

TEHOPENKIN TEKNILLINEN KEHITTÄMINEN

Mettiäinen Henry

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

2018

Tekijä	Henry Mettiäinen	Vuosi	2018
Ohjaaja	Ins. (AMK) Petri Kesälahti		
Työn nimi	Tehopenkin teknillinen kehittäminen		
Sivu- ja liitesivumäärä	40+0		

Opinnäytetyön aiheena on harrastetallin dynamometrin mekaanisen puolen teknillinen kehittäminen. Työssä tutkittiin dynamometrin mahdollista tehonmittausalueen nostamista. Opinnäytetyössä pohdittiin myös osien teknillistä kehittämisen tarvetta.

Työssä käytettiin tutkimusaineistona teknisiä julkaisuja. Työn käytännön osuudessa suoritettiin tämän myötä osille tarvittavia mitoituslaskelmia.

Työn tuloksena saavutettiin dynamometriin kehittelyaineistoa tehonmittausalueen nostamiseksi. Työn tekemisen myötä selvisi myös, että mikäli kyseisestä dynamometriä voitaisiin käyttää, se vaatisi lisätutkimusta edelleen koko rakenteen osalta.

Avainsanat: dynamometri, laakeri, kitkaliitosholkki, triggeripyörä, jarru

Technology, Communication and Transport
Mechanical Engineering
Bachelor of Engineering

Author	Henry Mettiäinen	Year	2018
Supervisor	Petri Kesälahti, BEng		
Subject of thesis	Development of Power Bench		
Number of pages	40 + 0		

The objective of the thesis was the development of a hobby dynamometer. Raising the technical power range of the dynamometer was studied. The thesis also studies the need of the possible technical development of the parts.

Technical publications are used as research material. The practical section of the study includes measuring calculations of the parts.

The results of the thesis is development material for the dynamometer to raise the power range of the dynamometer. It was also found out that if the dynamometer in question could be used, it will need further study concerning the whole structure.

The job has give its author technical information and technical data to develop a dynamometer in the future.

Key words: dynamometer, bearing, friction connecting sleeve, trigger wheel, brake

SISÄLLYS

1	JOHDANTO	6
2	DYNAMOMETRI	7
2.1	Historiaa	7
2.2	Dynamometrin rakenne	7
2.3	Dynamometrin käyttö	8
3	TARKASTELUN KOHTEENA OLEVAT DYNAMOMETRIN KOMPONENTIT 10	
3.1	Käyttöakseli	10
3.2	Massavauhtipyörä	11
3.3	Kitkaliitosholkki	11
3.4	Voimansiirto	13
3.5	Triggeripyörä	13
3.6	Laakerointi	14
3.7	Jarrutus	14
4	DYNAMOMETRIN KÄYTTÖNOPEUS	15
4.1	Hitausmomentin määrittäminen	15
4.2	Dynamometrin työn määrittäminen	17
4.3	Tarvittavan alkupyörintänopeuden määrittäminen	17
4.4	Loppupyörintänopeuden määrittäminen	18
5	KITKALIITOSHOLKKI	20
5.1	Dynamometrin navan minimihalkaisijan määrittäminen	20
5.2	Toleranssien määrittäminen	22
5.3	Käyttökertoimen määrittäminen	24
5.4	Asentaminen ja kiristysmomentti	25
6	TRIGGERIPYÖRÄ	27
7	LAAKEROINTI	28
7.1	Dynamometrin tarpeet laakeroinnille	28
7.1.1	Staattisen kuorman määrittäminen	28
7.1.2	Dynaaminen kuormitus	29
7.1.3	Sivuttainen voima	29

7.2	Laakerityypin ja laakeripesän valinta	30
7.3	Käyttöiän määrittäminen	31
7.3.1	Luotettavuusprosenttikerroin	31
7.3.2	Yhdistetyt kertoimet a_{iso}	32
7.3.3	Käyttöiän määrittäminen.....	35
8	JARRU.....	36
9	POHDINTA	38
	LÄHTEET.....	39

1 JOHDANTO

Kiinnostus opinnäytetyön aiheeseen, harrastetallin dynamometrin mekaanisen puolen teknilliseen kehittämiseen syntyi sen toimintavarmuuden varmistamisesta tulevaisuudessa. Tarkoituksena olisi nostaa tehon mittausaluetta, mahdollisesti 1000 hevosvoimaan asti. Tämän johdosta tavoitteena on selvittää, minkälaisia vääntökuormituksia sekä tehoja nykyisen dynamometri osat kestäisivät. Mahdollisesti tämän myötä joudutaan nykyisiä dynamometrin osia kehittämään. Tutkimukseen käytetään teoreettista aineistoa mekaaniselta puolelta sekä aikaisempia tutkimuksia kyseisen dynamometrin ohella ja mahdollisia käytännön testauksia tarpeen vaatiessa.

2 DYNAMOMETRI

Tehopenkki eli viralliselta nimeltään dynamometri on mittausväline erilaisille laitteille, joiden tehoa halutaan määrittää. Yleisesti tehopenkkejä voidaan käyttää polttomoottoreiden tai sähkömoottoreiden tehon sekä väännön selvittämiseen.

2.1 Historiaa

Sana teho kuvaa kuinka paljon työtä tehdään tiedetyssä ajassa. 1700-luvun lopussa James Watt, joka tunnetaan muun muassa höyrymoottorin kehittäjänä, kehitti teholle määritteen nimeltä hevosvoima. Termi hevosvoima juontuu nimensä mukaisesti hevosesta. Wattin mukaan hevonen jaksaa nostaa noin 75 kg:n massan maasta metrin korkeuteen yhden sekunnin aikana. Myöhemmin hän sai nimensä kansainväliseen SI yksikköjärjestelmään kuvaamaan tehoa nimellä Watti. (Killedar 2012.)

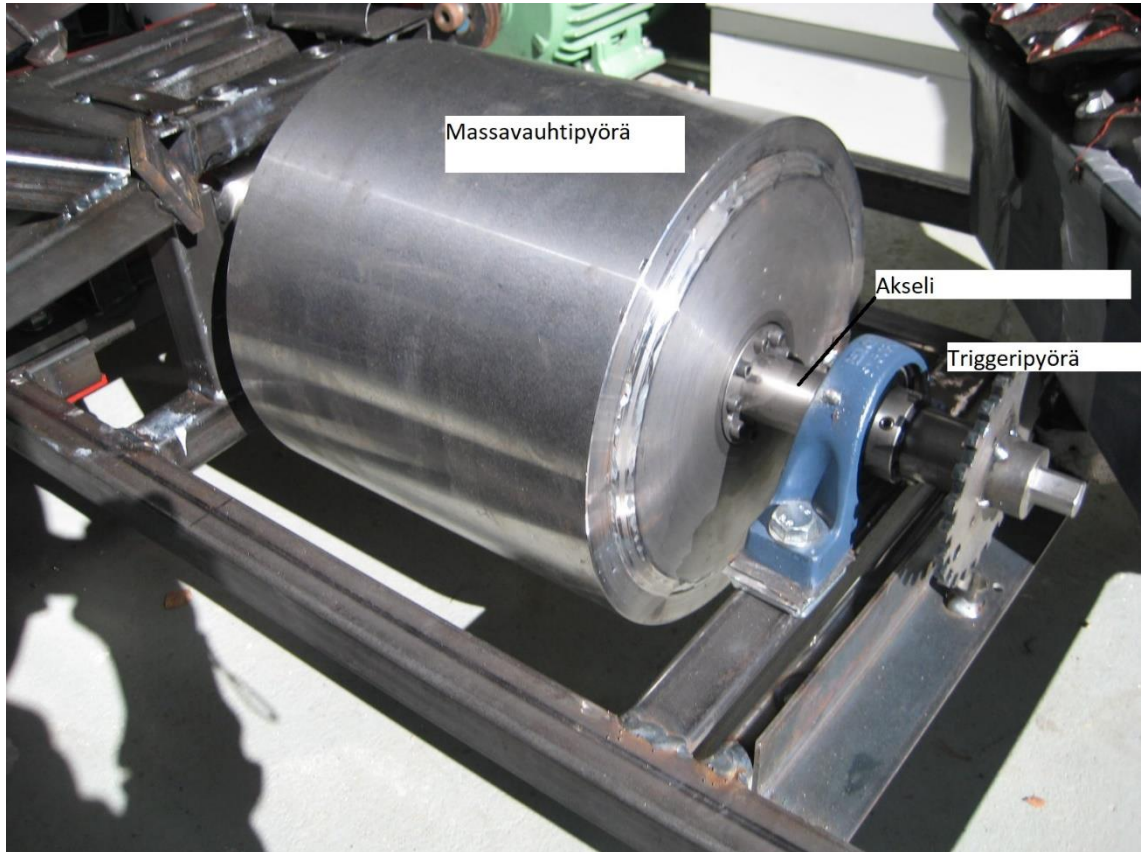
Tiedettävästi ensimmäisen dynamometrin kehitti ranskalainen matemaatikko ja insinööri Gaspard de Prony 1821, jonka dynamometri perustui testattavan laitteen kuormittamiseen jarrutustekniikalla. (Killedar 2012.)

