



# Hydraulisen voimansiirtolinjan hyötysuhteen määrittäminen

Ville Uotila

OPINNÄYTETYÖ  
Kesäkuu 2023

Autotekniikka  
Korjaamotekniikka

## TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu  
Autotekniikka  
Korjaamotekniikka

UOTILA, VILLE

Hydraulisen voimansiirtolinjan hyötysuhteen määrittäminen

Opinnäytetyö 41 sivua, joista liitteitä 3 sivua  
Kesäkuu 2023

---

Tämän opinnäytetyön tarkoituksena oli määrittää hydraulisen voimansiirtolinjan hyötysuhde, jonka perusteella voidaan pohtia hydraulisen järjestelmän korvaamista sähköisellä järjestelmällä. Opinnäytetyö on osa eSmart Machines-hanketta.

Hyötysuhteen selvittämistä varten anturoitiin Avant e6-pienkuormaaja ja rakennettu kuormitusjärjestelmä paine- ja tilavuusvirta-anturein. Tämän jälkeen suoritettiin 13 mittausta erilaisilla kuormituksilla, joista kaksi valikoitui tarkempaan tutkintaan. Mittauksista tutkittiin hydraulipumpun tehoja ja pyörittäjän tehoja, jonka jälkeen näitä verrattiin toisiinsa, jolloin saatiin hyötysuhde selville. Hydrauliikan hyötysuhdetta verrattiin sähköisen järjestelmän hyötysuhteeseen.

Tutkimuksen tuloksena voitiin todeta, että sähköisellä järjestelmällä on hydraulista järjestelmää parempi hyötysuhde. Hydraulinen järjestelmä on kuitenkin vielä toistaiseksi huomattavasti halvempi ja helpompi toteuttaa, sillä se on suoraan yhteensopiva muiden laitteiden kanssa.

---

Asiasanat: hydrauliikka, hyötysuhde, pienkuormaaja

## **ABSTRACT**

Tampere University of Applied Sciences  
Degree Programme in Vehicle Engineering  
Garage Engineering

UOTILA, VILLE

Determination of the efficiency of a hydraulic transmission line

Bachelor's thesis 41 pages, appendices 3 pages  
June 2023

---

The purpose of this thesis was to determine the efficiency of the hydraulic transmission line, on the basis of which consideration can be given to replacing the hydraulic system with an electrical system. The thesis is part of the eSmart Machines project.

To determine the efficiency, Avant e6 miniloader and a load system that was built, were equipped with pressure and volume current sensors. Thirteen measurements were performed with different loads, two of which were selected for more accurate research. The measurements of the hydraulic pump's power and the rotator's power were examined and then they were compared with each other to determine the efficiency. The efficiency of the hydraulics was compared with the efficiency of the electronic system.

As a result of the study, it was found that the electrical system has higher efficiency than the hydraulic system. However, the hydraulic system is still considerably cheaper and easier to implement as it is directly compatible with other devices.

---

Key words: hydraulics, efficiency, miniloader

## SISÄLLYS

1	JOHDANTO .....	5
2	AVANT .....	7
	2.1 Avant yrityksenä .....	7
	2.2 Avantin mallisarjat .....	8
	2.3 Työssä käytetty Avant .....	8
3	HYDRAULIIKKA .....	10
	3.1 Perustietoa .....	10
	3.2 Komponentteja .....	12
	3.2.1 Pumppu .....	12
	3.2.2 Moottori .....	13
	3.2.3 Sylinteri .....	14
	3.2.4 Venttiilit .....	15
	3.2.5 Muut .....	15
4	MITTAUKSET .....	17
	4.1 Mittausmenetelmä .....	17
	4.2 Anturointi .....	19
	4.2.1 Paineanturi .....	20
	4.2.2 Tilavuusvirta-anturi .....	21
	4.2.3 Virtamittari ja jännitteen mittaus .....	22
5	MITTAUSTULOKSET .....	24
	5.1 Mittaus 1 .....	24
	5.2 Mittaus 2 .....	28
6	VIRHEARVIOINTI .....	32
7	POHDINTA .....	35
	LÄHTEET .....	37
	LIITTEET .....	39
	Liite 1. Avantin hydraulipumpun paine .....	39
	Liite 2. Kuormitusjärjestelmän tilavuusvirta .....	40
	Liite 3. Avantin pyörittäjän paineet .....	41

## 1 JOHDANTO

Autoteollisuudessa vallitseva sähköistymisen trendi leviää myös työkoneteollisuuteen. Työkoneissa täyssähköisyys on kuitenkin vielä uusi asia, sillä monet työkoneet ovat jollakin tavalla hybridejä, esimerkiksi sähköhydraulisia. Sähköinen järjestelmä on ilmastoystävällisempi kuin hydraulinen järjestelmä, sillä se ei tarvitse öljyä toimiakseen eikä voi valuttaa sitä luontoon.

Tämän opinnäytetyön toimeksiantaja on Tampereen ammattikorkeakoulu ja tarkoituksena on määrittää TAMK:in Avant-merkkisen pienkuormaajan työhydrauliikan hyötysuhde. Hyötysuhteella tarkoitetaan järjestelmän anto- ja ottotehon suhdetta. Hyötysuhde kuvaa energian säilymistä järjestelmässä.

Työssä käytetty Avant on jo tehtaalla sähköistetty siten, että polttomoottori on korvattu akulla ja sähkömoottoreilla, mutta koneessa on vielä hydraulijärjestelmä, jonka voimanlähteenä sähkömoottorit toimivat. Onkin herännyt ajatus siitä, voisiko tämän hydraulisen järjestelmän korvata sähköisellä ja näin saada aikaan parempi hyötysuhde. Tämä opinnäytetyö keskittyy hydraulisen voimansiirtolinjan hyötysuhteen määrittämiseen.

Työssä käydään läpi, minkälaisesta yrityksestä ja työkoneesta on kyse, kun puhutaan Avantista. Teoriaosuudessa tutustutaan myös hydrauliiikan perustietoon ja komponentteihin. Näiden jälkeen esitellään hyötysuhteen mittaussuhteet ja näiden lomassa myös työssä käytetyt anturit. Anturit on sijoitettu mittaussuhteen kanssa samaan paikkaan niiden liittyessä vahvasti toisiinsa. Mittausten jälkeen lyödään yhteen mittaustulokset ja mahdolliset mittavirheet. Lopuksi pohditaan mitä mittaustuloksista saadaan irti ja onko hydraulinen järjestelmä kannattava vai onko järkevämpää siirtyä sähköiseen toimilaitteen käyttöön. Tähän vertailukohtana toimii Tatu Ollikaisen opinnäytetyö kyseisen Avantin työhydrauliikan korvaamisesta sähköisellä järjestelmällä. Olemmekin tehneet kevään aikana paljon yhteistyötä opinnäytetöiden liittyessä vahvasti toisiinsa.

Tässä työssä tehdyn vertailun avulla Avantista saadaan entistä tehokkaampi työkone. Työstä on paljon hyötyä esimerkiksi pienille ja keskisuurille yrityksille, jotka

pohtivat koneen tehokkuutta eikä heillä ole omaa tutkimusosastoa, jolla asiaa voitaisiin tutkia. Tämän vuoksi onkin perustettu eSmart Machines-hanke, jossa tutkitaan esimerkiksi työn kohteena olevan Avantin sähköistämismahdollisuuksia.

## 2 AVANT

### 2.1 Avant yrityksenä

Avant Tecno Oy on 1991 perustettu ylöjärveläinen pienkuormaajia valmistava yritys Yrityksen ensimmäinen toimitusjohtaja oli Risto Käkelä ja hän toimi virassa noin 30 vuotta. Tämän jälkeen toimitusjohtajana on toiminut hänen poikansa Jani Käkelä. (Huilla 2021).

Avantin perustaneella ryhmällä oli jo valmiina kymmenen vuoden kokemus maatalouskoneiden kehittämisestä. Kokemuksen perusteella he huomasivat, että esimerkiksi rehunjakoon ei ollut kehitetty sopivia koneita. Tästä lähti liikenteeseen Avantin kehittäminen. (Avant Tecno Oy, n.d.a.).

Ensimmäinen Avant oli yhdentoista hevosvoiman bensamoottorilla toimiva, liukuohjattu ja teloilla varusteltu. Tämä oli myös nykyisestä vihreän värisestä Avantista poikkeavasti väriltään punainen. Koneen nimi oli AVANT Katti. Tämän jälkeen Avant jatkoi ahkerasti tuotekehittelyä ja nopeasti bensamoottori vaihtui dieselmoottoriin. (Huilla 2021).

Avantin toiminta kasvoi valtavaa vauhtia 1990-luvun aikana ja saikin ensimmäisenä vuotena myytyä 80 konetta. Jo -90-luvun alkupuolella yritys perusti myyntiyhtiön Saksaan. Yritys siis satsasi saman tien ulkomaan kauppaan. (Avant Tecno Oy, n.d.a.).

Avantilla kotimaisuus on erittäin tärkeää ja sille onkin myönnetty avainlippu, joka on merkki kotimaisuudesta. Koneiden kotimaisuusaste onkin kokonaisuudessaan yli 80 %. (Avant Tecno Oy, n.d.a.).

Avant on valmistanut kaiken kaikkiaan yli 50 000 pienkuormaajaa ja kuormaajia valmistuu nykytahdilla yli 120 kappaletta viikossa. Tänäkin päivänä kaikki koneet valmistetaan Ylöjärvellä, jonka lisäksi Avantilla on myyntiyhtiöt Saksassa, Iso-Britanniassa ja USA:ssa sekä yli 55 maassa maahantuontikumppaneita. Yritys on

siis kansainvälisesti hyvin tunnettu ja viennin osuus kaupasta on jopa yli 80 %. (Ylä-Tuuhonen 2021).

## 2.2 Avantin mallisarjat

Avantilla on monenlaisiin tarpeisiin olevia pienkuormaajia. Suurin osa näistä on polttomoottorikäyttöisiä, mutta kaksi mallia on sähkökäyttöisiä. Polttomoottorilla toimivia mallisarjoja ovat 200-, 400-, 500-, 600-, 700- ja 800-sarjat. (Avant Tecno Oy. n.d.c.). Sähkökäyttöinen malli on e-sarjaa. Polttomoottoreiden ominaisuudet vaihtelevat reilusti mallisarjojen välillä. Taulukosta 1 näkee eri sarjojen ominaisuudet ja niitä on helppo vertailla keskenään. Avant ilmoittaa moottoritehot hevosvoimina, mutta taulukkoon tehot on merkitty kilowatteina muutoskertoimella 0,7355 (Tekniikan kaavasto).

TAULUKKO 1. Avantin mallisarjat ja niiden ominaisuudet

	Moottori-teho	Akkukapasiteetti	Nosto-voima	Nostokorkeus	Huippunopeus
200-sarja	18 kW	-	350 kg	1,4 m	10 km/h
400-sarja	16 kW	-	550 kg	2,8 m	12 km/h
500-sarja	19 kW	-	950 kg	2,8 m	19 km/h
600-sarja	19 kW	-	1100 kg	2,8 m	20 km/h
700-sarja	42 kW	-	1500 kg	3,1 m	26 km/h
800-sarja	42 kW	-	1900 kg	3,5 m	30 km/h
e-sarja	-	13,8 kWh	900 kg	2,8 m	10 km/h

E-sarja sisältää e5- ja e6- mallit. Näissä on käytetty Avantin ja Valmet Automotiven yhteistyössä kehitettyjä akkuja ja uusimpana innovaationa Avant on kehittänyt vielä e513 ja e527 mallit, jotka ovat Avant Powerin omalla akkuteknologialla varustettuja.

