

Matias Kukkonen

# Ketjujen testauslaitteiston kehitys

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Auto- ja kuljetustekniikka

Insinööriytyö

7.5.2013

Tekijä(t) Otsikko	Matias Kukkonen Ketjujen testauslaitteiston kehitys
Sivumäärä Aika	38 sivua + 1 liite 7.5.2013
Tutkinto	Insinööri (AMK)
Koulutusohjelma	Auto- ja kuljetustekniikka
Suuntautumisvaihtoehto	Tuotetekniikka
Ohjaaja(t)	Teknologiapäällikkö Pekka Hautala
<p>Tässä opinnäytetyössä suunniteltiin ketjujen testauslaitteisto sekä mittausmenetelmä moottoripyörän ketjurasvojen testaamiseen. Ketjurasvojen testauksessa halutaan luokitella ketjurasvat paremmuusjärjestykseen.</p> <p>Ennen varsinaista laitteiston suunnittelua tuli pohtia, mitä tekijöitä halutaan tutkia sekä millä perusteella ketjurasvat arvioidaan. Suunnittelussa otettiin huomioon myös testausteknisiä asioita, jotka vaikuttavat oleellisesti laitteiston vaatimuksiin.</p> <p>Laitteisto suunniteltiin simuloimaan mahdollisimman hyvin todellista ketjujen toimintaympäristöä. Tässä otettiin huomioon olosuhteet, joissa moottoripyörän ketju todellisuudessa toimii.</p> <p>Laitteiston kehitykseen oli erilaisia vaihtoehtoja. Työssä päädyttiin suunnittelemaan laitteistoa, joka perustuu teknologiapäällikkö Pekka Hautalan ideaan. Kyseisessä laitteistossa on kaksi ketjua rinnakkain, joihin luodaan jännitystila vääntösauvan avulla.</p> <p>Laitteisto mitoitettiin sekä suunniteltiin Solid Edge ST5 3D -mallinnusohjelmaa käyttäen. Laitteistoon tarvittavista komponenteista tehtiin tekniset piirustukset, jotka ovat tämän opinnäytetyön liitteinä. Tämän opinnäytetyön pohjalta voidaan valmistaa ketjujen testauslaitteisto.</p>	
Avainsanat	moottoripyörän ketjut, ketjurasvat

Author(s) Title	Matias Kukkonen Development of a Chain Testing Device
Number of Pages Date	38 pages + 1 appendix 7 May 2013
Degree	Bachelor of Engineering
Degree Programme	Automotive and Transport Engineering
Specialisation option	Automotive Design Engineering
Instructor(s)	Pekka Hautala, Technology Manager
<p>The aim of this Bachelor's thesis was to design a chain testing device and to determine a test procedure for testing chain lubricants used in motorcycles.</p> <p>Before the main design it was important to consider the factors to be examined and on which basis different chain lubricants are to be organized. The technical issues of testing were considered in design of the device.</p> <p>The device was designed to simulate the real operational environment of a motorcycle chain.</p> <p>There were several options how to build the device. For further development was chosen a device which is based on an invention of Pekka Hautala. In this application there are two chain-drives side by side. An internal tension between the chain-drives is made by using a torsion bar.</p> <p>The device was designed and dimensioned by using Solid Edge 3D design system. Technical drawings were made of different components of the device. Technical drawings are in the appendices of this Bachelor's thesis. It is possible to construct the device based on the design of this Bachelor's thesis.</p>	
Keywords	motorcycle chain, chain lubricants

## Sisällys

1	Johdanto	1
2	Ketjuvälitykset	1
2.1	Yleiskuvaus	1
2.2	Ketjut	2
2.3	O- ja X-rengasketjut	3
3	Testauksen luonnostelu	4
3.1	Mitattavat asiat	5
3.2	Mittausmenetelmät	6
3.3	Käyttöolosuhteiden simulointia	6
3.4	Ketjupyörät ja ketjut	8
3.4.1	Voimat ketjussa	9
3.4.2	Kuinka saadaan eroja	15
4	Laitteistovaihtoehdot	15
4.1	Sähkömoottori ja jarru	16
4.1.1	Laitteiston vaatimukset	16
4.1.2	Stuska XS-111 -vesijarru	16
4.1.3	Vesijarrun toiminta	17
4.1.4	Pyörrevirtajarru	19
4.2	Sisäinen jännitys	19
5	Laitteiston kehitys	19
5.1	Yleistä	19
5.2	Järjestelmän jousivoima	20
5.3	Jännityksen luominen järjestelmään	20
5.4	Laitteiston tehon tarve	21
5.5	Vääntösauvan mitoitus	22
5.6	Ketjupyörän kiinnitys vääntösauvaan	25
5.7	Holkin mitoitus	26
5.8	Etuakseli	27
5.8.1	Ketjupyörien kiinnitys etuakseliin	27
5.8.2	Etuakselin voimansiirto	28
5.8.3	Kiilauran mitoitus	28
5.9	Ketjupyörien akseliväli	32

5.10	Laakerivalinnat	33
5.11	Laitteiston kokoonpano	36
6	Alustava testaussuunnitelma	36
7	Yhteenveto	38
	Lähteet	39
	Liitteet	
	Liite 1. Tekniset piirustukset	

## 1 Johdanto

Tämän opinnäytetyön tavoitteena on suunnitella ketjujen testauslaitteisto, jossa voidaan suorittaa moottoripyörien ketjurasvojen vertailutesti luotettavasti. Opinnäytetyön tilaajana on Metropolia Ammattikorkeakoulun koulutuspäällikkö Heikki Parviainen. Parviainen toimii freelance-kirjoittajana Tekniikan Maailma -aikakauslehteen, jossa ketjurasvojen vertailutestille olisi tarvetta. Ketjurasvojen vertailutestiä ei ole aiemmin lehdessä julkaistu.

Laitteiston suunnittelun osalta olennaista oli testauksen suunnittelu ja simulointi. Suunnittelussa tuli hahmottaa myös tulevaa testausohjelmaa. Suunnittelussa otettiin myös huomioon, mitä ketjurasvojen testaaminen vaatii laitteistolta.

Ketjujen testauslaitteiston suunnittelussa otettiin huomioon olosuhteet, joissa moottoripyörän ketju todellisuudessa toimii. Laitteisto suunniteltiin niin, että sillä on mahdollista saada luotettavia testaustuloksia. Laitteistosta tehtiin kokoonpanokuvat sekä tekniset piirustukset, joiden pohjalta laitteisto voidaan rakentaa.

## 2 Ketjuvälitykset

### 2.1 Yleiskuvaus

Ennen varsinaista testauksen suunnittelua on tarpeellista tuntea ketjuvälityksen toiminta sekä rakenneosat. On myös hyvä tuntea, mitkä ominaisuudet tekevät ketjuvälityksestä yhä yleisen.

Ketjuvälitys on ketjupyörien ja ketjun muodostama välitys, jota käytetään voimansiirrossa. Ketjuvälityksissä voidaan käyttää useita ketjupyöriä tai useita ketjuja rinnakkain. Ketjuvälitys voi yhdistää kaksi akselia tai useampia akseleita toisiinsa. Ensio- ja toisio-akselit ovat yhdensuuntaiset sekä useimmiten vaakasuorassa toisiinsa nähden. [1, s. 569.]

Ketjuvälityksen suurimmat kilpailijat ovat hammaspyörä- ja hihnavälitykset. Ketjuvälitystä voidaan pitää vanhanaikaisena, mutta sillä on myös korvaamattomia ominaisuuksia, joiden takia se soveltuu erinomaisesti tiettyihin sovelluksiin. Lisäksi ketjujen osien tarkkuus ja laatu ovat kehittyneet. Ketjuvälitykset ovat erittäin yleisiä polkupyörissä sekä yleisin voimansiirron toteutus moottoripyörissä. Ketjuvälityksen hyviä ominaisuuksia ovat seuraavat: [1, s. 569–570.]

- hyvä hyötysuhde
- toimii huonoissa olosuhteissa (hiekkä, muta), mutta kulumisen tällöin nopeampaa
- ei luistoa, vaikka välitys joustaa hieman
- yksinkertainen ja edullinen
- standardiosien saatavuus hyvä kaikkialla.

Ketjuvälityksen huonoja puolia ovat:

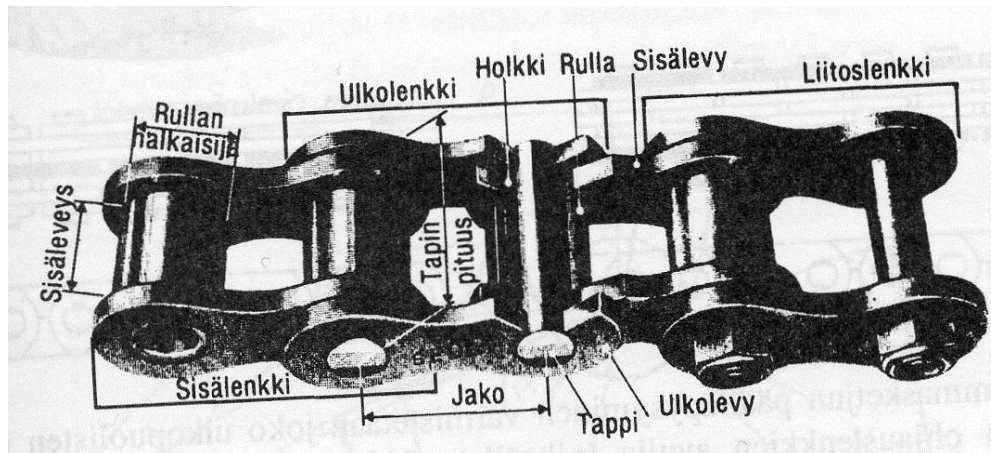
- voitelun tarve
- melu
- käyttöikä rajoitettu osien kulumisen ja ketjun venymisen myötä
- välyksellinen, lisääntyy kulumisen myötä.

Etenkin hyvien ominaisuuksiensa puolesta ketjuvälitys soveltuu erinomaisesti moottoripyöriin. Hyvällä huolenpidolla ketjun käyttöikä ei ole ongelma moottoripyöräkäytössä.

## 2.2 Ketjut

Käyttötarkoitus määrää ketjun rakenteen. Voimansiirtoketjujen yleisin ketjurakenne on rullaketju. Rullaketjun sivulevyissä on kaksi reikää, joista menee tapit lävitse. Tappien

välistä etäisyyttä kutsutaan ketjujakoiksi, mikä voidaan myös havaita kuvasta 1. Tapin ympärillä on holkki. Holkki on ympäröity hiotulla ja karkaistulla rullalla. [1, s. 571.]



Kuva 1. Rullaketjun osat [1, s. 571]

Rullaketjun siirtäessä voimaa tapahtuu ketjun ja hampaan välinen ryntö vierimällä. Voitelukalvo muodostuu rullan ja holkin välille sekä holkin ja tapin välille [1, s. 571.]

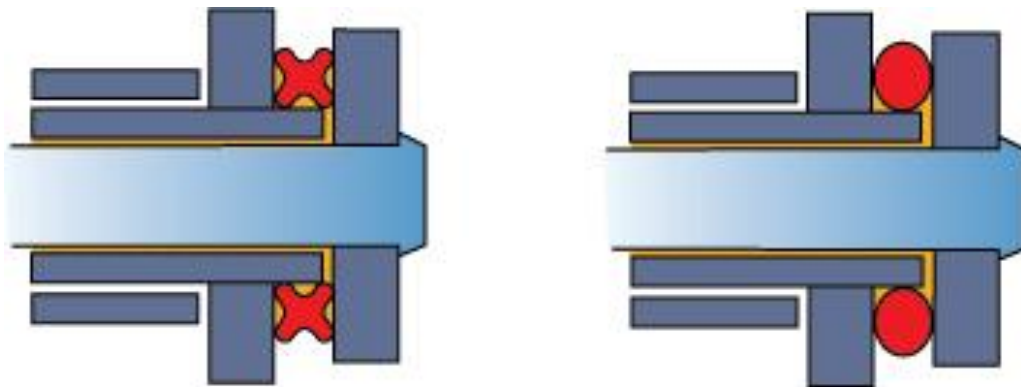
Ketjut luokitellaan ketjun koon ja vahvuuden mukaisesti. Samalla ketjun koko vaikuttaa myös ketjupyörän hampaiden mittoihin. Moottoripyöräkäytössä puhutaan esimerkiksi ketjujaoista 520 ja 530. Luku 5 tarkoittaa ketjujakoja, joka on kyseisissä ketjunumeroissa 5/8 tuumaa eli 15,875 millimetriä. Luvut 20 ja 30 määrittävät ketjun sisäleveyden, joka on esimerkiksi 530-ketjulle 3/8 tuumaa eli 9,525 millimetriä. Vastaavasti 520-ketjulle sisäleveys on 1/4 tuumaa eli 6,35 millimetriä. [2.]

### 2.3 O- ja X-rengasketjut

Nykyään moottoripyörien tehot ovat suuria. Tämä vaatii myös ketjulta paljon. Ketjut on kehitetty kestäämään kovaa kulutusta ja nykyään valtaosassa moottoripyöristä käytetään O- tai X-rengasketjuja. Näissä ketjutyypeissä on tehdasasennettu rasva tapin ja holkin välillä. Sisälevyn ja ulkolevyn väliin tulee tiivisterengas, joka pitää rasvan sisäpuolella ja estää lian pääsemisen ketjun ja tapin väliin. [3.]



O- ja X-rengasketjut eroavat toisistaan tiivistemuodolta. Kuva 2 havainnollistaa hyvin tiivisteiden eroavaisuutta. O-rengas puristuu sisälevyn ja ulkolevyn väliin ja sillä on vain kaksi tiivistävää pintaa levyjen välillä. X-rengas kiertyy sisälevyn ja ulkolevyn välillä ja sillä on neljä tiivistävää pintaa levyjen välillä. [4.]



Kuva 2. X- ja O-rengasketjujen tiiviste-erot [3]

O- ja X-rengasketjujen pysyvä voitelukalvo tapin ja holkin välissä on suuri etu verrattuna tavalliseen rullaketjuun. Näin ollen ulkopuolista voitelua tarvitaan vain rullan ja ketjupyörän hampaan välille. Tavallisessa rullaketjussa ulkopuolinen voitelu tulee saada ulottumaan myös tapin ja holkin välille. Tämä voi jäädä puutteelliseksi. Tämän vuoksi O- ja X-rengasketjujen käyttöikä on huomattavasti pitempi verrattuna tavalliseen rullaketjuun.

### 3 Testauksen luonnostelu

Tarkoituksena on tutkia eri ketjusprayvoiteluaineita. Testauksen tavoitteena on laittaa voiteluaineet paremmuusjärjestykseen. Ennen testaamista tai testilaitteiston rakentamista täytyy suunnitella testaus hyvin ja miettiä, mitä todella halutaan mitata. Testauksen tulee myös simuloida mahdollisimman hyvin todellista käyttötilannetta. Testauksen suunnittelu vaikuttaa myös olennaisesti laitteiston suunnitteluun.

Käytännössä ketjujen testauslaitteistoa ei saada vastaamaan täysin todellista tilannetta, joten kompromisseja täytyy tehdä. Testauksen suunnittelussa täytyy ottaa huomioon ne tekijät, joilla voi olla negatiivisia vaikutuksia testaustuloksiin. Tässä negatiivisilla

vaikutuksilla tarkoitetaan niitä tekijöitä, joilla testaustulokset eivät ole verrattavissa todelliseen tilanteeseen.

Testaamisessa luodaan olosuhteet mahdollisimman hyviksi. Testitapahtumien tulee olla riippumattomia toisistaan. Lisäksi otetaan huomioon mahdolliset häiriötekijät eli ketjurasvasta riippumattomat tekijät, jotka voivat aiheuttaa virheitä testaustuloksiin.

Vaikka olosuhteet olisivat hyvät, siitä huolimatta jokainen testitulokset on erilainen, vaikka testi tehtäisiin aina samalla ketjulla ja voiteluaineella. Tätä tulosten vaihtelua kutsutaan satunnaisiksi vaihteluksi. Satunnaisen vaihtelun selvittämiseksi tarvitaan joukko testituloksia, joista voidaan selvittää satunnainen vaihtelu normaalijakauman avulla. Tämän jälkeen voidaan laskea, kuinka monta testiä tarvitaan luotettavien tulosten saamiseen. Tämän perusteella voidaan myös päätellä, mitkä tulokset ovat järkeviä ja mitä tuloksia voidaan pitää kelvottomina johtuen esimerkiksi mittausvirheestä. [5.]

