

Jarkko Argillander

## **VOIMANSIIRTOJÄRJESTELMÄN HÄVIÖIDEN MÄÄRITTÄMINEN**

# **VOIMANSIIRTOJÄRJESTELMÄN HÄVIÖIDEN MÄÄRITTÄMINEN**

Jarkko Argillander  
Opinnäytetyö  
Kevät 2015  
Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma  
Oulun ammattikorkeakoulu

# TIIVISTELMÄ

Oulun ammattikorkeakoulu  
Kone- ja tuotantotekniikka, auto- ja kuljetustekniikka

---

Tekijä: Jarkko Argillander

Opinnäytetyön nimi: Voimansiirtojärjestelmän häviöiden määrittäminen

Työn ohjaaja: Janne Ilomäki

Työn valmistumislukukausi ja -vuosi: kevät 2015

Sivumäärä: 66 + 3 liitettä

---

Projektin tavoitteena oli määrittää etuvetoisen ajoneuvon vaihteistosta aiheutuvat häviöt voimalinjassa teoriassa ja käytännössä. Opinnäytetyössä perehdyttiin teoriassa vaihteiston häviöiden muodostamiseen ja vaikutuksiin. Vaihteistolle laskettiin teoreettinen hyötysuhde, jota verrattiin kokeellisesti mitattuun hyötysuhteeseen. Työn tilaajana toimi Oulun ammattikorkeakoulu.

Testausalustan suunnittelussa ja toteutuksessa hyödynnettiin Oamkin ystäväkoulun Joanneumin University of Applied Sciencesin tietämystä asiasta. Joanneumin UASilta saatiin heidän testausalustan tekniset tiedot sekä kuvia testausalustan kokoonpanosta. Testauslaitteiston toteutuksessa painotettiin yksinkertaista mutta monipuolista rakennetta sekä olemassa olevien komponenttien käyttöä mahdollisimman paljon.

Projektin tuloksena oli teoriassa ja kokeellisesti määritetty vaihteiston hyötysuhde sekä lämpenemistä aiheutuva vaihteiston hyötysuhteen muuttuminen. Projektin tuloksia pystytään hyödyntämään autolaboratoriossa suoritettavissa ajoneuvojen tehojen mittauksessa.

---

Asiasanat: voimalinja, vaihteisto, häviöt, sähkömoottori, generaattori, vääntömomentti

## **ALKULAUSE**

Vaihteiston testausalustan suunnittelu- ja toteutusidea sai lähtö laukauksensa ohjaajani Janne Ilomäen vieraillessa Grazissa Joanneumin UASilla. Idea testausalustan toteutuksesta kehittyi Joanneumista saatujen tietojen ja tiedonhaun perusteella kevään 2014 aikana. Testausalustan rakennettiin kokonaisuudessaan syksyn 2014 aikana Oamkin auto- ja kuljetustekniikan moottorilaboratorion tiloihin.

Projektin tiimoilta haluan kiittää Oulun ammattikorkeakoulua, ohjaavaa opettajaa, laboratorioinsinööriä Janne Ilomäkeä sekä projektisuunnittelija Ray Färmiä. Kiitokset kuuluvat myös kaikille projektiin valmistumiseen vaikuttaneille henkilöille.

Oulussa 4.1.2015

Jarkko Argillander

# SISÄLLYS

TIIVISTELMÄ	3
ALKULAUSE	4
SISÄLLYS	5
1 JOHDANTO	7
2 ETUVETOISEN HENKILÖAUTON VOIMANSIIRRON HÄVIÖIDEN MUODOSTUMINEN	8
2.1 Häviöiden muodostuminen	8
2.1.1 Laakerointi	9
2.1.2 Hammaspyörät	11
2.1.3 Tiivisteet	13
2.1.4 Voiteluaine	14
2.2 Häviöiden vaikutukset	17
2.3 Häviöiden havaitseminen normaalin autoilijan silmin	18
3 HÄVIÖIDEN MÄÄRITTÄMINEN MEKAANISESTA VOIMANSIIRTOJÄRJESTELMÄSTÄ	21
3.1 Rakennetun voimansiirron testauspenkin erot Joanneumin testausalustaan	21
3.2 Referenssipisteet sähkömoottorille	25
3.3 Ajovastuksien laskelma	27
3.3.1 Laskennassa käytettävä renkaan säde ja vierintäkehä	28
3.3.2 Moottorin pyörintänopeus	29
3.3.3 Vierintä ja ilmanvastusvoima	29
3.3.4 Vaihteiston teoreettinen hyötysuhde	30
3.3.5 Generaattorin vääntömomentti ja teho	31
3.3.6 Moottorin vääntömomentti ja teho	31
3.4 Laitteisto	33
3.4.1 Vaihteisto	33
3.4.2 Generaattori	36
3.4.3 Sähkömoottori	37
3.4.4 Vääntömomenttianturi	37
3.4.5 Laippaliitos	38

3.4.6 Kytkinakselin lisäakseli	39
3.4.7 Vetoakseli ja lisäholkki	42
3.4.8 Tiivistysholkki	45
3.4.9 Tiivistyslaippa	47
3.4.10 Lisäpohjalevy	48
3.4.11 Vaihteiston kiinnityspukki	50
3.4.12 Vaihteistoöljyn lämpötilatunnistin	51
3.5 Mittausjärjestely	52
3.6 Tulokset	53
3.6.1 Vaihteiston hyötysuhde	53
3.6.2 Vaihteiston lämpötasapaino	56
3.7 Tuloksien vertailu	57
3.7.1 Vaihteiston hyötysuhde teoreettisesti ja kokeellisesti määritettynä	57
3.7.2 Lämpötilan vaikutus hyötysuhteeseen	59
3.8 Testausalustan kehityskohteet	61
4 YHTEENVETO	65
LÄHTEET	66
LIITTEET	
Liite 1 Lähtötietomuistio	
Liite 2 Koneistettavien osien työpiirustukset	
Liite 3 Back to back -testauspenkin kiinnityslevyn piirustukset	

# 1 JOHDANTO

Opinnäytetyössä suunnitellaan ja toteutetaan käytännössä testausalusta etuve-toisen henkilöauton voimansiirron häviöiden mittaamiseen. Työssä perehdy-tään, mistä voimansiirtolinjan häviöt koostuvat henkilöauton voimansiirtolinjassa ja kuinka niitä pyritään minimoimaan. Suunnittelussa perehdytään testialustalle asetettaviin vaatimuksiin ja välineistöön toteutuksen näkökulmasta. Työn tavoit-teena on määrittää vaihteistossa tapahtuva voiman häviäminen mahdollisim-man tarkasti ja verrata sitä laskennallisesti määritettyyn vaihteiston hyötysuh-teeseen. Laite tullaan sijoittamaan Oulun ammattikorkeakoulun auto- ja kulje-tustekniikan moottorilaboratorioon.

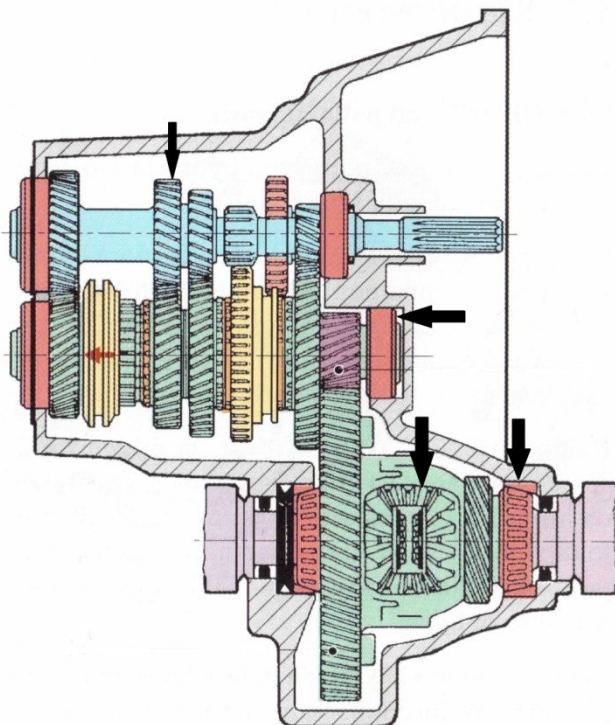
Työstä tekee mielenkiintoisen se, ettei tämän tyyppistä testausalustaa ei ole käytössä Pohjois-Suomessa. Oulun ammattikorkeakoulun ystäväkoulu Itävallan Grazissa oleva Joanneumin UAS:lla on tämän tyyppinen laite teollisessa mitta-kaavassa. Joanneumin UAS:n testipenkillä testattiin lähialueiden autotehtaiden voimansiirtolinjan kestävyyttä, vääntömomentin kestoja sekä hyötysuhdetta. Oh-jaajani Janne Ilomäen opettajavaihto Joanneumin UAS:ssa antoi työn alkuun hyvät lähtötiedot. Työssä suunniteltavasta ja toteutettavasta laitteesta ei ole mahdollista suunnitella yhtä monipuolista kuin Joanneumissa vaan sen koko ja monipuolisuus rajataan saatavilla oleviin resurssien tasolle.

## 2 ETUVETOISEN HENKILÖAUTON VOIMANSIIRRON HÄVIÖIDEN MUODOSTUMINEN

Voimansiirron häviöt muodostuvat hammaskosketuksista, laakeroinnista, tiivisteistä ja voiteluaineen aiheuttamista vastustavista voimista. Eri tekijöiden aiheuttamat vastustavat voimat vaihtelevat käyttölämpötilan, mekaanisen rasituksen ja yksittäisen komponentin rakenne vaihtoehdon mukaan. (Blom – Lahtinen – Nuutio – Pekkola – Pyy – Rautiainen – Sampo – Seppänen – Suosara 2001, 121, 161, 249; Wuolijoki 1972, 44–54.)

### 2.1 Häviöiden muodostuminen

Henkilöautoissa voi olla etu- , taka- tai nelipyöräveto. Etuvetoisen henkilöauton vaihteiston poikkileikkaus on esitetty kuvassa 1 ja siihen on merkitty nuolilla häviöiden syntykohdat, joita ovat vinot hammaspyörät, kuula- ja kartiorullalaakerit sekä suorat hammaspyörät. (Karhima – Torniainen 2007, 131–133, 139, 183, 188, 195; Wuolijoki 1972, 44–54.)



KUVA 1. Etuvetoisen henkilöauton vaihteiston poikkileikkaus (Karhima – Torniainen 2007, 127)



### 2.1.1 Laakerointi

Henkilöautojen vaihteistoissa käytetään yksirivisiä kuula- ja rullalaakereita. Kyt-kinakselille käytetään tyypillisesti yksirivisiä kuulalaakereita, jotka pystyvät kan-  
tamaan vinoista hammaspyörien käytöstä syntyvän aksiaalikuorman. Vaihteis-  
ton pääakselin laakeroinnille on useita variaatioita. Kuvassa 2 on esitetty  
Volkswagenin 0A2-tyyppin manuaali vaihteisto. (Karhima – Tomiainen 2007,  
127, 131; Stokes – Alec 1992, 30–32; Airila – Karjalainen – Mantovaara – Nur-  
mi – Ranta – Verho 1985, 257–286.)



*KUVA 2. Volkswagen 0A2-tyyppin käsivalinteisen vaihteiston poikkileikkaus (VW 0A2-tyyppin vaihteiston poikkileikkaus)*

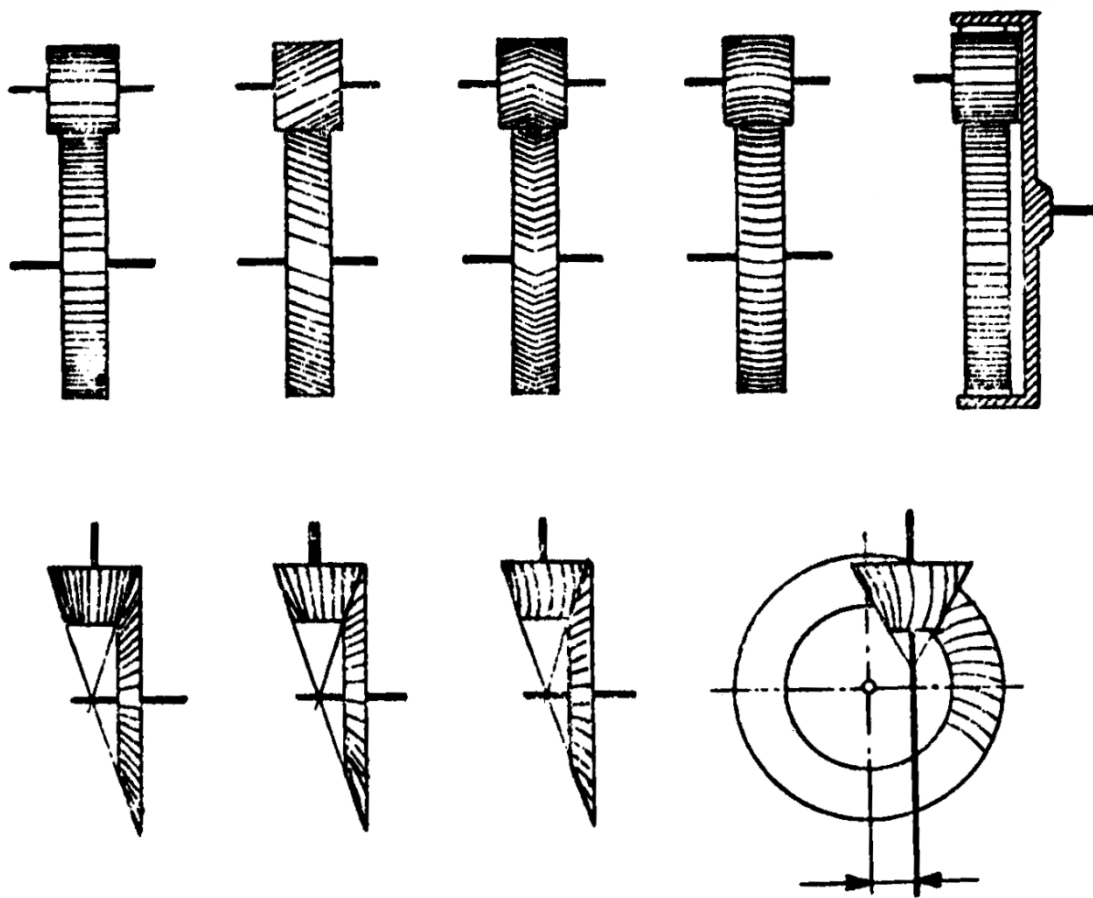
Pääakselin laakerointi OA2-vaihteistossa on toteutettu yksirivisillä kartiorullalaa- kereilla, jotka on sijoitettu molemmin puolin pientä lautaspyörää. Pääakselin ulkokuoren puoleisessa päässä on rullalaakeri. Tämänkaltaista laakerointia kut- sutaan sekalaakeroinniksi, kun yhdellä akselilla on useamman eri tyyppin laake- reita. Sekalaakeroinnilla saavutetaan suurempi aksiaali- ja säteittäisvoiman kes- tävyys pääakselilla, kun säteisvoimat jakautuvat useammalle laakerille ja kar- tiorullalaakerit pystyvät kantamaan lautaspyörien kosketuksesta aiheutuvan ak- siaalikuorman. (Karhima – Torniainen 2007, 127, 139 ja 188; Stokes – Alec 1992, 30–32; Airila ym. 1985, 257–286.)

Tasauspyörästä laakerointi on toteutettu OA2-vaihteistossa tyyppilliseen tapaan yksirivisillä kartiorullalaa- kereilla. Laakerit on sijoitettu tasauspyörästä molem- min puolin, että ne kumoavat aksiaalivoimat vastakkaisiin suuntiin. Käyttämällä välilevyjä, jotka asetetaan kartiorullalaakerin vastinpintoja vasten, akselien ja hammaspyörän sijaintia saadaan säädettyä. Volkswagenin OA2-tyypin vaihteis- tossa on mahdollista säätää sekä kytkinakselin että pääakselin sijainti. Viimei- senä säädetään tasauspyörästä ison lautaspyörän asema pieneen lautaspyö- rään nähden. Yleisimmin autotehtaat pyrkivät käyttämään vaihteistossa stan- dardikokoisia laakereita. Ne ovat hinnaltaan edullisempi, ja niiden uusiminen vian ilmaantuessa on mahdollista. Vaihteiston sisällä laakerit ovat suojaamat- tomia voitelun ja jäähdytyksen tehostamiseksi. (Karhima – Torniainen 2007, 131–133, 139, 188; Jaakkola 2010, 9.)

Laakerien pyörimistä vastustavat voimat koostuvat liuku- ja vierimiskitkasta. Ne syntyvät vierintäelimien ja pitimen ohjauspinnoissa, vierintäpisteiden kosketus- kohdissa sekä vierintäelimien ja pitimen kosketuskohdissa. Laakerien pyörimis- tä vastustavia voimia kutsutaan laakerikitkaksi. Laakeriin kohdistuva kuormitus, laakerin koko ja tyyppi, pyörintänopeus ja voiteluaine vaikuttavat laakerikitkan määrään. Pyörimistä vastustaviin elimiin kohdistuu kitkasta aiheutuva lämpö- kuorma. Lämpöenergian määrä pyritään siirtämään voiteluaineeseen, etteivät pyörimistä vastustavat voimat kasvaksi laakerielimien lämpölaajenemisen myö- tä. Laakerikitka vaikuttaa myös vaihteiston voiteluaineen lämpötilaan. Vierintä- laakerin laskennallinen hyötysuhde on 0,98–0,99. (Jaakkola 2010, 9; Airila ym. 1985, 264.)

## 2.1.2 Hammaspyörät

Hammaspyöriä on olemassa lieriö- ja kartiohammaspyöriä. Lieriöhammaspyörät voidaan jakaa viiteen tyyppiin niiden hammasmuodon mukaan: suoriin, vinoihin, nuolimaisiin ja kaarihampaisiin hammaspyöriin sekä suorahampaiseen sisäryntöiseen hammaspyörään. Kartiolieriöpyörät voidaan jakaa neljään tyyppiin hammaskosketuksen perusteella: suoriin, vinoihin ja kaarihampaisiin sekä hypoidi hammaspyöriin. Lisäksi on olemassa erilaisia ruuvi- ja kierukkapyöriä, joihin ei perehdytä tarkemmin tässä työssä. Kuvassa 3 on esitetty lieriö- ja kartiohammaspyörä tyyppit. (Wuolijoki 1972, 101; Airila ym. 1985, 237.)

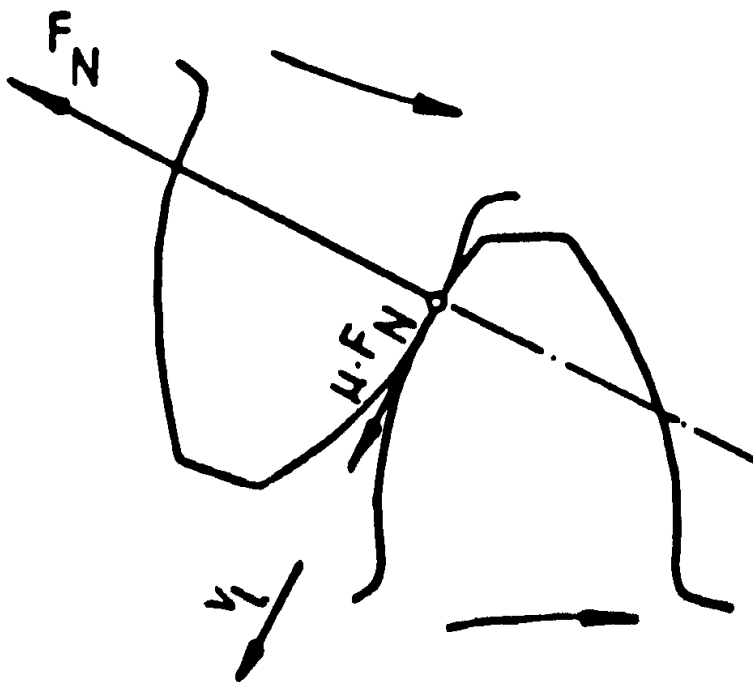


KUVA 3. Lieriö- ja kartiohammaspyörätyypit (Wuolijoki 1972, 101)

Hammaspyöräparilla voidaan muuttaa välitystä sekä liikkeen suuntaan. Hammaspyöräparin valintaan vaikuttavat käytettävissä oleva tila, yhdistettävien akselien asema toisiinsa nähden, hyötysuhde, voiman välityksestä aiheutuva värinä ja käyntimelu sekä siirrettävän voiman suuruus. Vinohampaisella hammaspyörällä tehon siirtokyky on parempi kuin suorahampaisella hammaspyörällä

sekä sen käynnistä aiheutuva melu pienempi. (Stokes – Alec 1992, 1–3, 50–60; Airila ym. 1985, 257–286; Wuolijoki 1972, 99–102.)

Rynnössä hammaspyöräparin hampaat vierivät toisiinsa nähden, jolloin esiintyy hampaiden kylkien liukumista toisiaan vasten. Hammaspyöräparin hyötysuhde on 0,96–0,99. Hampaiden kylkien liukuessa toisiaan vasten nopeudella  $v_1$  hammasvoiman  $F_N$  myötä syntyy kitkavoima  $\mu F_N$ . Kuva 4 selvittää voimien syntymistä. (Airila ym. 1985, 257, 263; Jaakkola 2010, 10.)



KUVA 4. Liukukitka hammaspyöräparin ollessa rynnössä (Airila ym. 1985, 263)

Kaavalla 1 voidaan laskea hammastuksen kitkateho (Airila ym. 1985, 263).

$$P_k = \mu * F_N * v_1$$

KAAVA 1

$P_k$  = hammastuksen kitkateho ( $Nm/s = W$ )

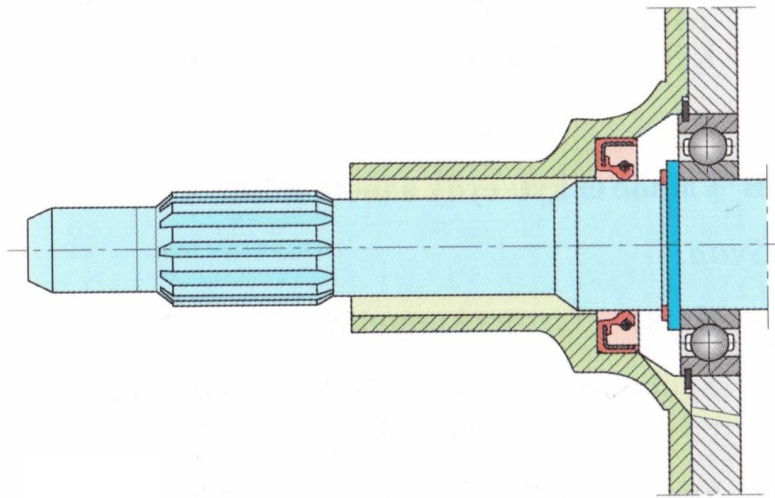
$\mu$  = kitkakerroin

$F_N$  = hammasvoima (N)

$v_1$  = hampaiden kylkien liukumisnopeus ( $m/s$ )

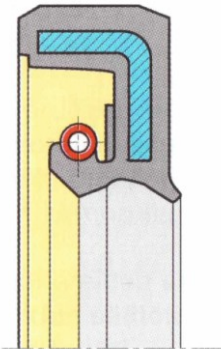
### 2.1.3 Tiivisteet

Henkilöauton vaihteiston laakerien ja hammaspyörien voiteluun käytetään siihen tarkoitettua voiteluöljyä. Voiteluöljyn pysymiseksi vaihteiston kuorien sisällä on kuorien lävitse menevien akselien oltava tiivistettyjä. Akselien tiivistykseen käytetään yksi- tai kaksihuulista tiivistettä. Yksihuulisessa tiivisteessä on vain yksi tiivistävä huuli kuvan 5 osoittamalla tavalla. (Karhima – Torniainen 2007, 116–117.)



*KUVA 5. Yksinkertainen huulitiiviste asennettuna kytkinakselilla (Karhima – Torniainen 2007, 117)*

Kaksihuulisessa akselitiivisteessä on varsinainen tiivistyshuuli, joka tiivistää akselin ja kuoren tiiviiksi. Ulommainen huuli estää ympäristössä olevan lian tunkeutumisen tiivisteeseen lävitse. Kuvassa 6 on esitetty kaksoishuulitiivisteiden poikkileikkaus. (Karhima – Torniainen 2007, 116–117.)



*KUVA 6. Kaksoishuulitiiviste (Karhima – Torniainen 2007, 116)*

#### 2.1.4 Voiteluaine

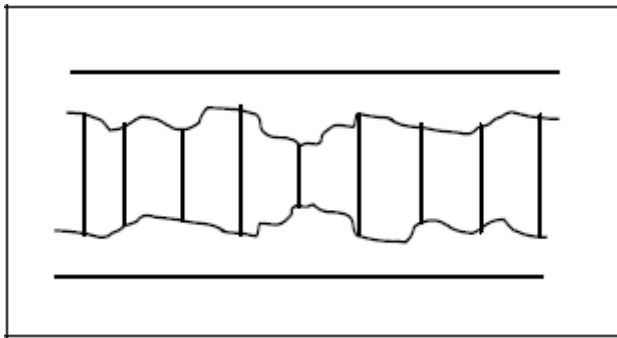
Voimansiirron voiteluaineen tärkeimmät tehtävät ovat estää kulumisen ja tasata lämpökuormaa. Öljyn on myös estettävä osien ruostuminen ja oltava kemiallisesti yhteensopivaa vaihteiston metallisten materiaalien ja tiivistysaineiden kanssa. Etuvetoisen henkilöauton vaihteisto ja tasauspyörästö on yhdistetty yhdeksi kokonaisuudeksi. Vaihteistossa on tällöin käytettävä öljyä, joka soveltuu sekä vaihteistoon että tasauspyörästöön. (Karhima – Torniainen 2007, 120; Airila ym. 1985, 52.)