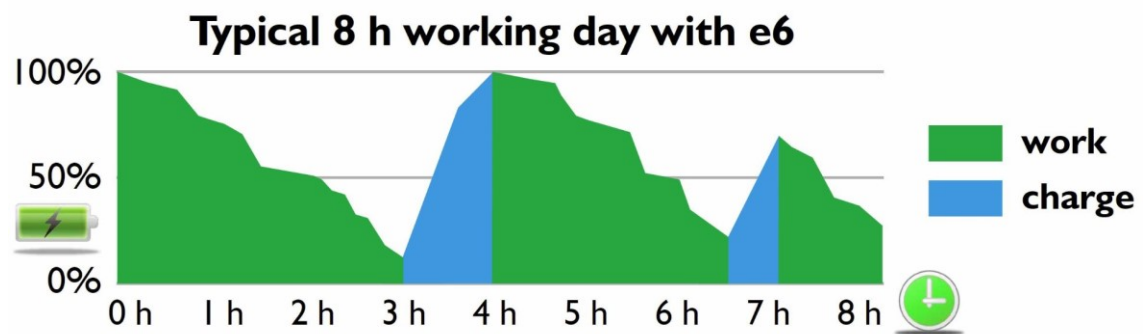
## 2.3 Työssä käytetty Avant

Työn kohteena on Avantin e6 -malli. Se on Avantin ainoa sähkökäyttöinen pienkuormaaja, joka toimii 48 V litiumioniakulla. Tarkemmin ottaen akku on LiFePO4-



akku eli litium-rautafosfaattiakku. Kyseisessä akussa on siis litium-rautafosfaatti katodina ja grafiitti metallipinnalla anodina. Tämän tyyppinen akku on kustannustehokas, käyttöturvallinen ja myrkytön sekä pitkäikäinen. Akkutyypille tyypillinen ominaisuus on korkea purkunopeus, joka on ideaali esimerkiksi trukkiin, sähköpolkupyörään tai sähköautoon, joissa sähkötehoa tarvitaan nopeissa kiihdytyksissä. (Seghers 2022). LiFePO<sub>4</sub>-akku sopii paremmin päivätyöhön kuin AGM-akku. Litiumioniakun voi ajaa paljon tyhjemmäksi ja lataus on nopeampaa. AGM-akku sopii kuitenkin hyvin esimerkiksi rehunjakoon, jossa työtä on vähän aamulla ja vähän illalla. (Avant Tecno Oy n.d.b.). Sähkökäyttöisen koneen isona etuna polttomoottorikäyttöiseen verrattuna on sen huoltovapaus.

Kyseiselle pienkuormaajalle luvataan yhdelle lataukselle työaikaa noin neljä tuntia. Tämän jälkeen puolen tunnin pikalatauksella pitäisi pystyä työskentelemään toiset neljä tuntia, jolloin työpäivä ei kulu ladatessa vaan ruokatauon aikana saadaan ladattua tarvittava varaustaso loppupäiväksi. Kuvassa 1 näkyy e6 Avantin akun varaustaso tyypillisenä työpäivänä. Pystyakselilla on kuvattu akun varaustaso ja vaaka-akselilla aika tunteina. Vihreällä merkitty alue kuvaa akun purkautumista eli työntekeä ja sininen alue kuvaa akun latausta.



KUVA 1. Avantin työpäivän kulkua (Avant Tecno Oy. n.d.b.)

### 3 HYDRAULIIKKA

#### 3.1 Perustietoa

Hydrauliikka on yksinkertaisuudessaan tehon siirtoa nesteen avulla. Järjestelmään muodostetaan mekaanisella teholla paine ja tilavuusvirta, jolloin saadaan hydraulista tehoa aikaiseksi. Hydraulisella teholla saadaan jälleen aikaiseksi mekaanista tehoa. Hydraulijärjestelmiä on avoimia ja suljettuja. Avoimissa järjestelmissä on suuri nestesäiliö, mistä yksisuuntainen pumppu syöttää nesteen toimilaitteelle ja sieltä neste palaa takaisin säiliöön. Toimilaitetta voidaan ohjata venttiileillä nesteen suuntaa muuttamalla. Suljetussa järjestelmässä on paljon pienempi säiliö ja pumppu on kaksisuuntainen. Neste ei siis ole varastoituna säiliöön vaan liikkuu järjestelmässä edestakaisin. Tämä järjestelmä on siis pumppuohjattu. Säiliötä tämä järjestelmä ei tarvitse oikeastaan muuhun kuin lähinnä vuotojen kompensointiin ja jäähdytykseen. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2008).

Hydrauliikan hyötyjä on monia. Järjestelmällä saadaan helposti tuotettua suuria voimia ja momentteja, sillä komponenttien tehotiheys on suuri. Tämä siis tarkoittaa, että pienillä komponenteilla saadaan suuria tehoja aikaiseksi. Järjestelmä on myös erittäin helppo ja tarkka säätää portaattomasti nopeuden suhteen ja nopeus saadaan myös pysymään vakiona, vaikka kuormitus vaihtelisi. Tarkan säädön ansiosta myös toimilaitteen asemointitarkkuus on hyvä. Järjestelmään voidaan myös toteuttaa kuormantunto, jolloin se suhteuttaa voimankäytön kuorman suuruuden mukaan. Tämän kuormantunnon ja portaattoman säätämisen ansiosta hydrauliikalla voidaan toteuttaa jouhevia liikkeellelähtöjä, pysäytyksiä sekä myös suunnanvaihtoja. (Ijas, M. n.d).

Jouhevuuden lisäksi järjestelmällä on myös luontainen kuormanpito-ominaisuus, mikä tarkoittaa, että kun esimerkiksi kuormaaja nostetaan ylös, ei sitä tarvitse enää sen jälkeen pitää ylhäällä vaan venttiilistö pystyy pitämään paineen järjestelmässä niin, että kuormaaja pysyy ylhäällä. Kuormituksen ollessa liian iso esimerkiksi liian painavaa asiaa nostaessa ylikuormitussuoja estää järjestelmän rikkoutumisen. Hydrauliikassa tämä on erittäin helppo toteuttaa paineventtiilien avulla. Mitä raskaampi kuorma on, sitä enemmän painetta se vaatii. Mikäli paine

nousee liian suureksi suuren kuorman takia, paineventtiili päästää nestettä läpi, minkä seurauksena paine pysyy asetetuissa rajoissa. (Ijas, M. n.d).

Järjestelmän ohjaus on myös helppoa ja monipuolista. Sitä voidaan ohjata mekaanisesti, hydraulisesti tai sähköisesti. Hydraulijärjestelmässä voidaan myös käyttää useampaa toimilaitetta samanaikaisesti. Tästä hyvä esimerkki on kuormaaja, jossa voidaan käyttää esimerkiksi kauhaa niin, että sitä nostetaan tai lasketaan ja kallistetaan samaan aikaan. Komponenttien sijoittelu on myös paljon vapaampaa kuin mekaanisessa järjestelmässä, sillä teho liikkuu nestettä pitkin putkissa ja letkuissa eikä mekaanista yhteyttä tarvita. Tämän takia järjestelmän muunneltavuus on mahdollista ja melko helppoa. Järjestelmään voidaan myös toteuttaa hydraulinen jarrutus ja energian talteenottoakin on tämän takia mahdollista. (Ijas, M. n.d).

Haittoja hydraulijärjestelmässä tietysti on. Nesteen korkeat paineet aiheuttavat ongelmia järjestelmän tiivistämisessä ja tämän takia jonkinasteiset vuodot ovat todennäköisiä. Öljy on tietysti myös likaavaa ja ympäristöä saastuttavaa sekä palavaa. Se ei syty helposti eikä juuri koskaan aiheuta tulipaloa, mutta kuitenkin mahdollisuus sen syttymiseen on olemassa. Paloturvallisuuden kannalta ehkä merkittävämpi tekijä on se, että kone syttyy jostakin muusta syystä, jolloin hydraulioöljy toimii tulipalon polttoaineena. (Ijas, M. n.d).

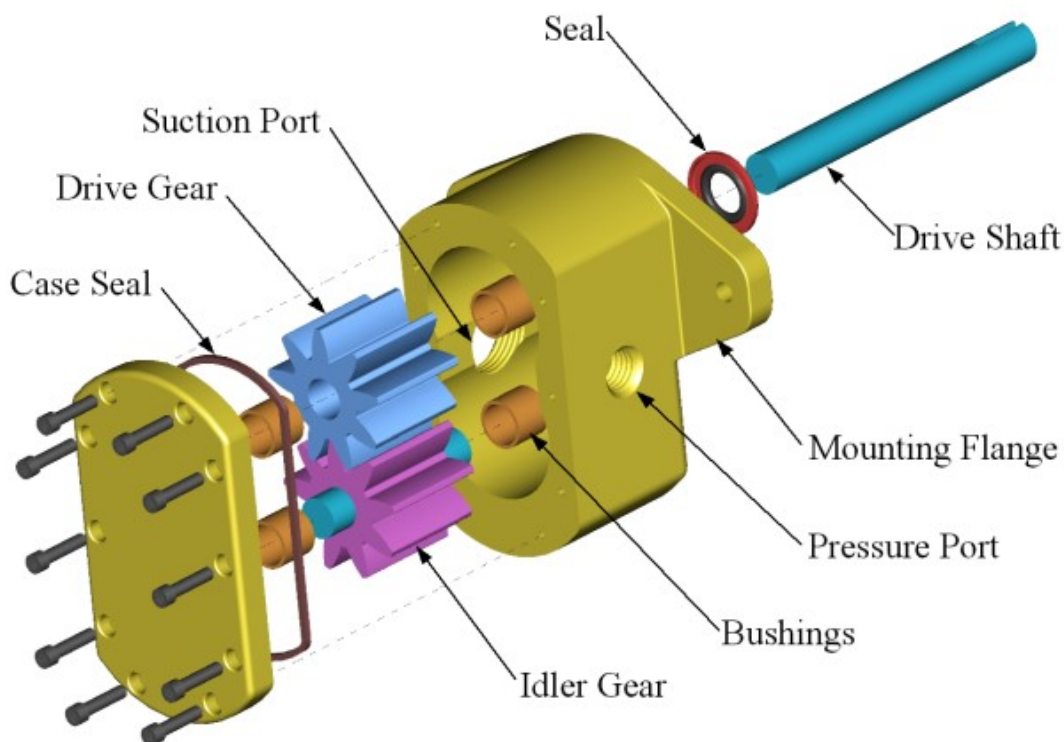
Öljyyn liittyviä muita huonoja puolia on öljyn viskositeetin muuttuminen lämpötilan mukaan, jonka takia kylmällä koneella työskennellessä sen ominaisuudet ovat hieman erilaiset kuin lämpimällä koneella työskennellessä. Tämä on otettava huomioon öljyä valittaessa. Öljy myös hieman joustaa järjestelmässä, vaikkakin se on väliaineista paras mahdollinen. Esimerkiksi ilma on paljon kokoonpuristuvampaa, mikä aiheuttaa lisää joustoa. Öljyllä toimivassa järjestelmässä ilma aiheuttaa ongelmia eri ominaisuuksiensa vuoksi. Tämän takia järjestelmä pitää olla hyvin ilmattu. Järjestelmä pitää olla myös täysin puhdas erilaisista likapartikkeleista, minkä takia valmistustoleranssivaatimukset ovat hyvin tarkat ja hydrauliiikan asennus- ja huoltotyöt vaativat ammattitaitoisen tekijän. Näiden lisäksi hydrauliiikan hyötysuhde on melko huono. (Ijas, M. n.d). Tämän opinnäytetyön tuloksena nähdäänkin mikä hydraulisen voimansiirron hyötysuhde käytännössä on.

## 3.2 Komponentteja

Hydraulijärjestelmä koostuu monista eri komponenteista. Yksinkertaisimmillaan järjestelmä ei tarvitse muutamaa komponenttia enempää, mutta monimutkaisemmat järjestelmät voivat sisältää kymmeniä erilaisia komponentteja. Nykyisin komponentit ovat jo niin kehittyneitä, että senkin takia komponenttien tarve on vähentynyt. Komponentteja on siis pystytty yhdistämään ja monipuolistamaan.

