edellä mainittu etu saavutetaan sillä, että tässä kehitysversiossa toisen puolen jalat ovat irrotettavat, joka mahdollistaa hihnan irrottamisen sekä vesikaukalon poistamisen aiempaa helpommin. Parannus edelliseen verrattuna ovat vesikaukalon irrotettavat lisälaidat sekä hihnan välistä vuotavan veden ohjaaminen takaisin vesikaukaloon, joka nähdään paremmin seuraavasta kuvasta 34.



Kuva 34. Kuormitustelan kehitysversio ylhäältäpäin

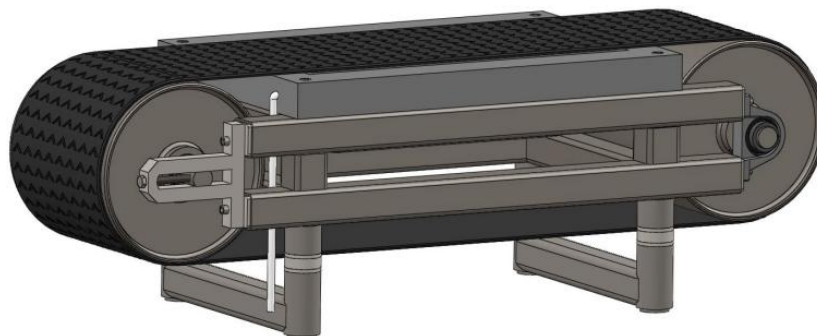
Edellisestä kuvasta nähdään, miten vuotava vesi johdetaan paineastian kanssa olevaa uraa pitkin putkiin ja sitä kautta takaisin laitteen alla olevaan vesikaukaloon. Kyseinen järjestely on tehty, koska sen avulla saadaan ehkäistyä veden roiskuminen tapauksessa, jossa vesi pääsisi vapaasti putoamaan takaisin kaukaloon. Veden roiskuminen saadaan ehkäistyä siten, että vuotoveden pois johdattavien putkien alapäävät ovat kaukalossa olevan veden pinnan alapuolella.

Tämäkin kehitysversio osoittautui kuitenkin vielä hieman liian monimutkaiseksi etenkin vesikaukalon monimutkaisen muodon vuoksi. Tästä syystä päätettiin kokeilla hieman erilaista lähestymistapaa, jossa vesikaukalo onkin osa puomia eikä kuormitustelaa, niin kuin tähän asti ja koko kuormitustela on asennettu kokonaisuudessaan suurennun vesialtaan sisälle. Tämä suurempaan vesikaukaloon perustuva idea on esitetty alla kuvassa 35.



Kuva 35. Kuormituslaitteiston lopullinen versio

Kuvasta 35 huomataan, että myös kuormituslaitteiston runkoa on saatu nyt hieman yksinkertaistettua. Aikaisemmissa versioissa rungon alaosa on koostunut kahdesta rinnakkaisesta palkista, jotka on kuvan 35 versiossa korvattu yhdellä hieman paksummalla palkilla. Myös kuormituslaitteiston korvakkeita on hieman siistitty ja yksinkertaistettu. Seuraavassa kuvassa 36 nähdään hieman selvemmin jo edellä esitetty lopullinen versio kuormitustelasta.



Kuva 36. Kuormitustelan lopullinen versio.

Verrattuna edelliseen versioon kuormitustelasta, kuvan 36 laitteen rakenne on yksinkertaistunut hieman niin jalkojen kuin hihnan kiristysmekanisminkin osalta. Lopullisessa versiossa hihnanvaihdon ajaksi irrotettavat jalkojen välipalat ovat nyt kiinni ainoastaan yhdellä pitkällä jalan läpi kulkevalla pultilla, kun ennen kiinnitykseen tarvittiin useita pultteja. Tähän versioon myös vuotoveden poisto on ajateltu kokonaan uudelleen, verrattuna edelliseen. Lopullisessa versiossa vuotovesi valuu takaisin vesikaukaloön paineastian kanteen kiinnitettävien letkujen avulla. Nämä letkut ovat yhteydessä paineastian kannessa olevaan vuotoveden keräävään uraan kannen läpi menevän porauksen kautta.

Kuten kuvasta 36 nähdään, ei kuormitustelan suunnittelussa ole otettu kantaa siihen, miten hihnaa tullaan pyörittämään tai jarruttamaan. Yksi tapa tähän voisi olla hyödyntää Julkusen suunnittelemaa laitetta soveltuvin osin tässä suunnitellun kuormitustelan käyttämiseksi. [15]

5.7 Kuormituslaitteiston mekaniikka

Kuten edellisistä luvuista huomattiin, on kuormituslaite mekaniikaltaan varsin yksinkertainen, joka oli myös yksi suunnitteluprosessin keskeisimmistä tavoitteista. Tästä syystä kuormituslaitteiston valmistuksessa tarvitaan hyvin vähän ostettavia komponentteja. Suurin osa laitteistosta koostuu putkipalkeista ja levyistä, joita on helposti saatavilla. Edellä mainittujen lisäksi tarvitaan mekaaniseen rakenteeseen jonkin verran erikokoisia pultteja, ruuveja ja muttereita, sekä muutama laakeri ja joitain akseleita. Kuormitustelaan tarvitaan peruskomponenttien lisäksi laitteeseen soveltuva hihna ja paineastian paineistamiseen soveltuva pumppu. Hydrostaattisen laakeroinnin kuristinputkia varten tarvitaan sopivankokoista taipuisaa putkea tai letkua.

Kuormituslaitteiston suunnittelun aikana on herännyt myös joitain ajatuksia liittyen pyöräjalan rakenteeseen ja siihen mahdollisesti tarvittaviin muutoksiin. Pyöräjalan ensimmäistä linkkiä liikuttavan sylinterin kiinnityskohdan siirtäminen 10 mm ylöspäin yksinkertaistaisi hieman kuormituslaitteiston adapterin rakennetta pyöräjalan kiinnityskohdan osalta. Tämä muutos on kuitenkin pääosin kosmeettinen. Myös pyöräjalassa käytetyn materiaalin paksuus on herättänyt epäilyksiä sivuttaisjäykkyyden osalta, joka tulee varmistaa ennen kuin laitteesta rakennetaan prototyyppi.

5.8 Kuormituslaitteiston hydraulikka

Itse kuormituslaitteessa ei ole kuin yksi hydraulinen toimilaite, hydraulisylinteri, jonka tehtävänä on tuottaa riittävä voima, jolla testattavaa rengasta painetaan kuormitustelan hihnaa vasten. Sylinteri ei kuitenkaan toimi yksinään, vaan sitä ohjaamaan tarvitaan suuntaventtiili ja putkea ja/tai letkua yhdistämään nämä kaksi komponenttia toisiinsa sekä hydrauliseen teholähteeseen.

Kuormitustelassa ei itsessään ole hydraulisia komponentteja mutta sen käyttämiseen tarvitaan jonkinlainen voimanlähde, joka voi toimia myös hydraulikalla. Tähän

tarkoitukseen voitaisiin käyttää esimerkiksi Julkusen suunnittelemaa testilaitetta soveltuvin osin. Laitteen rakenne ja toteuttamiseen vaadittavat komponentit löytyvät IHA:ssa aikaisemmin tehdystä diplomityöstä [15].

Tässä tapauksessa myös testattava laite toimii hydraulisten toimilaitteiden avulla, joka tulee ottaa huomioon vetämällä tarvittavat putket ja letkut testipuomin päähän. Näin testattava pyöräjalka saadaan kytkettyä osaksi hydraulijärjestelmää. Testattavan pyöräjalan rakenne ja siihen valitut komponentit on löydettävissä toisesta IHA:ssa aikaisemmin tehdystä diplomityöstä [12].

5.9 Kuormituslaitteiston anturointi

Kuormituslaitteiston puomiosassa on vain yksi hydraulisylinteri, jonka tehtävänä on tuottaa testattavaa laitetta alaspäin painava voima, jota tulee voida mitata. Tässä tapauksessa voima saataneen mitattua riittävällä tarkkuudella mittaamalla sylinterin kammiossa olevaa painetta ja sen avulla laskemalla sylinterin tuottama voima. Tähän käyttöön tulee hankkia tarkoitukseen soveltuvat paineanturit. Paineantureita tarvitaan myös testattavan pyöräjalan sylintereille, jotta voidaan laskea niiden tuottama voima samalla tavoin, kuin puomin nostosylinterin tapauksessa. Pyöräjalan sylinterien voimatietoa tarvitaan myös säätöön, mikäli halutaan toteuttaa kuorman tunteva säätö, joka ehkäisee työkonene rullaamisen tyhjän päälle tai liian pehmeään maastoon.

