

# VOIMANSIIRRON KARTIOLIITOKSEN TESTAUSJÄRJESTELMÄ

Maunula Juha

Opinnäytetyö  
Tekniikka ja liikenne  
Kone- ja tuotantotekniikka  
Insinööri (AMK)

2017

Tekniikka ja liikenne  
Kone- ja tuotantotekniikka  
Insinööri (AMK)

---

<b>Tekijä</b>	Juha Maunula	Vuosi	2017
<b>Ohjaaja(t)</b>	TkL. Lauri Kantola		
<b>Toimeksiantaja</b>	Lapin Ammattikorkeakoulu		
<b>Työn nimi</b>	Voimansiirron kartioliitoksen testausjärjestelmä		
<b>Sivu- ja liitesivumäärä</b>	34 + 11		

---

Opinnäytetyön tilaajana toimi Lapin Ammattikorkeakoulun tutkimus-, kehitys-, ja innovaatioryhmä Arctic Power. Työn tavoitteena oli laskea ja määritellä Arctic Powerin sähkömoottorikelkkahankkeessa suunnitellun voimansiirron kartioliitoksen teoreettiset viitearvot, rakentaa liitokselle mekaaninen kestävydentestausjärjestelmä sekä todentaa teoreettisten arvojen paikkansapitävyys käytännön testauksin. Lisäksi luotiin pohja liitoksen uudelleenlaskennalle ja -testaukselle mahdollisen moottorityypin tai -koon vaihdon yhteydessä.

Työn teoriaosuus toteutettiin suorittamalla liitoksen kestävyuden kannalta merkittävät lujuuslaskelmat ja komponenttivalinnat testausjärjestelmälle. Käytännön osuudessa mekaaninen kestävydentestausjärjestelmä rakennettiin käyttäen Arctic Powerilla jo olemassa olevaa moottoridynamometriä sekä oikosulkumootoria ja niiden ohjauslaitteistoja.

Tulokseksi syntyi pienellä vaivalla koottava ja purettava liitoksen mekaaninen kestävydentestausjärjestelmä, liitoksen viitearvot ja testaustulokset sekä liitoksen uudelleenlaskennalle Excel-laskentapohja, johon tarvitsee vain syöttää liitoksen parametrit.

Tietoperustana opinnäytetyössä käytettiin koneenrakentamisen oppikirjoja, testausjärjestelmän sekä sähkömoottorikelkan komponenttien valmistajien ohjeita, sekä omaa että Arctic Powerin suunnittelutiimin tietämystä aiheesta.

Technology, Communication and  
Transport  
Mechanical and Production Engi-  
neering  
Bachelor of Engineering

---

<b>Author</b>	Juha Maunula	Year	2017
<b>Supervisor</b>	Lauri Kantola, Lic.Sc. (Tech.)		
<b>Commissioned by</b>	Lapland University of Applied Sciences		
<b>Subject of thesis</b>	Testing System for Cone Taper Connection in Power Transmission		
<b>Number of pages</b>	34 + 11		

---

This thesis was commissioned by Arctic Power, the Research, Development and Innovation Team at Lapland University of Applied Sciences. The purpose of the work was to calculate and define the theoretical reference values of a cone taper connection used in Arctic Power's electric snowmobile project, to build a mechanical endurance testing system for the connection, and to confirm the validity of the theoretical values by practical testing. In addition, a base for recalculation and testing of the connection was created in conjunction with a possible engine type or size change.

The theoretical part of the work was carried out by performing significant strength calculations for the cone taper connection and component selection for the testing system. In the practical part, the mechanical endurance testing system was built by using an already existing engine dynamometer at Arctic Power, an induction motor and their control equipment.

The result of the thesis was an easily assemblable and disassemblable mechanical endurance testing system for the connection, the reference values and test results of the connection, as well as an Excel sheet for the recalculation, where you only need to input new parameters.

The knowledge base of the thesis consists of mechanical engineering textbooks, manufacturer manuals for the testing system and electric snowmobile components, as well as my own and the Arctic Power research team's knowledge about the topic.

Key words

coupling, electric vehicles, power transmission

## SISÄLLYS

1	JOHDANTO .....	8
2	SÄHKÖMOOTTORIKELKKA ESLED .....	9
3	VOIMANSIIRTO.....	10
4	TESTAUKSEN ALKUTIEDOT .....	12
4.1	Testauksen periaate .....	12
4.2	Liitos ja testattavat osat .....	12
5	TIETOPERUSTA .....	15
5.1	Kartioliitos .....	15
5.1.1	Teoria.....	15
5.1.2	Kartioliitoksen mitoituksessa käytetyt kaavat .....	16
5.2	Ruuviliitos .....	17
5.2.1	Teoria.....	17
5.2.2	Kiristysruuvin mitoituksessa käytetyt kaavat .....	18
5.3	Hammashihnavälitys.....	22
5.3.1	Teoria.....	22
5.3.2	Komponenttivalinnat.....	22
6	TESTAUSLAITTEISTO.....	24
6.1	Oikosulkumoottori ja ohjaus.....	24
6.2	Moottoridynamometri ja ohjaus.....	25
6.3	Testauskokoontaminen .....	26
7	TESTAUS JA TULOKSET .....	27
7.1	Testausmenetelmä .....	27
7.2	Ylösvetotesti .....	28
7.3	Porrastettu testi.....	29
8	POHDINTA.....	31
8.1	Suoritetut testit.....	31
8.2	Työn onnistuminen ja jatkotoimenpiteet.....	32
	LÄHTEET.....	33
	LIITTEET .....	34

## ALKUSANAT

Haluan kiittää Arctic Powerin tiiminvetäjää Ari Karjalaista mielenkiintoisesta ja haastavasta opinnäytetyön aiheesta. Haluan myös kiittää Lauri Kantolaa opinnäytetyöni ohjauksesta, kommentteista, ja rakentavasta palautteesta.

Rovaniemellä 29.5.2017

Juha Maunula

## KAAVOISSA KÄYTETYT MERKINNÄT

Merkintä	Nimitys	Yksikkö
<b>Kartioliitos</b>		
$\mu$	Kartion kosketuspintojen kitkakerroin	-
$\gamma$	Kartion nousukulma	°
$d$	Kartion kosketuspintojen pienin halkaisija	mm
$D$	Kartion kosketuspintojen suurin halkaisija	mm
$L$	Kartion kosketuspintojen pituus akselin suunnassa	mm
$d_m$	Kartion keskihalkaisija	mm
$\rho$	Kitkakulma	-
$M_v$	Kartioliitoksen momentinsiirtokyky	Nm
$F_n$	Normaalivoima kartion vaipan alalle	N
$F$	Kartioliitoksen aksiaalinen kiristysvoima	N
$p$	Kartion vaipan pintapaine	N/mm <sup>2</sup>
$p_G$	Sallittu pintapaine	N/mm <sup>2</sup>
<b>Ruuvi</b>		
$P$	Ruuvien kierteen nousu	mm
$d_2$	Ruuvien nimelliskylkihalkaisija	mm
$d_3$	Ruuvien sydänhalkaisija	mm
$A_s$	Ruuvien kierteen jännityspinta-ala	mm <sup>2</sup>
$A_0$	Ruuvien kierteen jännityspinta-ala	mm <sup>2</sup>
$R_m$	Ruuvien murtolujuus	N/mm <sup>2</sup>
$R_{p0.2}$	Ruuvien 0.2% venymisraja	N/mm <sup>2</sup>
$\mu_{Gmin}$	Ruuviliitoksen kierteen minimikitkakerroin	-
$\mu_{Gmax}$	Ruuviliitoksen kierteen maksimikitkakerroin	-
$d_0$	Ruuvien pienimmän poikkileikkauksen halkaisija	mm
$F_s$	Ruuvien tarvittava aksiaalivoima	N
$M_{Gmin}$	Ruuviliitoksen kierteen minimikitkamomentti	Nm
$M_{Gmax}$	Ruuviliitoksen kierteen maksimikitkamomentti	Nm
$\tau_M$	Ruuvien pienimmän poikkileikkauksen vääntöjännitys	N/mm <sup>2</sup>
$W_E$	Elastinen vääntövästus	mm <sup>3</sup>
$n$	Ruuvien aksiaalivoiman varmuuskerroin	-
$F_M$	Ruuvien esikiristysvoima asennettaessa	N
$\sigma_M$	Vetojännitys ruuvien kiristysaikana	N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_{red}$	Redusoitu jännitys	N/mm <sup>2</sup>

$v$	Myötörajan hyödyntämssuhde	-
$\sigma_{Msall}$	Suurin sallittu kiristyksen aikainen vetojännitys	N/mm <sup>2</sup>
$F_{Msall}$	Suurin sallittu kiristyksen aikainen aksiaalivoima	N
$M_k$	Pultin kannan ja aluslevyn välinen kitkamomentti	Nm
$\mu_k$	Ruuvien kannan ja aluslevyn kitkakerroin	-
$d_h$	Aluslevyn reiän halkaisija	mm
$d_w$	Ruuvien kannan halkaisija	mm
$D_{km}$	Kannan ja aluslevyn kosketuspinnan keskihalkaisija	mm
$M_{Amin}$	Minimikiristysmomentti	Nm
$F_{Mmin}$	Minimiesikiristysvoima	N
$F_{Mmax}$	Maksimiesikiristysvoima	N

### Hammashihnakäyttö

$P_{suun}$	Suunnitteluteho	kW
$P_{tarve}$	Tehontarve	kW
$n_1$	Moottorin käyttökerroin	-
$P_{kyky}$	Hihnan kokonaistehonsiirtokyky	kW
$P_1$	Hihnan tehonsiirtokyky ennen korjauskertoimia	kW
$n_2$	Hihnan leveyden korjauskerroin	-
$n_3$	Hihnan pituuden korjauskerroin	-

## 1 JOHDANTO

Opinnäytetyön tilaajana on Lapin Ammattikorkeakoulun tutkimus-, kehitys- ja innovaatioryhmä Arctic Power. Työn tarkoituksena on määrittää Sähkökelkan Kauhapallistamisen Valmistelu (eSled3) -hankkeessa käytettävälle voimansiirrossa sijaitsevalle kartioliitokselle teoreettiset viitearvot lujuuslaskelmien avulla sekä rakentaa kestävydentestausjärjestelmä ja suorittaa sillä käytännön testejä.

