



**SAVONIA**

OPINNÄYTETYÖ - AMMATTIKORKEAKOULUTUTKINTO  
TEKNIIKAN JA LIIKENTEEN ALA

# ALUSTADYNAMOMETRIN KEHITTÄMINEN

TEKIJÄ: Joonas Laitinen

|   |           |
|---|-----------|
| Koulutusala<br>Tekniikan ja liikenteen ala  |           |
| Koulutusohjelma/Tutkinto-ohjelma<br>Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma  |           |
| Työn tekijä(t)<br>Joonas Laitinen   |           |
| Työn nimi<br>Alustadynamometrin kehittäminen  |           |
| Päiväys   | 11.5.2018 |
| Sivumäärä/Liitteet  | 54/8      |
| Ohjaaja(t)<br>Lehtori Anssi Suhonen, tutkimusinsinööri Jussi Asikainen  |           |
| Toimeksiantaja/Yhteistyökumppani(t)<br>Jyrki Laitinen   |           |
| <p>Tiivistelmä</p> <p>Tämän opinnäytetyön aiheena oli suunnitella ja rakentaa ensisijaisesti henkilöautojen suorituskyvyn mittaukseen soveltuva alustadynamometri, joka kertoo moottorin suorituskykyarvot graafisessa muodossa kierrosnopeuden funktiona. Työn yhteistyökumppanina toimii yksityisyrittäjä Jyrki Laitinen ja dynamometri on tarkoitus sijoittaa Kerkonkoskella sijaitsevaan Koskenlahden pajaan. Valmiilla dynamometrillä on tarkoitus harjoittaa pienimuotoista liiketoimintaa moottoreiden tehonmittauksen ja säätötyön merkeissä.</p> <p>Lähtökohtana toimi tämän opinnäytetyön tekijän syksyn 2017 aikana laatima luonnos pyörrevirtajarrullisesta alustadynamometrillä Erikoistumisprojekti 2 -kursilla. Laaditun luonnoksen pohjalta hankittiin dynamometrin rullat ja tiedonkeruuseen tarvittava dataloggeri jo ennen tämän työn aloittamista. Kokonaiskonstruktio oli siis selvillä ja tämän työn pääpaino oli yksityiskohtien suunnittelussa, laitteen rakentamisessa ja testauksessa.</p> <p>Dynamometrin suunnittelussa hyödynnettiin SolidWorks CAD -ohjelmistoa, jonka avulla osien sijainnin ja laitteiston kokonaistilantarpeen hahmottaminen oli helppoa. Osien lujuuksia tarkasteltiin tarvittavilta osin Ansys FEM -simulointiohjelmalla. Dynamometrin suunnittelua määritti merkittävästi jo aiemmin hankitut rullat. Suunnittelu aloitettiin pyörrevirtajarrun mitoituksella ja siitä edettiin laakerien ja akselien välisten liitosten suunnitteluun. Viimeisenä suunniteltiin laitteen teräsrunko. Haasteita suunnittelussa aiheutti muun muassa pyörrevirtajarrun sijoittaminen rullien väliin siten, että rullien välinen etäisyys ei kasva liian suureksi. Myös rajallinen budjetti, tiukka aikataulu ja melko vähäinen kokemus suunnittelutyöstä aiheuttivat ongelmia projektin aikana.</p> <p>Työn lopputuloksena syntyi kokonaisuudessaan erittäin hyvin toimiva alustadynamometri. Laitteessa ja testaustilassa on edelleen kehitettävää, mutta pienet puutteet ovat korjattavissa. Dynamometrin käyttö vaatii myös paljon harjoittelua, jotta saadaan luotettavia tuloksia ja laitteiston käyttö ja moottoriin tehtävä säätötyö on sujuvaa. Jo tällä hetkellä olevien käyttökokemusten perusteella dynamometrin avulla voidaan aloittaa pienimuotoinen liiketoiminta kesällä 2018. Työn myötä saavutettuihin tuloksiin voidaan olla työn yhteistyökumppanin kanssa erittäin tyytyväisiä.</p> |           |
| Avainsanat<br>Alustadynamometri, pyörrevirtajarru, suunnittelu, 3D -mallinnus   |           |
| Julkinen  |           |

|  |           |                  |      |
|--|-----------|------------------|------|
| Field of Study<br>Technology, Communication and Transport  |           |                  |      |
| Degree Programme<br>Degree Programme in Mechanical Engineering   |           |                  |      |
| Author(s)<br>Joonas Laitinen   |           |                  |      |
| Title of Thesis<br>Designing of the chassis dynamometer  |           |                  |      |
| Date   | 11.5.2018 | Pages/Appendices | 54/8 |
| Supervisor(s)<br>Senior Lecturer Anssi Suhonen, Research engineer Jussi Asikainen  |           |                  |      |
| Client Organisation /Partners<br>Jyrki Laitinen  |           |                  |      |
| <p><b>Abstract</b></p> <p>The aim of this final year thesis was to design and build a chassis dynamometer primarily applied in measuring the performance of passenger cars. The main task of the dynamometer is to produce graphical information on engine performance as a function of rotation speed. The work was done in collaboration with private entrepreneur Jyrki Laitinen. The finished dynamometer will be placed in Koskenlahti workshop which is located in Rautalampi, Eastern Finland. The finished dynamometer is planned to be used for small scale business activity within engine performance testing and engine tuning.</p> <p>The starting point for the project was a previously made layout design of the chassis dynamometer with eddy current brake on the course Specialized Project 2. Based on the draft, dynamometer rollers and data acquisition were acquired before starting the thesis project. Thus, the main construction of the dynamometer was already clear at the start and therefore the main focus of this thesis was in designing details and in building and testing the device.</p> <p>The dynamometer was designed by utilizing SolidWorks CAD program which made it easy to perceive the placement of parts and the entire space needed for the device's main structure. Strengths of the parts were analyzed by using Ansys FE-simulation. The design of the dynamometer was significantly determined by the rollers which were acquired at the earlier phase. The design process began by defining eddy current brake specifications from where it was possible to proceed to design the shaft connections and frame. During the project a few challenges were faced, for instance, in placing the eddy current brake between the rolls in such a way that the distance between the rolls would not become too wide. Furthermore, the limited budget, tight timetable and short experience made the design process challenging.</p> <p>As a result of this thesis project, a chassis dynamometer was created and it is working remarkably well in its entirety. There is still plenty of work to do with the test room and the dynamometer, but the small shortcomings can be fixed. Furthermore, the use of the dynamometer still requires a lot of practice before the use of the device and the engine tuning will be fluent and reliable results can be gained. However, the user experiments by now are encouraging and therefore a small-scale business activity can be started in summer 2018. The results gained throughout the project allow us to be very satisfied with the collaborator.</p> |           |                  |      |
| Keywords<br>Dynamometer, eddy current brake, designing, 3D -modeling   |           |                  |      |
| Public   |           |                  |      |

## SISÄLTÖ

|   |    |
|---|----|
| ESIPUHE.....  | 6  |
| KÄYTETYT TERMIT JA LYHENTEET .....                          | 7  |
| 1 JOHDANTO .....  | 8  |
| 2 TYÖN TAUSTA.....  | 9  |
| 2.1 Työn yhteistyökumppani.....                             | 9  |
| 2.2 Liiketoimintamahdollisuudet.....                        | 9  |
| 2.3 Tuotekehitys.....                                       | 9  |
| 2.4 Lähtötilanne .....                                      | 10 |
| 2.4.1 Laadittu luonnos ja Erikoistumisprojekti 2 .....      | 10 |
| 2.4.2 Rullat .....  | 11 |
| 2.4.3 Tiedonkeruu .....                                     | 11 |
| 3 KESKEISET KÄSITTEET JA TEORIA .....                       | 14 |
| 3.1 Voima ja voimanmomentti.....                            | 14 |
| 3.2 Hitausmomentti .....                                    | 14 |
| 3.3 Kitka .....   | 15 |
| 3.4 Teho .....  | 16 |
| 3.5 Tehonmittausstandardit.....                             | 17 |
| 4 TEHONMITTAUS JA DYNAMOMETRIT .....                        | 18 |
| 4.1 Ajoneuvon tehon määrittäminen .....                     | 18 |
| 4.2 Dynamometrin määritelmä .....                           | 18 |
| 4.3 Dynamometri tyypit .....                                | 19 |
| 4.3.1 Dynamometrit kiinnityksen mukaan.....                 | 20 |
| 4.3.2 Jarruntyypin mukaan.....                              | 23 |
| 5 TYÖN TOTEUTUS .....                                       | 29 |
| 5.1 Suunnittelu.....  | 29 |
| 5.1.1 Lähtökohdat ja suunnitteluprosessi.....               | 29 |
| 5.1.2 Pyörrevirtajarrun mitoitus, valinta ja hankinta ..... | 30 |
| 5.1.3 Jarrun virtalähde.....                                | 32 |
| 5.1.4 Laakerointi.....                                      | 33 |
| 5.1.5 Akselikytkinten valinta .....                         | 37 |
| 5.1.6 Rungon suunnittelu .....                              | 40 |

|       |  |    |
|-------|--|----|
| 5.2   | Valmistus .....  | 43 |
| 5.2.1 | Rungon rakentaminen .....                                      | 43 |
| 5.2.2 | Kokoonpano .....   | 44 |
| 5.3   | Laitteiston kalibrointi .....                                  | 46 |
| 5.3.1 | Voima-anturin kalibrointi.....                                 | 46 |
| 5.3.2 | Hitausmomentin määrittäminen .....                             | 47 |
| 5.4   | Laitteiston testaus.....                                       | 48 |
| 6     | LOPPUTULOKSET JA POHDINTA .....                                | 51 |
| 7     | LÄHTEET JA TUOTETUT AINEISTOT .....                            | 53 |
|       | LIITTEET .....   | 55 |
|       | Liite 1. Dynamometrin vaatimukset.....                         | 55 |
|       | Liite 2. Rullaan kohdistuvat voimat. ....                      | 56 |
|       | Liite 3. FEM-analyysit.....                                    | 58 |
|       | Liite 4. Pyörrevirtajarrun laakereiden kestoikä. ....          | 59 |
|       | Liite 5. Suurimman sallitun linjausvirheen määrittäminen. .... | 60 |
|       | Liite 6. Kuvia valmiista dynamometristä. ....                  | 61 |

## ESIPUHE

Haluaisin kiittää kaikkia tässä projektissa mukana olleita. Erityiskiitos projektin pääyhteistyökumppanille isälleni Jyrki Laitiselle, joka mahdollisti tämän projektin toteuttamisen myös käytännössä. Suuri kiitos myös Savonia-ammattikorkeakoululle myötämielisestä suhtautumisesta projektia kohtaan, sekä opinnäytetyön ohjaajille Anssi Suhoselle ja Jussi Asikaiselle. Haluisin kiittää myös opiskelukavereitani kannustuksesta ja hengessä mukana olemisesta niin muussa opiskelussa kuin myös tämän projektin osalta.

Kuopiossa 11.5.2018

Joonas Laitinen

## KÄYTETYT TERMIT JA LYHENTEET

SAE = The Society of Automotive Engineers, yhdysvaltalainen standartointijärjestö

DIN = Deutsches Institut für Normung, saksalainen standartointijärjestö

DFMA = Design for Manufacturing and Assembly. Tuotekehitysmalli, joka tähtää valmistettavuuden ja kokoonpantavuuden järjestelmälliseen tehostamiseen.

Inertia= Hitausmomentti, tulee englanninkielisestä termistä "moment of inertia".

## 1 JOHDANTO

Tämä työ juontaa juurensa kiinnostuksesta ajoneuvojen polttomoottoreita, niiden toimintaa ja muuntelua kohtaan erityisesti kilpailukäytössä. Esimerkiksi sarjavalmistetun henkilöauton moottori on kompromissi muun muassa valmistuskustannusten, ympäristöystävällisyyden, tehon ja luotettavuuden osalta. Kun moottorista haetaan kulloisessakin tilanteessa halutuimpia ominaisuuksia, on moottorin tuottama suorituskyky ja muut ominaisuudet kyettävä selvittämään eksaktisti. Tähän tarkoitukseen dynamometri on suorastaan korvaamaton.

Tämän työn tavoitteena on perehtyä tehonmittaukseen ja siihen käytettävään laitteistoon sekä suunnitella ja valmistaa henkilöautolle soveltuva alustadynamometri, joka kertoo moottorin suorituskykyarvot graafisessa muodossa kierrosnopeuden funktiona. Työ tehdään yhteistyössä yksityisyrittäjä Jyrki Laitisen kanssa ja dynamometritoimintojen ympärille on tarkoitus kehittää pienimuotoista liiketoimintaa, kunhan laitteisto saadaan toimimaan toivotulla tavalla

Ajatus lopullisesti oman alustadynamometrin rakentamiseen heräsi kesällä 2017. Perehtyminen aiheeseen osoitti, että alustadynamometrin rakentaminen ei olisi mahdotonta, mutta kaupallisen tuotteen hankkiminen todettiin liian suureksi taloudelliseksi riskiksi. Lähtökohtaisesti tarkoitus on toimia harrastepohjaisesti ja dynamometritoimintojen ympärille kaavailtu liiketoiminta on tarkoitus pitää pienimuotoisena.

Dynamometreihin perehdyttiin tarkemmin syksyn 2017 aikana Savonia-ammattikorkeakoulun koneinsinöörin tutkintoon kuuluvan Erikoistumisprojekti 2 -kurssin aikana. Tämän työn lähtökohtana toimiikin tekijän kyseisen kurssin aikana laatima luonnos alustadynamometristä, sekä valmiina komponentteina hankitut dynamometrin rullat ja tietokoneeseen kytkettävä norjalaisen Fonneland Engineeringin kehittämä tiedonkeruuyksikkö YourDyno V4. Dynamometriin täytyy suunnitella vielä muun muassa laakerointi, akselien väliset liitokset, runko sekä paljon muita yksityiskohtia.

Tämän työn myötä on tarkoitus perehtyä tehonmittauksessa käytettäviin dynamometreihin ja sitä myötä kokonaisvaltaiseen koneensuunnitteluun. Dynamometri koostuu pitkälti standardi kone-elimistä ja teoria tehonmittauksen taustalla on yksinkertaista. Toimivan ja luotettavia tuloksia antavan dynamometrin suunnittelu ja rakentaminen puolestaan tarjoaa suuren haasteen.



## 2 TYÖN TAUSTA

### 2.1 Työn yhteistyökumppani

Työn yhteistyökumppanina ja tilaajana toimii yksityisyrittäjä Jyrki Laitinen. Jyrki omistaa Koskenlahden maatilan, jonka päätoimiala on maanviljely ja lihakarjan kasvatusta. Tilalla sijaitsee myös Koskenlahden paja, jossa korjataan maatilan koneita ja rakennetaan katu- ja kilpa-autoja harrastepohjalta. Paja- ja viritystoimintojen laajentamiseksi dynamometri onkin oiva apuväline. Jos tämä projekti saadaan vietyä läpi suunnitellusti, perustetaan oma yritys dynamometritoimintojen ympärille. Tämä työn tarkoitus on siis luoda työkalu uudelle yritykselle, uutta työtä, innovaatioita ja kehittää tekijän ammatillista osaamista.

### 2.2 Liiketoimintamahdollisuudet

Dynamometri tarjoaa monenlaisia mahdollisuuksia toimivalle liiketoiminnalle. Esimerkiksi autoa ostaessa olisi mukava tietää, että moottori tuottaa edelleen ainakin lähes samat tehot kuin uutena. Samoin henkilöautoille saatavien ohjelmistoviritysten, niin kutsuttujen lastujen lupauksen täyttäminen on helppo todeta dynamometrin avulla. Myös tavallisten katuautojen moottorien rakentaminen ja muuntelu ovat verrattain yleistä. Usein moottoritehoa halutaankin nostaa parempaa ajomukavuutta haettaessa ja se on myös lain puitteissa mahdollista tietyin rajoituksin. Tehtyjen muutosten vaikutus moottoritehoon tulee osoittaa muutoskatsastuksessa, jossa vaaditaan todistus moottorin tuottamasta tehosta ja vääntömomentista.

Moottoriurheilun harrastajat ovat kuitenkin pääasiainen kohderyhmä dynamometrin käyttäjiksi, jolloin viimeisillä hevosvoimillakin voi olla merkitystä. Säädettävät moottorinohjaimet ovat arkipäivää kaikilla moottoriurheilun tasoilla ja ohjainlaitteen säätö on ehdottomasti helpointa suorittaa dynamometriä apuna käyttäen, kun autoa voidaan ajaa paikallaan sen täydessä toimintakunnossa.

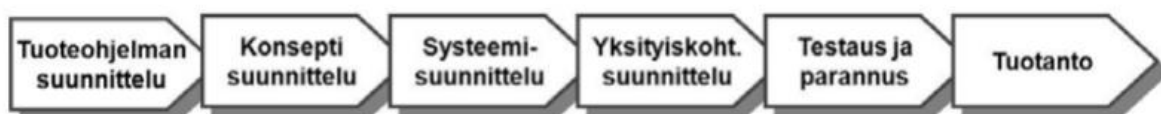
Dynamometri voi toimiessaan tarjota hyvät mahdollisuudet pienimuotoiselle liiketoiminnalle. Ajoneuvonsa moottorin toiminnasta kiinnostuneiden potentiaalisten asiakkaiden määrä on kuitenkin rajallinen, eikä ympärivuotisesti voida missään nimessä katsoa asiakasvirran olevan riittävä kokopäiväiseen työhön, vaan tähän projektiin kuin myös liiketoimintaan suhtaudutaan optimistisesti, mutta realistisesti ja pitkälti harrastepohjalta.

### 2.3 Tuotekehitys

Tämän opinnäytetyön ja tätä edeltäneen Erikoistumisprojekti kakkosen myötä käydään läpi lähes kaikki tavallisen tuotekehitysprosessin vaiheet. Erikoistumisprojektissa liikkeelle lähdettiin tarpeen tunnistamisesta ja ongelman määrittelystä. Tätä seurasi luovan työn vaihe, dynamometrillä laadittiin luonnoksia, niitä pisteytettiin ja etsittiin parasta ratkaisua määriteltäviin tarpeisiin. Tämän opinnäytetyön puitteissa suoritetaan yksityiskohtien suunnittelu sekä laitteiston testaus ja parannus. Jos

kyseessä olisi tuotantoon päätyvä tuote, olisi tuotannon käynnistäminen seuraava vaihe tarvittavien muutosten jälkeen.

Tämän projektin osalta on käytetty avuksi yleisesti käytössä olevaa Ulrich-Eppingerin tuotekehitysmallia, jonka vaiheet ovat esitettynä kuvassa 1. Tuotekehitysprosessille on olemassa useita eri malleja, mutta kaikista niistä voidaan katsoa löytyvän tarvekuvaus, luovantyyövaihe ja detaljisuunnittelu. Ulrich-Eppingerin tuotekehitysprosessin malli on ehkä paremminkin sopiva sarjatuotantoon päätyvälle tuotteelle, mutta se on sovellettavissa myös kertaluonteisiin projekteihin, jolloin voidaan puhua paremminkin tuotekehitysprojeektista. (Hietikko, 2015, ss. 45-58)

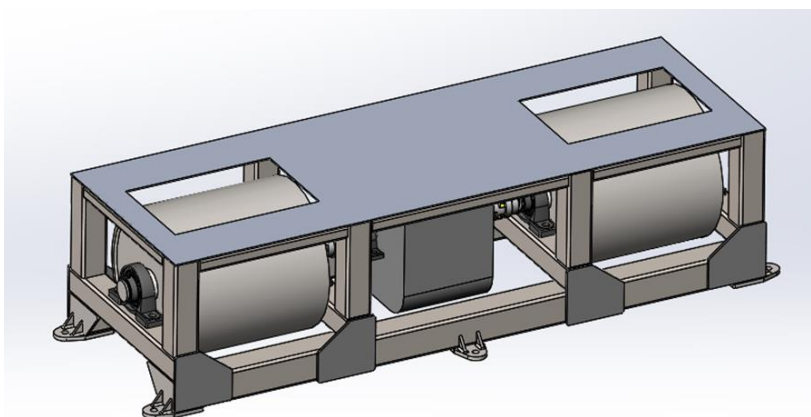


KUVA 1. Ulrich-Eppingerin tuotekehitysprosessin malli (Hietikko, 2015, s. 47).

## 2.4 Lähtötilanne

### 2.4.1 Laadittu luonnos ja Erikoistumisprojekti 2

Erikoistumisprojekti 2 tarjosi hyvät lähtökohdat tälle työlle. Kyseisen työn aikana määritettiin dynamometriltä vaaditut asiat jotka ovat esitettynä liitteessä yksi. Dynamometrissä laadittiin luonnoksia ja parhaaksi valikoitui yksirullatyyppinen alustadynamometri pyörrevirtajarrulla. Pyörrevirtajarrun toimintaperiaate ja etuja dynamometri käytössä esitetty luvussa 4.3.2.2. Dynamometrissä laadittiin myös 3D -tasoinen luonnos, joka on kuvassa 2. Suuri rulla mahdollistaa suuremman ja tasaisemman kosketuspinnan rullan ja ajoneuvon renkaan välille.



KUVA 2. Dynamometrillä 3D tasoinen luonnos.

## 2.4.2 Rullat

Edellisen projektin pohjalta hankittiin dynamometrin rullat valmiina komponentteina. Rullien voidaan katsoa olevan alustadynamometrin tärkeimmät komponentit. Niiden valmistaminen on haastavaa ja edellyttää suurehkoja työstökoneita sekä suurta tarkkuutta. Maailmalla on muutamia yrityksiä, jotka myyvät kyseiseen tarkoitukseen tehtyjä rullia, mutta suuren massan vuoksi kuljetuskustannukset olisivat olleet kohtuuttoman korkeat eikä rullat muutenkaan olleet mitenkään erityisen edullisia.

