



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Konetekniikan koulutusohjelma

JAAKKO MARJAMÄKI
PLANEETTAPORTAAN VOITELUJÄRJESTELMÄN
KEHITTÄMINEN TUULITURBIINIVAIHTEESSA
Diplomityö

Tarkastaja: professori Arto
Lehtovaara
Tarkastaja ja aihe hyväksytty
Automaatio-, Kone- ja
Materiaalitekniikan
tiedekuntaneuvoston
kokouksessa 8. joulukuuta 2010

TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Konetekniikan koulutusohjelma

MARJAMÄKI, JAAKKO: Planeettaportaan voitelujärjestelmän kehittäminen tuuliturbiinivaihteessa

Diplomityö, 94 sivua, 6 liitesivua

Kesäkuu 2011

Pääaine: Konstruktiotekniikka

Tarkastaja: professori Arto Lehtovaara

Avainsanat: voitelu, planeettaportas, rakenne, tiivistys, painehäviö, ohivirtaus

Planeettavaihteissa kuormitusten kasvu lisää voitelun merkitystä. Voitelun parantaminen tarkoittaa siirtymistä kokonaan painevoiteluun, jolloin voiteluainetta saadaan suurempia määriä voitelukohteisiin. Tässä työssä perehdytään tuuliturbiinin vaihteen planeettaportaan voitelujärjestelmässä esiintyviin ohivirtauksiin ja painehäviöihin. Tavoite on löytää ratkaisu, jonka avulla öljy saadaan paineellisena pyörivän liitoksen yli planeettaportaan kantajan sisällä oleviin voitelukohteisiin. Ratkaisuvaihtojen toimivuutta tutkitaan käytännössä koelaitteistolla.

Työ tehdään kolmessa osassa, joista ensimmäisessä tutkitaan muita mahdollisia öljynvientitapoja/menetelmiä pyörivän liitoksen yli. Tämä osa suoritetaan kirjallisuusselvityksenä ja samalla tutustutaan aiheeseen liittyvään teoriaan. Toisessa osassa mietitään ja suunnitellaan ratkaisuvaihtoehtoja, joista parhaimmat valitaan tutkittavaksi. Kolmannessa osassa valittujen ratkaisuvaihtojen toimivuutta tutkitaan työtä varten suunnitellulla koelaitteistolla. Saatujen mittaustulosten perusteella valitaan toimivin ratkaisu.

Työn tulokset osoittavat miten paine ja tilavuusvirta käyttäytyvät järjestelmässä sekä nykyisellä että uudella voitelurakenteella. Mittaustulokset nykyisellä rakenteella antavat käytännön kuvan liitoksessa tapahtuvista paine- ja virtaushäviöistä. Tulokset toimivat myös referenssimateriaalina tulevia mittauksia varten. Voitelurakenteista liukurengasrakenne säilyttää paineen pyörivän liitoksen yli ja vähentää ohivirtauksia. Voitelurakenne koostuu kahdesta erillisestä tasomaisesta liukurenkaasta, joiden kautta öljy johdetaan kantajan sisälle. Liukurengasratkaisu perustuu mekaaniseen tiivistykseen, jossa kaksi liukurengasta muodostavat tiiviin voitelurakenteen liitoskohtaan. Tässä ratkaisussa liitoskohta ei ole enää rajoittava tekijä paineelle ja virtaukselle.

ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Mechanical Engineering

MARJAMÄKI, JAAKKO: Development of planetary stage lubrication system for windturbine gearbox.

Master of Science Thesis, 94 pages, 6 Appendix pages

June 2011

Major: Machine Design

Examiner: Professor Arto Lehtovaara

Keywords: lubrication, planetary stage, structure, sealing, pressure loss, by-pass flow

As the loads exerted on planetary gears increase so does the importance of effective lubrication. Improved pressurized or forced lubrication systems provide more effective lubrication at targeted, critical points of need. In this thesis the focus is to concentrate on the planetary stage by-pass flow and pressure losses. The objective is to find a solution to the problem of ensuring pressurized oil reaches all required areas of the rotating joint in the planet carrier. The solution choices will be tested in the working, load condition by use of a gear box load test bench.

The thesis is made in three parts, the first of which is the study of other methods of oil supply to the rotating joint. The first part is made as a literature report and at the same time understanding the theory of the topic. In the second part the alternative solutions are assessed and decisions are made as to which are the best for testing. In the third part the chosen solution alternatives are subjected to the test routines on the test bench and results are measured. From the measured values and results of the tests undertaken a best alternative is chosen.

The measured values and results show how the pressure and oil flow behaves in the system in both the existing arrangement and in the new arrangement. The measured values and results with the existing arrangement gives us the information on pressure loss and by-pass flow in the rotating joint. The measured values and results are also reference material for future measurements. Of the lubrication arrangements, the sliding ring arrangement maintains pressure over the rotating joint and reduces by-pass flow. The lubrication arrangement consists of two separate flat surface sliding rings. The oil flows via the sliding rings into the planet carrier. The sliding ring solution is based on mechanical sealing principle in which the two sliding rings form a leak proof assembly. In this solution the joint is no longer a limiting factor of pressure and oil flow.

ALKUSANAT

Tämä työ on tehty Moventas Wind Oy:n Rautpohjan tehtaalla Jyväskylässä. Työ tehtiin osana Innogear projektia löytää ratkaisuja liukulaakeroidulle vaihteelle.

Kiitän työn ohjaajaa Jaakko Kleemolaa hyvästä ohjauksesta työn aikana sekä opastuksesta työssä käytettyyn mittalaitteistoon. Kiitokset myös muille Moventasin henkilökuntaan kuuluville, jotka ovat olleet tukemassa työn edistymistä.

Kiitokset myös työn tarkastajalle professori Arto Lehtovaaralle ohjauksesta työn aikana.

18.05.2011

Jaakko Marjamäki

SISÄLLYS

Tiivistelmä.....	II
Abstract	III
Alkusanat.....	IV
Termit ja niiden määritelmät	VII
1. Johdanto.....	1
2. Hammaspyörien voitelu	2
2.1. Hydrodynaaminen voitelu.....	2
2.2. Elastohydrodynaaminen voitelu (EHL).....	4
2.3. Voitelutavat.....	6
2.3.1. Roiskevoitelu	7
2.3.2. Painevoitelu.....	8
3. Tiivistys	9
3.1. Staattinen (lepo) tiivistys	9
3.2. Puolistaattinen tiivistys.....	11
3.3. Pyörivän liikkeen tiivistys	12
3.4. Suoraviivaisen liikkeen tiivistys	15
4. Tuuliturbiinin vaihderakenne.....	17
4.1. Planeettavaihteen rakenne.....	18
4.1.1. Perusmuodot	19
5. Tuuliturbiinin planeettaportaan voitelurakenteen kehittäminen	20
5.1. Nykyinen voitelurakenne.....	20
5.2. Muita sovelluksia voitelurakenteeseen.....	21
5.2.1. Automaattivaihteen voitelurakenne.....	21
5.2.2. Tuuliturbiinin laakerin tiivistyskonstruktio	24
5.2.3. Dynaaminen rotaatiotiiviste	27
5.2.4. Mekaaninen tiivistys pyörivän liitospinnan yli.....	31
5.3. Parannusvaihtoehtoja nykyiselle voitelurakenteelle	32
5.3.1. Sokkelorakenne	32
5.3.2. Nykyisen voitelurakenteen tiivistys	33
5.3.3. Mekaaninen tiivistys.....	34
5.3.4. Öljykierre laipan reunan ulko- ja sisäpintaan	37
5.4. Valitut rakenneratkaisut nykyiselle voitelurakenteelle.....	37
5.4.1. Sokkelorakenne	38
5.4.2. Mekaaninen tiivistys tasopinnalla	39
5.4.3. Mekaaninen tiivistys kaarevalla pinnalla (pallopinta).....	40
5.4.4. Tiivistysmateriaalit	41
6. Mittaukset	43
6.1. Koelaitteisto	43
6.2. Mittalaitteet	45
6.2.1. Virtausmittari ja pulssianturi.....	46

6.2.2.	Paineanturi	46
6.2.3.	Lämpötila-anturi.....	47
6.2.4.	Mittamodulit	47
6.2.5.	Mekaaninen mittaus	48
6.3.	Mittausmatriisi	49
6.4.	Mittaustulokset.....	52
6.4.1.	Nykyinen voitelurakenne voitelu-uran syvyydellä 6 mm.....	53
6.4.2.	Nykyinen voitelurakenne voitelu-uran syvyydellä 10 mm.....	59
6.4.3.	Nykyinen voitelurakenne akselitapin suutin kuristettuna.....	64
6.4.4.	Nykyinen voitelurakenne kolmella sisäänmenoputkella	68
6.4.5.	Nykyinen voitelurakenne sisäänmenoputkien kuristuksella.....	72
6.4.6.	Sokkelorakenne	75
6.4.7.	Jousikuormitettu liukurengasrakenne tasopinnalla	79
6.4.8.	Jousikuormitettu liukurengasrakenne pallopinnalla (kaareva)	83
6.4.9.	Yhteenvedo mittaustuloksista	89
7.	Päätelmät	91
	Lähteet.....	93
	Liite 1: Liukurengasrakenteen voimien laskenta.....	95
	Liite 2: Öljyn kinemaattinen viskositeetti lämpötilan funktiona	97
	Liite 3: Aurinkoakselin kertoimet.....	98
	Liite 4: Mittauspöytäkirjat.....	99

TERMIT JA NIIDEN MÄÄRITELMÄT

P_1, P_2, P_3, P_4	Järjestelmän paine eri mittapisteissä
Q_1	Järjestelmään sisään menevä tilavuusvirta
$Q_{\text{akselitappi1}}$	Akselitapilta 1 tuleva tilavuusvirta
$Q_{\text{akselitappi2}}$	Akselitapilta 2 tuleva tilavuusvirta
$Q_{\text{akselitappi3}}$	Akselitapilta 3 tuleva tilavuusvirta
Q_{laakeri}	Kantajan ja laipan väliseltä laakerilta tuleva tilavuusvirta
Q_{putki1}	Holkkiakselin roottorin puoleiselta laakerilta tuleva tilavuusvirta
Q_{putki2}	Aurinkoakselin rynnöltä ja kytkinhampaalta tuleva tilavuusvirta
T_1	Järjestelmään sisään menevän öljyn lämpötila
Tuuliturbiini	Tuulivoimalaitos, jossa tuulen energia muutetaan sähköksi.
Planeettaporras	Planeettavaihte, joka on osa isompaa vaihdetta. Voidaan käyttää joko ylennys- tai alennusvaihteena.
Kehäpyörä	Planeettavaihteen ulkokehä, jossa on sisäpuoleinen hammastus.
Aurinkopyörä	Planeettavaihteen keskiakselilla oleva hammaspyörä.
Planeettapyörä	Planeettavaihteessa aurinkopyörän ja kehäpyörän välissä oleva hammaspyörä. Planeettavaihteessa yleensä on kolme kappaletta planeettapyöriä.
Planeetan kantaja	Planeetan kantaja kytkee planeettapyörät toisiinsa.
Akselitappi	Planeetan kantajan ja planeettapyörän välinen akseli.
Ryntö	Kahden eri akselilla olevan hammaspyörän välinen yhteys toisiinsa.
Keskipakovoima	Esimerkiksi pyörimisliikkeen aikana ulkokehällä vaikuttava voima, joka pyrkii kohti ulkokehää. Voima syntyy jatkuvuuden laista, kun liike pyrkii jatkumaan suoraan kehältä.
Staattinen	Kuvaa kappaletta tasapainotilassa.
Dynaaminen	Kuvaa voiman vaikutusta liikkeeseen.
Kinemaattinen viskositeetti	Dynaamisen viskositeetin ja tiheyden suhde.
Rotaatio	Kuvaa pyörivää liikettä.
Radiaali	Kuvaa ympyrän säteen suuntaa.

1. JOHDANTO

Vaihteen tarkoitus tuuliturbiinissa on siirtää tuulen vaikutuksesta pyörivien lapojen energia eteenpäin aina generaattorille asti. Perinteinen tuuliturbiinin vaihde koostuu planeettaportaasta sekä lieriöhammasportaasta. Planeettaportaan tarkoitus on siirtää suuria momenteja pienessä tilassa ja sen vuoksi sitä käytetään paljon tuuliturbiinin vaihteissa. Planeettavaihteeseen kohdistuu suuria kuormituksia ja erityisesti hammaspyörien hampaat joutuvat kovalle rasitukselle. Jotta hampaat saadaan kestämään niihin kohdistuvat rasitukset, tulisi voitelun toimia moitteettomasti. Voitelun avulla saadaan johdettua syntyvä lämpö pois kosketuskohdista ja vähennettyä hampaiden kosketuskohdan kitkaa voitelevan öljykalvon avulla.

Voitelulla on merkittävä rooli varsinkin suurilla kuormituksilla. Riittämätön voitelu johtaa usein vaurioihin. Vaurioiden minimoimiseksi voiteluun tulee panostaa ja voitelujärjestelmää kehittää paremmaksi.

Tässä työssä on tavoitteena kehittää tuuliturbiinin vaihteelle parempi voitelurakenne nykyiseen voitelurakenteeseen verrattuna. Nykyisessä voitelurakenteessa planeetankantaja ja laippa eivät ole kosketuksissa toisiinsa, jolloin tapahtuu ohivirtausta ja painehäviö on suuri.

Tarkoituksena on tutkia kirjallisuusselvityksen avulla mahdollisia ratkaisuvaihtoehtoja nykyiselle voitelurakenteelle sekä muiden sovellusten öljynvientiratkaisuja kahden toisiinsa nähden pyörivän kappaleen yli. Tämän jälkeen uusia ideoita on tarkoitus tutkia työtä varten rakennetulla koelaitteistolla, jolla simuloidaan käytännön planeettaportaan voitelurakennetta.

Tutkimuksessa koelaitteistolla mitataan öljynpaine- ja tilavuusvirta-arvoja ennen ja jälkeen tutkittavan liitoskohdan. Aluksi mittaus suoritetaan nykyisellä voitelurakenteella, josta saadaan tarvittava referenssimateriaali uusilla voitelurakenteilla suoritettavia mittauksia varten. Testitulosten perusteella valitaan paras voitelurakenne, jonka avulla on tarkoitus siirtyä painevoiteluun ja myöhemmin liukulaakeroituihin ratkaisuihin tuuliturbiinin vaihteissa.

2. HAMMASPYÖRIEN VOITELU

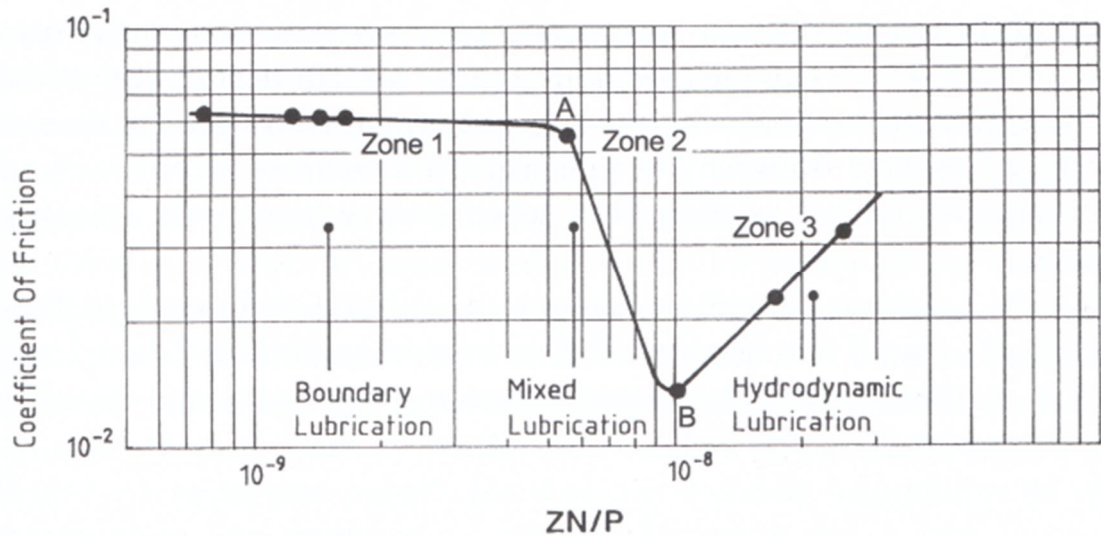
Hammaspyörien voitelussa voidaan käyttää kaasumaista, nestemäistä tai kiinteää ainetta, kunhan aineet sisältävät voitelussa tarvittavat tribologiset ominaisuudet. Hammaspyörissä voiteluaine muodostaa kalvon hampaiden kylkien väliin vastaanottaen osan välitettävästä kuormasta. Usein voitelua tehostetaan erilaisilla lisäaineilla, jotka muodostavat kemiallisen tai kemiallisen ja fysikaalisen reaktion avulla suojaavan kalvon hampaan pinnalle. Ilman lisäaineiden antamaa suojaa hampaassa voi tapahtua voimakasta kulumista. Lisäaineet kuluvat ja muodostavat aina uuden suojakalvon hampaan pinnalle, joten lisäaineet eivät kuluta hammasta. Jos lisäaine on herkästi reagoivaa, voi se esimerkiksi matalilla paineilla ja lämpötiloilla reagoida voimakkaasti. Tällöin voi tapahtua korroosiokulumista. (Bartz 1988, s. 109 - 111)

Mineraaliöljyt muodostavat enemmistön hammaspyörissä käytetyistä voiteluaineista. Lisäaineettomassa voitelussa hammaspyörät saavuttavat hyvän voimanvälityskyvyn korkeaviskositeetisella öljyllä. (Bartz 1988, s. 112)

Voitelun avulla hammaspyörien kosketuskohdassa syntyvää lämpöä voidaan vähentää kahdella eri tavalla. Hyvin toteutettu voitelu hampaiden kosketuskohdassa vähentää kitkaa, jolloin lämpöä syntyy myös vähemmän. Käytännössä mikä tahansa voiteluaine toimii jäähdyttäjänä, jos sen voiteluominaisuudet ovat hyvät. Toinen tapa vähentää syntyvää lämpöä on lämmön siirtäminen pois kosketuskohdasta. Lämmön siirtäminen onnistuu ainoastaan nestemäisen voiteluaineen avulla, joka sitoo lämpöä itseensä. Virtaavana voiteluaineena neste siirtää lämmön paikkaan, jossa lämpö voidaan siirtää ulkoilmaan tai jäähdytysjärjestelmään. (Lansdown 2004, s. 14)

2.1. Hydrodynaaminen voitelu

Eri ominaisuuksien ymmärtäminen voitelutilanteessa auttaa löytämään parhaan mahdollisen tuloksen voitelun kannalta. Esimerkkinä voitelutilanteessa on käytetty liukulaakeria. Nopeuden, viskositeetin, kuorman, öljykalvon paksuuden ja kitkan välinen suhde voidaan ymmärtää paremmin esimerkiksi Stribeckin käyrästä. Kuvassa 2.1 vaaka-akselilla on käytetty suhdetta ZN/P, jossa Z on öljyn viskositeetti, N on akselin nopeus ja P on laakerin paine. (Lansdown 2004, s. 4-5)

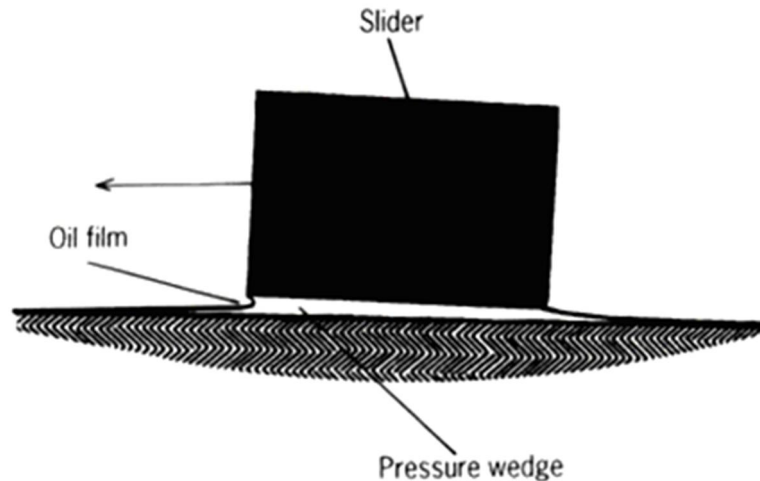


Kuva 2.1. Stribeckin käyrä. (Lansdown 2004, s. 5)