Voimansiirron voiteluaineita on mineraalisia ja synteettisiä. Mineraaliöljyn hyvä puoli on sen edullisuus. Huonona puolena mineraalipohjaisissa voiteluaineissa on sen viskositeetin eli juoksevuuden huomattava muuttuminen lämpötilan mukaan. Synteettinen voiteluaine säilyttää viskositeettinsä myös alhaisissa lämpötiloissa, mutta sen korkea hinta ja soveltumattomuus joidenkin tiivistysaineiden ja kitkapintojen kanssa rajoittaa sen käyttämistä jokaisessa voimansiirron kohteessa. (Airila ym. 1985, 52–53; Karhima – Torniainen 2007, 121.)

Viskositeetin muuttuessa muuttuu myös voiteluaineen liikettä vastustavan voiman suuruus. Mineraaliöljyä käytettäessä voiteluaineesta aiheutuva häviö voi olla kymmenkertainen  $-30^{\circ}\text{C}$  lämpötilassa verrattuna  $20^{\circ}\text{C}$ :n lämpötilaan. Voiteluominaisuudet mineraalipohjaisessa öljyssä heikkenevät alhaisemmissa lämpötiloissa. Synteettisillä voiteluaineilla liikettä vastustava voiman suuruus pysyy lähes vakiona, jolloin myös öljyn voiteluominaisuudet säilyvät parempina läpi koko lämpötila-alueen. (Airila ym. 1985, 48–51; Karhima – Torniainen 2007, 121.)

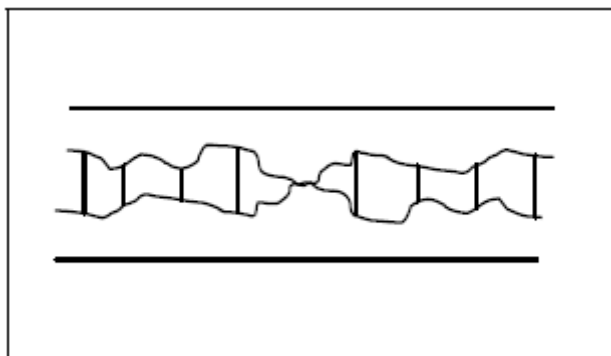
Voimansiirron voiteluöljyn ominaisuuksia parannetaan lukuisilla lisäaineilla. Niillä pyritään parantamaan viskositeetti-indeksiä, estämään vaahtoaminen, estämään tai hidastamaan korroosiota, alentamaan jähmettymislämpötilaa ja vähentämään kulumista erityisesti puutteellisissa voitelutilanteissa ja kovan kuormituksen alla. (Airila ym. 1985, 52.)

Voitelumuotoja ovat hydrodynaaminen voitelu, seka- ja rajavoitelu. Hydrodynaamiseen voiteluun vaikuttavat voimansiirron rakennesuunnittelu ja komponenttivalinnat. Hydrodynaamisessa voitelussa voiteluaine kiillautuu liikkuvien pintojen väliin ja luo voitelevan öljykalvon. Hydrodynaamisessa voitelutilanteessa pinnan epätasaisuudet eivät pääse koskettamaan toisiaan missään vaiheessa. Kuva 7 esittää tällaisen voitelutilan. (Blom ym. 2001, 161–163.)



*KUVA 7. Hydrodynaaminen voitelutilanne (Johnson 2009, 3)*

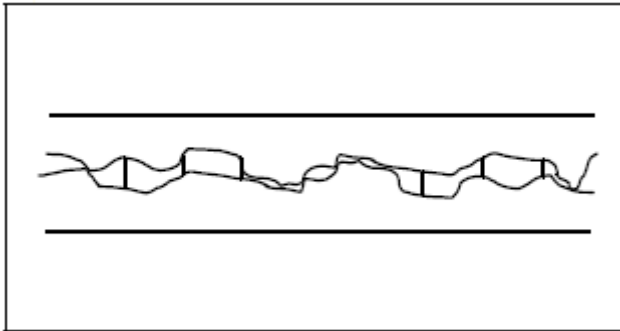
Sekavoitelussa voitelevan öljykalvon paksuus ei ole maksimaalinen koko voitelutapahtuman ajan. Tällöin hydrodynaaminen paine ei pysty kantamaan koko kuormaa vaan tarvitaan myös rajavoitelua. Sekavoitelua on, kun hammaspyörät ovat rynnössä ja hampaiden kylkien liukuessa toisiinsa nähden. Sekavoitelussa pinnankarheuden huiput koskettavat toisiinsa kuvan 8 osoittamalla tavalla. (Blom ym. 2001, 161–163.)



*KUVA 8. Sekavoitelutilanne (Johnson 2009, 3)*

Rajavoitelu ei ole tavoiteltava voitelumuoto. Sitä esiintyy kuitenkin, kun autolla lähdetään ajamaan pitkän seisotuksen jälkeen. Tällöin voiteluöljy on valunut pois voideltavista kohteista vaihteiston pohjalle ja ratkaisevaa on, kuinka hyvin öljy on tarttunut voideltaviin kohteisiin. Rajavoitelussa toisiaan vasten liikkuvien

kappaleiden pinnankarheuden huippukohtat leikkautuvat ja osittain hitsautuvat toisiinsa kuvan 9 osoittamalla tavalla. (Blom ym. 2001, 161–163.)



*KUVA 9. Rajavoitelutilanne (Johnson 2009, 3)*

Rajavoitelussa öljykalvon paksuus on 0,005  $\mu\text{m}$  suuruusluokassa ja liukukitkan kerroin kasvaa oleellisesti arvoon 0,1–0,3. Rajavoitelu tapahtumaa pyritään välttämään kaikin keinoin. (Blom ym. 2001, 162–163.)

Käsivalintaisessa vaihteistossa on tyypillisesti roiskevoitelu. Tällöin ei ole erillistä öljypumppua, joka paineistaisi voiteluaineen. Roiskevoitelu on hyvin riippuvainen akseleiden pyörintänopeudesta. Akseleista ja hammaspyöristä syntyvät roiskeet pyritään ohjailemaan roiskelevyn avulla voitelukohteisiin kuten laakereihin ja hammaspyörien ryntökohtiin. Vaihteiston kuorien sisämuodolla tehtävänä on ohjata öljy painovoiman avulla haluttuun kohtaan vaihteistoa. Öljy pyrkii välttämään pyörivää hammaspyörää ja kasautumaan mahdollisimman kauaksi siitä kuvan 10 esittämällä tavalla. (Kvist – Torbjörn 2011, 2. Splash lubrication simulation using CFD.)





*KUVA 10. Vaihteistoöljyn kerääntyminen ja tarttuvuus voideltaviin kohteisiin  
(Look for products that contain Duolec, Lubrication engineers, Inc)*

Kuvan 10 vasemman puoleisesta osasta on nähtävissä vaihteistoöljyn tärkeimmät ominaisuudet: tarttuvuus voitelukohteisiin myös korkeilla kierrosnopeuksilla ja vaahtoamattomuus. Näitä ominaisuuksia verrattaessa kuvan 10 oikean puoleiseen osaan on havaittavissa selkeät eroavaisuudet testattujen öljyn toiminnassa. (Karhima – Tornainen 2007, 52.)

Roiskevoitelun rajat tulevat vastaan nopeasti ratakilpa-autoilussa. Keskihakuvoiman vaikutuksen kumoaminen muodostuu haasteelliseksi ilman paineistettua voitelua sekä voiteluöljyn lämpötilan hallinta. (Stokes – Alec 1992, 31–35.)

## **2.2 Häviöiden vaikutukset**

Häviöiden vaikutukset ovat aina samat, syntyvätpä ne hammaskosketuksessa tai laakerin liukuelimissä. Häviöistä syntyy lämpöä, joka on johdettava pois kohteesta virheettömän toiminnan takaamiseksi. Mikäli lämmönsiirrossa on häiriö tai se ei ole riittävän tehokasta, häviöiden suuruus alkaa kasvaa, mistä seuraa kulumista kyseessä olevassa kohteessa. Jos kulumisen on hyvin voimakasta ja jatkuvaa, on hyvin todennäköistä, että kohteessa esiintyy toimintahäiriö. Toimintahäiriö voi olla laakerin liukupintojen ja/tai hammaspyörien hampaiden liukupinnan vaurioituminen liian heikosta tai häiriintyneestä voitelusta ja liian voimakkaasta kuormituksesta. Seurauksena on ylimääräistä ääntä vaihteistosta ja

lopulta voi koko vaihteisto jumiutua esimerkiksi laakerin kiinnileikkaantumisen takia. Häviöt pyritään minimoimaan mahdollisimman pieneksi, että vältetään ennen aikaiselta kulumiselta ja toimintahäiriöiltä.

Uusien autojen vaihteistot on suunniteltu kestämaan koko auton eliniän, jopa ilman vaihteistoöljyn vaihtoa, jotta tähän päästäisiin on otettava huomioon

- vaihteiston koko, muoto ja design
- käytettävät materiaalit
- laakerointi ja laakerien tyyppi
- hammaspyörien tyypit
- voiteluaine ja sen kierto
- akseleiden tiivistäminen
- lämmön pois johtaminen.

(Stokes – Alec 1992, 50–60.)

### **2.3 Häviöiden havaitseminen normaalien autoilijain silmin**

Jokapäiväisessä ja normaalissa auton käytössä on tilanteita, joissa jokainen normaaliautoilija voi huomata häviöiden olemassa olon ja niiden vaikutuksen. Häviöillä tarkoitetaan yleisesti energian muuttumista muodosta toiseen. Esimerkiksi jarrutuksessa liike-energia muunnetaan jarrujen avulla lämpöenergiaksi. Samanlainen energian muuntuminen tapahtuu auton polttomoottorissa, jossa kemiallinen energia muunnetaan pyörimisenergiaksi. Sivutuotteena prosessista tulee myös lämpöenergiaa. Lämpöenergian vuoksi moottori tarvitsee jäähdytysjärjestelmän, jotta se voi toimia normaalisti. Ylikuumeneminen moottorissa, vaihteistossa tai jarruissa kertoo viasta järjestelmässä. Auton polttoaineen kulutus nousee, kun moottorin tuottamaa energiaa ei hyödynnetä pelkästään auton eteenpäin viemiseen vaan sitä hukataan esimerkiksi jarrujen juuttumisen kautta lämmöksi.

Ajettaessa 40 km/h pystytään aistimaan, että auto kulkee kevyemmin kuin jos ajettaisiin 80 km/h. Alhaisemmalla nopeudella ajettaessa pienemmän ilmanvastusvoiman takia tarvitaan vähemmän energiaa ylläpitämään nopeutta. Tällöin voimansiirto ei rasitu yhtä paljon, koska sen lävitse ei kulje yhtä paljon tehoa.

Tällöin voimansiirrossakaan ei muodostu yhtä paljon häviöitä. Tasaisen nopeuden ylläpitämiseen joudutaan silti säännöstelemään moottorin tuottamaa tehoa kaasupolkimella. Jos kaasupoljin vapautettaisiin kokonaan eli moottorin pyörintänopeus laskisi tyhjäkäyntikierroksille tai voimanvälityksen katkaiseminen kokonaan painamalla kytkinpoljin pohjaan, auton nopeus alkaa laskea samalla hetkellä. Auton liikkeellä ollessa siihen vaikuttaa aina vastustavia voimia, esimerkiksi renkaan ja tienpinnan välinen kitkavoima ja ilmanvastusvoima.

Ajoneuvon kokonaisajovastukset muodostuvat vierintä- ja ilmanvastusvoimista (Venter 2012). Vierintävastusvoima ei muutu nopeuden mukaan. Ilmanvastusvoiman arvo riippuu nopeudesta. Kokonaisajovastuksien määrittämiseksi ilman- ja vierintävastusvoimat määritetään erikseen kaavoilla 2 ja 3.

Ilmanvastusvoima on laskettavissa kaavalla 2 (The Drag Equation).

$$C = \frac{1}{2} \rho C_d A v^2 \quad \text{KAAVA 2}$$

$$\rho = \text{ilmanteheys tutkittavassa lämpötilassa} \left( \frac{kg}{m^3} \right)$$

$$C_d = \text{ajoneuvon ilmanvastuskerroin}$$

$$A = \text{ajoneuvon poikkipinta – ala} (m^2)$$

$$v = \text{ajoneuvon nopeus tutkittavassa tilanteessa} \left( \frac{m}{s} \right)$$

Vierintävastusvoima on laskettavissa kaavalla 3 (Rolling resistance 2011).

$$F_r = f_r * m * g \quad \text{KAAVA 3}$$

$$f_r = \text{vierintävastuskerroin}$$

$$m = \text{ajoneuvon massa} (kg)$$

$$g = \text{putoasmiskiivyyden vakio maapallolla} \left( 9,81 \frac{m}{s^2} \right)$$

Häviöiden olemassaolo voidaan myös huomata, kun autolla lähdetään liikkeelle  $-30\text{ }^\circ\text{C}$ :n lämpötilasta. Tuntemus on, että liikkeelle lähtö on kankean oloista eikä auto liiku samalla lailla, kuin jos sillä olisi ajettu 30 min. Tämä on seurausta, että alhaisempi lämpötila muuttaa voiteluaineiden kuten pyöränlaakerien rasvan,

vaihteistoöljyn ja moottoriöljyn viskositeettia. Öljy on olomuodoltaan paksumpaa ja siksi vastustaa liikettä enemmän ja aiheuttaen enemmän häviöitä. Juoksevuuden heikkenemisellä on myös vaikutusta voiteluominaisuuksiin, jotka eivät ole niin hyvät paksulla ja jäykällä öljyllä kuin normaalissa lämpötilassa olevalla öljyllä. Voiteluaineet lämpiävät autolla ajettaessa. Tämä on seurausta häviöistä, jotka lämmittävät öljyä, kunnes lämpötasapaino on saavutettu. Lämpötasapaino saavutetaan, kun öljyä lämmittävän energian ja ulospäin johtuvan energian määrät ovat yhtä suuret.

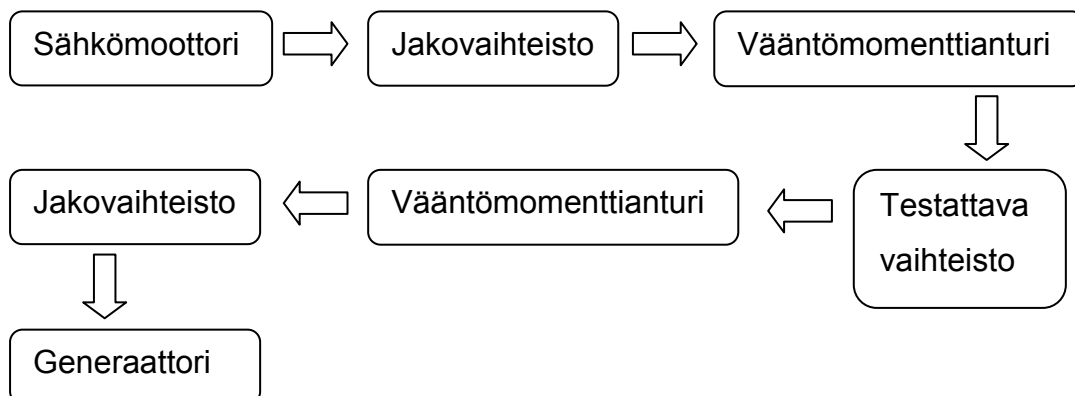
### 3 HÄVIÖIDEN MÄÄRITTÄMINEN MEKAANISESTA VOIMANSIIRTOJÄRJESTELMÄSTÄ

Häviöiden määrittäminen kokeellisesti edellyttää muutoksia olevissa laitteistoissa sekä joidenkin lisäkomponenttien hankintaa. Tässä yhteydessä esitetään eroavaisuudet Joanneumissa olevaan voimansiirron testauspenkkiin, komponenttien valintaan vaikuttaneet laskelmat sekä vaihteiston teoreettinen hyötysuhde ja testaussuunnitelma.

#### 3.1 Rakennetun voimansiirron testauspenkin erot Joanneumin testausalustaan

Joanneumin ja Oamkin autolaboratorioon rakennetun testauspenkin välillä on periaatteellinen testaukseen liittyvä ero. Joanneumin testausalusta on rakennettu testaamaan vaihteistojen kestävyyttä. Autolaboratorioon rakennetulla testauspenkillä mitataan vaihteistosta syntyvät häviöt.

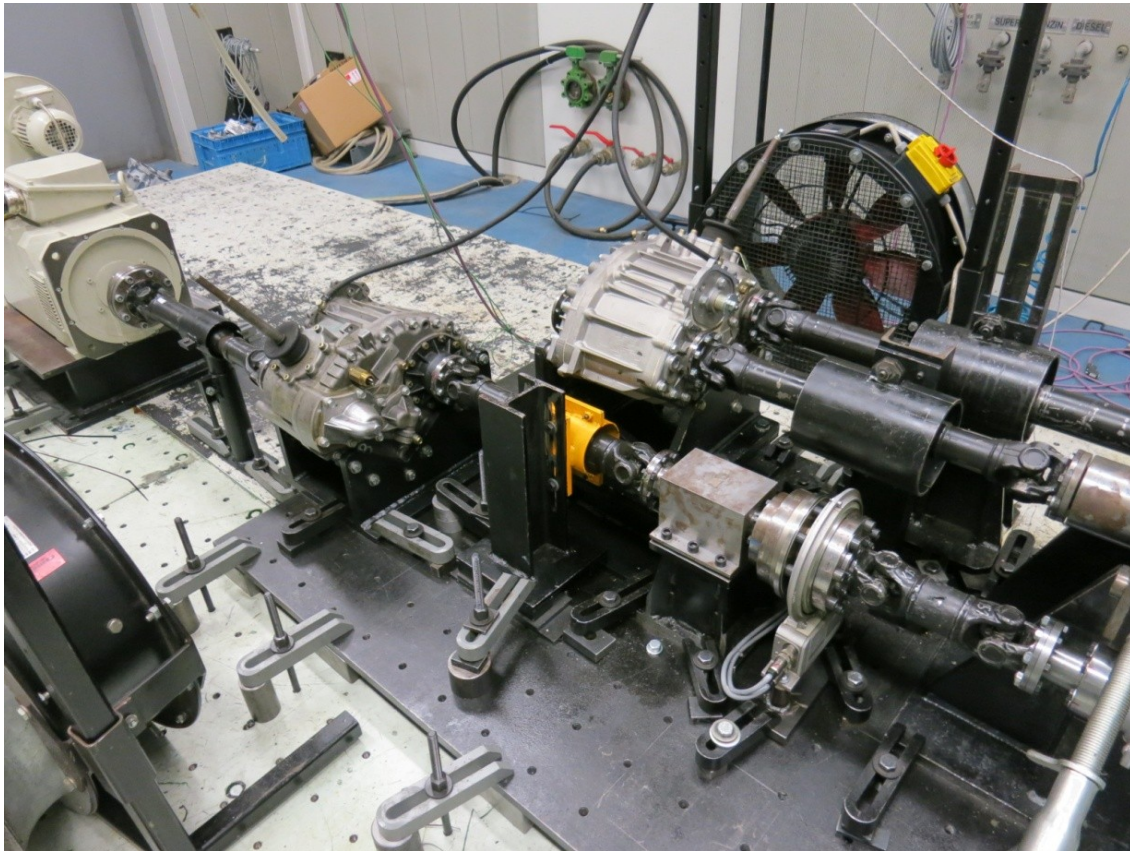
Joanneumin testauspenkki on rakenteellisesti paljon monimutkaisempi kuin autolaboratorioon rakennettu. Testausalustan voimalinjassa on enemmän komponentteja sekä vääntömomenttianturit molemmin puolin testattavaa vaihteistoa kuten kuvasta 11 on nähtävissä.



KUVA 11. Joanneumin testauspenkin toimintakaavio

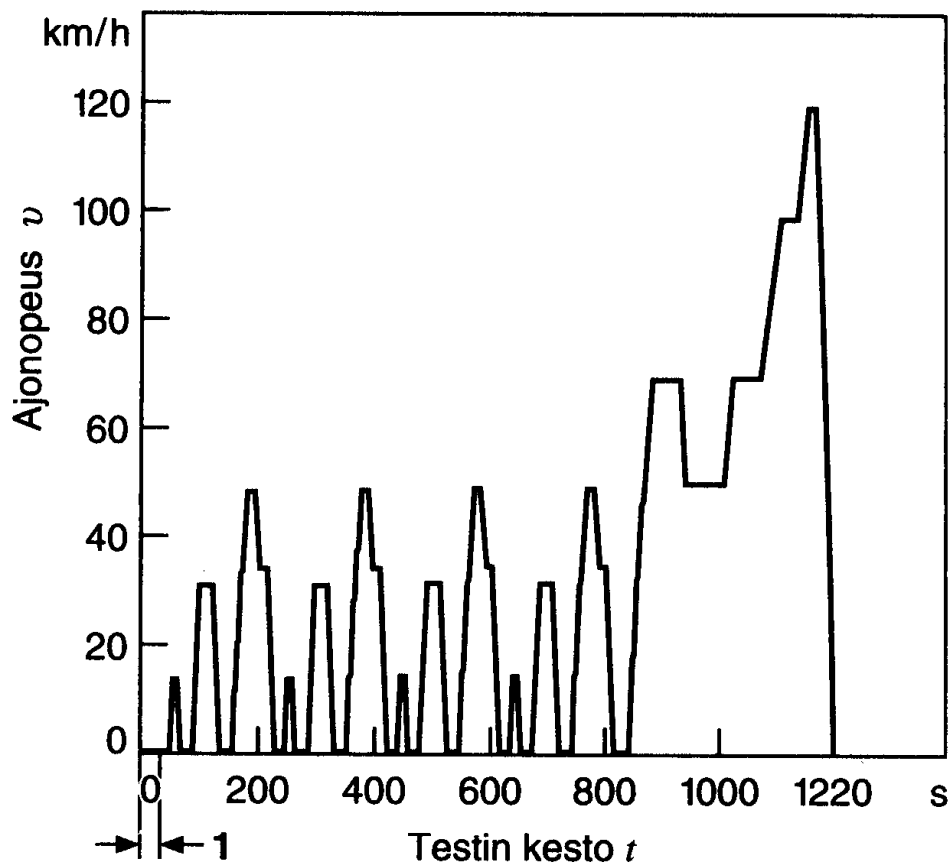
Voimalinjaan sijoitettujen jakovaihteistojen kertovan välityksen seurauksena sähkömoottoria ja generaattoria pystytään ajamaan paremman hyötysuhteen kierrosnopeuksilla. Vääntömomentinarvo saadaan antureilta voimansisään-

menosta ja -ulostulosta. Tällöin vaihteiston hyötysuhde voidaan laskea hyvin tarkasti. Kuvassa 12 on esitetty Joanneumin testauspenkin voimanlinjan rakentumista sekä se, kuinka suuren tilan tällainen konsepti vaatii.



*KUVA 12. Joanneumin UAS voimansiirron testauspenkki (Ilomäki 2014)*

Joanneumin testausalustan testisyklissä vaihteistoa kuormitetaan vaihtelevalla ja moninkertaisella kuormalla. Tällaisella testisyklillä pyritään simuloimaan vaihteiston maksimi kuormituksia lyhennetyssä ajassa. Esimerkiksi jos vaihteistot suunnitellaan kestäväksi vähintään 300 000 km voidaan vaihteiston kestävyystesti suorittaa työpäivässä. Testisyklin muoto muistuttaa kuvassa 13 esitetty EU/ECE:n päästöjenmittauksen testisykliä henkilöautoille ja kevyille hyötyajoneuvoille.



KUVA 13. EU/ECE:n päästöjenmittaus testisykli (Autoteknillinen käsikirja 2002, 620)

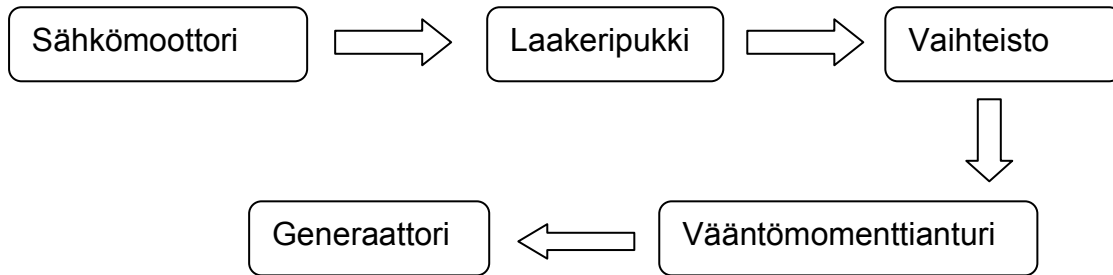
Vaihteistojen testisyklissä vaaka-akselilla oleva aika on vain pitempi. Testissä vaihteistoa kuormitetaan vaihtelevalla kuormalla, mitä voi verrata kuvan 13 vaihtelevaan nopeuteen.

