

Osmo Suomivirta

Käyttäjälähtöinen tuotekehitys

Opinnäytetyö

Kevät 2010

Tekniikan yksikkö

Auto- ja kuljetustekniikan koulutusohjelma

Auto- ja työkonetekniikan suuntautumisvaihtoehto



SEINÄJOEN AMMATTIKORKEAKOULU

OPINNÄYTETYÖN TIIVISTELMÄ

Koulutusyksikkö: Tekniikan yksikkö

Koulutusohjelma: Auto- ja kuljetustekniikan koulutusohjelma

Suuntautumisvaihtoehto: Auto- ja työkonetekniikan suuntautumisvaihtoehto

Tekijä: Osmo Suomivirta

Työn nimi: Käyttäjälähtöinen tuotekehitys

Ohjaaja: Jukka Pajula

Vuosi: 2010

Sivumäärä: 76

Liitteiden lukumäärä: 2

Työssä oli kyse tuotekehitystehtävästä, jonka kohteena oli insinööritoimisto AS Mechanics Oy:n asiakkaan valmistama kaupallinen laite. Laite oli ollut käytössä jo vuosia ja nyt sen käyttöympäristö oli muuttumassa, joten käytön lomassa ilmenneet ongelmat tulivat aiheelliseksi korjata uuden käyttöympäristön vaatimien muutosten yhteydessä.

Raportissa käsitellään laitteen käytön ohessa ilmenneitä ongelmakohtia ja niille tehtyjä korjauksia, jotka huomioivat laitteen käytettävyyden. Näitä olivat tuentavarret, joiden kiinnitys jäykennettiin, sekä käyttöketju, jonka kireyden säätöaluetta kasvatettiin. Laitteessa oli huomautettavaa myös ruuvitunkkien käytössä, joka muutettiin sähkötoimiseksi ja sen voimavälitys yksinkertaistettiin, sekä jarrussa, jonka käyttö integroitiin eräänlaiseen laitteen liikutteluun käytettyyn käyttövarteen.

Vaikka työ tehtiin hyvin intensiivisellä aikataululla, tehtäville asetetut tavoitteet saavutettiin osin jopa ylittäen ne. Aikataulu hallittiin tarkalla suunnittelulla, ja työn tuloksiin voitiin olla varsin tyytyväisiä niin tehdyn suunnittelutyön kuin opinnäytetyönkin kannalta.

Asiasanat: Tuotekehitys, mekaniikka, tietokoneavusteinen suunnittelu

Salaisuus: Opinnäytetyön tausta-aineisto on julistettu salaiseksi.

SEINÄJOKI UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

THESIS ABSTRACT

Faculty: School of Technology

Degree programme: Automotive and Transportation Engineering

Specialisation: Automotive and Work Machine Engineering

Author: Osmo Suomivirta

Title of the thesis: User based product development

Supervisor: Jukka Pajula

Year: 2010

Number of pages: 76

Number of appendices: 2

This thesis was about the product development of a commercial machine which was manufactured by a customer of the engineering office AS Mechanics Oy. The machine has been used for several years and it needed some new modifications due to its currently changing environment. Based on the former use of the machine there were known problems in its usability and it was reasonable to solve those problems together with these current modifications.

This report consists of the summary of a few problem areas of the machines and the ways how those were solved to increase the machines usability. These areas were the supporting arms whose fastening methods were made stronger and the operational chain whose tightening possibilities were increased. Also there were some problems in usability of the screw jacks. Those were modified to be electrically driven and also the driveline was made simpler. The brake system was modified so that its operation could be integrated into the machines handling bar.

Even though the work had quite an intensive schedule all the objectives were reached and some of them were even surpassed. The schedule was maintained with a sharp planning and follow-up and we were satisfied with it both from the point of view of the design work and that of the thesis.

Keywords: product development, mechanics, computer-aided design

Secrecy: The background literature of this thesis has declared to be confidential.

SISÄLLYS

TIIVISTELMÄ

ABSTRACT

SISÄLLYS

KÄYTETYT TERMIT JA LYHENTEET

KUVIO- JA TAULUKKOLUETTELO

1 JOHDANTO	11
2 TYÖN TAUSTAA	12
2.1 Laitteen tausta.....	12
2.2 Työhön valmistautuminen ja perehtyminen.....	14
2.3 Projektin organisaatorakenne.....	15
2.4 Aikataulu	16
2.5 Valitut kehityskohteet ja määritetyt asiakastarpeet.....	17
3 TUENTAVARRET	18
3.1 Tehtävän asettelu.....	18
3.2 Menetelmät	18
3.3 Pohdinnat.....	19
3.4 Kierretankomuutos	21
3.5 Tulokset	24
4 KÄYTTÖKETJU.....	26
4.1 Tehtävän asettelu.....	26
4.2 Menetelmät	27
4.3 Pohdinnat.....	27
4.3.1 Ketjulinjan luonnostelu	27
4.3.2 Ketjulinjat	29
4.4 Lisätaittopyörä.....	31
4.4.1 Taittopyöräsijoittelu	31
4.4.2 Kiinnityslevy ja ketjusuojakotelo	32
4.5 Tulokset	34
5 RUUVITUNKIT.....	35
5.1 Tehtävän asettelu.....	35

5.2 Menetelmät	35
5.3 Pohdinnat.....	36
5.4 Komponenttivalinnat.....	37
5.4.1 Ruuvitunkit	37
5.4.2 Kierukkavaihdemoottori.....	38
5.4.3 Akseli ja ristinivelet.....	39
5.4.4 Kumityynyt	40
5.4.5 Hätätilamutteri.....	41
5.5 Tulokset	42
6 JARRU JA OHJAUS	44
6.1 Tehtävän asettelu.....	44
6.2 Menetelmät	45
6.3 Ohjaus.....	46
6.4 Jarrukäyttö	49
6.4.1 Lähtökohta	49
6.4.2 Jarrutustapahtuma	50
6.4.3 Pyörien kääntäminen	51
6.5 Jarrusatulan mallintaminen	53
6.6 Jarrulevy- ja jarrusatula-asennus	54
6.6.1 Jarrulevyasennus.....	54
6.6.2 Jarrusatula-asennus	58
6.7 Vaijerijärjestelmä.....	60
6.7.1 Vaijerivoima	60
6.7.2 Vaijerijännityksen rajoitus.....	60
6.7.3 Vaijerivoiman jako.....	62
6.8 Tulokset	62
7 TYÖN POHDINTA JA ARVIOINTI.....	64
7.1 Kehitystyö	64
7.2 Opinnäytetyöprosessi.....	65
LÄHTEET	68
LIITTEET	70
LIITE 1: FEM-laskentareportti	
LIITE 2: Tekninen piirustus - Hayes pyöränapa	

KÄYTETYT TERMIT JA LYHENTEET

N	Newton, SI-järjestelmän mukainen voiman yksikkö.
Δl	Pituuden muutos.
F	Voima.
l	Pituus.
A	Pinta-ala.
E	Kimmomoduuli.
d	Halkaisija.
α	Kulma.
S	Levyn paksuus.
P	Kierteen nousu.
mm	Millimetri, SI-järjestelmän mukaisen pituuden yksikön, metrin, tuhannesosa (10^{-3}).
rpm	Minuuttikierto nopeus. (Lyhennys sanoista: Revolutions per minute)
Nm	Vääntömomentti, SI-järjestelmän mukainen väännön yksikkö
kW	Teho, SI-järjestelmän mukaisen tehon yksikön, watin, tuhatkerrannainen (10^3).

MPa	Paine, SI-järjestelmän mukaisen paineen yksikön, Pascalin, miljoonakerrannainen (10^6).
μ	Kitkakerroin.
R	Säde.
r	Säde.
s	Pituus.
c	Jousivakio.

KUVIO- JA TAULUKKOLUETTELO

KUVIO 1. Tilanne ennen työn aloittamista.	12
KUVIO 2. Projektin organisaatorakenne.	15
KUVIO 3. Opinnäytetyöprosessin aikataulu.	16
KUVIO 4. Liitoskohta.....	18
KUVIO 5. Tuentavarren laipan muodonmuutos 1034 N voimalla.....	20
KUVIO 6. Muutettu kierreliitos.....	24
KUVIO 7. Luonnosteltu ketjulinja ja pituusmittalaskenta.	28
KUVIO 8. Taittopyörän sallittu alue.	30
KUVIO 9. Lisätty taittopyörä.....	31
KUVIO 10. Suojakotelon kiinnitys.	32
KUVIO 11. Tarkkasäätöinen ketjukiristys.....	33
KUVIO 12. Suojakotelo.	33
KUVIO 13. Alkuperäinen tunkkiratkaisu.	35
KUVIO 14. Kevyt ristinivel DIN 808 (SKS-mekaniikka Oy 2001, 6.).....	39
KUVIO 15. Akseli.	40
KUVIO 16. Hätätilamutteri.....	41

KUVIO 17. Ruuvitunkkien kokoonpano.....	42
KUVIO 18. Hayes MX2 -jarrusatula (Hayes Disc Brake 2005.).....	45
KUVIO 19. Alkuperäinen ohjausvivusto.	46
KUVIO 20. Ohjausvivuston geometria.	47
KUVIO 21. Pyöräkulman muutos ohjausvivun kulmaan.....	48
KUVIO 22. Laitteen liikekäyttö käyttökahvalla.....	49
KUVIO 23. Jarrukäytön osat.	50
KUVIO 24. Vaijerin kiinnitys.	51
KUVIO 25. Kääntö-jarru-mekanismi.	52
KUVIO 26. Mallinnettu MX2.	53
KUVIO 27. Blickle V250/25K halkaistu profiili. (Blickle Oy 2008, 131.)	54
KUVIO 28. Jarrulevyn kiinnityskappaleet.	55
KUVIO 29. Tappien koneistus.....	56
KUVIO 30. Jarrulevy-pyörä-kokoonpano.....	57
KUVIO 31. Aksiaalinen säätö.....	58
KUVIO 32. Jarrusatulan kiinnitys.	59
KUVIO 33. Jousi ja voimanjakokappale.	61

TAULUKKO 1. Vakiokierteiden pinta-alat.	23
TAULUKKO 2. Numeeriset tukivarsia koskevan työosuuden tulokset.	25
TAULUKKO 3. Numeeriset käyttöketjua koskevan työosuuden tulokset.	34
TAULUKKO 4. Komponenttien ominaisuudet.	43

1 JOHDANTO

Työssä oli kyse tuotekehitystehtävästä, jossa käsiteltiin jo olemassa olevan laitteen ongelmakohtia. Laite oli ollut käytössä jo vuosia, ja sen tärkeimmäksi koetut muutostyöt oli tehty jo aiemmin. Nyt kuitenkin kyseiseen toimintaympäristöön oli tulossa muutoksia, joten niitä koskevien kehitystöiden yhteydessä oli syytä korjata laitteen käytön aikana ilmenneet ongelmakohdat.

Työ tehtiin insinööritoimisto AS Mechanics Oy:n toimeksiannosta. AS Mechanics Oy on yrityksenä varsin nuori, mutta pitkän linjan suunnittelutehtävissä karttunutta asiantuntevaa tuotesuunnittelua tarjoava yritys. Kyseisenkin työn tapauksessa varsinaisena työn tilaajana oli laajalti kansainvälisillä markkinoilla toimiva AS Mechanics Oy:n asiakas, jonka tilaama työ oli osa laajamittaisempaa kehitysprojektia. Kehitettävä laite oli aiemmin suunniteltu 2D-maailmassa, joten työhön oli syytä valmistautua mm. mallintamalla laite 3D-maailmaan, jolloin siihen kohdistuvat kehitystehtävät ja menetelmät oli helpommin sekä suunniteltavissa että tarkistettavissa.

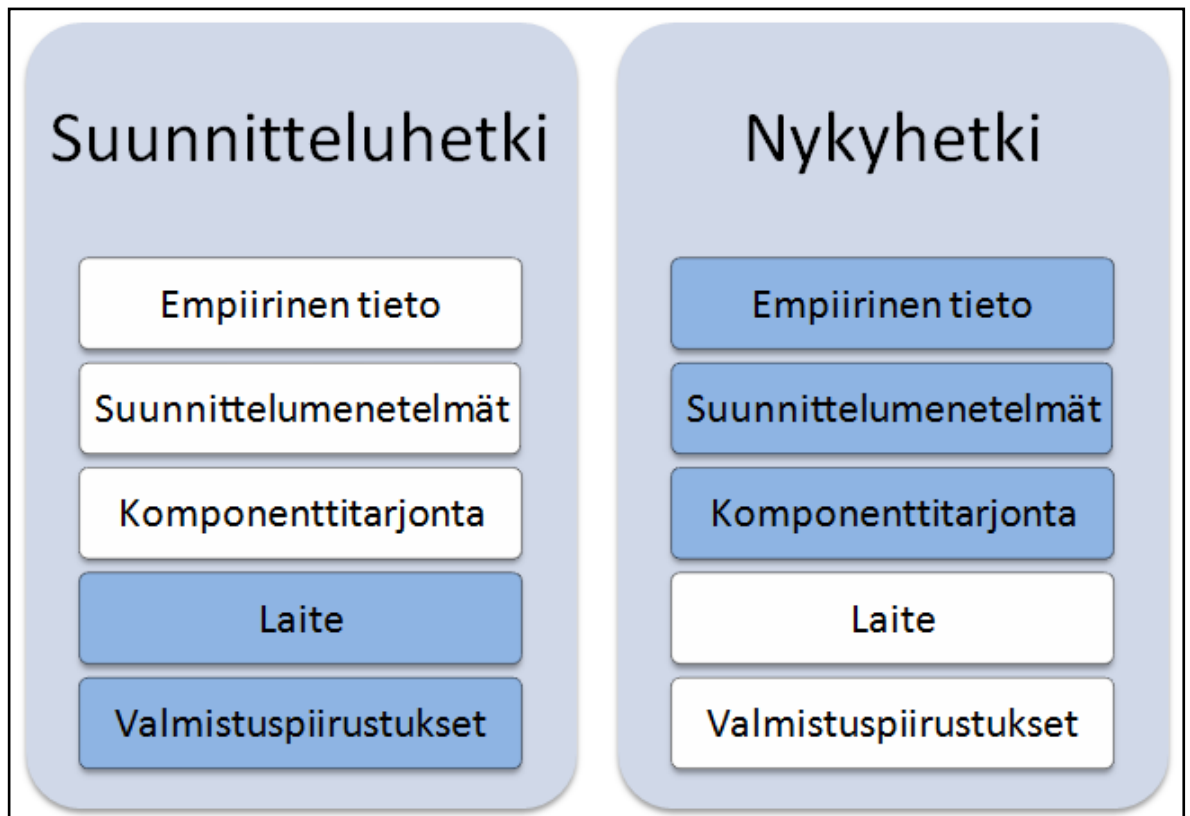
Työosuuteen kuului osa toimintaympäristön muutosten sanelemista kehitystehtävistä sekä laitteen käytön aikana ilmenneiden ongelmien korjaavat toimenpiteet. Koska laite oli ainutlaatuinen kaupallisesti valmistettava laite, ei raporttiin liitetty salassapitovelvollisuuksien vuoksi toimintaympäristön muutosten aiheuttamia kehitystehtäviä, vaan raportoitavaksi valittiin neljä varsin erilaisen aihealueen ongelmaa sekä niiden ratkaisussa tehdyt toimet ja työstä saadut tulokset. Aihealueina olivat kierreliitoksen, ketjukäytön, ruuvitunkin ja jarrumekaniikan kehittäminen.

Raportoitujen kehityskohteiden ollessa toisistaan hyvin eriävät oli ne syytä erottaa omiksi asiakokonaisuuksiksi, jolloin niiden lähtökohdat, taustat, ratkaisemiseen käytetyt menetelmät ja tulokset voitiin esittää selkeästi omina kokonaisuuksinaan.

2 TYÖN TAUSTAA

2.1 Laitteen tausta

Kehitystyön kohteena oli laite, joka oli globaalillakin tasolla toistaiseksi ainoa laatuaan. Työn tarpeen oli aiheuttanut lähinnä sen kohteena olevan laitteen ikä. Laitteen alkuperäinen suunnittelutyö oli tehty 2D-maailmassa, jossa kokonaisuuden hahmottaminen oli ollut nykyisten työkalujen mahdollistamaan tilanteeseen verrattuna varsin hankalaa. Myös laitteen osatoimittajien tarjonta oli muuttunut, ja yhden ratkaisevimman osan toimittaja oli ilmoittanut lopettavansa laitteessa käytössä olevan mallin valmistamisen tyystin sen pienen menekin vuoksi. Laite oli ollut jo vuosia käytössä, ja empiirisen tiedon lisääntyessä joitain laitteen osakokonaisuuksia oli jouduttu päivittämään sen piirustuksiin jo aiemmin, mutta monia oli vielä tekemättä. Kuvainnollisesti oltiin siis alla olevan kuvion tilanteessa, jossa väritetty osuus kuvastaa osa-alueiden nykytilaa (KUVIO 1).



KUVIO 1. Tilanne ennen työn aloittamista.

Ajan saatossa siis kaikki kuvion 1 tekijät, joiden tilan yhtenä muuttujana oli aika, olivat uudistuneet siten, ettei itse laite ollut enää niiden kanssa kaikilta osin linjassa.

Lisääntynyt empiirinen tieto oli tuonut esimerkiksi sellaisia muutoksia, että laitteen käyttöönoton jälkeen ja sitä käytettäessä oli huomattu nopeita ehdottomia muutoksia, joiden aiheuttamien piirustuskorjausten vuoksi osa laitteen valmistuspiirustuksista oli ristiriidassa toisten piirustusten kanssa, ja osittain jopa saman osan eri kuvannot poikkesivat toisistaan. Jotkin eri osien kiinnitysreiät eivät olleet osuneet tarkoitettuihin kohtiin ja osa laitteen kokonaisuuksista oli jäänyt kokonaan pois tai muutettu sen oman mahdottomuutensa vuoksi. Tietoa oli kertynyt myös laitteen käyttöä helpottavista muutoksista, mutta kaikkea ei oltu ehditty korjaamaan, sillä laite oli kuitenkin toiminut muiden kiireiden asettamien kriteerien mukaan riittävällä tavalla ja kyseiset pienemmän prioriteetin muutokset oli siirretty myöhemmin korjattaviksi ominaisuuksiksi.

Suunnittelumenetelmät olivat ajan saatossa uudistuneet kolmiulotteiseen maailmaan, jossa asioiden ja kokonaisuuksien hahmottaminen oli huomattavasti helpompaa kuin syvällisempää pohdintaa vaativassa kaksiulotteisessa maailmassa. Kolmiulotteisten mallien lujuuksien ja muiden vastaavien tekijöiden laskenta onnistuu nykymaailmassa varsin helposti tietokoneavusteisesti, joten mikäli jokin rakenne kyseisessä laitteessa todettiin olevan kriittisellä tiellä, saatiin suunnittelulle varsin varmaa laskennallista tukea suhteellisen pienellä vaivalla.

Komponenttitarjonta oli muuttunut ajan saatossa eikä esimerkiksi laitteen osaluettelossa ilmoitettuja pyöriä – joiden avulla laitetta liikutellaan – ollut enää lainkaan saatavilla, mutta tästä huolimatta kyseistä tietoa ei oltu dokumentoitu minnekään. Näin ollen aina, kun uutta kappaletta laitteesta oltiin valmistamassa, joutui komponenttien sisäänostaja pyytämään tavarantoimittajalta pyöriä, joita ei ollut enää tarjolla ja tämän jälkeen heidän täytyi pohtia nykyisestä tarjonnasta hyvä korvaava tuote, mahdollisesti jopa ilman laitteen suunnittelijan hyväksyntää.

2.2 Työhön valmistautuminen ja perehtyminen

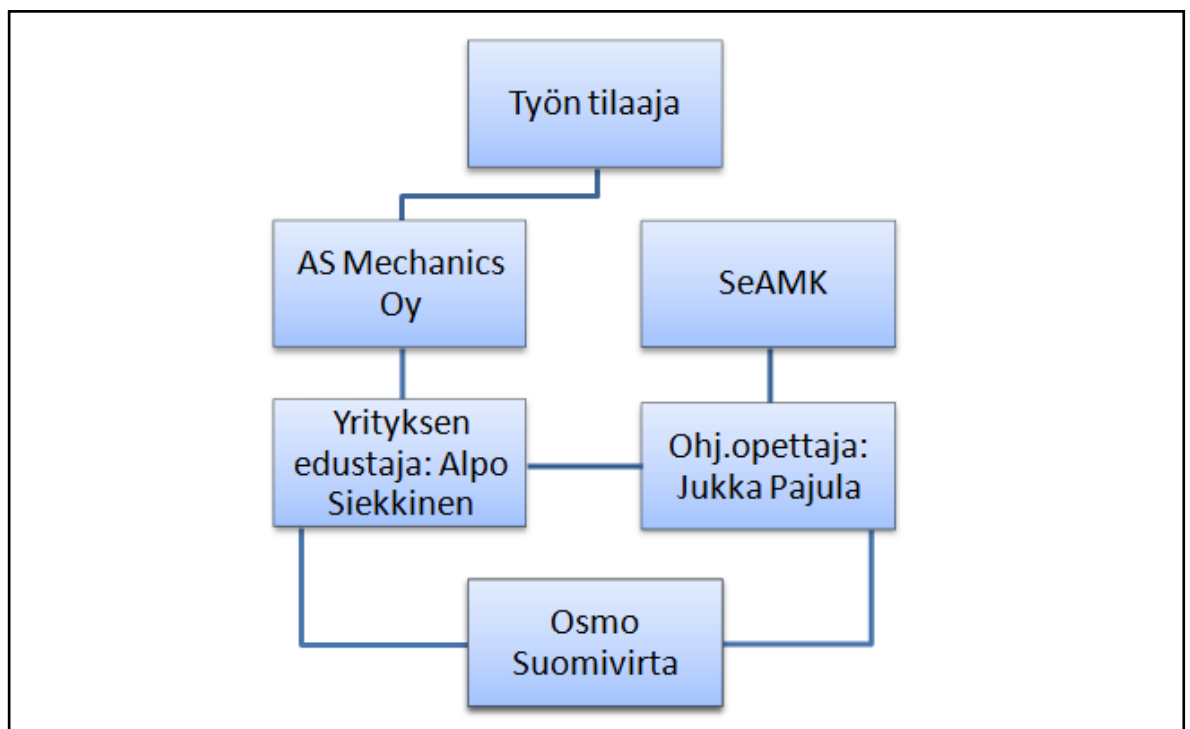
Itse kehitystyö aloitettiin helmikuussa 2010, mutta tieto työn mahdollisesta ajankohtaistumisesta tuli jo elokuussa 2009 ennen projektiopintojaksoani. Täten oli varsin käytännöllistä suunnata projektiopintojakson oppimistehtävät siten, että ne tukisivat tätä ennalta opinnäytetyöksi valittua kehitystyötä, jolloin työn perusta olisi kunnossa ja siten myös työstä saatavat tulokset olisivat mahdollisimman hyviä ja menisivät suoraan käyttöön sellaisenaan.

Ensimmäiseksi projektiopintojakson oppimistehtäväksi valittiin laitteen alkuperäisen tarpeen syvällisempi pohdinta. Miksi laite oli olemassa, miksi se oli sellainen kuin se oli, mitkä olivat sen reunaehdot ja tukiko laitteen nykyinen toteutus teoriaa? Oppimistehtävä suoritettiin käytännössä siten, että sen ensimmäisessä vaiheessa haettiin kirjallista tietoa kyseisistä aiheista eri lähteistä, joita valittiin varsin kriittisesti. Seuraavaksi opiskeltiin saatua materiaalia samalla verraten siitä opittua tietoa laitteen eri osa-alueiden toteutustapoihin. Viimeisenä työstä kirjoitettiin raportti, joka toimitettiin projektiopintoja ohjaavalle opettajalle. Kyseinen raportti on julistettu tämän työn salaiseksi tausta-aineistoksi.

Seuraava oppimistehtävä oli mallinnustyö, joka mahdollisti laitteen kehitystyön nykyaikaisemmalla suunnittelutavalla 3D-maailmassa. Työn toimeksiantajalta saatiin kyseisen laitteen valmistuskuvat, joiden perusteella mallinnettiin laitteen eri osat ja kokoonpanot, joita yhdistelemällä saatiin aikaiseksi olemassa oleva pääkokoonpano. Kun laitteen mallinnus toteutettiin erilaisin alikokoonpanoin, pystyttiin laitteen kokonaisuudet lohkomaan osiin, jotka selkeyttivät sekä mallinnustyötä ja suunnittelutyötä että käytännön kokoonpanotyötä. Menetelmän hyvänä puolena oli myös se, ettei yhden muuttuneen osakokonaisuuden vuoksi tarvinnut uusia kaikkia olemassa olevia valmistuskuvia. Mallinnukseen liittyen työn tilaajan toiveena oli, että kyseisellä kokoonpanolla saisi esitettyä kaksi laitteen eri toiminta-asentoa asiakasesittelyjä varten, joten laitteen mallintaminen ei ollut aivan suoraviivaista osien toisiinsa liittelyä, vaan kyseinen ominaisuus tuli huomioida läpi projektin. Tästäkin projektiopintojen osiosta on olemassa raportti, joka myös on julistettu tämän työn salaiseksi tausta-aineistoksi.

2.3 Projektin organisaatorakenne

Projekti tehtiin insinööritoimisto AS Mechanics Oy:n toimeksiannosta. AS Mechanics Oy on varsin nuori, mutta pitkän linjan suunnittelutehtävissä karttunutta asiantuntevaa koneensuunnittelua tarjoava yritys. Tämänkin työn tapauksessa varsinaisena tilaajana oli AS Mechanics Oy:n asiakas, ja heille tarjottavasta palvelusta ja sen laadusta oli viime kädessä vastuussa AS Mechanics Oy:n toimitusjohtaja Alpo Siekkinen.



KUVIO 2. Projektin organisaatorakenne.

Oppilaitoksen – Seinäjoen ammattikorkeakoulun – edustajaksi ja opinnäytetyön ohjaavaksi opettajaksi valittiin koulutusohjelmapäällikkö Jukka Pajula. Projektin organisaatorakenne koostui siis varsin johdonmukaisesti yllä olevan kuvion mukaiseksi (KUVIO 2).

2.4 Aikataulu

Projektin aikataulu muodostui varhain aloitetuista valmisteluista huolimatta varsin kiireiseksi. Tämä johtui asiakkaan taholla olevista muista kiireistä ja laajamittaisen kehitysprojektin useista kohteista tähän työosuuteen sisällytettävien kehityskohteiden valintaan vaikuttavista epäselvyyksistä. Tieto valituista kehityskohteista saapui AS Mechanics Oy:n sähköpostiin 13.1.2010, mutta saatu lista aiheutti vielä jatkokysymyksiä ennen töiden aloittamista. Lopullinen lista toiveista esitettiin 21.1.2010 projektin käynnistyspalaverissa AS Mechanics Oy:n asiakkaan tiloissa.