Tehon mittaamiseen on olemassa useita eri menetelmiä. Yleisesti mittauslaitteet perustuvat siihen, että mitattavaa laitetta kuormitetaan tiedetyllä voimalla. Tällaiset kuormittavat dynamometrit perustuvat yleisesti koetettavan kappaleen aiheuttamaan hitausmomenttiin tai jarruttavaan mekanismiin, kuten sähkömagneettisesti tai vedenpaineella jarruttamiseen, kuten Gaspard de Pronylla oli jarrutustekniikkaan perustuva dynamometri. (Killedar 2012.)

2.2 Dynamometrin rakenne

Työn kohteena oleva dynamometri on itse valmistettu moottoridynamometri vuodelta 2015 (Kuva 1). Kyseisen dynamometrin mittaustapa perustuu hitausmomentin kiihdyttämiseen eli toisella nimellä kutsuttuna inertiaan. Nykyisellään tehon mittausalue rajoittuu noin 150 hevosvoimaan. Dynamometrillä tehot määritetään moottorista välityksen kautta. Penkin hitausmomentti on 1,86 Kgm² ja käytössä oleville laakereille sopiva käyttökiertoalue on 5000 rpm. Tehon mittaus

suoritetaan tehonmittauslaitteistolla sekä siihen liittyvällä ohjelmistolla. Laitteisto koostuu tiedonkeruuyksiköstä, impulssianturista sekä tietokoneohjelmasta.



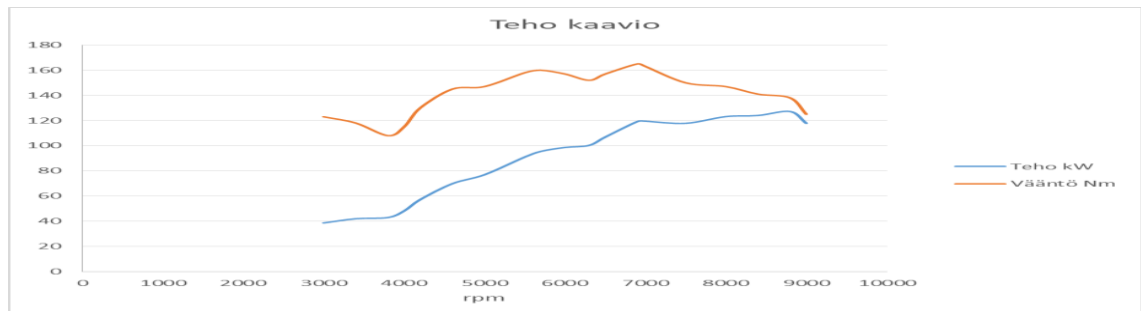
Kuva 1. Työn aiheena oleva dynamometri

Hitausmomentti saadaan aikaiseksi kyseisellä dynamometrillä koetettavan kappaleen osista, tarkemmin sanottuna niiden painosta ja koosta. Hitausmomenttiin vaikuttavat osat ovat tässä dynamometrissä oleellisesti massavauhtipyörä ja akseli. Mitä iso kokoisemmat ja painavammat osat, sen isompi on hitausmomentti. (Hautala & Peltonen 2011, 63.)

2.3 Dynamometrin käyttö

Tehoa mitattaessa testattavaa laitetta kiihdytetään dynamometrissä. Kiihdytyksen johdosta impulssianturi saa tiedon massavauhtipyörän kulmakiihtyvyyksistä triggeripyörän avulla. Ohjelmisto tulkitsee testattavasta kohteesta saatavan tehon, dynamometrin oman hitausmomentin, testauksen kulmakiihtyvyyden sekä

kulmanopeuden perusteella. Kiihdytyksen jälkeen ohjelmisto piirtää tehoa ja vääntöä kuvaavat kuviot kuten tehokuviossa (Kuvio 1).



Kuvio 1. Tehokuviio

Teho ja vääntökaavat perustuvat yhtälöihin, joista ensimmäisellä yhtälöllä saadaan selville momentti (Kaava 1) ja toisella teho (Kaava 2). (Hautala & Peltonen 2011, 63 - 70)

$$M = J \alpha \quad (1)$$

missä

M	on	momentti [Nm]
J	on	hitausmomentti [Kgm ²]
α	on	kulmakiihtyvyys [rad/s ²]

$$P = M \omega \quad (2)$$

missä

P	on	teho [kW]
ω	on	kulmanopeus [rad/s]

3 TARKASTELUN KOHTEENA OLEVAT DYNAMOMETRIN KOMPONENTIT

Nykyinen dynamometri rakentuu edellä mainituista ja esitetyistä kuvan osista (Kuva 1). Dynamometrin suunnitteluun ja valmistukseen on käytetty tehonmittauslaitteen valmistajalta ja ammattikorkeakoululta saatua tietoa. Saatuja ohjeita on sovellettu yhteen siten, että joitakin rakenneosia on yli mitoitettu ohjeiden risteytyessä.

3.1 Käyttöakseli

Käyttöakseli kuvassa 2 kestää massavauhtipyörän painon 10-kertaisesti. Tästä seuraa erittäin hyvä akselin polaarisen väännön kestävyys, joka riittää maksimissaan 4400 Nm:iin asti. Dynamometria rakennettaessa on todettu, ettei akselia olisi syytä kuormittaa maksimissaan kuin 2670 Nm materiaalin myötörajan vuoksi. Hyvänä etuna tulevaisuutta ajatellen väännön kestot ovat tehokkaille laitteille sopivat. Yleensä laitteesta riippuen väännöt ovat maksimissaan 1000Nm, jolloin tästä voidaan päätellä, ettei akselin uudelleen mitoittamiselle ole tarvetta.



Kuva 2. Käyttöakseli

3.2 Massavauhtipyörä

Massavauhtipyörän päätylevyn ja rummun välinen liitos on toteutettu hitsaamalla (Kuva 3). Tämän kaltaisella liitosmuodolla on toteutettu yli 1000 hevosvoimaa kestäviä dynamometrarakenteita, joten hitsaus on sopiva tulevaan käyttöön. Massavauhtipyörän voisi valmistaa toki koneistamalla suoraan yhdestä yhtenäisestä materiaaliainhiosta, mutta tällaisen rakenteen haittapuolena on materiaalikustannusten nousu, sekä kyseisen osan kasvanut massa suhteutettuna hitausmomentin saatavuuteen. Massavauhtipyörän pyörimisnopeusraja riippuu sen tasapainotuksesta. Mitä suuremmat kierrosluvut sen tasapainotetumpi massavauhtipyörän täytyy olla. Epätasapaino eli tässä tapauksessa keskihakuvoima kasvaa kierrosten kohotessa. Käytettävä massavauhtipyörä on tasapainotettu valmiiksi, jolloin se ei aiheuta ongelmia kyseissä dynamometrarakenteissa.



Kuva 3. Massavauhtipyörä

3.3 Kitkaliitosholkki

Bonfix 1000 on ohutseinäisille naparakenteille tarkoitettu kitkaliitosholkki. Kyseinen holkki on itsekeskittävä komponentti ja nopea sekä helppo asennettava akseli- ja naparakenteille. Kitkaliitosholkki korvaa kiilaurarakenneratkaisut ja pienentää 25 % akselirakenteiden koon tarvetta sekä poistaa välykset rakenteiden

väliltä. Tämä myös pidättää vääntömomenttinsa akselirakenteilla välillä $-50... + 200^{\circ}\text{C}$ (SKS kiinnitysholkit 2002, 2). Tällaisista edellä mainituista asioista on hyötyä asennettaessa kitkaliitosholkki dynamometriin, mutta erityisesti vääntömomentin pito 200°C :ssa on tärkeitä, sillä dynamometri lämpenee nykyisessä käytössä $40\text{-}50^{\circ}\text{C}$ asteen välille.