Sopivat rullat kuitenkin löytyivät Noormarkusta, josta ne hankittiin yksityishenkilöltä loppusyksystä 2017. Saman koneistamon tekemät identtiset rullat ovat olleet kovassa käytössä toisessa paikassa noin 10 vuotta. Rullille on tehty myös dynaaminen tasapainotus ja näin ollen ne olivat käyttövalmiit. Rullien ulkohalkaisija on 560 mm ja massa yhdellä rullalla on noin 250 kg. Rullat esitetty kuvassa 3.



KUVA 3. Dynamometrin rullat ennen pintakäsittelyä.

## 2.4.3 Tiedonkeruu

Dynamometriä varten hankittiin tiedonkeruuyksikkö jo ennen tämän työn aloittamista. Tiedonkeruu on norjalaisen Fonneland Engineeringin kehittämä YourDyno V4. Tiedonkeruuyksikkö kytketään tietokoneeseen ja sen avulla pystytään tallentamaan tietoa antureilta ja ohjaamaan tarvittaessa dynamometriin kytkettyä jarrua PID-kontrollerin avulla. Tiedonkeruun ominaisuudet ovat

- USB-liitäntä
- Tukee voima-anturia jarrullisessa dynamometrissä
- 2 HALL-anturi sisääntuloa kierrosnopeuden mittaukseen
- 2 ulostuloa jarrujen ohjaukseen, PWM tai analoginen 0-5 V
- K-tyyppin anturi sisääntulo lämpötilan mittausta varten

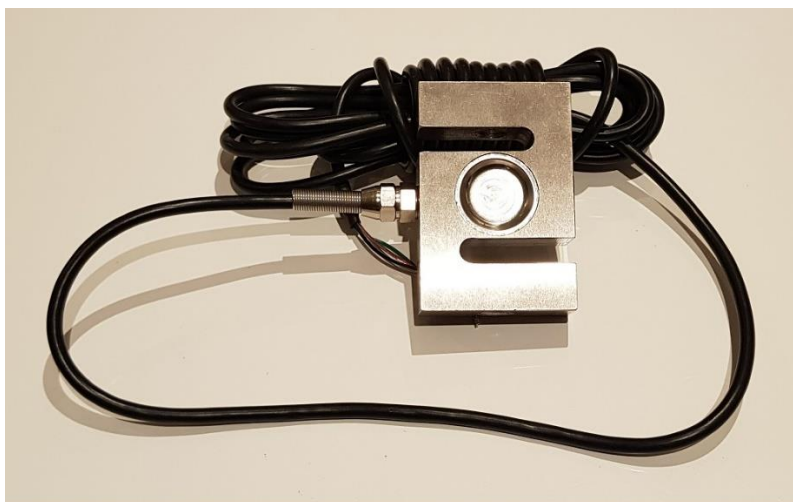
- 3 analogista 0 – 5 V sisääntuloa anturitietoja varten
- SAE J1349 -standardin mukainen olosuhdekorjaus. (Fonneland Engineering)

YourDyno on kohtuullisen edullinen ominaisuuksiinsa nähden, laitteisto on ohjelmistonsa puolesta vielä hieman keskeneräinen, mutta jatkuvan kehityksen vuoksi YourDyno vaikuttaa tarkoitukseen sopivalta ja tuotetuki erittäin toimivalta. Tiedonkeruu on erittäin tärkeä osa dynamometriä, toimivalla mekaanisella toteutuksella ei ole merkitystä, jos elektroniikkapuoli ei toimi.



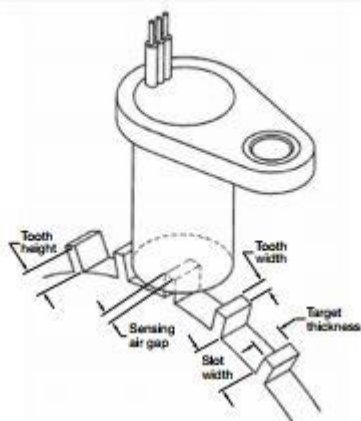
KUVA 4. YourDyno V4 -tiedonkeruuyksikkö (Fonneland Engineering).

Koska dynamometri tulee olemaan jarrullinen, hankittiin samalla kertaa myös S-tyyppinen voima-anturi. Hankittu anturi on kapasiteetiltaan 500 kg ja se on huomioitava, kun suunnitellaan jarrusta lähtevän varren pituutta. Anturi on suoraan yhteensopiva tiedonkeruuyksikön kanssa ja ottaa virransa tiedonkeruuyksiköltä, mikä helpottaa johdotustyötä. Kuvassa 5 esitetty tavallinen S-tyyppinen voima-anturi.



KUVA 5. S-tyyppinen voima-anturi (Fonneland Engineering).

Tiedonkeruuyksikkö tarvitsee toimiakseen myös dynamometrin rullien kierroslukutiedon. Tätä varten dynamometrissä tulee löytyä hammaskehä, jota lukemaan asetetaan HALL -tyyppinen Honeywell:in valmistama 1GT101DC -anturi. Anturikehällä on muutamia vaatimuksia. Ensinnäkin kehän tulee olla metallia, johon magneetti tarttuu. Lisäksi anturikehällä on oltava hampaita niin paljon, että se antaa vähintään 200 pulssia sekunnissa. Anturin ja kehän välinen ilmarako on 0,5 – 2 mm ja välin tulee pysyä vakiona koko ajan. Myös hampaiden mitoille on useita vaatimuksia, jotka ovat esitettyinä kuvassa 6. (Fonneland Engineering)



| Characteristic   | Parameter                |
|------------------|--------------------------|
| Tooth height     | 5,06 mm [0.200 in] min.  |
| Slot width       | 10,16 mm [0.400 in] min. |
| Tooth width      | 2,54 mm [0.100 in] min.  |
| Target thickness | 6,35 mm [0.250 in] min.. |

<sup>1</sup>Based on a target diameter of 101,6 mm [4 in] at a rotation of 10 RPM to 3600 RPM.

KUVA 6. Suositukset hammaskehän mitoille (Fonneland Engineering).

### 3 KESKEISET KÄSITTEET JA TEORIA

Polttomoottorissa polttoaineen kemiallinen energia muuttuu mäntien suoraviivaisesta liikkeestä kiertokankien ja kampiakselin kautta pyörimisliikkeeksi. Lisäksi iso osa polttoaineen energiasta menee lämmöksi. Esimerkiksi henkilöautossa voima välittyy yleensä kampiakselista vaihteiston ja vetopyörästä kautta ajoneuvon renkaihin. Renkaiden ja tien välissä vaikuttava kitka puolestaan saa ajoneuvon liikkumaan. Ja kuten tiedetään, suurempi tehoinen auto kiihtyy nopeammin kuin pienempi tehoinen ja kevyempi painavaa nopeammin. Tässä luvussa esitellään tärkeimmät pyörimisliikkeen peruskaavat.

#### 3.1 Voima ja voimanmomentti

Voima, vääntömomentti ja teho ovat käsitteitä, jotka esiintyvät yhtenäen moottoreiden ja dynamometrien yhteydessä. Newtonin toisen lain eli dynamiikan peruslain mukaan voima aiheuttaa kiihtyvyyttä. Newtonin toinen laki on

$$F = ma \quad (1)$$

missä  $F$  on kokonaisvoima,  $m$  on kappaleen massa ja  $a$  on kiihtyvyys. Dynamometri tapauksessa ollaan kuitenkin tekemisissä lähes yksinomaan pyörimisliikkeen kanssa, jolloin vastine Newtonin toiselle laille voidaan kirjoittaa muotoon

$$\Sigma M = J\alpha \quad (2)$$

missä  $\Sigma M$  tarkoittaa momenttisolmua,  $J$  kappaleen hitausmomenttia ja  $\alpha$  kulmanopeuden muutosta. Suoraviivaisen etenemisliikkeen ja pyörimisliikkeen kinematiikan välillä on selkeä yhdenmukaisuus, josta Newtonin toinen laki on selkeä esimerkki. Pyörimisen peruslaki saadaankin siis suoraan korvaamalla suoraviivaisen etenemisliikkeen suureet pyörimisen suureilla. Hitausmomenttia käsitellään tarkemmin luvussa 3.2. (Suvanto, 2003)

Vääntömomentti on voiman suora vastine pyörimisliikkeessä. Voiman aiheuttama momentti  $M$  on

$$M = Fr \quad (3)$$

missä  $F$  on voima ja  $r$  voiman vaikutussuoran etäisyys akselista. Voimanmomentin SI-järjestelmän mukainen yksikkö on Newtonmetri ja lyhenne Nm. (Mäkelä;Soininen ;Tuomola;& Öistämö, 2014)

#### 3.2 Hitausmomentti

Hitausmomentti on massan vastine pyörimisliikkeessä ja tarkoittaa kappaleen kykyä vastustaa kulmanopeuden muutosta. Kappaleen suuri massa ei automaattisesti tarkoita, että kappaleella olisi

suuri hitausmomentti vaan hitausmomentti kasvaa riippuen siitä, mitä kauempana massa sijaitsee pyörimisakselista. Esimerkiksi onton akselin hitausmomentti  $J$  voidaan laskea kaavalla

$$J = \frac{1}{2}m(r^2 + R^2) \quad (4)$$

missä  $m$  on kappaleen massa,  $R$  on kappaleen ulkosäde ja  $r$  sisäsäde. Kun tiedetään materiaalin ominaisuudet ja kappaleen mitat, on hitausmomentti mahdollista määrittellä matemaattisesti erittäin tarkasti. (Mäkelä;Soininen ;Tuomola;& Öistämö, 2014, s. 94)

Hitausmomenttia voidaan hyödyntää dynamometrissä tuottamaan vastusta moottorille. Tiedetyn hitausmomentin kulmanopeuden kasvattaminen tietyn verran tietyssä ajassa vaatii aina saman verran tehoa. Suuri hitausmomentti myös varastoi energiaa ja moottorin toiminnassa oleva heikompi toiminta-alue voi jäädä suuren hitausmomentin takia havaitsematta, joten hitausmomentin määrä on aina kompromissi. Dynamometrin pyörievien osien hitausmomentti on myös tärkeää tietää, jotta laitteisto voidaan kalibroida näyttämään oikein testissä, jossa moottorin kierrokset nousevat koko ajan. (DTec, ss. 2-3)

### 3.3 Kitka

Kitkalla tarkoitetaan kahden toisiaan koskettavan kovan pinnan välistä vuorovaikutusta. Kitka pyrkii estämään pintojen liukumisen toisiinsa nähden. Kitkavoiman suuruuteen vaikuttavat kosketuspintojen välinen kitkakerroin ja pintojen välisestä puristusvoimasta. Lepokitkan  $F_\mu$  saadaan kaavalla

$$F_\mu = \mu F_T \quad (5)$$

missä  $\mu$  on kitkakerroin ja  $F_T$  on pintojen välinen tukivoima. (Suvanto, 2003, ss. 121-123)

Kitka on joko hyödyllistä tai haitallista kohteesta riippuen. Koneissa kitka aiheuttaa lämpenemistä, koneenosien kulumista ja tehohäviöitä. Usein kitka on kuitenkin hyödyllistä, ja monien laitteiden toiminta perustuu kitkaan (Suvanto, 2003, s. 121). Myös alustadynamometrin tapauksessa kitka on erittäin merkittävässä osassa laitteen toiminnan kannalta. Dynamometrillä ajettavan ajoneuvon vetävien renkaiden ja rullan välissä vallitsee lepokitka, kun rengas ei luista. Jos rengas luistaa, tällöin kitka muuttuu tyypiltään liukukitkaksi, joka on käytännössä katsoen aina lepokitkaa pienempi. Dynamometrillä tavoitteena on kuitenkin selvittää ajoneuvon moottorin ominaisuuksia, jos voima ei välity moottorilta toivotusti dynamometriin, ei moottorin tuottamista ominaisuuksista saada selville.

Dynamometrin rullan ja ajoneuvon renkaan välissä tulisi siis olla mahdollisimman suuri kitkakerroin ja kitkavoima. Kaavasta 5 voidaan havaita, että kitkavoimaa voidaan kasvattaa suurentamalla kitkakerrointa tai pintojen välistä tukivoimaa kasvattamalla. Tukivoimaa voidaan kasvattaa alustadynamometrin tapauksessa sitomalla ajoneuvo tiukemmin dynamometriin kiinni, mutta tällöin myös kasvaa renkaan rasitus, muodonmuutokset, tehohäviöt. (Niemelä, 2018)

## 3.4 Teho

Sarjavalmisteisista moottoreista ilmoitetaan käytännössä aina sen tuottama teho ja dynamometrin tarkoitus onkin juuri mitata moottorin tuottaman tehon ja vääntömomentin määrää. Fysiikassa teholla tarkoitetaan tehtyä mekaanista työtä tietyssä ajassa. Keskimääräinen teho  $P$  voidaan määrittellä kaavalla

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

missä  $W$  on tehty työ ja  $t$  kulunut aika (Valtanen, 2016, s. 164).

Polttomoottoreille on tyypillistä, että sen tuottama teho vaihtelee jatkuvasti hieman pyörimisnopeudesta riippuen. Hetkellinen teho  $P$  voidaan määrittää kaavan

$$P = \frac{dW}{dt} \quad (7)$$

avulla, missä  $dW$  on tehty työ erittäin lyhyellä ajan hetkellä  $dt$  (Valtanen, 2016, s. 164).

Moottorin tuottama vääntömomentti ja kierros-luku ovat suoraan mitattavia suureita. Jarrullisella dynamometrillä mitataan moottorin tuottamaa vääntömomenttia, jolloin teho kilowatteina voidaan laskea pyörimisnopeuden ja vääntömomentin avulla kaavalla

$$P = \frac{Mn}{9549} \quad (8)$$

missä  $M$  on vääntömomentti newtonmetreina ja  $n$  pyörimisnopeus kierroksina minuutissa (Martyr & Plint, 2012, s. 228). Kaavasta voidaan havaita, että tehoa ei voi olla ilman vääntömomenttia tai pyörimisnopeutta.

Tehon yksikkö on SI-järjestelmässä watti ja tunnus W. Yksi watti vastaa yhtä tuotettua joulea sekunnissa, eli

$$W = \frac{J}{s} \quad (9)$$

Normaalien henkilöautojen ja moottoripyörien moottorin tuottama teho ilmoitetaan useimmiten kilowateissa tai hevosvoimissa. Hevosvoima ei ole SI-järjestelmän mukainen yksikkö, mutta sitä käytetään edelleen laajasti varsinkin moottoreiden tuottaman tehon yhteydessä. Yksi hevosvoima vastaa 735,5 kilowatin tehoa. (Killedar, 2012, s. 38)



### 3.5 Tehonmittausstandardit

Polttomoottorin tuottamaan tehoon vaikuttavat oleellisesti testaustilassa vallitsevat olosuhteet, moottoriöljyn-, jäähdytysnesteen- sekä imuilman lämpötila. Moottoreiden tehonmittaukseen on kehitetty useita standardeja, jotta saadut lukemat olisivat vertailukelpoisia keskenään riippumatta ympäröivistä olosuhteista. Moottorin valmistajat ilmoittavat yleensä teholumen yhteydessä minkä standardin mukaan teho on mitattu, jolloin lukemien vertailu on helpompaa. (Martyr & Plint, 2012, ss. 198-200)

Yleisimmin käytössä olevat tehonmittausstandardit ovat

- SAE (The Society of Automotive Engineers) J1349
- DIN (Deutsches Institut für Normung) 70020
- JIS D 1001
- EEC80/1269
- ISO 1585. (Killedar, 2012, s. 224)

YourDyno -tiedonkeruu tukee ainakin toistaiseksi vain SAE J1349 -standardin mukaista olosuhdekorjausta. SAE J1349 mukainen korjauskerroin  $CF$  lasketaan kaavan 10 mukaisesti.

$$CF = 1,180 \times \left[ \left( \frac{990}{P_D} \right) \left( \frac{T_C + 273}{298} \right)^{0,5} \right] - 0,180 \quad (10)$$

missä  $P_D$  on kuivan ilman ilmanpaine millibaareina ja  $T_C$  ilman lämpötila Celsius-asteina. Suorituskykyarvot korjataan vastaamaan merenpinnan tason kuiva ilman ilmanpainetta ja 25°C lämpötilaa. (DYNOMite, 2000)

DIN 70020 -standardissa puolestaan suorituskykyarvot muutetaan vastaamaan testin suorittamista 1013 millibaarin ilmanpaineessa ja 20°C lämpötilassa. DIN 70020 -standardin mukaisella mittauksella saadaan siis hieman suurempia lukemia kuin SAE J1349 -standardin mukaisella mittauksella, yleisesti ero on muutamia prosentteja riippuen hieman olosuhteista. (Killedar, 2012, ss. 224-233)

## 4 TEHONMITTAUS JA DYNAMOMETRIT

Tässä luvussa käsitellään hieman tehonmittauksen teoriaa ja esitellään eri tapoja suorittaa ajoneuvon tehon määrittäminen. Dynamometrejä on paljon erilaisia ja erityyppisiä eri tarkoituksiin, mutta tässä työssä käsitellään yleisimpiä henkilöautojen tehonmittaukseen käytettäviä sovelluksia. Dynamometrit on mahdollista jaotella joko kiinnitystavan tai jarruntyypin perusteella.

### 4.1 Ajoneuvon tehon määrittäminen

Ajoneuvon moottoria voidaan testata kolmella eri tavalla, jotka ovat:

- testata ajoneuvoa testiradalla,
- testata moottoria siihen tarkoitettussa testipenkissä eli moottoridynamometrissä tai
- testata ajoneuvoa alustadynamometrissä, jolloin moottori on normaalisti paikallaan ajoneuvossa (Killedar, 2012, s. 29).

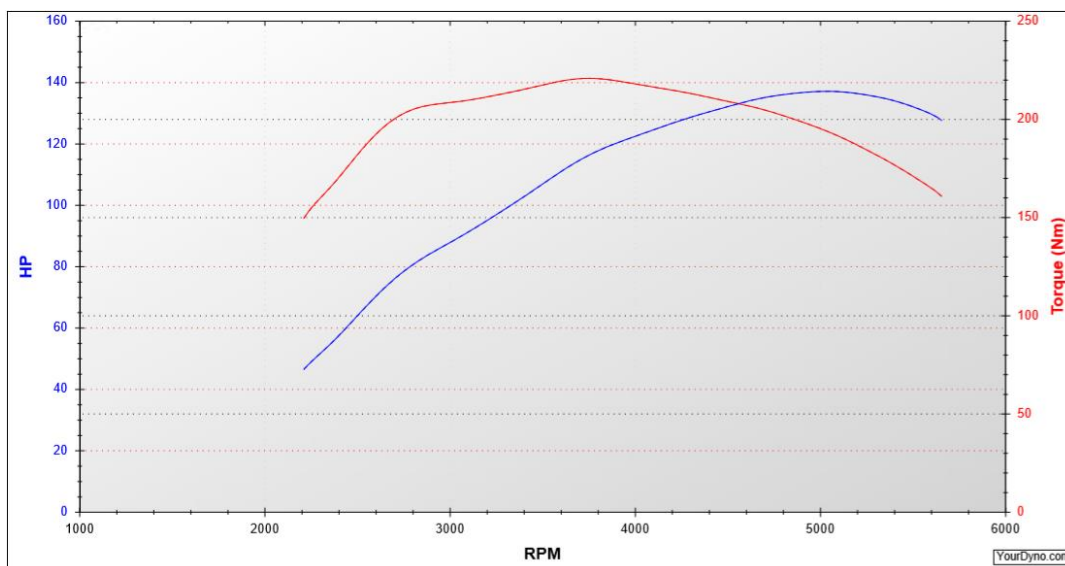
On selvää, että testiradalla testatessa muuttujia on paljon eikä täysin luotettavaan tulokseen nimenomaan moottorin tuottamasta suorituskyvystä voida päästä. Moottorin testaaminen siihen tarkoitettussa testipenkissä, eli moottori dynamometrissä on puolestaan erinomainen tapa selvittää moottorin tuottama teho, vääntömomentti, päästöt ja muut ominaisuudet. Moottorin testaukseen soveltuvia moottoridynamometrejä löytyykin juuri autotehtailta ja kilpatehtailta, jotka molemmat käyttävät moottoridynamometriä uuden moottorin kehitystyössä, joka voi viedä vuosia. Kolmas tapa eli alustadynamometri on sekin erittäin hyvä tapa testata moottoria sekä voimansiirtoa. Alustadynamometrissä ajoneuvoa ajetaan mittauslaitteiston rullien päällä ja voima välittyy renkaan ja rullan välisellä kitkalla. Alustadynamometrillä mitataan tarkemmin ottaen vetävien pyörien tehoa. Tällöin osa moottorin tuottamasta tehosta menee esimerkiksi voimansiirron komponenteissa kuten vaihdelaatikossa tapahtuvaksi tehohäviöksi. (Bell, 2013)

Tehonmittausdynamometriä voidaankin pitää lähes välttämättömänä apuvälineenä, kun halutaan todentaa moottorin tuottamat ominaisuudet. On myös havaittu, että moottorista pystytään saavuttamaan lähes aina vähintään 5% enemmän tehoa, suorittamalla moottorin hienosäätö dynamometriä käyttäen. (Bell, 2013)

### 4.2 Dynamometrin määritelmä

Dynamometrillä tarkoitetaan laitetta, jolla pystytään mittaamaan voimaa, vääntömomenttia tai tehoa (Killedar, 2012, s. 29). Dynamometriksi voidaan siis kutsua laitetta, jolla mitataan käden puristusvoimaa tai laivan moottorin tuottamaa vääntömomenttia. Toimintaperiaatteeltaan dynamometrit ovat energian muuttajia. Moottorin teho muutetaan pääasiassa lämmöksi tai sähköenergiaksi dynamometrin tyypistä riippuen. Tässä työssä dynamometrillä tarkoitetaan nimenomaan laitetta, jolla kyetään mittaamaan moottorin tuottamaa vääntömomenttia ja tehoa.