100 km säteellä Grazista sijaitsee autotehtaita, jotka ovat auttaneet taloudellisesti ja kertoneet vaatimuksensa testausalustan rakentamiseen. Autotehtaat lähettävät vaihteistojaan testattavaksi, mikä takaa, ettei suuren kustannuksen testausalusta jää käyttämättömäksi.

Oamkin autolaboratoriossa ei ole Grazin tapaista laajamuotoista vaihteistojen jatkuvaa testausta eikä yhtä suurta taloudellisen panostuksen mahdollisuutta. Suunniteltu laitteisto sovitettiin sopimaan käytettävissä olevaan tilaan ja talou-

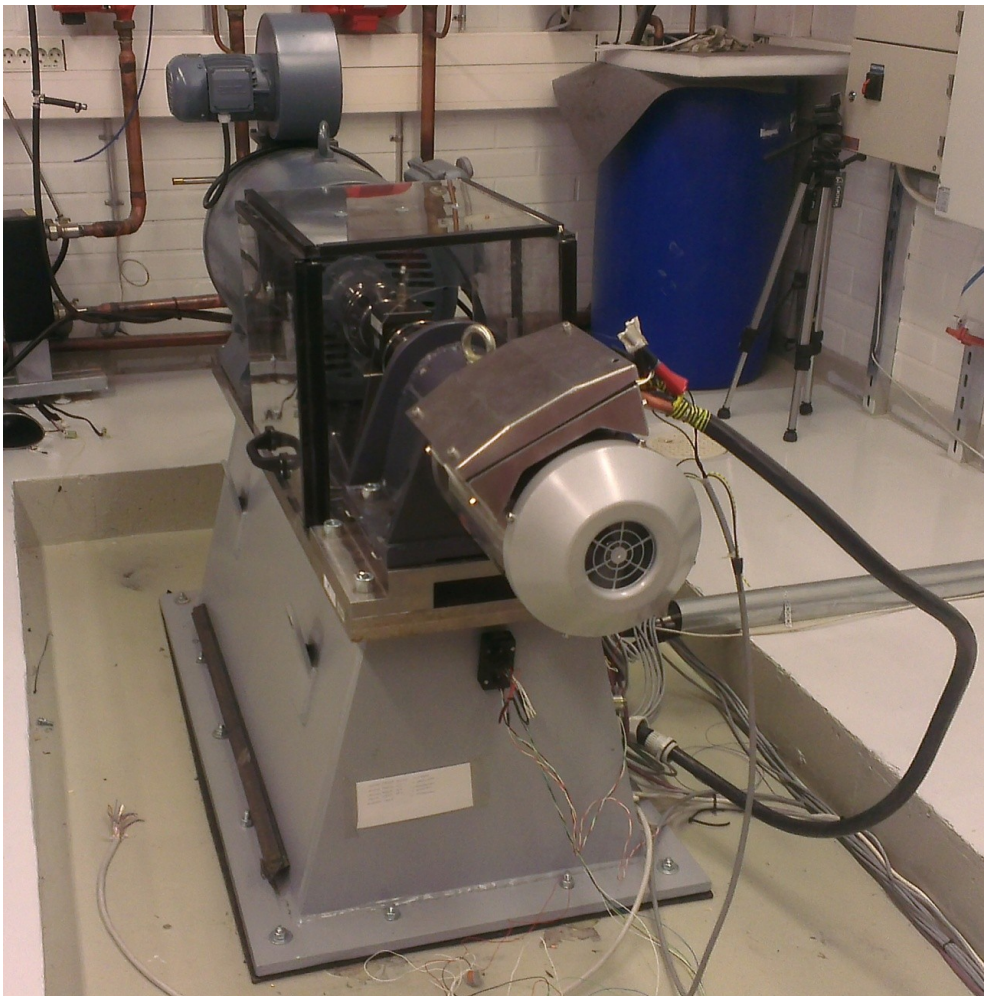


dellisiin resursseihin. Kuvassa 14 on esitetty suunnitellun testialustan toiminta-kaavio.



*KUVA 14. Suunnitellun testialustan toimintakaavio*

Voimalinjan kokoonpano kuvassa 14 on esitetty laakeripukki. Laakeripukki tarvitaan, koska sähkömoottori on laakeriton ja sähkömoottori kiinnitetään laakeripukkiin. Käytettävissä olevaan tilaan asetti lisärajoituksia, että nykyinen Back to back -testialusta oli tehty kuvan 15 mukaisen korokepukin päälle.



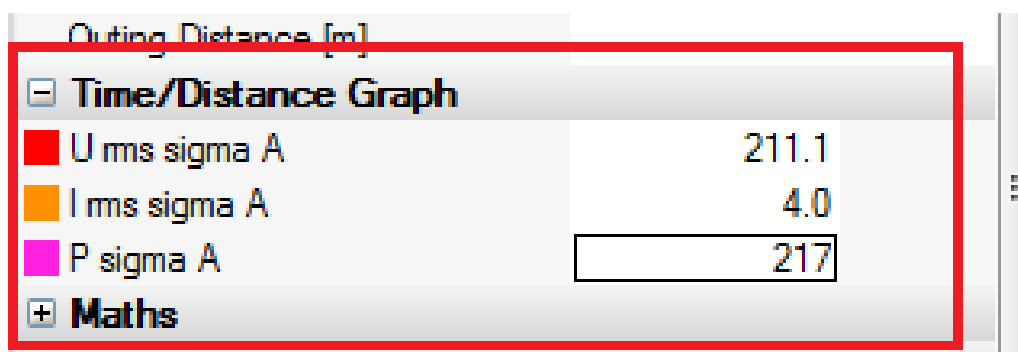
*KUVA 15. Korokepukki ja nykyinen testausjärjestelmä*



Tilojen ahtauden vuoksi laitteen kehityksessä päätettiin keskittyä mittaamaan voimansiirrosta aiheutuvia häviöitä tilanteessa, jossa pyörien välillä ei ole pyörimisnopeuseroa. Rakenteellisesti laite eroaa Joanneumin laitteesta, siten ettei autolaboratorioon sijoitettavassa laitteen voimalinjassa ole alennusvaiheita ja rakennetussa testauspenkissä on vain yksi vääntömomenttianturi kuten kuvasta 14 on nähtävissä. Toisen vääntömomenttianturin puutteen takia sähkömoottorin tuottamalle vääntömomentille jouduttiin hakemaan referenssipisteet Back to back -testialustan ollessa toiminnassa ilman vaihteistoa. Referenssipisteisiin vertaamalla saatiin sähkömoottorin tuottaman vääntömomentin arvo tietoon, kun sähkömoottorin ja generaattorin väliin oli sijoitettu vaihteisto.

### 3.2 Referenssipisteet sähkömoottorille

Kokemukseen perustuen moottoria ohjaavan taajuusmuuttajan ilmoittamat virrankäyttöarvot käytettävälle sähkömoottorille voi pienillä kierrosnopeuksilla olla epäloogista. Tämän takia virran ja jännitteen mittaamiseen käytettiin Yokogawan sähkötehoanalyysointilaitetta. Sähkötehoanalyysointilaitteeseen kytkettiin sähkömoottorin kytkentänaostojen alle. Tiedonkeruulaitteistona käytettiin Motecin ACL:ta, jossa oli valmiina laskentakaavat, että sähkömoottorin ottama teho oli suoraan luettavissa. Kuvassa 16 on esitetty kuvakaappaus Motecin i2 Pro-tiedonkeruudatan analysointiohjelmasta sähkömoottorin tyhjänä pyörittämiseen tarvittava jännite, virta ja tehon arvo kierrosnopeudella 1 520,8 r/min



KUVA 16. Motec i2 Pro-tiedonkeruudatan analysointi ohjelma

Yokogawa-sähköanalyysointilaitteeseen laskee sähkömoottorin ottaman tehon, P sigma A arvon kaavalla 4 (Aura – Tonteri, 182).

$$P = \sqrt{3} * U * I * \cos\varphi \quad \text{KAAVA 4}$$

P = kolmivaiheisen epätahtimoottorin sähköverkosta ottama sähköteho (W)

$U$  = kolmivaiheisen sähkövirran käytettävä jännite (V)

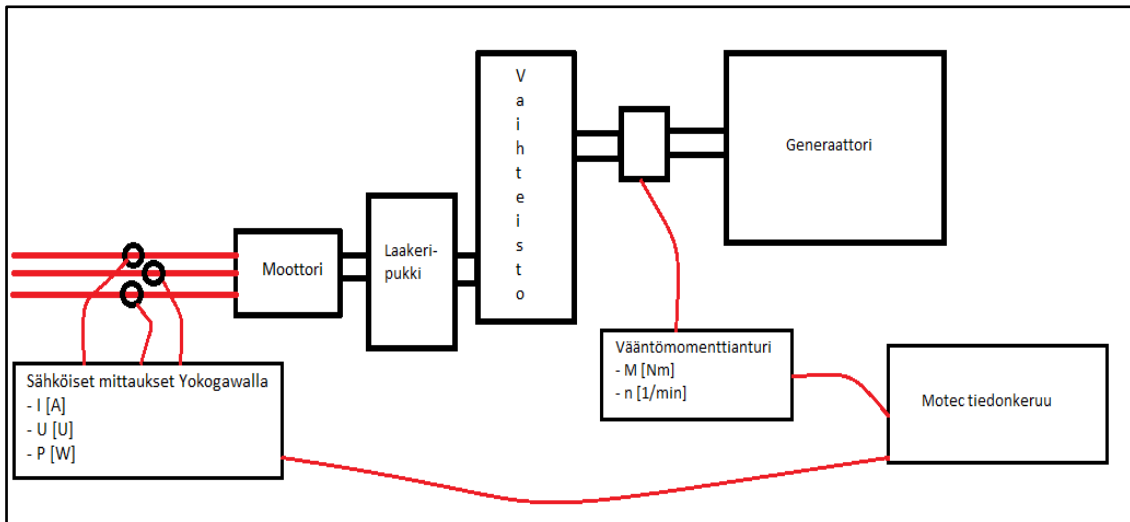
$I$  = kolmivaiheisen sähkövirran käytettävä virta (A)

$\cos \varphi$  = loisvirran tehokerroin

Tietojen analysointiin käytettiin Motecin i2 Pro-ohjelmaa, koska se on vapaasti saatavissa. Lisäksi moottorilaboratorion tiedonkeruulaitteisto perustuu Motecin valmistamiin laitteisiin.

Referenssipisteiden haussa kiinnitettiin huomiota, kuinka suuri vääntömomentti moottorilta tarvitaan, että vääntömomenttianturilta saadaan laskettua renkaita pyörittävä vääntömomentti. Tähän vaikuttaa vaihteiston välityssuhde. Esimerkiksi ajovastusvoimista aiheutuva vääntömomentti on vetoakselilla 79,78 Nm vetoakselin pyörintänopeudella 334,45 1/min. Tällöin sähkömoottorilta tarvittava vääntömomentti saadaan, kun vetoakselin vääntömomenttiarvo jaetaan halutun ajovaihteen kokonaisvälityssuhteella. Sähkömoottorilta vaaditaan kolmannella vaihteella ajettaessa  $79,78 \text{ Nm} / (1,12 \cdot 4,06) = 17,54 \text{ Nm}$  vääntömomentti kierronopeudella 1 520,8 1/min.

Referenssipisteet ajettiin Back to back -testialustalla, koska on oletettavaa, ettei teoriassa laskettu vaihteiston kokonaishyötysuhde ole aivan sama kuin testamalla määritetty hyötysuhde. Referenssipisteet moottorinvirrankäytölle ja sen tuottamalle vääntömomentille mitattiin laskennallisella vääntömomentilla ja siitä ylöspäin neljässä seuraavassa vääntömomentin kokonaisluvun arvolla. Näiden tietojen avulla kierrettiin yhden vääntömomenttianturin asettama rajoitus moottorin vääntömomenttiarvolle. Vaihteiston hyötysuhteen laskemiseen tarvitaan sisään menevän vääntömomentin arvo ja vaihteiston jälkeen ulos tuleva vääntömomentti. Kuvassa 17 on esitetty mittauksen periaatekuva, mitä tietoja saadaan sähkötehoanalyysointilaitteesta ja vääntömomenttianturilta.



KUVA 17. Testausalustan voimalinjan nykyinen kokoonpano

### 3.3 Ajovastuksien laskelma

Testialustalla pyritään simuloimaan mahdollisimman tarkasti häviöitä normaalissa liikenteessä. Tämän perusteella päätettiin, että määritettävät ajovastukset määritetään 40 km/h nopeudella, koska mittausjärjestelmästä aiheutuvat rajoituksista johtuen generaattorilta ja sähkömoottorilta tarvittava vääntömomenttiarvo oli pidettävä mahdollisimman pienenä.

Ajoneuvon ajovastuksien laskelmassa käytettävät tiedot ovat (Peugeot 406 Gentry 2.0 HDi 110hp 2002 - 2004, Cars-data)

- massa = 1 565 kg
- ilmanvastuskerroin  $C_d = 0,31$
- poikkipinta-ala =  $22,06 \text{ ft}^2 = 2,049 \text{ m}^2$
- vierintävastuskerroin asvaltilla  $f_r = 0,0133$
- laskennassa käytettävä ilman tiheyden arvo  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  lämpötilassa  $\rho = 1,2057 \text{ kg/m}^3$ .

Laskennassa käytettävä massa sisältää auton massan lisäksi kuljettajan ja yhden kyydissä olevan henkilön massan  $2 \times 90 \text{ kg}$ .

Vaihteiston välitykset ovat (Peugeot 406 Gentry 2.0 HDi 110hp 2002 - 2004, Cars-data)

- 1. vaihde 3.42:1

- 2. vaihde 1,78:1
- 3. vaihde 1,12:1
- 4. vaihde 0,80:1
- 5. vaihde 0,61:1
- R-vaihde 3,15:1
- vetopyörästönvälitys 4,06:1

Peugeot 406 -mallin rengaskoko on 195/65R15 (Peugeot 406 Gentry 2.0 HDi 110hp 2002 - 2004, Cars-data).

### 3.3.1 Laskennassa käytettävä renkaan säde ja vierintäkehä

Renkaan laskennassa käytettävä säde laskettiin kaavalla 5 (Niskanen 2013).

$$R = \text{renkaan leveys} * \text{profiili} + \frac{\text{halkaisija}}{2} \quad \text{KAAVA 5}$$

$R$  = laskennassa käytettävä säde (mm)

$T_L$  = renkaan levys (mm)

$T_{\text{profiili}}$  = renkaan profiili

$T_d$  = renkaan halkaisija (mm)

$$R = 195\text{mm} * 0,65 + \left( \frac{(15 * 25,4)\text{mm}}{2} \right) = 317,25\text{mm}$$

Renkaan kehän pituus laskettiin kaavalla 6 (Tekniikan kaavasto. 2005, 18).

$$T_{\text{kehä}} = 2\pi * R \quad \text{KAAVA 6}$$

$T_{\text{kehä}}$  = renkaan kehän pituus (mm)

$R$  = renkaan laskennassa käytettävä säde (mm)

$$T_{\text{kehä}} = 2\pi * 317,25\text{mm} = 1993,34\text{mm} = 1,99334\text{m}$$

Renkaan pyörintänopeus 40 km/h nopeudessa laskettiin kaavalla 7 (Tekniikan kaavasto. 2005, 92).

$$T_{\text{pyör.n.}} = v_1 / T_{\text{kehä}} \quad \text{KAAVA 7}$$

$$T_{pyör.n.} = \text{renkaan pyörintänopeus nopeudessa } v_1 \left( \frac{1}{s} \right)$$

$$v_1 = \text{laskennassa käytettävä ajonopeus } \left( \frac{m}{s} \right)$$

$$T_{kehä} = \text{renkaan kehän pituus (m)}$$

$$T_{pyör.n.} = \frac{\left( \frac{40}{3,6} \right) m/s}{1,99334m} = 5,574 \text{ 1/s}$$

### 3.3.2 Moottorin pyörintänopeus

Moottorin pyörintänopeus laskettiin kaavalla 8 (Karhima – Tornainen 2007, 79).

$$M_{pyör.n.} = i_{kok.} * T_{pyör.n.}$$

KAAVA 8

$$M_{pyör.n.} = \text{moottorin pyörintänopeus ajonopeudessa } v_1 \left( \frac{1}{s} \right)$$

$$i_{kok} = \text{vaihteiston kokonaisväliytysuhde}$$

$$T_{pyör.n.} = \text{renkaan pyörintänopeus } \left( \frac{1}{s} \right)$$

$$M_{pyör.n.1v.} = 3,42 * 4,06 * 5,574 \frac{1}{s} = 77,40 \frac{1}{s} = 4643,86 \text{ RPM}$$

$$M_{pyör.n.2v.} = 1,78 * 4,06 * 5,574 \frac{1}{s} = 40,28 \frac{1}{s} = 2416,98 \text{ RPM}$$

$$M_{pyör.n.3v.} = 1,12 * 4,06 * 5,574 \frac{1}{s} = 25,35 \frac{1}{s} = 1520,80 \text{ RPM}$$

$$M_{pyör.n.4v.} = 0,80 * 4,06 * 5,574 \frac{1}{s} = 18,10 \frac{1}{s} = 1086,28 \text{ RPM}$$

$$M_{pyör.n.5v.} = 0,61 * 4,06 * 5,574 \frac{1}{s} = 13,80 \frac{1}{s} = 828,29 \text{ RPM}$$

### 3.3.3 Vierintä ja ilmanvastusvoima

Vierintävastusvoima laskettiin kaavan 3 mukaisesti.

$$F_r = 0,0133 * \left( 1565 \text{ kg} * 9,81 \frac{m}{s^2} \right) \text{ N} = 204,19 \text{ N}$$

Ilmanvastusvoima laskettiin kaavan 2 mukaisesti.

$$C = 0,5 * 1,2057 \frac{kg}{m^3} * 0,31 * 2,049m^2 * \left(\frac{40}{3,6}\right)^2 = 47,28 N$$

Kokonaisvastusvoima laskettiin summaamalla vierintä- ja ilmanvastusvoimat.

$$F_{kok} = 204,19 N + 47,28 N = 251,48 N$$

### 3.3.4 Vaihteiston teoreettinen hyötysuhde

Ajettaessa 40 km/h nopeutta testattavassa vaihteistossa hyötysuhteeseen vaikuttaa kaksi hammaspyöräparia, kuusi laakeria, voiteluöljy ja kolme akselitiivistä. Vaihteiston teoreettinen hyötysuhde määritetään vaihteiston hyötysuhteeseen vaikuttavien komponenttien hyötysuhteiden tulona.

Vaihteiston teoreettinen kokonaishyötysuhde laskettiin kaavalla 9 (Väyrynen 2013).

$$\eta_{kok} = \eta_1 * \eta_2 * \eta_3 * \eta_4$$

KAAVA 9

$$\eta_1 = \text{hammaspyöräpari}$$

$$\eta_2 = \text{laakeri}$$

$$\eta_3 = \text{voiteluöljy}$$

$$\eta_4 = \text{akselitiiviste}$$

Vaihteiston yksittäisten komponenttien hyötysuhteet ovat

- $\eta_1 = \text{hammaspyöräpari} = 0,975$
- $\eta_2 = \text{laakeri} = 0,985$
- $\eta_3 = \text{voiteluöljy} = 0,98$
- $\eta_4 = \text{akselitiiviste} = 0,995$ .

Vaihteiston laskennallinen kokonaishyötysuhde on

$$\eta_{kok} = 0,975^2 * 0,985^6 * 0,98 * 0,995^3 = 0,838.$$

### 3.3.5 Generaattorin vääntömomentti ja teho

Vääntömomentin arvo, jonka generaattorin olisi tuotettava, määritettiin hyödyn-  
tämällä laskettua ajovastusvoiman arvoa sekä soveltamalla yleistä momentti-  
lauseketta. Voiman momentti laskettiin kaavalla 10 (Tekniikan kaavasto. 2005,  
92).

$$M = F * R$$

KAAVA 10

$M$  = ajovastuksista aiheutuva vääntömomentti vetoakselilla (Nm)

$F$  = ajovastusvoima (N)

$R$  = renkaan säde (m)

$$M_{generaattori} = 251,48 \text{ N} * 0,31725 \text{ m} = 79,78 \text{ Nm}$$

Vääntömomentti muutettiin tehoksi kaavalla 11 (Autoteknillinen käsikirja. 2002,  
37).

$$P = M * \omega = M * 2\pi * n$$

KAAVA 11

$M$  = vääntömomentti (Nm)

$\omega$  = kulmanopeus  $\left(\frac{1}{s}\right)$

$n$  = pyörimisnopeus  $\left(\frac{1}{s}\right)$

$$P_{generaattori} = \frac{79,78 \text{ Nm} * 2\pi * 5,574 \frac{1}{s}}{1000} = 2,79 \text{ kW}$$

### 3.3.6 Moottorin vääntömomentti ja teho

Teoreettisessa tilanteessa, jossa vaihteistossa ei tapahtuisi häviöitä, moottorilta  
tarvittava vääntömomentti olisi ajovastusvääntömomentti jaettuna vaihteiston  
kokonaisvälityssuhteella. Moottorilta tarvittava vääntömomentti on pienempi  
kuin ajovastuksista aiheutuva vääntömomentti, koska vaihteiston välitys on  
vääntömomenttia kertova. Moottorilta tarvittava vääntömomentti laskettiin ajeta-  
taessa toisella ja kolmannella vaihteella, koska toisen ja kolmannen vaihteen  
käyttö ovat olleet mahdollista ajettaessa normaalisti. Niiden käyttäminen häviöi-  
den mittauksessa oli perusteltua, että kytkinakselin puolella olisi mahdollisim-

man suuri pyörintänopeus, koska pienillä pyörintänopeuksilla moottorin taajuusmuuttajan virtarajat tulevat vastaan.

Moottorin teoreettinen vääntömomentti laskettiin kaavalla 12 (Karhima – Tornainen 2007, 82).

$$M_{moottori\ teor.} = \frac{M_{generaattori}}{i_{kok}} \quad \text{KAAVA 12}$$

$M_{moottori\ teor.}$  = teoreettisesti tarvittava vääntömomentti moottorilta (Nm)

$M_{generaattori}$  = ajovastuksista aiheutuva vääntömomentti (Nm)

$i_{kok}$  = vaihteiston kokonaisväliytysuhde tietyllä vaihteella

$$M_{moottori\ teor.3.v.} = \frac{79,78\text{ Nm}}{1,12 * 4,06} = 17,54\text{ Nm}$$

$$M_{moottori\ teor.2.v.} = \frac{79,78\text{ Nm}}{1,78 * 4,06} = 11,04\text{ Nm}$$

Moottorin teoreettinen teho laskettiin soveltamalla kaavaa 11.

$$P_{moottori\ teor.} = M_{moottori\ teor.} * 2\pi * n_{moottori\ pyör.}$$

$P_{moottori\ teor.}$  = moottorin teoreettinen teho (kW)

$M_{moottori\ teor.}$  = moottorin teoreettinen vääntömomentti (Nm)

$n_{moottori\ pyör.}$  = moottorin pyörintänopeus kyseisellä vaihteella  $\left(\frac{1}{s}\right)$

$$P_{moottori\ teor.3.v.} = 17,54\text{ Nm} * 2\pi * 25,35 \frac{1}{s} = 2,79\text{ kW}$$

$$P_{moottori\ teor.2.v.} = 11,04\text{ Nm} * 2\pi * 40,28 \frac{1}{s} = 2,79\text{ kW}$$

Vaihteisto ei ole koskaan häviötön, joten moottorilta tarvittava vääntömomentti ja teho ovat suurempia, koska osa tehosta muuttuu lämmöksi. Moottorilta teoreettisesti tarvittava vääntömomentin tarve laskettiin kaavaa 12 soveltamalla, kun vaihteiston teoreettinen hyötysuhde  $\eta_{kok} = 0,83815$ .

$$M_{moottori\ lask.} = \frac{M_{moottori\ teor.}}{\eta_{vaihteisto\ lask.}}$$

$M_{moottori\ lask.}$  = moottorin vääntömomentti laskennallisella vaihteiston



hyötysuhteella (Nm)

$M_{moottori\ teor.} =$  moottorin teoreettinen vääntömomentti (Nm)

$\eta_{vaihteisto\ lask.} =$  vaihteiston teoreettisesti määritetty hyötysuhde

$$M_{moottori\ lask.3.v.} = \frac{17,54\text{ Nm}}{0,83815} = 20,93\text{ Nm}$$

$$M_{moottori\ lask.2.v.} = \frac{11,04\text{ Nm}}{0,83815} = 13,17\text{ Nm}$$

Moottorilta teoreettisesti tarvittava teho laskettiin soveltamalla kaavaa 11.

$$P_{moottori\ lask.} = M_{moottorei\ lask.} * 2\pi * n_{moottori\ pyör.}$$

$P_{moottori\ lask.} =$  moottorin laskennallinen teho (kW)

$M_{moottorei\ lask.} =$  moottorin laskennallinen vääntömomentti (Nm)

$n_{moottori\ pyör.} =$  moottorin pyörintänopeus kyseisellä vaihteella  $\left(\frac{1}{s}\right)$

$$P_{moottori\ lask.3.v.} = 20,93\text{ Nm} * 2\pi * 25,35\frac{1}{s} = 3,33\text{ kW}$$

$$P_{moottori\ lask.2.v.} = 13,17\text{ Nm} * 2\pi * 40,28\frac{1}{s} = 3,33\text{ kW}$$

### 3.4 Laitteisto

Työssä hyödynnetään autolaboratoriossa olevaa sähkömoottorin Back to back -testausalustaa. Back to back -testausalustan komponentteja ovat generaattori, vääntömomenttianturi, sähkömoottori ja laakeripukki, johon laakeriton sähkömoottori kiinnitetään. Back to back -testausalusta on esitetty kuvassa 15.