### 3.2.1 Pumppu

Pumppua käytetään joko poltto- tai sähkömoottorilla. Tämän työn tapauksessa sitä pyöritetään sähkömoottorilla. Pumppu pyörittää koko hydraulijärjestelmää. Se imee hydraulioöljyn säiliöstä ja pumppaa sen paineella järjestelmään. Sillä siis saadaan muunnettua mekaaninen teho hydrauliseksi tehoksi. Pumppuja on monia erilaisia, kuten esimerkiksi hammaspyörä-, ruuvi- siipi- ja mäntäpumppuja. Mäntäpumput jaetaan vielä rivi-, radiaali- ja aksiaalimäntäpumppuihin. Tämän lisäksi pumput voidaan jakaa vielä kahteen; vakioilavuuksisiin ja säätöilavuuksiin. Kuitenkaan kaikki pumpputyypit eivät sovellu säädettäviksi. Työn kohteena olevan Avantin hydraulipumput ovat vakioilavuuksisia ja hyvin todennäköisesti hammaspyöräpumppuja. Niitäkin on kahta versiota; sisäryntöinen ja ulkoryntöinen (KUVA 2).



KUVA 2. Ulkoryntöisen hammaspyöräpumpun kuva (Wikipedia 2023)

Vaikka pumppuja on paljon erilaisia, kaikissa on kuitenkin sama toimintaperiaate. Pumput toimivat niin sanotulla syrjäytysperiaatteella. Pumppu ensin imee nesteen sisään, jonka jälkeen se alkaa pienentämään nesteen tilavuutta. Koska neste ei juurikaan puristu kasaan, se täytyy päästä liikkumaan jonnekin. Tämän seurauksena neste lähtee pumpusta eteenpäin ja muodostaa paineen, mikäli neste ei pääse vapaasti virtaamaan eteenpäin.

### 3.2.2 Moottori

Hydraulimoottorilla saadaan järjestelmästä pyörivää liikettä ulos. Se ei siis pyöritä hydraulijärjestelmää vaan järjestelmä pyörittää sitä. Tällä tavalla saadaan hydraulinen teho muutettua jälleen mekaaniseksi tehoksi. Moottoreita voidaan käyttää esimerkiksi hydraulisessa ajovoimansiirrossa renkaiden pyörykseen tai siten lisälaitteen pyörittäjän pyörykseen.

Niin kuin pumppujakin on erityyppisiä, myös moottoreita on erilaisia. Moottorit voidaan jaotella hammaspyörä-, siipi- ja mäntämoottoreihin ja nämä voidaan

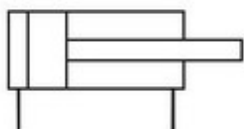
vielä jakaa kahteen; vakioilavuus- ja säätöilavuusmoottoreihin. Työn kohteena olevassa Avantissa käytetään pyörittäjän moottorina vakioilavuuksista hammaspyörämoottoria.

Hydraulimoottorien toimintaperiaate on sama kuin pumpullakin. Se vain toimii toisinpäin. Pumpussahan neste liikkuu pumpun voimalla, mikä taas pyörii esimerkiksi sähkömoottorilla. Hydraulimoottorissa hydraulineeste toimii voimanlähteenä ja pyörittää moottoria.

### 3.2.3 Sylinteri

Hydraulisylinterillä saadaan järjestelmästä työntö- ja vetoliikettä. Sylintereitä on kahdenlaisia; yksitoimisia ja kaksitoimisia. Yksitoiminen sylinteri liikkuu hydraulisesti siis vain toiseen suuntaan ja männän palautus tapahtuu jollain muulla mekanismilla kuten jousella. Kaksitoiminen sylinteri toimii molempiin suuntiin hydraulisesti ja on tämän takia huomattavasti monipuolisempi käyttää. Kaksisuuntaisissa sylintereissä on silti yleensä vain yksi männän varsi, mutta joissain tapauksissa männän varsia voi olla kaksi. Tällöin molemmista sylinterin päistä saadaan tehoa ulos. Sylinteri täytyy tietysti kiinnittää molemmista päistä, jotta veto- ja työntöteho saadaan aikaiseksi. Jos sylinterissä on kaksi männän vartta, täytyy tietysti myös keskellä oleva sylinteri kiinnittää johonkin.

Hydraulisylinteri on käytännössä putki, jonka sisällä on mäntä. Sylinteri on yleensä toisesta päästä umpinainen ja toisesta päästä tulee ulos männän varsi (KUVA 3). Poikkeuksena on kaksivartiset männät, joista jo mainitsin. Sylinteri toimii siten, että sinne ajetaan nestettä sisälle, joka työntää mäntää jompaankumpaan suuntaan riippuen siitä, kummalle puolelle nestettä ajetaan.



KUVA 3. Yksinkertaistettu kuva hydraulisylinteristä (Hydrauliikkapumppu.fi)

Sylinterin männällä on suuri vaikutus sylinterin ominaisuuksiin. Mitä suurempi iskupituus männällä on, sen suurempi liike saadaan aikaiseksi. Männän varren

koko taas vaikuttaa sylinterin tehoon. Mitä suurempi männän pinnan pinta-ala on, sen suurempi teho saadaan aikaiseksi. Tähän ei kuitenkaan vaikuta röpelöinen pinta, eikä se voi sitä olla. Toisin sanoen, mitä paksumpi männän varsi on, sen enemmän se vie tehollista pinta-alaa (Mäkelä, Soininen, Tuomola & Öistämö 2005 s. 99). Jos paine on vakio niin männän pinta-ala vaikuttaa suoraan sylinterin tuottamaan voimaan ( $F = A \cdot p$ ) Toisaalta jos männän varsi on todella ohut ja tehot suuret, se ei välttämättä kestä. Yksivartisissa sylintereissä toiseen suuntaan saadut tehot ovat paljon suuremmat kuin toiseen suuntaan, sillä se männän varsi rajoittaa tehon tuottoa. Kaksivartisissa sylintereissä tehojakaumat ovat paljon tasaisemmat. Työssä käytetyssä Avantissa on käytössä yksivartiset, kaksitoimiset sylinterit.

### **3.2.4 Venttiilit**

Venttiileitä on monenlaisia ja moneen tarkoitukseen. Venttiilit voidaan jakaa käyttötarpeen mukaan suuntaventtiileihin, paineventtiileihin, virtaventtiileihin, proportionaali- ja servoventtiileihin sekä 2-tielogiikkaventtiileihin.

Työn kohteena olevassa Avantissa on työhydrauliikan puolella käytössä suuntaventtiileitä, joilla varmistetaan nestekierron oikea suunta, paineventtiileitä, joilla estetään paineen liiallinen nousu ja PVG-ohjausventtiili, jolla ohjataan työlaitteita.

### **3.2.5 Muut**

Hydrauliikassa käytetään lähes aina hydrauliöljyä tehon välittäjänä. Öljyn viskositeetti voi vaihdella käyttökohteen mukaan. Nesteenä voidaan käyttää myös vettä, mutta sitä käytetään hyvin harvoin sen huonojen ominaisuuksien vuoksi. Vesi höyrystyy huomattavasti alhaisemmassa lämpötilassa kuin öljy ja on paljon huonompi voiteluaine. Työn kohteena olevassa Avantissa käytetään viskositeetiltaan 19w50 hydrauliöljyä. Järjestelmä tietysti sisältää myös suodattimia, jotta välttyään järjestelmän likaantumiselta.

Järjestelmän putket, letkut ja liittimet tulee mitoittaa paineen, tilavuusvirran sekä käytettävän nesteen ja liittimien mukaan niin kuin muutkin komponentit. Hydraulii-  
kan komponentteja olisi vieläkin lisää, mutta keskitytään tässä näihin keskeisim-  
piin komponentteihin, joita myös työn kohteena olevassa Avantissa esiintyy.



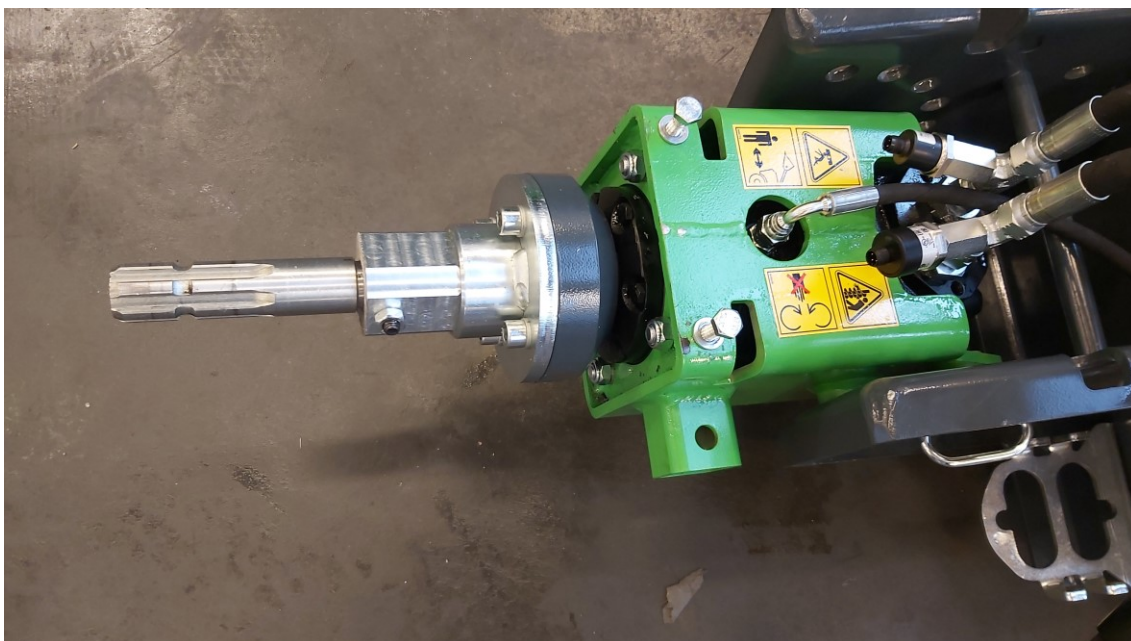
## 4 MITTAUKSET

### 4.1 Mittausmenetelmä

Mittausta varten rakennettiin pyörittäjää kuormittava hydraulinen järjestelmä, joka toimii myös mittausjärjestelmänä (KUVA 4). Järjestelmä koostui hydraulimoottorista ja vaihteistosta, kuristimesta, säiliöstä ja letkuista. Siihen asennettiin myös tilavuusvirta-anturi ja paineanturi. Kuormitusjärjestelmä saatiin kasattua ongelmitta, mutta sen kiinnittäminen Avantin pyörittäjään ei onnistunut ilman muutoksia. Pyörittäjässä olevaa akselia muokattiin niin, että hydraulimoottorin akseli upotettiin pyörittäjän akseliin ja pultattiin kiinni (KUVA 5). Hydraulimoottorin akselia kavennettiin hieman upottamisen helpottamiseksi.



KUVA 4. Kuormitusjärjestelmä (Uotila, V. 2023)



KUVA 5. Hydraulimoottorin akseli kiinnitettynä Avantin akseliin (Uotila, V. 2023)

Kuormitusjärjestelmän hydraulimoottori tuettiin pyörittäjään metallilevyjen avulla (KUVA 6). Tuennan avulla kuormitusjärjestelmä ei lähde pyörimään pyörittäjän mukana. Levyt hitsattiin toisiinsa kiinni 90 ° kulmassa ja toinen levy pulttattiin kuorman hydraulimoottoriin ja toinen levy pyörittäjän runkoon. Tätä varten piti tehdä pyörittäjän runkoon sopivan kokoiset reiät kierteineen.



KUVA 6. Kuormitusjärjestelmän hydraulimoottori kiinnitettynä pyörittäjään (Uotila, V. 2023)

Mittauksia suoritettiin yhteensä kolmelta kappaleelta, jotka numeroitiin 0–13 kuristimen asennon mukaan. Ensimmäisellä mittauksella kuormitusjärjestelmän kuristin oli täysin auki asennossa, ja tämän jälkeen jokaisella mittauksella kuristinta kierrettiin kierros kiinnipäin. Lopuksi kuristinta oli kierretty kaksitoista kierrosta kiinnipäin, jolloin se oli täysin kiinni. Tässä työssä ei kuitenkaan perehdytä kaikkiin mittauksiin vaan valitaan niistä kaksi, joihin perehdytään paremmin. Perehdytään siis mittauksiin viisi ja kymmenen. Jatkossa näistä mittauksista kuitenkin puhutaan selvyuden vuoksi nimellä mittaus yksi ja kaksi. Kyseisissä mittauksissa kuristinta on siis kierretty viisi ja kymmenen kierrosta. Nämä mittaukset valikoituivat lähempään tarkasteluun, sillä mittauksen kaksi kuormitus on korkea, muttei täysin ääripää. Vastaavasti mittauksen yksi kuormitus on reilusti pienempi, mutta kuormaa silti vielä selkeästi on.