Moottorin tuottamat suurimmat teho ja vääntömomentti, sekä millä moottorin kierrosnopeudella arvot saavutaan, ovatkin ehdottomasti yleisimmät tiedot, mitä moottorista annetaan sen tyypistä riippumatta. Yleensä suorituskyky arvot esitetään graafisesti moottorin kierrosnopeuden funktiona tai pelkkinä taulukoituna lukuina (Anttila, ym., 1967, ss. 539-540). Kuvassa 7 on esitetty tavallisen turboahdetun bensiinikäyttöisen moottorin tyypilliset teho ja vääntömomentti käyrät kierrosnopeuden funktiona.



KUVA 7. Teho ja vääntömomentti kierrosnopeuden funktiona.

### 4.3 Dynamometri tyypit

Dynamometrit voidaan jaotella joko kiinnitystavan tai jarrun tyyppin mukaan. Kiinnitystavan perusteella dynamometrit voidaan jakaa alustadynamometreihin ja moottoridynamometreihin. Lisäksi on olemassa hieman harvinaisempi napadynamometri, jossa on piirteitä molemmista edellä mainituista dynamometrityypeistä. (Bell, 2013)

Jarrun tyyppin mukaan dynamometrit voidaan jaotella absorptio-, moottori, tai voimansiirtotyyppisiin. Yleisimmin dynamometreissa käytetään jarruna pyörrevirta-, vesipyörre-, kitka- tai sähköjarrua. (Killedar, 2012, s. 41)

Myös hitausmomentin käyttäminen vastustavan voiman tuottamiseen on mahdollista, mutta tämä ei mahdollista moottorin testaamista tasaisella kierrosluvulla mutta puutteistaan huolimatta niin kutsutut inertia-dynamometrit ovat erittäin yleisiä yksinkertaisen toimintaperiaatteen ja edullisen hinnan vuoksi. (DTec, s. 2)

### 4.3.1 Dynamometrit kiinnityksen mukaan

#### 4.3.1.1 Moottoridynamometri

Moottoridynamometrissä tarkastelun kohteena oleva moottori kiinnitetään suoraan dynamometriin ja vääntömomentti ja teho mitataan yleensä suoraan kampiakselin päästä. Moottoridynamometriä käytetään yleisesti autotehtaissa uusien moottorien kehitystyössä jolloin moottorin testaaminen ja kehittäminen voi viedä vuosia. Satunnaiseen tehojen tarkistukseen moottoridynamometri soveltuu huonosti, koska moottori täytyy olla kasattuna täydellisenä kaikkine apulaitteineen testipenkkiin, jotta tulokset vastaavat todellisuutta. Moottoridynamometrissä hyvänä puolena voidaan pitää kuitenkin sitä, että renkaan ja rullan välissä ei voi tapahtua luistoa vaan kaikki voima välittyy dynamometrin jarrulle saakka laitteen toimiessa normaalisti. (Bell, 2013)



KUVA 8. DYNOMITE vesijarrullinen moottoridynamometri. (DYNOMITE)

#### 4.3.1.2 Alustadynamometri ja sen komponentit

Alustadynamometrissä ajoneuvoa ajetaan sen normaalissa toimintakunnossa laakeroitujen rullien päällä. Alustadynamometrin hyvänä puolena voidaankin pitää sitä, että moottori voi olla normaalisti ajoneuvossa paikallaan ja näin tehonmittaus ja moottorin toiminnan testaus ja säätö ovat nopeat suoritettavia. Alustadynamometrissä tehon ja vääntömomentin mittaus tapahtuu rullien hitausmomenttia hyödyntämällä tai rulliin kiinnitetyn erillisen jarrun avulla. Alustadynamometrissä mitataan tarkalleen ottaen vetävien pyörien tehoa, mikä voi aiheuttaa mittaustulokseen virheitä, jos renkaan ja rullan välissä tapahtuu luistoa. (Bell, 2013)

Alustadynamometrissä moottorin tehoa arvioidessa on myös syytä huomioida tehohäviöt, joita syntyy muun muassa ajoneuvon vetopyörästössä sekä renkaan ja dynamometrillä ajetaan. Häviöt ovat sitä suurempia, mitä kovempaa dynamometrillä ajetaan. Lisäksi pyörätehon muuttaminen moottoritehoksi täysin täsmällisesti on käytännössä mahdotonta, varsinkin jos ollaan tekemisissä vinohampaisten voimansiirron osien kanssa. (Niemelä, 2018)



KUVA 9. Ajoneuvo kiinnitettyä Bosch FLA206-alustadynamometriin.

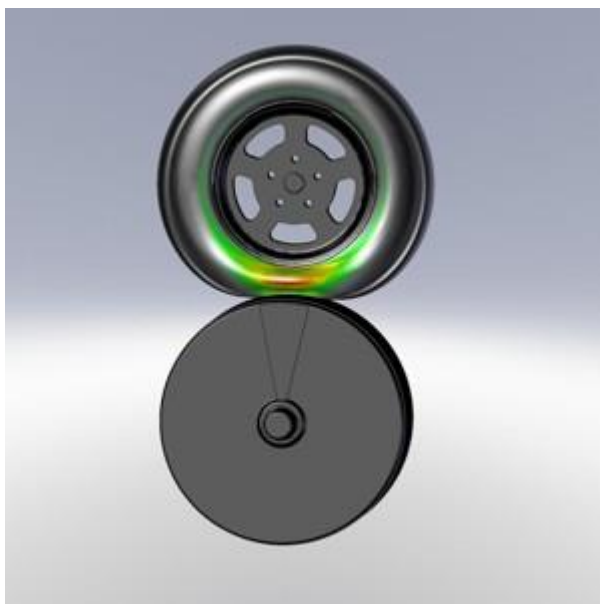
Alustadynamometrillä pääkomponentit ovat rullat, joita on dynamometrillä riippuen yksi tai kaksi renkaasta kohden. Ajoneuvoa siinä voidaan ajaa paikallaan, tähän viittaa myös alustadynamometrillä englanninkielinen termi "rolling road dyno". Dynamometri tarvitsee toimiakseen luotettavasti kuitenkin paljon muitakin osia, kuten laakerit, rungon, tiedonkeruun ja useimmissa tapauksissa myös erillisen jarrun.

Rullien halkaisija ja alustadynamometrillä rakenne vaikuttavat oleellisesti dynamometrillä käyttöön ja renkaaseen kohdistuviin rasituksiin. Kaksi pienempää rullaa tekevät ajoneuvon asemoinnin rullille helpoksi, mutta aiheuttaa monia muita ongelmia. Esimerkiksi pienellä maavaralla varustettua autoa ei saa ajettua rullille niiden väliin jäävän syvennyksen vuoksi. Myös kontaktipinta renkaan ja rullan välissä jää usein pieneksi. Renkaaseen kohdistuvat rasitukset kahden pienen toisiinsa linkittämättömien rullien tapauksessa kuvassa 10. (DYNomite)



KUVA 10. Renkaan rasitukset kahdella pienellä rullalla (DYNOMite).

Mitä suurempi rulla, sitä parempi. Jos käytetään vain yhtä rullaa rengasta kohden, on rullan hyvä olla mahdollisimman suuri halkaisijaltaan. Suuri rulla mahdollistaa suuremman kontaktipinnan ja renkaan rasitukset vähenevät mitä vähemmän ajoneuvoa tarvitsee sitoa alaspäin riittävän suuren kitkavoiman aikaansaamiseksi. Kuvassa 11 on esitetty renkaaseen kohdistuvat rasitukset rullan halkaisijan ollessa noin 600 mm. Jos halutaan päästä lähes vastaavaan tilanteeseen tasaisen tien kanssa, on rullan oltava noin 1500 mm halkaisijaltaan. (DYNOMite)



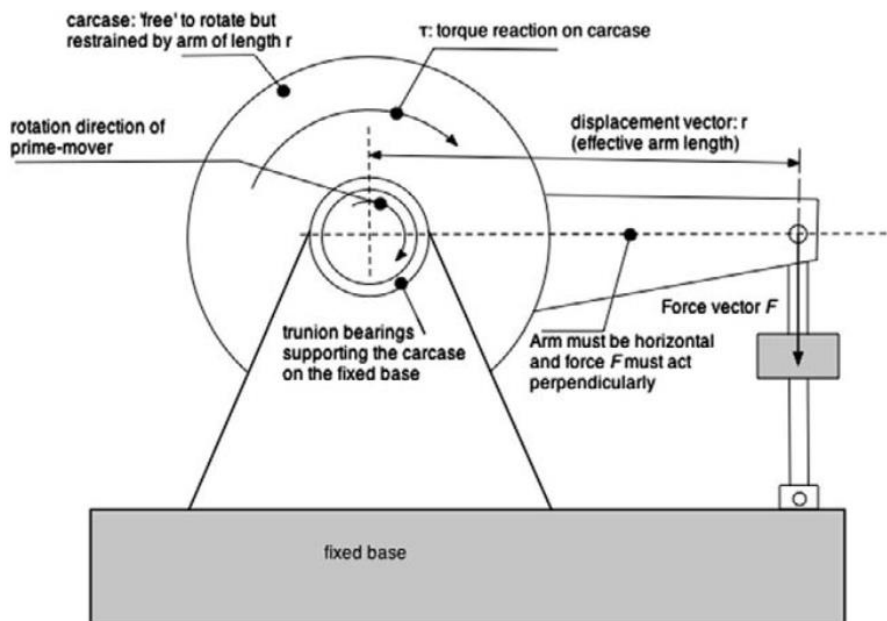
KUVA 11. Renkaaseen kohdistuvat rasitukset 600 mm rullalla (DYNOMite).

Monet alustadynamometrin ongelmista on ratkaistavissa käyttämällä alusta- ja moottoridynamometrin yhdistelmää, eli napadynamometriä. Napadynamometrissä esimerkiksi pyörrevirtajarrut kiinnitetään suoraan vetävien pyörien tilalle pyörän napaan. Tällöin luistoa ei voi esiintyä renkaan ja rullan välissä, eikä toisaalta moottoria tarvitse irrottaa ajoneuvosta mittausta varten. Napadynamometrissä jarruja tarvitaan yhtä monta, kuin on vetäviä pyöriäkin. Kuvassa 12 ajoneuvo ruotsalaisen Rototest:in napadynamometrissä. (Rototest, 2016)





Absorptiotyyppistä jarrua käytettäessä mittausjärjestely on useimmiten kuvan 14 kaltainen. Voima välittyy akselia pitkin jarrulle, joka on laakeroitu kuvan esittämällä tavalla. Akseliilta voima välittyy puolestaan jarrun koteloon, joka on tuettu. Tuessa on nykyaikaisessa dynamometrissä voima-anturi, varhaisemmissa sovelluksissa käytettiin vaakaa tai vastapainoja. (Martyr & Plint, 2012, ss. 228-229)



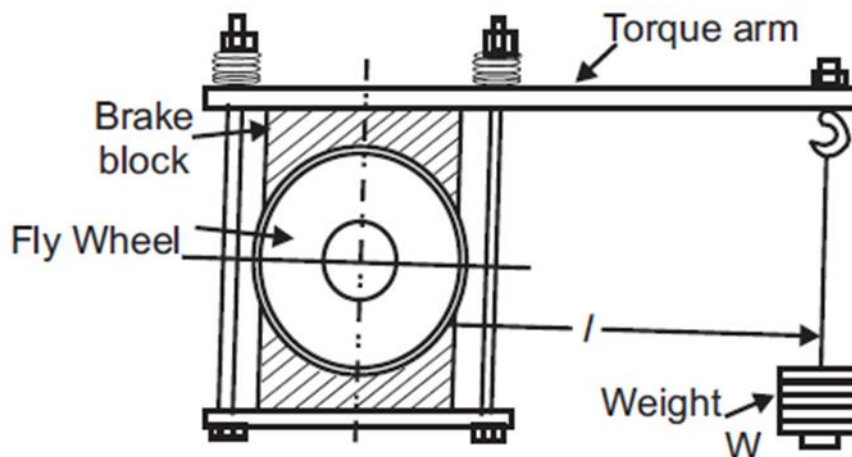
KUVA 14. Havainnekuva tyypillisestä pyörrevirtajarrun ja voima-anturin kokoonpanosta dynamometrissä (Martyr & Plint, 2012, s. 229).

Yllä kuvatuun menetelmään lisäksi on olemassa myös muita vaihtoehtoja mittaukseen. Varsinkin ennen nykyaikaisen elektroniikan ja mittausteknologian kehitystä käytettiin erilaisia jousia ja vastapainoja voima-anturin sijasta, mutta luonnollisesti mittaustarkkuus ei ollut yhtä suuri. Vastapaino oli myös haasteellista pitää kohtisuorassa jarruun nähden. Lisäksi jonkun verran vääntömomentin mittaamiseen käytetään erilaisia akselin väliin tulevia ratkaisuja. (Martyr & Plint, 2012, ss. 230-234)

#### 4.3.2.1 Kitkajarru

Varhaisimmissa dynamometreissä käytettiin erilaisia kitkajarruja. Kitkajarrut vastasivat toimintaperiaatteeltaan tavallista levyjarrua, mutta ensimmäisissä sovelluksissa jarrukengät olivat puisia. Yksi ensimmäisistä dynamometreistä oli ranskalaisen matemaatikon ja fyysikon Gaspard Clair Francois Marie Riche de Pronyn kehittämä Prony-jarru. Dynamometri oli luonnollisesti täysin mekaaninen ja koostui moottoriin tai muuhun voimanlähteeseen liitetystä vauhtipyörästä, jota puiset jarrukengät puristivat. Tuotettu voima määritettiin jarrukenkiin liitetystä tangosta, jossa oli vastapaino tai vaaka. Prony-jarrun rakenne esitettyä kuvassa 15. (Killedar, 2012, ss. 43-49).





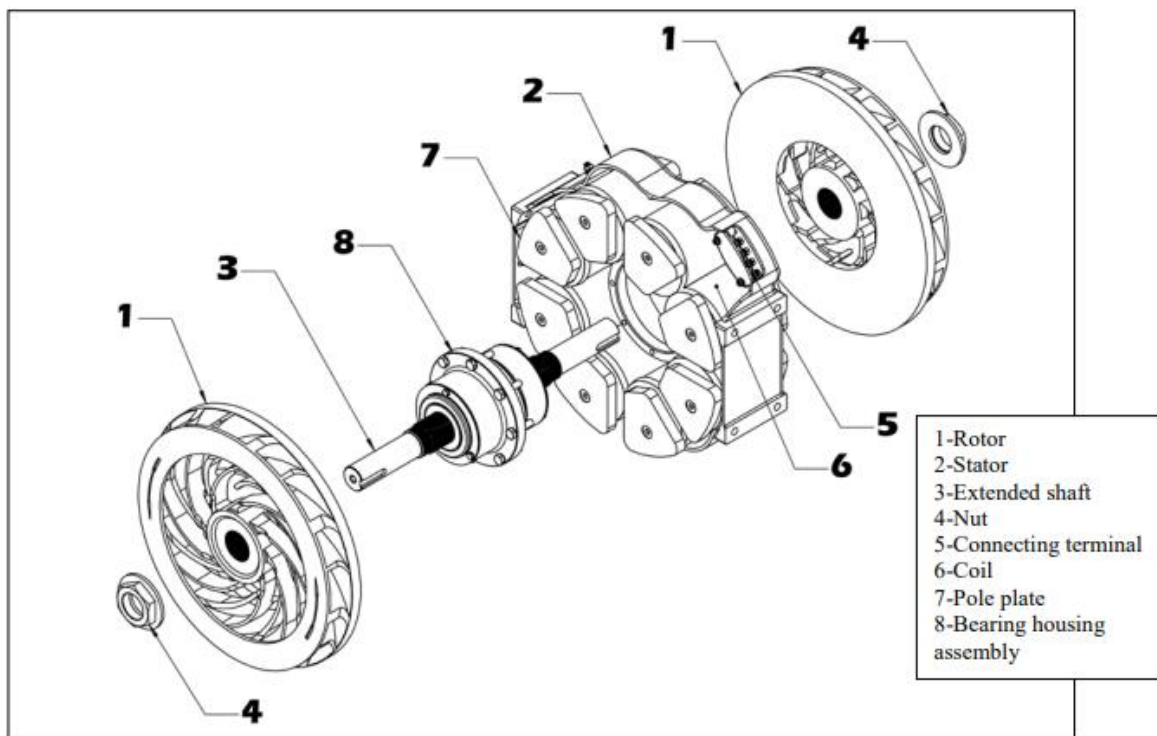
KUVA 15. Prony -jarrun rakenne (ME Mechanical Team).

Prony-jarrua voidaan pitää kuitenkin erittäin merkittävänä, koska edelleenkin monissa dynamometreissä toiminta perustuu samaan periaatteeseen, vaikka kitkajarru itsessään on verrattain harvinaisen. Kitkajarru on absorptiotyyppinen ja siinä energia muuttuu lämmöksi. Kitkajarrun huonona puolelta voidaan pitää kitkapintojen voimakasta kulumista ja lämpiämistä ja niistä seuraavia ongelmia. Kitkajarruja käytetään edelleen sovelluksissa, joissa pyörimisnopeudet ovat alhaisia tai tarvitaan suuri jarruvoima pyörimisnopeuden ollessa erittäin alhainen. Kitkajarrusta on myös paljon muita sovelluksia, kuten köysijarru. (Martyr & Plint, 2012, ss. 257-258)

#### 4.3.2.2 Pyörrevirtajarru

Pyörrevirtajarru on erittäin yleinen dynamometrikäytössä ja siihen on paljon hyviä syitä, kuten helppo kontrollointi tietokonetta hyödyntäen. Dynamometriensä lisäksi kyseistä jarrutyyppiä käytetään hidastimina raskaissa kulkuneuvoissa, kuten junissa ja kuorma-autoissa, myös monissa kuntopyörissä hyödynnetään kyseistä laitetta. Pyörrevirtajarrua voidaan siis käyttää hidastimena periaatteessa missä tahansa pyörivässä laitteessa. (Frenos Eléctricos Unidos, S.A)

Pyörrevirtajarruja on vesi- ja ilmajäähdytteisiä. Nykyaikainen ilmajäähdytteinen pyörrevirtajarru koostuu kuvan 16 esittämistä osista. Pääkomponentit ovat paikallaan pysyvä keloilla varustettu staattoriosio sekä staattorin molemmille puolille tulevat roottorit, joissa on jäähdytystä varten rivat. Pyörrevirtajarrussa kuluvia osia ovat vain laakerit, joten varsinkin perinteiseen kitkajarruun verrattuna pyörrevirtajarru on pitkäikäinen ja vaatii vähän huoltoa.



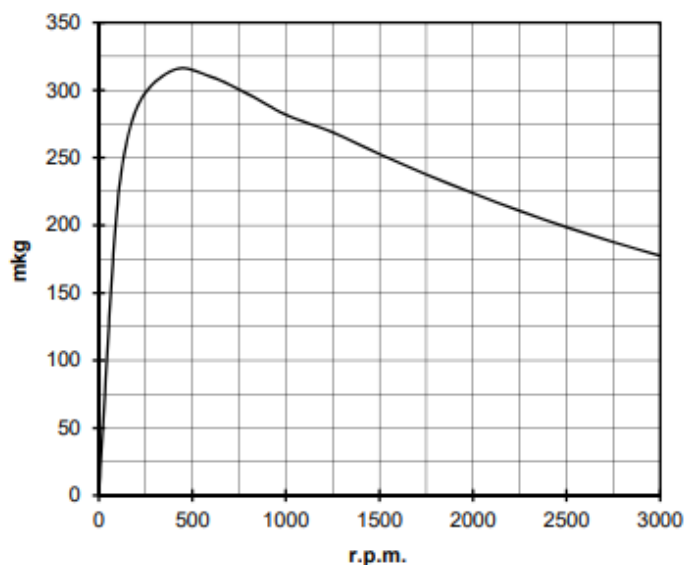
KUVA 16. Ilmajäähdytteisen pyörrevirtajarrun komponentit (INDUSTRIAS ZELU S.L., 2014, s. 3).

Kuvassa 16 olevat osat:

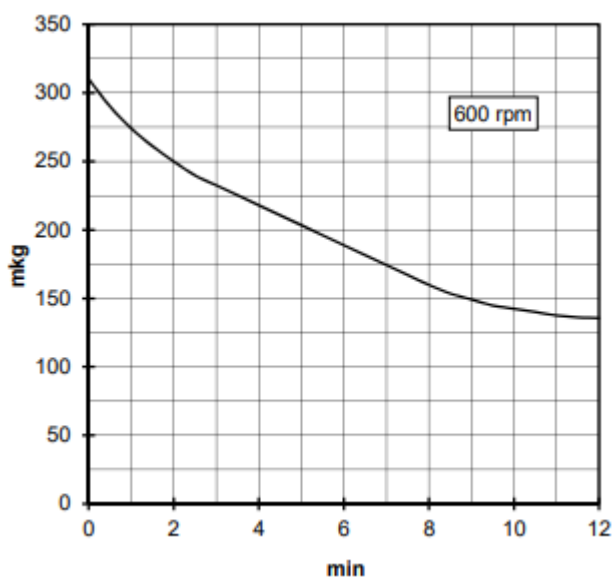
1. Roottori
2. Staattori
3. Akseli
4. Mutteri
5. Johtojen liitännäkotelo
6. Kela
7. Napalevy
8. Laakeripesä.