Tässä vaiheessa suunnittelutyölle oli varattuna aikaa 31.3.2010 asti, mutta 3.2.2010 käydyn puhelinkeskustelun perusteella aikataulu kiristyi siten, että suunnittelutyö valmistuspiirustuksineen tuli olla valmis seuraavan maaliskuun ensimmäisellä viikolla. Aikataulun kiristymiseen oli syynä lukkoon lyöty toimituspäivämäärä, joten uuden laitteen valmistukselle ja testaukselle oli myös varattava aikaa. (Siekkinen 2010a.)

Haluttu aikataulu toteutui ja kyseiset valmistuspiirustukset olivat työn tilaajalla 3.3.2010. Kiireistä johtuen opinnäytetyön raporttia ei voitu kirjoittaa mainitun työskentelyajan ohessa, vaan vasta tuon päivämäärän jälkeen. Alla olevasta kuviosta on tarkasteltavissa kokonaisuuden toteutunut aikataulu graafisessa muodossa (KUVIO 3).

Osmo Suomivirta Opinnäytetyöprosessi	2009												2010																							
	Syys				Loka				Marras				Joulu				Tammi			Helmi			Maalis													
Gantt-kaavio 23.03.2010	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12						
0. Pohjustus																																				
Tiedonkeruu																																				
Mallinnus																																				
Raportointi																																				
1. Työn suoritus																																				
Esisuunnittelu																																				
Toteutussuunnittelu																																				
2. Raportointi																																				
Esikirjoitus																																				
Tarkennukset työhön																																				
Palautus																																				

KUVIO 3. Opinnäytetyöprosessin aikataulu.

2.5 Valitut kehityskohteet ja määritetyt asiakastarpeet

Työssä oli kyseessä osa laajempaa tuotekehitysprojektia ja tähän työsuuteen valittiin kehitettäviksi kohteiksi mm. laitteen tuentavarret, käyttöketju, tunkit ja jarrut.

Asiakkaan kanssa pidetyssä palaverissa asiakas kuvaili kyseisiä vikoja ja mahdollisia ratkaisuja. Nevarannan (2010) mukaan tuotekehitysprojektissa on kuitenkin osattava suodattaa asiakkaan antama informaatio ja muodostettava todelliset asiakastarpeet, myös sellaiset, joita asiakas ei välttämättä huomaa vaatia. Palaverin perusteella määritettiin asiakastarpeet seuraavanlaisiksi:

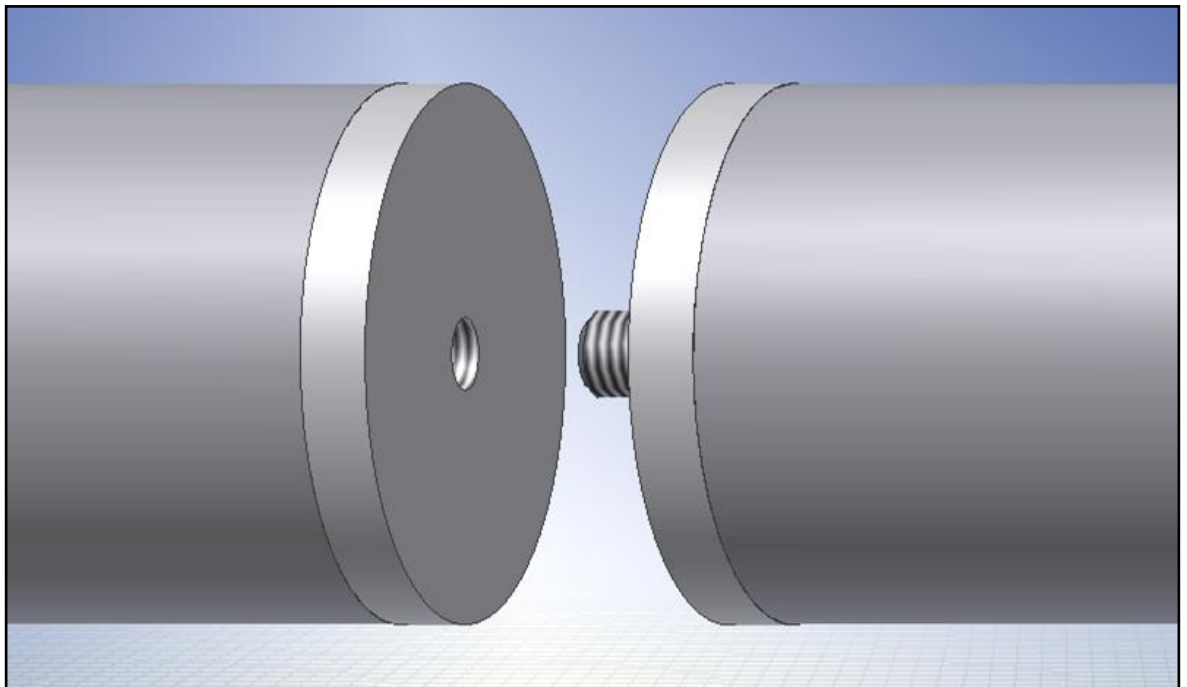
1. Tuentavarret: Tuentavarsia irrotellaan toisistaan laitetta käytettäessä. Kiinnitys ei kestä pidempiaikaista käyttöä. → Tuentavarsien kiinnitys saatava jäykemmäksi ja kulutusta kestäväksi.
2. Käyttöketju: Käyttöketjua ei saa kiristettyä tai siinä on muuta ongelmaa. → Pohditaan ongelmakohta ja tehdään korjaavat toimenpiteet.
3. Tunkit: Tunkkien on käyttö vaikeapääsyisessä paikassa, toteutustapa muutettava niin, että käyttö on laitteen muiden toimintojen yhteydessä → Tunkkien käyttö on muutettava käytännölliseksi.
4. Jarrut: Vipumekanismilla toimivien jarrujen käyttö on väärässä paikassa, käyttövipu saatava lähelle laitteen käyttäjää. → Jarrujen toteutustapa muutettava kokonaisuudessaan käytännöllisemmäksi.

Näiden seikkojen, sekä aiemmin tehdyn mallinnustyön ohessa selvinneiden lähtötietojen ja reunaehtojen osoittamina voitiin projektin seuraavassa vaiheessa oleva suunnittelutyö aloittaa. Kyseinen työvaihe on purettu kohteittain osiin tämän raportin seuraavissa osissa.

3 TUENTAVARRET

3.1 Tehtävän asettelu

Tuentavarsien kiinnityksessä oli varsikappaleiden toiseen pätyyn kiinnitetty hitsiliitoksella DIN 975 -standardin mukainen yksittäinen M10-kierretanko, jonka läpi lähes kaikki liitokseen kohdistuva voima johdettiin. Liitokseen oli saatava lisää jäykkyyttä ja kulutuskestävyyttä (KUVIO 4).



KUVIO 4. Liitoskohta.

3.2 Menetelmät

Pohdittiin liitokseen tulevia voimia statiikan keinoin ja liitoksen rasituksiin vaikuttavia tekijöitä tutustumalla ammattikirjallisuudessa esitettyihin laskentakaavoihin ja käyttämällä apuvälineenä Autodesk Inventor -tuotelinjaa. Mallinnettiin ratkaiseviin tekijöihin perustuva jäykempi versio huomioiden samalla ripeä ja helppo käytettävyys ja kulutuskestävyys.

3.3 Pohdinnat

Liitostapa oli käyttökohdassaan varsin erinomainen, eivätkä muunlaiset esimerkiksi salpamekanismit tulleet liitosta koskevien pohdintojen perusteella tässä tapauksessa kysymykseen. Liitos oli nopea tehdä hankalissakin olosuhteissa, sillä se ei vaatinut työkaluja, vaan kappaleiden mekaaninen kiinnitys tapahtui helposti kiertämällä tuentavarsia toisiinsa nähden pituusakseleidensa ympäri. Lähdettiin pohtimaan kyseisen liitostavan ongelmakohtaa.

Kierreltiitos joutuu pahimmillaan kannattelemaan useita toisesta päästään tukematomia vaakatasoon asetettuja tuentavarsia. Mallinnettiin liitosta koskevan kokoonpanon ääritilanne Autodesk Inventor Suite 2009 -ohjelmalla (myöhemmin Inventor), josta saatiin tietää osien oikeiden materiaalivalintojen avulla jatkokappaleiden yhteenlaskettu massa ja kyseisen massan massakeskipisteen sijainti liitoskohtaan nähden. Näistä tiedoista voitiin statiikan tasapaino-oppien menetelmin muodostaa yhtälö, jonka kautta päästiin liitokseen vaikuttaviin voimiin käsiksi.

Koska laskennallisesti voitiin ajatella gravitaation vaikuttavan liitoksella kannateltavan tuentavarsikokoonpanon massakeskipisteeseen, täytyi liitettävien pintojen muodosta johtuen kierreltiitoksella saada vähintään yhtä suuri vastamomentti laipan alimman reunapisteen ympäri (KUVIO 4). Kyseisen momenttitasapainon mahdollistamiseksi täytyi kierreltiitoksessa vaikuttavan vastavoiman suuruus olla 1034 N. Koska kierreltiitos kiristetään käsin ilman erityistä työkalua, ei tapahtumassa esiinny suurta kiristysmomenttia, jolloin kiristyksestä aiheutunut ruuviliitoksen aksiaalisvoima voitiin pienuutensa vuoksi jättää huomiotta.

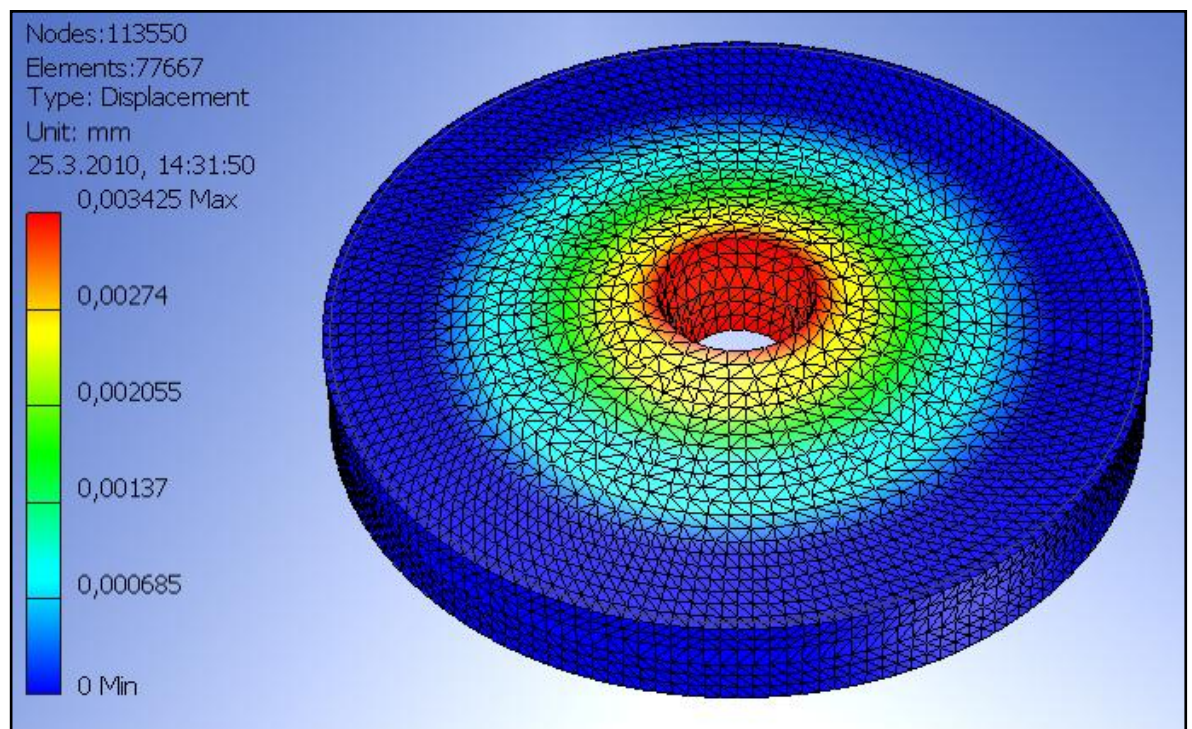
Kun pohdittiin kierretangon muodonmuutosta kyseisellä voimalla, etsittiin ammattikirjallisuudesta asiaan liittyvä kaava, josta voitiin havainnoida muodonmuutokseen vaikuttavia tärkeimpiä tekijöitä. Kappaleeseen kohdistetun voiman aiheuttama samansuuntainen pituuden muutos saadaan kaavasta

$$\Delta l = \frac{Fl_1}{AE} \quad (1)$$

jossa	Δl	on	pituuden muutos
	F	on	voima
	l_1	on	vapaa pituus
	A	on	profiilin poikkipinnan pinta-ala
	E	on	materiaalin kimmomoduuli (Tekniikan kaavasto 2008, 139.)

Toisaalta kierteen muodonmuutoksen kertoimena vaikuttava vapaa pituus liitoksen kiristyttyä oli käytännössä hyvin lähellä nollaa, joten sitä ei ollut syytä ottaa pohdinnoissa huomioon, vaan voitiin olettaa kappaleen marginaalinen vapaa pituus jäykäksi osuudeksi. Ruuviliitoksen leikkausvoiman ollessa varsin nimellinen päätylaipan kitkavoimien ansiosta, ei senkään laskemiseen ja ko. voiman arviointiin ollut syytä ryhtyä.

Päätylaipan sisään kierretty kierreosuus on jatkuvassa kosketuksessa päätylaipan kierreprofiiliin, joten sen kierretangon osuuden vaikutuksia liitoksen muodonmuutukseen ei voitu laskea edellisellä kaavalla varsinaisen vapaan pituuden puuttuessa, vaan ennemminkin oli syytä pohtia päätylaipalle aiheutunutta muodonmuutosta. Tätä pohdittaessa simuloitiin kyseinen laipan tilanne Inventorin simulointityökalulla.



KUVIO 5. Tuentavarren laipan muodonmuutos 1034 N voimalla.

Laskentaa yksinkertaistettiin olettamalla kierreprofiilit jäykäksi osuudeksi, ja mallinnettiin päätylaipan keskelle kierretangon nimellishalkaisijan kokoinen suora reikä, jonka pinnalle osoitettiin ennalta laskettu 1034 N aksiaalinen voima. Reunaehdona tuettiin laippa sen päätypinnan reunalla olevasta hitsisaumankohdasta jäykäksi, ja saatiin laskennasta edellisellä sivulla olevan kuvion tulos (KUVIO 5). Kyseisen laskennan tarkemmat tiedot löytyvät tämän raportin liitteenä olevasta Inventorin FEM-laskentareportista (LIITE 1). Laskennan tuloksista havaittiin hitsisauman läheisyydessä olevan pieni kehämäinen jännitysalue. Kyseinen alue ei kuitenkaan kuvasta todellisuutta, sillä pelkän päätylaipan muodonmuutoksen laskennassa oletettiin hitsisaumapinta täysin jäykäksi, jota se ei käytännössä ole, vaan liitoksen reaktivoimat vaikuttavat myös siihen.

Kuviosta 5 nähtiin, että muodonmuutos oli maksimissaankin vain muutamia millimetrin tuhannesosia. Näin ollen liitoksen ongelmakohtana ei varmastikaan ole ollut kierretangon venyminen, vaan pienenä huomioitavana asiana oli, että kierretangon kierteen pinnalla tapahtuu vedosta johtuen pintapaineen kasvu, joka rasittaa kierteiden pintaa niin kierretangossa kuin tuentavarren päätylaipassakin, ja yhdessä pienenkin liikkeen kanssa aiheuttaa liitokselle kulumista. Kuitenkin kaikkein huomioitavinta oli se seikka, että tuentavarsia varastoidaan käyttämättömänä ollessaan varsin erilaisissa olosuhteissa. Kierretankopäät saavat eritasoisia iskuja varastoinnin olosuhteista riippuen ja kierretangot vahingoittuvat, jolloin niiden kiinni kiertäminen ei ole enää vaivatonta. Kierreprofiili oli saatava suuremmaksi ja jäykemmäksi. Näin ollen ainoana järkevänä kehityskohtana oli kasvattaa liitoksen kierteen profiilia ja sitä kautta myös pinta-alaa. Tämä toiminta oli varsin johdonmukainen ratkaisu johtuen pintapaineen käänteisestä verrannollisuudesta paineenalaisen pinta-alan suuruuteen.

3.4 Kierretankomuutos

Koska kehitystavaksi valittiin kierreprofiilin suurentaminen, oli pohdittava keinot sen toteuttamiseen. Kierreprofiilin ja -pinta-alan välillä huomattiin yhteys: Kierteen profiilin kasvaessa, täytyi kierrepinta-alankin kasvaa. Kierrepinta-alaan eniten vaikuttavia tekijöitä ovat kierteen nimellishalkaisija ja toisaalta myös sydänhalkaisija,

sillä molemmat ovat ympyrämäisiä pinta-aloja laskettaessa kyseisessä kaavassa toisessa potenssissa. Toisaalta kierrepinta-alaan vaikuttaa myös kierreprofiilin kulma kierretangon poikkileikkaustasoon. Päätylevyyn kierrettyyn kierrepinta-alaan vaikuttaa myös kierretangon pituus ja kierteen nousu, sillä mitä matalampi kierteen nousu, sitä useampia kierroksia kierrettä sopii tukivarren päätylevyyn. Erikokoisten kierteiden pinta-alojen suhteista päästiin käsitykseen, kun laskettiin yksittäisen kierteen pinta-ala kullekin eri nimellishalkaisijalle. Kierteen geometria-pohdintojen seurauksena johdettiin yhden kierrekartion pinta-alalle seuraavanlainen kaava

$$A = \frac{\pi \cdot (d^2 - d_3^2)}{4 \cdot \cos(\alpha)} \quad (2)$$

jossa	A	on	pinta-ala
	d	on	kierteen nimellishalkaisija
	d ₃	on	kierteen sydänhalkaisija
	α	on	kierreprofiilin kulma tangon poikkileikkaustasoon

Kaava 2 ei ota huomioon kierteen nousua, mutta kierteen noususta johtuva pinta-alaeron poikkeama vaakatasossa tarkasteltuun kartiomuotoon olisi korkeintaan muutamia promilleja eivätkä sellaiset poikkeamat olleet tässä tapauksessa relevantteja.

Uutta kierrevalintaa tehdessä tuli tarkastella myös kierteen pinta-alan ja nousun suhdetta, sillä nousu vaikuttaa yksittäisen kierrepinta-alan kerrannaiseen päätylaipassa. Nousun tuli olla kyllin matala sisään kierrettävien kierteiden lukumäärän maksimoimiseksi ja toisaalta sisään kierrettävän kierrepinta-alan tuli olla mahdollisimman suuri. Laipan sisässä oleva kierrepinta-ala saadaan kaavasta

$$A_{lk} = \frac{S}{P} \cdot A_k \quad (3)$$

jossa	A _{lk}	on	kierrepinta-ala laipassa
	S	on	laipan paksuus
	P	on	kierteen nousu
	A _k	on	kierrepinta-ala

Bauerin, Crepinin, Dietschen ja Dinklerin (2002, 353) ilmoittamien kierremittojen ja johdetun kaavan 2 avulla lasketut kierteiden pinta-alat erilaisille metrisille vakio-kierteille on taulukoitu seuraavassa taulukossa (TAULUKKO 1).

TAULUKKO 1. Vakiokierteiden pinta-alat.

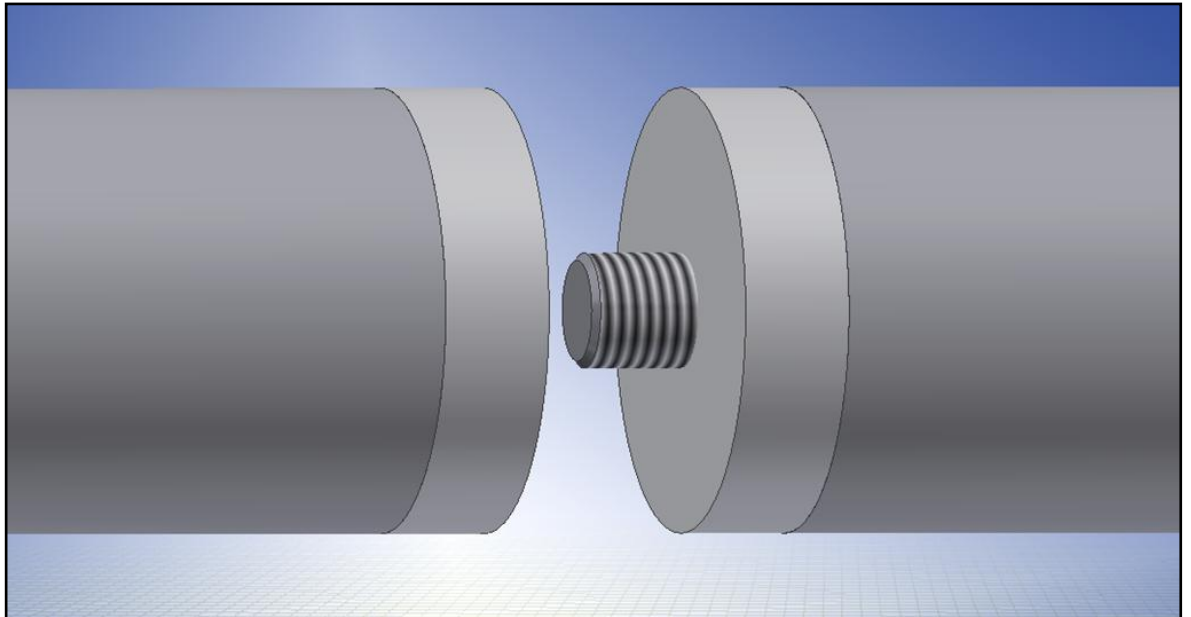
NimellisØ (d)	SydänØ (d ₃)	Pinta-ala (A)	Nousu (P)
8	6,466	20,12	1,25
10	8,160	30,30	1,5
12	9,853	42,55	1,75
14	11,546	56,85	2
16	13,546	65,76	2
20	16,933	102,73	2,5
24	20,319	147,95	3

Aiemmin käytetyssä M10-kierteessä vakionousu kierrosta kohden oli 1,5 mm, kun M14-kierteessä oli jo 2 mm:n nousu. Kuitenkin sama nousu oli myös M16-kierteessä, eli tämän kierteen valinnalla saatiin päätylaipan sisään yhtä monta kierrosta kierrettä kuin M14 koollakin, mutta samalla kierteen profiili ja voimaa välittävä pinta-ala saatiin suuremmaksi. Seuraavissa vakiokierteissä pinta-alan suhteellinen kasvu sen halkaisijaan verrattuna oli suurempi, mutta toisaalta myös kiristystä hankaloittava ja laipan sisässä olevan pinta-alan kaavassa jakajana oleva tekijä – eli nousu – oli 2,5 mm ja kokoluokasta M24 ylöspäin se oli jo 3 mm. Näin ollen kierteen pinta-alan ja nousun huomioiden valittu M16-kierre oli juuri eräänlaisessa kulminaatiopaikassa vakiokierretaulukkoa tarkastellessa.

Koska ruuvin jännityksessä olevan kierrepituuden tulee olla vähintään $0,5 * d$, mutta jos mahdollista, niin $1,0 * d$, tuli myös 8 mm paksu päätylevy vaihtaa muuttuneen kierretangon halkaisijan kanssa vähintään samassa suhteessa (Bauer ym. 2002, 346). Samalla kasvoi laipan sisään kierrettävien kierrosten lukumäärä ja näin ollen myös voimaa välittävä pinta-ala. Aiemmin M10-kierteen tapauksessa tuo mainittu kerroin oli ollut $0,8 * d$, joten kun kerrottiin M16-kierteen nimellishalkaisija kyseisellä kertoimella, saatiin vastaavaksi levynpaksuudeksi 12,8 mm. Kyseessä ei kuitenkaan ollut normimitta, joten päätettiin valita seuraava paksumpi yleinen käytössä oleva levypaksuus, eli 15 mm. Tuon kyseisen levypaksuuden läpimittaan meni valittua M16 kierrettä 7,5 kierrosta, mikä tarkoitti voimaa välittävänä pinta-alana $493,1 \text{ mm}^2$, jolloin pintapaine oli pienentynyt 32,7 %:iin alkupe-

räisestä. Tämä yhdessä kulutusta ja iskuja paremmin kestävänsä suuremman kierreprofiilin kanssa toi varsille toivottua pidempää käyttöikä.

Paksumpien päätylaippojen myötä tuli lyhentää tukivarsien putkiosuutta, että toteutuva tukivarren pituus pysyi entisenlaisenaan. Alla kuvio muutetusta liitoskohdasta (KUVIO 6).



KUVIO 6. Muutettu kierreltiitos.

3.5 Tulokset

Tuentavarsien kehitystapaksi valittiin niiden kiinnitykseen käytettävän kierteen suurentaminen. Työlle asetetut tavoitteet saavutettiin kokonaisuutta ajatellen varsin pienellä ja vaivattomalla muutoksella. Laitetta käyttäneelle ja kyseisen vian työn ohessa noteeranneelle valittu kehitystapa saattoi olla itsestäänselvyys, mutta asiaa pohdittiin melko syvältä ja muitakin kehitystapoja puntaroiitiin. Tämä oli tärkeä toimi, sillä mikäli olisi lähdetty suoraviivaisesti kehittämään ensimmäisenä mieleen tullutta ratkaisutapaa, olisi jokin syvällisemmän pohdinnan tuotoksena tullut kehitystapa voinut jäädä huomiotta. Tässä tapauksessa ei kuitenkaan radikaaleja muutoksia vaativaa toisenlaista toteutustapaa koettu paremmaksi.

Osion tuloksiin voitiin olla tyytyväisiä, sillä ne menivät työelämän käyttöön sellaisinaan. Pohdintojen tuotokset olivat hyödyllisiä pääosin kahdelta kannalta: Niiden tekijä oppi suunnittelun lisäksi kierrevalintaan vaikuttavia tekijöitä, ja toisaalta AS Mechanics Oy:n asiakas sai pohdintojen tuloksista varmuuden, että heidän laitteessaan oleva ongelma oli ratkaistu syvästi pohditulla eikä esimerkiksi ensimmäisellä käyttäjän mieleen tulleella tavalla.

Numeroarvoin esitettävät kehitystehtävän muutokset on koottu alla olevaan taulukkoon (TAULUKKO 2). Taulukosta ei suoranaisesti ilmene ratkaisevin muutos, joka oli paremmin iskuja kestävä kierteen suurennettu profiili. Valitulla kierteellä toteutuva ja taulukkoon laskettu pintapaine on lujuusteknisesti vain marginaalinen, joten se on taulukossa mukana vain huomioitavana, ei kehitystavan ratkaisseena seikkana.

TAULUKKO 2. Numeeriset tukivarsia koskevan työosuuden tulokset.