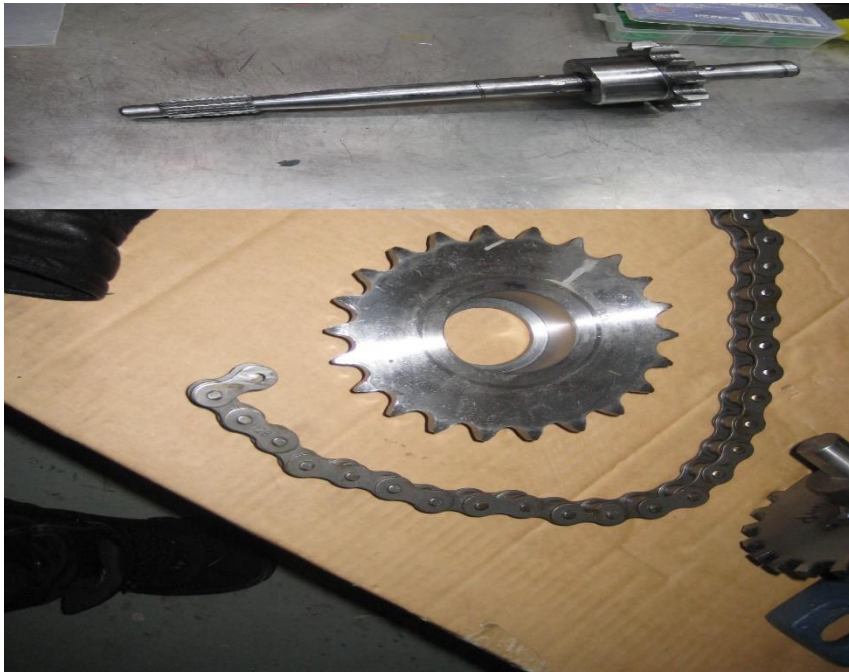
Kitkaliitosholkin kohdalla tarvitaan parempaa tarkastelua kuva 4, koska osaan ei ole aikaisemmin kiinnitetty tarkempaa mitoitustyötä. Komponentille on valmistajan toimesta ilmoitettu vääntömomentin siirtokyvyksi 959 Nm. Aiemmin tämän on katsottu riittävän pitämään kyseessä olevan massavauhtipyörän akselissa kiinnittyneenä. Mainittu 959 Nm edellyttää kuitenkin tarkastelua muun muassa, esimerkiksi pintojen karheuden sekä pulttien kiristystiukkuuksien suhteen. Tässä tapauksessa pinnankarheus on tuntematon ja myös pulttien kiristysmomentti saattaa vaihdella kiristystavasta, kiristäjästä sekä välineestä riippuen.



Kuva 4. Bonfix kasassa ja purettuna.

3.4 Voimansiirto

Nykyiseen voimansiirtoon kuuluvat hammasrattaat, kitkaliitosholkki, ketju ja booriakseli. Kyseiset osat on mitoitettu erittäin suurille voimille (Kuva 5). Ketjun käyttämiseen on päädytty sen hyvästä hyötysuhteesta, jopa 98 % voitelusta ja asennuksesta riippuen (SKS Vakio- ja erikoisketjut 2010, 61). Kasvavasta tehosta riippuen voidaan tehon siirtoa joutua muuttamaan heikommaksi, jotteivät muut osat rasittuisivat kohtuuttomasti mahdollisesta moottorin yhtäkkisestä rikkoutumisesta johtuvasta jumittamisesta. Tässä työssä ei keskitytä voimansiirtoon sillä, sille ei ole varattu aikaa.



Kuva 5. Voimansiirtoosat

3.5 Triggeripyörä

Triggeripyörä on isolukuinen triggerihampaiten osalta. Tästä syystä hamasmäärän pienentäminen voi kasvavan pyörintänopeuden johdosta olla tarpeen. Pyörän halkaisijaa kasvattaessa kehänopeus kasvaa, mutta kulmanopeus pysyy samana. Triggeripyörän koko voidaan edellisestä syystä pitää samana.

3.6 Laakerointi

Nykyinen laakerointi sijaitsee akselin molemmissa päissä, 50 mm:n päässä massavauhtipyörästä. Tämän kaltainen rakenne jakaa nykyisen massavauhtipyörän painon ja estää pitkittäisen momentin kasvun akselissa (Kuva 6).

Laakeroinnin tarkastelu on tarpeellinen, sillä maksimi käyttökierto-
luku on tällä hetkellä 5000 rpm ja mahdollisten parannusten myötä kierrosluku nousee noin 19 000 rpm:ään. Laakerointiin vaikuttavat sekä niiden staattinen että dynaaminen kuormituskyky. Kyseiset kuormituskyvyt vaikuttavat oleellisesti laakeroinnin suunnitteluun. Laakeripesät kestävät erilaisia kuormia yleisesti ottaen enemmän kuin laakerit. Näiden osalta tarkastelu voitaisiin lähinnä rajata laakerin kuormituskyvyn, kestoiän sekä laakeripesän ja laakerin fyysisen sopivuuden mukaan.



Kuva 6. Laakeri ja laakeripesä

3.7 Jarrutus

Aikaisemmin jarrutukset on toteutettu moottorijarrutuksena. Moottorijarrutustapa on riittänyt pysäyttämään dynamometrin 5 sekunnissa koetettavasta kohteesta riippuen. Dynamometrin kierrosalueen kasvaessa noin 19 000 rpm:n alueelle kasvaa myös pysähdysaika, joten jarrumekanismen laskelmallinen suunnittelu on aiheellista.

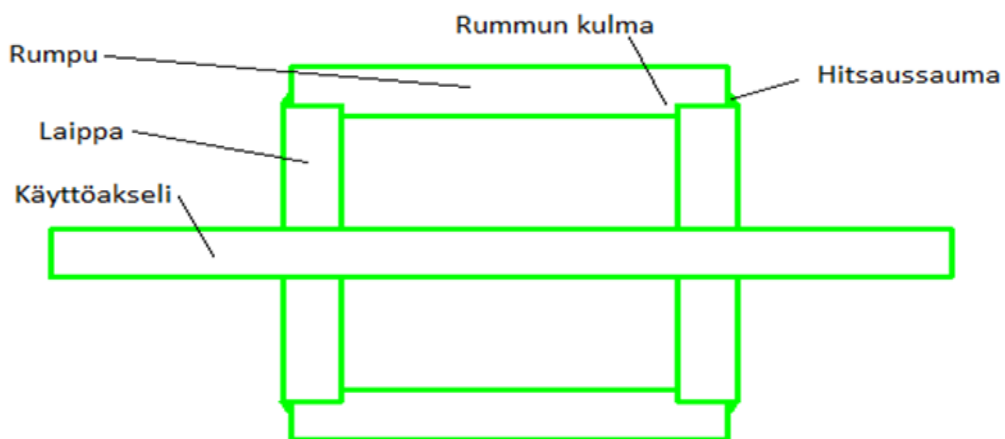
4 DYNAMOMETRIN KÄYTTÖNOPEUS

Teoreettisen 1000 hevosvoiman saavuttamiseksi dynamometri tarvitsee tietynlaisen pyörintänopeusalueen. Tarvittava pyörintänopeusalue määritetään fyysikan lakeihin perustavilla yhtälöillä. Määrittäminen tapahtuu järjestelmällisesti etenemällä aina tarvittavan tiedon selvittämisen mukaan.

4.1 Hitausmomentin määrittäminen

Ensimmäiseksi määritetään dynamometrin oma hitausmomentti, joka auttaa selvittämään tarvittavan pyörintänopeuden myöhemmässä vaiheessa.

Hitausmomentin määrittämistä voidaan tarkastella yksinkertaistetusta dynamometrin rakenteesta (Kuvio 2). Hitausmomentin määrittämisessä on otettu huomioon siihen eniten vaikuttavat komponentit. Kitkaliitosholkkia ei oteta huomioon määrittämisessä, sillä se täyttää dynamometrin laipan muodot. Tästä syystä tulevaisuudessa mahdollinen kitkaliitosholkin vaihtaminen isompaan ei käytännössä muuttaisi massavauhtipyörän hitausmomenttia.



Kuvio 2. Dynamometrin rakenne

Dynamometrin osien hitausmomentit määritetään muotojensa perusteella kaavan 3 umpinaisensylinterin laskenta kaava ja kaavan 4 ontonsylinterin laskenta-kaavan avulla (Hautala 2011, 315).