Pyörrevirtajarrun toiminta perustuu pyörivään metallilevyyn eli roottoriin induoituun pyörrevirtoihin, joita syntyy, kun roottori pyörii magneettikentässä. Staattorissa olevat kelat ovat kuin isot sähkömagneetit ja roottorin pyöriessä muuttuvassa magneettikentässä syntyy jarruvoima käyttöakselille. Jarruttavan tehon suuruutta voidaan säätää syöttövirtaa sekä roottorin ja staattorin ilmarakoa muuttamalla. (Martyr & Plint, 2012, s. 256)

Pyörrevirtajarrulle on tyypillistä suuri vääntömomentti jo alhaisilla kierroksilla. Kuvassa 17 on esitetty Frenela F16-380 EL pyörrevirtajarrun jarrumomentti kierrosnopeuden funktiona. Suurin momentti saavutetaan 600 rpm kohdalla, josta momentti lähtee laskemaan lähes lineaarisesti. Toinen merkittävä seikka on pyörrevirtajarrun kapasiteetin laskeminen, kun jarru lämpeää. Kuvassa 18 esitetään saman pyörrevirtajarrun suurimman jarrutehon muutos ajan funktiona. Suuremmilla kierrosnopeuksilla pudotus olisi vieläkin suurempi, koska suurempi määrä tehoa muutetaan lämmöksi. (Basterrechea, 2018)

**BRAKING TORQUE CURVES**

KUVA 17. Frenelsa F16-380 EL jarrumomentti kierrosluvun funktiona (Frenelsa, 2013).



KUVA 18. Jarrumomentin muutos ajan funktiona (Frenelsa, 2013).

#### 4.3.2.3 Inertia tehonmittauksessa

Inertiaa eli kappaleen hitausmomenttia hyödynnetään usein dynamometreissä vastustavan voiman tuottamiseen. Inertiadynamometrissä kiihdytetään moottoridynamometrin tapauksessa vauhtipyörää tai alustadynamometrissä rullia. Kuten luvussa 3.2 todettiin, hitausmomentti tarkoittaa kappaleen kykyä vastustaa kulmanopeuden muutosta ja hitausmomentti on suoraan verrannollinen kulmakiihtyvyyteen.

Inertiadynamometrissä on paljon hyviä puolia, kuten yksinkertainen rakenne, erittäin hyvä toistettavuus ja vaaditaan vain kierroslukuanturi tiedonkeruuseen. Tietyn hitausmomentin kulmanopeuden kasvattaminen tietyn verran tietyssä ajassa vaatii aina yhtä paljon tehoa. Kulmakiihtyvyys  $\alpha$  voidaan laskea kaavalla

$$\alpha = \frac{\omega - \omega_0}{t} \quad (11)$$

missä  $\omega$  on kulmanopeus lopussa (rad/s),  $\omega_0$  kulmanopeus alussa ja  $t$  on aika (s). Moottorin tuottama vääntömomentti puolestaan saadaan tällöin pyörimisen perusyhtälön eli kaavan 2 mukaan, kun tiedetään hetkellinen kulmakiihtyvyys ja systeemin hitausmomentti. (DTec, ss. 13-14)

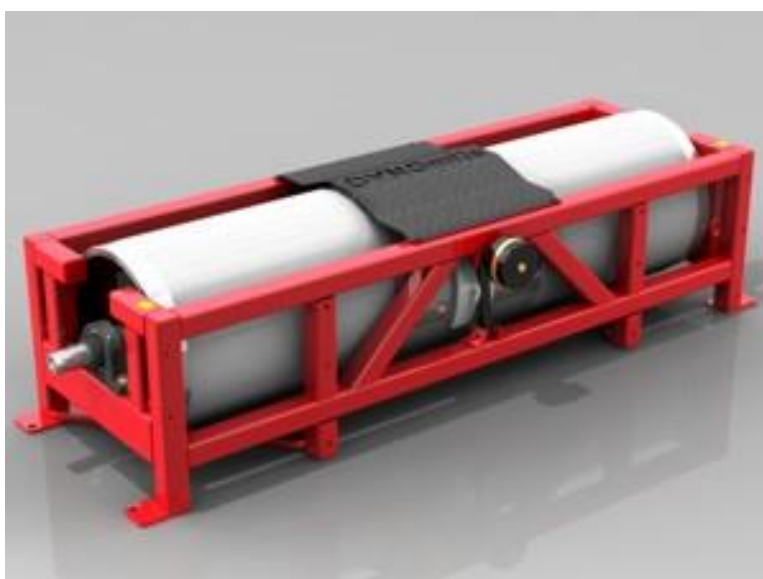
Tehon mittauksen halutaan olevan kestoltaan yleensä 5-15 sekuntia, jossa moottori kiihdytetään halutun kierroslukualueen läpi. Inertia dynamometriltä vaadittavan hitausmomentin suuruutta voidaan arvioida pyörimisenergian muutoksen  $\Delta E_r$  perusteella, joka on

$$\Delta E_r = \frac{1}{2}J\omega_0^2 - \frac{1}{2}J\omega^2. \quad (12)$$

Kaavan 9 perusteella voidaan tällöin arvioida mitattavissa olevan keskimääräisen tehon määrää testin keston ja pyörimisenergian muutoksen perusteella.

Pyörimisenergian kaavasta on syytä havaita, että energian määrä nelinkertaistuu, kun nopeus kaksinkertaistuu. Tämän myötä kohtuullisen pienenkin hitausmomentin omaavalla kappaleella voi olla suuri energiamäärä, jos sitä pyöritetään riittävän suurella kulmanopeudella. Materiaalin kestävyydellä on kuitenkin aina rajansa, eikä pientä hitausmomenttia voida kompensoida loputtomiin nopeutta kasvattamalla. (DTec, s. 5)

Suurinta osaa jarrullisista alustadynamometreistä voidaan käyttää myös ilman jarrua vain hitausmomenttia hyödyntämällä, mutta markkinoilla on myös pelkkiä inertiadynamometrejä. Yleensä tehdastekoisiin inertiadynamometreihin voi asentaa jarrun tarvittaessa myöhemmin erillisenä komponenttinä. Kuvassa 18 DYNomite:n valmistama inertiadynamometri.



KUVA 19. DYNomite inertiadynamometri (DYNomite).

## 5 TYÖN TOTEUTUS

### 5.1 Suunnittelu

Työn toteutus osio koostuu useammasta eri osa-alueesta, joita ovat laitteen suunnittelu, valmistus ja käyttöönotto. Suunnittelu lähtökohtana toimii aiemmin laadittu luonnos ja muutama olemassa oleva komponentti. Tuotekehitysprosessin yksi aikaa vievimmistä vaiheista on yksityiskohtien suunnittelu, jossa tämän työn pääpaino on.

#### 5.1.1 Lähtökohdat ja suunnitteluprosessi

Dynamometrin suunnittelun lähtökohtana toimi siis aiemman projektin yhteydessä laadittu luonnos. Edellisessä projektissa määritettiin myös vaatimukset dynamometrin toiminnallisuuteen liittyen, jotka ovat esitetty liitteessä 1. Alustadynamometriin päädyttiin sen käytännöllisyyden vuoksi, ajoneuvoa voidaan ajaa sen normaalissa käyttö kunnossa kuin vastaavasti moottoridynamometrissä moottori joudutaan irrottamaan kokonaan. Moottorin irrottaminen kaikkine toiminnallisuuteen vaikuttavine osineen katsottiin liian työlääksi, joten se ei ollut lopulta vaihtoehto.

Vaikka pitkään pohdittiinkin, että dynamometri olisi inertiatyyppinen, päädyttiin kuitenkin jarrulliseen versioon. Jarru mahdollistaa moottorin toiminnan tarkkailun halutulla kierrosluvulla ja tätä pidettiin tärkeänä ominaisuutena moottoria säädettäessä. Vain inertiaa hyödyntävissä dynamometreissä usein ongelmaksi muodostuu mittauksen lyhytkestoisuus suuri tehoisella tai erittäin lyhyen voimansiirron välityksen omaavalla ajoneuvolla. Lyhyen mittauksen aikana monissa ahdetuissa ajoneuvossa pakokaasuahdin ei herää toivotusti ja tehonmittaustulokset eivät vastaa todellisuutta ja moottorinohjainlaitteen säätö hankaloituu.

Dynamometrin jarruksi valikoitui ilmajähdytteinen pyörrevirtajarru. Sen valintaa puoltavia asioita oli paljon, kuten helppo säädettävyys tietokoneella, pitkä käyttöikä, hyvä saatavuus ja pieni kunnossapidon tarve. Huonona puolena voidaan pitää korkeaa hankintahintaa ja lisäksi jarru tarvitsee erillisen virtalähteen.

YourDyno V4 -tiedonkeruuyksikkö asettaa myös muutamia kriteereitä, kuten luvussa 2.4 on esitetty. Dataloggeria varten tarvitaan dynamometrin rullien kierroslukutieto ja jarrun tuottaman voiman momentin suuruus. Kierroslukutietoa varten tarvitaan hammaskehä ja paikka HALL -tyyppiselle induktiiviselle anturille.

Myös käytössä oleva tila vaikuttaa oleellisesti dynamometrin suunnitteluun. Koskenlahden pajaan tehtiin laajennus 2018 alkuvuodesta, jolloin lattiaan tehtiin upotus valmiiksi dynamometrille. Alustadynamometri voidaan sijoittaa myös maan päälle, mutta tällöin laitteisto rajoittaisi oleellisesti tilan muuta käyttöä.

Dynamometrin haluttiin olevan luonnollisesti turvallinen sen käyttäjälle, lähellä oleville sekä ympäristölle. EU-alueella koneturvallisuuden perusvaatimukset esitetään EU:n konedirektiivissä 2006/42/EY ja samat asiat löytyvät Suomen valtioneuvoston asetuksesta 400/2008. Vaatimus direktiivien mukaisuudesta koskee myös omaan käyttöön valmistettuja koneita ja yksittäisinä projekteina valmistettuja koneita. (Siirilä, 2008, ss. 19-22)

Laitte onkin luonnollisesti suunniteltava sellaiseksi, että se ei aiheuta tapaturman vaaraa eikä haittaa terveydelle. Koneen perusratkaisussa on myös pyrittävä turvallisuuteen, jotta mitään turvalaitteita tai suojuksia ei tarvita. Dynamometrissä on useita pyöriviä osia, jotka tulee olla suojassa siten, että koneen vaarat voidaan erottaa mahdollisimman hyvin ihmisestä. Jokainen kone on vaarallinen väärinkäytettynä, hyvinä esimerkkeinä toimivat moottorisaha tai kärkisorvi. (Siirilä, 2008, ss. 27-32)

### 5.1.2 Pyörrevirtajarrun mitoitus, valinta ja hankinta

Tämän työn osalta suunnittelu aloitettiin pyörrevirtajarrun mitoituksella. Laaditun luonnoksen mukaan jarru sijaitsee rullien välissä, joten se määrittää dynamometrin muiden osien sijaintia merkittävästi. Jarrun pitää olla mahdollisimman tehokas, mutta fyysisiltä mitoiltaan mahdollisimman pieni. Pyörrevirtajarrulle on tyypillistä, että jarruteho laskee voimakkaasti jarrun lämmitessä, jopa 90%. Tämän vuoksi jarrun käyttöjaksojen pituus vaikuttaa merkittävästi siihen, minkälainen jarru on kulloinkin riittävä (Basterrechea, 2018).

Pyörrevirtajarrun mitoitukselle ja valinnalle oli useita kriteereitä ja päätökseen vaikuttavia tekijöitä. Jarru pystyy tuottamaan tietyn jarruttavan vääntömomentin ja sen teho riippuu kierrosluvusta, jolla jarrun roottorit pyörivät staattoriin nähden. Jarrulla halutaan pystyä hallitsemaan 400 kW teho kierrosluvun ollessa noin 2200 rpm. Rullan kehänopeus on tällöin noin 232 km/h. Vaadittu vääntömomentti voidaan laskea kaavan 8 avulla ratkaisemalla siitä vääntömomentti  $M$ .

$$\rightarrow M = \frac{9549 * P}{n} \quad (13)$$

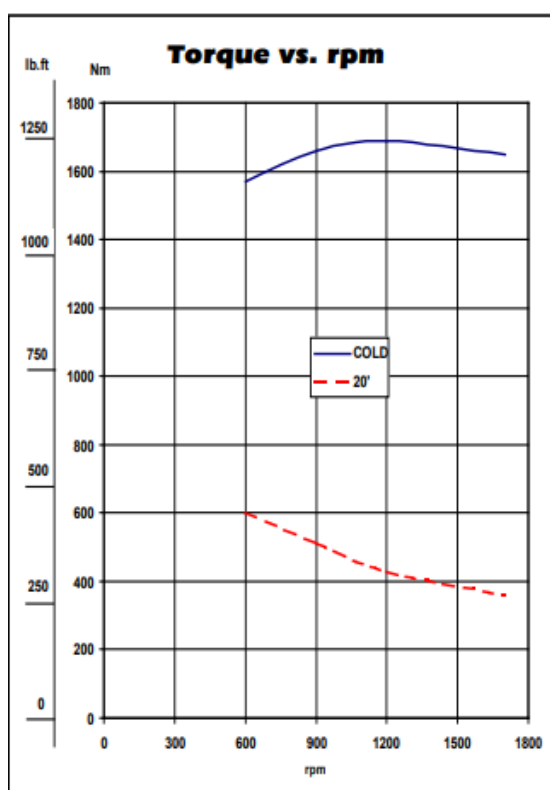
$$\rightarrow M = \frac{9549 * 400 \text{ kW}}{2200 \text{ rpm}} \quad (14)$$

$$\rightarrow M = 1736 \text{ Nm} \quad (15)$$

Ratkaisemalla kaavasta vääntömomentti, saadaan tarvittavaksi jarrumomentiksi 1736 Nm.

Pyörrevirtajarruja valmistavia yrityksiä on kymmeniä. Tunnetuin pyörrevirtajarruja valmistava yritys on luultavasti yhdysvaltalainen Telma. Toinen tunnettu valmistaja on espanjalainen Frenelsa, joka myös avustaa tarvittaessa jarrun valinnassa dynamometrin suunnitteluvaiheessa. Muita valmistajia ovat Klam, Kloft ja lukuisat aasialaiset yritykset. Pyörrevirtajarruja käytetään paljon hidastimina raskeissa ajoneuvoissa, jonka vuoksi jarrujen saatavuus on hyvä.

Frenelsan erittäin toimivasta asiakaspalvelusta huolimatta, päädyttiin kuitenkin hankkimaan Klam -merkkinen CFK-140 jarru sen pienestä fyysisestä koosta johtuen, tai lähinnä kapeuden vuoksi. Jarrulla on leveyttä vain 296,5 mm ja akseli on pituudeltaan 545 mm. Tämä mahdollistaa jarrun sijoittamisen rullien väliin helposti, eikä rullien välinen etäisyys kasva liian suureksi. CFK-140 pystyy tuottamaan kylmänä suurimmillaan 1700 Nm vääntömomentin kierrosluvulla 1200 rpm ja edelleen noin 1600 Nm kierrosluvulla 2200 rpm. Tämä tarkoittaa noin 392 Kw tehoa. Suuremman jarrumomentin tuottava jarru olisi parempi, mutta tällöin rullien väli kasvaa suuremmaksi ja pienten autojen renkaat eivät olisi ulottuneet enää kokonaan molempien rullien päälle. Klam CFK-140 pyörrevirtajarrun suorituskykyarvot esitettyinä kuvassa 20, tekniset tiedot kuvassa 21 ja sähköpuolen tiedot kuvassa 22.



Kuva 20. Klam CFK-140 jarrumomentti kierrosluvun funktiona (INDUSTRIAS ZELU S.L., 2014, s. 2).

|   |          |  |
|---|----------|--|
| Maximum braking torque                      |          | <b>1700 Nm / 1254 lb-ft</b>                          |
| WEIGHT<br>(no brackets)                     | Complete | <b>180 Kg / 396.8 lb</b>                             |
|   | Stator   | <b>122 Kg / 268.9 lb</b>                             |
|   | Rotors   | <b>58 Kg / 127.9 lb</b>                              |
| Rotors Inertia                              |          | <b>1.689 Kg<sup>m</sup> / 40.1 lb-ft<sup>2</sup></b> |
| Maximum transmissible torque                |          | <b>10000 Nm / 7380 lb-ft</b>                         |
| Max. admissible R.P.M. (min <sup>-1</sup> ) |          | <b>5500</b><br><b>6000</b>                           |
| Constant<br>Periodic                        |          |  |
| Air-gap regulation (±0.1 mm / 0.0039 inch)  |          | <b>1.2 mm / 0.0472 inch</b>                          |

Kuva 21. Klam CFK-140 pyörrevirtajarrun tekniset tiedot (INDUSTRIAS ZELU S.L., 2014, s. 2).

|  |              |
|--|--------------|
| Voltage  | <b>192 V</b> |
| Resistance per circuit ( $\Omega$ ) $\pm 5\%$ (20°C) | <b>9.84</b>  |
| Resistance per coil ( $\Omega$ ) $\pm 5\%$ (20°C)    | <b>1.23</b>  |
| Consumption per circuit (A) $\pm 5\%$ (20°C)         | <b>19.5</b>  |
| Insulation resistance (M $\Omega$ )                  | <b>1</b>     |

Kuva 22. Klam CFK-140 pyörrevirtajarrun sähköpuolen tiedot (INDUSTRIAS ZELU S.L., 2014, s. 4).

Jarrun valinnassa jouduttiin päätyämään lievään kompromissiin sen suorituskyvyn ja ulkoisen koon välillä. Toisaalta hieman maltillisemmän jarrun voimansiirto on helpompi suunnitella ja jarrun massa on myös pienempi, mikä helpottaa kokoonpanoa. Kyseinen jarru hankittiin espanjalaisen jälleenmyyjän Sport Devices:in kautta, jolla jarruja oli suoraan varastossa ja toimitusaika pysyi kohtuullisena. Jarru tuli Espanjasta Suomeen hieman vajaassa viikossa.

### 5.1.3 Jarrun virtalähde

Pyörrevirtajarru tarvitsee luonnollisesti toimiakseen myös virtalähteen. Jarrulle syötetään tasavirtaa käyttöjännitteen ollessa 192 V. Virtalähde hankittiin valmiina komponenttina samasta paikasta kuin jarrukin, eli Sport Devices:in kautta. Virtalähde on Sport Devices:in suunnittelema ja on malliltaan PWS3.2. Virtalähde seinälle asennettuna ilman ohjaus- ja jarrun johtoja kuvassa 23. Virtalähdettä voidaan ohjata analogisella 0 – 5 V suuruisella jännitteellä ja soveltuu hyvin olemassa olevan tiedonkeruun kanssa. (Sportdevices, 2016)



KUVA 23. Sport Devices PWS3.2 pyörrevirtajarrun virtalähde.



#### 5.1.4 Laakerointi

Laakeroinnin tehtävänä on ohjata akselin liikettä ja vastaanottaa akselin ja rungon välillä vaikuttavat voimat. Laakeroitavia kohteita tässä laitteessa ovat rullat sekä pyörrevirtajarru. Laakerointitavan valintaan vaikuttavia tekijöitä ovat yleisesti kuormitustilanne, tilantarve, käyttö- ja ympäristöolosuhteet, voitelun järjestäminen, kustannukset, melu, tarkkuus, säteily sekä värähtelyt rakenteessa. (Airila, ym., 2010, s. 417)

Laakerointitavat voidaan jakaa viiteen osa-alueeseen, jotka ovat

- voitelemattomana toimivat laakerit
- itsevoitelevatlaakerit
- vierintälaakerit
- hydrodynaamiset laakerit
- hydrostaattiset laakerit.

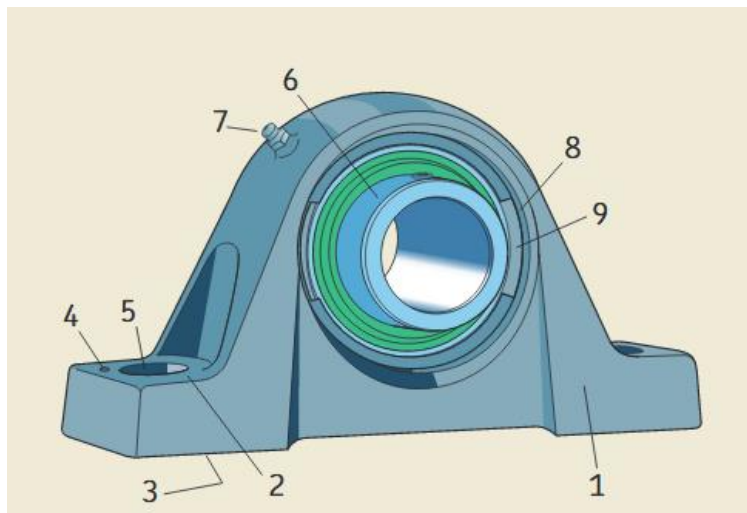
Näistä vierintälaakeri poikkeaa selkeästi muista luetelluista siten, että vierintälaakerissa on vierintäeliminä kuulat, rullat, kartiot tai tynnyrimäiset sylinterit. Muut neljä lueteltua laakerointi tapaa ovat liukulaakerityyppisiä ratkaisuja, jotka eroavat toisistaan liukupintojen materiaalin ja niiden välisen voitelun perusteella. Laakerointitavan valinnan tekemistä varten on tunnettava kohde ja sen käyttöolosuhteet. Valintaa varten on tunnettava myös eri laakerointitapojen hyvät- ja huonot puolet. Valinnassa apuna voidaan käyttää myös erilaisia valintaohjekäyrästäjä, kun tunnetaan laakerointigeometria ja akselin pyörimisnopeus. (Airila, ym., 2010, s. 417)

Vierintälaakerin rakenne vaikuttaa oleellisesti sen ominaisuuksiin. Osa laakereista pystyy kantamaan vain aksiaalikuormaa, tällaisia laakereita kutsutaan painelaakereiksi. Suurin osa vierintälaakereista kykenevät kantamaan samanaikaisesti sekä radiaali- että aksiaalisuuntaisia kuormituksia. Parhaiten yhdistetyille kuormituksille sopivat viistokuula- ja kartiorullalaakerit. Myös urakuulalaakeri pystyy kantamaan aksiaalisuuntaista kuormaa, mutta huomattavan vähän verrattuna radiaalikuormitukseen. (Airila, ym., 2010, ss. 447-449)

##### 5.1.4.1 Rullien laakerit

Laakeroitavia kohteita ovat dynamometrin rullat, sekä pyörrevirtajarrun akseli. Rullien laakereiden valintaan vaikutti oleellisesti laakeroitavien akseleiden halkaisija ja haluttu kestoikä. Laakeroinnin haluttiin myös olevan mahdollisimman yksinkertainen niin asennukseltaan kuin myös huolloltaan. Markkinoilla on monenlaisia kokonaisia laakeriyksiköitä, jotka koostuvat laakeripesästä ja yksirivisestä urakuulalaakerista. Laakeri on useimmiten itseasettuva, eli se sallii pieniä asennusvirheitä. Kokonainen laakeriyksikkö oli houkutteleva vaihtoehto, mutta sen kestoikä ja soveltuvuus tuli tarkistaa.