Pyöräjalan sylintereille tarvitaan myös sylinterien pituutta mittaavat anturit, jotta sylinterien asemat saadaan helposti selvitettyä ilman, että ne jouduttaisiin laskemaan nivelkulmien ja jalan linkkien pituuksien avulla. Sylinterin ulkopuoliset anturit eivät kuitenkaan ole käytännön toteutuksen kannalta toimiva ratkaisu, mutta soveltuu kuitenkin käytettäväksi kuormituslaitteiston kanssa.

Kuormituslaitteistosta voi olla tarpeen saada myös muutakin voimatietoa, kuin sylinterien tuottamat voimat ja tätä varten tarvitaan erillisiä voima-antureita. Hyviä paikkoja sijoittaa voima-antureita ovat vakautustanko ja puomin rungon ja vesikaukalon väli. Vakautustankoon sijoitetun voima-anturin avulla saadaan tietoa pyöräjalan renkaan kiihdyttämisen ja jarruttamisen aiheuttamista voimista puomiin. Vesikaukalon alle asennettavilla voima-antureilla voidaan tarkkailla pyöräjalan renkaalle kohdistuvaa voimaa, sekä kiihdyttämisen ja jarruttamisen aiheuttamia voimia. Tämä onnistuu, koska voima-anturit voidaan asentaa jokaisen neljän kuormitustelan kiinnityspisteen alle, joka mahdollistaa kuormitustelaan kohdistuvan voiman paikan määrittämisen.

Kuormituslaitteen hihnaa pyörittävää tai jarruttavaa momenttia tulee voida mitata, jos laitetta käytetään luistoneston tutkimiseen, joten kuormituslaitetta käyttävälle akselille tulee liittää momenttanturi. Jos kuormituslaitetta tullaan käyttämään aiemmin suunnittelellulla laitteella, voidaan tarvittavat anturit löytää IHA:ssa aiemmin tehdystä diplomityöstä [15].

6 YHTEENVETO

Tässä työssä suunniteltu kuormituslaitteisto aktiivisen pyöräntuennan testaamiseksi on vain yksi näkemys siitä, millainen laitteisto voisi sopia pyöräntuennan toiminnan toteuttamiseen. Laitteiston suunnittelussa päätavoitteena on ollut pitää laitteisto mahdollisimman yksinkertaisena samalla pitäen mielessä, että laitteiston tulee olla helposti muokattavissa myös toisenlaisten sovellusten testaamiseen.

Tässä työssä esitellyn laitteiston suunnittelu on ollut monivaiheinen iteratiivinen prosessi. Prosessin tuloksena syntynyt laitteisto toteuttaa sille työn alussa annetut vaatimukset toteutettavissa olevien liikealueiden sekä vaadittujen toimintojen suhteen. Ensimmäisissä versioissa mukana ollut pyöräntuennan kallistus -toiminto päätettiin jättää rakenteesta pois, koska se lisäsi rakenteen monimutkaisuutta ja rakenteeseen kohdistuvia kuormituksia.

Kuormituslaitteiston lopullisella versiolla voidaan testata aktiivisen pyöräntuennan liikkuvuutta ja ajovoimansiirron toimivuutta kuormitettuna voimalla, joka vastaa oikean työkoneen massasta aiheutuvaa kuormitusta tilanteessa, jossa pyöräntuenta on asennettuna työkoneeseen. Lisäksi laitteistolla voidaan tutkia pyöräntuentaan kohdistuvia voimia riittävän anturoinnin avulla, joka mahdollistaa myös luistoneston tutkimisen kuormituslaitteistoon kuuluvan kuormitustelan avulla. Kuormitustela on rakenteeltaan ja ulkonäöltään hyvin pitkälti perinteisen hihnakuuljettimen kaltainen. Erona perinteiseen hihnakuuljettimeen on, että hihnaa kannattelemaan on suunniteltu hydrastaattinen laakerointi, joka huomattavasti pienentää hihnaan kohdistuvaa kitkaa sitä kuormitettaessa.

Kuormituslaitteiston pääasiallisena tehtävänä on todentaa IHA:ssa aiemmassa diplomityössä suunnitellun työkoneen aktiivisen pyöräntuennan edellytykset toimia liitettynä oikeaan työkoneeseen helpottaen sen maastossa liikkumista.

7 JATKOTUTKIMUS

Tässä työssä suunniteltu kuormituslaitteisto on yksi näkemys siitä, minkälainen laitteisto voisi soveltua pyöräjalan testaamiseen. Suunnittelun aikana ei ole menty erityisen syvälle yksityiskohtiin, vaan suunnittelu on tehty pääosin konseptitasolla samaan tapaan kuin pyöräntuennan suhteen on tehty. Edellä mainitusta johtuen seuraava vaihe jatkotutkimuksessa olisi tarkastella rakennetta yksityiskohtaisemmin. Eritystä huomiota tulisi kiinnittää laitteiston mittoihin, jotka ovat tällä hetkellä vain asiantuntevan arvauksen tasolla siitä, mitä niiden pitäisi olla. Tämä pitäisi tehdä ainakin puomin ja kuormitustelan osalta.

Kun laitteiston mitat on päätetty ja materiaalivalinnat tehty, voidaan niin kuormituslaitteistosta kuin pyöräjalastakin tehdä valmistuspiirustukset, joiden avulla laitteet voidaan valmistaa ja panna kokoon. Eritystä huomiota tulee kiinnittää kuormituslaitteessa käytettävän hydrostaattiseen laakerointiin, koska sitä ei ole aikaisemmin käytetty tällaisessa sovelluksessa. Teoriassa tällainen laakerointi on hyvinkin toimiva ratkaisu mutta sen käytännön toteutuksessa ja käytössä saattaa tulla eteen erilaisia haasteita.

Myös kuormitustelan käyttö tulee päättää, koska siihen ei ole otettu juurikaan kantaa laitteen suunnitteluvaiheessa. Yksi vaihtoehto on käyttää aiemmassa diplomityössä esiteltyä laitteistoa soveltuvin osin [15]. Myös muut käyttötavat tulevat kyseen riippuen siitä, onko telalla tarkoitus pyörittää pyöräjalan rengasta vai jarruttaa sen pyörimisliikettä.

Kuormituslaitteiston suunnittelun loppuun viemisen lisäksi tulee kiinnittää erityisen paljon huomiota pyöräjalan säätäjään, koska siitä ei ole vielä tämän työn puitteissa saatu toimivaa ratkaisua, vain muutamia konseptitason ajatuksia, jotka eivät sellaiseenaan toimineet. Pyöräjalan säätäjä tulee olemaan kohtuullisen monimutkainen ja sen suunnitteluun tulee valita henkilö, jolla on kokemusta tämän tyyppisten laitteiden asemäädön toteuttamisesta.

Valmiilla laitteistolla voidaan tutkia pyöräjalan toimintaa ja todeta sen toimivuus käytännössä. Tutkimuksen lopullisena tavoitteena voitaneen pitää valmistaa neljä pyöräjalkaa käytettäväksi maastotesteissä oikean työkoneen kanssa.