#### 3.4.1 Vaihteisto

Testattavaksi vaihteistoksi valittiin etuvetoisen vaihteisto, jonka tasauspyörästä muutettiin kiinteäksi, jotta kustannukset pysyisivät kohtuullisella tasolla. Ilman tasauspyörästä kiinteäksi muuttamista olisi molempien vetoakseleiden jatkoksi liitettävä vastustavaa voimaa simuloiva generaattori. Tämä lisäisi kustannuksia ja tilan tarvetta. Kiinteän tasauspyörästä vaihteiston voimalinja simuloi häviötä, kun vetävien pyörien välillä ei ole pyörimisnopeuseroa.

Autotekniikan laboratorion varastossa oli ylimääräiseksi jäänyt vaihteisto Peugeotin 406 2.0 HDi -mallista. Vaihteiston tyyppimerkintä on 20LM22, jossa on

viisi vaihdetta eteenpäin ja peruutusvaihde. Peugeotin toteutus on hyvin samanlainen kuin kuvassa 2 esitelty Volkswagenin 0A2-tyyppin vaihteisto. Tasauspyörästöt on toteutettu molemmissa kartiorullalaakereilla sekä ison lautaspyörän hammastuksen tyyppi on vino. Ainoa suurempi eroavaisuus tasauspyörästön toteutuksessa oli, että Peugeotin tasauspyörästön runko oli suljetumpi, jolloin tasauspyörästön välipyörät eivät olleet nähtävillä ilman tasauspyörästön aukaisua. Volkswagenin toteutuksessa tasauspyörästön välipyörät on nähtävissä ilman tasauspyörästön aukaisua. Kuvassa 18 on esitetty Peugeotin tasauspyörästön runko.



*KUVA 18. Peugeotin tasauspyörästön runko*

20LM22-tyyppin vaihteistosta pystyi irrottamaan tasauspyörästön poikkeuksellisen helposti, koska tasauspyörästölle oli erillinen kuori, jonka pystyi irrottamaan ilman koko vaihteiston aukaisua. Tasauspyörästö muutettiin kiinteäksi hitsaamalla tasauspyörästön välipyörät kiinni hammaspyöriin, joihin kiinnittyvät vetoakselit kuvan 19 osoittamalla tavalla.



*KUVA 19. Tasauspyörästön muuntaminen kiinteäksi*

Peugeot on käyttänyt 406-mallissa monen muun valmistajan tapaan niin sanottua lisäakseli. Lisäakselin käytöllä molemmilla puolilla on voitu käyttää samanpi-tuista vetoakseli. Kuvassa 20 on esitetty Volvon käyttämä lisävetoakselin ko-koonpanon auton oikealla puolella.

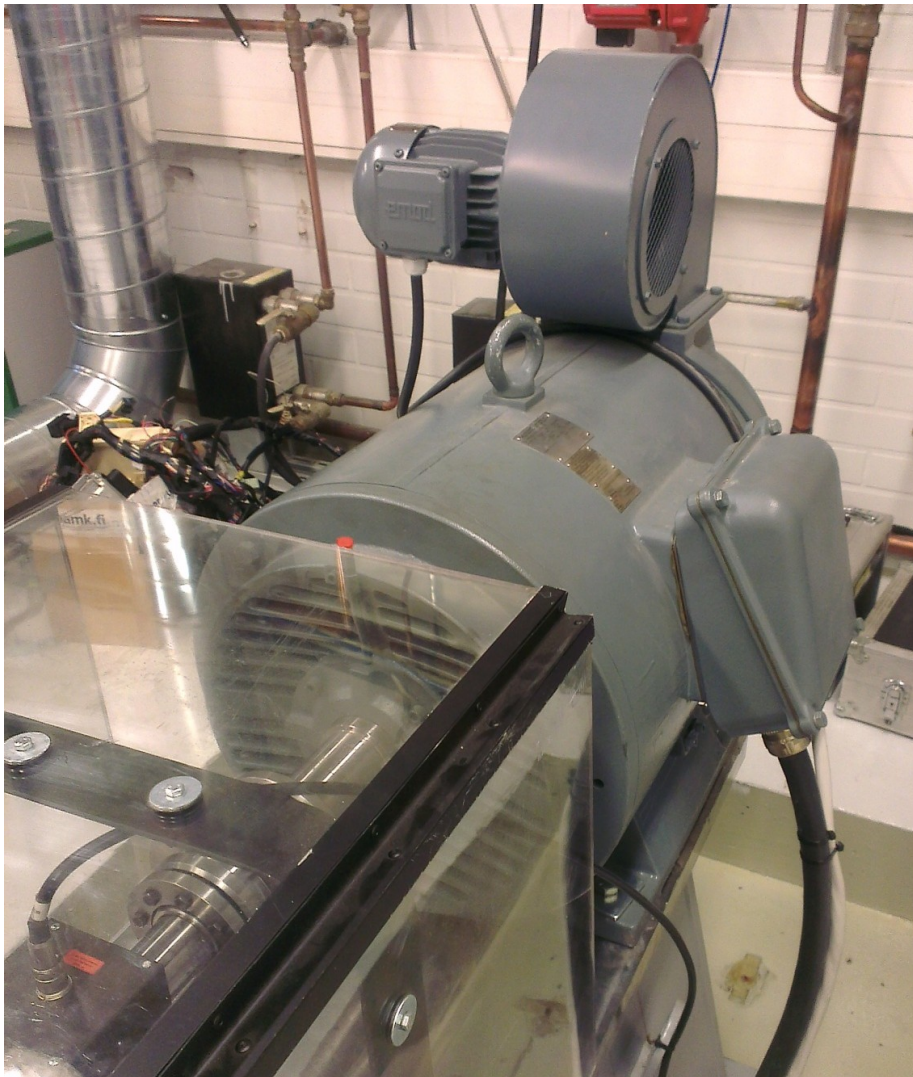


*KUVA 20. Lisävetoakseli, tukilaakeri ja vetoakseli*

Työssä hyödynnettiin lisäakselia, jotta kustannukset pysyisivät kohtuullisina. Lisäakseli muutettiin sopivaksi toiselle puolelle, jolloin oikean vetoakselin lähtö on tukittava, että öljyt pysyvät laatikon sisällä. Tasauspyörästä vasemman puoleinen vetoakselin lähdön akselitiivistykseen tehtiin muutoksia, koska vetoakselien tiivistyskohdat eivät olleet identtiset.

### 3.4.2 Generaattori

Generaattorina eli vastustavan voiman tuottavana komponenttina käytetään Emod Motoren valmistamaa generaattoria, jonka tyyppi on FKFOIN225M/2-DNG6-28. Kyseinen generaattorin maksimi vastustava teho on 55 kW. Valintaan vaikutti se, että generaattori on valmiina laboratorion testaushuoneistossa ja sen toiminta tunnetaan aikaisemmin suoritetuista testeistä. Moottorilaboratorion generaattori on esitetty kuvassa 21.

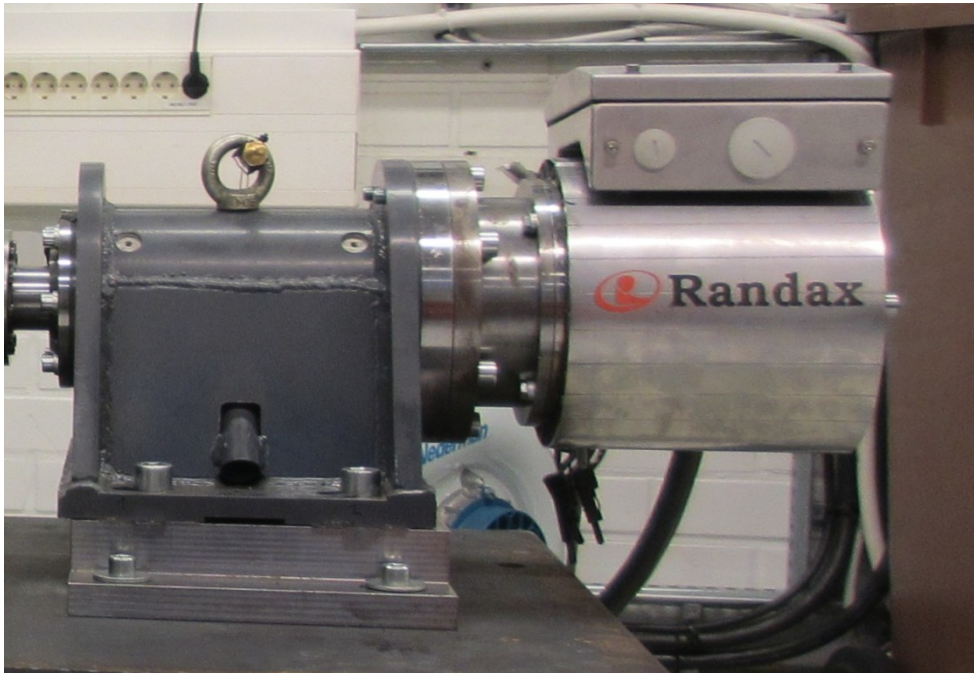


KUVA 21. Generaattori



### 3.4.3 Sähkömoottori

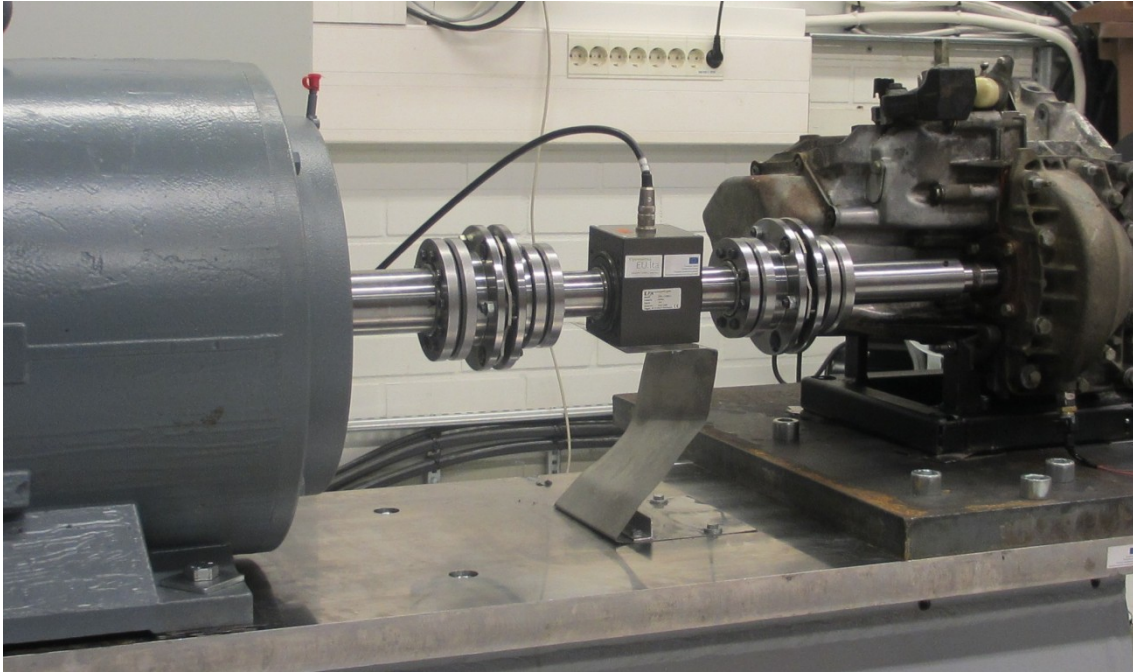
Sähkömoottoriksi valittiin Randaxin 21,5 kW:n laakeroimatonta sähkömoottori, koska kyseisestä moottorista on olemassa testausaineistoa. Laakeroimaton rakenne edellyttää laakeripukkia, johon moottori kiinnitetään. Valintaan vaikutti myös Randaxin valmistaman moottorin kompakti koko, kuten kuvasta 22 on nähtävissä.



*KUVA 22. Randaxin laakeroimaton sähkömoottori*

### 3.4.4 Vääntömomenttianturi

Vääntömomenttianturina käytetään ETH messtechikin DRLF-VI-500-n-tyyppin anturia, joka pystyy mittamaan väännön 500 Nm:iin asti. Anturin valintaa vaikutti, että se oli valmiiksi hankittu laboratorioon. Vääntömomenttianturi on esitetty kuvassa 23.



*KUVA 23. ETH messtechikin DRLF-VI-500-n-tyyppin vääntömomenttianturi*

Vääntöanturi sijoitettiin generaattorin ja vetoakselin väliin, jolloin saatiin määritetty tarkasti vaihteistosta ulos tulevan voiman määrä. Sähkötehoanalyysointin ja määritettyjen referenssipisteiden avulla voitiin määrittää sähkömoottorin vääntömomentti. Laakeripukista aiheutuvat häviöt testattiin pyörittämällä pelkkää sähkömoottoria suunnitelluilla testaus kierrosnopeuksilla. Tahtisähkömoottorin hyötysuhteeseen vaikuttavia häviötä ovat (Aura – Tonteri 1986, 287–289)

- staattorin virtalämpöhäviöt
- rautahäviöt
- lisähäviöt
- mekaaniset häviöt
- magnetoimishäviöt.

Lisähäviöitä ovat virranajoilmiö ja pyörrevirrat. Tahtisähkömoottorin häviöt rajoitettiin tämän opinnäytetyön ulkopuolelle niiden vähäisen merkityksen vuoksi.

### **3.4.5 Laippaliitos**

Voimalinjan akseleiden yhdistämissä päätettiin käyttää hyväksi havaittua KTR:n valmistamaan RADEX-N-mallin laippaliitosta. Laippakappale kiinnittyy kitkaliitoksella akseleihin kiinni ja laippojen väliin tuleva kitkalevy mahdollistaa pienen

kulmavirheen liitettävissä akseleissa. Kuvassa 24 on esitetty laippaliitos, kiristysholkki ja kulmavirheen mahdollistava värinälevy.

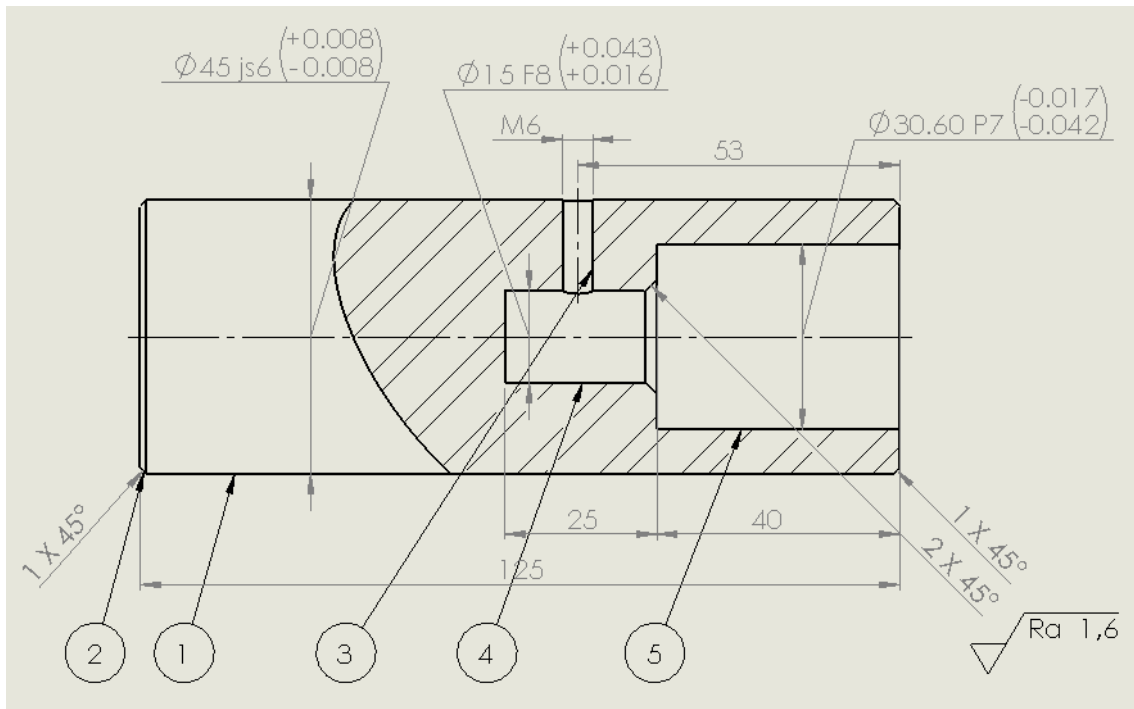


*KUVA 24. KTR:n laippaliitos, kiristysholkki ja värinälevy*

Kuuden kiinnityspisteen laippaliitos pystyy välittämään riittävän suuren momentin. Lähin KTR:n katalogissa oleva kytkin on tarkoitettu 42 mm akselille ja pystyy välittämään jatkuvasti 180 Nm vääntömomentin koko sallitulla kierrosalueella. Maksimi värähtelevä vääntömomentti on 360 Nm. 60 Nm on maksimi vääntömomentti, jonka kytkin pystyy välittämään koko sen eliniän (KTR laippaliitoksien tuotekatalogi, 8). Normaalisti kuuden kiinnityspisteen laippaliitoksen minimi akselihalkaisija on 60 mm, mutta oli tiedossa, että KTR pystyy koneistamaan kuuden kiinnityspisteen laippa-aihioon halutulla reiän halkaisijalla. Halkaisijaksi valittiin 45 mm, joka on sama halkaisija kuin vääntömomenttianturin akselin halkaisija. Vaihteiston kytkinakselin ja vetoakselin lisäakseleiden 45 mm halkaisijan valintaan vaikutti, että tilattuja kytkimiä pystyy käyttämään myös toisessa kohdassa. Kytkinkomponentteja tarvittiin kaksi.

#### **3.4.6 Kytkinakselin lisäakseli**

Kytkinakselin jatkoksi täytyi koneistaa lisäakseli, johon kiinnitettiin alkuperäinen booriholkki lämpösovitteella. Liitoksen pitävyys varmistettiin TIG-hitsauksella. Kuvassa 25 on esitetty suunniteltu lisäakseli.

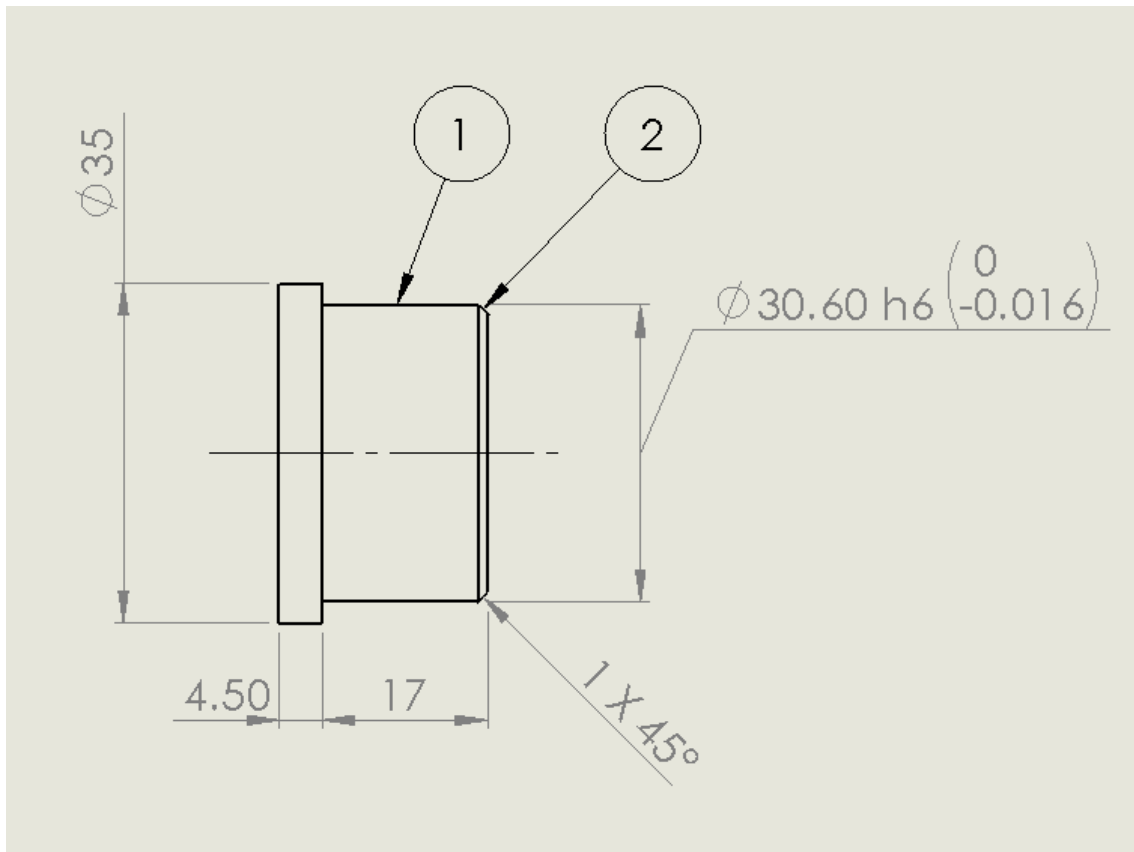


KUVA 25. Lisäakseli

Akselin ulkohalkaisijaksi valittiin 45 mm, jolloin hankittuja laippaliitoksia pystyy käyttämään myöhemmissä projekteissa (kuva 25, kohta 1). Akselin toleranssien valinnassa käytettiin koneenrakentajan taulukkokirjaa (Valtanen 1997, 326–336) (kuvan 25 kohdat 1, 4 ja 5). Kuvan 25 kohdan 5 toleranssin valintaan vaikutti booriholkin kytkeminen siihen lämpösovitteella. Kuvan 25 kohdan 4 syvennys on kytkinakselin tukemiseen, ettei se pääsisi liikkumaan sivusuunnassa ja vaurioittamaan vaihteiston laakerointia. Kuvan 25 kohdan 3 kierteitetty M6-kokoinen reikä, jolla varmistetaan lisäakselin kiinnitys kytkinakseliin. Akselin molemmissa päissä on viisteet laippaliitoksen asentamisen helpottamiseksi (kuva 25, kohta 2).

Booriholkki irrotettiin alkuperäisestä kytkinlevystä sorvaamalla ja sen ulkomuodot koneistettiin uudelleen. Kuvassa 26 on esitetty suunniteltu booriholkki.





KUVA 26. Booriholkki

Kuvan 26 kohdan 1 osoittaman kohdan toleranssi valittiin, että booriholkin ja lisäakselin välillä on ahdistussovitte. Booriholkissa on viiste asennuksen helpottamiseksi lisäakseliin (kuva 26, kohta 2).

Osien työpiirustukset ovat liitteenä 2. Kaikki koneistusta tarvittavat komponentit tilattiin Mectalent Oy:ltä.

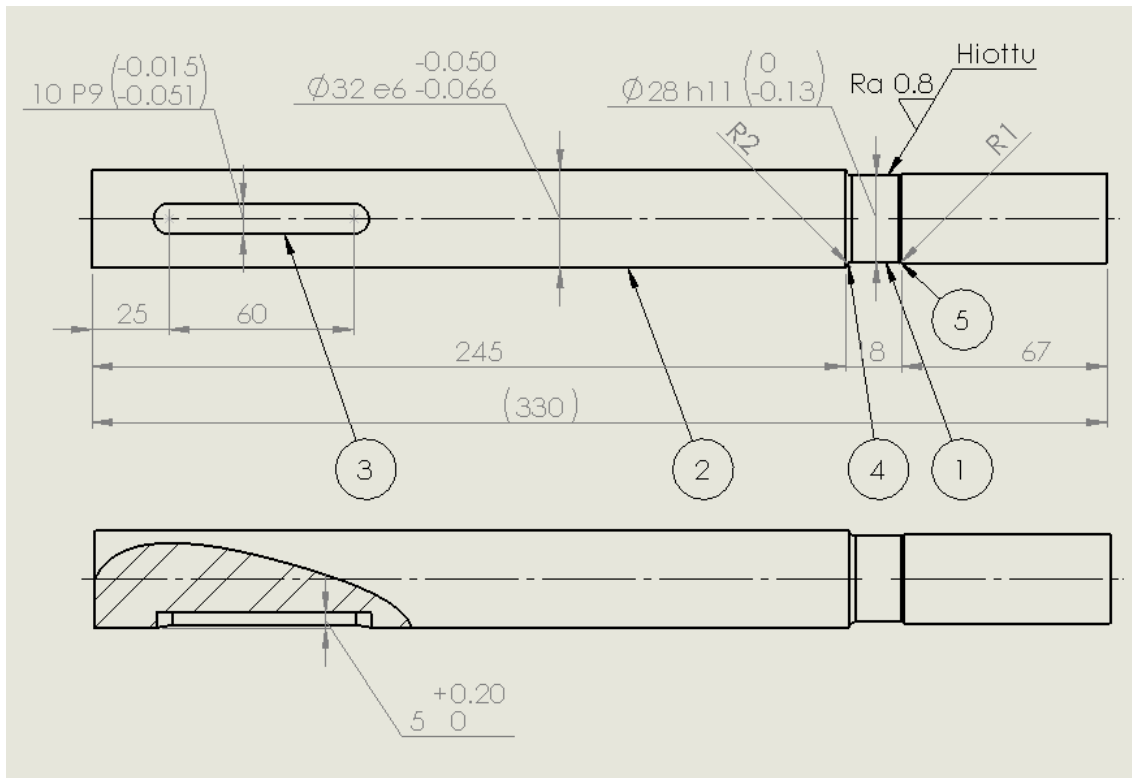
Kuvassa 27 on esitetty kytkinakselin lisäakseli ja booriholkki, kun booriholkki on asennettu lisäakseliin.