Kuvasta 2.1 voidaan rajata kolme eri aluetta. Rajavoitelualueella (Zone 1) kuormankanto tapahtuu käytännössä kokonaan laakerin ja akselin pintojen pinnankarheuksien huipuissa. Sekavoitelualueella (Zone 2) laakerin ja akselin välinen kuorma kannetaan osittain pinnankarheuksien, mutta myös öljynkalvon avulla. Siirryttäessä vaaka-akselilla oikealle, päästään hydrodynaamiselle alueelle (Zone 3), jossa kuormitus kannetaan kokonaan öljykalvon avulla. (Lansdown 2004, s. 5)

Hydrodynaaminen voitelu tarkoittaa voitelua, joka saadaan aikaiseksi pintojen suhteellisen liikkeen ja kapenevan raon avulla. Esimerkiksi yksinkertaisessa laakeritapissa akselin pyöriminen aiheuttaa voiteluaineen joutumisen kuorman alle. Kuorman johdosta akselin ja laakerin pinnat lähestyvät toisiaan aiheuttaen niiden välisen raon kapenemisen. Voiteluaine joutuu tähän kapenevaan rako, jolloin voiteluaineen paine nousee. Paineita kutsutaan hydrodynaamiseksi paineeksi ja se kannattelee akseliin kohdistuvan kuorman. (Lansdown 2004, s. 6)

Kuorman ja hydrodynaamisen paineen kasvaessa öljykalvon paksuus pienenee. Hydrodynaamiseen paineeseen vaikuttavat öljyn viskositeetti sekä nopeus, jolla öljy joutuu kapenevaan rako. Kiilamaista (kapenevaa) rakoa tarvitaan kaikissa systeemeissä, joissa luotetaan hydrodynaamiseen voiteluun. Esimerkiksi suoraan liukuvan tasolaakerin voitelu voidaan toteuttaa hydrodynaamisesti liukukappaleen kaltevuuden avulla (kuva 2.2). (Lansdown 2004, s. 6-7)



Kuva 2.2. Kapeneva rako liukulaakerissa. (Lansdown 2004, s. 6)

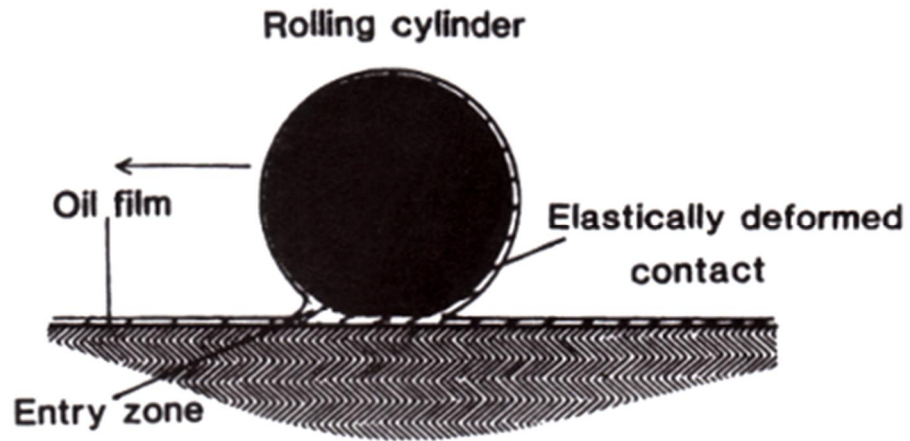
Ainoa ominaisuus öljyllä, joka on tärkeä hydrodynaamisen voitelun kannalta, on viskositeetti. Viskositeetti estää öljyä puristumasta pois kapenevasta raosta. Mitä suurempi viskositeetin arvo on, sitä paremmin se estää öljyä puristumasta pois ja estää näin mahdollisia laakerin pintavaurioita. (Lansdown 2004, s. 7)

Nopeudella on suuri merkitys hydrodynaamisen voitelun kannalta. Suuri nopeus tuottaa hyvän voitelun ja pieni nopeus voi aiheuttaa voitelun pettämisen. Hydrodynaaminen voitelu voidaan myös toteuttaa kaasulla, jolloin on huomioitava kuorma ja nopeus olosuhteet kaasun pienen viskositeetin vuoksi. Hydrodynaamisessa voitelussa voitelukalvon paksuus tulee olla tarpeeksi suuri, jotta kosketuspinnat eivät kosketa toisiaan. (Lansdown 2004, s. 9)

2.2. Elastohydrodynaaminen voitelu (EHL)

Elastohydrodynaaminen voitelu on erikoistyyppi hydrodynaamisesta voitelusta. Kun voideltavaan kohteeseen kohdistuu erittäin suuria voimia, aiheutuu voiteluaineeseen suuri paine. Elastohydrodynaamista voitelua ei voida toteuttaa kaasun avulla. (Lansdown, 2004, s. 8-9)

Suurella paineella on kaksi merkittävää vaikutusta. Ensimmäiseksi voiteluaineen viskositeetti nousee merkittävästi, joka parantaa sen kuormankantokykyä. Toiseksi kuormankantokyvyn noustessa suurella kuormalla, kuormitetut pinnat muovautuvat elastisesti. Elastisoituminen levittää kuormaa suuremmalle pinta-alalle (kuva 2.3). Koska kuormankantokyky johtuu elastisoitumisesta sekä myös hydrodynaamisesta voitelusta, kutsutaan voitelua elastohydrodynaamiseksi. (Lansdown 2004, s. 8-9)



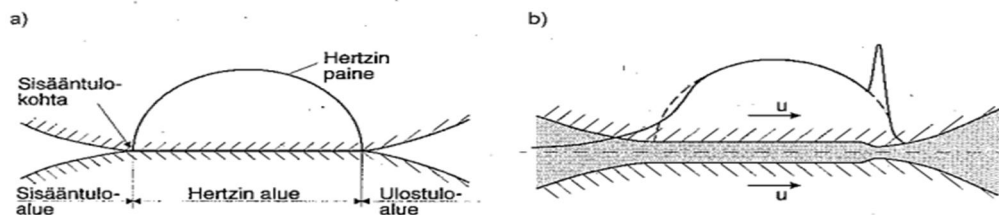
Kuva 2.3. Sylinterin elastohydrodynaaminen voitelu tasaisella pinnalla. (Lansdown 2004, s. 8)

Voitelu on yleensä elastohydrodynaamista pistemäisissä ja viivamaisissa kosketuksissa, kun kuormitus on suuri. Elastohydrodynaamisessa voiteluteoriassa otetaan huomioon hydrodynaamisen yhtälön lisäksi myös kosketuskohdassa vallitsevan paineen vaikutus voiteluaineen viskositeettiin sekä pintojen kimmainen muodonmuutos eli kalvon muotoa kuvaava yhtälö. Paineen p vaikutus viskositeettiin otaksutaan eksponentiaaliseksi (kivioja et al. 2007, s. 147)

$$\eta = \eta_0 e^{\alpha p} \quad (2.2-1)$$

Kaavassa (2.2-1) η_0 on viskositeetti normaalipaineessa, α on viskositeetin paine-eksponentti ja p on paine. Yllä olevien tietojen perusteella voidaan laskea painejakauman ja voitelukalvon muoto sekä minimikalvonpaksuus. (kivioja et al. 2007, s. 147)

Kahden lieriön välisessä kosketuksessa, esimerkiksi hammaspyörissä, voitelukalvo on hyvin ohut ja voiteluaine kulkee kosketuskohdan läpi erittäin nopeasti (tuhannesosasekuntauja). Kuten kuvasta 2.4 b) havaitaan, voitelukalvon minimipaksuus on kosketuskohdan ulostulopuolella, jossa vastaavasti painejakaumassa on painepiikki. (kivioja et al. 2007, s. 147)



Kuva 2.4. a) Kuiva kosketus, Hertzin painejakauma b) Elastohydrodynaamisessa voitelutilanteessa syntyvä painejakauma ja voitelukalvon muoto. (kivioja et al. 2007, s. 147)

Voiteluaineen minimipaksuus h_{\min} viivakosketuksessa voidaan laskea esimerkiksi Dowsonin ja Higginsonin esittämästä yhtälöstä: (kivioja et al. 2007, s. 148)

$$h_{\min} = \frac{2.65 \alpha^{0.54} (\eta_o \cdot u)^{0.7} \cdot R^{0.43}}{\left(F_N'\right)^{0.13} \left(E^x\right)^{0.03}} \quad (2.2-2)$$

missä

α on viskositeetin paine-eksponentti

η_o on voiteluaineen viskositeetti normaalipaineessa

R on vierintäparin tehollinen säde liikkeen suunnassa

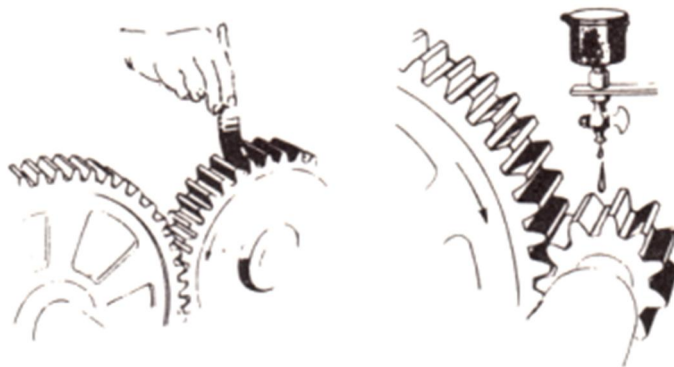
F_N' on kuormitus kosketusviivan pituudella jaettuna

E^x on kimmomoduuli

Minimipaksuuden lausekkeesta voidaan havaita, että kalvonpaksuus ei juuri riipu kuormasta tai kimmomoduulista. Nopeuden ja viskositeetin vaikutus sen sijaan on merkittävä. (kivioja et al. 2007, s. 148)

2.3. Voitelutavat

Voitelutavan valinnassa laitteessa pitää ottaa huomioon kaikki kitkaa aiheuttavat kosketukset. Voitelutapoja on useita. Kertavoitelussa voiteluaine voidaan esimerkiksi levittää hampaiden pinnalle (kuva 2.5). Kertavoitelussa lämpötilan ja kuorman tulee olla matalia. Voitelutapaa käytetään, kun hammaspyörältä vaadittu käyttöikä on lyhyt, hammaspyörää käytetään harvoin, sen käyttönopeus on alhainen ja kuorma on päällä vain hammaspyörän ollessa paikallaan. (Bartz 1988, s. 425 - 426)



Kuva 2.5. Kertavoitelun levittämistapoja. (Bartz 1988, s. 426)

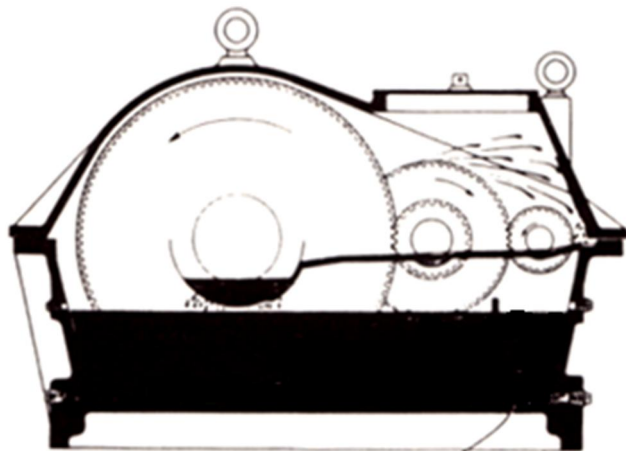
Jaksottaista voitelua käytetään, kun hampaille vaaditaan parempaa voitelua kuin kertavoitelussa. Esimerkiksi pidempi kestoikä, pidemmät käyttöjaksot ja korkeampi käyttönopeus vaativat parempaa voitelua kuin mitä kertavoitelu voi tarjota. Jaksottaisessa voitelussa hampaiden pinta vaatii voitelukalvon uusimista tietyin väliajoin. Voitelu voidaan järjestää esimerkiksi ruiskun avulla, joka ruiskuttaa voiteluainetta hampaiden pinnoille tietyin väliajoin tietyn määrän. (Bartz 1988, s. 426)

Puolijatkuvassa voitelussa voiteluainetta voidaan myös ruiskuttaa hampaiden pinnoille. Jaksottaisessa ja puolijatkuvassa voitelutavassa ei ole selkeää eroa. Puolijatkuvaa voitelutapaa käytetään, kun hampaiden pinnoilta halutaan poistaa lämpöä ja siirtää suurempia kuormia. Puolijatkuvassa voitelutavassa ruiskutusjaksot ovat lyhyempiä. (Bartz 1988, s. 426 - 427)

Jatkuvaa voitelua käytetään tehonsiirtolaitteiden suljetuissa järjestelmissä. Jatkuva voitelu on tällöin ainoa vaihtoehto suorittaa tehokas voitelu. Jatkuva voitelu voidaan jakaa roiskevoiteluun, pumpputehostettuun roiskevoiteluun sekä painevoiteluun. Seuraavissa luvuissa 2.3.1 ja 2.3.2 käsitellään roiske- ja painevoitelua tarkemmin. (Bartz 1988, s. 427)

2.3.1. Roiskevoitelu

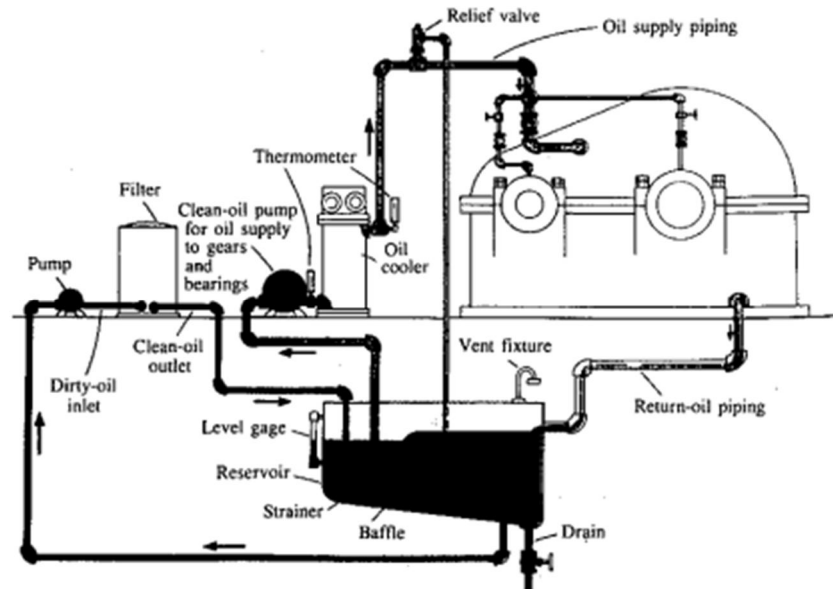
Roiskevoitelussa hammaspyörät ovat osittain upoksissa voiteluaineessa, josta voiteluaine roiskuu kosketuskohtiin hammaspyörien pyöriessä. Roiskevoitelu toimii parhaiten, kun ainakin yksi hammaspyörä jokaisesta hammaspyöräparivista ”kylpee” voiteluaineessa. Roiskevoitelu on yksinkertaisin tapa varmistaa jatkuva ja yhtenäinen voitelu hammaspyörille. Voiteluaineena voidaan käyttää joko rasvaa tai nestemäistä voiteluainetta. Nestemäisistä aineista käytetään pääasiassa mineraaliöljyä. Mineraaliöljyn lämmönsiirtokyky on paljon parempi kuin rasvan, joten sen jäähtytys ominaisuudet ovat myös paljon paremmat. Kuvassa 2.6 on roiskevoitelun periaatekuva. (Bartz 1988, s. 428)



Kuva 2.6. Roiskevoitelu. (Bartz 1988, s. 429)

2.3.2. Painevoitelu

Kun roiskevoitelun voiteluteho ei enää riitä, voidaan käyttää painevoitelua. Painevoitelussa voiteluaine tuodaan suoraan hampaiden kosketuskohtaan, jolloin saadaan aikaiseksi tarkka ja riittävä voitelu (kuva 2.7). Painevoitelun etuna on suodattimen käyttömahdollisuus järjestelmässä. (Bartz 1988, s. 432)



Kuva 2.7. Painevoitelujärjestelmä. (Bartz 1988, s. 436)

Hammaspyörän kehänopeuden kasvaessa on suositeltavaa myös lisätä öljynpainetta. Tyypilliset öljynpaineet ovat 1 – 3.5 bar, mutta joissain tilanteissa painetta voidaan nostaa jopa 10 bar asti. Öljy voidaan ruiskuttaa hammaspyörien kosketuskohtaan sitä ennen tai sen jälkeen. Ruiskuttamalla öljyä ennen hampaiden kosketuskohtaa, parannetaan voitelun tehoa ja ruiskuttamalla öljyä kosketuskohdan jälkeen, saadaan jäähdytystä tehokkaammaksi. (Bartz 1988, s. 432)

3. TIIVISTYS

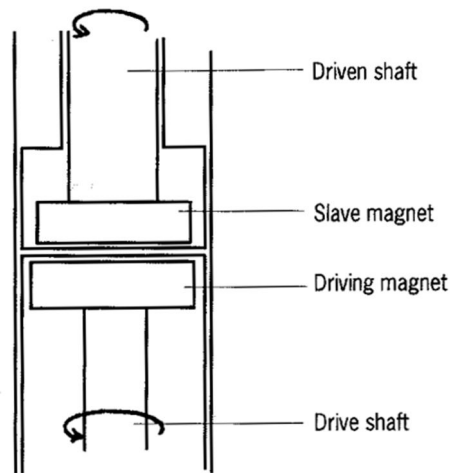
Nestemäisen aineen tiivistyksessä tiivisteiden tärkein tehtävä on estää nesteen pääsy tiivistyskohdan ohi. Tiivistyksen käyttötarkoituksesta riippuen voi olla tarpeellista käyttää useampia tiivisteitä. Usein tiiviste rajoittaa nesteen pääsyn yhteen suuntaan, mutta toiseen suuntaan voidaan tarvita toinen tiiviste. Tiivistemateriaalit joutuvat erilaisiin olosuhteisiin ja sen vuoksi niiltä vaaditaan erilaisia ominaisuuksia. Näitä ominaisuuksia on mm. muodonmuutoskyky, lujuus, lämpötilan kesto ja kemiallinen kestävyys. (Lansdown 2004, s. 189; Kivioja et al. 2007, s. 312)

Staattinen tiivistys on yleensä helppo tehdä, koska tiivistykseen ei liity liikkuvia osia. Ongelmat yleensä alkavat, kun tiivistyksen pitää huomioida liikkuvia koneenosia, kuten pyöriviä akseleita. Esimerkiksi laakereiden tiivistyksessä tiivisteiden tulee hallita oma liike sekä myös akselin pinnan liike. Erilaisten tilanteiden takia tiivistykseen on kehitetty erilaisia tekniikoita ja ne voidaan jakaa neljään ryhmään. Viides ryhmäkin on olemassa, jossa pyritään välttämään erillisen voiteluaineen käyttöä. Tällöin tiivistystä ei tarvitse lainkaan, kun prosessineeste toimii samalla voiteluaineena. Viidenteen ryhmään ei tässä työssä perehdytä sen tarkemmin. (Lansdown 2004, s.189–190)

3.1. Staattinen (lepo) tiivistys

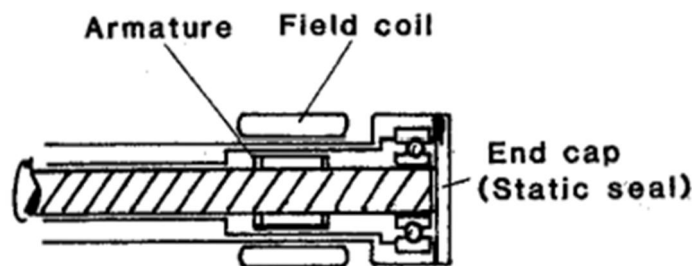
Staattisessa tiivistyksessä pyritään vuotamattomaan tiivistykseen esimerkiksi kahden laipan välisessä liitoksessa. Ehkä tunnetuin lepotiiviste on O-rengastiiviste, joka on yksinkertainen, pitkäikäinen, tiiveysominaisuuksiltaan hyvä ja asennusystävällinen. O-rengastiiviste on parhaimmillaan lepotiivisteenä, mutta sitä voidaan käyttää myös liiketiivisteinä, kun liikenopeus on pieni. (Kivioja et al. 2007, s. 313)