4.2 Dynamometrin työn määrittäminen

Tehonmittauslaitteistolle on annettu rajoitteeksi 5 sekunnin kiihdytysaika. Tämä tarkoittaa, että mittauksen alkamisen ja päättymisen tulisi kestää vähintään 5 sekuntia, jotta mittaustulos olisi vaadittua tasoa. Sportdevice-yrityksen antamaa keskimääräisentehon kaavaa 6 käyttämällä saadaan sijoittamalla halutusta tehosta ja käytetystä minimikiihdytysajasta selville työn määrä, jota tarvitaan myöhemmässä vaiheessa selvitetäessä käyttönopeusaluetta.

$$P = \frac{E}{\Delta t} \quad (6)$$

missä

P	on	teho [kW]
E	on	työn määrä [J/s]
Δt	on	käytetty aika [s]

Dynamometrin parannuksen myötä tavoitteena oleva 1000 hevosvoimaa on watteina pyöristettynä 736 kW ja jouleina saman verran. Kun keskimääräisen tehon määrittämiseen yhtälöä kaavaa 6 johdetaan edelleen ja sijoitetaan siihen edellä mainitut arvot, saadaan tehdyksi työksi 3 680 kJ (Kaava 7).

$$J = E \Delta t$$

$$736\,000 \frac{\text{J}}{\text{s}} \times 5 \text{ s} = 3\,680\,000 \text{ J} \quad (7)$$

4.3 Tarvittavan alkupyörintänopeuden määrittäminen

Alkupyörintänopeuden täytyisi olla dynamometriltä 5000 rpm. Tämä selittyy dynamometriohjelmasta, joka määrittää testattavan laitteen aloittavan pyörintänopeusluvun 2500 rpm:ksi. Tästä syystä testattava laite ja dynamometri välitetään

sellaisiksi, että 5000 rpm saavutetaan. 5000 rpm:ää muutetaan aloittavaksi kulmanopeudeksi, joka tämän myötä on pyörästettynä 524 rad/s Hautalan ja Peltonen muunnetusta kaavasta (Kaava 8). (Hautala & Peltonen 2011, 56)

$$\omega_1 = 2 \pi n \quad (8)$$

missä

ω_1	on	aloittava kulmanopeus [rad/s]
π	on	ympyrän pii
n	on	aloittava pyörimisnopeus [1/s]

5000 rpm on sama kuin 5000 1/min

$$\omega_1 = 2 \times \pi \times \frac{5000 \text{ 1/min}}{60\text{s}} = 524 \text{ rad/s}$$

4.4 Loppupyörintänopeuden määrittäminen

Loppupyörintänopeus määritetään Sportdevices-yrityksen määrittelytapaa noudattaen (Kaava 9), jolloin loppupyörintänopeus on pyörästettynä 2057 rad/s.

$$W = \Delta E_c = E_c - E_{c2} = \frac{1}{2} J \omega_2^2 - \frac{1}{2} J \omega_1^2 \quad (9)$$

missä

W	on	työ [J/s]
E_{1-2}	on	energia [J]
J	on	hitausmomentti [Kgm ²]
ω_1	on	aloittava kulmanopeus [rad/s]
ω_2	on	lopettava kulmanopeus [rad/s]

Kaavasta on purettuna loppukulmanopeus.

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{W + \frac{1}{2} \times J \times \omega_1^2}{\frac{1}{2} \times J}}$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{3\,680\,000 \text{ J/s} + \frac{1}{2} \times 1,86 \text{ Kgm}^2 \times (524 \text{ rad/s})^2}{\frac{1}{2} \times 1,86 \text{ Kgm}^2}} = 2057 \text{ rad/s}$$

Määritelty loppupyörintänopeus on pyöristettynä 19 643 rpm (Kaava 10) (Hautala & Peltonen.2011, 56). Tätä pyörintänopeutta käytetään jatkossa suunnittelussa mitoittavana pyörintänopeutena.

(10)

$$1/\text{min} = \frac{\text{rad/s}}{2\pi} 60\text{s}$$

$$1/\text{min} = \frac{2057 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{2 \times \pi} \times 60\text{s} = 19\,643 \text{ 1/min}$$

5 KITKALIITOSHOLKKI

Kitkaliitosholkin mitoitukseen vaikuttavia tekijöitä ovat dynamometrin rakenne, asennus, erilaiset toleranssit sekä käyttökerroin. Nämä tiedot määrittävät 959 Nm vääntömomentin siirtokyvyn toteutumisen kyseisellä kitkaliitosholkilla. (SKS Kiinnitysholkit 2002, 2)

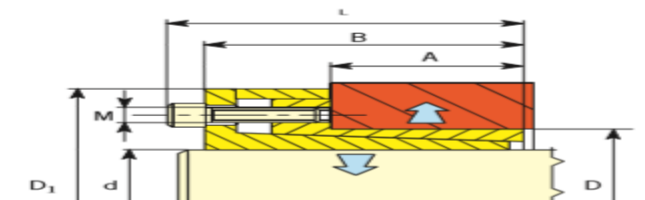
5.1 Dynamometrin navan minimihalkaisijan määrittäminen

Navan seinämän minimihalkaisijan $D_{h \min}$ määritetään taulukoiden 2, 3 ja 4 avulla. Ohjaavia tekijöitä ovat navan ja kiinnitysholkin välinen pintapaine, dynamometrin napamateriaalin myötöraja ja asennustapa, jotka on mainittu dynamometrin teknisissä tiedoissa taulukossa (Taulukko 3).

Taulukko 2. (SKS kiinnitysholkit 2002) taulukko

Navan minimihalkaisija Smallest hub outer diameter D_h (mm)	f	C		
		G25 $\sigma = 180$ N/mm ²	St 37 $\sigma = 220$ N/mm ²	C 40 *) $\sigma = 300$ N/mm ²
60	0,6	1,25	1,18	1,12
	0,8	1,30	1,23	1,18
	1	1,42	1,32	1,22
80	0,6	1,31	1,25	1,18
	0,8	1,45	1,35	1,24
	1	1,61	1,46	1,31
100	0,6	1,41	1,32	1,22
	0,8	1,61	1,46	1,31
	1	1,86	1,63	1,41
130	0,6	1,59	1,45	1,30
	0,8	1,93	1,67	1,44
	1	2,49	1,97	1,59
160	0,6	1,81	1,60	1,39
	0,8	2,43	1,94	1,58
	1	4,12	2,52	1,81

p	Pintapaine kiinnitysholkin ja navan välillä Hub surface pressure
f	Asennustavasta riippuva varmuuskerroin Form factor
σ	Napamateriaalin myötöraja Hub material yield point
C	$D_{h \min} = c \times D$
*) Lisää napamateriaaleja taulukossa sivulla 11.	



Kuvio 3. Kitkaliitosholkin poikkileikkauskuva (SKS kiinnitysholkit 2002)

Taulukko 3. Dynamometrin tekniset tiedot

Tekniset tiedot	
Holkin halkaisija D	53 mm
Navan myötölujuus	235 N/mm ²
Navan pintapaine	83 N/mm ²
Asennustapa	f = 1

Taulukko 4. (SKS kiinnitysholkit 2002) varmuuskertoimet

VARMUUSKERROIN

Pintapaine navalla		Myötöraja N/mm ²										
p N/mm ²	f	150	180	200	220	250	270	300	350	400	450	600
		Materiaali										
		GG20	GG25 GS38	GG30 GTS35	GS45 ST37-2	GGG40 GS52	ST50-2 C35	GGG50 GS60 ST60-2	GGG60 GS62 ST70-2	GGG70 GS70 C60		
60	f = 0,6	1,28	1,25	1,20	1,18	1,15	1,14	1,12	1,10	1,09	1,08	1,06
	f = 0,8	1,39	1,30	1,24	1,23	1,22	1,20	1,18	1,15	1,12	1,11	1,08
	f = 1	1,52	1,42	1,36	1,32	1,28	1,25	1,22	1,18	1,16	1,14	1,10
65	f = 0,6	1,30	1,25	1,22	1,20	1,18	1,15	1,13	1,11	1,10	1,09	1,07
	f = 0,8	1,44	1,35	1,30	1,28	1,24	1,22	1,20	1,16	1,14	1,12	1,09
	f = 1	1,60	1,45	1,40	1,35	1,30	1,28	1,24	1,20	1,18	1,16	1,12
70	f = 0,6	1,34	1,26	1,24	1,22	1,18	1,16	1,15	1,12	1,11	1,10	1,07
	f = 0,8	1,48	1,38	1,34	1,30	1,25	1,23	1,20	1,18	1,15	1,13	1,10
	f = 1	1,65	1,50	1,45	1,40	1,34	1,30	1,26	1,22	1,20	1,17	1,13
75	f = 0,6	1,30	1,28	1,25	1,23	1,20	1,18	1,16	1,14	1,12	1,11	1,08
	f = 0,8	1,52	1,42	1,36	1,32	1,28	1,25	1,22	1,18	1,16	1,14	1,11
	f = 1	1,74	1,53	1,48	1,42	1,36	1,33	1,30	1,25	1,20	1,18	1,13
80	f = 0,6	1,39	1,31	1,28	1,25	1,21	1,20	1,18	1,15	1,13	1,11	1,08
	f = 0,8	1,58	1,45	1,39	1,35	1,30	1,27	1,24	1,20	1,18	1,15	1,11
	f = 1	1,81	1,61	1,53	1,46	1,39	1,36	1,31	1,26	1,22	1,20	1,14
85	f = 0,6	1,42	1,34	1,30	1,27	1,23	1,21	1,19	1,16	1,14	1,12	1,09
	f = 0,8	1,63	1,49	1,42	1,38	1,32	1,29	1,26	1,22	1,19	1,16	1,12
	f = 1	1,90	1,67	1,57	1,50	1,42	1,39	1,34	1,24	1,21	1,21	1,15
90	f = 0,6	1,46	1,36	1,32	1,28	1,25	1,22	1,20	1,17	1,15	1,13	1,09
	f = 0,8	1,69	1,53	1,46	1,40	1,34	1,31	1,28	1,23	1,20	1,18	1,13
	f = 1	2,00	1,73	1,62	1,54	1,46	1,41	1,36	1,30	1,26	1,22	1,16
95	f = 0,6	1,49	1,39	1,34	1,30	1,26	1,24	1,21	1,18	1,15	1,14	1,10
	f = 0,8	1,75	1,57	1,49	1,43	1,37	1,34	1,30	1,25	1,21	1,19	1,14
	f = 1	2,11	1,80	1,68	1,59	1,49	1,44	1,39	1,32	1,27	1,24	1,17
100	f = 0,6	1,53	1,41	1,36	1,32	1,28	1,25	1,22	1,19	1,16	1,14	1,11
	f = 0,8	1,81	1,61	1,53	1,46	1,39	1,36	1,31	1,26	1,22	1,20	1,14
	f = 1	2,24	1,87	1,73	1,63	1,53	1,48	1,41	1,34	1,29	1,25	1,18