### 3.1 Mitattavat asiat

Voiteluaineen tehtävä on vähentää ketjujen ja ketjupyörien kulumista. Näin ollen ensimmäinen mitattava tekijä on kuluminen. Lukiessa moottoripyöräilyyn suunnattuja keskustelupalstoja on kaksi asiaa, joita moottoripyöräilijät vaativat hyvältä voiteluaineelta:

1. voiteluaine suojaa hyvin kulumiselta
2. voiteluaine pysyy hyvin ketjussa likaamatta takavannetta.

Keskustelupalstoja lukiessa tulee olla kriittinen. Tässä tapauksessa voidaan kuitenkin pitää edellä esitettyjä voiteluaineen ominaisuuksia järkevinä. Ensimmäinen vaatimus on perusteltu, sillä se on juuri voiteluaineen tehtävä. Myös toinen vaatimus on aiheellinen, sillä voiteluaineen irrotessa ketjusta voitelu huononee ja kuluminen lisääntyy. Lisäksi voiteluaineen voimakas roiskuminen likaa moottoripyörän takavanteen.

Mitattaviksi tekijöiksi valitaan:

1. kuluminen

## 2. roiskuminen.

### 3.2 Mittausmenetelmät

Ketjun nivelkohtien kuluessa ketju venyy. Venynyt ketju pyrkii kiipeämään hampaan kylkeä pitkin, koska ketju ei enää asetu suunnitellulle jakohalkaisijalle. Ketju voidaan katsoa huonoksi, kun sen venymä on yli 3 %. [1, s. 576.] Näin ollen mitataan ketjun venymää. Mittaus toteutetaan mittaamalla ketjun pituus ennen testausta ja testauksen jälkeen. Tästä saadaan laskettua ketjun venymä prosenteissa.

Ketjupyörät kestävät kulutusta enemmän kuin ketju, mutta myös ketjupyörissä esiintyy kulumista. Kulumista voidaan verrata suoraan ketjupyöristä irronneen materiaalin määrään eli massaan. Ketjupyörän massa mitataan ennen testausta ja testauksen jälkeen, mistä saadaan selville kuluneen materiaalin määrä prosenteissa.

Seuraavia asioita mitataan:

1. ketjun venymä
2. rattaiden massa.

Voiteluaineen roiskumisen tutkimiseen riittää silmämääräinen tarkastelu. Tähän sopiva menetelmä on esimerkiksi kopiopapereiden asettaminen sopivalle etäisyydelle pyörivästä ketjusta. Menetelmä on riittävä kuvaamaan ketjuista irronneen voiteluaineen määrää.

### 3.3 Käyttöolosuhteiden simulointia

Todellisessa tilanteessa moottoripyörän ketju on tekemisissä veden ja lian kanssa, joten vesi ja lika otetaan huomioon testauslaitteiston suunnittelussa. Liaksi voidaan luokitella muun muassa pöly, hiekka ja muta. Metropolia Ammattikorkeakoululla on testaamiseen tarkoitettua testipölyä, jota voidaan käyttää ketjujen testauksessa. Vesi tuodaan ketjuun suuttimella, jolla annostellaan haluttu veden määrä.

Testipölyn tuominen ketjulle on ongelmallisempaa, sillä testien tulee olla riippumattomia toisistaan. On siis varmistuttava siitä, että jokainen testattava ketju on yhtä lailla altistunut testipölylle. Mikäli testataan kahta ketjua rinnakkain, tulee molempien ketjujen olla yhtäläisesti testipölyn vaikutuksessa.

Ensimmäisessä vaihtoehdossa tehdään ketjutestauslaitteistolle kotelointi, johon laiteaan tuuletin esimerkiksi ketjun alapuolelle. Lisäksi koteloinnin alaosa tulisi olla viistomuotoinen, jolloin testipöly valuisi alas tuulettimelle ja näin kiertäisi systeemissä. Kotelon sisälle voidaan laittaa tietty määrä testipölyä, jolloin pöly tuuletuksen vaikutuksesta leijuu kotelon sisällä. Tässä vaihtoehdossa koteloinnin tulee olla tiivis, jotta testipöly pysyy kotelon sisällä.

Toisessa vaihtoehdossa tuodaan testipöly suoraan ketjulle esimerkiksi suuttimen avulla. Tällä tavalla voidaan varmistaa, että jokainen testattava ketju on yhtä lailla testipölyn vaikutuksessa. Testipölyn määrää täytyy kuitenkin säätää suuttimella ja sen etäisyydellä ketjusta. Jos testipölyä on liikaa ketjussa, se lisää ketjujen kulumista. Tämä taas vaikuttaa heikentävästi testaustuloksiin.

Moottoripyörällä ajettaessa lika ja hiekka kerääntyvät pikkuhiljaa ketjuun. Ketjua kuitenkin tulee pestä ja rasvata siihen kuuluvilla kemikaaleilla sopivin väliajoin. Testaamisessa ketjua ei ole järkevää pestä kesken testiajon, koska tällöin tulee helposti eroja tuloksiin. Tämän vuoksi on järkevää tuoda testipöly testauksen loppuvaiheessa ketjuun.

Ketjua tulee kuitenkin rasvata. Muussa tapauksessa on vaarana, että öljykalvo häviää rullan ja hampaan väliltä. Ongelmallista on toteuttaa ketjujen rasvaus yhtäläisesti jokaisessa testissä. Markkinoilla on tarjolla automaattisia ketjuvoitelijoita. Laitteessa on säiliö, johon kaadetaan öljy. Laitteisto tiputtaa suuttimen avulla öljyä ketjun päälle tiettyin väliajoin. Tällä menetelmällä saadaan täysin yhtäläinen voitelu kaikille testattaville ketjuille.

Testauksessa halutaan kuitenkin käyttää ketjusprayrasvoja, jolloin voiteluaine sumutuksen ansiosta tunkeutuu voideltaviin kohtiin. Voitelun saaminen tasapuolisesti jokaiseen testiin on hankalaa. Tämä voidaan toteuttaa seuraavalla tavalla: voideltaessa pidetään ketjuspraypulloa aina samalla etäisyydellä ketjusta ja samassa kulmassa ketjuun nähden. Voideltaessa pidetään ketjuspraypullon liipaisin pohjassa ja pyöritetään

ketjua yksi kierros tietyllä pyörimisnopeudella. Lisävarmuutta saadaan, kun voitelun suorittaa sama henkilö jokaisessa testauksessa.

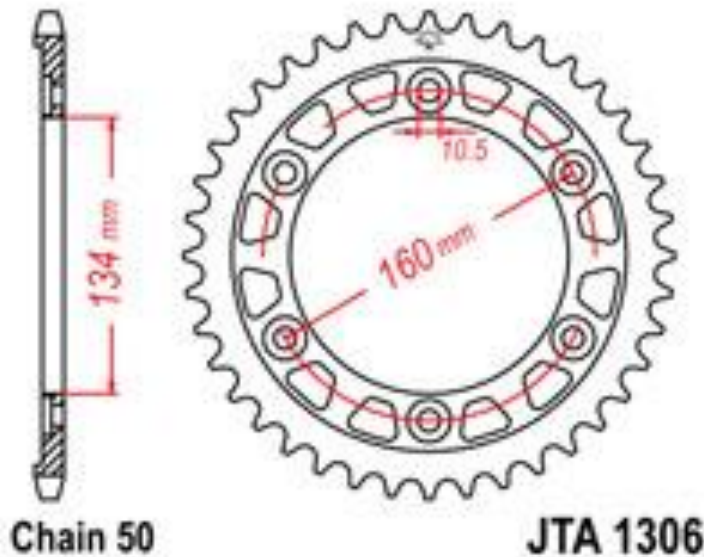
Laitteisto tulee myös olla helposti puhdistettavissa testien välillä. Lisäksi laitteisto tarvitsee koteloinnin testipölyn ja veden takia. Ketjujen alapuolelle voidaan toteuttaa pellistä kotelo, johon vesi ja lika valuvat. Kotelossa tulee olla reikä, josta vesi saadaan valutettua pois.

### 3.4 Ketjupyörät ja ketjut

Testauksessa halutaan käyttää O- tai X-rengasketjuja. Laitteistossa testataan ketjurasvoja, mutta halutaan ketjujen olevan tasalaatuisia. Jos ketjuissa esiintyy laadullisia eroja, vaikuttaa se negatiivisesti testaustuloksiin. D.I.D Chain on merkittävä moottoripyörien tarviketekjuvalmistaja. Ketjujen jälleenmyyjinä Suomessa toimivat muun muassa All Right Finland Oy sekä Motonet. On edullista käyttää tämän ketjuvalmistajan ketjuja testauksessa.

JT Sprockets on merkittävä moottoripyörien ketjurattaisiin erikoistunut valmistaja. ketjurattaita jälleenmyy Suomessa muun muassa All Right Finland Oy sekä Motonet. Tämän valmistajan ketjurattaita voidaan käyttää laitteistossa. Valmistajan Internet-sivustolta löytyy lähes jokaiseen moottoripyörämalliin ketjurattaat sekä niiden mitat. Ketjurattaiden mitoilla on suuri merkitys testauslaitteistoa suunniteltaessa. Tämän opinnäytetyön luvussa 5 esitelty laitteisto vaatii suuremmalta ketjurattaalta suuren sisäreiän halkaisijan. Tämän lisäksi valitaan ketjurattaat yleisestä moottoripyörämallista, jolloin varaosien saatavuus on hyvä.

Edellä mainitut ominaisuudet täyttävä takaratas löytyy Honda CBR 1000RR vm. 2008—2013 -mallisesta moottoripyörästä (kuva 3).



Kuva 3. Honda CBR 1000RR vm. 2008–2013 takaratas [6]

### 3.4.1 Voimat ketjussa

Ketjussa vaikuttavat voimat vaihtelevat jatkuvasti moottoripyörällä ajettaessa. Tähän vaikuttavat muun muassa moottorin vääntömomentti, pyörimisnopeus sekä kytkettynä oleva vaihde. Lisää kuormitusta ketjuihin tuovat vaihteiden vaihdot, jolloin ketju ensin löystyy ja sitten kiristyy uudelleen. Myös taka-akselin pystysuuntainen jousto vaikuttaa ketjun kireyteen. Tätä kaikkea ei voida kuitenkaan ketjujen testauslaitteistolla toteuttaa.

Ketjulaitteiston tehtävänä on tuottaa riittävä vääntömomentti ketjulle, jotta ketju kuluu. Ketjun pyörimisnopeuden on oltava riittävä, jolloin voidaan tutkia ketjurasvan roiskumista ketjusta. Kun halutaan tutkia ketjurasvan roiskumista ketjusta, täytyy tietää ketjupyörien pyörimisnopeudet todellisessa ajotilanteessa. On myös oleellista laskea, millaista vääntömomenttia ketjupyörillä voi parhaimmillaan esiintyä, mikä auttaa laitteiston suunnittelussa.

Laskuissa käytetään samaa moottoripyörämallia, jonka ketjuja on tarkoitus käyttää laitteistossa. Lähtötietoina tarvitaan vaihteiston välityssuhteet, ketjuvälityksen välityssuhde, moottorin teho sekä takarenkaan säde. Tarvittavat lähtötiedot on esitetty taulukoissa 1 ja 2. Taulukossa 1 on moottoripyörän maksimiteho ja maksimivääntömomentti tietyllä moottorin pyörimisnopeudella. Taulukossa 2 on moottoripyörän vaihteiston välityssuhteet.

Taulukko 1. Moottoripyörän tiedot [7]

Honda CBR 1000 RR vm. 2012		Kierrosluku
Teho	131 kW	12 000 rpm
Vääntömomentti	112 Nm	8500 rpm

Taulukko 2. Moottoripyörän välityssuhteet, Honda CBR 1000RR Fireblade, vm. 2008 [8]

Vaihde	Välityssuhde
1. Vaihde	2,286
2. Vaihde	1,778
3. Vaihde	1,500
4. Vaihde	1,333
5. Vaihde	1,214
6. Vaihde	1,138

Moottoripyörän vaihteistossa oleva ensiövälytys on tarkasteltavassa moottoripyörässä 1,717. Tämän lisäksi välityksiin vaikuttavat ketjurattaiden koot eli ketjuvälytys. Kyseisessä moottoripyörässä eturattaan koko on 16 ja takarattaan koko 42. [8]. Luvut kertovat kuinka monta hammasta rattaassa on.

Ketjuvälytys saadaan laskettua kaavalla 1 [1, s. 578]:

$$i = \frac{z_2}{z_1} \quad i = \frac{42}{16} = 2,625, \quad (1)$$

missä

$i$  on välityssuhde

$z_2$  on suuremman ketjupyörän hampaiden lukumäärä

$z_1$  on pienemmän ketjupyörän hampaiden lukumäärä.

Ketjuvälitykseksi saadaan 2,625 kaavan 1 avulla. Näillä tiedoilla on mahdollista laskea eturattaan tarvittava pyörimisnopeus. Tätä tietoa tarvitaan sähkömoottoria valitessa. Tästä edelleen voidaan laskea takarattaan pyörimisnopeus sekä moottoripyörän laskennallinen nopeus.

Rattaiden pyörimisnopeuksien sekä moottoripyörän laskennallisen nopeuden määrittämiseen tarvitaan seuraavia kaavoja:

$$i_{kok} = i_{ensiö} * i_{toisio}, \quad (2)$$

missä

$i_{kok}$  on kokonaisvälityssuhde

$i_{ensiö}$  on ensiövälytys moottoripyörän vaihdelaatikossa

$i_{toisio}$  on vaihteen välityssuhde.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (3)$$

missä

$n_1$  on pienemmän rattaan pyörimisnopeus [rpm]

$n_2$  on suuremman rattaan pyörimisnopeus [rpm].

$$v = n * 2 * \pi * r, \quad (4)$$

missä

$v$  on moottoripyörän nopeus [m/s]

$n$  on takarattaan pyörimisnopeus [1/s]



$r$  on renkaan säde.

Moottoripyörän laskennallisen nopeuden määrittämiseen tarvitaan lähtötietona moottoripyörän takarenkään säteen mitta. Tarkasteltavan moottoripyörämallin renkaan koko on 190/50/17. Luku 190 on renkaan leveys millimetreissä. Luku 50 on renkaan profiilisuhde, joka on prosenttiluku renkaan leveydestä. Luku 17 on vanteen halkaisija tuumissa. Näillä tiedoilla voidaan laskea renkaan säde.

$$r = \frac{b_r * p_r + d_r}{2}, \quad (5)$$

missä

$b_r$  on renkaan leveys [mm]

$p_r$  on renkaan profiilisuhde

$d_r$  on renkaan halkaisija [mm].

Taulukossa 3 on laskettu ketjurattaiden pyörimisnopeudet sekä moottoripyörän laskennallinen nopeus, kun moottorin pyörimisnopeus on 5500 kierrosta minuutissa. Laskutoimituksissa on käytetty Microsoft Excel -taulukkolaskentaohjelmaa sekä yllä olevia kaavoja.

Taulukko 3. Moottoripyörän nopeus sekä rattaiden pyörimisnopeudet

Vaihde	Eturattaan rpm	Takarattaan rpm	Nopeus (km/h)
1. vaihde	1401	534	63
2. vaihde	1802	686	80
3. vaihde	2136	814	95
4. vaihde	2402	915	107
5. vaihde	2638	1005	118
6. vaihde	2815	1072	126

Taulukosta voidaan havaita, että kun moottorin pyörimisnopeus on 5500 kierrosta minuutissa, on eturattaan pyörimisnopeus 6. vaihteella 2815 kierrosta minuutissa. Tästä

edelleen takarattaan pyörimisnopeus on 1072 kierrosta minuutissa ja moottoripyörän laskennallinen nopeus 126 kilometriä tunnissa. Tällöin ketjujen testauslaitteiston etuakselin pyörimisnopeudeksi riittää 2800 kierrosta minuutissa, koska suurin sallittu ajonopeus Suomen tieliikenteessä on 120 kilometriä tunnissa. Tätä pyörimisnopeutta voidaan käyttää, kun tutkitaan ketjurasvan roiskumista ketjupyörältä. Laskelmien perusteella sähkömoottorin suurimmaksi pyörimisnopeudeksi riittää 2800 kierrosta minuutissa

Tästä edelleen voidaan laskea, kuinka suuria vääntömomenteja ketjupyörissä voi esiintyä todellisessa käytössä. Normaalissa tasaisessa ajotilanteessa moottorin teho menee ajovastuksien voittamiseen, jolloin ketjut kuormittuvat suhteellisen vähän. Testauksen kannalta halutaan liikkua äärirajoilla, jolloin lasketaan kuinka suuri vääntömomentti ketjupyörillä voi laskennallisesti esiintyä. Tässä tarvitaan lähtötietoina välityssuhteet sekä moottorin teho tai vääntömomentti tietyllä kierrosalueella. Osittain voidaan käyttää aiemmin esiintyneitä laskentakaavoja. Lisäksi tarvitaan kaava 6.

$$M = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n}, \quad (6)$$

missä

M on vääntömomentti [Nm]

P on teho [W]

n on pyörimisnopeus [rpm].