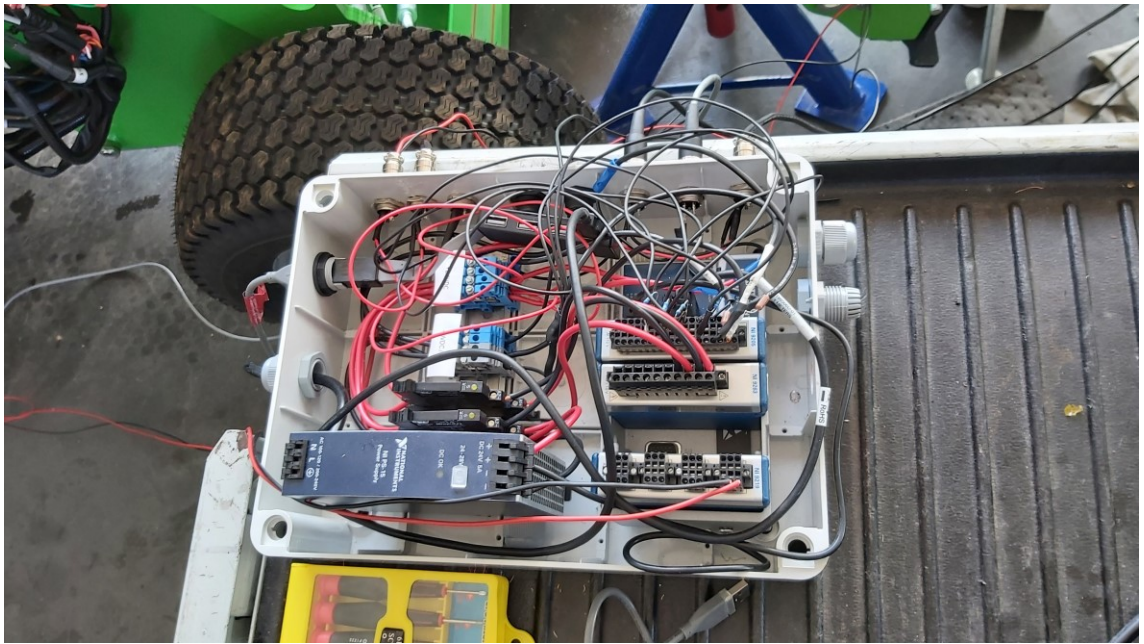
Yksi mittaus tapahtuma kesti aina kymmenen sekuntia. Jokaisessa mittauksessa aloitetaan pyörittäjän pyöritys minimikierroksista ja kierrosnopeutta kasvatetaan mahdollisimman tasaisesti maksimiin asti. Pyörittäjän laskennallinen kierrosnopeus on joutokäynnillä noin 23,8 kierrosta minuutissa ja täyskaasulla noin 63,4 kierrosta minuutissa. Pyörittäjän kierrosnopeus saadaan laskettua kaavalla

$$n = \frac{V_p \cdot n_p}{V_m} \quad 1$$

, kun tiedetään pumpun kierrostilavuus  $V_p$  sekä kierrosnopeus  $n_p$  ja pyörittäjän hydraulimoottorin kierrostilavuus  $V_m$ . Pumpun kierrostilavuus on  $8,3 \text{ cm}^3$ , kierrosnopeus minimissään 1500 kierrosta minuutissa ja maksimissaan 4000 kierrosta minuutissa. Pyörittäjän hydraulimoottorin kierrostilavuus on  $523,6 \text{ cm}^3$ .

## 4.2 Anturointi

Mittauksia varten hydraulijärjestelmään piti asentaa muutama anturi, joista saadaan luettua dataa saman aikaisesti. Tämä hieman hankaloitti antureiden valitsemista. Anturit kytkettiin National Instruments nimiseen mittauskortistoon (KUVA 7.). Anturit valittiin niiden liitettävyyden, mittaussignaalityypin ja paineenkeston perusteella.



KUVA 7. Mittauksia varten tehty mittauskortisto (Uotila, V. 2023)

Anturit antoivat datan virtaviestinä. Tämä viesti piti muuttaa jänniteviestiksi 250  $\Omega$ :n vastuksen avulla. Jänniteviesti syötettiin National Instruments mittauskortistoon, josta data siirrettiin tietokoneelle SignalExpress ohjelmaan. Tämä mittausdata siirrettiin Exceliin analysointia varten.

Datasta saadaan laskettua oikeat arvot kaavalla

$$(a - b) \cdot \frac{c}{d} \quad 2$$

jossa  $a$  on jänniteviestin suuruus,  $b$  on jänniteviestin minimiarvo,  $c$  on anturin maksimiarvo ja  $d$  on jänniteviestin maksimin ja minimin erotus.

#### 4.2.1 Paineanturi

Paineanturilla saadaan mitattua järjestelmästä paine. Paineen mittaus tapahtuu aina paine-eron mittaamisella eli anturi mittaa ilmanpaineen ja järjestelmän paineen paine-eron. Paineanturi antaa mittaustuloksen virtaviestinä 4–20 mA väliltä. Tämä tarkoittaa 1–5 V jänniteviestiä. Anturi antaa siis yhden voltin viestin, jos järjestelmän paine on nolilla. Tämän ansiosta anturin toimivuus on helppo testata, sillä jos anturi antaa vähemmän kuin yhden voltin jännitteen, se on todennäköisesti kytketty väärin.

Paineantureita tarvittiin työhön neljä kappaletta ja antureiksi valikoitui WIKA A-10. Antureista kaksi oli 250 baarin, yksi 400 baarin ja yksi 10 baarin paineenkestolla. 250 baarin anturit ovat tuotekoodilla 12724859, 10 baarin anturi 12762831 ja 400 baarin anturi 12751198. 250 baarin antureista yksi sijoitettiin Avantin omaan paineen mittauspisteeseen työhydraulipumpulle. Anturi ei kuitenkaan mahtunut sellaisenaan ahtaaseen mittauspisteeseen, sillä mittauspiste sijaitsi suojakotelon sisällä. Tämän takia anturi tuotiin kotelosta ulos letkuadapterin avulla. Toinen 250 baarin anturi asennettiin pyörittäjän päällä olevaan hydrauliletkuun T-liittimen avulla. Näihin antureihin valittiin 250 baarin paineenkesto, sillä Avantin hydraulijärjestelmässä on piirustusten mukaan 210 baarin paineenrajoitusventtiili. 10 baarin anturi asennettiin toiseen pyörittäjän päällä olevaan hydrauliletkuun samalla tavalla. Paluupuolen paineesta ei ollut varmaa tietoa, mutta voitiin olettaa sen olevan melko pieni. Pyörittäjää voidaan pyörittää molempiin suuntiin, joten molemmat letkut ovat sekä tulo- että paluuletkuja. Tämän vuoksi piti olla tarkkana pyörittämissuunnasta, ettei 10 baarin anturi rikkoudu paineen noustessa liian korkeaksi väärään suuntaan pyöritettäessä. Viimeinen 400 baarin anturi asennettiin kuormitusjärjestelmään heti hydraulimoottorin ja vaihteiston perään T-liittimellä. Kuorman paineanturin paineenkestoksi valittiin varmuuden vuoksi 400 baaria, sillä voitiin olettaa, että paine nousee melko suureksi.

#### **4.2.2 Tilavuusvirta-anturi**

Tilavuusvirta-anturilla saadaan mitattua virtaavan nesteen määrä ajan funktiona. Näin saadaan tietää esimerkiksi, kuinka monta litraa minuutissa pumppu todellisuudessa pystyy siirtämään.

Tilavuusvirta-antureita työssä ei tarvita kuin yksi, sillä voidaan olettaa, että tilavuusvirta ei voi muuttua matkan varrella. Ainoa muuttuja tässä tapauksessa tilavuusvirralla on pumpun kierrosnopeus. Tilavuusvirta-anturi sijoitettiin kuormitusjärjestelmään, jolloin Avantin hydraulijärjestelmästä ei saatu mitattua tilavuusvirtaa. Tämä saadaan kuitenkin laskettua, kun tiedetään moottoreiden kierrostilavuudet ja välityssuhteet. Tilavuusvirta-anturiksi valikoitui VC 3 K1 F1 P2 SH, sen pohjalevynä oli MVC 5 R2 E05 sivulähdöllä sekä G 1” kierteellä ja näyttölaitteena toimi SD1-I-24.

Anturin ohjelmointi tapahtui SD-1 näyttölaitteen kautta. Kuvasta 8 näkee, miten laitteen ohjelmointi tapahtuu. Laitteessa on kaksi nappia, joiden avulla valikossa kuljetaan ja jokainen menu pitää ohjelmoida sopivaksi mittausta varten. Tilavuusvirraksi menuun 01 arvioitiin 15 l/min, sillä Avantin tilavuusvirta on noin 36 l/min ja muuntosuhde järjestelmien välillä on noin 0,3. Skaalaan jää siis pieni varmuusvara, jottei mitään mene rikki. Mittalaitteen tiedoista löytyy pulssiluku, joka ohjelmoidaan menuun 00. Pulssiluku on kyseiselle anturille 3.000. Loput arvot voidaan pitää oletusarvoina.

#### 4.1 Yhteenveto asetusarvoista

Omat asetukset voidaan kirjata kohtaan "Omat arvot".

Menu – Referenssi	Omat arvot - Käyttäjä	Vakio asetus	Toiminto	Yksikkö
00		0.040	Anturin pulssitilavuus	ml
01		3.500	Maks. analoginen ulostulo	l/m
02		0.400	Digitaalinen suodattimen tai vaste aika sekunneissa	1
03		9999	"Veto" Rele 1	l/m
04		9999	"Päästö" Rele 1	l/m
05		9999	"Veto" Rele 2	l/m
06		9999	"Päästö" Rele 2	l/m
07		0000	Aikayksikkö:    0 = Minuutti 1 = Vaihtoehtoyksikkö Vaihtoehtoyksikkö: 0 = Sekunti 1 = Tunti Näyttö:        0 = Virtaus 1 = Tilavuus Mittaus:        0 = Vaste aika 1 = Aikamittaus	
08		0000	Anturi :        0 = 2 kanavaa 1 = 1 kanava Näyttö:        0 = Normaali 1 = 180° Käännetty Analogi/Rele: 0 = Analogiulostulo 1 = Rele Analogi ulost. 0 = 0-20mA 1 = 4-20 mA	
09		1.000	Tiheys	Kg/l
10		0.000	Rajoittava taajuus	Hz

Mikäli releiden veto ja päästö on asetettu 9999, on releet pois käytöstä.

KUVA 8. Näyttölaitteen ohjelmointi (Milocraft n.d.)

#### 4.2.3 Virtamittari ja jännitteen mittaus

Virtamittariksi valittiin LEM HTR 100-SB. Mittarin jatkuva virran kesto on 100 A ja hetkellinen virran kesto 200 A. Virtamittari antoi 0–4 V jänniteviestin, jolloin se ei tarvinnut vastusta ennen mittauskorttia.

Jännite voitiin syöttää Avantin akulta suoraan mittauskorttiin, joka salli 60 V:n jännitteen. Näin saatiin suoraan mitattua akun jännite mitään muuttamatta tai laske-

matta.

## 5 MITTAUSTULOKSET

### 5.1 Mittaus 1

Kuormitusjärjestelmän tilavuusvirta nousi 2,98 litrasta 9,57 litraan minuutissa, joka voidaan nähdä kuvaajasta 1. Kuorman paine ei noussut 2,4 baaria suuremmaksi. Tämä ei kuitenkaan vaikuta juuri mihinkään sillä kuormitusjärjestelmän tehoja tai hyötysuhdetta ei tutkita. Tämä mittaus ei alkanut nolasta, joten minimiarvoilla ei ole niin suurta merkitystä.