Käyttämällä taulukon 2 C kaavaa saadaan navan minimipaksuus, mutta ennen käyttämistä etsitään kaavalle sen c-kerroin. C-kerrointa määritettäessä etsitään sitä ohjaavat tekniset tiedot, joita olivat asennustapa, navan materiaalin myötöraja sekä navan ja kitkaliitosholkin välinen pintapaine. Asennustapa määritetään kuvion 3 ja taulukon 2 kitkaliitosholkin leikkauskuvia vertailemalla, joista nähdään asennustavan vastaavan taulukon 4, f = 1 asennuksesta riippuvaa varmuuskerrointa. Navan ja kiinnitysholkin välisen pintapaineen ollessa teknisten tietojen taulukko 3 mukaan 83 N/mm² voidaan varmuuskerroin taulukosta 4 tulkiten määrittää pinta-paineeksi 85 N/mm², joka on lähinnä teknisten tietojen arvoa. Dynamometrin navan materiaalin myötörajan ollessa 235 N/mm² tekniset tiedot taulukko

3 voidaan varmuuskerroin taulukosta 4 valita myötörajaksi 220 N/mm^2 samaa periaatetta käyttäen, kuten pintapainetta valittaessa. Varmuuskerrointaulukosta taulukko 4 nähdään pintapaineen ollessa 85 N/mm^2 , myötörajan 220 N/mm^2 ja asennustavan $f = 1$ kohdalta c-kertoimen olevan 1,5. Sijoittamalla taulukon 1 C kaavaan mukaisesti (Kaava 11).

$$D_{h_{\min}} = c D \quad (11)$$

missä

$D_{h_{\min}}$	on	navan sallittu minimihalkaisija [mm]
c	on	navan minimihalkaisija kerroin
D	on	navan reiän halkaisija [mm]

$$D_{h_{\min}} = 1,5 c \times 53 \text{ mm} = 79,5 \text{ mm}$$

Tuloksesta nähdään nykyisen navan/laipan seinämän halkaisijan 250 mm olevan riittävä kitkaliitosholkille.

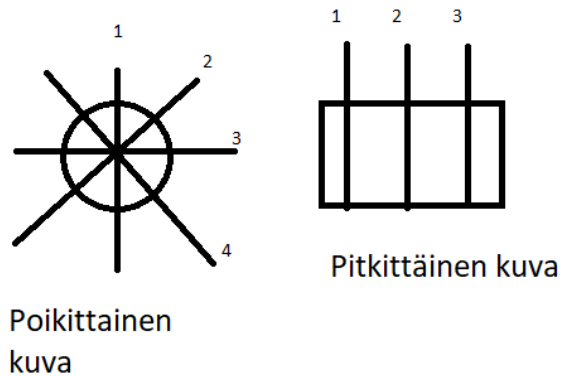
5.2 Toleranssien määrittäminen

SKS on määritellyt kitkaliitosholkin halkaisijoiden valmistustoleranssiksi h8 akselille ja H8 navan reiälle. Dynamometrin akselille ja navalle suoritettuihin keskiarvoon perustuvat mittaukset osoittavat molempien osien valmistusarvojen osuvan annetuille valmistustoleransseille (Taulukko 5).

Taulukko 5. Mittaustulokset ja toleranssit

Keskimääräinen mittaustulos					
	1	2	3	4	keskiarvo
Akseli mm	39,99	39,99	39,98	39,99	39,988
Napa mm	53,02	53,02	53	53	53,01
Toleranssit mm					
Akseli h8	> 30	0			
	≤ 50	-0,039			
Napa H8	> 50	0			
	≤ 80	+0,046			

Mittaukset on suoritettu sisämittakelloa ja mikrometriä käyttäen. Akseli on mitattu akselin ja kitkaliitosholkin kohdalta vasemmalta ja oikealta puolelta, siis molemmilta kitkaliitoholkeilta, sekä se on mitattu neljästä eri kohtaa askelin poikittaiselta puolelta ja kolmesta eri paikkaa pitkittäin suunnassa (Kuvio 4) lailla. Navan halkaisijat on mitattu samaa menetelmää käyttäen.



Kuvio 4. Mittaustavan kuvaaminen

Valmistaja on määritellyt, että pinnankarheus ei saa ylittää R_t 16 arvoa akselilla ja navalla. R_t arvo perustuu kappaleen pinnalla olevien huippujen ja laaksojen maksimietäisyyksiin pikaoppaassa pinnankarheuden mittaukseen (Mitutoyo Scandinavia, 3). Dynamometrin akselin ja navan pinnankarheus on määritetty

vertaamalla bonfixille tarkoitettuun akseliin, jonka pinnankarheus toleranssi on sama kuin nyt kyseessä olevalla bonfixillä. Vertailukeinona tässä on käytetty silmä- sekä kynsimääräistä kokeilua, sillä sen huomattiin olevan riittävä tulosten vertailuun. Syy tähän oli, että vertailukappaleluettelo, jossa on oikeita nähtävillä ja kosketeltavilla olevia kappaleita 1 R_t arvosta eteenpäin, oli ero niin selvä niiden välillä, että sen päätettiin olevan tarpeeksi tarkka vertailukeino toteamaan kappaleen karheuden olevan alle 16 R_t:een.

5.3 Käyttökertoimen määrittäminen

Käyttökerointa käytetään määrittämään dynamometrin käyttöväntömomenttia. Käyttöväntömomentti tarkoittaa kuviteltua momenttia, jolla laitetta kuormitetaan. T_n nimellismomentti selvitetään S&N Cardan kaavan (Kaava 12) lailla (S&N Cardan, 36). Nimellismomenttia tarvitaan myöhemmässä vaiheessa käyttömomentin selvittämiseen.

$$T_n \text{ (Nm)} = \frac{P \text{ (kW)}}{n \text{ (rpm)}} \times 9551 \quad (12)$$

missä

9551 on S&N Cardan kerroin

Kaavassa on käytettynä loppupyörintänopeuden pyöristetty tulos.

$$N_m = \frac{736 \text{ kW}}{19\,700 \text{ rpm}} \times 9551 = 360 \text{ Nm}$$

Taulukko 6. Kuormituksen käyttökerroin (SKS Kiinnitysholkit 2002)

KUORMITUKSEN KÄYTTÖKERROIN Luettelon arvot M ja F pitää korjata ohaisen taulukon mukaisilla käyttökertoimilla kuormituksen ja käytävän laitteen mukaisesti.	MOOTTORI MOTOR	KUORMITUS / LOAD			DUTY FACTOR <i>The values M and F on the catalogue must be corrected with a duty factor depending from the type of the work.</i>
		tasainen kuormitus constant	kevyitä ylikuormituksia light overloads	raskaita ylikuormituksia heavy overloads	
	sähkömoottori electric	1	1,5	2	
	polttomoottori combustion	1,5	2	2,5	

Käyttövääntömomentti T_k saadaan selville kertomalla dynamometrin T_n nimellis-
momentti käyttökertoimella k_k S&N Cardan mukaan (Kaava 13). Kuormituksen
käyttökerroin taulukosta 6 valitaan tapausta parhaiten kuvaava käyttökerroin k_k .
Tässä tapauksessa kuormituskerroin 2,5 sopii parhaiten kuvaamaan dynamo-
metrin käyttöä, sillä se sisältää raskaita kiihdytyksiä useimmiten polttomoottorilla,
käyttäjänsä mukaan. Saadun käyttömomentin täytyy olla pienempi kuin valmista-
jan antaman vääntömomentin siirtokyvyn.

$$T_k = T_n \times k_k \quad (13)$$

$$N_m = 360 \text{ Nm} \times 2,5 = 900 \text{ Nm}$$

Verrattaessa saatua käyttövääntömomenttia ei saatu tulos ylitä valmistajan anta-
maa kitkaliitosholkin 959 Nm arvoa.