Rullaketjuvälityksen hyötysuhde on yleensä 96–98 % [1, s. 575]. Lisätään tähän kytkimen ja vaihteiston häviöt, jolloin voidaan valita kokonaishyötysuhteeksi 0,9 [9, s. 17]. Lasketaan esimerkiksi, kuinka suuri vääntömomentti takarattaalla voi laskennallisesti esiintyä. Seuraavassa on laskettu kaavoja 3 ja 6 käyttäen ensin eturattaan pyörimisnopeus, seuraavaksi takarattaan pyörimisnopeus ja lopuksi takarenkaalla esiintyvä vääntömomentti. Laskutoimitukset on tehty moottoripyörän huipputehon alueella sekä 1. vaihteella.

$$n_1 = \frac{12\,000 \text{ rpm}}{3,925} = 3058 \text{ rpm}$$

$$n_2 = \frac{3058 \text{ rpm}}{2,625} = 1165 \text{ rpm}$$

$$M = \frac{131000 \text{ w} * 0,9}{2 * \pi * \frac{1165 \text{ 1/min}}{60 \text{ s}}} = 967 \text{ Nm}$$

Laskennallisesti takarenkaalla voisi esiintyä moottorin huipputehon alueella 967 newtonmetrin vääntömomentti. Vääntömomentti olisi vielä suurempi, jos sama laskettaisiin kierrosalueella, jolloin moottorin vääntömomentti on korkeimmillaan. Näin suurta vääntömomenttia ei kuitenkaan tavallisella moottoripyörällä saada välitettyä tiehen. Tähän vaikuttaa muun muassa moottoripyörän massa, painopiste, akseliväli sekä kitkakerroin. Esimerkiksi lasketaan suuntaa antava laskelma, kuinka paljon kyseinen moottoripyörä voi siirtää vääntömomenttia tiehen.

$$M = F_T * \mu * r, \tag{7}$$

missä

M on tiehen kytkettävä vääntömomentti [Nm]

$F_T$  on takarenkaan tukivoima [N]

r on moottoripyörän renkaan säde [m].

Tarkasteltavan moottoripyörän kuivapaino on 199 kilogrammaa. Oletetaan kuljettajan painoksi 81 kilogrammaa, jolloin yhdistelmän yhteispaino on 280 kilogrammaa. Painosuhteella 50/50 takarenkaan tukivoima olisi 140 kilogrammaa. Dynaamisen painonsiirron ansiosta takapyörälle siirtyy massaa, kun moottoripyörällä kiihdytetään. Tämä voitaisiin laskea tarkasti, mikäli tiedettäisiin moottoripyörän painopiste. On kuitenkin riittävää laskea karkeasti, jolloin tiedetään, minkä suuruusluokan vääntömomentti voidaan välittää renkaan avulla tiehen. Oletetaan dynaamisesta painonsiirrosta johtuen tukivoimaksi takarenkaalle 200 kilogrammaa. Valitaan kitkakertoimeksi 0,8.

$$M = 200 \text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 0,8 * 0,3109 \text{ m} = 488 \text{ Nm}$$

Tiedetään karkeasti, kuinka suuria vääntömomenteja moottoripyörän ketjupyörissä voi esiintyä. Kyseiset laskelmat auttavat määrittämään ketjujen testauksessa käytettävän vääntömomentin suuruutta.

### 3.4.2 Kuinka saadaan eroja

On tärkeää löytää todellisia eroja ketjusprayrasvojen välillä. Nykyiset moottoripyöräketjut kestävät pitkään kulutusta. Tämä vaatii testauksen viemistä äärirajoille. Käytännössä ketjua tulee kuormittaa mahdollisimman suurella vääntömomentilla, jotta saadaan eroja ketjusprayrasvojen välille sekä minimoidaan testaukseen kuluva aika. Ketjuja ei voida kuitenkaan kuormittaa liian suurella momentilla, koska tällöin on vaarana voitelukalvon häviäminen kuormituskohdista.

Voitelukalvo on ketjupyörän hampaiden ja ketjun tapin välissä oleva kalvo. Kun ketjuvoimaa lisätään, voitelukalvon paksuus ohenee. Kun ketjuvoimaa lisätään tarpeeksi, voitelukalvo katoaa ja kosketuksessa on metalli vasten metallia.

Testauksessa halutaan käyttää mahdollisimman suurta vääntömomenttia kuitenkin menettämättä voitelukalvoa. Vääntömomentin suuruuteen vaikuttaa myös laitteiston mahdollisuus tuottaa vääntömomenttia. Oletetaan aiempien laskutoimitusten perusteella, että 500 newtonmetrin vääntömomentti on suuruusluokaltaan sopiva ketjujen testauslaitteistoon. Tällöin tiedetään käyttää karkeasti suurinta vääntömomenttia, minkä moottoripyörä voi välittää tiehen. Näin ollen ketjurasvan tulisi säilyttää ominaisuutensa kyseisellä vääntömomentilla.

## 4 Laitteistovaihtoehdot

Laitteiston tulee olla edullinen sekä luotettava. Luotettavalla tarkoitetaan, että sillä saavutetaan luotettavia mittaustuloksia. Laitteiston tulee myös simuloida mahdollisimman hyvin todellista tilannetta sekä tuottaa riittävä vääntömomentti ketjulle. Laskutoimitusten perusteella laitteiston tulee tuottaa vähintään 500 newtonmetrin vääntömomentti ketjulle.

## 4.1 Sähkömoottori ja jarru

### 4.1.1 Laitteiston vaatimukset

Ensimmäisessä vaihtoehdossa ketjuvälitystä pyörittää riittävän kokoinen sähkömoottori ja vääntömomentti ketjuun saadaan jarruttamalla ketjua. Tämä laitteisto vaatii suuren sähkömoottorin sekä jarrun toimiakseen. Jarru on yksittäin ketjujen testauslaitteistoon hankittuna kallis investointi. Jarrua on kuitenkin mahdollista käyttää muissa sovelluksissa ja projekteissa tulevaisuudessa. Tarvittava sähkömoottorin teho, mikäli ketjua jarruttava kuorma on 500 newtonmetriä suuremmalla rattaalla, saadaan laskettua kaavalla 6. Vääntömomentti eturattaalla on aiemmin lasketun ketjuvälityksen verran pienempi. Käytetään laskelmissa eturattaalle tuotettua pyörimisnopeutta 2800 kierrosta minuutissa.

$$M_{etu} = \frac{500 \text{ Nm}}{2,625} = 190 \text{ Nm},$$

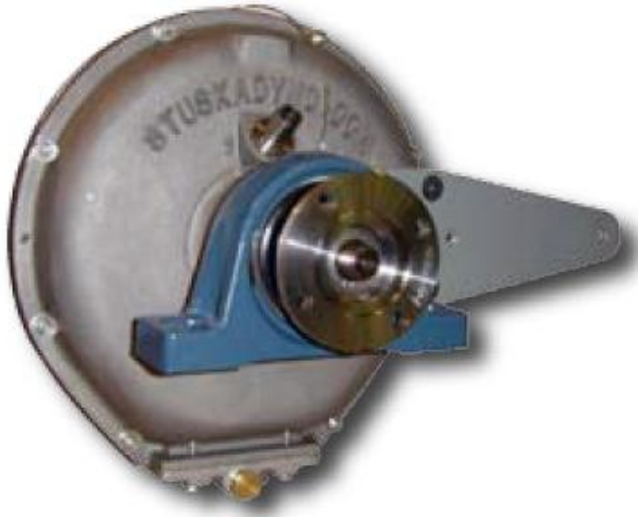
missä  $M_{etu}$  on vääntömomentin suuruus eturattaalla [Nm].

$$P = 190 \text{ Nm} * 2 * \pi * \left( \frac{2800 \text{ rpm}}{60 \text{ s}} \right) = 55,7 \text{ kW}$$

Kyseinen laitteisto vaatii laskelmien perusteella sähkömoottorin, joka pystyy tuottamaan 55,7 kilowatin suuruisen tehon. Kyseessä on tällöin suuri sähkömoottori.

### 4.1.2 Stuska XS-111 -vesijarru

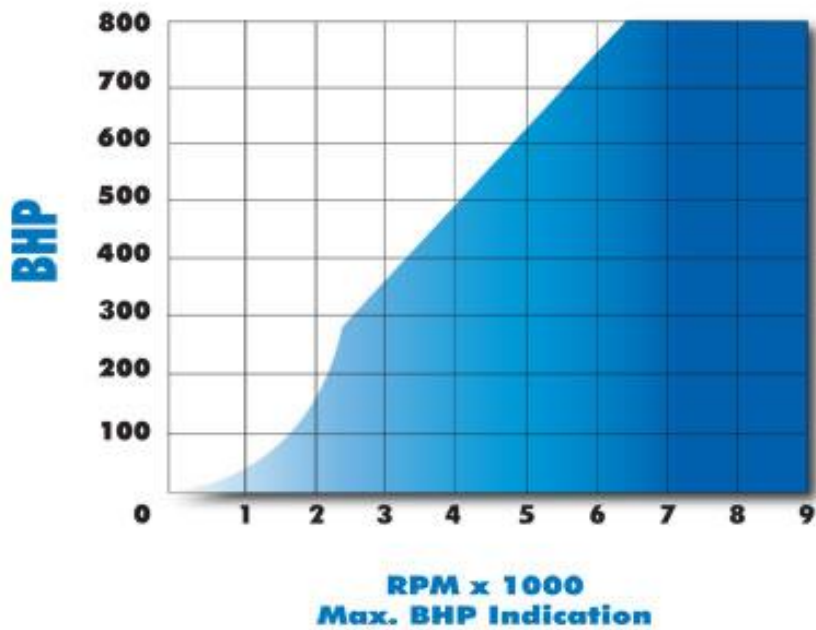
Laitteistovaihtoehto vaatii myös jarrun, jolla tuotetaan vääntömomentti ketjulle. Vesijarru on edullinen jarruvaihtoehto käytettäväksi ketjujen testauslaitteistossa. Alankomaisessa toimiva Pro Tech Service & Engineering on Stuska Dynamometers -vesijarrujen (kuva 4) jälleenmyyjä.



Kuva 4. Stuska XS-111 -vesijarru [10]

#### 4.1.3 Vesijarrun toiminta

Vesijarrun läpi johdetaan vettä, jota jarruttaa vesijarrun sisällä oleva turbiinijärjestelmä. Turbiinin häviöiden vuoksi jarrutus on hyvin epätasaista matalilla kierrosluvuilla, joka voidaan havaita kuvasta 5 [10].



Kuva 5. Stuska XS-111 -vesijarrun tehokuvaaja [10]

Kuvasta 5 voidaan havaita, että jarru ei anna vastusta matalilla kierroksilla. Kun kierrokset ovat 2000 – 3000 kierrosta minuutissa, jarru alkaa toimia.

Testauslaitteistossa sähkömoottori pyörittää noin 2800 kierrosta minuutissa etuakselia, jossa on kiinni pieni ketjuratas. Tällöin takarattaan pyörimisnopeus on ketjuvälityksen verran pienempi ja lasketaan kaavalla 3:

$$n_2 = \frac{2800 \text{ rpm}}{2,625} = 1065 \text{ rpm}$$

Taka-akselin pyörimisnopeus on näin ollen 1065 kierrosta minuutissa. Tämä pyörimisnopeus ei selvästi riitä, mikäli halutaan käyttää Stuska XS-111 -vesijarrua vääntömomentin tuottamiseen.

Ratkaisuksi on kaksi vaihtoehtoa. Ensimmäisessä vaihtoehdossa sähkömoottorilla pyöritetään isompaa ketjupyörää 1065 kierrosta minuutissa, jolloin pienemmän ketjupyörän pyörimisnopeus on 2800 kierrosta minuutissa. Tällöin voidaan jarruttaa pienempää ketjupyörää, jolloin vesijarrun toiminta-alue on riittävä. Todellisuudessa moottoripyörässä kuitenkin pyöritetään aina pienemmällä ketjupyörällä isompaa ketjupyörää. Tällöin laitteisto ei aivan kuvaisi todellisuutta. Ei voida olla aivan varmoja, vaikuttaisiko tämä tuloksiin.

Toisessa vaihtoehdossa lisätään ketjupyörän rinnalle toinen ketjuvälitys. Tässä laitteistossa sähkömoottori pyörittää etuakselia, jossa on pieni ketjupyörä. Taka-akselilla on suurempi ketjupyörä, joka on kytketty akselilla toiseen suureen ketjupyörään, josta taas voima välittyy ketjun avulla toiselle pienelle ketjupyörälle. Tämän ketjupyörän pyörimisnopeus on myös 2800 kierrosta minuutissa, ja sitä jarrutetaan vesijarrulla, jolloin voima kulkee myös toiselle ketjulle.

Kuvasta 5 voidaan havaita, että kierrosten ollessa 3000 kierrosta minuutissa saadaan jarrutustehoksi parhaimmillaan noin 320 bhp (Brake Horse Power). Tämä on noin 239 kilowattia. Kaavalla 6 voidaan laskea vastaava vääntömomentti:

$$M = \frac{239\,000 \text{ W}}{2 * \pi * \frac{2800 \text{ rpm}}{60 \text{ s}}} = 815 \text{ Nm}$$

Kyseisillä tiedoilla mahdolliseksi jarruttavaksi vääntömomentiksi saadaan 815 newtonmetriä. Tämä on varsin riittävä vääntömomentti ketjujen testauslaitteistoon.

Vesijarrun säätämiseen voidaan käyttää manuaalista venttiiliä, jolla säädetään veden virtausta. Valmistajalla on myös tarjolla automaattinen kuormansäätö. Tämä on kuitenkin tarpeeton ketjujen testauslaitteistoa ajatellen.

#### 4.1.4 Pyörrevirtajarru

Pro Tech Service and Engineering -yritys tarjoaa myös pyörrevirtajarrua käytettäväksi ketjujen testauslaitteistoon. Yritys tarjoaa vaihtoehdoksi jarrua, jolla pitkäkestoisessa testissä ja kuumissa olosuhteissa on mahdollista saavuttaa 500 newtonmetrin jarrutusvoima, kun pyörimisnopeus on 1000 kierrosta minuutissa. Pyörrevirtajarru on vesijarrua edullisempi vaihtoehto, mutta vaatii kuumat olosuhteet.

#### 4.2 Sisäinen jännitys

Varsinaisen laitteiston toinen vaihtoehto perustuu teknologiapäällikkö Pekka Hautalan ideaan. Tässä laitteistossa on kaksi ketjua rinnakkain, joihin luodaan sisäinen jännitys mekaanisesti. Tässä vaihtoehdossa ei tarvita jarrua luomaan vääntömomenttia ketjulle, vaan ketjulaitteistossa on jatkuva jännitystila.

Tämän järjestelmän suuria etuja ovat sen edullisuus, mielenkiintoinen rakenne sekä mahdollisuus testata kahta ketjua rinnakkain. Näiden etujen ansiosta päätettiin valita tämä vaihtoehto ketjujen testauslaitteistoon ja lähdettiin kehittämään sitä.

## 5 Laitteiston kehitys

### 5.1 Yleistä

Laitteistossa on kaksi ketjua rinnakkain. Tämä mahdollistaa aiemmin selitetyn satunnaisen vaihtelun määrittämisen niin, että toinen ketju on aina testattava ketju ja toisessa ketjussa pidetään aina samaa ketjurasvaa. Ketjusta, jossa on aina sama ketjurasva, saataisiin selville satunnainen vaihtelu.



Ongelmana on kuitenkin, että sisäisen jännityksen ansiosta toisessa ketjussa ketjun vapaa puoli on ylhäällä ja toisessa alhaalla. Moottoripyöräkäytössä ketjun vapaa puoli on aina alhaalla. Ei tiedetä varmuudella, toimiiko ketjurasva molemmissa ketjuissa samalla tavalla. Toisin sanoen ei voida olla varmoja, että molemmat ketjut käyttäytyvät testauksen kannalta identtisesti. Tämä voidaan havaita varsinaista testiä tehtäessä.