*KUVA 27. Booriholkki asennettuna lisäakseliin*

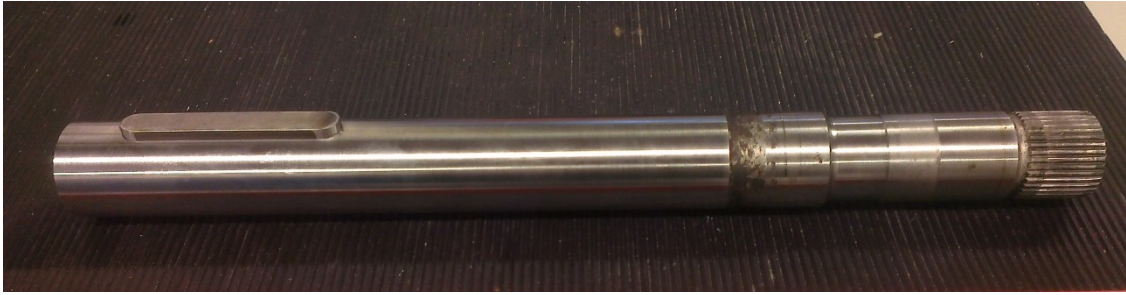
### **3.4.7 Vetoakseli ja lisäholkki**

Työssä hyödynnettiin jatkovetoakselia, joka normaalisti johtaa voiman auton oikealle puolelle. Jatkovetoakseli muutettiin projektissa toimimaan vaihteiston vasemmalla puolella, koska generaattorin suuren koon vuoksi ei generaattoria voitu sijoittaa samalle puolelle voimansisääntuonnin kanssa. Lisävetoakselin sijoittaminen toiselle puolelle edellytti uuden tiivistyspinnan koneistusta vetoakseliin (kuva 28, kohta 1).



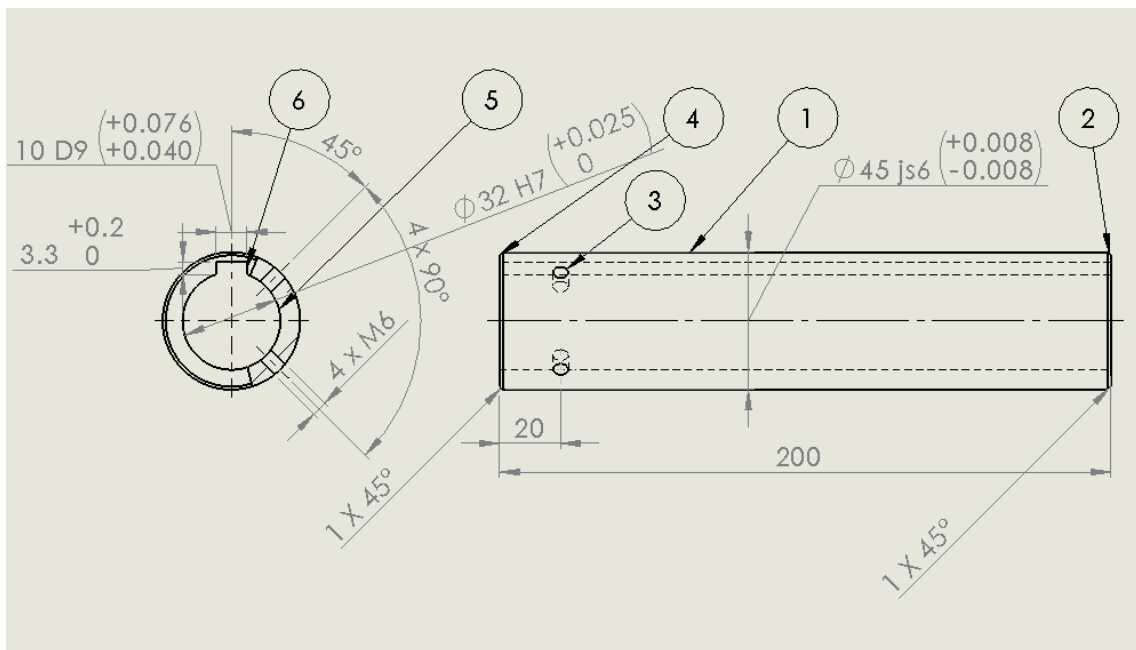
KUVA 28. Jatkovetoakselin koneistettavat muutokset

Tiivistyspinnan molemmin puolin on suunniteltu pienet pyöristykset (kuva 28, kohdat 4 ja 5). Tiivistyspinnan laaduksi täytyi valita hienompi kuin yleispinnanlaatu, että akselitiiviste tiivistäisi sen. Vetoakseli täytyi koneistaa hieman pienemmäksi halkaisijaksi kuin alkuperäinen (kuva 28, kohta 2), koska akselin vasemmasta päädyistä katkaistaan vetonivelen ulkokuori pois ja sen vieressä akselin ei ollut tasainen. Kiillauraa ei mitoitettu erikseen työssä vaan päädyttiin valitsemaan riittävän suuri kokoinen kiila koneenrakentajan taulukkokirjan mukaisesti (Valtanen 1997, 313–314). Akselitoleranssien valinnassa hyödynnettiin myös koneenrakentajan taulukkokirjaa (Valtanen 1997, 334–336). Kiillauran toleranssit oli esitetty kiilan valinnan yhteydessä koneenrakentaja taulukkokirjassa (Valtanen 1997, 313). Kuvassa 29 on esitetty koneistettu lisävetoakseli ja siihen suunniteltu kiila asennettuna.



KUVA 29. Lisävetoakseli ja kiila

Vetoakselin päälle täytyi suunnitella erillinen lisäholkki, johon valittu kytkin voitiin kiinnittää. Lisäholkki esitetty kuvassa 30.



KUVA 30. Vetoakselin lisäholkki

Lisäholkin akselin halkaisijaksi valittiin sama kuin olemassa olevan vääntömomenttianturin akselien halkaisija (kuva 30, kohta 1). Holkin päissä olevat pienet viisteet ovat laippaliitokset asentamisen helpottamiseksi (kuva 30, kohdat 2 ja 3). Holkin sisähalkaisijan määräsi lisäakselin suurin mahdollinen halkaisija, mihin lisäakselin halkaisija voitiin koneistaa koko matkalta samankokoiseksi. Kiihturin mitoituksessa ja sen toleranssissa (kuva 30, kohta 6), akselin toleranssin (kuva 30, kohta 1) ja reiän toleranssin (kuva 30, kohta 5) valinnoissa käytettiin koneenrakentajan taulukkokirjaa (Valtanen 1997, 313–314, 326–336). Lisäholkin kiinnitystä varten suunniteltiin M6 kokoiset kierteitettyt reiät, joiden avulla

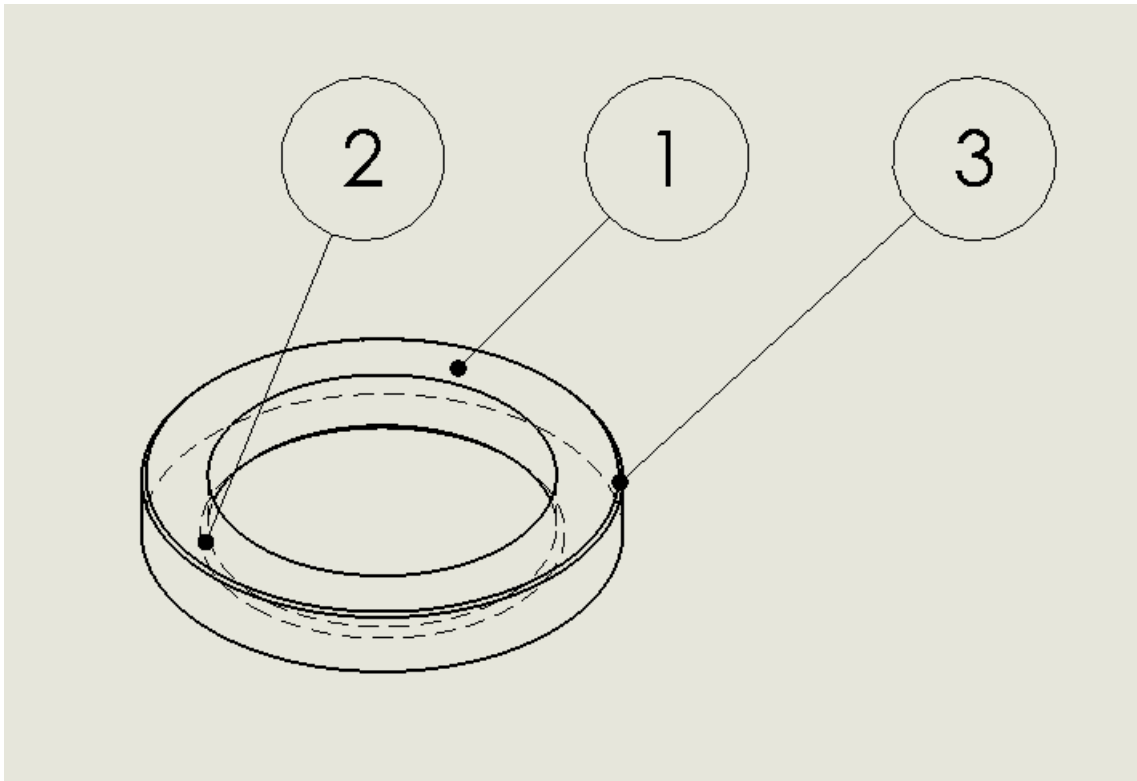
holkki voidaan myös keskittää samansuuntaiseksi kuin itse vetoakseli (kuva 30, kohta 3). Kuvassa 31 on esitetty koneistettu lisäholkki.



*KUVA 31. Koneistettu lisäholkki*

### **3.4.8 Tiivistysholkki**

Vaihteiston tasauspyörästä oikean paikan määrittävään laippaan suunniteltiin lisätiivistysholkki. Tällöin voidaan käyttää standardikokoista kaksoishuuli akseli-tiivistettä 42 x 28 x 7. Kyseinen akselitiiviste hankittiin Oulun Etralta. Tiivistysholkki kiinnitettiin laippaan lämpösovitteella. Kuvassa 32 on esitetty suunniteltu 3D-malli tiivistysholkille.



*KUVA 32. Tiivistysholkki*

Tiivistysholkin viisteet on suunniteltu asentamisen helpottamiseksi (kuva 32, kohdat 2 ja 3). Kuvassa 33 on esitetty tiivistysholkin asennus tasauspyörästön paikan määrittävään laippaan.

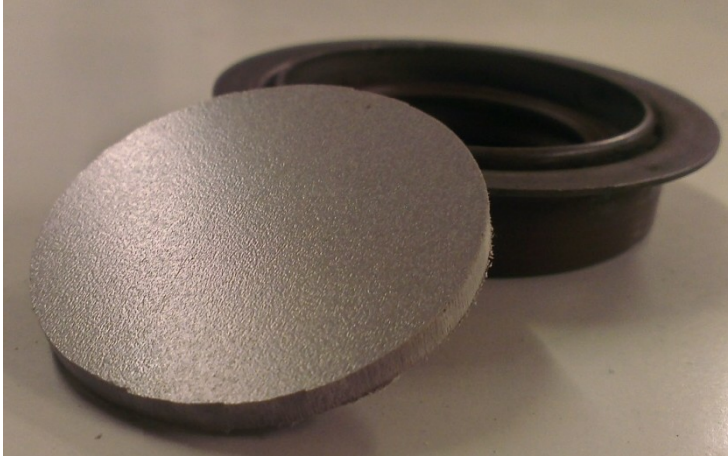


*KUVA 33. Tiivistysholkin asennus*



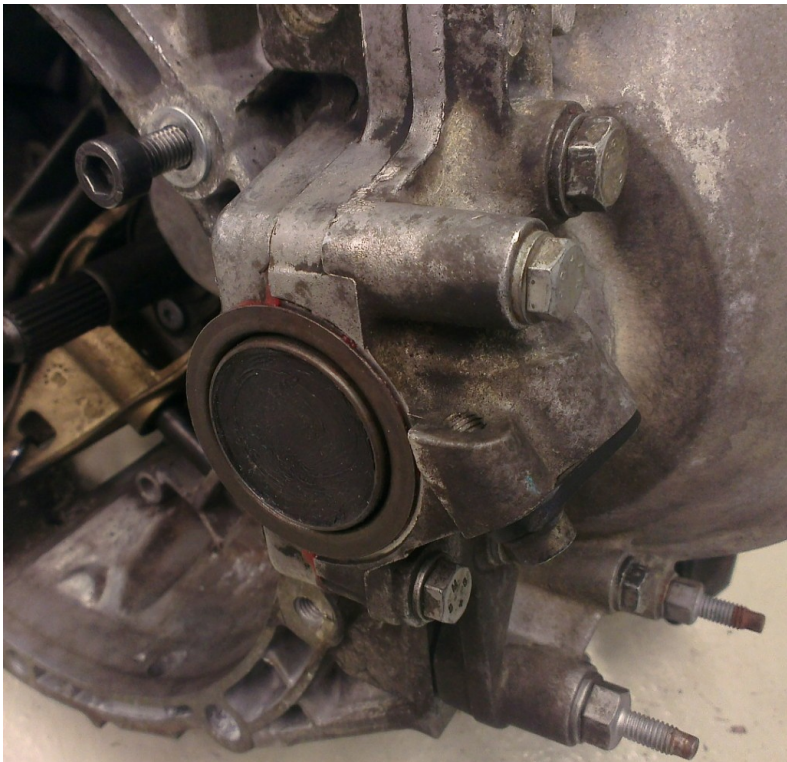
### 3.4.9 Tiivistyslaippa

Oikean puoleinen vetoakselin lähtö tukittiin leikkaamalla koululla olevalla vesi-leikkurilla kaksi 41 mm halkaisijalla olevaa ympyrää muovista. Ne liimattiin alkuperäisen akselitiivisteeseen molemmille puolille liimasilikonilla. Kuvassa 34 on esitetty toinen leikatuista ympyröistä.



*KUVA 34 Tiivistyslaippa akselitiivisteeseen*

Muokatun akselitiivisteeseen asennus vaihdelaatikkoon on esitetty kuvassa 35.



*KUVA 35. Tulpatun akselitiivisteeseen asennus vaihdelaatikkoon*

Vaihteiston peruutusvaloanturin paikkaan leikattiin sen peittävä laippa. Tässä käytettiin samaa muovia kuin akselitiivisteiden tiivistyslaipassa. Kuvassa 36 on esitetty peruutusvaloanturin laipan asennus kiinnityspultilla ja tiivistyksen varmistaminen tiivistesilikonilla.

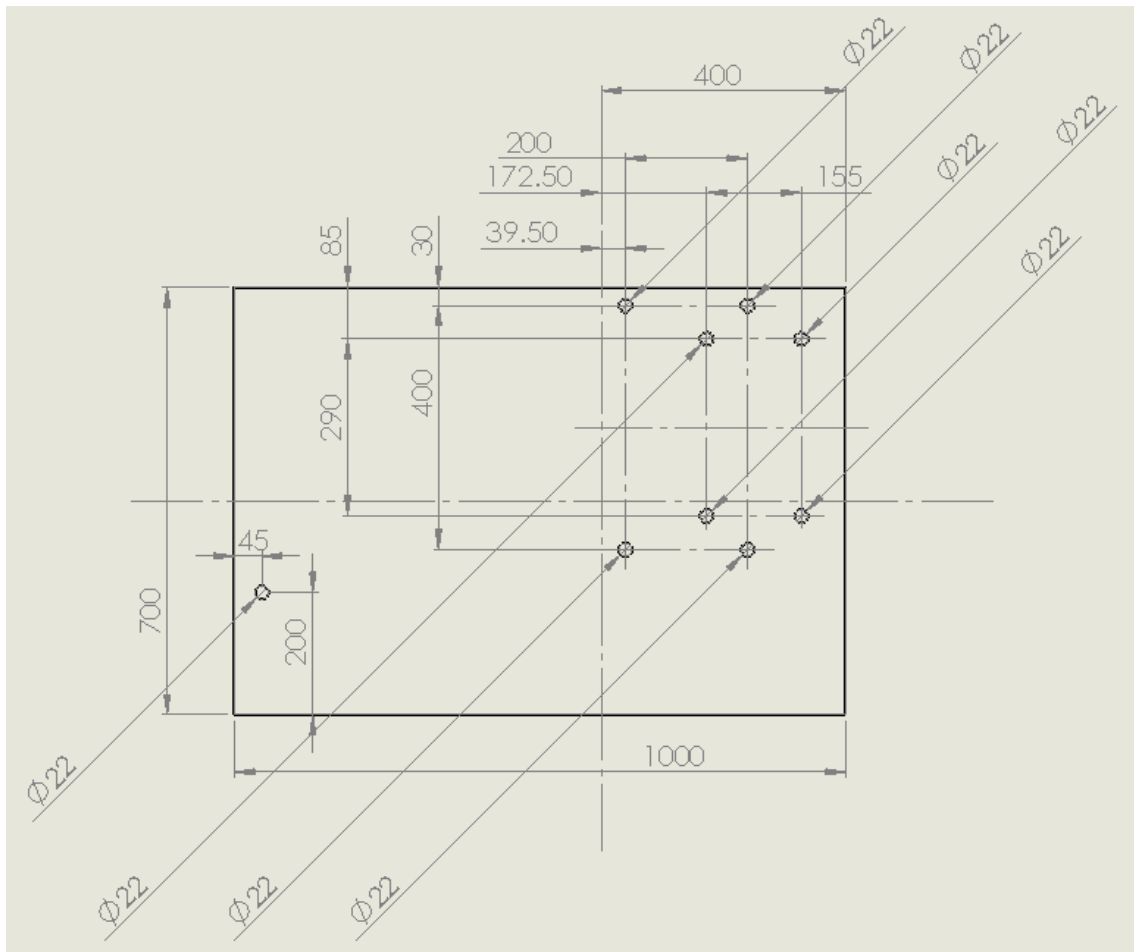


*KUVA 36. Peruutusvaloanturin tiivistyslaippa*

#### **3.4.10 Lisäpohjalevy**

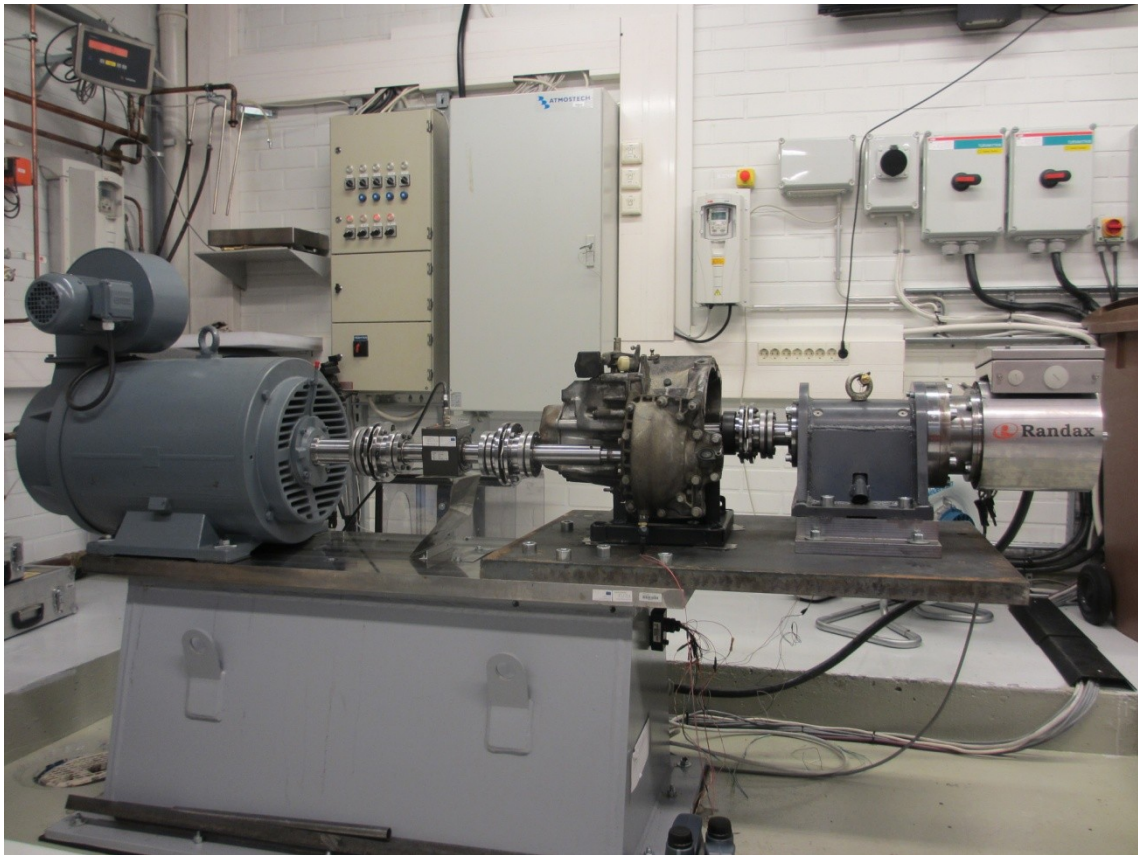
Korokepukin päälle täytyi tilata lisäpohjalevy, joka laajentaisi käytettävän tilan vaihdelaatikon ja laakeripukin asennukselle mahdolliseksi. Lisäpohjalevyn vahvuudeksi valittiin 40 mm, koska sen myötä vaihdelaatikon vetoakselin korkeus nousee samalle tasolle kuin vääntömomenttianturin akseli. Paksuhko kiinnityslevy estää värinöiden syntymistä. Levy hankittiin Oulun Sah-kolta 700x1 000:n kokoisena. Kuvassa 37 on esitetty piirustukset lisäpohjalevyn kiinnitysreikien leikkaukseen vesileikkurilla.





KUVA 37. Lisäpohjalevy

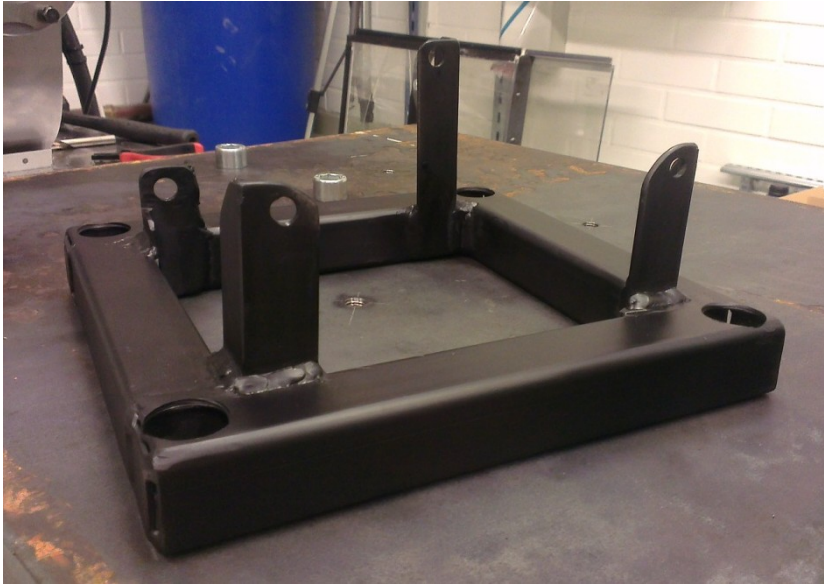
Kuvassa 37 kiinnitysreikien kohdat määräytyi korokepukin päällä olevan pohjalevyn perusteella. Back to back -testausalustan kiinnityslevyn työpiirustus on liitteenä 3. Vaihteiston kiinnityspukin ja sähkömoottorin laakeripukin kiinnitysreiät tehtiin käsin, kun lisäpohjalevy oli asennettu korokepukkiin. Kiinnityspukin ja laakeripukin kiinnitysreiät asemoitiin suuntaamalla Ease-Laserilla vaihteisto generaattorin kanssa samansuuntaiseksi ja merkitsemällä reikien kohdat. Reiät porattiin magneettiporakoneella. Porattuun reikään tehtiin käsin kierteet. Laakeripukin reiät tehtiin samalla tavalla kuin vaihteiston kiinnityspukin mutta laakeripukki suunnattiin saman suuntaiseksi vaihteiston kytkinakselin kanssa. Kuvassa 38 on esitetty valmis kokoonpano, jossa vaihteisto ja laakeripukki on kiinnitetty lisäpohjalevyyn ja voimalinjan komponentit on suunnattu toisiinsa nähden.