Pyörivän akselin tiivistäminen onnistuu esimerkiksi sulkemalla akseli suljettuun staattiseen koteloon ja pyörittämällä sitä voimakkaan magneetin avulla. Asian saa helpoimmin järjestettyä kuvan 3.1 mukaisella tilanteella. (Lansdown 2004, s. 190)



Kuva 3.1. Magneettiohjaus staattisen tiivisteiden läpi. (Lansdown 2004, s. 190)

Kuvassa 3.1 on pyörivä magneetti kotelo ulkopuolella, sekä vastaava magneetti akselin päässä kotelo sisäpuolella. Sisäinen magneetti sijoittuu siten, että magneettien vastakkaiset navat ovat lähekkäin. Tämän ominaisuuden ansiosta, ulkoisen magneetin pyöriessä, myös sisempi magneetti pyrkii pyörimään eli pitämään vastakkaiset navat lähekkäin. Tuennasta johtuvan kitkan vuoksi sisäpuolen magneetti jää jälkeen ulkopuolisesta magneetista. Jos sisäpuolen magneetti jää paljon jälkeen, pienenee magneettien välinen voima hidastaen pyöritettävää akselia. Kehittyneempi versio edellisestä tiivistysmallista on sijoittaa sähkömoottorin magneettikäämi kotelo ulkopuolelle ja magneettisydän käytettävän akselin sisään (kuva 3.2). (Lansdown 2004, s. 190 - 191)



Kuva 3.2. Leikkauskuva sähkömoottorihjauksesta staattisen tiivisteiden läpi. (Lansdown 2004, s. 191)

Tämän tyyppisen mallin avulla ohjattavuus ja tarkkuus paranevat huomattavasti verrattuna edelliseen malliin. Edelliset tavat tehdä staattinen tiivistys ovat vähemmän käytettyjä. Niissä tiivistys on staattinen, vaikka tiivistettävät kappaleet ovatkin liikkeessä tiivisteeseen nähden. (Lansdown 2004, s. 190)

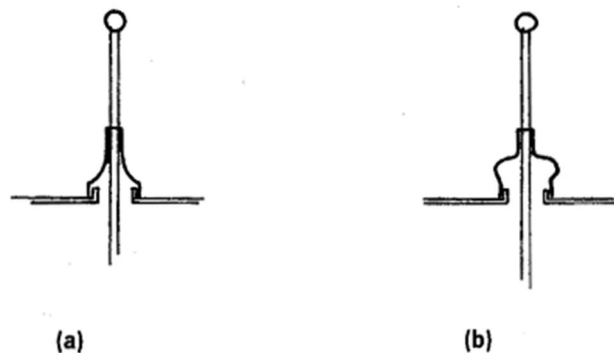
3.2. Puolistaattinen tiivistys

Puolistaattinen tiiviste soveltuu kohteisiin, joissa tiivisteeltä vaaditaan liuku- tai jousto-ominaisuutta. Tällöin tiivistettävien osien välillä on lineaarinen liike, joka voi olla muutamasta millimetristä pariinsataan millimetriin saakka. (Kivioja et al. 2007, s. 314)

Joustava tiivistys saadaan aikaan esimerkiksi kalvotiivisteellä, joka mahdollistaa pienet liikkeet tiivistettävien osien välillä. Kalvotiivisteiden sovelluskohteita ovat säätölaitteet, pienet pumput sekä paineakut. Kalvotiivisteiden eduksi voidaan laskea sen hyvä tiivistyskyky sekä pieni kitka. (Kivioja et al. 2007, s. 314)

Tiivistettävän kohteen liike voi olla heilahtelevaa, jolloin kaikki liike tulisi tapahtua tiivisteessä. Tällöin esimerkiksi joustava hihamainen tiiviste tiukasti sovitettuna liikkuvan ja paikallaan pysyvän kappaleen välillä on hyvä vaihtoehto. Ehkä tunnetuin tämän tyyppinen tiivistys on auton vaihdekepin ja manuaalivaihdelaatikon välinen tiivistys. Hihatyyppinen tiiviste (suojapussi) on kiinnitetty vaihdelaatikon ulkopuolelle jossa se on tiukalla sovitteella vaihdekepin varressa. (Lansdown 2004, s. 191)

Hihatyyppisen tiivistyksen rakenne ratkaisee kuinka hyvin se joustaa eri suuntiin. Hihatyyppinen tiiviste mukautuu hyvin vaihdekepin kulman muutoksiin sekä öljyn ja ilman määrän muutoksiin vaihdelaatikossa. Hihatyyppisen tiivisteiden muoto ratkaisee paljon kuinka hyvin se joustaa vaihdekepin kulman muutoksiin sekä pidennyksiin että lyhennyksiin. Kuvassa 3.3 on esitetty kaksi mallia hihatyyppisestä tiivisteestä. (Lansdown 2004, s. 191)

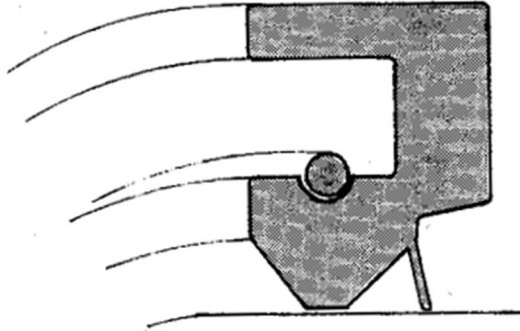


Kuva 3.3. Kartiomainen (a) ja kupumainen (b) hihatyyppinen tiiviste. (Lansdown 2004, s. 192)

Malli A sallii suuria kulman muutoksia, mutta vähän vaihdekeppiä pidentäviä liikkeitä. Malli B sallii myös pidentäviä liikkeitä. (Lansdown 2004, s. 191)

3.3. Pyörivän liikkeen tiivistys

Pyörivän liikkeen tiivistys eli rotaatiitiivistys liittyy yleensä akselin tiivistykseen. Akselin tiivistykseen on monia erilaisia tiivisteitä, joista kuminen huulitiiviste on yleisin. Kuvassa 3.4 on esitetty yleinen malli huulitiivisteestä. (Lansdown 2004, s. 193)



Kuva 3.4. Huulitiiviste. (Lansdown 2004, s. 193)

Kaikki rotaatiitiivisteet ovat dynaamisia tiivisteitä, jotka liukuvat esimerkiksi toista pintaa vasten. Tärkeintä dynaamisessa tiivistyksessä on pitää tiivisteiden ja tiivistyspinnan välinen kitka pienenä sekä välttää kulumista. Öljyä tiivistettäessä on mahdollista käyttää ohutta kerrosta öljyä tiivisteiden ja tiivistepinnan välissä, jolloin kitka ja kulumisen ovat vähäisiä. Kulumista voidaan myös vähentää valitsemalla tiivistepinnaksi kovaa materiaalia. Tiivistepinnan sileys vähentää vuotojen määrää ja samalla kulumista. (Lansdown 2004, s. 193)

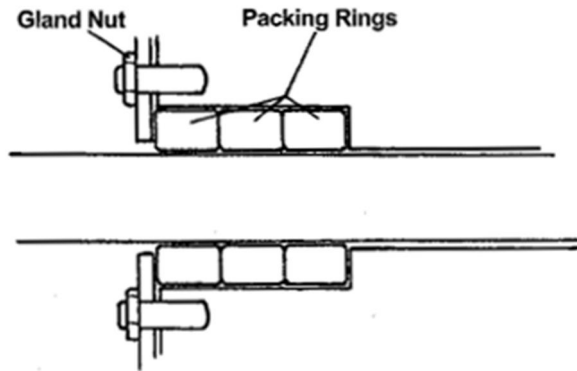
Huulitiivisteiden toiminnan kannalta voitelukalvo tiivisteiden ja tiivistepinnan välissä on ratkaiseva. Liian paksu voitelukalvo aiheuttaa vuotoa ja liian ohut voitelukalvo aiheuttaa kitkaa ja kulumista. Voitelukalvon paksuus riippuu paljon öljynpaineesta. Suurella paineella tiiviste painautuu voimakkaammin tiivistepintaa vasten ja pienentää voitelukalvon paksuutta. Liian pieni paine suurentaa rakoja ja voitelukalvon paksuus kasvaa suureksi. Voitelukalvon pintajännitys pyrkii estämään vuotoa. Pintajännitys saattaa estää vuodon syntymisen, vaikka voitelukalvo olisi niin paksu, etteivät kosketuspinnat kosketa toisiaan. (Lansdown 2004, s. 194)

Huulitiivisteiden rakenne on suunniteltu siten, että öljynpaineen noustessa, kosketuspaine kasvaa myös. Tästä seuraa tiivisteiden ja tiivistyspinnan välisen raon pieneneminen. Öljynpaine on merkittävä tekijä kosketuspaineeseen ja siten tiivisteiden tehokkuuden ylläpitämiseen. Huulitiivisteiden asennuksessa tulee olla huolellinen, sillä väärinpäin asennettuna kosketuspaine pienenee öljynpaineen kasvaessa. (Lansdown 2004, s. 194)

Huulitiiviste ei ole tehokas tiivistämään eri suunnista tulevia voiteluaineita toisistaan johtuen huulitiivisteiden voimakkaasta suunnatusta vaikutuksesta. Tiivistykseen voidaan käyttää kahta erillistä tiivistettä kummallekin voiteluaineelle erikseen tai tuplatiivistystä. Huulitiivisteiden käyttö rajoittuu kumin joustavaan ominaisuuteen, jolloin öljynpaine

rajoittaa sen käyttöä. Teräksisen tukirenkaan avulla huulitiiviste kestää painetta huomattavasti enemmän. (Lansdown 2004, s. 194)

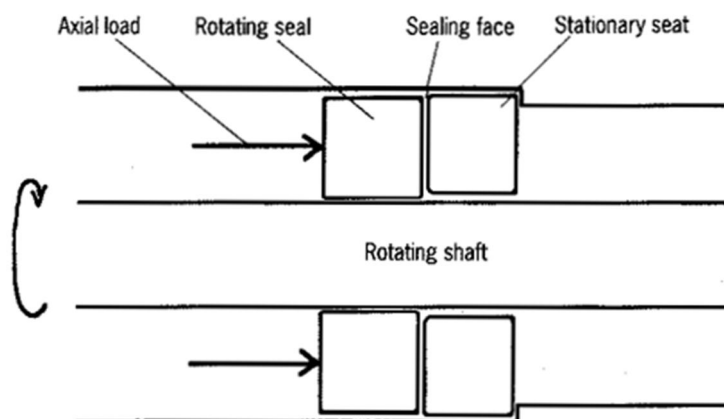
Tehokkaampi tapa tiivistää akseli on käyttää puristustiivisteitä. Puristustiiviste koostuu sarjasta joustavia renkaita, jotka ovat rengasmaisessa tilassa akselin ympärillä. Puristustiivistettä puristetaan aksiaalisuunnassa, jolloin tiivisteiden joustava materiaali laajenee radiaalisuunnassa puristuen samalla akselia vasten. (kuva 3.5). (Lansdown 2004, s. 195)



Kuva 3.5. Puristustiiviste. (Lansdown 2004, s. 195)

Puristustiivisteiden etu huulitiivisteeseen verrattuna on sen suurempi paineen kesto. Suuri paineenkesto tuo mukanaan myös rajoituksen, joka liittyy hankausnopeuteen. Hankausnopeuden on oltava matala, koska tiiviste on puristuksissa akselia vasten. Puristustiiviste muistuttaa rakenteeltaan O-rengasta, mutta tiiviste pinta-ala O-renkaan ja tiivistyspinnan välillä on paljon pienempi.

Mekaaninen tiivistys on eräs tapa tiivistää staattisen ja pyörivän kappaleen rajapinta. Mekaanisessa tiivistyksessä tiivistyspinta on radiaalisuunnassa kahden aksiaalisesti sijoitetun holkin välissä. Toinen holkeista on kiinni kotelossa ja toinen pyörii akselin mukana. Kuvasta 3.6. näkyy tämä asetelma.



Kuva 3.6. Mekaanisen tiivisteiden perusidea. (Lansdown 2004, s. 195)

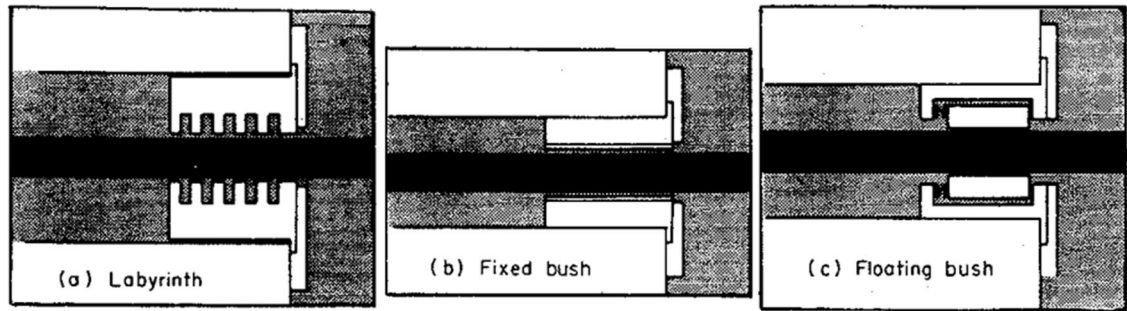
Mekaaninen tiivistys voi olla yksinkertainen, kuten kuvassa 3.6, mutta riippuen sovelluskohteesta, tiiviste voi olla myös erittäin monimutkainen. Mekaaninen tiivistys on liukurengastiivistys, jossa toinen rengas voi olla esimerkiksi grafiittia tai PTFE (teflon) ja toinen terästä tai volframikarbidia. Esimerkiksi teräksinen rengas tunnetaan liukurengassovelluksissa alustana. Kumpi tahansa renkaista voi kuitenkin olla kiinteänä kiinni kotelorakenteessa tai kiinnitettynä pyörivään kappaleeseen. Aksiaalikuorma saadaan aikaiseksi jousella, joustavalla aluslaatatalla tai hydraulisella paineella. (Lansdown 2004, s. 196)

Radiaalisuuntaisella tiivistyksellä on etuja aksiaaliseen tiivistykseen nähden. Tiivistävän materiaalin ei tarvitse olla joustavaa, vaan riittää, kun materiaali on liukasta ja kestää kulutusta. Toiseksi radiaalisuunnassa tapahtuva tiivistys sallii hieman epäkeskeisyyttä, jota aksiaalitiivistys ei kärsi. Paikallaan pysyvän renkaan ja kotelon välinen tiivistys voidaan toteuttaa esimerkiksi O-renkaalla. Samoin pyörivän renkaan ja akselin välinen tiivistys voidaan toteuttaa joustavalla kumitiivisteellä. (Lansdown 2004, s. 196)

Tiivistuspinta vaatii yleensä voitelukalvon ja sen puuttuessa liukumateriaali määrittelee kitkan ja kulumisen määrän. Jousikuormitteisella tiivisteellä tiivistuspinnan kontaktipaine pysyy tasaisena ja samalla jousikuorma kompensoi tiivisteessä tapahtuvaa kulumista. Tiivisteiden asennus aksiaalissuunnassa ei ole jousikuorman ansiosta kriittistä, vaan jousi suoristaa tiivisteiden pienestä aksiaalissuunnan muutoksesta huolimatta. (Lansdown 2004, s. 196)

Jousikuorman lisäksi on mahdollista turvata tiivistepinnan tiiveys hydraulisella paineella. Nesteen paineen kasvaessa myös kosketuspaine kasvaa liitoksessa ja liitoksen tiiveys säilyy hyvänä. Suurilla paineilla on kuitenkin vaarana liian suuri kosketuspaine, jolloin voitelu voi pettää ja aiheuttaa suurta kulumista. Aksiaalikuorman suuruutta voidaan muunnella tiivisteiden rakenteen suunnittelussa, jolloin paine toimisi vain osittain tasaavana voimana. (Lansdown 2004, s. 197)

Tiivistystilanteesta riippuen on käytännöllisempää käyttää erilaisia tiivisteitä. Erilaiset kumitiivisteet eivät aina ole paras ratkaisu tiivistykseen, etenkin jos voiteluainetta ei ole tarjolla riittävää määrää. Jos esimerkiksi tiivistyskohdan ei ole tarkoitus tiivistää juoksevaa voiteluainetta, vaan voiteluainetta tulee roiskumalla, ei ole kannattavaa käyttää kumitiivistystä. Tiivistykseen riittää tällöin ei hankaava tiiviste tai rakotyyppinen tiiviste. Tyypillisiä tiivisteitä roisketiivistykseen ovat labyrintti- ja holkkimaiset tiivisteet. Kuvassa 3.7 on esitetty kolme erityyppistä rakotiiivistystä. (Lansdown 2004, s. 197)

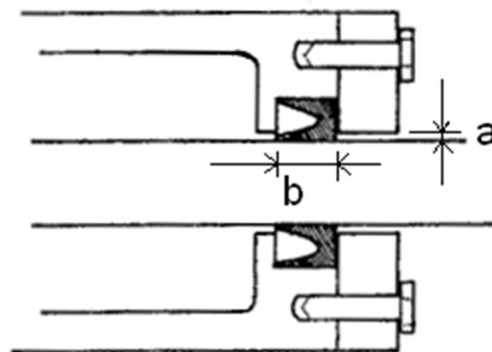


Kuva 3.7. Kolme erityyppistä rakotiivistettä. Labyrinttitiiviste (a), kiinteä holkki (b) ja kelluva holkki (c). (Lansdown 2004, s. 198)

Voiteluaineen tavoittaessa tiivistyskohdan valumalla akselin vartta pitkin, on mahdollista käyttää heittorengasta. Heittorengaan toimintaperiaate perustuu keskipakoilmioon. Keskipakovoima on verrannollinen renkaan halkaisijan neliöön. Heittorengaan ollessa kaksi kertaa akselin halkaisija, on heittovoima silloin nelinkertainen. Heittorengaan sijainti ratkaisee, miten öljy saadaan kuljetettua takaisin tankkiin. Koteloinnin sisäpuolelle sijoitettu heittorengas palauttaa voiteluaineen suoraan takaisin öljypohjaan. (Lansdown 2004, s. 198)

3.4. Suoraviivaisen liikkeen tiivistys

Suoraviivaisen liikkeen tiivistykseen käytetään osaa jo ennestään mainituista tiivisteistä, mutta riippuen liikkeen amplitudista, laajuudesta ja käytetystä voimasta, tietyt tiivisteet ovat suunniteltu juuri aksiaalissuuntaiseen liikkeeseen. U-renkas on yksi näistä tiivisteistä. U-renkas soveltuu esimerkiksi hydraulisen männänvarren tiivistykseen. U-renkas tulisi asentaa siten, että männänvarsi liikkuu poispäin U-renkaan avoimesta puolesta, kun avoin puoli on paineistettu. Kuvassa 3.8 on kuvattu U-renkaan profiili, sekä miten rengas tulee olla sijoitettuna akselille. (Lansdown 2004, s. 199)



Kuva 3.8. Hydrauliseen männänvarteen asennettu U-renkas (kuvaa muokattu). (Lansdown 2004, s. 198)