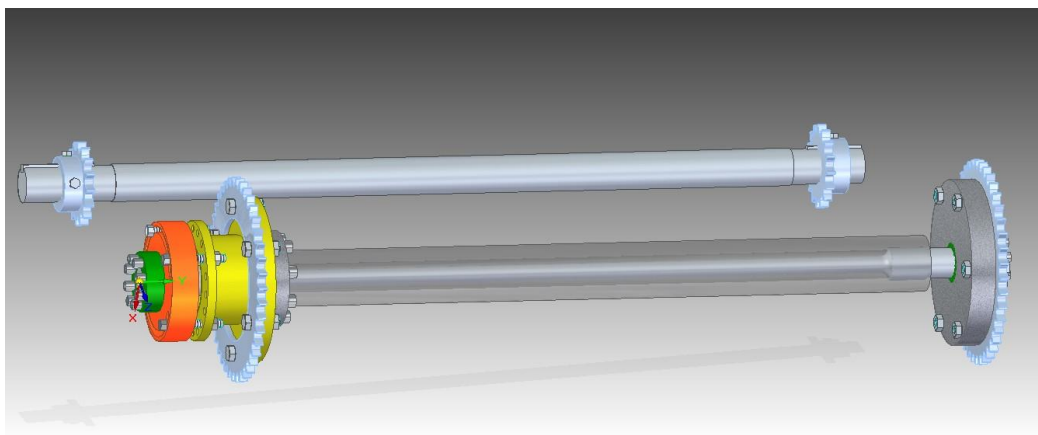
Jos toinen ketju käyttäytyy selvästi eri tavalla, on tehtävä ennen varsinaista testausta muutama koetesti, josta selviää satunnainen vaihtelu. Tällöin saadaan selville molempien ketjujen satunnaiset vaihtelut. Saatujen tulosten perusteella voidaan päättää, käytetäänkö molempia ketjuja testaukseen. Molemmat ketjut tulee kuitenkin vaihtaa jokaisen testattavan ketjurasvan välillä, sillä testausten täytyy olla riippumattomia toisistaan.

## 5.2 Järjestelmän jousivoima

Ketju venyy kuluessaan. Tämän ansiosta myös sisäinen jännitys laitteistossa muuttuu. Tähän on ratkaisuna jousivoiman lisääminen järjestelmään. Tämä on mahdollista toteuttaa vääntösauvan avulla. Valitaan tarpeeksi pitkä ja ohut vääntösauva esimerkiksi laitteiston taka-akselille, mihin saadaan luotua vääntökulma.

## 5.3 Jännityksen luominen järjestelmään

Ketjujen testauslaitteiston osat ovat mallinnettu Solid Edge ST5 -3D-mallinnusohjelmaa käyttäen (kuva 6).



Kuva 6. Ketjujen testauslaitteiston etu- ja taka-akseli

Kuvassa 6 osat näkyvät eri väreillä havainnollistamisen vuoksi. Jännitys järjestelmään luodaan seuraavalla tavalla: kuvassa vihreällä näkyvä osa on Bonfix-kiinnitysholkki, joka on kiinni harmaassa vääntösauvassa. Kiinnitysholkissa on kiinni myös punaisella kuvassa näkyvä laippa. Punaisesta laipasta väännetään tietyllä voimalla, jolloin voima kulkee vääntösauvaa pitkin oikean puoleiselle takarattaalle. Tästä voima kulkee edelleen ketjua pitkin oikean puoleiselle eturattaalle ja siitä akselia pitkin vasemmalle eturattaalle. Vasemmalta eturattaalta voima etenee ketjua pitkin vasemmalle takarattaalle, joka on kiinnitetty kuvassa näkyvään keltaiseen laippaan. Keltainen laippa on kiinni kuvan läpinäkyvässä holkissa. Samalla, kun punaisesta laipasta väännetään tietyllä vääntömomentilla, pidetään esimerkiksi vasemmasta takarattaasta samalla voimalla vastaan. Kun voima kulkee laitteistossa edellä mainitulla tavalla, vääntösauva kiertyy tietyn asteluvun verran. Kun vääntösauvaan on saatu haluttu vääntökulma, kiinnitetään punainen laippa ja keltainen laippa yhteen ruuveilla. Tällöin laitteistoon jää halutun suuruisen voima. Samalla vääntösauvaan tulee kulmaero, jolloin ketjujen venymä ei vaikuta oleellisesti jännityksen suuruuteen.

#### 5.4 Laitteiston tehon tarve

Laitteistossa vallitsee jännitys, joka on selostettu luvussa 5.2. Tällöin toinen ketju vääntää tietyllä voimalla toiseen suuntaan ja vastaavasti toinen ketju vääntää samalla voimalla vastakkaiseen suuntaan. Näin ollen laitteisto on vapaassa tilassa, mutta ketjuihin kohdistuu jännitys. Tällöin ketjujen pyörittämiseen vaaditaan ainoastaan ketjuhäviöiden suuruisen teho. Tehon tarve voitaisiin laskea tarkasti, mikäli tiedettäisiin ketjuvälityksen tarkka hyötysuhde. Voidaan kuitenkin laskea arvioitu tehon tarve, kun oletetaan hyötysuhteeksi 0,9 per ketju.

$$M_t = (1 - \eta) * M_e, \quad M_t = 2 * (1 - 0,9) * 190 \text{ Nm} = 38 \text{ Nm} \quad (8)$$

missä

$M_t$  on tarvittava vääntömomentti [Nm]

$\eta$  on hyötysuhde

$M_e$  on etuakselilla vallitseva vääntömomentti [Nm].

Kaavalla 6 voidaan laskea ketjujen pyörittämiseen tarvittava tehon määrä pyörimisnopeuden ollessa 2800 kierrosta minuutissa.

$$P = 38 \text{ Nm} * 2 * \pi * \frac{2800}{60 \text{ s}} = 11,1 \text{ kW}$$

Arvioiduksi sähkömoottorin tehon tarpeeksi saadaan 11,1 kilowattia. Tämä on varsin edullinen teho verrattuna luvussa 4.1 laskettuun 55,7 kilowatin tehon tarpeeseen.

### 5.5 Vääntösauvan mitoitus

Vääntösauvaan halutaan suuri vääntö. Väännön suuruutta rajoittavat materiaalin ominaisuudet sekä vääntösauvan pituus. Vääntösauvan määrittämiseen tarvitaan seuraavia kaavoja [11, s. 59]:

$$\sigma_{sall} = \frac{R_e}{n} \quad (9)$$

$$\tau_{sall} = 0,6 * \sigma_{sall}, \quad (10)$$

joissa

$\sigma_{sall}$  on sallittu normaalijännitys

$R_e$  on materiaalin myötöraja

$n$  on varmuusluku

$\tau_{sall}$  on sallittu leikkausjännitys.

Vääntösauvalle vääntömomentin sallittu arvo lasketaan kaavalla 11 [1, s. 152].

$$M_{vmax} = W_v * \tau_{sall}, \quad (11)$$

missä

$M_{vmax}$  on vääntömomentin sallittu arvo [Nm]

$$W_v \text{ on vääntövastus } \frac{\pi * d^3}{16}$$

$\tau_{sall}$  on leikkausjännitys [MPa]

Vääntösauvan vääntökulma lasketaan kaavalla 12 [11, s. 247].

$$\varphi = \frac{T * L}{G * I_p} \quad (12)$$

missä

T on vääntömomentti [Nm]

$\varphi$  on suurin sallittu vääntökulma [rad]

L on vääntösauvan pituus [m]

G on materiaalin liukukerroin

$$I_p \text{ on } \frac{\pi * d^4}{32}$$

Kaavoista voidaan päätellä, että vääntösauvan sallittuun vääntökulmaan vaikuttaa halkaisija potenssiin neljä. Halkaisijalla on siis suurin vaikutus vääntökulman suuruuteen. Halkaisijaa ei voida valita liian pieneksi, koska tällöin materiaalin leikkausjännitys kasvaa liian suureksi. Vääntökulman suuruuteen vaikuttaa myös sauvan pituus — ei kuitenkaan niin merkittävästi kuin halkaisija. Sauvan pituus valitaan mahdollisimman pitkäksi, kuitenkin niin, ettei laitteistosta tule liian leveää.

Vääntösauvaan tarvitaan lujaa terästä pyörötankona. Yleensä jousiteräksillä päästään hyvin korkeisiin materiaalin myötö- ja murtorajoihin. Jousiteräksen saatavuus pyörötankona on kuitenkin heikkoa. Sopivia teräsvaihtoehtoja löytyy Ovako Imatralta, joka on keskeinen terästoimittaja Euroopassa. Lujin varastotavarana löytyvä teräs on nuorruusteräs 34CrNiMo6. Kyseisen teräksen myötöraja on 900 MPa. Booriteräksellä BCM

311 myötöraja on 1200 MPa tangon halkaisijan ollessa 10 millimetriä. Myötöraja heikenee tangon halkaisijan kasvaessa. Tangon halkaisijan ollessa 70 millimetriä, on myötöraja 850 MPa. Laitteistossa käytettävän tangon paksuus on 16–20 millimetriä. Voidaan siis olettaa, että myötöraja olisi tällöin arviolta 1100 MPa. Booriteräs BCM 311 vaatii kuitenkin lämpökäsittelyn. Teräs karkaistaan ja tämän jälkeen päästetään 200 celsiusasteessa. Lämpökäsittelyn jälkeen teräs on niin kovaa, että sen muokkaaminen ei ole mahdollista. Vääntösauvan päissä sauvan halkaisija on suurempi kuin keskellä. Näin ollen vääntösauva tulisi ensin muokata sopiviin mittoihin ja tämän jälkeen tehdä lämpökäsittely.

Olisi järkevää valita nuorrutusteräs laitteistoon, koska sitä saa valmiina varastosta määrämittaan tilattuna. Teräksen myötöraja vaikuttaa oleellisesti vääntösauvan halkaisijan suuruuteen. Halkaisijalla taas on merkittävä vaikutus sallittuun vääntökulmaan. Seuraavassa lasketaan vertailuna, kuinka merkittävä ero vääntökulmaan tulee kyseisillä materiaaleilla. Käytetään laskelmissa 500 newtonmetrin vääntömomenttia sekä kaavoja 8–11.

$$\sigma_{salln} = \frac{900 \text{ Mpa}}{1,5} = 600 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{sallb} = \frac{1100 \text{ Mpa}}{1,5} = 733 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{salln} = 0,6 * 600 \text{ MPa} = 360 \text{ MPa}$$

$$\tau_{sallb} = 0,6 * 733 \text{ MPa} = 440 \text{ MPa}$$

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{500\,000 \text{ Nmm} * 16}{\pi * 360 \text{ MPa}}} = 19,2 \text{ mm}$$

$$d_b = \sqrt[3]{\frac{500\,000 \text{ Nmm} * 16}{\pi * 440 \text{ MPa}}} = 18 \text{ mm}$$

Laskelmista nähdään, että 500 newtonmetrin kuormalla nuorrutusteräksen halkaisijan tulisi olla 19,2 millimetriä. Tämä on myös mahdollista toteuttaa, sillä vääntösauva koneistetaan halkaisijaltaan suuremmasta tangosta. Booriteräksellä vastaavasti samalla kuormalla halkaisijaksi saadaan 18 millimetriä. Kun tiedetään halkaisijat, voidaan verrata suurinta sallittua vääntökulmaa molemmille teräksille. Vääntösauvan ohennuksen sopiva pituus on 700 millimetriä, jolloin laitteistosta ei tule liian leveää.

$$\varphi_n = \frac{500\,000 \text{ Nmm} * 700 \text{ mm}}{80\,000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * \frac{\pi * 19,2^4}{32}} = 0,33 \text{ rad}$$

$$\varphi_n = \frac{180^\circ}{\pi} * 0,33 = 18,8^\circ$$

$$\varphi_b = \frac{500\,000\, Nmm * 700\, mm}{80\,000 \frac{N}{mm^2} * \frac{\pi * 18^4}{32}} = 0,42\, rad$$

$$\varphi_b = \frac{180^\circ}{\pi} * 0,42 = 24,3^\circ$$

Laskelmien perusteella nuorrutusteräksellä saataisiin vääntösauvaan kiertymää parhaimmillaan 18,8 astetta. Booriteräksellä kiertymää saataisiin 24,3 astetta. Booriteräksellä saataisiin suurempi vääntökulma, mutta nuorrutusteräksen hankkiminen on huomattavasti edullisempaa. Ketjua voidaan pitää huonona sen venymän ollessa 3 %. Tällöin ketjun venymä ei vaikuta oleellisesti vääntökulman suuruuteen. Näin ollen on järkevää käyttää nuorrutusterästä laitteistossa.

#### 5.6 Ketjupyörän kiinnitys vääntösauvaan

Vääntösauvan toiseen päähän kiinnitetään ketjupyörä. Ketjupyörä tulee olla myös helposti vaihdettavissa. Tämä voidaan toteuttaa Bonfix B 1000 -kiinnitysholkilla (kuva7). Taulukosta katsotaan sopiva kiinnitysholkki tätä tarkoitusta varten. Kiinnitysholkin tulee kestää vähintään 500 newtonmetrin vääntömomentti. Kun akselin halkaisija on 32 millimetriä, kestää kiinnitysholkki 720 newtonmetrin vääntömomentin. [12, s. 3.] Tämä riittää varsin hyvin laitteistoon.



Kuva 7. Bonfix B 1000 -kiinnitysholkki [12, s. 3]

Kiinnitysholkki on itsestään keskittävä. Vääntösauva tulee kiinnitysholkin sisäreikään ja kiinnitysholkin napaan tulee kiinni laippa. Kun ruuveja kiristetään, kiinnitysholkki puristuu vääntösauvaan nähden ja napa laajenee laippaan nähden. Tämä tapahtuu kiilamaisen profiilin ansiosta. Näin ollen kiinnitysholkki välittää vääntömomenttia kitkan avulla.

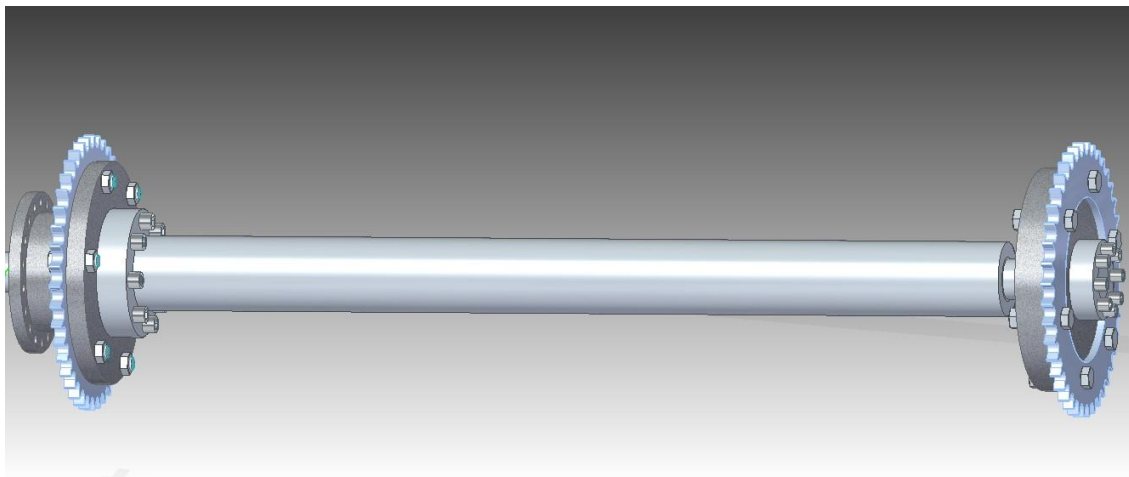
Holkkiin kiinnitettävään laippaan kiinnitetään ketjupyörä ruuveilla (kuva 8). Kiinnitysholkin hyvänä ominaisuutena on sen säädettävyys aksiaalisessa suunnassa. Ketjupyörän tulee olla säädettävissä aksiaalisessa suunnassa, jotta ketjut saadaan linjattua. Säätövara on otettu huomioon vääntösauvan suunnittelussa.

## 5.7 Holkin mitoitus

Vääntösauvan ympärille tulee holkki. Holkin täytyy pystyä kiertymään vääntösauvaan nähden, kun laitteistoon luodaan jännitystä. Kun jännitys on kytketty laitteistoon, ei holkki enää kierry vääntösauvaan nähden. Tällöin sopiva ratkaisu on liukulaakeri holkin ja vääntösauvan välille. Laakeriin ei tarvita suurta kestoikää, sen vähäisen käytön vuoksi.

Holkkiin kiinnitetään laakeripukit. Tämän vuoksi holkkiin tarvitaan seinämäpaksuutta. Vääntösauvan halkaisija on päistään 32 millimetriä. Suomen terästarvike Oy toimittaa valmiita ainesputkia. Luettelosta voidaan valita sopiva putki. [13, s. 18.] Holkille sopiva ainesputki on ulkohalkaisijaltaan 61,3 millimetriä ja sisähalkaisijaltaan 31,3 millimetriä oleva ainesputki. Ainesputki täytyy koneistaa laakerointia varten ulkomittaan 60 millimetriä. Liukulaakeria varten tehdään 40 millimetriä leveä ja halkaisijaltaan 36 millimetriä oleva sisennys. Sopiva liukulaakeri (SKS010) löytyy SKS Mekaniikalta [14, s. 16].

