

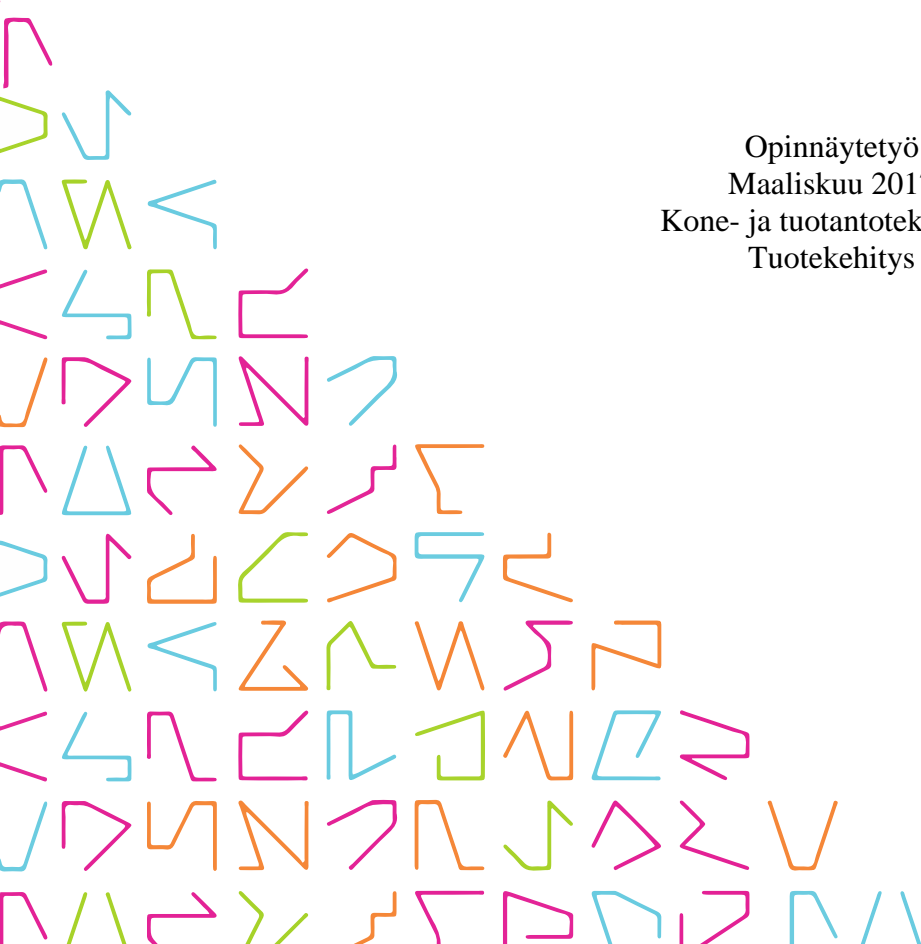


TAMPEREEN
AMMATTIKORKEAKOULU

MITTAUSALUSTAN SUUNNITTELU

Niko Lehtinen

Opinnäytetyö
Maaliskuu 2017
Kone- ja tuotantotekniikka
Tuotekehitys



TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu
Kone- ja tuotantotekniikka
Tuotekehitys

NIKO LEHTINEN
Mittausalustan suunnittelu

Opinnäytetyö 124 sivua, joista liitteitä 15 sivua
Maaliskuu 2017

Opinnäytetyössä suunniteltiin akselien säteisheiton mittaamiseen soveltuva mittausalusta. Työ tehtiin Fortaco Oy:n Sastamalan Machining-yksikölle. Fortaco on kansainvälinen raskaan kaluston sopimusvalmistaja. Sastamalan Machining-yksikkö on erikoistunut metallin työstämiseen. Mittausalustan tehtävänä on kannatella akselia, josta mitataan säteisheittoa mittakellolla. Mitattavan akselin pitää päästä pyörimään akselinsa ympäri mittausalustalla ilman, että alusta aiheuttaa poikkeamia mittaustuloksiin. Haastavaa oli suunnitella laite, jolla voidaan mitata erikokoisia ja –muotoisia akseleita. Haasteita aiheuttaa myös tarkat mittaavaatimukset akseleissa ja mittausalustan käytännöllisyys. Mittausalustan on oltava tarkka ja yksinkertainen. Sen tulee kestää raskaiden akselien painot, mutta sen liikuttamisen on onnistuttava helposti tehdasoloissa.

Mittausalustan suunnittelu aloitettiin tutkimalla erilaisia vaihtoehtoja toteuttaa akselin säteisheiton mittaaminen. Vastaavaa laitetta ei ole aiemmin valmistettu, joten oikeanlaisen konseptin keksiminen oli ensimmäinen vaihe suunnitteluprosessissa. Konseptien suunnittelussa huomioitiin mittausalustalle asetetut vaatimukset ja tavoitteet. Opinnäytetyössä mittausalusta mallinnettiin Solidworks CAD-mallinnusohjelmalla. Jokaisen komponentin kestävyys mitoitettiin tietokoneavusteisella, elementtimenetelmiä hyödyntävällä ANSYS Workbench-ohjelmistolla. Ohjelmistolla laskemisen lisäksi yksinkertaisia tapauksia laskettiin käsin lujuusopin ja statiikan kaavoja hyödyntäen. Suurin osa mittausalustaan tulevista komponenteista suunniteltiin valmistettavaksi Fortacolla. Osa komponenteista oli kuitenkin helpompi hankkia valmiina, kuin valmistaa itse. Hankinnalla säästettiin valmistus- ja suunnittelukustannuksissa. Raportissa paneuduttiin jokaiseen hankittavaan osaan ja valittiin sopivin malli.

Opinnäytetyön pohjalta voidaan valmistaa akselien säteisheiton mittaamiseen soveltuva alusta. Raportti sisältää kaikki tarvittavat dokumentit ja tiedot valmistukseen liittyen. Opinnäytetyö sisältää ainoastaan mittausalustan suunnittelun ja valmistamiseen liittyvät dokumentit. Itse valmistuksen ajankohtaan tai toteuttamiseen raportissa ei oteta kantaa. Mittausalustalle asetetut vaatimukset ja tavoitteet täyttyivät. Kuitenkin, mittausalustan käyttöön liittyviä parannuksia on ilmennyt suunnittelun loppuvaiheissa. Näistä osa saataan toteuttaa jälkeenpäin. Seuraavissa versioissa keskitytään parantamaan valmistettavuutta ja lisäämään alustan liikuteltavuutta.

Asiasanat: akseli, lujuuslasku, mittaaminen, suunnittelu, säteisheitto,

ABSTRACT

Tampere University of Applied Sciences
Mechanical and Production Engineering
Product Development

NIKO LEHTINEN:
Measuring base design

Bachelor's thesis 124 pages, appendices 15 pages
March 2017

The purpose of this thesis was to design shaft's circular run-out tolerance measuring base. The shaft measuring base's purpose is to support the shaft to be measured circular run-out. The shaft must be able to rotate about an axis on the measuring base without the measuring base causes run-outs. Design a device that can measure different sizes and shapes shafts causes challenges. Another challenge causes accurate measurement requirements and base practicality. Also, it must carry heavy shaft's weights and be easy to move in factory environments.

Measurement base designing was started by studying different options to put into action measurement of the shaft circular run-out. A similar device has not been made, so the first phase was inventing right kind of concept. Designing the concept was noticed the demands and requests. In this thesis measuring base was modeled using CAD program, Solidworks. Each component was strength calculated using ANSYS Workbench Computer-aided engineer software or calculated manual using strength theory and static equations. The measuring base's parts were designed to manufactured in Fortaco. Some of the components were easier to buy than manufactured themselves. These parts were made proposal of purchase.

Based on this thesis can be manufactured to shaft's circular run-out measuring base. This thesis contains all the needed documents and information for manufacture the measuring base. This thesis process only designing. Manufacturing and implementation is Fortaco's discretion.

Key words: circular run-out, design, measuring, shaft, strength calculation

SISÄLLYS

1	JOHDANTO.....	8
2	LÄHTÖKOHTA.....	9
	2.1 Fortaco Oy	9
	2.2 Akseleiden valmistaminen ja mittaaminen	10
	2.3 Haasteet.....	10
3	VAATIMUKSET	12
	3.1 Käyttö.....	12
	3.2 Tarkkuus	12
	3.3 Kantavuus	13
	3.4 Liikuteltavuus	13
	3.5 Sääätö.....	14
4	MITTAUSALUSTA KONSEPTI	15
	4.1 Konseptin luominen	15
	4.2 Ensimmäinen konsepti	15
	4.3 Toinen konsepti.....	17
	4.4 Kolmas konsepti	20
	4.5 Neljäs konsepti.....	21
5	LUJUUSOPPI	23
	5.1 Lujuuden laskeminen käsin	23
	5.2 Sallitut jännitykset teräsrakenteissa	24
	5.3 Varmuusluvun laskemien	24
	5.4 Liiketytöt.....	25
	5.5 FEM-laskenta.....	26
	5.6 Hitsiliitos.....	30
6	KIINNITIN.....	32
	6.1 Mallintaminen.....	32
	6.1.1 Muoto	32
	6.1.2 Kiinnittäminen	35
	6.1.3 Kiilan ura.....	36
	6.2 Lujuuslaskeminen	37
	6.3 Valmistaminen	38
7	TUKIRULLA	42
	7.1 Vaatimukset	42
	7.2 Malli.....	43
	7.3 Mallinnus	45
8	KIILA	47

8.1	Käyttötarkoitus.....	47
8.2	Malli.....	48
8.2.1	Pituus.....	48
8.2.2	Leveys.....	49
8.2.3	Tukirullan lovi.....	50
8.2.4	Laipparuuvin ura.....	51
8.2.5	Korkeus.....	52
8.2.6	Laakeritapin reikä.....	52
8.3	Lujuuslaskenta.....	54
8.4	Valmistaminen.....	56
9	LAAKERITAPPI.....	58
9.1	Käyttötarkoitus.....	58
9.2	Mallintaminen.....	58
9.3	Lujuuslaskeminen.....	60
9.4	Valmistaminen.....	62
10	SÄÄTÖRUUVI.....	64
10.1	Toimintaperiaate.....	64
10.2	Malli.....	64
10.3	Lujuuslaskenta.....	68
10.4	Valmistaminen.....	70
11	KEHIKKO.....	72
11.1	Kehikon vaatimukset.....	72
11.2	Mallintaminen.....	72
11.3	Tukijalka.....	73
11.4	Koneenaluskenkä.....	74
11.5	Lujuuslaskenta.....	75
11.5.1	ANSYS.....	75
11.5.2	Lujuuslaskenta käsin.....	79
11.5.3	Hitsausliitokset.....	82
11.6	Valmistaminen.....	82
12	JOHTEET.....	85
12.1	Käyttötarkoitus.....	85
12.2	Malli.....	85
12.3	Lukitus.....	87
13	TOLERANSSIT.....	89
13.1	Yleistoleranssit.....	89
13.2	Perustoleranssi.....	90
13.3	Sovitteen toleranssi.....	92
13.4	Geometriset toleranssit.....	93

13.5 Mittausalustan komponenttien toleranssit	97
13.5.1 Kiinnittimen uran ja kiilan sovitetoleranssi	97
13.5.2 Kiinnittimen uran ja kiilan yhdensuuntaisuus.....	101
13.5.3 Kiinnittimen ja johdevaunun toleranssit	102
13.5.4 Laakeritapin toleranssit	105
14 KOKOONPANO.....	107
15 POHDINTA.....	108
LÄHTEET.....	110
LIITTEET	111
Liite 1. Lieriömäisyyden vaikutus tukirullassa	111
Liite 2. Manuaalisesti asetetut voimat kiilaan	112
Liite 3. Varmuusluku kiilan leikkautumisen suhteen.....	113
Liite 4. Varmuusluku laakeritapin leikkautumisen suhteen	114
Liite 5. Säättöruuvien kierteen murtolujuus	115
Liite 6. Varmuusluku yläpalkin myötämisen suhteen 1(2).....	116
Liite 6. Varmuusluku yläpalkin myötämisen suhteen 2(2).....	117
Liite 7. Varmuusluku tukijalan myötämisen suhteen.....	118
Liite 8. Hitsiliitoksen mitoitus 1(2).....	119
Liite 8. Hitsiliitoksen mitoitus 2(2).....	120
Liite 9. Mittausalustan kokoonpanokuva	121
Liite 10. Räjätyskuva: kiinnittimen kiinnitys	122
Liite 11. Räjätyskuva: kiila ja kiinnitin	123
Liite 12. Räjätyskuva: kehikko.....	124
Liite 12. Mittausalustan kokoonpanokuva	125

ERITYISSANASTO tai LYHENTEET JA TERMIT (valitse jompikumpi)

<i>g</i>	gravitaatiovakio 9,81 m/s ²
<i>FEM</i>	elementtimenetelmällä suoritettava laskenta (Finite Element Method)
<i>Perustoleranssi</i>	mikä tahansa pituusmittojen toleranssien ISO-merkintäjärjestelmään kuuluva toleranssi, joilla etuliite IT.
<i>Solidworks</i>	3D-mallinnusohjelma
<i>Toleranssi</i>	Ylemmän rajamitan ja alemman rajamitan välinen erotus
<i>Toleranssiaste</i>	ryhmä pituusmittatoleransseja, joilla on yhteinen tunnus (esim. IT7)
<i>Toleranssiluokka</i>	peruseromitan ja perustoleranssiasteen yhdistelmä (esim. H7)

1 JOHDANTO

Opinnäytetyön tarkoituksena on suunnitella akseleiden säteisheiton mittaukseen tarkoitettu alusta Fortaco Oy:lle. Säteisheittoa mitataan akselista mittakellolla. Mittakello asetetaan akselin pintaa vasten, ja akselia pyörittämällä mittakellosta voidaan lukea säteisheitot. Suurien akseleiden säteisheiton mittaaminen on haastavaa, ilman siihen tarkoitettua laitteistoa. Mitattavaa akselia pitää pystyä pyörittämään akselinsa ympäri. Pyörimisliikkeessä ei saa olla epätarkkuutta, sillä mitattavat heitot akseleissa ovat millin sadasosia. Mittausalustan on oltava tarpeeksi tarkka ja vakaa, jotta suuria ja vaativia akseleita on mahdollista mitata.

Opinnäytetyössä kerrotaan lähtökohdat ja vaatimukset mittausalustalle. Tämän jälkeen esitellään suunnitteluprosessia syntyneitä erilaisia konsepteja mittausalustalle. Parhaiten soveltuvan konseptin komponentit esitellään. Jokaisesta komponentista luodaan 3D-malli ja tutkitaan komponentin kestävyys. Lisäksi niistä laaditaan työkuvat ja valmistusohjeet. Valmistuksessa tarvittavat toleranssit ovat myös esitelty raportissa. Viimeisenä laaditaan kokoonpano- ja valmistuskuvat.

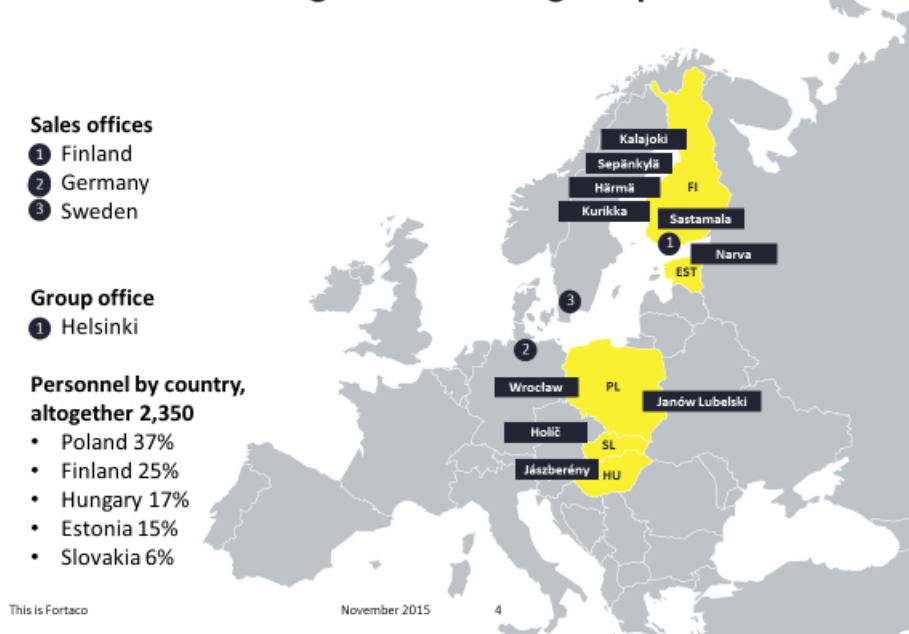
Opinnäytetyön pohjalta on mahdollista valmistaa akseleiden mittausalustan prototyyppi ja testata sen toimivuus käytännössä. Suunnitelmaan voi tehdä muutoksia ja kehittää laitetta paremmin tarkoitukseen soveltuvaksi. Opinnäytetyössä keskitytään suunnitteluun ja laaditaan valmistuksessa tarvittavat dokumentit. Valmistusprosessiin ei tässä työssä paneuduta, vaan se jää yrityksen vastuulle.

2 LÄHTÖKOHTA

2.1 Fortaco Oy

Fortaco Oy on monikansallinen raskaan kaluston sopimusvalmistaja. Fortacolla on myyntikonttoreita kolmessa eri maassa: Suomessa, Saksassa ja Ruotsissa. Pääkonttori sijaitsee Helsingissä. Henkilöstä Fortacolla on töissä Puolassa, Suomessa, Unkarissa, Virossa ja Slovakiassa (kuva 1). Suomessa on viisi toimipistettä: Kalajoki, Sepänkylä, Härmä, Kurikka ja Sastamala.

Fortaco has a strong manufacturing footprint



KUVA 1. Fortaco maailmalla

Opinnäytetyö tehtiin Sastamalassa toimivalle Machining-yksikölle. Tiedot perustuvat vuonna 2015 Petri Parnin laatimaan yrityksestä kertovaan esitykseen. Vuonna 2014 liikevaihto oli Sastamalan Machining-yksikössä 7,5 miljoonaa euroa. Henkilöstöä siellä on 48. Yksikkö koostuu seitsemästä CNC-työstökeskuksesta ja kahdeksasta CNC-sorvista. Machining-yksikkö on erikoistunut vaativiin metallin koneistus- ja sorvaustöihin.

2.2 Akseleiden valmistaminen ja mittaaminen

Sastamalan Machining-yksikössä valmistetaan erikokoisia akseleita sorvaamalla. Sorvauksen jälkeen akseleista mitataan tarvittavat mitat. Osassa akseleissa on hyvinkin tarkat toleranssit, ja näiden mittaaminen on haastavaa. Säteittäisheittoa akseleissa saa olla tarkimmillaan ainoastaan 0,01 mm. Tämän mittaaminen on hankalaa ilman tarkoituksenmukaista laitteistoa. Koneistamisen jälkeen akselit ovat kuljetettu toiseen halliin, ja siellä vasta mitattu tarvittavat säteisheitot. Akselin kuljettaminen on aikaa ja resursseja vievää, varsinkin kun mitattavien akseleiden valmistusmäärä on kasvamassa yksittäisistä kappa-leista satoihin. Toisessa hallissa olevan laitteiston siirtäminen lähemmäksi akseleita valmistavia koneita on mahdotonta. Valmistus- ja mittausprosessin tehostamiseksi tarvitaan parempi vaihtoehto mittaamiselle.

Tähän ratkaisuna on suunnitella erillinen mittausalusta, joka on akselin valmistavan koneen välittömässä läheisyydessä. Mittausalusta nopeuttaa huomattavasti valmistus- ja mittausprosessia. Näin aikaa ei kulu akselin kuljettamiseen ja mittaustulokset saadaan välittömästi. Mahdollisen virheen sattuessa pystytään reagoimaan nopeasti, eikä suurta vahinkoa pääse tapahtumaan. Tällä hetkellä akseleita saatetaan koneistaa monta peräkkäin, jonka jälkeen vasta suoritetaan mittaus. Ensimmäisen akselin mittojen ollessa virheelliset, koko sarja menee pilalle ilman mittausta. Tavanomaista on myös se, että akselin mittaa jokin muu henkilö, kuin akselin koneistanut henkilö. Akselin valmistumisesta mittaustuloksien saamiseen saattaa kulua useita tunteja. Tässä ajassa on ehditty aloittaa toisen akselin koneistaminen ja virhe toistuu.

2.3 Haasteet

Haasteita mittausalustan suunnitteluun tuo se, ettei vastaavaa laitetta ole aiemmin rakennettu. Mittausalusta täytyy siis suunnitella alusta asti omatoimisesti, eikä mallia voi katsoa aiemmista kehitelmistä. Uudenlaisen laitteen alkusuunnitteluun kuuluu huomattavasti enemmän aikaa, verrattuna jo valmiiksi suunnitellun laitteen kehittämiseen. Uutta laitetta suunniteltaessa laitteen koko toimintaperiaate saattaa mennä monta kertaa uusiksi, eikä siksi kannata aloittaa liian aikaisin hienosäätämistä. Tuotekehitysprosessin aikana tulee

tehtyä paljon ”turhaa työtä” mallien ja toimintatapojen muuttuessa. Toiminnalliset ominaisuudet ja komponentit muuttuvat usein prosessin aikana. Esimerkiksi komponenttien vaihtuessa, edeltävien osien mitoitus on ollut ”turha”. Mitoittaminen ja lujuuslaskeminen kannattaa jättää vasta viimeisiksi vaiheiksi. Näin säästytään ylimääräiseltä työltä.

Mitoittaminen ja lujuuslaskeminen kesken kehitysprosessin on toisinaan välttämätöntä mallin luomisessa. Mittalaitteen suunnittelussa pienet yksinkertaiset asiat vaikuttavat mooneen muuttuun. Näin ollen kehitysprosessin etenemiseksi on annettava mittoja, jotta pystytään etenemään prosessissa. Tässä tapauksessa mittojen parametrisoiminen helpottaa ja nopeuttaa etenemistä. Annetaan mitoille aluksi tietyt arvot ja määritetään ne parametreiksi. Mittojen muuttuessa voidaan korjata ainoastaan kyseiset parametriarvot ja muut mitat pysyvät entisellään. Näin säästytään uuden luomiselta ja pystytään kehittämään laitetta tehokkaammin ja nopeammin.

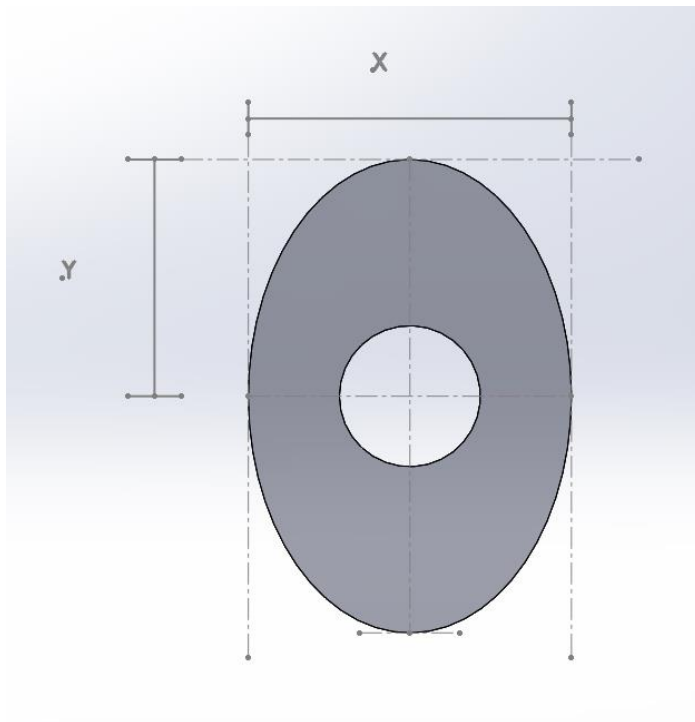
3 VAATIMUKSET

3.1 Käyttö

Mittausalustan käyttäminen tulee olla helppoa ja yksinkertaista. Jokaisen tulisi oppia laitteen käyttäminen nopean perehdyttämisen jälkeen. Mitattava akseli asetetaan rullien tai laakerien päälle, jossa se pääsee pyörimään akselinsa ympäri. Akselin pintaa vasten asetetaan mittakello, jolla mitataan akselista säteisheittoa. Akselia pyörittämällä voidaan mittakellosta lukea heitot. Laitteen käyttämisessä tulee huomioida myös turvallisuus. Laite on suunniteltava siten, ettei sen käytöstä aiheudu vaaraa käyttäjälle.

3.2 Tarkkuus

Mittausalustalla on tarkoitus mitata akseleita, joissa saa olla säteisheittoa tarkimmillaan 0,01 mm. Kaikissa komponenteissa ja rakenteissa on epätarkkuutta. Mittausalustan komponentit tulee valita siten, että tarkkuutta on riittävästi suoraan mittaukseen vaikuttavissa komponenteissa. Mittausalustassa on tärkeää, että suorassa kontaktissa mitattavan akselin kanssa olevat rullat täyttävät tarkat kriteerit. Suurimmat vaikuttavat tekijät ovat rullan lieriömäisyys ja halkaisijan muutokset. Rullan ellipsisyys aiheuttaa siis suoraan mittaus-tuloksiin epätarkkuutta. Tilannetta on havainnollistettu kuvassa 2. Rulla aiheuttaa jo pienilläkin halkaisijaeroilla suuria mittausepätarkkuuksia. Esimerkki lasku on liitteessä 1. Suuret halkaisijan muutokset aiheuttavat mittaepätarkkuuksia säteisheittoa mitatessa, ja tämän seurauksena mittausalusta olisi käyttökelvoton.



KUVA 2. Rullan ellipsisyys

3.3 Kantavuus

Raskaimmat alustalla mitattavat akselit painavat 750 kg. Akselin massasta aiheutuvan voiman lisäksi mittalaitetta kuormittaa kiinnittimien massat. Mittausalustan komponentit mitoitetaan raskaimman akselin ja kiinnittimien massojen aiheuttamien voimien mukaan. Varmuusluku myötämiseen nähden asetetaan korkeaksi, jotta vältetään tapaturmilta väärin käytön yhteydessä. Laitetta ei valmisteta sarjatuotannossa vaan kertaluonteisena. Tästä syystä laitteen ylimitoittaminen ei aiheuta suuria lisäkustannuksia. Lisäksi suuri varmuusluku parantaa laitteen turvallisuutta ja pidentää sen käyttöikä.

3.4 Liikuteltavuus

Mittausalustaa suunniteltaessa on otettava huomioon sen liikuteltavuus. Tarvittaessa mittausalustaa pitää pystyä siirtämään paikasta toiseen tehdasoloissa. Laitteen siirtäminen ei saa aiheuttaa erikoistoimenpiteitä. Fortacolla on käytössä useita trukkeja ja siltanostureita. Mittausalusta suunnitellaan siten, että molemmilla näillä on mahdollista siirtää mittausalusta mahdollisimman helposti ja turvallisesti.

3.5 Sääto

Mittausalustalla on tarkoitus mitata erikokoisia ja -muotoisia akseleita. Alustavasti mitattavien akseleiden halkaisijat ovat 65–345 mm. Mittausalustaa pitää siis pystyä säätämään eri halkaisijoille sopiviksi. Akselit eivät ole myöskään tasapaksuja vaan niiden halkaisijat vaihtelevat. Kaikissa akseleissa ei ole kahta samalla halkaisijalla olevaa pintaa. Tämän seurauksena mittausalustaa pitää pystyä säätämään siten, että akselia kannattelevat kiinnittimet ovat eri korkeudella.

Mittausalustan kiinnikkeiden tulee olla liikutettavissa pituus- ja korkeussuunnannassa. Säädon tulee tapahtua portaattomasti ja helposti. Korkeussäädössä tulee huomioida akselin massan aiheuttama voima. Säätolaitteet mitoitetaan kestämään raskaimmatkin akselit. Säädon on oltava mahdollista myös akselin ollessa jo kiinni mittausalustassa. Lisäksi säätolaitteiston rakenteen on oltava mahdollisimman yksinkertainen, jottei sen valmistaminen aiheuta kohtuuttomasti kuluja.

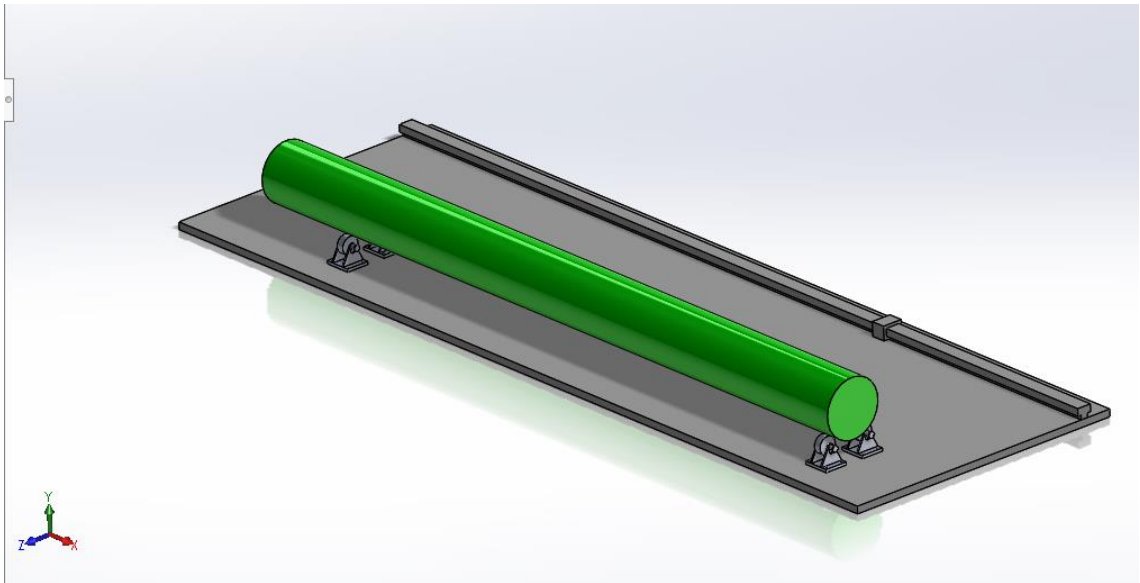
4 MITTAUSALUSTA KONSEPTI

4.1 Konseptin luominen

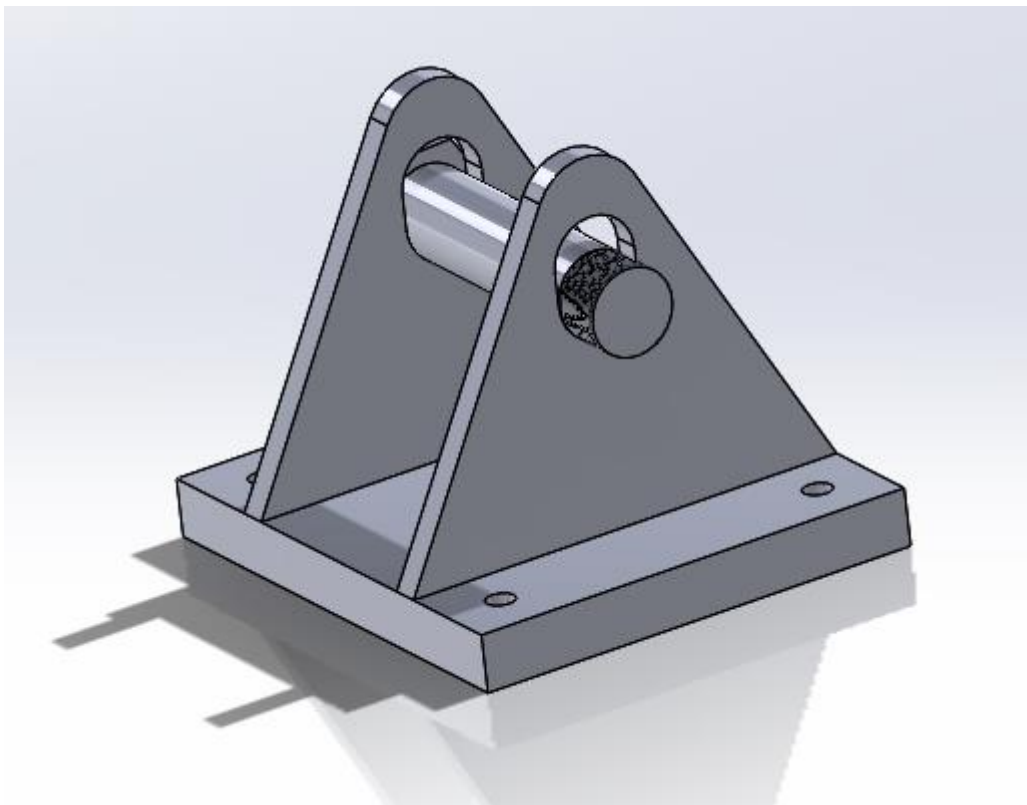
Mittausalustan suunnitteluprosessin ensimmäinen vaihe oli hahmottaa kokonaisuus. Tässä vaiheessa pyrittiin selvittämään laitteiston toimintaperiaate. Kokonaisuuden ollessa valmis, keskitytään pienempiin osuuksiin. Suurin ja eniten lopputulokseen vaikuttava ongelma olikin kehittää toimiva kokonaisuus. Mittausalustan toteuttamistapoja on monia, ja ongelmaksi tuli valita juuri tähän tarkoitukseen sopivin vaihtoehto. Toimintatavan ja konseptin ollessa valmis, lähdettiin pilkkomaan laitteistoa osakokonaisuuksiin. Konsepti kehittyi koko prosessin ajan ja yhden osan muuttaminen vaikutti koko laitteiston rakentamiseen. Näin laitteen jokainen osa oli kehityksessä koko prosessin ajan.

4.2 Ensimmäinen konsepti

Ensimmäistä mittausalustan konseptia lähdettiin miettimään hyvin alkeellisesti. Tarkoituksena oli pohtia erilaisia vaihtoehtoja, miten akselin saisi pyörimään akselinsa ympäri, muuten sen liikkumatta. Kuvassa 3 on ensimmäisen ratkaisuvaihtoehdon malli. Ratkaisussa akseli asetetaan neljän rullan päälle. Rullat ovat erillisissä kannattimissa kiinni (kuva 4). Kannattimet ovat puolestaan kiinni levyssä. Kuvan oikeassa laidassa on johteella kulkeva holkki, jonka päälle voi asettaa mittakellon.



KUVA 3. Mittausalustan ensimmäinen konsepti



KUVA 4. Ensimmäisen konseptin tukirullien kannatin

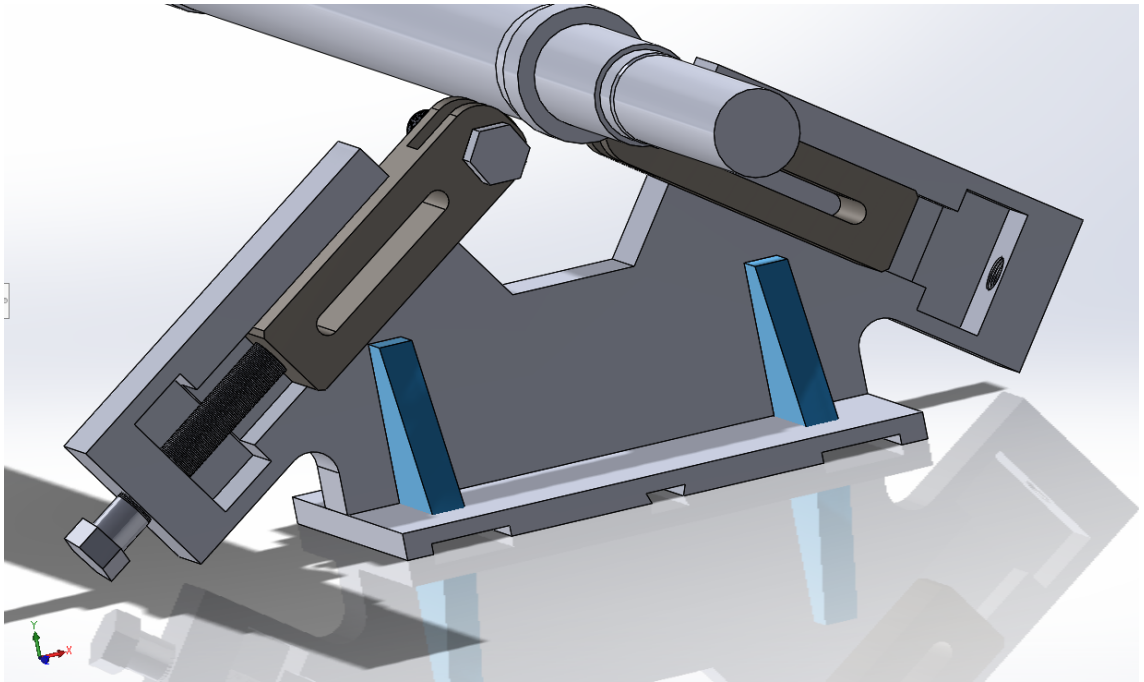
Kannattimia oli tarkoitus pystyä liikuttamaan leveys- ja pituussuunnassa. Kuvassa 3 tämä tarkoittaa liikuttamista Y- ja X-suunnassa. Kannatinta liikuttamalla pituussuunnassa pys-

tyttäisiin mittaamaan eripituisia akseleita useista kohdista. Leveyssuunnassa liikuttaminen mahdollistaisi laitteen sopimisen eri halkaisijoille. Tällä tavalla pystyttäisiin mittaamaan akseleita, joiden halkaisijat ovat 20-700 millimetriä.

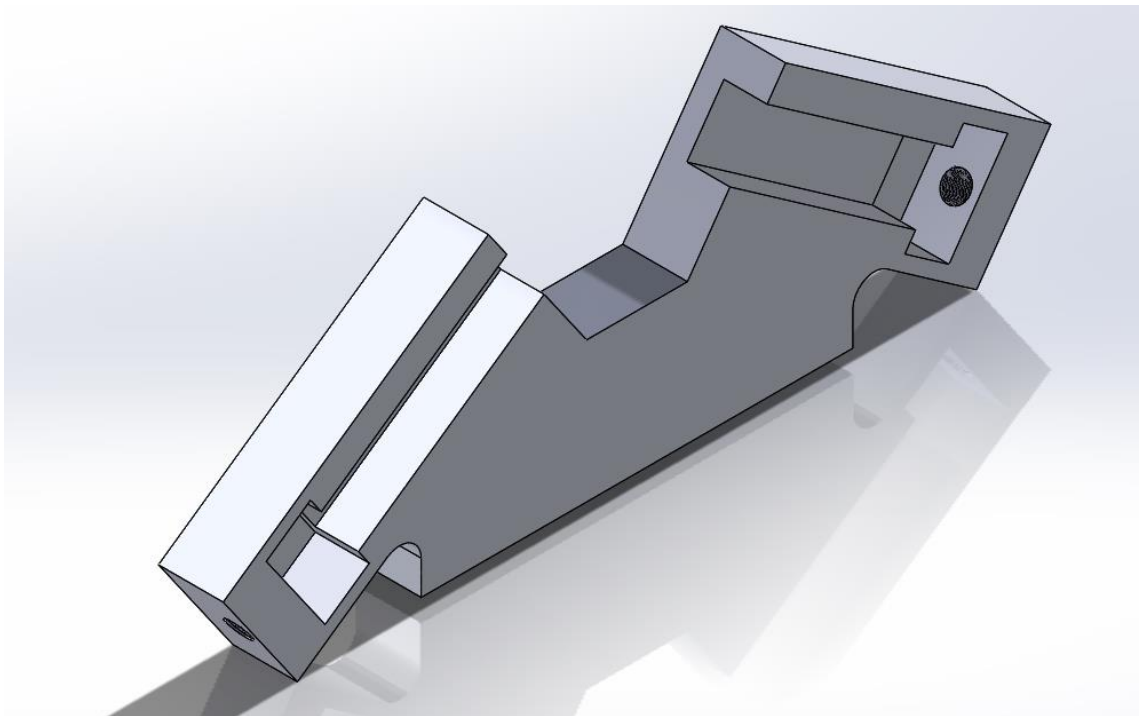
Rakenne on yksinkertainen ja se soveltuu hyvin erilaisille akseleille. Ongelmana on, ettei sillä pystytä mittaamaan helposti akseleita, joiden halkaisijat vaihtelevat akselissa. Toinen ongelma oli korkeuden säätäminen akselin ollessa rullien päällä. Tässä konseptissa se ei ole mahdollista, vaan akseli tulee ottaa pois ennen kiinnitiimien liikuttamista. Tämä hankaloittaa ja hidastaa säätämistä. Varsinkin hienosäätäminen on aikaa vievää tai lähes mahdotonta.

4.3 Toinen konsepti

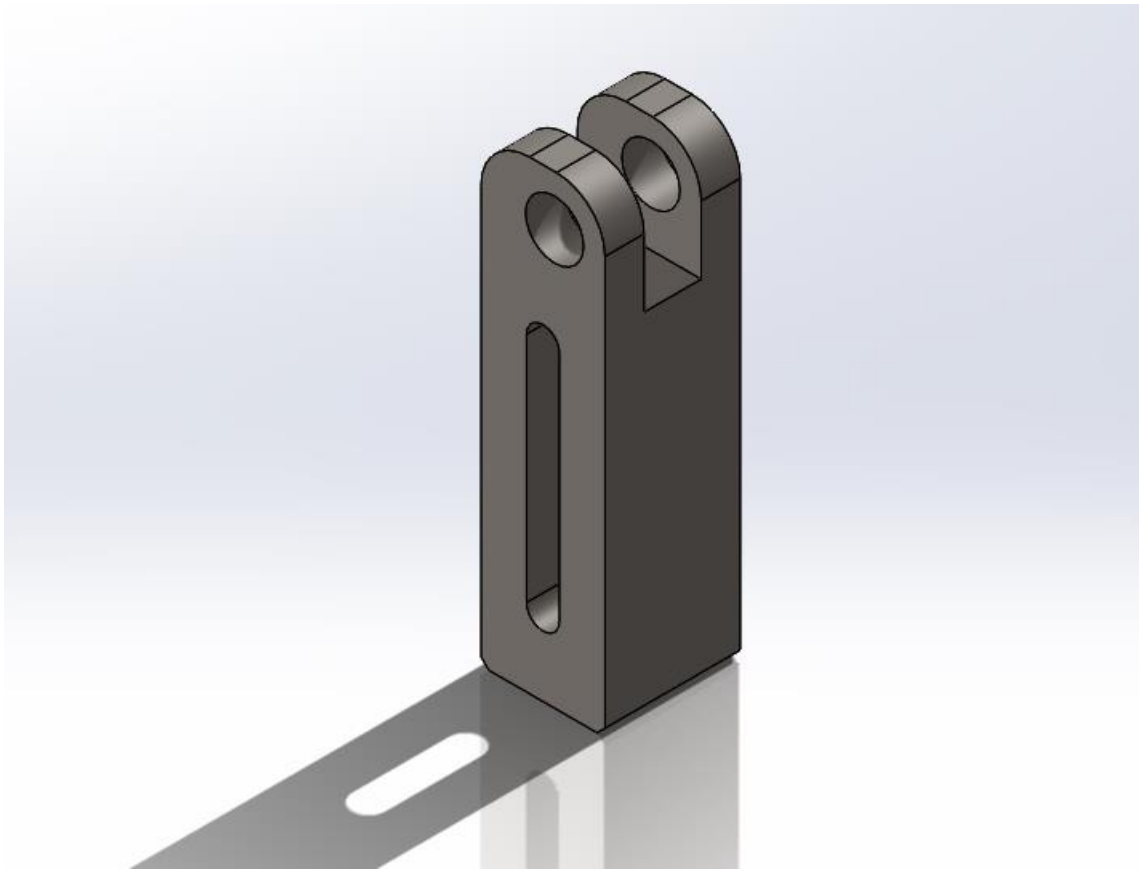
Toisessa konseptissa lähdettiin ratkaisemaan ensimmäisen konseptin ongelmakohtia. Ratkaisu on jo huomattavasti monimutkaisempi, mutta silti helposti toteutettavissa ja riittävän yksinkertainen (kuva 5). Tämä toimintaperiaate säilyi koko prosessin ajan, ja sitä lähdettiin kehittämään lisää. Ratkaisussa akseli asetetaan neljän rullan päälle. Rullat ovat erillisissä kiinnittimissä kiinni (kuva 5). Kiinnittimet ovat puolestaan kiinni levyssä. Kuvan oikeassa laidassa on johteella kulkeva holkki, jonka päälle voi asettaa mittakellon. Enää ei ole neljää erillistä kannatinta, vaan kaksi rullaa yhdessä kiinnittimessä. Mittaus tapahtuu laskemalla akseli kahden rullan päälle kuvan 5 mukaisesti ja pyörittämällä akselia. Mittausalusta siis koostuu kahdesta kiinnittimestä (kuva 6) ja neljästä kiilasta (kuva 7).