5.4 Asentaminen ja kiristysmomentti

Saatavaan kiristysmomenttiin vaikuttavat esimerkiksi osien väliset kitkat, voimat
sekä monet muut tekijät esimerkiksi asennus (Imatran pultti Oy 2018, 1). Osa
näistä tekijöistä on kiristystapahtuma, kiristäjä ja momentti avain. Tarkoituksena
on keskittyä itse kiristystapahtumaan.

Kitkaliitosholkin oikea asentamistapa ja kiristäminen tapahtuvat ohjeiden mukai-
sesti niin, että kosketuspinnat öljytään kevyesti ja kitkaliitosholkki asennetaan ha-
lutulle paikalleen navan ja akselin väliin. Kiristettäessä kitkaliitosholkkia keskittää
se itse itsensä paikalleen. Kiristäminen tapahtuu kevyesti kiristämällä kitkaliitos-

holkin 9 mutteria tarkistetulla momenttiavaimella ristikkäin kahdessa taikka kolmessa vaiheessa, niin että ensin 6 Nm, seuraavaksi 12 Nm ja sitten lopulliseen kiristysmomenttiinsa saakka 17 Nm. Lopuksi tarkastetaan saavutetut kiristysmomentit momenttiavaimella, jotta tulos olisi taattu (SKS Kiinnitysholkit 2002, 10).

Ennen kiristystä tulisi kiristystyökalun varmuus kiristämisen suhteen tarkistaa. Kiristystyökalu täytyy valita siten, että se on käyttöön sopiva, eli jolla saavutetaan haluttu momentti. Myös kiristystyökalun käyttöön on syytä tutustua huolellisesti (Huhtamaa, Lehtinen, Rantala & Setälä 2007, 175).

6 TRIGGERIPYÖRÄ

Triggeripyörän hammaslukumäärä määräytyy mittauslaitteiston valmistajan mukaan. Valmistaja on määritellyt impulssianturille, että se voi ottaa 1500 impulssia sekunnissa. Hammasluvun määrittäminen määritetään seuraavasti (Kaava 14).

$$z = \frac{f}{n} \quad (14)$$

missä

z	on	hammasluku
f	on	taajuus [1/s]
n	on	pyörintänopeus [1/s]

Käytetyt arvot ovat Impulssien määrä sekunnissa 1500 ja maksimi pyörästetty kierrosnopeus 19 700 rpm.

$$\frac{1500 \text{ 1/s}}{\frac{19\,700 \text{ 1/min}}{60 \text{ s}}} = 4,5$$

Tarvittava hammasmäärä triggeripyörälle muutettuna on neljä hammasta luettavaksi dynamometrin mittauslaitteistolle, jotta mittaus tapahtuisi vaaditulla tasolla.

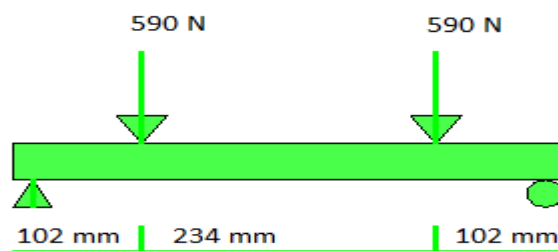
7 LAAKEROINTI

7.1 Dynamometrin tarpeet laakeroinnille

Dynamometrin laakeroinnin valintaan vaikuttavia tekijöitä ovat muun muassa sen staattisen ja dynaamisen voiman kesto, sivuttaiset voimat, maksimipyörintänopeus sekä osien keskinäinen sopivuus yhdessä.

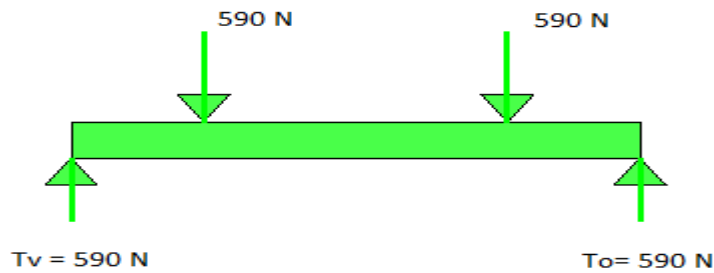
7.1.1 Staattisen kuorman määrittäminen

Ensimmäiseksi dynamometrille täytyisi määrittää sen aiheuttama staattinen kuorma. Staattisen kuorman aiheuttavat massavauhtipyörän, akselin ja voimansiirronosien painot ja etäisyydet. Pyöristettynä näiden osien paino on 120 kg eli voima on $120 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 = 1180 \text{ N}$ ja jaettuna massavauhtipyörän keskikiinnitys kohtien kesken 590 N. Massavauhtipyörän keskikohtien välinen etäisyys on 234 mm ja laakereiden tukipiste etäisyydet 102 mm massavauhtipyörän kiinnityspisteiden keskikohdilta kuten leikkausrasitus kuviossa 5, jolloin niiden etäisyydet kiinnityskohdista määräävät staattisen voiman jakaantumisen laakereiden kesken, jotka on esitetty kaavan 15 johdosta tukireaktioina T_v vasen laakeri 590 N ja rakenteellisen symmetrisyyden johdosta myös T_o oikea laakeri on 590 N vapaa-kappalekuviossa (Kuvio 6) (Outinen 2006, 141).



Kuvio 5. Leikkauskuvio

$$T_v = \left(\frac{102 \text{ mm}}{438 \text{ mm}} \times 590 \text{ N} \right) + \left(\frac{336 \text{ mm}}{438 \text{ mm}} \times 590 \text{ N} \right) = 590 \text{ N} \quad (15)$$



Kuvio 6. Vapaakappalekuvio

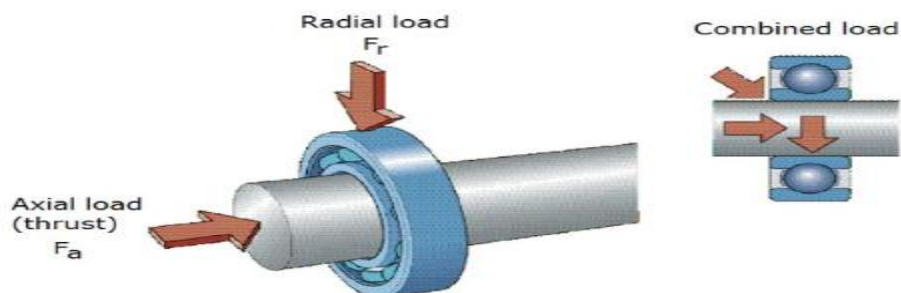
7.1.2 Dynaaminen kuormitus

Dynamometrin rakenne aiheuttaa kuormitusyklejä. Kuormitusycklit johtuvat rakenteen välyksistä ja koetettavan kappaleen käymistyylistä. Nykyisessä dynamometrissä vaikuttavia tekijöitä ovat voimansiirron välykset ketjun ja hammaspyörien välillä. Vaikutus on päällä dynamometrissä liikkeelle lähdeettäessä ja kiihdytettäessä dynamometriä. (Björk ym. 2014, 30)

Käytännössä tällaisella rakenteella ei juuri saada isoja dynaamisia kuormia aikaiseksi ja se jää usein miten pienemmäksi kuin staattisen kuorman (Kyyhkynen 2014).

7.1.3 Sivuttainen voima

Sivuttaisen voiman laakerille saa aikaiseksi dynamometrin laakereiden vino asentaminen ja lämpölaajeneminen (Kuvio 7). (Björk ym. 2014, 297 - 298)

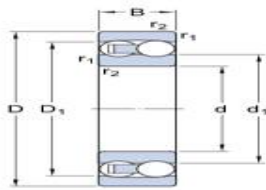


Kuvio 7. Laakeriin kohdistuvia voimia (SKF bearingtips 2018)

Laakerointi sisältää yleensä ohjaavan ja vapaan laakerin. Tällä menetelmällä voidaan sallia lämpölaajenemisen aiheuttaman voiman vapaaliikkuminen (Björk ym. 2014, 298).