Toinen isompi ketjupyörä kiinnitetään holkkiin. Tämä toteutetaan myös Bonfix-kiinnitysholkillä, jolloin voidaan säätää ketjupyörää aksiaalisessa suunnassa. Ketjupyörä kiinnitetään ruuveilla laippaan, joka on kiinnitetty Bonfix-kiinnitysholkkiin (kuva 8).



Kuva 8. Ketjupyörien kiinnitys taka-akseliin

## 5.8 Etuakseli

### 5.8.1 Ketjupyörien kiinnitys etuakseliin

Etuakseliin kiinnitetään pienemmät ketjupyörät. Etuakseli on vetävä akseli eli siihen kytketään sähkömoottori kiinni. Tässä otetaan huomioon ketjupyörien vaihdettavuus sekä sähkömoottorin kytkeminen akseliin.

Alun perin laitteistossa suunniteltiin käyttää ketjuratasta, mikä on Honda CBR 1000RR -mallisessa moottoripyörässä. Moottoripyörien ketjurattaiden uritus tehdään aina jonkun standardin mukaan. Ketjupyörän urituksen standardia tai teknisiä piirustuksia ei ole saatavilla. Tämän vuoksi on epävarmaa, pystyttäisiinkö akseliin tekemään kyseistä uritusta kustannustehokkaasti.

Tästä johtuen päätettiin käyttää navallista ketjupyörää, jossa on kiilauritus. Kyseisiä ketjupyöriä saa varastotavarana SKS Mekaniikalta. Tällöin akseliin tarvitaan vastaava kiilaura.

Ketjupyörän valmistajalla ei ole merkitystä, kun testataan voiteluaineita. Tärkeintä on laitteiston toimivuus sekä ketjupyörän vaihdettavuus.



### 5.8.2 Etuakselin voimansiirto

Akselin toiseen päähän kiinnitetään sähkömoottori. Tämä toteutetaan nivelakselin avulla. Samaan kiilauraan, johon tulee kiinni ketjupyörä, voidaan liittää myös laippa kiilan avulla. Näin ollen ketjupyörä on helposti vaihdettavissa myös akselin päähän, jossa on voimansiirto. Laippaan kiinnitetään laipallinen nivelakseli. SKS Mekaniikalta löytyy tarvittava laipallinen Gewes-nivelakseli (kuva 9). Etuakseliin kiinnitettävä laippa on suunniteltu 30-sarjan nivelakselin sekä kiinnitysstandardin DIN 90 mukaisesti. [15, s. 6–11.]



Kuva 9. Laipallinen Gewes-nivelakseli [15]

### 5.8.3 Kiilauran mitoitus

Vääntömomentti siirretään akselilta kiilaan, josta se siirtyy napaan. Mitoitus tehdään standardin SFS 2636 mukaan. Navallinen ketjupyörä on leveydeltään 30 millimetriä. Ketjupyörän tulee olla kuitenkin säädettävissä aksiaalisessa suunnassa, jolloin kiilaura mitoitetaan pidemmäksi. Säätovaraksi riittää 30 millimetriä, jolloin kiilauran sopiva pituus on 60 millimetriä. Akselin toisen pään kiilauraan kiinnitetään laippa, jolloin tästä

urasta tehdään 25 millimetriä pitempi. Tällöin säätövara säilyy. Lasketaan vääntömomentin siirtokyvyt navalle sekä akselille kaavoilla 13 ja 14 [1, s. 383–384]:

$$M_{v,n} = p_n * l * t_2 * \frac{1}{2}(d + t_2) \quad (13)$$

$$M_{v,a} = p_a * l * t_1 * \frac{1}{2}(d - t_1), \quad (14)$$

joissa

$M_{v,n}$  on vääntömomentin siirtokyky navalla [Nm]

$M_{v,p}$  on vääntömomentin siirtokyky akselilla [Nm]

$p_n$  on navan pintapaine [MPa]. Painerajoitus on  $p_n \leq p_{sall}$  = sallittu pintapaine

$p_a$  on akselin pintapaine [MPa]. Painerajoitus on  $p_a \leq p_{sall}$  = sallittu pintapaine

$l$  on kiilan pituus [m]. Tavallisesti  $0,7*d < l < 2,5*d$

$d$  on akselin halkaisija [m]

$t_1$  on akselin uran syvyys [m]

$t_2$  on navan uran syvyys [m]

$h$  on kiilan korkeus [m].

Peruspaine ( $p_0$ ) teräkselle on 150 Mpa. Yksisuuntaisessa kuormituksessa, jossa on kevyitä iskuja, sallittu pintapaine on  $0,7 * p_0$  [1, s. 378–379].

Sopiva ketjupyörä katsotaan SKS Mekaniikan esitteestä [16, s. 10,13]. Valitaan taulukosta ketjujakoa vastaava ketjupyörä. Vastaava ketjupyörä on mitoiltaan  $5/8'' * 3/8''$ . Tämä ketjupyörä sopii ketjulle, jonka ketjujako on 15,875 millimetriä. Taulukosta voi-

daan valita haluttu hampaiden lukumäärä. Ketjujen testauslaitteistossa käytettävän pienemmän ketjupyörän hampaiden lukumäärä on 16.

Ketjupyörän leveys eli mitta H on 30 millimetriä taulukon mukaan. Tämä vaikuttaa kiilan pituuteen. Ketjupyörä kiinnitetään pidätinruuvilla akseliin, millä varmistetaan, ettei ketjupyörä pääse liikkumaan aksiaalisessa suunnassa. Valitaan taulukosta kyseiselle ketjupyörälle suurin sisähalkaisija D, joka on 38 millimetriä. Tällöin laakeroinnin kannalta sopiva akselin halkaisija on 40 millimetriä. Kun tiedetään akselin halkaisija, voidaan katsoa taulukosta kiilan mitat [1, s. 384]. Kiilan mitoiksi tulevat seuraavat:

- kiilan leveys 10 [mm]
- akselin uran syvyys 5 [mm]
- navan uran syvyys 3,3 [mm].

Näillä tiedoilla voidaan laskea akselin ja navan välittämät vääntömomentit. Tehdään laskelmat akselin päähän, jonka kiilauran pituus on 60 millimetriä.

$$M_{v,n} = 150 \text{ Mpa} * 0,7 * 0,06 \text{ m} * 0,0033 \text{ m} * 0,5(0,038 + 0,0033) \text{ m} = 429 \text{ Nm}$$

$$M_{v,a} = 150 \text{ Mpa} * 0,7 * 0,06 \text{ m} * 0,005 \text{ m} * 0,5(0,038 - 0,005) \text{ m} = 520 \text{ Nm}$$

Kiilan välittämä vääntömomentti voidaan laskea kaavalla 15 [1, s. 384]:

$$M_{v,k} = \tau * A * \frac{1}{2} * d, \quad (15)$$

missä

$M_{v,k}$  on tasakiilan siirtämä vääntömomentti [Nm]

A on tasakiilan leikkauspinta-ala [m<sup>2</sup>]

T on leikkausjännitys [MPa], rajoitus  $T \leq T_{\text{sall}}$ .

Standardin SFS2636 mukaan kiilan vetomurtolujuus  $R_m \geq 600$  MPa. Sallitulle leikkausjännitykselle voidaan käyttää arviota [1, s. 383]:

$$\tau_{sall} = \frac{\tau_e}{N} = \frac{0,58 \cdot R_e}{N}, \quad (16)$$

missä

$\tau_{sall}$  on sallittu leikkausjännitys [MPa]

$T_e$  on leikkausmyötölujuus [MPa]

$R_e$  on myötöraja [MPa]

$N$  on varmuusluku.

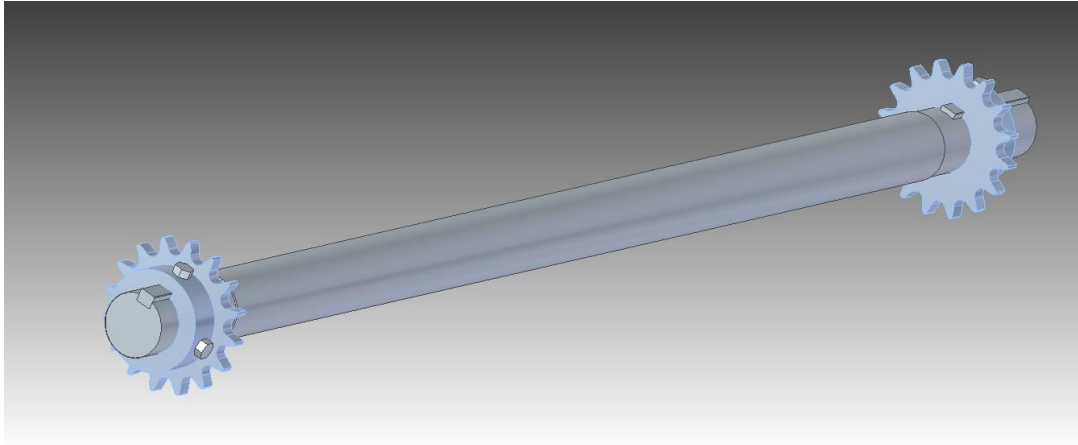
Kiilan myötöraja on 500 MPa [1, s. 384]. Valitaan varmuusluvuksi 1,5.

$$\tau_{sall} = \frac{0,58 \cdot 500 \text{ MPa}}{1,5} = 193 \text{ MPa}$$

Näillä tiedoilla voidaan laskea kiilan välittämä vääntömomentti.

$$M_{v,k} = 193 \text{ MPa} \cdot 0,01 \text{ m} \cdot 0,06 \text{ m} \cdot 0,5 \cdot 0,038 \text{ m} = 1760 \text{ Nm}$$

Näiden laskutoimitusten perusteella voidaan päätellä, että sallitut vääntömomentit riittävät varsin hyvin etuakselin voimansiirtoon. Kuvassa 10 on esitetty ketjupyörien kiinnitys etuakseliin kiilan avulla. Kuvassa näkyy myös pidätinruuvit, joilla estetään ketjupyörän siirtyminen aksiaalisessa suunnassa.



Kuva 10. Ketjupyörien kiinnitys etuakseliin kiilan avulla

### 5.9 Ketjupyörien akseliväli

Laitteiston telinettä varten tulee tietää ketjupyörien akseliväli. Akseliväli lasketaan kaavoilla 17, 18 ja 19 [1, s. 579–580]:

$$k_x = \left( \frac{z_2 - z_1}{2 * \pi} \right)^2, \quad k_x = \left( \frac{42 - 16}{2 * \pi} \right)^2 = 17,12 \quad (17)$$

missä  $k_x$  on lenkkilukukerroin.

$$k_1 = X - \frac{z_1 + z_2}{2}, \quad k_1 = 116 - \frac{16 + 42}{2} = 87 \quad (18)$$

missä

$k_1$  on etäisyyskerroin

$X$  on ketjun lenkkien lukumäärä.

Lopullinen tarkka akseliväli saadaan laskettua kaavalla 19.

$$a = \frac{p}{4} (k_1 + \sqrt{k_1^2 - 8 * k_x}), \quad (19)$$

missä

a on akseliväli [mm]

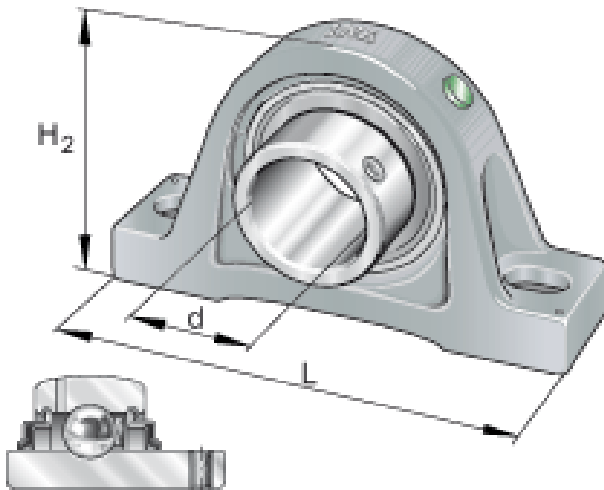
P on ketjujako [mm].

$$a = \frac{15,875}{4} (87 + \sqrt{87^2 - 8 * 17,12}) = 687,4 \text{ mm}$$

Yllä olevien laskelmien mukaisesti ketjupyörien akseliväliksi saadaan 687,4 millimetriä.

### 5.10 Laakerivalinnat

Sopivat laakeripesäyksiköt löytyvät Schaeffler Findland Oy:ltä. Yritys toimii FAG-laakereiden maahantuojana Suomessa. RASEY-malliset laakeripesäyksiköt (kuva 11) sopivat ketjujen testauslaitteistoon kompaktin kokonsa ja ominaisuuksiensa ansiosta. Laakerina toimii urakuulalaakeri. Akseli kiinnitetään laakeriin pidätinruuvien avulla.



Kuva 11. RASEY-mallinen laakeripesäyksikkö [17]

Seuraavaksi lasketaan riittävätkö laakereiden kantavuusluvut. Lasketaan kantavuusluvut, kun etuakselin pyörimisnopeus on 2800 kierrosta minuutissa, jolloin taka-akselin pyörimisnopeus on 1065 kierrosta minuutissa. Aluksi määritetään ketjuvoiman suuruus. Taka-akselissa vaikuttaa 500 newtonmetrin suuruinen vääntömomenti. Laakereihin

kohdistuu ketjuvoiman suuruinen voima. Kun tiedetään akselin vääntömomentti sekä ketjupyörän säde, voidaan laskea ketjuvoima kaavalla 20:

$$F_k = M * r \quad (20)$$

$F_k$  on ketjuvoima [N]

$M$  on vääntömomentti [Nm]

$r$  on ketjupyörän säde [m].

$$F = 500Nm * 0,105m = 4,8 kN$$

Vierintälaakerin kestoikä lasketaan kaavalla 21, kun pyörimisnopeus on vakio [1, s. 451]:

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 * n} \left( \frac{C}{P} \right)^p, \quad (21)$$

missä

$L_{10h}$  on nimellinen kestoikä käyttötunteina

$C$  on dynaaminen kantavuusluku [N]

$P$  on laakerin ekvivalenttikuormitus

$n$  on pyörimisnopeus [rpm]

$p$  on eksponentti: kuulalaakereille  $p = 3$

Ekvivalenttikuormitus  $P$  lasketaan kaavalla 18 [1, s. 452]:

$$P = XF_r + YF_a,$$

missä

$F_r$  on kuormituksen säteiskomponentti [N]

$F_a$  on kuormituksen aksiaalikomponentti [N]

X on laakerin säteiskerroin

Y on laakerin aksiaalikerroin.

Laitteiston taka-akselissa vaikuttaa 4,8 kilonewtonin suuruinen säteiskuormitus. Aksiaalista kuormitusta ei juuri laitteistossa esiinny. Tällöin ekvivalenttikuormitus P on yhtä suuri kuin ketjuvoima  $F_r$ . Laakerin dynaaminen kantavuusluku saadaan laakerin tiedoista [16].

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 * 1065} \left( \frac{50,2 \text{ kN}}{4,8 \text{ kN}} \right) = 17\,901 \text{ h}$$

Taka-akselin laakeroinnin kestoikä on pitkä. Etuakselin laakeroinnissa käytetään samoja laskukaavoja. Etuakselilla oleva ketjuvoima on yhtä suuri kuin taka-akselilla. Tämä voidaan vielä todentaa laskemalla.

$$F = \frac{190 \text{ Nm}}{0,04 \text{ m}} = 4,8 \text{ kN}$$

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 * 2800} \left( \frac{32,5 \text{ kN}}{4,8 \text{ kN}} \right) = 1848 \text{ h}$$

Lasketaan, kuinka monta vuorokautta laakeri kestäisi, jos laakeria kuormitettaisiin yhtäjaksoisesti 1848 tuntia:

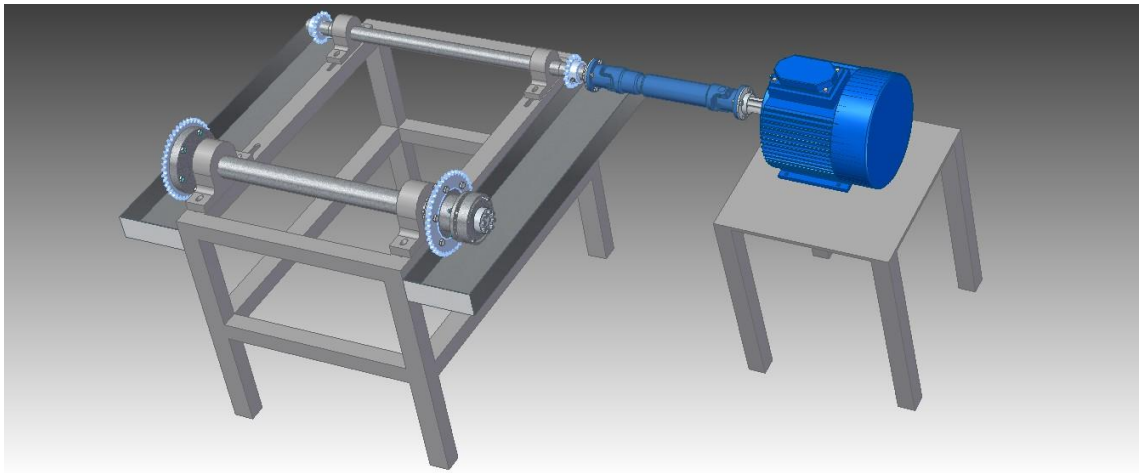
$$vrk = \frac{1848 \text{ h}}{24 \text{ h}} = 77$$

Laakeri pysyisi toimintakuntoisena 77 vuorokautta. Tämä on riittävä etuakselin laakerointiin.