KUVA 5. Mittausalustan toinen konsepti



KUVA 6. Kiinnitin



KUVA 7. Kiila

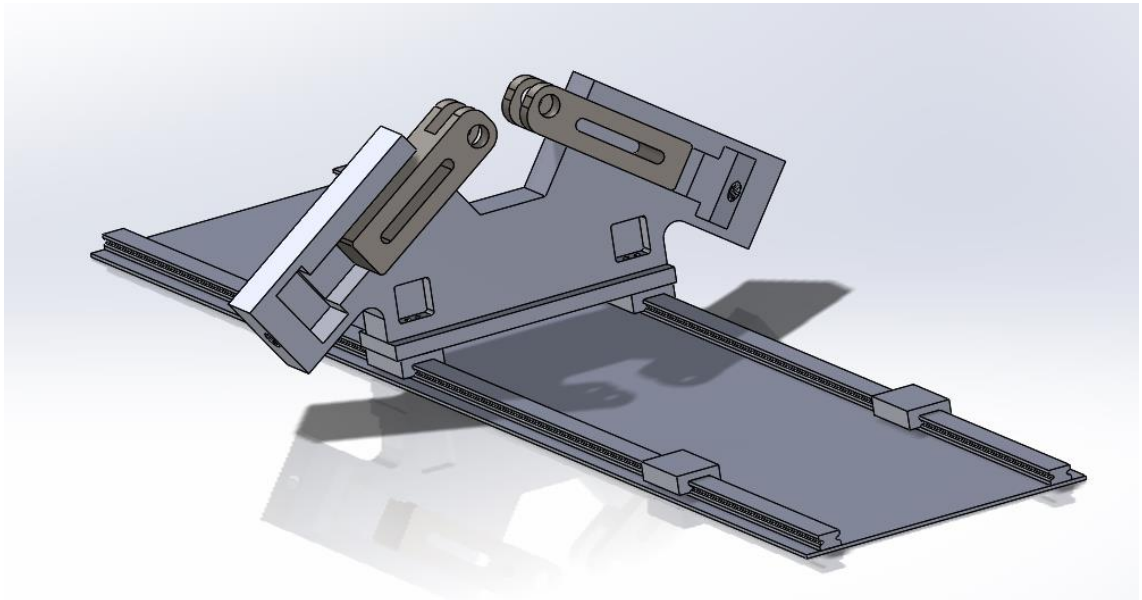
Kiiloihin kiinnitetään tukirullat, joiden varaan mitattava akseli lasketaan. Akseli pääsee siis pyörimään akselinsa ympäri näiden rullien varassa. Kiilojen korkeutta voidaan säätää akselille sopivaksi kiinnittimen päissä olevia ruuveja kääntämällä. Korkeutta voidaan tällä tavalla säätää helposti, vaikka akseli olisikin jo mittausalustan päällä. Kiilojen rakenne pidetään jälleen riittävän yksinkertaisena.

Kiinnittimen runko on levyleikkeen päällä, jossa on suorakaiteenmuotoiset lovet johteita varten alapuolella (kuva 5). Levyleikkeen ja sen lovien ansiosta kiinnintä voidaan liikuttaa ilman vaaraa kiinnittimen putoamisesta. Lisäksi keskellä oleva lovi estää kiinnikkeen nousemisen johteesta ja auttaa kiinnikkeen paikotuksessa. Kiinnikkeen ja johteiden pinnat ovat tarkalla pinnanlaadulla koneistettuja ja öljytyjä. Näin saadaan pintojen väliin aiheutunut kitka mahdollisimman pieneksi.

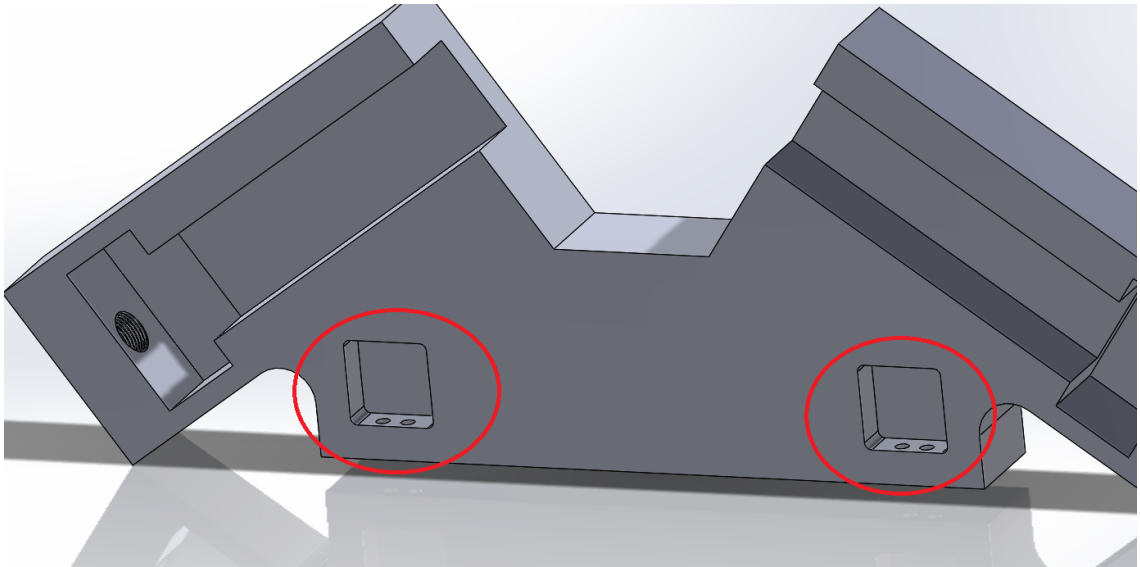
Lisäksi kiinnitin on tuettu neljällä tukilevyllä pohjalevyyn kiinni. Tukien avulla kiinnitin ei ole vaarassa kaatua akselin huolimattoman laskemisen seurauksena. Tuet ovat siniset kappaleet kuvassa 5. Tukien koko on ylimitoitettu, eikä niille ole suoritettu tässä vaiheessa lujustarkastelua. Tukilevyt kiinnitetään kiinnittimeen hitsaamalla.

4.4 Kolmas konsepti

Kolmas konsepti (kuva 8) muuttui vain hieman edeltäneestä. Tässä konseptissa muutokset ovat yksittäisien komponenttien kehityksiä, toimintaperiaatteen pysyessä lähes tulkoon saman. Suuria uudistuksia ei juurikaan tullut, sillä toinen konsepti osoittautui todella käteväksi ratkaisuksi. Kolmannessa konseptissa muutoksia tehtiin ainoastaan kiinnikkeen rungon kiinnittämiseen ja johteisiin. Kiinnittimen runkoon lisättiin neljä poteroa (kuva 9), kaksi poteroa kummallekin puolella. Poteroiden pohjassa olevista rei'istä kiinnitin kiinnitetään aluslevyyn pulteilla. Enää ei tarvita tukilevyjä, vaan kiinnittimen runko pysyy tukevasti pultiliitoksella paikallaan.



KUVA 8. Mittausalustan kolmas konsepti

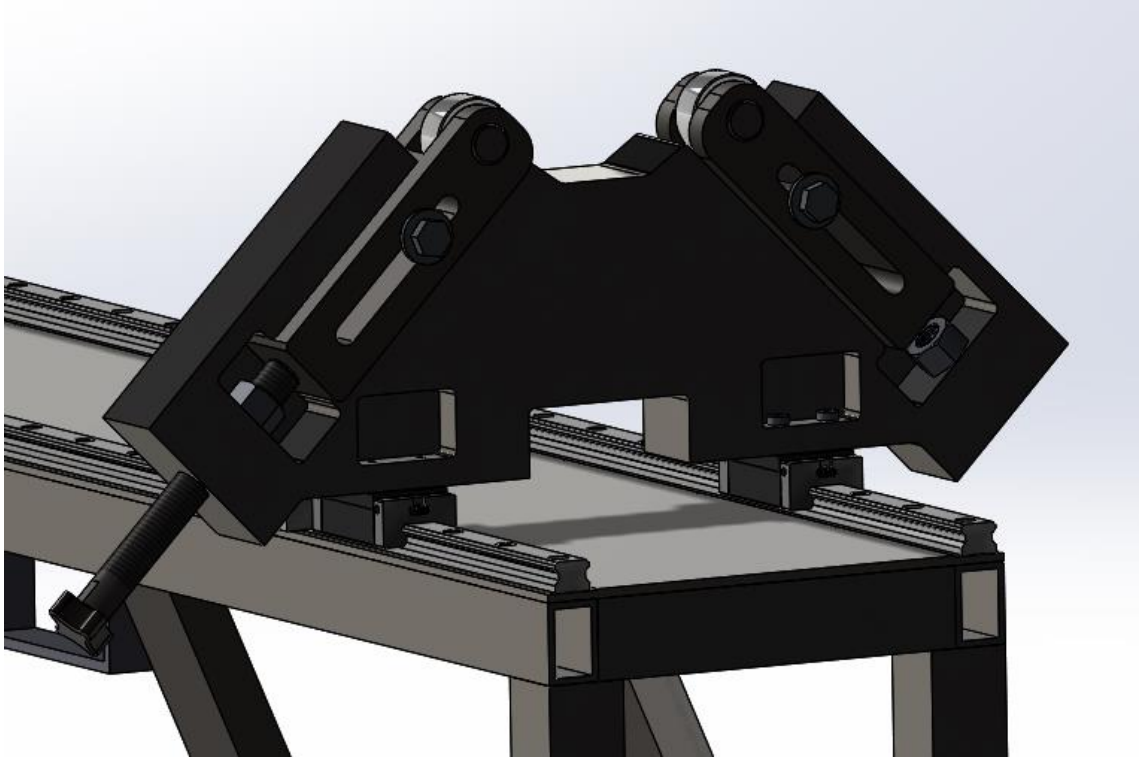


KUVA 9. Kiinnittimen rungossa olevat poterot

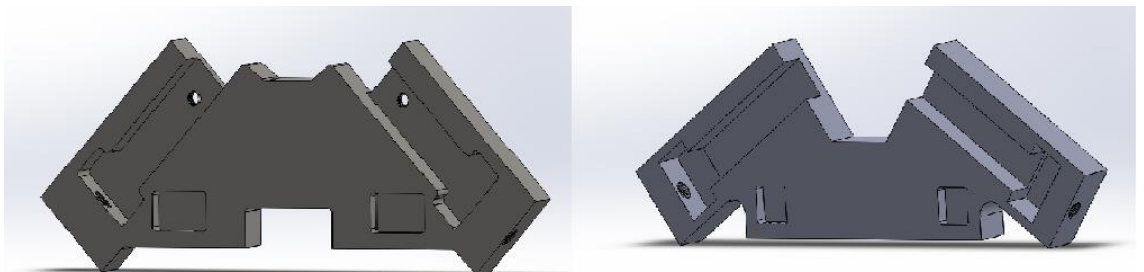
Kolmanteen konseptiin on muutettu myös johteita. Aiemmassa mallissa oli suorakaiteenmuotoiset johteet. Lisäksi keskellä oli kolmionmuotoinen johde kiinnittimen keskikohdassa. Kolmannessa konseptissa johteet ovat kehikon päällä olevassa kiinteässä levyssä kiinni. Kiinnittimen runko on kiinnitetty johteilla kulkevaan kelkkaan. Erillisillä johteilla ja kelkoilla kiinnittimen liikuttaminen on huomattavasti kevyempää, kuin työntää kiinnitettä, jonka pinta on suoraan vasten johteiden pintaa.

4.5 Neljäs konsepti

Neljännessä konseptissa (kuva 10) on keskitytty yksityiskohtiin. Kiinnittimen muoto on muuttunut tukevammaksi ja paremmin vertikaalista kuormitusta kestävämmäksi. Kuvassa 11 on havainnollistettu kiinnittimen muodonmuutosta. Kiilan säätö tapahtuu neljännessä ratkaisuvaihtoehdossa samalla tavalla kuin aiemmassa, mutta kuusiokantapultti on korvattu tähtinupilla. Tähtinupin varressa on olake avaimella kiristämistä varten. Tähtinupilla korkeuden säätö onnistuu ilman työkaluja ja on näin ollen nopeampaa. Myös johteet ovat muuttuneet aiemmista malleista. Johteiksi valitaan valmiit lineaarijohteet ja tähän soveltuva johdekelkat päälle. Johteet ovat kuulajohteita. Johdekelkoissa on siis kuulia, jotka ovat johdekiskojen pintaa vasten. Kelkkaa on siten huomattavasti kevyempi liikuttaa, kuin kahden metallipinnan ollessa vastakkain.



KUVA 10. Mittausalustan neljäs ratkaisuvaihtoehto.



KUVA 11. Vasemmalla uuden kiinnittimen malli ja oikealla vanhan.

5 LUJUUSOPPI

5.1 Lujuuden laskeminen käsin

Lujuuslaskuja voidaan laskea monella tavalla. Yksinkertaisin tapa on suorittaa laskut käsin, käyttämällä erilaisia kaavoja. Varsinkin yksinkertaisissa tapauksissa käsin laskennalla saadaan huomattavasti nopeammin tulokset, kuin paljon aikaa vievillä FEM-ohjelmilla. FEM-ohjelmilla laskettaessa on mallinnettava kappaleet ja demonstroitava tilanne virtuaalisesti. Tähän saattaa kulua tilanteesta riippuen todella kauan aikaa.

Mittausalustan suunnittelussa käytettiin käsin laskemista FEM-laskentaohjelman tukena, ja tuomaan lisää varmuutta tuloksiin. Alapuoella on esitetty mittausalustan suunnittelussa käytettyjä lujuusopillisia kaavoja. Leikkausjännitys lasketaan kaavalla 1. Laakeritappin leikkautumispinta-ala lasketaan kaavalla 2. (Mäkelä, Soininen, Tuomola ja Öistämö, 2012, 140)

$$\tau = \frac{Q}{A} \quad (1)$$

, jossa τ on leikkausjännitys, Q on leikkausvoima ja A on leikkautuva poikkipinta-ala. Pinta-ala saadaan laskettua kaavalla 2. (Mäkelä yms., 2012, 140)

$$A = b * h \quad (2)$$

, jossa b on leikkautuvan aineen paksuus ja h leikkautuvan pinta-alan korkeus. Kaavan 1 tapaus on yksileikkeinen. Monileikkeisessä tapauksessa tulee huomioida leikkautuvien pintojen lukumäärä. Kaksileikkeisessä akselin leikkautumisessa leikkautuva pinta-ala lasketaan kaavalla 3. (Mäkelä yms., 2012, 140)

$$A = 2 * \frac{\pi * d^2}{4} \quad (3)$$

, jossa d on leikkautuvan akselin halkaisija.

Normaalijännitys saadaan laskettua kaavalla (4)

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

, jossa σ on normaalijännitys ja F on pinta-alaan A kohdistunut voima. Suorassa palkissa oleva vetojännityksen maksimiarvo saadaan laskettua taivutusmomentin ääriarvon M_{tmax} avulla (kaava 5). (Salmi ja Pajunen, 2010, 178)

$$\sigma_{max} = \frac{M_{tmax}}{W_z} \quad (5)$$

, jossa W_z on vääntövastus.

5.2 Sallitut jännitykset teräsrakenteissa

Salmen ja Pajusen (2010, 59) mukaan sallittu jännitys σ_{sal} on tavallisessa kuormituksessa materiaalin myötöraja R_e , jaettuna 1,5 kertoimella (kaava 6). Salmi ja Pajunen (2010, 59) toteaa vielä, että sallittu leikkausjännitys τ_{sal} saadaan kertomalla sallittu jännitys σ_{sal} luvulla 0,6 (kaava 7). Kertoimet ovat saatu jo kumotusta standardista ja ovat likiarvoja.

$$\sigma_{sal} = \frac{R_e}{1,5} \quad (6)$$

$$\tau_{sal} = 0,6 \times \sigma_{sal} \quad (7)$$

5.3 Varmuusluvun laskemien

Varmuusluku ilmoittaa monikoertainen varmuus on sallittuun arvoon verrattuna. Tämä menetelmä on käytössä yleisesti. Jaetaan sallittu arvo kriittisellä arvolla. Toisin sanoen tulos ilmoittaa monikoertainen sallittuarvo on kriittiseen verrattuna. Esimerkkeinä varmuusluvun laskeminen myötämiseen ja leikkausjännityksen suhteen. Varmuusluvuksi myötämiseen nähden, saadaan jakamalla kohdistunut maksimijännitys σ_{max} myötörajalla R_e (kaava 8). (Salmi & Pajunen, 2010, 59)

$$n = \frac{R_e}{\sigma_{max}} \quad (8)$$

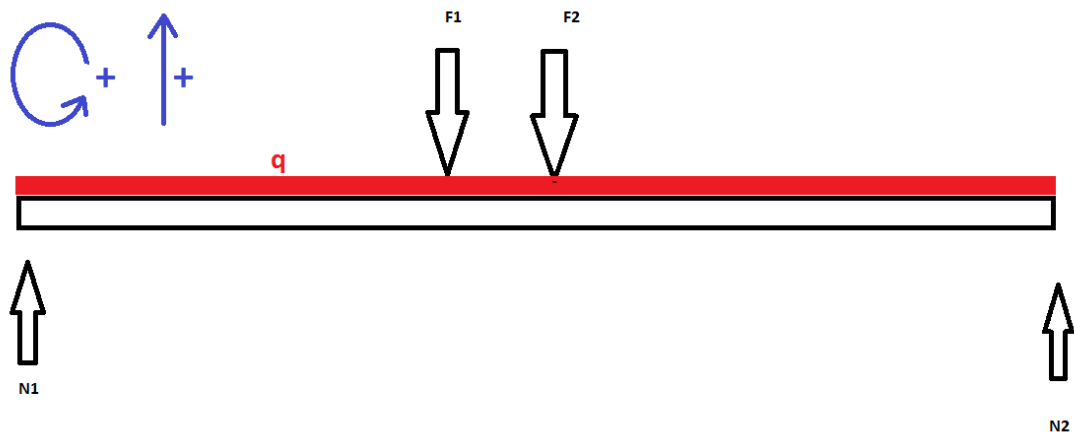
Jakamalla sallittu leikkausjännitys akseliin kohdistuvalla leikkausjännityksellä (kaava 9), saadaan varmuusluku n akselin pään leikkautumisen suhteen. (Salmi ja Pajunen, 2010, 59)

$$n = \frac{\tau_{sal}}{\tau} \quad (9)$$

Mittausalustaa suunniteltaessa varmuuden tulee olla jokaisessa komponentissa yli 2. Näin mittausalustalla on mahdollista mitat oletettua raskaampia akseleita. Myös jokaisen mahdollisen mittaustavan kuormitusten laskeminen olisi aikaa vievää. Varmuusluvun suuruudella voidaan varmistaa laitteen kestävyys myös poikkeustapauksissa.

5.4 Liiketyöt

Lujuusopissa hyvin usein muodostetaan tilanteista vapaakappalekuva helpottamaan tilanteen havainnollistamista. Vapaakappalekuvassa esitetään yksinkertaisesti tilanne (kuva X). Kuvasta käy ilmi kaikki vaikuttavat voimat ja tarvittavat mitat. Vapaakappalekuvassa tulee määrittää myös voimien ja momenttien etumerkit. Kuvassa 12 voiman suunta ylöspäin on positiivinen ja alaspäin negatiivinen. Pyörimissuunta on vastapäivään positiivinen ja myötäpäivään negatiivinen.



KUVA 12. Vapaakappalekuva

Vapaakappalekuvan avulla voidaan määrittää liikeyhtälöt. Alapuolella on esitelty yleisimmät mekaniikan kaavat. Liikeyhtälössä pätee Newtonin 1 laki: ”Partikkeli on levossa tai tasaisessa suoraviivaisessa liikkeessä aina, kun siihen ei vaikuta voimia tai siihen vaikuttavien voimien summa eli resultantti on nolla” (Salmi, 2005, 17) (kaava 10). Kyseistä lakia voidaan soveltaa myös momentin resultantissa. Kappaleen ollessa paikallaan, siihen vaikuttavien momenttien summa on 0 (kaava 11). Momentti saadaan laskettua kaavan (12) avulla kertomalla voima voiman vaikutussuoran etäisyydellä (Mäkelä yms., 2012, 93). Putoamiskiihtyvyyden seurauksena kappaleen massan aiheuttama voima lasketaan kaavan (13) mukaan (Mäkelä yms., 2012, 91).

$$\sum_{i=1}^n F_i = 0 \quad (10)$$

$$\sum_{i=1}^n M_i = 0 \quad (11)$$

$$M = Fr \quad (12)$$

$$F = mg \quad (13)$$

, jossa F on voima, M on voiman momentti, r on voiman vaikutussuoran etäisyys akselistasta, m on massa ja g on gravitaatiovakio.

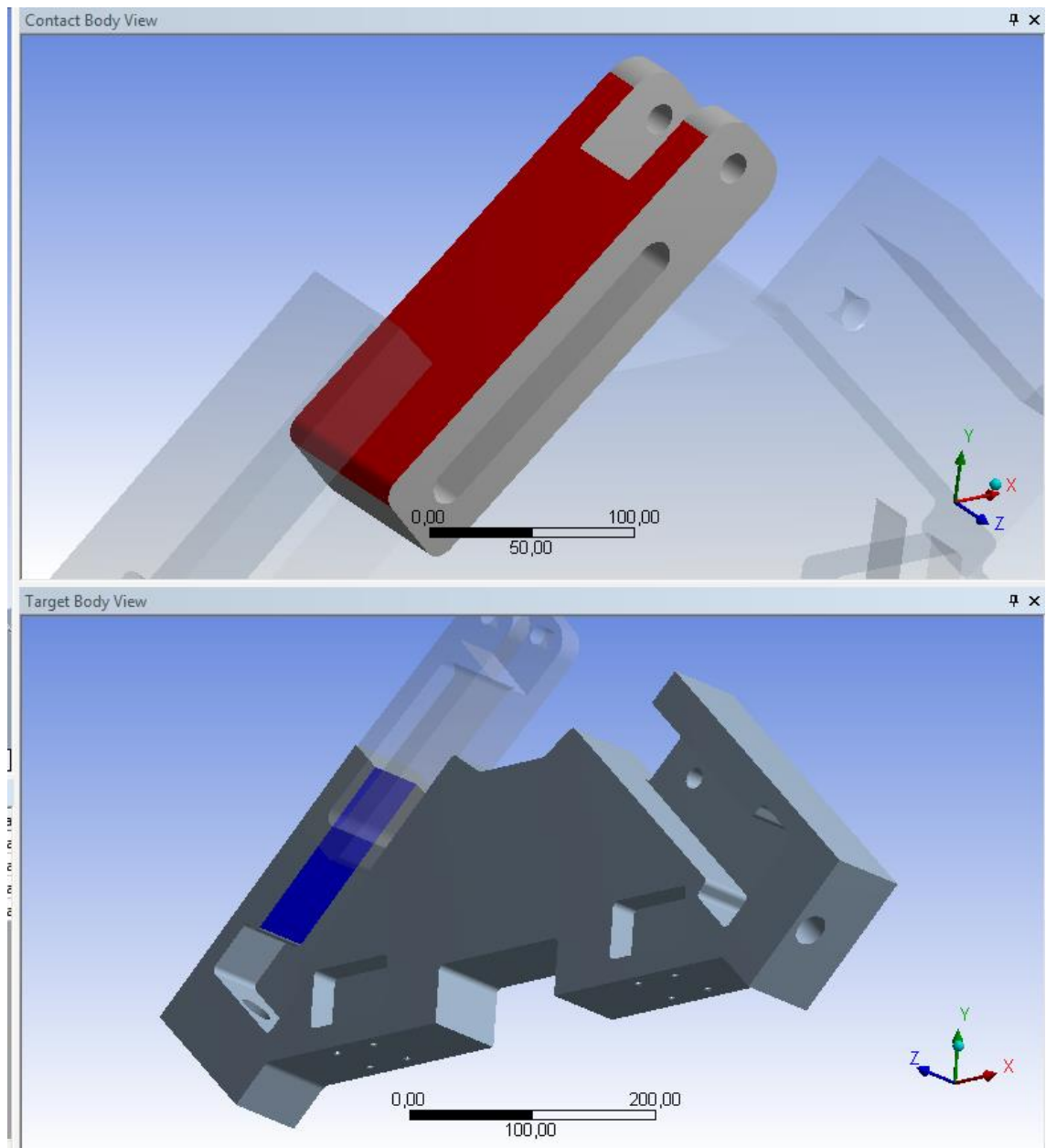
5.5 FEM-laskenta

Lujuuslaskennassaa käytetään yleisesti tietokoneohjattuja ohjelmia. Ohjelmat helpottavat varsinkin monimuotoisien kappaleiden lujuustarkastelua. Käsien laskeminen onnistuu helposti yksinkertaisille tapauksille. Tilanteiden ja kappaleiden monimutkistuttua, käsien laskettuna laskut muuttuvat pitkiksi ja monimutkaisiksi. Laskujen helpottamiseksi on kehitetty erilaisia tietokoneavusteisia ohjelmia. Mittausalustan lujuuslaskemisessa on käytetty ANSYS Workbench 16.2-ohjelmaa, joka käyttää ratkaisuisissa erilaisia elementtimenetelmiä.

ANSYS-ohjelmistossa on mahdollista laskea moni erilaisia tapauksia. Tässä työssä on keskitytty laskemaan ainoastaan jännityksiä, siirtymiä ja nurjahduksia. Kappaleisiin vaikuttavat erilaiset arvot ovat ohjelmassa kuvattu eri väreillä. Kohdat kappaleissa, joihin ei kohdistu laskettavia arvoja, kuten jännityksiä tai siirtymiä, kuvataan sinisellä värillä. Suurimmat arvot puolestaan ovat punaisia. Värit pienimmästä suurimpaan ovat sininen, vihreä, keltainen ja punainen.

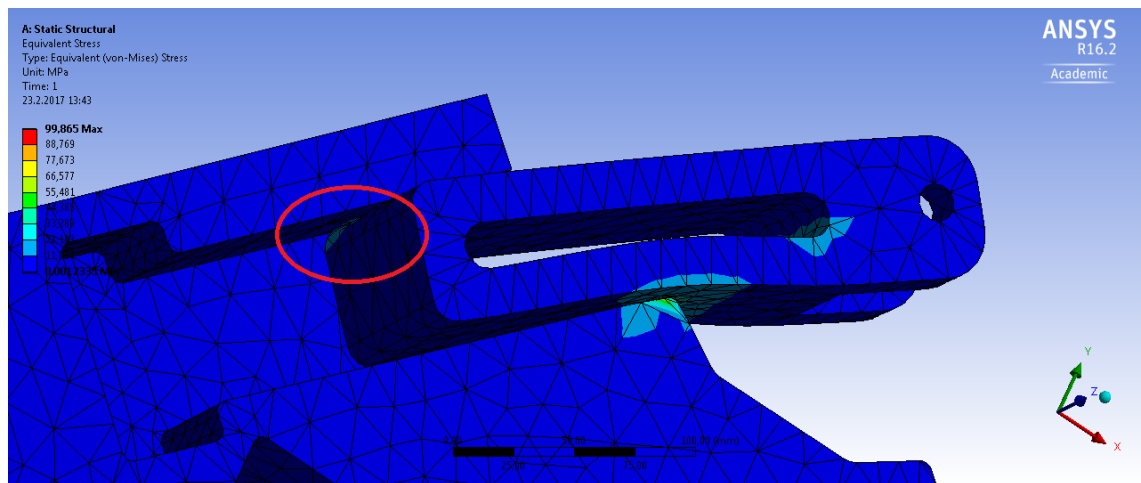
ANSYS-ohjelmistossa on oma 3D-mallinnusohjelma ja kappaleet ovat mahdollista mallintaa kyseisellä ohjelmistolla. Mallintaminen on kuitenkin tällä hidasta ja käyttöliittymä on alkeellinen. Kappaleet mallinnettiin erillisellä 3D-mallinnusohjelmalla ja tuotiin STEP-tiedostona ANSYS:lle. Huonona puolena tässä tapauksessa on, ettei kappaleiden mallia voi muuttaa kesken laskennan. Erillisellä ohjelmalla mallinnettuja kappaleita, ei pystytä siis muuttamaan suoraan ANSYS:lla. Kappaleeseen tuleva muutos on tehtävä mallinnuksessa käytetyllä ohjelmalla ja tuotava sen jälkeen uudestaan ANSYS:lle. Muutetulle kappaleelle joudutaan määrittämään kuormitustilanteet ja laskut uudelleen.

FEM-ohjelmien käytössä on oltava erityisen tarkkana. Laskettavien tapauksien tulee vastata mahdollisimman hyvin todellista tilannetta. Pienetkin poikkeamat voimissa, tuissa tai kontaktipinnoissa aiheutuvat vääriä tuloksia. Esimerkkinä kiilan ja kiinnittimen uran kontaktipinnat. ANSYS-ohjelmistossa kiilan ja kiinnittimen uran pinnat muodostavat erilaisia kontaktipintoja. Kontaktipinnat mallinnetaan mechanical-osiossa. Kuvassa 13 on esimerkki kontaktipinnoista ANSYS:n mechanical-osuudessa.

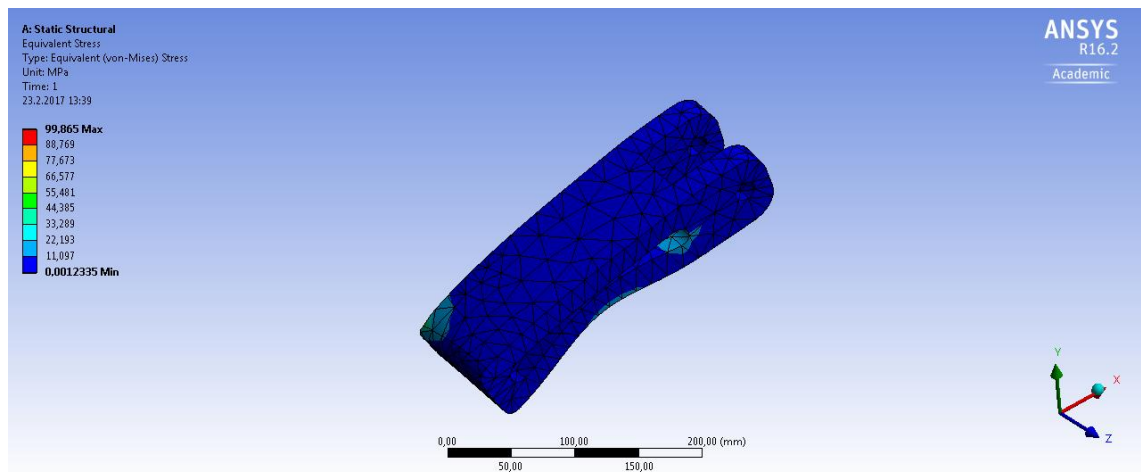


KUVA 13. Liitetyt yläpinnat

Kiilan ala- ja yläpinnat liitettiin toisiinsa frictional-työkalulla. Frictional-liitoksella kappaleet liittyvät kitkan avulla toisiinsa. Liitokselle määritetään kitkakerroin, jonka perusteella ohjelma laskee tulokset ja simuloi tilanteen. Frictional on tilanteeseen parhaiten soveltuva liitostapa ja saadaan totuudenmukaisimmat tulokset. Frictional-toiminnolla laskettuna kiilan yläpintaan muodostuu jännitys, sen kohdatessa kiinnittimen uran yläpinta (kuva 14; kuva 15).

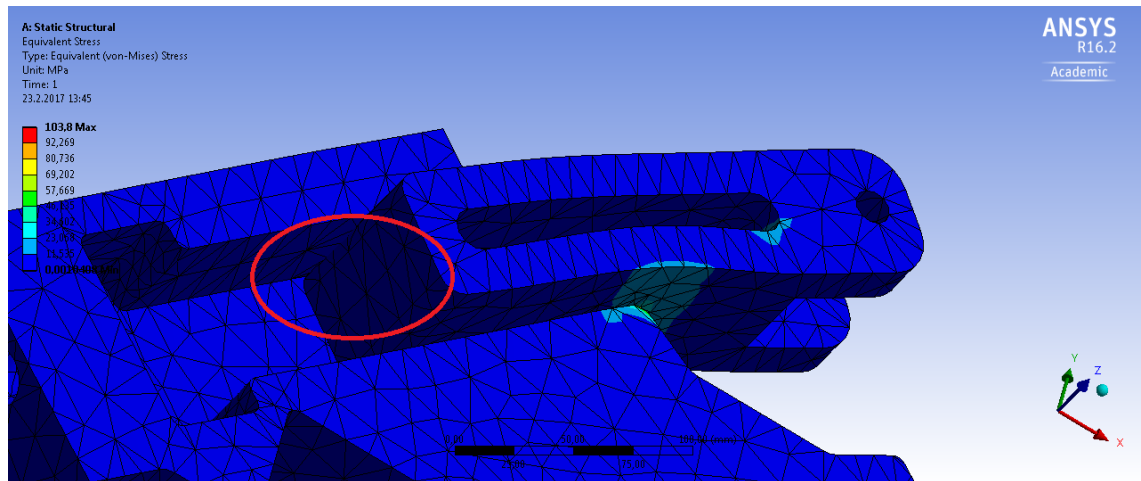


KUVA 14. Kiilan kulmaan kohdistunut jännitys



KUVA 15. Kiilan kulmaan muodostunut jännitys

ANSYS-ohjelma asettaa liitokset alun perin bonded-toiminnolla. Bonded-toiminnolla kappaleet ovat ”FEM-liimalla” kiinni toisissaan. Eli kappaleet ovat tiukasti toisissaan kiinni. Tämä aiheuttaa sen, ettei kiilan yläpintaan kohdistu jännityksiä (kuva 16). Todellisuudessa kiilan yläpintaan muodostuu tänne jännityksiä. Ohjelma olettaa kappaleiden olevan yhtä ja samaa kappaletta. Totuudenmukaiset kontaktipinnat tehdään siis frictional-liitoksiksi.



KUVA 16. Bonded-toiminnolla tehdyt kontaktipinnat

Esimerkistä huomataan, että on erittäin tärkeää tarkastella saatuja tuloksia kriittisesti. Tuloksien saaminen ohjelmasta ei vielä takaa mitään. Mahdollisien FEM-laskentavirheiden takia on tärkeää suorittaa myös käsinlaskuja. Näiden molempien tuloksien tulisi olla lähellä toisiaan. Näin voidaan päätellä laskujen olevan oikeat.

5.6 Hitsiliitos

Mittausalustan kokoonpanossa komponentteja liitetään toisiinsa hitsiliitoksilla. Hitsiliitoksia mitoittaessa on huomioitava lämmötuonti ja staattinen kestävyys. Mittausalustaan kohdistuu ainoastaan staattisia voimia, joten dynaamista kestävyyttä hitsisaumoille ei tarvitse laskea. Hitsiliitoksia on monia erilaisia, mutta tässä työssä käytetään ainoastaan pianaahitsausta. Kaikki hitsattavat kohdat soveltuvat tälle mainiosti.

Airilan, Ekmanin, Hautalan, Kiviojan, Kleimolan, Martikan, Miettisen, Niemen, Rannan, Rinkisen, Salosen, Verhon, Vileniuksen ja Välimaan (2009, 257) mukaan pianaahitsiä mitoitettaessa on otettava huomioon riittävä lämmötuonti, jotta välttyttäisiin käyttämästä korotettuja työlämpötilaa. Kaavassa 14 on määritetty lämmötuonnin kannalta riittävä pianaahitsin a-mitta. (Airila yms., 2009, 257)

$$a \geq \sqrt{(t/mm)} - 0,5mm \quad (14)$$

, jossa a on pienahitsin a -mitta ja t on liitettävän ohuemman osan paksuus. Pienahitsin pituudelle on määrätty eri standardeissa rajoituksia. Airilan yms. (2009, 258) mukaan pienahitseille pätee kaavan (15) mukainen vaatimus.

$$l \geq 6a \quad (15)$$

, jossa l on hitsiliitoksen pituus ja a on pienahitsin a -mitta. Hitsiliitokselle voidaan laskea staattinen kestävyys kaavalla (16). (Airin yms., 2009, 262)

$$a = \frac{F}{f_{wd} \times l} \quad (16)$$

, jossa F on ulkoinen staattinen kuormavoima, ja f_{wd} on materiaalin sallittu jännitys. Kaavaa (16) käytettäessä, on sen täytettävä virlä kaavan (17) lisäehto. (Airin yms., 2009, 262)

$$8 \leq \frac{l}{a} \leq 100 \quad (17)$$

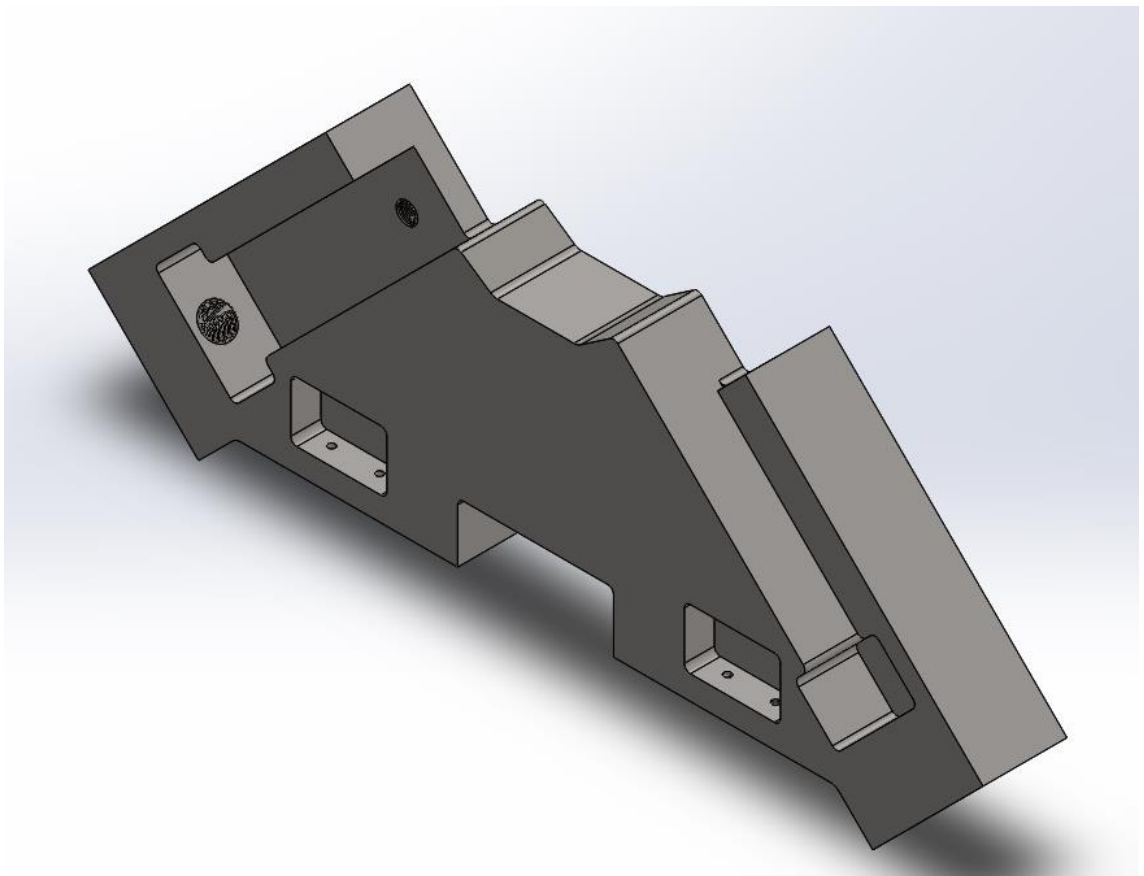
, jossa a on hitsiliitoksen a -mitta ja l hitsiliitoksen pituus.

6 KIINNITIN

6.1 Mallintaminen

6.1.1 Muoto

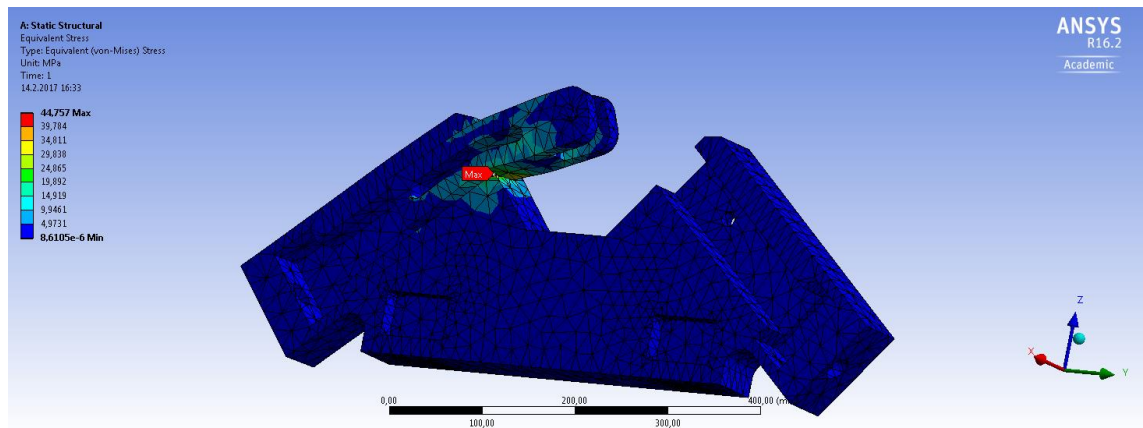
Kiinnitin (kuva 17) mallinnettiin Solidworks 3D-mallinnusohjelmalla. Ohjelma on päivitetty viimeksi vuonna 2016 ja on valmistajan uusin versio. Kiinnittimen muodoissa on pyritty huomioimaan mahdollisimman hyvin siihen kohdistuva kuormitus. Osiot, joihin kohdistuu suuri kuormitus, tulee olla vahvoja. Oikean muotoilun avulla kappale voidaan valmistaa edullisemmasta materiaalista, jonka lujuus on pienempi.