Esimerkiksi SKF tarjoaa kattavan valikoiman erilaisia laakeriyksiköitä, jotka eroavat toisistaan laakeripesän materiaalin ja muodon lisäksi laakerin ja akselin välisellä liitoksella toisistaan. Peltiset ja erilaiset muoviset laakeripesät eivät sovellu haastaviin olosuhteisiin, mutta valurautaiset laakeripesät on suunniteltu siten, että ne kestävät varmasti samat rasitukset kuin laakerikin. Laakeriyksiköissä tiivistys on suunniteltu valmiiksi ja rasvanippa löytyy laakeripesästä. Pystymallisen laakeriyksikön rakenne kuvassa 26.



KUVA 24. Pystymallisen Y-laakeriyksikön rakenne (SKF, 2013, s. 19).

Kuvassa 24 olevat osat ovat

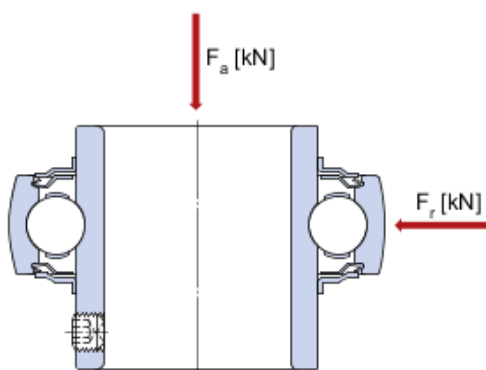
1. valurautainen laakeripesä
2. kotelon pohjaosa
3. laakeripesän pohja
4. varmistussokan reikä
5. kiinnityspultin reikä
6. laakeri
7. rasvanippa
8. ura suojakotelolle
9. laakerin asennusaukko. (SKF, 2013, s. 19)

Laakeriyksiköidenkin kanssa tärkeitä huomioitavia seikkoja ovat laakeriin kohdistuvat rasitukset, liittäminen akseliin, tiivisteet, toiminta lämpötila, pyörimisnopeus ja kustannukset. Alustavasti laakeriksi valittiin SKF:n SYJ 80TF laakeriyksikkö rullan akselinhalkaisijan perusteella. Se on rakenteensa puolesta kohteeseen hyvin sopiva, helppo asentaa, sallii riittävän suuren pyörimisnopeuden ja hankintahinnaltaan edullinen. Myös akseliin tapahtuva lukitus kahdella ruuvilla sopii hyvin, koska ne sallivat pyörimissuunnan muutokset eivätkä rajoita suurinta sallittua kierroslukua. Kyseisen laakerin suurin sallittu pyörimisnopeus on 2400 rpm. (SKF, 2013)

Laakeriin kohdistuu suurimmillaan noin 8,02 kN radiaalisuuntainen voima liitteen 2 mukaisesti. Laakereiden kestoikiä tarkasteltiin SKF:n kehittämällä kestoikälaskurilla, sekä käsin laskemalla. Molem-

milla tavoilla saatiin erittäin samanlaisia tuloksia, mutta kestoikälaskurin tulokset olivat hieman pienempiä kuin käsin laskemalla saadut. Aksiaalisuuntaisten voimien suuruutta oli haasteellista arvioida, koska niitä ei periaatteessa normaalissa käyttötilanteessa esiinny, eikä pienet aksiaalikuormat vaikuta urakuulalaakerin kestoikään. Kestoikälaskuriin annetut arvot ja tulokset esitettynä kuvissa 27 ja 28.

## Enter input parameters



Note: The drawing displayed is only for general representation and may not be identical to the selected bearing variant.

### Bearing rating life, Minimum load, Bearing frequencies, Viscosity, Equivalent dynamic bearing load

|  |   |
|--|---|
| $F_r$<br>Radial load   | <input type="text" value="8,017"/> kN     |
| $F_a$<br>Axial load  | <input type="text" value="1"/> kN         |
| $n_i$<br>Rotational speed of the inner ring  | <input type="text" value="1600"/> r/min   |
| $n_e$<br>Rotational speed of the outer ring (only used to calculate the bearing frequencies) | <input type="text" value="10"/> r/min     |
| <b>Operating temperature</b><br>Bearing outer ring   | <input type="text" value="40"/> °C        |
| <b><math>\eta_c</math> specification method</b><br>Select from list                          | Cleanliness classification(recommended) ▼ |
| <b>Lubricant type and cleanliness</b><br>Select from list                                    | High cleanliness (sealed bearing) ▼       |
| <b>Grease used in the bearing</b><br>Select from list  | VT307 ▼                                   |
| No user input is required.   |   |
| <input type="button" value="Calculate"/> <input type="button" value="Reset"/>                |   |

KUVA 25 SKF:n kestoikälaskuriin syötetyt lähtöarvot.

## Result

|   |                         |
|---|-------------------------|
| <b>L<sub>10mh</sub></b><br>SKF rating life                              | 387400 hour             |
| <b>a<sub>SKF</sub></b><br>SKF life modification factor a <sub>SKF</sub> | 49.7                    |
| <b>κ</b><br>Viscosity ratio   | 21.4                    |
| <b>P</b><br>Equivalent dynamic bearing load                             | 8.02 kN                 |
| <b>η<sub>c</sub></b><br>Factor for contamination level                  | 0.86                    |
| <b>v<sub>1</sub></b><br>Required kinematic viscosity for κ=1            | 8.87 mm <sup>2</sup> /s |
| <b>L<sub>10h</sub></b><br>Basic rating life                             | 7790 hour               |
| <b>C/P</b><br>Load ratio  | 9.1                     |

KUVA 26. SKF:n kestoikälaskurin antamat tulokset.

Keskimääräiseksi akselin pyörimisnopeudeksi arvioitiin 1600 rpm, jolloin ajalliseksi kestoiäksi saatiin 7790 tuntia. Oletetulla käyttöasteella kestoiän voidaan katsoa olevan vähintäänkin riittävä. Luultavasti kestoikä tulee olemaan vielä laskettua pidempi, sillä laskelmissa käytetyn suuruisia voimia esiintyy verrattain harvoin.

Laakereiksi valittiin SYJ80TF -laakeriyksikkö. Yleisesti laakerointi tulisi suunnitella siten, että toinen laakereista olisi niin sanotusti vapaa ja kantaisi vain radiaali kuorman. Toinen laakereista ottaisi koko aksiaalikuorman, jolloin tuenta olisi staattisesti määritetty. Tässä tapauksessa molemmissa laakeripukeissa on urakuululaakeri, mutta kyseinen laakerointitapa voidaan hyväksyä tässä tapauksessa, koska laakerointiväli on lyhyt ja lämpötilan muutokset akselissa pieniä.

Kokonaisvoiman suunnan vuoksi laakeripukin tuenta on varmistettava kiinnityspulttien lisäksi sokalla tai jollain muulla ulkopuolisella tuennalla (SKF, 2013). Varmistussokan paikka on esitetty kuvassa 26. Varmistussokkaa parempi vaihtoehto ovat kuitenkin ulkopuoliset tuet, jotka toteutettiin M12 -ruuvien avulla. Ruuvit mahdollistavat helpomman rullien laakereiden asemoinnin osien linjauksen yhteydessä.

## 5.1.4.2 Pyörrevirtajarrun laakerit

Pyörrevirtajarrun laakeroinnin määräävä tekijä on 40 mm akselin halkaisija. Helpoin ja edullisin vaatimukset täyttävä ratkaisu laakeroinnin toteuttamiseen on kokonaiset urakuululaakerilla varustetut laakeriyksiköt, kuten rullienkin laakereissa. Laakeriyksiköksi valittiin SKF:n SYJ 40 TF. Kyseisiin laakereihin kohdistuvat radiaali suuntaiset voimat laakeria kohden ovat noin 3 kN ja laakerin kestoikä

on noin 10 000 h. Laakerin suurin sallittu pyörimisnopeus 4800 rpm. SKF:n kestoikälaskurin antamat tulokset liitteessä 4.

### 5.1.5 Akselikytkinten valinta

Usein koneenrakennuksessa akseleita joudutaan liittämään toisiinsa. Akselikytkimiä käytetään silloin, kun halutaan liittää kaksi pyörivää akselia päittäin toisiinsa. Tärkeimmät toiminnot akselikytkimille ovat vääntömomentin siirto, dynaamisten ominaisuuksien muuttaminen ja vääntömomentin kytkeminen. Akselikytkimet voidaan jakaa akselinliitoksiin ja akselinkytkimiin. Akselinkytkimellä kytkentä voidaan tehdä akselin pyöriessä, mutta akselin liitoksella vain silloin, kun liitettävät akselit ovat paikoillaan. (Airila, ym., 2010, ss. 343-344)

Akselinkytkimiä on paljon erilaisia, jotka eroavat toisistaan niin rakenteeltaan kuin myös ominaisuuksiltaan. Tässä tapauksessa keskityttiin vain akselinliitoksiin, koska kytkennälle akselien pyöriessä ei ollut tarvetta. Tästä eteenpäin akselinkytkimellä tarkoitetaan nimenomaan akselinliitosta, eikä varsinaista kytkintä. Akselinkytkimen valintaan vaikuttavia asioita ovat luonnollisesti tehonsiirtokyky, ympäristöolosuhteet ja käyttökohteen asettamat vaatimukset, kuten tilantarve. Parhaana akselinkytkimenä voidaan pitää kytkintä, joka täyttää asetetut vaatimukset mahdollisimman edulliseen hintaan. (Airila, ym., 2010, ss. 344-346).

Akselinkytkimillä tuli yhdistää dynamometrin rullat niiden välissä sijaitsevaan pyörrevirtajarruun. Kohde asetti akselinkytkimille paljon vaatimuksia, eivätkä akselinkytkimet saisi rajoittaa laitteen käyttöä. Akselinkytkimeltä vaadittavat asiat olivat

- riittävä tehonsiirtokyky
- mahdollisimman suuri linjausvirheiden korjauskyky
- komponenttien asennus mahdollisuus pystysuunnassa
- mahdollisimman pieni aksiaalisuuntainen tilantarve
- pitkä elinikä
- helppo huollettavuus
- edullinen hinta.

Kiinteät akselinkytkimet eivät tulleet kysymykseen, koska riittävän tarkan asennuksen toisiinsa nähdessä ei katsottu olevan mahdollista. Näin ollen valinta keskittyi liikkuviin vääntöjäykkiin akselinliitoksiin ja joustaviin akselinliitoksiin. Joustavat akselinkytkimet sallivat nimensä mukaisesti pieniä asennusvirheitä useaan erisuuntaan ja näin helpottaisivat laitteen kokoonpanoa.

Joustavien akselikytkinten kanssa ongelmaksi muodostui niiden suurehko fyysinen koko suhteessa tehonsiirtokykyyn. Myös aksiaalisuuntainen tilantarve on melko suuri perinteisillä sakarakytkimillä. Erilaisilla kumirengaskytkimillä vaadittu tehonsiirtokyky tulee rajoittavaksi tekijäksi.

Kaikki valintakriteerit täyttävä kytkinmalli on laippaliitoksellinen hammaskytkin. Hammaskytkin sallii kaiken suuntaisia pieniä akseleiden välisiä asennusvirheitä. Hammaskytkimen fyysinen koko on myös pieni verrattuna tehonsiirtokykyyn. Hammaskytkin koostuu navoista, joissa on hammastus ulkokehällä ja napoja yhdistää yksi- tai kaksiosainen irrallinen holkki. Holkki keskittyy hammastuksen muotoilun johdosta. Tavallisesti hammaskytkin sallii noin  $0,5^\circ - 1,5^\circ$  kulmapoikkeaman. Hammaskytkimen rakenne esitetty kuvassa 27. (Airila, ym., 2010, ss. 352-353)



KUVA 27. Hammaskytkimen rakenne (ESCO).

#### 5.1.5.1 Kytinkoon mitoitus

Hammaskytkimen koon valinta suoritettiin ESCO:n laatimien ohjeiden mukaisesti, jotka on esitetty ESCO:n esitteessä Hammas-, lamelli- ja joustavat kytkimet. Hammaskytkimiä on lukuisia erimallisia, mutta tässä tapauksessa perinteinen F-sarjan laipallinen kytkin täytti kaikki asetetut vaatimukset. Laipallinen ulkoholkki mahdollistaa dynamometrin kasaamisen ja purkamisen helposti radiaalisuunnassa.

Ensimmäisenä tulee valita kytkinkoko, joko sopii suurimmalle akselille. Seuraavana tulee varmistaa, että kytkimellä on riittävän suuri momentinsiirtokyky. Jarru tuottaa suurimmillaan 1700 Nm jarruttavan vääntömomentin. Pienin kytkin, mikä sopii suuremmalle halkaisijalle, on malliltaan FST 60. Kyseinen kytkin siirtää 2800 Nm nimellisen vääntömomentin maksimimomentin ollessa 5600 Nm. Käytökertoimeksi jää tällöin noin 1,65, joka on hyväksyttävällä tasolla huomioiden, että jarrua kuormitetaan yhdeltä rullalta täydellä teholla vain äärimmäisen harvoin ja lyhytkestoisesti. (ESCO, s. 53)

#### 5.1.5.2 Akselin ja navan liitos

Kytkimien napojen ja akseleiden välisten liitosten kestävyys tulee myös tarkastaa. Akselin ja navan liittämiseen toisiinsa on useita vaihtoehtoja. Pyörrevirtajarrun ja rullien akseleissa on DIN 6885 -standardin mukainen kiilaura sekä hammaskytkinten navoissa ensisijainen liittämistapa akseliin on

kiilaliitos. Kiilaliitoksessa vääntömomentti siirretään akselistä napaan kiilan kautta. Mitoituksen kannalta kriittisempi on pienemmällä akselin halkaisijalla oleva pyörrevirtajarrun akselin ja hammaskytkimen navan välinen liitos.

Tasakiilan mitoitukseen ohjeet löytyvät standardista SFS 2636. Kiilaliitoksen tapauksessa kestävyys tulee tarkastaa akselille, navalle ja kiilalle. Lähtökohtaisesti suurimpia sallittuja momentinsiirtokykyjä ei saa ylittää. Pintapaineen mukaan vääntömomentin siirtokyky navalla  $M_{v,n}$  on

$$M_{v,n} = p_n l t_2 \frac{1}{2} (d + t_2) \quad (16)$$

missä  $p_n$  on navan pintapaine,  $l$  on kiilan pituus,  $t_2$  on navan uran syvyys ja  $d$  akselin halkaisija. Vääntömomentin siirtokyky akselilla lasketaan puolestaan kaavalla

$$M_{v,a} = p_a l t_1 \frac{1}{2} (d - t_1) \quad (17)$$

missä  $M_{v,a}$  on momentinsiirtokyky akselilla,  $p_a$  on akselin pintapaine ja  $t_1$  akselin uran syvyys. Momentin siirtokyky kiilan leikkautumisen mukaan on

$$M_{v,k} = \tau A \frac{1}{2} d \quad (18)$$

missä  $M_{v,k}$  on tasakiilan siirtämä vääntömomentti,  $\tau$  on leikkausjännitys ja  $A$  leikkauspinta-ala. (Airila, ym., 2010, ss. 375-385)

Kriittisin mitoituksen kannalta on tässä tapauksessa akselin pintapaine. Sallittu pintapaine akselilla on

$$p_{sall} = C p_0 \quad (19)$$

missä  $C$  on kerroin ja  $p_0$  materiaalin peruspaine. Akselin valmistaja ei ilmoittanut suurinta sallittua pintapainetta, vaan sen arvioitiin olevan 200 MPa. Kuormitus on luonteeltaan yksisuuntaista ja iskut kevyitä. Tällöin  $C$  on 0,7.

$$p_{sall} = 0,7 * 200 \text{ MPa} = 140 \text{ MPa} \quad (20)$$

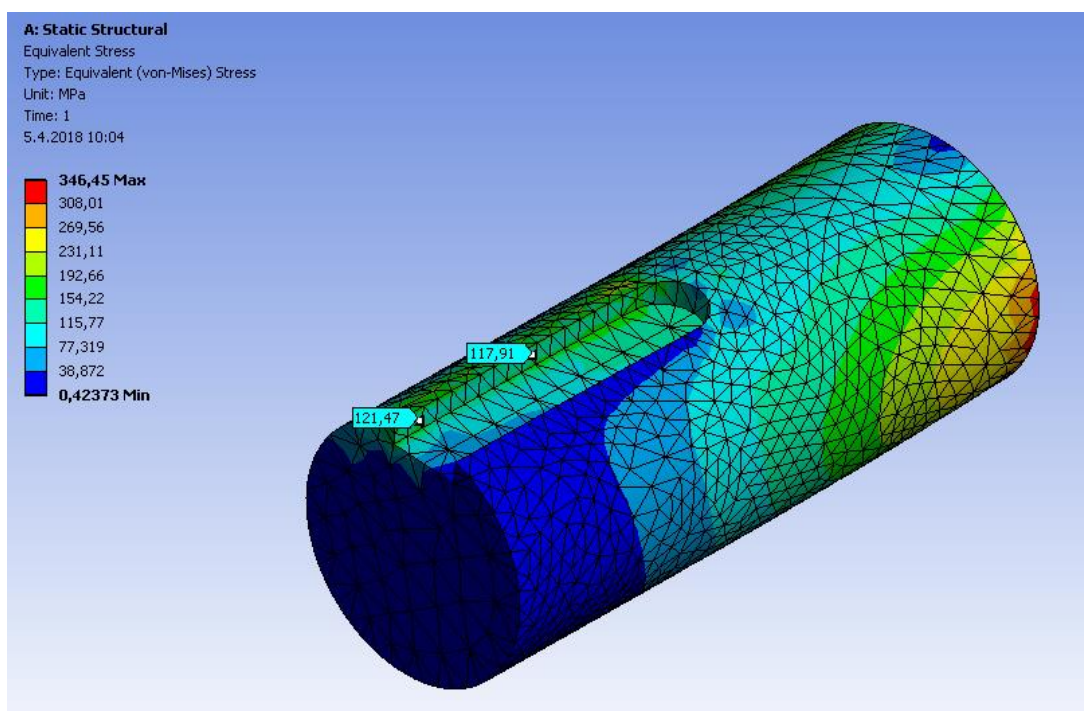
Momentin siirtokykyksi  $M_{v,a}$  akselille saadaan tällöin

$$M_{v,a} = 140000000 \text{ Pa} * 0,044 \text{ m} * 0,005 \text{ m} \frac{1}{2} (0,04 \text{ m} - 0,005 \text{ m}) = 539 \text{ Nm} \quad (21)$$

Saatu momentinvälityskyky on kohteeseen hieman liian vähäinen mutta kiireisestä aikataulusta johtuen akselilytkimet päätyivät tilaukseen kiilaliitoksen mukaisin koneistuksin navan koneistustoleran-

silla H7. Nyt jarrun maksimi tehoa tulee rajoittaa ohjelmiston puolesta siihen saakka, kunnes hankitaan erilaisella liitostavalla tai eri koneistustoleranssilla olevat kytkimet. Liian suuri pintapaine voi aiheuttaa muuten ongelmia ajan saatossa. Pidemmän navan käyttäminen ei ole mahdollista jarrun akselin pituuden vuoksi.

Suuremmalla akselinhalkaisijalla oleva rullan kiilaliitokseen kohdistuvia rasituksia arvioitiin lisäksi FE-analyysin avulla. Kuvakaappaus Ansys -simulointiohjelmasta kuvassa 28. Analyysin osalta jännityksiin tulee kiinnittää huomioita vain kiilauran läheisyyteen kohdistuvilta osin. Kiilaurassa jännitykset ovat noin 120 MPa luokkaa, joka on hyväksyttävällä tasolla. Analyysissä simuloidaan tilannetta, jossa yhdeltä rullalta kohdistuva vääntömomentti jarrulle on 1000 Nm.



KUVA 28. Rullan akselin kiilauraan kohdistuvien rasitusten FE-analyysi.