Ominaisuus	Alkuperäinen	Muutettu	Muutos alkuperäiseen
Kierteen nimellishalkaisija (mm)	10	16	60,0 %
Kierteen sydänhalkaisija (mm)	8,16	13,546	66,0 %
Vaakatasoinen kierteen pinta-ala (mm ²)	42,55	65,76	54,5 %
Päätylevyn paksuus (mm)	8	15	87,5 %
Voimaa välittävä pinta-ala (mm ²)	161,62	493,17	205,1 %
Kierteen pintapaine (MPa)	6,40	2,10	-67,2 %

4 KÄYTTÖKETJU

4.1 Tehtävän asettelu

Laitteen käyttö vaatii ketjuvälityksen, jonka käyttävän ja käytetyn ketjupyörän paikat ovat muiden tekijöiden määrittämiä. Ketjun kiristystä ei näin ollen voitu tehdä akseliväliä muuttamalla, ja tähän asti se olikin tehty yksittäisen taittopyörän avulla. Kuitenkin ketjukiristykseen säätöalueen kanssa oli ollut joitain ongelmia. Tehtävänä oli tutkia ongelma ja tehdä korjaavat toimenpiteet.

Alkuperäisen ketjupyörävälityksen lähtötietoihin kuului:

- Jako 5/8" / 15,875 mm.
- Ketjulenkkimäärä osalistan mukaan 102 → suora pituus 1619,3 mm.
- Käyttävä ketjupyörä:
 - Hammasluku 40.
 - Jakohalkaisija Ø209,8 mm.
- Käytetty ketjupyörä:
 - Hammasluku 80.
 - Jakohalkaisija Ø412,3 mm.
- Taittopyörä:
 - Hammasluku 17.
 - Jakohalkaisija Ø86,4 mm.
- Käyttävän ja käytetyn akselin sijainti poikkileikkauksen tasossa toisiinsa nähden. Origo käyttävän akselin keskipisteessä:
 - Etäisyys X-akselin suunnassa 278 mm.
 - Etäisyys Y-akselin suunnassa 155 mm.
- Taittopyörän akselin sijainti poikkileikkauksen tasossa käyttävän ketjupyörän akseliin. Origo käyttävän akselin keskipisteessä:
 - Etäisyys X-akselin suunnassa 173 mm.
 - Etäisyys Y-akselin suunnassa –76,5 mm ... –118 mm.
- Pyörintänopeus \ll 1 rpm, kestoajan kannalta huomioon otavat hammaspyörien parittomuudet ja ketjulenkkimäärien parillisuudet voitiin jättää huomiotta.

4.2 Menetelmät

Luonnosteltiin raportin edellisessä kohdassa kuvattujen dimensioiden perusteella kyseiset jakohalkaisijat ja niiden sijainnit Autodesk Inventor -tuotelinjan avulla kaksiulotteiseen luonnokseen, jonka lisäksi luonnosteltiin ketjulinja kulkemaan kyseistä reittiä. Tämän jälkeen tehtiin ko. ohjelman avulla automaattinen laskenta, joka ilmoitti päivitetyn ketjulinjan pituuden siihen vaikuttavia mittoja muutettaessa. Pohdittiin kyseessä olevaa ongelmaa ja pyrittiin löytämään paras korjaava toimenpide reunaehtojen sallimissa rajoissa.

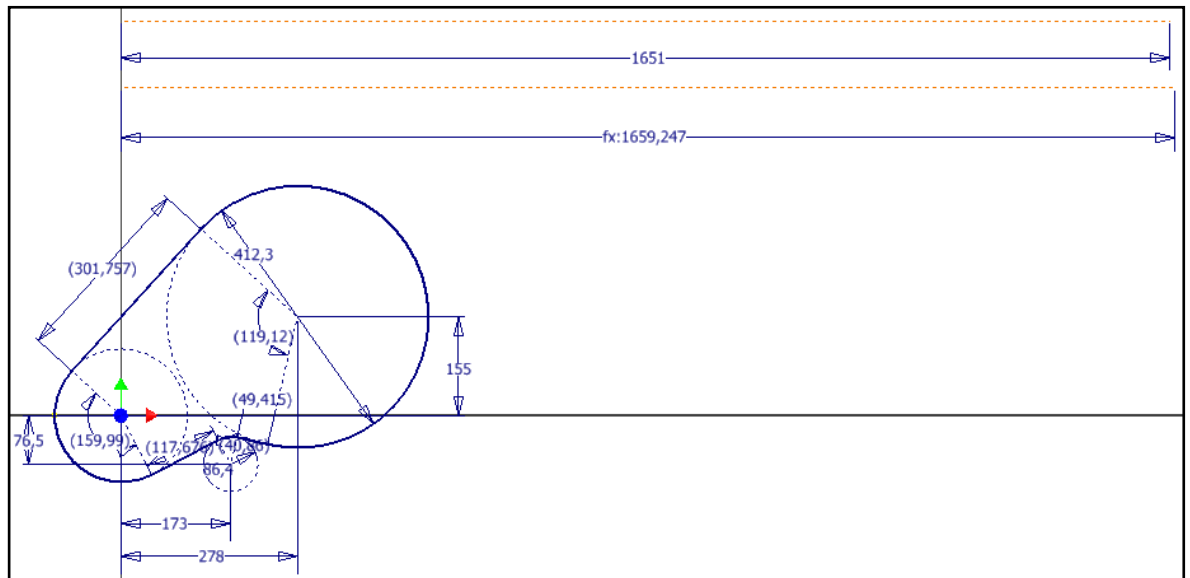
4.3 Pohdinnat

4.3.1 Ketjulinjan luonnostelu

Luonnosteltiin ja mitoitettiin kyseessä olevat dimensiot Inventorilla siten, että käytävä akseli oli luonnoksen origossa. Käytettävä akseli sijoitettiin loogisesti siten, että sen keskipiste sijaitsi sekä X- että Y-akseleilla akseleiden positiiviseen suuntaan. Taittopyörä sijoitettiin sen sijaintitietojen ohjaamaan kohtaan, ja tämän jälkeen kyseisten ketjupyörien jakohalkaisijoiden päälle piirrettiin tarvittava ketjulinja.

Inventorin ominaisuuksiin kuuluu, että jokainen mitta saa oman parametrikentän, joka automaattisesti nimetään d1, d2, d3, jne. Tätä ominaisuutta voi käyttää vaikkapa luonnoksia mitoitettaessa, eli esimerkiksi viivan pituuden voi asettaa riippumaan monista muista mitoista muodostamalla viivan pituutta osoittavaan parametrikenttään lausekkeita muista jo aiemmin annetuista parametreista. Tämän ominaisuuden mahdollistamana piirrettiin samaan luonnokseen ylimääräinen viiva, jonka pituus tehtiin riippuvaksi ketjulinjan osien pituuksista summaamalla ne yhteen. Tämä muuttuva viivapituus ilmoitti kunkin tilanteen vaatiman todellisen ketjupituuden, eikä aina uudelleen tehtävä käsilasku ollut tarpeen. Tämän muuttuvamittaisen viivan yläpuolelle mitoitettiin vielä viiva, jonka pituutta kuvaavaan parametrikenttään merkittiin käytettävän ketjun jako, ja sen kertojaksi laitettiin tilanteesta

riippuen kulloinenkin suunniteltu ketjulenkkimäärä. Näin voitiin verrata tarjolla olevia ketjumittoja ja säätötilanteen vaatimia ketjumittoja keskenään (KUVIO 7).



KUVIO 7. Luonnosteltu ketjulinja ja pituusmittalaskenta.

Mitoitettiin ketjulinjan mitat adaptiivisilla mitoilla, jotka mukautuvat jakohalkaisijoita kuvaavien ympyröiden halkaisijoiden ja niiden sijaintien mukaan. Adaptiiviset mitat on Inventorissa merkitty sulkeissa olevin mitoin. Koska Inventorissa ei ole mahdollista mitoittaa luonnoksiin kaarien pituuksia, jouduttiin niiden osuuksien pituus laskemaan perinteisellä tavalla ympyrän halkaisijan ja sen kehän välisen suhteen, eli piin avulla. Kun tiedettiin kuinka suuren kulman ympyrän keskipisteestä katsottuna ketjulinja koskettaa ympyrän kehää, voitiin kulman ja jakohalkaisijan avulla ratkaista ketjun kyseinen kehäpituus. Tämä pituus ratkeaa kaavalla

$$l_k = \frac{\alpha}{360} \cdot \pi \cdot d \quad (4)$$

jossa	l_k	on	kehäpituus
	α	on	kaaren päätepisteiden välinen kulma
	d	on	jakohalkaisija

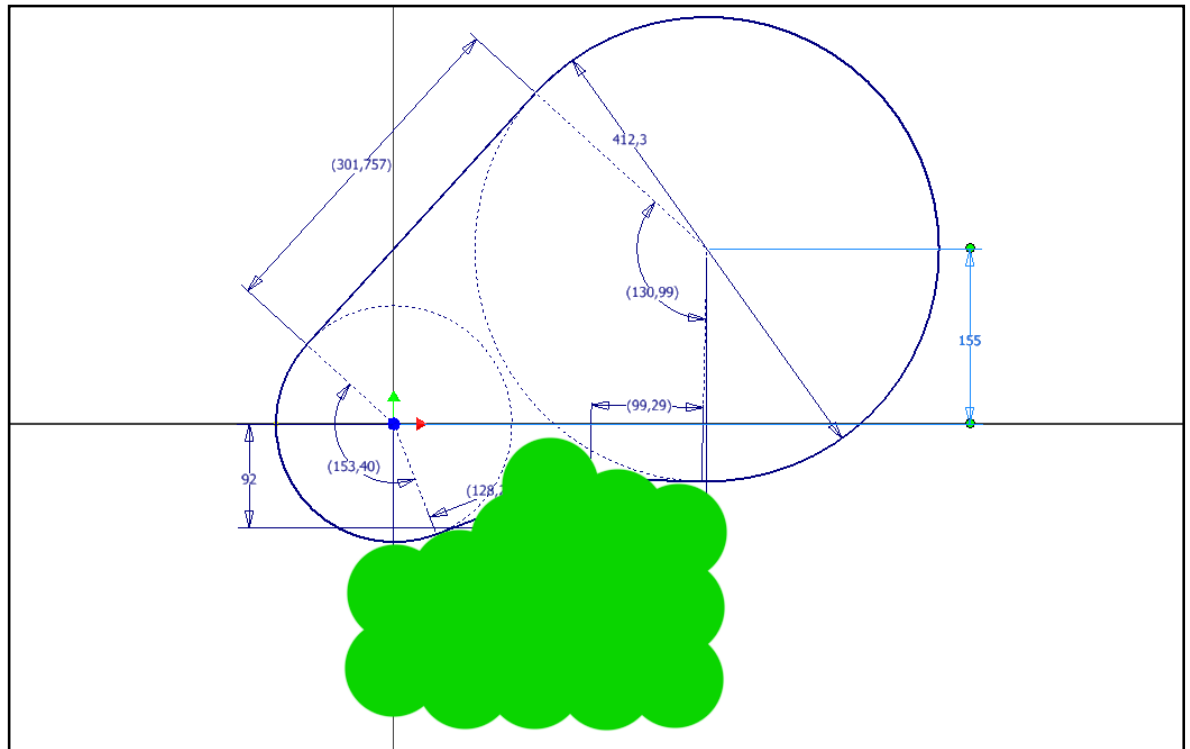
Kaavan 4 avulla muodostettiin lauseke, joka laski kunkin ympyräkaaren pituuden ja summasi ne ketjulinjan suorien osuuksien pituuksiin. Tämä parametreista ja niiden kertoimista koostettu lauseke syötettiin ketjulinjan pituutta kuvaavan viivapii-tyyden parametrikenttään, ja ongelmantarkastelu pystyttiin aloittamaan.

4.3.2 Ketjulinjat

Kyseisen ketjulinjan luonnostelun jälkeen havaittiin ketjun vapaapituuden voivan vaihdella 1646,3 mm:n ja 1659,3 mm:n välillä taittopyörän asemasta riippuen. Kun verrattiin tuota vaihteluväliä osaluettelossa ilmoitettua 102 ketjulenkkimäärää vastaavaan pituuteen, huomattiin osaluettelon ketjupituuden olevan liian lyhyt yltääseen täyteen ketjulinjan kiertoon, vaikka taittopyörää ei olisi kiinnitetty lainkaan. Edes seuraava lenkkimäärä, joka olisi ollut pariton 103 lenkkiä, ei olisi pituudellaan yltänyt kiertämään ketjulinjaa. Vasta seuraava parillinen määrä 104 lenkkiä sopi laitteen asettamien ketjupituusvaatimusten sisään, sillä sen pituus (1651 mm) riitti kiertämään sille suunnitellun kulkureitin.

Käytännössä siis laitteen kokoonpanija oli joutunut asentamaan kaksi lenkkiä pidemmän ketjun kuin työpiirustusten osaluettelon mukaan oli ollut tarkoitus. Kun verrattiin laitteen sallimaa ketjun teoreettista maksimipituutta ja asennettavan ketjun pituutta, huomattiin ketjulinjalla olleen vain 8,3 mm kiristysvaraa. Tämä vara oli taatusti ollut riittämätön, sillä todellisuudessa ketju ei kiertänyt ympyrämäistä jakohalkaisijaa, vaan asettui hammaspyörän kehälle kulmittain jakonsa pituisiksi suoriksi, jolloin se oikaisi hieman ympyräkaarimenetelmällä laskettua pituutta enemmän. Huomioitavaa oli sekin, ettei kyseisen laitteen kokoisia kokoonpanoja saada asennettua nollatoleranssilla, joten akseleiden keskipisteet eivät todennäköisesti olleet täsmälleen niille suunnitelluissa paikoissa. Vaikka näin olisi ollut, olisi sama kiristysvara kuroutunut umpeen, kun jokainen yksittäinen ketjulenkki olisi käytön aikana esiintyvän vetovoiman väsyttämänä kärsinyt plastista muodonmuutosta ja venynyt vain 79,8 μm .

Koska käyttävän ja käytettävän akselin paikat olivat sidotut, oli säädön vajavuus korjattava taittopyörällä. Kuviossa 8 vasemmanpuoleisena näkyvän käyttävän hammaspyörän jakohalkaisija pyöri kuvan tarkastelusuunnasta katsottuna vastapäivään, joten jos taittopyörä olisi siirretty painamaan ylempää suoraa ketjulinjaa, olisi se ollut vedon puolella ja se olisi aiheuttanut taittopyörälle ylimääräistä rasi-tusta. Toisaalta laitteen muoto rajoitti taittopyörän sijoittamisen seuraavan kuvion osoittamalle vihreälle alueelle (KUVIO 8).



KUVIO 8. Taittopyörän sallittu alue.

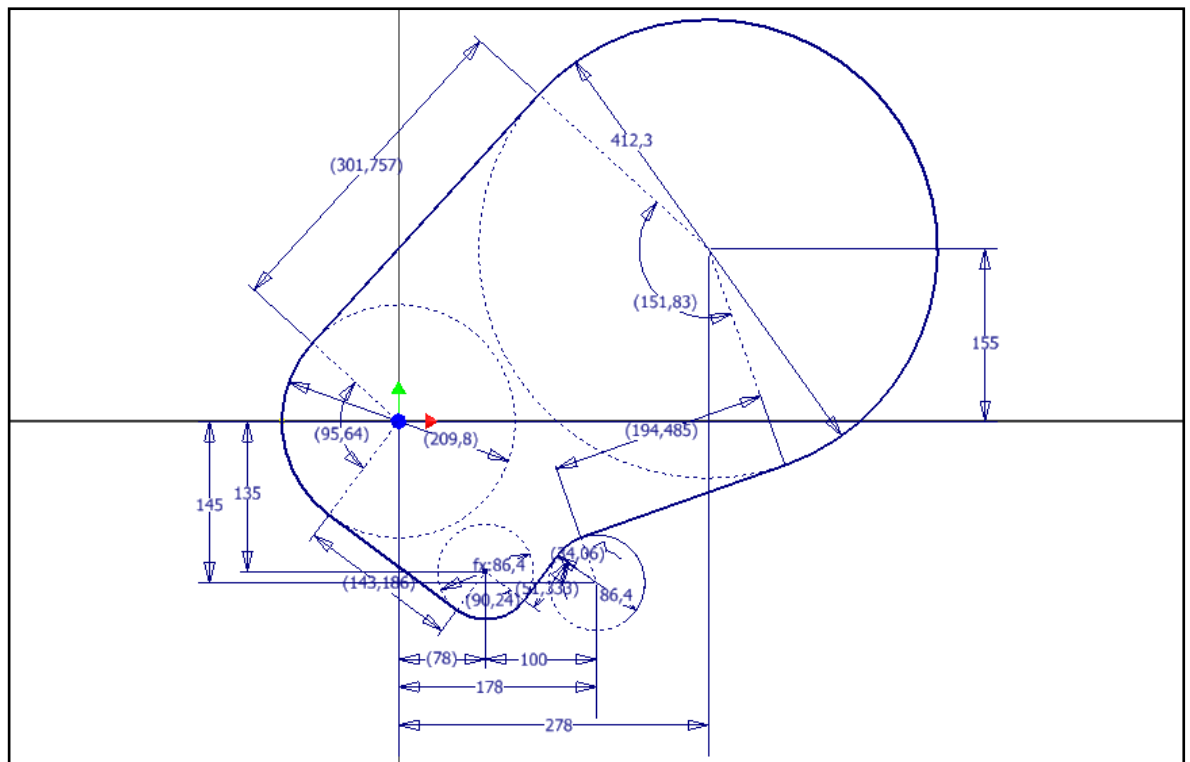
Käytännössä kuvion rajaama alue tarkoitti sitä, että ainoina vaihtoehtoina oli kiertää ketju taittopyörän toiselta puolelta ja lisätä taittopyörän pystysuuntaista liike- matkaa todella radikaalisti tai vaihtoehtoisesti toisen taittopyörän lisääminen. Täl- löin ketju saatiin yhden pystysuuntaisesti säädettävän taittopyörän avulla taittu- maan paljon alkuperäistä syvempään muotoon, jolloin taittopyörän pienempi pys- tysuuntainen liike vaikutti ketjun kokonaispituuteen huomattavasti enemmän kuin yhden taittopyörän ratkaisussa.

Taittopyörän lisääminen oli tässä tapauksessa parempi vaihtoehto, sillä kyseinen ketjuveto on koteloitu ketjusuojan sisään ja mikäli taittopyörän pystysuuntaista lii- kettä olisi kasvatettu paljonkin, olisi ketjusuojasta tullut huomattavasti suurempi ja mielikuvituksettoman suunnittelijan kätenjälkien näköinen.

4.4 Lisätaittopyörä

4.4.1 Taittopyöräsijoittelu

Ongelmanratkaisuksi valittiin yhden taittopyörän lisäys. Taittopyörien sijoittelussa tuli huomioida kompakti kokonaisuus, ettei materiaaleja kulunut tarpeettoman suuria määriä, ja että uusittavasta ketjusuojusta tulisi mahdollisimman esteettisen näköinen. Koska pyrkimyksenä oli saada yhden taittopyörän liikkeellä laaja sallitun ketjupituuden alue, tuli siirreltävällä ketjupyörällä saada mahdollisimman suuri poikkeama ketjulinjaan. Näin ollen sijoittamalla ylimääräinen jäykästi kiinnitetty ketjupyörä käyttävän hammaspyörän alapuolelle huomioiden hammaskosketuksen turvavälin molempiin lähellä oleviin hammaspyöriin, saatiin liikuteltavalle hammaspyörälle suora linja, jonka toisella puolella oli potentiaalinen tyhjä alue syvää ketjulinjapoikkeamaa varten. Samalla kokonaisuudesta saatiin kompakti kompromissi ketjupituusalueen maksimoinnin ja kasvavien tilatarpeiden välillä (KUVIO 9).



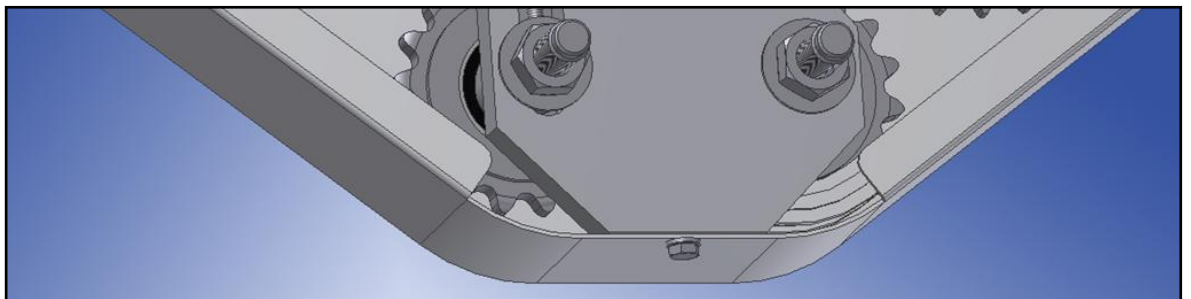
KUVIO 9. Lisätty taittopyörä.

Käyttöketjupyörän alapuolelle sijoitetun taittopyörän paikan valinnassa on huomioitu myös SKS Mekaniikan (2008, 7) antama ohjeistus ketjun kosketuskulmasta käytävään ketjupyörään, heidän mukaansa sen täytyy olla tarpeeksi suuri; vähintään 90°.

Kuviossa 9 esitetyllä oikeanpuoleisella taittopyörällä oli pysty akselin suuntaista säätövaraa 65 mm, mikä tarkoitti kyseisen geometrian avulla käyttöketjulle mahdolliseksi pituuksiksi 1708,6–1760,3 mm. Pituuksien erotus oli siis 51,7 mm, mitä voitiin verrata aiempaan 13 mm:iin. Kuitenkin vielä huomattavampi parannus aiempaan tilanteeseen nähtiin, kun tarkasteltiin lyhimmän mahdollisen ketjuvalinnan jäljellä olevaa kiristysvaraa; lyhin mahdollinen ketju tuolle pituusalueelle oli 108-lenkkinen vaihtoehto, jonka pituus 5/8” jaolla oli 1714,5 mm. Tämä seikka tarjosi 45,8 mm kiristysvaran valitulle ketjulle, kun se aiemmin oli vaatimaton 8,3 mm. Oltiin siis saavutettu kiristysvaran mittarilla tarkasteltuna yli 5,5-kertainen parannus alkuperäiseen tilanteeseen verrattuna.

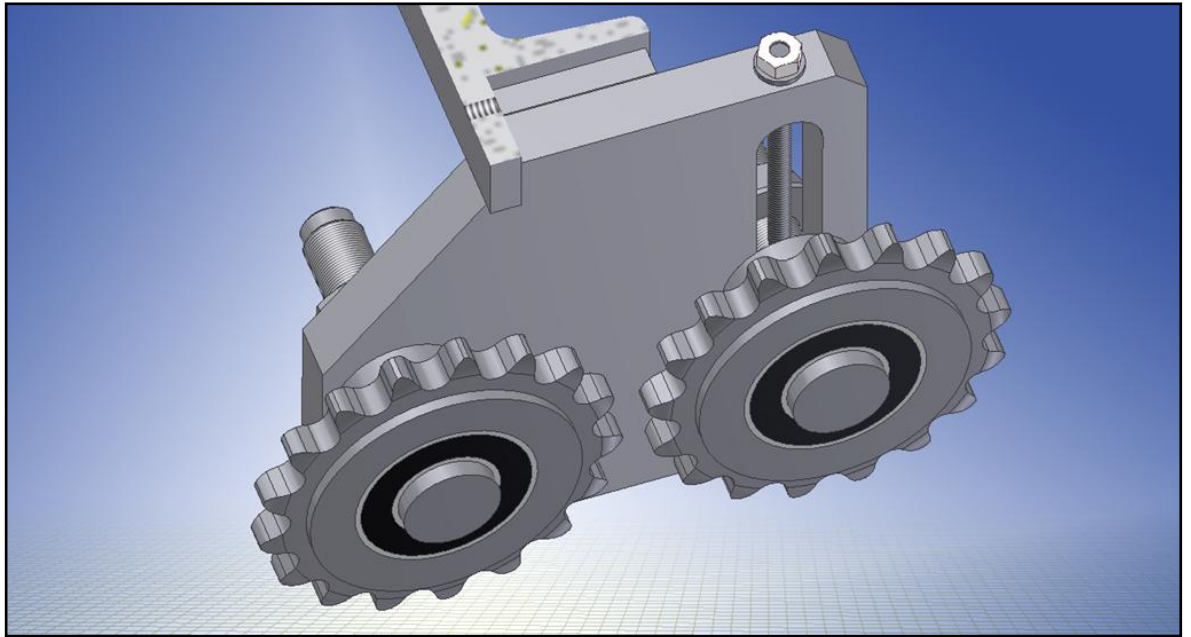
4.4.2 Kiinnityslevy ja ketjusuojakotelo

Vaikka taittopyörille ei välitykään suuria voimia, tuli niiden kiinnitys suunnitella huolella. Taittopyörillä tuli olla tukeva kiinnitys alusta, ettei niiden säätö päässyt löysymään käytössä, ja että vierintäpintojen keskikohdat olisivat olleet samassa tasossa ketjulinjan suoruuden mahdollistamiseksi. Taittopyörien kiinnityslevyksi valittiin 15 mm paksu kuumavalssattu S355 EN 10025-2 -standardin mukainen levy.



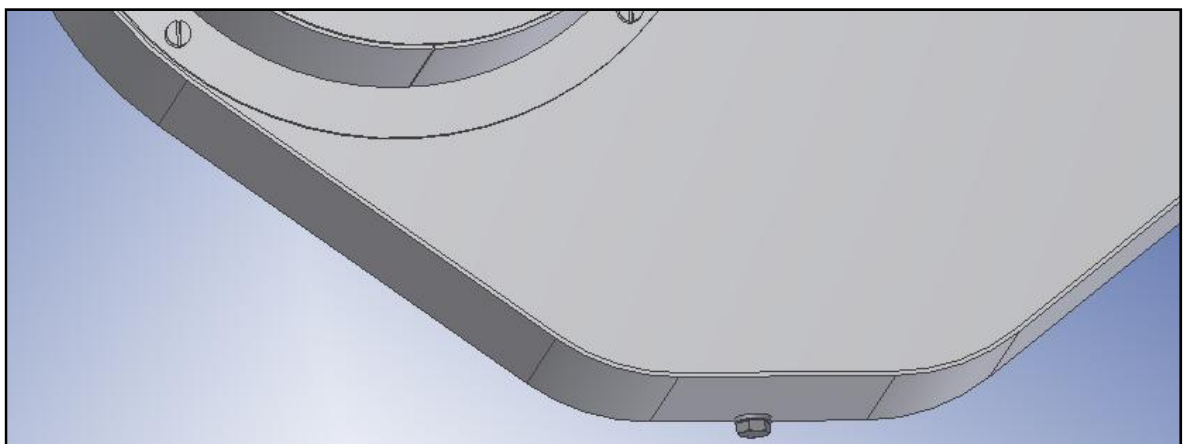
KUVIO 10. Suojakotelon kiinnitys.