Opinnäytetyön tavoitteena on varmistaa kartioliitoksen kestävyys sekä luoda pohja liitoksen uudelleenlaskennalle ja -testaukselle mahdollisen moottorityypin vaihdon yhteydessä.

Opinnäytetyö rajataan sähkömoottorikelkan voimansiirron kartioliitokseen ja sen tehonsiirtokyvyn määrittämiseen. Tehonsiirtokyvyn määrittämiseksi työssä esitetään liitoksen mitoituslaskelmat, testausjärjestelmän rakenne sekä mitatut testitulokset.

Tietoperustana opinnäytetyössä käytetään koneenrakentamisen oppikirjoja, testausjärjestelmän sekä sähkömoottorikelkan komponenttien valmistajien ohjeita, sekä omaa että Arctic Powerin suunnittelutiimin tietämystä aiheesta

Opinnäytetyön aihe ja toteuttaja valittiin Arctic Powerin tiiminvetäjän Ari Karjalaisen kanssa. Olin ollut mukana sähkökelkan suunnittelutiimissä eSled3-hankkeen alusta asti ja olin siksi hyvä vaihtoehto toteuttajaksi.

Opinnäytetyön suorittamisen työkaluina käytetään SolidWorks-suunnitteluohjelmaa, Mathcad-laskentaohjelmaa sekä Excel-taulukkolaskentaohjelmaa.



## 2 SÄHKÖMOOTTORIKELKKA eSled

eSled on Lapin Ammattikorkeakoulun TKI-ryhmän Arctic Powerin vuosina 2010-2014 kehittämä sähkömoottorikelkka. Perinteinen polttomoottorikelkka on muunnettu kokonaan sähkökäyttöiseksi riisumalla siitä polttomoottorikäytön komponentit ja korvaamalla ne sähkökäytön komponenteilla. Hankkeita on toteutettu Tekesin ja Lapin Liiton myöntämällä Euroopan aluekehitysrahaston tuella sekä muiden yhteistyökumppaneiden kanssa.

eSled on jo niittänyt maailmalla mainetta voittamalla SAE Clean Snowmobile Challenge -suunnittelukilpailun peräkkäisinä vuosina 2015 ja 2016 Zero Emissions Class-, eli päästöttömien kelkkojen luokassa (SAE International 2017).

eSled:n parissa tehdään jatkuvaa tuotekehitystä ja siitä on olemassa jo monta versiota, joista viimeisin on valmistunut keväällä 2017. Uusia versioita tulee varmasti vielä jatkossakin, koska sähkökelkan komponenteissa, varsinkin akkuteknologiassa, tapahtuu koko ajan kehitystä. Komponentti, joka oli vuosi sitten uusinta uutta, voi olla tänä päivänä jo ainakin osittain vanhentunutta tekniikkaa.

Käynnissä olevan eSled III TUTLI (Tutkimuksesta liiketoiminnaksi) –hankkeen tarkoitus on suunnitella sähkökelkasta uusi versio ja selvittää sen kaupallistamisen mahdollisuuksia. Jotta sähkökelkka saadaan toimimaan luotettavasti kaupallistamista varten, pitää kaikkien sen komponenttien kestää ja toimia sähkökelkan käyttöolosuhteissa.

Kuvassa 1 on eSled:n uusin versio teipattuna ja viimeisteltynä.



Kuva 1. eSled-sähkömoottorikelkka

### 3 VOIMANSIIRTO

Ajoneuvon voimansiirrossa siirretään voimanlähteeltä tuleva mekaaninen energia sinne, missä sitä tarvitaan ajoneuvon liikuttamiseksi. Esimerkiksi autoissa moottorin tuottama voima siirtyy moottorilta vaihdelaatikon ja erinäisten voimansiirtoakselien kautta renkaisiin, jotka alkavat pyöriä.

Perinteisessä moottorikelkassa mekaaninen energia siirtyy polttomoottorilta ja kytkimeltä eli ensiovariaattorilta variaattorin hihnan kautta toisiovariaattorille, siitä variaattoriakselin kautta ketjukoteloon ja sieltä ketjuvälityksen kautta telamattoa pyörittävälle alavetoakselille. Tämän seurauksena telamatto alkaa pyöriä ja kuljettaa kelkkaa eteenpäin.

Kuvassa 2 näkyy polttomoottorikelkan variaattorin rakenne. Alavasemmalla on kytkin ja yläoikealla toisiovariaattori.

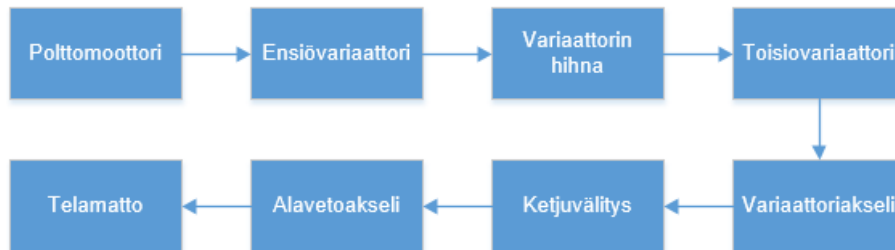


Kuva 2. Polttomoottorikelkan variaattori.

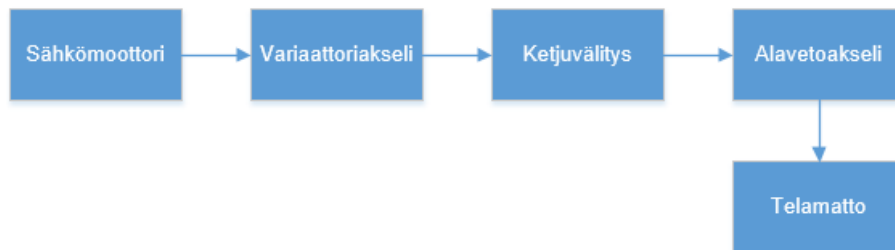
eSledissä sähkömoottori on kiinnitetty toisiovariaattorin tilalle variaattoriakselin päähän kartioliitoksella. Kuviossa 1 kuvataan perinteisen polttomoottorikelkan ja

eSled-sähkömoottorikelkan voimansiirrot. eSledissä sähkömoottori on variaattorin tilalla, joten voimansiirtolinja on selvästi lyhyempi. Variaattorin mahdollistama voimansiirron vaihteleva välityssuhde poistuu, mutta sen puuttumista kompensoidaan moottorinohjaimen säädöillä ja kelkalla ajamisen tuntu saadaan säilytettyä hyvin samankaltaisena.

Perinteinen moottorikelkka



eSled-sähkömoottorikelkka

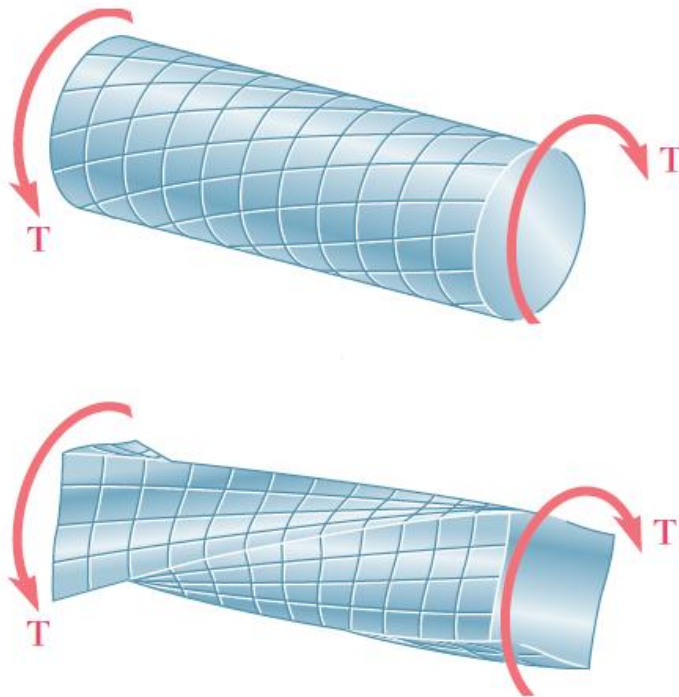


Kuvio 1. Kelkkojen voimansiirrot

## 4 TESTAUKSEN ALKUTIEDOT

### 4.1 Testauksen periaate

Kartioliitoksen kestävyys testattiin rasittamalla sitä vääntömomentilla. Vääntömomentti on voima, joka vääntää kappaleen päitä vastakkaisiin suuntiin kiertävästi. Kuviosta 2 ilmenee vääntömomentin vaikutus kappaleeseen.