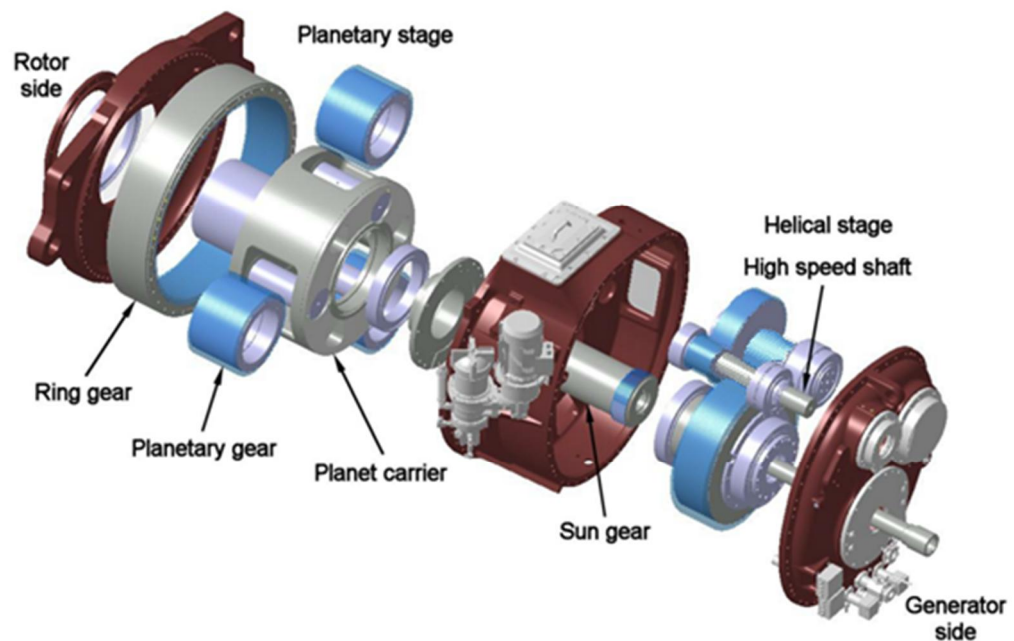
Suoraviivaisen liikkeen tiivisteet tulisi aina asentaa siten, että kuvan 3.8 mitta a on huomattavasti pienempi kuin mitta b. Tällöin tiiviste on hyvin aksiaalisesti tuettu ja pysyy paikallaan männänvarren liikkeen aikana. (Lansdown 2004, s. 199–200)

Muita suoraviivaisen liikkeen tiivisteitä ovat mm. V-mallinen tiiviste, joka toimii painetiivistimenä. V-malli tekee kyseisestä tiivisteestä sopivan suoraliikkeiseen tiivistykseen. Rotaatiotiivisteenä V-mallin tiiviste tarvitsee mekaanisen paineen, mutta suoraviivaisessa tiivistyksessä voiteluaineen paine puristaa tiivisteiden akselia vasten. Tiivisteiden hienosäätäminen aksiaalissuunnassa antaisi varaa välyksen poistoon asennuksen yhteydessä, jolloin tiivisteiden tai akselien vioittuessa mahdolliset vuodot saataisiin väliaikaisesti (ennen korjausta) minimiin tiivistettä kiristämällä. (Lansdown 2004, s. 200)

Eräs paljon käytetty tiiviste on männänrenkas. Männänrenkas on tyypillinen tiiviste mäntämootoreissa. Käytetyin männänrenkas on halkaistu männänrenkas, joka on katkaistu tietystä kohtaa rengasta. Renkas asettuu männässä olevaan ympyrän malliseen (halkileikkaus neliön mallinen) uraan, jossa se kiristyy sylinterin seinää vasten. Halkaistuun kohtaan jää pieni rako, mutta useampien renkaiden käyttö paikkaa raon aiheuttamaa vuotoa. Männänrenkaan tulee kestää korkeita lämpötiloja sekä hapettavia olosuhteita sylinterissä. Sovelluksissa, joissa lämpötila on alhaisempi, voidaan käyttää eri materiaaleja ja renkaan muotoja. (Lansdown 2004, s. 200)

4. TUULITURBIININ VAIHDERAKENNE

Tuuliturbiineissa käytetään paljon planeettavaihte rakennetta, koska sen avulla voidaan välittää suuria tehoja pienemmässä koossa kuin normaalilla hammaspyöräpari rakenteella. Planeettavaihte sijaitsee tuuliturbiinissa heti roottorin ja pääakselin jälkeen. Kuvassa 4.1 näkyy vaihteen rakenne. Siniset alueet kuvaavat hammastusta.



Kuva 4.1. Räjähdysskuva tuuliturbiinin vaihteesta (kuvaa muokattu). (Kleemola 2010 s. 9)

Tuuliturbiinissa tuuli aiheuttaa roottorin (rotor) pyörimisen, joka pääakselin välityksellä välittää voimaa vaihteelle. Vaihteessa planeettaporras toimii ylennysvaihteena, mutta lopullinen välityssuhde saadaan aikaan kaksiportaisella lieriöhammasvaihteella. Pääakseli pyörittää planeettaportaansa kantajaa (planet carrier), joka kiinteän kehäpyörän (ring gear) sekä planeettapyörien (planetary gear) avulla pyörittää aurinkoakselia (sun gear). Aurinkoakselin (sisältää aurinkopyörän hammastuksen) tehtävä vaihteessa on puolestaan pyörittää kaksiportaista lieriöhammasvaihdetta (helical stage). Kuvan tapauksessa lieriöhammaspyöriltä saa

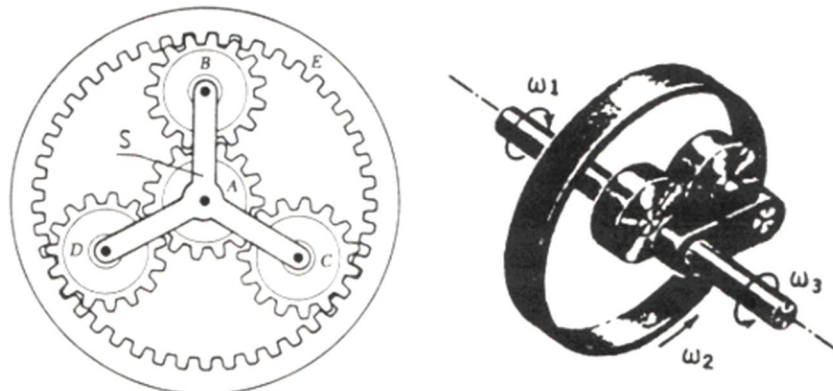
kaksi eri nopeutta. Eri nopeudet tulevat ensimmäiseltä ja toiselta portaalta. Nopea akseli (high speed shaft) pyörittää lopulta generaattoria, joka tuottaa sähköä.

Eräässä tuuliturbiinin vaihteessa kokonaisvälityssuhde on noin 100,41. Vaihteen planeettaportaassa välityssuhde on noin 5,68. Välityssuhde syntyy kehäpyörän ollessa kiinteänä. Pääakseli pyörittää planeetankantajaa, joka planeettapyörien välityksellä pyörittää aurinkopyörää. Paras välityssuhde planeettavaihteessa saadaan juuri tällä tavalla. Aurinkoakselin pyörittämän kaksiportaisen lieriöhammasvaihteen ensimmäisen portaan välityssuhde on noin 4,27 ja toisen portaan noin 4,14. Kaksiportaisen lieriöhammasvaihteen kokonaisvälityssuhde on siten noin 17,68. Kertomalla jokaisen portaan välityssuhde yhteen, saadaan kappaleen alussa mainittu vaihteen kokonaisvälityssuhde 100,41. Tällä tavalla roottorin pyörimisnopeus (esim. 17 1/min) saadaan muutettua generaattorille sopivaksi (1700 1/min).

4.1. Planeettavaihteen rakenne

Normaaleissa hammasvaihteissa kaikki pyörät ovat kiinteän rungon suhteen kiertyviä ja kiertymisakselit aina kiinteitä. Planeettavaihteissa sen sijaan on pyöriä, jotka pyörivät oman akselin lisäksi aurinkoakselin ympäri. Tämän lisäksi on olemassa planeettapyörästäjä, joissa planeetat eivät kierrä. Tällöin planeettoja on useita jakaantuneena tasan aurinkoakselin ympärille. Tämän tyyppistä planeettapyörästäjää kutsutaan lepoplaneettapyörästäjäksi. Lepoplaneettapyörästäjällä on useimmat planeettavaihteiden edut ja erinäiset ongelmat johtuen keskipakovoimasta ja hyrrävoimista jäävät pois. Tällaista perusvaihdetta käytetään nopeissa ja suurissa planeettavaihteissa. (Airila et al. 1985, s. 351)

Lieriöplaneettavaihteen perusmuoto sisältää aurinkopyörän, planeettapyöriä, kehäpyörän, jossa on sisäpuolinen hammastus sekä planeetankantajan, joka on kiinteä (perusvaihde). Perusvaihteessa eli lepoplaneettavaihteessa kantaja on siis kiinteä, jolloin sen kulmanopeus ω_3 on nolla (kuvassa 4.2 oikealla). Alennus- ja ylennysvaihteissa kiinteänä kappaleena toimii kehäpyörä, jolloin kehäpyörän kulmanopeus ω_2 on nolla. Planeettavaihteen rakenne selviää hyvin kuvasta 4.2 vasemmalla. (Airila et al. 1985, s. 351)

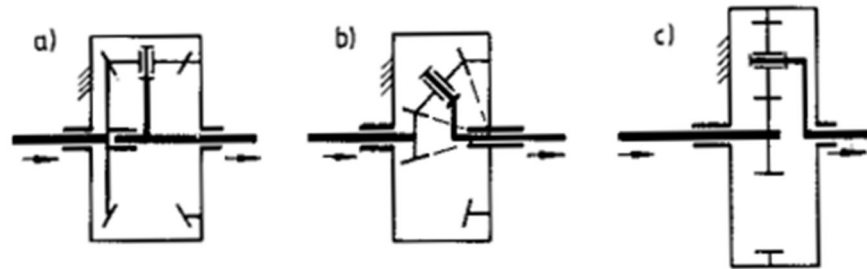


Kuva 4.2. Planeettavaihteen rakenne. (Airila et al. 1985, s. 351)

Esimerkiksi eräässä tuuliturbiinin planeettavaihteessa kuvan 4.2 kehäpyörä E on kiinteä ja kantaja S pyörii. Tällöin planeettapyörät B, C ja D pyörivät aurinkoakselia ympäri pyörittäen samalla aurinkopyörää A.

4.1.1. Perusmuodot

Planeettapyörästäjä voidaan periaatteessa tehdä mistä tahansa tunnetusta hammaspyörätyypistä. Käytännössä vain kartio- ja lieriöhammaspyöristä on tehty planeettapyörästäjä. Tosin perusvaihteessa esiintyy myös kierukkapyörävälityksiä. Kuvassa 4.3 esitetään planeettavaihteen perusmuodot, joita on kolme kappaletta. (Airila et al. 1985, s. 352)



Kuva 4.3. Planeettavaihteiden perusmuodot. (Airila et al. 1985, s. 352)

Kuvassa 4.3 a) on kyseessä hammastettu kartiopyöräplaneettavaihte. Siinä planeettapyörä akselit leikkaavat aurinkoakselin kohtisuorasti. Tällaista rakennetta käytetään esimerkiksi ajoneuvojen tasauspyörästäissä. Tällaisessa planeettavaihteessa planeettapyörän momentti jakaantuu tasan ja kulmanopeus on sama kuin keskuspyörä (aurinkoakseli ja kehäpyörä) kulmanopeuksien keskiarvo. (Airila et al. 1985, s. 352)

Kuvassa 4.3 b) on kartiohammasplaneettavaihte, jota esiintyy pääasiassa kitkapyörästäinä. Siinä kartiopyörä akseli leikkaa aurinkoakselin vinosti. Kuvassa 4.3 c) on kyseessä yksinkertaisin malli lieriöpyöräplaneettavaihteesta. Kaikille perusmuodoille on yhteistä se, että planeettapyörän kehävoima jakaantuu tasan molemmille keskuspyörille sekä keskuspyörä kehänopeuksien keskiarvona saatava kehänopeus planeettapyörille. (Airila et al. 1985, s. 352)

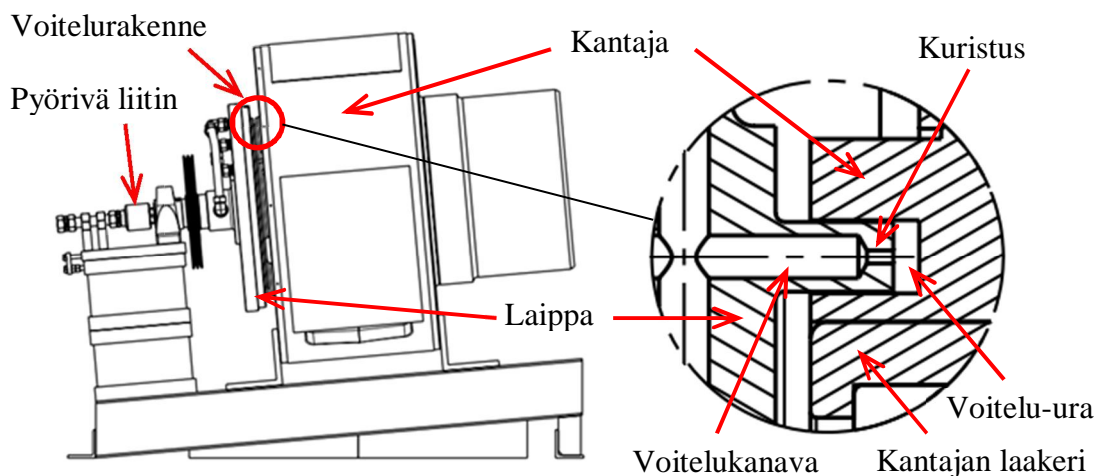
5. TUULITURBIININ PLANEETTAPORTAAN VOITELURAKENTEEN KEHITTÄMINEN

Tuuliturbiinien vaihteiden koon kasvaessa voitelun merkitys on myös kasvanut. Tehokkaamman voitelun aikaansaamiseksi pitää voiteluainetta saada voitelukohteisiin riittävä määrä. Nykyisellä voitelurakenteella voiteluainetta saadaan planeettavaihteen sisälle rajoitettu määrä. Voiteluaineen määrää ja painetta ei pystytä kasvattamaan riittävästi, joten voitelurakennetta on muutettava.

Tässä työssä voitelurakenne tarkoittaa yhtä voitelujärjestelmän osaa. Voitelujärjestelmä itsessään käsittää kaikki osat, joissa voiteluaine kiertää, ja sen vuoksi tarkempaa kohtaa voitelujärjestelmästä kuvataan nimikkeellä voitelurakenne. Tässä työssä voitelurakenne tarkoittaa kahden toisiinsa nähden pyörivän osan liitosta.

5.1. Nykyinen voitelurakenne

Nykyisessä järjestelmässä planeettavaihteen voitelu on toteutettu osittain painevoitelun ja osittain roiskevoitelun avulla. Työssä käytettävä koelaitte koostuu pääpiirteissään planeetankantajasta sekä laipasta, jotka muodostavat tutkittavan voitelurakenteen (liitoksen). Koelaitte on kallellaan neljän asteen kulmassa, kuten tuuliturbiinissa. Koelaitteessa öljy tuodaan tankilta putkien avulla laipalle ja siitä edelleen voitelu-uran kautta kantajalle. Laipan pyöriminen on toteutettu erillisellä hihnäkäyttöisellä pyörityslaitteella. Pyörimisen vuoksi pyörityslaitteessa on öljynvientiä varten erillinen pyörivä liitin. Tarkempi kuvaus koelaitteesta esitellään luvussa 6. Kuvassa 5.1 on voitelurakenne ja siihen liittyvät osat.



Kuva 5.1. Vasemmalla työssä käytettävä koelaitte (planeettavaihteen kantaja) ja oikealla leikkauskuva voitelurakenteesta.

Kuvan 5.1 voitelukanava johtaa laipan ja kantajan väliseen voitelu-uraan. Voitelu-uraan menevä voitelukanava on kuristettu päästä, joten voitelu-uraan pääsee vain tietty määrä kanavistossa olevasta öljystä. Tällä taataan paineen sekä öljyn riittävyys myös muille voitelua vaativille kohteille. Laipan ja kantajan välissä oleva ura ei ole tiivis, vaan öljy pääsee valumaan pois urasta. Kantajan voitelu-urasta lähtee kolme voitelukanavaa, joista osa öljystä pääsee planeetta-urasta laakereille ja hammaspyörille.

Nykyisen voitelurakenteen hyvä puoli on sen joustavuus. Kantaja pääsee akselivälysten verran liikkumaan myös liitoskohdassa, jolloin liitoskohtaan ei kohdistu rasituksia. Hitaasti pyörivä kantajan laakeri saa voitelunsa vuotavasta liitoksesta, eikä näin ollen tarvitse erillistä voitelua. Kuitenkin suuri määrä öljyä pääsee vuotamaan pois voitelua vaativista kohteista. Vuotokohta aiheuttaa paljon painehäviötä, jolloin kantajan sisällä voiteluainetta kulkee rajoitetusti. Vuotokohdan vuoksi esimerkiksi nopean pään vaihde ei välttämättä saa tarpeeksi voitelua ja tällöin riskinä on hammaspyöräkosketuksen kiinnileikkautuminen eli scuffing vaurio.

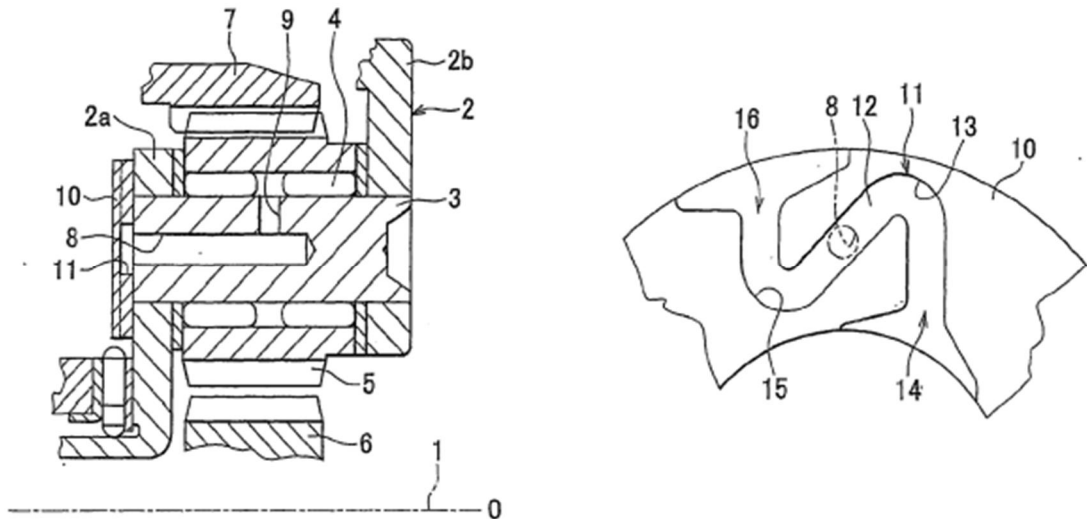
5.2. Muita sovelluksia voitelurakenteeseen

Tarkastelemalla muiden sovellusten öljynvientiratkaisuja, voidaan myös tuuliturbiinin planeetta-urasta luoda ideoita paremman voitelurakenteen luomiseksi. Öljynvientiratkaisut tulisi olla suunniteltu kahden toisiinsa nähden pyörivän kappaleen läpi, jolloin tilanne olisi lähes vastaava kuin Moventasin nykyisessä voitelurakenteessa.

Vaikka öljynvientiratkaisuja löytyisi, niin ne eivät välttämättä sovellu tuuliturbiinin voitelurakenteeseen. Pitää kuitenkin ottaa huomioon eri ratkaisujen hyvät ja huonot puolet, jotta niistä löytyisi jotain ideoita tuuliturbiinin vaihteen voitelurakenteeseen. Kaikissa ratkaisuissa ei ole kyse juuri rotaatioliitoksesta, mutta niistä voi silti löytyä kehitysideoita.