Pienillä pohdinnoilla samaista levyä pystyttiin käyttämään myös ketjusuojakotelon kiinnityksessä, eikä sille tarvinnut tehdä omaa osaansa (KUVIO 10).



KUVIO 11. Tarkkasäätöinen ketjukiristys.

Tarkan ketjusäädön mahdollistamiseksi päätettiin porata säadettävän taittopyörän kiinnityskierteeseen läpi asti säteittäisesti M6-kierre. Tämän kierteen avulla voitiin taittopyörän oma kiinnitysruuvi jättää säädön ajaksi kiristämättä, ja suorittaa ketjukireyden säätö kiertämällä taittopyörään poratun M6-kierteen läpi vietyä kierretankoa halutun säätötahtuman suuntaan (KUVIO 11). DIN-standardista ei löytynyt ruuvia, jonka kierrepituus olisi ollut vaadittavan pituinen, joten ainoa varteenotettava vaihtoehto oikeanlaiselle kiristysruuville oli tehdä sellainen DIN 975-kierretangosta, jonka päähän oli hitsattava DIN 934:n mukainen mutteri.



KUVIO 12. Suojakotelo.

Suojakotelostakin tuli modifioidun ketjukireyden säätönurkkauksen osalta varsin esteettisen näköinen (KUVIO 12).

4.5 Tulokset

Kehityskohteelle annetut tavoitteet saavutettiin melko helposti nykyaikaisten suunnittelumenetelmien ansiosta. Kun huomattiin miten voitiin tehdä ketjupituutta automaattisesti laskeva luonnos, oli eri ratkaisuin muuttuvaa ketjupituutta helppo seurata.

Reunaehtojen rajat huomioiden löydettiin hyvä kehitysratkaisu, joka yhden lisätaitopyörän avulla moninkertaisti entisen säätövaran. Ketjukireyden säätömenetelmä oli tarkka, sillä sen kireyttä säättävä taittopyörä liikkui korkeussuunnassa yhden millimetrin tarkoitukseen tehdyn säätöruuvien kierrosta kohden. Kyseistä laitetta myyvän tahon onneksi materiaalikustannukset kyettiin pitämään matalana, ja ketjusuojakotelon ulkonäkö tuli huomioiduksi sen lisäksi, että siitä saatiin myös alkuperäisratkaisua helpommin valmistettava.

Työn ohessa löydettiin ketjutarvikkeita myyvien osatoimittajien luetteloista koulussa opittujen ketjuvetosuunnitteluun liittyvien huomiokohtien lisäksi muita suunnittelunäkökohtia, ja näitä sovellettiin myös tähän työhön.

Seuraavassa taulukossa on koottuna numeroin esitettäviä käyttöketjun kehitystyön tuloksia (TAULUKKO 3).

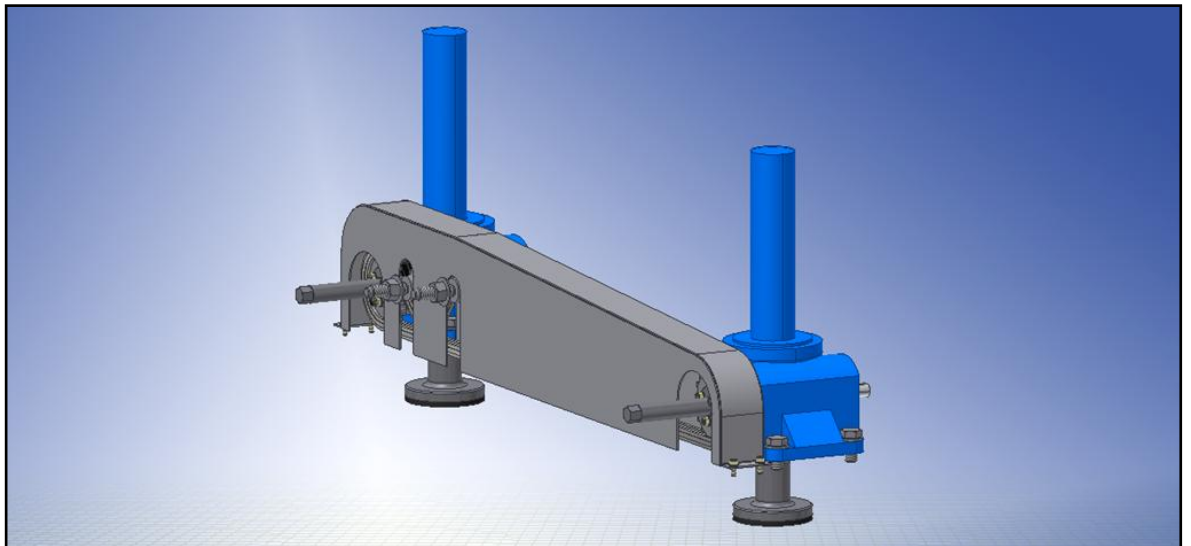
TAULUKKO 3. Numeeriset käyttöketjua koskevan työosuuden tulokset.

Ominaisuus	Alkuperäinen	Muutettu	Muutos alkuperäiseen
Käyttöketjun lenkkimäärä	104	108	3,8 %
Käyttöketjun pituus (mm)	1651	1714,5	3,8 %
Käyttöketjun säätöalueen pituus (mm)	13	51,7	297,7 %
Valitun käyttöketjun kiristysvara (mm)	8,3	45,8	451,8 %
Hankittavien taittopyörien lkm.	1,00	2,00	100,0 %

5 RUUVITUNKIT

5.1 Tehtävän asettelu

Laitteessa tarvittiin kaksi samalle linjalle asetettua tunkkia, joille kullekin tuli 5 kN:n kuorma. Tunkkien vastinpinta oli varsin arka, joten kosketuspintaan oli aiemmin liimattu kumimattopinnat, jotka olivat tilanpuutteen vuoksi olleet ohuet. Tunkit olivat olleet käsikäyttötoimiset ruuvitunkit, joiden välillä oli ollut 1:1 välityssuhteinen ketjuvälitys yhtäaikaisen liikkeen mahdollistamiseksi (KUVIO 13).



KUVIO 13. Alkuperäinen tunkkiratkaisu.

Ruuvitunkkien käytöllä oli ollut sekä ergonomisesti että käytännöllisyyttä ajatellen huono sijainti, joten kehitystehtävän tavoitteena oli saada tunkkien käyttötapahtuma ja käyttövoimavälitys praktisemmaksi.

5.2 Menetelmät

Selvitettiin käytettävissä olevat vaihtoehtoiset energiamuodot ja pohdittiin toteutus tapaa, jolla tunkkien käyttö saatiin vaivattomaksi ja varmatoimiseksi. Komponentti hankinnoissa pyrittiin pitäytymään osto-osissa. Mallinnettiin kokoonpano käyttäen Autodesk Inventor -tuotelinjaa.

5.3 Pohdinnat

Ruuvitunkit sijaitsivat vaikeapääsyisessä paikassa ja etäämmällä laitteen muista käyttökohteista, joten kaukokäytön mahdollisuuksien selvitys nousi kehityspohdinnissa ensimmäisenä esiin. Kehityskohteen yhtenä reunaehtona oli pitkään tieto, ettei tunkkien toimintaan ollut käytettävissä muita energialähteitä kuin käyttäjän lihasvoima tai akkuporakone, mutta myöhemmin ilmenneen tiedon perusteella oli laitetta käytettäessä siihen kytkettynä paineilma ja sähkövirta (Siekkinen 2010b). Tämä mahdollisti pohdinnat kyseisten energiamuotojen valjastamisen tunkkien käyttöön.

Koska tunkeilla tuotettiin varsin suurta pintapainetta suhteellisen arkaa pintaa vasten, oli tärkeätä saada kosketuksesta ja pintapaineen jakautumisesta tasaista. Pneumatiikalla toteutettavaa työntöä pohdittaessa estyi sen käyttövalinta vaikeahkoon työiskunpituuden rajoittamisen hallintaan. Toisena syynä oli seikka, että iskunpituuden piti pysyä laitetta käytettäessä samassa arvossa pitkiä aikoja, minkä toteutuminen pneumatiikan tapauksessa on usein arveluttavaa (vrt. paineilmajarrujärjestelmän tyhjeneminen). Tämän vuoksi päätettiin pitäytyä mekaanisen ruuvitunkin käytössä, koska sillä saatiin otollisten välityssuhteiden vuoksi vaivattomasti tarkka työiskunsäätö, jonka arvon muuttuminen ajan kuluessa ei ollut – samaisesta syystä johtuen – todennäköistä. Mahdollisuuksien sen salliessa ja käytännöllisyyssyistä päätettiin kokoonpanoon lisätä kierukkavaihdemoottori, jolla saatiin ruuvitunkeille toivottu etäkäyttö.

Ruuvitunkkien yhdistäminen ja pyörimisnopeuksien tasaaminen oli alun perin toteutettu ketjuvedolla. Käyttösuunta oli ollut kuvion 13 tarkastelusuunnasta sivulta päin, mutta käyttö ei ratkaisevasti vaikeutuisi, vaikka ruuvitunkkeja käännettäisiin vaakatasossa 90°, jolloin tunkkien käyttöakselit olisivat samankeskiset ja ne voitaisiin liittää toisiinsa yhdysakselilla, joka olisi yksinkertaisuutensa vuoksi edullisempi ja helpommin valmistettava ruuvitunkkien välinen voimansiirtotapa.

5.4 Komponenttivalinnat

5.4.1 Ruuvitunkit

Käytössä oli ollut Benzler Oy:n valmistama ruuvitunkki, jonka asiakas oli muokannut jälkeenpäin siten, että sen akselin kiertyminen oli estynyt. Tämä toimenpide oli tehty, ettei ruuvitunkin pää kiertyessään hiertäisi siihen koskettavaa arkaa vastinpintaa. Nyt kuitenkin muitakin muutoksia tehdessä oli hyvä tarkistaa valitun ruuvitunkin ominaisuudet ja valita empiirisen tiedon lisääntyttyä uusi ja paremmin käyttötarkoitukseensa sopiva malli. Tunkin optiot käsitellään alla tilausnumerossa ilmenevässä järjestyksessä.

Kokoluokka. Pienin Benzlerin tarjoama kokoluokka oli 27. Maksimivoimaa ajatellen tämän kapasiteetti oli 8 kN, mikä oli kuitenkin hieman liian lähellä ruuvitunkille tulevia kuormituksia, joten valinnassa päädyttiin seuraavaan kokoluokkaan 40, minkä maksimikapasiteetti oli 20 kN. (Benzler Oy 2009, 10.)

Välityssuhde. Välityssuhteen valinnassa huomioitavaa oli sen pitäminen matalana, sillä se mahdollisti pienemmän tehontarpeen sähkömoottorilta ja toisaalta myös tarkan asemasäädön hitaan liikenopeuden vuoksi. Noin 150 minuuttikierrosluvun käyttöakselin nopeudella laskettiin ruuvitunkin varrelle 128,5 mm/min liikenopeus. (Benzler Oy 2009, 15.)

Suunta. Suuntaa valittaessa ei ollut juuri optioita. Vaihtoehtoina oli valita joko ylöstai alaspäin tunkin kiinnitystasosta (Benzler Oy 2009, 7). Ja itsestäänselvyys oli pitäytyä samassa valinnassa kuin aiemmin, eli alaspäin.

Varsi. Varren ominaisuudet tulivat niin ikään pitää samana kuin aiemmin valitut. Eli ruostumaton varsi, jonka päässä oli M20 x 1,5 -kierteet kuviossa 13 näkyvää kumilaipan alustaa varten (Benzler Oy 2009, 7–27).

Isku. Iskun valittiin myös olevan sama 165 mm kuin aiemmin, sillä laskelmien mukaan kyseisessä iskussa oli vähimmilläänkin n. 60 mm iskua jäljellä. Laitteen työ-

ympäristön vaihtuvat olosuhteet vaativat iskureserviä, joten valittua lyhyempään iskuun ei ollut syytä siirtyä. Benzler Oy:n (2009, 11) taulukosta voitiin varmistua, ettei valitulla iskulla ollut nurjahdusvaaraa viisinkertaisellakaan kuormituksella.

Muut valinnat. Muista valinnoista tunkin ominaisuuksiin valittiin varren rotaation esto. Ulkonäöllisesti tunkin kotelon pysty osa oli aiemmasta suorasta ympyrälieriö-muodosta poiketen suorakulmainen särmiö. Kiertyminen oli estetty varren päähän kiinnitetyn nelikulmaisen levyn avulla, joka ei kotelon muodosta johtuen päässyt kiertymään varren pituusakselin ympäri. (Benzler Oy 2009, 5.)

Valitut optiot tilausnumeroina olivat DB40-L-N-R1-165-LR.

5.4.2 Kierukkavaihdemoottori

Tämän komponentin valinnassa määräävinä tekijöinä olivat pääasiassa raportin edellisessä kohdassa esitetyt valinnat. Kierukkavaihde tuli olla läpimenevällä holkkiakselilla, sillä ruuvitunkit tulitiin yhdistämään toisiinsa akselin välityksellä ja tuota akselia käyttävä momentinlähde oli loogista sijoittaa sen keskelle. Ruuvitunkkivalmistajan taulukoissa oli ilmoitettu tarvittava moottoriteho ja ruuvitunkkia käyttävälle akselille välitettävä momentti kullekin vastavoimalle käyttöakselin eri kierrosluvuilla.

Kun haluttiin kaksinkertaistaa ruuvitunkkivalmistajan laskema varmuuskerroin kyseiselle ruuvitunkin kuormalle, valittiin moottorivalintaan vaikuttavaksi tarkastelukohtaksi Benzler Oy:n (2009, 15) taulukosta 10 kN:n kuormaa vastaava taulukon kohta. 10 kN voima ruuvitunkilta onnistui, jos käyttävälle akselille välitettiin vähintään 5,8 Nm momentti ja moottoritehon vähimmäisvaatimus oli tuossa kohdassa 0,09 kW. Koska ruuvitunkkeja oli kaksi kappaletta, oli valittavalta moottorilta vaadittu momentin ja tehon minimiarvot kaksinkertaistettava. Näin ollen kierukkavaihdemoottorin halutut ominaisuudet olivat

- n. 150 minuuttikierronnopeus
- > 11,6 Nm momentti ja
- > 0,18 kW teho (Benzler Oy 2009, 15.)

Valittava kierukkavaihdemoottori tuli käyttöpaikkansa vuoksi olla pienikokoinen. Kompaktia pakettia etsittäessä, löytyi oivallinen vaihtoehto NORD gear Oy:n valikoimasta: NORD gear SK 1SM 40 - 71S/4, jonka ominaisuudet olivat

- 138 minuuttikierronnopeus
- 14 Nm momentti ja
- 0,25 kW teho (NORD gear 2006, 83.)

5.4.3 Akseli ja ristinivelet

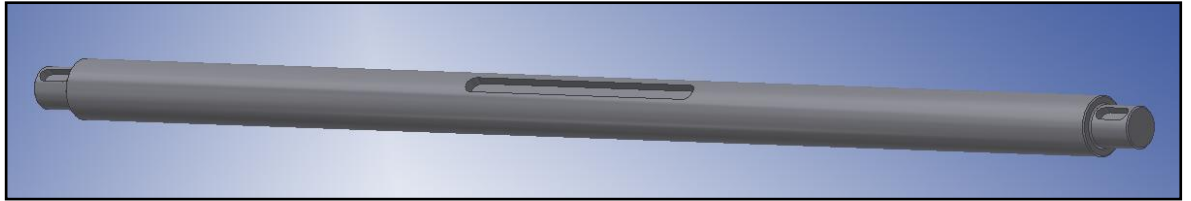
Koska kokoonpanossa tuli yhdistää kaksi Benzler DB40-L-N-R1-165-LR -ruuvitunkkia ja näiden väliin sijoitettava NORD gear SK 1SM 40 - 71S/4 -kierukkavaihdemoottori, tuli tähän tarkoitukseen suunnitella akseli ja sen kiinnitys.

NORD gearin (2006, 92) mukaan kierukkavaihdemoottorin läpi menevän akseliolosuuden halkaisija tuli olla $\varnothing 20$ mm, ja Benzlerin (2009, 15) ilmoittamat akselihalkaisijat ruuvitunkeille olivat $\varnothing 14$ mm. Koska mitat olivat eriävät, täytyi ruuvitunkit yhdistävään akseliin tehdä olkapäät. Näiden avulla saatiin ruuvitunkkien akseleiden sekä yhdysakselin päätyhalkaisijat yhteneviksi, jolloin niiden päiden kiinnitykseen olisi laajempi kiinnitystapavalikoima. Erilaisia kytkentätapoja vertaillen, päätettiin tähän tarkoitukseen asentaa akselin päihin kiilaliitoksella DIN 808 -standardin mukaiset kevyen sarjan $\varnothing 14$ ristinivelet, mitkä soveltuvat pienille vääntömomenteille ja pyörintänopeuksille (SKS-mekaniikka Oy 2001, 6). Nivelletty kiinnitys salli kulmavirheet ruuvitunkkien ja kierukkavaihdemoottorin asennuksessa, eikä akseliin kohdistunut tästä syystä ylimääräisiä jännityksiä (KUVIO 14).



KUVIO 14. Kevyt ristinivel DIN 808 (SKS-mekaniikka Oy 2001, 6.)

Kierukkavaihteessa oli kyseiselle Ø20 mm akselille SFS 2636 -standardin mukainen kiilaura, joten myös akselille tehtiin sitä vastaava ura (KUVIO 15). Kun uraan asetettiin oikeanlainen kiila, saatiin vaihteesta tuleva momentti sen läpi menevälle akselille, joka jakoi sen mainittujen ristinivelien välityksellä ruuvitunkeille.



KUVIO 15. Akseli.

5.4.4 Kumityynyt

Alkuperäisten valmistuspiirustusten mukaan kokoonpanossa oli tarkoitettu olevan Paulstran valmistamat 513801 kumityynyt, jotka voitiin kiertää ruuvitunkin päähän kiinnitettyyn laippaan M14 vakiokierteellä (Paulstra 2002, 13). Valmistauduttaessa opinnäytetyöhön mallintamalla kyseistä kokoonpanoa, todettiin tilan olleen liian pieni kyseisille kumityynyille. Lähestyttyä asiakasta asian tiimoilta, selvisi todetun asian olleen syynä tynnyjen poisjättöön ja niiden korvaamiseen ohuella liimakiinnitteisellä kumimatolla.

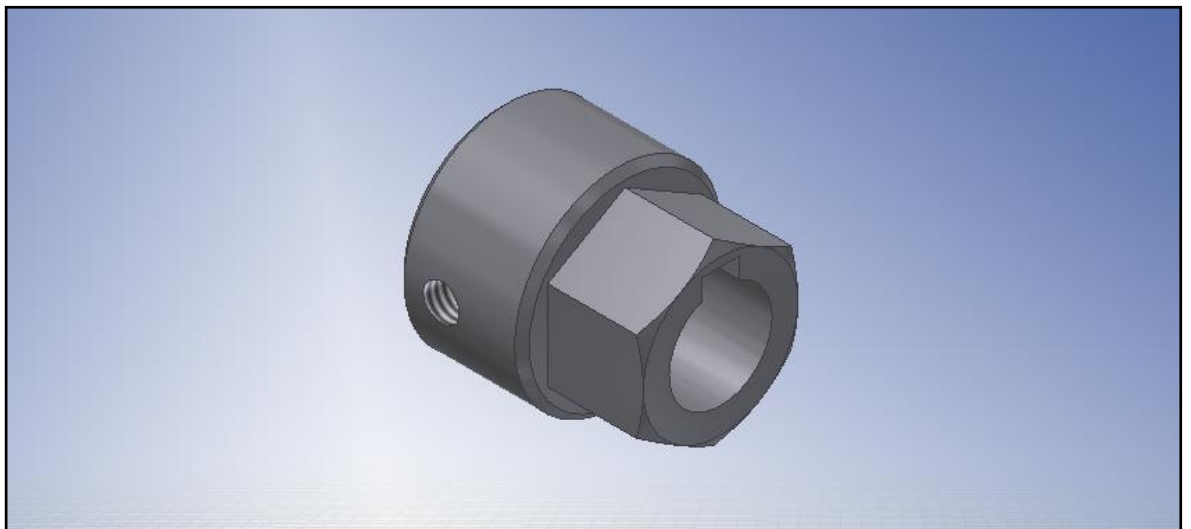
Nyt kuitenkin muitakin muutoksia tehdessä muutettiin myös ruuvitunkkien kiinnitysalustaa siten, että aiemmin kokoonpanoon tarkoitetut kumityynyt voitiin ottaa lopulta käyttöön. Paksumpien kumityynyjen ansiosta ruuvitunkkien tuottama pintapaine niiden herkällä vastakappaleella on pienistä mittaeroista huolimatta tasainen, eikä vastakappaleeseen tullut niin suuria jännityshuippuja (Paulstra 2002, 9).

Kiinnitysalustaa täytyi muuttaa muullakin tavalla, sillä kierukkavaihdemoottori oli kiinnitettävä hieman eri tasoon kuin ruuvitunkit, että ruuvitunkkien akselit saatiin samankeskeisiksi kierukkavaihteen läpi menevän holkkiakselin kanssa. Näitä muutoksia ei kuitenkaan käsitellä tässä raportissa salassapitovelvollisuuksien vuoksi tätä kappaletta enempää.

5.4.5 Häätätilamutteri

Koska ruuvitunkkien käyttö oli valittu sähkötoimiseksi, oli huomioitava tästä syystä mahdollisesti syntyvä ongelmatilanne. Jos ruuvitunkkien varret vaatisivat liikettä ja niiden käyttöön tarkoitettu sähköenergiansaanti jostain syystä katkeaisi tai kierukavaihdemoottorin toiminta muulla tavoin estyisi, täytyisi ruuvitunkeille saada käyttömomenttia jollain muulla keinoin.

Tätä tarkoitusta varten suunniteltiin 21 mm avainvälillä oleva häätätilamutteri (KUVIO 16). Mutteri kiinnitettiin toisen ruuvitunkin käyttöakselille DIN 913 -standardin mukaisen tasapäisen M6-pidätinruuvin avulla. Valmistukseen käytettiin Ø28 Ovako 550 -pyörötankoa, mikä lämpökäsiteltiin koneistuksen jälkeen materiaalin kovuuden lisäämiseksi.



KUVIO 16. Häätätilamutteri.

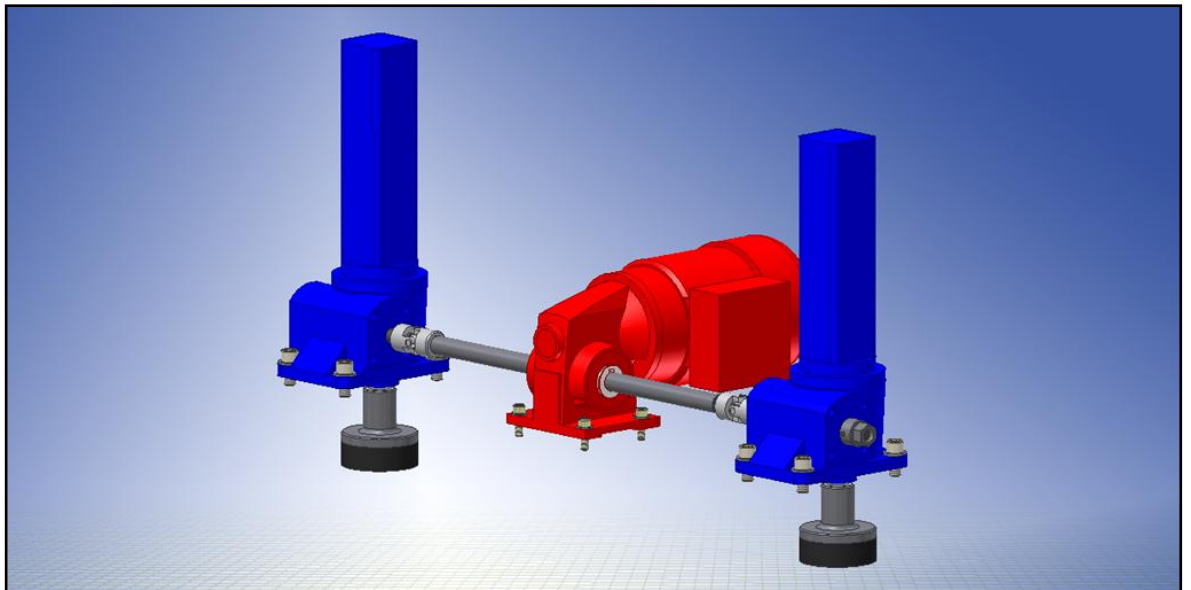
Ruuvitunkkien käyttöakseli oli kaksipäinen, eli vaikka toiseen päähän oli kiinnitetty sähköenergialla tuotettua vääntömomenttia välittävä ristinivel, saatiin toiseen päähän vielä muunlainen käyttötapa. Käyttöakselilla olleesta kiilaurasta johtuen häätätilamutteriin tehtiin niin ikään tarvittavan kokoinen kiilaura. Kiilatangon avulla saatiin välitettyä mutterin väännöstä aiheutuva momentti ruuvitunkille ja sen toiselle puolelle kiinnitettyä akselia pitkin edelleen toiseen ruuvitunkkiin.

5.5 Tulokset

Komponenttipohdinnoissa käsittelyn alla ollut kierukkavaihdemoottorin ulostuloakselin pyörintänopeus oli hieman hitaampi kuin ruuvitunkkitaulukosta nostonopeutta arvioitaessa suunniteltiin, ja siltä tulevat momentti ja teho olivat hieman suurempia kuin kyseisestä taulukosta luetut minimivaatimukset. Tarkistettiin vielä kyseisellä kokoonpanolla toteutuvat arvot ruuvitunkin liikenopeudelle ja suurimmalle voimalle.

- Liikenopeus 118 mm/min (Benzler Oy 2009, 15)
- Yksittäisen tunkin nostovoima koko momenttikapasiteetilla 15,5 kN, jolloin
 - varmuuskerroin oli 1,61
 - varmuuskerroin rikkoontumista vastaan oli 11,03 (Benzler Oy [Viitattu 6.3.2010].)

Aiemmin käytössä ollut käsikäyttöinen ja ketjuvälitteinen ratkaisu siis vaihdettiin sähkökäyttöiseen akselivälitteiseen kokoonpanoon (KUVIO 17).



KUVIO 17. Ruuvitunkkien kokoonpano.