Kuvio 2. Kappaleeseen kohdistuva vääntömomentti (StackExchange 2017)

Testausjärjestelmä rakennettiin niin, että kartioliitoksen napa eli moottoriakseli on hammashihnavälityksen kautta kiinni oikosulkumoottorissa ja kartioliitoksen akseli eli variaattoriakseli moottoridynamometrissä. Hammashihnavälitys valittiin siksi, että se pystyy siirtämään riittävän määrän vääntömomenttia sekä välitysuhteita on myöhemmin mahdollista muuttaa tekemättä testausjärjestelmään suuria muutoksia.

### 4.2 Liitos ja testattavat osat

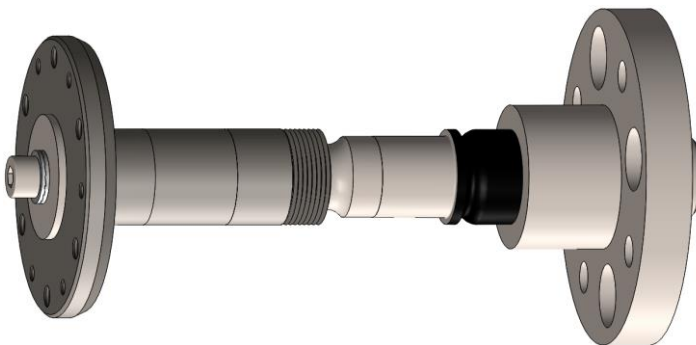
Moottoriakseli on kiinteä osa sähkömoottoria ja se on ulkoisilta mitoiltaan suunniteltu sähkömoottorin valmistajan piirustusten mukaisesti. Siihen on tehty tarvittavat muutokset akselin sisäosaan kartioliitoksen mahdollistamiseksi, ja se tulee

suoraan kiinni variaattoriakselin kartion muotoiseksi koneistettuun päähän. Tässä testissä käytettiin irrallaan olevaa moottoriakselia ja variaattoriakselin lyhennettyä versiota täyspitkän sijaan. Variaattoriakselin päähän myös valmistettiin adapteri, jolla akseli saatiin kiinnitettyä moottoridynamometriin.

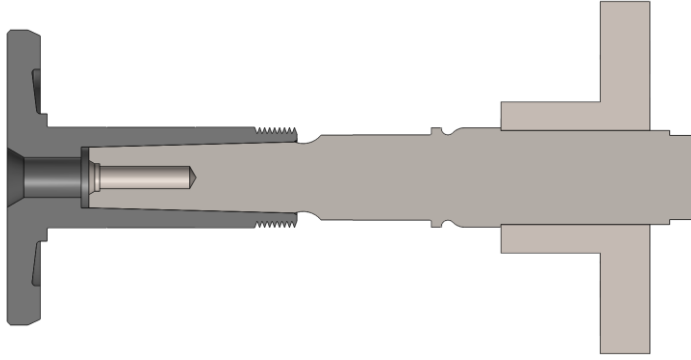
Kuvassa 3 ovat kartioliitoksen testattavat osat, kuviossa 3 on valmiin liitoksen 3D-malli, ja kuviossa 4 liitoksen läpileikkauskuva. Kaikissa on vasemmalla moottoriakseli ja oikealla variaattoriakseli adapterineen. Variaattoriakselin työpiirustus, josta selviävät kartion olennaiset mitat, on opinnäytetyön liitteenä (Liite 1).



Kuva 3. Kartioliitoksen osat



Kuvio 3. Kartioliitoksen 3D-malli



Kuvio 4. Kartioliitoksen läpileikkaus

Kun kartioliitosta sähkökelkkahankkeen varhaisessa vaiheessa suunniteltiin, oli vastassa paljon tilarajoitteita. Piti löytää sellainen ratkaisu, jossa kestävyiden kannalta oleelliset tekijät olivat tasapainossa. Kartio ei saanut olla liian lyhyt, variaattoriakseli ei saanut olla liian ohut sekä materiaalivahvuus kierteiden kohdalla piti olla riittävä. Moottoriakselin materiaalivahvuus kartion ympärillä ei myöskään saanut mennä liian ohueksi mahdollisen halkeamisen takia. Lisäksi liitoksessa piti olla selkeä kartiokulma, jotta liitoksen kiristäminen kiristysruuvilla olisi mahdollista.

Kartioliitoksen kulmaksi valikoitui Morse 1, jossa kartion sivujen välinen kulma on  $2,85748008^\circ$  (SFS-EN ISO 1119:en 2011, 16). Tämä kartiokulma oli sopivan loiva, jotta kartiosta saatiin riittävän pitkä, eivätkä materiaalivahvuudet kummasakaan akselissa jääneet liian pieniksi. Jos moottorin valmistajaa joskus vaihdetaan ja halutaan pitää samanlainen kartioliitos, pitää varmistua, ettei moottoriakseli ole ainakaan nykyistä ohuempi halkaisijaltaan.

## 5 TIETOPERUSTA

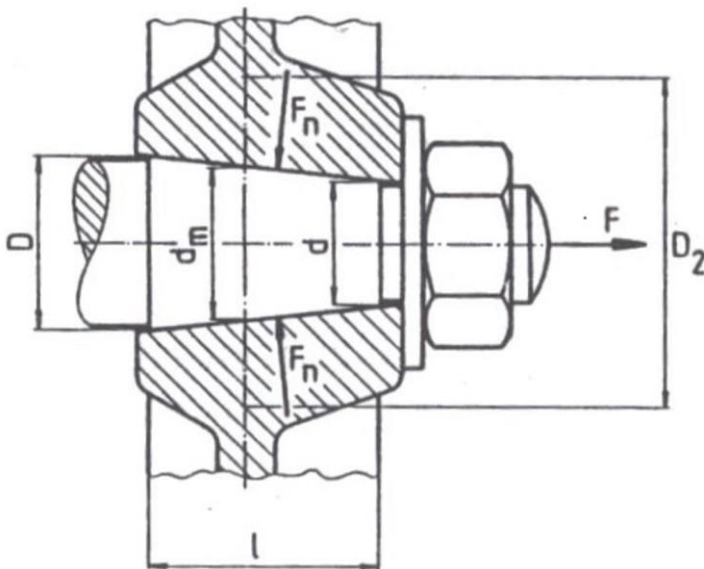
### 5.1 Kartioliitos

Kaikki kartioliitoksen laskelmat suoritettiin Mathcad Prime -laskentaohjelmalla, ja niiden tulokset esitetään liitteessä 2.

#### 5.1.1 Teoria

Kartioliitos on kitkasulkeinen akselin ja navan liitos. Kitkasulkeisissa liitoksissa toisiinsa liitettävät osat saatetaan keskinäiseen puristukseen, jolloin kosketuspintojen kitkavoimat ja normaalivoima estävät liukumisen ja irtoamisen. (Björk ym. 2014, 252.) Kartioliitoksen periaate ilmenee kuvioista 5.

Kartioliitoksen tehtävä on siis siirtää vaadittava määrä vääntömomenttia sähkömoottorilta liitoksen kautta eteenpäin aina telamattoon asti. Liitos ei saa luistaa eikä irrota missään vaiheessa.



Kuvio 5. Kartioliitoksen periaatekuva (Björk ym. 2014, 253)

### 5.1.2 Kartioliitoksen mitoituksessa käytetyt kaavat

Kartioliitoksen kaavat ja kitkakerroin saatiin lähteestä (Björk ym. 2014, 253-254).

Kaavojen merkintöjen selitykset löytyvät tämän työn sivuilta 6-7.

Vääntömomentin siirtokyvyn kaava:

$$M_v = \mu F_n \frac{1}{2} d_m \quad (1)$$

Kartion keskihalkaisijan kaava:

$$d_m = \frac{1}{2} (D + d) \quad (2)$$

Kaavaa (1) muokkaamalla saadaan tarvittava normaalivoima:

$$F_n = \frac{M_v}{\mu \frac{1}{2} d_m} \quad (3)$$

Kartion normaalivoiman kaava:

$$F_n = \frac{F}{[\sin(\frac{1}{2} \gamma) + \mu \cos(\frac{1}{2} \gamma)]} \quad (4)$$

Kaavaa (4) muokkaamalla saadaan tarvittava aksiaalinen kiristysvoima:

$$F = F_n [\sin(\frac{1}{2} \gamma) + \mu \cos(\frac{1}{2} \gamma)] \quad (5)$$

Pintapaineen kaava:

$$p = \frac{F}{\pi d_m L} \frac{\cos(\rho)}{\sin(\frac{1}{2}\gamma + \rho)} \quad (6)$$

Liitoksen pintapaine ei saa ylittää materiaalin rajapintapainetta (kaava 7). Liitoksen pintapaine jää merkittävästi teräksen rajapintapaineen alle.

$$p \leq p_G \quad (7)$$



## 5.2 Ruuviliitos

Kaikki ruuviliitoksen laskelmat suoritettiin Mathcad Prime -laskentaohjelmalla, ja niiden tulokset esitetään liitteessä 2.