7.2 Laakerityypin ja laakeripesän valinta

Laakeripesäksi valittiin SNL 507 – 606 kuvassa 7, jolle voidaan asentaa SKF:n 1206 EM kaksirivinen pallomainensäteisvierintälaakeri (Kuva 7). Ohjaavaksi ja vapaaksi laakeriksi voidaan valita kyseinen 1206 EM, sillä mainittu laakeripesä sallii lämpölaajenemisen aiheuttaman pituuden muutoksen vapaan laakeripesän sisällä, jolla ei ole ohjausrenkaita. Vastaavasti ohjaavan laakeripesän puolella on ohjausrenkaat, jotka pitävät tämän puolen laakerin paikallaan ja mahdollistavat kyseisen toteutuksen (SKF 2018, 40)



Kuva 7. 1206 EM Laakeri ja SNL 507 – 606 laakeripesä

1206 EM laakeri täyttää staattisenkuorman vaatimuksen verrattaessa laskettuun 590 N voiman ja sallii pienen kulmapoikkeaman $2,5^\circ$. Poikkeuksena laakerin sisäreiän kooksi jouduttiin valitsemaan 30 mm, jotta saataisiin käyttökierroslukua isommaksi. Akselin pienentäminen laakereiden kohdalta ei käytännössä heikennä dynamometrin kuormansietokykyä aikaisempien tarkasteluiden perusteella. Käyttökierrosluku on rajattu laakerille 15 000 rpm:ään mutta sitä voidaan hetkellisesti käyttää 19 700 rpm:ssä ja oikealla voitelulla ja muutoksilla sitä voitaisiin pyörittää tarvittaessa 24 000 rpm:ssä haluttaessa (SKF 2018).

7.3 Käyttöiän määrittäminen

Käyttöiän laskennalliseksi vaihtoehdoksi valittiin muunnettu kestoajan määrittäminen miljoonina kierroksina L_{nm} (Kaava 16). Se ottaa huomioon halutun luotettavuuden, laakerimateriaalin ja käyttöolot eli pääasiassa voiteluolosuhteet. (Björk ym. 2014, 300)

$$L_{nm} = a_1 a_{iso} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p \quad (16)$$

missä

a_1	on	luotettavuusprosenttikerroin
a_{iso}	on	yhdistetty voitelu-, ympäristö-, epäpuhtaus- ja asennuskohdekerroin
C_r	on	dynaaminen kantavuusluku 15 600 N
P_r	on	ekvivalentti laakerinkuormitus 590 N
p	on	potenssi $p=3$ jos kuulalaakereille ja $p=10/3$ rullalaakereille

Kestoajan määrittäminen tapahtuu eritellyssä järjestyksessä luotettavuusprosenttikertoimesta lähtien potenssiin saakka, kunnes kaavaa 16 voidaan käyttää.

7.3.1 Luotettavuusprosenttikerroin

Haluttu luotettavuusprosentti saadaan taulukosta 7.

Taulukko 7. Luotettavuusprosenttikerroin

Luotettavuusprosentti	a_1	Luotettavuusprosentti	a_1
90	1	97	0,47
95	0,64	98	0,37
96	0,55	99	0,25

Valitaan luotettavuusprosentti taulukosta 7 luotettavuusprosentiksi 90 %. Tämä tarkoittaa, että laakerointi saavuttaa kestoikänsä 90 % todennäköisyydellä. Tällöin a_1 kerroin on 1.

7.3.2 Yhdistetyt kertoimet a_{iso}

Yhdistetty voitelu-, ympäristö-, epäpuhtaus- ja asennuskohdekerroin a_{iso} muodostuu seuraavasti (Kaava 17). Kerroin tarkoittaa laakerin kestoiän saavuttamista.

$$a_{iso} = f\left(\frac{e_c C_u}{P}, k\right) \quad (17)$$

missä

f	on	funktio
e_c	on	epäpuhtaustasokerroin
C_u	on	väsymisraja kuulalaakereille
P	on	ekvivalenttikuormitus [N]
k	on	viskositeetti suhde

Epäpuhtauskerroin e_c saadaan taulukosta 8. Taulukon käyttöolosuhteita kuvaava kerroin laakerin keskihalkaisijan suhteen on 0,6.

Taulukko 8. Epäpuhtauskerroin

Epäpuhtaustaso	e_c	
	$D_{pav} < 100 \text{ mm}$	$D_{pav} \geq 100 \text{ mm}$
Erityisen puhtaat olosuhteet (laboratorio)	1	1
Korkea puhtaustaso (öljyn erittäin korkea suodatus/elinikäinen suljettu rasvavoitelu)	0,8...0,6	0,9...0,8
Normaali puhtaustaso (öljyn suodatus/ suojattu rasvavoitelu)	0,6...0,5	0,8...0,6
Vähän epäpuhtauksia voiteluaineessa	0,5...0,3	0,6...0,4
Tyypillinen epäpuhtaustaso (laakeroinneissa, joissa ei ole laakeriin integroitua tiivistimiä)	0,3...0,1	0,4...0,2
Korkea epäpuhtaustaso (laakeroinnin tiivistys huono)	0,1...0	0,1...0
Erittäin korkea epäpuhtaustaso	0	0

Ennen väsymisrajan selvittämistä, määritetään laakerin keskihalkaisija (Kaava 18).

$$d_m \text{ on keskihalkaisija} = \frac{D+d}{2} \quad (18)$$

missä

D on laakerin ulkohalkaisija [mm]
d on laakerin sisähalkaisija [mm]

$$d_m = \frac{30 \text{ mm} + 62 \text{ mm}}{2} = 46 \text{ mm}$$

Väsymisrajaksi C_u saadaan 211,36 N kaavasta 19, jossa laakerin keskihalkaisija D_{pw} on pienempi kuin 100mm edellisen tuloksen mukaan 46 mm.

$$\frac{C_o}{22}, \text{ kun } D_{pw} \leq 100 \text{ mm} \quad (19)$$

missä

C_o on valmistajan antama staattinen kantavuusluku
 D_{pw} on keskihalkaisija

$$C_u = \frac{4650 \text{ N}}{22} = 211,36 \text{ N}$$

Viskositeettisuhteen laskenta tapahtuu (Kaava 20) käyttäen.

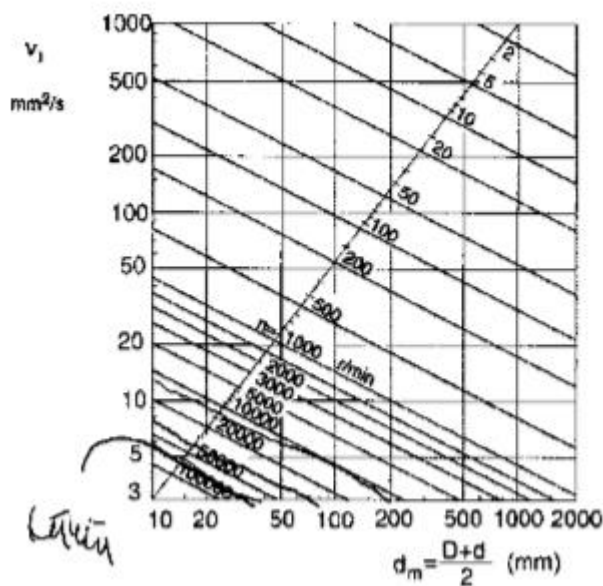
$$k = \frac{v}{v_1} \quad (20)$$

missä

v on käytettävä viskositeetti [mm^2/s]
 v_1 on taulukon ohjaama viskositeetti arvo [mm^2/s]

Ennen viskositeettisuhteen laskentaa valitaan käytettäväksi rasvaksi LGLT 2 (SKF 2018), joka täyttää lämpötila vaatimuksen viskositeetti-arvon 40 celsiusasteessa. Valinta johtuu laakeroinnin nykyisestä käyttölämpötilasta 40 – 50 celsiusasteen tietämällä ja on lähinnä kuvion 8 antamaa viskositeetti arvoa 7 niin pyörintänopeuden kuin laakerin keskihalkaisijan d_m laskennan suhteen, joka on tässä tapauksessa 46mm.