Kyseisellä menettelyllä saavutettiin kehitystyölle asetetut tavoitteet, sillä suunnitellulla toteutuksella saatiin voimavälitystapa yksinkertaistettua, ja sen lisäksi ruuvitunkkien käyttö voitiin viedä laitteen muiden käyttökohteiden luo, eli laitteen käyttäjän ääreen. Tämän uskottiin tuovan loppukäyttäjän kannalta tuotteelle lisäarvoa, sillä kaukokäytetyn sähköenergian tehdessä kyseisestä työstä raskaimman osuu-

den ruuvitunkkien käyttö oli vaivatonta. Aiemmin oli jouduttu siirtymään hankalapaäsyiseen paikkaan ja käyttämään kyseisiä tunkkeja epäergonomisessa asennossa käsin, työkaluna joko käyttömutteria varten oleva kiinto- tai hylsyavain tai vaihtoehtoisesti akkuporakoneeseen kiinnitetty työkalu.

Kokoonpanoa pohdittaessa selattiin muutamien eri komponenttitarjoajien valikoimia, mutta kovin monen ehdokkaan tarjontaa ei ehditty kiireellisen aikataulun vuoksi ottamaan vertailuun. Näin ollen kokoonpano olisi mahdollisesti pystytty tekemään optimaalisemminkin, mikäli osien ominaisuuksien ja hintatietojen selvittämiseen olisi kyetty käyttämään enemmän resursseja. Osatoimittajiksi valittiin hyväksi koetut ja varsin tunnetut osatoimittajat, joiden tapauksessa voitiin olettaa hinta/laatu-suhteen olevan vähintään kohtuullinen.

Laitteen valmistajalle kyseinen kehitystyö toi hieman lisää valmistuskustannuksia, mutta samalla laite sai lisäarvoa helpomman käytettävyyden vuoksi. Ruuvitunkkien välille laitettava akselivälitys toi toimintaan käyttövarmuutta ja huoltovapautta verrattuna aiempaan ketjuvälitykseen, jota täytyi voidella huomattavasti akselivälitystä useammin. Varsinaisia numeerisia vertailukohtia ei tämän kehityskohteen tapauksessa ole, mutta alla olevaan taulukkoon on listattu yhteenvetona kyseisen kehitystapaan valittujen komponenttien ominaisuudet (TAULUKKO 4).

TAULUKKO 4. Komponenttien ominaisuudet.

Ruuvitunkin malli	Benzler DB40-L-N-R1-165-LR
Maksimivoima	20 kN
Liikenopeus	118 mm/min
Varmuuskerroin	1,61
Varmuuskerroin rikkoontumista vastaan	11,03
Kierukkavaihdemoottorin malli	NORD gear SK 1SM 40 - 71S/4
Ottoteho	0,25kW
Momentti	14 Nm
Kierrosnopeus	138 rpm
Ristiniveli standardi	DIN 808
Akselihalkaisija	14 mm
Kiinnitystapa	Kiila
Kumityynyjen malli	Paulstra 513801
Maksimikuorma	11 kN
Kokoonpuristuvuus ko. kuormalla	6 mm

6 JARRU JA OHJAUS

6.1 Tehtävän asettelu

Kyseessä oli umpikumipyörillä rullaava laite, jonka liikemäärä täytyi saada eliminoitua siihen rakennetun jarrun avulla. Samalta jarrulta vaadittiin myös seisontajarrun ominaisuudet, sillä laite oli kyettävä jättämään kaltevalle alustalle.

Alkuperäinen ratkaisu oli vipusuhdetta hyödyntävä jarru, jonka avulla saatiin painettua pyöreäprofiilista karhennettua muotoa suurella voimalla laitteen kumipyörän vierintäpintaa vasten. Seisontajarrun ominaisuus mahdollistettiin jarruvivun lukitsemisella kiristyspähän erityisen tappimekanismin avulla. Ratkaisu oli tehokas ja varmatoiminen, mutta käyttövipu sijaitsi käyttäjän kannalta vaikeapääsyisessä paikassa. Tämän vuoksi laitteen siirtely ja aseman hienosäätö oli vaivalloista.

Laitteeseen oli kehitettävä jarrumeکانismi, jota sen käyttäjä pystyi helposti ohjaamaan paikasta, jossa hän operoi laitteen muitakin toimintoja. Vastaavanlaisen vipusuhteen hyödyntäminen ei jarrujen käyttöpaikan uudesta sijainnista johtuen tullut enää kysymykseen, vaan oli löydettävä muulla tavoin paremman kokonaisyhteyshyönteysuhteen omaava jarrutustapa.

Asiasta AS Mechanics Oy:n asiakkaan tiloissa järjestetyn ideointipalaverin tuloksesta päätettiin hankkia mekaaniset jarrusatulat tarvikkeineen. Valinnaksi osui kaksi Hayes Disc Brakesin valmistamaa mekaanista MX2-jarrusatulaa (KUVIO 18), kaksi Ø160 mm jarrulevyä ja viisi kappaletta kaksi metriä pitkiä Ø1/16" jarruvaijereita kuorineen hyvän saatavuutensa takia. Näiden avulla tuli ratkaista kyseinen ongelma suunnittelemalla helposti käytettävä ja tehokas jarrujärjestelmä.



KUVIO 18. Hayes MX2 -jarrusatula (Hayes Disc Brake 2005.)

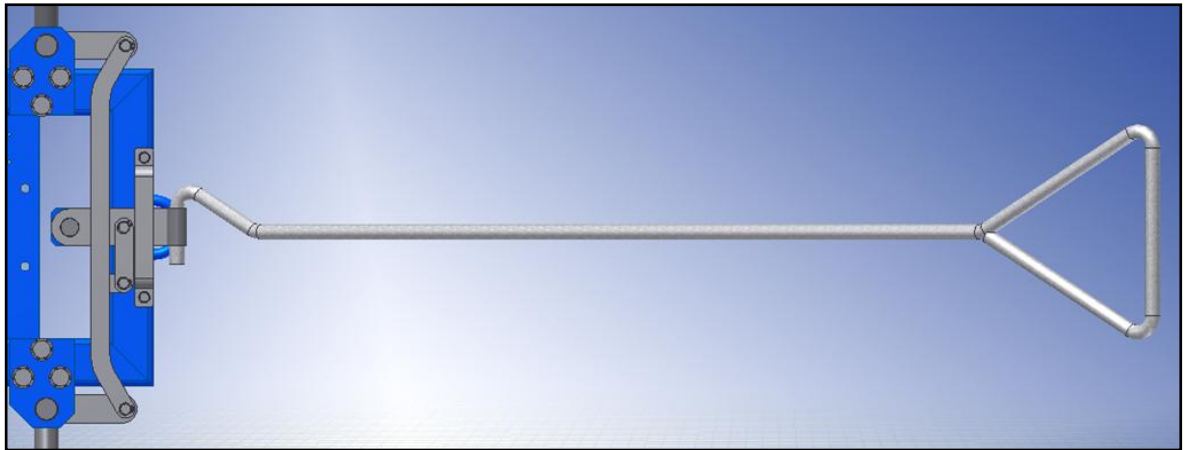
6.2 Menetelmät

Tässäkin työvaiheessa oli syytä käyttää suunnittelun apuvälineenä Autodesk Inventor -tuotelinjaa, jolla voitiin todeta osien toisiinsa sopivuus ilman käsin tehtävää vektorilaskentaa ja tarvittavat osat voitiin helposti mallintaa osto-osien dimensioiden ehdoilla.

Suunniteltiin vaijerikäytölle mekaniikka, joka saatiin lukittua toimimaan myös laitteen seisontajarruna. Mitattiin ja mallinnettiin asiakkaan hankkima jarrusatula mahdollisimman tarkasti Inventoriin. Kehitettiin kahdelle laitteen pyörälle jarrulevy- ja jarrusatulakiinnitys, jolla voitiin kompensoida mallinnetun jarrusatulan sekä jarrulevyllisen pyörän valmistuksessa ja asennuksessa mahdollisesti tulleita mittavirheitä. Tutkittiin tehokkaaseen jarrutustapahtumaan tarvittava vaijerivoima ja kehitettiin vaijeria suojaava mekaniikka väärinkäyttöksiä varten.

6.3 Ohjaus

Kehityksen kohteena ollutta laitetta siirreltiin vetämällä sitä tarkoitukseen tehdyllä käyttökahvalla. Kahva pujotettiin laitteen ohjausvipuun, joka vipumekanismiin välityksellä käänsi laitteen etummaisista pyöriä haluttua kulkusuuntaa kohti (KUVIO 19).



KUVIO 19. Alkuperäinen ohjausvivusto.

Pohdittaessa jarrukäytön siirtoa käytännöllisempään paikkaan huomattiin ohjauksen vipusuhteiden olevan eriävät pyörien kääntövarsilla ja käyttökahvalla kääntävällä ohjausvivulla. Tästä johtuen pyörät eivät kääntyneet käyttökahvan varren osoittamaan vetosuuntaan. Vipusuhteen erosta aiheutunut kulmaero voitiin laskea kaavalla

$$\Delta\alpha = \alpha_v - \alpha_k \quad (5)$$

jossa	$\Delta\alpha$	on	kulmaero
	α_v	on	ohjausvivun kulma
	α_k	on	kääntövarren kulma.

Toisaalta kääntövarren kulmalle kyseisen geometrian vuoksi pätee kaava

$$\alpha_k = \sin^{-1}\left(\frac{l_v \cdot \sin \alpha_v}{l_k}\right) \quad (6)$$

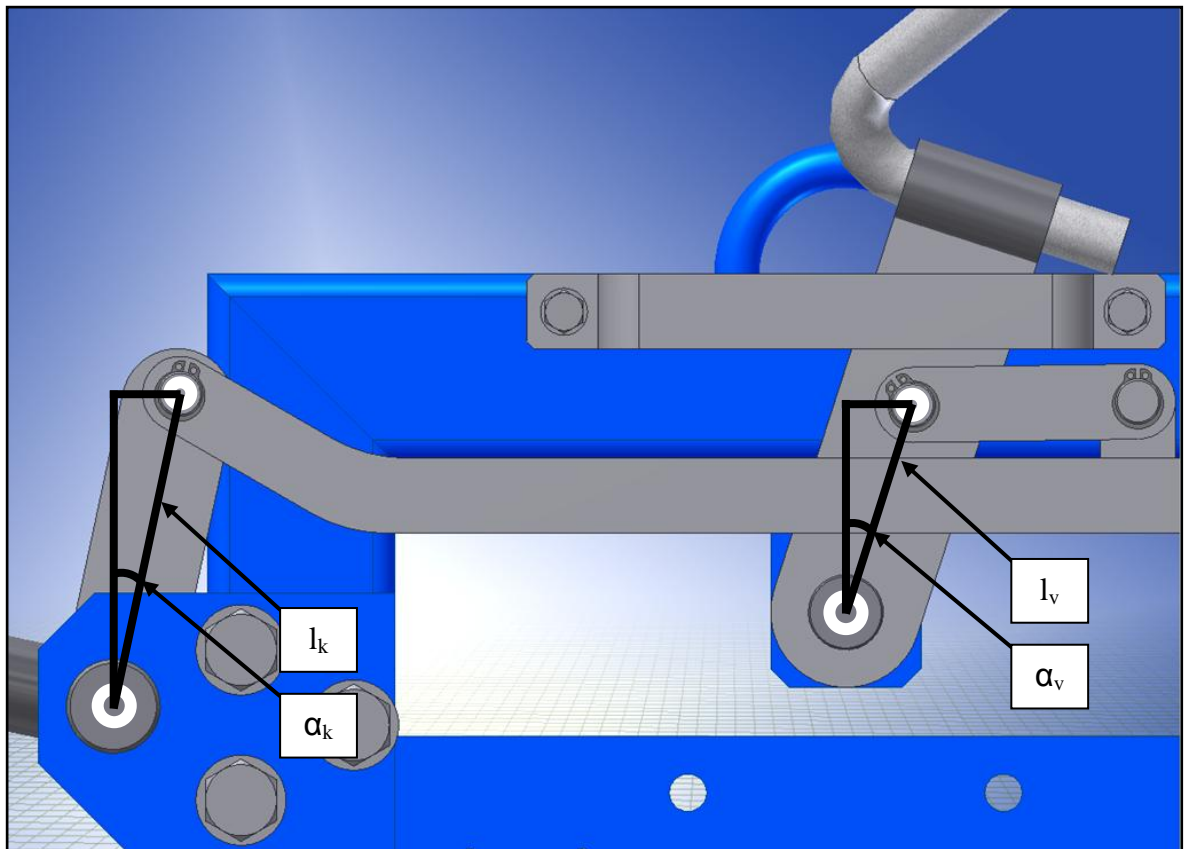
jossa	α_k	on	kääntövarren kulma
	l_v	on	ohjausvivun tappiväli
	α_v	on	ohjausvivun kulma
	l_k	on	kääntövarren tappiväli.

Jolloin kaava 5 sai muodon

$$\Delta\alpha = \alpha_v - \sin^{-1}\left(\frac{l_v \cdot \sin \alpha_v}{l_k}\right) \quad (7)$$

jossa	$\Delta\alpha$	on	kulmaero
	α_v	on	ohjausvivun kulma
	l_v	on	ohjausvivun tappiväli
	l_k	on	kääntövarren tappiväli.

Kaava on johdettu ohjausvivuston geometriasta ja kaavan perustelut on esitetty seuraavassa kuviossa ja tekstikappaleessa (KUVIO 20).



KUVIO 20. Ohjausvivuston geometria.

Kun jätettiin kuviossa 20 näkyvän poikittaisen liikevälitystangon marginaalinen kulmapoikkeama laitteen raidetankoon huomiotta, ohjausvivuston geometrian vuoksi kuvioon 20 merkittyjen α -kulmien vastakkaiset kateetit olivat kaikissa kääntötilanteissa samanpituiset. Näin ollen tarkasteltavat kulmat eivät voineet eripituisien hypotenuusien vuoksi olla samat. Vetokahvaa käännettäessä pyörien kääntövarret eivät kääntyneet samansuuruista kulmaa, vaan laite oli kääntymässä suurempaa kääntökehää kuin laitteen käyttäjä, jolloin pyörien ja käyttäjän vetosuunnan eriyvyys aiheutti pyöriille sortokulman, joka osaltaan vastusti laitteen siirtelyä tehden siitä raskaampaa. Kun sijoitettiin kaavaan 7 laitteen dimensiot, voitiin muodostaa seuraava kuvio kulmamutoksen graafista tarkastelua varten (KUVIO 21). Huomautettakoon, että yhtälön arvo ei muutu suoraviivaisesti, vaan se noudattaa tiettyä sinikäyrää, joka ei alla olevan kuvion funktion arvoilla selvästi ilmene.



KUVIO 21. Pyöräkulman muutos ohjausvivun kulmaan.

Näin pienillä kääntökulmilla ei ollut loogista kehittää monimutkaisempaa Ackerman-ohjausta, vaan ratkaisuna muutettiin ohjausvivun tappiväli yhteneväksi pyörien akseleilla olevien tappivälien kanssa, ja sijoitettiin ohjausvipu uuteen paikkaan muiden muutosten määräämänä, joista yksi esitellään tämän raportin seuraavassa osassa. Ohjausmekanismin raidetankoa tuli hieman muuttaa sen uuden sijainnin vuoksi. Pyrkimyksenä oli saada siitä täysin suora, jolloin sen valmistus olisi ollut helpompaa, mutta reunaehtojen määräämänä ei näin voitu toimia.

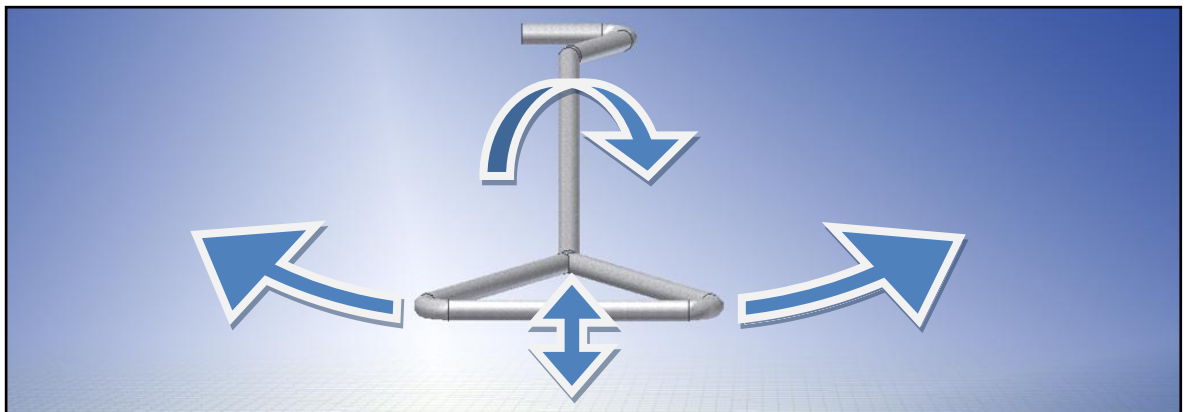
6.4 Jarrukäyttö

6.4.1 Lähtökohta

Levyjarruin toteutettavan jarrumekanismin käyttö voitiin vaijerivälityksen avulla siirtää käytännöllisempään paikkaan. Ensimmäisenä mieleen tullutta polkupyörätyypistä käsikahvamekaniikkaa ei kuitenkaan lähdetty toteuttamaan, vaan valittiin jarrun käyttö integroitavaksi ohjausmekaniikkaan. Tällaisella jarru–käntö-systeemillä säästettiin käyttöä hankaloittavalta vaijerikiinnittelyiltä käyttökahvan kiinnityksen ja irrotuksen yhteydessä.

Jarrutustapahtuman lähtökohdaksi valittiin käyttötapa, jossa käyttökahvaa kierrettiin 90°, jonka jälkeen jarru voitiin lukita käsijarruasentoon työntämällä kahvaa. Täten laitteen

- kääntäminen tapahtui viemällä kahvaa haluttuun suuntaan
- liikuttaminen tapahtui kahvaa vetämällä
- jarruttaminen tapahtui kahvaa kiertämällä ja
- käsijarrutustapahtuma aikaansaatiin kahvaa työntämällä (KUVIO 22).



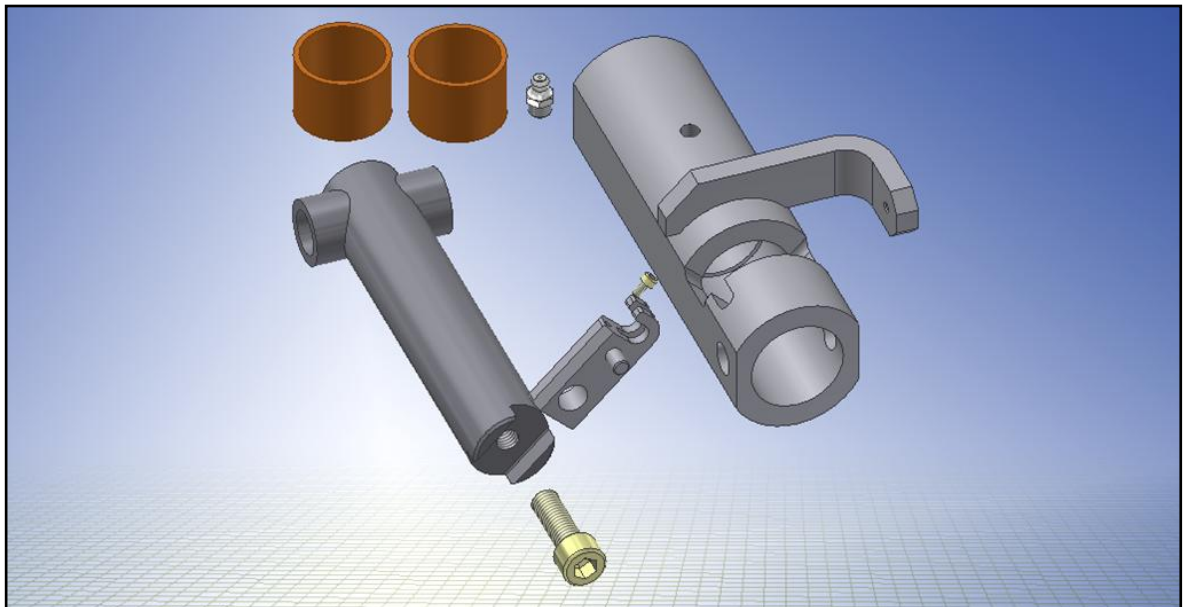
KUVIO 22. Laitteen liikekäyttö käyttökahvalla.

Lisäksi käyttöpään suunnittelussa oli huomioitava jarruvaijerin tarvitsema liikepi- tuus. Tämä mitattiin jarrusatulalta, ja jarrusatulan puristusmatka ääripäästä toisen tarkoitti vaijerille maksimissaan 30 mm liikettä. Käytännössä se oli kuitenkin n. 15 mm kyseisillä jarrupaloilla ja jarrulevyllä.

6.4.2 Jarrutustapahtuma

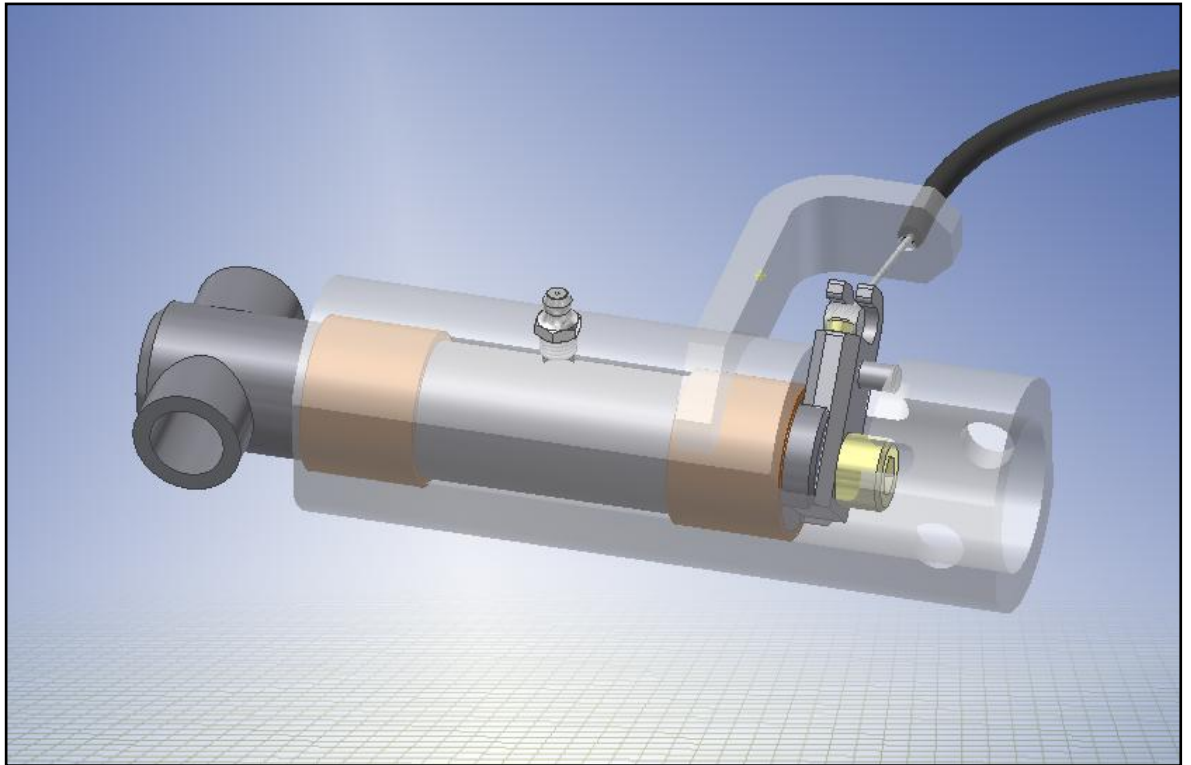
Koska jarrukäyttö tapahtui käyttökahvaa kiertämällä, tuli käyttökahvan laitekiinnitykseen suunnitella tukeva akseli. Akseliin porattiin reikä, johon hitsattiin pyörötanko sopivalla läpiporauksella käyttökahvaa varten. Tämän valmistustavan valinnalla saatiin rakenteelle paksuseinämäisyyden tuomaa tukevuutta. Käyttökahvalla välitettiin akseliin monensuuntaisia voimia, joten kyseisen kiinnityksen tuli olla tukeva, mutta läpiporatun reiän halkaisijan varsin pieni. Akselin pyörimisliike laakeroitiin pronssisin liukulaakereihin, joiden voitelusta huolehdittiin sijoittamalla DIN 71412-standardin mukainen voitelunippa laakereiden väliin jarrukäytön runkokappaleeseen.

Asiakkaan hankkimien jarruvaijereiden päissä oli valettuna suora ympyrälieriömainen muoto, ja tätä voitiin käyttää vaijerin pään kiinnityksessä käyttömekanismiin. Kiinnitystä varten suunniteltiin koukku, josta mainittu muoto ei pääsisi irtoamaan, vaikka vaijeri jostain syystä löystyisi liikaa. Irtoaminen estettiin ruuvaamalla esteeksi M3-kuusiokoloruuvi, jolloin koukusta tuli muotosulkeinen. Koukun tuli olla paksua materiaalia, ja sen aksiaalisella kiinnitysruuvilla täytyi kyetä välittämään koko käyttäjän tuottama vetovoima laitteen runkoon sen liikuttelun mahdollistamiseksi. Koukuun oli hitsattava myös erityinen tappi, jolla mahdollistettiin käsijarrukäytön lukitseminen käyttöakselia työntämällä (KUVIO 23).



KUVIO 23. Jarrukäytön osat.