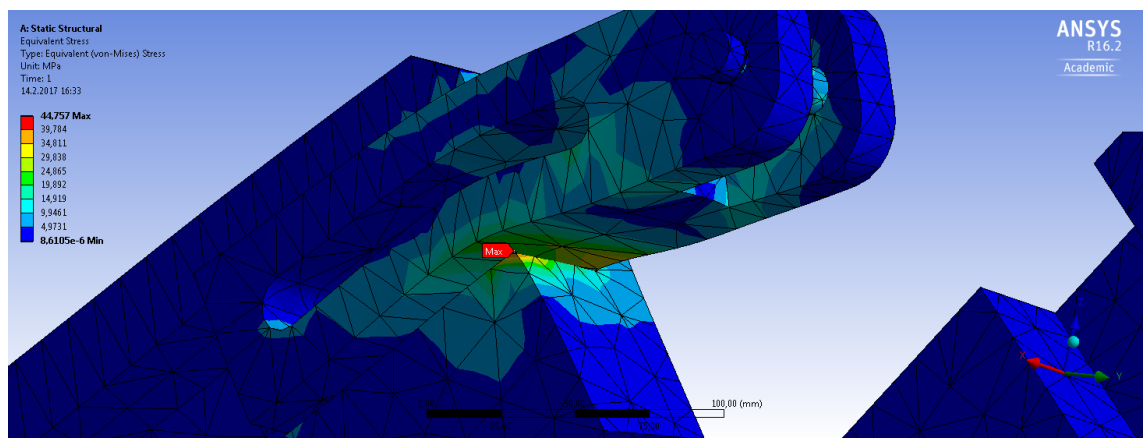
KUVA 17. Solidworksillä mallinnettu kiinnitin

Kuvassa 18 on ensimmäinen kiinnittimen malli ja sen urassa oleva kiila ANSYS-ohjelmassa. Kuvassa 19 näkyy tarkemmin kappaleisiin kohdistuvat jännitykset. Suurin jänni-

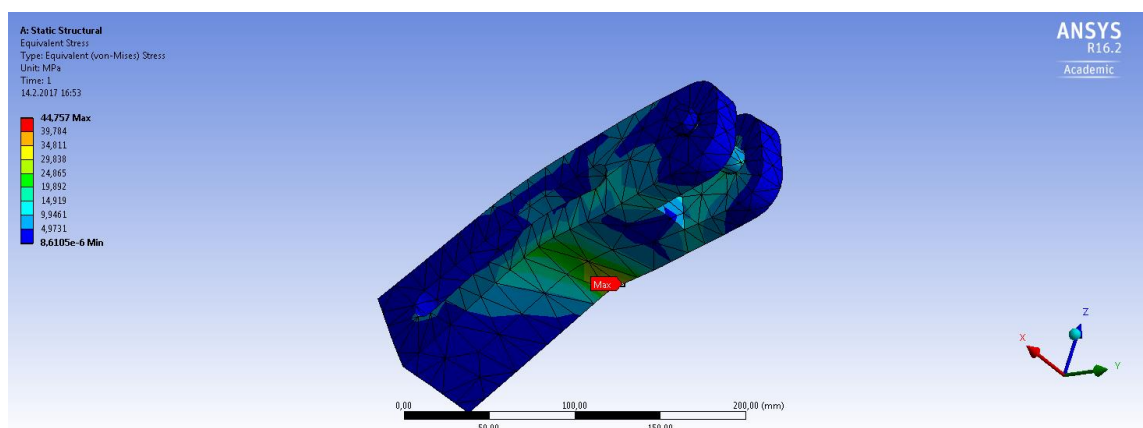
tys kohdistuu kiinnittimen kulmaan. Kuvissa tämä on punakeltainen alue. Kiilassa puolestaan suurin jännitys on sen ala kulmassa, kiinnittimen reunan kohdalla (kuva 20). Tähän ongelmaan lähdettiin kehittämään ratkaisua muotoilemalla kiinnintä.



KUVA 18. Ensimmäinen kiinnitin ja kiila ja niihin kohdistuvat jännitykset

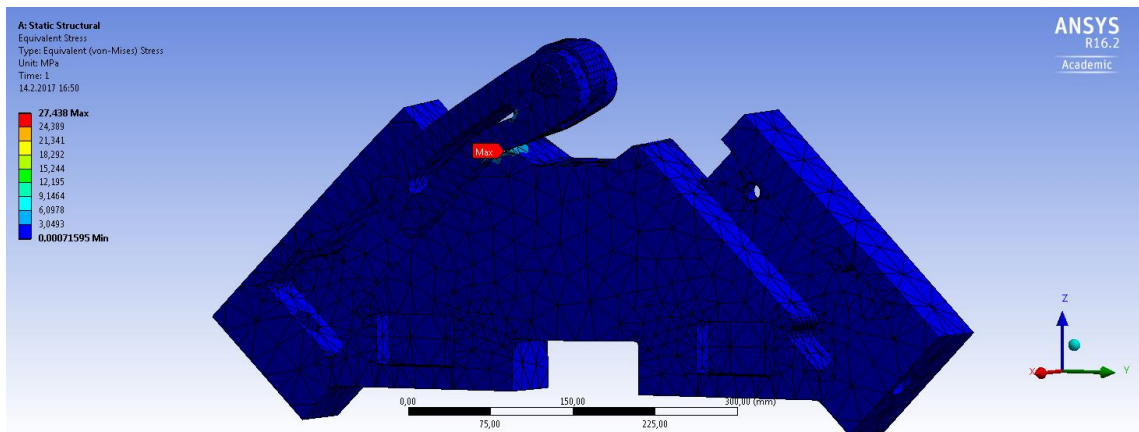


KUVA 19. Ensimmäinen kiinnitin ja kiila ja niihin kohdistuvat jännitykset tarkemmin



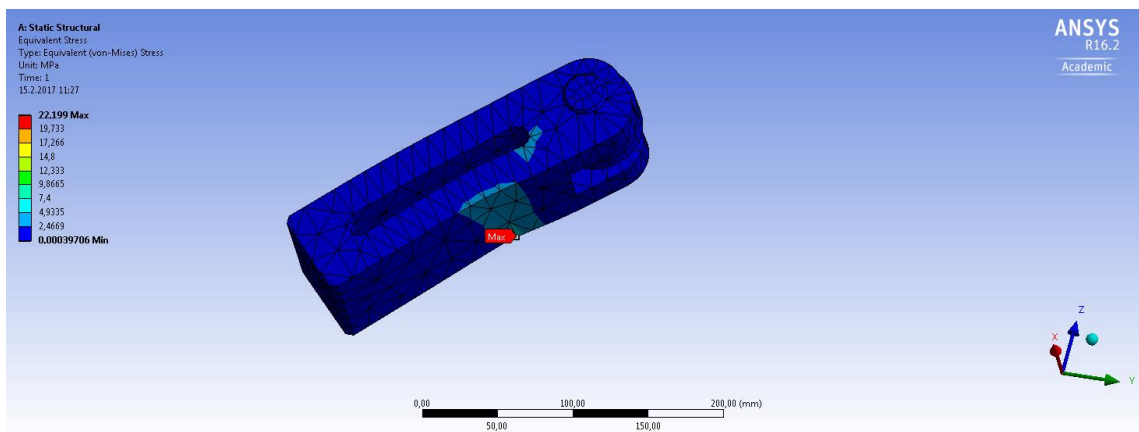
KUVA 20. Kiilaan kohdistuvat jännitykset

Suurin jännitys tulee mitattavan akselin massan ja kiilan varren aiheuttamasta vääntömomentista. Vääntömomenttia voidaan pienentää lyhentämällä vääntömomentin varren pituutta. Kiilan pituutta ei voida lyhentää rakenteellisista syistä. Vaihtoehdoksi jää kasvat-
taa kiilan alapuolista tukea mahdollisimman paljon. Uudessa kiinnittimen muodossa on kasvatettu kiilan alapuolella olevaa tukea. Samalla vipuvarren pituus pienenee (kuva 21).



KUVA 21. Uusi kiinnitin ja kiilaa

Kuvasta 22 huomataan, että edelleen suurimmat jännitykset tulevat kiinnittimen kulmaan ja kiilan alareunaan. Uudessa kiinnittimen muodossa kiilaan ja kiinnittimeen syntyy kuitenkin vähemmän jännityksiä.

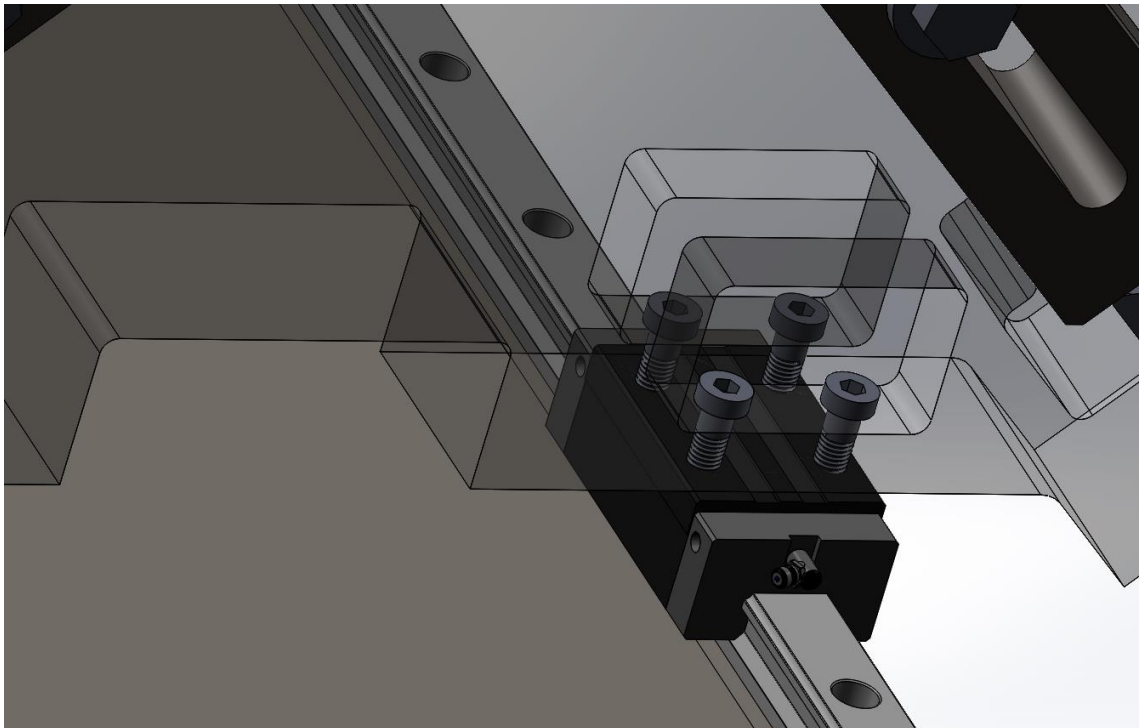


KUVA 22. Uuden kiinnittimen muodon vaikutus kiilaan

Myös valmistettavuutta mietittiin kiinnittimen mallia tehdessä. Ei laadittu sellaisia muotoja, joita ei pystytä valmistamaan työstökeskuksilla tai sorveilla. Malli pidettiin muutenkin mahdollisimman yksinkertaisena, jottei valmistuskustannukset nouse tarpeettomasti. Kiinnittimen mallia muutettiinkin moneen kertaan suunnitteluprosessin edetessä.

6.1.2 Kiinnittäminen

Kiinnitin kiinnitetään kahteen johdevaunuun pulttiliitoksella (kuva 23). Johteiden vaunuissa on 4 kappaletta M8x10 kierteistettyjä reikiä. Kiinnittimeen tehdään siis kaksi erillistä läpipoteroa, joissa kussakin on neljä 9 mm halkaisijalla olevaa reikää. Reikien halkaisijat ovat 9 mm, koska tämä mahdollistaa reikien pienet poikkeamat paikoituksessa. Kahdeksan millimetrin rei'ille pienikin poikkeama estäisi pultin menemisen kunnolla kierteille.



KUVA 23. Kiinnittimen kiinnitys johteissa olevaan vaunuun

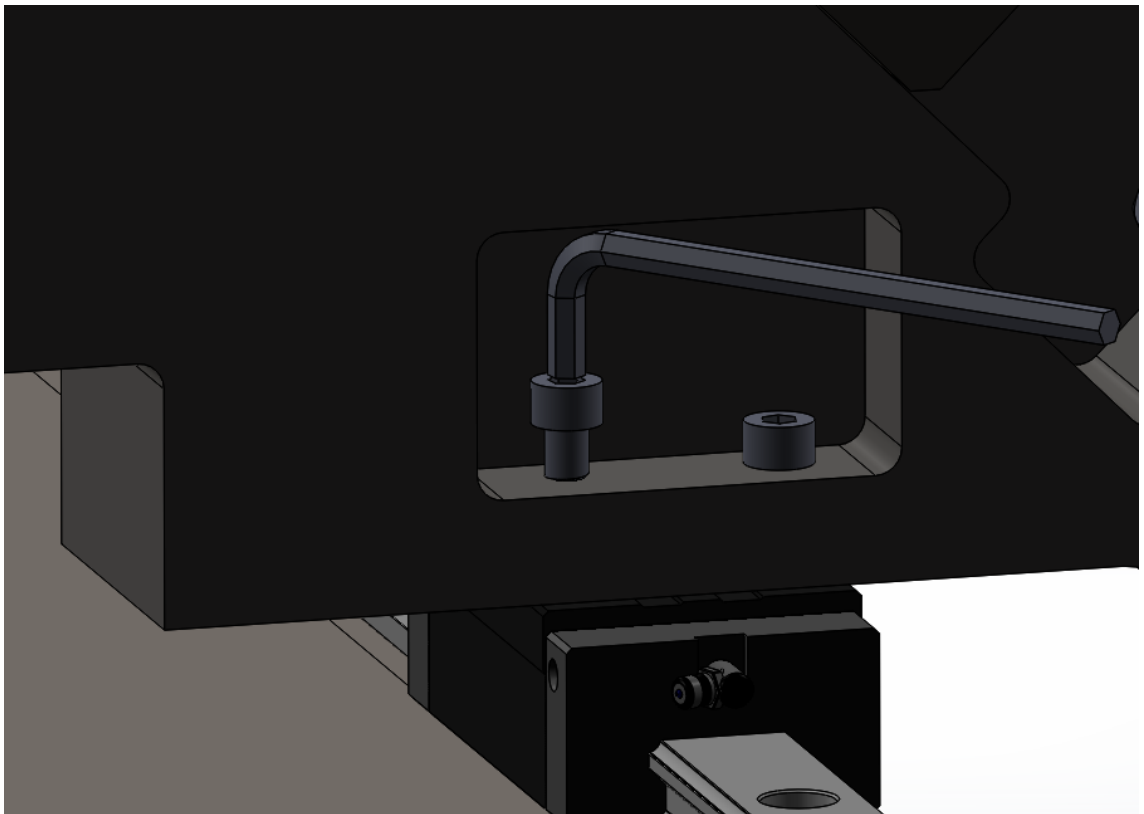
Poteroiden korkeuteen vaikuttaa pultin kannankorkeus, kiristävän avaimen korkeus ja poteron pohjan korkeus. Fortacolta löytyy madallettu 6 mm:n kuusiokolo avain. Tämän korkeus on 30 mm. Avaimen sovittamisessa tulee huomioida, että avain tulee sovittaa pulttiin paikalle ennen johdevaunun kierteiden alkamista. Näin ollen minimikorkeus poterolle saadaan kaavalla (18).

$$\text{Poteron korkeus} = k + (v - p) + a \quad (18)$$

, jossa k on pultin kannan korkeus, v on pultin varren pituus, p on poteron korkeuden korkeus ja a on kuusiokoloavaimen korkeus. Sijoitetaan arvot kaavaan (18), ja saadaan poterolle minimikorkeudeksi 48mm (kaava 19).

$$\text{Poteron korkeus} = 8 + (30 - 20) + 30 = 48 \quad (19)$$

Poteron minimikorkeus on siis 48 mm. Avainta on huomattavasti miellyttävämpi käyttää, jos tilaa on yläpuolella hieman enemmän. Poteron korkeudeksi asetettiin 50 mm, jolloin avaimen yläpuolelle jää tilaa. Näin pulttia kiristettäessä avain ei hankaa poteron yläreunaan. Kuvassa 24 on vielä havainnollistettu pultin kiristämistä kuusiokoloavaimella.

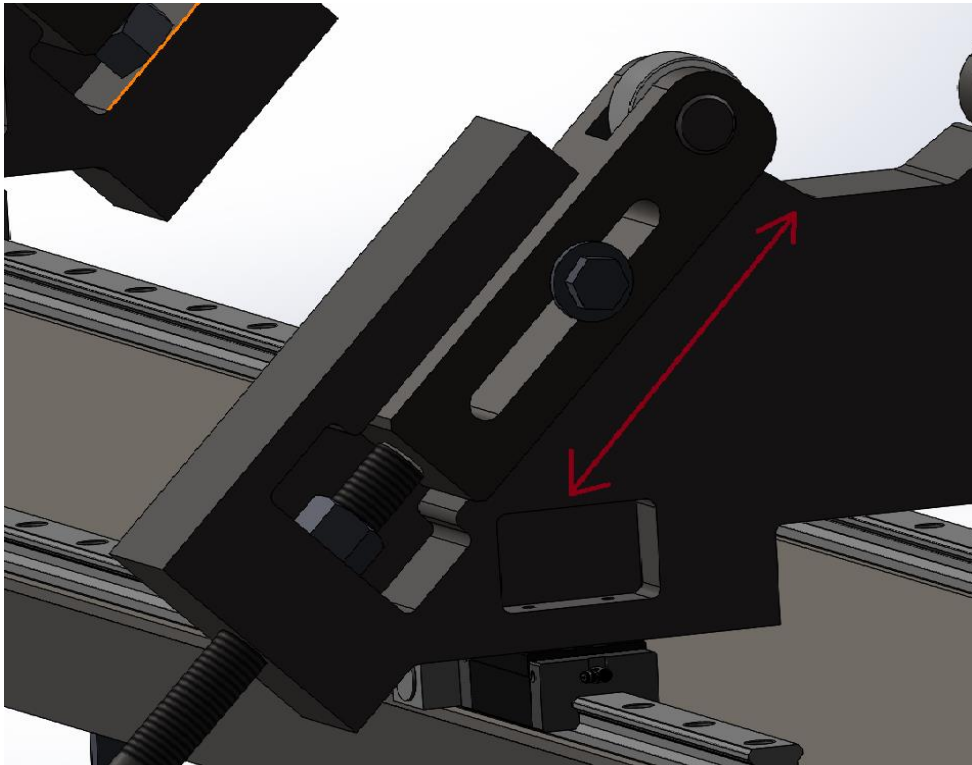


KUVA 24. Kuusiokoloavaimen sovittaminen poteroon

6.1.3 Kiilan ura

Kiinnittimessä on kaksi uraa kiiloja varten. Urassa kiila liikkuu ainoastaan sille haluttuun suuntaan (kuva 25). Kiilaa on urassa tuettu tukevasti ylä- ja alapuolelta. Kiilan ei kohdistu juurikaan sivuttaissuuntaisia voimia, joten toinen sivu voidaan urassa jättää avoimeksi.

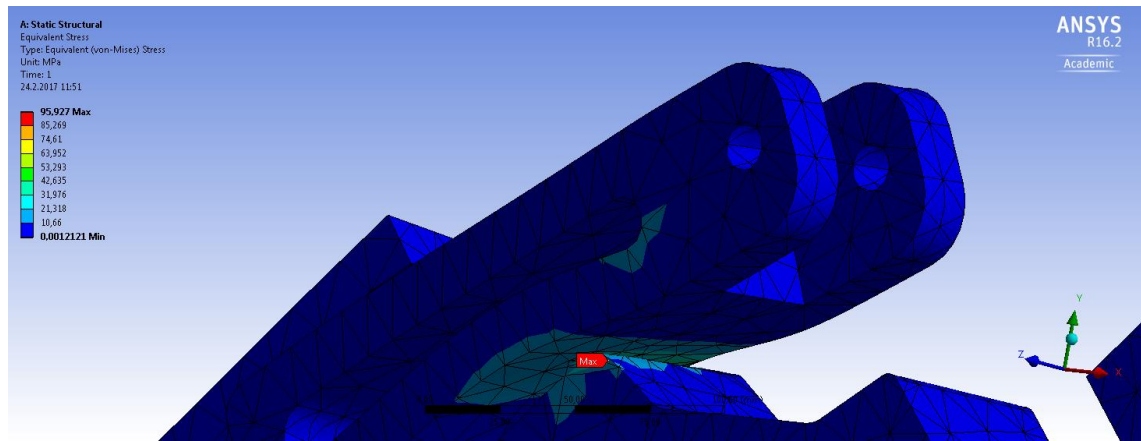
Tässä suunnassa kiilaa riittää pitämään urassa yksi laipparuuvi. Laipparuuvi myös pitää kiilaa tukevasti paikoillaan ja estää kiilan pienet heilahdukset.



KUVA 25. Kiila pääsee liikkumaan ainoastaan nuolen osoittamassa suunnassa

6.2 Lujuuslaskeminen

Kiinnittimen lujuuslaskemisessa käytetään ANSYS WORKBENCH- ohjelmistoa. Ohjelmistossa valitaan moduuliksi Static Structural, jossa voidaan mallintaa tulevia kuormituksia. Ohjelmiston avulla selvitetään, mihin kohtaan kiinnitintä kohdistuu jännityksiä. Suurimmat jännitykset kohdistuvat kuvan 26 mukaisesti kiinnittimen ja kiilan kontaktipinnan kulmaan.



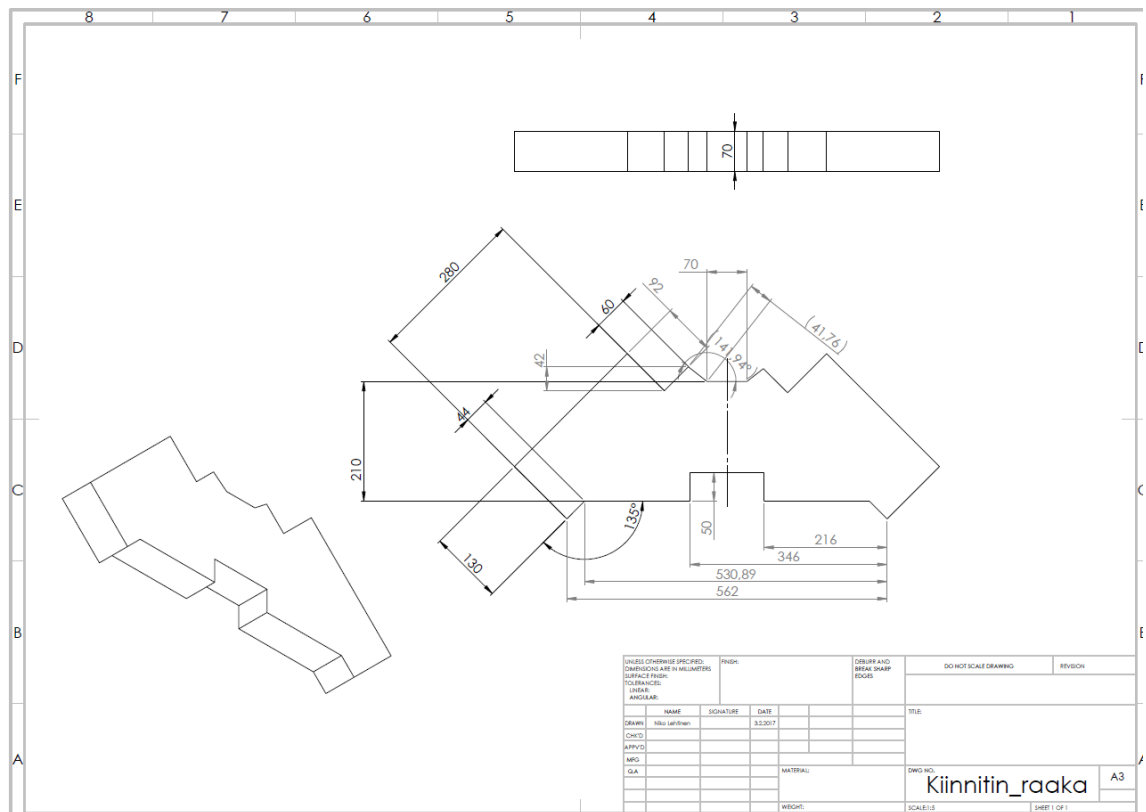
KUVA 26. Kiinnittimeen kohdistunut maksimijännitys

Kuvasta 27 nähdään, että suurin jännitys on 95,9 MPa. Kiilan materiaalin ollessa S355-terästä, tälle myötöraja on 355 MPa. Varmuusluku saadaan sijoittamalla lukuarvot kaavaan 8 (kaava 20).

$$n = \frac{355 \text{ MPa}}{95,9 \text{ MPa}} = 3,7 \quad (20)$$

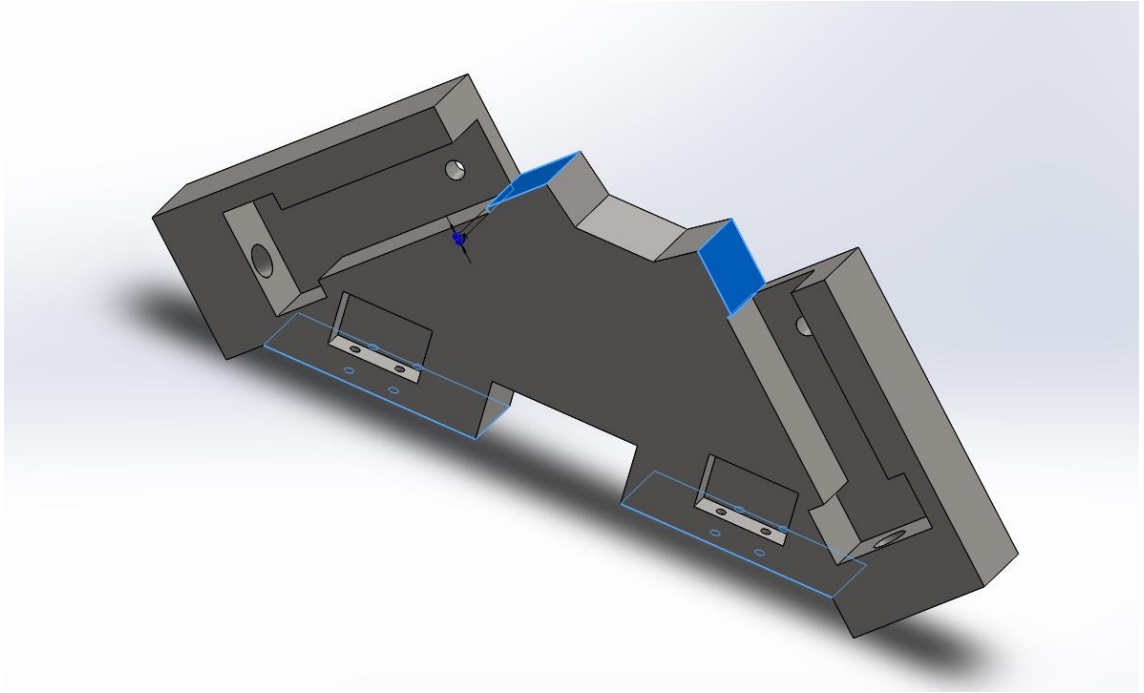
6.3 Valmistaminen

Levyleike tilataan polttoleikattuna kuvan 27 mukaisesti. Kiinnitin valmistetaan helposti saatavilla olevasta yleisteräksestä, S355:stä. S355-teräksellä on riittävät ominaisuudet myötämiseen ja lujuuteen nähden. Kiinnittimeen kohdistunut maksimijännitys on kuvan 26 mukaisesti 95,9 MPa. S355-teräksestä valmistettaessa muodostunut jännitys ei ylitä teräksen myötörajaa ja varmuusluku on riittävän suuri (kaava 20). S355-teräksen etuna on myös helppo koneistettavuus. Materiaalin koneistamiseen ei tarvitse hankkia erikseen työkaluja tai teräpaloja.



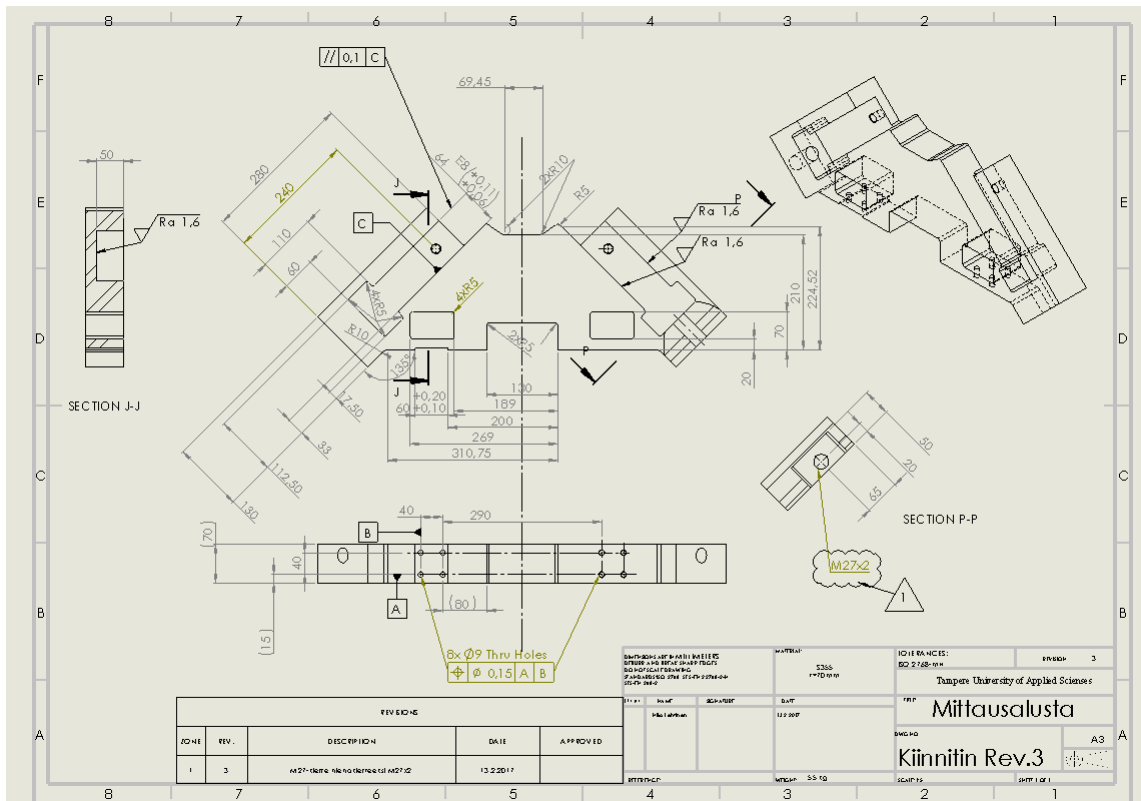
KUVA 27. Kiinnittimen polttoleikkeen mitat

Teräsaiho tilataan polttoleikkeenä kuvan 27 mukaisesti tehtynä. Polttoleikkeen mitoissa on huomioitu koneistusvarat. Koneistettaviin pintoihin on laskettu 5 mm:n koneistusvarat. Kuvaan 28 on merkitty sinisellä koneistusvarojen sijainnit kiinnittimessä. Pinnat, joissa ei ole koneistuvaa, eivät ole kriittisiä. Nämä pinnat voidaan jättää koneistamatta ja tyytyä polttoleikkurin tarkkuuteen.



KUVA 28. Kiinnittimessä olevat koneistusvarat sinisellä

Polttoleikkeestä koneistetaan kuvan 29 mukaisesti kiinnitin. Mitoitusta tehdessä on pyritty huomioimaan valmistettavuus. Kappale valmistetaan työstökeskuksella jyrsimällä. Mitat tulee mitoittaa siten, että koneistajan on mahdollisimman helppo niiden perusteella aloittaa työstäminen. Kuitenkin koneistajien työtavat eroavat toisistaan ja kaikkia on mahdoton miellyttää. Näin ollen pyritään työkuvaan antamaan valmistamisen kannalta välttämättömät mitat.



KUVA 29. Kiinnittimen työkuva

7 TUKIRULLA

7.1 Vaatimukset

Mitattava akseli asetetaan neljän rullan päälle. Rullan tehtävä on ohjata ja tukea pyörivää, mitattavaa akselia. Rullien ulkokehän tulee olla tarkasti valmistettu. Ulkokehässä ei saa olla heittoa lieriömäisyydessä. Laakerin tulee kestää raskaimpienkin akseleiden painot. Raskain akseli painaa 750 kg. Kuitenkin mittaukseen saattaa tulla raskaampia akseleita, joten laakerikin tulee mitoittaa suurehkolla varmuusluvulla. Lasketaan yhteen rullaan vaikuttava voima F kaavaa (13) soveltamalla (kaava 21).

$$F = \frac{m \times n \times g}{r} = \frac{750 \text{ kg} \times 1,2 \times 9,81 \text{ m/s}^2}{2} = 4,4 \text{ kN} \quad (21)$$

, jossa m on mitattavan akselin massa, n on varmuuskerroin, g on gravitaatiovakio ja r on kantavien rullien lkm.

Rullia mittalaitteeseen tulee yhteensä neljä. Kuitenkin kuormitus ei jakaannu täsmälleen tasan jokaiselle rullalle. Mitattavan akselin toinen pääty saattaa painaa enemmän kuin toinen. Tai toinen kiinnittimen rullista, saattaa olla alempana kuin toinen. Tämän seuraukselle alempi rulla kannattelee huomattavasti suurempaa massaa kuin hieman ylempänä oleva rulla. Näin ollen rullien kantavuus tulee suunnitella siten, että toinen rullista kannattelee akselin massan kokonaan, ja toinen on ohjaavan rullan roolissa. Varmuudeksi asetetaan 1,2, joten mahdollisien pienien lasku- tai oletusvirheiden takia ei ylitetä sallittua kuormitusta.

Laakerin tulisi olla helppo asentaa akselille ilman erikoistyökaluja. Näiden hankkiminen aiheuttaisi turhia kustannuksia yritykselle, joten laakeri tulee valita myös sen asennusta mieltien. Tämä tarkoittaa, että rullassa tulisi olla kiinteä pinta rullien/neulojen ja asennettavan akselin välissä.

Rullissa olisi myös hyvä olla akselinsa suuntainen ohjaus. Näin ei tarvitse tehdä erikseen ohjauspintoja laakerointiin liittyviin osiin, jota ulkorengasta tai ulkorengasta neulakehi-
neen voidaan ohjata aksiaalisesti. Rullissa, joissa on aksiaali-ohjaus, on sivulevyt tätä tar-
koitusta varten. Aksiaali-ohjattu rulla on siis tässä tilanteessa parempi vaihtoehto.

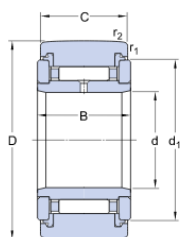
Rullien voitelu ei saisi aiheuttaa liikaa ongelmia. Rullaa valitessa pyritäänkin löytämään rulla, jota ei tarvitse usein voidella. Tarvittaessa rullasta tulisi löytyä voitelureikä, lisäras-
vaa varten. Laakerissa olisi hyvä olla myös pitkäikäinen voitelu. Tukirulla, jota tarvitsee
voidella usein, ei ole soveltuva tähän tarkoitukseen. Tukirullien tulisi olla kaiken kaikki-
aan mahdollisimman vähän huoltoa tarvitsevia.

7.2 Malli

Vaatimukseen sopiva malli löytyi laakerivalmistajalta SKF:ltä. Rulla on tukirulla ja malli on NATR. NATR rullasta on monenlaisia erilaisia vaihtoehtoja. Sopivin malli on NATR PPA. Lisämerkintä PPA tarkoittaa, että laakerissa on molemmin puolin polyamidi 66 liuku- ja tiivisterenkaat (Aarnio, 2017). Taulukoiden avulla valitaan sopivan kokoinen tukirulla. Tukirulla kestää suuria staattisia ja dynaamisia kuormituksia. Taulukoista etsitään tukirulla, joka kestää kaavassa (21) lasketun voiman F . Mitoittava arvo tukirullassa on väsymiskuormitusraja. Tämä on huomattavasti pienin arvo tukirullalla verrattuna muihin raja-arvoihin. Sopivan kokoinen tukirulla on NATR 30 PPA. Tämän laakerin fyysiset tiedot ovat kuvassa 30.

NATR 30 PPA

Dimensions



D	62	mm
d	30	mm
C	28	mm
B	29	mm
d ₁	51	mm
r _{1,2}	min. 1	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	22.9	kN
Basic static load rating	C ₀	37.5	kN
Fatigue load limit	P _u	4.5	kN
Maximum dynamic radial loads	F _r	26.5	kN
Maximum static radial loads	F _{0r}	38	kN
Limiting speed		1800	r/min

Mass

Mass support roller		0.444	kg
---------------------	--	-------	----

KUVA 30. NATR 30 PPA-tukirullan mitat ja ominaisuudet (SKF 2017)

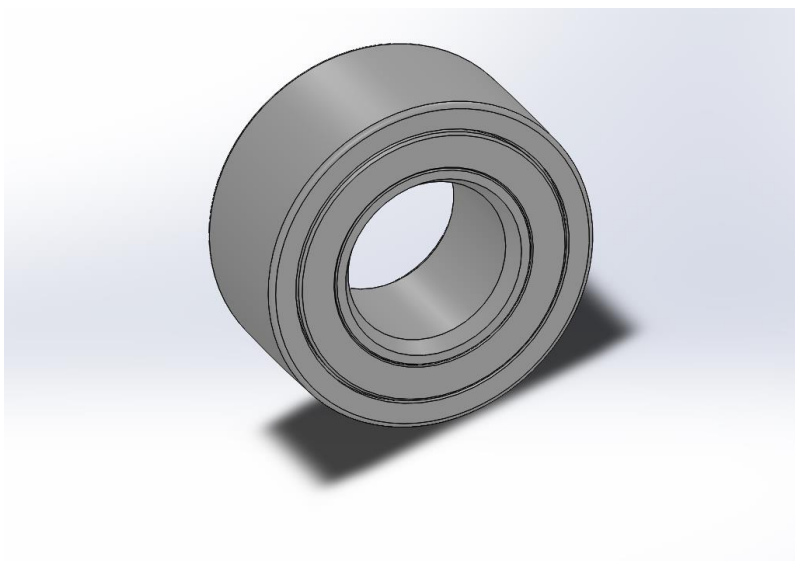
Kaavassa (21) laskettiin yhdelle laakerille tuleva kuormitus ja kuvasta 30 huomataan, että laakeri kestää tämän kuormituksen. Tukirullalle dynaaminen kantavuus on 22,9 kN ja staattinen kantavuus on 37,7 kN. Suurimmat sallitut säteiskuormitukset ovat dynaamisesti 26,5 kN ja staattisesti 38 kN. Väsymiskuormitus rullalle on 4,5 kN. Tämä on pienin kantavuusluku, joka mitoittaa laakerin. Arvo on siltikin suurempi kuin rullaan kohdistuva voima. Laskettu rullaan vaikuttava voima ei siis ylitä missään näissä kohdista. Kantavuuden puolesta tukirulla on soveltuva. Rulla kestää suurimmillaan 1800 kierrosta minuutissa. Pyörimisnopeus akselia mitatessa on suurimmillaan 400 kierrosta minuutissa. Pyörimisnopeuskin on valitussa tukirullassa riittävän suuri.

NATR PPA-mallista seuraava pienempi olisi ollut NATR 25 PPA. Tämä malli soveltuisi muuten mittausalustaan, mutta tälle väsymiskuormitus on 3,1 kN. Tämä on pienempi kuin rullaan kohdistuva voima F. Näin ollen kyseistä kokoa ei voida valita. Tarkastelun tuloksena voidaan todeta tukirullan NATR 30 PPA olevan kaikilta ominaisuuksiltaan soveltuva mittausalustaan. Tukirullien käyttö on vuosittain vähäistä, joten väsymiskuormitus oltaisiin voitu jättää tarvittaessa huomioimatta ja tarkastelle ainoastaan staattista kantavuutta. Kuitenkin tukirullassa oli mahdollisuus mitoittaa väsymiskuormituskin riittävän suureksi, joten tätä mahdollisuutta ei kannata jättää käyttämättä.

7.3 Mallinnus

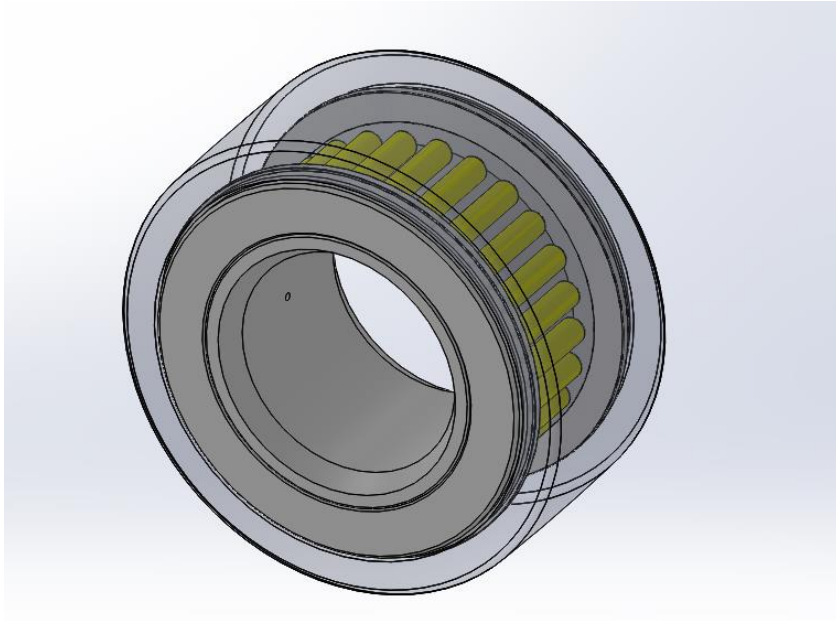
Valittu tukirulla tulee liittää mittausalustan kokoonpanomalliin. Kokoonpanomallin tulee vastata mahdollisimman hyvin todellista mallia. Lisäämällä tukirulla malliin havaitaan konkreettisesti, miten tukirulla sopii kiinnikkeisiin. Samalla kokoonpanosta nähdään mahdollisimman hyvin kokonaisuus. Tämä helpottaa uusien komponenttien mitoituksessa ja valinnassa.

SKF:n sivuilta on mahdollista ladata 3D-malli suoraan halutusta laakerista tai rullasta. Sivuilta löytyy myös NATR 30 PPA:n 3D-malli. Malli ladataan STEP-tiedostona. STEP-tiedosto on yleinen tapa 3D-mallinnuksessa, sillä se on yhteensopiva lähes jokaiseen mallinnusohjelmaan. STEP-tiedosto tuodaan Solidworksille, joka muuttaa laakerin mallin sille sopivaan tiedostomuotoon (kuva 31).