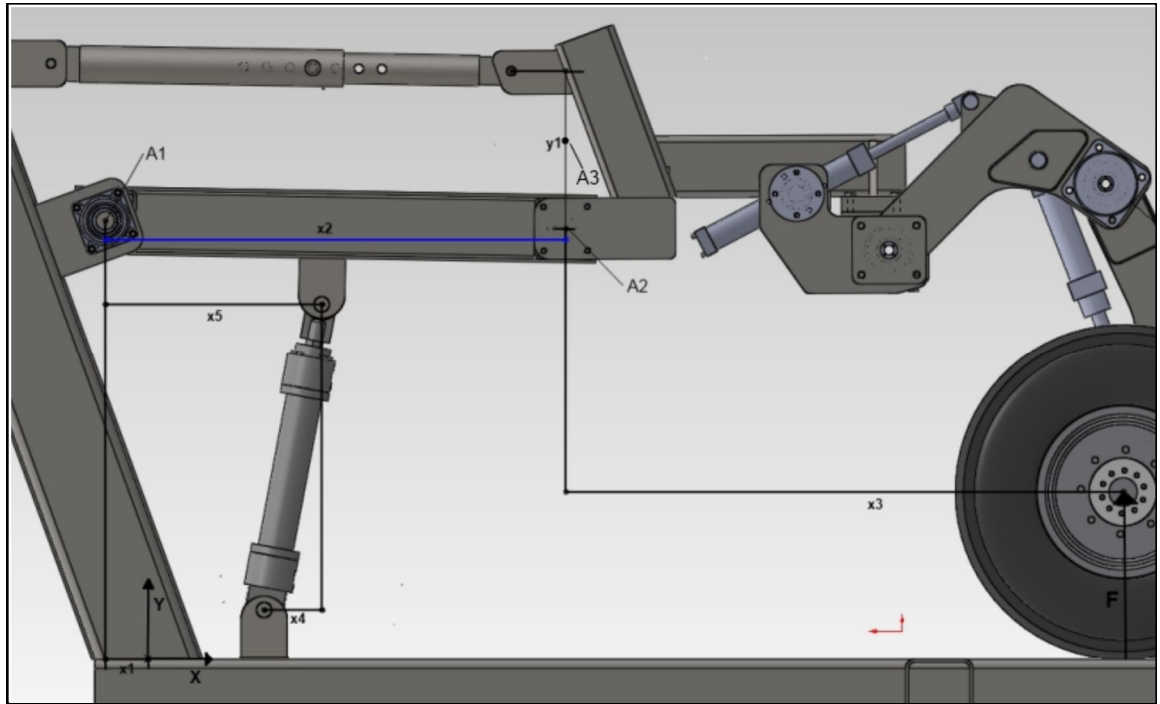
LÄHTEET

- [1] Kaiser esite [WWW]. [Viitattu 27.3.2013]. Saatavissa: http://www.kaiser.li/fileadmin/images/2-BAGGER/2-Produktpalette/3-S2_SchreitMobilB/1-S2/S2_Prospekt_10_GB.pdf
- [2] Menzi Muck [WWW]. [Viitattu 13.5.2013]. Saatavissa: <http://www.menzimuck.com/>
- [3] Euromach kaivinkoneet [WWW]. [Viitattu 9.4.2013] Saatavissa: <http://www.euromach.com/public/homepage.aspx>
- [4] Menzi Muck harvesteri esite [WWW]. [Viitattu 13.5.2013]. Saatavissa: <http://www.menzimuck.com/pdf/en/multi/prospekt/p-harvester-0310-en.pdf>
- [5] Kantapuu museotietokanta [WWW]. [Viitattu 2.4.2013]. Saatavissa: [http://www.kantapuu.fi/objectinfo.php?id=331916&viewimg=0&prms=s_fulltext%3Dplustech%26s_adv\[0\]%3D%26s_adv\[1\]%3D%26s_adv\[2\]%3D%26s_advfrom\[0\]%3D6%26s_advfrom\[1\]%3D6%26s_advfrom\[2\]%3D6%26s_org%3D0%26s_viewmode%3D2%26s_class%3D2%26s_advs%3D3](http://www.kantapuu.fi/objectinfo.php?id=331916&viewimg=0&prms=s_fulltext%3Dplustech%26s_adv[0]%3D%26s_adv[1]%3D%26s_adv[2]%3D%26s_advfrom[0]%3D6%26s_advfrom[1]%3D6%26s_advfrom[2]%3D6%26s_org%3D0%26s_viewmode%3D2%26s_class%3D2%26s_advs%3D3)
- [6] Volvo Sphinx [WWW]. [Viitattu 27.3.2013] Saatavissa: <http://www.volvoce.com/SiteCollectionDocuments/VCE/Documents%20Global/VCE%20Corporate/SfinX.pdf>
- [7] Doosan CX [WWW]. [Viitattu 13.5.2013] Saatavissa: <http://www.yankodesign.com/2009/12/09/one-armed-orange-monster/>
- [8] Valtra ANTS esite [WWW]. [Viitattu 27.3.2013] Saatavissa: http://www.valtra60.com/assets/Valtra_ANTs_Concept_EN.pdf
- [9] Hybrid Locomotin of a wheel-legged machine. Halme, Leppänen, Salmi & Ylönen. 3rd International Conference on Climbing and Walking Robots, Madrid Espanja 2-4 Lokakuuta 2000. 2000, Professional Engineering Publishing Ltd. s.167-173.
- [10] TKK kuvat [WWW]. [Viitattu 28.3.2013]. Saatavissa: <http://automation.tkk.fi/files/workpartner/image2.jpg>
- [11] Vilakone Ville 655C [WWW]. [Viitattu 23.5.2013]. Saatavissa: http://www.wille.fi/koneet/655c/fi_FI/655c/23.5.2013

- [12] Myllymäki, M. Liikkuvan työkoneen pyörän maastoon sopeutuva tuenta. Tampere 2009. Tampereen teknillinen yliopisto. Konetekniikan koulutusohjelma. 63s.
- [13] Linjama Matti. IHA-2600 Hydraulijärjestelmien mallinnus ja simulointi, luentokalvot. 2010.
- [14] Bosch Rexroth Hydraulic cylinder mill type [WWW]. [Viitattu 7.6.2013]. Saatavissa:
http://www.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload.dll/re17332_2012-07.pdf?db=brmv2&lvid=1167691&mvid=8491&clid=20&sid=48D98727F1291CD352C0519CC0C371B5&sch=M&id=8491,20,1167691
- [15] Julkunen, T. Hydraulisen luistonestojärjestelmän testilaitteiston suunnittelu. Tampere 2010. Tampereen teknillinen yliopisto. Konetekniikan koulutusohjelma. 59s.

LIITE 1: PUOMIN KUORMITUSTEN LASKENTA

Kuormituslaitteiston puomiin kohdistuvat voimat ja vääntömomentit



Puomin kiinnityspisteeseen kohdistuva vääntömomentti:

Puomin akselin A1 x-suuntainen etäisyys origosta:

$$x_1 := -48.45 \text{ mm}$$

Puomin kulma vaakatasoon nähden (muuttuva arvo 0...38 astetta) kun sylinterin iskun pituus on 500mm:

$$\alpha := \begin{cases} \text{for } i \in 1..38 \\ \alpha_i \leftarrow i \cdot 1 \text{deg} \\ \alpha \end{cases}$$

Puomin kiinnityspisteiden vaakasuora etäisyys toisistaan:

$$x_2 := 1500 \text{ mm} \cdot \cos(\alpha)$$

Puomin akselin A2 vaakasuora etäisyys jalan renkaan keskipisteeseen jalan ollessa maksimi ojennuksessa:

$$x_3 := 1818 \text{ mm}$$

Momenttivarsi renkaan keskipisteestä origoon:

$$x_{\text{tot}} := x_1 + x_2 + x_3$$

Renkaalle kohdistuva massa:

$$m_F := 2500 \text{ kg}$$

Kuorma massaa vastaava voima:

$$F_{\text{load}} := m_F \cdot g$$

$$F_{\text{load}} = 24.517 \cdot \text{kN}$$

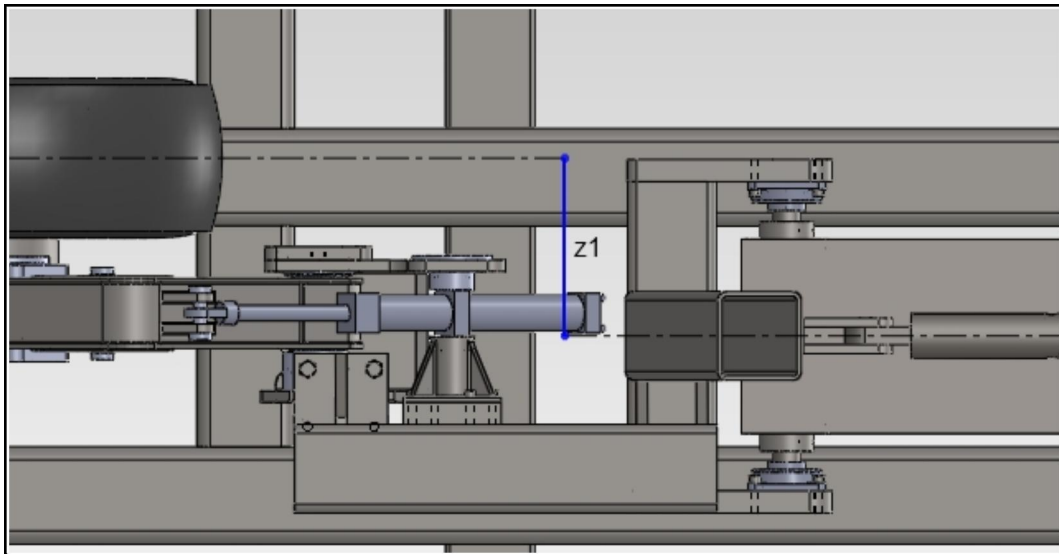
Origo-pisteeseen kohdistuva vääntömomentti:

$$M_{\text{kiinnitys}} := F_{\text{load}} \cdot x_{\text{tot}}$$

$$\max(M_{\text{kiinnitys}}) = 80.158 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$\min(M_{\text{kiinnitys}}) = 72.362 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Puomin rungon keskilinjan kohdistuva vääntömomentti:



Renkaan keskilinjan ja puomin keskilinjan välinen etäisyys:

$$z_1 := 403 \text{ mm}$$

Puomin keskilinjan ympäri vaikuttava vääntömomentti:

$$M_{\text{puomi}} := z_1 \cdot F_{\text{load}}$$

$$M_{\text{puomi}} = 9.88 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Puomin vakautustankoon vaikuttava puristava voima ja puomiin kohdistuva vetävä voima:

Molemmat kiinnityspisteet ovat samalla etäisyydellä jalan renkaan normaalivoiman vaikutussuorasta, joten molempiin kiinnityspisteisiin kohdistuu sama momentti. Tästä johtuen sekä vakautustankoon että puomiin kohdistuu yhtä suuri mutta erisuuntainen voima.

Puomin akselin A2 ja vakautustangon kiinnityspisteen puolivälissä olevan pisteen ympäri muodostuva vääntömomentti:

$$M_{A3} := x_3 \cdot F_{load}$$

$$M_{A3} = 44.571 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Akselin A2 ja vakautustangon kiinnityspisteen välinen pystysuora etäisyys:

$$y_1 := 512.56 \text{ mm}$$

Puomin vakautustangon kiinnityspisteeseen ja akselille A2 vaikuttava vaakasuora voima:

$$F_{x_tanko} := \frac{M_{A3}}{y_1}$$

$$F_{x_tanko} = 86.958 \cdot \text{kN}$$

Voiman vakautustangon / puomin suuntainen komponentti:

$$F_{tanko} := \cos(\alpha) \cdot F_{x_tanko}$$

$$\min(F_{tanko}) = 68.524 \cdot \text{kN}$$

$$\max(F_{tanko}) = 86.958 \cdot \text{kN}$$

Nostosylinteriltä vaadittava voima:

Vaakasuoran ja puomin nivelpisteen ja ylemmän sylinterin kiinnikkeen välisen suoran muodostama kulma sylinterin minimi mitalla:

$$\beta := 20.65 \text{ deg}$$

Sylinterin kiinnityspisteen vaakasuora etäisyys akselista A1:

$$x_{cyl} := \cos(\beta - \alpha) \cdot 708.81 \text{ mm}$$

Renkaan alas painamiseen vaadittava momentti akselilla A1:

$$M_{A1} := (x_2 + x_3) \cdot F_{load}$$

$$\min(M_{A1}) = 73.55 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$\max(M_{A1}) = 81.346 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Puomin massan aiheuttama momentti puomin akselilla:

Puomin massa: $m_{\text{puomi}} := 372.5 \text{ kg}$

Jalan ja adapterin yhteenlaskettu massa: $m_{\text{adapteri}} := 681 \text{ kg}$

Puomin massakeskipisteen vaakasuora etäisyys akselilta A1: $M_{\text{puomi}} := 730 \text{ mm}$

Adapterin ja jalan massakeskipisteen etäisyys puomin akselilta A2: $M_{\text{adapteri}} := 1042 \text{ mm}$

Puomin massan aiheuttama momentti akselilla A1:

$$M_{\text{massa}} := g \cdot m_{\text{puomi}} \cdot (M_{\text{puomi}} \cdot \cos(\alpha))$$

Adapterin ja pyöräjalan massan aiheuttama momentti akselilla A1:

$$M_{\text{adapteri}} := (x_2 + M_{\text{adapteri}}) \cdot g \cdot m_{\text{adapteri}}$$

Akselin A1 ympäri muodostuva massoista johtuva kokonaisvääntömomentti:

$$M_{\text{tot_massa}} := M_{\text{adapteri}} + M_{\text{massa}}$$

$$\max(M_{\text{tot_massa}}) = 19.643 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$\min(M_{\text{tot_massa}}) = 16.954 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Massan ja kuormituksen aiheuttama yhteenlaskettu momentti akselilla A1:

$$M_{\text{tot}} := M_{\text{A1}} - M_{\text{tot_massa}}$$

$$\max(M_{\text{tot}}) = 61.703 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

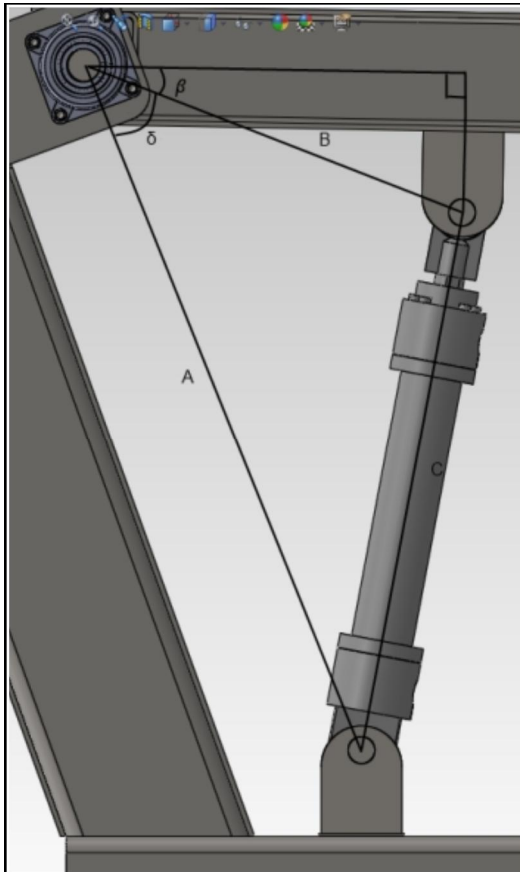
$$\min(M_{\text{tot}}) = 56.596 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Sylinterin tulee tuottaa edellä laskettu momentti.

Momentin tuottamiseen vaadittava y-suuntainen voima:

$$F_{\text{cyl_y}} := \frac{M_{\text{tot}}}{x_{\text{cyl}}}$$

Kuvan mittojen avulla saadaan laskettua sylinterin pituus puomin kulman funktiona.



$$A := 1371.5 \text{ mm}$$

$$B := 757.2 \text{ mm}$$

$$C := 1015 \text{ mm}$$

$$\delta := 46.71 \text{ deg}$$

Sylinterin pituus puomin kulman funktiona:

$$L_{\text{cyl}} := \sqrt{(A)^2 + (B)^2 - 2 \cdot A \cdot B \cdot \cos(\delta + \alpha)}$$

Sylinterin kiinnityspisteiden etäisyys x-suunnassa kun sylinterin pituus on minimissään:

$$x_4 := 187.66 \text{ mm}$$

Puomin kulman arvo kun sylinterin pituus on minimissään:

$$\alpha_{\text{init}} := -1.01 \text{ deg}$$

Akselin A1 ja sylinterin ylemmän kiinnikkeen välinen etäisyys x-sunnassa sylinterin ollessa minimi pituudessaan:

$$x_{5_init} := 705.30 \text{ mm}$$

Puomin nivelpisteen ja ylemmän sylinterin kiinnikkeen välinen etäisyys x-sunnassa alfa-kulman funktiona:

$$x_5 := B \cdot \cos[\beta - (\alpha - \alpha_{\text{init}})]$$

Sylinterin kiinnityspisteen ja puomin akselin x-suuntaisen etäisyyden muutos puomin kulman funktiona:

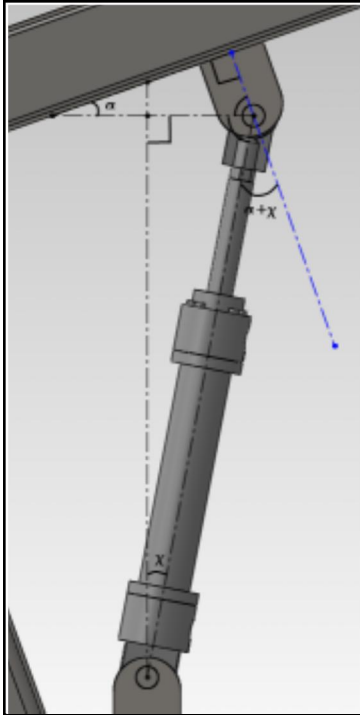
$$\Delta x := (x_5 - x_{5_init})$$

Sylinterin ja y-akselin välinen kulma:

$$\chi := \text{asin}\left(\frac{x_4 + \Delta x}{L_{\text{cyl}}}\right)$$

Sylinterin ja puomin normaalin välinen kulma:

$$\zeta := \alpha + \chi$$



Sylinteriltä vaadittava vetävä voima:

$$F_{\text{cyl_minus}} := \frac{F_{\text{cyl_y}}}{\cos(\zeta)}$$

$$\min(F_{\text{cyl_minus}}) = 94.135 \cdot \text{kN}$$

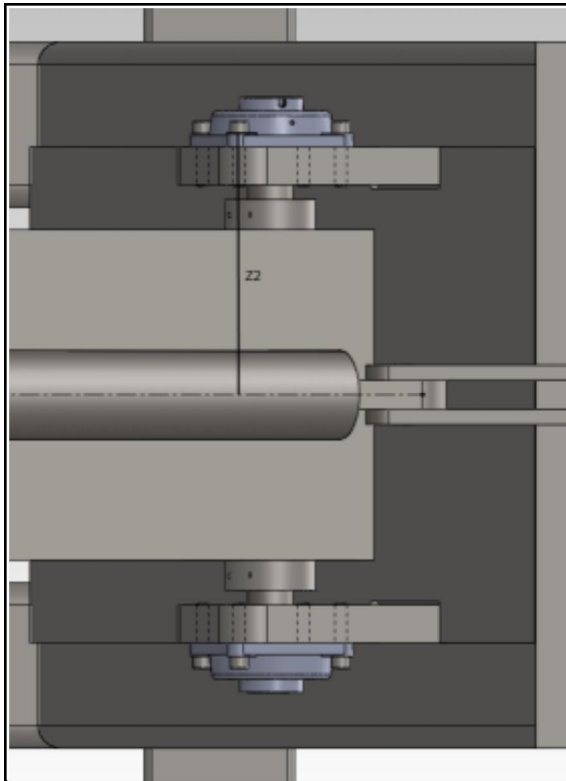
$$\max(F_{\text{cyl_minus}}) = 119.731 \cdot \text{kN}$$

Sylinteriltä vaadittava työntävä voima:

$$F_{\text{cyl_plus}} := \frac{\frac{M_{\text{tot_massa}}}{x_{\text{cyl}}}}{\cos(\zeta)}$$

$$\max(F_{\text{cyl_plus}}) = 35.867 \cdot \text{kN}$$

Akselilla A1 oleviin laakereihin kohdistuva y-suuntainen, puomia vääntävän momentin aiheuttama voima:



Puomin laakeroinnin etäisyys puomin keskilinjasta z-suunnassa: $z_2 := 348 \text{ mm}$

$$F_{\text{laakeri}} := \frac{M_{\text{puomi}}}{z_2}$$

$$F_{\text{laakeri}} = 28.391 \cdot \text{kN}$$

Lisäksi laakeriin vaikuttaa puomiin kohdistuva vetävä voima:

$$\min(F_{\text{tanko}}) = 68.524 \text{ kN}$$

$$\max(F_{\text{tanko}}) = 86.958 \text{ kN}$$

Nostosylinterin mitoitus

Määritetään nostosylinterin männänvarren minimi halkaisija nurjahdus tarkastelun avulla:

Oletetaan sylinterin männänvarren olevan terästä, jonka kimmomoduuli on 210GPa:

$$E_m := 210 \text{ GPa}$$

Sylinterin redusoitupituus:

$$L_s := 1515 \text{ mm}$$

Käytetään varmuuskerrointa 3:

$$n_m := 3$$

Suurin sylinterille tuleva puristava kuormitus:

$$F_m := \max(F_{\text{cyl_plus}})$$

Männänvarren minimi halkaisija:

$$d_{\min} := \sqrt[4]{\frac{F_m \cdot n_m \cdot L_s^2 \cdot 64}{\pi^3 \cdot E_m}}$$

$$d_{\min} = 39.472 \cdot \text{mm}$$

Sylinterin männänvarrenpuoleinen pinta-ala 210 bar paineella:

$$A_{210} := \frac{\max(F_{\text{cyl_minus}})}{210 \text{ bar}}$$

$$A_{210} = 57.015 \cdot \text{cm}^2$$

Jolloin 210bar paineella voitaisiin käyttää 100/45 sylinteriä.

Sylinterin männänvarrenpuoleinen pinta-ala 300 bar paineella:

$$A_{300} := \frac{\max(F_{\text{cyl_minus}})}{300 \text{ bar}}$$

$$A_{300} = 39.91 \cdot \text{cm}^2$$

Jolloin 300bar paineella voitaisiin käyttää 100/50 sylinteriä.

LIITE 2: KUORMITUSTELAN KURISTUSPUTKIEN MITOITUS

Väliaineena vesi

Kuristinputken pituus:

$$l_{p_vesi} := 30 \text{ cm}$$

Putken sisähalkaisija:

$$D_{vesi} := 0.3 \text{ mm}$$

Reikien lukumäärä:

$$n_{tot} := 281$$

Putken virtausaukon pinta-ala:

$$A_{putki_vesi} := \frac{\pi \cdot D_{vesi}^2}{4}$$

Veden dynaaminen viskositeetti:

$$\eta_{vesi} := 1.002 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Veden tiheys:

$$\rho_{vesi} := 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Veden kinemaattinen viskositeetti:

$$\nu_{vesi} := \frac{\eta_{vesi}}{\rho_{vesi}}$$

Haluttu painehäviö:

$$\Delta p_{vesi} := 6 \text{ bar}$$

Virtaus putkessa:

$$Q_{vesi} := \frac{\pi \cdot D_{vesi}^4}{128 \cdot \eta_{vesi} \cdot l_{p_vesi}} \cdot \Delta p_{vesi}$$

$$Q_{vesi} = 4.063 \times 10^{-4} \cdot \frac{\text{l}}{\text{s}}$$

Vaadittu tuotto pumpulta:

$$Q_{tot_vesi} := n_{tot} \cdot Q_{vesi}$$

$$Q_{tot_vesi} = 0.114 \cdot \frac{\text{l}}{\text{s}}$$

$$Q_{tot_vesi} = 6.851 \cdot \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

Pumpulta vaadittava teho:

$$P_{vesi} := \Delta p_{vesi} \cdot Q_{tot_vesi}$$

$$P_{vesi} = 0.069 \text{ kW}$$

Virtausnopeus putkessa:

$$v_{vesi} := \frac{Q_{vesi}}{A_{putki_vesi}}$$

$$v_{vesi} = 5.749 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Reynoldsinluvun laskenta:

Putken hydraulinen halkaisija:

$$D_{H_vesi} := \frac{4 \cdot A_{putki_vesi}}{\pi \cdot D_{vesi}}$$

Reynoldsin luku virtaukselle:

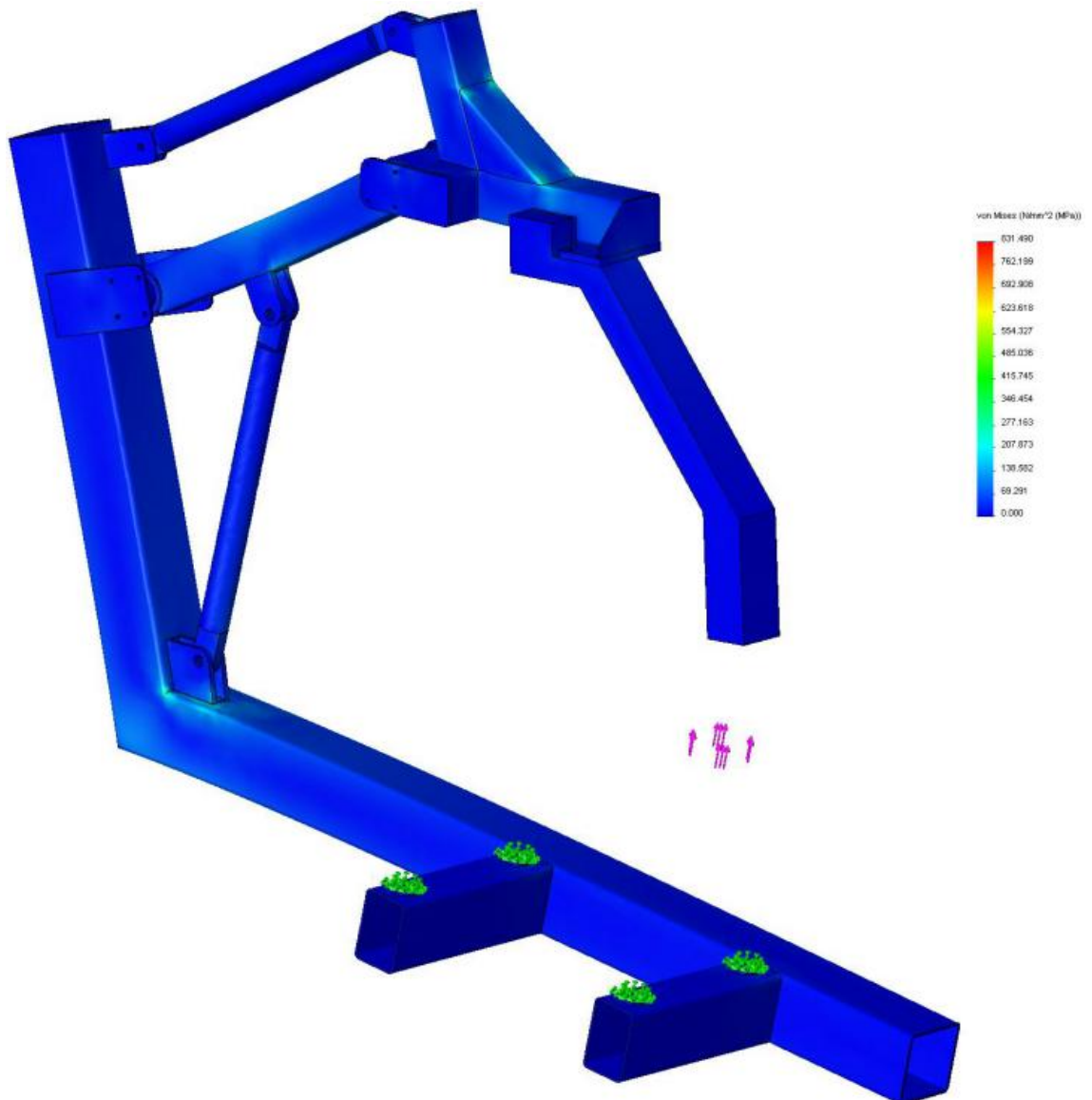
$$Re_{vesi} := \frac{v_{vesi} \cdot D_{H_vesi}}{\nu_{vesi}}$$

$$Re_{vesi} = 1.721 \times 10^3$$

$Re < Re_{kr}$ joten virtaus on laminaarista ($Re_{kr} = 2000-2300$)

LIITE 3: LUJUUSANALYYSIN KUVIA

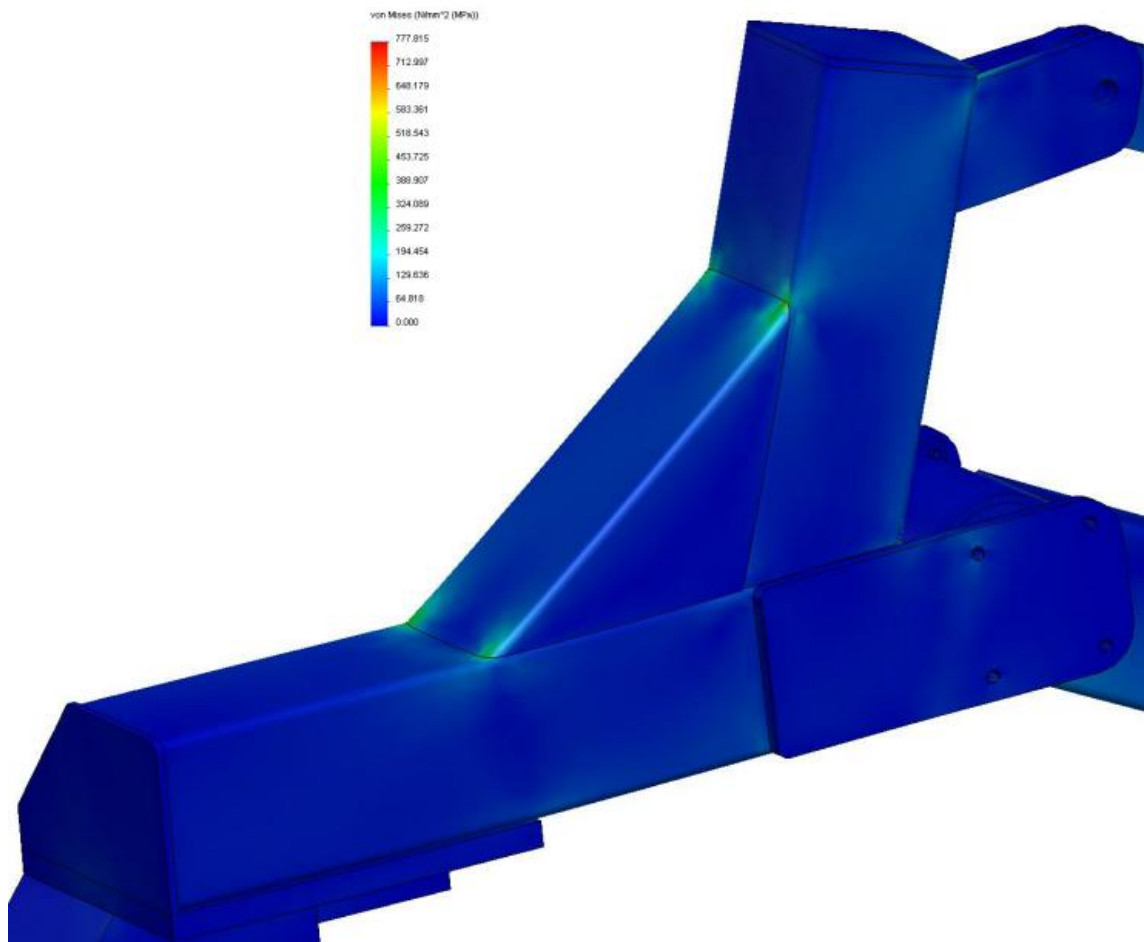
Tässä esiteltyt lujuusanalyysin kuvat ovat vain viitteellisiä ja tärkein niistä saatu tieto on se, mihin kohtiin rakennetta suurimmat jännitykset kohdistuvat. Näissä lujuusanalyysikuvissa rakennetta on käsitelty siten, kuin se olisi kokonaisuudessaan yhtä kappaletta.



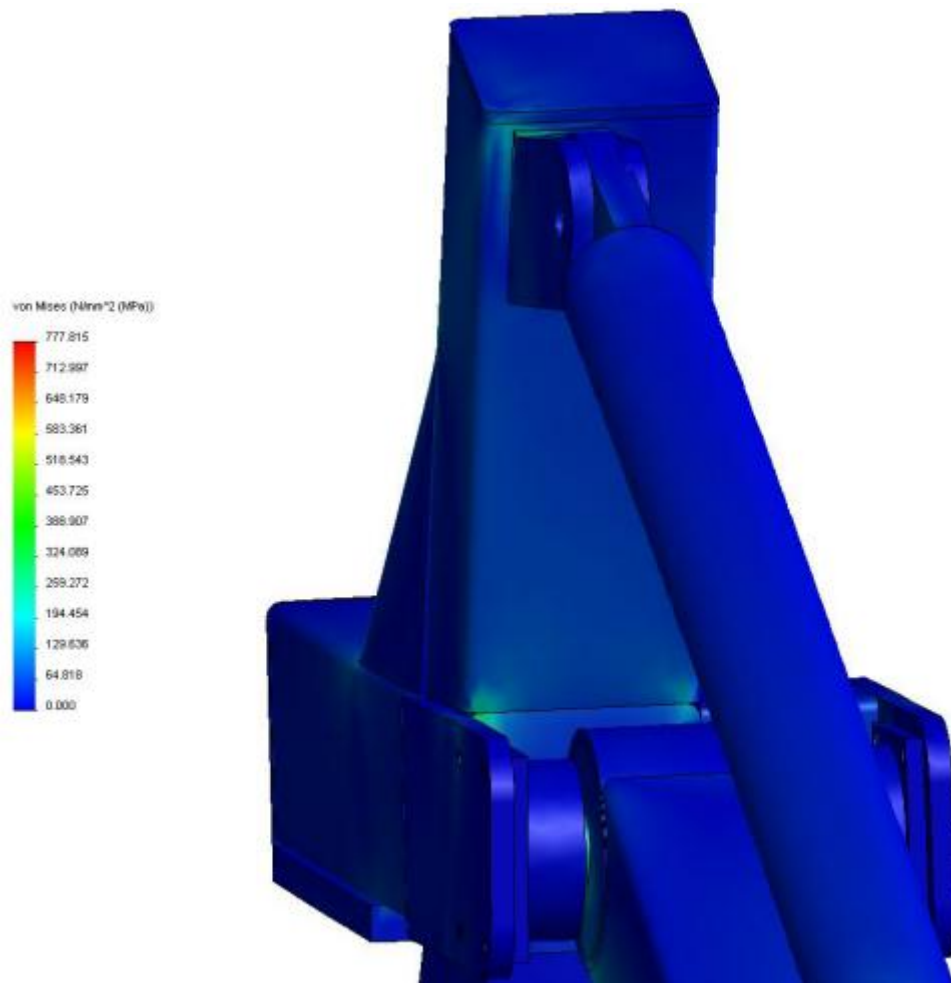
Kuva 37. Kuormituslaitteiston puomiin kohdistuvat jännitykset 2500kg kuormituksella.