Akun jännite oli korkeimmillaan 49,02 volttia ja putosi mittauksen aikana 48,35 volttiin. Virran syöttö akulta alkoi 18,77 ampeerista ja nousi 132 ampeeriin asti. Näistä saadaan laskettua akulta tuleva teho kaavalla

$$P = U \cdot I \quad 3$$

Sijoitetaan kaavaan  $U_{alku} = 49,02 \text{ V}$  ja  $I_{alku} = 18,77 \text{ A}$ , jolloin saadaan mittauksen aloitustehoksi 920,11 wattia. Lopputehoksi saadaan  $48,35 \text{ V} \cdot 132 \text{ A} = 6382,2 \text{ W}$ .

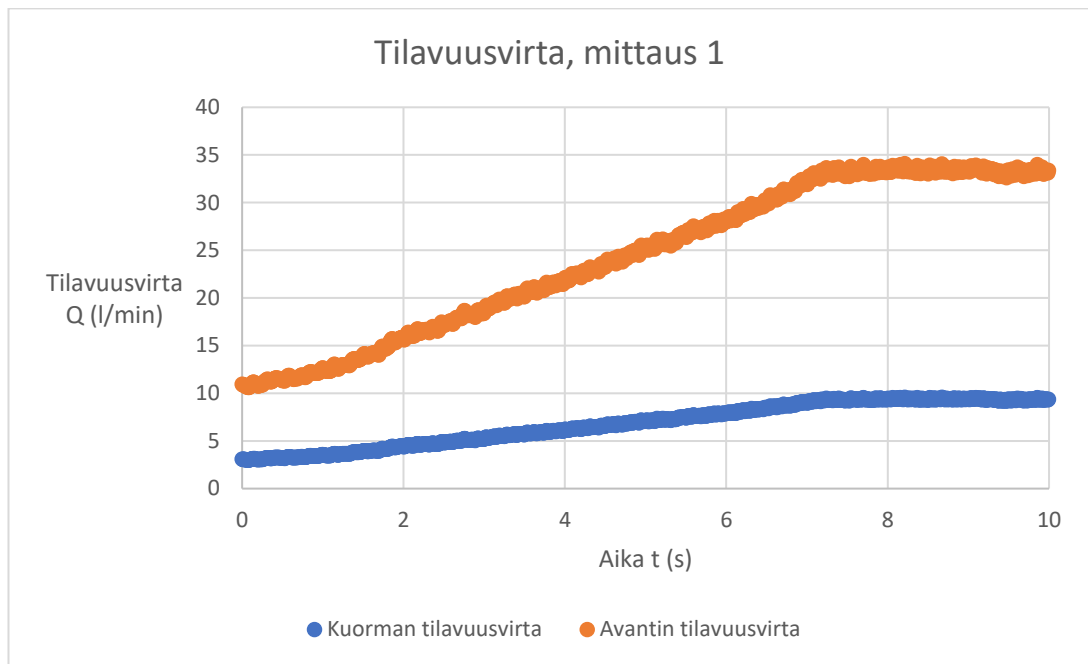
Hydraulipumpun jälkeen mitattu paine nousi mittauksen aikana 26,4 baarista 66,4 baariin (liite 1.). Jotta saadaan laskettua pumpun tuottama teho, pitää laskea tilavuusvirta kuormitusjärjestelmän tilavuusvirta-anturin avulla. Voidaan olettaa, että tilavuusvirta ei muutu järjestelmän sisällä, jolloin järjestelmässä on joka paikassa yhtä suuri tilavuusvirta. Järjestelmien välissä on kaksi moottoria akseloituna toisiinsa ja yksi vaihteisto. Kuormitusjärjestelmän moottorin kierrostilavuus on  $42 \text{ cm}^3$  ja siihen on liitetty 3,5:1 ylennysvaihte. Voidaan siis ajatella, että moottorin kierrostilavuus on  $42 \text{ cm}^3 \cdot 3,5 = 147 \text{ cm}^3$ . Pyörittäjän hydraulimoottorin kierrostilavuus on  $523,6 \text{ cm}^3$ , jolloin moottorien välinen suhde on  $\frac{147 \text{ cm}^3}{523,6 \text{ cm}^3} = 0,28075$ .

Kuormitusjärjestelmän tilavuusvirta on tässä mittauksessa korkeimmillaan 9,568 litraa minuutissa (liite 2.). Tällöin Avantin järjestelmän tilavuusvirta on siis  $\frac{9,568}{0,28075} \frac{1}{\text{min}} = 34,080 \frac{1}{\text{min}}$ . Hydraulipumpun antotehon laskemiseksi paine muutetaan baareista pascalleiksi kertoimella  $10^5$  ja tilavuusvirta yksiköstä litraa minuutissa yksikköön kuutiometriä sekunnissa kertoimella  $\frac{1}{1000 \cdot 60}$ . Tällöin pumpun antamaksi paineeksi saadaan  $66,4 \cdot 10^5 \text{ Pa} = 6\,640\,000 \text{ Pa}$  ja tilavuusvirraksi



$\frac{34,080}{1000 \cdot 60} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 0,000568 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ . Kertomalla paine ja tilavuusvirta keskenään saadaan tulokseksi teho watteina.  $6\,640\,000 \text{ Pa} \cdot 0,000568 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 3771,52 \text{ W}$ .

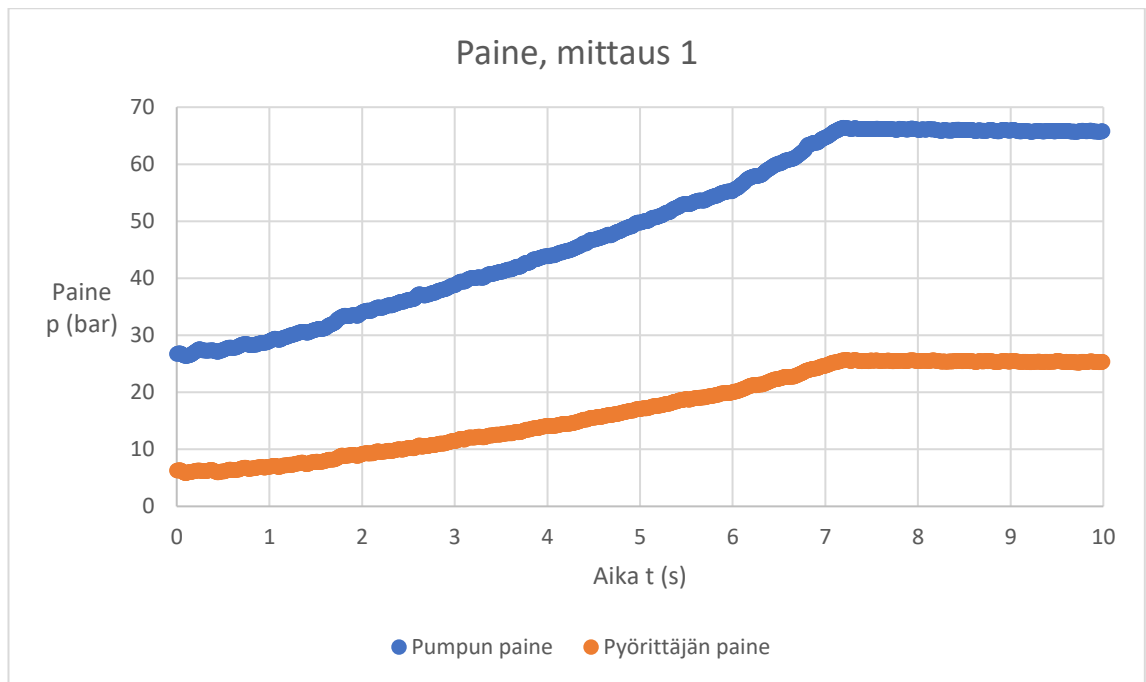
Kuvaajasta 1 nähdään tilavuusvirta kuormitusjärjestelmässä sekä Avantin järjestelmässä mittauksen 1 aikana.



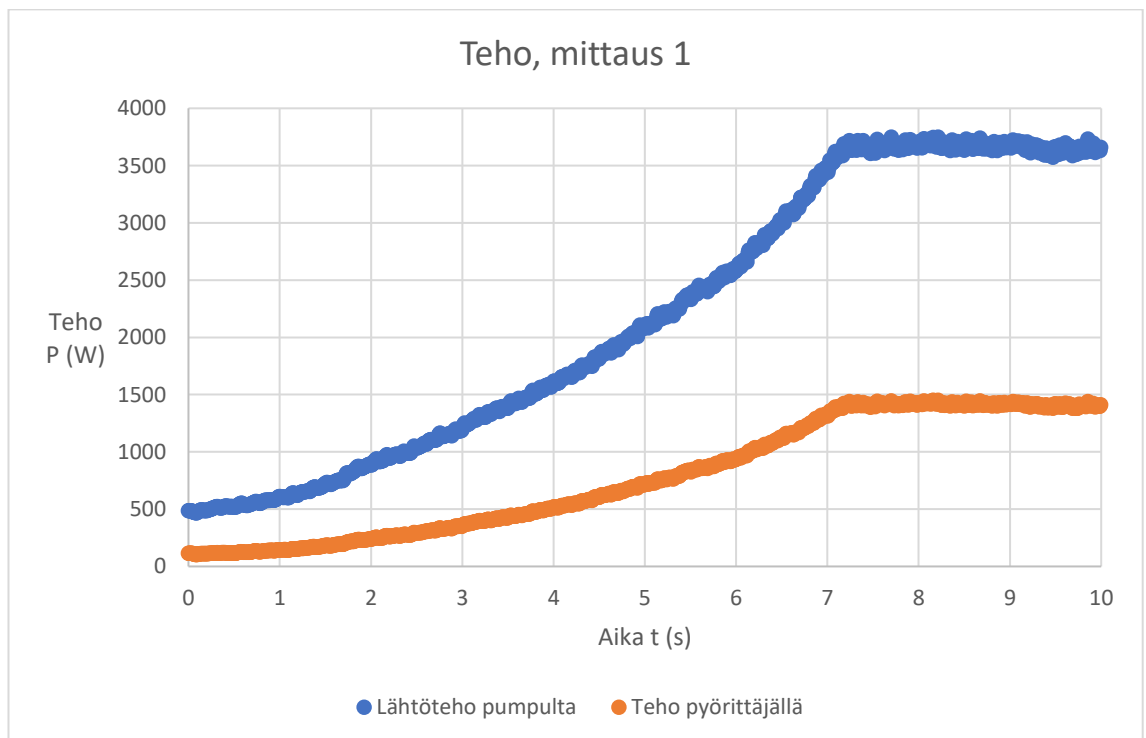
Kuvaaja 1. Tilavuusvirta kuormitusjärjestelmässä ja Avantissa mittauksessa 1

Pumpun jälkeen seuraava paineanturi sijaitsee pyörittäjällä. Pyörittäjän paineet nousivat 5,87 baarista 25,70 baariin (liite 3.). Tehot pyörittäjällä saadaan laskettua samaan tapaan kuin pumpun teho. Tehoksi saadaan siis  $2\,570\,000 \text{ Pa} \cdot 0,000568 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 1459,76 \text{ W}$ . Pumpun ja pyörittäjän välillä näyttäisi olevan huomattavasti tehohäviötä.

Kuvaajasta 2 nähdään paine Avantin hydraulipumpulla ja pyörittäjällä mittauksen 1 aikana. Kuvaajasta 3 nähdään pumpulla ja pyörittäjällä olevat tehot.