### 5.2.1 Teoria

Kiinnitysruuvien tehtävänä on rakenneosien liittäminen kiinni toisiinsa (Björk ym. 2014, 132). Kartioliitos suunniteltiin kiristettäväksi yhdellä M8-kokoisella 12.9-luokan kuusiokoloruuvilla. Variaattoriakselissa on kierrereikä, johon kiristysruuvi kierretään ja ruuvin kanta jää moottoriakselin ulkopuolelle laippaa vasten. Ruuvin kiristyksen synnyttämä aksiaalivoima vetää akselit toisiinsa kiinni kiristämällä kartioliitoksen, jolloin kitkavoimat pitävät sen luistamattomana ja vääntömomentin siirto mahdollistuu.

Kiristystiukkuutta määriteltäessä piti ottaa huomioon kitkakerrointen hajonta ja määrittää minimikiristysmomentti, jolla saavutettaisiin tarvittava esikiristysvoima epäedullisimmissakin kitkaolosuhteissa kuitenkin ylittämättä liitoksen maksimijännitysarvoja. Kierreet öljyttiin kitkakertoimen minimoimiseksi, ja sitä kautta esikiristysvoiman maksimoimiseksi.

Aukikiertymisen estämiseksi ruuviliitos varmistettiin NordLock-lukitusaluslevyllä.

### 5.2.2 Kiristysruuvien mitoituksessa käytetyt kaavat

Metrisellä vakiokierteellä varustettu standardiruuvi, jossa kierrepituus  $\geq 0,8 d$  kestää yleensä kierteen leikkautumatta (Airila ym. 2003, 186). Tässä työssä kierrepituus  $> 2 d$ , joten sitä ei tarvinnut erikseen laskea.

Kiristysruuvien laskennallisten arvojen määrittämiseen käytettiin hyödyksi standardikokoisen ruuvien geometrisia mittoja ja niistä johdettuja kaavoja (Taulukko 1).

Taulukko 1. ISO-vakiokierteisten ruuvien mittoja (Björk ym. 2014, 134)

Valikoima tavallisimpia metristen ISO-vakiokierteiden halkaisijoita ja nousuja ruuveille ja muttereille. Sulkujen sisällä olevia kokoja pitäisi välttää.

Kierre	P	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	R <sub>min</sub>	A <sub>3</sub>	A <sub>s</sub>
	mm	mm	mm	mm	mm <sup>2</sup>	mm <sup>2</sup>
M3	0,5	2,68	2,39	0,063	4,47	5,03
M4	0,7	3,55	3,14	0,088	7,75	8,78
M5	0,8	4,48	4,02	0,100	12,7	14,2
M6	1	5,35	4,77	0,125	17,9	20,1
(M7)	1	6,35	5,77	0,125	26,2	28,9
M8	1,25	7,19	6,47	0,156	32,8	36,6
M10	1,5	9,03	8,16	0,188	52,3	58,0
M12	1,75	10,86	9,85	0,219	76,2	84,3
(M14)	2	12,70	11,55	0,250	105	115
M16	2	14,70	13,55	0,250	144	157
(M18)	2,5	16,38	14,93	0,313	175	192
M20	2,5	18,38	16,93	0,313	225	245
(M22)	2,5	20,38	18,93	0,313	282	303
M24	3	22,05	20,32	0,375	324	353
(M27)	3	25,05	23,32	0,375	427	459
M30	3,5	27,73	25,71	0,438	519	561
(M33)	3,5	30,73	28,71	0,438	647	694
M36	4	33,40	31,09	0,500	759	817

Ruuvien pienimmän poikkileikkauksen halkaisija kierteen kohdalla (Björk ym. 2014, 142):

$$d_0 = \frac{d_2 + d_3}{2} \quad (8)$$

Kertomalla tarvittava aksiaalivoima varmuusluvulla saadaan liitos kiristettyä maksimitiukkuuteen kuitenkin ylittämättä sallittuja jännityksiä.

$$F_M = F_S n \quad (9)$$

Pinnoittamattoman öljytyn 12.9-lujuusluokan ruuvin kierteen kitkakerroin saatiin lähteestä (Björk ym. 2014, 144).

Metrisillä ISO-vakiokierteillä nousukulma on pieni ja kylkikulma  $\alpha = 60^\circ$ , kierteen kitkamomentti voidaan kirjoittaa: (Björk ym. 2014, 141-143)

$$M_{Gmin} = \frac{1}{2} d_2 F_M \left( 1,155 \mu_{Gmin} + \frac{P}{\pi d_2} \right) \quad (10)$$

$$M_{Gmax} = \frac{1}{2} d_2 F_M \left( 1,155 \mu_{Gmax} + \frac{P}{\pi d_2} \right) \quad (11)$$

Maksimivääntöjännitys ruuvin pienimmässä poikkileikkauksessa:

$$\tau_M = \frac{M_{Gmax}}{W_E} \quad (12)$$

Elastinen vääntövastus:

$$W_E = \frac{\pi d_0^3}{16} \quad (13)$$

Vetojännitys ruuvin pienimmässä poikkileikkauksessa:

$$\sigma_M = \frac{F_M}{A_0} \quad (14)$$

Redusoitu jännitys saa olla maksimissaan 90% ruuvin materiaalin myötörajasta, jolloin myötörajan hyödyntämissuhde on 0,9 (Björk ym. 2014, 143):

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_M^2 + \tau_M^2} \leq v R_{p0.2} \quad (15)$$

Yhdistämällä kaavat 11-15 saadaan suurin sallittu vetojännitys kiristysvaiheessa:

$$\sigma_{Msall} = \frac{v R_{p0.2}}{\sqrt{1+3 \left[ \frac{3}{2} \frac{d_2}{d_0} \left( 1,155 \mu_{Gmax} + \frac{P}{\pi d_2} \right) \right]}} \quad (16)$$

Suurin sallittu kiristuksen aikainen aksiaalivoima:

$$F_{Msall} = \sigma_{Msall} A_0 \quad (17)$$

NordLock-lukitusaluslevyn kitkakerroin ja suurin sallittu kiristysmomentti saatiin lähteestä (NordLock Group 2017, 9).

Kun ruuvi kiristetään, saadaan ruuvin kannan ja alustan, eli liitettävän osan välille kitkamomentti (Björk ym. 2014, 143):

$$M_K = \frac{1}{2} \mu_K D_{km} F_M \quad (18)$$

Kosketuspinnan keskihalkaisija:

$$D_{km} = \frac{d_w + d_h}{2} \quad (19)$$

Minimikiristysmomentti:

$$M_{Amin} = M_K + M_{Gmax} \quad (20)$$

Esikiristysvoima:

$$F_{Mmin} = \frac{2 M_{Amin}}{1.155 \mu_{Gmax} d_2 + \mu_K D_{km} + \frac{P}{\pi}} \quad (21)$$

$$F_{Mmax} = \frac{2 M_{Amin}}{1.155 \mu_{Gmin} d_2 + \mu_K D_{km} + \frac{P}{\pi}} \quad (22)$$

Kiristuksen aikainen suurin aksiaalivoima ei saa ylittää ruuvin suurinta sallittua aksiaalivoimaa (kaava 23). Redusoitu jännitys ei saa ylittää ruuvin suurinta sallittua jännitystä (kaava 24). Minimikiristysmomentti ei ylitä NordLock-lukitusaluslevyn suurinta sallittua kiristysmomenttia.

$$F_{\text{Mmax}} \leq F_{\text{Msall}} \quad (23)$$

$$\sigma_{\text{red}} \leq v R_{\text{p0.2}} \quad (24)$$

### 5.3 Hammashihnavälitys

Kaikki hammashihnavälityksen laskelmat suoritettiin Mathcad Prime -laskentaohjelmalla, ja niiden tulokset esitetään liitteessä 2.

#### 5.3.1 Teoria

Hammashihnavälitys on hihna- ja ketjuvälityksen välimuoto. Rakenteeltaan hammashihna on kuin muutkin hihnat, mutta voima ei välity kitkan kautta vaan muutosulkeisesti hihnassa ja hihnapyörissä olevien hampaiden välityksellä. (Björk ym. 2014, 380.)

Hammashihnasta ja sen komponenteista ei esitetä kaikkia teoreettisia laskukaavoja, koska valitun järjestelmän valmistajan ohjeiden perusteella pystyttiin valitsemaan oikeat komponentit. Ohjeet saatiin lähteestä (SKS Group 2017, 18-23).

#### 5.3.2 Komponenttivalinnat

Hammashihnan ja hihnapyörien valmistajaksi valittiin Gates sillä perusteella, että Lapin Ammattikorkeakoululla oli tätä opinnäytetyötä tehtäessä paikallisen toimitajan kanssa hankintasopimus.

Testilaitteistoon piti valita hammashihnavälityksen komponentit, joissa oli riittävä vääntömomentinsiirtokyky, jotka olivat yhteensopivia olemassa olevien komponenttien kanssa sekä mahtuivat muiden määriteltyjen parametrien sisälle.

Seuraamalla valmistajan ohjeita (SKS Group 2017, 18) määritettiin hammashihnakäytölle lähtöarvot.