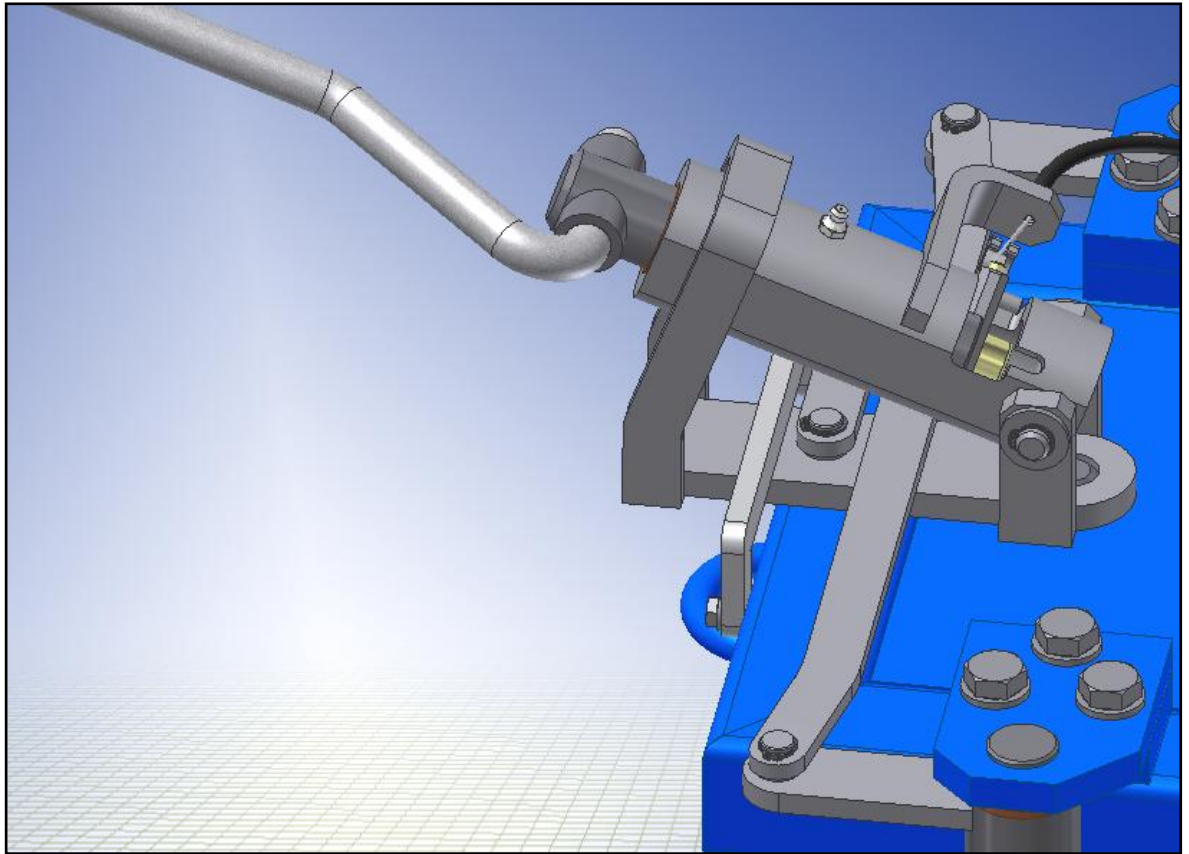
Vaijerin kuorta varten tehtiin lattarautaan porrastettu reikä. Lattarauta taivutettiin L-muotoon, ja vaijerin hiertymisen estämiseksi hitsattiin se käyttörunkoon siten, että kuorelle varattu reikä oli keskellä vaijerin liikkeestä aiheutuvaa kulmavaihtelualuetta (KUVIO 24). Puuttumatta kyseisen osakokonaisuuden mittoihin päästiin kuvatulla systeemillä 45 mm vaijerin liikematkaan.



KUVIO 24. Vaijerin kiinnitys.

6.4.3 Pyörien kääntäminen

Myös laitteen etupyörien kääntäminen tuli tapahtua tämän raportin äskeisessä kohdassa kuvatulla kokoonpanolla. Tätä toimintoa varten tuli jarrukäytön ainesputken takaosaan porata läpi asti reikä, johon asetettiin pyörien kääntöön tarkoitettua momenttia välittävä akseli. Akseli kiinnitettiin sokkakiinnityksellä ohjausvipuun hitsattuun haarukkaan, jolloin ohjausvivulle momenttia välittävä reitti oli kokonainen. Haarukkaan kohdistuvan sivusuuntaisen vääntömomentin pienennystoimena tuettiin ainesputken toinenkin pää ohjausvipuun paksun metallilenkin avulla (KUVIO 25).



KUVIO 25. Kääntö-jarru-mekanismi.

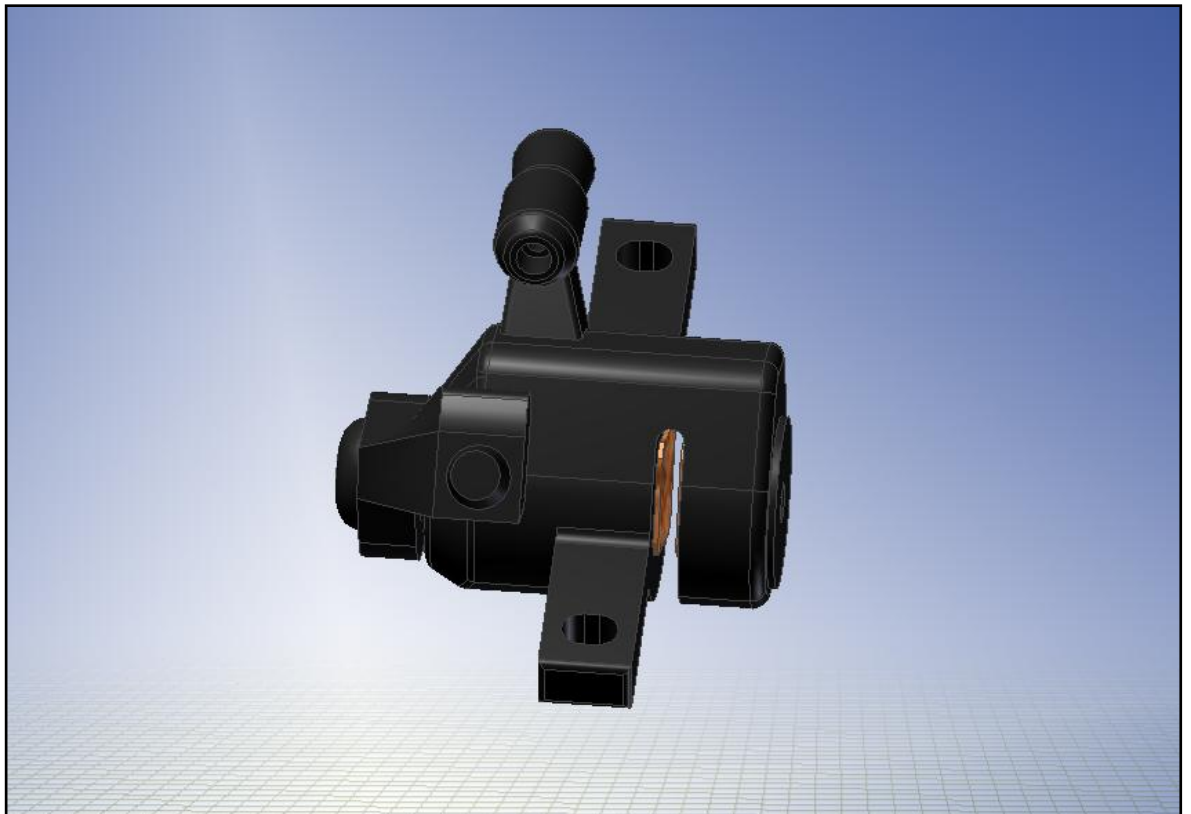
Käyttömekanismin sivusuuntainen tukevuus olisi saatu paremmaksi, mikäli ainesputken kulmasta olisi voitu tehdä kiinteä, mutta muuttuvista työskentelyympäristöistä johtuen oli käyttövivun kulma vaakatasoon nähden oltava mukautuva.

Jos ainesputki olisi kiinnitetty sen alla olevaan pyörien kääntövipuun kiinteästi, olisi käyttökahvan kulma ollut systeemin yksittäisestä nivelestä johtuen aina käsijarrua kytkettäessä samassa tasossa. Pidettäessä käyttökahvaa vaakatasossa (jarrut vapaana), ei sen akselilla ollut sivusuuntaista niveltä, jolloin etupyörille saatiin välitettyä kääntömomentti käyttövarren sivuttaisella liikkeellä.

Kun kahvaa pyöritettiin 90° käsijarruasentoon, oli systeemissä 2 nivelpistettä, jolloin käsivivun asento saattoi kulmarajoittimen sallimissa rajoissa olla lähes mikä vain.

6.5 Jarrusatulan mallintaminen

Asiakkaan hankkimasta Hayes MX2 -jarrusatulasta ei pitkällisistä etsinnöistä huolimatta ollut saatavilla minkäänlaista 3D-mallia tai teknistä piirustusta, joten jarrusatula täytyi mallintaa mittaamalla sen dimensiot itse. Tämä toteutettiin työntö- ja kulmamittan avulla. Tärkeimpiä mitattavia dimensioita olivat kiinnitysreikien sijainti ja koko, sekä jarrupalojen suhteellinen sijainti kyseisiin kiinnitysreikiin X-, Y- ja Z-akseleilla. Kaikki luotettavasti mitattavat dimensiot mitattiin käyttäen mahdollisimman suurta tarkkuutta, mutta jarrupalojen sijainti kiinnitysreikiin nähden tarkistettiin erityisen monta kertaa lukuisista eri mittapisteistä. Mikäli tässä kohtaa olisi tullut virhettä, olisi koko suunniteltu mekanismi saattanut olla pilalla. Tällaisesta tilanteesta voitaisiin mainita esimerkiksi jarrulevyn liiallinen aksiaalinen deviaatio jarrusatulan sille varattuun tilaan. Lopulta päästiin tulokseen, jonka mittoihin voitiin useiden onnistuneitten tarkistusten perusteella luottaa (KUVIO 26).



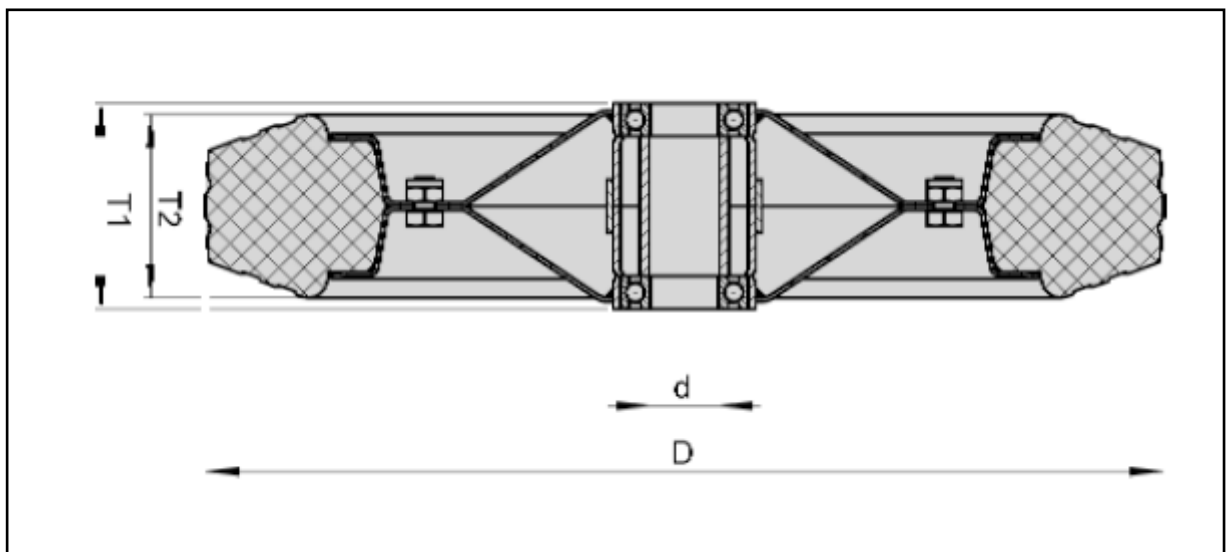
KUVIO 26. Mallinnettu MX2.

6.6 Jarrulevy- ja jarrusatula-asennus

6.6.1 Jarrulevyasennus

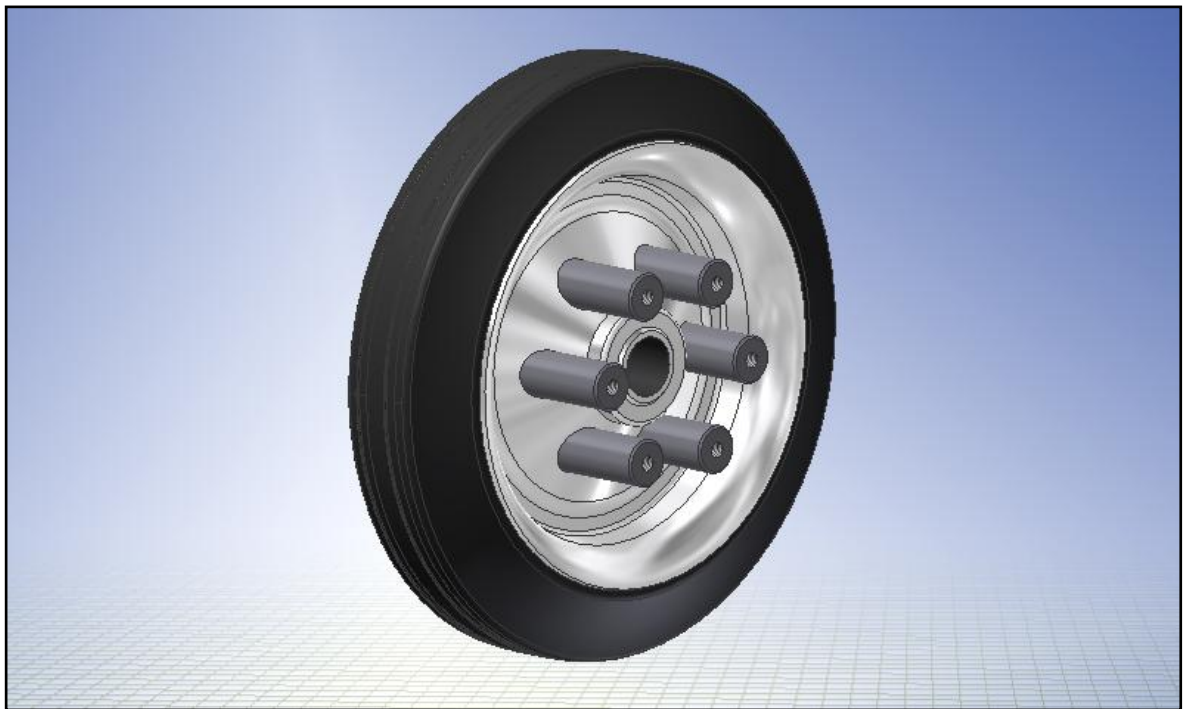
Asiakkaan ennalta hankkimia jarrulevyjä ei voitu käyttää laitteessa olevien pyörien kanssa seuraavin perustein: Käytettyjen Blicke V250/25K pyörien laakerointi oli toteutettu kuulalaakereihin ja kyseisten pyörien kiinnitys tapahtui halkaisijaltaan $\text{\O}25$ mm akseliin (Blickle Oy 2008, 131). Kuulalaakereiden profiilin korkeuden vuoksi pyörien navan työntömitalla mitattu ulkohalkaisija oli $\text{\O}50$ mm. Hankittu jarrulevy oli tarkoitettu kiinnitettäväksi polkupyörän napaan kuudella tasajaollisella M5 ruuvilla, joiden kiinnitysympyrän halkaisija oli 44 mm (LIITE 2). Koska jarrulevyn kiinnitysympyrän halkaisija oli 6 mm pienempi kuin käytetyn pyörän navan ulkohalkaisija, olisi levyn kiinnitykseen tarvittavat reiät täytynyt porata kuulalaakereiden läpi, joten oli ehdotonta kehittää uusi jarrulevy ja pohtia sille sopiva kiinnitys kyseiseen pyörään. Laitteen pyöriltä vaadittiin useiden satojen kilogrammojen kantavuutta, joten sirompaan naparakenteeseen ei voitu siirtyä.

Käytetyssä pyörässä oli umpikumirengas ja puristetusta sähkösinkitystä teräksestä valmistettu vanne. Vanteen halkileikkauksen muoto oli pyörän sädetä navalta ulkokehää kohti seurattaessa pyörän keskitasoa kohti kapeneva, kunnes vanne jälleen leveni pyörän kumiosuutta tukevaksi profiiliksi (KUVIO 27).



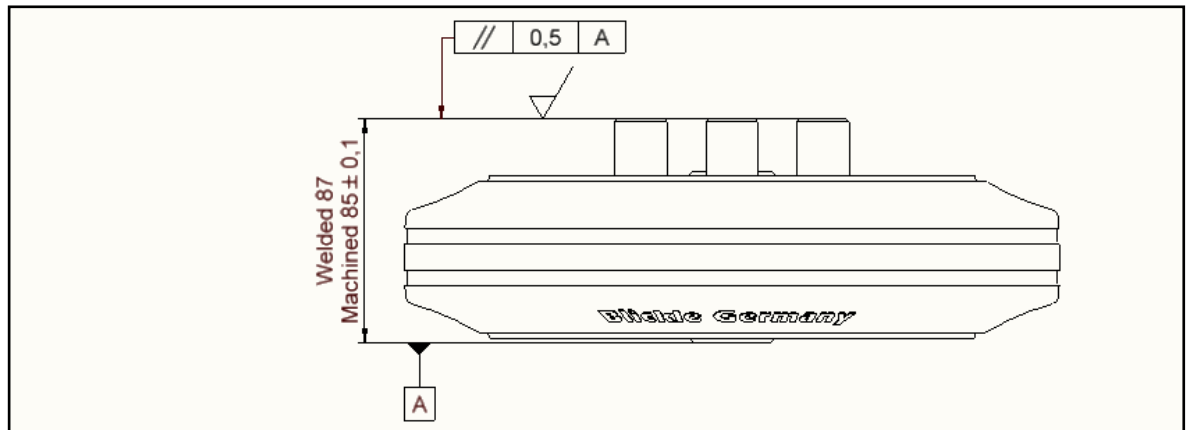
KUVIO 27. Blicke V250/25K halkaistu profiili. (Blickle Oy 2008, 131.)

Tehtävän jarrulevyn kiinnitystä pohdittaessa tuli huomioida mainittu $\text{Ø}50$ mm pyöränapa; jarrulevyn kiinnitysten sisimmäisten kohtien muodostama ympyrä tuli olla halkaisijaltaan tätä suurempi. Jarrutusmomenttia vanteeseen välittävän jarrulevyn kiinnitys tuli tapahtua usealla ruuvilla, joiden kiinnitysympyrä oli samankeskinen pyörän kiinnitysakselin kanssa. Vanteen ollessa ohuehkoa muotoon puristettua teräslevyä, ei ruuvikiinnitystä voitu toteuttaa suoraan vanteeseen kiinnittämällä, vaan siihen tuli hitsata tukevammia vastakappaleita levyn kiinnitykseen tarkoitettuille ruuveille. Tätä tarkoitusta palvelemaan valittiin $\text{Ø}20$ mm pyörötangosta valmistetut tapit, joiden päähän porattiin M8 kierteet levyn kiinnitysruuveja ajatellen. Pyörötangosta valmistettuja tappeja varten porattiin vanteeseen kuusi reikää, joiden jakoympyrän halkaisija oli $\text{Ø}80$ mm. Näin ollen reikien keskipisteet osuivat vanteen leikkausprofiilin viistettyyn osaan, jolloin pyörötangoista välittyvä momentti ei vääntänyt vanteen muotoa yhtä suurella vipusuhteella kuin sen profiilin tasaisempaan osuuteen kiinnitettynä (KUVIO 28).



KUVIO 28. Jarrulevyn kiinnityskappaleet.

Pyörötangot asetettiin reikien läpi hitsaten ne molemmin puolin vanteeseen siten, että jarrulevyn kiinnityspinnaksi tarkoitettut tasot olivat samantasoisia toistensa kanssa. Tämän jälkeen pinnat koneistettiin, että päästiin työn hitsausvaihetta tarkempaan pintojen tasomaisuustoleranssiin (KUVIO 29).



KUVIO 29. Tappien koneistus.

Asiakkaan hankkiman jarrulevyn mitattu paksuus oli 1,75 mm, mutta valmistettava jarrulevy päätettiin tehdä 2 mm paksusta ruostumattomasta materiaalista, sillä hankituissa Hayerin MX2 -jarrusatuloissa käyttämättömien jarrupalojen väli oli 2,5 mm. Näin ollen valittu paksumpikin levy tuli sopimaan sille tarkoitettuun väliin, jolloin voitiin säästää valmistuskustannuksissa ylimääräisen koneistusvaiheen pois jätöllä.

Hankitun jarrulevyn ulkohalkaisija oli Ø160 mm, mutta mahdollisuuksien sen sallissa, päätettiin valmistettavan jarrulevyn ulkohalkaisijaksi valita Ø180 mm sen paremman vipusuhteen vuoksi. Mitä suurempi säde jarrulevyä puristavien kitkapintojen pintakeskiölle saatiin renkaan pyörintäpisteeseen, sitä suurempi jarrutusvoima jarrutuksen käyttövoimasta saatiin renkaan kehälle, sillä optimaalisen luistottoman jarrutustapahtuman tasapainotilanteessa momenttiyhtälö pyörän pyörintäkeskipisteen ympäri on

$$\mu_p \cdot F_N \cdot R = \mu_j \cdot F_j \cdot r \quad (8)$$

jossa	μ_p	on	kitkakerroin pyörän ja alustan välillä
	F_N	on	pyörän normaalivoima
	R	on	pyörän vierintäympyrän säde
	μ_j	on	kitkakerroin jarrupalan ja -levyn välillä
	F_j	on	jarrupalan puristusvoima
	r	on	jarrupalan pintakeskiön säde pyörän kp:een.

Toisaalta suurin mahdollinen pyörän kehävoima saadaan kaavalla

$$F_k = \mu_p \cdot F_N \quad (9)$$

jossa	F_k	on	pyörän kehävoima
	μ_p	on	kitkakerroin pyörän ja alustan välillä
	F_N	on	pyörän normaalivoima.

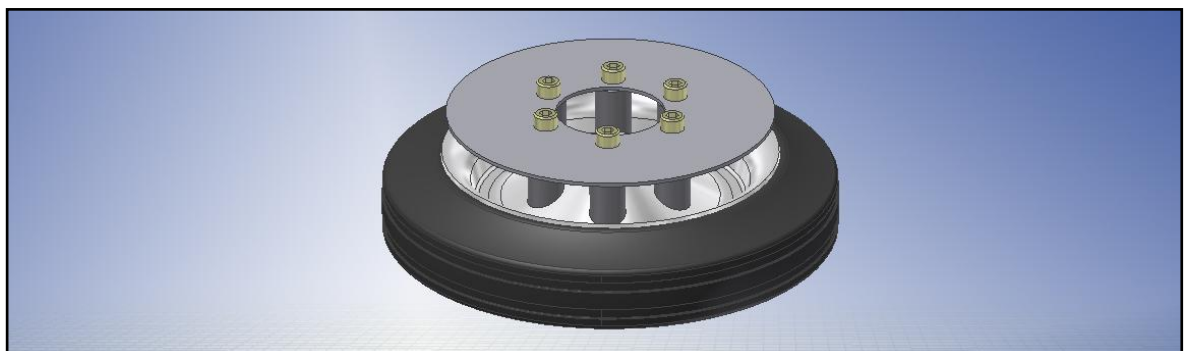
Joista voitiin johtaa jarrutusvoimalle pyörän kehällä kaava

$$F_k = \frac{\mu_j \cdot F_j \cdot r}{R} \quad (10)$$

jossa	F_k	on	pyörän kehävoima
	μ_j	on	kitkakerroin jarrupalan ja -levyn välillä
	F_j	on	jarrupalan puristusvoima
	r	on	jarrupalan pintakeskiön säde pyörän kp:een
	R	on	pyörän vierintäympyrän säde.

Kaavasta 10 havaittiin, että jarrupalan pintakeskiön säde pyörän keskipisteeseen on suoraan verrannollinen jarruvoimaan pyörän kehällä. Kun sitä edellä mainitulla mittamuutoksella kyettiin kasvattamaan 12,5 %, saatiin jarruvoimapotentiaali pyörän kehällä kasvamaan saman prosenttiosuuden verran.

Kun tehtiin renkaan kiinnitystappeja ja muita mainittuja dimensioita vastaava jarrulevy, tuli renkaan ja jarrulevyn kokoonpanosta seuraavan kuvion näköinen (KUVIO 30).



KUVIO 30. Jarrulevy–pyörä-kokoonpano.

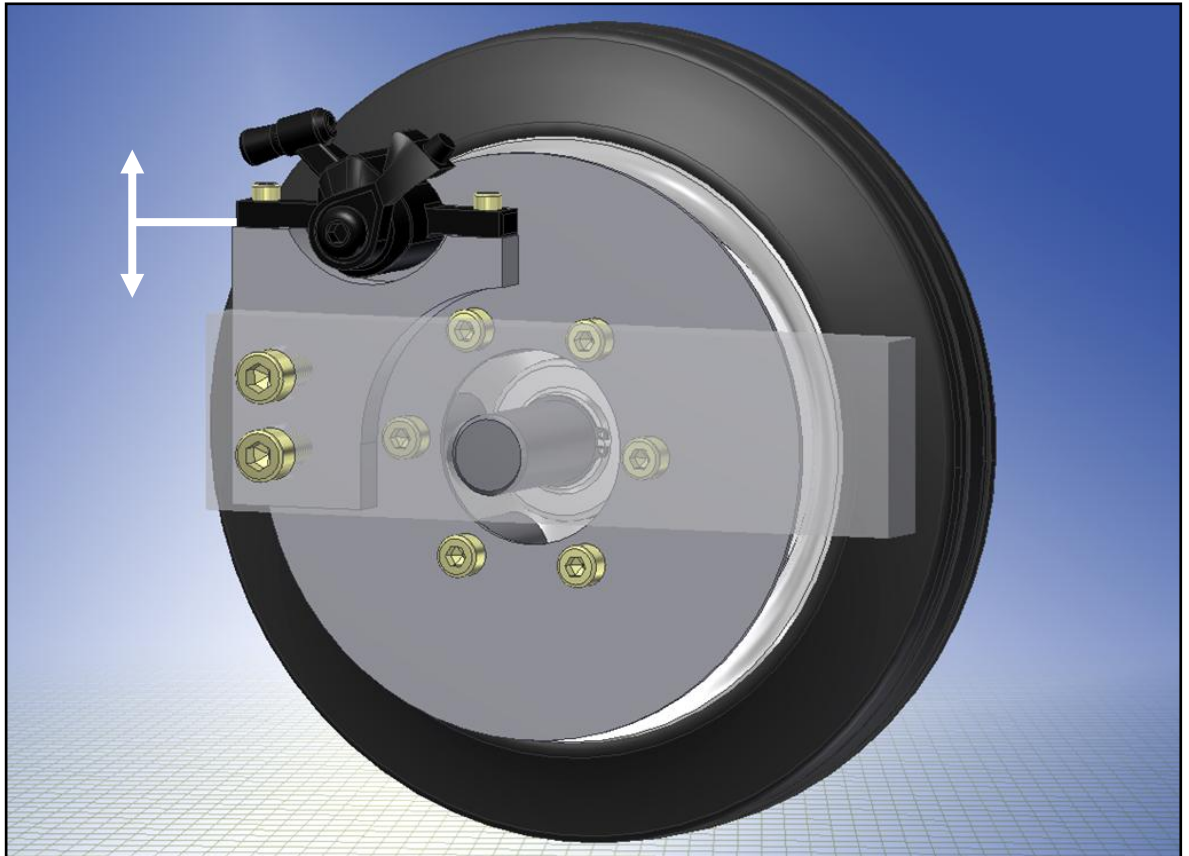
6.6.2 Jarrusatula-asennus

Laitteeseen asennettavien jarrusatuloiden dimensioita ei oltu saatu niiden valmistajalta, vaan ne oli itse selvitetty mittaamalla jo hankittu jarrusatula. Huolimatta lukuisista tarkistusmittauksista, täytyi työn tätä vaihetta kehitettäessä ottaa kyseinen seikka huomioon. Pohdittiin vaihtoehtoja mahdollisesti muutosten kohteeksi joutuvalla osalla kyseisessä kokoonpanossa. Näiden tuloksena todettiin, että pyörän akseli ja laitteen runko on turvallisuussyistä hitsattava muuttumattomaksi kokonaisuudeksi, ja mahdollinen prototyypin testauksessa ilmenevä säädön tai pahimmassa tapauksessa uusien osien tarve tultiin toteuttamaan jarrusatulan kiinnityksessä. Näin kalliimpi runko-osuus sai pysyä kokonaisena, kun mahdollisista prototyypitason virheistä johtuvat korjaukset voitiin tehdä pienelle ja edullisesti valmistettavalle irti ruuvattavalle osalle. Kyseinen ratkaisu mahdollisti myös tulevaisuuden pyöräkoko- ja/tai jarrulevykoko-muutokset.