5.2.1. Automaattivaihteen voitelurakenne

Toyota Motor CO:n julkaisemassa patentissa planeettavaihteen voitelusta automaattivaihteessa kerrotaan, miten öljynvienti on toteutettu monimutkaisessa vaihdekonstruktiossa. Perusvaihteessa on planeettavaihde, joka toimii normaalin planeettavaihteen tavoin. Kuvassa 5.2 on perinteisen planeettavaihteen voitelurakenne. (Pat. US 2010144479, s. 15)

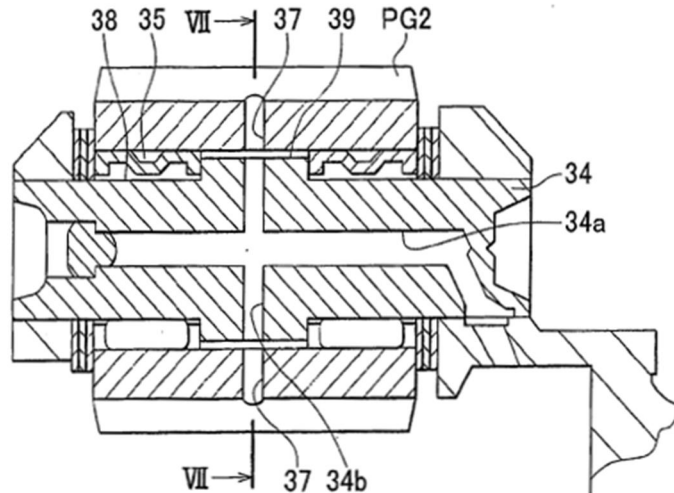


Kuva 5.2. Vasemmalla leikkauskuva planeettapyörän akselista 3, hammaspyörästä 5 ja ohjauslevystä 10. Oikealla projektio ohjauslevystä. (Pat. US 2010144479, s. 14)

Kuvassa 5.2 akseli (3) pyörii aurinkoakselin (1) ympäri, joka on kytketty moottoriin. Kantajalla (2) on kaksi ympyränmuotoista sivuseinää (2a ja 2b), jotka ovat kohtisuorassa akselin (1) aksiaalisuuntaan nähden. Planeettapyörrien akselit (3) ovat sivuseinien (2a ja 2b) välissä siten, että jokainen planeettapyörän akseli jatkuu aurinkoakselin aksiaalisuunnassa. Hammaspyörä (5) on tuettu jokaisella akselilla neulalaakerin välityksellä. Planeettapyörät ovat rynnössä sekä aurinkoakselin pyörän että kehäpyörän kanssa. (Pat. US 2010144479, s. 15)

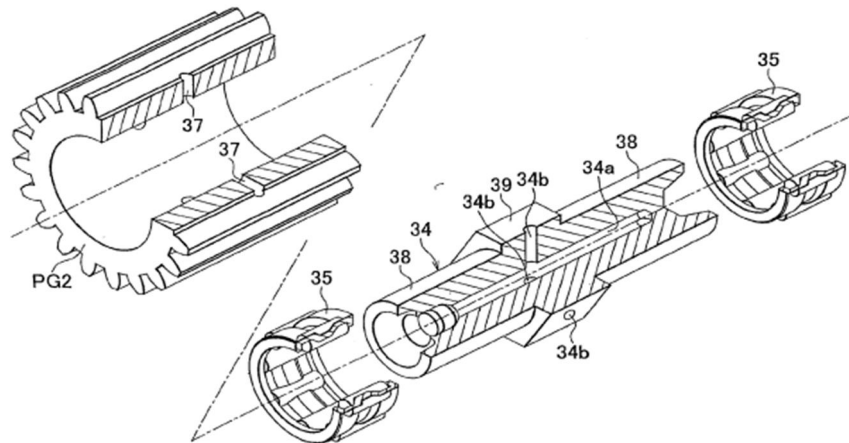
Jokaisessa akselissa (3) on öljykanava (8), joka jatkuu aksiaalisuunnassa. Kanava (8) on yhteydessä akselin ulkopinnan ja hammaspyörän sisäpinnan kanssa kanavan (9) välityksellä, joka jatkuu radiaalisuunnassa neulalaakerille (4). Rengasmainen ohjauslevy (10) on kiinnitetty kantajan sivuseinään (2a), joka ohjaa voiteluöljyn kanavaan (8). Ohjauslevyyn on tehty kirjaimen "S" mallinen ura (11), jonka tarkoitus on ohjata voiteluöljy kanavaan (8). Tällaisen rakenteen avulla hammaspyörille saadaan voitelua öljyn oman painon avulla, mutta tilanteessa jolloin kantaja ei pyöri, on vaikeaa saada riittävä määrä voiteluöljyä hammaspyörille. Tämä johtuu radiaalisuunnassa olevasta kanavasta (9). Suuremmalla määrällä öljykanavia sopiviin paikkoihin, saadaan voitelua parannettua. Tällaisellakin ratkaisulla on kääntöpuolensa. Suuri määrä öljykanavia tuottaa paljon painehäviöitä ja näin ollen painetaso putoaa kanavissa.

Kuvasta 5.3 näkee hammasrynnölle (37) ja laakerille (39) menevät radiaali- ja aksiaalisuunnan öljykanavat. Seuraavissa kappaleissa kerrotaan lyhyesti keksinnön idea ja voitelurakenne. (Pat. US 2010144479, s. 15-16)



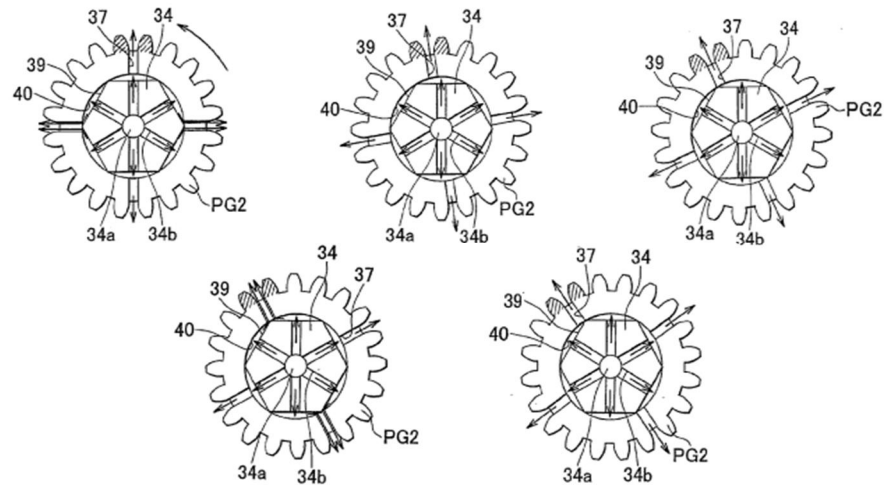
Kuva 5.3. Halkileikkauskuva toisen planeettavaihteen vetoakselista ja hammaspyörästä. (Pat. US 2010144479, s. 6)

Keksinnön tarkoitus on parantaa jokaisen hammaspyörän kehän voitelua, kun planeettavaihteen kantaja ei pyöri. Hammaspyörien kosketuskohdat pitää voidella hyvin pehmeän käynnin ja hyvän kestävyuden aikaansaamiseksi jokaisessa pyörässä. Keksinnön idea tulee esille seuraavissa kuvissa menemättä sen tarkemmin automaattivaihteen toimintaperiaatteeseen. Kuvasta 5.4 nähdään voitelukanaviston periaatteellinen rakenne. (Pat. US 2010144479, s. 16)



Kuva 5.4. Periaatekuva toisen planeettavaihteen vetoakselista ja hammaspyörästä sekä laakereista. (Pat. US 2010144479, s. 7)

Laakereiden väliin jää monikulmion mallinen alue, johon öljy kerääntyy. Öljy kulkeutuu radiaalisuunnan öljykanavasta (34 b) öljytilaan, josta se jatkaa matkaa hammaspyörän rynnölle. Kuvassa 5.5. esitetään miten öljy kulkeutuu hammaspyörän pyöriessä akselin keskeltä öljykanavia pitkin hammaspyörän rynnölle. (Pat. US 2010144479, s. 16)



Kuva 5.5. Öljyn kulkeutuminen akselilta hammaspyörän rynnöille. (Pat. US 2010144479, s. 9-10)

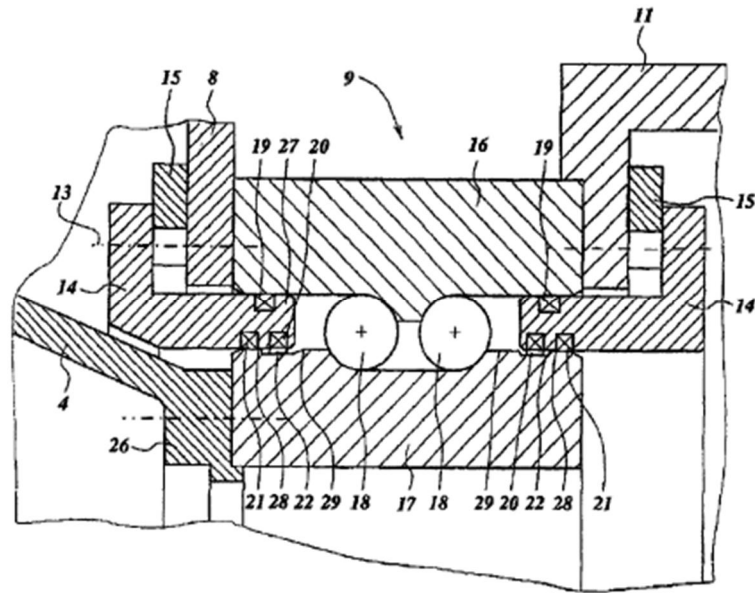
Öljy kulkeutuu keskikanavasta (34a) radiaalisuunnan kanavaan 34b keskipakovoiman ansiosta. Radiaalisuunnan kanavaa (34b) pitkin öljy kulkeutuu hammaspyörän ja akselin väliseen tilaan (40), josta öljy pääsee voitelemaan neulalaakerit (35). Hammaspyörän ja akselin väliin jäävä tila aiheuttaa öljylle pumppausefektin akselin pyöriessä hammaspyörään nähden. Öljy puristuu tilassa ja pumppautuu näin ollen hampaiden tyvessä olevan kanavan (37) kautta hammaspyörän rynnölle. Öljykanavat ovat yhteydessä sekä planeettapyörän ja kehäpyörän rynnön että planeettapyörän ja aurinkopyörän rynnön kanssa. Akselin ja hammaspyörän välisiä tiloja on yhteensä kuusi kappaletta. Keskipakovoima vaikuttaa silloin, kun kantaja pyörii eli planeettapyörät pyöriivät aurinkoakselia ympäri. Kuvan 5.8. nuolet hammaspyörissä ja akseleissa kuvaavat öljyvirtoja. (Pat. US 2010144479, s. 16)

Tällä tavalla hammaspyörän yläpuolella tapahtuva ryntö saa riittävän määrän voitelua, kun kantaja ei pyöri. Ylimmässä kohdassa öljyn oma paino ei riitä viemään riittäviä öljymääriä rynnöille, joten edellä esitetty ratkaisu edesauttaa öljyn pääsemistä ryntökohtiin. (Pat. US 2010144479, s. 17)

5.2.2. Tuuliturbiinin laakerin tiivistyskonstruktio

Darwind Dev & demonstration Bv:n patenti koskee tuuliturbiinin roottorin laakerin voitelua. Laakeri sijaitsee roottorin ja pesän välissä, jolloin roottori pyörii pesän pysyessä paikallaan. Jotta laakerilla olisi vaadittava voitelu läpi sen eliniän, tulee voiteluaineen pysyä laakerin sisällä. (Pat. CN 101631975, s. 4)

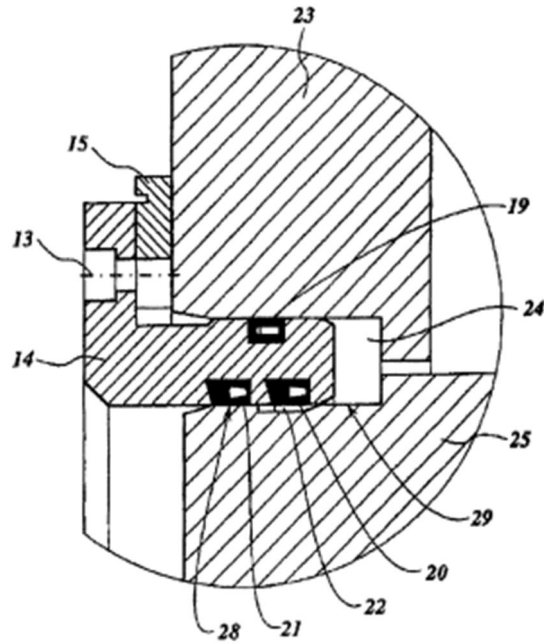
Kuvassa 5.6 on leikkauskuva roottorin laakerista ja sen tiivistyskonstruktiosta. Kuvasta näkyy myös hyvin tiivistyslaite, jonka avulla laakeria voidellaan.



Kuva 5.6. Roottorin päälaakeri ja tiivistyslaite. (Pat. CN 101631975, s. 1)

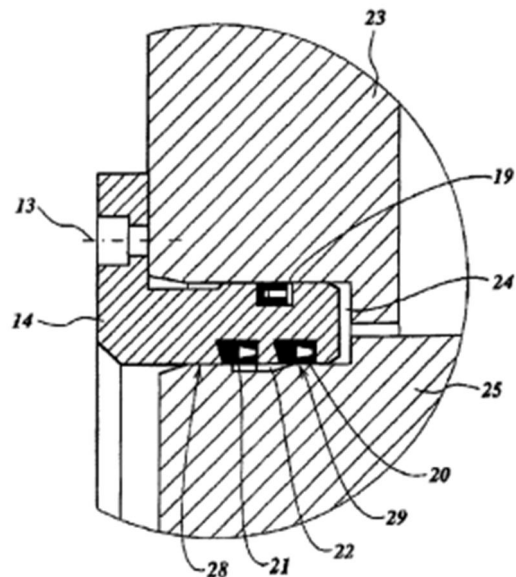
Öljyn tiivistyslaite on sijoitettu laakerin paikallaan pysyvän sisärenkaan (17) ja pyörivän ulkorenkaan (16) väliin molemmin puolin laakerikuulia (18). Generaattorin laippa (8) ja rumpu (11) ovat kiinnitetty laakerin ulkorenkaaseen. Kannatinrenkas (14) on kiinnitetty ruuveilla (13) ulkorenkaaseen. Lieriön muotoinen osa (27) kannatinrenkaasta sijaitsee ulko- ja sisärenkaan välissä. Staattinen tiiviste (19) asennetaan kannatinrenkaan lieriönmuotoisen osan ulkoreunaan. Tiiviste sulkee kannatinrenkaan ja laakerin ulkorenkaan välisen raon. (Pat. CN 101631975, s. 5)

Kannatinrenkaan sisäreunassa on kaksi tiivistettä (20 ja 21). Kahden tiivisteiden tarkoitus on kaksinkertaistaa tiivistyksen elinikä. Sisempi tiiviste (20) lepää sille tehdystä urasta ja ei näin ollen osallistu vielä tiivistykseen. Ulompi tiiviste (21) sen sijaan sulkee kannatinrenkaan ulkokehän ja laakerin ulkorenkaan välisen raon (kuva 5.7). (Pat. CN 101631975, s. 5)



Kuva 5.7. tiivistyslaite asennossa 1. (Pat. CN 101631975, s. 3)

Kannatinrenkaalla on tiivistyskonstruktiossa kaksi asentoa, jotka määräytyvät välikappaleen (15) mukaan. Kun ulompi tiiviste alkaa vuotaa, poistetaan välikappale ja kannatinrenkas siirtyy välikappaleen verran sisäänpäin. Tällöin ulompi tiiviste siirtyy uran kohdalle ja sisempi tiiviste sulkee puolestaan kannatinrenkaan ulkokehän ja laakerin ulkorenkkaan välisen raon (kuva 5.8). (Pat. CN 101631975, s. 5)



Kuva 5.8. Tiivistyslaite asennossa 2. (Pat. CN 101631975, s. 3)

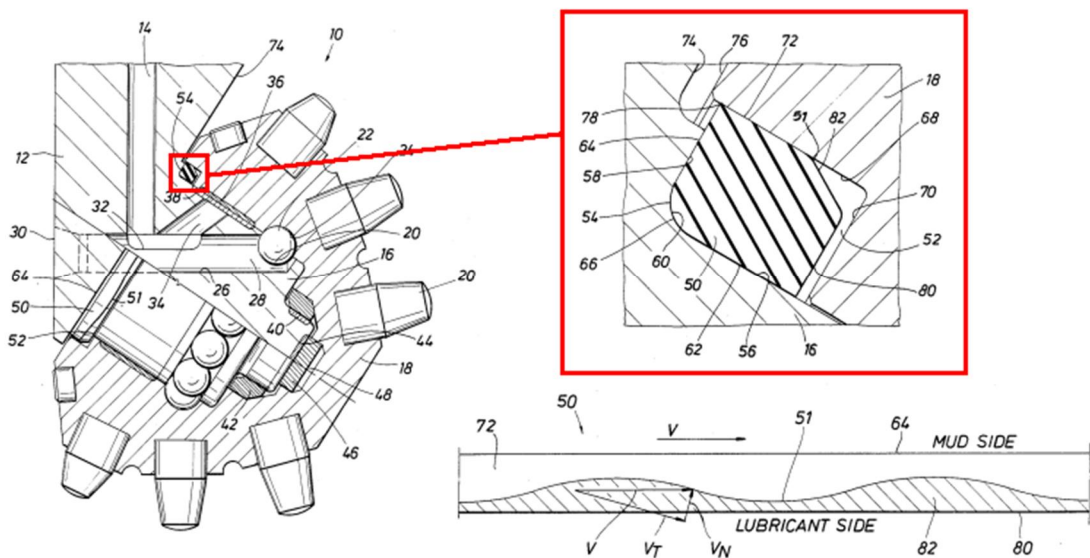
Kuvien 5.7 ja 5.8 tilanteissa tiivistyksen laadulla ei pitäisi olla eroa. Asia, joka vaikuttaa tilanteeseen on kannatinrenkaan siirtäminen asennosta toiseen. Silloin laakerin sisärenkaaseen tehty ura vaikuttaa tiivisteen laatuun. Uran pitää olla reunoiltaan pyöreä ja kalteva, jotta tiivisteisiin ei synny vaurioita siirron aikana. Sama pätee myös laakerin

ulkorenkaaseen, koska siirron yhteydessä myös staattinen tiiviste siirtyy. (Pat. CN 101631975, s. 5)

Tiivistyslaitteen hyvä puoli on sisemmän tiivisteiden säilyvyys ennen käyttöönottoa. Sisempi tiiviste on mukana, mutta ei vaikuta tiivistykseen, jolloin se ei kulu. Koska sisempi tiiviste on lähempänä laakerikuulia, pysyy tiiviste kunnossa voitelevan öljyn ansiosta. Myöskään epäpuhtaudet eivät pääse rikkomaan tiivistettä. (Pat. CN 101631975, s. 5)

5.2.3. Dynaaminen rotaatiotiiviste

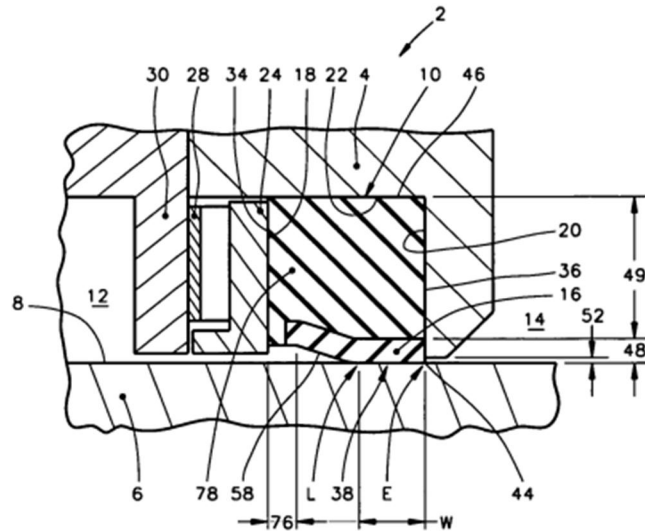
Dynaamisia rotaatiotiivisteitä käytetään mm. öljykenttien alas suunnatuissa poratyökaluissa. Tiivisteet joutuvat tekemisiin yhä korkeampien lämpötilojen ja paineiden kanssa. Tällaisiin olosuhteisiin tarkoitettujen tiivisteiden yleensä ahdistetaan käyttökohteeseen, jolloin vuotokohta saadaan tiivistettyä. Asennettaessa tiiviste käyttökohteeseen, muodostuu tiivisteiden ja tiivistettävän kappaleen rajapinnalle peittoalue, jonka muoto riippuu tiivisteiden geometriasta. Kuvassa 5.9 on eräs tiivisteiden käyttökohta sekä tiivisteiden muodostama peittoalue. (Pat. CA 2697678, s. 6)



Kuva 5.9. Öljyporan kruunun tiivistys sekä tiivisteiden muodostama peittoalue (oikealla alhaalla). (Pat. US 4610319, s. 2-3)

Erittäin vaikeisiin olosuhteisiin soveltuvan tiivisteiden suunnittelu vaatii monien eri tekijöiden huomioon ottamista. Pelkästään esimerkiksi nopeuden V_N (kuvassa 5.9) ja peittoalueen korkeuden muutoksen huomioiminen ei riitä. Lämpötilan nousun yhteydessä ilmenee monia eri ongelmia, jotka tulee huomioida suunnittelussa. Esimerkiksi aineelliset kestävyysongelmat, kaasuläpäisy, turpoaminen, puristuspainuma ja paineeseen liittyvät pursuamiset pahenevat lämpötilan nousun myötä. (Pat. CA 2697678, s. 7-8)

Tiivisteiden liukumista kehällä tapahtuu yleensä suuremmilla tiivisteiden halkaisijoilla, koska momenttivarret staattisen ja dynaamisen tiivistyksen rajapinnoilla ovat suurinpiirtein yhtä suuret ja staattisen tiivistyksen rajapinnalla on vähemmän mekaanista etua. Suurilla halkaisijoilla tiivisteiden liukuminen ei ole suotavaa, koska liukuminen voi vaihdella kehällä ja aiheuttaa näin ollen tiivisteessä paikallista venymistä. Näiden mainittujen ongelmien poistamiseksi on Kalsi Engineering kehittänyt rotaatiotiivisteiden, jonka pyörimissuunta on kaksisuuntainen. (Pat. CA 2697678, s. 8) Kuvassa 5.10 on poikkileikkauskuvaa rotaatiotiivisteestä eräässä laitteessa. Kuva kertoo pääpiirteissään tiivisteiden toiminnan.