### 5.11 Laitteiston kokoonpano

Kuvassa 12 esitetään laitteiston kokoonpano. Etuakselia pyörittää sähkömoottori nive-lakselin välityksellä. Akselit kiinnitetään laakeripesäyksiköihin. Ketjurattaiden akseliväliä voidaan säätää liikuttamalla laakeripesäyksiköitä. Laitteiston telineessä on urat, joihin laakeripesäyksiköt kiinnitetään ruuvein. Näin voidaan säätää ketjun kireyttä. Ketjurat-taiden alapuolella on kotelot, joihin vesi ja lika valuvat ketjusta. Ketjurattaiden ympärille tulee ketjusuojat, joita kuvassa ei ole näkyvissä.



Kuva 12. Laitteiston kokoonpano

## 6 Alustava testaussuunnitelma

Kun laitteiston suunnitelma on valmis, voidaan hahmottaa alustavaa testaussuunnitelmaa. Tarkan testaussuunnitelman laatiminen vaatisi valmiin testauslaitteiston. Laitteis-tosta on valmiina suunnitelma eikä prototyyppiä ole vielä valmistettu. Vasta laitteiston valmistuttua voidaan nähdä kuinka laitteisto todellisuudessa toimii. Ennen varsinaista testausta tehdään koetestejä, joilla varmistetaan laitteiston toimivuus sekä luotetta-vuus.

Tämän opinnäytetyön laskelmien perusteella voidaan valita koetesteihin 500 newton-metrin kuormitus laitteiston taka-akselille. Laskelmien perusteella voidaan myös valita pyörimisnopeudeksi 2800 kierrosta minuutissa laitteiston etuakselille. Koetestien perus-teella voidaan havaita, kuinka ketju todellisuudessa kuluu tällä kuormituksella ja kuinka kauan ketjua tulee kuormittaa kulumisen saavuttamiseksi. Mikäli vääntömomentin suu-

rus ei ole riittävä, voidaan sitä varmuuslukuun verraten hieman nostaa. Kuluminen on kuitenkin sidottu aikaan. Kun tiedetään, missä ajassa saadaan riittävä kuluminen ketjuun, voidaan suunnitella sopiva ketjujen rasvausväli sekä veden ja testipölyn tuominen ketjuun. Esimerkiksi, jos ketjuja pyöritettäisiin laitteistossa 48 tuntia, voitaisiin edellä mainitut asiat toteuttaa seuraavalla tavalla: Rasvataan ketju alussa sekä testin puolivälissä. Tuodaan vesi ketjulle 24 tunnin ja hiekka 36 tunnin kuluttua testauksen aloittamisesta. Tämä on suuntaa antava esimerkki. Todellisuudessa esimerkiksi rasvauksen tarve nähdään, kun koetestejä suoritetaan.

Koetesteistä voidaan havaita myös, toimivatko molemmat ketjut testauksen kannalta identtisesti. Tavoitteena on molempien ketjujen käyttäminen testaamisessa. Luotettavien testaustulosten saaminen vaatii toistokokeita. Kokeiden lukumäärää voidaan pienentää, mikäli toista ketjuja käytetään testaamiseen ja toisesta ketjusta saadaan selville tuloksien hajonta. Optimi on, että jokaiselle testattavalle voiteluaineelle riittää yksi testi. Tuloksia verrattaisiin toiseen ketjuun, jossa on jokaisen testin aikana pidetty samaa voiteluainetta. Tällä perusteella nähdään, ovatko tulokset luotettavia vai poikkeako esimerkiksi joku testi huomattavasti muista tuloksista.

Ketjurasvat luokitellaan paremmuusjärjestykseen kulumisen sekä roiskumisen perusteella. Tutkittavat tekijät voidaan suorittaa samassa testauksessa. Kopiopaperinpalat liitetään tietylle etäisyydelle ketjusta ennen testauksen suorittamista ja poistetaan tietyn ajan kuluttua testauksen käynnistymisen jälkeen. Tällä tavoin ei ole tarvetta suorittaa testauksia erikseen roiskumiselle sekä kulumiselle. Laakerit on mitoitettu kestämään pyörimisnopeus, joka voiteluaineen roiskumisen mittaamiseen vaaditaan. Tätä pyörimisnopeutta voidaan näin ollen käyttää myös kulumismittauksessa.

Seuraavat asiat tulee ottaa huomioon testauksessa:

- Jokainen ketju puhdistetaan samalla menetelmällä tehdasrasvoista ennen testausta. Tämä voidaan toteuttaa liottamalla ketjuja puhdistusaineessa tietyn ajanjakson verran.
- Jokaisessa testissä käytetään samoja asetuksia vääntömomentille sekä ketjun akselivälille, mikä vaikuttaa ketjun kireyteen.
- Ketjujen voitelu suoritetaan jokaiselle ketjulle samalla tavalla.

- Veden ja testipölyn tuominen testaukseen toteutetaan jokaisessa testissä tietyssä ajassa testauksen aloittamisesta. Tekijöitä tuodaan sama määrä jokaiseen testaukseen.

## 7 Yhteenveto

Tämän opinnäytetyön tavoitteena oli suunnitella ketjujen testauslaitteisto ketjurasvojen vertailutestiä varten. Työ aloitettiin pohtimalla, mitä testauksessa tulee ottaa huomioon sekä hahmoteltiin alustavaa testaussuunnitelmaa. Tarkan testaussuunnitelman laatiminen vaatisi kuitenkin valmiin testauslaitteiston.

Laitteistoa lähdettiin kehittämään testaustarpeiden mukaisesti. Laitteiston suunnittelussa otettiin huomioon, mitä ketjurasvojen testaaminen vaatii laitteistolta. Laitteisto suunniteltiin Solid Edge ST5 3D -mallinnusohjelmaa käyttäen. 3D-mallintamisessa sekä teknisten piirustusten teossa käytettiin osittain hyväksi opinnoissa opittuja taitoja sekä opiskeltiin itsenäisesti lisää. Osien mallintamisesta oli suuri hyöty laitteiston suunnittelussa. Valmiista mallinuksista luotiin tekniset piirustukset, joiden pohjalta osat voidaan valmistaa. Opinnäytetyössä on myös kartoitettu, mistä tarvittavat osat laitteistoa varten hankitaan.

Suunnittelutyö oli merkittävä osa tätä opinnäytetyötä. Suunnittelun keskeisiä kysymyksiä ovat: miten valmistetaan, mitä valmistusmahdollisuuksia on sekä mitä on mahdollista toteuttaa. Suunnittelun avainasemassa olivat myös tarvittavat laskelmat. Laskennassa oli suuri hyöty Microsoft Excel -taulukkolaskentaohjelmasta. Vääntösauvan mitoitus oli suuressa osassa suunnittelutyötä. Vääntösauvan mitoitukseen vaikuttaa oleellisesti saatavan materiaalin myötöraja. Materiaaleista oltiin yhteydessä eri terästoimittajiin. Tarkat laskelmat vääntösauvasta saatiin valmiiksi, kun vääntösauvaan sopivan teräksen tiedot olivat selvillä. Testauslaitteiston osien suunnittelussa huomattiin osien yhteisvaikutus. Mikäli esimerkiksi tiettyyn osaan tuli muutoksia, saattoi tämä vaikuttaa useaan eri osaan. Tämän vuoksi suunniteltavia osia muokattiin paljon suunnitteluvaiheessa. Tästä syystä suunnittelu ennen rakentamista on tärkeää.

Tämän opinnäytetyön pohjalta voidaan rakentaa ketjujen testauslaitteisto. Laitteiston valmistuttua voidaan lähteä suunnittelemaan tarkempaa testausohjelmaa. Samalla nähdään, kuinka laitteisto todellisuudessa toimii ja onko tarvetta jatkokehitykselle.

## Lähteet

- 1 Airila Mauri, Ekman Kalevi, Hautala Pekka, Kivioja Seppo, Kleimola Matti, Martikka Heikki, Miettinen Juha, Niemi Erkki, Ranta Aarno, Rinkinen Jari, Salonen Pekka, Verho Arto, Vilenius Matti, Välimaa Veikko. 2001. Koneenosien suunnittelu. Porvoo: WSOY.
- 2 Chain and Sprocket Help. Verkkodokumentti. Intobikes.co.uk. <[http://www.intobikes.co.uk/help/chain\\_and\\_sprocket](http://www.intobikes.co.uk/help/chain_and_sprocket)>. Luettu 8.4.2013.
- 3 O-ring and X-ring chains. Verkkodokumentti. Bike Torque Racing. <<http://www.biketorqueracing.co.uk/btr-tech-station/btr-tech-station-chain-and-sprockets/o-ring-and-x-ring-chains>>. Luettu 14.2.2013.
- 4 Street Chains. 2012. Verkkodokumentti. D.I.D Chain. <<http://www.didchain.com/streetChains.html>>. Luettu 14.2.2013.
- 5 Satunnaisvaihtelun poistaminen. 2009. Verkkodokumentti. <[http://tilastokoulu.stat.fi/?page\\_type=esim&course\\_id=tkoulu\\_tlkt&lesson\\_id=3&subject\\_id=5&example\\_id=4](http://tilastokoulu.stat.fi/?page_type=esim&course_id=tkoulu_tlkt&lesson_id=3&subject_id=5&example_id=4)>. Luettu 3.5.2013
- 6 JT Sprockets Online Catalogue. Verkkodokumentti. JT Sprockets. <<http://www.jtsprockets.com/catalogue/model/552>>. Luettu 8.4.2013
- 7 Rämö, Petri. 2012. Honda CBR 1000RR Fireblade. Tekniikan maailma 9/2012, s. 36.
- 8 Honda CBR 1000RR Fireblade. Verkkodokumentti. Motorbikes. <[http://www.motorbikes.be/en/Honda\\_CBR\\_1000\\_RR\\_Fireblade\\_2008.aspx](http://www.motorbikes.be/en/Honda_CBR_1000_RR_Fireblade_2008.aspx)>. Luettu 8.4.2013.
- 9 Laine, Olavi. 1985. Autotekniikka 1, Ajo-ominaisuudet. Helsinki: Autoalan kk.
- 10 Stuska Dynamometers. Verkkodokumentti. XS-111 Water Brake Dynamometer. <<http://www.stuskadyno.com/XS111.html>>. Luettu 8.2.2013.
- 11 Salmi Tapio, Pajunen Sami. 2010. Lujusoppi. Tampere: PRESSUS OY.
- 12 Bonfix-kiinnitysholkit. 2002. Verkkodokumentti. SKS Mekaniikka. <[http://www.sks.fi/download/sks\\_bonfix\\_kiinnitysholkit\\_esite](http://www.sks.fi/download/sks_bonfix_kiinnitysholkit_esite)>. Luettu 24.3.2013.

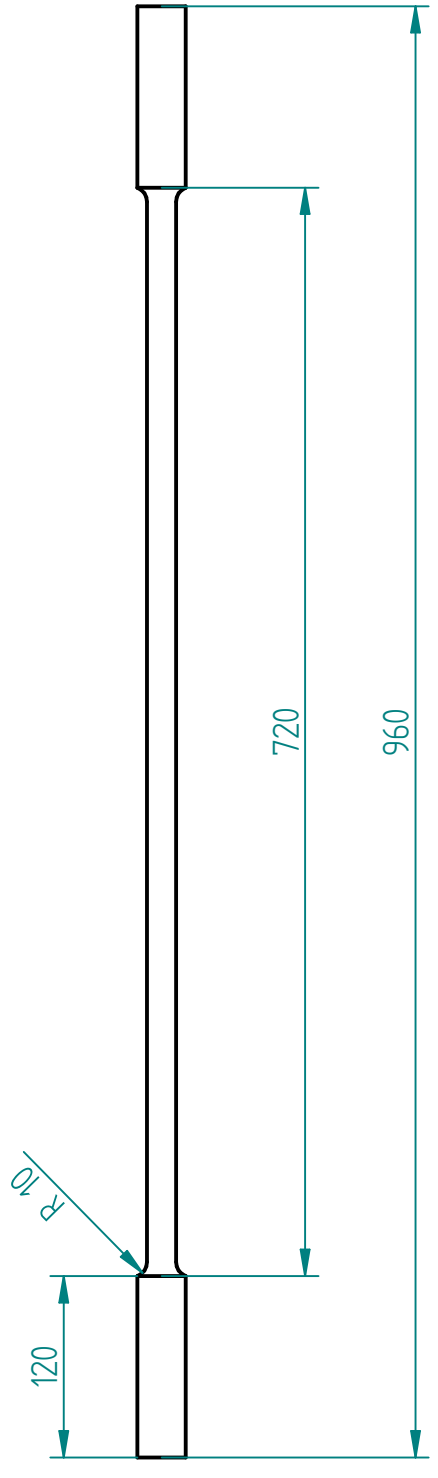
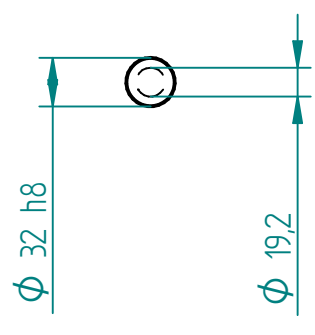
- 13 Teräsluettelo. 2010. Verkkodokumentti. Suomen Terästarvike Oy.  
<<http://www.terastarvike.fi/tuotteet/>>. Luettu 25.2.2013.
- 14 Laakerimetallit ja liukulaakerit. 2012. Verkkodokumentti. SKS Mekaniikka.  
<[http://portfolio-web.ess.fi/www/SKSGroup/1209\\_SKS\\_LagerMetal/#/16/](http://portfolio-web.ess.fi/www/SKSGroup/1209_SKS_LagerMetal/#/16/)>. Luettu 20.2.2013.
- 15 Gewes-nivelakselit. 2004. Verkkodokumentti. SKS Mekaniikka.  
<[http://www.sks.fi/download/sks\\_gewes\\_nivelakselit](http://www.sks.fi/download/sks_gewes_nivelakselit)>. Luettu 7.3.2013.
- 16 Ketjupyörät ja tarvikkeet. 2008. Verkkodokumentti. SKS Mekaniikka.  
<[http://www.sks.fi/download/sks\\_ketjupyorat\\_ja\\_tarvikkeet](http://www.sks.fi/download/sks_ketjupyorat_ja_tarvikkeet)>. Luettu 19.3.2013.
- 17 Plummer Block Housing Units. Verkkodokumentti. Medias, Schaeffler.  
<<http://medias.schaeffler.de/medias/en!hp.ec.br/RASEY;bclzjNKrKuJ->>. Luettu 3.4.2013.