Kuvaaja 2. Paine Avantin pumpulla ja pyörittäjällä mittauksessa 1



Kuvaaja 3. Teho Avantin pumpulla ja pyörittäjällä mittauksessa 1

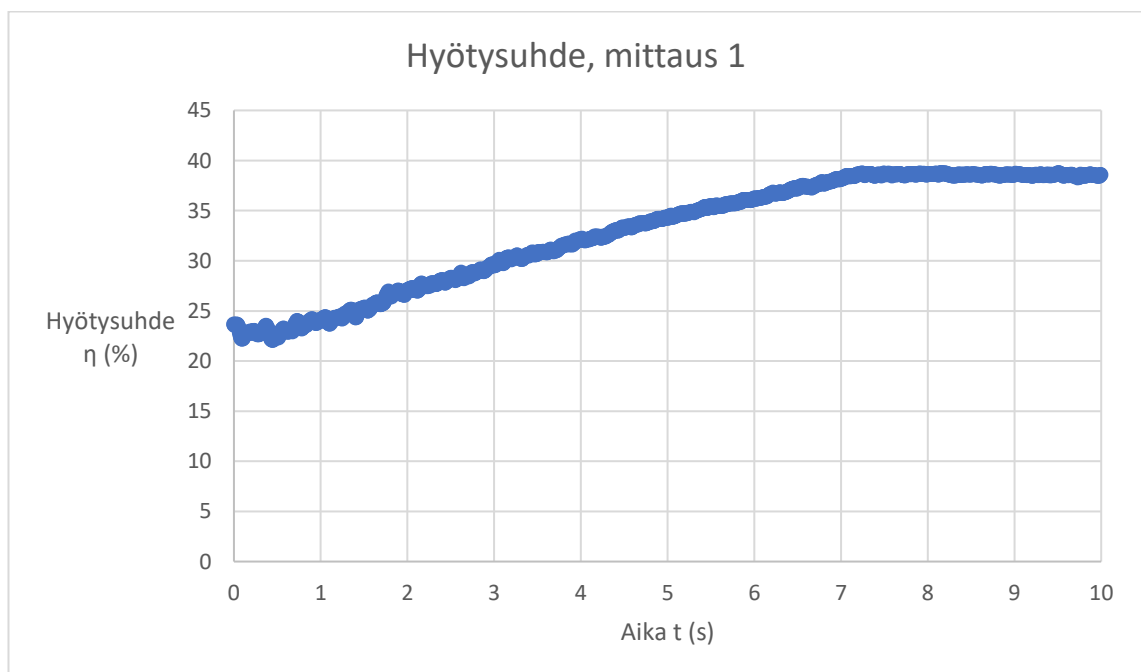
Pyörittäjän paluupaineesta ei saatu luotettavaa dataa. Anturina käytettiin kymmenen baarin anturia, joka osoittautui jo ensimmäisessä mittauksessa liian pieneksi. Joutokäynnillä pyörittäjän paluupaine on noin kolmen baarin luokkaa, jonka jälkeen se lähtee nousemaan melko jyrkästi ylöspäin. Anturi ei kuitenkaan pysty

mittaamaan kuin noin 12 baariin asti ja 12 baaria saavutetaan nopeasti. Paluupuolen paine ei kuitenkaan vaikuta hyötysuhteeseen, joten suurempia vahinkoja tässä ei syntynyt.

Pumpun ja pyörittäjän välinen hyötysuhde prosentteina saadaan laskettua kaavalla

$$\eta = \frac{P_{pyörittäjä}}{P_{pumppu}} \cdot 100 \% \quad 4$$

jossa  $P_{pyörittäjä}$  on teho pyörittäjällä watteina ja  $P_{pumppu}$  on pumpun antama teho watteina. Koska tilavuusvirta on pisteiden kesken vakio, voidaan hyötysuhde laskea myös paineen avulla tehon sijaan. Tässä kuitenkin selvyuden vuoksi lasketaan hyötysuhde tehon avulla. Puolivälissä mittausta eli viiden sekunnin kohdalla noin puolikaasulla ajettaessa hyötysuhde mittausdatasta katsottuna on  $\eta_{1.1} = \frac{722,79 \text{ W}}{2108,40 \text{ W}} \cdot 100 \% = 34,28 \%$ . Mittauksen lopussa kymmenen sekunnin kohdalla täyskaasulla ajettaessa hyötysuhde on  $\eta_{1.2} = \frac{1412,88 \text{ W}}{3660,15 \text{ W}} \cdot 100 \% = 38,60 \%$ . Hyötysuhde siis paranee hieman isommilla kierrosnopeuksilla ajettaessa. Kuvaajasta 4 nähdään hydrauliiikan hyötysuhde mittauksen 1 aikana.



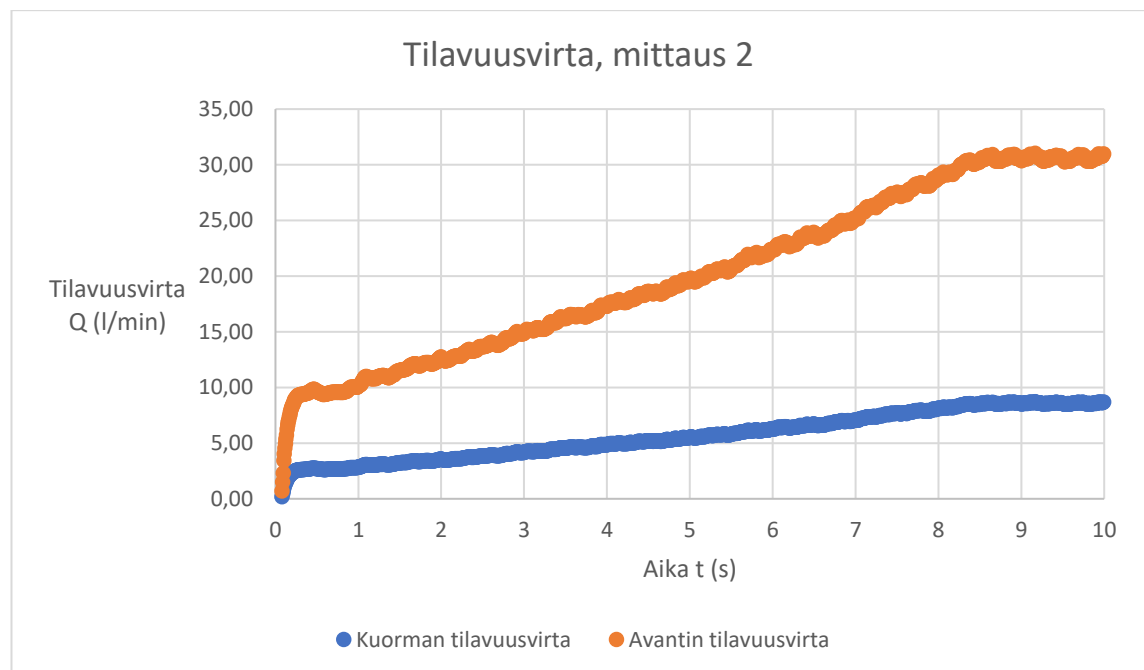
Kuvaaja 4. Hydrauliiikan hyötysuhde mittauksessa 1

Laskettuja hydrauliiikan hyötysuhteita voidaan verrata Tatu Ollikaisen laskemiin sähköisen järjestelmän hyötysuhteisiin. (Ollikainen, T. 2023.) Ollikainen on saanut vastaavasta mittauksesta puolikaasulle hyötysuhteeksi 56,92 %. Tämä on huomattavasti suurempi kuin äsken laskettu  $\eta_{1,1}$ , joka oli 34,28 %. Sähköisen järjestelmän hyötysuhde on jopa 66 % suurempi kuin hydraulisen järjestelmän.

Täyskaasulle Ollikainen sai hyötysuhteeksi 62,01 %. Hydraulisen järjestelmän hyötysuhde  $\eta_{1,2}$  on 38,60 %, jolloin sähköisen järjestelmän hyötysuhde on noin 60 % suurempi kuin hydraulisen järjestelmän.

## 5.2 Mittaus 2

Mittauksen kaksi tilavuusvirta kuormitusjärjestelmässä nousi nolasta 8,71 litraan minuutissa eli  $0,0001451667 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ . Tällöin Avantin järjestelmässä tilavuusvirta on ollut korkeimmillaan  $\frac{8,71 \text{ l/min}}{0,028075} = 31,04 \frac{\text{l}}{\text{min}}$  eli  $0,000517333 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ . Kuvaajasta 5 nähdään tilavuusvirta kuormitusjärjestelmässä sekä Avantin järjestelmässä mittauksen 2 aikana. Kuormitusjärjestelmän paine nousi 39,74 baariin.

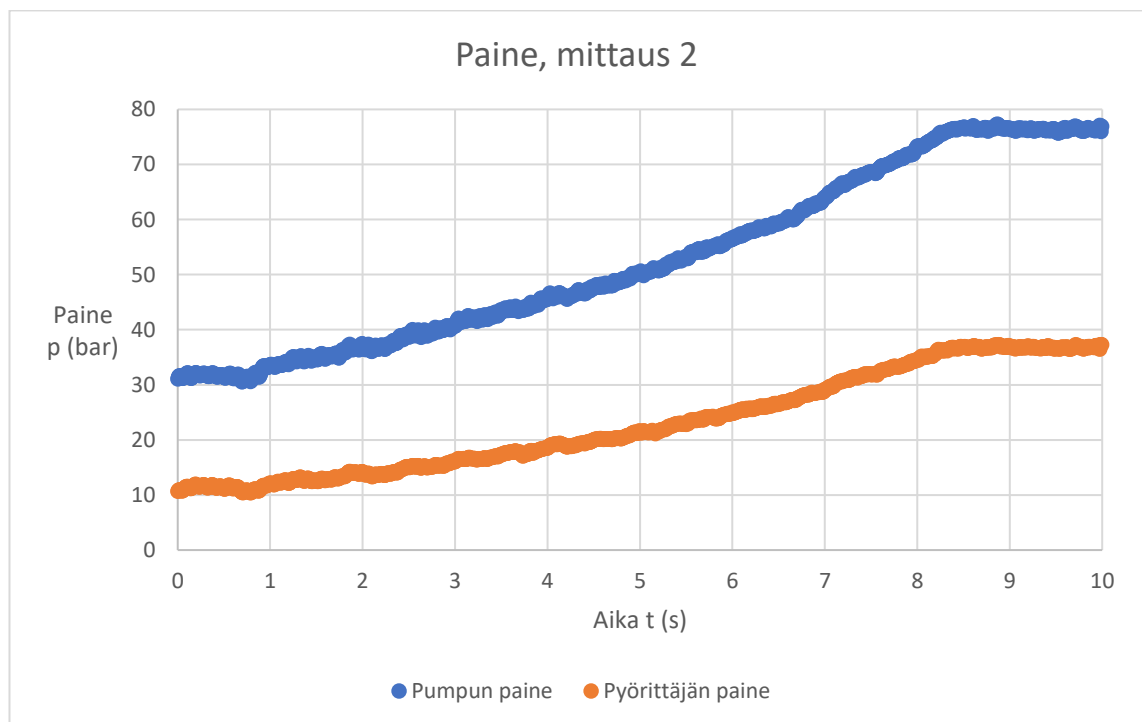


Kuvaaja 5. Tilavuusvirta kuormitusjärjestelmässä ja Avantissa mittauksessa 2

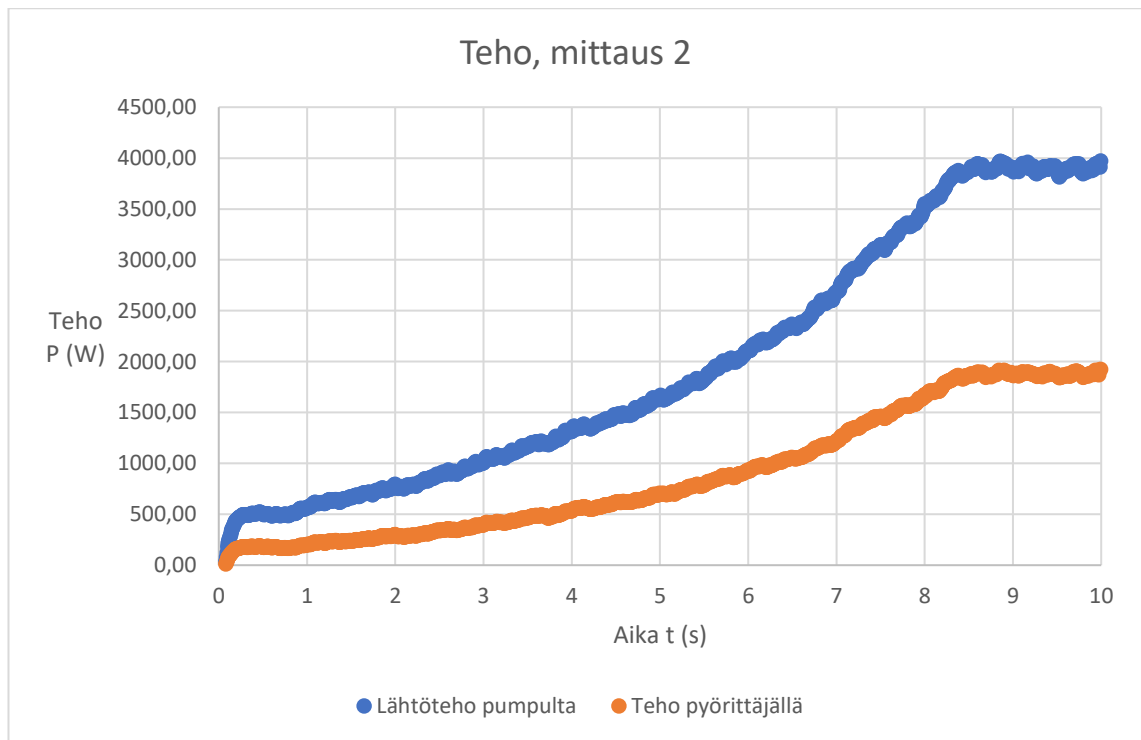
Akun jännite laski 49,00 voltista 48,23 volttiin ja akulta tuleva virta nousi 20,42 ampeerista 139,26 ampeeriin. Akulta tuleva teho on kaavan 3 mukaan  $48,23 \text{ V} \cdot 139,26 \text{ A} = 6716,51 \text{ W}$ .