Kuva 5.10. Poikkileikkauskuvaa rotaatiotiivisteiden käytöstä eräässä laitteessa. (Pat. CA 2697678, s. 61)

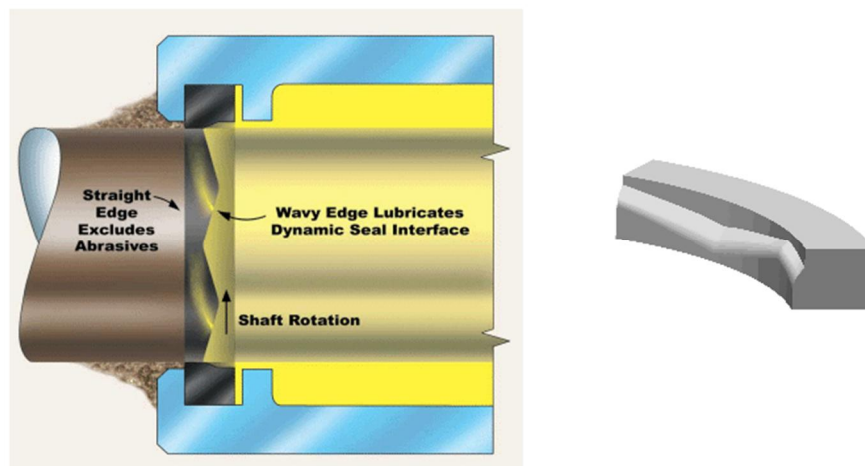
Kuvan 5.10 laite 2 sisältää ensimmäisen osakomponentin 4 sekä toisen osakomponentin 6, joka määrittelee pyörivän pinnan 8. Yleensä osakomponentit 4 ja 6 (kuvassa 5.13 komponentit 6 ja 30) yhdessä määrittelevät voiteluaineelle 12 tilan. Rotaatiotiiviste 10 luo kosketuksen tiivisteiden ja pyörivän pinnan 8 kanssa. Kosketuksen avulla neste 12 erotetaan nesteestä 14. Tiiviste on yleensä rengasmaisen sovellus. Kun neste 14 halutaan sulkea pois, kosketus pyörivän pinnan 8 kanssa toteutetaan dynaamisen huulen 16 kanssa. Dynaaminen kosketus pisteessä 44 pitää nesteen 14 erossa nesteestä 12. Tiivisteellä ei juuri koskaan ole täydellistä ympyrämuotoisuutta voitelutilanteessa, vaikka se olisi ihanteellinen tilanne. Tilanteessa, jossa tiiviste on suhteellisessa liikkeessä, joka on kohtisuorassa suhteellisen rotaation suuntaan, dynaaminen kosketus 44 ei juurikaan synnytä hydrodynaamista voitelutilannetta. Tämä aiheuttaa raapivan kosketuksen nesteen 14 rajaamiseksi kosketuskohdassa 44. (Pat. CA 2697678, s. 23-24)

Peittoalueen etureuna sijaitsee kohdassa L nesteen 12 puolella ja takareuna kohdassa E nesteen 14 puolella. Peittoalueen takareuna E syntyy dynaamiseen kosketuskohtaan 44 tämän puristuessa pintaa 8 vasten. (Pat. CA 2697678, s. 27) Tiivisteiden materiaaleihin

ei tässä kappaleessa perehdytä, vaikka materiaalilla on suuri merkitys tiivisteiden toiminnan kannalta.

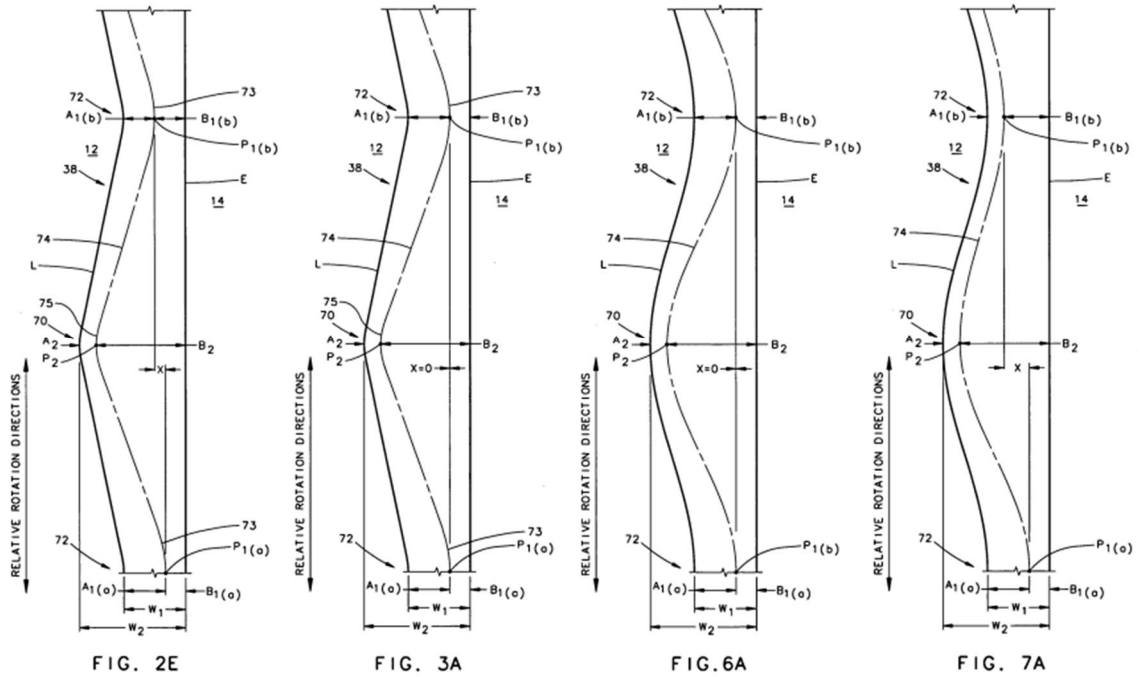
Tiivisteiden yhteydessä voidaan myös käyttää ulkoista voimaa eri muodoissa varmemman tiivistyksen aikaansaamiseksi. Kuvan 5.10 tilanteessa jousi 28 painaa aksiaalisesti tiivistettä, joka puristuu radiaalisuunnassa tiivistettävää pintaa 8 vasten. Tämä aiheuttaa tietynlaisen peittoalueen, joka näkyy kohdassa 38 dynaamisen huulen 16 ja pinnan 8 välissä. Kosketuspaine peittoalueella riippuu puristusvoimasta, materiaalin elastisuudesta ja tiivisteiden 10 muodosta. Etäreunalla syntyy hydrodynaaminen voitelutilanne pinnan 8 pyöriessä huulta 16 vasten. Voitelutilanne paranee huulen aaltomaisen geometrian ansiosta rotaation aikana. Staattisen tilanteen aikana tiiviste toimii staattisena tiivisteenä. (Pat. CA 2697678, s. 30)

Tiivisteiden tarkoitus on pitää voiteluaine kahden toisiinsa nähden pyörivän kappaleen rajapinnan takana ja samalla eristää voiteluaine ympäristöstä. Suurella halkaisijalla olevat tiivisteet ovat herkkiä vääntymiselle toisin kuin pienellä halkaisijalla olevat tiivisteet. (Pat. CA 2697678, s. 31) Pyörivän liikkeen aikana voiteluaineen kanssa kontaktissa olevaa tiivisteiden geometriaa on parannettu. Geometriaparannuksen ansiosta voiteluainekalvo pystytään jakamaan tehokkaammin dynaamisen tiivistyksen rajapintaan. Kuvassa 5.11 vasemmalla on dynaamisen tiivisteiden käyttö akselitiivistyksessä ja oikealla 3D kuvaa tiivisteiden geometriasta.



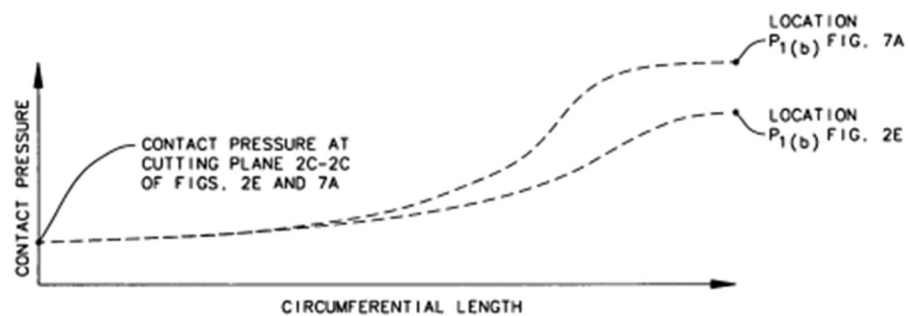
Kuva 5.11. Vasemmalla tiivisteiden käyttö akselitiivistyksessä ja oikealla kuva tiivisteiden aaltomaisesta rakenteesta. (Kalsi Engineering)

Pyörimisliikkeen aikana voiteluaine muodostaa voitelukalvon tiivisteiden ja pyörivän kappaleen väliin. Tällöin hyvin pieni osa voitelukalvosta siirtyy ympäristöön. Ympäristöön siirtyvä voiteluaine huuhtoo samalla epäpuhtauksia pois tiivisteestä. Tiiviste sisältää dynaamisen huulen, joka muotoutuu paineen alaisena tiivistettävää pintaa vasten. Paineen alaisena tiivisteiden ja liitospinnan väliin syntyy hydrodynaaminen kiilamainen rako. Kosketuskohdan leveys vaihtelee geometrisesta rakenteesta johtuen. (Pat. CA 2697678, s. 9) Kuvassa 5.12 on esitetty erilaisia vaihtoehtoja peittoalueelle.



Kuva 5.12. Eri tapauksissa olevia peittoalueita. (Pat. CA 2697678, s. 64,66,72,74)

Kuvassa 5.12 2E ja 3A kuvaavat tilannetta, jossa peittoalue muodostaa "zigzag" kuvion ja 6A ja 7A tilannetta, jossa peittoalue muodostaa aaltomaisen kuvion. E_{WH} on muuttuja, joka kertoo leveyden B_2 ja leveyden W_1 avulla voitelun tehokkuudesta. B_2 kertoo leveyden toisen peittoalueen reunalta kohtaan P_2 , joka on suurin kosketuspaine leveimmässä kohdassa peittoaluetta. W_1 on peittoalueen leveys kapeimmassa kohdassa. Käytännössä E_{WH} on leveys B_2 miinus leveys W_1 . Testitulosten yhteydessä on huomattu muuttujan E_{WH} olevan lähellä nollaa tai negatiivinen, kun voitelussa on ilmennyt jotain ongelmia. Esimerkiksi tiivisteen lämpötilan noustessa voitelun teho laskee ja samalla muuttuja E_{WH} pienenee. Kuvassa 5.13 on vertailtu kuvan 5.16 tapauksia 2E ja 7A paineen muodostumisen suhteen tiivisteen kehällä. (Pat. CA 2697678, s. 16, 18)

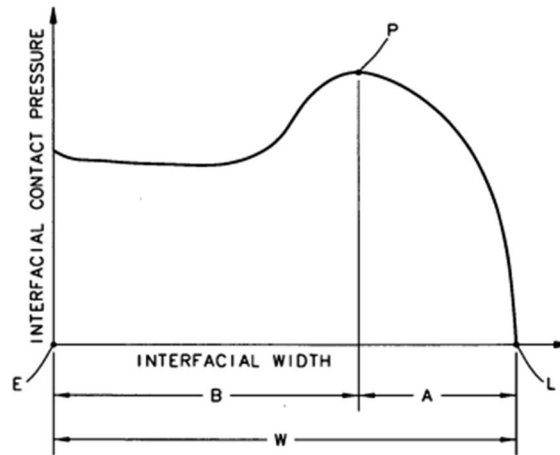


Kuva 5.13. Kosketuspaineen muuttuminen kehällä tapauksien 2E ja 7A välillä. (Pat. CA 2697678, s. 75)

Paineen nousu on paljon suurempi tapauksessa 7A ja siitä voidaan päätellä kuvan 5.12 peittoalueen reunan jyrkkyyden vaikuttavan asiaan. Tapauksessa 7A leveys $A_{1(b)}$

on pienempi kuin tapauksen 2E vastaava arvo. Peittoalueen reunan ollessa jyrkempi myös paine on suurempi reuna-alueella.

Kovissa olosuhteissa tietyt piirteet auttavat maksimoimaan rajapinnan voitelua. Näitä piirteitä ovat muun muassa muuttuvan tuloaukon koko, muuttuvan dynaamisen huulen kyljen jyrkkyys ja kontaktipaineen laajuuden pieneneminen (Pat. CA 2697678, s. 3). Keksinnön yksi idea on myös estää tiivisteen liukumista sen ”eläessä” kappaleiden rajapinnassa. Kuvassa 5.14 on yleinen hahmotelma paineen muodostumisesta tiivisteen rajapinnassa.



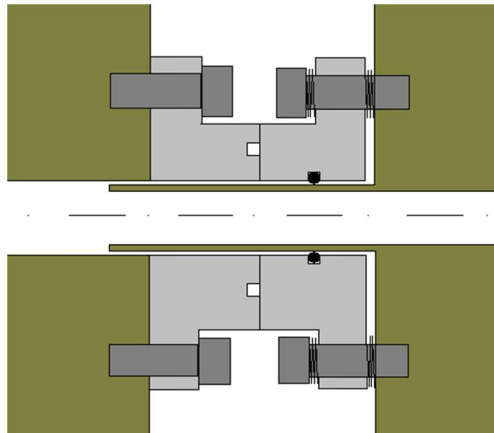
Kuva 5.14. Paineen muodostuminen tiivisteessä. *E* tarkoittaa ympäristön puolta ja *L* voiteluaineen puolta. (Pat. CA 2697678, s. 60)

Kontaktipaineen koko ja laajuus kuvaajassa voivat vaihdella mm. tiivisteen geometriasta johtuen. Esimerkiksi kosketuksessa syntyvä peittoalueen koko vaihtelee pituussuunnassa. Tiivisteen poikkipinta-alaa pyritään minimoimaan, jotta esimerkiksi pesän ja akselin seinäpinta-alaa voidaan vastaavasti suurentaa. (Pat. CA 2697678, s. 6)

Dynaamisen huulen kyljen muuttuva jyrkkyys antaa useita etuja liittyen tiivistykseen. Ehkä tärkein näistä eduista liittyy tiivisteen kompaktiin kokoon, joka estää tiivisteen kiertymistä. Käytännössä peittoalueen muoto voi olla mikä tahansa kuvassa 5.12 esitetyistä. Mainitut muodot omaavat samat ominaisuudet ja edut. (Pat. CA 2697678, s. 52) Dynaamisen rotaatiotiivisteen geometria muotoutuu lopulta käytettävän sovelluskohteen mukaan ja silloin määritetään esimerkiksi peittoalueen reunojen jyrkkyydet.

5.2.4. Mekaaninen tiivistys pyörivän liitospinnan yli

Erään tuuliturbiinivalmistajan ratkaisussa käytetään mekaanista tiivistystä, jolla voiteluaine saadaan pyörivän liitoksen yli. Kuvassa 5.15 on hahmotelma tiivistysperiaatteesta. Kuvan 5.15 tilanteen voi kuvitella samaan kohtaan kuin kuvan 5.1 voitelurakenteen.



Kuva 5.15. Erään tuuliturbiinivalmistajan voitelurakenne pyörivän liitospinnan yli.

Mekaaniset liukurenkaat ovat pintakäsiteltyjä, jolloin niiden kulumiskestävyys on saatu erittäin hyväksi. Liukurenkaisiin on lisätty voitelu-uria, joilla liukurenkaiden väliin saadaan voitelukalvo edistämään liukurenkaiden välisiä liukuominaisuuksia. Liukurenkaiden ja rungon välinen tiiveys on ratkaistu o-renkaalla, joka toimii staattisena tiivisteenä. Voima, jolla liukurenkaat pidetään vastakkain, saadaan aikaiseksi voimakkaiden jousien avulla. Jouset painavat liikkuvaa liukurengasta, jolloin se painautuu kiinteää liukurengasta vasten. Jousien aiheuttaman voiman avulla pyörivä liitos pysyy tiiviinä. Pienen aksiaalissuunnan liikkeen vuoksi liikkuvan liukurenkaan ja rungon väliin on jätetty pieni rako. Liikkuva rengas lukitaan ruuvien avulla, jonka molemmiin puolin on jousikuorma kuvan 5.15 mukaisesti.

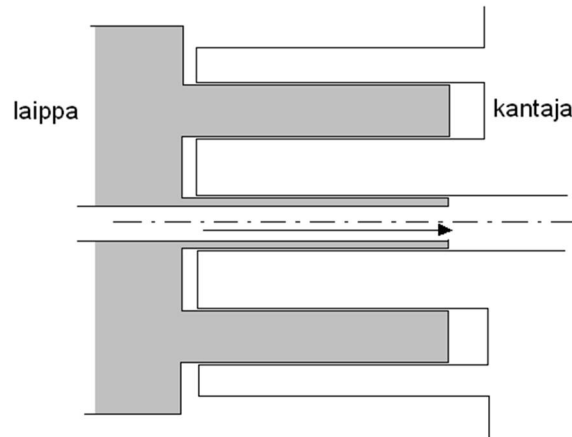
5.3. Parannusvaihtoehtoja nykyiselle voitelurakenteelle

Nykyisen konstruktion parannusvaihtoehdot voivat olla lähes mitä tahansa, kunhan ehdotus ei ole liian kallis toteutettavaksi ja se voidaan asennusteknisesti toteuttaa. Parannukset voivat kohdistua suoraan nykyiseen voitelurakenteeseen, jolloin siihen joko lisätään jotain tai tehdään pieniä muutoksia. Nykyiseen voitelurakenteeseen voidaan myös tehdä suurempia muutoksia, jolloin öljynvienti toteutetaan jollain muulla tapaa.

Koska uusia öljynvientiratkaisuja ei juuri ole tarjolla, pitää parannusta miettiä tiivistysperiaatteella. Tiivistystapoja on monia ja niistä parhaimman löytäminen vaatii asiaan perehtymistä. Rajapintaan joutuu tiivistyksen vuoksi tekemään rakennemuutoksia sekä tiivisteiden että öljyn kulkureittien takia. Seuraavissa luvuissa esitettävät hahmotelmat ovat kuvan 5.1 ympyröityyn kohtaan.