KUVA 31. NATR 30 PPA 3D-malli

Näin malli voidaan liittää kokoonpanoon. Tukirullan valmistajalta saatu valmis malli nopeuttaa suunnitteluprosessia, kun aikaa ei kulu rullan mallintamiseen. Samalla mahdollisen virheen tapahtuminen mallinnusvaiheessa jää pois. Valmistajalta saatava malli on täydellinen, eli rullaan on mallinnettu kaikki siihen tarvittavat osat, kuten: tiivisteet, rullat ja voitelureikä (kuva 32).

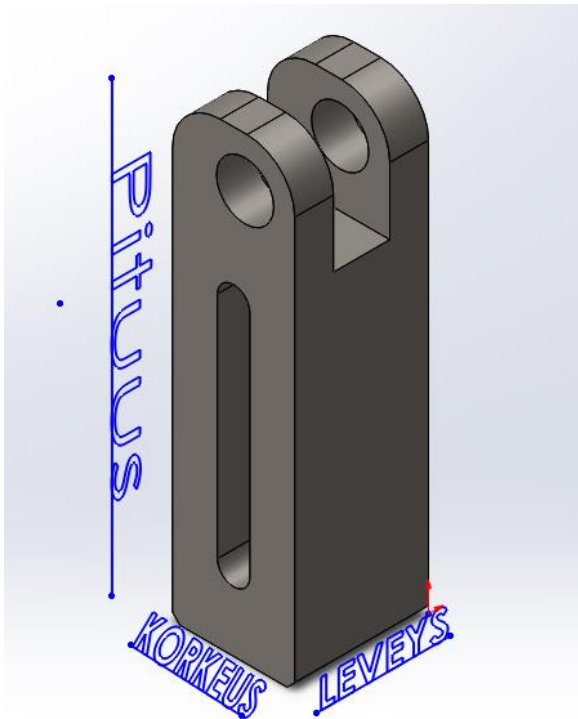


KUVA 32. NATR 30 PPA-tukirullan 3D-malli

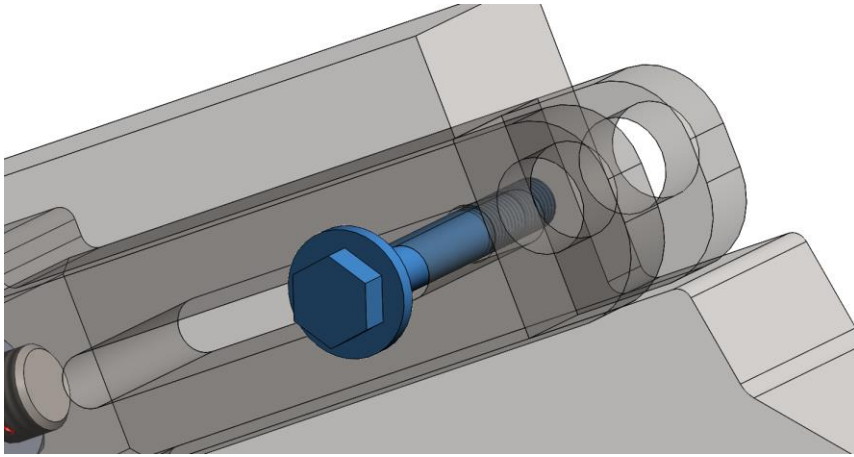
8 KIILA

8.1 Käyttötarkoitus

Tukirullan valinnan jälkeen on mahdollista mallintaa kiinnittimeen tulevaa kiilaa (kuva 33). Kiilan tehtävä on liikkua kiinnittimessä olevassa urassa ja kannatella tukirullaa. Kiilan paikkaa muuttamalla mittalaitteella voidaan mitata useita eri halkaisijoilla olevia akseleita. Kiilan liikesuunta on kuvattu kuvassa 25. Kiilan putoamisen urasta estää kiinnittimessä oleva laipparuuvi (kuva 34).



KUVA 33. Kiila

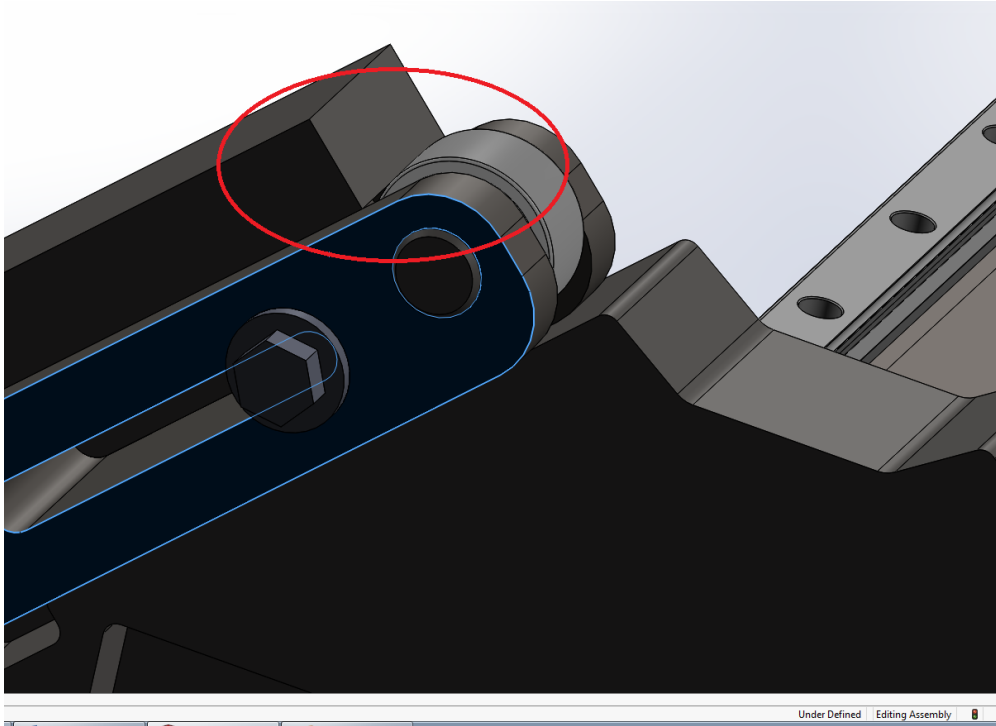


KUVA 34. Kiilaan putoamisen estävä laipparuuvi

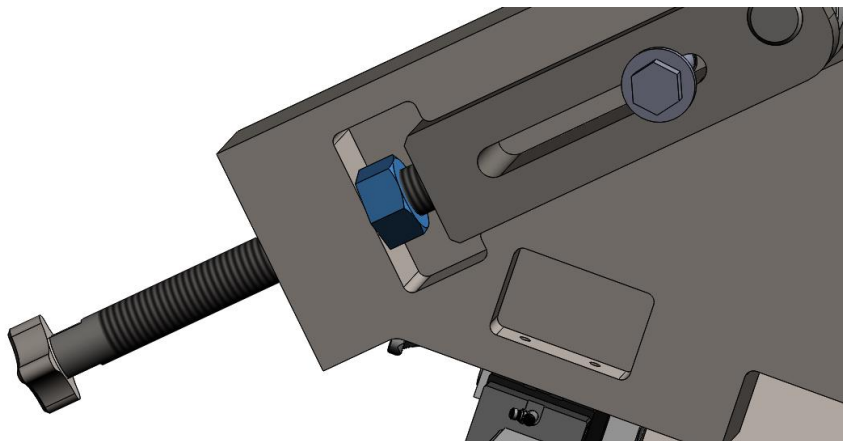
8.2 Malli

8.2.1 Pituus

Kiilan pituuteen vaikuttaa kiinnittimen loven syvyys. Kiilan ollessa ala-asennossa, tulee tukirullan olla hyvin lähellä kiinnittimen kulmaa (kuva 35). Näin mittalaitteeseen sopii mahdollisimman isolla halkaisijalla oleva akseli. Mitä leveämmälle akselia tukevat rullat saadaan, sitä tukevammin akseli on alustassa. Pituudessa tulee huomioida lukitusmutterin paksuus, joka lukitsee kiilaa liikuttavan ruuvin (kuva 36). Sopivaksi kiilan pituudeksi saadaan 240 mm.



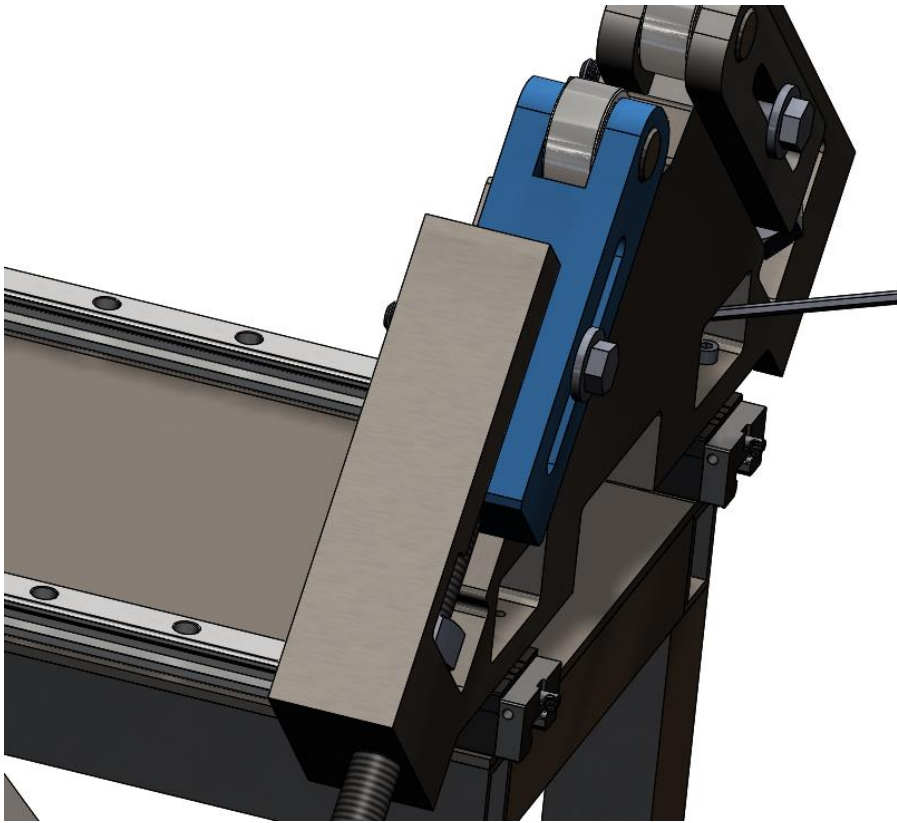
KUVA 35. Kiila ala-asennossa



KUVA 36. Säätopultin lukitseva mutteri

8.2.2 Leveys

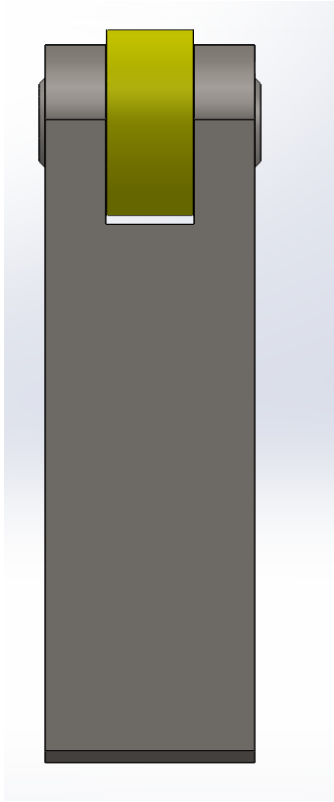
Kiilan leveyteen vaikuttaa kiinnittimeen tehtävän uran syvyys. Kiinnitin on 70 mm vahvaa terästä. Siihen jyrsitään 50 mm syvä ura. Kiilan halutaan olevan mahdollisimman tukeva. Kiilan leveydeksi asetetaan 70 mm. Kiila tulee siis hieman lovesta ulos, mutta on edelleen tukevasti urassa (kuva 37). Leveyttä kasvattamalla saadaan kiilasta entistä tukevampi. Näin se kestää hyvinkin raskaiden akselien massan.



KUVA 37. Kiilan oikea reuna on urasta ulkona

8.2.3 Tukirullan lovi

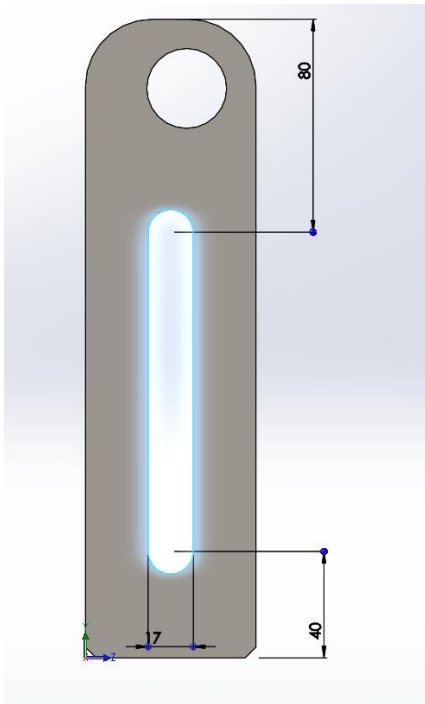
Kiilaan tehdään tukirullalle soveltuva lovi, kiilan yläpään (kuva 38). Loven leveys on hieman suurempi kuin tukirullan. Tukirullan leveys on 29 mm. Rullan loveksi tehdään 29,5 mm. Näin ura ei ahdistaa rullaa, mutta silti estää sen liikkumisen poikittaissuunnassa. Loven ollessa näin tiukka, ei rullalle tarvita erikseen varmistinrengasta sen paikalla pitämiseen. Lovella syvyyttä tulee olla tarpeeksi, jottei tukirulla osu kiilaan. Loven syvyydeksi valittiin 60 mm. 60 mm:ssä on huomioitu mahdolliset heitot valmistuksessa. Pienet epätarkkuudet valmistuksessa, eivät vaikuta rullan pyörimiseen.



KUVA 38. Kiilan lovi

8.2.4 Laipparuuvien ura

Kiilaan tehdään sen keskikohtaan laipparuuville ura (kuva 39). Kiila kiinnitetään kiinnittimeen laippakantaisella M16-pultilla. Kiilan uran siis tulee olla suurempaa tai yhtä suuri kuin M16-pultin ulkohalkaisija. M16-pultin ulkohalkaisija on noin 16 mm. Kiilan tulee kuitenkin liikkua urassa jouhevasti, ilman ylimääräistä kitkaa. Uran leveydeksi asetetaan 17 mm, joten M16-pultti ei aiheuta lisäkitkaa, hankaamalla uran reunoja. Uran tulee olla sopivan mittainen, jotta kiilalla on mahdollisuus mitata mahdollisimman suuria ja pieniä akseleita laipparuuvien rajoittamatta liikettä. Kuitenkin laipparuuvien tulee koskea uran alapäätä hieman ennen kuin tukirulla kohtaisi kiinnittimen kulman. Näin pystytään suojelemaan rullan pintaa mahdollisen virheikäytön yhteydessä.



KUVA 39. Kiilassa oleva laipparuuvien läpiura

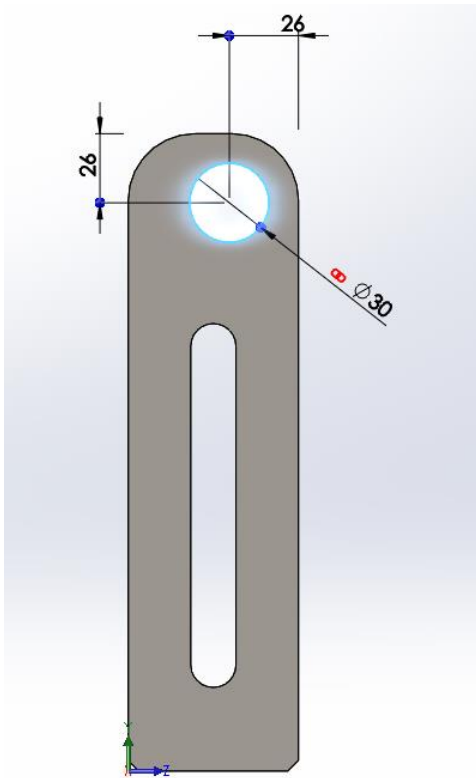
8.2.5 Korkeus

Kiilan korkeus on helppo valita. Kiilan korkeuden tulee olla sama kuin kiinnittimessä olevan uran korkeus. Korkeudeksi valitaan siis 64 mm. Korkeudessa tulee huomioida laipparuuvia varten tehty ura. Uran leveys on 17 mm, ja se on kiilan keskikohdassa. Näin ollen kiilaan jää materiaalia uran molemmille puolille 23,5 mm (kaava 22). Tämä on riittävä määrä, jotta kiilan lujuus säilyy.

$$\frac{64\text{mm}-17\text{mm}}{2} = 23,5\text{mm} \quad (22)$$

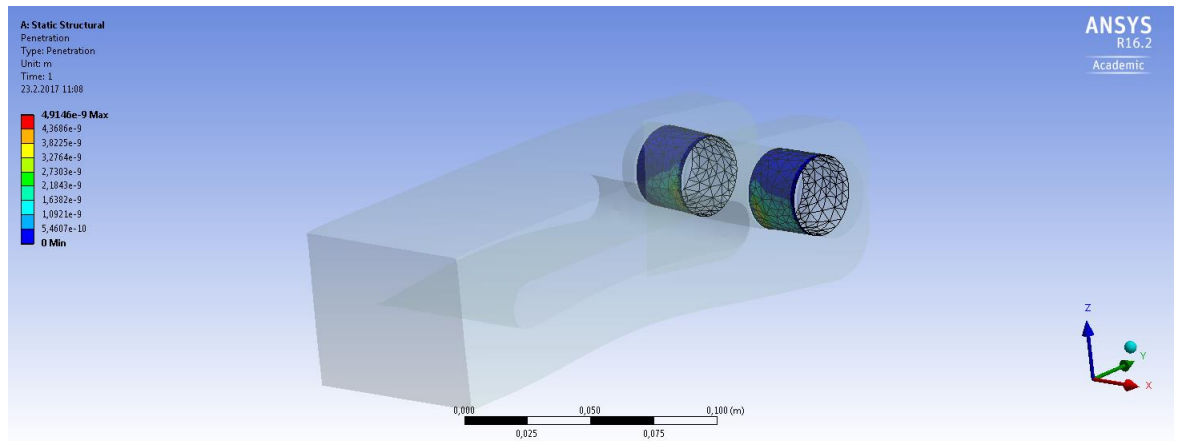
8.2.6 Laakeritapin reikä

Kiilan yläpäähän tulee reikä, johon tukirullan laakeritappi tulee. Reiän halkaisijan tulee olla sama kuin tukirullan sisähalkaisijan. Reikää ei kuitenkaan sijoiteta kiilan keskelle vaan hieman poiketaan tästä (kuva 40). Reiän ollessa sivussa tarpeeksi, on mahdollista mitata isommalla halkaisijalla olevia akseleita. Reiän ollessa keskellä on vaara, että kiilan kulma osuus akseliin.



KUVA 40. Kiilan reikä

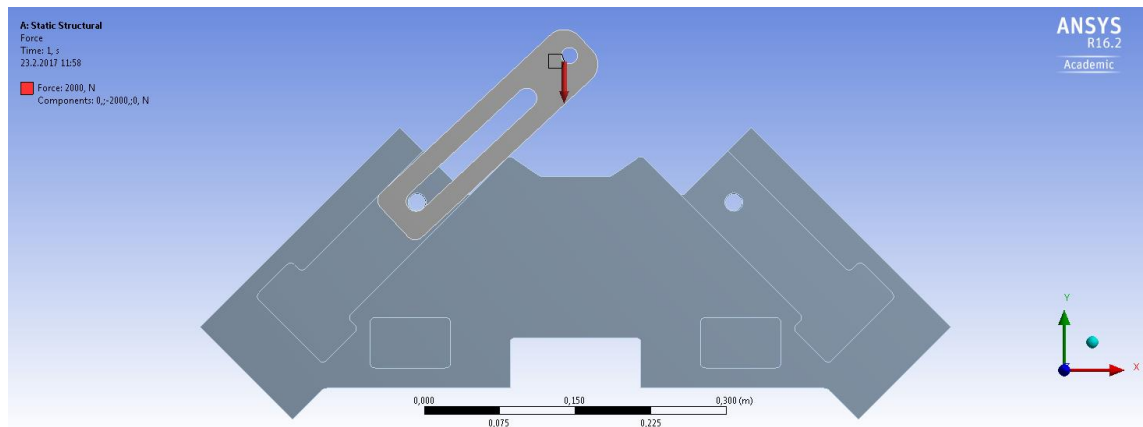
Reiän paikoitusta muuttamalla, saadaan samalla kiilan reiän alapuolelle lisää materiaalia. Kaavasta (1) nähdään, että mitä suurempi leikkautuva pinta-ala on, sitä pienempi leikkausjännitys syntyy. Tätä leikkautuvaa pinta-alaa voidaan kasvattaa reikää siirtämällä siten, että reiän keskikohta on kauempana kiilan alapuolisesta pinnasta. Reiän yläpuolelle ei puolestaan tule kuormituksia lainkaan, joten siellä ei tarvita materiaali juurikaan. Kuvassa 41 nähdään, miten laakeritappi pyrkii tunkeutumaan kiilan alapuolelta ja aiheuttaa leikkausjännityksiä. Yläpuolella tätä ei tapahdu. Reiän siirtäminen keskiakselilta sivulle on käyttöä ja kestävyyttä ajatellen hyvä ratkaisu.



KUVA 41. Laakeritapin tunkeutuminen kiilaan

8.3 Lujuuslaskenta

Materiaalia valittaessa tulee huomioida mallinnettu geometria ja siihen kohdistuvat kuormitukset. Kuvassa 42 on havainnollistettu kiilaan kuormitustapaus mitattavan akselin ollessa laitteessa. Kuvan kuormitustapaus on mahdollisimman vaativa kiilalle: kiila on ääri-asennossa ja siihen vaikuttaa puhdas pystysuuntainen voima.



KUVA 42. Kiilaan vaikuttava voima on kuvassa kuvattu punaisella nuolella

Suurin jännitys kiilassa kohdistuu sen alapintaa (kuva 14; kuva 15). Mallissa tulee huomioida kiilan ja kiinnittimen urassa oleva välys. Välys aiheuttaa kiilan liikkumisen urassa ja näin ollen kiilan yhteen kulmaan kohdistuu suuri jännitys. Mallissa, jossa kiila ja ura ovat täsmälleen saman kokoiset, vipuvarresta aiheutunut jännitys jakaantuu koko kiilan ja uran kosketuspinnalle. Tämä vääristää tuloksia ja saattaa aiheuttaa alimitoitusta.

Kuvista 13 ja 14 huomataan suurimman kiilan kohdistuneen jännitykset olevan 99,87 MPa. Varmuusluvuksi myötämiseen nähden saadaan jakamalla kohdistunut maksimijännitys σ_{max} myötörajalalla R_e kaavan (8) mukaan. Kiilan materiaalin ollessa S690-terästä, tälle myötöraja on 690 MPa. Varmuusluvuksi saadaan kaavaan (8) sijoittamalla lukuarvot kaavaan (23).

$$n = \frac{R_e}{\sigma_{max}} \quad (8)$$

$$n = \frac{690 \text{ MPa}}{99,87 \text{ MPa}} = 6,91 \quad (23)$$

Kiilasta lasketaan vielä varmuus myös leikkautumisen suhteen. Laakeritappin reikiin kohdistuu Laakeritappin välityksellä voima F. Voima F lasketaan kaavalla (13). Voimasta F aiheutuu leikkausjännitys korvakkeisiin. Leikkausjännitys saadaan laskettua kaavalla (1). Kiilan korvakkeen leikkautumispinta-ala lasketaan kaavan (2) avulla.

$$\tau = Q/A \quad (1)$$

, jossa τ on leikkausjännitys, Q on leikkausvoima ja A on leikkautuva poikkipinta-ala.

$$A = b * h \quad (2)$$

, jossa b on korvakkeen paksuus ja h leikkautuvan pinta-alan korkeus. Sallittu jännitys tavallisessa kuormituksessa saadaan kaavasta (6).

$$\sigma_{sal} = \frac{R_e}{1,5} \quad (6)$$

Sallittu leikkausjännitys τ_{sal} saadaan kaavalla (7).

$$\tau_{sal} = 0,6 * \sigma_{sal} \quad (7)$$

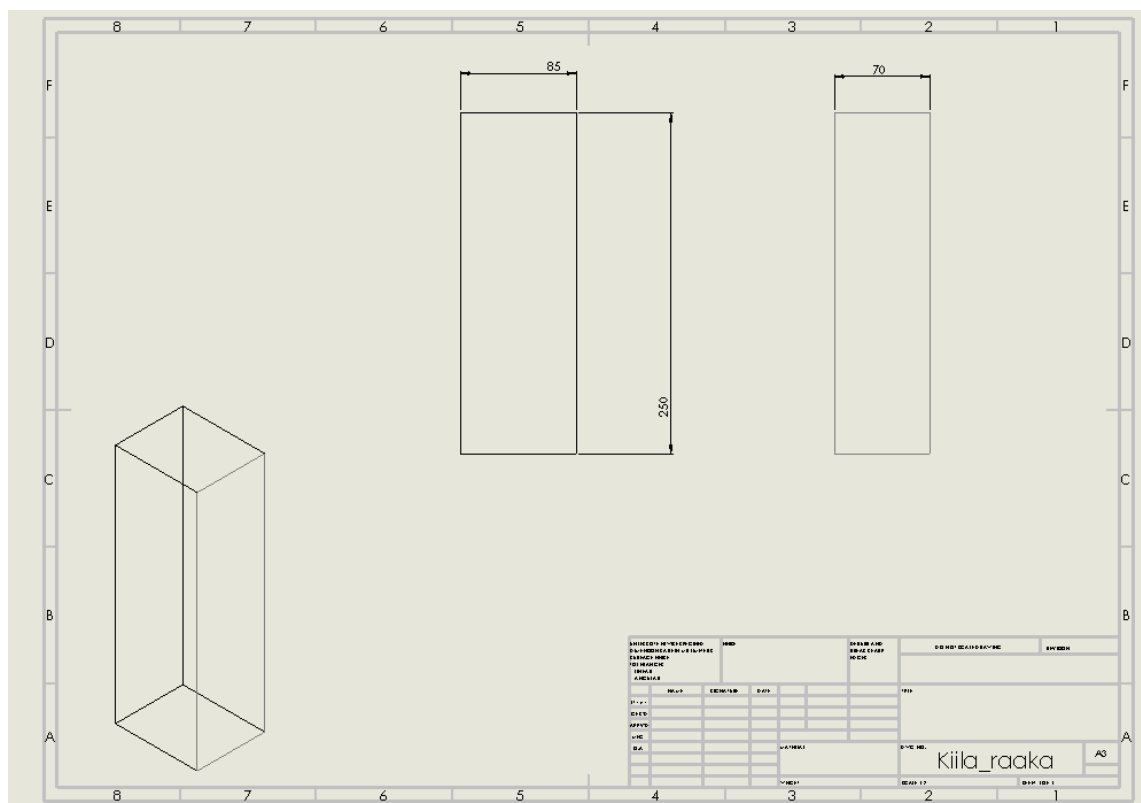
Jakamalla kaavan (9) mukaan sallittu leikkausjännitys korvakkeeseen kohdistuvalla leikkausjännityksellä (kaava 9), saadaan varmuusluku n korvakkeen leikkautumisen suhteen.

$$n = \frac{\tau_{sal}}{\tau} \quad (9)$$

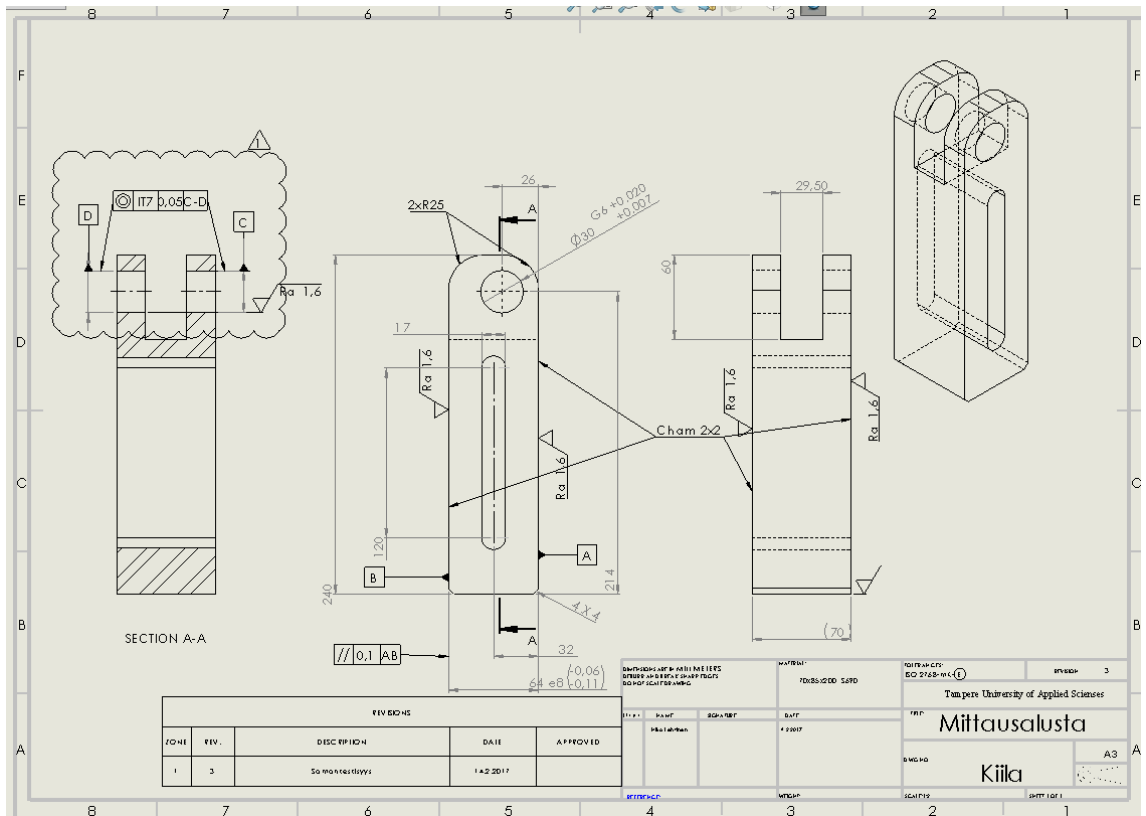
Laskut ja tulokset ovat liitteessä 3. Varmuusluvuksi saadaan leikkautumisen suhteen 462,015. Tämä on todella suuri varmuusluku, joten mittalaitteessa voidaan hyvin mitata raskaampia akseleita leikkautumisen suhteen.

8.4 Valmistaminen

Kiilan aihio tilataan polttoleikkeenä kuvan 43 mukaisesti. Polttoleikeaihiossa on huomioitu koneistusvarat. Valmiista polttoleikkeestä valmistetaan koneistamalla kuvan 44 mukainen kappale. Kuvan 44 piirustukseen on merkitty kaikki tarvittavat mitat ja toleranssit.



KUVA 43. Kiilan polttoleike aihio

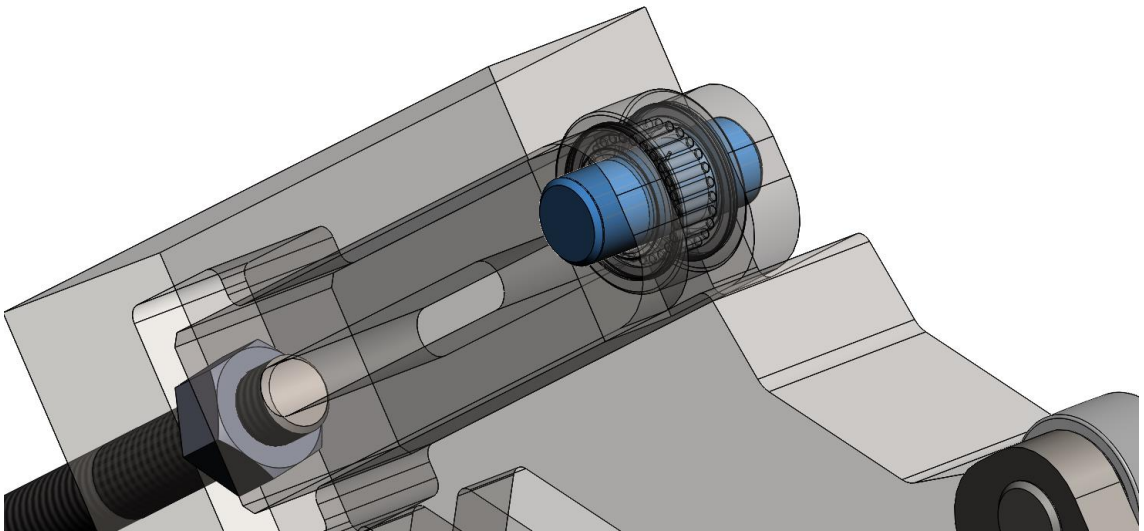


KUVA 44. Kiilan työkuva

9 LAAKERITAPPI

9.1 Käyttötarkoitus

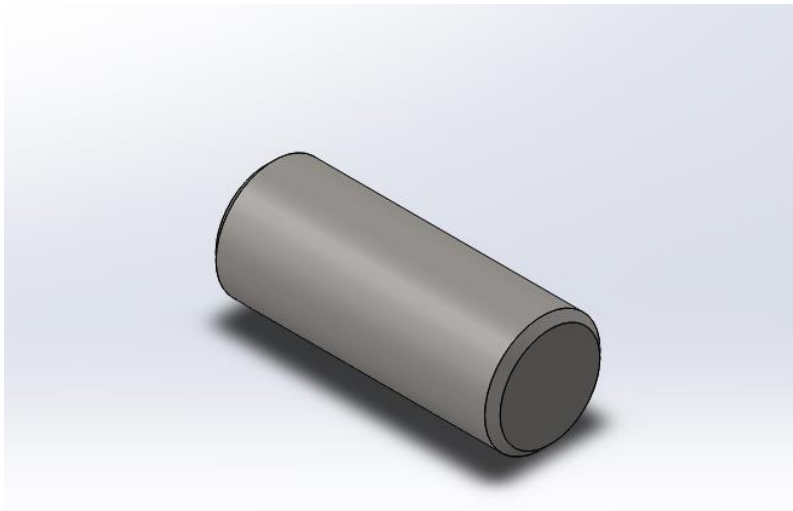
Laakeritapin tarkoituksena on kannatella tukirullaa kiilassa (kuva 45). Laakeritappiin kohdistuu kaksileikkeinen voima mitattavan akselin painosta. Laakeritapin materiaalin oltava siis lujaa, jotta tappi ei pääse myötämään. Tapin on oltava myös tarkasti koneistettu tukirullan standardien mukaan.



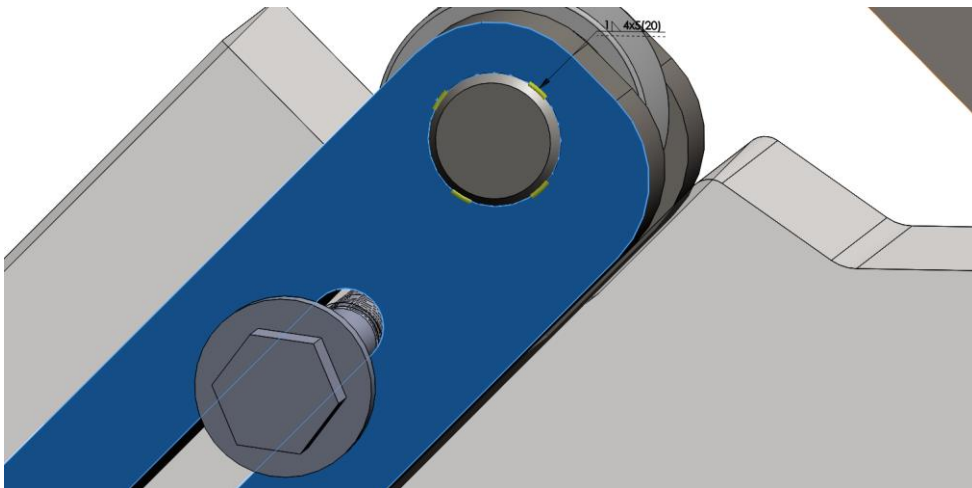
KUVA 45. Laakeritappi

9.2 Mallintaminen

Laakeritappi mallinnettiin Solidworksillä (kuva 46). Tapin halkaisijan määrittelee tukirullan sisähalkaisija. Tukirullan sisähalkaisija on 30 mm, joten laakeritapille halkaisija on oltava sama. Pituuteen puolestaan vaikuttaa kiilan leveys. Kiilan leveyden ollessa 70 mm tapin pituus on oltava vähintään tämä. Pituudessa tulee huomioida laakerin asentaminen ja tapin kiinnittäminen. Tappi kiinnitetään molemmista päistään kiilaan pienillä hitsisaumoilla (kuva 47). Näin tappi ei pääse liikkumaan pois kiilan rei'istä. Tämä ratkaisu on vain varokeino, sillä laakeriin ei pitäisi tulla aksiaalisia voimia juurikaan.



KUVA 46. Laakeritappi

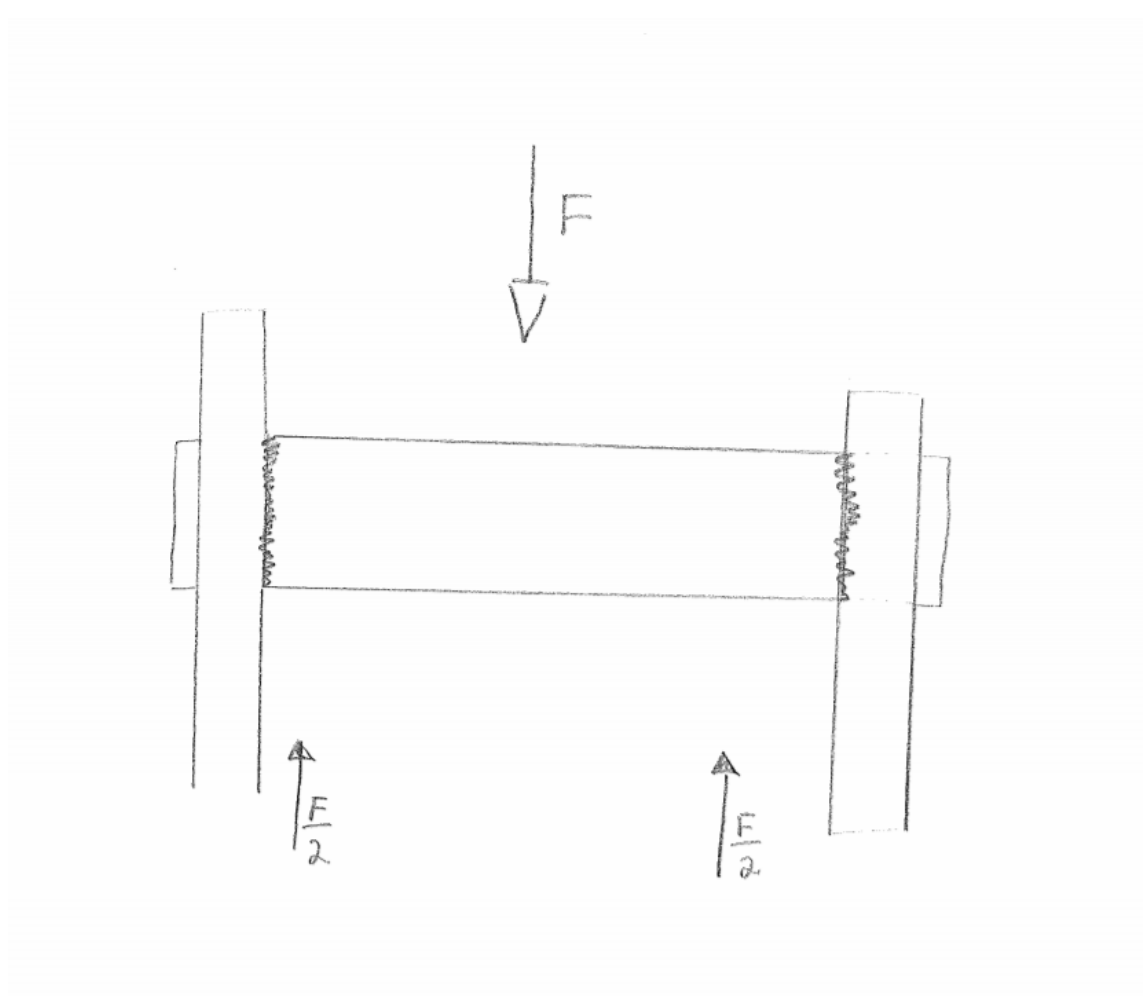


KUVA 47. Laakeritapin kiinnitys hitsisaumoilla kiilaan

Hitsauksen helpottamiseksi tapista tehdään 4 mm kiilan leveyttä pidempi. Tappi asetetaan symmetrisesti kiilaan, joten se tulee 2 mm molemmilta puolin kiilasta yli. Tarvittaessa hitsisaumat voidaan poistaa vahingoittamatta kiilaa. Tapin asentamisen helpottamiseksi, molempiin päihin tehdään kahden mm:n viisteet. Tappi on helpompi työntää laakerin läpi ja kiilan rei'istä, kun päihin on tehty pienet viisteet.

9.3 Lujuuslaskeminen

Laakeritappiin kohdistuu voima mitattavan akselin massasta. Laakeritappiin kohdistuu voimasta leikkausjännitys korvakkeiden väliin. Laakeritapissa tapahtuu kaksileikkeinen leikkaus. Siinä molemmista tapin päistä pyrkii leikkautumaan palat pois (kuva 48).