1. Tehon tarve: 55 kW
2. Ensiönopeus: 1500 RPM.
3. Toisionopeus: 1500 RPM.
4. Käytettävien akseleiden keskiöetäisyys: n.360 mm.
5. Käyttöaika: < 1h / vrk.

Vaihe 1: (SKS Group 2017, 18-19) Käyttökertoimeksi valittiin 1,6, koska se arvioni mukaan osui lähimmäksi todellisia käyttöolosuhteita. Ajoittainen käyttö kohtalaisella kuormituksella. Lisäkerroin 0, koska välityssuhde oli 1:1.

Vaihe 2: (SKS Group 2017, 18) Suunnitteluteho.

$$P_{\text{suun}} = P_{\text{tarve}} n_1 \quad (25)$$

Käyttämällä kaavaa 25 saatiin suunnittelutehoksi 88 kW.

Vaihe 3: (SKS Group 2017, 20) Hammasjaoksi valittiin 14 mm, koska arvioitu tehontarve oli lähellä 8 mm:n ja 14 mm:n rajaa.

Vaiheet 4 & 5: Akselivälitaulukkoa (SKS Group 2017, 72) ja tehotaulukkoa (SKS Group 2017, 130) käyttäen valittiin hammashihnan pituus ja hihnapyörien hammasluku, jotka osuivat lähimmäksi todellista akseliväliä hihnan kiristäminen huomioiden sekä pystyvät välittämään tarpeeksi tehoa. Testausjärjestelmän rakenne ja tilarajoitukset huomioiden haluttiin valita mahdollisimman kapea hihna.

$$P_{\text{kyky}} = P_1 n_2 n_3 \quad (26)$$

Käyttämällä kaavaa 26 saatiin hihnan tehonsiirron kyvyksi 73,5 kW.

Koska tehonsiirron kyky PowerGrip GT3 -hihnalla ei ylittänyt suunnittelutehon arvoa, valittiin 1400-14M-55 PowerGrip GTX -hammashihna ja 48-14M-55-hihnapyörät. PowerGrip GTX kykenee siirtämään 40% enemmän tehoa kuin PowerGrip GT3 -hammashihna (Gates Corporation 2017).

Oikosulkumoottorin akselin halkaisija on 65 mm ja moottoriakselin adapterin halkaisija on 40 mm, joten piti löytää kartioholkkityyppi, joka kävisi molempiin sekä hihnapyörään.

Etran luettelosta (Etra 2012, 106) löytyi oikeanlainen hihnapyörä eli 48-14M-55/3020 -hammashihnapyörä, ja vaatimuksia vastaavat 3020/65- ja 3020/40-Taperlock-kartioholkit (Etra 2012, 204). Vääntömomentinsiirtokyky kartioholkeilla oli minimissään 550 Nm, mikä riitti tähän tarkoitukseen todella hyvin.

## 6 TESTAUSLAITTEISTO

### 6.1 Oikosulkumoottori ja ohjaus

Kuvassa 4 esitettyä oikosulkumoottoria ohjattiin valvomossa sijaitsevalla taajuusmuuttajalla (Kuva 5). Moottorin pyörimisnopeutta muutettiin virran taajuutta muuttamalla, joten ohjauspaneeliin tarvitsi syöttää ainoastaan haluttu taajuus. Oikosulkumoottori toimi siten, että se ylläpiti haluttua kierrosnopeutta, eikä jarrutus vaikuttanut siihen.

Oikosulkumoottori on VEM Motorsin malli K21R 250 M4 NS, jossa on tehoa 55 kW 1 450 RPM:n nopeudella. Huippunopeus on 1 750 RPM.



Kuva 4. Oikosulkumoottori



Kuva 5. Taajuusmuuttaja ja sen ohjaus suurennettuna



## 6.2 Moottoridynamometri ja ohjaus

Moottoridynamometri on Borghi & Saverin malli FE 300 SR, jossa on tehoa 250 kW 3 000 RPM:n nopeudella ja vääntöä 730 Nm 1 000 RPM:n nopeudella. Huippunopeus on 12 000 RPM.

Kuvassa 6 esitettyä moottoridynamometriä ohjattiin valvomossa sijaitsevan ohjaustietokoneen Tornado-ohjelmalla (Kuva 7).



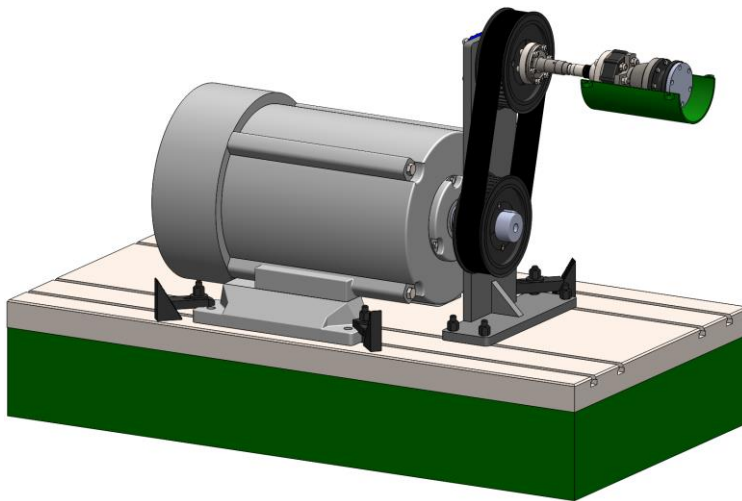
Kuva 6. Moottoridynamometri



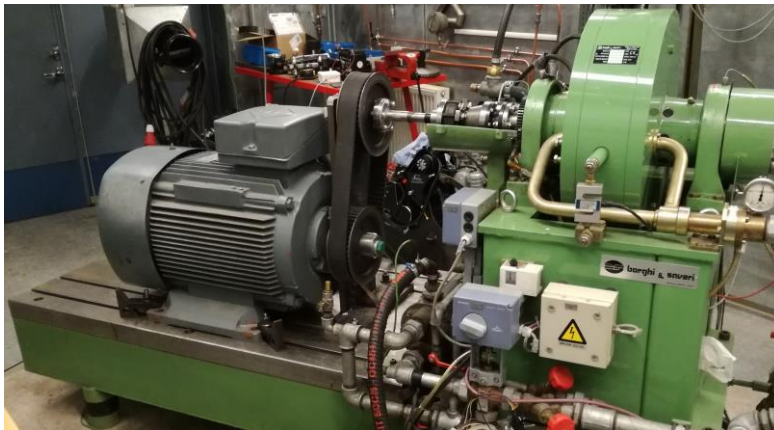
Kuva 7. Moottoridynamometrin ohjausohjelma

### 6.3 Testauskoonpano

Testauskoonpano ja sen komponentit suunniteltiin kokonaan SolidWorks-suunnitteluohjelmalla. Olemassa olevat osat mallinnettiin ja valmistettavat osat suunniteltiin niihin yhteensopiviksi. Kuviossa 6 näkyy testauskoonpanon valmis 3D-malli ja kuvassa 8 testauskoonpano valmiiksi rakennettuna. 3D-malliin mallinnettiin ainoastaan testausjärjestelmän rakentamisen kannalta oleelliset osat.



Kuvio 6. Testauskoonpanon 3D-malli.



Kuva 8. Valmis testauskoonpano

## 7 TESTAUS JA TULOKSET

Testiä varten piti määrittää kiristysruuvien minimikiristysmomentti. Liitoksen minimikiristysmomentiksi M8-kokoiselle 12.9-lujuusluokan ruuville saatiin 30,3 Nm. Tällä kiristysmomentilla siis saavutetaan epäedullisimmissakin kitkaolosuhteissa tarvittava kiristysvoima pitämään liitoksen luistamattomana ja hyvissä kitkaolosuhteissa liitos kestää suurempiakin vääntömomentteja. Laskukaavat ja tulokset löytyvät liitteestä 2.

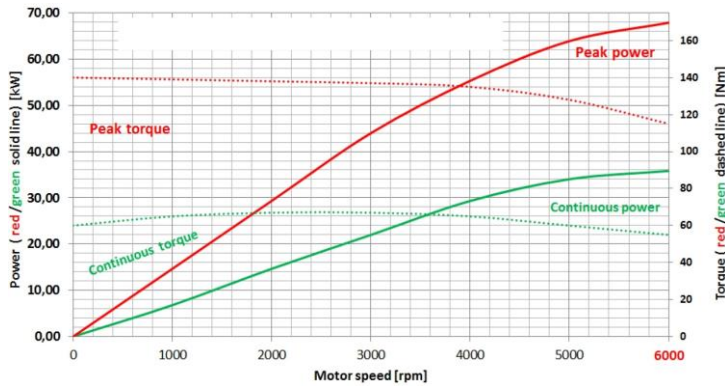
Liitoksen uudelleenlaskennan työkaluksi tehtiin Excel-muodossa oleva laskentapohja. Siihen tarvitsee vain syöttää liitoksen uudet parametrit, ja ohjelma laskee uuden minimikiristysmomentin, sekä näyttää, jos raja-arvot ylittyvät. Excel-laskentapohjan esimerkkilaskelma on opinnäytetyön liitteenä 3.