### 5.1.6 Rungon suunnittelu

Rungon suunnittelun apuna käytettiin DFMA (Design for Manufacturing and Assembly) -tuotekehitysmenetelmää. DFMA käsittää DFM- (Design for manufacturing) ja DFA -ajattelun (Design for Assembly) osa-alueita. Kantavana ajatuksena rungon suunnittelussa oli helppo valmistettavuus ja kokoonpantavuus. DFMA:n tarkoitus on systemaattisesti parantaa kokoonpantavuutta ja valmistuksen tehokkuutta. Esimerkiksi osien määrän vähentäminen on tehokas tapa parantaa molempia osa-alueita. DFMA -periaatteiden merkitys korostuu sarjatuotannossa, mutta kyseiset periaatteet on hyvä pitää mielessä myös yksityiskappaleita valmistaessa. (Havukainen, 2013, ss. 7-8)

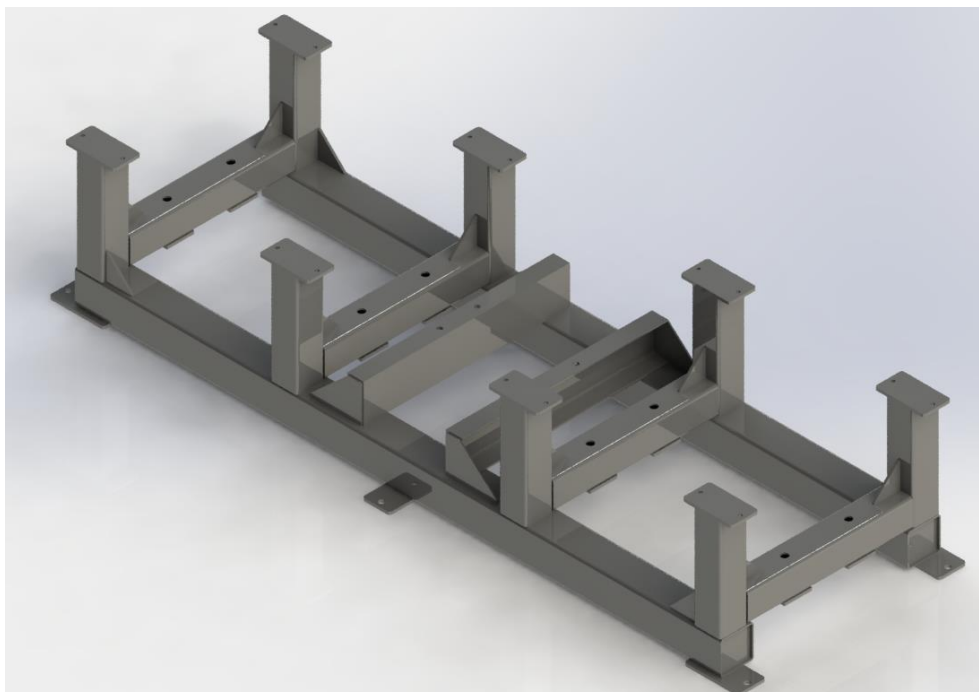
Dynamometrin runko suunniteltiin viimeisenä, kun laitteiston muiden osien spesifikaatiot ja tilantarve oli määritetty. Rungon pääasiallinen tarkoitus on pitää muut osat paikallaan ja pitää dynamo-



metri tukevasti lattiassa kiinni. Rungon on tarkoitus palvella laitteen siirtämistä ja toimia apuna ajoneuvon kiinnittämisessä testaustapahtuman aikana. Rungolle oli useita vaatimuksia, edellä lueteltujen lisäksi sen tuli olla mahdollisimman edullinen, helppo valmistaa olemassa olevilla työvälineillä. Lisäksi rungon tuli olla pyörivien osien suojana, mahdollistaa helppo huollettavuus ja olla turvallinen niin dynamometrin käyttötilanteessa, kuin myös huoltotapahtumien aikana. Dynamometrin rungon pitää kestää ajaa myös huoletta yli esimerkiksi traktorilla.

Rungolle oli paljon vaatimuksia, mutta ulkonäöstä ei tarvinnut välittää juurikaan koska laitteesta jää näkyämään vain pieni osa rullista sekä pintapelti. Pintapelliksi valittiin 3 mm materiaalinpaksuuden omaava kuvioitu alumiinilevy, joka kestää korroosioita hyvin, näyttää hyvältä ilman pintakäsittelyä ja tarjoaa yli ajaessa ja käveltäessä hyvän pidon.

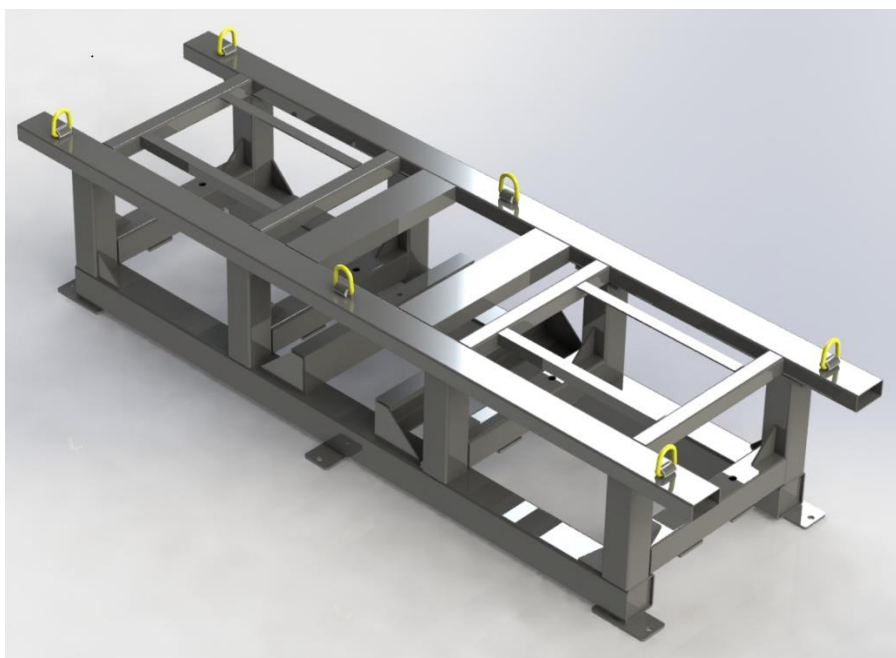
Teräsrunko suunniteltiin käyttäen SolidWorks 2017 CAD -ohjelmistoa. Rungon osien paikat määräytyivät dynamometrin muiden osien sijainnin pohjalta. Rungon pohjana toimii kaksi 120 mm neliöputkea, joiden ainepaksuus on 6 mm ja materiaali tavallista s355 JR rakenneterästä. Näiden palkkien päälle puolestaan tulee erisuuntaiset palkit, jotka kiinnitetään pohjapalkkeihin hitsaamalla. Runko koostuu pääpiirteissään kahdesta osasta. Rungon yläosa kiinnittyy alaosaan 16:sta M12 DIN 7991-uppokanta ruuvilla, jotta laitteistoon pääsee helposti käsiksi huollon ja vikatilanteiden aikana vain yläosan irrottamalla. Teräsrungon alaosa kuvassa 29. Myös rullat ja pyörrevirtajarru ovat irrotettavissa helposti ylärungon poistamisen jälkeen.



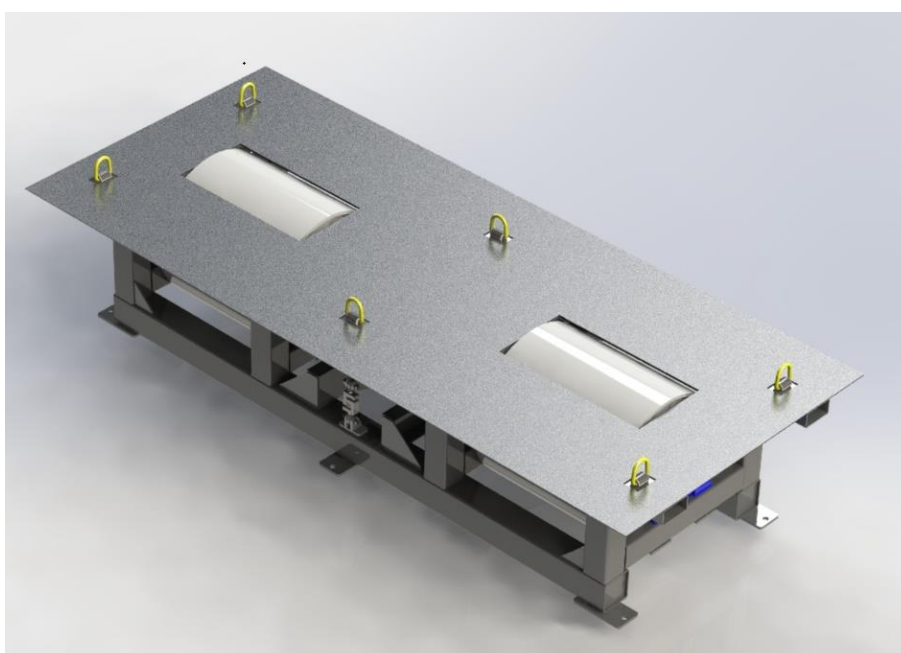
KUVA 29. Rungon alaosa.

DFMA-ajattelun soveltaminen runkoon oli monellakin tapaa haasteellista. Rungossa haluttiin käyttää varastossa valmiiksi olevia rautoja niin paljon kuin mahdollista eikä rungon valmistukseen ollut käytettävissä särmättyjen osien valmistamisen mahdollistavia työvälineitä. Rungon osien lukumäärästä muodostui suuri sekä osien asemoinnin kannalta hieman epäedullinen. Erilaisia särmättyjä rakenteita

käyttämällä rungosta olisi ollut mahdollista saada kevyempi, lujempi ja helpompi koota, mutta käytössä olevat työvälineet, tiukka aikataulu ja budjetti osittain pakottivat kyseisen kaltaiseen ratkaisuun. Rungon kestävyyttä tarkasteltiin lopuksi FE-analyysin avulla Ansys -ohjelmaa apuna käyttäen, joka osoitti rungon olevan lähinnä liian raskastekoinen, mutta muutoksiin rungon osalta ei ryhdytty. Rungon FEM -analyysin mukaiset jännitykset liitteessä 3. Rungon alaosan analyysi tehtiin käyttäen SolidWorks:ia, koska Ansys -ohjelman opiskelijaversio rajoitukset hankaloittivat oleellisesti analyysin tekemistä. Analyysistä on myös syytä havaita, että rungon yläosa vahvistaa rakennetta vielä huomattavan paljon lisää. Rungossa olisi runsaasti optimoitavaa, varsinkin jos kyseisiä osia valmistettaisiin useampia kappaleita. Lopullinen 3D -malli dynamometrillä kuvassa 31.



KUVA 30. Dynamometrin ala- ja ylärunko ilman pintapeltiä.



KUVA 31. Dynamometrin lopullinen 3D -malli.

## 5.2 Valmistus

Laitteisto valmistettiin tarvittavilta osin Koskenlahden pajalla, jossa valmistuksesta vastasivat tämän oppinäytetyön tekijä Joonas Laitinen ja työn yhteistyökumppani Jyrki Laitinen. Laitteistoon rakennettiin alusta alkaen vain teräsrunko. Muut suuremmat komponentit tulivat valmiina ja rungon rakentamisen lisäksi suoritettiin dynamometrin kokoonpano.

### 5.2.1 Rungon rakentaminen

Dynamometrin teräsrunko rakennettiin laadittujen suunnitelmien pohjalta Koskenlahden pajalla. Rungon rakentaminen onnistui kokonaisuudessaan kohtalaisen hyvin, vaikka valmistuspiirustuksissa olisi ollut pientä parantamisen varaa. Rungon rakentamisessa haasteita aiheutti pitkään varastossa olleet raudat, jotka olivat jo melko tukevassa pintaruosteessa ja ruosteen poisto kulmahiomakonetta käyttäen oli työlästä. Rungon koostuminen kahdesta isommasta kokonaisuudesta ei välttämättä ollut lopulta paras ratkaisu.

Rungon rakentaminen aloitettiin alaosasta. Runko koottiin tasaiselle alustalle ilman erillistä jiggiä, ja muut osat kiinnitettiin MAG -hitsausprosessia käyttäen. Suurin osa osista tuli kiinni palkkien yläpinoille, mikä aiheutti palkeissa muodonmuutoksia. Muodonmuutoksien suuruutta oli haasteellista arvioida suunnitteluvaiheessa. Rungon alaosa ja yläosan pitkittäispalkit kuvassa 32.



KUVA 32. Rungon alaosa ja yläosan pitkittäispalkit

Alarungossa tapahtuneet muodonmuutokset aiheuttivat haasteita rungon yläosaa tehdessä. Pultinreikien paikat olivat hieman muuttuneet suunnitellusta, mikä hidasti työtä. Ylärunko jouduttiin koomaan suurimmalta osin dynamometrin rungon alaosa sijoitettuna sille tarkoitettuun upotukseen, myös upotuksen epätarkkuudesta johtuen. Rungon yläosan lopullinen hitsaus suoritettiin irtaallaan. Lähes valmis runko on esitetty kuvassa 33.



Kuva 33. Lähes valmis dynamometrin runko.

### 5.2.2 Kokoonpano

Dynamometrin rungon valmistuttua, siirryttiin laitteiston kokoonpanoon. Kokoonpano oli oletettua haasteellisempaa. Rungossa tapahtui hitsauksen aikana muodonmuutoksia, kuten pitkittäispalkkien taipumaa. Palkkien taipuma oli odotettua suurempaa ja hieman mutkalla oleva runko vaikeutti kokoonpanoa. Ainoan suuremman ongelman aiheutti jarrun ja rullien akseleiden linjaus.

Osien linjaus toisiinsa nähden oli työlästä, akselikytkimet sallivat maksimissaan 0,4 mm radiaalipoikkeaman ja 1,5° kulmapoikkeaman. Suurin nopeus, vääntömomentti ja kulmapoikkeama eivät kuitenkaan saa esiintyä yhtä aikaa, ohjeet linjauksen tarkkuuden riittävydestä löytyvät kytkinvalmistajan esitteestä B400 E sekä valmistajan laatimasta asennus- ja huolto-ohjeesta IM/B400. (ESCO, 2008)

Akselit linjattiin kytkin valmistajan asettamien vaatimusten mukaiseen tarkkuuteen. Kulmapoikkeaman ja radiaalisuuntaisen poikkeaman yhdistelmän on täytettävä kaavan 22 mukainen ehto, merkien selitykset esitetty kuvassa 34 ja suurin sallittu linjausvirhe  $\Delta K_w max$  määritetään liitteen 5 mukaan.

$$\Delta K_w min \leq \frac{x}{K_x} + \frac{y-z}{K_y} \leq 0,75 * \Delta K_w max \quad (22)$$



| FST | K <sub>x0</sub> | K <sub>y0</sub> |
|-----|-----------------|-----------------|
| 45  | 1,92            | 2,34            |
| 60  | 2,06            | 3,04            |
| 75  | 2,76            | 3,71            |
| 95  | 3,25            | 4,54            |
| 110 | 3,80            | 5,28            |
| 130 | 4,47            | 6,22            |
| 155 | 5,03            | 7,43            |
| 175 | 5,72            | 8,20            |
| 195 | 6,35            | 9,18            |
| 215 | 7,47            | 9,98            |
| 240 | 8,24            | 11,04           |
| 275 | 9,18            | 12,98           |
| 280 | 10,82           | 13,76           |
| 320 | 11,34           | 15,08           |
| 360 | 12,32           | 16,76           |
| 400 | 13,37           | 18,50           |
| 450 | 14,35           | 20,74           |

TABULATION 4 : ALIGNMENT PRECISION

Alignment is measured as shown on the figure (Y - Z) for angular and X for offset.

Combination of angular and offset misalignment must comply with the following formulation:

$$\Delta K_{W\min} \leq \frac{X}{K_x} + \frac{Y-Z}{K_y} \leq 0,75 \times \Delta K_{W\max}$$

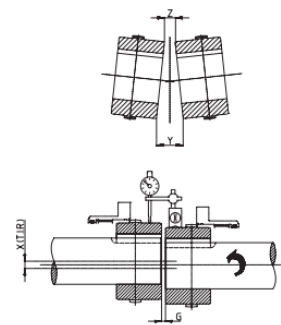
$$\Delta K_{W\min} = 0,1^\circ$$

$\Delta K_{W\max}$  depends on speed and torque as shown on graph (T, n) in coupling catalogue on page A150 E (a).

$$K_x = K_{x0} + \frac{S}{30} \quad \text{with } S = \text{Spacer length (mm)}$$

(If no spacer: S = 0)

$$K_y = K_{y0}$$



IM/B400 - Printed in Belgium 07/2011

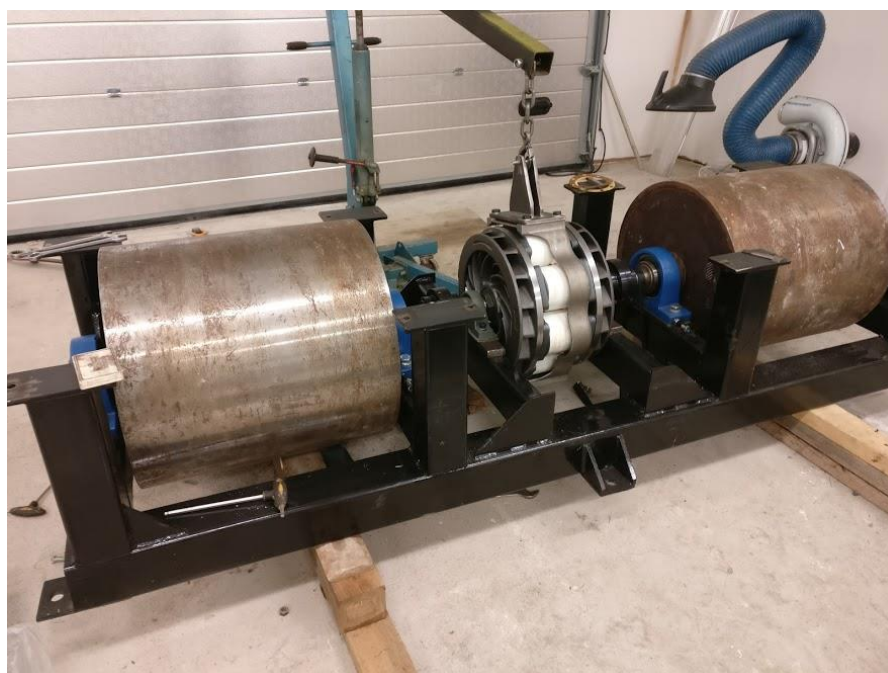
KUVA 34. Vaaditun linjaustarkkuuden laskenta. (ESCO, 2008, s. 5)

Runko oli hitsauksen vuoksi hieman korkeammalla reunoiltaan, joten jarrun ja rullien keskimmäisiä laakereita jouduttiin korottamaan hieman simmilevyjen avulla. Akselit saatiin kuitenkin linjattua lopulta erittäin tarkasti. Ensinnä linjattuun rullaan ei jäänyt virhettä käytännössä juuri lainkaan. Toisena linjattuun liitokseen rullan ja jarrun akseliin jäi radiaalipoikkeamaksi 0,3 mm ja napojen reunojen väliseksi etäisyydeksi (Y-Z) 0,4 mm. Tällöin kaavan 22 ehto vielä täyttyy.

$$0,1^\circ \leq \frac{0,3}{2,06} + \frac{3,4-3,0}{3,04} \leq 0,3^\circ \quad (23)$$

$$\rightarrow 0,1^\circ \leq 0,28^\circ \leq 0,3^\circ \rightarrow \text{OK} \quad (24)$$

Rullien ja pyörrevirtajarrun suurehko massa vaikeuttivat osaltaan kokoonpanoa. Yksi rulla on masaltaan noin 250 kg, jonka vuoksi kokoonpanoa suoritettaessa oli noudatettava suurta varovaisuutta. Kokoonpano vaiheessa eri komponentteja jouduttiin nostamaan useita kertoja, kun linjausta varten asetettiin simmilevyjä. Kuvassa 35 dynamometrin rungon alaosa, rullat ja pyörrevirtajarru kokoonpano vaiheessa.



KUVA 35. Dynamometrin kokoonpanoa.

Akseleiden linjauksen jälkeen dynamometri nostettiin lattiaan tehtyyn upotukseen. Rungon yläosaan valmistettiin paikallaan vielä renkaiden kohdalle pienet lisätuet, jotta pintapeltiin kohdistuvat rasitukset yliajettaessa eivät nouse liian suuriksi. Kuvassa 37 dynamometri asennettuna paikalleen ilman pintapeltiä. Ennen käyttöönottoa laakerit ja akselikytkimet rasvattiin kohteisiin sopivilla voiteluaineilla. Laakereihin laitettiin Kendall SHP -rasvaa ja akselikytkimiin Mobilux EP0 -rasvaa.

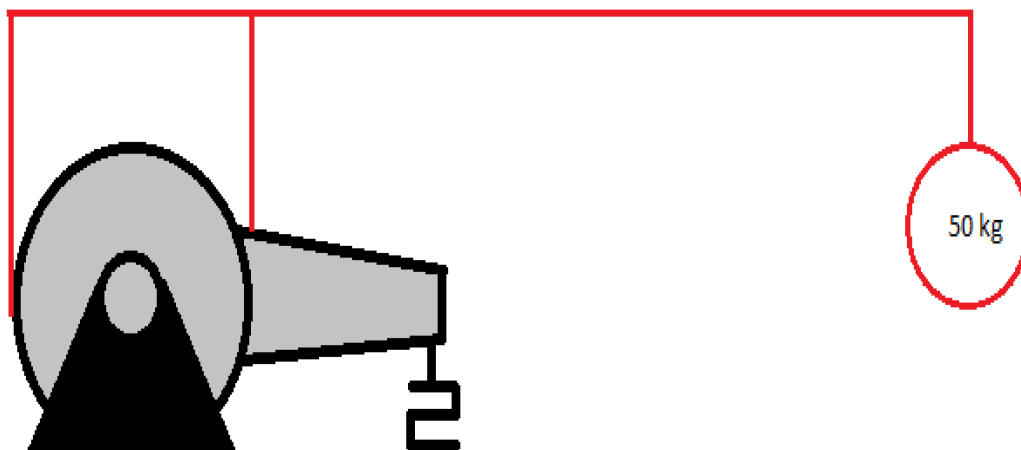


KUVA 36. Dynamometri paikallaan ilman pintapeltiä

### 5.3 Laitteiston kalibrointi

#### 5.3.1 Voima-anturin kalibrointi

Kun laite oli asennettu paikalleen, siirryttiin antureiden kalibrointiin. Ainoastaan voima-anturi tuli kalibroida ja kierroslukuanturin ja hammaskehän ilmarakoa tulee säätää vain tarvittaessa. Voima-anturi kalibroitiin yksinkertaisesti vain lukemalla anturin antama arvo kahdessa pisteessä YourDyno -ohjelmiston avulla. Ensimmäinen arvo luettiin, kun anturiin kohdistuu vain jarrun voimanvarren massa ja tämän jälkeen jarruun asennettiin pidempi varsi, johon asetettiin 50 kg massa 2 m päähän jarrun akselista. Kun tiedetään, että anturi on 0,376 m päässä jarrun akselista, anturiin kohdistuu kuvan 37 mukaisella järjestelyllä 265,9 kg suuruinen voima.