KUVA 48. Laakeritapin leikkautuminen

Leikkausjännitys lasketaan kaavalla (1). Leikkaus on kaksileikkeinen, joten leikkautuva pinta-ala saadaan kaavasta (3). Laakeritappiin kohdistunut jännitys on tavallista, joten kaavaa (6) käyttämällä saadaan sallittu leikkausjännitys. Sallittu leikkausjännitys saadaan edelleen kaavasta (7). Kaavasta 8 saadaan varmuusluku tapin pään leikkautumisen suhteen.

$$\tau = \frac{Q}{A} \quad (1)$$

$$A = 2 * \frac{\pi * d^2}{4} \quad (3)$$

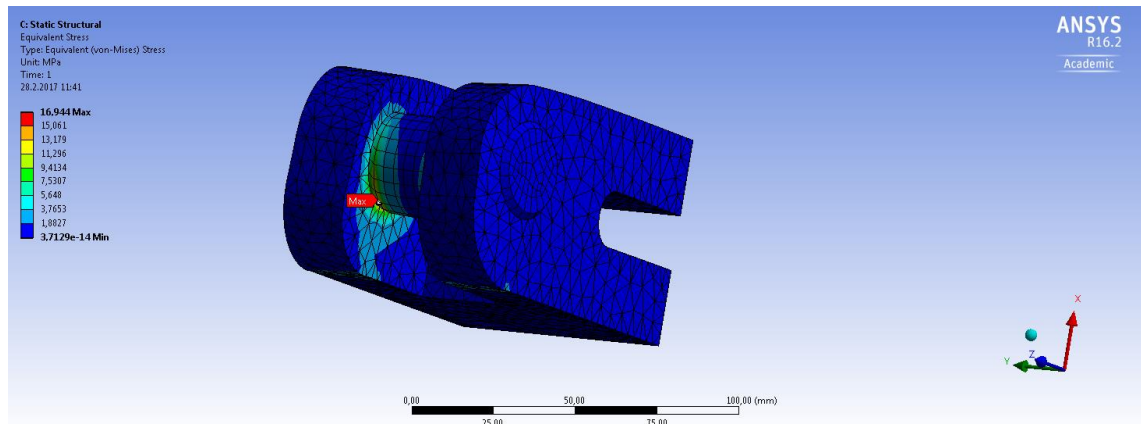
$$\sigma_{sal} = \frac{R_e}{1,5} \quad (6)$$

$$\tau_{sal} = 0,6 * \sigma_{sal} \quad (7)$$

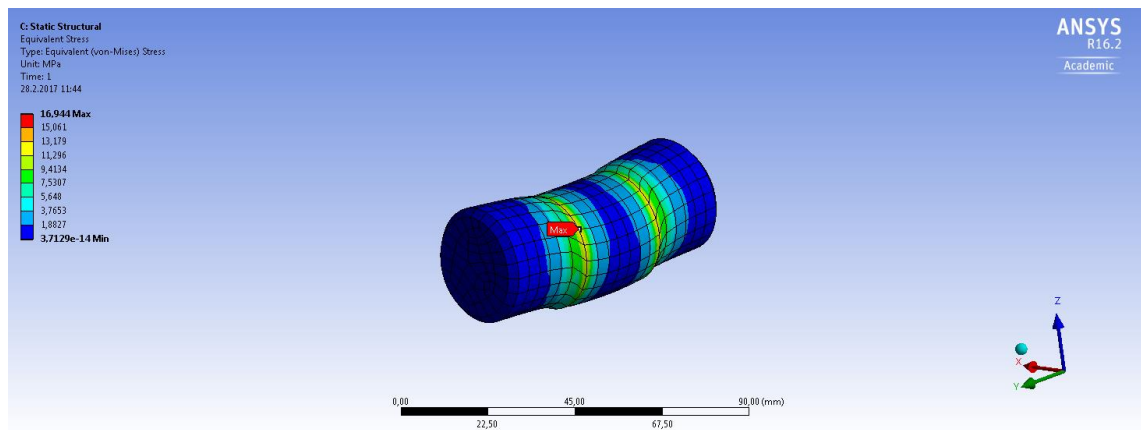
$$n = \frac{\tau_{sal}}{\tau} \quad (8)$$

Laskut ja tulokset ovat liitteessä 4. Varmuusluvaksi saadaan 109,176. Tuloksesta voidaan päätellä akselin olevan liittävän lujaa, vaikka akselin massa olisi hieman oletettua 750 kg suurempi.

Käsin laskemisen jälkeen tarkastellaan jännityksiä vielä ANSYS-ohjelmistolla. Suurin jännitys kohdistuu laakeritapissa juuri korvakkeen ja tapin leikkautumiskohtaan (kuva 49). Samoilla arvoilla kuin käsin laskennassa ANSYS laskee maksimijännitykseksi 19,94 MPa. Tämä on hieman suurempi kuin käsin laskettu tulos. Tämä ei ole kuitenkaan läheläkään kriittisistä jännitystä. Kuvassa 50 on laakeritapin muodonmuutokset ja jännitykset kuvattu tarkemmin.



KUVA 49. Laakeritapin leikkauskohta ja siihen kohdistunut maksimijännitys

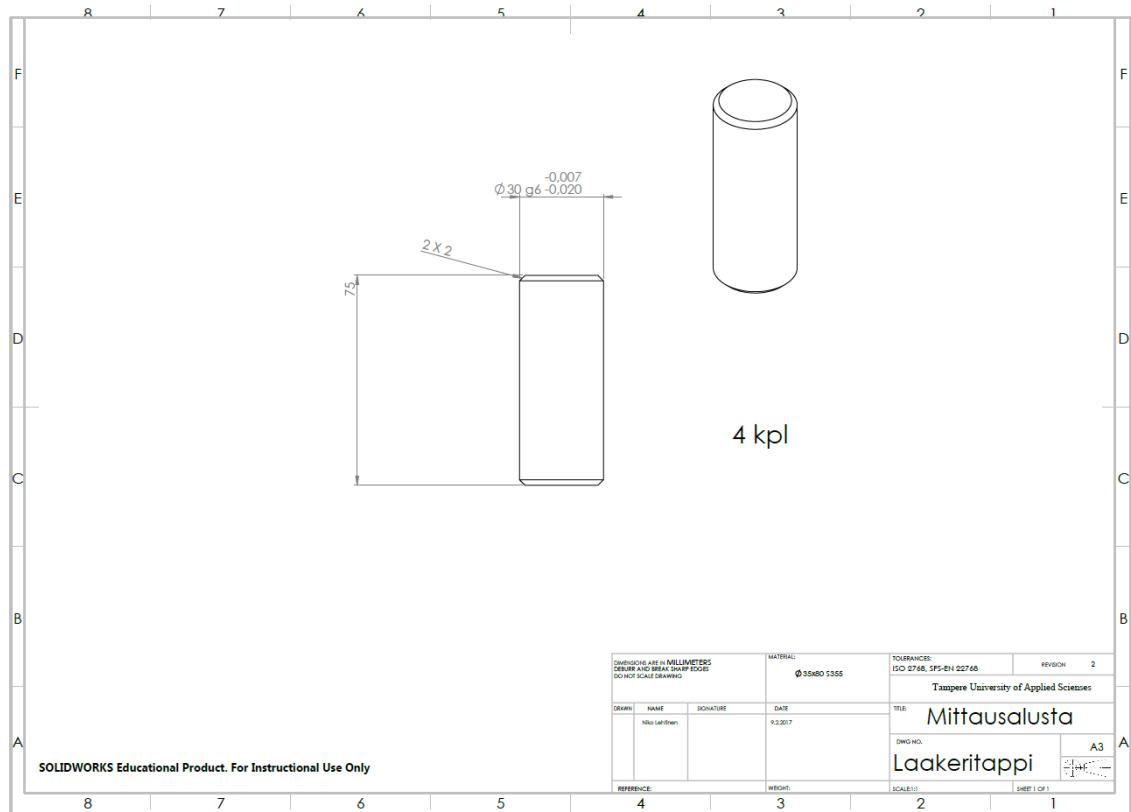


KUVA 50. Laakeritappiin kohdistuneet jännitykset

Laakeritappiin kohdistuneissa jännityksissä on eroja käsin laskettaessa ja ANSYS:lla saaduissa tuloksissa. Käsin laskettuna kohdistuneet jännitykset (leikkausjännitys 1,3 MPa ja reunapuristus 0,96 MPa) ovat pienempiä kuin FEM-ohjelmalla saatu maksimijännitys (16,9 MPa). Käsin laskussa ei otettu huomioon taipumia ja kiilan kulman aiheuttamaa leikkausta. Tässäkin tilanteessa huomataan, että on hyvä suorittaa tarkastelu kahdella eri tavalla.

9.4 Valmistaminen

Laakeritapin valmistaminen on yksinkertainen. Pyöröteräsaihiosta katkaistaan oikean mittainen pala. Pala sorvataan ainoastaan oikeaan halkaisijaan. Laakeritappi valmistetaan S355-teräksestä. Tukirullan sisäreiän ollessa 30 mm on laakeritapinkin oltava yhtä suuri. Aihion halkaisijaksi valitaan 35 mm, jossa on tarpeeksi työvaraa. Aihioista valmistetaan sorvaamalla kuvan 51 mukaisesti valmis kappale. Työkuvaan on merkitty valmistuksessa huomioitavat tarkat toleranssit.

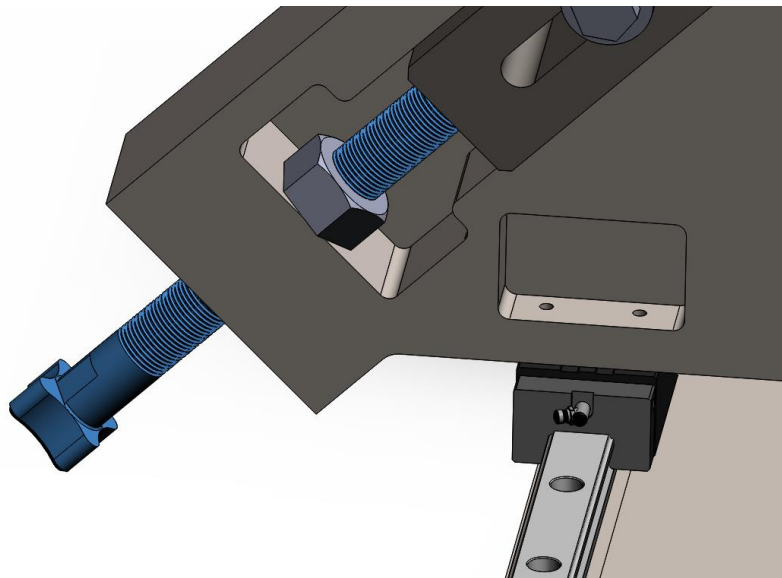


KUVA 51. Laakeritapin työkuva

10 SÄÄTÖRUUVI

10.1 Toimintaperiaate

Säätöruuvintoimintaperiaate on yksinkertainen. Kahvaa kiertämällä myötäpäivään kiila nousee. Samalla tavalla kierrettäessä vastapäivään kiila laskee. Ruuvilla siis säädellään kiilan korkeutta (kuva 52). Säätöruuvi lukitaan vielä paikalleen kiristämällä ruuvissa oleva mutteri. Mutteri estää, ettei ruuvi pääse kiertymään akselin ollessa mittalaitteessa kiinni.



KUVA 52. Säätöruuvi

10.2 Malli

Alun perin säätöruuvi oli korvattu tavallisella pultilla. Ongelma tässä oli se, ettei pulttia pystynyt kiristämään helposti käsin. Säätämiseen tarvittaisiin aina työkalu. Tätä helpot- taakseen, pyrittiin löytämään vaihtoehto, jolla ruuvia voitaisiin säätää myös käsin. Yksi vaihtoehto oli tähtinuppiruuvi (kuva 53).



KUVA 53. Tähtinuppiruuvi (Halder 2017)

Tähtinuppiruuvissa ongelmana oli, ettei sitä pystynyt kiristämään tai löysäämään tarvittaessa avaimella. Tähtinuppiruuvi, jossa on tehty olake kiristysavainta varten, ei löytynyt toimittajilta. Tämän takia päätettiin itse valmistaa kyseiset säätöruuvit, jotka soveltuvat täydellisesti käyttökohteeseen.

Ideana oli valmistaa tähtinupin muotoinen pääty, jota on helppo kiertää käsin. Nupista on helppo säätää käsin säätöruuvien korkeutta, tarvitsematta avainta. Nuppia mallinnettaessa tulee huomioida ergonomisuus. Nupin on oltava mahdollisimman miellyttävä käteen ja mukava kääntää. Suullisen mielipidekyselyn perusteella muodoksi valittiin neljäpykäläinen muoto, joka näkyy kuvissa 54 ja 55.

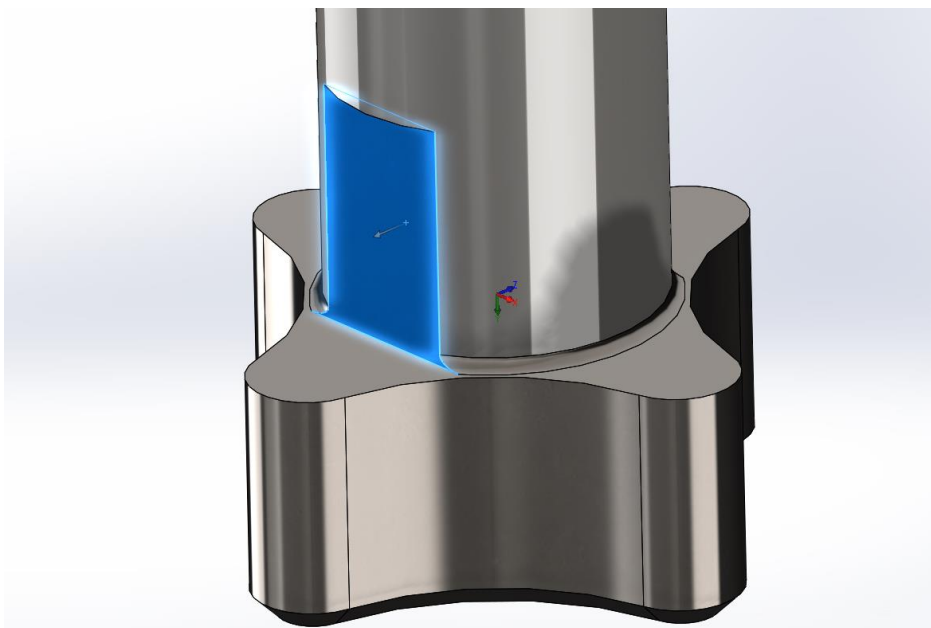
Nupin on oltava miellyttävä käteen, joten nupin halkaisijan tulee olla riittävän suuri. Sopivaksi halkaisijaksi valittiin 50 mm mielipidekyselyn perusteella. Kyseiset säätönupit ovat yleisesti halkaisijoiltaan 40 – 60 mm. Valittua 50 mm:n halkaisija on tämän keskiarvo ja voidaan siis pitää yleisesti sopivana.

Nupin korkeus vaikuttaa myös paljon nupin ergonomisuuteen. Säätönupit ovat yleisesti 12 – 30 mm korkeita, halkaisijasta ja muodosta riippuen. Mielipidekyselyn pohjalta sopivaksi korkeudeksi valittiin 20 mm. Tämä on tarpeeksi jämäkkä käteen, muttei liian korkea. Mittoja mietittäessä ei voida valita kaikille sopivia mittoja, vaan on huomioitava laitteen käyttäjät ensisijaisesti.

Lisäksi tähtinupin alapuolelle tehtiin pieni olake, josta ruuvia voidaan kiristää tai löysätä kiintoavaimella. Näillä lähtökohdilla mallinnettiin kuvan 55 kappale.

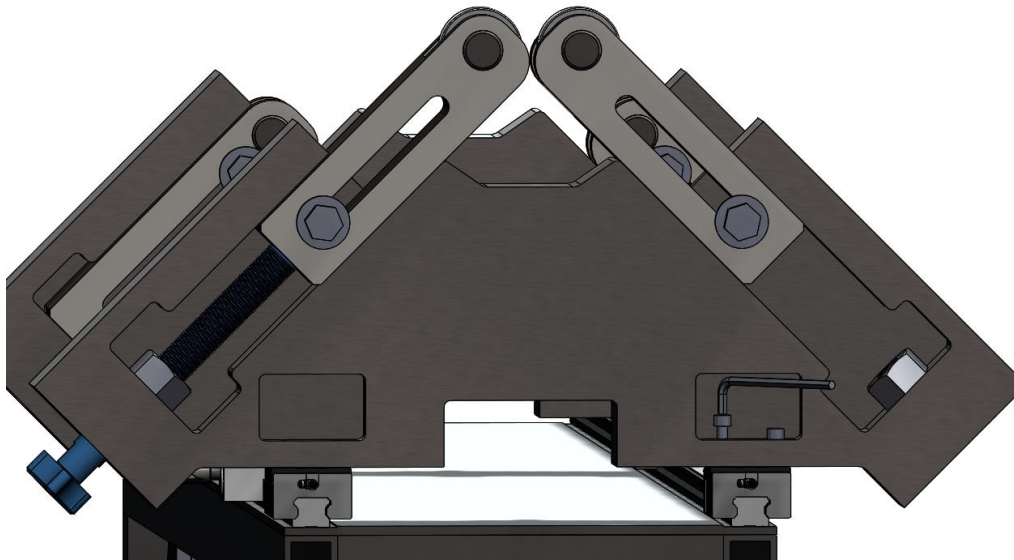


KUVA 54. Säätoruuvi



KUVA 55. Säätoruuvien olake

Säätöruuvien varren pituuteen vaikutti, kuinka korkealle kiila tarvitsee nostaa. Kiilojen tulisi nousta niin ylös, että tukirullien väliin jää ainoastaan 5 mm (kuva 56). Näin mittalaitteella voidaan mitata mahdollisimman pieniä akseleita. Tukirullat eivät saa myöskään koskettaa toisiaan. Tällä tavalla estetään väärinkäytön aiheuttamat rullien kolhiintumiset ja vaurioitumiset.

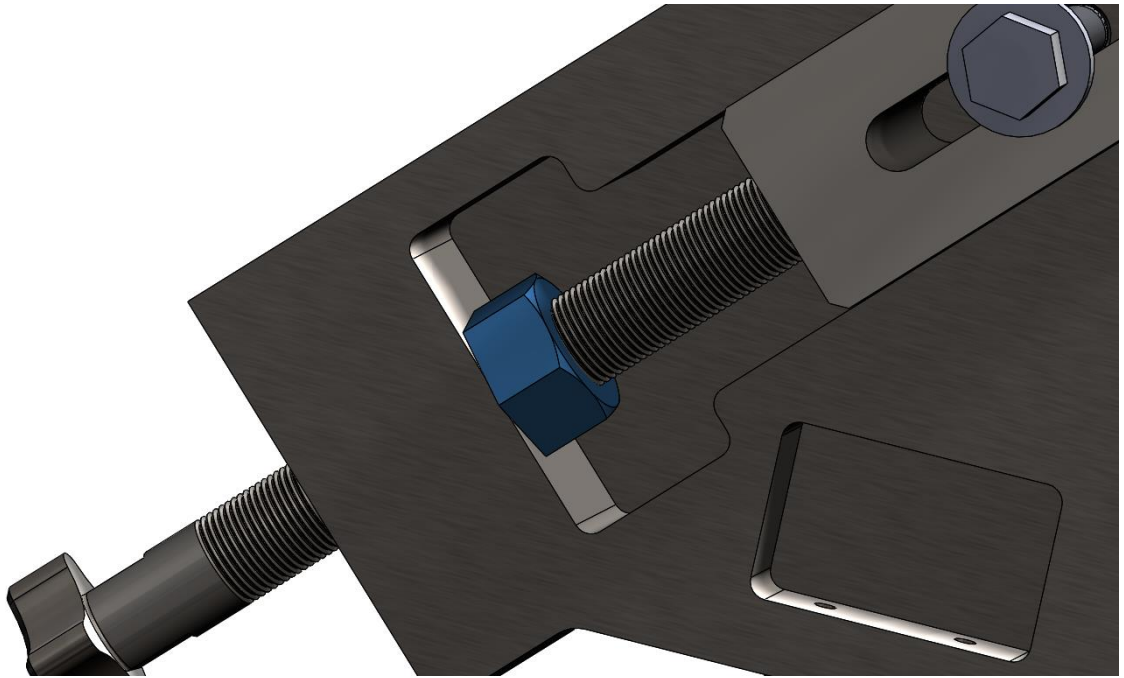


KUVA 56. Kiilat yläasennossa

Jotta kyseiseen asentoon päästäisiin, tulisi säätökahvojen varren olla 202 mm. Tähän täytyy huomioida tehtävä olake. Olakkeen tulee olla ääriasennossakin käytettävissä. Varteen siis tarvitaan olakkeen verran lisää pituutta. Sopiva olakkeen mitta on 20 mm. Varrelle tulee siis kokonaismittaksi 222 mm.

Varteen tehdään kierteet, joka on yhteensopiva kiilan kierteiden kanssa. Kierrettä valittaessa on mietittävä valmistettavuutta. Nupin halkaisijan ollessa 50 mm:ä on materiaaliyhion oltava siis vähintään 50 mm. Säätöruuvien kierteen ulkohalkaisijan olisi oltava lähellä tätä, jottei materiaalin poistamiseen kuluisi turhan paljon teräpaloja ja aikaa.

Säätöruuviin tuleva kierre on sama kuin kiinnittimen tuleva kierre. Ruuvien paikallaan pysymisen varmistaa vielä mutteri, joka kiristetään halutun korkeuden säilyttämiseksi (kuva 57).



KUVA 57. Kiinnittimessä oleva mutteri

Mutterin tulee mahtua kiinnittimeen koneistettuun uraan. Lisäksi sitä on pystyttävä kiristämään ja säätämään kiintoavaimella. Mutterin ympärillä on siis oltava riittävästi tilaa. Tämä rajoittaa säätöruuvien kierteen kasvattamista. Suurin mutteri, joka sopii kiinnittimen uraan, on M27. Säätöruuvien kierteeksi valitaan valmistamisen helpottamiseksi hienokierre. Samalla myös korkeudensäätö on tarkempaa.

Kierrettä tulee olla säätöruuvien varressa riittävästi. Säätöruuvissa olevan kierteen on riittävä nostamaan kiila ääriasentoon. Kierrettä säätöruuvien varteen tehdään 200 mm. Näin tukirullat eivät pääse kohtaamaan toisiaan ja mahdollisilta vauriolta vältytään.

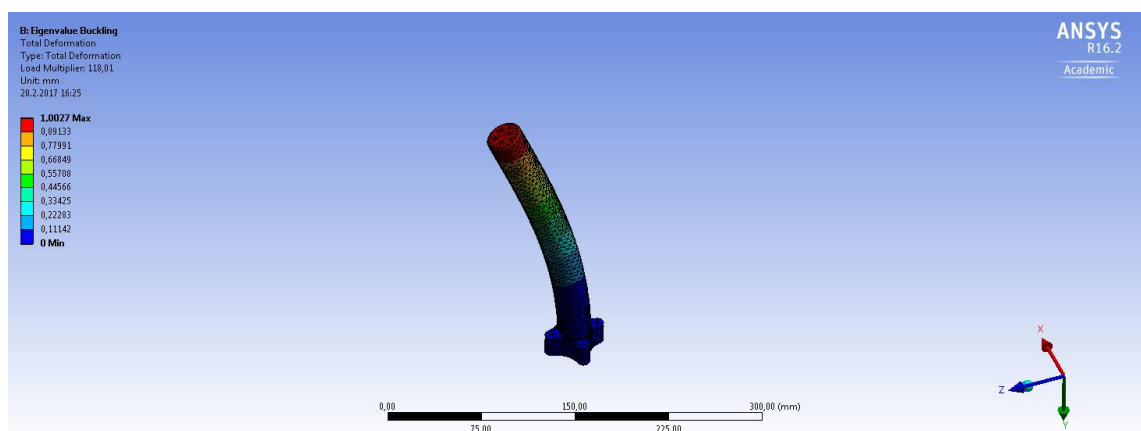
10.3 Lujuuslaskenta

Kierteeseen kohdistuu kiilan välityksellä akselin massasta johtuva voima. Voima on samansuuntainen ruuvien kierteen kanssa, joten leikkausjännityksiä ei synny ruuviin. Ruuville laskettu murtolujuus kierteen kohdalla on liitteessä 5. Murtolujuudeksi saatiin 238,744 kN. Tämä vastaa 97 380 kg painoa.

Ruuvi valmistetaan lastuamalla, joten ruuvien murtokuorma kierteen kohdalla on yhtä suuri kuin ruuvien murtokuorma varren kohdalla (Airila yms., 2009, 185). Myös ruuvien jännityspinta-ala on yhtä suuri kuin ruuvien varren pienimmän poikkileikkauksen ala. Näin

ollen ruuvin kierre- ja varsiosat ovat yhtä lujat. Tämän takia ei tarvitse erikseen laskea murtokuormaa kierteelle ja varrelle.

Voiman ollessa puristava, todellisuudessa ruuvi pääsee nurjahtamaan ennen murtokuorman ylittämistä. Nurjahtamistilannetta tarkastellaan ANSYS-ohjelmistolla (kuva 58). Ohjelmistolla ratkaistaan voiman varmuuskertoimen. Kerroin siis kuvastaa moniko kertainen voiman tulisi olla, jotta kappale pääsee nurjahtamaan. Säätoruuville kyseinen arvo on 118,01. Eli puristava voima kerrotaan 118,01 ja saadaan voima 216,972 kN. Tällä voimalla ruuvi pääsisi nurjahtamaan. Tämä vastaa 22 125 kg. Voidaan todeta ruuvin olevan riittävän luja, sillä raskain mitattava akseli painaa 750 kg.

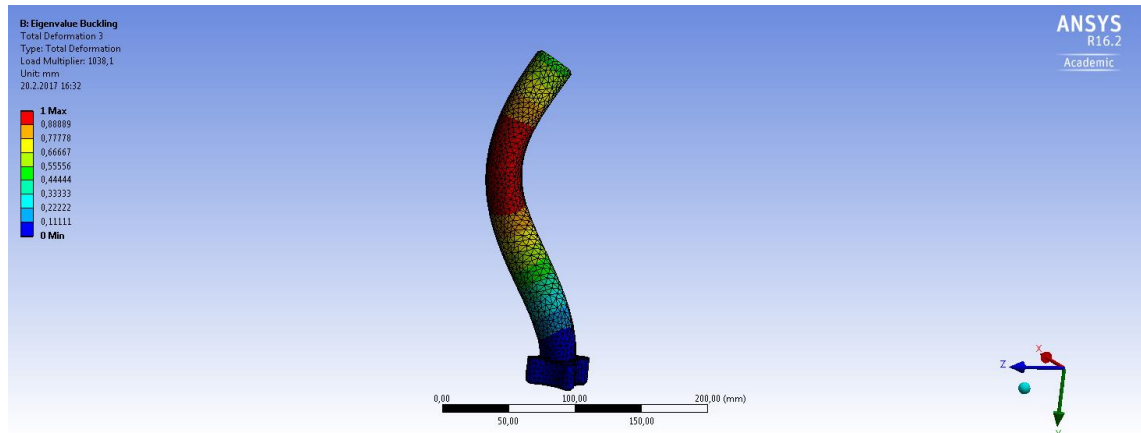


KUVA 58. Ruuvin nurjahtaminen

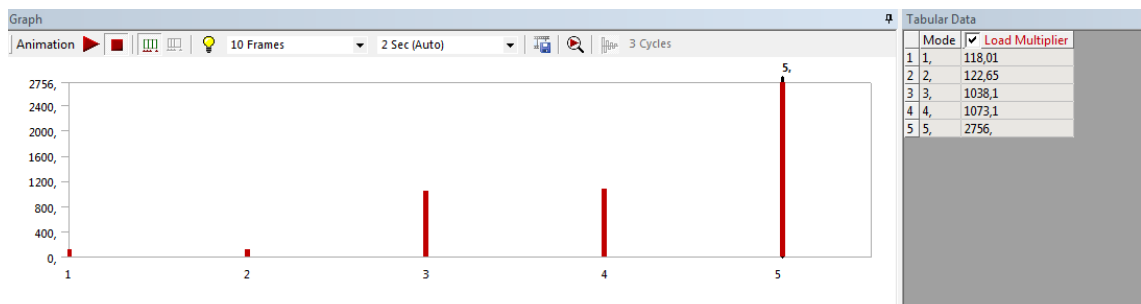
ANSYS laskee lisäksi halutun määrän nurjahtamistapauksia. Tarkastellaan vielä varmuuden vuoksi seuraavia nurjahtamistapauksia ja niiden varmuuslukuja. Ensimmäinen nurjahtamistapaus on kuvan 58 mukainen 118,01 kertoimella. Seuraava nurjahtaminen on hyvin samantapainen. Nurjahdus tapahtuu 180 astetta toiseen suuntaan. Tälle kerroin on 122,65.

Näiden jälkeen tapahtuukin suuri hyppäys. Kolmas tapahtuva nurjahdus on kuvan 59 mukainen. Kolmannessa tapauksessa nurjahtaminen tapahtuu läheltä ruuvin varren keski-kohtaa. Kolmannelle tapaukselle varmuuskerroin on jo huomattavasti suurempi: 10381. Tästä voidaan päätellä, että kolmen ensimmäisen nurjahtamistapauksen tarkastelu riittää. Kuvassa 58 on vielä ANSYS-ohjelmiston taulukoimat viisi ensimmäistä nurjahtamistapauksen varmuuskertoimet. Kuvan 60 varmuuskertoimet ovat esitetty pylväsdiagrammeina. Näistä nähdään, millainen hypähdys tapahtuu toisen ja kolmannen nurjahduksen välissä. Ensimmäiset kaksi tapausta ovat samantapaiset, siksi myös nurjahtamiskerroin

on samaa kokoluokkaa. Seuraavilla tapauksilla kolmella ja neljällä on myös hyvin saman tapaiset nurjahtamiset. Kertoimista huomataan, että myös varmuusluvut ovat lähellä toisiaan.



KUVA 59. Kolmas nurjahtamistapaus



KUVA 60. Nurjahtamisen varmuuskertoimet viidelle ensimmäiselle tapaukselle

10.4 Valmistaminen

Säätöruuvi valmistetaan S355-teräksestä. S355 pyörötankoa on helposti saatavilla useina eri halkaisijoina. Säätöruuvien nupin halkaisijan ollessa 50 mm, valitaan tilattavan pyörötangon halkaisijaksi sama 50mm. Säätöruuvi valmistetaan kuvan 61 työkuvaan mukaan.

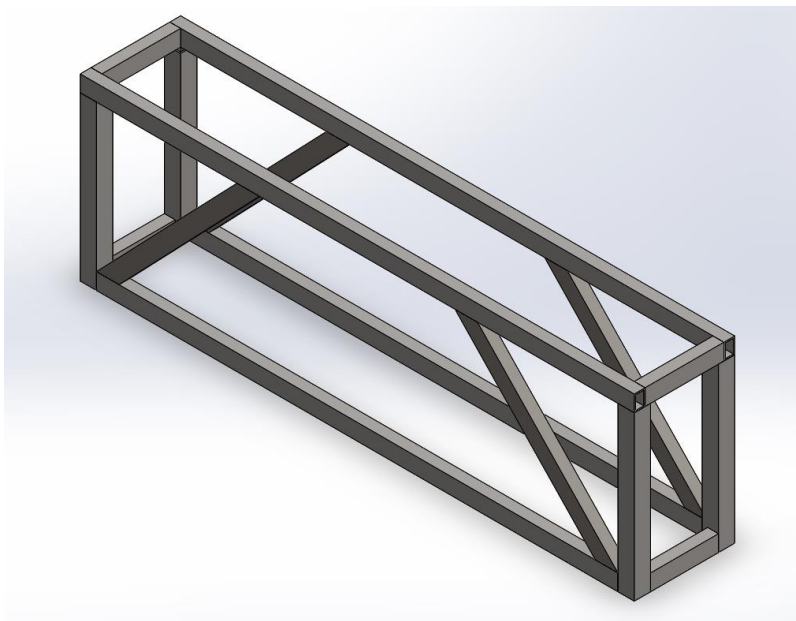
11 KEHIKKO

11.1 Kehikon vaatimukset

Kehikon tehtävänä on kannatella mittausalustassa olevia kiinnikkeitä ja mitattavaa akselia. Kehikon päälle pitää pystyä liikuttamaan kiinnitintä lineaarisesti. Kehikon tulee olla tukeva, jotta mittaamisessa ei pääse esiintymään mittavirheitä mittausalustan liikahtelun vuoksi. Kehikon korkeus määrittelee työskentelykorkeuden. Työskentelykorkeuden on oltava ergonominen ja miellyttävä. Kehikon tulisi olla mahdollisimman kevyt, mutta samalla tukeva. Näin se liikuttaminen ei aiheuta ylimääräisiä toimenpiteitä.

11.2 Mallintaminen

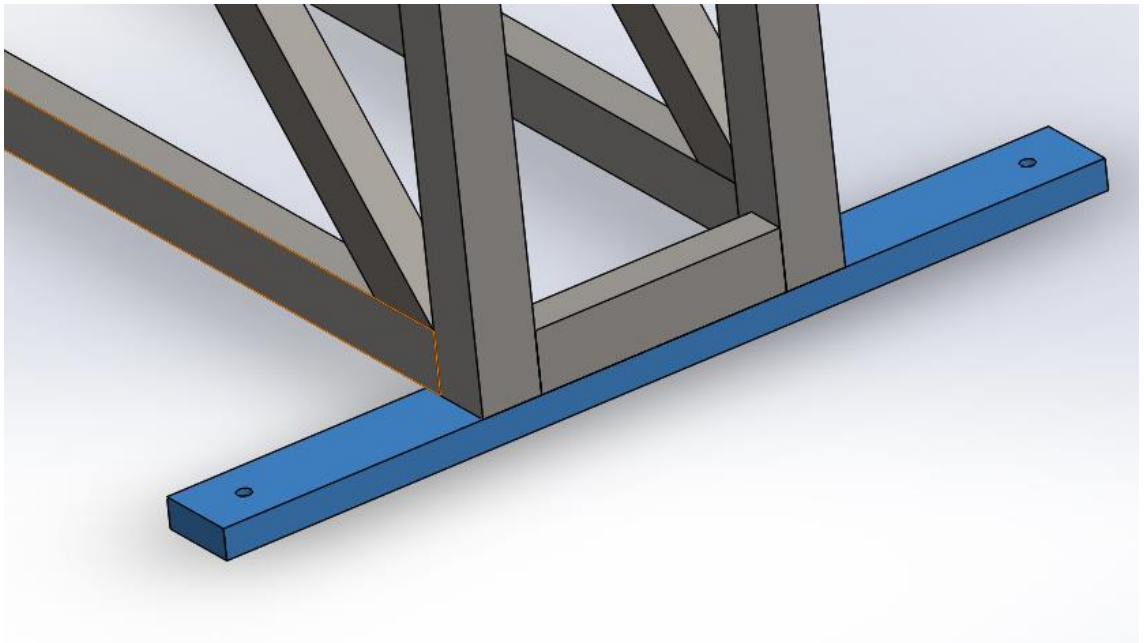
Kehikko koostuu suorakaiteen muotoisista RHS-putkista (kuva 62). Erilaisia kehiikkomalleja on useita. Työssä yritettiin löytää paras mahdollinen vaihtoehto. Malleja suunniteltaessa huomioitiin kehikon vaatimukset ja kuorman jakautuminen. Kehikon mallia suunniteltaessa tutkittiin jo valmiita malleja ja niitä muokkaamalla toteutettiin paras vaihtoehto.



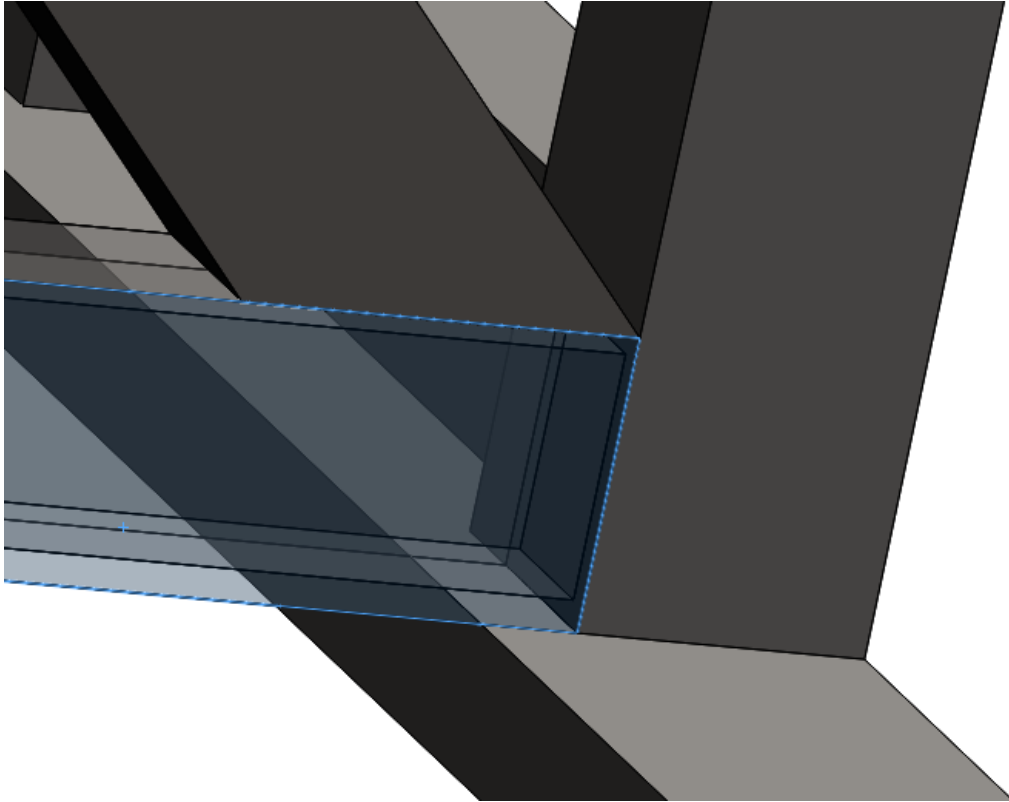
KUVA 62. Kehikko

11.3 Tukijalka

Kehikon tukevoittamiseksi, alapintaan lisätään tukijalat (kuva 63). Tukijalat estävät mitausalustan kaatumisen ja tukevoittavat sitä. Tukijalka valmistetaan umpimateriaalista, jotta siihen on mahdollista kiinnittää koneenaluskengät. Tukijalkoihin tehtiin kierteistetyt reiät molempiin päihin koneenaluskenkiä varten. Koneenaluskengät tulevat kierteellä kiinni, joten materiaalia on oltava tukijalassa tarpeeksi. Tukijalan on oltava myös tarpeeksi leveä, jotta pitkä alapalkki voidaan laskea sen päälle (kuva 64). Näin se ei ole ainoastaan hitsiliitoksen varassa.



KUVA 63. Tukijalka



KUVA 64. Alapalkki tukijalan päällä

11.4 Koneenaluskenkä

Tukijalkoihin kiinnitetään koneenaluskengät. Koneenaluskengillä on mahdollista säätää mittausalustan korkeutta. Konepajaympäristössä lattiat ovat usein epätasaiset ja siellä esiintyy epäpuhtauksia. Koneenaluskengillä pystytään helposti säätämään mittausalusta suoraan, eikä lattian epätasaisuus haittaa. Koneenaluskengäksi valittiin kuvan 65 mukainen malli. Koneenaluskengän malli on LM1200 ja se kiinnitetään M12 kierteellä. Yksi koneenalusjalan enimmäiskantokyky on 1200 kg. Neljälle koneenaluskengällä on siis kantokykyä 4800 kg. Tämä ylittää selkeästi kantavuusvaatimukset.

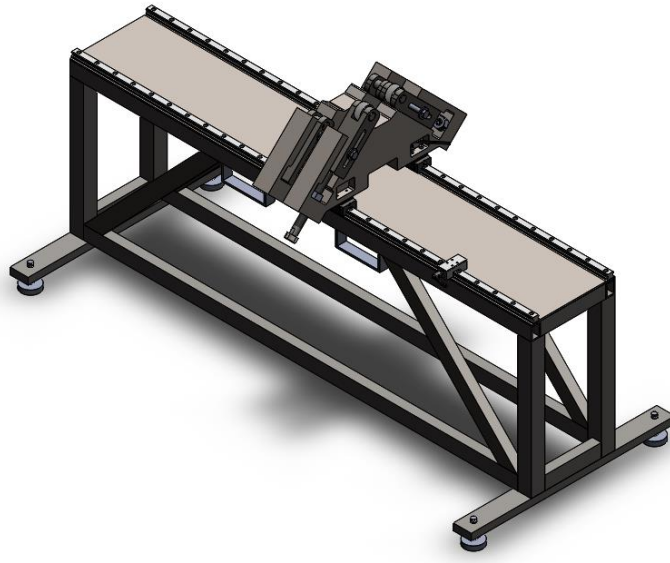


KUVA 65. Koneenaluskenkä, jossa korkeuden säätö (Hoffman-group 2017)

11.5 Lujuuslaskenta

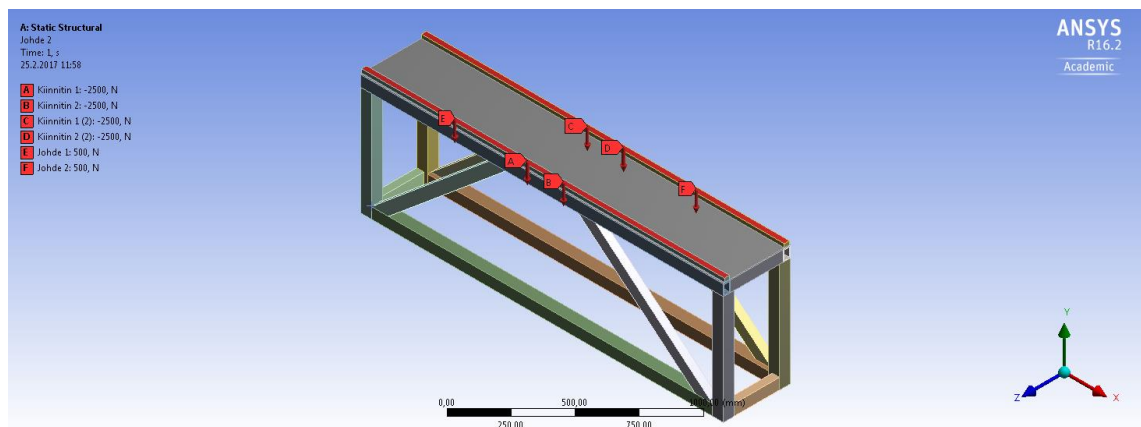
11.5.1 ANSYS

Kehikossa suurimmat kuormitukset kohdistuvat kehikon yläpuolella oleviin pitkiin palkkeihin. Jännitykset kasvavat, mitä lähempänä kiinnittimet ovat keskikohtaa. Äärimmäinen tilanne on molempien kiinnittimien ollessa aivan vierekkäin keskikohdassa (kuva 66). Tällainen mittaustilanne on hyvin epätodennäköinen, mutta mahdollinen. Tämän tilanteen mukaan siis kehikon rakenne mitoitettiin.

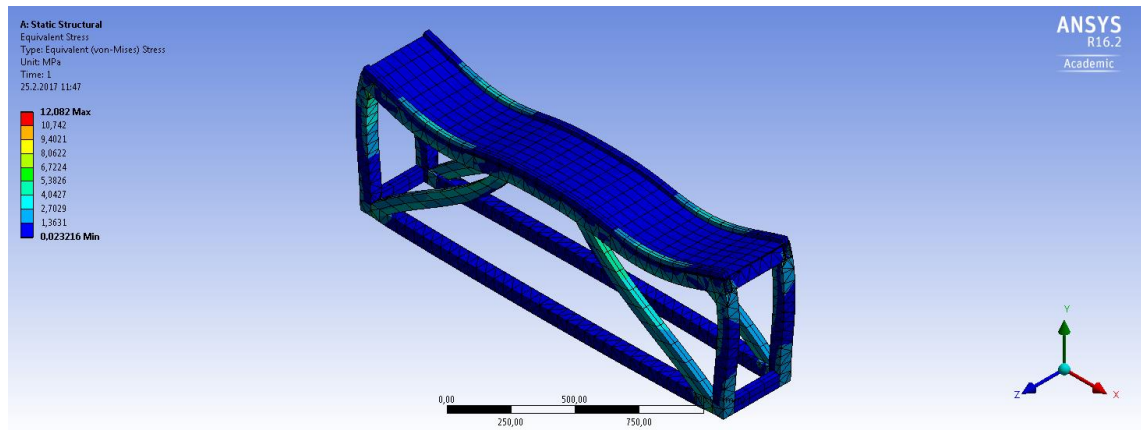


KUVA 66. Kiinnittimet keskikohdassa

Kiinnittimien ollessa keskikohdassa vierekkäin ja niiden päällä on raskain akseli (750 kg), voimat jakaantuvat kuvan 67 mukaisesti. Voimissa on huomioitu kiinnittimien ja johteiden massat. Akselin ollessa kiinnittimien päällä, se aiheuttaa neljä pistemäistä voimaa johteeseen (voimat A-D). Johteiden oma massa puolestaan aiheuttaa tasaisesti jakaantuneet voimat E ja F. Voimista aiheutunut maksimijännitys on 12,082 MPa kehikossa. Kuvasta 68 nähdään maksimijännityksen paikka, ja jännityksien jakautuminen kehikossa.