*KUVA 38. Vaihteisto ja laakeripukki kiinnitetty lisäpohjalevyyn*

### **3.4.11 Vaihteiston kiinnityspukki**

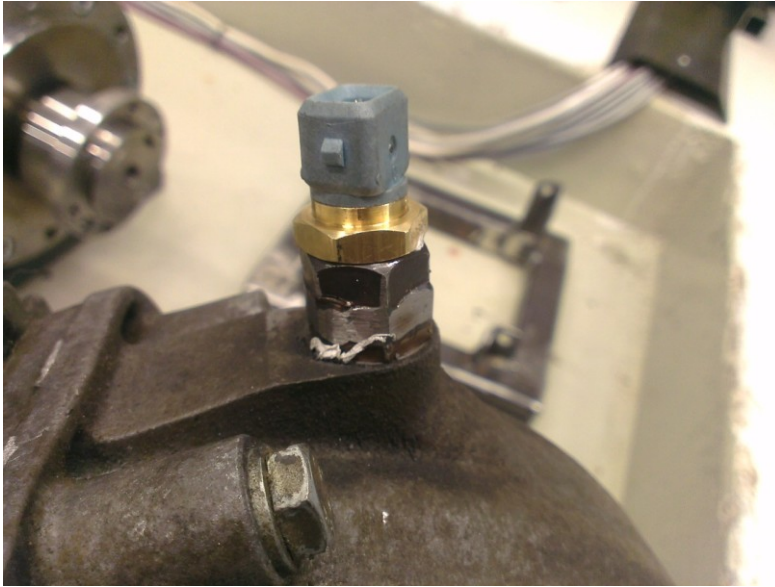
Vaihteiston kiinnitykselle tehtiin pukki 40x40x3 putkipalkista ja 40x40x3 kulma-raudasta. Pukki tehtiin käsityönä Oamkin metallintyöstölaboratoriossa. Vaatimukset pukille oli, että vaihteisto ei pääse irtoamaan kesken mittauksen ja sen piti olla riittävän matalarakenteinen, että akseleiden linjaus pystyttiin suorittamaan lisäämällä korokepaloja. Kuvassa 39 on esitetty vaihteiston kiinnityspukki.



*KUVA 39. Vaihteiston kiinnityspukki*

### **3.4.12 Vaihteistoöljyn lämpötilatunnistin**

Vaihteiston öljypropun tilalle tehtiin proppu, johon asennettiin Boschin valmistama NTC-tyypin lämpötilatunnistin. Lämpötilatunnistimella voitiin mitata vaihteistoöljyn lämpötilaa testin aikana. Hydraulikkaliittimessä oli samalla nousulla oleva kierre kuin alkuperäisessä öljypropussa. Liittimeen keskelle porattiin suurempi reikä sekä katkaistiin toisen pään kierteitys pois. Liittimen jatkoksi hitsattiin tunnistimen kierteitykselle sopiva kiinnitysmutteri. Lopputulosta siistittiin hiomakoneella. Liitoksien pitävyyden varmistamiseksi kierteissä käytettiin putkiteippiä. Kuvassa 40 on esitetty öljypropun ja lämpötilatunnistin yhdistelmä asennettuna vaihteistoon.



*KUVA 40. Vaihteistoöljyn lämpötilatunnistin*

### **3.5 Mittausjärjestely**

Mittauksen suoritusvaihteeksi valittiin kolmas vaihde, koska se on ollut luultavasti taloudellisin vaihde ajaa nopeudella 40 km/h ja sähkömoottorin ja generaattorin pyörintänopeus ja vääntömomentti eivät ylitä niille asetettuja raja-arvoja. Kolmannella vaihteella nopeudella 40 km/h moottorinpyörintänopeus on 1 521 RPM. Neljännellä vaihteella moottorin pyörintänopeus olisi pudonnut hieman liian matalalle, 1 086 RPM. Testausalustan sähkömoottorikaan ei olisi pystynyt toimimaan neljännen vaihteen kierrosnopeudella riittävän tehokkaasti vaan taajuusmuuttajalle asetetut virtarajat olisivat keskeyttäneet ajon.

Ennen varsinaista mittausta vaihteiston komponentit ja voiteluöljy lämmitettiin pyörittämällä voimalinjaa ensin kokonaan ilman vastustavaa voimaa. Vastustavaa voimaa lisättiin vähitellen. Tämä toimi samalla testauksena koko järjestelmälle varmistamaan, että kaikki toimii kuten on suunniteltu. Vaihteiston lämmitykseen riittävä aika oli kaksi minuuttia, koska lähtölämpötila testaushuoneessa oli +21,7 °C. Vastustavien voimien ollessa lasketulla tasolla kuormitettiin laitteisto kaksi minuuttia, että nähtiin, vaikuttaako voiteluöljyn lämpiäminen häviöiden määrään.

Voimalinjan suunnitellun testin aikana päätettiin vaihteistolle tehdä myös lämpötasapainotesti. Lämpötasapainotestissä vaihteistoa kuormitetaan niin kauan

samalla lasketulla vastuksella, ettei vaihteistoöljynlämpötila muutu. Tästä vaiheesta lasketaan vaihteistolle hyötysuhde ja verrataan ensimmäisen testin tuloksiin.

### 3.6 Tulokset

Tuloksien käsittelyssä jouduttiin hieman pyöristämään, koska voimalinjassa ei ollut kuin yksi vääntömomenttianturi. Sähkömoottorin tuottama vääntömomentti jouduttiin laskemaan Yokogawasta saadun tehon arvon kautta ennakkoon testattujen referenssipisteisiin vertaamalla. Toisen vääntömomenttianturi puuttumisen ja laskennallisista pyöristyksistä aiheutuu tuloksiin 3,25 %:n virhe. Virheen laskenta perustuu vaihteiston hyötysuhteiden eri laskentamallien tuloksien eroon. Suhteellinen virhe laskettiin kaavalla 13 (Tekniikan kaavasto 2005, 50).

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \frac{(x-y)}{x} * 100 \quad \text{KAAVA 13}$$

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \text{suhteellinen virhe}$$

$x = \text{parempi hyötysuhteen laskenta arvoista}$

$y = \text{huonompo hyötysuhteen laskenta arvoista}$

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \frac{(0,923 - 0,893)}{0,923} * 100 = 3,23\%$$

#### 3.6.1 Vaihteiston hyötysuhde

Vaihteiston hyötysuhde laskettiin luomalla tiedonanalysointiohjelman kautta kerätystä datasta Excel-tiedosto. Ensimmäiseksi laskettiin referenssipisteiden ajosta sähkömoottorin vääntömomenttia vastaava tehon arvo. Tuloksiksi saatiin taulukossa 1 esitetty vastaavuudet vääntömomentin ja tehon välillä.

*TAULUKKO 1. Sähkömoottorin vääntömomentin ja tehon välinen riippuvuus*

Teho [W]	Vääntömomentti [Nm]
3215.39	17.66
3468.77	19.16
3554.95	19.65
3734.50	20.66
3782.57	20.93

Taulukon 1 perusteella määritettiin, että yhden tehoyksikön muutos vastaa vääntömomentissa 0,005738 Nm:n muutosta. Tehoyksikön ja vääntömomentin välinen riippuvuus laskettiin viemällä tiedonkeruudatan analysointi ohjelmasta Motec i2 Prosta mitattujen referenssipisteiden data Exceliin. Excelissä Jokaisesta ajetusta vääntömomenttipisteestä otettiin keskiarvo sekä moottorin ottamasta tehosta että vääntömomentinarvosta. Nämä arvot on esitetty taulukossa 1. Taulukon 1 arvoja hyödyntämällä laskettiin pisteiden välinen erotus niin tehosta kuin vääntömomentissa.

$$P_{erotus} = z - w$$

$$P_{erotus} = \text{lukujen } z \text{ ja } w \text{ erotus}$$

$z$  = suurempi tehon arvo taulukosta 1

$w$  = pienempi tehon arvo taulukosta 1

$$P_{erotus1} = 3468,77 \text{ W} - 3215,39 \text{ W} = 253,39 \text{ W}$$

Vääntömomentin pisteiden välinen erotus laskettiin samalla lailla kuin tehon erotus.

$$T_{erotus1} = 19,16 \text{ Nm} - 17,66 \text{ Nm} = 1,49 \text{ Nm}$$

Erotuksen arvot laskettiin jokaiselle taulukon 1 pisteiden välille. Tehoyksikön ja vääntömomentin välinen muutos laskettiin jakamalla vääntömomentin erotus vastaavalla tehon erotuksella.

$$h = \frac{T_{erotus1}}{P_{erotus1}}$$

$$h = \text{tehoyksikön ja vääntömomentin välinen muutos kerroin} \left( \frac{\text{Nm}}{\text{W}} \right)$$

$$T_{erotus} = \text{taulukon 1 vääntömomentti pisteiden välinen erotus (Nm)}$$

$$P_{erotus1} = \text{taulukon 1 tehon arvojen välinen erotus (W)}$$

$$h = \frac{1,49 \text{ Nm}}{253,39 \text{ W}} = 0,00589 \left( \frac{\text{Nm}}{\text{W}} \right)$$

Muutoskerroin laskettiin jokaiselle välille ja tuloksista otettiin keskiarvo, jolloin saatiin laskennassa käytettävä 0,005738 Nm/W kerroin.

Laakeripukin häviöt määritettiin referenssipisteiden hakujen yhteydessä irrottamalla vääntömomenttianturin ja laakeripukin välinen laippakytkin. Sähkömoottorin tarvitsema teho pelkän laakeripukin pyörittämiseen oli 217,10 W. Vähentämällä laakeripukkiin häviävä teho sähkömoottorin tehon arvosta testauksen aikana saatiin laskettua vaihteiston hyötysuhde.

Vaihteiston hyötysuhteen laskentaan sovellettiin kaavaa 14 (Tekninen opas nro 7, Sähkökäytön mitoitus. 2001, 14).

$$\eta_{vaihteisto} = \frac{P_{\text{lähtö}}}{P_{\text{syöttö}}} = \frac{T_{\text{teor.}}}{T_{\text{mitattu}}} = \frac{T_{\text{teor.}}}{(P_{\text{sähköm.}} - P_{\text{laakeripukki}}) * k} \quad \text{KAAVA 14}$$

$\eta_{vaihteisto}$  = vaihteiston hyötysuhde

$T_{\text{teor.}}$  = sähkömoottorilta vaadittava vääntömomentti ajovastuksien voittamiseen, kun häviöitä ei ole (Nm)

$T_{\text{mitattu}}$  = mitattu sähkömoottorin vääntömomentti häviöiden kanssa (Nm)

$P_{\text{laakeripukki}}$  = sähkömoottorin tehon laakeripukin pyörittämiseen (W)

$P_{\text{sähköm.}}$  = mitattu sähkömoottorin teho vaihteiston testauksen aikana (W)

$k$  = laskennallinen kerroin sähkömoottorin tehon ja vääntömomentti

$$\text{välillä } \left( \frac{\text{Nm}}{\text{W}} \right)$$

$$\eta_{vaihteisto} = \frac{17,54 \text{ Nm}}{((3527,70 \text{ W} - 217,10 \text{ W}) * 0,005738 \text{ Nm/W}) \text{ Nm}} = 0,923$$

Vaihteiston hyötysuhde voidaan määrittää myös interpoloimalla. Mitatusta datasta valittiin mahdollisimman läheltä vertailuarvo, johon mitattua sähkömoottorin tehon arvoa interpoloitiin. Taulukko 2 on ote referenssipisteistä, joista vertailuarvo valittiin.

TAULUKKO 2. Ote referenssipisteistä

P sigma A	Nm ETH sensor filtered (Nm)
3465	19.3
3465	19.3
3468	19.3
3470	19.3
3473	19.2
3472	19.2
3474	18.9
3471	19.1
3472	19.2
3472	19.3
3470	19.3
3470	19.3
3465	19.2

Vaihteiston hyötysuhde interpoloimalla laskettiin soveltaen kaavaa 14.

$$\eta_{vaihteisto} = \frac{T_{teor.}}{T_{laskennallinen}} = \frac{T_{teor.}}{((P_{sähköm.} - P_{vertailuarvo}) * k) + T_{vertailuarvo}}$$

$\eta_{vaihteisto}$  = vaihteiston hyötysuhde

$T_{teor.}$  = sähkömoottorin vääntömomentti ilman vaihteiston häviöitä (Nm)

$T_{laskennallinen}$  = laskennallinen sähkömoottorin vääntömomentti (Nm)

$P_{sähköm.}$  = mitattu sähkömoottorin teho vaihteiston testauksen aikana (W)

$P_{vertailuarvo}$  = mitatusta tiedoista valittu vertailu tehon arvo (W)

$k$  = laskennallinen kerroin sähkömoottorin tehon ja vääntömomentti

$$\text{välillä } \left(\frac{\text{Nm}}{\text{W}}\right)$$

$T_{vertailu}$  = mitatuista tiedoista valittu vertailu vääntömomentin arvo (Nm)

$$\eta_{vaihteisto} = \frac{17,54 \text{ Nm}}{((3527,70 \text{ W} - 3470 \text{ W}) * 0,005738 \text{ Nm/W}) + 19,30 \text{ Nm}} = 0,893$$

### 3.6.2 Vaihteiston lämpötasapaino

Vaihteiston lämpötasapainotesti suoritettiin seuraavana päivänä, jolloin ensimmäisen testin aikana lämmennyt vaihteistoöljy oli jäähtynyt ympäröivän ilman lämpötilaan. Testin alussa ilman lämpötila oli +21,4 °C ja vaihteistoöljyn lämpötila oli +20,8 °C. Ilman ja öljyn lämpötilaero testin alussa selittyi, koska testaus- huoneen valaisimet ja ihmisten huoneessa työskentely olivat nostaneet huoneen



neen lämpötilaa eikä se ollut vielä vaikuttanut öljyn lämpötilaan. Vaihteistoa kuormitettiin tasaisella kuormalla kokonaisuudessaan 2h ja 14 min ajan. Vaihteistoöljyn lämpötilan muutoksen loppuessa vaihteistoa kuormitettiin 15 min, jolloin voitiin olla varmoja, ettei vaihteiston hyötysuhde muuttuisi enää. Vaihteistoöljyn lämpötila testin lopussa oli +34,7 °C ja testaushuoneen lämpötila oli +25,4 °C.

Lämpötasapainotestin lopussa vaihteiston hyötysuhde oli 0,932 ja interpoloimalla menetelmällä 0,902. Vaihteistoöljyä lämmittävän tehon määrä laskettiin soveltamalla kaavaa 14 ja kaavaa 10.

$$P_{hukka} = (1 - \eta_{vaihteisto}) * P_{moottori} = \eta_{vaihteisto} * T_{moottori} * 2\pi * n$$

$$P_{hukka1} = (1 - 0,923) * 18,998 \text{ Nm} * 2\pi * 25,35 \frac{1}{s} = 232,17 \text{ W}$$

Vaihteistoöljyjä lämmittäväksi tehoksi hyötysuhteella 0,923 tuli 232,17 W. Interpoloinnin kautta määritetyllä hyötysuhteella 0,893 hukkatheon arvoksi tuli 322,32 W.

### 3.7 Tuloksien vertailu

Saatujen tuloksien vertailussa käsitellään syitä, jotka aiheuttivat eron teoreettisesti määritetyn hyötysuhteen ja mitatun hyötysuhteen välille. Lisäksi käsitellään testausalustan käyttöönotossa eteen tullutta ongelmaa ja sen vaikutusta hyötysuhteeseen. Lisäksi käsitellään syitä, jotka vaikuttavat vaihteiston hyötysuhteen sen lämpenemisen myötä.

#### 3.7.1 Vaihteiston hyötysuhde teoreettisesti ja kokeellisesti määritettynä

Kokeellisesti määritetty hyötysuhde oli 9,24 % parempi kuin teoreettisesti laskettu hyötysuhde. Hyötysuhteiden ero johtuu, koska teoreettisessa hyötysuhteen laskennassa käytettiin keskiarvoja vaihteiston komponenteille kuten laakeille ja hammaspyöräpareille, joiden vaikutus on prosentuaalisesti suurin hyötysuhtelaskelmassa. Tämä voidaan kääntää myös, ettei voimalinjan komponenttien hyötysuhteita tiedetä riittävän tarkasti.

Voiteluöljyn ja akselitiivisteiden hyötysuhde arvioitiin teoreettiseen hyötysuhteen laskennassa pieneksi. Käytetty voiteluöljy oli hyvin notkeaa ja juoksevaa testauslämpötilassa. Täten on oletettavaa, ettei se vastusta liikettä arvioidulla yhtä paljon kuin arvioitiin. Akselitiivisteiden hyötysuhteen vaikutus kokonaishyötysuhteeseen on pieni, koska jos tiivisteiden tiivistävä huuli vastustaisi pyörimistä enemmän, alkaisi huuli lämmetä käytössä eikä tiiviste tiivistäisi enää akselia.

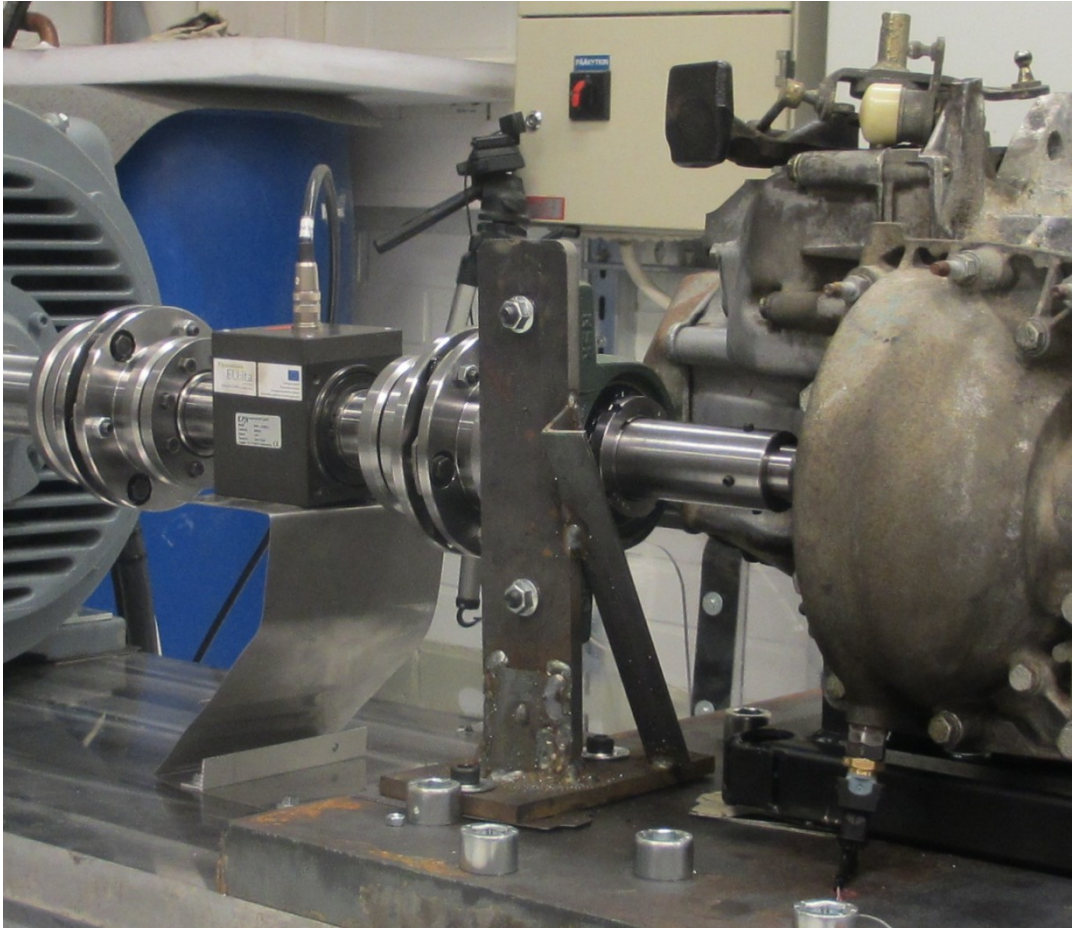
Suurin vaikutus vaihteiston hyötysuhteeseen on laakereilla. Niiden teoreettisena hyötysuhteen arvona on laskennassa käytetty 0,985, mutta sen täytyy olla parempi, koska se vaikuttaa laskennallisestikin eniten vaihteiston kokonaishyötysuhteeseen. Taulukossa 3 on esitetty kokeilemalla haetut hyötysuhdearvot vaihteiston komponenteille.

*TAULUKKO 3. Vaihteiston komponenttien hyötysuhteet*

Hammaspyöräpari	0,99
Laakeri	0,99
Voiteluöljy	0,995
Tiivisteet	0,999

Taulukon 3 hyötysuhdearvoilla vaihteiston kokonaishyötysuhde olisi 0,915, joka olisi huomattavasti lähempänä kokeellisesti määritettyä kokonaishyötysuhdetta.

Komponenttien virheellisiä hyötysuhdearvoja puoltaa se, että voimalinjan testauksessa ilmeni, että käytetty lisävetoakseli oli kiero alusta asti tai vetoakseli ei keskittynyt tasauspyörästä boorille riittävällä tarkkuudella. Tästä aiheutui huomattava heitto vetoakselin päässä ja laippakiinnitys johti heiton vääntömomenttianturille. Vääntömomenttianturi liikkui ensimmäisellä pyöritys kerralla kahdeksinkokoa. Vääntömomenttianturi olisi rikkoontunut, jos testi olisi tehty tällaisella kokoonpanolla. Tämän takia vetoakseli tuettiin pukkilaakerilla kuvan 41 esittämällä tavalla.



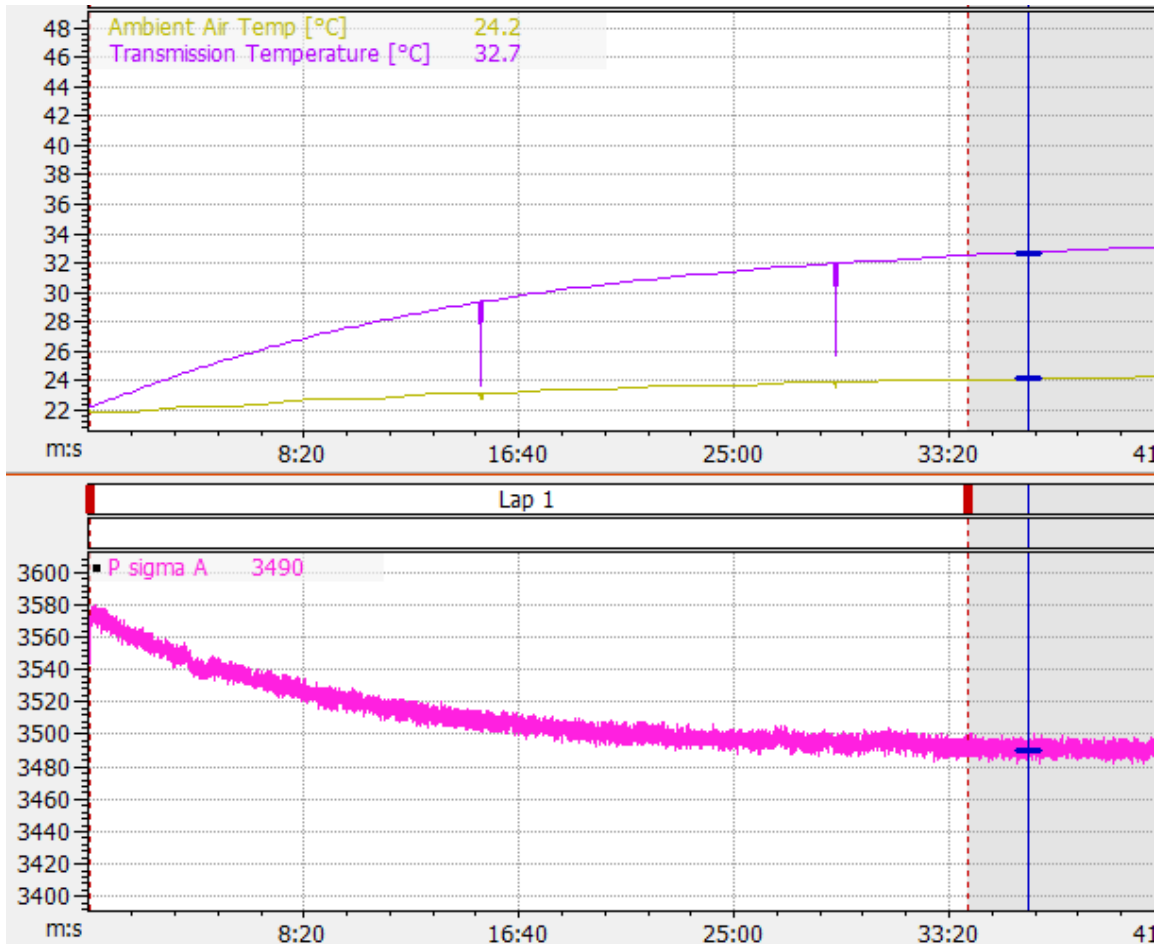
*KUVA 41. Vetoakselin tukilaakeri*

Tukilaakeria ei ole huomioitu teorettisessa hyötysuhdelaskelmassa, mutta toisaalta se on mukana kokeellisissa tuloksissa. Tukilaakerista aiheutuvat häviöt olisi teorialaskelmassa voitu käsitellä pyöränlaakerina, mutta tukilaakeri on jätetty tarkoituksella pois niistä. Tukilaakerista aiheutui varmuudella häviöitä voimalinjaan. Ne varmistettiin testauksen aikana lämpökameran avulla. Täten teoreettiset komponenttien hyötysuhdearvot tulisi olla taulukossa 3 esitetty arvoja korkeampia.