5.3.1. Sokkelorakenne

Sokkelorakenteen ideana on monimutkaistaa öljyn pääsy pois liitoksesta. Sokkelorakenteita voi olla monenlaisia riippuen paljon sovelluksesta. Sokkelorakenne voi olla samantyyppinen kuin luvussa 3.4 esitetty labyrinttirakenne (kuva 3.7). Kuvassa 5.16 on hahmotelma planeettaportaaseen soveltuvasta sokkelorakenteesta.



Kuva 5.16. Hahmotelma sokkelorakenteesta planeettaportaaseen. Nuoli kuvaa öljyn virtausta.

Sokkelorakenne ei ole vuotamaton rakenne, vaan se lähinnä hidastaa voiteluaineen kulkua. Liitoksessa tapahtuva painehäviö riippuu paljon sokkelon rakenteesta, mutta täysin vuotamatonta liitosta ei sokkelorakenteella saa aikaiseksi. Sokkelorakennetta kannattaa käyttää yleensä silloin kun öljyä valuu tai roiskuu. Tällöin rakenteen tarkoitus on vain estää öljyä roiskumasta tai valumasta ympäristöön. Paineliitoksessa sokkelorakenne ei toimi parhaalla mahdollisella tavalla, mutta on kuitenkin mielenkiintoista nähdä, miten sokkelorakenne vaikuttaa paineliitoksessa.

5.3.2. Nykyisen voitelurakenteen tiivistys

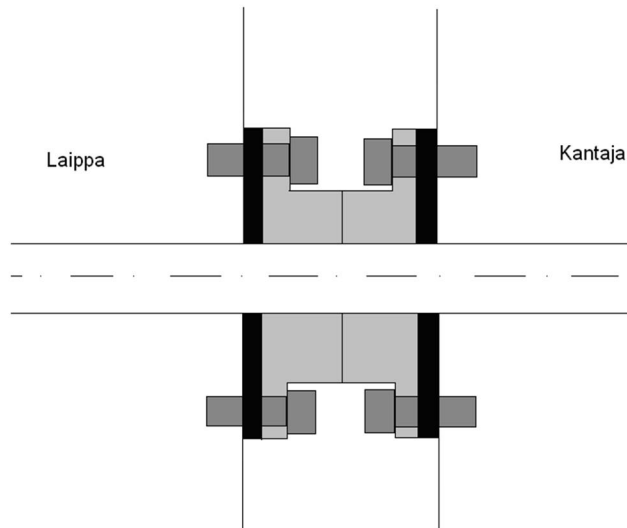
Nykyisessä konstruktiossa laipan ja kantajan välistä pääsevän öljyn karkaaminen pitäisi saada estettyä ja yksi keino on raon tiivistäminen. Tiivistyksessä voisi käyttää esimerkiksi Kalsi Engineeringin kehittämää rotaatiotiivistettä, jonka pienellä rakennemuutoksella saisi sovitettua nykyiseen voitelurakenteeseen.

Tiivistyksen etuna on sen muovautuvuus, jos rako ei koko ajan pysyisikään samanlaisena. Huulimainen tiiviste mukautuu raon suuruuden mukaan ja pitää muotonsa paineen ja voiteluaineen vaikutuksesta huolimatta. Alimmainen tiiviste tulisi asentaa kantajaan, jolloin sille on enemmän asennustilaa. Tällöin tiiviste liukuisi laippaa vasten. Yläpuolinen tiiviste asennettaisiin laippaan, jolloin tiiviste liukuisi kantajaa vasten.

Tiivisterenkaalta vaaditaan suuren halkaisijan takia paljon enemmän kuin mitä pieneltä halkaisijalta. Suuri halkaisija aiheuttaa tiivisteessä mahdollisia vääntymisiä ja kiertymisiä. Tukevan suurihalkaisijaisen tiivisterenkaan tekeminen on hankalaa ja samalla myös kallista. Pitkällä tähtäimellä huulitiivisteiden kestävyys voi olla ratkaiseva tekijä, vaikka se toimisikin hyvin alussa. Myös paineen kestävyys huulitiivisteillä voi olla kysymysmerkki, koska kantaja ja laippa liikkuvat toisiinsa nähden. Muitakin vastaavia tiivisteitä on, kuten Parkerin valmistama Fleksi-Seal, joka kestää suurta painetta ja on joustava.

5.3.3. Mekaaninen tiivistys

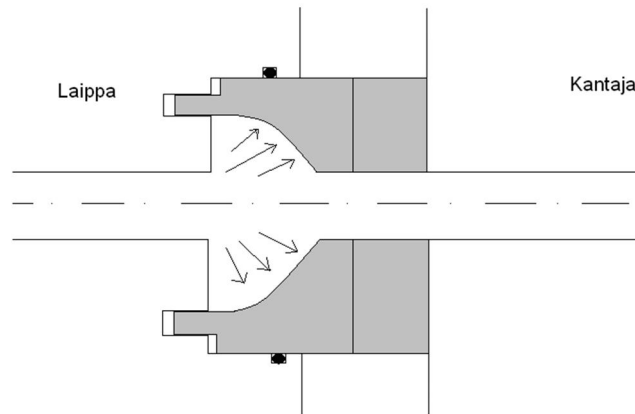
Mekaaninen tiivistys antaa hyvät mahdollisuudet ylläpitää paine myös liitoksen jälkeen. Ensimmäisessä mekaanisen tiivistyksen ehdotuksessa laipan ja kantajan väliseen rajapintaan asennetaan kaksi suorapintaista kulutusrengasta, jotka omaavat myös hyvät liukuominaisuudet (kuva 5.17).



Kuva 5.17. Hahmotelma kahdesta liukurengaasta joustavilla kumeilla.

Kulutusrenkaat tulevat kiinni ruuveilla. Ruuvit voisi asentaa jousikuormitteiseksi, jolloin ruuveilla on jokin esikiristys ja ne joustavat jousien avulla. Laipan ja renkaan sekä kantajan ja renkaan väliin voi asentaa joustavat kumirenkaat, jotka joustavat tuuliturbiinin heilahdellessa. Tiivistyksen avulla öljy ei pääse valumaan pois rajapinnasta, vaan jatkaa matkaa voitelukohteille. Kulutusrenkaille pitää kuitenkin ohjata hieman öljyä, jotta pintojen välillä syntyvä kitka olisi mahdollisimman pieni. Radiaalisuunnan liike liitoksessa tapahtuu liukupintojen välissä.

Toisessa ehdotuksessa on myös kaksi suorapintaista liukurengasta. Kantajaan tuleva liukurengas ruuvataan kiinni. Laippaan sitä vastoin ei ruuvata kiinni liukurengasta, vaan se pääsee liikkumaan aksiaalisuunnassa (kuva 5.18).

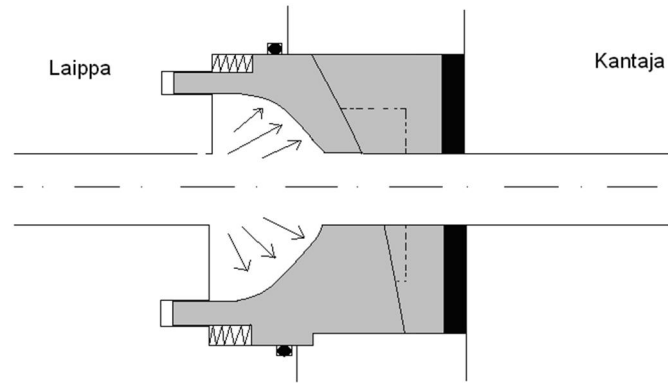


Kuva 5.18. Hahmotelma liikkuvasta liukurenkaasta mekaanisessa tiivistyksessä.

Koska tiivisterengasta ei ole ruuvattu kiinni, pitää sitä varten tehdä reiät laippaan sekä vastaavat tapit liukurenkaaseen, jotta rotaatioliike estetään kuvan 5.18 esittämällä tavalla. Laipasta tuleva öljynpaine liikuttaa tiivisterengasta eteenpäin kunnes se osuu kantajassa olevaan tiivisterenkaaseen. Paineen vaikutuksesta tiivisterenkaat pysyvät kosketuksessa ja säilyttävät tarvittavan tiiveyden. Vapaasti liikkuva liukurengas antaa myös kulumisvaraa, jolloin liikkuvan liukurenkaan ei välttämättä tarvitse olla erittäin kovaa materiaalia. Laipan ja tiivisterenkaan väliin jää kuitenkin pieni rako, joka tiivistetään staattisella tiivisteellä. Staattinen tiiviste joutuu kuitenkin pieneen vaakasuuntaiseen liikkeeseen, mutta sen ei pitäisi haitata tiiveysominaisuuksia. Staattisena tiivisteenä toimiva o-rengas saa koko ajan pienen määrän voiteluöljyä, joka pidentää o-renkaan elinikää.

Hyvä puoli tässä voitelurakenteessa on riittävä tiiveys tiivistyskohdassa. Öljynpaine puristaa renkaita toisiaan vasten juuri riittävällä voimalla ja näin ollen ylimääräistä kulumista ei tapahdu. Hyvä puoli on myös vaakasuuntainen liikkumavara, joka sallii tuuliturbiinissa pieniä heilahduksia. Vaakasuuntaisen ja pystysuuntaisen liikkumavaran ansiosta laakerivällykset on huomioitu melko hyvin.

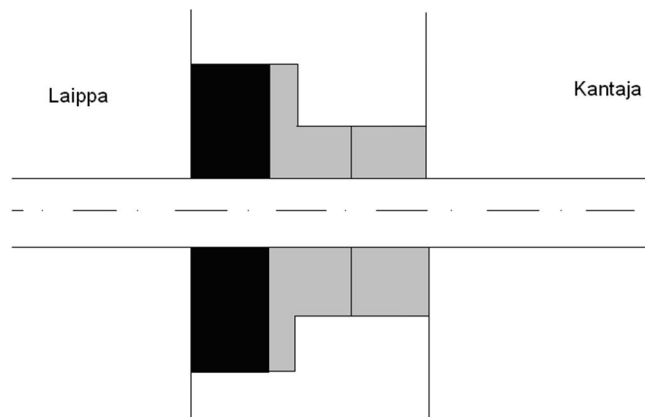
Kolmannessa ehdotuksessa periaate on sama kuin toisessa, mutta jousto-ominaisuuksia on parannettu kumin ja jousien avulla. Kantajan puolen liukurenkaan taakse asennetaan kuminen rengas, jonka tarkoitus on toimia joustavana elementtinä tuuliturbiinin heilahdellessa (kuva 5.19).



Kuva 5.19. Hahmotelma liukurenkaista kaarevalla pinnalla sekä jousikuormalla.

Myös laipan ja sen liukurenkaan taakse asennetaan joustava elementti. Jousien avulla tiivistyskohtaan saadaan pieni esikiristys ja samalla jousi joustaa kumin tavoin tuuliturbiinin heilahdellessa. Kaareva liukupinta antaa liukurenkaille mahdollisuuden liikkua myös tuuliturbiinin kulmanmuutoksien aikana, jolloin tiivistyskohtaan ei kohdistu sitä kautta rasituksia. Kaareva pinta on osa pallomaista kokonaisuutta, jolloin liukurenkaat liukuisivat pallomaisella pinnalla.

Neljäntenä ehdotuksena voiteluöljy kulkisi liitokseen ensin paksun kumisen tiivisterenkaan läpi. Kumiseen tiivisterenkaaseen on kiinnitetty liukurengas, joka pyörii vasten toista liukupintaa (kuva 5.20).



Kuva 5.20. Hahmotelma liukurenkaista, joista toisessa paksu kuminen (kuvassa musta) joustoelementti.

Paksu kuminen tiivisterengas joustaa joka suuntaan antaen loistavan jousto-ominaisuuden liitokselle. Radiaalisuunnassa liitos joustaisi liukupintojen välissä, jolloin jousto-ominaisuudet paranevat entisestään. Tällaisessa liitoksessa huono puoli voi olla kumin kestävyys. Pitkällä aikavälillä kumi saattaa vanheta ja antaa periksi paineen alaisena.

5.3.4. Öljykierre laipan reunan ulko- ja sisäpintaan

Laipan ja kantajan väliseen rajapintaan voisi koneistaa öljykierteen, joka laipan pyöriessä vie öljyä takaisin liitokseen. Öljykierre toimisi vain laipan pyöriessä, joten laipan pysähtyessä öljyllä on helpompi tie poistua liitoksen kautta. Oikeassa vaihteessa öljykierre tulisi kantajaan.

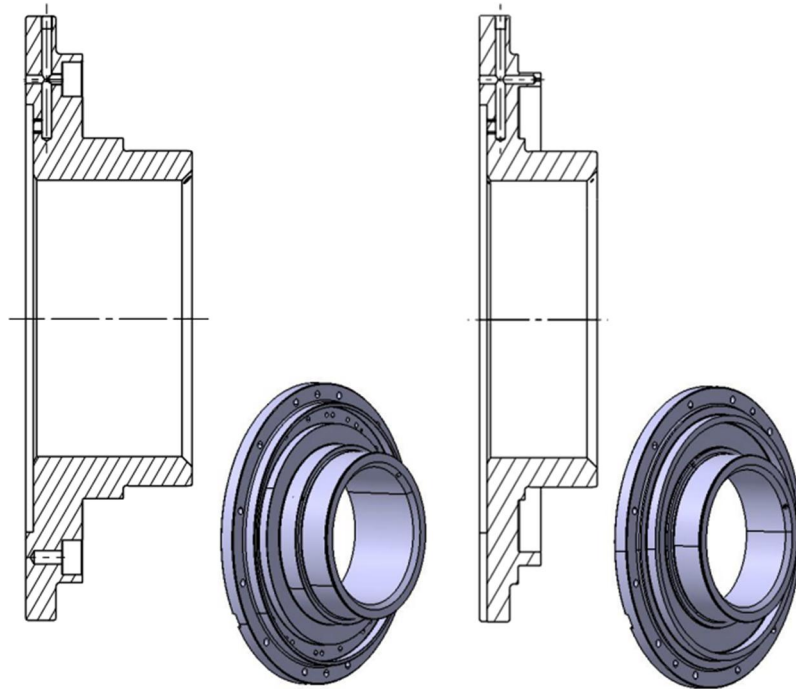
Öljykierre on kustannusteknisesti halvimpia ratkaisuja, mutta sokkelorakenteen tavoin öljykierre ei pidä painetta liitoksen yli. Öljykierre varmasti vähentää liitoksessa tapahtuvaa ohivirtausta, mutta ei poista sitä kokonaan. Eräs huono puoli öljykierteessä on sen toimiminen vain toiseen pyörimissuuntaan. Esimerkiksi testiolosuhteissa vaihdetta pyöritetään molempiin suuntiin, jolloin "väärään" suuntaan pyöritettäessä öljykierre vain pahentaisi ohivirtauksia.

5.4. Valitut rakenneratkaisut nykyiselle voitelurakenteelle

Uudet rakenneratkaisut pohjautuvat suunniteltuihin parannusvaihtoehtoihin. Kaikkia ideoita ei ole mahdollista mitata tämän työn puitteissa, joten seuraavissa luvuissa käsitellään niitä ratkaisuja, jotka voivat parhaiten vähentää painehäviötä ja ohivirtausta tai mitkä ovat ensisijaisesti kiinnostavimpia. Ratkaisut ovat ensisijaisesti valittu rakenteen kestoikää ja tiiveyttä ajatellen, koska vaatimuksena on pitkäikäinen ja tiivis ratkaisu.

Uudet ratkaisut pyritään luomaan siten, että ne on mahdollisimman helppo toteuttaa ja uuden ratkaisun vaihtaminen onnistuisi mahdollisimman helposti koelaitteistoon. Kaikki seuraavat ratkaisut toteutetaan siten, että jokainen ratkaisu olisi oma osansa ja se vain vaihdettaisiin vanhan osan tilalle. Koska kaikki ratkaisut ovat tiivistysperiaatteella toimivia, voidaan jokainen osa toteuttaa tiivisterenkaana.

Kantajan pintaa pitää koneistaa, jotta uusi voitelurakennemalli toimii halutulla tavalla. Kuitenkin suurin muutos tapahtuu laipassa, joka pitää valmistaa kokonaan uudestaan. Kuvassa 5.21 ovat sekä uusi että nykyinen laippa.

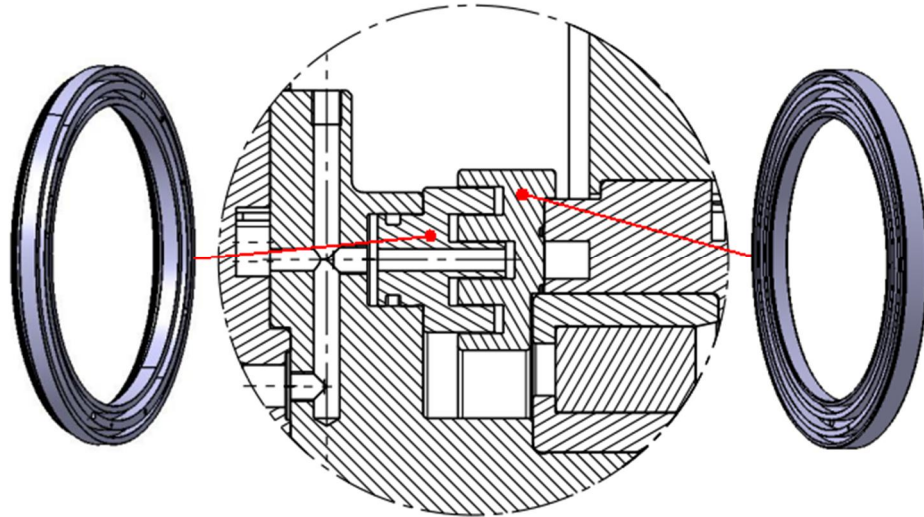


Kuva 5.21. Vasemmalla uusi laippa ja oikealla nykyinen laippa.

Kuvasta 5.21 näkyy selkeästi suurin muutos eli laipan leveys on uudessa mallissa paljon suurempi kuin nykyisessä. Leveyden muutos johtuu liukurenkaista, joiden tulee mahtua laipan ja kantajan väliin. Uudessa laipassa on myös erilaisia reikiä liukurenkaiden jousia ja kiinnitystä varten.

5.4.1. Sokkelorakenne

Sokkelorakenne ei sinänsä poista ongelmaa, joka nykyisessä liitoksessa on. Sokkelorakenteen vaikutusta on silti mielenkiintoista seurata ja nähdä millaisia tuloksia sillä saadaan aikaan. Kuvassa 5.22 on kantajan ja laipan väliseen liitokseen suunniteltu sokkelorakenne.



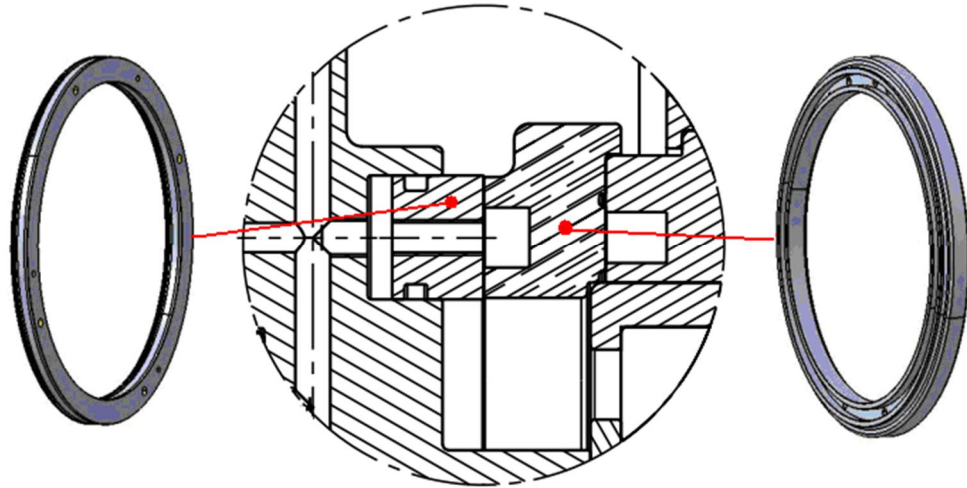
Kuva 5.22. Sokkelorakenne kantajan ja laipan väliseen liitokseen.