KUVA 37. Voima-anturin kalibroinnin koejärjestely.

Kalibroinnin tarkkuudella on suora yhteys siihen, miten oikeita vääntömomentin ja tehon arvoja dynamometri näyttää pyörrevirtajarrua käytettäessä. Kalibrointi on myös mahdollista suorittaa milloin vain uudelleen, jos dynamometriä käytettäessä ilmenee aihetta epäilykseen kalibroinnin oikeellisuutta kohtaan.

### 5.3.2 Hitausmomentin määrittäminen

Ohjelmaan tulee antaa myös systeemin hitausmomentin arvo. Laitteistoa voidaan käyttää myös kokonaan ilman jarrua, eli tuottaa vastusta moottorille vain hitausmomentin avulla. Dynamometrillä on myös mahdollista suorittaa tehonmittaus siten, että kierrokset nousevat jarrua vasten ajettaessa koko ajan, jolloin vastusta tuottavat hitausmomentti sekä pyörrevirtajarru. Tämän vuoksi hitausmomentin arvo tulee olla oikein ohjelmassa. Suorituskykyarvojen tulisi olla myös samat riippumatta käytetystä mittaustavasta.

Hitausmomentti määritettiin laskemalla jokaisen kappaleen hitausmomentti erikseen. Rullat jaettiin vielä kolmeen osaan laskentaa varten, ulkokehään, pätylaippoihin ja akseliin. Akselikytkimille ja pyörrevirtajarrulle osien valmistaja ilmoitti komponenttien hitausmomentin. Eri osien hitausmomentit esitetty taulukossa 1.

Taulukko 1. Systeemin hitausmomentti.

| Komponentti      | kpl | Hitausmomentti (kg*m <sup>2</sup> ) | Yhteensä (kg*m <sup>2</sup> ) |
|------------------|-----|-------------------------------------|-------------------------------|
| Rullan kehä      | 2   | 9,69                                | 19,38                         |
| Rullan pääty     | 4   | 1,26                                | 5,04                          |
| Rullan akseli    | 2   | 0,04                                | 0,08                          |
| Akselikytkin     | 2   | 0,02                                | 0,03                          |
| Pyörrevirtajarru | 1   | 1,69                                | 1,69                          |
|                  |     |                                     | 26,22                         |

Systeemin kokonaishitausmomentiksi matemaattisesti määrittämällä saatiin  $26,22 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ . Hitausmomentti tulee määrittää vielä lisäksi kokeellisesti, jolloin todennäköisesti saadaan vielä hieman suurempi arvo. Tämän työn aikana hitausmomenttia ei ehditty määrittää kokeellisesti, vaan ohjelmaan laitettiin lähtökohdaksi hitausmomentin arvoksi laskennallisesti saatu luku.

#### 5.4 Laitteiston testaus

Testiajoneuvona käytettiin vuosimallin 1997 Volvo 940 -henkilöautoa. Auto on varustettu 2,3 litraisella turboahdetulla bensiinimoottorilla. Auto kiinnitettiin huolellisesti dynamometrille kuormaliinojen avulla ja ensimmäiset testit ajettiin käyttäen vain hitausmomenttia vastustavana voimana.

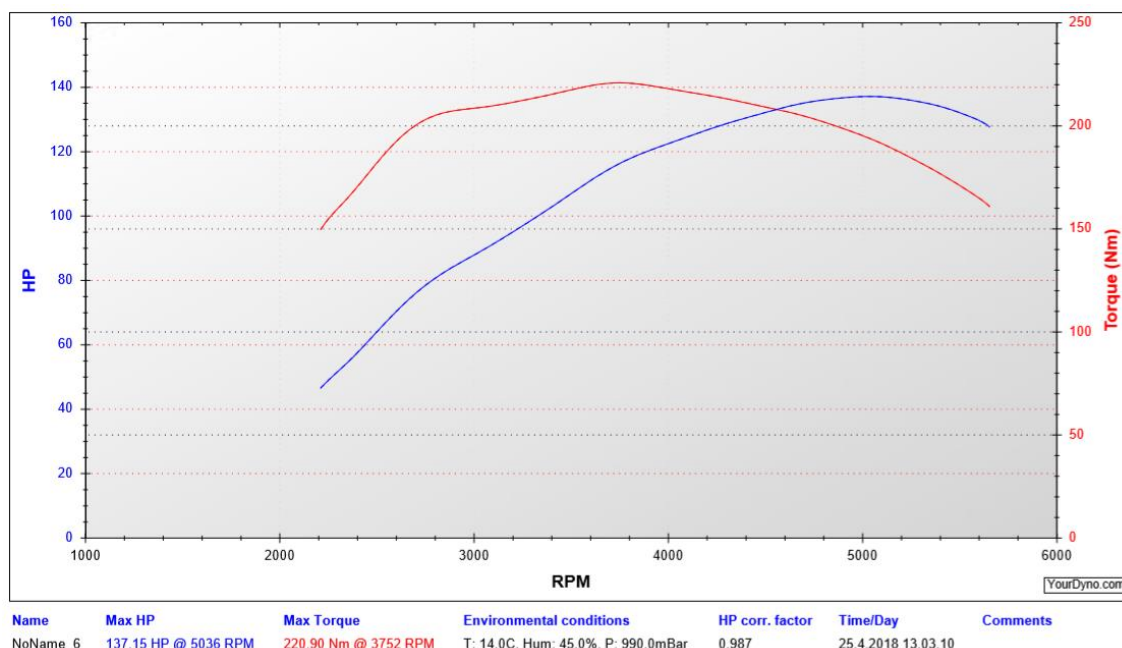
Ensimmäiset testiajot osoittivat dynamometrin kierrosluvun mittauksen toimivan hyvin ja luotettavasti, ilman häiriöitä, eikä säätötoimenpiteille ollut tarvetta. Dynamometrin kierrosluku tulee joka kerta synkronoida ajoneuvon kierroslukuun erikseen, jotta saadulla tehokäyrällä näkyy nimenomaan moottorin kierrosluku. Dynamometrillä ajettaessa ei esiintynyt minkäänlaisia tärinöitä tai erikoisia ääniä, mikä oli tietenkin hyvä asia. Kuvassa 39. ajoneuvo kiinnitettynä dynamometriin.



KUVA 38. Volvo 940 -henkilöauto kiinnitettynä dynamometriin.

Tehonmittaus suoritettiin 4-vaihteella ja ajaen aluksi tasaisesti moottorin kierrosluvun ollessa noin 2000 rpm ja laitettiin kaasupohjaan samalla käynnistäen dataloggaus tietokoneelta. Moottorin kierrosten annettiin nousta noin 6000 rpm ja lopetettiin dataloggaus. Aivan ensimmäisillä mittauksilla todettiin laskennallisen hitausmomentin arvon olevan liian pieni. Arvo nostettiin  $33,5 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$  lukemaan, jolloin moottorin tehokäyrä piti paremmin paikkansa. Hitausmomentin arvo tulee määrittää vielä kokeellisesti tai jarrua ja YourDyno -ohjelmistoa käyttäen. Yksi ensimmäisistä mittauksista kuvassa 40. Sininen on käyrä osoittaa vetäviltä renkailta mitatun tehon ja punainen vääntömomentin kierrosnopeuden funktiona.

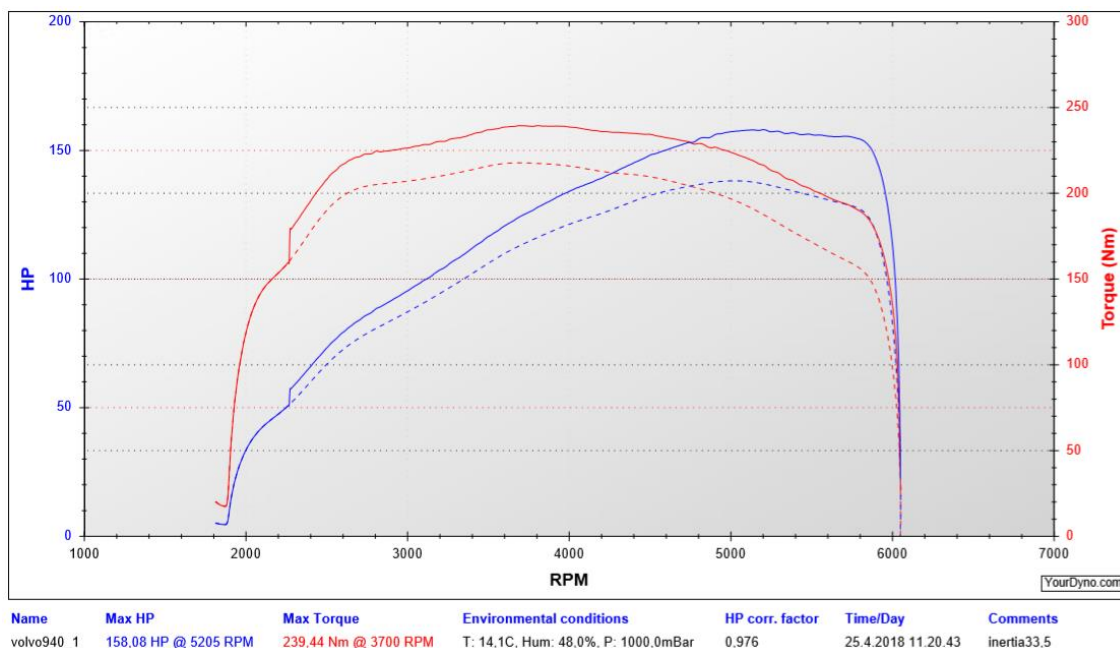




KUVA 39. Volvo 940 -henkilöauton mitattu pyöräteho ja vääntömometti kierrosnopeuden funktiona.

Saadut tulokset ovat hyvin linjassa auton valmistajan ilmoittamiin arvoihin. Kyseiselle moottorille ilmoitetaan moottorin suurimmaksi tehoksi 121 kW eli 165 hevosvoimaa moottorin kierrosnopeudella 4800 rpm. Suurin vääntömometti puolestaan on ollut uudessa moottorissa 264 Nm moottorin kierrosten ollessa 3450 rpm. (Volvo, 1996). Moottorilla ajetus 500 000 km luultavasti näkyvät jo hieman suorituskyvyssä.

YourDyno -ohjelmiston avulla pyörältä mitatut arvot pystytään muuntamaan kohtuu tarkasti vastaamaan moottorilta mitattuja arvoja rullaushäviöitä mittaamalla. Voimansiirrossa muissa komponenteissa tapahtuvien häviöiden suuruutta voidaan lukea antamalla mittauksen jälkeen rullien pysähtyä vapaasti, vaihde päällä ilman jarrua ja kytkin pohjaan painettuna. Häviöt eivät ole vapaassa rullauksessa aivan samat kuin kiihdytettäessä, mutta antavat kuitenkin suuntaa häviöiden suuruudesta paremmin kuin pelkkä arvattu korjauskerroin. Kuvassa 41 pyöräteho muunnettu moottoritehoksi hyödyntäen ohjelmiston rullaushäviöihin perustuvaa korjausta. Katkoviiva osoittaa pyörältä mitattuja arvoja ja yhtenäinen kuvaaja korjattuja arvoja. Moottoritehojen vertailun vuoksi eri dynamometriin välillä on usein järkevää ilmoittaa korjattu moottoriteho pyörätehon lisäksi.



KUVA 40. Suorituskykykuvaajat muunnettuna vastaamaan moottoritehoa rullaushäviöiden perusteella.

Dynamometriä käytettiin myös pyörrevirtajarrun kanssa, mutta tämän työn kirjoitushetkellä PID-kontrollerin säätö on vielä kesken, eikä täysin luotettavia tuloksia jarrua käyttäen olla vielä saatu. Jarru reagoi toistaiseksi liian hitaasti eikä moottorin kierrosluku seuraa dynamometrin ohjelmiston kautta annettua käyrää täysin halutulla tavalla. Kyse on kuitenkin pelkästä säätötoimenpiteestä ja dynamometri saadaan toimimaan luotettavasti myös jarrun kanssa.

## 6 LOPPUTULOKSET JA POHDINTA

Tämän työn aiheena oli suunnitella ja valmistaa ensisijaisesti henkilöautojen tehojenmittaukseen ja moottoreiden säätämiseen soveltuva alustadynamometri. Tavoitteena oli saada aikaan laite, joka toimii luotettavasti, turvallisesti, on käyttötarkoitukseen sopiva ja mahdollistaa pienimuotoisen liiketoiminnan aloittamisen. Työn tuloksena syntyi erittäin hyvin toimiva ja jopa oletettua paremman toistettavuuden omaava alustadynamometri. Työn aikana saavutettuihin tuloksiin voidaan olla erittäin tyytyväisiä, vaikka pientä kehitettävää on vielä runsaasti. Työ oli erittäin haastava, vei aikaa oletettua enemmän ja oli kaikin puolin raskas, mutta myös palkitseva.

Vaikka dynamometri toimii jo suurimmalta osin odotusten mukaisesti, on siinä edelleen pieniä puutteita, tai ennemminkin kehityskohteita. Ensimmäinen kehityskohde on vaihtaa akselikytkinten napasosat sellaisiksi, että vääntömomentti siirtyy varmasti luotettavasti, eikä jarrun kapasiteettia tarvitse rajoittaa. Kohde on kuitenkin haasteellinen ahtaan tilanvuoksi, mutta parempi ratkaisu tullaan varmasti löytämään. Väärä valinta johtui pitkälti kiireisestä aikataulusta.

Myös laitteiston käyttöön liittyviä kehityskohteita on tullut ilmi. Ajoneuvon asetteleminen vetävät renkaat rullien päälle on varsinkin yksin haasteellista, koska rullia ei voida mekaanisesti lukita paikalleen, joten asettelu joudutaan tekemään kuormaliinoja apuna käyttäen. Ongelmaan paras ratkaisu olisikin lisätä esimerkiksi paineilmatoiminen jarru, jolla dynamometrillä voidaan lukita paikalleen. Kyseinen lisäjarru parantaisi myös ehdottomasti laitteen turvallisuutta poikkeustilanteissa. Rullien ja renkaan välistä kitkakerrointa olisi myös nostettava. Nyt ajoneuvoa on painettava rullaa vasten erittäin suurella voimalla, jotta luistoa renkaan ja rullan välissä ei esiintyisi. Renkaan lämpeäminen on melko voimakasta ja ajoittain renkaan pinta on alkanut jo sulaa. Erilaiset niin kutsutut kitkasprayt ovat auttaneet melko hyvin ongelmaan.

Testaustilan ilmanvaihtoa tulee myös parantaa. Toistaiseksi riittävän suurta jäähdytyspuhallinta ei ole käytössä, eikä kunnollisen puhaltimen puuttumisen vuoksi kovinkaan pitkäaikaisia testauksia olla pystytty suorittamaan. Myös pyörrevirtajarrun ilmanvaihtoa voidaan joutua tehostamaan, kuten aiemmin on todettu, jarrun teho laskee huomattavasti lämpötilan noustessa.

Tämän työn myötä tuli käytyä lähes kaikki tuotekehitysprojektin vaiheet läpi, ideasta prototyypiksi. Jos kyseisen prototyypin kaltaista dynamometriä lähdetäisiin viemään tuotantoon, olisi edessä vielä valtavasti työtä. Nyt rakennetun dynamometrillä rungon rakentaminen ja laitteiston kokoonpano olivat hidasta ja vaikeaa. Runko on suurimmalta osin koottu hitsaamalla ja varsinaisen jiggin puuttuessa osien asemointi oli todella työlästä ja hitsauksen aiheuttamat "vetelyt" olivat vaikeita hallita.

Tämä opinnäytetyö oli äärimmäisen kiinnostava ja todella opettavainen. Suunnittelutyössä joudutaan tekemään paljon päätöksiä usein nopealla aikataululla ja myöhemmin voi osoittautua, että jokin toinen ratkaisu olisi ollut ehkä sittenkin parempi.

Tässä työssä olisi ollut aihetta opinnäytetyöhön useammallekin opiskelijalle. Työn olisi voinut jakaa helposti eri osa-alueisiin. Esimerkiksi yksi opiskelija olisi voinut suunnitella dynamometritilan, toinen laitteen teräsrunгон, kolmas elektroniikan ja neljäs laakeroinnin sekä akselienväliset liitokset. Yksin tekemisessä hyvänä puolena on, että tietää koko ajan missä mennään eikä tiedon vaihtoon kulu aikaa, mutta käytettävissä oleva aika rajoittaa mahdollisuuksia, kuinka paljon kuhunkin osa-alueeseen perehtymiseen pystyy käyttämään resursseja.

Lopputulokseen voidaan olla yhteistyökumppanin Jyrki Laitisen kanssa erittäin tyytyväisiä. Myös autourheilun harrastajien puolesta on osoitettu merkittävää kiinnostusta dynamometripalveluja kohtaan. Suunniteltu pienimuotoinen liiketoiminta on tarkoitus aloittaa kesän 2018 aikana.

## 7 LÄHTEET JA TUOTETUT AINEISTOT

- Airila, M.;Ekman, K.;Hautala, P.;Kivioja, S.;Kleimola, M.;Martikka, H.;. . . Välimaa, V. (2010). *Koneenosien suunnittelu* (4-5 p.). Helsinki: WSOYpro Oy.
- Anttila, M.;Heikelä, J.;Helenius, K.;Jokela, R.;Juurikkala, J.;Kinnunen, O.;. . . Viitasalo, E. (1967). *Uusi autotekniikan käsikirja*. Helsinki: Kustannustuote Oy.
- Basterrechea, J. Frenelsa (11.1.2018). Henkilökohtainen sähköpostiviesti.
- Bell, A. G. (2013). *Nelitahtimootorin virittäminen* (2 p.). (E. Mauno , Toim.) Helsinki: Alfamer.
- DTec. Inertia Dynamometer Design. Haettu 13.2.2018 osoitteesta <http://dtec.net.au/Downloads/Inertia%20Dyno%20Design%20Guide.pdf>
- DYNomite. (2000). What is Corrected Horsepower? Haettu 8.3.2018 osoitteesta <https://www.dynomitedynamometer.com/dyno-tech-talk/corrected-horsepower.htm>
- DYNomite. 2400 2WD IO Chassis Dyno. Haettu 18.2.2018 osoitteesta [https://www.dynomitedynamometer.com/\\_selector/automotive/chassis/2wd/24/inertia/034-2400-1k\\_specifications.htm](https://www.dynomitedynamometer.com/_selector/automotive/chassis/2wd/24/inertia/034-2400-1k_specifications.htm)
- DYNomite. *www.dynomitedynamometer.com*. Haettu 6.1.2018 osoitteesta [https://www.dynomitedynamometer.com/dyno-tech-talk/roll\\_diameter.htm](https://www.dynomitedynamometer.com/dyno-tech-talk/roll_diameter.htm)
- ESCO. (2001). Flexible gear couplings. *Series F, B 400E*. Haettu 21.4.2018 osoitteesta <http://www.escogroup.com/sites/default/files/datasheet/escogearF.pdf>
- ESCO. (2008). Joustavat hammaskytkimet. *Asennus & Huolto IM/B400 (Rev2)*. Haettu 20.4.2018 osoitteesta <http://esco.be/escocouplings/IMFST.pdf>
- ESCO. Hammas-, lamelli- ja joustavat kytkimet. Haettu 29.3.2018 osoitteesta [http://www.sks.fi/www/sivut/F07711067A71B9D4C2257AFC0022037A/\\$FILE/Hammaslamellijousta\\_vatkytkimet1030806.pdf](http://www.sks.fi/www/sivut/F07711067A71B9D4C2257AFC0022037A/$FILE/Hammaslamellijousta_vatkytkimet1030806.pdf)
- Fonneland Engineering. *YourDyno.com*. Haettu 19.1.2018 osoitteesta <http://yourdyno.com/the-yourdyno-instrumentation-kit/>
- Frenelsa. (2013). *RETARDER F16-380 EL (192 V)*. Henkilökohtainen sähköpostiviesti 11.1.2018, liitetiedosto. Lähettäjä Jesús Basterrechea, Frenelsa.
- Frenos Eléctricos Unidos, S.A. Frenelsa Retarders. Haettu 16.3.2018 osoitteesta <http://www.frenelsa.es/en/producto-aplicaciones/index.asp>
- Havukainen, S. (2013). Hydraulisäiliön hitsauksen siirtäminen robottihitsaukseen. Haettu 14.4.2018 osoitteesta [https://www.theseus.fi/bitstream/handle/10024/60610/Havukainen\\_Samuli.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://www.theseus.fi/bitstream/handle/10024/60610/Havukainen_Samuli.pdf?sequence=1&isAllowed=y)
- Hietikko, E. (2015). *Tuotekehitystoiminta*. (3. p.). Helsinki: Books on Demand.
- INDUSTRIAS ZELU S.L. (2014). POWER ABSORBER UNIT CFK-140 PAU. *CFK-140 PAU Technical specification ST20199-rev B*.
- Killedar, J. S. (2012). *Dynamometer*. Bloomington : Xlibris Corporation.
- Martyr, A.;& Plint, M. A. (2012). Engine testing: The design, building, modification and use of powertrain test facilities (4. p.). Amsterdam: Butterworth-Heinemann.
- ME Mechanical Team. Dynamometer: Introduction and Types. Haettu 24.3.2018 osoitteesta <https://me-mechanicalengineering.com/dynamometer-introduction-types/>
- Mäkelä, M.;Soininen , L.;Tuomola, S.;& Öistämö, J. (2014). *Tekniikan kaavasto* (13. p.). Tampere: Tammertekniikka.

Niemelä, M. Dynomec (3.1.2018). Haastattelu. (J. Laitinen, Haastattelija)

Rototest. (Kesäkuu 2016). Hub-coupled Benchmarking. *Automotive testing technology international*, s. 194.

Siirilä, T. (2008). *Koneturvallisuus*. Keuruu: Otavan Kirjapaino Oy.