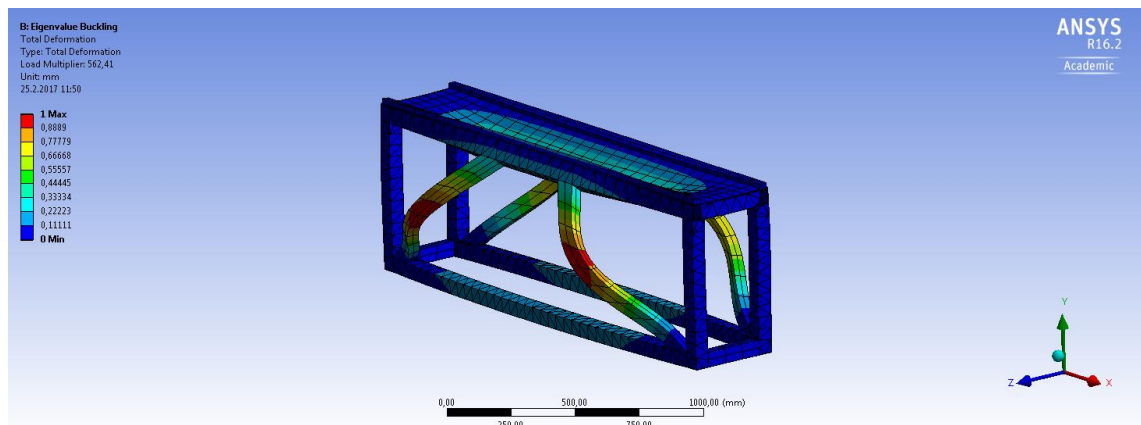


KUVA 67. Kehikkoon kohdistuvat voimat



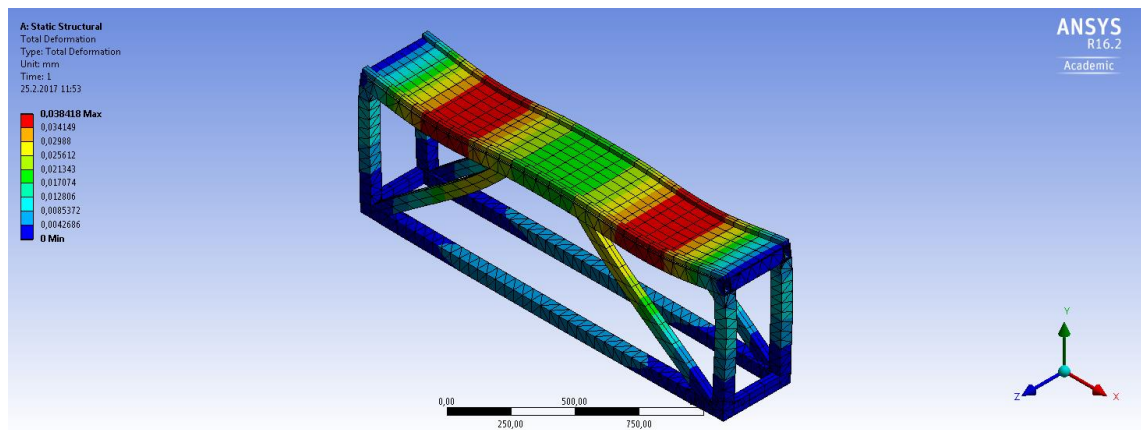
KUVA 68. Jännitysten jakautuminen kehitossa

Kehikon lujuutta tarkastellessa on huomioitava myös nurjahtaminen. RHS-palkit ovat pitkiä ja niihin kohdistuu erilaisia voimia. Nurjahdus tapahtuu ensimmäisenä kuvan 69 mukaisesti. Jotta kehitossa palkit nurjahtavat, siihen vaaditaan 562,41 kertaa oletettua suurempi voima. Tästä voidaan päätellä, että rakenne on tarpeeksi lujaa nurjahtamisen suhteen.



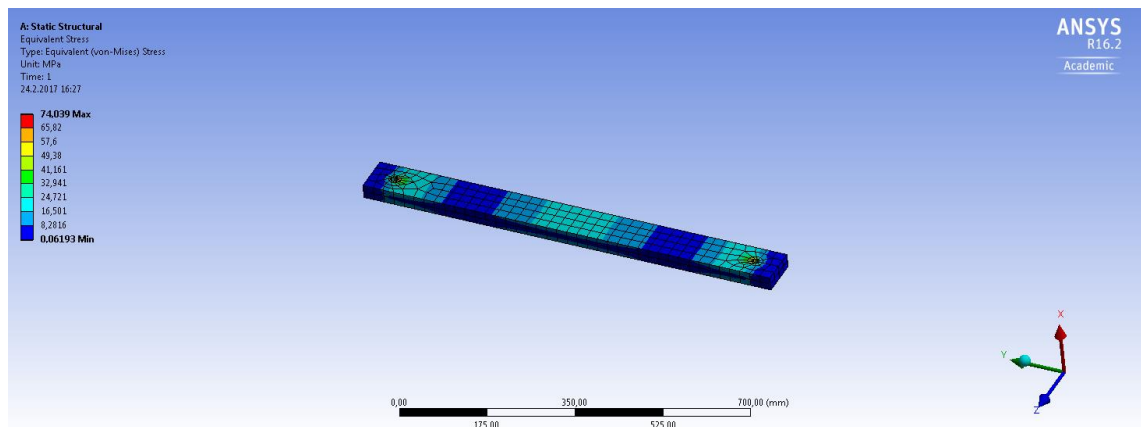
KUVA 69. Kehikon nurjahtaminen

Mittausalustaan kohdistuneet siirtymät ovat kuvassa 70. Suurimmat siirtymät ovat samoissa kohdissa kuin suurimmat jännityksetkin. Suurimmatkin siirtymät ovat hyvin pieniä (0,038 mm), joten ne eivät vaikuta mittausalustan toimintaan tai akselin mittaamiseen.

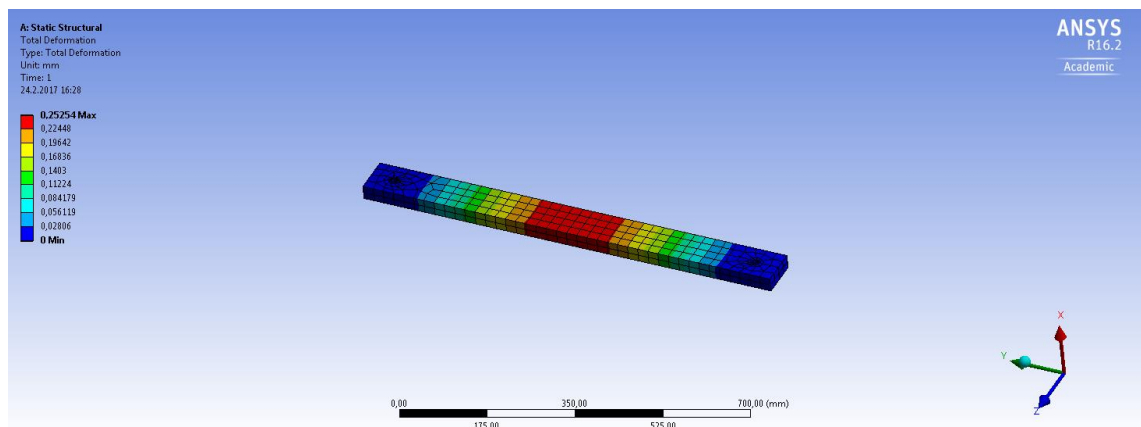


KUVA 70. Kehikon siirtymät

Kehikon lisäksi myös tukijalat tulee mitoittaa. Tukijalka mitoitetaan kestämään raskaimman akselin kuorman. Kuvassa 71 tukijalkaan kohdistuvat jännitykset ja kuvassa 72 ovat siirtymät. Suurin tukijalkaan kohdistuva jännitys on 74 MPa. Kuvan 72 siirtymistä nähdään, että tukijalka taipuu eniten sen keskikohdasta. Jännitys ei ylitä sallittua 355 MPa ja siirtymätkin ovat pieniä. Suurin siirtymä on 0,25 mm.



KUVA 71. Tukijalkaan kohdistuvat jännitykset

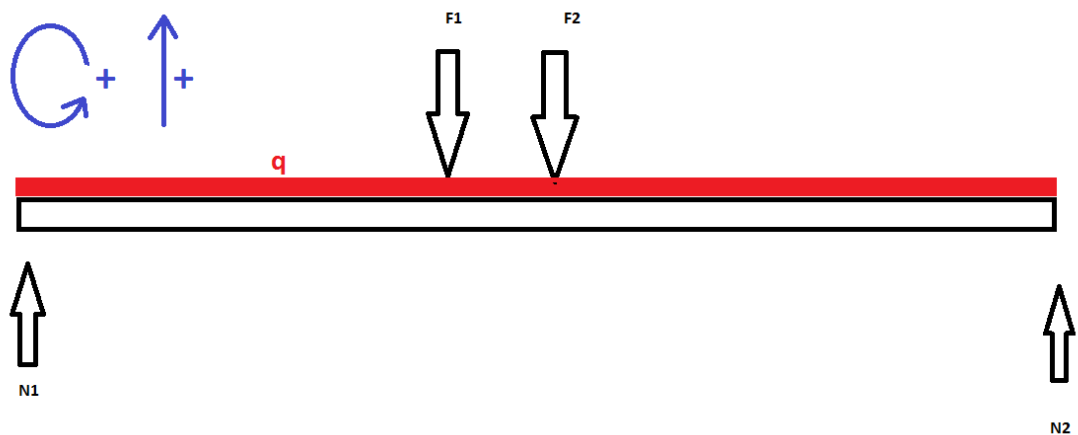


KUVA 72. Tukijalan siirtymät

11.5.2 Lujuuslaskenta käsin

Lasketaan vielä varmuuden vuoksi käsin varmuusluku myötämiseen nähden. Tilanteen havainnollistamiseksi laaditaan vapaakappalekuva (kuva 73). Kuvaan on merkitty vaikuttavat voimat F_1 , F_2 , N_1 ja N_2 . Voimat F_1 ja F_2 on mitattavan akselin massasta aiheutuneet voimat. Voimat F_1 ja F_2 saadaan laskettua kaavassa (24) sijoittamalla arvot kaavan (13).

$$F = 750 \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 7355 \text{ N} \quad (24)$$



KUVA 73. Yläpalkin vapaakappalekuva

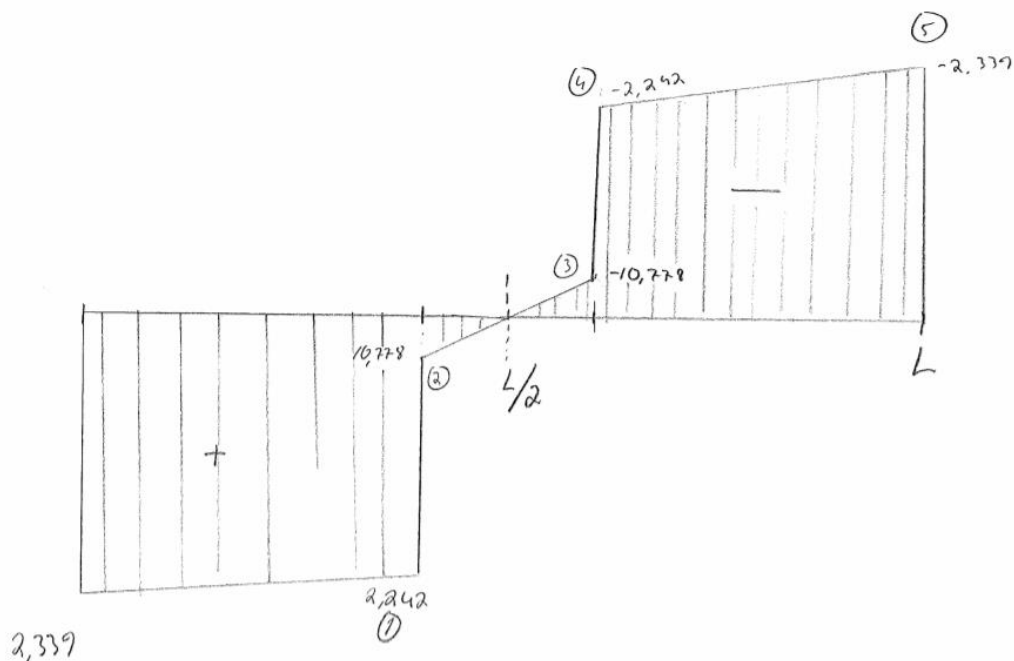
Tilanteesta tehdään liikeyhtälöt kaavojen (10) ja (11) mukaisesti. Kaavassa (25) on voiman momenttien summat ja kaavassa (26) on y-suuntaisten voimien summa. Valitaan vastapäivä positiiviseksi pyörimissuunnaksi ja ylöspäin vaikuttavat voimat positiivisiksi. Liikeyhtälöt ovat

$$-F_1 * x_1 - F_2 * x_2 + N_2 * l - q * l * \frac{l}{2} = 0 \quad (25)$$

$$N_1 - F_1 - q * l - F_2 + N_2 = 0 \quad (26)$$

, jossa F_1 ja F_2 ovat akselin massasta aiheutuneet pistemäiset voimat, N_1 ja N_2 on yläpalkkia kannattelevat voimat, q on johteen massasta aiheutunut tasainen voima ja l on yläpalkin pituus. Liikkeyhtälöistä ratkaistaan tukivoimat N_1 ja N_2 (liite 6). Näiden avulla voidaan laskea varmuus myötämisen suhteen.

Tukivoimien ratkaisemisen jälkeen tilanteesta mallinnetaan leikkausvoimakuvaaja (kuva 74). Leikkausvoimakuvioista nähdään taivutusmomentin ääriarvo: ”Sellaisessa kohdassa, missä leikkausvoima Q vaihtaa merkkinsä, on taivutusmomentilla M_t ääriarvo.” (Salmi, Statiikka, 2004, 189). Leikkausvoimakuvion pisteet ovat laskettu liitteessä 6.

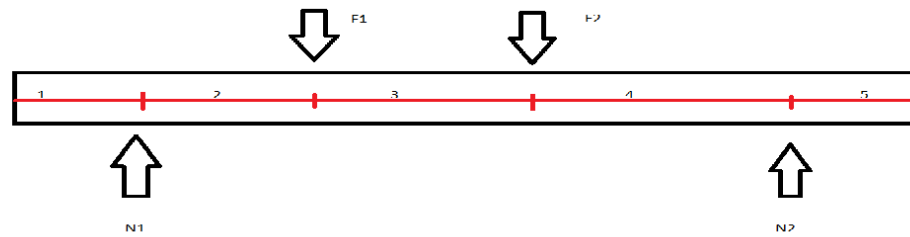


KUVA 74. Yläpalkin leikkausvoimakuvaaja

Leikkausvoimakuvio vaihtaa merkkinsä palkin keskikohdassa, joten tässä kohdassa on taivutusmomentin ääriarvo. Taivutusmomentti M_{tmax} saadaan laskettua kaavalla (27).

$$M_{tmax} = \left| -N_1 * x_2 + F_1 * (x_2 - x_1) + q * x_2 * \frac{x_2}{2} \right| \quad (27)$$

Taivutusmomentin ääriarvon laskemisen jälkeen voidaan ratkaista maksimi vetojännitys palkista kaavan (5) avulla. Kun vetojännitys tiedetään, sijoitetaan lukuarvot kaavaan (8), josta saadaan varmuusluku myötämiseen nähden. (Salmi ja Pajunen, 2010, 180)



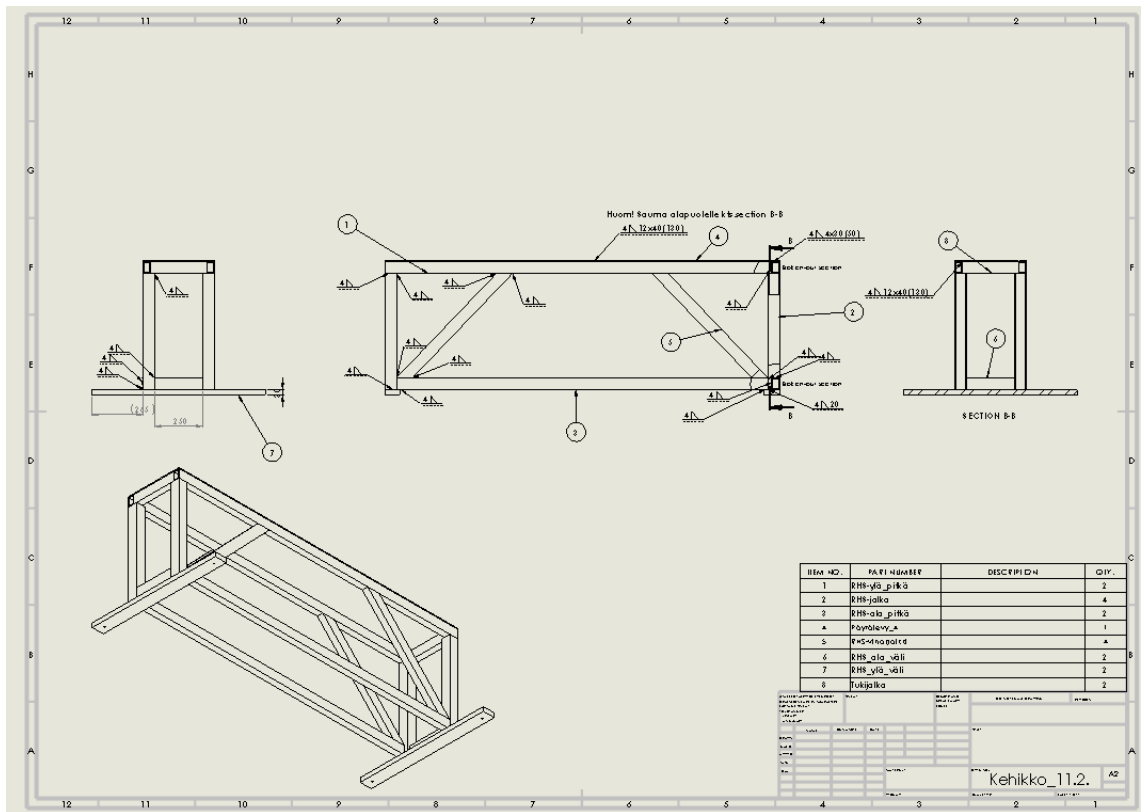
KUVA 75. Tukijalan vapaakappalekuva

11.5.3 Hitsausliitokset

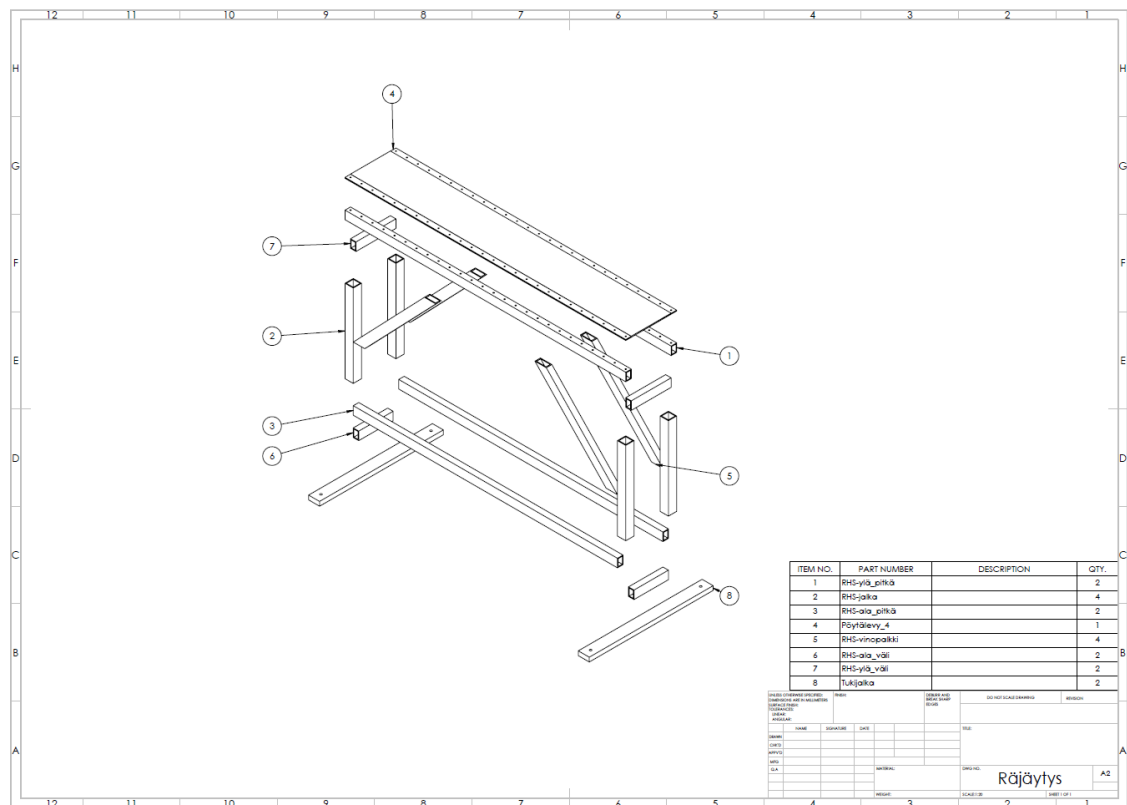
Kehikon hitsausliitosten mitoituksessa tulee huomioida staattinen kestävyys ja lämmön-
tuonti. Suurin ongelma on pöytälevyn hitsaaminen. Kehikkoa siirretään nostamalla sitä
nostolenkeistä. Nostolenkit ovat kiinni pöytälevyyn hitsatuissa nostotassuissa. Pöytäle-
vyn hitsausliitosten tulee siis kestää mittausalustan massa. Pöytälevyä ei tule kuitenkaan
liikaa hitsata, sillä hitsauksessa syntyvästä lämmöstä aiheutuu siirtymiä ja muodonmuu-
toksia. Varsinkin pitkiä hitsisaumoja tehdessä materiaali elää paljon. Hitsiliitosten tulisi
olla tarpeeksi kestävä, muttei liian pitkiä. Hitsausliitosten laskut ovat liitteessä 8.

11.6 Valmistaminen

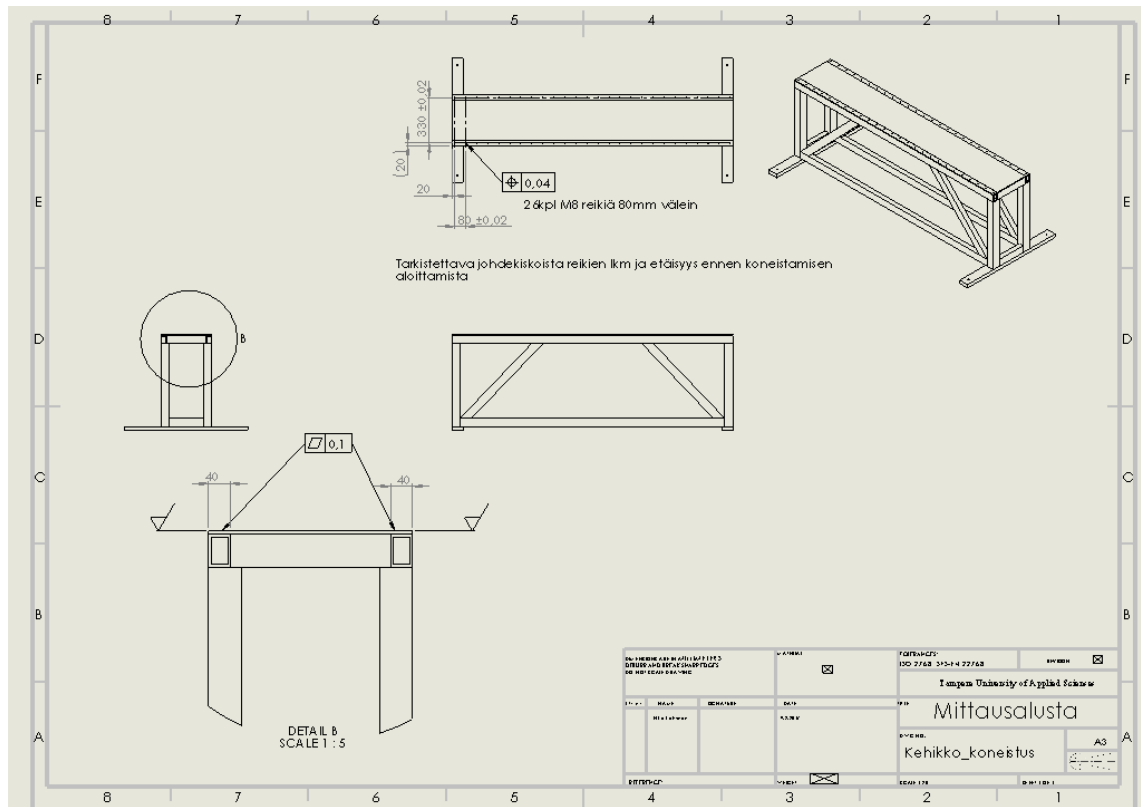
Mittausalustan kasaaminen aloitettiin kehikosta. Kehikko hitsattiin kokoon kuvan 76 mu-
kaisesti. Kehikon kasaamisen helpottamiseksi kehikosta laadittiin räjäytyskuva 77. Mo-
lemmissa kuvissa on materiaaliluettelo, josta käy ilmi jokaisen komponentin nimi ja
määrä. Materiaaliluettelossa jokainen komponentti on numeroitu. Kuvassa nuoli osoittaa
jokaista numeroa vastaavan osan. Näin on helppo tietää, mistä osasta milloinkin on kyse.
Kun kehikko on hitsattu kokoon, voidaan koneistaa johdekiskoille tasaiset urat ja kiinni-
tysreiät pöytälevyyn kuvan 78 työkuvan mukaisesti.



KUVA 76. Kehikon hitsauskuva



KUVA 77. Kehikon räjäytyskuva



KUVA 78. Kehikon työkuva

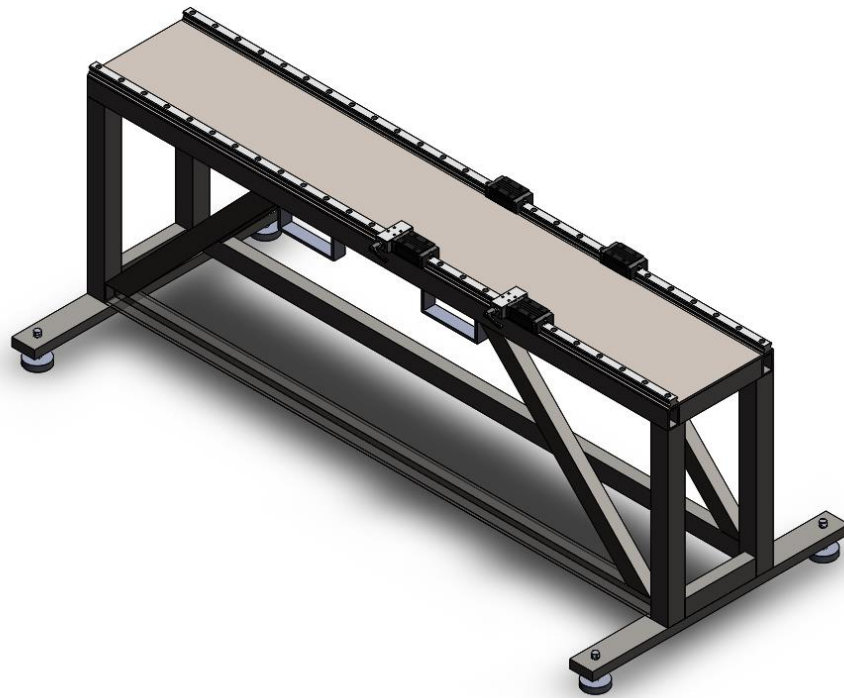
12 JOHTEET

12.1 Käyttötarkoitus

Johteiden päällä liikutetaan kiinnitintä lineaarisuunnassa. Mittausalustaan tulee kaksi erillistä johdekiskoja, joissa kummassakin on kaksi johdevaunua. Johdekiskot tulevat suoraan mittausalustan pöytälevyyn kiinni. Johteiden ja johdevaunujen on kestettävä raskaimminkin akselit, joten niiden kantavuuden on oltava yli 750 kg.

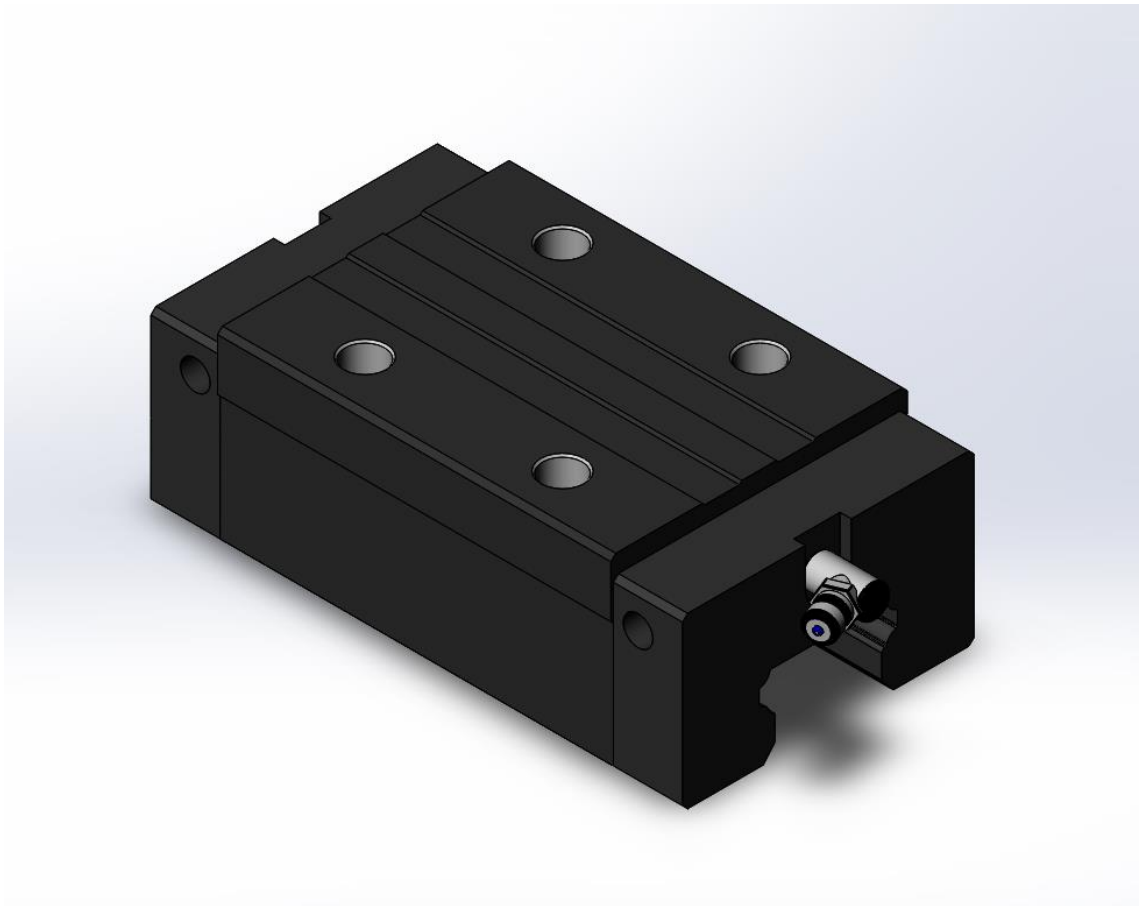
12.2 Malli

Johteiden toimittajana on Rollco, joka on aiemmin toimittanut Fortacolle tuotteita. Rollcolla on kattava valikoima lineaarijohteita. Parhaiten tähän käyttötarkoitukseen soveltuu kuulajohde. Kuulajohde pystyy kantamaan suuren kuorman kaikkiin suuntiin neljän kuularivin ansiosta. Kuulajohdekiskoja on saatavilla monen eri mittaisena ja tähän tilanteeseen sopivin mitta oli 2040 mm. Johdekiskossa on 26 kappaletta 9 mm halkaisijalla olevaa upotettua reikää. Näistä rei'istä johde kiinnitetään mittausalustassa olevaan pöytälevyyn ja yläpalkkiin. Kuvan 79 mittausalustassa on johteet, johdekelkat ja lukituskelkat.



KUVA 79. Mittausalusta, jossa on johteet, johdekelkat ja lukituskelkat

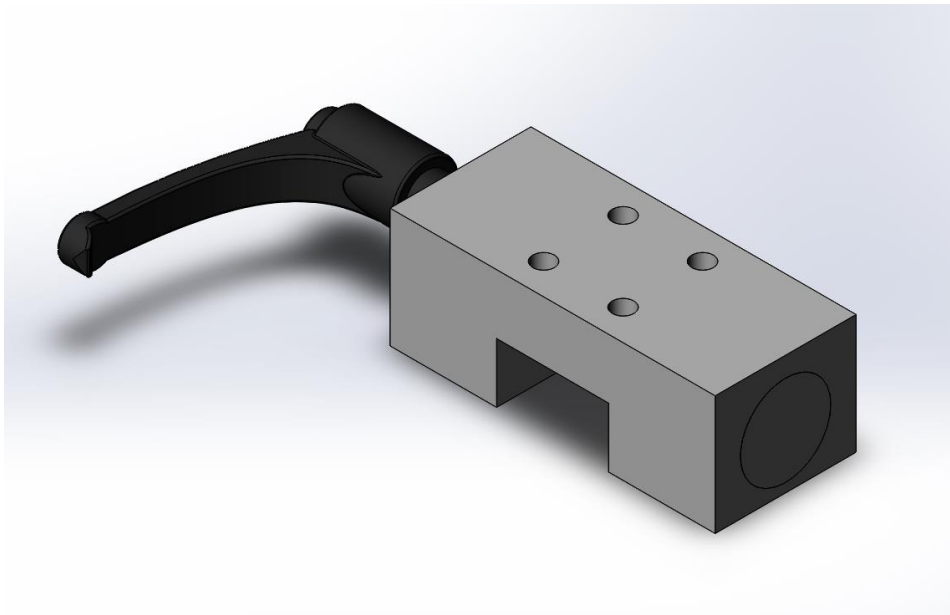
Linearijohteeseen on saatavilla useita erilaisia johdekelkkoja. Parhaiten soveltuu SBI-SL-mallin kelkat (kuva 80). Malli on hyvin yksinkertainen ja siinä ei ole ylimääräisiä ulokkeita. Kiinnitin on mahdollista kiinnittää kelkkaan yläpuolella olevista kierteistetyistä rei'istä. Sopivin kelkka on SBI-SL30. Kelkan suurin dynaaminen kantavuus on 42,8 kN ja staattinen kantavuus on 65,4 kN. Nämä ylittävät selvästi asetetut vaatimukset ja vaunut voidaan todeta sopiviksi.



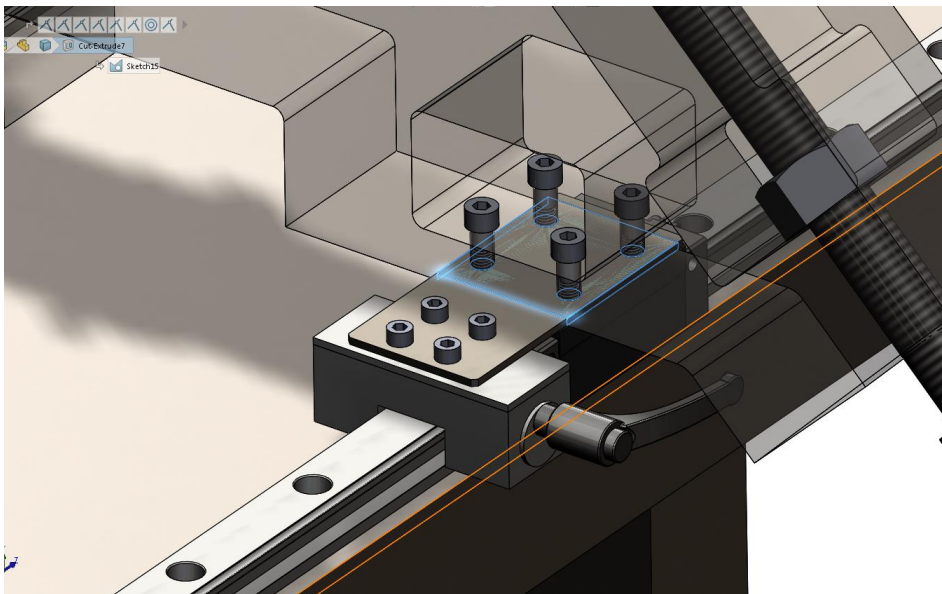
KUVA 80. Johdekelkan 3D-malli

12.3 Lukitus

Johdevaunut lukitaan paikalleen erillisille lukituskelkalla (kuva 81). Rollco toimittaa vau-nuihin sopivat lukituskelkat ja niihin adapterilevyt. Adapterilevyllä johdevaunu ja luki-tuskelkan yläpinnat saadaan samalle korkeudelle. Lukituskelkkoja tarvitaan kaksi kappa-letta, molempiin kiinnittimiin yksi. Lukituskelkka kiinnitetään kiinnittimeen erillisen le-vyn avulla. Levyllä liitetään johdekelkka ja lukituskelkkaan (kuva 82). Näin lukitus-kelkka lukitsemalla, saadaan myös johdevaunukin lukittua paikoilleen.



KUVA 81. Lukituskelkan 3D-malli



KUVA 82. Lukituskelkan kiinnittäminen johdekelkkaan

13 TOLERANSSIT

13.1 Yleistoleranssit

Kappaleiden valmistuksessa käytetään yleistoleransseja. Yleisesti käytetty toleranssi on kansainvälinen ISO 2768. Suomen Standardisoimisliitto SFS ry:n julkaisema SFS-EN 22768-1 sisältää eurooppalaisen standardin EN 22768-1:1993. SFS:n julkaisema standardi on vahvistettu suomalaiseksi kansalliseksi standardiksi. SFS:n standardissa käsitellään suomeksi ja englanniksi tätä eurooppalaista EN-standardia, jossa viitataan useasti ISO 2768-standardiin.

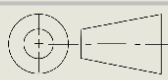
Käytettävä yleistoleranssi on merkittävä jokaiseen työkuvaan. Tässä tapauksessa ISO 2768. Numerosarjan perään lisätään kirjaimia tarkentamaan standardia (SFS-EN 22768-1). Numerosarjan perässä oleva pienikirjain kertoo pituus- ja kulmamittojen sallitun toleranssiluokan: f, m, c, tai v. Toleranssiluokat ovat esitetty taulukossa 2.

TAULUKKO 2. SFS 22768-1 mukainen toleranssiluokkataulukko

		Arvot mm							
Toleranssiluokka Tunnus	Kuvaus	Sallitut poikkeamat nimellismitta-alueella							
		> 0,5 ¹⁾ ≤ 3	> 3 ≤ 6	> 6 ≤ 30	> 30 ≤ 120	> 120 ≤ 400	> 400 ≤ 1 000	> 1 000 ≤ 2 000	> 2 000 ≤ 4 000
f	hieno	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2	±0,3	±0,5	–
m	keskikarkea	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2
c	karkea	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2	±3	±4
v	erittäin karkea	–	±0,5	±1	±1,5	±2,5	±4	±6	±8

¹⁾ Nimellismitoille < 0,5 mm, eromitat tulee merkitä vastaavan nimellismitan viereen.

Toleranssiluokka ilmoitetaan työkuvasa standardinumerosarjan perässä tunnuskirjaimella. Toleranssiluokan ollessa keskikarkea se ilmoitetaan ISO 2768-m. Standardi pitää ilmoittaa piirustuksessa otsikkoalueessa tai sen läheisyydessä (kuva 83).

TOLERANCES: ISO 2768-m	REVISION 3
Tampere University of Applied Sciences	
TITLE: Mittausalusta	
DWG NO. Kiinnitin Rev.3	A3 
SCALE:1:5	SHEET 1 OF 1

KUVA 83. Otsikkoalueeseen merkitty standardi ja toleranssiluokka

13.2 Perustoleranssi

ISO- toleranssijärjestelmässä on 20 perustoleranssiastetta 0-500 mm (taulukko 3). Toleranssiasteet ovat esitetty Suomen Standardisoimisliiton SFS ry:n standardista 286-2. Perustoleranssiasteita käytetään kuitenkin yleisesti vain 1-18. Perustoleranssiastetta merkitään etuliitteellä IT. Kirjainyhdistelmän perään tuleva numero kertoo perustoleranssiasteen. Perustoleranssiaste 7 ilmoitetaan IT7. Mitä suurempi numero on, sitä suurempi toleranssikin on. Perustoleranssiasteet voidaan vielä jaotella kolmeen erilliseen pääryhmään (kuva 84).

TAULUKKO 3. Perustoleranssiastetaulukko (SFS-EN ISO 286-1, 47)

Nimellis- mitta mm	Perustoleranssiasteet																				
	IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18	
>	≤	Perustoleranssiarvot																			
		µm												mm							
–	3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0,1	0,14	0,25	0,4	0,6	1	1,4
3	6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,3	0,48	0,75	1,2	1,8
6	10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,9	1,5	2,2
10	18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,7	1,1	1,8	2,7
18	30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,3	2,1	3,3
30	50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1	1,6	2,5	3,9
50	80	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0,3	0,46	0,74	1,2	1,9	3	4,6
80	120	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,4	2,2	3,5	5,4
120	180	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	0,4	0,63	1	1,6	2,5	4	6,3
180	250	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,9	4,6	7,2
250	315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,3	2,1	3,2	5,2	8,1
315	400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,4	2,3	3,6	5,7	8,9
400	500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,5	4	6,3	9,7
500	630			9	11	16	22	32	44	70	110	175	280	440	0,7	1,1	1,75	2,8	4,4	7	11
630	800			10	13	18	25	36	50	80	125	200	320	500	0,8	1,25	2	3,2	5	8	12,5
800	1 000			11	15	21	28	40	56	90	140	230	360	560	0,9	1,4	2,3	3,6	5,6	9	14
1 000	1 250			13	18	24	33	47	66	105	165	260	420	660	1,05	1,65	2,6	4,2	6,6	10,5	16,5
1 250	1 600			15	21	29	39	55	78	125	195	310	500	780	1,25	1,95	3,1	5	7,8	12,5	19,5
1 600	2 000			18	25	35	46	65	92	150	230	370	600	920	1,5	2,3	3,7	6	9,2	15	23
2 000	2 500			22	30	41	55	78	110	175	280	440	700	1 100	1,75	2,8	4,4	7	11	17,5	28
2 500	3 150			26	36	50	68	96	135	210	330	540	860	1 350	2,1	3,3	5,4	8,6	13,5	21	33

	Toleranssiasteet
1 Mittauslaitteiden ja tarkkuuskoneiden toleranssit (01 . . . 4)	
a) Mittapalat, tarkistustulkit, sauva- ja kitatulkit, tarkkuusmittalaitteet	01 . . . 3
b) Tarkkuuskoneet	4
2 Tavanomainen laite- ja koneenrakennus (5 . . . 11)	
a) Tavallisimmat työstökoneet, sähkölaitteet, vierintälaakerien halkaisijat, tarkasti valmistetut reiät	5 . . . 6
b) Tarkat rakenteet yleisessä koneenrakennuksessa	7
c) Kohtalaista tarkkuutta vaativat rakenteet, yleisreiät, hiotut pyörötangot	8
d) Kohtalaista tarkkuutta vaativat rakenteet, vedetyt tangot	9
e) Yleiset leveys- ja pituustoleranssit, karkeahkot rakenteet koneenrakennuksessa	10 . . . 11
3 Karkea valmistus (12 . . . 18)	
a) Poratut reiät ja puristetut osat	12 . . . 13
b) Lävistetyt reiät	14
c) Karkeavalmistus, valssatut ja taotut osat	15 . . . 18

KUVA 84. Perustoleranssiasteiden jaottelu kolmeen pääryhmään (Pere, 2004, 158)

Oikean sovitteen löytämiseksi kirjallisuudessa on valmiita taulukoita, joissa kerrotaan sovitteiden soveltuvuuksia. Kuvan 86 taulukossa on kerrottu yleiset toleranssiluokat erilaisille sovitteille. Taulukon avulla on helppo valita tarkoituksenmukaiset sovitteet.