### **3.7.2 Lämpötilan vaikutus hyötysuhteeseen**

Lämpötasapainotestissä hyötysuhde muuttui arvosta 0,923 arvoon 0,932 ja interpoloimalla arvosta 0,893 arvoon 0,902, kun vaihteiston lämpötila muuttui +13,9 °C ja testahuoneen lämpötila +4 °C. Hyötysuhteen paranemiseen lämpenemisen johdosta vaikutti se, että laakerivälkykset pienevät, laakerivälkyksien pientymisen myötä rynnössä olevien hammaspyöräparien hammaskosketus tarkentuu ja voiteluöljyn viskositeetti muuttuu hieman notkeammaksi lämpene-

misen takia. Hyötysuhteeseen vaikuttaa voiteluöljyn leviäminen takaisin voidel-taviin kohteisiin akseleiden pyörinnän vaikutuksesta vuorokauden seisotuksen jälkeen. Vaihteiston hyötysuhde alkaa parantua välittömästi, kun vaihteistoöljyn lämpötila alkaa kohota. Kuvassa 42 on esitetty vaihteistoöljyn ja moottorin tehon välinen riippuvuus.



KUVA 42. Lämpötilan vaikutus näkyy moottorin ottamassa tehossa, kun jarrut-tava teho pysyy vakiona.

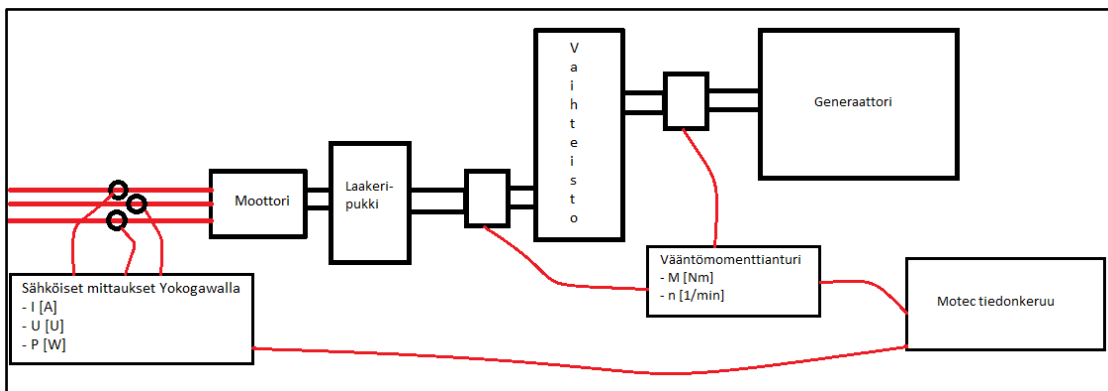
Vaihteiston hyötysuhteen paraneminen pysähtyy, kun vaihteistoöljyn lämpötila on kohonnut lähtötilanteesta 11,3 °C. Vaihteistoöljyn lämpeneminen jatkui hi-dastuvasti arvoon 34,7 °C asti, mutta se ei vaikuttanut huonontavasti tai paran-tavasti hyötysuhteeseen.

Lämpötasapainotestin päätyttyä lisättiin vaihteistoöljyn sekaan erään tunnetun valmistajan vaihteistoihin suunniteltua lisäainetta. Lisäaineen muun muassa luvattuja vaikutuksia valmistajan mukaan ovat pienentynyt kitka, mikä vaikuttaa alentavasti lämpötilaan ja hammaspyörien kulumiseen pienentävästi eli vaihteis-

ton käyttöikä pitenee. Suoritetussa testissä todettiin nämä vaikutukset päinvas-  
taisiksi. Vaihteistoöljyn lämpötila alkoi kohota saman tien aineen lisäyksen jäl-  
keen. Lämpötilan kohoaminen aiheutui lisääntyneestä kitkasta, joka oli myös  
havaittavissa moottorin ottamasta tehon arvosta.

### 3.8 Testausalustan kehityskohteet

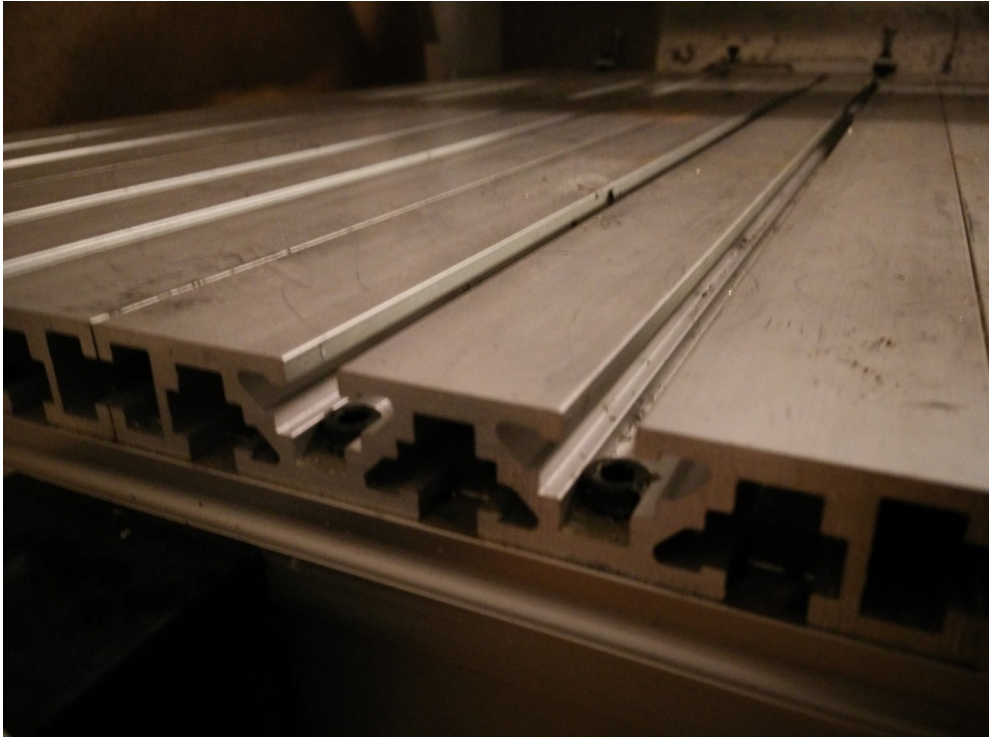
Suunnittelun ja toteutuksen aikana eteen tulleita kehityskohteita vaihteiston tes-  
tausalustaan olisi sijoittaa toinen vääntömomenttianturi voimalinjaan ennen  
vaihteistoa, jolloin tiedettäisiin tarkemmin vääntömomentin arvo, mikä pyörittää  
vaihteiston kytkinakselia. Tällöin ei tarvitsisi tehdä referenssipisteiden hakua,  
jota käsiteltiin luvussa 3.2. Kuvassa 43 on esitetty testausalustan voimalinjan  
kokoontulo, kun siihen sijoitettaisiin toinen vääntömomenttianturi.



KUVA 43. Toisen vääntömomenttianturin sijoitus voimalinjaan

Voimalinja ei eroa muuten kuvassa 17 esitetystä testausalustan nykyisestä  
voimalinjan kokoonpanosta muuta kuin siinä, että laakeripukin ja vaihteiston  
kytkinakselin väliin on sijoitettu toinen vääntömomenttianturi mittaamaan todel-  
lista vääntömomenttia, joka syötetään vaihteistoon.

Toinen kehityskohde olisi poistaa kuvassa 15 esitetty jalusta ja sijoittaa koko  
voimalinja lattian tasolle T-urapöydän päälle. Jalustan poistaminen toisi hieman  
lisää tilaa voimalinjan rakentamiseen. T-urapöytiä käytetään erityisesti CNC-  
koneissa, joissa T-urat mahdollistavat erimuotoisten kappaleiden helpon kiinnit-  
tämisen. Kuvassa 44 on esitetty esimerkki T-urapöydästä.



*KUVA 44. T-urapöytä CNC-työstökeskuksessa (Porkola 2014)*

Kolmas kehityskohde olisi universaalimpi voimalinjan yhdistettävyys, jolla voisi kiinnittää lähes jokaisen vaihteiston voimalinjaan ilman suurta suunnittelua ja vaivaa. Nykyinen ratkaisu on suunniteltu pelkästään kyseiselle Peugeotin 20LM22-tyyppin vaihteistolle eikä sitä pysty soveltamaan toisen vaihteiston testaukseen. Universaalimpi tapa voisi olla laippamallinen kiinnitystapa vetoakselin päässä. Laippamallista vetoakselin kiinnitystä on esitelty kuvissa 2 ja 12.

Kytkinakselin päähän universaalimpi kiinnitystapa on hankalampi, koska kytkinakselin muotoilu on hyvin merkki- ja mallikohtaista. Ratkaisu voisi olla kitkaan perustuva laippakiinnitys, jonka kitkaholkin säädettävyys tai vaihdettavuus olisi toteuttavissa helposti. Tällöin laipan voisi sovittaa jokaisen kytkinakselin päälle sopivalle kitkaholkilla tai sen säädöllä. Kuvassa 45 on esitetty bonfix-tyyppinen kitkaan perustuvat liitostapa.

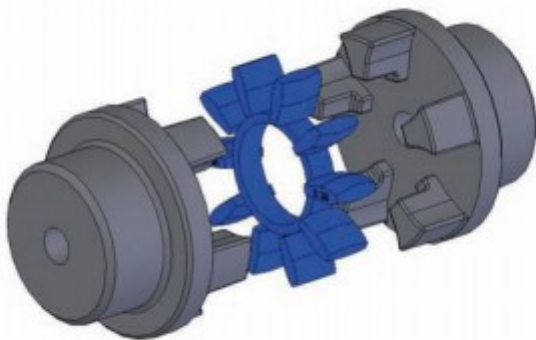




*KUVA 45. Bonfix EP 3500 (Bonfix Kiinnitysholkit, 4)*

Bonfix-tyyppisen holkin laajenemis mahdollisuudet ovat suuremmat kuin nyt käytössä olevat, koska Bonfixin ulkoholkki ei ole yhtenäinen. Bonfix-kiristysholkin sisälle ja kytkinakselin päälle voisi tarvittaessa sovittaa soviteholkin, jolla kytkinakselin halkaisijan pystyisi sovittavaan sopivaksi yhdelle bonfix-kiristysholkille. Soviteholkki olisi halkaistu kuten Bonfix-kiristysholkki. Tällöin soviteholkki mukautuisi ja kiristyisi halutun akselin päälle ilman suurta voimaa ja soviteholkki välittäisi kiristysholkkiin vaikuttavan vääntömomentin akselille ilman luistamista.

Viimeinen kehityskohde olisi akselien kytkimet, jotka sallisivat enemmän akselien suuntausvirhettä. Silloin kytkin ei välittäisi tai suurentaisi mahdollisesta virheestä johtuvaa värinää eteenpäin voimalinjassa. Kuvassa 46 on esitetty sakaramallinen kytkin.



*KUVA 46. Sakarakytkin (DESCH Hadeflex X/TX/F, Flexible Couplings, 5)*



Sakaramallinen kytkin pystyisi suodattamaan akselien värinöitä ja mahdollistaisi pienen virheen akselien linjauksessa.

Edellä esitetyillä kehitysideoilla testausalusta olisi muutaman askeleen lähempänä Joanneumin testausalustaa. Joanneumin testausalustaa voidaan pitää teolliseen tarkoituksen rakennettuna ja siten vertailulähtökohtana, jos Oamkin autolaboratorioon rakennettua vaihteiston testausalustaa päädytään kehittämään.

## 4 YHTEENVETO

Opinnäytetyön päätarkoituksena oli määrittää vaihteiston hyötysuhde teoreettisesti ja kokeellisesti lisäksi mitattiin myös lämpötilan vaikutusta vaihteiston hyötysuhteeseen. Teoriassa perehdyttiin vaihteiston hyötysuhteeseen vaikuttavia asioita ja arvioitiin niiden vaikutusta teoreettiseen hyötysuhteeseen. Näiden tietojen avulla määritettiin vaihteistolle teoreettinen hyötysuhde. Teoriassa käsitellyjä yksittäisten komponenttien vaikutuksia vaihteiston hyötysuhteeseen arvioitiin uudelleen, kun vaihteiston hyötysuhde oli mitattu käytännössä. Uudelleen arviointi oli suoritettava, koska teoreettinen ja kokeellisesti määritetty hyötysuhde erosi toisistaan 9,24 %, kokeellisen hyötysuhteen arvo oli 0,923 ja teoreettinen hyötysuhde arvo oli 0,838.

Hyötysuhteiden välinen eroavaisuus olisi vieläkin suurempi, mikäli teoreettiseen hyötysuhteen huomioitaisiin testauksen kannalta välttämätön tukilaakerin häviöt. Mitattuun hyötysuhteen laskentaan aiheutuu virhettä toisen vääntömomenttianturin puutteen takia. Laskennallinen virhe on 3,25%, sitä voidaan pitää kuitenkin hyväksyttävä, koska toisen vääntömomenttianturin hankkiminen pelkästään tähän projektiin liittyen olisi ollut vaatinut oppilaitokselta suurehkoa rahallista panostusta.

Lämpötasapainotestin perusteella havaittiin, kuinka tärkeää on muistaa voimansiirron lämmitys erityisesti ennen ajoneuvon tehojen mittausta. Lämmitys olisi kuitenkin syytä huomioida myös normaalissa jokapäiväisessä ajossa, jossa käyttölämpötila voi erota 50 °C suoritettun testin aloitus lämpötilasta. Häviöiden muodostuminen voi olla hyvin radikaalimpaa lämpötilan takia kuin testaushuoneen +21,7 °C lämpötilassa.

## LÄHTEET

Airila, Mauri – Karjalainen, Jussi A. – Mantovaara, Urpo – Nurmi, Lasse – Ranta, Aarno – Verho, Arto 1985. Koneen osien suunnittelu 3. Tehonsiirto. Porvoo: WSOY.

Aura, Laura – Tonteri, Antti J. 1986. Sähkämiehen käsikirja 2. Sähkökoneet. Porvoo: WSOY.

Autoteknillinen käsikirja. 2002. 6. painos. Jyväskylä: Gummerus Oy.

Blom, Seppo – Lahtinen, Pekka – Nuutio, Erkki – Pekkola, Kari – Pyy, Seppo – Rautiainen, Hannu – Sampo, Arto – Seppänen, Pekka – Suosara, Eero 2001. Koneenelimet ja mekanismit. 5. tarkistettu painos. Helsinki: Edita Oyj.

Bonfix Kiinnitysholkit. SKS Mekaniikka Oy. Saatavissa [http://www.sks.fi/www/sivut/25D198BB55F42254C2257AFC002202EC/\\$FILE/Bonfixkiinnitysholkit731562.pdf](http://www.sks.fi/www/sivut/25D198BB55F42254C2257AFC002202EC/$FILE/Bonfixkiinnitysholkit731562.pdf). Hakupäivä 2.1.2015.

DESCH Hadeflex X/TX/F, Flexible Couplings. 2011. DESCH Antriebstechnik GmbH & Co. KG. Saatavissa: <http://www.kentso.fi/prebeo/pictures/834.pdf>. Hakupäivä 2.1.2015.

Ilomäki, Janne 2014. OAMK auto- ja kuljetustekniikan laboratorioinsinööri. Opettajavaihto, Joanneum Itävalta.

Jaakkola, Aki 2010. Voimansiirtojärjestelmien häviöt henkilöautojen suorituskykymittauksissa. Opinnäytetyö. Oulu: Oulun seudun ammattikorkeakoulu, kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma.

Johnson, Mark Lee 2009. Gearbox Efficiency and Lubrication. Sumitomo Machinery Corporation of America. Saatavissa: <https://www.google.fi/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0CC>

8QFjAA&url=https%3A%2F%2Fwww.sumitomodrive.com%2Fmodules.php%3Fname%3DDocuments%26op%3Dviewlive%26sp\_id%3D46&ei=1EskU-jYAe-fl4ATejYDYCw&usg=AFQjCNGx2ts7cfZKxEoSvVaM4ouEWA43XA&bvm=bv.62922401,d.bGE&cad=rja. Hakupäivä 15.3.2014.

Karhima, Matti – Torniainen, Kalevi 2007. Auto- ja kuljetusalan perusoppi 5. Voimansiirto. Keuruu: Otava.

KTR laippaliitoksien tuotekatalogi. Saatavissa: [http://www.ktr.com/root/img/pool/pdf/produktkataloge/en/en\\_gesamt/005\\_radex-n\\_rigiflex-n\\_en.pdf](http://www.ktr.com/root/img/pool/pdf/produktkataloge/en/en_gesamt/005_radex-n_rigiflex-n_en.pdf). Hakupäivä 19.10.2014.

Kvist, Torbjörn 2011. Splash lubrication simulation using CFD. Vicura. Saatavissa: [http://www.ltu.se/cms\\_fs/1.82748!/file/TorbjornKvist.pdf](http://www.ltu.se/cms_fs/1.82748!/file/TorbjornKvist.pdf). Hakupäivä 4.9.2014.

Look for products that contain Duolec. 2014. Lubrication engineers, Inc. Saatavissa: <http://www.l Lubricants.com/gear-oils.html>. Hakupäivä 4.9.2014.

Niskanen, Perttu 2013. T331106 Autotekniikka 1 6 op. Opintojakson muistiinpanot syksyllä 2013. Oulu: Oulun seudun ammattikorkeakoulu, tekniikan yksikkö.

Peugeot 406 Gentry 2.0 HDi 110hp 2002 - 2004. 2009 - 2014. cars-data.com. Saatavissa: <http://www.cars-data.com/en/peugeot-406-gentry-2.0-hdi-110hp-specs/35818>. Hakupäivä 30.9.2014.

Porkola, Matti 2014. Toimitusjohtaja MP Autotech Oy. CNC-työstökeskus. Keskustelu 24.11.2014.

Rolling resistance. 2011. Science Learning Hub. Saatavissa: <http://sciencelearn.org.nz/Science-Stories/Cycling-Aerodynamics/Rolling-resistance>. Hakupäivä 2.1.2015.

Stokes, Alec 1992. Manual Gearbox design. Great Britain.

Tekniikan kaavasto 8. painos. 2005. Tampere: Tammertekniikka Oy.

Tekninen opas nro 7, Sähkökäytön mitoitus. 2001. ABB. Saatavissa: [http://www05.abb.com/global/scot/scot201.nsf/veritydisplay/b11d4fe92973be93c1256d2800415027/\\$file/tekninen\\_opasnro7.pdf](http://www05.abb.com/global/scot/scot201.nsf/veritydisplay/b11d4fe92973be93c1256d2800415027/$file/tekninen_opasnro7.pdf). Hakupäivä 2.1.2015.

The Drag Equation. 2014. National Aeronautics and Space Administration. Saatavissa: <http://www.grc.nasa.gov/WWW/k-12/airplane/drageq.html>. Hakupäivä 2.1.2015.

Valtanen, Esko 1997. Koneenrakentajan taulukkokirja 9. Painos. Jyväskylä: Gummerus kirjapaino.

Venter, Jake 2012. Forces Acting on a Moving Car. Saatavissa: <http://carscience.net/forces-acting-on-a-moving-car/>. Hakupäivä 2.1.2015.

VW 02A vaihteiston poikkileikkaus. Saatavissa: [http://www.herndonrestontransmission.com/images/560px-Manual\\_Transmission\\_for\\_Volkswagen\\_Golf\\_1\\_.jpg](http://www.herndonrestontransmission.com/images/560px-Manual_Transmission_for_Volkswagen_Golf_1_.jpg). Hakupäivä 4.9.2014.

Väyrynen, Timo 2013. T316103 Kone-elimet 2 3 op. Kurssiaineisto syksyllä 2013. Oulu: Oulun seudun ammattikorkeakoulu, tekniikan yksikkö.

Wuolijoki, Jaakko 1972. Koneenelinoppi 2. Helsinki: Otava.