SKF. (2013). Y-bearings and y-bearing units. Haettu 2.3.2018 osoitteesta <http://www.skf.com/binary/109-129182/13728-EN-Y-bearing-and-Y-b-units.pdf>

Sportdevices. (2016). PWS3.x / HS-PWS Power Supply. Installation and Setup v1.2. Haettu 3.4.2018 osoitteesta [http://www.sportdevices.com/download/manuals/PWS3.x\\_and\\_HS-PWS\\_connection\\_and\\_configuration\\_V1.2.pdf](http://www.sportdevices.com/download/manuals/PWS3.x_and_HS-PWS_connection_and_configuration_V1.2.pdf)

Suvanto, K. (2003). *Tekniikan fysiikka 1* (1.-5. p.). Helsinki: Edita.

Valtanen, E. (2016). *Tekniikan taulukkokirja* (21. p.). Jyväskylä: Genesis-Kirjat Oy.

Volvo. (1996). 940 käyttöohjekirja. Lisäys käyttöohjekirjaan Volvo 940-1997, B230FT tekniset tiedot

## LIITTEET

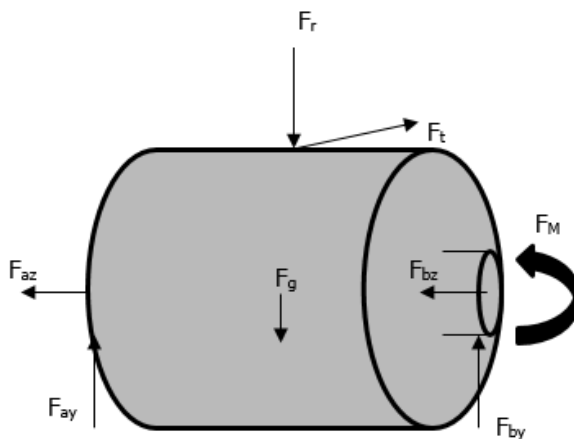
### Liite 1. Dynamometrin vaatimukset.

Erikoistumisprojekti 2 Kick-Off palaverissa dynamometriltä halutut asiat:

- Pystyttävä mittamaan teho kaikista 2-vetoisista autoista
- Dynamometrillä pitää pystyä säätämään moottoreita.
- Mittauskapasiteetti 100 – 400 kW
- Edullinen ja helppo käyttää
- Mahduttava kokonaisuudessaan 10 m x 4 m tilaan, dynamometri ei saisi olla tiellä, kun sille ei ole tarvetta.
- Maksimi hinta ostettavien osien osalta saisi olla max. 5000e.
- Lämpötilan ja olosuhteiden kompensatio
- Toistettavuus tärkeää, ei absoluuttinen totuus tehosta/väännöstä.
- Mittauksesta jäätävä graafinen kuvaaja jossa teho ja vääntömomentti moottorin kierrosnopeuden funktiona. Mielellään myös seossuhde ja ahtopaine samaan kuvaajaan.

## Liite 2. Rullaan kohdistuvat voimat.

Rullien laakereihin kohdistuvat voimat määritettiin tilanteeseen, jossa ajetaan pyörrevirtajarrua vasten täydellä teholla vain toiselta rullalta. Renkaan ja rullan väliseksi kitkakertoimeksi arvioitiin 0,6. Laakerointiväli on 0,7 m ja rullan säde 0,28 m. Jarrumomentin suuruus  $F_M$  on laskelmissa 2000 Nm.



KUVA 41. Rullaan kohdistuvat voimat

$$F_t = \frac{2000 \text{ Nm}}{0,28 \text{ m}} = 7142 \text{ N} \quad (25)$$

Voima välittyy ajoneuvon renkaasta rullaan. Sileän teräspinnan ja renkaan väliseksi kitkakertoimeksi arvioitiin 0,6.  $F_r$  on oltava tällöin suuruudeltaan

$$F_r = \frac{7142 \text{ N}}{0,6} = 11903 \text{ N} \quad (26)$$

Pystysuuntaisten voimien summa on nolla.

$$\Sigma F_y = 0 \quad (27)$$

$$\Sigma F_y = F_{ay} + F_{by} - F_r - F_g \quad (28)$$

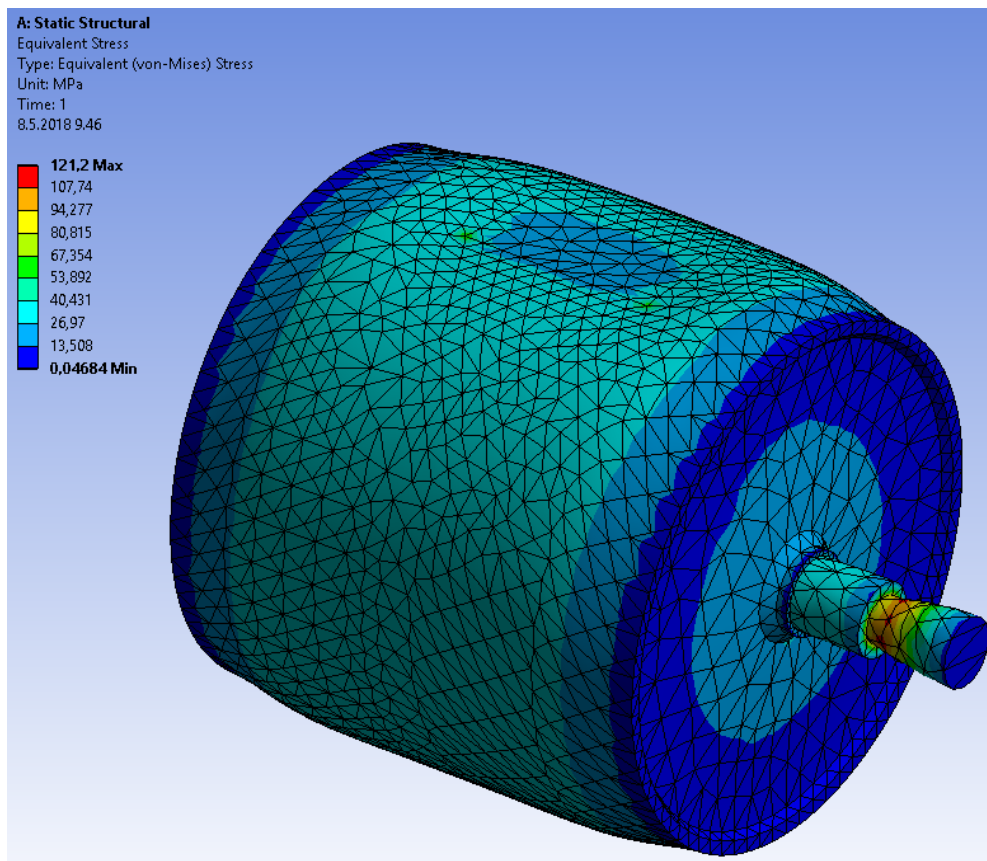
$$\rightarrow F_{ay} = (11903 \text{ N} + 250 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2) / 2 \quad (29)$$

$$F_{ay} = 7177,75 \text{ N} \quad (30)$$

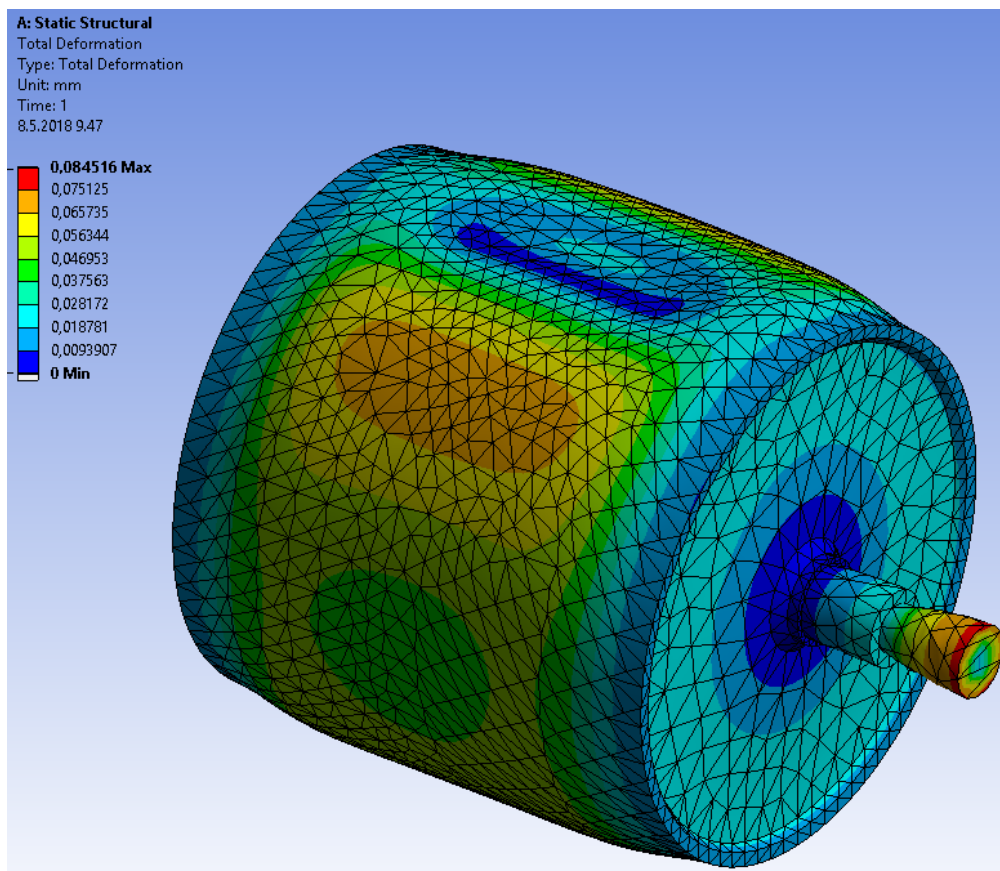
Kun yhdistetään säiteiskuormat, saadaan yhdistetyiksi säiteiskuormaksi laakereille A ja B

$$F_{A,B} = \sqrt{7177,75^2 + 3571^2} \text{ N} = 8017 \text{ N} \quad (31)$$



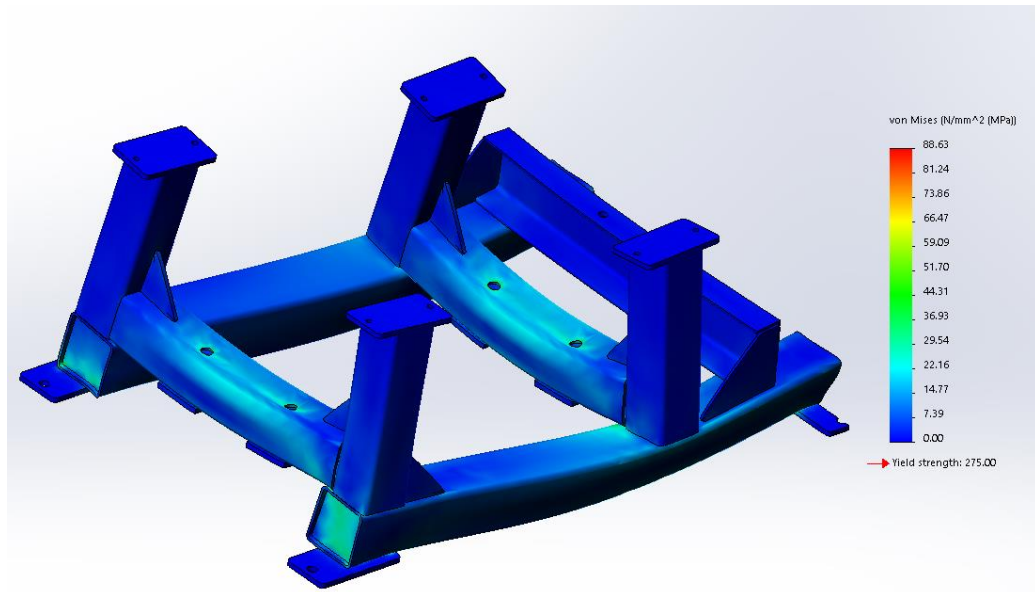


KUVA 42. Rullan kohdistuvat jännitykset.

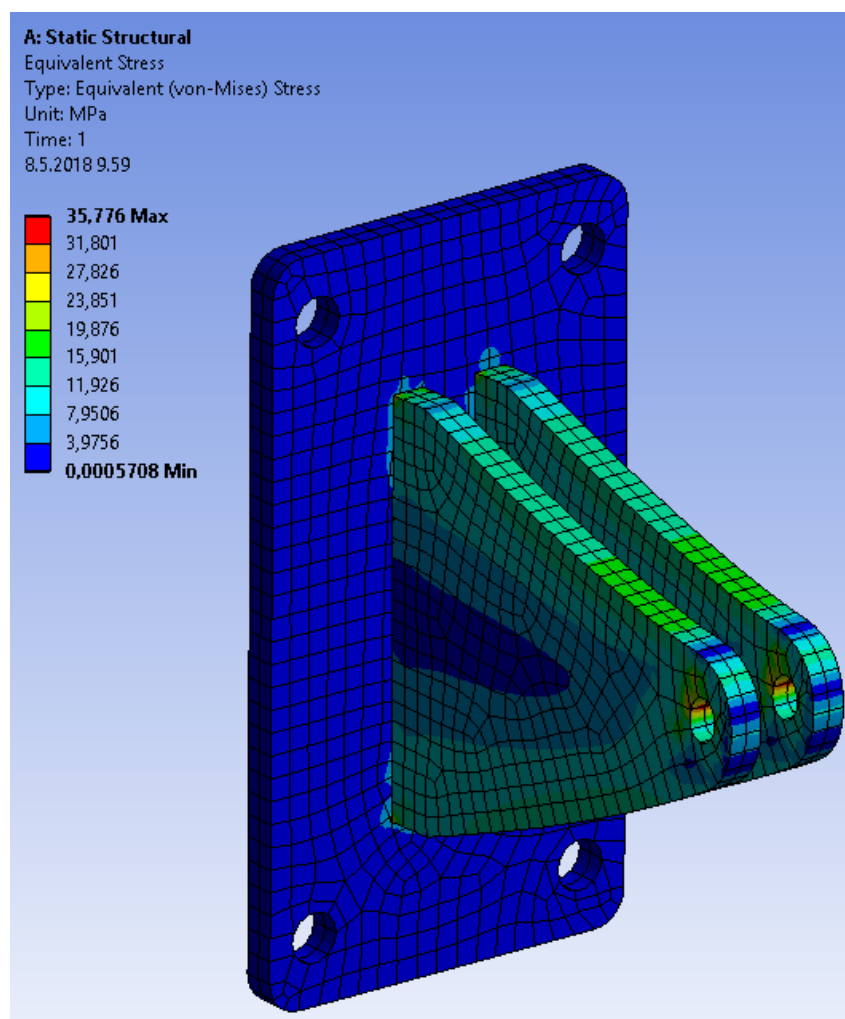


KUVA 43. Rullan muodonmuutokset huomattavasti liioiteltuna.

## Liite 3. FEM-analyysit




KUVA 44. Rungon alaosan FEM –analyysin mukaiset jännitykset.



KUVA 45. Jarrusta lähtevään varteeseen kohdistuvat jännitykset.

## Liite 4. Pyörrevirtajarrun laakereiden kestoikä.

| Bearing rating life : YAR 208-2F   |   |
|--|---|
| Input parameters  |   |
| <b><math>F_r</math></b><br>Radial load   | 3 kN                                    |
| <b><math>F_a</math></b><br>Axial load  | 0.5 kN                                  |
| <b><math>n_i</math></b><br>Rotational speed of the inner ring  | 1600 r/min                              |
| <b>Operating temperature</b><br>Bearing outer ring   | 40 °C                                   |
| <b><math>\eta_c</math> specification method</b>  | Cleanliness classification(recommended) |
| <b>Lubricant type and cleanliness</b>  | High cleanliness (sealed bearing)       |
| <b>Grease used in the bearing</b>  | VT307                                   |
| <b>Viscosity at 40 °C</b>  | 190.0 mm <sup>2</sup> /s                |
| <b>Viscosity at 100 °C</b>   | 15.0 mm <sup>2</sup> /s                 |

KUVA 46. SKF:n kestoikälaskuriin syötetyt arvot

## Result

|  |                         |
|--|-------------------------|
| <b><math>L_{10mh}</math></b><br>SKF rating life                        | 483500 hour             |
| <b><math>a_{SKF}</math></b><br>SKF life modification factor $a_{SKF}$  | 43.3                    |
| <b><math>\kappa</math></b><br>Viscosity ratio                          | 15.7                    |
| <b>P</b><br>Equivalent dynamic bearing load                            | 3 kN                    |
| <b><math>\eta_c</math></b><br>Factor for contamination level           | 0.83                    |
| <b><math>v_1</math></b><br>Required kinematic viscosity for $\kappa=1$ | 12.1 mm <sup>2</sup> /s |
| <b><math>L_{10h}</math></b><br>Basic rating life                       | 11200 hour              |
| <b>C/P</b><br>Load ratio   | 10.2                    |

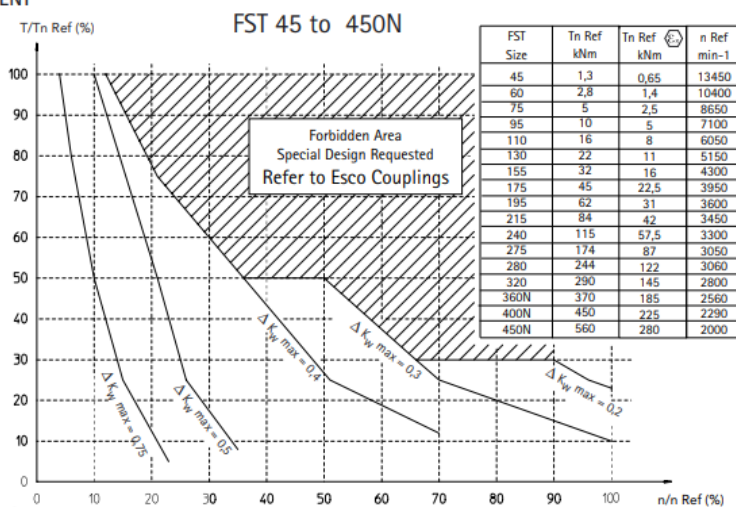
KUVA 47. Kestoikälaskurin antamat arvot

## Liite 5. Suurimman sallitun linjausvirheen määrittys.

## 1) MAXIMUM MISALIGNMENT

## TABULATION 2

## GRAPH (T, n)



## HOW TO USE THE GRAPH (T,n) ?

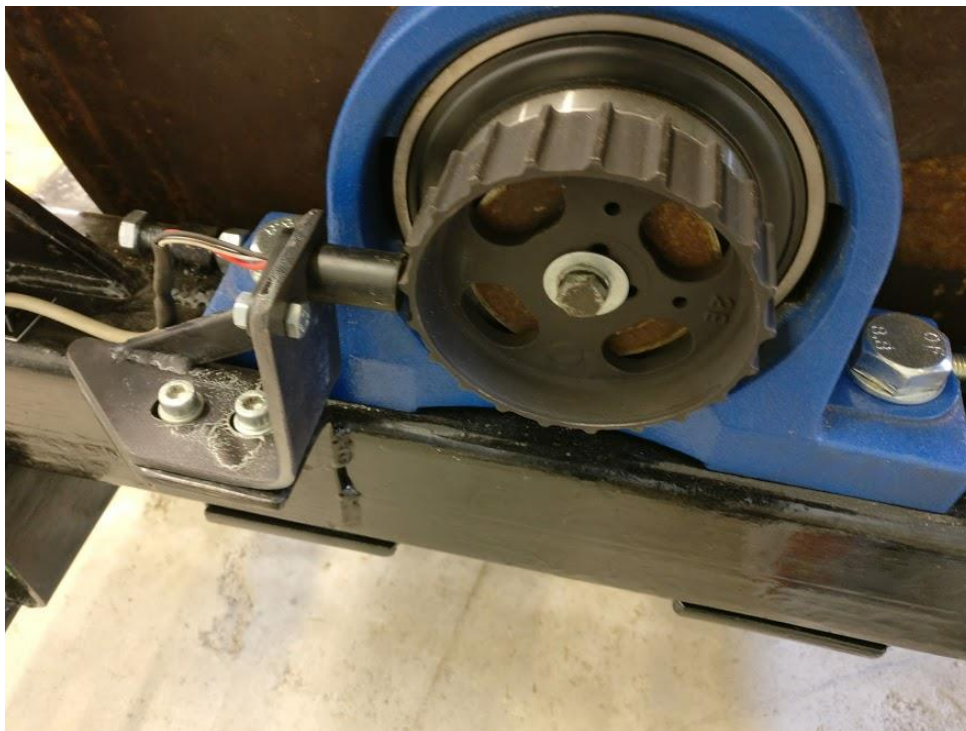
Maximum torque, maximum speed and maximum misalignment may not occur simultaneously.

Graph must be used as follows:

1. Calculate  $T_n$  and  $T_p$  and select coupling size as usual.  $T_n$  = nominal torque;  $T_p$  = peak torque
2. Calculate  $T_n/T_n\text{Ref}$  and  $n/n\text{Ref}$  and plot the resulting point in the graph.
3. If the resulting point is located in the white area, a standard coupling may be used as far as maximum misalignment doesn't exceed the maximum misalignment indicated in the graph.
4. If the resulting point is located in the shaded area, refer to ESCO COUPLINGS
5. In case of use in potentially explosive atmospheres (Ex), proceed the same way but using  $T_n\text{Ref}(Ex)$  for the calculation. Max misalignment may not exceed 0,5° per gear mesh.

KUVA 48. Suurimman sallitun linjausvirheen määrittys (ESCO, 2001, s. 6).

Liite 6. Kuvia valmiista dynamometristä.



KUVA 49. Kierroslukuanturi ja anturikehä.



KUVA 50. Voima-anturi paikalleen asennettuna.





KUVA 51. Pyörrevirtajarrun virtalähde ja YourDyno -tiedonkeruuyksikkö.



KUVA 52. Dynamometritila lähes valmiina.