### 7.1 Testausmenetelmä

Testaus tapahtui siten, että oikosulkumoottori pyöritti akselikokoonpanoa ja sen pyörimistä alettiin hidastaa käyttäen moottoridynamometrin jarrua. Valitsin tämän testaustavan staattisen sijaan, koska se simuloi oikeaa ajotilannetta siltä osin, että akseli pyöri kohtalaisen nopeasti ja ulkoinen voima moottoridynamometriltä aiheutti siihen vääntömomenttia. Kelkalla ajetaan vaihtelevalla nopeudella epätasaisessa maastossa, jossa voimansiirtoon kohdistuu kuormituspiikkejä. Mahdollinen tilanne on esimerkiksi pitkä hyppy, jossa kuljettaja löysää kaasun. Kelkka käy ilmassa jolloin telamaton ja siten voimansiirron liike hidastuu tai jopa pysähtyy. Telamatto ja sitä kautta myös muut voimansiirron osat jatkavat pyörimistään suurella kiihtyvyydellä, kun telamatto vastaa alustaan jälleen. Olisin halunnut suorittaa testit sähkömoottorikelkan moottorin huippukierrosalueella, joka on 6 000-7 000 RPM, mutta olemassa oleva oikosulkumoottori ei päässyt niin korkeisiin kierroslukuihin. Uusi moottori olisi maksanut monta tuhatta euroa.

Ensimmäisessä testissä liitosta testattiin vääntömomentilla, joka vastasi sähkömoottorikelkkaan valitun moottorin valmistajan ilmoittamaa hetkellistä huippuvääntöä, joka on 150 Nm. Kuviossa 7 on esitetty moottorin todellinen teho-/vääntökäyrä. Kuvio on peräisin moottorin valmistajan tuotetiedoista, jotka on esitetty

liitteessä 4. Liite 4 sisältää Arctic Powerin liiketoiminnan kannalta luottamuksellista tietoa, joten sitä ei esitetä opinnäytetyön julkisessa versiossa.



Kuvio 7. Moottorin teho-/vääntökäyrä

Toisessa testissä testattiin liitoksen todellista kestävyyttä. Tarkoituksena on kasvattaa vääntömomenttia, kunnes liitos alkaa luistaa.

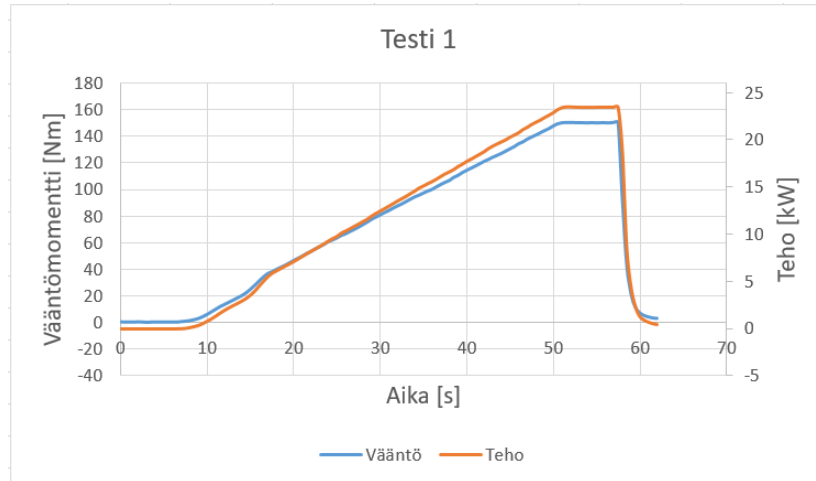
Molemmat testit aloitettiin käynnistämällä ensin oikosulkumoottori ja säätämällä se haluttuun kierrosnopeuteen, joka oli tässä testissä 1 500 RPM. Kun moottori oli saavuttanut tarvittavan kierrosnopeuden, ajettiin moottoridynamometrin esikirjoitettu testausohjelma.

Opinnäytetyössä toteutettu testausjärjestelmä mahdollisti uusille liitoksille vastaavien tai erilaisten testien tekemisen jatkossa. Sitä varten tarvitsee vain muokata moottoridynamometrin testiohjelman parametreja.

## 7.2 Ylösvetotesti

Ohjelman alussa oli viiden sekunnin odotusjakso, jonka jälkeen ohjelma aloitti testausdatan keräämisen ja tallentamisen. Testausdatan keräämisen aloittamisen jälkeen oli uusi viiden sekunnin odotusjakso, jonka jälkeen aloitettiin jarrutus. Jarrutus tapahtui siten, että 45 sekunnin jakson aikana jarrutusmomentti nostettiin nolasta 150 Nm:in, jota seurasi 7 sekunnin odotusjakso, jarrutuksen lopetus ja datan keräämisen keskeytys.

Kuviossa 8 esitetty kuvaaja on tehty tallennetusta testausdatasta ja siitä ilmenee testin eteneminen. Vasemmalla pystyakselilla näkyy vääntömomentti, oikealla pystyakselilla teho ja vaaka-akselilla ajan kulku.



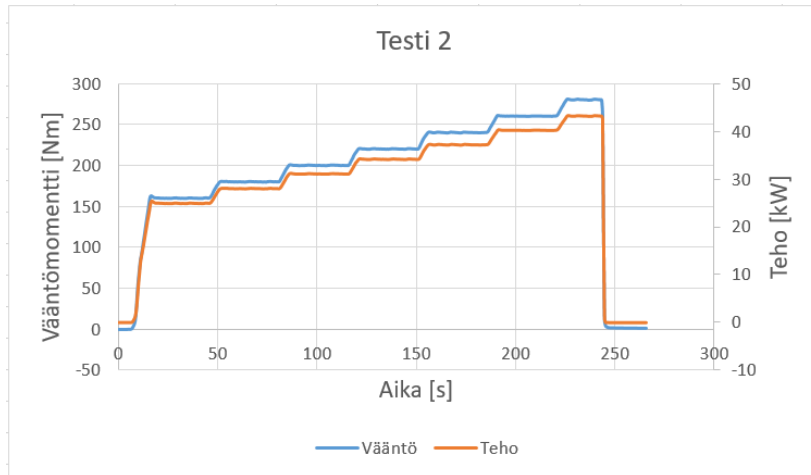
Kuvio 8. Ylösvetotestin testidatan kuvaaja

Kun kaikki muu oli tehty, tarkistettu moneen kertaan ja testaus voitiin aloittaa, itse testaus vei todella vähän aikaa.

Testi suoritettiin muutoksia tekemättä varmuuden vuoksi 2 kertaa. Molemmilla kerroilla onnistuneesti, ja kartioliitos kesti 150 Nm vääntömomentin 1 500 RPM:ssä. Liitoksessa ei havaittu luistamista eikä rikkoutumista kummallakaan kerralla.

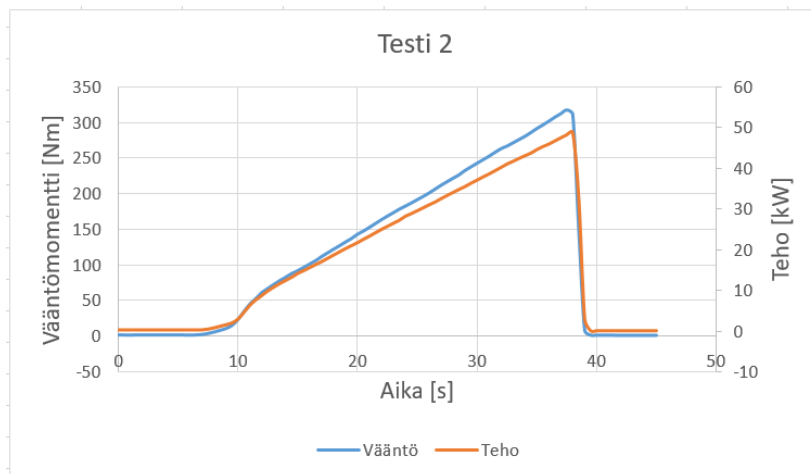
### 7.3 Porrastettu testi

Ohjelman alussa oli viiden sekunnin odotusjakso, jonka jälkeen ohjelma aloitti testausdatan keräämisen ja tallentamisen. Testausdatan keräämisen aloittamisen jälkeen oli uusi viiden sekunnin odotusjakso, jonka jälkeen aloitettiin jarrutus. Jarrutus tapahtui siten, että 10 sekunnin jakson aikana jarrutusmomentti nostettiin nolasta 160 Nm:in, ja sen jälkeen portaittain 20 Nm välein, kunnes liitos alkaa luistaa. Jokaista vääntömomentin nostoa seurasi 30 sekunnin odotusjakso. N.44 kW tehon kohdalla moottori lakkasi pyörimästä. Kuviossa 9 esitetty kuvaaja on tehty tallennetusta testausdatasta ja siitä ilmenee testin eteneminen.