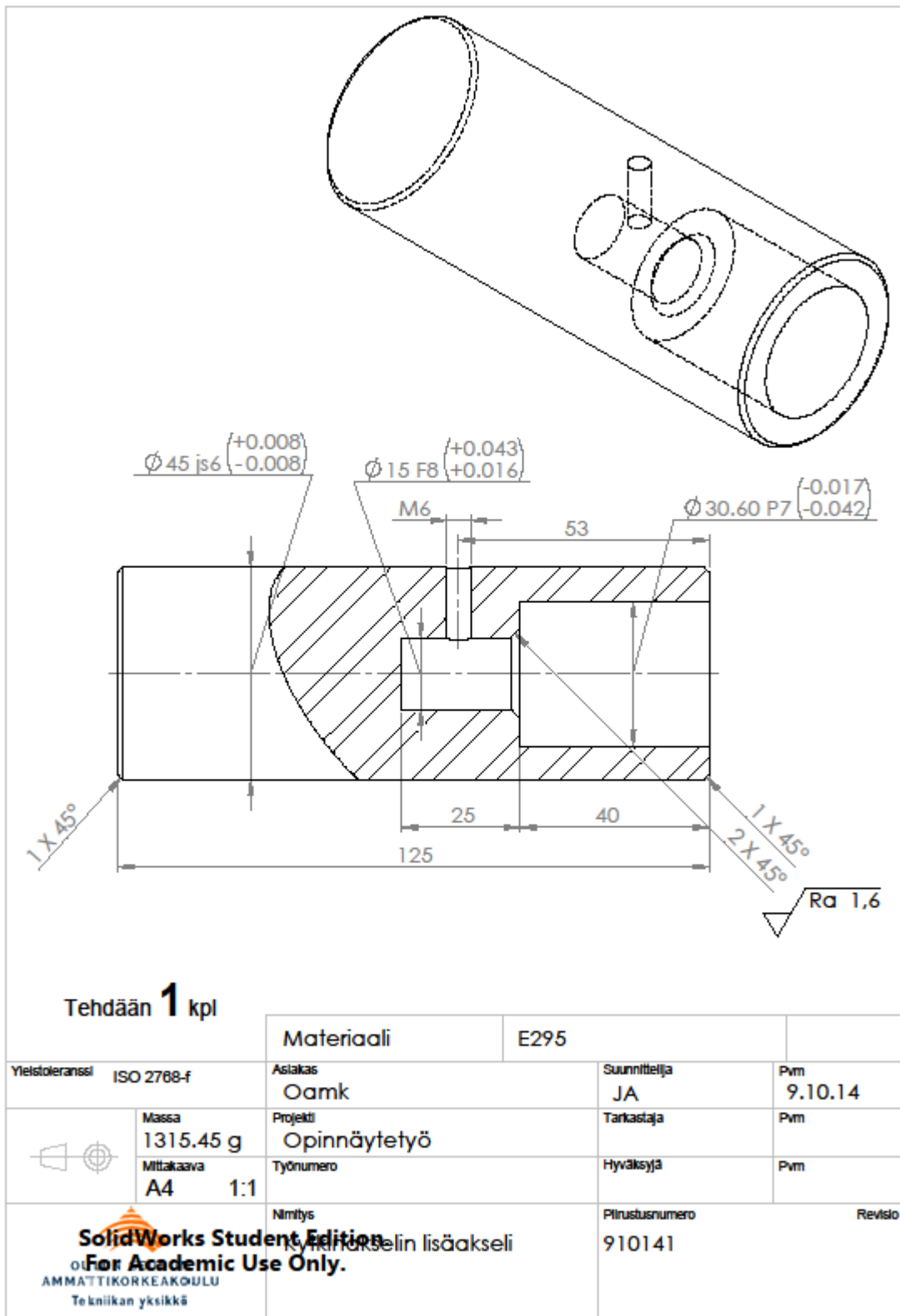
## LÄHTÖTIETOMUISTIO

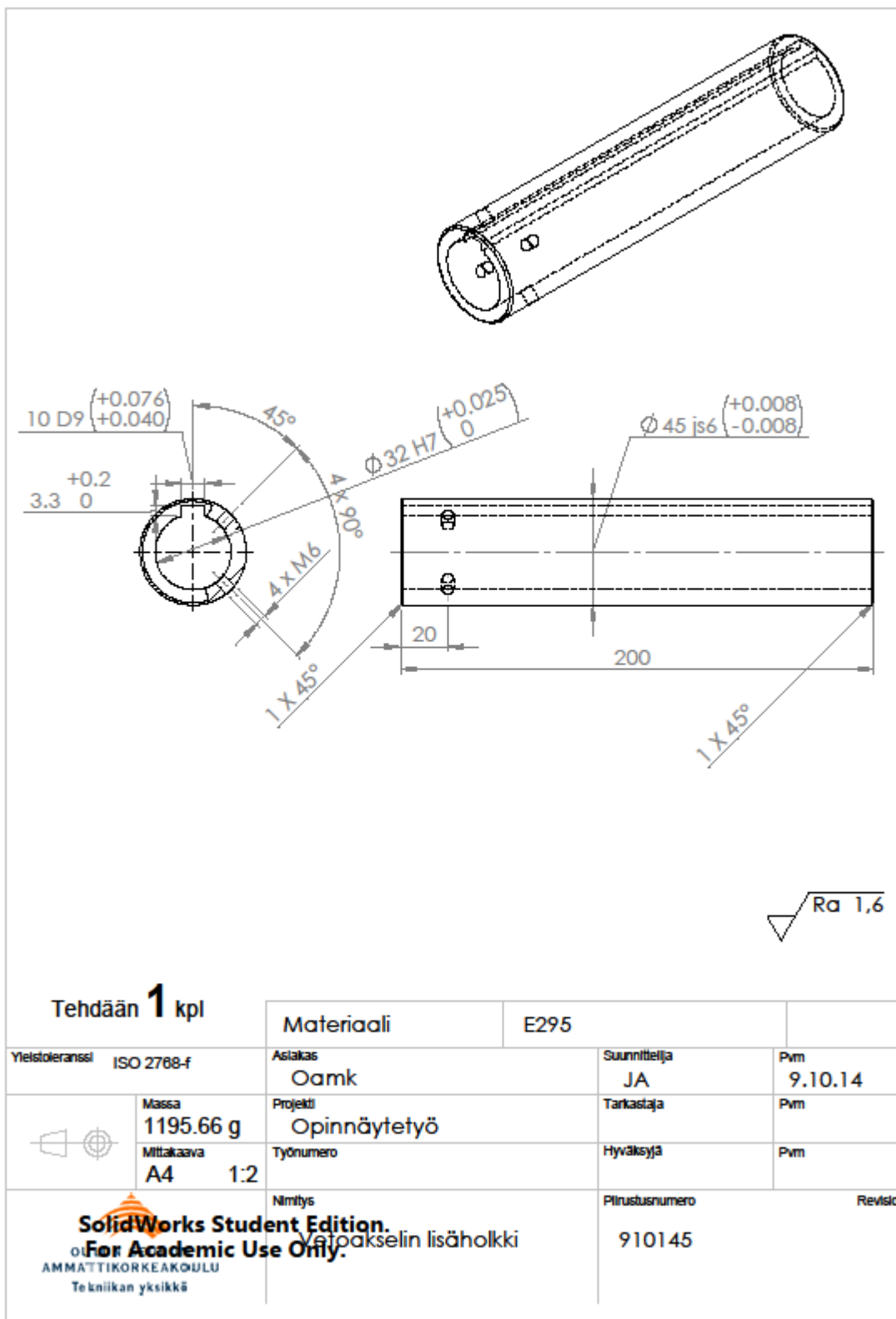
Työn tiedot	Tekijä <sup>1</sup> Jarkko Argillander	Tilaja <sup>2</sup> OAMK Tekniikan yksikkö, Autolaboratorio
	Tilajan yhdyshenkilö ja yhteystiedot <sup>3</sup> Arto Lehtonen, 050 4309240, arto.lehtonen@oamk.fi	
	Työn nimi <sup>4</sup> <b>Suunnitella ja toteuttaa testialusta vaihdelaatikon häviöiden määrittämiseen.</b>	
	Työn kuvaus <sup>5</sup> Työssä suunnitellaan ja toteutetaan testialusta takavetoisen ajoneuvon vaihdelaatikon häviöiden määrittämiseen, jossa pyritään simuloimaan mahdollisimman tarkasti tieolosuhteita.	
	Työn tavoitteet <sup>6</sup> Tavoitteena on suunnitella ensin teoriassa testialusta takavetoisen ajoneuvon vaihdelaatikon häviöiden määrittämiseen sekä toteuttaa se käytännössä.	
	Tavoiteaikataulut <sup>7</sup> 2014 aikana.	
	Päiväys ja allekirjoitukset <sup>8</sup> Tekijän allekirjoitus: <i>Jarkko Argillander</i> 3/11/2013 Tilajan allekirjoitus: <i>Arto Lehtonen</i> 5/11/2013	
	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Tekijän nimi, puhelinnumero ja sähköpostiosoite.</li> <li>2. Työn teettävän yrityksen virallinen nimi.</li> <li>3. Sen henkilön nimi ja yhteystiedot, joka yrityksessä valvoo työn suoritusta.</li> <li>4. Työn nimi voi olla tässä vaiheessa työnimi, jota myöhemmin tarkennetaan.</li> <li>5. Työ kuvataan lyhyesti. Siinä esitetään muun muassa työn tausta, lähtötilanne ja työssä ratkaistavat ongelmat.</li> <li>6. Esitetään lyhyesti ja selvästi työn tavoitteet.</li> <li>7. Esitetään projektin tavoiteaikataulu. Silloin, kun työllä on välitavoitteita, myös ne merkitään aikatauluun. Tavoiteaikataulun ja oppilaitoksen yleisaikataulun perusteella tekijä laatii oman aikataulunsa.</li> <li>8. Lähtötietomuuisto päivätään ja sen allekirjoittavat tekijä ja tilaajan yhdyshenkilö.</li> </ol>	

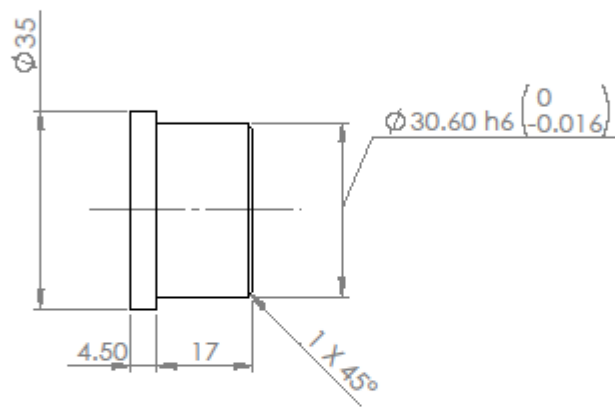
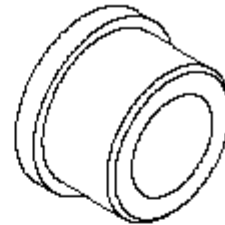
## Työpiirustukset koneistettaviin kappaleisiin

Kytkinakselin lisäakseli	910141
Vetoakseli lisäholkki	910145
Kytkinakselin booriholkin muotoilu	910142
Lisäholkki akselitiivisteelle	910143
Vetoakselin muotoilu	910146
Akselitiivisteeseen tiivistyslaippa	910144
Peruutusvaihteanturin tiivistyslaippa	2810141
Lisäpohjalevy	3011141

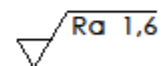




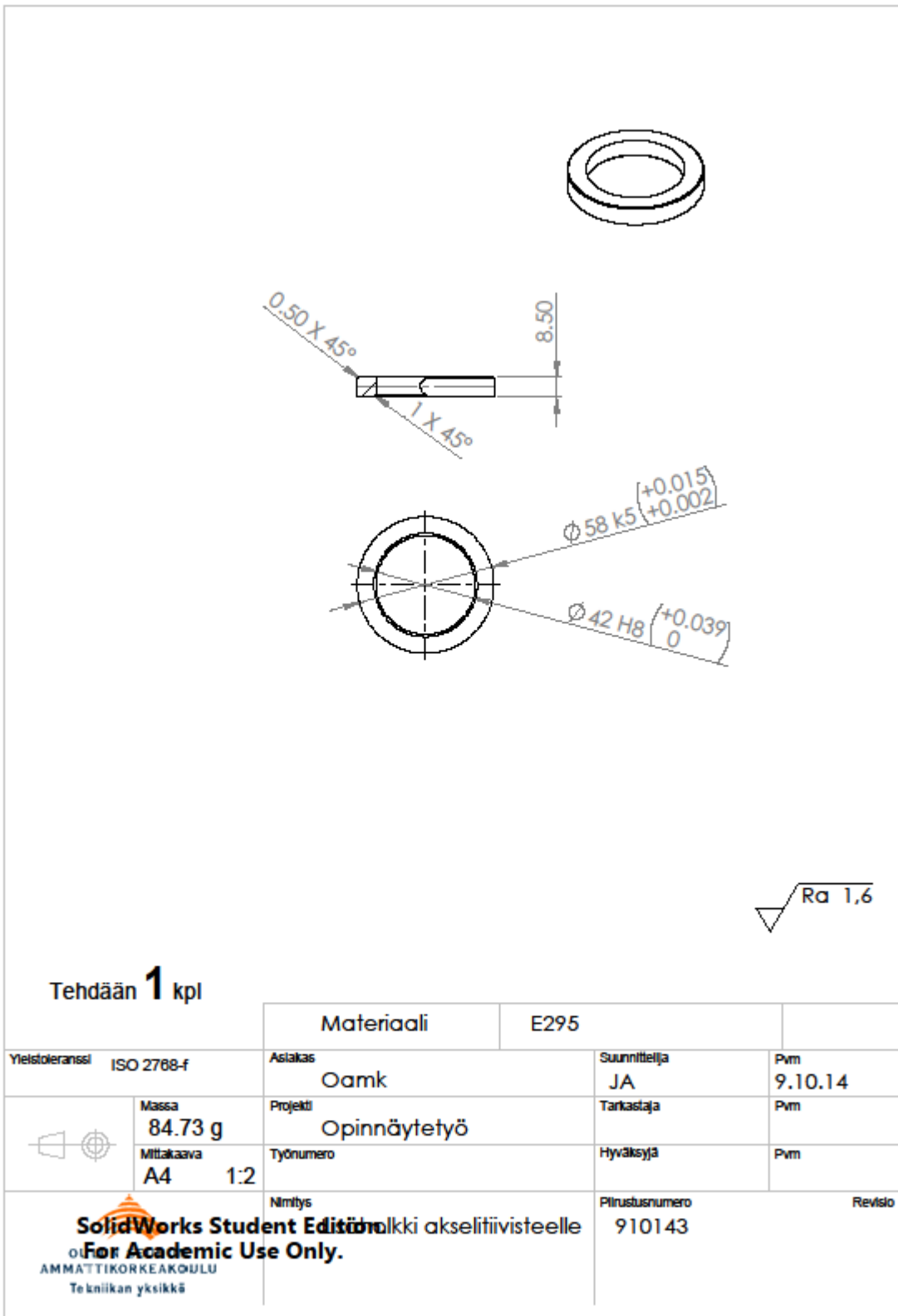




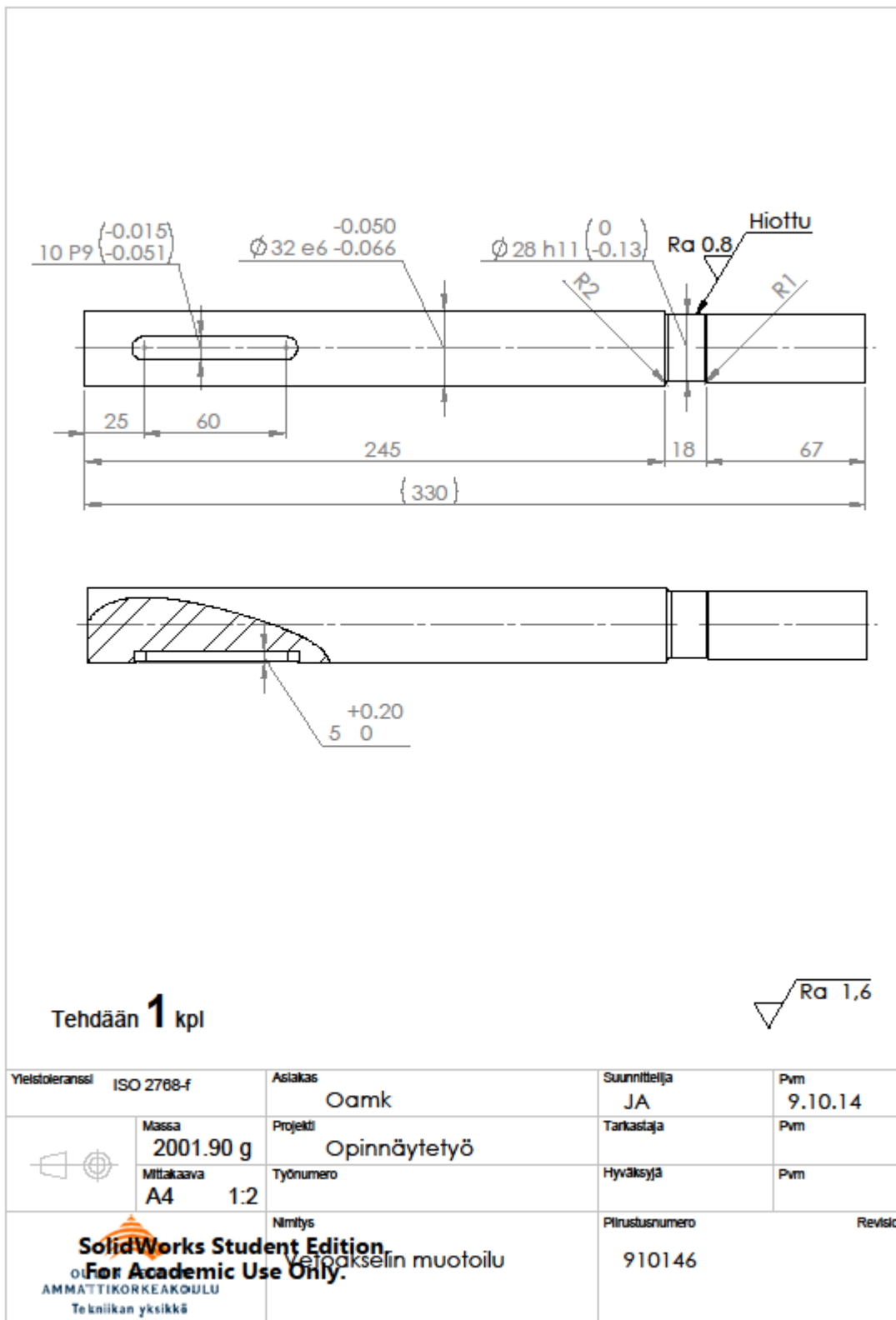
Tehdään **1** kpl



Yleistoleranssi ISO 2768-f		Asiakas Oamk	Suunnittelija JA	Pvm 9.10.14
	Massa 80.24 g	Projekti Opinnäytetyö	Tarkastaja	Pvm
	Mittakaava A4 1:1	Työnumero	Hyväksyjä	Pvm
 SolidWorks Student Edition For Academic Use Only. OULUN AMMATTIKORKEAKOULU Tekniikan yksikkö		Nimitys Kattilinkselin booriholkki tuotoilu	Piirustusnumero 910142	Revisio

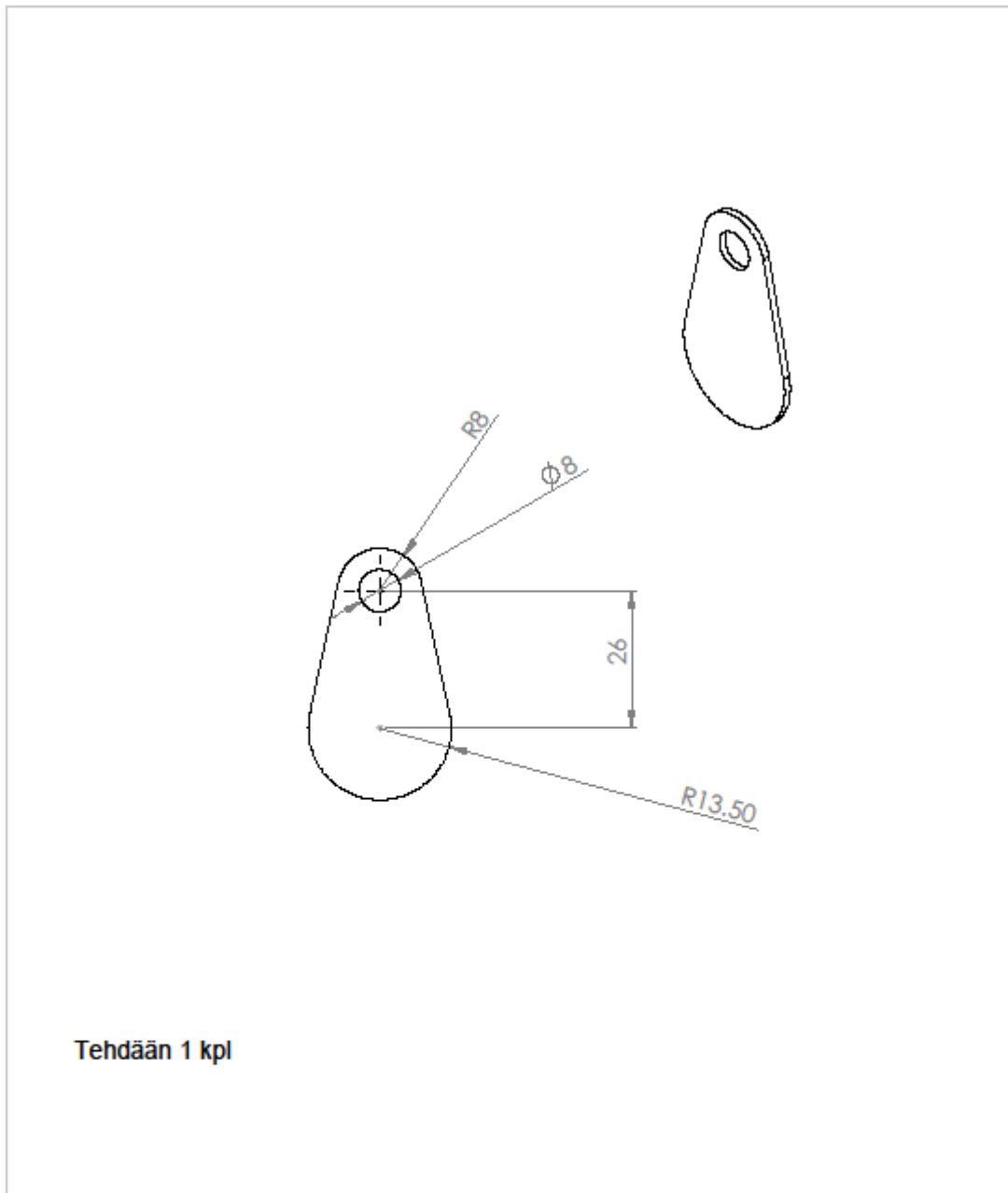




		Materiaali	E295	
Yleistoleranssi ISO 2768-f		Asiakas	Suunnittelija	Pvm
		Oamk	JA	9.10.14
	Massa	Projekti	Tarkastaja	Pvm
	84.73 g	Opinnäytetyö		
	Mittakaava	Työnumero	Hyväksyjä	Pvm
	A4 1:2			
 <b>SolidWorks Student Edition</b> For Academic Use Only. <small>OLKKA AMMATTIKORKEAKOULU</small> <small>Tekniikan yksikkö</small>		Nimitys	Piirustusnumero	Revisio
		akselitiivisteelle	910143	

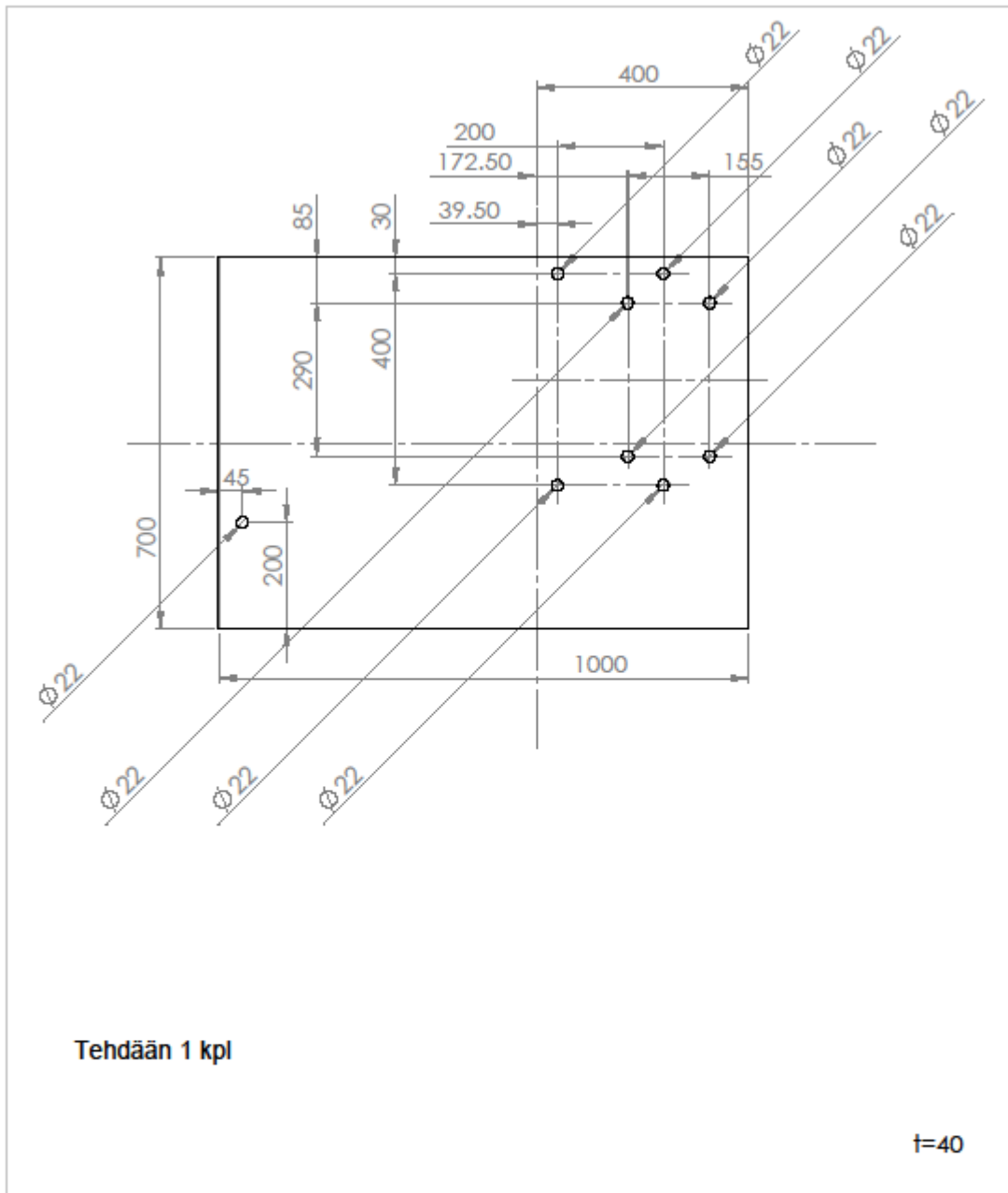


Tehdään **2** kpl

		<b>Materiaali</b>	<b>Muovi</b>	
<b>Yleistoleranssi</b>	ISO 2768-f	<b>Asiakas</b> Oamk	<b>Suunnittelija</b> JA	<b>Pvm</b> 9.10.14
	<b>Massa</b> 2.28 g	<b>Projekti</b> Opinnäytetyö	<b>Tarkastaja</b>	<b>Pvm</b>
	<b>Mittakaava</b> A4 1:1	<b>Työnumero</b>	<b>Hyväksyjä</b>	<b>Pvm</b>
<b>SolidWorks Student Edition</b> For Academic Use Only. OULUN AMMATTIKORKEAKOULU Tekniikan yksikkö		<b>Nimitys</b> Juvistyslaika akseliivisteeseen	<b>Pitustusnumero</b> 910144	<b>Revisio</b>



Yleistoleranssi ISO 2768-f		Asiakas Oamk	Suunnittelija JA	Pvm 28.10.14
	Massa 0,00139 kg	Projekti Opinnäytetyö	Tarkastaja	Pvm
	Mittakaava A4 1:1	Työnumero	Hyväksyjä	Pvm
 <b>SolidWorks Student Edition</b> For Academic Use Only OULUN AMMATTIKORKEAKOULU Tekniikan yksikkö		Nimitys Peräajutusvaihteanturin liivisylälaippa	Pitustusnumero 2810141	Revisio



Yleistoleranssi SFS-EN 2788-f		Asiakas Oamk	Suunnittelija JA	Pvm 30.11.14
	Massa 219,283 kg	Projekti Opinnäytetyö	Tarkastaja	Pvm
	Mittakaava A4 1:10	Työnumero	Hyväksyjä	Pvm
 Oulun AMMATTIKORKEAKOULU Tekniikan yksikkö		Nimitys	Pitustusnumero 3011141	Revisio