Pumpun paineet nousivat 77,31 baariin asti. Tehoa pumpu antaa  $7\,731\,000 \text{ Pa} \cdot 0,000517333 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 3999,50 \text{ W}$ .

Pyörittäjällä paine jäi 37,31 baariin. Kuvaajasta 6 nähdään Avantin hydraulipumpun ja pyörittäjän paineet mittauksen 2 aikana. Tästä tehoksi saadaan  $3\,731\,000 \text{ Pa} \cdot 0,000517333 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 1930,17 \text{ W}$ . Tehohäviötä pumpulta pyörittäjälle on siis  $3999,50 \text{ W} - 1930,17 \text{ W} = 2069,33 \text{ W}$ . Painehäviötä matkalla on  $77,31 \text{ bar} - 37,31 \text{ bar} = 40,00 \text{ bar}$ . Kuvaajasta 7 nähdään pumpun ja pyörittäjän tehot.

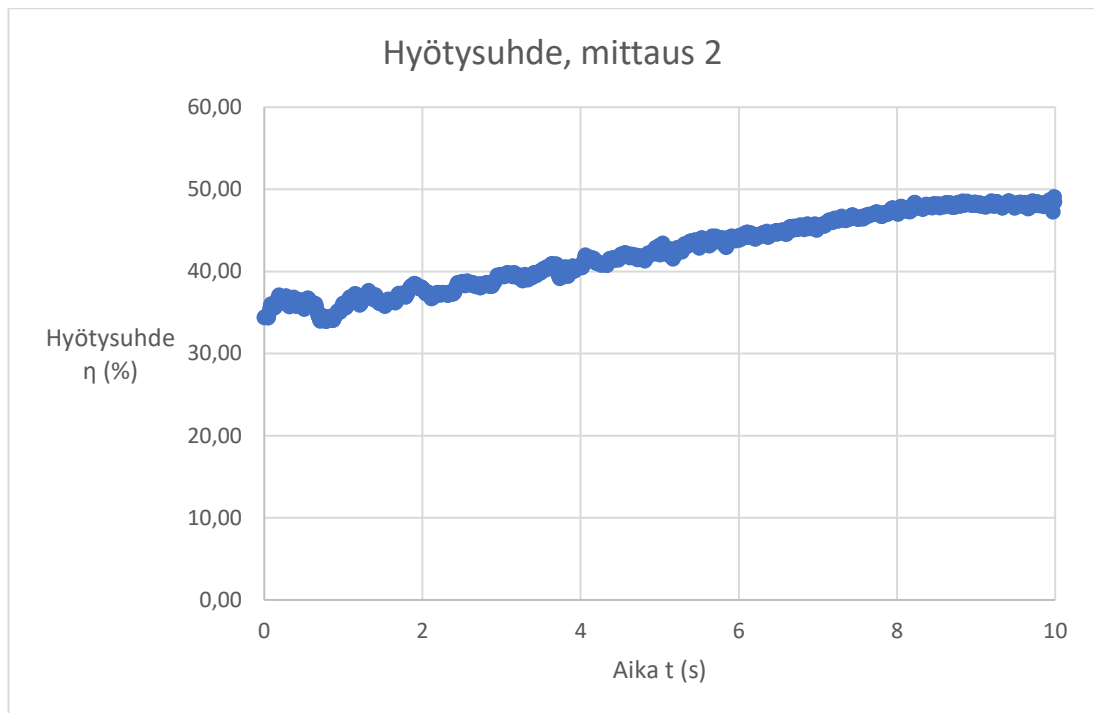


Kuvaaja 6. Paine Avantin pumpulla ja pyörittäjällä mittauksessa 2



Kuvaaja 7. Teho Avantin pumpulla ja pyörittäjällä mittauksessa 2

Lasketaan hydraulipumpun ja pyörittäjän välinen hyötysuhde kaavalla 4. Hyötysuhteeksi mittauksen puolivälissä saadaan mittausdatasta katsottuna  $\eta_{2.1} = \frac{702,72 \text{ W}}{1670,35 \text{ W}} \cdot 100 \% = 42,07 \%$ . Mittauksen loppuvaiheessa täysillä kierroksilla ajettaessa hyötysuhde on  $\eta_{2.2} = \frac{1930,17 \text{ W}}{3999,50 \text{ W}} \cdot 100 \% = 48,26 \%$ . Kuvaajasta 8 nähdään hydrauliiikan hyötysuhde mittauksen 2 aikana. Kuten mittauksesta yksi huomattiin, hyötysuhde on parempi korkeammilla kierroksilla, mutta myös kuorman määrä on vaikuttava tekijä. Hydrauliiikalla on siis parhain hyötysuhde, kun järjestelmää kuormitetaan ja se saa tehdä täysillä töitä.



Kuvaaja 8. Hydrauliiikan hyötysuhde mittauksessa 2

Mittauksen kaksi hyötysuhteita voidaan myös verrata Ollikaisen tekemiin mittauksiin ja laskelmiin. Ollikainen on saanut sähköisen järjestelmän hyötysuhteeksi mittauksen puoliväliin noin puolikaasulla ajettaessa 51,97 %. Hydraulijärjestelmän hyötysuhde jää 9,9 %-yksikköä pienemmäksi sähköiseen verrattuna. Mittauksen lopussa täysillä kierroksilla ajettaessa Ollikainen on saanut hyötysuhteeksi 58,08 %. Hydrauliiikan hyötysuhde jää taas 9,82 %-yksikköä pienemmäksi.

## 6 VIRHEARVIOINTI

Mittauksessa on ollut monta tekijää, jotka aiheuttavat virhettä lopputulokseen. Jokaisessa anturissa on oma mittaus- ja lukematarkkuutensa, tilavuusvirran laskentaan vaikuttaa moottorin ja vaihteiston hydromekaaninen sekä volymetrinen hyötysuhde. Hydromekaanisella hyötysuhteella tarkoitetaan nesteen ja laakereiden välistä kitkaa ja volymetrisellä hyötysuhteella komponentin sisäistä vuotoa. Mahdollinen skaalavirhe näyttölaitteessa voi tuoda myös pientä virhettä. Paluupaineen anturin mitoitusvirhe oli niin suuri, ettei tuloksia saatu juuri lainkaan, mutta tämä ei ollut opinnäytetyön kannalta kovin merkittävä tieto. Virhettä mittauksiin syntyy myös mittauksen ajoituksesta, sillä mittaukset yksi ja kaksi on eri ajoituksella mitattu. Virhettä vertailuun syntyy myös minun ja Ollikaisen erilaisista sähköisen järjestelmän hyötysuhteen tuloksista.

Antureiden ilmoitetuista suhteellisista virheistä voidaan laskea anturin absoluuttinen virhe. Paineanturille valmistaja ilmoittaa tarkkuudeksi 0,3 % alkuperäisestä virtaviestistä. Tästä voidaan laskea absoluuttinen maksimivirhe baareina kaavalla

$$\Delta x = (((v \cdot t + v) \cdot 250) - 1) \cdot k - ((v \cdot 250) - 1) \cdot k$$

jossa  $v$  on anturin antama virtaviesti,  $t$  on valmistajan ilmoittama anturin tarkkuus,  $k$  on jännitteen ja halutun arvon, eli tässä tapauksessa paineen, välinen muutoskerroin ja luku 250 on käytetyn vastuksen koko. Kaavaan sijoittamalla saadaan absoluuttiseksi maksimivirheeksi  $\Delta x_p = (((0,02 \cdot 0,003 + 0,02) \cdot 250) - 1) \cdot 62,5 - ((0,02 \cdot 250) - 1) \cdot 62,5 = 0,9375$  bar.

Tilavuusvirta-anturin tarkkuus on myös 0,3 % alkuperäisestä virtaviestistä. Absoluuttinen maksimivirhe tilavuusvirta-anturille saadaan laskettua samalla kaavalla. Pitää vain muuttaa  $k$ -arvo anturille sopivaksi. Koska tilavuusvirta-anturiin ohjelmoitiin maksimi arvoksi 15 l/min, jaetaan 15 l/min tasan neljään, joka on jänniteviestin skaala. Tällöin kertoimeksi tulee  $\frac{15}{4} = 3,75$ , joka voidaan sijoittaa suoraan



kaavaan. Absoluuttiseksi maksimivirheeksi saadaan siis  $\Delta x_Q = ((0,02 \cdot 0,003 + 0,02) \cdot 250 - 1) \cdot 3,75 - (0,02 \cdot 250 - 1) \cdot 3,75 = 0,05625 \frac{1}{\text{min}}$ .

Saadun datan tarkkuuteen vaikuttaa myös mittauskortistossa olevat vastukset, joilla virtaviesti muutetaan jänniteviestiksi. Osa näistä vastuksista on  $250 \Omega$  ja osa  $249 \Omega$ . Tämä aiheuttaa jänniteviestiin virheen, joka on suurimmillaan  $0,02 \text{ A} \cdot 250 \Omega - 0,02 \text{ A} \cdot 249 \Omega = 0,02 \text{ V}$ . Jänniteviestin virhe aiheuttaa paineen arvoon virheen, jonka suuruus 250 baarin anturilla on  $0,02 \cdot 62,5 = 1,25 \text{ bar}$ .

Virtamittarin tarkkuudeksi valmistaja ilmoittaa 2 %. Tämä tarkoittaa suurimmaksi absoluuttiseksi virheeksi  $I_{max} \cdot 2 \% = 139,26 \text{ A} \cdot 0,02 = 2,7852 \text{ A} \approx 2,8 \text{ A}$ . Virheen takia tehoon tulee virhettä maksimissaan  $49,02 \text{ V} \cdot 2,8 \text{ A} = 137,256 \text{ W} \approx 137,3 \text{ W}$ . Virhe ei kuitenkaan ole mahdolloman suuri sillä huipputehot akulta ovat noin 6800 W.

Moottorin ja vaihteiston hydromekaanista hyötysuhdetta on näillä tiedoilla mahdoton määrittää, eikä valmistajan tiedoista löydy mainintaa asiasta. Myöskään volymetristä hyötysuhdetta ei ole tiedossa eikä mahdollista selvittää. Voidaan kuitenkin olettaa näiden hyötysuhteiden olevan melko korkeat, noin 90 %.

Tilavuusvirtaa mitattaessa anturin skaalaksi ohjelmoitiin 0–15 l/min. Tilavuusvirta ei kuitenkaan noussut 10 l/min korkeammaksi, jolloin skaalaa olisi voitu pienentää 0–10 l/min. Skaalan pienentäminen olisi antanut paremman mittatarkkuuden tilavuusvirralle, mutta tämän todellista vaikutusta mittaustuloksiin on mahdotonta selvittää. Toinen skaalavirhe tapahtui, kun mitoitettiin paluupuolen paineanturi. Anturi osoittautui aivan liian pieneksi ja käyttökelpoinen data jäi saamatta.