Kuvio 9. Porrastetun testin testidatan kuvaaja

Teimme useamman testin hieman eri parametreilla, ja tulos oli aina samankaltainen: kun vääntömomentti oli 300 Nm:n lähimaastossa, loppui sähkömoottorista teho. Viimeinen tehty testi oli ensimmäisen testin kaltainen suoraviivainen ylös-  
vetotesti. Ohjelman alussa oli viiden sekunnin odotusjakso, jonka jälkeen ohjelma aloitti testausdatan keräämisen ja tallentamisen. Testausdatan keräämisen aloittamisen jälkeen oli uusi viiden sekunnin odotusjakso, jonka jälkeen aloitettiin jarrutus. Jarrutus tapahtui siten, että 48 sekunnin jakson aikana jarrutusmomentti nostettiin nolasta 480 Nm:in, jonka jälkeen 30 sekunnin odotusjakso, jarrutuksen lopetus ja datan keräämisen keskeytys. Suurin mitattu vääntömomentti oli 317 Nm, ennen kuin moottorista jälleen loppui teho ja se pysähtyi. Kuviossa 10 esitetty kuvaaja on tehty tallennetusta testausdatasta ja siitä ilmenee testin etene-



Kuvio 10. Viimeisen ylös-  
vetotestin testidatan kuvaaja

## 8 POHDINTA

### 8.1 Suoritetut testit

Ylösvetotestissä teoreettisten laskelmien mukaan liitoksen pitikin kestää, mutta itse olin silti vähän huolissani testiä aloittaessa. Ymmärtääkseni laskukaavat pitävät paikkansa tarkasti ideaalitulanteessa, eli sellaisessa tilanteessa, jossa testattavat osat ovat lähes täydellisiä. Liitoksen kartiomuotojen valmistuksessa on voinut ja voi tulla pieniä valmistusteknisiä virheitä tai poikkeamia, jotka kuitenkin mahtuvat valmistustoleranssien sisään. Tällaisia poikkeamia ovat esimerkiksi pinnan tasaisuuden poikkeamat tai poikkeama kartion kulmassa, jotka kaikki heikentäisivät liitoksen kestävyttä. Myös kitkakertoimet ovat arvioita, jotka voivat poiketa todellisesta tilanteesta.

Kartioliitoksen osien kartiopinnat valmistetaan sorvaamalla. Valmistuksessa pitäisi pyrkiä mahdollisimman pieniin poikkeuksiin valmistustoleransseissa liitoksen kestävyden varmistamiseksi. Kartion todellisten mittojen pitää vastata mahdollisimman tarkasti suunniteltuja mittoja, ja varsinkin kartion kulmien täytyy vastata toisiaan liitettävissä osissa. Mitä tarkempia toleransseja valmistettaville osille määrätään, sitä enemmän niiden valmistaminen kuitenkin tulee maksamaan.

Näitä mahdollisia virheitä on myös mahdollista kompensoida varmuuskertoimella. Kasvattamalla ruuvien kiristysmomenttia kuitenkin ylittämättä komponenttien sallittuja jännityksiä, saadaan vähennettyä mahdollisten virheiden vaikutusta. Tässä työssä käytettiin varmuuskerrointa, joka oli 1,2. Varmuuskerroin oli aika pieni, koska M8-kokoisen kiristysruuvien raja-arvot tulivat hyvin äkkiä vastaan.

Porrastetussa testissä ja viimeisessä ylösvetotestissä liitos kesti selvästi enemmän, kuin moottorin ilmoitetun huippuväännön verran. Ylösvetotestissä liitos kesti sen jopa yli kaksinkertaisesti ja sen tehonsiirtokyky oli odotettua suurempi. Mahdollisia syitä odotettua korkeammalle suorituskyvylle ovat suotuisat kitkaolosuhteet sekä hyvä laatu kartiopintojen valmistuksessa.

## 8.2 Työn onnistuminen ja jatkotoimenpiteet

Työn suoritus onnistui mielestäni hyvin. Kartion kestävyys laskeminen onnistui ja liitos kesti määritetyn vääntömomentin ja enemmänkin. Lisäksi saatiin tehtyä helppokäyttöinen ja nopea työkalu tulevia kartioliitoksen laskelmia varten. Huonona puolena mainittakoon se, että todellista kestävyyttä ei saatu testattua, koska moottorista loppui teho.

Lopullisen kestävyys määrittämiseksi jatkotoimenpiteinä voidaan tehdä testauslaitteiston välityssuhteiden muuttaminen ja sitä kautta vääntömomentin kasvattaminen, vaikkakin kierrosluvun hinnalla.



## LÄHTEET

Airila, M., Ekman, K., Hautala, P., Kivioja, S., Kleimola, M., Martikka, H., Miettinen, J., Niemi, E., Ranta, A., Rinkinen, J., Salonen, P., Verho, A., Vilenius, M. & Välimaa, V. 2003. Koneenosien suunnittelu. 4. painos. Porvoo : WSOY.

Björk, T., Hautala, P., Huhtala, K., Kivioja, S., Kleimola, M., Lavi, M., Martikka, H., Miettinen, J., Ranta, A., Rinkinen, J. & Salonen, P. 2014. Koneenosien suunnittelu. 6. painos. Helsinki : Sanoma Pro.

Etra 2012. Voimansiirto. Viitattu 29.5.2017 <http://www.etra.fi/catalogs/Voimansiirto2012/files/assets/basic-html/page206.html>

Gates Corporation 2017. PowerGrip GTX. Viitattu 29.5.2017 [https://ww2.gates.com/europe/brochure.cfm?brochure=12845&location\\_id=19707](https://ww2.gates.com/europe/brochure.cfm?brochure=12845&location_id=19707)

Nord-Lock Group 2017. Nord-Lock Lukitusaluslevyt. Viitattu 29.5.2017 [http://www.nord-lock.com/wp-content/uploads/2012/05/NL-washers\\_product-brochure\\_70025F11\\_201203.pdf](http://www.nord-lock.com/wp-content/uploads/2012/05/NL-washers_product-brochure_70025F11_201203.pdf)

SAE International 2017. Viitattu 29.5.2017. <http://students.sae.org/cds/snowmobile/results/>

SFS-EN ISO 1119:en. 2011. Geometrical product specifications (GPS). Series of conical tapers and taper angles (ISO 1119:2011). Helsinki: SFS.

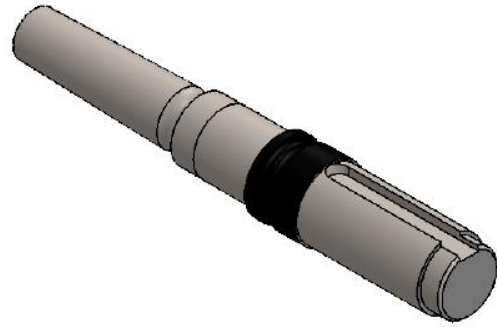
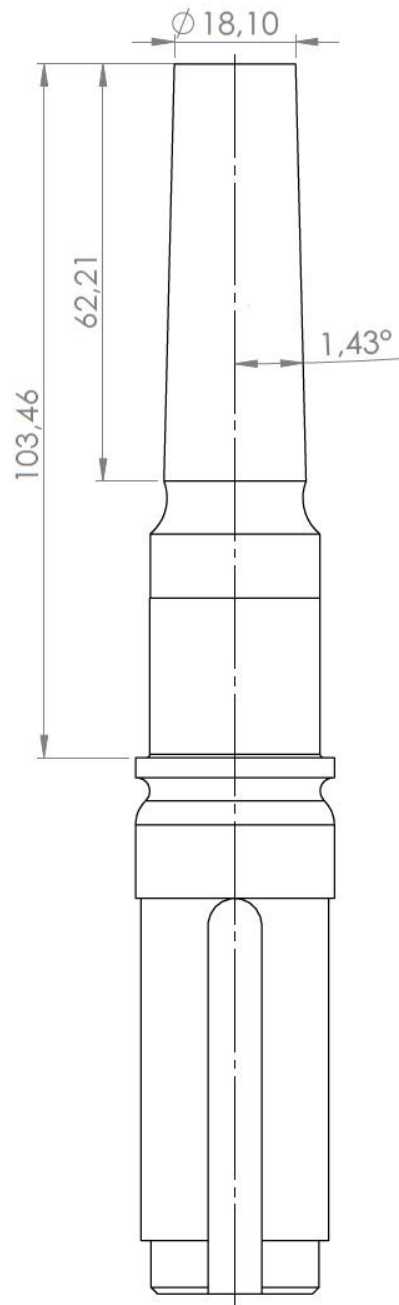
SKS Group 2017. Hammashihnakäyttäjien suunnitteluopas. Viitattu 29.5.2017 [http://www.sks.fi/www/sivut/186CEF516D83C523C2257B6B003E6E36/\\$FILE/Hammashihnak%C3%A4ytt%C3%B6jen%20suunnitteluopas.pdf](http://www.sks.fi/www/sivut/186CEF516D83C523C2257B6B003E6E36/$FILE/Hammashihnak%C3%A4ytt%C3%B6jen%20suunnitteluopas.pdf)

StackExchange 2017. Viitattu 29.5.2017 <http://tex.stackexchange.com/questions/239234/how-to-draw-torsion-prismatic-beams-in-tikz>

**LIITTEET**

- Liite 1. Variaattoriakselin työpiirustus
- Liite 2. Laskukaavat ja tulokset
- Liite 3. Esimerkkilaskelma
- Liite 4. Sähkömoottorin tekniset tiedot