Taulukko 16.11 Sovitteiden nimityksiä.

	Sovitteiden nimitys	Reikäkanta-järjestelmä, reikä H7 Akselin toleranssiasema	Akselikanta-järjestelmä, akseli h6 Reiän toleranssiasema
Välisovitteita	Isovälöksinen liukusovite Väljä liukusovite Helppo liukusovite Liukusovite Ahdas liukusovite Työntösovite	a, b, c d e f g h	A, B, C D E F G H
Välisovitteita	Tartuntasovite Helppo pakotussovite Pakotussovite Luja pakotussovite	j k m n	J K M N
Ahdistusovitteita	Helppo puristussovite Puristussovite Luja puristussovite	p r, s t, u	P R, S T, U

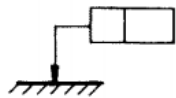





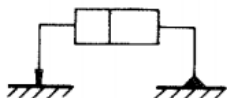







KUVA 86. Sovitteita vastaavat toleranssiluokat (Pere, 2004, 167)

13.4 Geometriset toleranssit

Kappaleessa olevat poikkeamat nimellimitasta ilmoitetaan mittatoleransseilla. Geometrisillä toleransseilla asetetaan tietyille ominaisuuksille erityisiä vaatimuksia, mittatoleransseista riippumatta. Geometriset toleransseja käytettäessä on varmistuttava niiden tarkoituksenmukaisuudesta. On myös huomioitava riippumattomuuden periaate. Riippumattomuuden periaatteella tarkoitetaan, että jokaisen geometrisen toleranssin tulee toteutua toisistaan riippumatta, jollei riippuvuutta ole erikseen määritetty. (Pere, 2004, 178.)

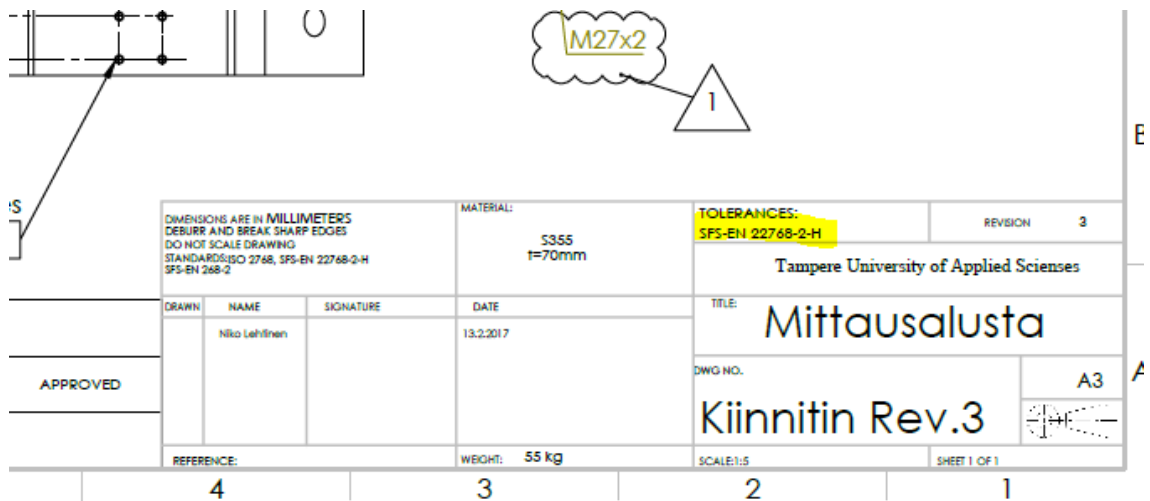
Erilaisia geometrisia toleransseja on useita. Niiden merkintätunnus ja ominaisuudet on esitetty kuvassa 87 (Pere, 2004, 180). Mittausalustan suunnittelussa on käytetty yhdensuuntaisuuden ja paikan toleransseja.

Taulukko 16.20 Toleroitujen ominaisuuksien tunnukset

Elementit ja toleranssit		Toleroitu ominaisuus	Tunnus
Riippumattomille elementeille 	Muototoleranssit	Suoruus	—
		Tasomaisuus	
		Ympyrämäisyys	
		Lieriömäisyys	
Riippumattomille tai riippuvaisille elementeille ²⁾		Tasoviivan muoto	
		Pinnan muoto	
Riippuvaisille elementeille 	Suuntatoleranssit	Yhdensuuntaisuus	//
		Kohtisuoruus	
		Kulma-asento	
	Sijaintitoleranssit	Paikka	
		Samankeskisyys ja sama-akselisuus	
		Symmetrisyys	
	Heittotoleranssit	Heitto	
Kokonaisheitto			

KUVA 87. Geometriset toleranssit

Geometrisen toleranssiluokka ilmoitetaan samalla tavalla kuin pituus- ja kulmamittojen yleistoleranssi. Geometrisen yleistoleranssi lisätään yleisstandardin perään isolla kirjaimella, esimerkiksi ISO 2768-K (kuva 88). Tässä tapauksessa ei sovelleta pituus- ja kulmamittoja, vaan ainoastaan geometrisia yleistoleransseja.



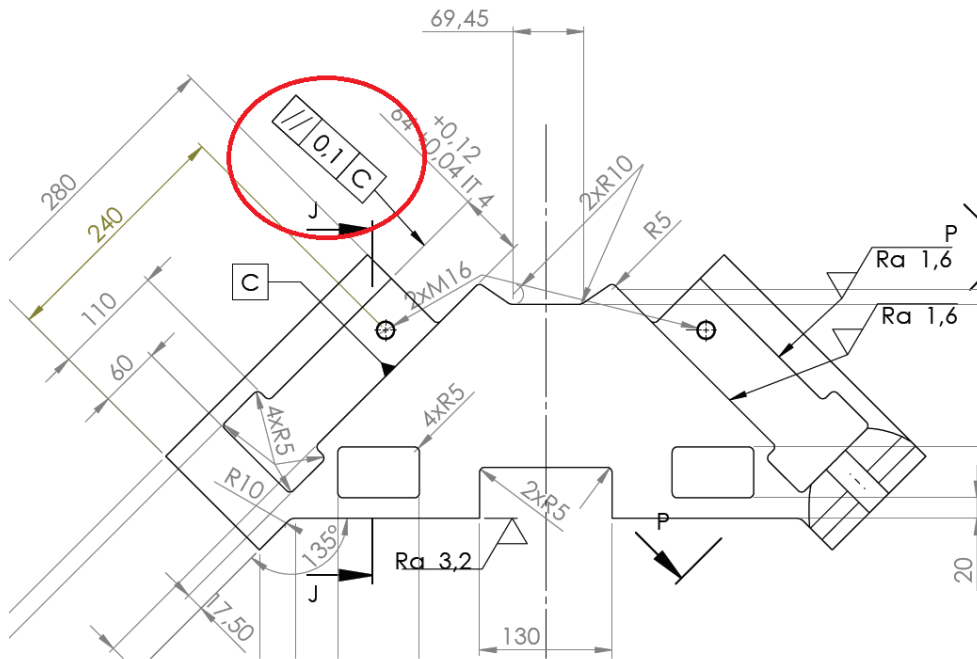
KUVA 88. Toleranssiluokan merkitseminen piirustukseen

Standardin numerosarjan perässä voi olla useampikin kirjan, joten niiden järjestykselle on määrätty sääntö standardissa. Ensimmäisenä ilmoitetaan erityisvaatimukset pituus- ja kulmamitoille. Heti tämän perään tulee geometrisien muotojen erityisvaatimukset. Viimeisenä viivalla erotettuna ja ympyröitynä verhopintavaatimus. Esimerkki tilanteesta on kuvassa 89. Kuvassa on ISO 2768 yleistoleranssin merkintätapa, jossa on erityisvaatimuksia pituus- ja kulmamitoissa, geometrisissa muodoissa ja verhopinnoissa. Geometrisen toleranssin arvo voidaan ilmoittaa vielä erikseen geometrisen toleranssin vieressä (kuva 90).

TOLERANCES:
ISO 2768-mK-E

KUVA 89. ISO 2768 standardin merkintätapa

Piirustuksen lukemisen helpottamiseksi geometrisen toleranssimerkin viereen lisätään taulukosta saatu arvo. Kuvassa 90 on esimerkki geometrisen toleranssin merkitsemisestä. Yhdensuuntaisuusmerkin jälkeen on annettu toleranssin lukuarvo. Geometrisen toleranssin ilmoittaminen nopeuttaa kuvan tulkintaa. Kun kuvaan on suoraan merkitty toleranssin arvo, ei koneistajan tarvitse tutkia toleranssitaulukoita.



KUVA 90. Yhdensuuntaisuuden ilmoittaminen piirustuksessa

Geometrisiä toleransseja käsitellään SFS-EN 22768-2 standardissa. Standardi sisältää eurooppalaisen standardin EN 22768-2:1993. SFS:n standardissa esitellään ISO 2768-standardin mukaiset esitystavat ja geometriset yleistoleranssit. SFS-EN 22768-2 standardin sivulla 5 on taulukko (kuva 91), joka ilmoittaa suoruuden ja tasomaisuuden yleistoleranssin. SFS-EN 22768-2 sivun 5 mukaan: ”Yhdensuuntaisuuden arvo on sama kuin mittatoleranssin tai tasomaisuus/suoruustoleranssin arvo, kumpi tahansa näistä on suurempi”. Näin ollen yhdensuuntaisuuden toleranssi voidaan valita kuvan 91 taulukosta.

Taulukko 1 Suoruuden ja tasomaisuuden yleistoleranssit

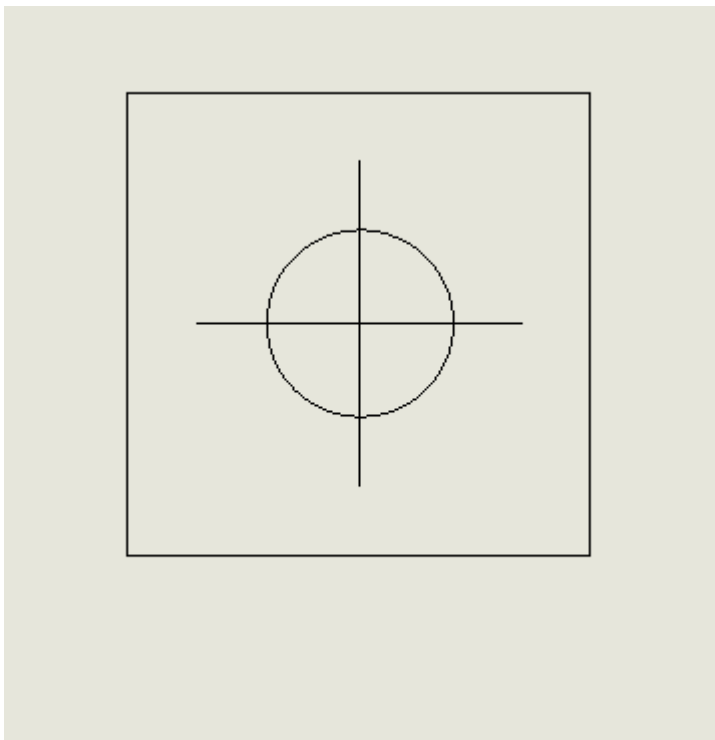
Arvot mm

Toleranssi-luokka	Suoruus- ja tasomaisuustoleranssit nimellispituus-alueilla					
	≤ 10	> 10 ≤ 30	> 30 ≤ 100	> 100 ≤ 300	> 300 ≤ 1000	> 1000 ≤ 3000
H	0,02	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4
K	0,05	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8
L	0,1	0,2	0,4	0,8	1,2	1,6

KUVA 91. Suoruuden ja tasomaisuuden yhteistoleranssi (SFS-EN 22768, 1993, 5)

Taulukossa toleranssiluokka määrää toleranssin tarkkuuden. Pienin toleranssi on kirjaimella H ja suurin kirjaimella L. Taulukosta valitaan tämän jälkeen oikea nimellismitta ja saadaan yhdensuuntaisuudelle toleranssi. Taulukosta on helppo lukea jokaiselle nimellismitalle oikea toleranssiarvo.

Mittausalustan suunnittelussa tarvittiin myös paikan toleranssia. Paikkatoleranssi kertoo, kuin suuren lieriön halkaisijan sisällä reiän keskiviivan on oltava. Paikkatoleranssin ollessa 0,1 mm, on reiän keskiviivan oltava lieriön sisällä, jonka halkaisija on 0,1mm. Paikkatoleranssimerkki on kuvassa 92.



KUVA 92. Paikkatoleranssimerkki

13.5 Mittausalustan komponenttien toleranssit

13.5.1 Kiinnittimen uran ja kiilan sovitetoleranssi

Kiinnittimessä olevassa urassa liikkuvaa kiilaa voidaan pitää sovitteena. Liitos täyttää sovitteen määritelmän ja siihen voidaan käyttää standardin ISO-286 määrittelemiä toleransseja ja eromittoja. Käytettäessä ISO-standardin sovitejärjestelmää, on valittava joko

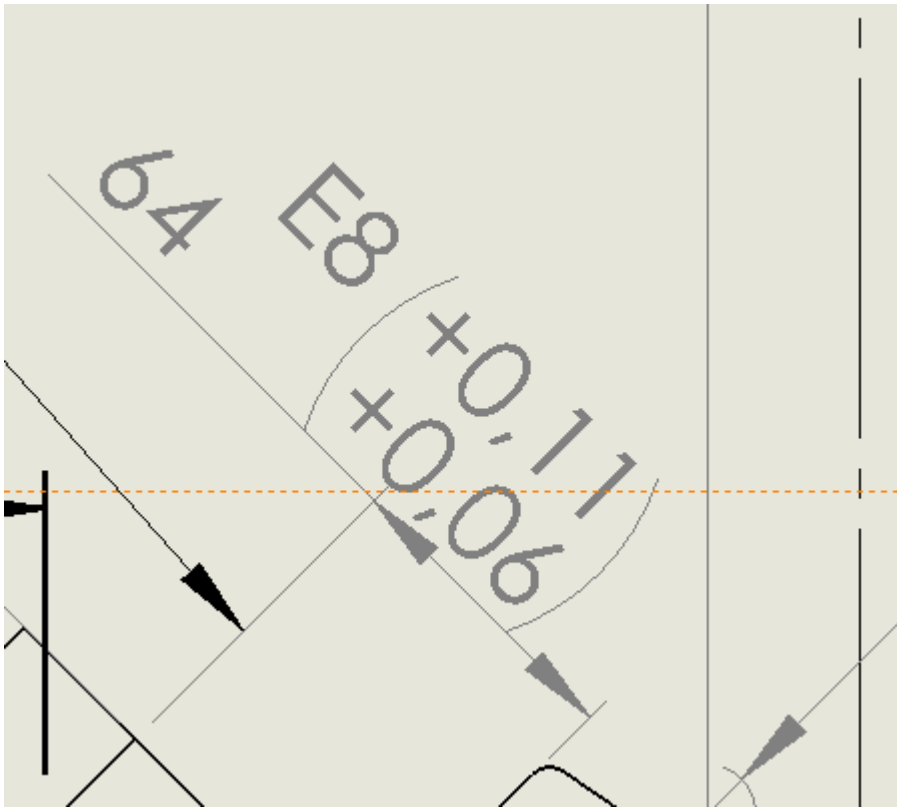
reikäkantasovite- tai akselikantasovitejärjestelmä. Reikäkantasovite on yleisempi ja voidaan toteuttaa vähimmillä työkaluilla. Valitaankin reikäkantasovite tähänkin tapaukseen. Kuvassa 85 on esitetty kantareikäjärjestelmän suositeltavat sovitteet kehyksillä. Kiinnittimen ja kiilan sovitte on välyssovite. Kuvan 86 taulukosta nähdään erilaisille sovitteille sopivat toleranssiluokat.

Sovite on helppo liukusovite, joten taulukosta valitaan toleranssiluokaksi e. Toleranssiluokan jälkeen määritetään perustoleranssiaste. Perustoleranssiaste voi olla mikä tahansa luku 1:n ja 20:n välistä, mutta valitaan kuvasta 85 ensisijainen kehystetty toleranssi. Kuvasta 85 valitaan kehystetty toleranssi, jonka toleranssiluokka on E. Sovitteelle saadaan toleranssiksi siis E8. Rajaeromit saadaan kuvassa 93 olevasta taulukosta. Kiinnittimessä olevan uran nimellismittan ollessa 64 mm, valitaan taulukosta väli 50 – 80 mm ja toleranssiluokkaa vastaava kohta (kuva 93).

Nimellis- mitta mm		Eromitat μm																		
		CD ^a					D										E			
>	≤	6	7	8	9	10	6	7	8	9	10	11	12	13	5	6	7	8	9	10
–	3	+40 +34	+44 +34	+48 +34	+59 +34	+74 +34	+26 +20	+30 +20	+34 +20	+45 +20	+60 +20	+80 +20	+120 +20	+160 +20	+18 +14	+20 +14	+24 +14	+28 +14	+39 +14	+54 +14
3	6	+54 +46	+58 +46	+64 +46	+76 +46	+94 +46	+38 +30	+42 +30	+48 +30	+60 +30	+78 +30	+105 +30	+150 +30	+210 +30	+25 +20	+28 +20	+32 +20	+38 +20	+50 +20	+68 +20
6	10	+65 +56	+71 +56	+78 +56	+92 +56	+114 +56	+49 +40	+55 +40	+62 +40	+76 +40	+98 +40	+130 +40	+190 +40	+260 +40	+31 +25	+34 +25	+40 +25	+47 +25	+61 +25	+83 +25
10	18						+61 +50	+68 +50	+77 +50	+93 +50	+120 +50	+160 +50	+230 +50	+320 +50	+40 +32	+43 +32	+50 +32	+59 +32	+75 +32	+102 +32
18	30						+78 +65	+86 +65	+98 +65	+117 +65	+149 +65	+195 +65	+275 +65	+395 +65	+49 +40	+53 +40	+61 +40	+73 +40	+92 +40	+124 +40
30	50						+96 +80	+105 +80	+119 +80	+142 +80	+180 +80	+240 +80	+330 +80	+470 +80	+61 +50	+66 +50	+75 +50	+89 +50	+112 +50	+150 +50
50	80						+119 +100	+130 +100	+146 +100	+174 +100	+220 +100	+290 +100	+400 +100	+560 +100	+73 +60	+79 +60	+90 +60	+106 +60	+134 +60	+180 +60
80	120						+142 +120	+155 +120	+174 +120	+207 +120	+260 +120	+340 +120	+470 +120	+660 +120	+87 +72	+94 +72	+107 +72	+126 +72	+159 +72	+212 +72
120	180						+170 +145	+185 +145	+208 +145	+245 +145	+305 +145	+395 +145	+545 +145	+775 +145	+103 +85	+110 +85	+125 +85	+148 +85	+185 +85	+245 +85
180	250						+199 +170	+216 +170	+242 +170	+285 +170	+355 +170	+460 +170	+630 +170	+890 +170	+120 +100	+129 +100	+146 +100	+172 +100	+215 +100	+285 +100
250	315						+222 +190	+242 +190	+271 +190	+320 +190	+400 +190	+510 +190	+710 +190	+1 000 +190	+133 +110	+142 +110	+162 +110	+191 +110	+240 +110	+320 +110
315	400						+246 +210	+267 +210	+299 +210	+350 +210	+440 +210	+570 +210	+780 +210	+1 100 +210	+150 +125	+161 +125	+182 +125	+214 +125	+265 +125	+355 +125
400	500						+270 +230	+293 +230	+327 +230	+385 +230	+480 +230	+630 +230	+860 +230	+1 200 +230	+162 +135	+175 +135	+198 +135	+232 +135	+290 +135	+385 +135

KUVA 93. Kiinnittimen uran rajaeromitta (SFS-EN 286-2, 2010, 26)

Kiinnittimen uralle saadaan näin toleranssiksi E8 ja ilmoitetaan työkuvasa kuvan 94 mukaisesti. Toleranssi ilmoitetaan millin sadasosan tarkkuudella. Näin ollen luku 0,106 pyöristyy 0,11. Tuhannesosien tarkkuudella ilmoittaminen ei ole tarkoituksenmukaista, sillä niin tarkasti koneistaminen ja mittaaminen eivät ole tässä tapauksessa tarpeellista.

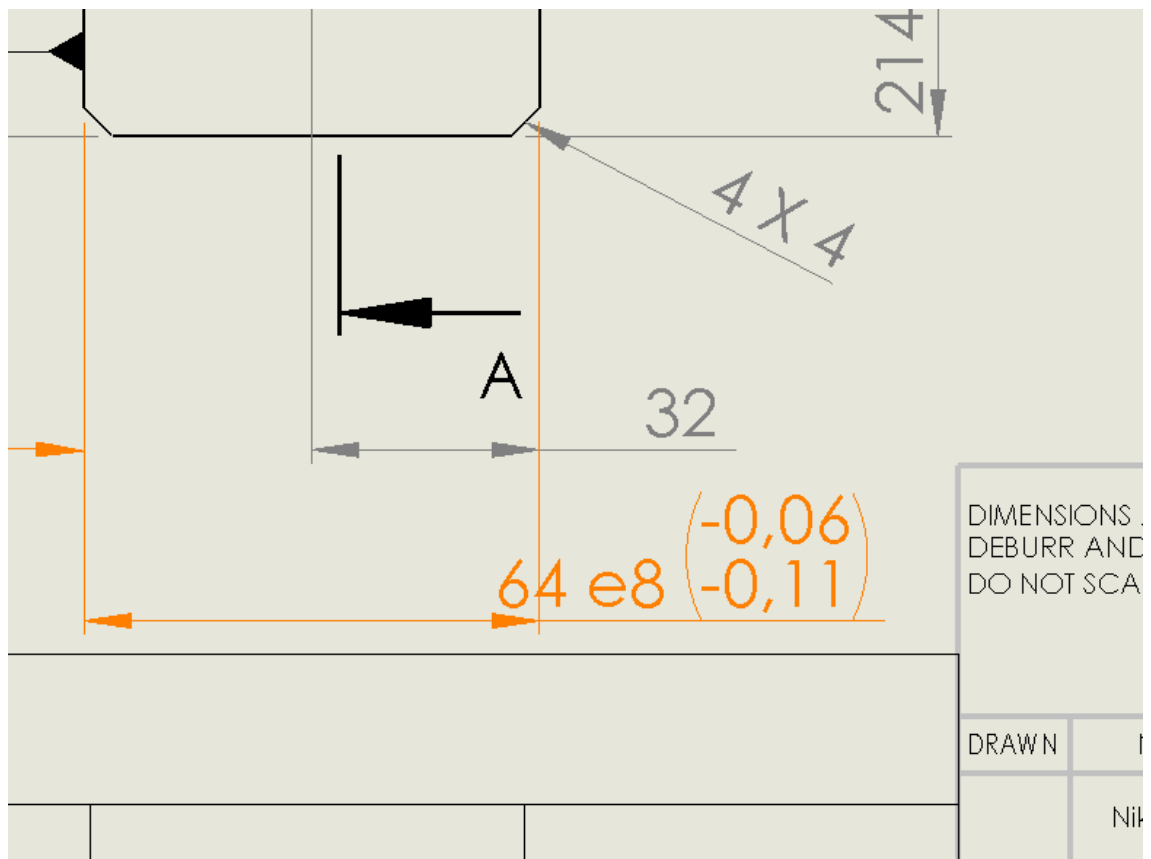


KUVA 94. Työkuvaan merkitty uran toleranssi

Kiilalle toleranssi on symmetrinen kiinnittimen uran kanssa. Kiilan toleranssi saadaan kuvan 95 taulukosta. Huomataankin eromittojen olevan täsmälleen samat, mutta negatiiviset uran toleransseihin verrattuna. Toleranssi merkitään kiilan työkuvaan kuvan 96 mukaisesti.

Nimellismitta mm		e						ef ^a							
>	≤	5	6	7	8	9	10	3	4	5	6	7	8	9	10
-	3	-14 -18	-14 -20	-14 -24	-14 -28	-14 -39	-14 -54	-10 -12	-10 -13	-10 -14	-10 -16	-10 -20	-10 -24	-10 -35	-10 -50
3	6	-20 -25	-20 -28	-20 -32	-20 -38	-20 -50	-20 -68	-14 -16,5	-14 -18	-14 -19	-14 -22	-14 -26	-14 -32	-14 -44	-14 -62
6	10	-25 -31	-25 -34	-25 -40	-25 -47	-25 -61	-25 -83	-18 -20,5	-18 -22	-18 -24	-18 -27	-18 -33	-18 -40	-18 -54	-18 -76
10	18	-32 -40	-32 -43	-32 -50	-32 -59	-32 -75	-32 -102								
18	30	-40 -49	-40 -53	-40 -61	-40 -73	-40 -92	-40 -124								
30	50	-50 -61	-50 -66	-50 -75	-50 -89	-50 -112	-50 -150								
50	80	-60 -73	-60 -79	-60 -90	-60 -106	-60 -134	-60 -180								
80	120	-72 -87	-72 -94	-72 -107	-72 -126	-72 -159	-72 -212								
120	180	-85 -103	-85 -110	-85 -125	-85 -148	-85 -185	-85 -245								
180	250	-100 -120	-100 -129	-100 -146	-100 -172	-100 -215	-100 -285								
250	315	-110 -133	-110 -142	-110 -162	-110 -191	-110 -240	-110 -320								
315	400	-125 -150	-125 -161	-125 -182	-125 -214	-125 -265	-125 -355								
400	500	-135 -162	-135 -175	-135 -198	-135 -232	-135 -290	-135 -385								

KUVA 95. Kiilalla valittu rajaeromitta (SFS-EN 286-2, 2010, 64)

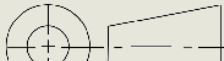


KUVA 96. Kiilan leveyden toleranssi

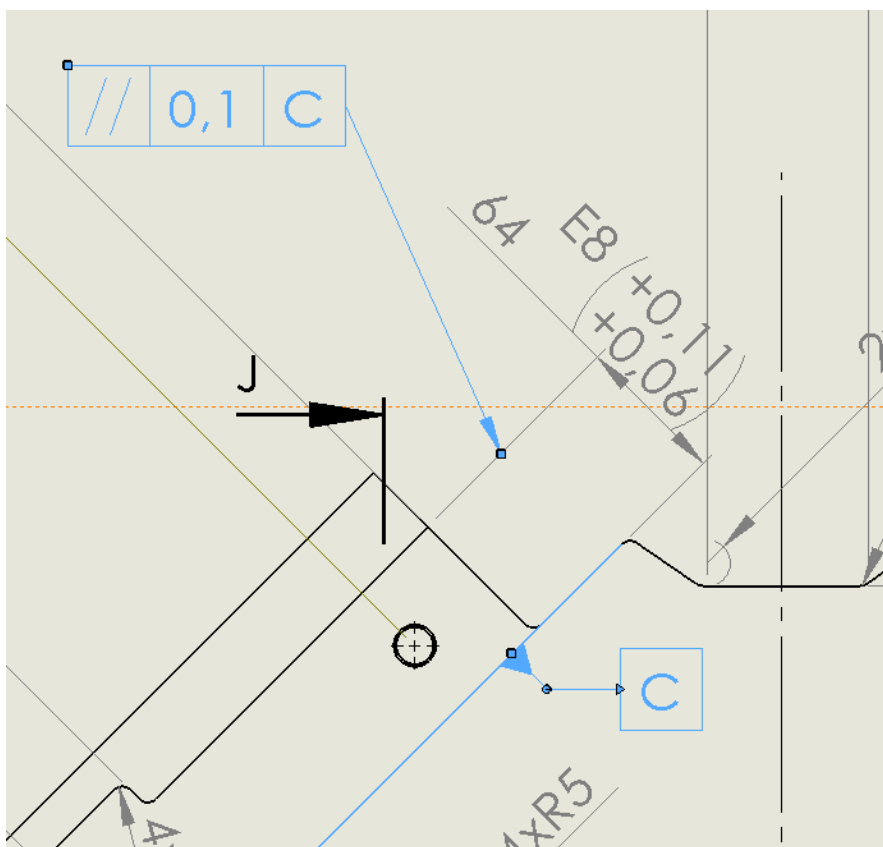
13.5.2 Kiinnittimen uran ja kiilan yhdensuuntaisuus

Kiilan ja uran pinnoille määritetään yhdensuuntaisuustoleranssi. Kiilan ja sen uran yhdensuuntaisuuden tulee olla hyvin tarkasti määritetty. Kulma poikkeamat saattaisivat estää kiilaa liikkumasta oikein tarkasti koneistetussa lovessa. Pinnoille valitaan standardin ISO 2768 mukainen yleistoleranssi yhdensuuntaisuudelle.

Valitaan toleranssiluokaksi kaikista hienoin vaihtoehto eli H. Nimellismittan ollessa 64 mm, taulukosta saadaan toleranssiksi 0,1mm. Kirjain H lisätään otsikkoalueeseen standardin numerosarjan ja mahdollisien kulma- ja pituusmittojen erityisvaatimuksesta kertavan kirjaimen perään. Kiinnittimessä tämä ilmaistaan kuvan 97 mukaisesti. Otsikkoalueeseen lisäksi lisätään yhdensuuntaisuustoleranssi piirustukseen (kuva 98). Samalla tavalla määritetään ja ilmoitetaan kiilan vastaaville pinnoille yhdensuuntaisuustoleranssit.

TOLERANCES: ISO 2768-mH	REVISION 3
Tampere University of Applied Sciences	
TITLE:	Mittausalusta
DWG NO.	A3
Kiinnitin Rev 3	

KUVA 97. Otsikkoalueen merkintä käytetyistä toleransseista ja erityisvaatimuksista

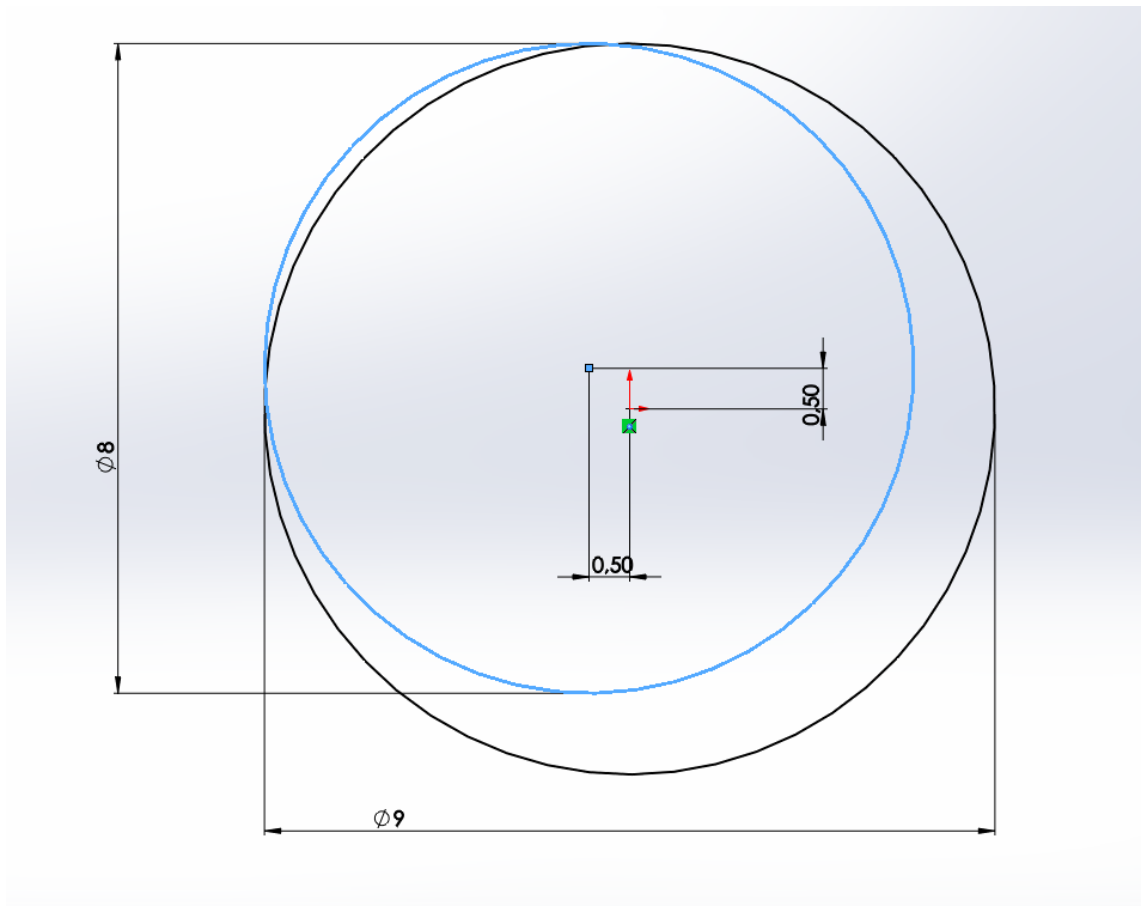


KUVA 98. Kiinnittimen uran pintojen yhdensuuntaisuus

Taulukosta valitaan toleranssiluokaksi hienoin vaihtoehto, eli tunnuskirjain H. Tunnuskirjain merkitään työkuvaan standardin perään SFS-EN 22768-H (KUVA 97). Näin koneistaja huomaa kuvaa katsomalla, että sovelletaan suoruuden ja tasomaisuuden yleistoleranssia. Nimellismitan ollessa 64 mm:ä taulukosta saadaan toleranssiksi 0,1 mm.

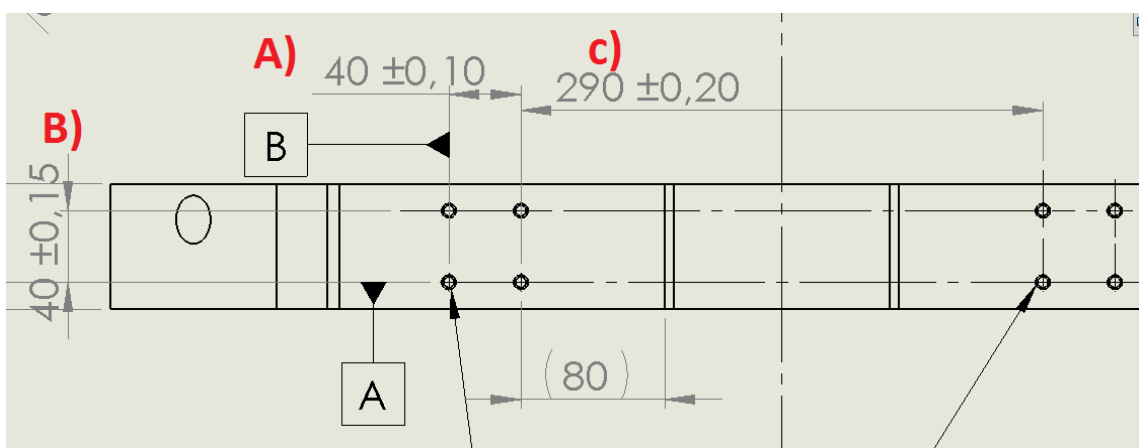
13.5.3 Kiinnittimen ja johdevaunun toleranssit

Johdekelkoissa on neljä M8-kiersteitettyä reikää. Kiinnittimeen tehdään siis molemmille puolille neljä yhdeksän millimetrin reikää. Näin ollen kiinnittimen reiät voivat poiketa 0,5 mm:ä keskipisteestä yhteen suuntaan, ja silti pultti sopii kierteelle. Reiät voivat kuitenkin poiketa keskikohdasta kahteen suuntaan. Jos toleranssi olisi 0,5 pysty ja vaaka suunnassa ei 9 mm reiästä menisi M8-pultti kierteelle. Tilanteesta on laadittu havainnollistava kuva (kuva 99), jos reikä poikkeaa molempiin suuntiin 0,5 mm.



KUVA 99. Havainnollistava kuva reikien poikkeamasta

Suurin sallittu poikkeama reikien keskipisteellä on 0,35 mm. Reiät ovat kuitenkin sidoksissa toisiinsa ja täytyy huomioida useamman kuin yhden paikan toleranssi. Tässä tapauksessa reikien etäisyyksimitat leveyssuunnassa ovat sidoksissa toisiinsa. Eli kuvassa 100 olevien leveysmittojen 40 ja 290 toleranssien yhteenlaskettu summa ei saa olla suurempaa kuin 0,35.

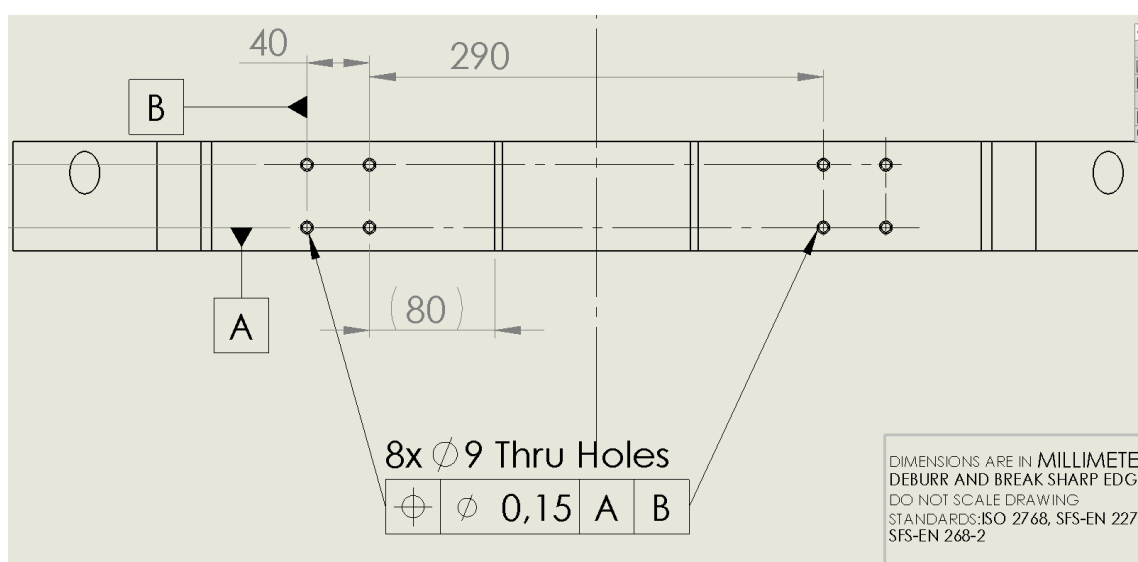


KUVA 100. Kiinnittimen alapinnan reikien toleranssit

Asetetaan siis mitalle A toleranssiksi 0,10 ja mitalle C 0,20. Niiden summa on 0,3 mm, joten se alittaa sallitun 0,35. Lyhyemmälle vaakamitalle A asetetaan toleranssiksi 0,1, koska lyhyempi mitta on helpompi paikoittaa tarkasti kuin pitkä mitta. Näin ollen pidempi vaakamitta C saa arvokseen 0,2 mm. Pelivaraa jää reiälle 0,05 mm. Pienen pelivaran jättäminen on hyvä asia, jos se on mahdollista aiheuttamatta lisäkustannuksia.

Korkeussuunnassa täytyy jälleen ottaa huomioon molemmat reiät. Kuvassa 100 olevien reikien 1 ja 3 etäisyyden ollessa plussalla 0,5 mm:ä ja reikien 2 ja 4 etäisyyden ollessa miinuksella saman verran, ei johdevaunun kierteistetyt reiät kohtaisi. Tässäkin tapauksessa tulee huomioida kahden paikan toleranssit. Reikien pystysuuntaisen etäisyyden toleranssi ei saa olla suurempaa kuin 0,35. Toleranssi on symmetrinen, joten luvun itseisarvo täytyy jakaa kahdella, saadakseen totuudenmukaisen tuloksen. Toleranssi ei siis saa ylittää arvoa 0,175. Tämä kuitenkin pyöristetään 0,15. Samalla saadaan reikien paikoille pelivaraa.

Reikien sijaintien toleranssit voidaan ilmoittaa geometrisilla toleransseilla. Määrittämällä paikkatoleranssi rei'ille, saadaan selkeästi määritettyä rajaeromitat rei'ille. Paikkatoleranssiksi asetetaan 0,15 (kuva 101). Tämä tarkoittaa, että keskiviivan on oltava lieriön sisällä, jonka halkaisija on 0,15 mm.



KUVA 101. Paikkatoleranssi ilmoittaminen

Molemmat paikan sijainnin toleranssin ilmoitustavat ovat oikein. Kuitenkin geometrista paikkatoleranssia käyttämällä kuvasta saadaan yksinkertaisempi ja helpompi tulkinta.

Käytetään siis tätä ilmoitustapaa työkuvassa. Paikkatoleranssilla määritettäessä ei oteta huomioon etäisyysmittojen eroja. Lyhyellä ja pitkällä mitalla olisi tässä tapauksessa yhtä suuret toleranssit. Tästä huolimatta paikan toleranssi jää piirustukseen.

13.5.4 Laakeritapin toleranssit

Laakeritapin toleranssi määräytyy suoraan tukirullan mukaan. Valitulle tukirullalle valmistaja SKF antaa SKF Laakerikirjassa (1991) sivulla 738 akselitoleranssiksi g6, jos sisärenkaan tulee olla helposti siirrettävissä. Tiukemmassa sovitteessa tulee toleranssiksi valita j6. SFS-EN 286-2 sivulla 68 olevassa taulukossa on esitetty akselin rajaeromitat g6 (kuva 102) ja j6 on sivulla 74 (kuva 103). Taulukoista voidaan lukea g6 rajaeromitoiksi -7 ja -20 µm, ja j6 sovitteelle +9 ja -4 µm.