Kuvio 8. Viskositeetti arvo keskihalkaisijan ja käyttönopeuden mukaan



Näin saadaan kaavan 20 avulla viskositeettisuhteeksi 2,57.

$$k = \frac{18}{7} = 2,57$$

Ekvivalentti laakerikuormitus on sama kuin staattisenkuorman arvo, eli 590 N, kun muita kuormittavia voimia ei ole, joten voidaan laskea a_{iso} (Kaava 17).

$$a_{iso} = f\left(\frac{0,6 \times 211,36 \text{ N}}{590 \text{ N}} \times 2,57\right) = 0,55 \quad (17)$$

7.3.3 Käyttöiän määrittäminen

Tästä siirrytään määrittämään laakerin laskennallinen käyttöikä L_{nm} kaavan 16 mukaisesti. Kaavaan sijoitetaan saadut ja lasketut luvut, joista erikseen mainittakoon dynaaminen kantavuusluku 15 600 N, joka on saatu laakerin valmistajalta. Määrittäminen johdosta saadaan käyttöikäksi 10 166 miljoonaa kierrosta.

$$L_{nm} = 1 \times 0,55 \times \left(\frac{15\,600\text{ N}}{590\text{ N}}\right)^3 = 10\,166 \quad (16)$$

Käyttöiästä voidaan päätellä sen olevan riittävä harvoin käyttökerroihin verrattuna, jos ajatellaan pyörintänopeuden olevan koko ajan maksimissaan, jolloin sen käyttötunnit olisivat oikein huollettuna 8600 tuntia kaavan 21 mukaisesti.

$$t = \frac{n}{n(\text{min})} \quad (21)$$

missä

t	on	aika [min]
n	on	kierrosta [1]

$$\frac{10\,166 \times 10^6}{19\,700\text{ 1/min}} = 516\,041\text{ min} \approx 8600\text{ h}$$

8 JARRU

Suunnitelmana on saada dynamometrin pysähdysaika minimissään noin 10 sekuntiin. Tarkoituksena on esittää likimääräisesti laskemalla osien vaatimukset, jotta saavutetaan noin 10 sekunnin pysähdysaika. Vaikuttavia tekijöitä pysähdykseen ovat esimerkiksi jarrutusvoima, dynamometrin hitausmomentti, jarrulevyn halkaisija ja pyörintänopeus. Dynamometrissä on päätetty käyttää jonkin ajoneuvon jarrumekanismia. Jarrutus tapahtumaan laskennallisesti vaikuttavat asiat ovat jarrutusvoima, jonka tiedetään olevan ajoneuvosta riippuen 1 – 3 kN osien kitkat huomioon ottaen, dynamometrin hitausmomentti $1,86 \text{ Kgm}^2$, maksimikulmanopeus 2057 rad/s ajatellen, että jarrulevy sijaitsee samalla akselilla, kuin hitausmomenttiin vaikuttavat osat ja jarrulevyn koko, jonka on määritelty olevan 300 mm (Kaava 22). (Hautala & Peltonen 2011, 65)

$$M = N r \quad (22)$$

missä

M	on	jarruttava momentti [Nm]
N	on	jarruttava voima [N]
r	on	jarrulevyn halkaisija [m]

Momentti saadaan muodostettua tässä tapauksessa myös hitausmomentin ja kulmakiihtyvyyden avulla (Kaava 23).

$$M = J\alpha \quad (23)$$

missä

M	on	momentti [Nm]
J	on	hitausmomentti [Kgm^2]
α	on	kulmakiihtyvyys [rad/s^2]

Yhdistämällä edellä mainitut momentin määrittämissä kaavat, saadaan yhtälö (Kaava 24), josta edelleen johtamalla muodostuu yhtälö hidastavuuden määrittämiseksi (Kaava 25).

$$N r = J \alpha \quad (24)$$

$$\alpha = \frac{N \times r}{J} \quad (25)$$

Kun kokeillaan jarrutusvoimaa 1000 N, jarrulevyn säteen ollessa 150 mm eli 0,15 m ja dynamometrin hitausmomenttia 1,86 Kgm² saadaan hidastavuudeksi 80,65 rad/s².

$$\alpha = \frac{1000\text{N} \times 0,15\text{m}}{1,86 \text{ Kgm}^2} = 80,65 \text{ rad/s}^2$$

Pysähdysajaksi saadaan 25,5 s (Kaava 26).

$$t = \frac{\omega}{\alpha} \quad (26)$$

missä

t	on	pysähdys aika [s]
ω	on	kulmanopeus [rad/s]
α	on	hidastuvuus [rad/s ²]

$$t = \frac{2057 \text{ rad/s}}{80,65 \text{ rad/s}^2} = 25,5 \text{ s}$$

Kokeilemalla isompaa jarrutusvoimaa 3000 N saadaan hidastavuudeksi 242 rad/s², jolloin pysähdysajaksi saadaan 8,5 s.

Voidaan siis päätellä, että tulevaisuudessa tarvitaan jarrulevy, jonka halkaisija on 300mm ja jarrutusvoimaksi noin 3000 N.

9 POHDINTA

Tehtävän tarkoitus oli pohtia sekä kehittää dynamometrin mekaanisen puolen osia, joiden luotettavuutta epäiltiin tehojen noustessa. Työssä edettiin järjestelmällisesti dynamometrin osa osalta niille suunnitellun kehittelyn mukaisesti. Teoriassa voitiin esittää kitkaliitoshokin pidättäytyminen akselilla ja navalla sekä kuvailla tulevan jarrutus mekanismin tarpeet tulevaisuudessa. Tutkimustyö auttoi myös valitsemaan sopivan laakeroinnin ja triggeripyörän kyseiselle dynamometrille. Työssä olisi voitu käyttää enemmän aiheeseen liittyviä julkaisuja, jotka olisivat auttaneet perustelemaan paremmin osien kehityksen tarpeellisuutta ja luotettavuutta.

Työ antoi kokemusta tekijälleen suunniteltaessa työn järjestelmällisyyttä sekä tietoisuutta dynamometrin osien kehitys tarpeista. Työtä voitaisiin hyödyntää tekeillä sille esimerkiksi jatkotutkimus jarrutuksen aiheuttamasta lämpötila vaihtelusta sen osiin sekä mittausjärjestelmän parantamisesta standardin mukaiselle tasolle.

LÄHTEET

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. 30, 297 -298, 300 – 301., uudistettu painos. Helsinki: Sanoma Pro Oy.

Hautala, M. & Peltonen, H. 2011. Insinöörin (AMK) Fysiikka Osa 1. 63-70, 315. Lahti: Lahden Teho – Opetus.

Huhtamaa, P., Lehtinen, A., Rantala, J. & Setälä, R. 2007. Auto- ja kuljetusalan erikoistumisoppi 2. 175., Helsinki: Kustannusosakeyhtiö Otava.

Ferrometal Oy 2011. Ruuviliitokset. Viitattu 15.3.2018. Nurmijärvi. 1., www.imatranpultti.fi/images/pdfs/tietoa_ruuviliitoksista.pdf

Killedar, J.S. 2012. Dynamometer: Theory and Application to Engine Testing. Viitattu 8.3.2018 kappale 1.3., Xlibris Corporation., https://books.google.fi/books?id=3Yj5AAAAQBAJ&pg=PT30&lpg=PT30&dq=james+watt+dynamometer&source=bl&ots=TKMAKJv7SY&sig=ZLg8b-S0K5bxwFYUN-bHYIKZS_cE&hl=fi&sa=X&ved=0ahUKEwjNhJW25__YAhXCJS-wKHagQDH4Q6AEITDAH#v=onepage&q=james%20watt%20dynamometer&f=false

Kyyhkynen, A. 2014. Lapin AMK. Lehtorin haastattelu 2014.

Mitutoyo Scandinavia AB 2015. Pikaopas pinnankarheuden mittaukseen. Viitattu 10.3.2018 3. http://mitutoyo.fi/files/5814/2599/2605/Quick_Guide_to_Surface_Roughness_FI_WEB.pdf

Outinen, H. 2006. Statiikka tekniikan opiskelijoita varten osa 2.141., uusittu painos. Tampere: PRESUS OY

S&N Cardan 2016., Nivelakselit. Viitattu 14.3.2018. https://www.snoy.fi/images/esitteet/NIVELAKSELIT_Tekninen_luettelo_2016.pdf

SKF 2015. Bearing housings and roller bearing units catalogue. Viitattu 15.3.2018. www.skf.com/binary/tcm:12-315185/13186%20EN_1_tcm_12-315185.pdf

SKF 2018. Low teperature, extremely high speed grease information. Viitattu 16.3.2018. www.skf.com/group/products/lubrication-solutions/lubricants/low-temperature-extremely-high-speed-grease/index.html?WT.oss=LGLT2&WT.z_oss_boost=0&tabname=All&WT.z_oss_rank=1

SKF 2018. Bearingtips. Viitattu 13.3.2018. <https://www.bearingtips.com/how-do-i-determine-the-loads-on-a-bearing/>

SKS 2002. Bonfix kiinnityshokit. Viitattu 10.3.2018. 2, 10 – 11. [http://www.sks.fi/www/sivut/25D198BB55F42254C2257AFC002202EC/\\$FILE/Bonfixkiinnityshokit731562.pdf](http://www.sks.fi/www/sivut/25D198BB55F42254C2257AFC002202EC/$FILE/Bonfixkiinnityshokit731562.pdf)

SKS 2010. Vakio ja erikoisketjut. Viitattu 10.3.2018. 61. [www.sks.fi/www/sivut/B3A8595A4C2C6E08C2257B6A003D5A2C/\\$FILE/Wippermann%20vakio%20ja%20erikoisketjut%20ja%20tarvikkeet.pdf](http://www.sks.fi/www/sivut/B3A8595A4C2C6E08C2257B6A003D5A2C/$FILE/Wippermann%20vakio%20ja%20erikoisketjut%20ja%20tarvikkeet.pdf)

Sportdevices. 2003. Building a dynamometer. Viitattu 1.3.2018. <http://www.sportdevices.com/dyno/teoriaconstruccion.htm>