## Liite 1



Kartion kulma on  $2,85748008^\circ$   
eli Morse #1

## Liite 2 1(6)

## KARTIO

Kartion kitkakerroin  
 $\mu := 0.275$

Kartion nousukulma  
 $\gamma := 2.85748008^\circ$

Kartion pienin halkaisija  
 $d := 18.1 \text{ mm}$

Tarvittava momentinsiirtokyky  
 $M_{max} := 150 \text{ N} \cdot \text{m}$

Kartion pituus  
 $L := 62 \text{ mm}$

Kartion suurin halkaisija  
 $D := 21 \text{ mm}$

$$M_v := M_{max}$$

Kitkakulma  
 $\rho := \arctan(\mu) = 0.268$

Kartion keskihalkaisija

$$d_m := \frac{1}{2} \cdot (D + d) = 19.55 \text{ mm}$$

Tarvittava kiristysruuvien normaaliavoima

$$F_n := \frac{M_v}{\mu \cdot \frac{1}{2} \cdot d_m} = 55801 \text{ N}$$

Tarvittava kiristysruuvien aksiaalivoima

$$F := F_n \cdot \left( \sin\left(\frac{1}{2} \cdot \gamma\right) + \mu \cdot \cos\left(\frac{1}{2} \cdot \gamma\right) \right) = 16732 \text{ N}$$

Liitoksen pintapaine

$$p := \frac{F}{\pi \cdot d_m \cdot L} \cdot \frac{\cos(\rho)}{\sin\left(\frac{1}{2} \cdot \gamma + \rho\right)} = 14.7 \text{ MPa}$$

## Liite 2 2(6)

## KIRISTYSRUUVI M8 12.9

Nousu $P := 1.25 \text{ mm}$	Nimelliskylkihalkaisija $d_2 := 7.19 \text{ mm}$	Sydänhalkaisija $d_3 := 6.47 \text{ mm}$
Jännityspinta-ala $A_s := 36.6 \text{ mm}^2$	Murtolujuus $R_m := 1220 \text{ MPa}$	0.2% venymisraja $R_{p0.2} := 1080 \text{ MPa}$
$A_0 := A_s$		

Jännitysala kierteen kohdalla

$$d_0 := \frac{d_2 + d_3}{2} = 6.83 \text{ mm}$$

Kierteen kitkeroin

$$\mu_{Gmin} := 0.10 \quad \mu_{Gmax} := 0.16$$

Tarvittava aksiaalivoima

$$F_s := F = 16732 \text{ N}$$

Varmuuskerroin

$$n := 1.2$$

Ruuvin aksiaalivoima

$$F_M := F_s \cdot n = 20078 \text{ N}$$

Kierteen kitkamomentti

$$M_{Gmin} := \frac{1}{2} \cdot d_2 \cdot F_M \cdot \left( 1.155 \cdot \mu_{Gmin} + \frac{P}{\pi \cdot d_2} \right) = 12 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{Gmax} := \frac{1}{2} \cdot d_2 \cdot F_M \cdot \left( 1.155 \cdot \mu_{Gmax} + \frac{P}{\pi \cdot d_2} \right) = 17 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Elastinen vääntövastus

$$W_E := \frac{\pi \cdot d_0^3}{16} = 62.6 \text{ mm}^3$$

## Liite 2 3(6)

Pienimmän poikkileikkauksen vääntöjännitys

$$\tau_M := \frac{M_{Gmax}}{W_E} = 277 \text{ MPa}$$

Kiristysenaikainen vetojännitys

$$\sigma_M := \frac{F_M}{A_0} = 549 \text{ MPa}$$

Redusoitu jännitys

$$\sigma_{red} := \sqrt{\sigma_M^2 + 3 \cdot \tau_M^2} = 729 \text{ MPa}$$

Myötörajan hyödyntämssuhde

$$v := 0.9$$

Suurin sallittu jännitys

$$v \cdot R_{p0.2} = 972 \text{ MPa}$$

Suurin sallittu kiristysenaikainen vetojännitys

$$\sigma_{Msall} := \frac{v \cdot R_{p0.2}}{\sqrt{1 + 3 \cdot \left( \frac{3 \cdot d_2}{2 \cdot d_0} \cdot \left( 1.155 \cdot \mu_{Gmax} + \frac{P}{\pi \cdot d_2} \right) \right)}} = 665 \text{ MPa}$$

Suurin sallittu kiristysenaikainen aksiaalivoima

$$F_{Msall} := \sigma_{Msall} \cdot A_0 = 24332 \text{ N}$$

## Liite 2 4(6)

Kannan kitkakerroin  
 $\mu_K := 0.12$

Aluslevyn reiän halkaisija  
 $d_h := 8.7 \text{ mm}$

Ruuvien kannan halkaisija  
 $d_w := 12.8 \text{ mm}$

Kannan kosketuspinnan keskihalkaisija

$$D_{km} := \frac{d_w + d_h}{2} = 10.75 \text{ mm}$$

Kannan kitkamomentti

$$M_K := \frac{1}{2} \cdot \mu_K \cdot D_{km} \cdot F_M = 13 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Minimikristysmomentti

$$M_{Amin} := M_K + M_{Gmax} = 30.3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Esikristysvoima

$$F_{Mmax} := \frac{2 \cdot M_{Amin}}{1.155 \cdot \mu_{Gmin} \cdot d_2 + \mu_K \cdot D_{km} + \frac{P}{\pi}} = 24051 \text{ N}$$

$$F_{Mmin} := \frac{2 \cdot M_{Amin}}{1.155 \cdot \mu_{Gmax} \cdot d_2 + \mu_K \cdot D_{km} + \frac{P}{\pi}} = 20078 \text{ N}$$

$$F_M := F_{Mmin}$$

$$F_n := \frac{F_M}{\left( \sin\left(\frac{1}{2} \cdot \gamma\right) + \mu \cdot \cos\left(\frac{1}{2} \cdot \gamma\right) \right)} = 66961 \text{ N}$$

Vääntömomentti, jonka liitos kestää epäedullisimmissakin kitkaolosuhteissa

$$M_v := \mu \cdot F_n \cdot \frac{1}{2} \cdot d_m = 180 \text{ N} \cdot \text{m}$$

## Liite 2 5(6)

## SALLITTUJEN VOIMIEN TARKASTELU

Esikiristysvoima

$$F_{Mmax} \leq F_{Msall}$$

$$F_{Mmax} = 24051 \text{ N}$$

$$F_{Msall} = 24332 \text{ N}$$

Kiristykseen aikainen maksimivetojännitys

$$\sigma_M := \frac{F_{Mmax}}{A_0} = 657 \text{ MPa}$$

Redusoitu jännitys

$$\sigma_{red} \leq v \cdot R_{p0.2}$$

$$\sigma_{red} := \sqrt{\sigma_M^2 + 3 \cdot \tau_M^2} = 814 \text{ MPa}$$

$$v \cdot R_{p0.2} = 972 \text{ MPa}$$



## Liite 2 6(6)

## HAMMASHIHNÄKÄYTTÖ

Tehon tarve

$$P_{tarve} := 55 \text{ kW}$$

Käyttökerroin

$$n_1 := 1.6$$

Suunnitteluteho

$$P_{suun} := P_{tarve} \cdot n_1 = 88 \text{ kW}$$

Leveyden korjauskerroin

$$n_2 := 1.5$$

Pituuden korjauskerroin

$$n_3 := 1$$

Hihnan tehonsiirtokyky ennen korjauskertoimia

$$P_1 := 49 \text{ kW}$$

Hihnan tehonsiirtokyky

$$P_{kyky} := P_1 \cdot n_2 \cdot n_3 = 73.5 \text{ kW}$$

## Liite 3

	A	B	C	D	E	F	G
1	Selite	Arvo	Yksikkö				
2	<b>KARTIO</b>				<b>TULOKSET</b>		
3	Kartion nousukulma	2,85748008 <sup>o</sup>			Minimikieristysmomentti [Nm]		
4	Kitkakerroin	0,275	-		30,3		
5	Kartion pienin halkaisija	18,1	mm				
6	Kartion suurin halkaisija	21	mm		Vääntömomentti, jonka liitos kestää huonoissakin kitkaolosuhteissa [Nm]		
7	Kartion pituus	62	mm		180		
8	Tarvittava momentinsiirtokyky	150	Nm				
9	Materiaalin rajapintapaine	200	N/mm <sup>2</sup>		<b>SALLITUT JÄNNITYKSET</b>		
10					Esikieristysvoima max.	Suurin sallittu esikieristysvoima [N]	
11	<b>KIRISTYSRUUVI</b>				24051 ≤	24332	
12	Kierteen nousu	1,25	mm				
13	Nimelliskylkihalkaisija	7,19	mm		Redusoitu jännitys	Suurin sallittu jännitys [N/mm <sup>2</sup> ]	
14	Sydänhalkaisija	6,47	mm		814 ≤	972	
15	Jännityspinta-ala	36,6	mm <sup>2</sup>				
16	Murtolujuus	1220	N/mm <sup>2</sup>		Kartion pintapaine	Rajapintapaine [N/mm <sup>2</sup> ]	
17	0,2% venymisraja	1080	N/mm <sup>2</sup>		21,1 ≤	200	
18	Kierteen kitkakerroin min.	0,1	-				
19	Kierteen kitkakerroin max.	0,16	-				
20	Varmuuskeroin	1,2	-				
21	Kannan kitkakerroin	0,12	-				
22	Aluslevyn reiän halkaisija	8,7	mm				
23	Ruuvien kannan halkaisija	12,8	mm				
24							