Ylempi rajaeromitta = *es*

Alempi rajaeromitta = *ei*

Eromitat µm

Nimellismitta mm		g							
>	≤	3	4	5	6	7	8	9	10
–	3	-2 -4	-2 -5	-2 -6	-2 -8	-2 -12	-2 -16	-2 -27	-2 -42
3	6	-4 -6,5	-4 -8	-4 -9	-4 -12	-4 -16	-4 -22	-4 -34	-4 -52
6	10	-5 -7,5	-5 -9	-5 -11	-5 -14	-5 -20	-5 -27	-5 -41	-5 -63
10	18	-6 -9	-6 -11	-6 -14	-6 -17	-6 -24	-6 -33	-6 -49	-6 -76
18	30	-7 -11	-7 -13	-7 -16	-7 -20	-7 -28	-7 -40	-7 -59	-7 -91
30	50	-9 -13	-9 -16	-9 -20	-9 -25	-9 -34	-9 -48	-9 -71	-9 -109
50	80		-10 -18	-10 -23	-10 -29	-10 -40	-10 -56		
80	120		-12 -22	-12 -27	-12 -34	-12 -47	-12 -66		
120	180		-14 -26	-14 -32	-14 -39	-14 -54	-14 -77		
180	250		-15 -29	-15 -35	-15 -44	-15 -61	-15 -87		
250	315		-17 -33	-17 -40	-17 -49	-17 -69	-17 -98		
315	400		-18 -36	-18 -43	-18 -54	-18 -75	-18 -107		
400	500		-20 -40	-20 -47	-20 -60	-20 -83	-20 -117		

KUVA 102. Akselien rajaeromitat g toleranssiluokalle

Taulukko 24 Akselien rajaeromit (peruseromit j ja k)

Ylempi rajaeromitta = *es*Alempi rajaeromitta = *ei*Eromitat μm

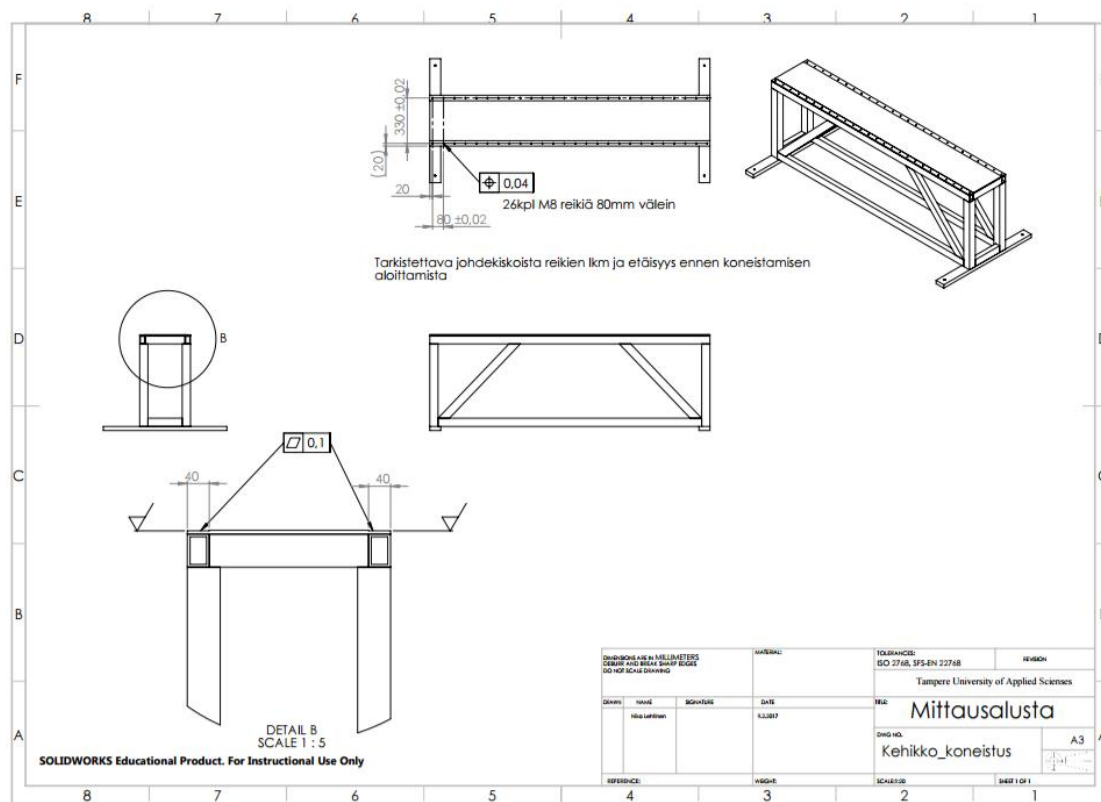
Nimellismitta mm		j															
>	≤	5 ^a	6 ^a	7 ^a	8	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
–	3	±2	+4 –2	+6 –4	+8 –6	+2 0	+3 0	+4 0	+6 0	+10 0	+14 0	+25 0	+40 0	+60 0	+100 0	+140 0	
3	6	+3 –2	+6 –2	+8 –4		+2,5 0	+5 +1	+6 +1	+9 +1	+13 +1	+18 0	+30 0	+48 0	+75 0	+120 0	+190 0	
6	10	+4 –2	+7 –2	+10 –5		+2,5 0	+5 +1	+7 +1	+10 +1	+16 +1	+22 0	+36 0	+58 0	+90 0	+150 0	+220 0	
10	18	+5 –3	+8 –3	+12 –6		+3 0	+6 +1	+9 +1	+12 +1	+19 +1	+27 0	+43 0	+70 0	+110 0	+180 0	+270 0	
18	30	+5 –4	+9 –4	+13 –8		+4 0	+8 +2	+11 +2	+15 +2	+23 +2	+33 0	+52 0	+84 0	+130 0	+210 0	+330 0	
30	50	+6 –5	+11 –5	+15 –10		+4 0	+9 +2	+13 +2	+18 +2	+27 +2	+39 0	+62 0	+100 0	+160 0	+250 0	+390 0	
50	80	+6 –7	+12 –7	+18 –12		+10 +2	+15 +2	+21 +2	+32 +2	+46 +2	+74 0	+120 0	+190 0	+300 0	+460 0		
80	120	+6 –9	+13 –9	+20 –15		+13 +3	+18 +3	+25 +3	+38 +3	+54 +3	+87 0	+140 0	+220 0	+350 0	+540 0		
120	180	+7 –11	+14 –11	+22 –18		+15 +3	+21 +3	+28 +3	+43 +3	+63 0	+100 0	+160 0	+250 0	+400 0	+630 0		
180	250	+7 –13	+16 –13	+25 –21		+18 +4	+24 +4	+33 +4	+50 +4	+72 0	+115 0	+185 0	+290 0	+460 0	+720 0		
250	315	+7 –16	±16	±26		+20 +4	+27 +4	+36 +4	+56 +4	+81 0	+130 0	+210 0	+320 0	+520 0	+810 0		
315	400	+7 –18	±18	+29 –28		+22 +4	+29 +4	+40 +4	+61 +4	+89 0	+140 0	+230 0	+360 0	+570 0	+890 0		
400	500	+7 –20	±20	+31 –32		+25 +5	+32 +5	+45 +5	+68 +5	+97 0	+155 0	+250 0	+400 0	+630 0	+970 0		

KUVA 103. Akselien rajaeromit j toleranssiluokalle

Toleranssiluokalle j tarkkuus on suurempi kuin g:lle. Valmistuksen kannalta g-toleranssiluokka on helpompi toteuttaa. Rullan pieni liikkuminen akselissa ei haittaa mittausalustan toimintaa. Fortacon koneilla j-toleranssiluokkaan akselin valmistaminen saattaisi tuottaa kohtuuttoman paljon haasteita. Valitaan siis toleranssiluokaksi g6.

14 KOKOONPANO

Kokoonpano aloitetaan kappaleiden valmistuttua. Ensimmäiseksi hitsataan kehikko kaasaan kuvan 75 mukaan. Tämän jälkeen kehikkoon koneistetaan johdekiskoille kiinnitysreiät (kuva 104). Johdekiskot kiinnitetään seuraavaksi pöytälevyyn ja niihin liitetään johde- ja lukituskelkat valmistajan ohjeiden mukaisesti. Samalla kun kehikkoa valmistetaan, voidaan aloittaa muiden osien valmistaminen.



KUVA 104. Kehikon koneistuskuva

Kiilaan kiinnitetään tukirullat. Tämän jälkeen kiilan asetetaan kiinnittimen uraan ja kiinnitetään siihen laippa- ja säätöruuvi. Seuraavaksi kiinnitin kokonaisuudessaan voidaan asentaa johteille. Tämän jälkeen mittausalusta on valmis testaukseen. Kokoonpanossa tarvittavat dokumentit ovat liitteissä 9-12. Liitteissä on kokoonpano- ja räjäytyskuvia. Tiettyissä osioissa räjäytyskuvat helpottavat tilanteen hahmottamista ja tarkentamista. Kaikkiin kuviin on lisätty materiaaliluettelo, josta käy ilmi kaikki komponentit ja niiden lukumäärä.

15 POHDINTA

Opinnäytetyössä tehtävä mittausalustan suunnittelu eteni aikataulussa ja saavutti sille asetetut tavoitteet. Kaikkiaan laitteeseen liittyviä mallinnus- ja lujuuslaskutiedostoja kertyi 472 ja 65 kansiota. Laitteen suunnitelmat menivät monta kertaa uusiksi uusien innovaatioiden takia. Kuitenkin laite pidettiin yksinkertaisena ja helppona valmistaa. Valmistettavuus olikin monessa asiassa määräävä tekijä. Laitteeseen ei suunniteltu kappaleita, joita olisi ollut mahdotonta valmistaa, tai hankkia ilman suuria kustannuksia.

Tarkoituksena oli valmistaa ainoastaan yksi laite, joten lujuuslaskuissa pyrittiin varmistamaan komponenttien ja rakenteen kestävyys. Lujuuslaskuilla ei niinkään etsitty optimiratkaisua, vaan todistettiin rakenteiden kestävyys. Raportissa ei myöskään perehdytty syvällisesti tuloksien tarkasteluun, vaan todettiin laitteen kestävän sille asetetut kuormitusvaatimukset. Monella komponentilla varmuusluvut ovatkin todella suuria. Toisaalta tämä on positiivinen ongelma. Sarjavalmisteisessa laitteessa lujuuslaskennan ja materiaalien optimointi olisi ollut isommassa roolissa. Kertaluonteisessa työssä, ei optimoinnilla saavuteta yhtä suurta hyötyä. Laite on ensimmäinen laatuaan, joten se on samalla myös prototyyppi. Monessa kohdassa rakenteen heikentäminen tai materiaalin lujuuden pienentäminen ei olisi vähentänyt kustannuksia juurikaan. Tässä työssä tarvittavien ohuempien levyleikkeiden tai pienempien RHS-putkien materiaalien hinnoissa ei oltaisi säästetty lainkaan. Suuret varmuusluvut mahdollistavat tulevaisuudessa käyttötarkoituksen muuttamisen ja raskaampien akseleiden mittaamisen.

Mittausalustan komponenteista alhaisin varmuusluku saatiin yläpalkille myötämisen suhteen. Varmuusluku on 2,687. Mittausalustalla voidaan siis mitata tarvittaessa yli kaksi kertaa raskaampia akseleita kuin mihin se on alun perin suunniteltu. 2000 kg painavalle akselille varmuusluku on vielä 1,15. Näin raskaita akseleita tuskin tullaan mittaamaan, mutta kehikko kestäisi sen vielä. Tilanne on kuvan 64 mukainen, jossa kiinnittimen ovat mittausalustan keskikohdassa lähellä toisiaan. Tämä tilanne on käytännössä mahdoton. Kiinnittimien ollessa 200 mm päässä mittausalustan reunoista, yläpalkki kestää ennen myötämisen alkamista yli 10 000 kg. Tällaisessa tilanteessa tosin, jokin muu komponentti alkaa antaa periksi. Mittausalustalle voidaan asettaa 2000 kg yläraja mitattaville akselille. Tällä rajalla mittausalustan kaikki komponentit kestävät akselin massasta aiheutuneet voimat.

Jokaisella muulla komponentilla varmuusluku on huomattavasti suurempi. Tukirullassa mitoittavatekijä oli väsymiskuormitus. Kuormituksen ollessa suurempaa kuin rullan väsymiskuormituksen raja-arvo, se aiheuttaa ainoastaan väsymistä rullan rakenteessa. Pitkäaikainen raja-arvon ylittäminen vaikuttaa vasta rullan rakenteisiin. Totuudenmukaisempi tukirullan kestävyydelle on staattinen kuormitus. Tämän perusteella voidaankin todeta tukirullan kestävänsä huomattavasti raskaampia akseleita kuin 750 kg.

Laite täytti kaikki vaatimukset, mutta silti siinä on vielä paljon kehitettävää. Kiilojen etäisyyden säätäminen olisi voitu toteuttaa yhdestä säätimestä, jolloin molemmat kiilat säätävät symmetrisesti. Mittausalustan liikuttamisen helpottamiseksi kehikkoon oltaisiin voitu kiinnittää pyörät, joiden varassa mittausalustaa voitaisiin liikuttaa toista päätä nostamalla. Myös valmistettavuudessa on kehitettävää. Polttoleikeaihioiden muodoissa oltaisiin voitu huomioida paremmin valmis muoto. Polttoleikkeenä tulisi seuraavalla kerralla tilata enemmän valmista kappaletta muistuttava. Näin ei koneistuskustannuksia synnyisi yhtä paljoa.

LÄHTEET

Aarnio, A. Insinööri. Tukirullien pinnankaarevuus. [Sähköpostiviesti.antti.aarnio@skf.com](mailto:antti.aarnio@skf.com). Luettu 18.2.2017

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

Halder. Tähtinuppiruuvi. Tuoteluettelo: Tähtimutterit/Tähtiruuvit. Luettu 22.2.2017. <http://www.halder.com/fi/Tuotteet/Standardiosat/Kaeyttoeosat/Tahtimutterit-Tahtiruuvit/Tahtinuppiruuvit-Ruostumaton-teraeas>

Hoffmann-group. Koneenaluskenkä. Tuoteluettelo: Nostotekniikka. Luettu 22.2.2017. <https://www.hoffmann-group.com/FI/fi/ravemaf/Ty%C3%B6pajavarusteet-jaty%C3%B6suojeluv%C3%A4lineet/Nostotekniikka/Koneenaluskeng%C3%A4t%2C-korkeudens%C3%A4%C3%A4t%C3%B62C-LM/p/086002-1200>

Mäkelä, M., Soininen, L., Tuomola, S. & Öistämö J. Tekniikan kaavasto. 10.painos. Tampere: Tammertekniikka.

Pere, A. 2004. Koneenpiirustus. 3.painos. Espoo: Kirpe Oy.

Salmi, T. 2005. Statiikka. 3.painos. Tampere: Pressus Oy

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

SKF. 1991. Laakerikirja. Torino: 1991.

SKF. Tukirulla NATR 30 PPA. Tuoteluettelo: Tukirullat. Luettu 3.3.2017. <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/track-runner-bearings/support-rollers-with-flange-rings/index.html?design=NATR%2030%20PPA&nfp=NFP-NATR%2030%20PPA>

Suomen standardisoimisliitto SFS, SFS-EN ISO 22768-1. 1993

Suomen standardisoimisliitto SFS, SFS-EN ISO 22768-2. 1993

Suomen standardisoimisliitto SFS, SFS-EN ISO 286-1. 2010

Suomen standardisoimisliitto SFS, SFS-EN ISO 286-2. 2010

LIITTEET

Liite 1. Lieriömäisyyden vaikutus tukirullassa

Halkaisija X-suunnassa

$$x := 29.99\text{mm}$$

Halkaisija Y-suunnassa

$$y := 30\text{mm}$$

Säteiden erotus

$$\Delta r := \frac{y - x}{2}$$

$$\Delta r = 0.005\text{mm}$$

Molemmissa rullissa ellipsisyttä

$$\pm\Delta := 2 \cdot \Delta r$$

$$\pm\Delta = 0.01\text{mm}$$

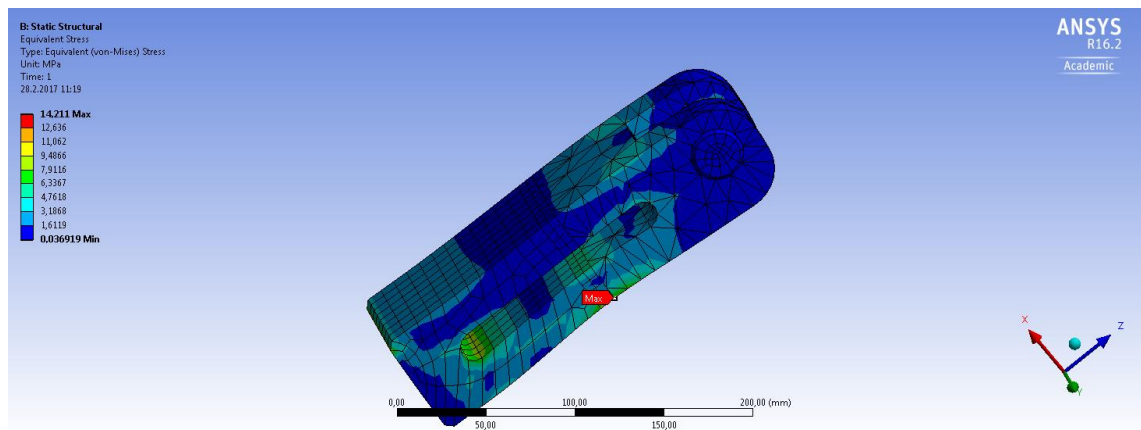
Kahden rullan aiheuttama suurin mahdollinen epätarkkuus

$$\Delta := 2 \cdot \pm\Delta$$

$$\Delta = 0.02\text{mm}$$

Huomataan vastauksen olevan nelinkertainen säteiden erotukseen nähden

Liite 2. Manuaalisesti asetetut voimat kiilaan



Liite 3. Varmuusluku kiilan leikkautumisen suhteen

“Korvakkeen leikkautuminen”	
“Akselin massa”	$m := 750 \text{ kg}$
“korvakkeiden lkm”	$e := 4$
“Korvakkeen myötöraja”	$R_e := 690 \text{ MPa}$
“Yhteen korvakkeeseen kohdistunut voima”	$F_k := \frac{m \cdot g}{4} = (1.839 \cdot 10^3) \text{ N}$
“Korvakkeen paksuus”	$b := 20.25 \text{ mm}$
“Reiän keskikohdan etäisyys reunasta”	$h := 38 \text{ mm}$
“Leikkauttava pinta-ala”	$A := b \cdot h \quad A = 769.5 \text{ mm}^2$
“Leikkausjännitys”	$\tau := \frac{\frac{F_k}{4}}{A} \quad \tau = 0.597 \text{ MPa}$
“Sallittu jännitys saadaan”	$\sigma_{sal} := \frac{R_e}{1.5} \quad \sigma_{sal} = 460 \text{ MPa}$
“Sallittu leikkausjännitys”	$\tau_{sal} := 0.6 \cdot \sigma_{sal}$ $\tau_{sal} = 276 \text{ MPa}$
“Varmuusluku leikkautumisen suhteen”	$n := \frac{\tau_{sal}}{\tau}$ $n = 462.015$
“Lasketaan vielä suurin keskimääräinen reunapuristus p”	
“Puoliympyräsynterinin pinta-ala”	$A_2 := \frac{d}{2} \cdot \pi \cdot b \cdot 2 = 19.085 \text{ cm}^2$ $p := \frac{F}{A_2} = 0.963 \text{ MPa}$

Liite 4. Varmuusluku laakeritapin leikkautumisen suhteen

“Akselin massa”	$m := 750 \text{ kg}$
“Tappien lkm”	$e := 4$
“Tapin myötöraja”	$R_e := 355 \text{ MPa}$
“Yhteen tappiin kohdistunut voima”	$F := \frac{m \cdot g}{4} = (1.839 \cdot 10^3) \text{ N}$
“Tapin halkaisija”	$d := 30 \text{ mm}$
“Tapin poikkipinta-alta”	$A := 2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ “TK 140”
“Leikkausjännitys”	$\tau := \frac{F}{A}$ $\tau = 1.301 \text{ MPa}$
“Sallittu jännitys saadaan”	$\sigma_{sal} := \frac{R_e}{1.5}$ $\sigma_{sal} = 236.667 \text{ MPa}$
“Sallittu leikkausjännitys”	$\tau_{sal} := 0.6 \cdot \sigma_{sal}$
	$\tau_{sal} = 142 \text{ MPa}$
“Varmuusluku leikkautumisen suhteen”	$n := \frac{\tau_{sal}}{\tau}$
	$n = 109.176$

Liite 5. Säätoruuvien kierteen murtolujuus

M27 hienokierre

Lähtöarvot

Murtolujuus

$$R_m := 490 \text{ MPa}$$

Kierteen nousu

$$P := 2 \text{ mm}$$

Peruskolmion nousu

$$H := \frac{P}{2} \cdot \cot(30 \text{ deg}) \quad 3.2.1 - 4$$

Pulttikierteen ulkohalkaisija

$$H = 1.732 \cdot \text{mm}$$

$$d := 27 \text{ mm}$$

Kylkihalkaisija

$$d_2 := d - \frac{3}{4} \cdot H$$

$$d_2 = 25.701 \cdot \text{mm}$$

3.2.1 - 5

Sydänhalkaisija

$$d_3 := d - \frac{5}{3} \cdot H$$

$$d_3 = 24.113 \cdot \text{mm}$$

3.2.1 - 6

Ruuvien jännityspinta-ala

$$A_s := \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2$$

$$A_s = 4.872 \cdot \text{cm}^2$$

3.2.1 - 8

(3.2.4-1)

Ruuvien murtokuorma kierteen kohdalla

$$F_{sg} := A_s \cdot R_m \quad +$$

$$F_{sg} = 238.744 \cdot \text{kN}$$

Massa, joka vastaa voimaa

$$m_a := \frac{4F_{sg}}{g}$$

$$m_a = 97380.453 \cdot \text{kg}$$

Liite 6. Varmuusluku yläpalkin myötämisen suhteen

1(2)

“Akselin massa m”	$m_a := 750 \text{ kg}$
“Kiinnittimen massa m_k ”	$m_k := 80 \text{ kg}$
“Akselin ja kiinnittimen aiheuttama voima F”	$F := (m_a + 2 m_k) \cdot g$ $F = 8.924 \text{ kN}$
“Palkkiin kohdistuvat voimat F1 ja F2”	$F_1 := \frac{F}{4} \quad F_1 = 2.231 \text{ kN}$ $F_2 := F_1 \quad F_2 = 2.231 \text{ kN}$
“Alustan pituus l”	$l := 2 \text{ m}$
“Johteen ja aluslaatan tiheys”	$\rho := 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
“Johteen leveys”	$b := 40 \text{ mm}$
“Johteen korkeus”	$h := 35 \text{ mm}$
“Johteen tilavuus V”	$V := l \cdot b \cdot h \quad V = 2800 \text{ cm}^3$
“Johteen ja aluslaatan massa m_j ”	$m_j := V \cdot \rho \quad m_j = 21.98 \text{ kg}$
“johteen aiheuttama voima q”	$q := \frac{m_j \cdot g}{l} \quad q = 107.775 \frac{\text{N}}{\text{m}}$
“Ensimmäisen kannattimen etäisyys x_1 ”	$x_1 := 900 \text{ mm}$
“Toisen kannattimen etäisyys x_2 ”	$x_2 := 1100 \text{ mm}$
“Ratkaistaan liikeyhtälöt”	
“Palkin tukivoima N_2 ”	$N_2 := \frac{F_1 \cdot x_1 + F_2 \cdot x_2 + q \cdot l \cdot \frac{l}{2}}{l}$ $N_2 = 2.339 \text{ kN}$
“Palkin tukivoima N_1 ”	$N_1 := F_1 + q \cdot l + F_2 - N_2$ $N_1 = 2.339 \text{ kN}$
“Tarkistus” $\Sigma \text{tukivoimat} = \Sigma \text{rasitusvoimat}$	
	$\Sigma \text{tukivoimat} := F_1 + F_2 + q \cdot l \quad \Sigma \text{rasitusvoimat} := N_1 + N_2$
	$\Sigma \text{tukivoimat} - \Sigma \text{rasitusvoimat} = 0 \text{ N}$

“Maksimi palkin keskikohdassa”

$$M_{tmax} := \left| -N_1 \cdot x_2 + F_1 \cdot (x_2 - x_1) + q \cdot x_2 \cdot \frac{x_2}{2} \right| \quad M_{tmax} = (2.061 \cdot 10^3) \text{ N} \cdot \text{m}$$

“Palkin vääntövästus”

$$W_z := 15.6 \text{ cm}^3$$

“Materiaalin myötöraja R_e ”

$$R_e := 355 \text{ MPa}$$

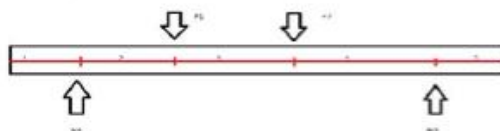
“Palkissa oleva vetojännitys”

$$\sigma_{max} := \frac{M_{tmax}}{W_z} = 132.132 \text{ MPa}$$

“Varmuus myötämiseen nähden”

$$n := \frac{R_e}{\sigma_{max}} \quad n = 2.687$$

Liite 7. Varmuusluku tukijalan myötämisen suhteen



$$x_1 := 100 \text{ mm} \quad x_2 := 195 \text{ mm} \quad x_3 := 310 \text{ mm} \quad x_4 := 195 \text{ mm} = 0.195 \text{ m}$$

$$x_5 := 100 \text{ mm} \quad l := x_1 + x_2 + x_3 + x_4 + x_5 = 0.9 \text{ m}$$

“Palkin pituus” $l = 0.9 \text{ m}$

“Palkin korkeus” $h := 30 \text{ mm}$

“Palkin leveys” $b := 80 \text{ mm}$

“Kehikon massa” $m_k := 300 \text{ kg}$

“Kiinnittimen massa” $m_i := 60 \text{ kg}$

“Akselin massa” $m_a := 750 \text{ kg}$

“Palkin myötöraja” $R_e := 355 \text{ MPa}$

“Voima F” $F := (m_k + 2 \cdot m_i + m_a) \cdot g \quad F = 11.474 \text{ kN}$

“Voima 1” $F_1 := \frac{F}{4} \quad F_1 = 2.868 \text{ kN}$

“Voima 2” $F_2 := F_1 \quad F_2 = 2.868 \text{ kN}$

“Tukivoima N2” $N_2 := \frac{F_1 \cdot (x_2) + F_2 \cdot (x_2 + x_3)}{x_2 + x_3 + x_4}$

$$N_2 = 2.868 \text{ kN}$$

$$N_1 := N_2$$

“Suurin vääntämomentti” $M_{tmax} := \left| -N_1 \cdot \left(x_2 + \frac{x_3}{2} \right) + F_1 \cdot x_2 \right|$

$$M_{tmax} = 444.609 \text{ N} \cdot \text{m}$$

“Palkin vääntövastus” $W_z := \frac{b \cdot h^2}{6} \quad W_z = 12 \text{ cm}^3$

“Palkkiin kohdistunut vetojännitys” $\sigma := \frac{M_{tmax}}{W_z} \quad \sigma = 37.051 \text{ MPa}$

“Varmuusluku myötöön nähden on” $n := \frac{R_e}{\sigma} \quad n = 9.581$

Liite 8. Hitsiliitoksen mitoitus

1(2)

Lähtöarvot:

Liitettävän ohuemman osan paksuus:

$$t_1 := 5\text{mm}$$

Mittasualustan massa

$$m_a := 350\text{kg}$$

Ulkoinen kuormavoima:

$$N_{ED} := m_a \cdot g$$

$$N_{ED} = 3.432\text{ kN}$$

Materiaalina on teräs S235, sallittu jännitys saadaan taulukosta (3.3-2):

$$f_{vw,d} := 208 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Osahitsien pituudet:

$$l_1 := 40\text{mm}$$

Osahitsien määrä/puoli

$$s_n := 12$$

Hitsin kokonaispituus l.kok:

$$l_{\text{kok}} := l_1 \cdot s = 960\text{ mm}$$

1) Lämmöntuonti

Lasketaan tarvittava a-mitta lämmöntuonnin kannalta, kaava (3.3-2)

$$a_{t,\text{min}} := \left(\sqrt{\frac{t_1}{\text{mm}}} - 0.5 \right) \cdot \text{mm}$$

$$a_{t,\text{min}} = 1.736\text{ mm}$$

2) Staattinen kestävyys

Oletetaan aluksi, että kaikki a-mitat ovat samoja

Lasketaan tarvittava a-mitta lujuuden kannalta, kaava (3.3-3):

$$a_{st,\text{min}} := \frac{N_{ED}}{f_{vw,d} \cdot l_{\text{kok}}}$$

$$a_{st,\text{min}} = 0.017\text{ mm}$$

Valitaan osahitsille a-mitat:

$$a_1 := 4\text{mm}$$

$$a_2 := 3\text{mm}$$

$$a_3 := 2\text{mm}$$

Lasketaan osahitsin kantavuudet eri a-mitoilla:

$$F_1 := a_1 \cdot l_{\text{kok}} \cdot f_{vw,d} = 798.72\text{ kN}$$

$$F_2 := a_2 \cdot l_{\text{kok}} \cdot f_{vw,d} = 599.04\text{ kN}$$

$$F_3 := a_3 \cdot l_{\text{kok}} \cdot f_{vw,d} = 399.36\text{ kN}$$

Todetaan, että kaikki tulokset ovat suurempia kuin 3,4 kN eli hitsi kantaa reilusti ulkoisen voiman, kuna kaikki a-mitat ovat 2,3 tai 4 mm.

Laskeminen lujuuden kannalta osoittaa, ettei a-mitan tarvitse olla juuri minkään kokoinen. Kuitenkin valitaan a-mitaksi lämmöntuonnin kannalta riittävän suuri

Varmusluku myötöön nähden on nyt

$$\frac{865}{3.4} = 254.412$$

3) Pyöristys:

Kestävyys on määräävä tekijä. Pyöristetään a-mitta seuraavaan kokonaiseen milliin (0.5 mm tarkkuus pyöristyksessä, jos kyseessä on tarkka hitsausmenetelmä)

$$a_1 = 4\text{-mm}$$

$$a_2 = 3\text{-mm}$$

$$a_3 = 2\text{-mm}$$

4) Lisäehdot:

Tarkistetaan SFS EN 1993:n voimassaoloehdot: $6 \leq \frac{l_1}{a} \leq 100$ kaikille osahitseille i

$$\frac{l_1}{a_1} = 10$$

$$\frac{l_1}{a_2} = 13.333$$

$$\frac{l_1}{a_3} = 20$$

Pöytälevyn päätyihin tulee hitsiliitokset, joten tarkastetaan niiden soveltuvuus

Päätyyn tulevien hitsien pituus

$$l_p := 30\text{mm}$$

$$\frac{l_p}{a_1} = 7.5$$

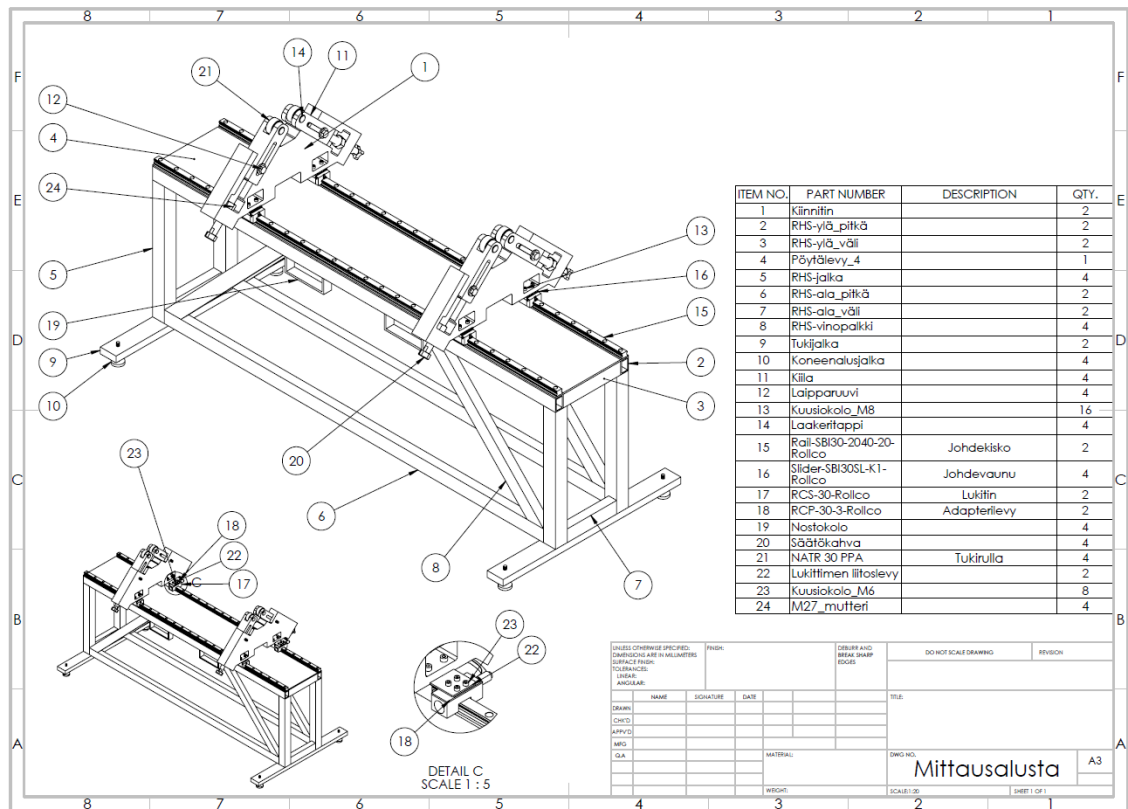
+

KAIKKI OK!

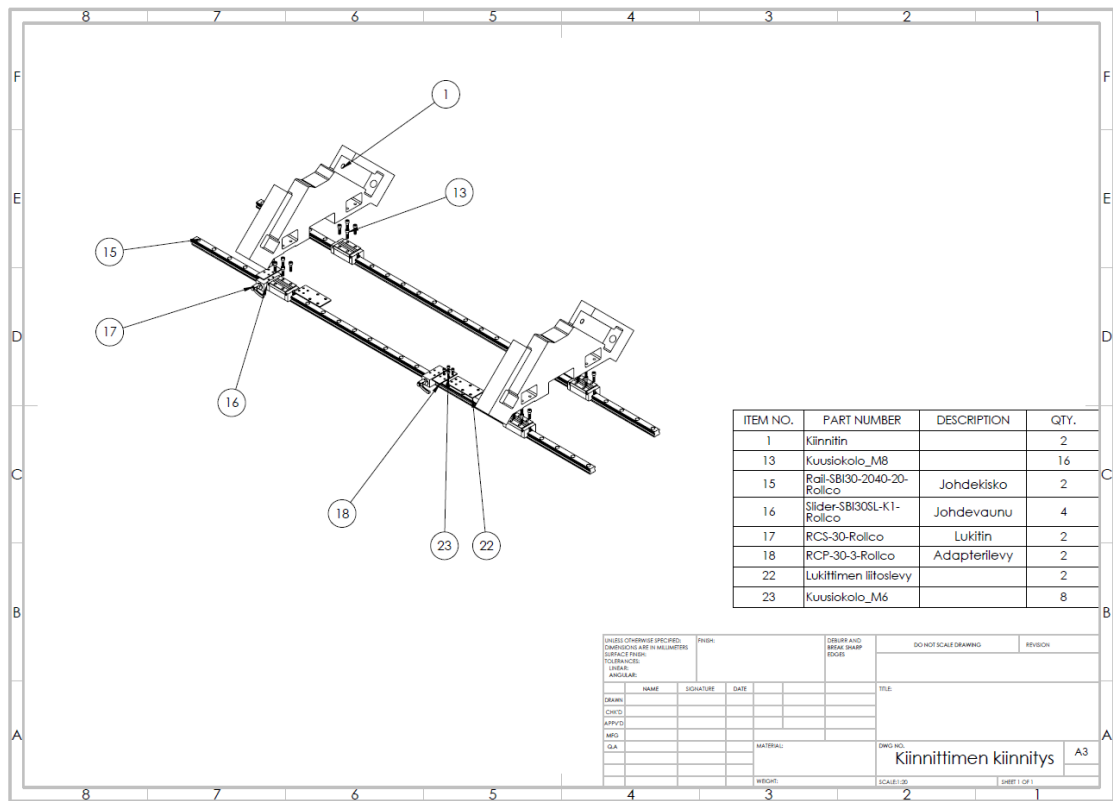
Valitaan a-mitaksi 4

$$a := 4$$

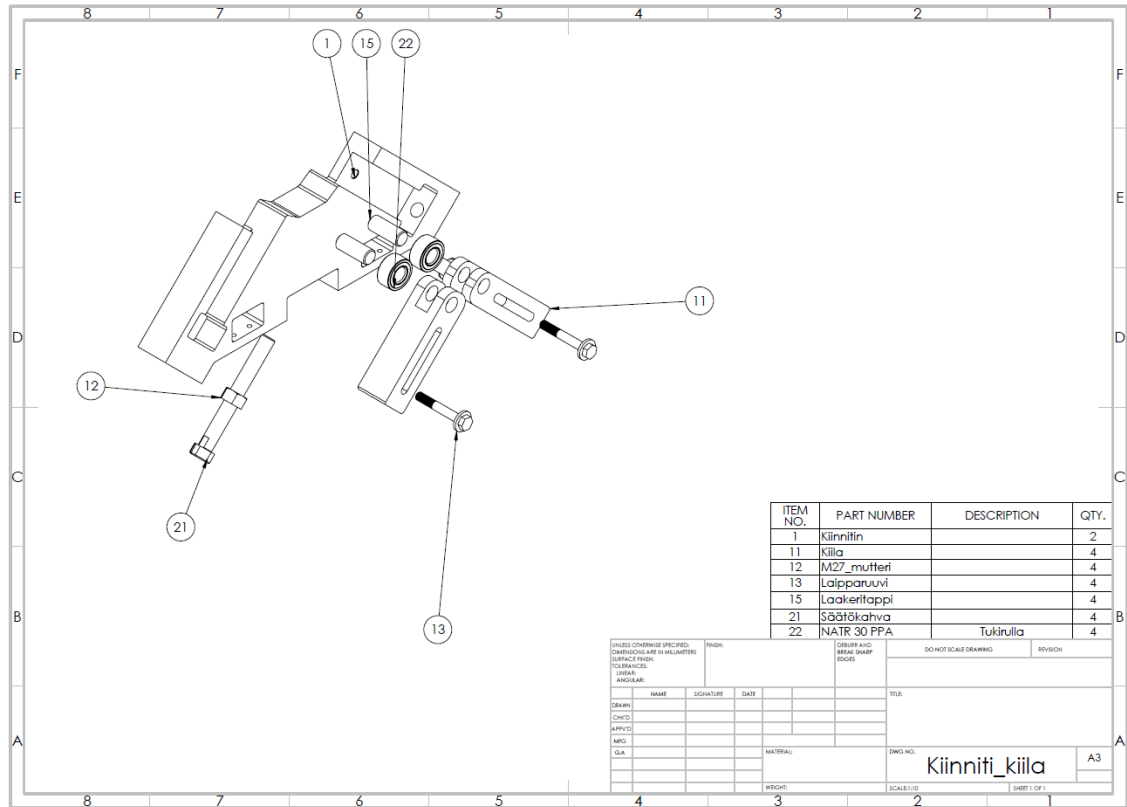
Liite 9. Mittausalustan kokoonpanokuva



Liite 10. Räjätyskuva: kiinnittimen kiinnitys



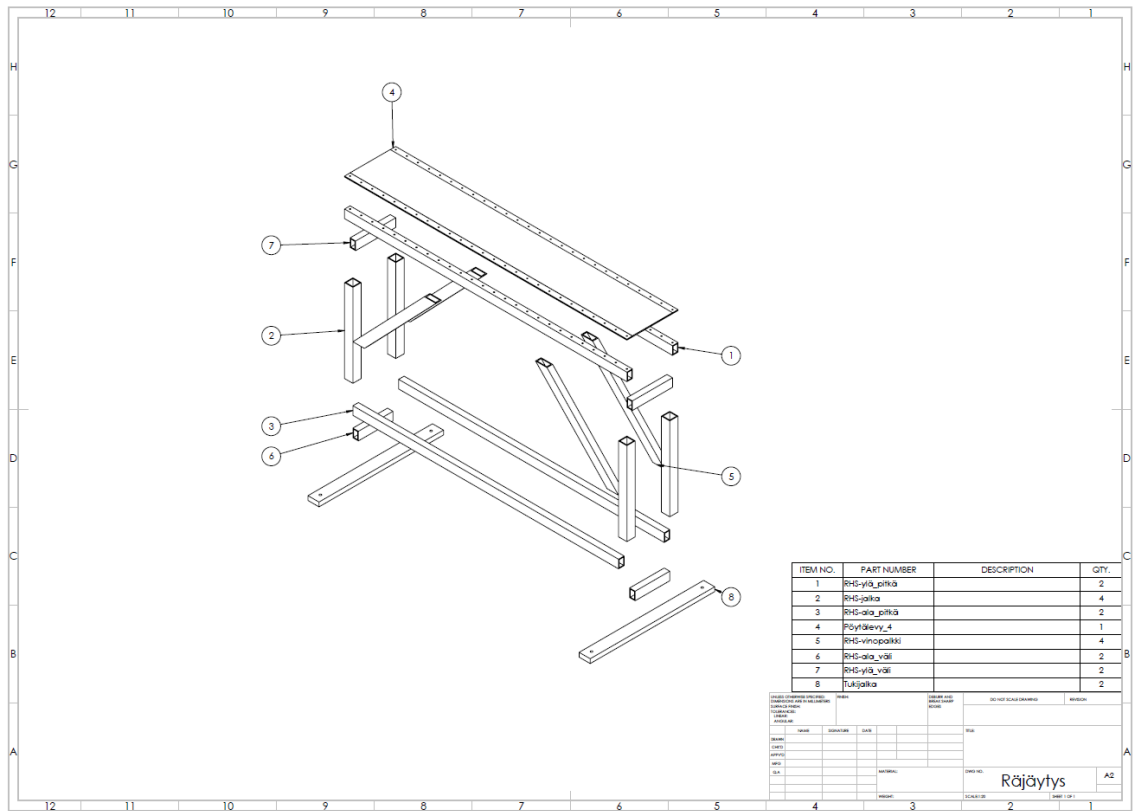
Liite 11. Räjätyskuva: kiila ja kiinnitin



ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	Kiinnitin		2
11	Kiila		4
12	M27_mufferi		4
13	Laipparuuvi		4
15	Laakeritappi		4
21	Säätökahva		4
22	NATR 30 PPA	Tukiruulla	4

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS; SURFACE FINISH: TOLERANCES: FRACTIONS: ANGLES:		FINISH:	DRILL AND BREAK SHARP EDGES	DO NOT SCALE DRAWING	REVISION
DRAWN:	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:	
CHECKED:					
APP'D:					
MFG:					
QA:					
				MATERIAL:	DWG. NO. Kiinniti_kiila
				WEIGHT:	A3
				SCALE: 1:1	SHEET 1 OF 1

Liite 12. Räjätyskuva: keuhikko



Liite 12. Mittausalustan kokoonpanokuva