Kuvassa 37 pyöräjalka on korvattu vastaavan muotoisella teräs osalla, jotta lujuusanalyysin tekeminen yksinkertaistuisi. Kuvassa vihreällä merkityt kohdat vastaavat kuormitustelan jalkojen paikkoja, jotka toimivat tässä kiinteinä tukipisteinä. Kuvassa

vaaleanpunaiset nuolet kuvaavat ylöspäin kohdistuvaa kuormitusta kun jalkaa painetaan vasten kuormitustelan pintaa. Kuvasta voidaan nähdä, että suurimmat jännitykset kohdistuvat sylinterin kiinnityspisteisiin ja adapterin yläpinnassa oleviin kulma kohtiin.

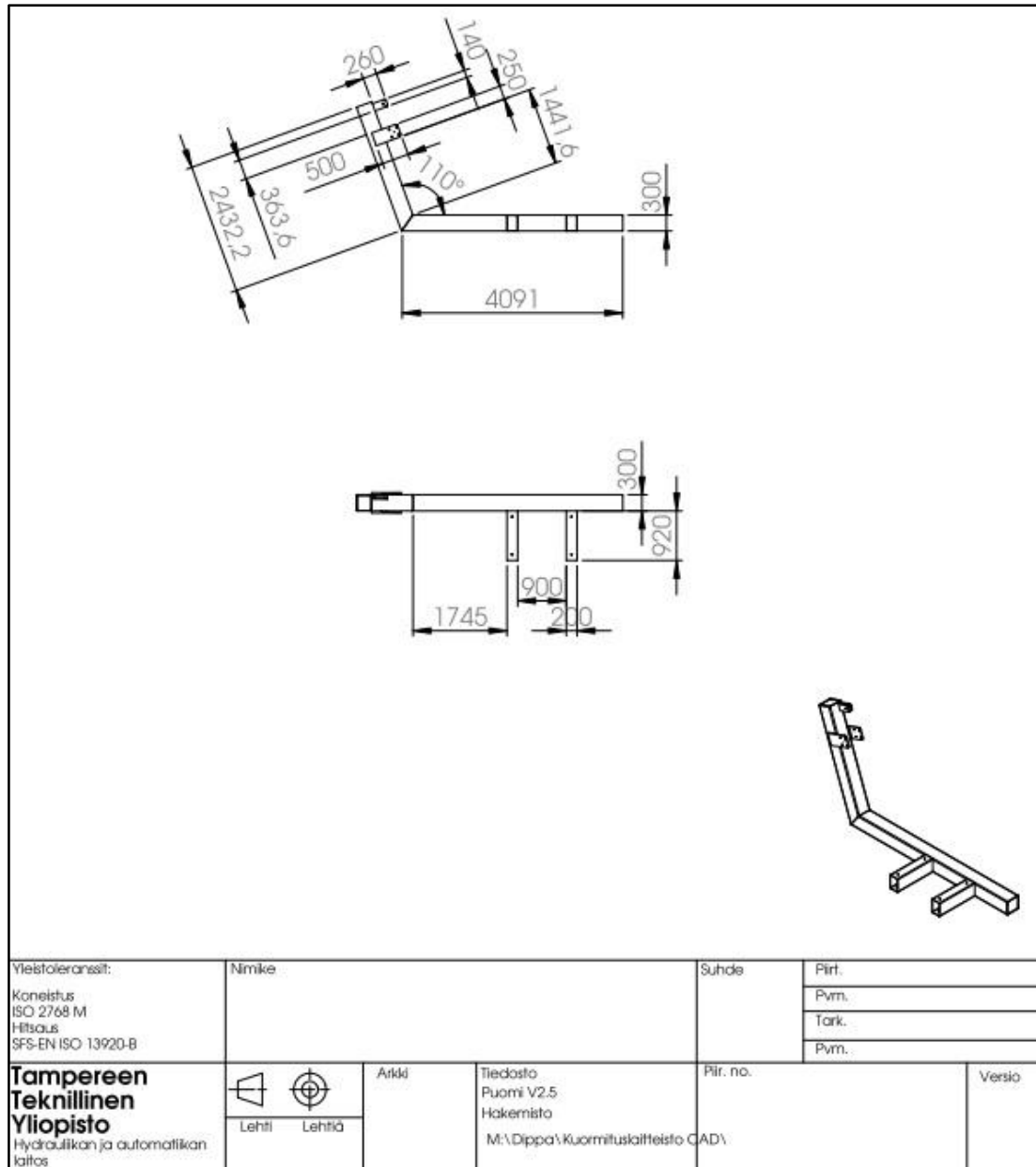


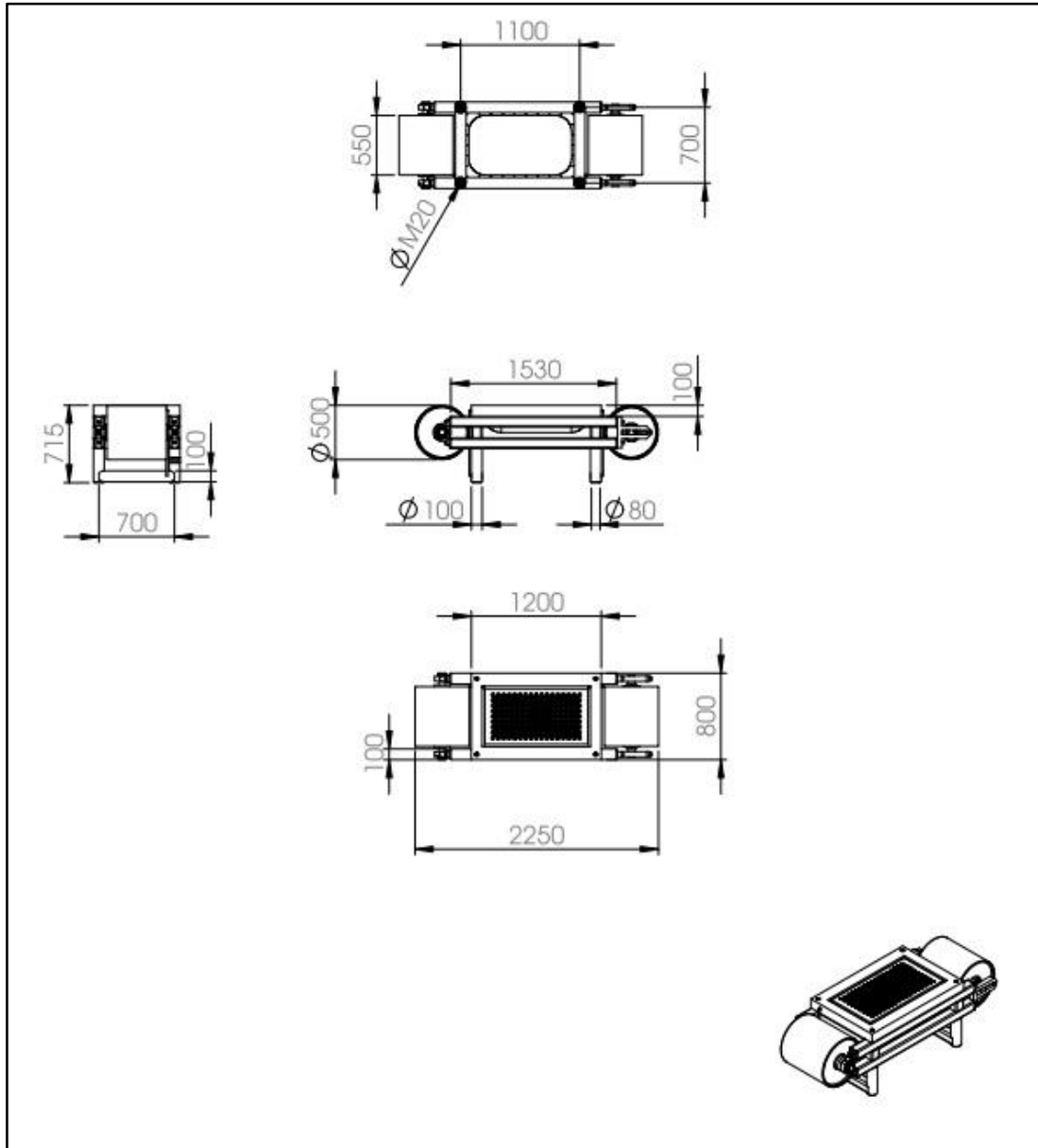
Kuva 38. Adapterin jännitykset sivusta 2500kg kuormalla.