Mittaus 1 ja 2 eivät ole ajallisesti identtiset, sillä mittauksia oli hankala ajoittaa yhteen. Mittausten ajoitusta hankaloitti huomattavasti mittausohjelmassa oleva noin neljän sekunnin mittainen viive. Tämä tarkoitti sitä, että mittaustapahtuma alkaa todellisuudessa vasta neljä sekuntia sen jälkeen, kun mittausdataa on alettu tallentaa. Vastaavasti datan tallennus lopetetaan vasta neljä sekuntia sen jälkeen, kun mittaus on jo tehty. Tämän lisäksi mittauksessa moottorin kierroksia nostettiin manuaalisesti kaasuvivulla. Manuaalisuuden vuoksi kierroksia ei ole

voitu nostaa täysin samaa tahtia molemmissa mittauksissa. Mittauksista kuitenkin yritettiin saada mahdollisimman samanlaisia ja mittausten ajoitukset ovat mielestäni onnistuneet riittävällä tarkkuudella. Mittauksia siis uskaltaa verrata keskenään.

Huomasin hyötysuhteiden vertailua tehdessäni, että vertailussa käytetyt hyötysuhteet poikkeavat hieman omista laskelmistani. Minulla on siis sama mittausdata käytössä, joten ohimennen laskin vastaavat hyötysuhteet. Mittaukseen yksi sain hyötysuhteeksi puolikaasulle 56,01 % ja täyskaasulle 72,10 %. Vertailussa on käytetty puolikaasulle hyötysuhdetta 56,92 % ja täyskaasulle 62,01 %. Tämä ei oikeastaan silti muuta vertailutuloksia, vaan vahvistaa niitä, sillä sähkön hyötysuhde on joka tapauksessa parempi. Mittaukseen kaksi sain hyötysuhteeksi puolikaasulle 56,30 % ja täyskaasulle 59,74 %. Vertailussa käytetyt hyötysuhteet olivat puolikaasulle 51,97 % ja täyskaasulle 58,08 %. Tässäkään mittauksessa tulokset eivät muutu vaan vahvistuvat.

## 7 POHDINTA

Työn tavoitteena oli selvittää hydrauliiikan hyötysuhde ja verrata sitä vastaavaan sähköiseen järjestelmään. Tämän vertailun perusteella voidaan harkita hydrauliiikan kokonaisvaltaista korvaamista sähköisillä komponenteilla. Taulukossa 2 on koottuna mitatut hyötysuhteet hydrauliiikalle ja Ollikaisen opinnäytetyöstä vertailua varten otetut hyötysuhteet sähköiselle järjestelmälle. Työssä mitattu hydraulinen hyötysuhde on käytännössä letkujen ja liittimien hyötysuhde sillä laskennassa on käytetty pumpun antotehoa sekä pyörittäjän ottotehoa. Työssä huomattiin letkuissa tapahtuvan melko kookasta painehäviötä.

TAULUKKO 2. Hydrauliiikan ja sähkön hyötysuhteen vertailu

Mittaus	Hydrauliiikan hyötysuhde	Sähkön hyötysuhde
1 puolikaasu	34,28 %	56,92 %
1 täyskaasu	38,60 %	62,01 %
2 puolikaasu	42,07 %	51,97 %
2 täyskaasu	48,26 %	58,08 %

Taulukosta 1. huomataan, että hydrauliiikan hyötysuhde kasvaa koko ajan. Hydrauliiikka siis tykkää olla kovalla käytöllä, jolloin sitä ajetaan korkeilla kierroksilla ja korkealla kuormalla. Hydrauliiikkaa ei siis kannata ylivoimistaa. Taulukosta huomataan myös, että sähkön hyötysuhde ei olekaan nouseva vaan parhain hyötysuhde sähköllä on silloin, kun kierrosnopeus on suuri, mutta kuorma on pieni. Vaikka taulukko antaa ymmärtää, että sähköinen järjestelmä ei pidä kuormituksesta toisin kuin hydraulinen järjestelmä, on sen hyötysuhde silti jokaisessa mittauspisteessä parempi. Voidaan kuitenkin huomata, että kuormituksen kasvaessa ero järjestelmien hyötysuhteiden välillä pienenee nopeasti. Olisikin mielenkiintoista selvittää, nouseeko hydraulisen järjestelmän hyötysuhde jollain kuormituksella sähköisen järjestelmän hyötysuhdetta paremmaksi.

Mikäli päädytään korvaamaan hydrauliiikka sähköisillä komponenteilla, pitää ottaa huomioon myös liitettävien työlaitteiden toimivuus. Tällä hetkellä esimerkiksi kyseisen Avantin lisälaitteet ovat suurimmaksi osaksi, ellei kokonaan hydraulii-

kalla toimivia laitteita. Hydrauliiikan poistaminen Avantista tarkoittaisi myös lisälaitteiden sähköistämistä. Tällöin lisälaitteet olisivat kustomoituja sähköiselle Avantille, eikä niitä voisi enää käyttää normaalit hydrauliiikalla toimivat Avantit. Tämä nostaisi selkeästi lisälaitteiden hintaa. Tässä kohtaa onkin hyvä pohtia, onko sähköinen järjestelmä niin paljon tehokkaampi kuin hydraulinen, jotta jokainen lisälaitte olisi kannattavaa kustomoida yhtä Avant-kuormaajaa varten? Todennäköisesti ei ole. Asia on kuitenkin eri, mikäli täyssähköistettyjä kuormaajia ja niiden sähköistettyjä lisälaitteita ruvetaan tekemään sarjatuotantona. Tällöin muutoksesta tulee kannattavampi ja sähköisen järjestelmän paremmasta hyötysuhteesta on enemmän hyötyä.

Mielestäni kaikki työssä käytetyt lähteet ovat olleet luotettavia, sillä jokaisesta lähteestä tiedetään tekijät ja lähteet ovat pääasiallisesti yrityksen omaa materiaalia, koulun oppimateriaalia tai alan kirjallisuutta. Selkeästi dominoivaksi lähteeksi osoittautui Kauranteen, Kajasteen ja Vileniuksen kirjoittama *Hydrauliteknikka*-niminen oppikirja, sillä kirjan sisältö oli todella laaja ja hyvin jaoteltu.

## LÄHTEET

Avant Tecno Oy. n.d.a. Innovatiiviset Avant-pienkuormaajat tunnetaan ympäri maailman. Verkkosivu. Viitattu 28.2.2023 <https://www.avanttecno.com/fi/tietoa-meista>

Avant Tecno Oy. n.d.b. Täyssähköinen, akkukäyttöinen Avant. Verkkosivu. Viitattu 20.2.2023. <https://www.avanttecno.com/fi/kuormaajat/e-sarja#technical-specifications>

Avant Tecno Oy. n.d.c. Avant-kuormaajat – varma valinta työstä riippumatta. Verkkosivu. Viitattu 31.3.2023. <https://www.avanttecno.com/fi/kuormaajat>

Huilla, E. 2021. Historian havinaa. Avant magazine 1/2021. Viitattu 28.2.2023. <https://www.avanttecno.com/application/files/6616/3057/1424/AVANT-Magazine-FI-1-21-web.pdf>

Hydrauliikkapumppu.fi. n.d. Hydrauliikan perusteita. Verkkosivu. Viitattu 2.3.2023 <https://www.hydrauliikkapumppu.fi/sivu/hydrauliikan-perusteita>

Ijas, M. n.d. Hydrauliijärjestelmän suunnittelu. Oppimateriaali. Vaatii käyttöoikeuden. [https://moodle.tuni.fi/pluginfile.php/2992571/mod\\_resource/content/1/Hydrauliikka%204.pdf](https://moodle.tuni.fi/pluginfile.php/2992571/mod_resource/content/1/Hydrauliikka%204.pdf)

Kauranne, H., Kajaste, J. & Vilenius, M. 2008 Hydraulitekniikka. Helsinki: WSOY Oppimateriaalit.

LEM. n.d. HTR 100-SB. Verkkosivu. Viitattu 7.6.2023. <https://www.lem.com/en/product-list/htr-100sb>

Milocraft n.d. 4. SD1 ohjelmointi. pdf. Viitattu 9.6.2023 <https://milocraft.fi/wp-content/uploads/Ohjelmointi-SD1.pdf>

Mäkelä, M., Soininen, L., Tuomola, S. & Öistämö, J. 2005. Tekniikan kaavasto. Matematiikan, fysiikan, kemian ja lujuusopin peruskaavoja sekä SI-järjestelmä. 19. uud. p. Tampere: Tammertekniikka

Ollikainen, T. 2023. Sähköisen voimansiirtolinjan hyötysuhde. Tampereen ammattikorkeakoulu. Opinnäytetyö. Viitattu 7.6.2023. <https://urn.fi/URN:NBN:fi:amk-2023052514200>

Seghers, N. 2022. Are Lithium Iron Phosphate (LiFePO4) Batteries Safe? A Comprehensive Guide. Clever Solar Power. Verkkosivu. Viitattu 15.3.2022. <https://cleversolarpower.com/is-lifepo4-battery-safe/>

Virhydro Oy. n.d. Ulosottopumppu 3-srj, kertoja 3,5/1+42cm<sup>3</sup> pumppu. Verkkosivu. Viitattu 7.6.2023. <https://www.virhydro.fi/ulosottopumppu-3-srj-kertoja-3-5-1-42cm3-pumppu/p/VNKMG342/>

Wika.fi. 2023. Pressure transmitter For general industrial applications Model A-10. Datalehti. Viitattu 7.6.2023.

[https://www.wika.fi/upload/DS\\_PE8160\\_en\\_co\\_1631.pdf?\\_ga=2.200661995.431042829.1686050683-613774352.1684924371](https://www.wika.fi/upload/DS_PE8160_en_co_1631.pdf?_ga=2.200661995.431042829.1686050683-613774352.1684924371)

Wikipedia 5.3.2023. Gear pump. Wikipedia, The Free Encyclopedia. Viitattu 31.3.2023 [https://en.wikipedia.org/wiki/Gear\\_pump](https://en.wikipedia.org/wiki/Gear_pump)

Ylä-Tuuhonen, M. Ylöjärven ylpeys Avant Tecno vie pienkuormaajia maailmalle. Tekijä-lehti 4.1.2021. Viitattu 10.3.2023. <https://tekijalehti.fi/2021/01/04/repor-taasi-ylojarven-ylpeys-avant-tecno-vie-pienkuormaajia-maailmalle/>

**LIITTEET**

## Liite 1. Avantin hydraulipumpun paine

Mittaus 1	Jänniteviesti	Arvo	Laskennassa käytetty arvo
4,999997 s	1,795167 V	49,69794 bar	4969794 Pa
9,993327 s	2,053356 V	65,83475 bar	6583475 Pa

Mittaus 2	Jänniteviesti	Arvo	Laskennassa käytetty arvo
4,999997 s	1,792868 V	49,55425 bar	4955425 Pa
9,993327 s	2,231066 V	76,94163 bar	7694163 Pa

## Liite 2. Kuormitusjärjestelmän tilavuusvirta

Mittaus 1	Jänniteviesti	Arvo	Laskennassa käytetty arvo
4,999997 s	2,886394 V	7,073978 l/min	0,0001179 m <sup>3</sup> /s
9,993327 s	3,498690 V	9,370088 l/min	0,0001562 m <sup>3</sup> /s

Mittaus 2	Jänniteviesti	Arvo	Laskennassa käytetty arvo
4,999997 s	2,477430 V	5,540363 l/min	0,0000923 m <sup>3</sup> /s
9,993327 s	3,319008 V	8,696280 l/min	0,0001449 m <sup>3</sup> /s



## Liite 3. Avantin pyörittäjän paineet

Mittaus 1	Jänniteviesti	Arvo	Laskennassa käytetty arvo
4,999997 s	1,273862 V	17,11638 bar	1711638 Pa
9,993327 s	1,406899 V	25,43119 bar	2543119 Pa

Mittaus 2	Jänniteviesti	Arvo	Laskennassa käytetty arvo
4,999997 s	1,344815 V	21,55094 bar	2155094 Pa
9,993327 s	1,596763 V	37,29769 bar	3729769 Pa