### **Tekniset piirustukset**

- 2 (8) Vääntösauva
  
- 3 (8) Holkki
  
- 4 (8) Etuakseli
  
- 5 (8) Kardanin laippa
  
- 6 (8) Laippa
  
- 7 (8) Laippa ketjurattaalle 1
  
- 8 (8) Laippa ketjurattaalle 2

REVISION HISTORY

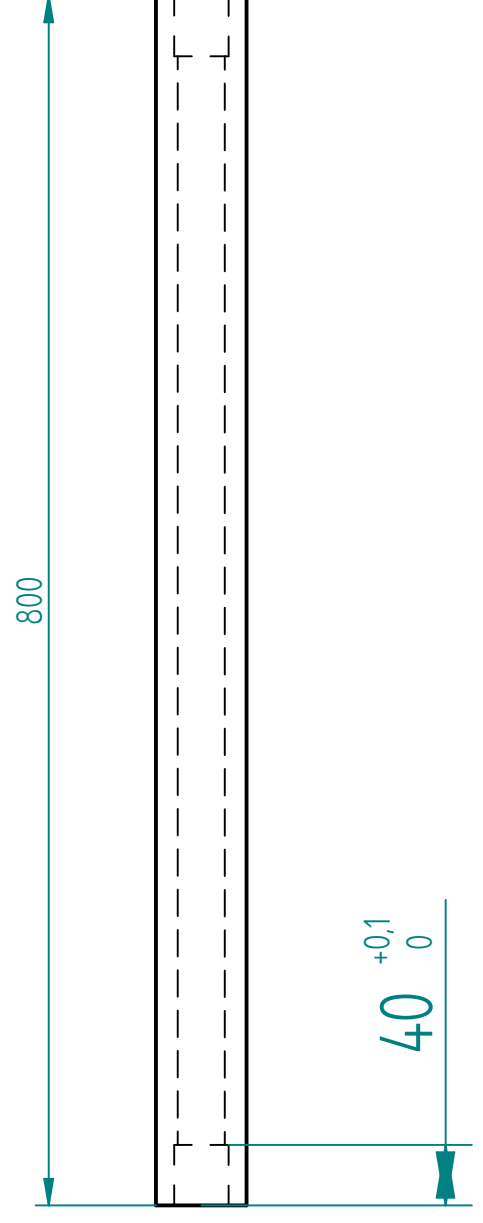
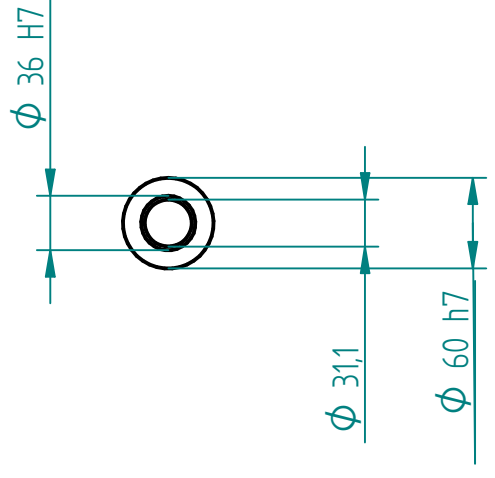
REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED



SOLID EDGE ACADEMIC COPY

DRAWN		NAME	DATE
		Matias	02/20/13
CHECKED			
ENG APPR			
MGR APPR			
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±XX° 2 PL ±XXX 3 PL ±XXX			
TITLE		Vääntösauva	
SIZE	DWG NO	REV	
A3			
FILE NAME: Vääntösauva.dft			
SCALE: 1:5	WEIGHT:	SHEET 1 OF 1	

Solid Edge



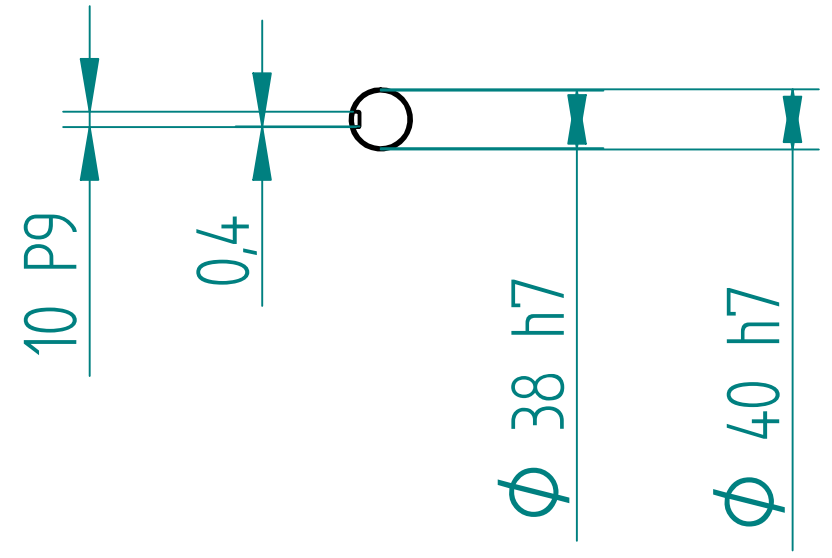
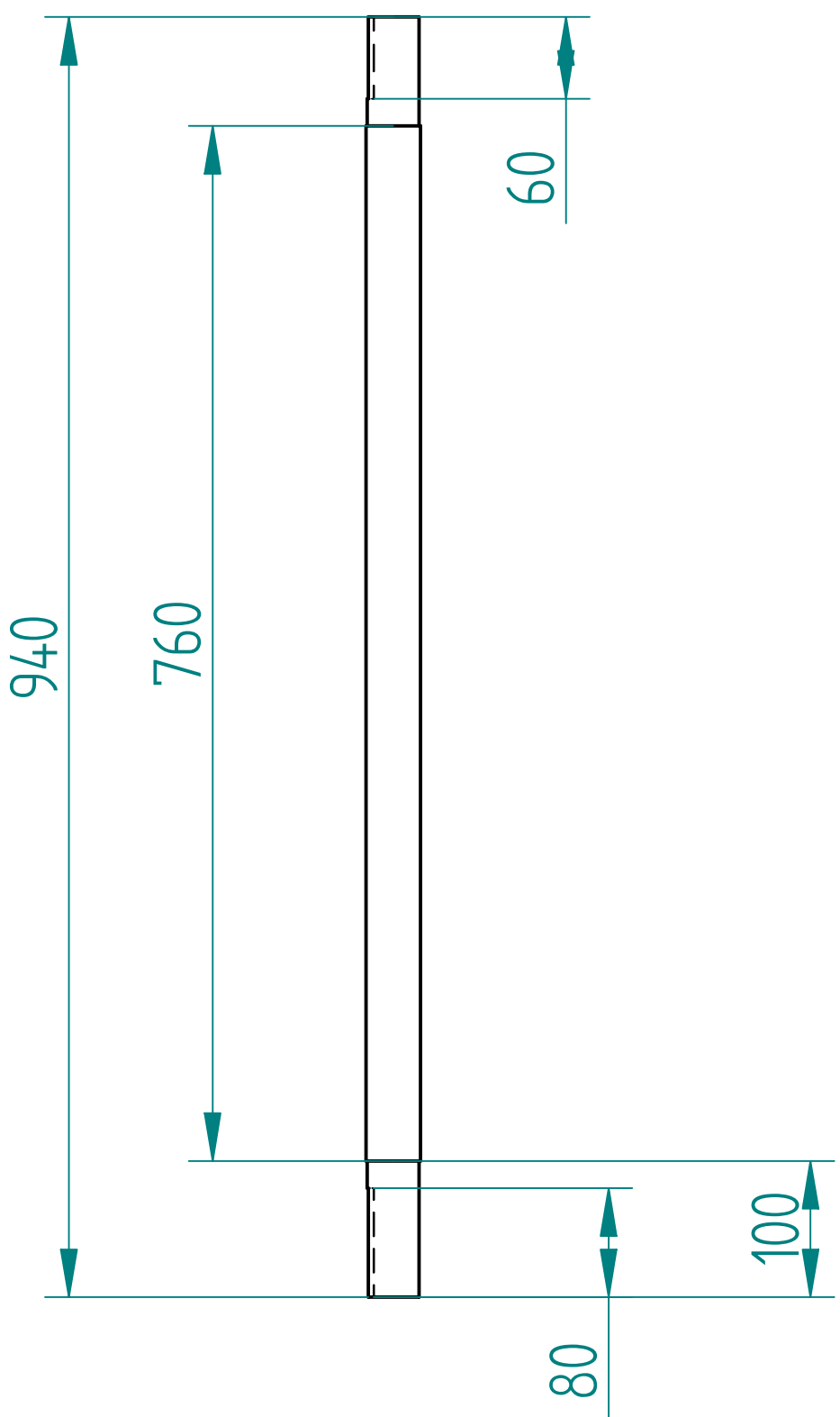
REVISION HISTORY		
REV	DESCRIPTION	DATE

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

DRAWN		NAME	DATE	Solid Edge	
CHECKED		Matias	02/20/13		
ENG APPR					
MGR APPR					
		TITLE			
		Holkki			
		SIZE	DWG NO	REV	
		A3			
		FILE NAME: Holkki.dft			
		SCALE: 1:5	WEIGHT:	SHEET 1 OF 1	
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±XX° 2 PL ±XXX 3 PL ±X.XXX					



REVISION HISTORY		
REV	DESCRIPTION	DATE

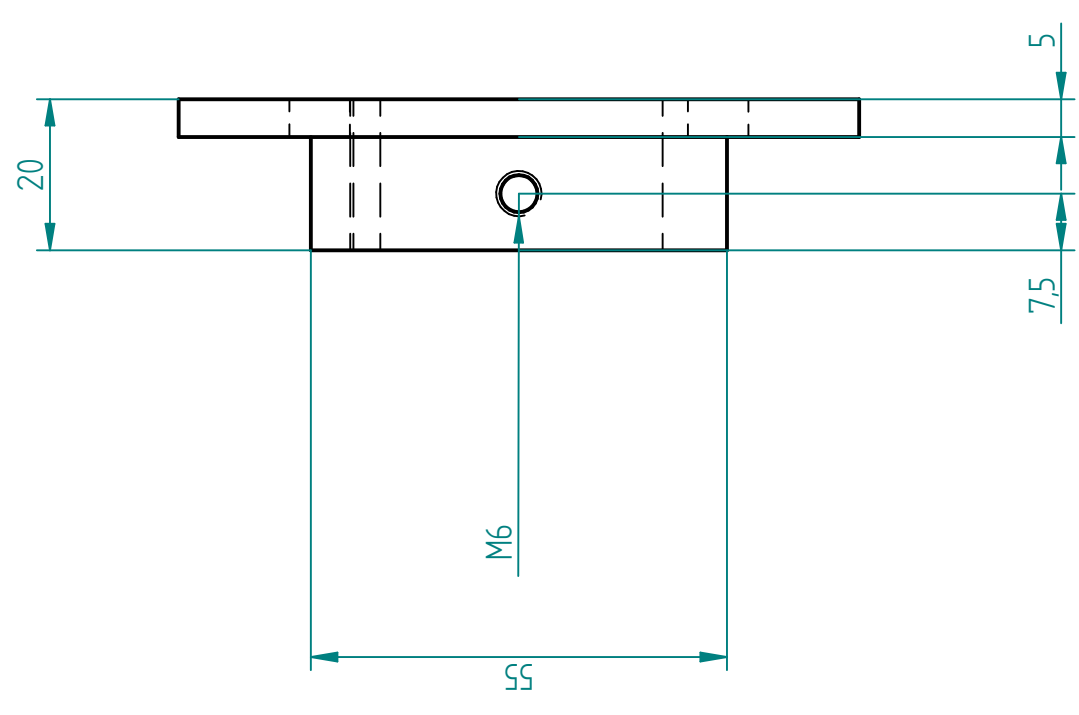
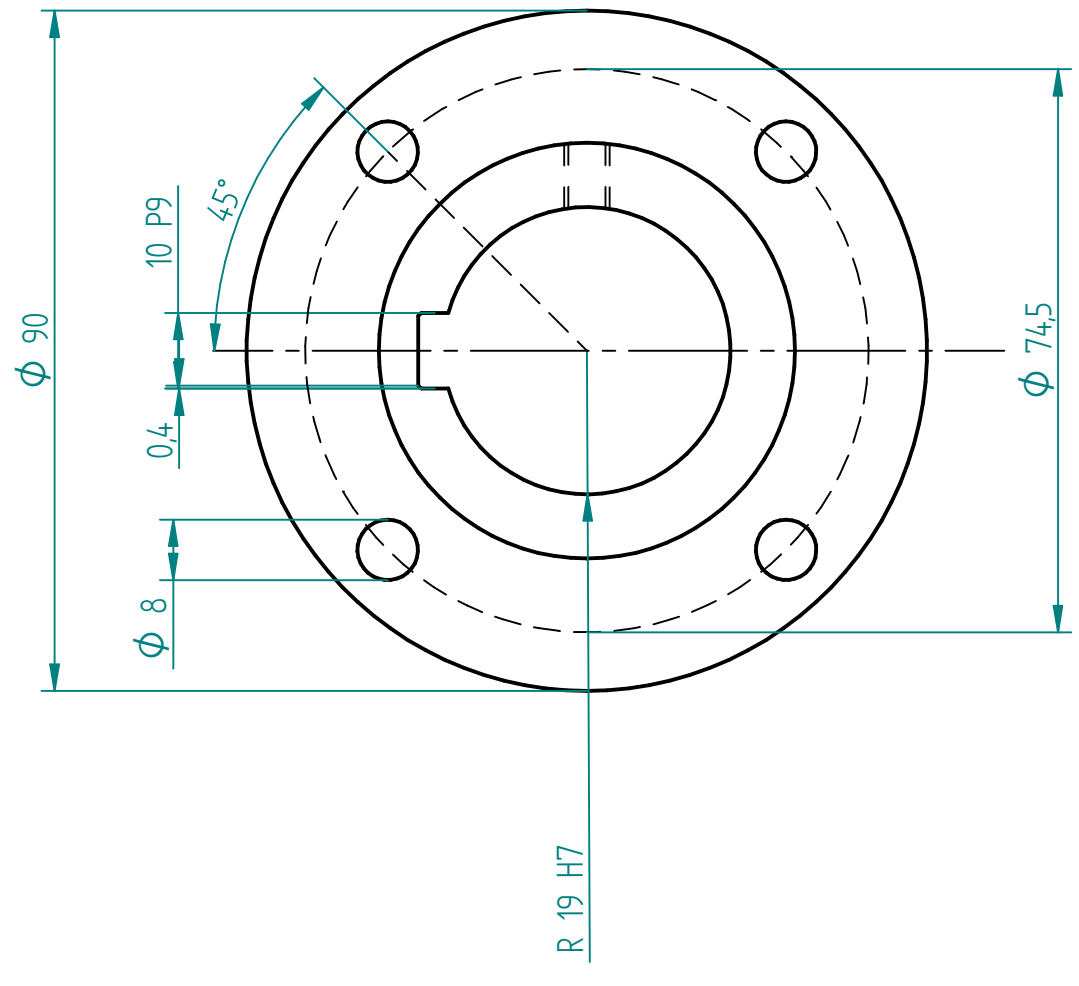


SOLID EDGE ACADEMIC COPY

DRAWN	Matias	DATE	03/20/13
CHECKED			
ENG APPR			
MGR APPR			
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±XX°		2 PL ±XXX 3 PL ±XXXX	
TITLE		Solid Edge	
Etuakseli		SIZE	DWG NO
		A3	
		FILE NAME: etuakseli_iso.dff	
SCALE: 1 : 5	WEIGHT:		