Tämän johdosta lähdettiin mallintamaan kokoonpanoa, johon sijoitettiin mallinnettu jarrusatula muiden osien ehdoilla. Tämän jälkeen mallinnettiin jarrusatulalle alusta, jossa oli säätö sekä jarrusatulan aksiaaliselle asemalle että jarrupalojen etäisyydelle pyörän akselin keskipisteeseen. Aksiaalisesti säätövara saatiin jarrusatulan kiinnitysreikien soikeuden ansiosta $\pm 1,5$ mm (KUVIO 31) ja jarrusatulan korkeussäätöä laitteen runkoon nähden saatiin ± 3 mm, niin ikään tekemällä laitteen runkoon jarrusatulan alustan kiinnitysrei'istä soikeat (KUVIO 32). Jarrusatula sijoitettiin näiden toleranssialueiden keskelle. Kyseiset säätövarat luotettiin riittäviksi, sillä kokoonpanoon liittyvät muuttumattomat dimensiot toleroitiin siten, että näillä säädöillä kompensoitaisiin ainoastaan marginaalisten valmistustoleranssiheittojen lisäksi mallinnetun jarrusatulan mahdollisia pieniä mittavirheitä.



KUVIO 31. Aksiaalinen säätö.



KUVIO 32. Jarrusatulan kiinnitys.

Yllä olevasta kuviosta voidaan havaita, miten jarrusatulan kiinnitysalustassa täytyi huomioida satulan oman muotoilun lisäksi sen pystysuuntaisen liikevaran edellyttämä leikkaus jarrulevyä pitävälle ruuveille. Kyseisen kaaren säde täytyi olla 3 mm kiinnitsruuvien ulommaisten kohtien muodostamaa sädettä suurempi tai vaihtoehtoisesti kaaren säteen keskipiste täytyi olla siirrettynä pyörän keskipisteestä kuvan tarkastelusuunnasta vasemmalle ja ylös. Kuviossa laitteen runkoa kuvaava osa on esitetty läpinäkyvänä muiden ratkaisujen havainnoimisen helpottamiseksi.

Jarrulevyn kiristystapit ja niin ikään pyörän akseli olisivat voitu tehdä kyseistä ratkaisua lyhyemmiksi, jolloin mahdollinen pyörän normaalivoimasta aiheutunut akselin taipuma olisi ollut pienempi, mutta pyörän aksiaalinen sijainti täytyi muista syistä johtuen olla nimenomaisessa kohdassa.

6.7 Vaijerijärjestelmä

6.7.1 Vaijerivoima

Vaijerijärjestelmää suunniteltaessa tuli ensimmäisenä selvittää jarrujen käyttöön tarvittava voima. Tämä selvitys tehtiin testaamalla vastaavaa jarrulaitteistoa jousivaakakuormitteisesti. Testin tuloksena saatiin testattavana olevan laitteen tarvittava vaijerivoima, joka interpoloitiin jarrulevyn ja renkaan kokosuhteiden, sekä rakenteen tarvitseman jarruvoiman mukaan vastaamaan kehitystyön alla olevan laitteen tapauksessa tarvittua vaijerivoimaa. Ratkaistu vaijerivoima oli n. 60 N ja se tuli kahden käytettävän jarrusatulan vuoksi kaksinkertaistaa käyttöpäähän kiinnitettyä vaijeria ajatellen.

6.7.2 Vaijerijännityksen rajoitus

Käyttöpään mekanismi mahdollisti tilanteen, jossa käyttäjä olisi jarrua käytettäessä saattanut taittaa käyttövartta sivuun käyttöakselin keskilinjalta, jolloin vaijeria käytävälle vetokappaleelle olisi saatu todella suuri momentti ja sitä kautta vaijerille ylisuuri jännitys. Näin ollen tuli kehittää systeemi, joka esti kyseisenlaisen vääriin käyttötilanteen. Käytetty jarrusatula vaati raportin kohdassa 6.4.1 esitetyn tiedon mukaan 15 mm vaijeriliikettä jarrupalojen puristumiseen jarrulevyä vasten. Käyttöpäältä saatava vaijeriliike oli kuitenkin 45 mm, joten käyttäjä olisi voinut käyttöpäällä aikaansaadun voiman ansiosta ylittää jopa vaijerin murtolujuuden, jolloin se olisi katkennut lähinnä huonon suunnittelutyön tuloksena.

Tilanne estettiin asettamalla käyttövaijerin välille oikein mitoitettu vetojousi. Kun vaijeria vetämällä oli puristettu jarrupalat kiinni jarrulevyihin, alkoi vaijerisuoja toimineeseen jouseen tulla venymää, joka kehitti jousivoimaa kyseisen venymäpituuden ja jousivakion tulolla. Valitussa jousessa oli olemassa tietty esikiristys, joka tuli summata jousivoiman suuruutta laskevaan tuloyhtälöön. Näin ollen jousivoima kullakin venymäpituudella voitiin laskea kaavalla

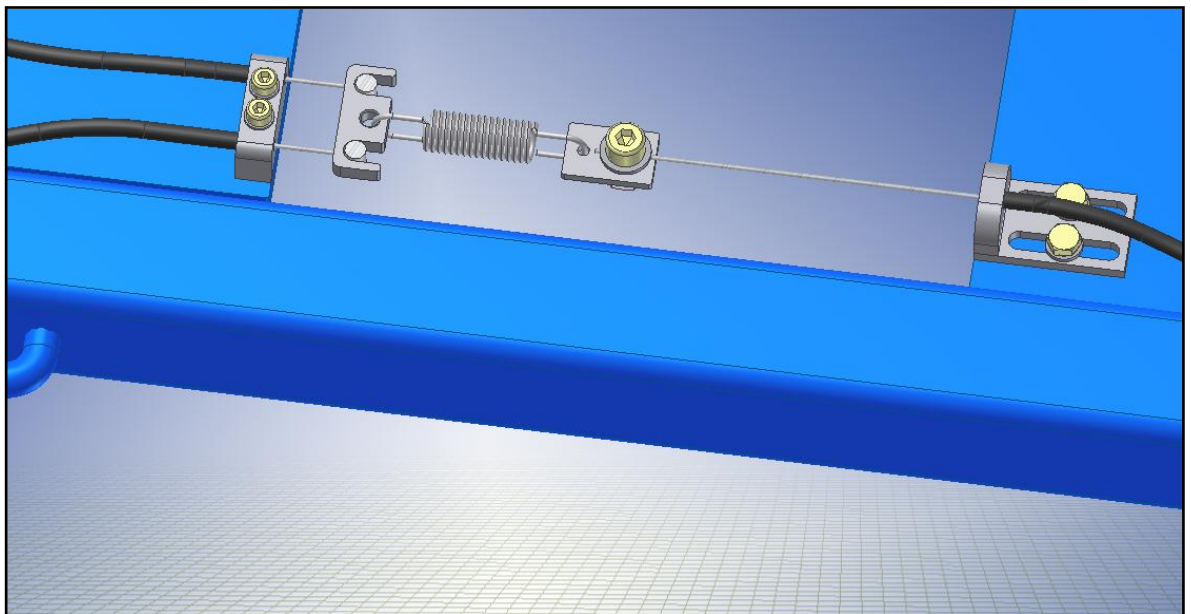
$$F = F_0 + s \cdot c \quad (11)$$

jossa	F	on	jousivoima
	F_0	on	jousen esikiristysvoima
	s	on	jousen venymäpituus
	c	on	jousivakio.

Käyttövaijerin suojaksi vaalittiin Lesjöforsin valmistama vetojousi nro. 9870. Kyseisen jousen

- materiaali oli ruostumatonta terästä
- esikiristysvoima oli 21,04 N ja
- jousivakio oli 3,51 N/mm.

Vaijerin liikkeestä ensimmäinen 15 mm kului siis jarrupalojen välyksen kuroutumiseen ja seuraava 30 mm venytti vaijerilinjalle kiinnitettyä joustaa. Näin ollen voitiin laskea jousivoima – ja siten myös jarrusatuloille jaettu voima – ja tulokseksi saatiin 126,3 N, joka puolitettuna oli todella lähellä kokeellisesti määritettyä tarvittavaa vaijerivoimaa. Kun käyttöpäältä tulevan vaijerin väliin valittiin oikean jousivakion ja esikiristuksen omaava vetojousi, saatiin jousivoima juuri oikeaksi käyttöpään käsi-jarruasennossa, jolloin jouseen jäänyt jännitys puristi jarrupaloja levyä vasten pitäen laitteen paikallaan, eikä vaijerin jännitys päässyt missään tilanteessa edes lähelle sen myötö-, saati sitten murtorajaa.



KUVIO 33. Jousi ja voimajakokappale.

Jousen vaijerikiinnitykseen tehtiin yksinkertainen lattatankokiinnitys (KUVIO 33). Lattatanko mahdollisti muotosulkeisen kiinnityksen, joten liitos ei päässyt irtoamaan vaijerin löystyessäkään. Lattatangon läpi kiristettiin M8-kuusiokoloruuvi, jonka varteen porattiin vaijeria varten reikä kohtaan, joka huomioi kyseisen kokoisen aluslevyn paksuuden. Vaijerin peruskireys tuli säätää siten, ettei jousi ollut venynyt perusasemastaan jarrun ollessa vapautettuna. Vaijerin jousikiinnityksellä päästiin lähelle oikeaa vaijerin kireyttä, ja hienosäätö voitiin toteuttaa kuviossa 33 oikealla näkyvällä säätökappaleella, jonka runkokiinnityksen reiät olivat soikeat.

6.7.3 Vaijerivoiman jako

Kahden käytettävän jarrusatulan vuoksi oli jarrukäytöltä tuleva vaijerivoima jaettava kahdelle eri vaijerille. Tähän tarkoitukseen tehtiin vaijereiden pienet pituuserot huomioiva kappale. Pituuserot olisivat voineet tulla joko vaijeriasennuksessa, käytössä aiheutuneista jarrupalojen kulumisista tai huolettomasta vaijereiden säädöstä. Vaijerikiinnityksissä käytettiin hyväksi samaa hankittujen vaijereiden ominaisuutta kuin tämän raportin kohdassa 6.4.2 kuvattiin, eli niiden päähän valettua suoraa ympyrälieriömuotoa. Vaijereille porattiin voimajakokappaleeseen reiät, jolloin ne eivät löystytyäänkään päässeet putoamaan niille varatusta kolosta. Mikäli vaijerit olisivat eripitkät, kääntyisi kappale tilanteen vaatimaan asentoon ja kuitenkin molempien jarrusatuloiden puristusvoima olisi yhtenevä toisen puolen kanssa (KUVIO 33). Tämä voimatasaus johtui kappaleen keskelle mitoitetusta vetopisteestä, jolloin jarrusatuloille lähtevien vaijereiden etäisyys vetopisteeseen olisi kappaleen kääntökulmasta riippumatta aina sama, jolloin voimajako täytyi momenttitasapainotilanteen vallitessa olla yhtenevä.

6.8 Tulokset

Työn tuloksena saatiin laitteelle kokonaisvaltaisesti uusittu liikuttelunhallintajärjestelmä, eli tavoitteeseen päästiin ja se myös ylitettiin. Kehitettävänä kohtana oli pelkästään jarru, mutta rajaus voitiin ylittää sillä perusteella, että samalla valmistuskuvamäärällä ja lähes samalla vaivalla saatiin ohjausvivustossa huomattu epäkoh-

ta korjattua. Kun jätettiin itsestään selvin jarrun käyttötapa valitsematta ja kehitettiin se integroiduksi ohjauksen käyttövarteen, saatiin kaikki laitteen asemointiin liittyvät toimet tehtyä yhden käyttövarren avulla.

Ohjaus toimi samalla menetelmällä kuin aiemmassakin ratkaisutavassa, mutta vipusuhde muutettiin oikeaksi, jolloin pyöräkulmat olivat käyttäjän vetosuunnan kanssa samansuuntaisia ohjauskulman suuruudesta riippumatta.

Jarrukäyttö tapahtui kiertämällä käyttövartta pituusakselinsa ympäri. Muuttuva varren asentotarve huomioitiin ja vaijerin jännitys rajoitettiin vetojousen avulla, joten jarrukäytöllä ei voitu tehdä mekanisme rikkovaa väärinkäyttöä.

Käsijarrutoimi tapahtui kiertämällä käyttövartta yllä mainitulla tavalla, ja sen lukitus tapahtui työntämällä käyttövartta käyttäjästä poispäin. Tällöin tarkoitukseen tehty lukkotappi työntyi sille varattuun koloon lukiten jarrun päälle. Tämän jälkeen käyttövipu voitiin irrottaa laitteesta.

Kaikki mainitut kohdat ovat hyviä keinoja vakuuttaa ostajaehdokas laitteen helpposta käytettävyydestä liikuttelun osalta. Uusitulla jarrukäytön toteutustavalla ei käyttäjän tarvitse yrittää päästä hankalapääsyiseen paikkaan, vaan hän voi esimerkiksi lukita seisontajarrun siitä paikasta, missä hän seisoo liikutettuaan laitteen haluaansa kohtaan. Kehityskohdassa oli monia eri vaiheita, ja niitä ei voitu pohtia peräkkäin ja toisistaan irrallaan, kuten ne tässä raportissa on selvyiden vuoksi esitetty, vaan niitä tuli pohtia kokonaisuutena ja tehdä kaikkien osa-alueiden suunnittelutyötä yhtäaikaisesti. Erityisiä suunnittelumenetelmiä ei tälle kehityskohdalle voitu mainita. Valittu mekaaninen jarrusatula -asennus rajasi uusien osien suunnittelutyön koskemaan siihen sidoksissa olevia välikappaleita ja erilaisten säätöjen toteutusta. Kaikki muu tämän reunaehdon ympärillä vaati lähinnä geometrioista johdettujen matemaattisten kaavojen johtamista, sekä koneenosia käsittelevältä kurssilta tuttujen laskentamenetelmien soveltamista lähinnä joustavalla valitsemalla ja interpoloidessa tarvittavaa vaijerivoimaa kyseiseen laitteeseen. Suurinta päänvaiava tuotti kuitenkin käyttöä ja sille asetetut vaatimukset nivelöinnistä, joka sallisi käyttövivulle vaaditut asennot ja samalla mahdollistaisi laitteen kääntöön tarvittavan momentin välityksen.

7 TYÖN POHDINTA JA ARVIOINTI

7.1 Kehitystyö

Laajempaa kokonaisuutta ajatellen työn aikataulu voidaan lukea aloitetuksi vuoden 2009 syyskuulla, jolloin työn valmistelu aloitettiin projektiopintojen muodossa. Työhön paneuduttiin tutustumalla laitteen toimintaan liittyvään teoriapohjaan ja mallintamalla se 3D-maailmaan, mitä ilman itse kehitystyötä ei olisi voitu suorittaa näin intensiivisellä aikataululla eikä se olisi voinut olla näin monipuolinen.

Suunnittelutyö olisi voitu aloittaa marraskuun 2009 alussa, mutta asiakkaan oli määritettävä kyseiseen työosuuteen valittavat kehitystehtävät, ja tässä oli ilmeisesti joitain epäselvyyksiä, sillä tätä koskeva alustava tieto tuli AS Mechanics Oy:n sähköpostiin tammikuussa 2010. Pitkällisen kehitettävien kohteiden valinnan lopulta valmistuttua, uhmattiin työn aikataulutuksessa kellotaulun ilmoittamaa vuorokautista tuntimäärää, sillä itse suunnittelutyö ja työpiirustusten tekeminen tehtiin asiakkaan kiireellisen aikataulun pakottamana valmiiksi n. kolmen viikon aikana. Työ vaati todellista asialle omistautumista, sillä asiakkaan ilmoitettua kyseisten muutosten valmistuskuvien takarajan, kului toimeksiannon toteuttamiseen 209,5 työtuntia ja takaraja saatiin pidettyä, koulutöistä ja muista toimista huolimatta.

Kehitystyö yhdessä raportoimattomien muutosten kanssa vaati yhteensä 89 valmistuskuvaa, joita ei valitettavasti, mutta ymmärrettävistä syistä voitu ottaa työhön liitteeksi saati sitten käsittelyyn. Näin ollen suuri osa tehdystä työstä ja ratkaisujen perusteluista oli jätettävä raportoimatta, ja keskityttävä tehtyjen toimien esittelyyn puuttumatta suuremmin valittuihin mittoihin, pintojen ominaisuuksiin ja muihin ratkaisevasti koneenrakennukseen liittyviin seikkoihin. Tämä oli vahinko niin työn raportista mahdollisesti muille olevan hyödyn kannalta kuin työn tilaajankin kannalta, sillä heidän olisi varmasti ollut mielenkiintoista lukea perusteet laitteen valmistuksessa liittyviin seikkoihin.

Kehitystyö itsessään oli aikatauluun suhteutettuna varsin onnistunut. Kehitystyölle asetetut tulosvaatimukset osittain jopa ylitettiin ja laitteen käytettävyys parantui huomattavasti. Työstä saadut tulokset niin laitteen osa- ja kokoonpanomalleina kuin muutosten valmistuskuvinkin menivät suoraan sellaisenaan muuttelemattomana käyttöön ja valmistukseen. Negatiivisena asiana työn tuloksista voitaisiin mainita suhteellisen kiireesti tehdyt komponenttivalinnat. Mikäli eri osatoimittajien tarjontaan olisi voitu perehtyä syvällisemmin, olisi komponenttivalinnat voineet olla optimaalisempia. Samaisesta syystä joillekin toteutustapavalinnoille olisi voitu hakea perustelut alan kirjallisuudesta monesta muustakin lähteestä, mutta työssä käytettyjä lähteitä voidaan pitää varsin luotettavina, sillä ne eivät olleet tuoreita vahvistamattomia tietoja, eivätkä toisaalta vanhentuneitakaan. Osatoimittajien kuvastot olivat sinällään hyviä lähteitä, sillä kyseisiä toimittajia voitiin pitää jossain määrin vastuussa niissä esitetyistä arvoista ja laskentakaavoista. Pitihän niiden perusteella pystyä tekemään oikeat osavalinnat moneen muuhunkin maailmalla jo käyttöön otettuun laitteeseen.

7.2 Opinnäytetyöprosessi

Tämän opinnäytetyön olemassaolosta ja hyvin onnistuneesta lopputuloksesta on kiittäminen AS Mechanics Oy:n toimitusjohtaja Alpo Siekkistä. Noin vuotta ennen opinnäytetyön valmistumista hän rohkeni tehdä kalliin investoinnin käyttämäni Autodesk Inventor -ohjelman lisenssiin harjoittelujaksoani varten, vaikka hänellä ei ollut takuita osaamiseni, saati sitten oppimiskykyni tasosta. Harjoittelujaksoni, kesätyöaikani ja projektipopintojaksoni ajan olen saanut tehdä mallinnus- ja suunnittelutöitä hänen kokeneessa valvonnassaan ja ohjauksessaan. Viimeinen vuosi on ollut minulle tämän insinööriyöalan kannalta erittäin antoisaa aikaa, enkä varmuudella olisi onnistunut tämäntasoisesta kehitystehtävästä yksin koulunkäyntini perusteella.

Koulussa saatu teoriapohja oli kuitenkin myös ehdottoman tärkeää kyseisen opinnäytetyön aikaansaamisen kannalta. Opetetut aiheet tukivat laajalti opinnäytetyössä tarvittuja teoriapohjia, ja opinnäytetyön onnistumisen tasosta voidaan havaita

niiden käytäntöön soveltamisen onnistuneen ilman opettajan valvontaakin. Hyvin monesta opetetusta aiheesta oli hyötyä kyseisessä toimeksiannossa, sillä

- projektijohtamista käsittelevän kurssin perusteella onnistuttiin projektinhallinnassa ja osattiin varata aikataulusta tarvittavat resurssit eri vaiheille, jolloin kaikki asetetut aikataulut saatiin pidettyä
- teknistä piirustusta ja CAD-mallinnusta käsittelevien kurssien perusteella osattiin mallintaa ja kuvittaa tarvittavat osat
- statiikkaa käsittelevän kurssin perusteella saatiin laskettua tarvittavia ja aiheutuneita voimia
- materiaalitekniikkaa käsittelevän kurssin perusteella ymmärrettiin eri käyttökohteissa tarvittavien materiaalien vaatimukset ja keinot niiden täyttämiseksi
- valmistustekniikkaa käsittelevän kurssin perusteella osattiin suunnitella tosielämässä valmistettavissa olevat osat
- koneenosia käsittelevän kurssin perusteella osattiin hahmottaa erinäisten kehityskohteiden laskennassa tarvittavia lähtötietoja
- matematiikkaa käsittelevien kurssien perusteella osattiin muodostaa geometriaperusteisia lausekkeita
- lujuusoppia käsittelevän kurssin perusteella osattiin hahmottaa esimerkiksi voiman aiheuttamaan muodonmuutokseen vaikuttavia tekijöitä
- dynamiikkaa käsittelevän kurssin perusteella ymmärrettiin yhteys tarvittavan ottotehon ja halutun liikenopeuden välillä
- autotekniikkaa käsittelevien kurssien perusteella tiedettiin jarruvoimiin vaikuttavat tekijät ja ohjauksen mekaniikkaan vaikuttavat asiat ja käsitteet
- henkilöstöjohtamista käsittelevän kurssin perusteella ymmärrettiin projektin organisaatio ja sen jäsenien oikeudet ja velvollisuudet
- viestintää käsittelevien kurssien perusteella osattiin kirjoittaa ja muotoilla työstä kirjoitettu raportti oikeaoppisesti ja
- englantia käsittelevien kurssien perusteella osattiin kirjoittaa oikeaoppinen kyseisen kielen tiivistelmä ja hakea tietoa myös englanninkielisistä lähteistä.

Yllä mainitut kohdat siis vain muutamia esimerkkejä mainitakseni. Näihin voidaan vielä lisätä projektiopinnoissa esiin tulleet asiat, sekä muissa aineissa hieman etäisemmin liittyvät asiat, kuten laitteen markkinointiin vaikuttavat lisäarvon tekijät ym. vastaavat seikat.

Tehdystä suunnittelutyöstä opittiin, miten jo olemassa olevan kehityskohteen modifiointi eriiä uuden tuotteen suunnittelusta ja mitä seikkoja sen ohessa tulee ottaa huomioon: Uuden tuotteen suunnittelussa voidaan aloittaa ”puhtaalta pöydältä”, koska kaikki valmistettavat osat tulevat olemaan kyseiseen kokoonpanoon tarkoitettuja. Kun muutellaan jostain laitteesta vain joitain osuuksia, on huomioitava niiden sopivuus muuhun kokonaisuuteen ja on pystyttävä pitämään lukua siitä, mitkä osat tulevat muuttumaan ja vaatimaan uudet valmistuskuvat. Huomioitavia on myös niille asetetut valmistustoleranssit, jotka huomioivat samat asiat kuin ne kokonaisuudet, mitkä niillä tullaan korvaamaan. Kokonaisuuden ajattelua ei voi painottaa tässä asiassa tarpeeksi.

Kirjoitettuun raporttiin on työn tekijän ominaisuudessa hyvin ristiriitaisia tunteita. Voidaan olla tyytyväisiä siihen, että raportti käsittelee varsin monimuotoista kokonaisuutta ja toimittaa todella hyvin nimenomaan opinnäytetyön virkaa. Lisäksi se on varsin informatiivinen ja jatkuvasti työhön liittyvää asiaa esittävä. Kuitenkin raportti tuntuu vain raapaisseen hieman kehitystyössä käsiteltyjen ja pohdittujen asioiden pintaa. Asiassa olisi voitu mennä vielä syvemmälle, kuten kehitystä pohdittaessakin tehtiin, mutta sivumäärä kasvoi tästä huolimatta korkeakoulukirjastossa selailtujen opinnäytetöiden keskiarvoiseen laajuuteen nähden melkoiseksi. Mikäli työ olisi voitu aloittaa jo marraskuussa 2009, olisi raportti varmasti ollut syvältä luotaavampi. Tällä aikataululla päätettiin kuitenkin pysyä tällä asioiden käsittelytasolla, sillä työn luettavuus ja muut vastaavat seikat olisivat kärsineet, mikäli niiden hiomiseen käytettävissä ollut aika olisi käytetty esitettyjen osuuksien vielä syvempään katselmukseen.

LÄHTEET

- Bauer, H., Crepin, J., Dietsche, K-H. & Dinkler, F. 2002. Auto-
teknillinen taskukirja. Autoalan Koulutuskeskus Oy. 6. p. Jyväskylä:
Gummerus.
- Benzler Oy. 2009. Screw jacks. [PDF-dokumentti]. Helsinki: Benzler
Oy. [Viitattu 6.3.2010] Saatavana:
<http://www.benzlers.com/catalogues/screwjack/seriesbdmetric.pdf>
- Benzler Oy. SolidComponents - configurator. [WWW-laskuri]. [Viitattu
7.3.2010] Saatavana:
[http://www.solidcomponents.com/company/default.asp?SCCC=SC
CNV43UA](http://www.solidcomponents.com/company/default.asp?SCCC=SC
CNV43UA)
- Blickle Oy. 2008. Blickle pyörät: tuoteluettelo. Vantaa: Blickle Oy
- Hayes Disc Brake. 2005. MX2 caliber. [JPG-kuva]. Mequon: Hayes
Disc Brake. [Viitattu 7.3.2010] Saatavana:
http://www.hayesdiscbrake.com/flash/mx23_caliper.jpg
- Nevaranta, J. 2010. Tuotekehitys luentomateriaali. Seinäjoen ammat-
tikorkeakoulu. Tekniikan yksikkö, auto- ja kuljetustekniikan ko. Au-
to- ja työkonetekniikan suuntautumisvaihtoehto.
- NORD gear Oy. 2006. Universal – Worm gear units: constant speeds.
[PDF-dokumentti]. Hampuri: Getriebebau NORD. [Viitattu 6.3.2010]
Saatavana:
[http://www2.nord.com/cms/media/documents/bw/G1035_GB_3606
.pdf](http://www2.nord.com/cms/media/documents/bw/G1035_GB_3606
.pdf)
- Paulstra. 2002. Flexible mountings. [PDF-dokumentti]. Pariisi: Hut-
chinson [Viitattu 6.3.2010] Saatavana: [http://www.paulstra-
vibrachoc.com/Blue.pdf](http://www.paulstra-
vibrachoc.com/Blue.pdf)
- Siekkinen, A. 2010a. Toimitusjohtaja. AS Mechanics Oy. Puhelinkes-
kustelu 3.2.2010.
- Siekkinen, A. 2010b. Toimitusjohtaja. AS Mechanics Oy. Microsoft
Live Messenger keskustelu 11.2.2010.
- SKS Mekaniikka. 2008. Ketjupyörät ja tarvikkeet: ketju- ja hihnäkäytöt
1. [PDF-dokumentti]. Vantaa: SKS Mekaniikka Oy. [Viitattu
6.3.2010]. Saatavana:
[http://www.sks.fi/inet/sks/contman.nsf/documents/EE918ACDADB
D7816C22571F5003B3F2C/\\$file/ketjupyorat_tarvikkeet_731216_0
8.pdf](http://www.sks.fi/inet/sks/contman.nsf/documents/EE918ACDADB
D7816C22571F5003B3F2C/$file/ketjupyorat_tarvikkeet_731216_0
8.pdf)

SKS-mekaniikka Oy. 2001. Käyttölaitteet: Ristinivelet ja nivelakselit.
[PDF-dokumentti]. Vantaa: SKS-mekaniikka Oy [Viitattu 6.3.2010]
Saatavana: http://pkmoscow.ru/uploads/wys/File/Rotar-Buko_732438.pdf

Tekniikan Kaavasto. 2008. 6. uudistettu painos. Tampere: Tammer-
tekniikka Oy

LIITTEET

Liite 1: FEM-Laskentaraaportti

Stress Analysis Report

Autodesk®

Analyzed File:	Laippa.ipt
Creation Date:	25.3.2010, 14:14
Simulation Author:	O.S.