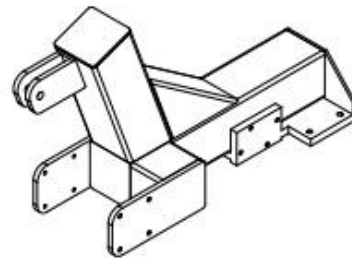
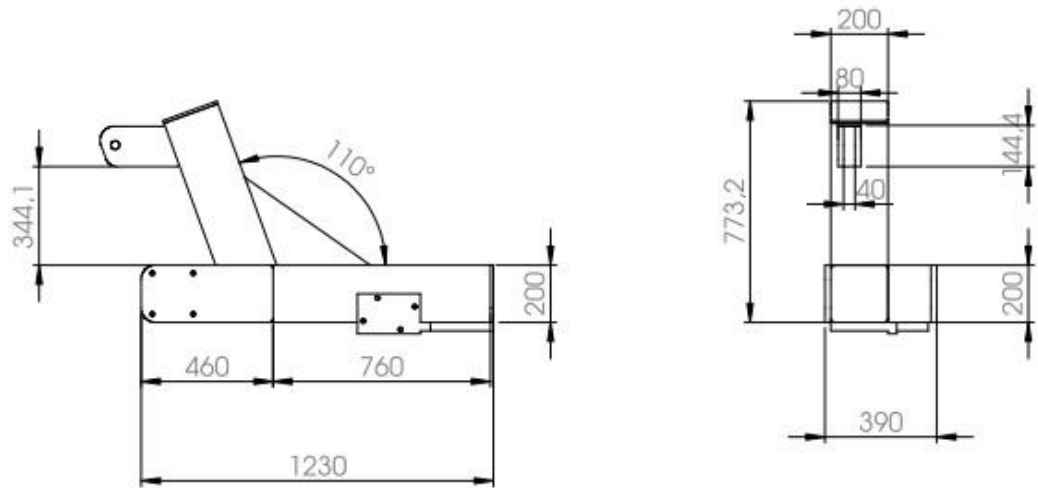
Kuva 39. Adapterin jännitykset takaapäin 2500kg kuormituksella.

LIITE 4: KUORMITUSLAITTEISTON OSIEN MITTAKUVIA

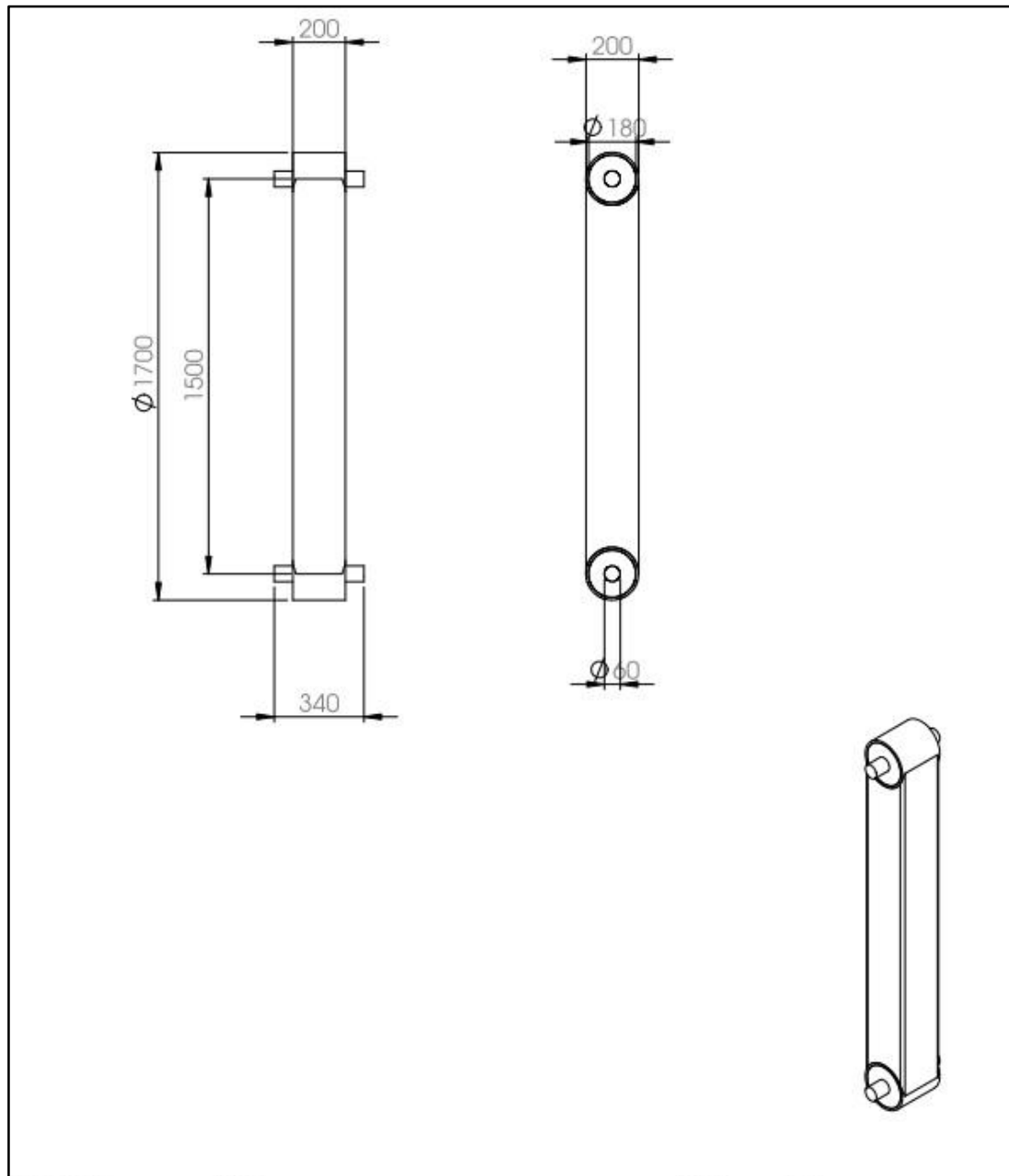




Yleistiedot: Koneistus ISO 2768 M Hitsaus SFS-EN ISO 13920-B	Nimike		Suhde	Pirt.
				Pvm.
				Tark.
				Pvm.
Tampereen Teknillinen Yliopisto Hydraulikan ja automatiikan laitos	 Lehti	 Lehtiä	Arkki Tiedosto Kuormitustelo Hakemisto M:\Dippa\Kuormituslaitteisto.CAD\	Pirt. no.
				Versio



Yleistiedot: Koneistus ISO 2768 M Hilsaus SFS-EN ISO 13920-B	Nimike		Suhte		Piir.	
					Pvm.	
					Tark.	
					Pvm.	
Tampereen Teknillinen Yliopisto Hydrauliikan ja automatiikan laitos			Arkki	Tiedosto Adapteri V2.3 Hakemisto M:\Dippa\Kuormituslaitteisto CAD\	Piir. no.	Versio
	Lehti	Lehtiä				



Yleistoleranssit: Koneistus ISO 2768 M Hitsaus SFS-EN ISO 13920-B	Nimike		Suhde		Piir.	
					Pvm.	
					Tark.	
					Pvm.	
Tampereen Teknillinen Yliopisto Hydraulikan ja automatiikan laitos			Arkkii	Tiedosto Puomin runko V2.3 Hakemisto M:\Dippa\Kuormituslaitteisto CAD\	Piir. no.	
	Lehti	Lehtiä				