REVISION HISTORY

REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED



NAME	DATE
Matias	04/10/13
CHECKED	
ENG APPR	
MGR APPR	

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±XX°	
2 PL ±XXX 3 PL ±XXXX	

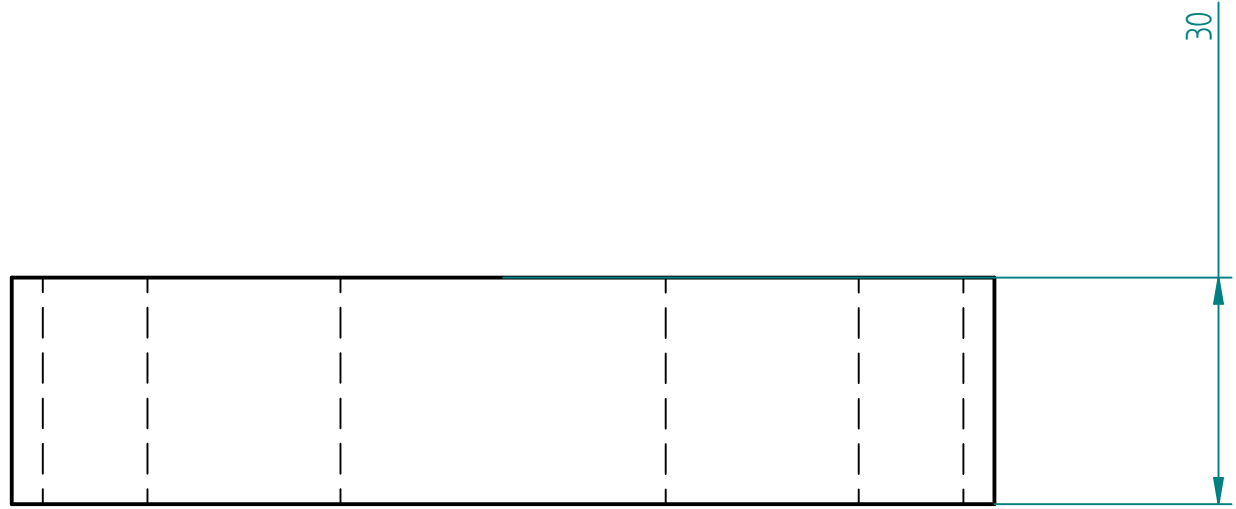
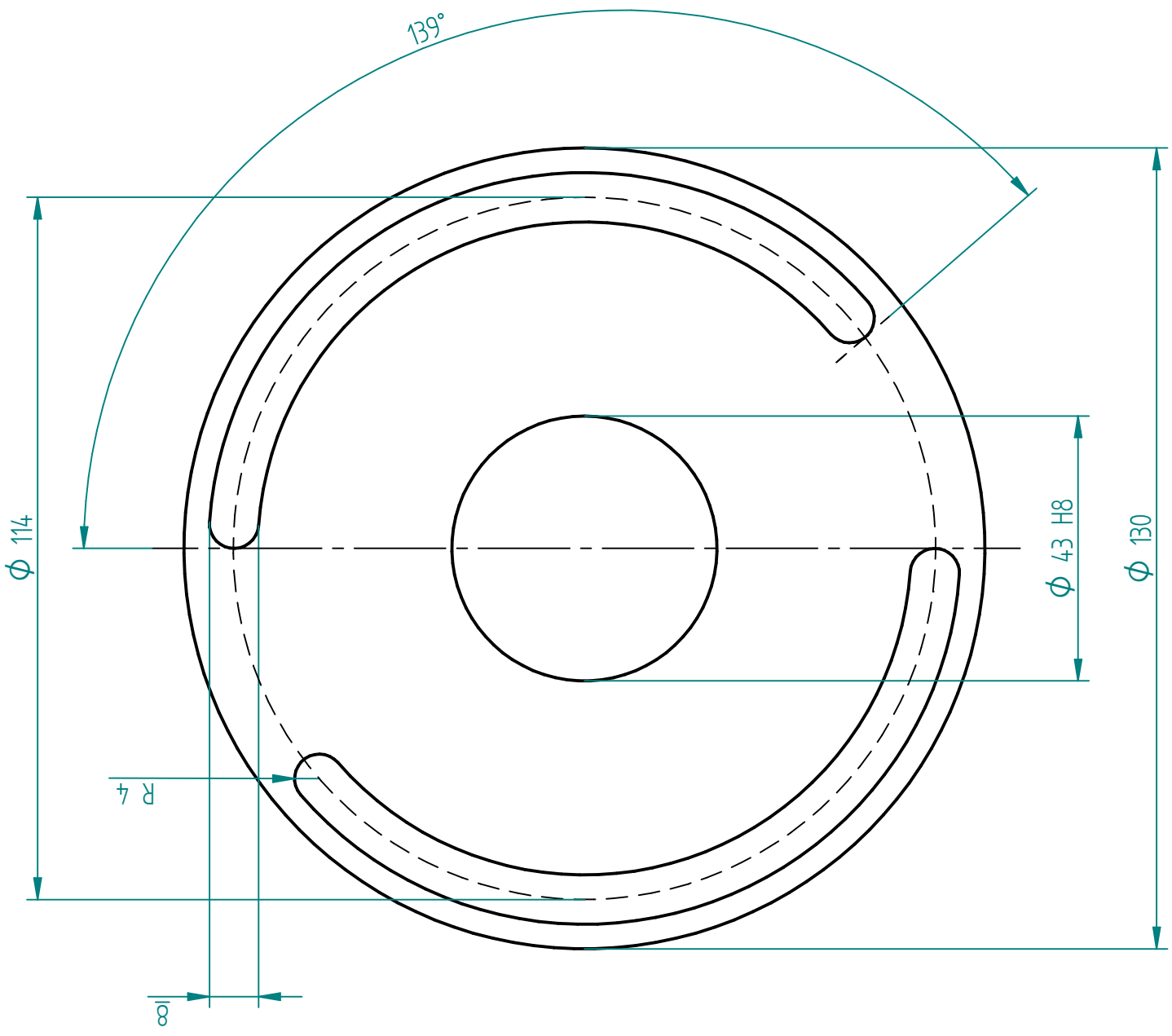
TITLE	
Kardaanin laippa	
SIZE	DWG NO
A3	
FILE NAME: laippa_kardaanin1.dft	
SCALE: 1:1	WEIGHT: SHEET 1 OF 1

Solid Edge

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

REVISION HISTORY

REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED



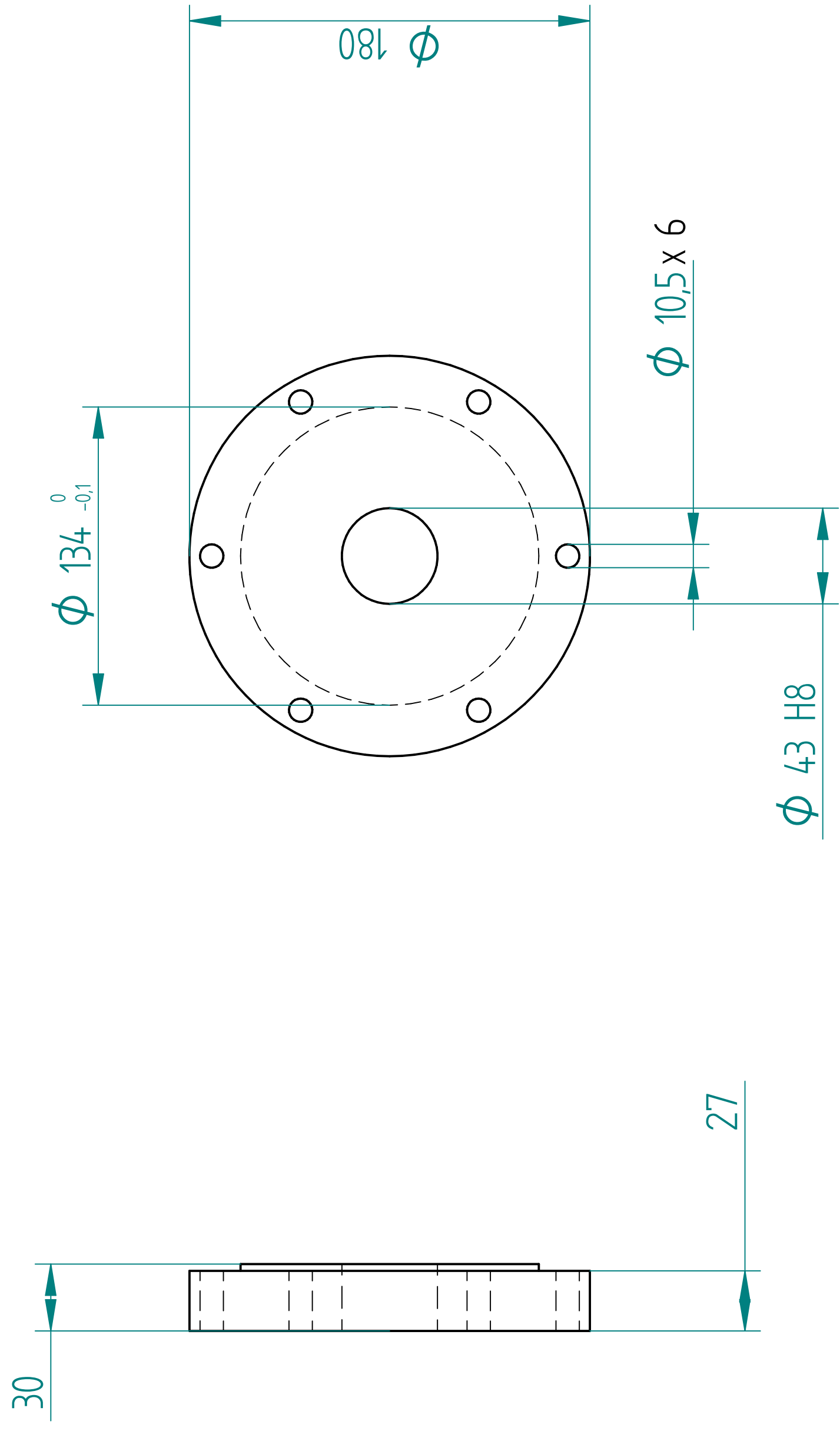
SOLID EDGE ACADEMIC COPY

DRAWN		NAME	DATE
		Matias	03/20/13
CHECKED			
ENG APPR			
MGR APPR			
TITLE			
Solid Edge			
DRAWN BY			
Laippa			
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±XX°		SIZE	REV
		DWG NO A3	
		FILE NAME: Laippa\kea2.dft	
SCALE: 1:1		WEIGHT:	
		SHEET 1 OF 1	

2 PL ±XXX 3 PL ±XXXX

REVISION HISTORY

REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED



Solid Edge

NAME	DATE
Matias	03/20/13
CHECKED	
ENG APPR	
MGR APPR	

TITLE  
Laiippa ketjurattaalle 1

SIZE DWG NO  
A3

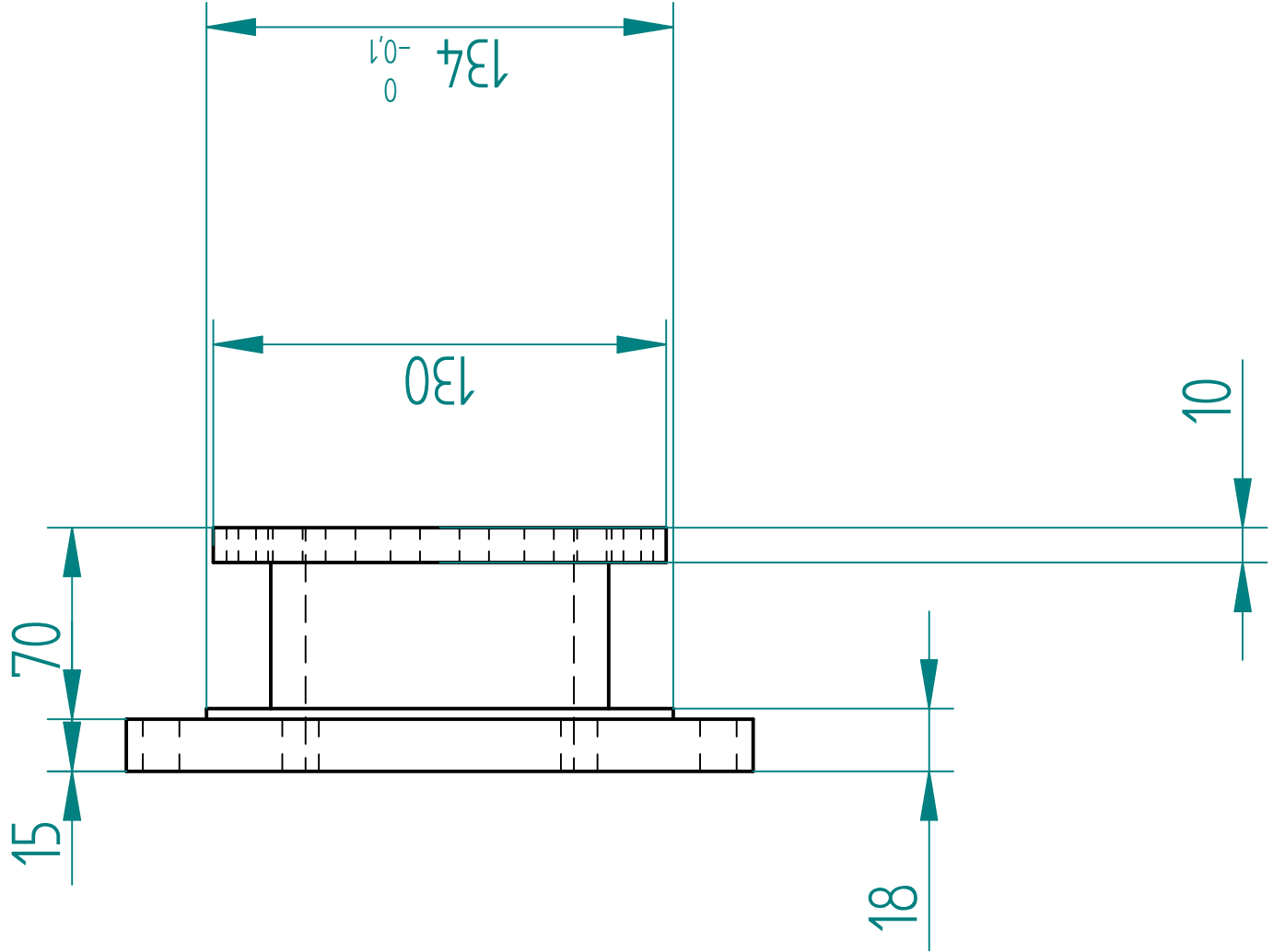
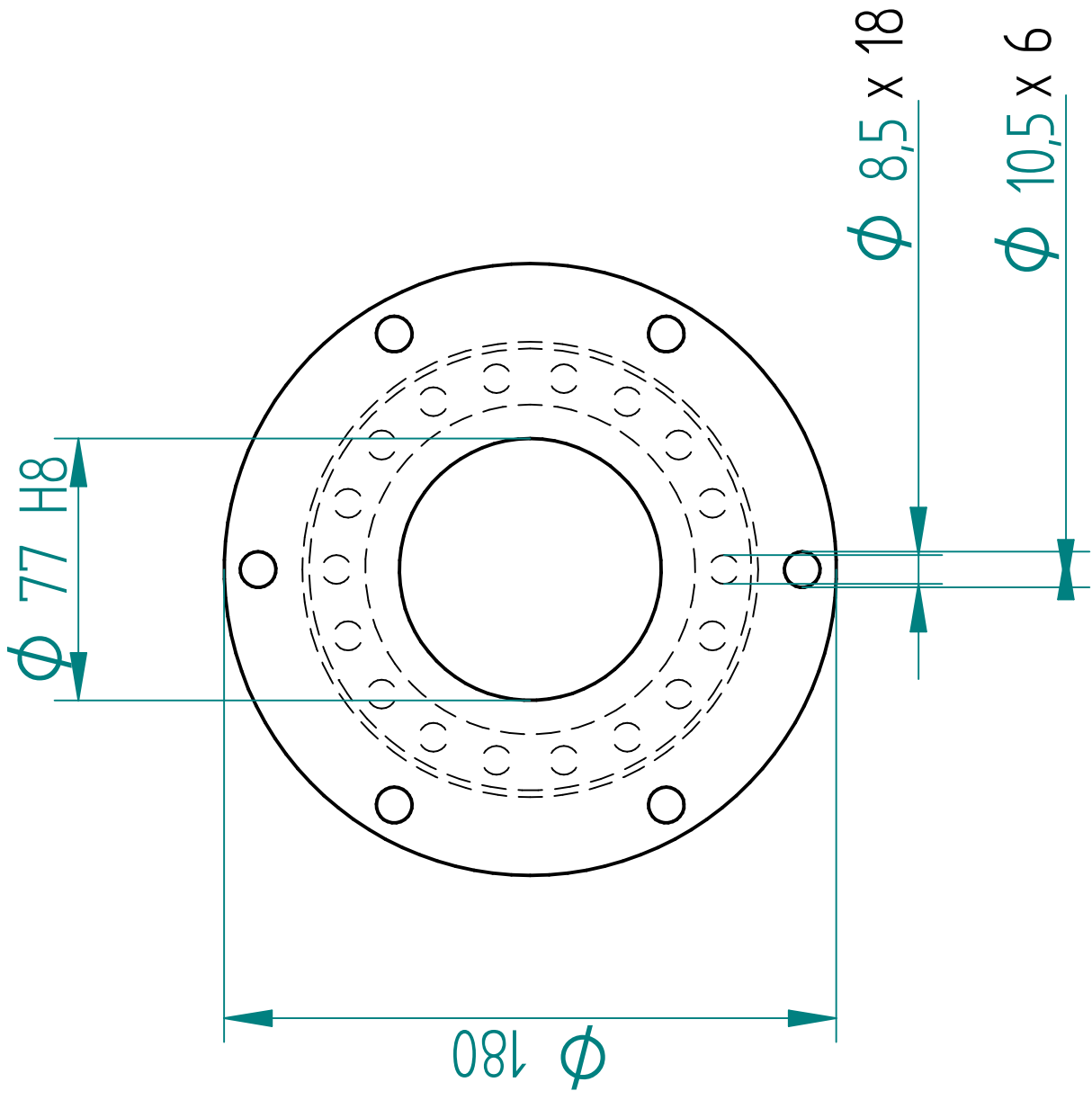
FILE NAME: Laiippavasenratas.dft

SCALE: 1:2 WEIGHT: SHEET 1 OF 1

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED  
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
ANGLES ±XX°  
2 PL ±X.XX 3 PL ±X.XXX

REVISION HISTORY		
REV	DESCRIPTION	DATE



SOLID EDGE ACADEMIC COPY

DRAWN	Matias	DATE	03/20/13
CHECKED			
ENG APPR			
MGR APPR			
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±XX°		2 PL ±XXX 3 PL ±XXXX	
TITLE	Solid Edge		
TITLE	Laippa ketjurattaalle 2		
SIZE	DWG NO	REV	
A3			
FILE NAME:	Laippaoikearatas.dft		
SCALE:	1:2	WEIGHT:	SHEET 1 OF 1