Project Info

Physical

Material	Steel
Density	7,85 g/cm ³
Mass	0,183444 kg
Area	7646,7 mm ²
Volume	23368,7 mm ³
Center of Gravity	x=0 mm y=0 mm z=4 mm

Simulation:1

General objective and settings:

Design Objective	Single Point
Simulation Type	Static Analysis
Last Modification Date	25.3.2010, 14:05
Detect and Eliminate Rigid Body Modes	No
Separate Stresses Across Contact Surfaces	No
Motion Loads Analysis	No

Advanced settings:

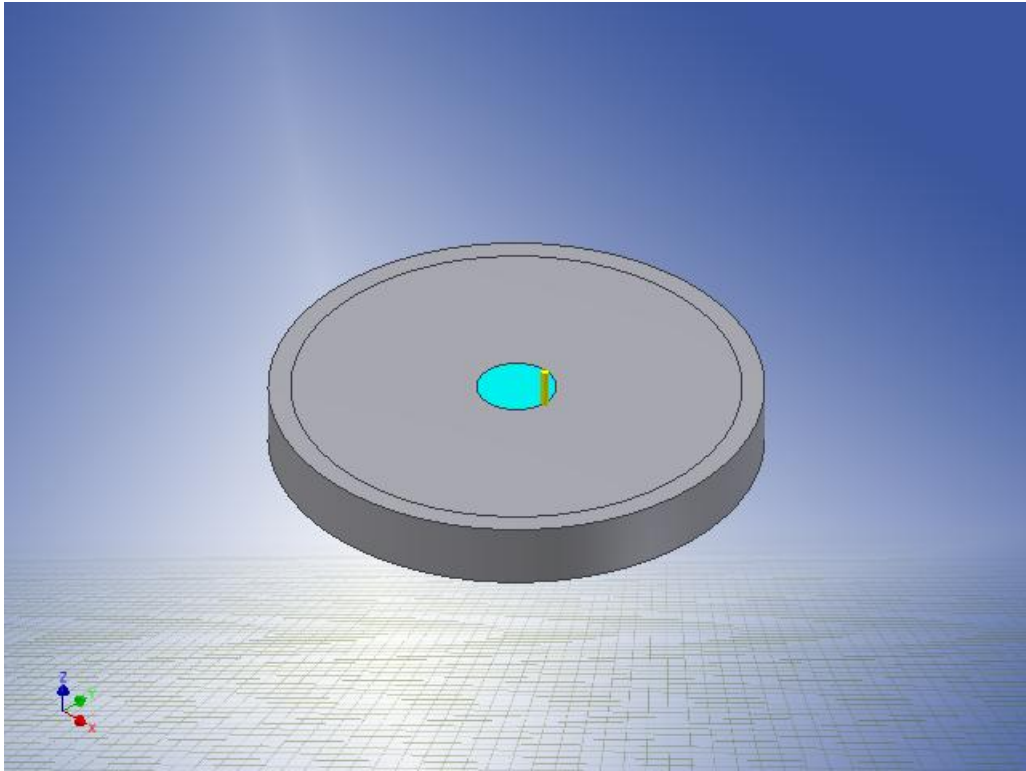
Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0,02
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0,1
Grading Factor	1,5
Max. Turn Angle	30 deg
Create Curved Mesh Elements	Yes
Ignore Small Geometry	No
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

Material(s)

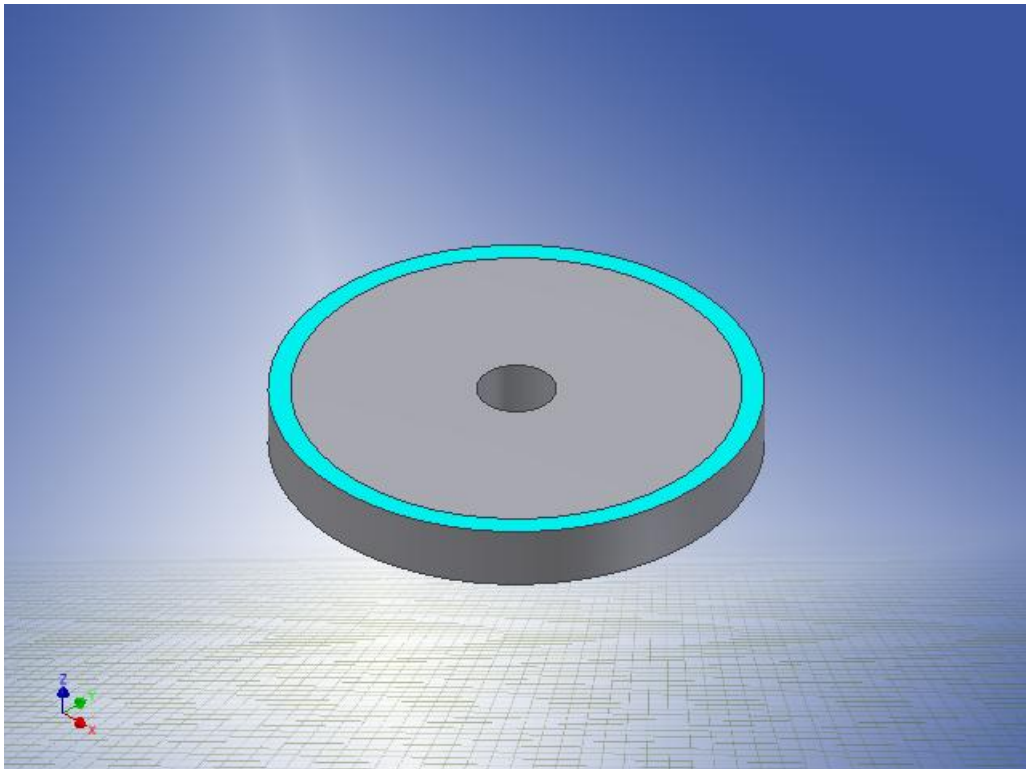
Name	Steel	
General	Mass Density	7,85 g/cm ³
	Yield Strength	207 MPa
	Ultimate Tensile Strength	345 MPa
Stress	Young's Modulus	210 GPa
	Poisson's Ratio	0,3 ul
	Shear Modulus	80,7692 GPa
Stress Thermal	Expansion Coefficient	0,000012 ul/c
	Thermal Conductivity	56 W/(m K)
	Specific Heat	460 J/(kg c)
Part Name(s)	Laippa.ipt	

Operating conditions**Force:1**

Load Type	Force
Vector X	0,000 N
Vector Y	0,000 N
Vector Z	-1034,000 N

Selected Face(s)**Fixed Constraint:1**

Constraint Type	Fixed Constraint
-----------------	------------------

Selected Face(s)

Results

Reaction Force and Moment on Constraints

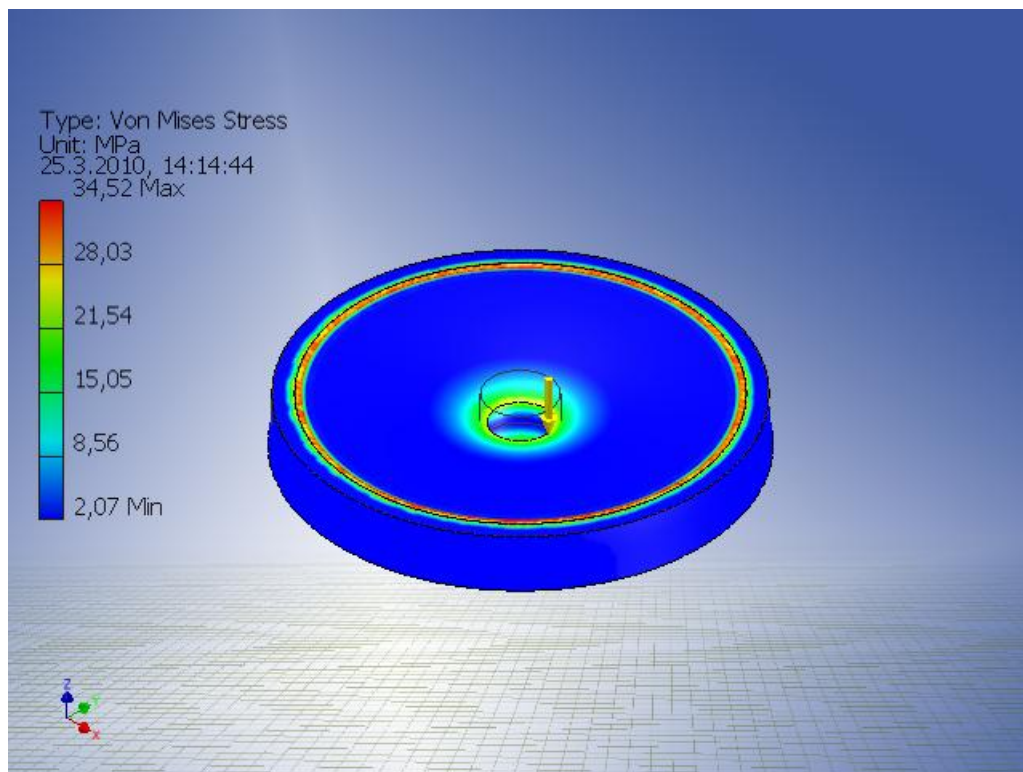
Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1	1033,92 N	-0,0121753 N	0,000988765 N m	-0,000651454 N m
		0,0384684 N		0,000156436 N m
		1033,92 N		0,000727181 N m

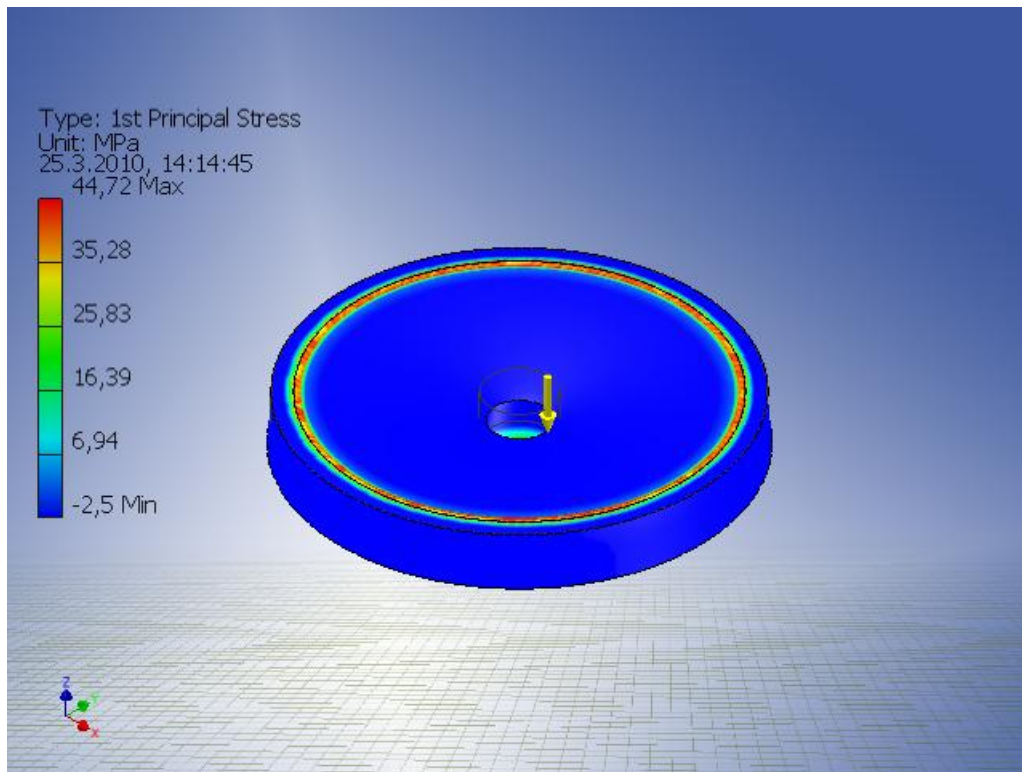
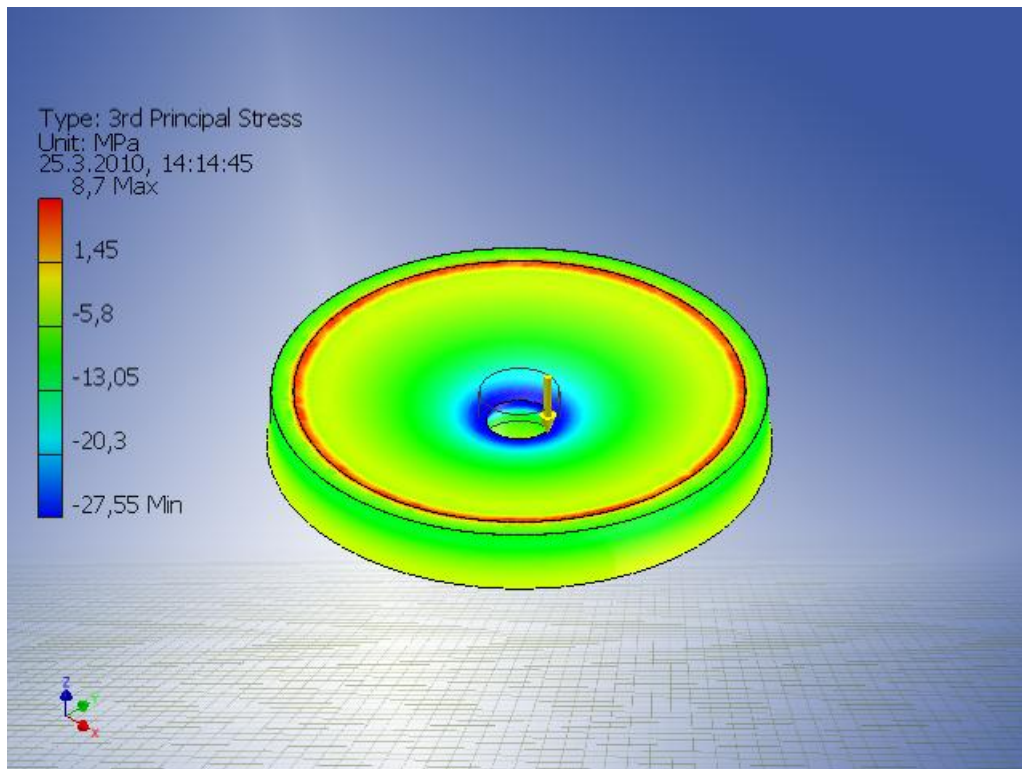
Result Summary

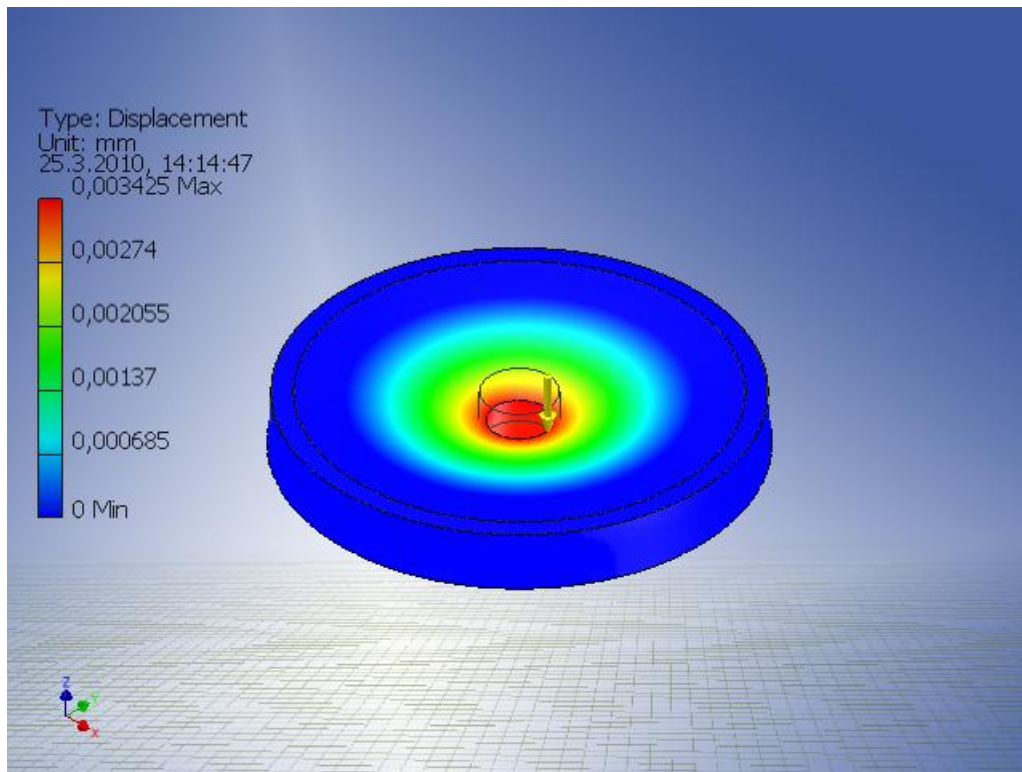
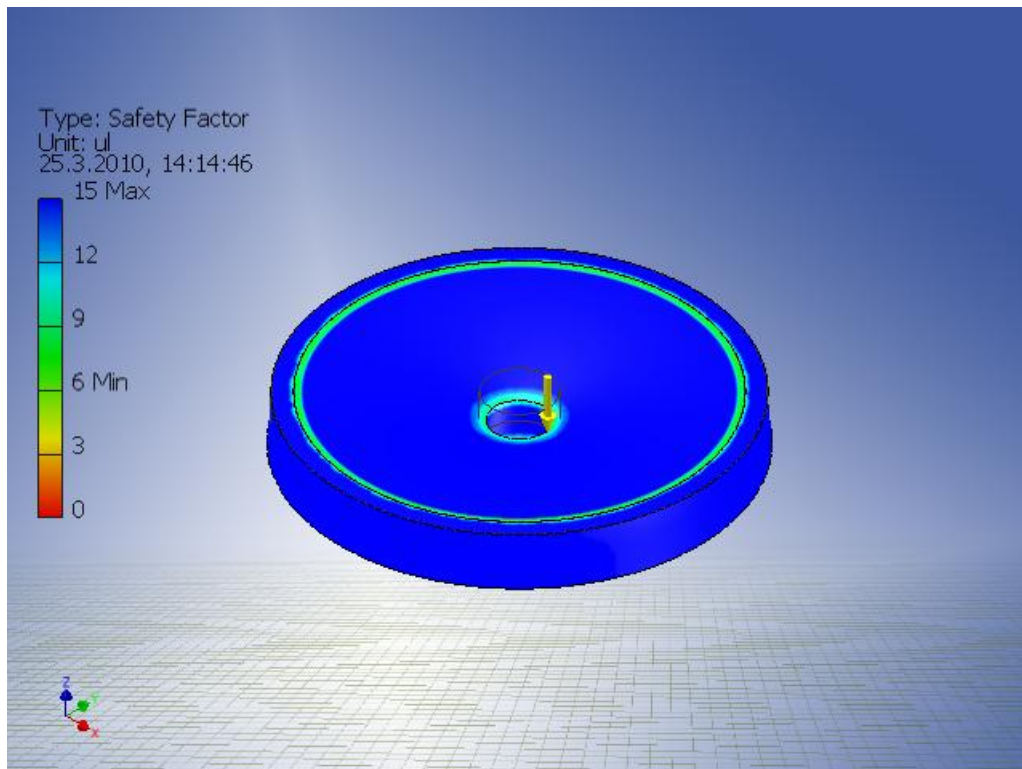
Name	Minimum	Maximum
Volume	23364,9 mm ³	
Mass	0,183414 kg	
Von Mises Stress	2,06835 MPa	34,5214 MPa
1st Principal Stress	-2,50125 MPa	44,724 MPa
3rd Principal Stress	-27,5525 MPa	8,70413 MPa
Displacement	0 mm	0,00342459 mm
Safety Factor	5,99628 ul	15 ul

Figures

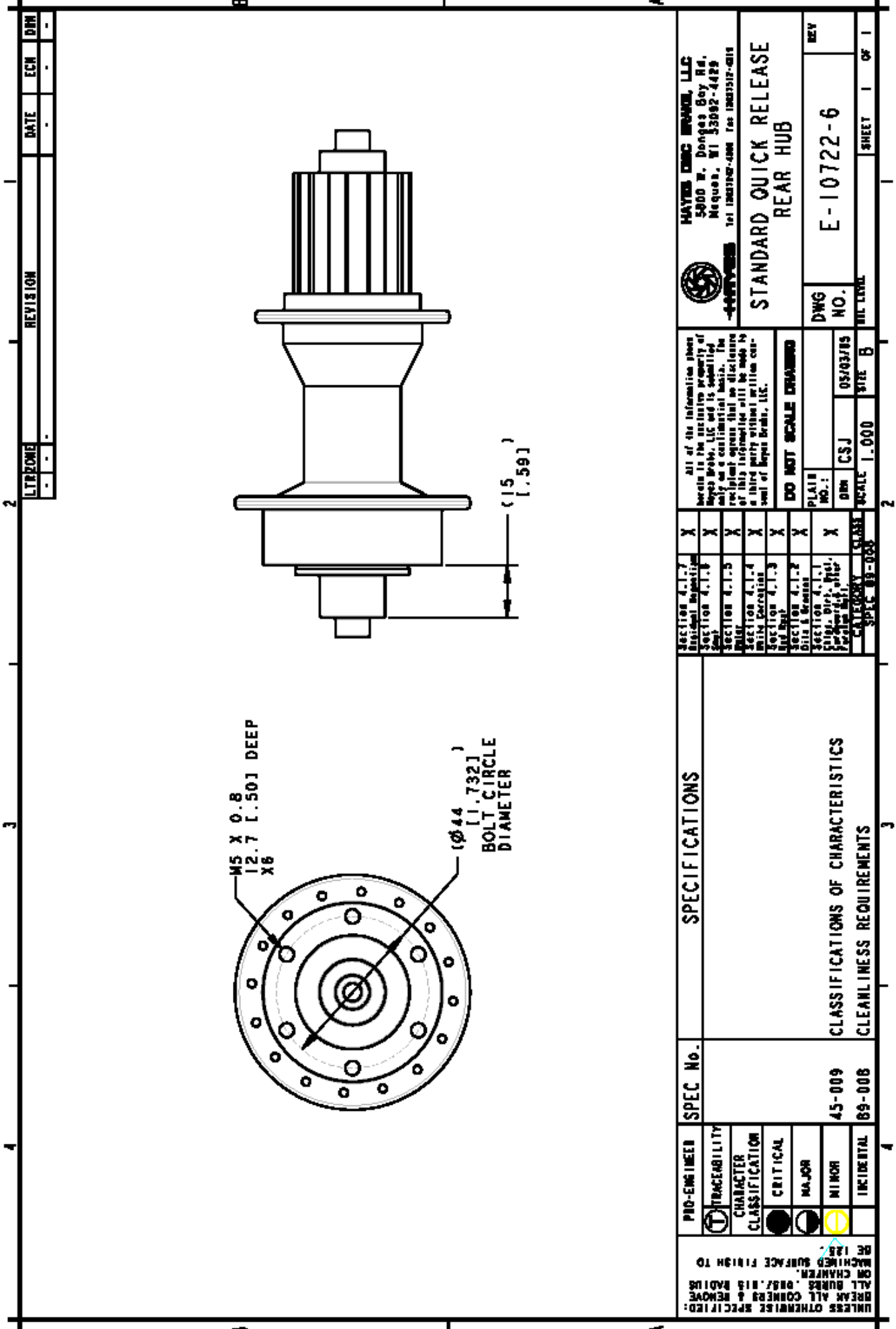
Von Mises Stress



1st Principal Stress**3rd Principal Stress**

Displacement**Safety Factor**

Liite 2: Tekninen piirustus - Hayes pyöränapa



LITERONE	REVISION	DATE	ECN	DIN
-	-	-	-	-

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: BREAK ALL CORNERS & REMOVE ALL BURRS, RAG/ RIZ RADII'S RE CHAMFER. RE CHAMFER SURFACE FINISH TO RE 125.		PRO-ENGINEER CHARACTER CLASSIFICATION CRITICAL MAJOR MINOR INCIDENTAL	SPEC No. 45-009 89-008	SPECIFICATIONS CLASSIFICATIONS OF CHARACTERISTICS CLEANLINESS REQUIREMENTS	Section 4.1.7 National Registration Section 4.1.8 Seal Section 4.1.5 PAINT Section 4.1.4 Minimum Decoration Section 4.1.3 Red Mark Section 4.1.2 Rust Inhibitor Section 4.1.1 Suppl. Div. 1, Part 1 Finish Ref.	All of the information shown herein is the exclusive property of Hayes Brant, LLC and is submitted only on a confidential basis. The recipient agrees that no disclosure of this information will be made to a third party without the written consent of Hayes Brant, LLC.	HAYES BRC BRANT, LLC 5000 W. Donges Bay Rd. Mequon, WI 53092-4429 1st 12631267-000 Fax 12631517-018 444-999-9999	STANDARD QUICK RELEASE REAR HUB	DO NOT SCALE DRAWING PLAIN NO.: CSJ 05/03/85 SCALE 1:000 SIZE B	DWG NO. E-10722-6 REV	SHEET 1 OF 1
--	--	--	------------------------------	--	---	---	--	------------------------------------	--	-----------------------------	--------------