Sokkelorakenteessa molemmat renkaat ovat kiinteästi kiinni. Nykyisessä rakenteessa on vain yksi ura, josta öljy pääsee voitelukanavistoon sekä myös vuotamaan pois. Sokkelorakenteessa näitä uria on molemmin puolin kaksi enemmän, jolloin voiteluöljyn vuotomahdollisuus pienenee hieman. Tämän ratkaisun voi olettaa nostavan painetasoa liitospinnan yli, mutta ero nykyiseen rakenteeseen tuskin on suuri.

Kuten kuvasta 5.22 nähdään, molemmat sokkelorenkaat tiivistetään. Tiivisteille varatuille urille laitetaan o-renkaat, joilla varmistetaan sokkelorenkaiden tiiveys kiinnityselementteihin. Tällöin vuotava öljy virtaa pelkästään sokkelorakenteen kautta. Sokkelorakenteen materiaali on samaa kuin mitä laipan ja kantajan materiaali.

5.4.2. Mekaaninen tiivistys tasopinnalla

Mekaanisen tiivistyksen voi toteuttaa monella erilaisella rakenneratkaisulla ja tässä työssä on päädytty seuraavanlaiseen ratkaisuun. Eri vaihtoehtojen mittaamisen helpottamiseksi kaikki ratkaisut pyritään mittamaan samanlaisella kiinnitysrakenteella, joten myös tasopinnalla olevat liukurenkaat sovitetaan uuteen laippaan ja kantajaan. Kuvassa 5.23 on liukurengassovelluksen voitelurakenne.



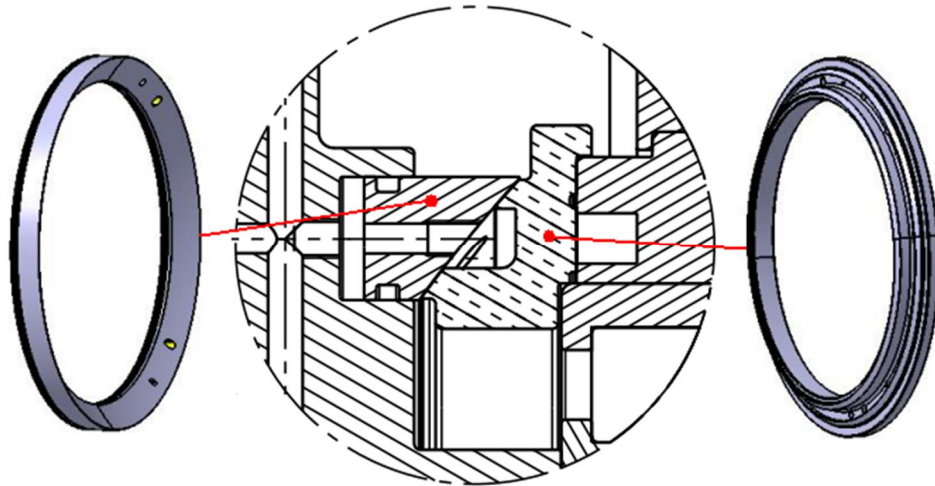
Kuva 5.23. Tasomainen liukurengasrakenne, jossa vasemmalla on liikkuva rengas ja oikealla on kiinteä rengas.

Tasomainen pinta antaa hyvän jousto mahdollisuuden radiaalisuunnassa. Aksiaalissuunnassa vapaa liukurengas joustaa, jolloin kantaja voi liikkua radiaali- sekä aksiaalissuunnassa laakerivälysten verran. Yhdistettynä joustona radiaali- ja aksiaalisiirtymä antavat mahdollisuuden joustaa vinoon. Kiinteässä liukurenkaassa olevan voitelu-uran molemmiin puoliin on liukupinta. Liukupintojen pinta-ala on pyritty tekemään mahdollisimman pieneksi, jotta liukurenkaiden välinen kitka olisi mahdollisimman pieni.

Vapaan liukurenkaan takapinnan pinta-ala on suhteessa paljon suurempi kuin voitelu-uran puolella oleva pinta-ala. Paineen vallitessa liitoksessa, hydraulinen paine vaikuttaa liitokseen päin, jolloin liitospinta pysyy kiinni. Vapaan liukurenkaan taakse on mahdollista laittaa jousia, jotka pitävät liitoksen kiinni riippumatta paineesta. Käynnistystilanteessa liitos voi olla auki, jolloin se ei välttämättä mene kiinni paineen vaikutuksesta. Paine karkaa liitoksesta, jolloin ei synny hydraulista painetta, joka painaisi liitoksen kiinni. Jousien avulla liitos olisi jo valmiiksi kiinni. Hydraulisen paineen suuruus riippuu etu- ja takapuolen pinta-alojen suhteesta, joka myös määrittää osaltaan liukurenkaiden välisen kitkan suuruuden.

5.4.3. Mekaaninen tiivistys kaarevalla pinnalla (pallopinta)

Mekaaninen tiivistys kaarevalla pinnalla on käytännössä samanlainen kuin mekaaninen tiivistys tasopinnalla lukuun ottamatta tiivistepinnan muotoa. Tasomaisella pinnalla saadaan aikaiseksi hyvä tiiveys sekä radiaalisuunnan liikemahdollisuus. Kaarevalla pinnalla taas pyritään joustamaan kulman muutoksessa eli tuuliturbiinin kallistuessa. Suoraa pystysuuntaista liikettä tällä variaatiolla ei saada aikaan. Yhdistetty liike aksiaalissuunnan kanssa antaa erilaisia kaarevuussäteitä joustolle, jolloin liike mukautuu hyvin kantajan liikkeisiin. Kuvassa 5.24 ovat voitelurakenteeseen kuuluvat liukurenkaat sekä liitoksen rakenne.



Kuva 5.24. Kaarevanpintainen liukurengasrakente, jossa vasemmalla on liikkuva rengas ja oikealla on kiinteä rengas.

Kuvan 5.24 tilanteessa kallistus on pieni. Kiinteän liukurenkaan alareuna on lähellä laipan reunaa ja kallistukselle ei näin ollen ole ylimääräistä varaa. Kiinteän liukurenkaan voitelu-ura on korkeampi kuin liikkuvan liukurenkaan voitelukanava, jolloin kallistuksen aikana reikä osuu koko ajan kokonaan voitelu-uraan. Reiän osuminen voitelu-uraan koko ajan takaa öljyn esteettömän virtauksen voitelu-uraan. Jos reikä ei osuisi koko halkaisijaltaan voitelu-uraan, kuristaisi se virtausta.

5.4.4. Tiivistysmateriaalit

Liukurengasmateriaaliksi löytyy monia erilaisia vaihtoehtoja. Kappaleen 3.3 kohdassa mekaaninen tiivistys kerrotaan, mitkä materiaalit sopivat liukumateriaaleiksi tiivistykseen. Kappaleessa materiaalien pääpaino on metalleissa, mutta nykyään on monia muitakin hyviä materiaaleja. Esimerkiksi tekniset muovit ovat kestävyydeltään erinomaisia ja sen vuoksi niiden testaamista ei kannata jättää pois. Tekniset muovit ovat liukuominaisuuksiltaan erinomaisia eikä ne välttämättä tarvitse voitelua. Liukurengas toimii paljon samalla tavalla kuin liukulaakeri, joten liukulaakereissa käytetyt materiaalit sopivat myös liukurengassovelluksiin.

Eräs vaihtoehto liukumateriaaliksi on nitrattu teräs. Nitrauksessa eli typetyksessä teräksen pinnalle muodostuu hyvin ohut (0,1 – 0,2 mm), mutta erittäin kova ja kulutusta kestävä pinta. Ohut pinta on liukuominaisuuksiltaan hyvä. Nitrattu pinta kestää myös hyvin korroosiota. (Miekk-oja 1965, s. 266–267)

Toinen vaihtoehto liukumateriaaliksi on pronssiseos. Paras seosyhdistelmä löytyy tutkimalla mm. seosten kovuuksia ja liukuominaisuuksia. Myös pinta- ja reunapaineiden kesto tulisi olla hyvä, koska sovelluksessa liukurengas on paineenalaisena. Parhaiten vaadittuja ominaisuuksia vastaa lyijytinapronssi, jolta löytyy niin hyvät liukuominaisuudet kuin myös tarvittavaa kovuutta. Lyijytinapronssi kestää hyvin pintapainetta ja kohtalaisesti reunapuristusta, joten se on testaamisen arvoinen materiaali. Lyijytinapronssia käytetään liukulaakereissa, joten se soveltuvuus pitäisi olla

hyvä myös liukurengassovellukseen. Kaupallisista lyijytinapronsseista tuote nimeltä PROMET 1010 tarjoaa hyvän testimateriaalin. Tuotteessa on 80 % kuparia, 10 % lyijyä ja 10 % tinaa. (Keskipakovalu Oy, s. 5,8)

Teknisissä muoveissa on paljon vaihtoehtoja liukurengassovellukseen. Nykyään muoveja käytetään yhä enemmän koneenrakennuksessa ja sen vuoksi niiden valikoima kasvaa. Erilaisiin liukurakenteisiin sopivia muoveja löytyy muutamia vaihtoehtoja, joista parhaiten liukurengassovellukseen sopii tuote nimeltä Nylube. Nylacastin esitteen (Nylacast Ltd) mukaan Nyluben liukuominaisuudet ovat erinomaiset johtuen sen itsevoitelevasta rakenteesta. Muovien eräs huono puoli on niiden suuri lämpölaajeneminen teräkseen nähden. (Nylacast Ltd) Tämä ei kuitenkaan estä muovin käyttöä liukurenkaana, vaan liukurengasrakenne tulee suunnitella siten, että sen laajeneminen ei haittaa planeetankantajan ja laipan välistä tiiveyttä ja toimintaa.

Materiaaleja valittaessa on mietitty myös liitokseen kohdistuvia voimia ja millaisia pintapaineita näistä voimista syntyy. Liitteessä 1 on laskettu liitokseen kohdistuvia voimia ja niiden perusteella on arvioitu materiaalien toimivuutta voitelurakenteessa. materiaalien pinta- ja reunapaine arvoja on tutkittu esitteistä ja niitä on vertailtu laskettuihin arvoihin. Nitrattu teräs, lyijytinapronsse sekä nylube kestävät ainakin teoriassa liitokseen kohdistuvat voimat.

6. MITTAUKSET

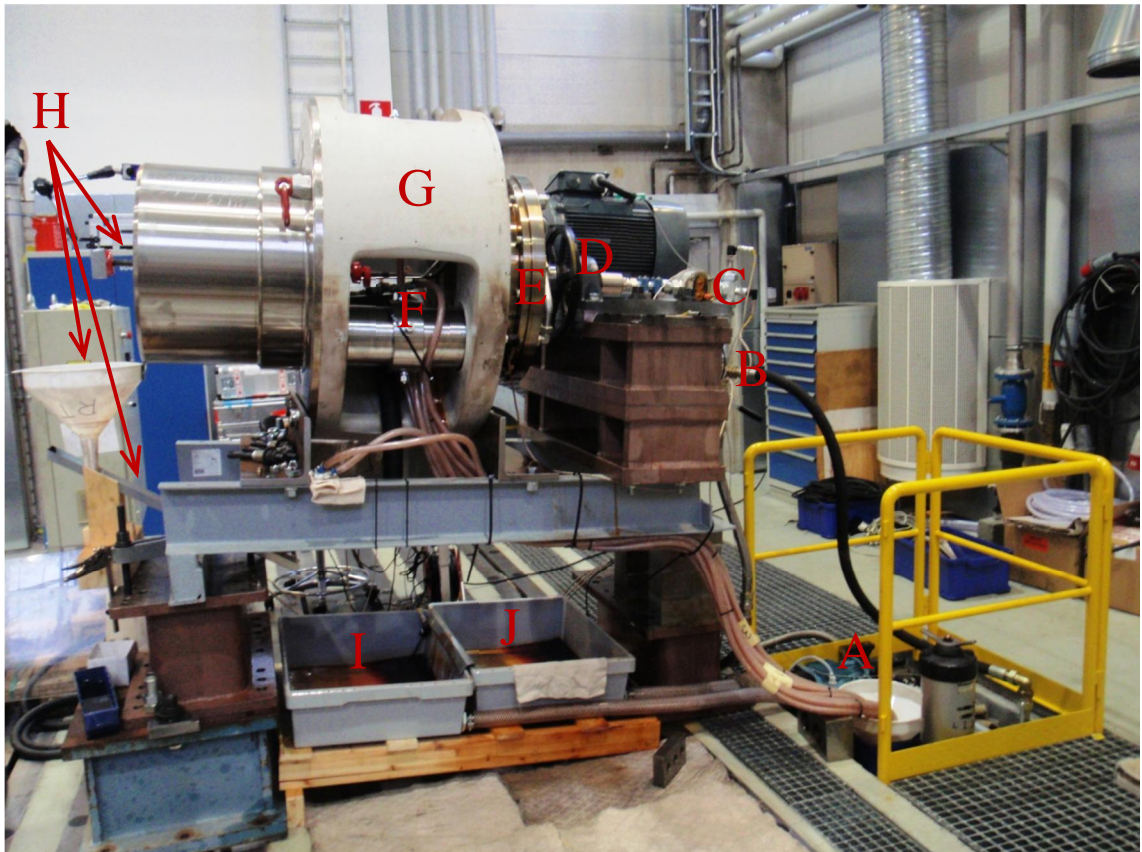
Planeettavaihteen mittaukset suoritetaan koeajokentässä, jossa mittauksia varten on rakennettu erikseen koelaitteisto. Mittaus on tarkoitus tehdä jokaiselle voitelurakenteelle erikseen, jolloin tuloksia ja niiden paremmuutta voidaan verrata keskenään. Ensimmäinen mittaus on tarkoitus tehdä nykyiselle voitelurakenteelle, jotta saadaan referenssimateriaalia tulevia mittauksia varten.

Mittausta varten koelaitteistoon sijoitetaan antureita, joilla voidaan mitata virtausta, lämpötilaa ja painetta. Mittauksen aikana lämpötilaa ja virtausta muutetaan, jolloin paine muuttuu sekä virtauksen että lämpötilan muuttuessa.

Mittauksia suoritetaan nykyiselle voitelurakenteelle viisi kappaletta, joissa tutkitaan virtausmääriä eri tilanteissa. Uusia voitelurakenteita on kaksi kappaletta, joista toiselle rakenteelle on erilaisia variaatioita riippuen esimerkiksi materiaalista ja jousikuormasta.

6.1. Koelaitteisto

Öljynvientiratkaisujen testaamista varten rakennettu koelaitteisto koostuu pääpiirteissään samoista osista kuin oikea planeettavaihde. Hammaspyöriä ja laakereita ei planeetankantajan sisällä olevissa akselitapeissa kuitenkaan ole. Kuvassa 6.1 on koelaitteisto pääpiirteissään.



Kuva 6.1. Koelaitteisto. A on voiteluyksikkö, B on ohivirtausventtiili, C on lämpötila- ja paineanturi sekä tilavuusvirtamittari, D on pyörityslaite, E on laippa, F on akselitappi 1, G on planeetankantaja, H on putki 1, suppilo ja kouru, I on valuma-allas 1 ja J on valuma-allas 2.

Kuvan 6.1 voiteluyksikkö A on kooltaan noin 500 litraa, jossa ennen mittauksia oli öljyä noin 370 litraa. Voiteluyksikkö on sijoitettu kuvan keltaisten kaiteiden alapuolelle. Mittauksen aikana osa öljystä on laitteiston putkissa, letkuissa ja valuma-altaissa. Voiteluyksikössä on pumppu, pumppua pyörittävä sähkömoottori, öljynsuodatin, vastaventtiili, pintavahti, neljä kappaletta lämmitysvastuksia sekä lämpötila-anturi. Sähkömoottori on teholtaan 4 kW ja sen nimellinen pyörimisnopeus on 1435 kierrosta minuutissa. Sähkömoottori pyörittää pumppua, joka pystyy maksimissaan pumppaamaan noin 80 litraa minuutissa (arvio). Pumpun jälkeen öljy kiertää suodattimen kautta, joka kestää maksimissaan 30 baarin paineen. Suodattimen jälkeen öljy kiertää koelaitteelle, jossa on rakennettu ohivirtaus tilavuusvirran säätöä varten. Ohivirtaus on rakennettu sen vuoksi, että sähkömoottori ei kuumene liikaa, kun sen kierroksia säätää pienemmäksi. Paineenrajoitusventtiili estää liiallisen paineen nousun voiteluyksikössä.

Lämmitysvastukset kytkeytyvät tankissa päälle järjestelmään asennetun logiikan mukaan. Kauko-ohjaimesta voidaan laittaa lämmitys päälle, mutta tällöin halutun lämpötilan on oltava suurempi kuin sen hetkisen lämpötilan. Logiikka seuraa tankissa olevan lämpötila-anturin avulla öljyn lämpötilaa ja sammuttaa lämmitysvastukset

lämpötilan saavuttaessa tavoitearvon. Logiikka tarkistaa lämpötilaa 10 sekunnin välein. Ylin raja, johon logiikka päästää lämpötilan, on 80 astetta.

Kauko-ohjaimessa on potentiometri, jonka avulla moottorin kierroksia säätämällä voidaan muuttaa tilavuusvirtaa ja painetta. Kauko-ohjaimessa on myös potentiometri lämpötilan säädölle, moottorin päälle kytkentä ja sammutus napit, lämmitys päälle sekä hätä seis ja hätä seis – kuittaus napit.

Kuvan 6.1 ohivirtausventtiilin B jälkeen öljy pääsee lämpötila- ja paineanturin sekä tilavuusvirta mittarin C kohdalle. Näissä pisteissä mitataan ensimmäisen kerran haluttuja arvoja. Antureiden jälkeen öljy kiertää pyörityslaitteen D kautta laipalle E. Koska kantaja ei kuvan 6.1 koelaitteistossa pyöri, on pyörivä liike toteutettu laipan E avulla. Laipan pyöriminen saadaan aikaiseksi hihnan ja sähkömoottorin välityksellä. Laipan päässä olevan hihnapyörän ja sähkömoottorin hihnapyörän halkaisijoiden suhde on noin kolme. Välityssuhteen avulla sähkömoottorin pyörimisnopeudesta voidaan laskea laipan pyörimisnopeus. Mittauksissa laipan pyörimisnopeus vastaa oikean vaihteen kantajan pyörimisnopeutta, joka on hieman alle 20 kierrosta minuutissa. Sähkömoottorin pyöriessä noin 60 kierrosta minuutissa, on laipan pyörimisnopeus haluttu noin 20 kierrosta minuutissa. Sähkömoottoria ohjaa oma Vacon taajuusmuuttaja, johon on lisätty moottorin pyörimisnopeutta säätelevä potentiometri.

Laipan E ja kantajan G välisestä liitoksesta öljy vuotaa laakerille, sekä suoraan valuma-altaaseen 2. Toiseen valuma-altaaseen menee siis ainoastaan liitoksesta vuotava öljy. Ennen liitosta osa öljystä ohjataan voitelukanavia pitkin holkkiakselin roottorin puoleiselle laakerille sekä aurinkoakselin rynnölle ja kytkinhampaalle. Holkkiakselin roottorin puoleisen laakerin voiteluöljy ohjataan putkella kantajan läpi ja sieltä putken, suppilon ja kourun H avulla valuma-altaaseen 1. Samoin kantajan sisältä aurinkoakselin rynnölle ja kytkinhampaille menevä öljy ohjataan putken avulla ensimmäiseen valuma-altaaseen. Koelaitteisto on tarkoituksella nostettu korkealle, jotta valuma-altaaseen 1 johdetuista öljyvirroista voidaan mittakannun avulla mitata tarvittavat arvot. Valuma-altaista öljy valuu letkuja pitkin takaisin tankkiin. Mittauspisteistä kerrotaan tarkemmin kappaleessa 6.3.

Laipan ja kantajan välisen liitoksen jälkeen öljy kulkeutuu laipan pyöriessä kolmelle akselitapille. Kuvan 6.1 ensimmäisen akselitapin F päähän on sijoitettu paine-anturi, jolla on tarkoitus mitata liitoksen yli menevää painetta. Jokaisella akselitapilla on neljä suutinta, joista jokaisesta menee letku takaisin tankkiin. Akselitappien letkut on niputettu kolmeksi nipuksi, jotta jokaisesta letkunipusta voidaan mitata akselitapilta tuleva virtaus. Voiteluyksikön päällä on reikä, jonka päälle on sijoitettu suppilo letkunippuja varten. Letkuniput on merkattu numeroin.

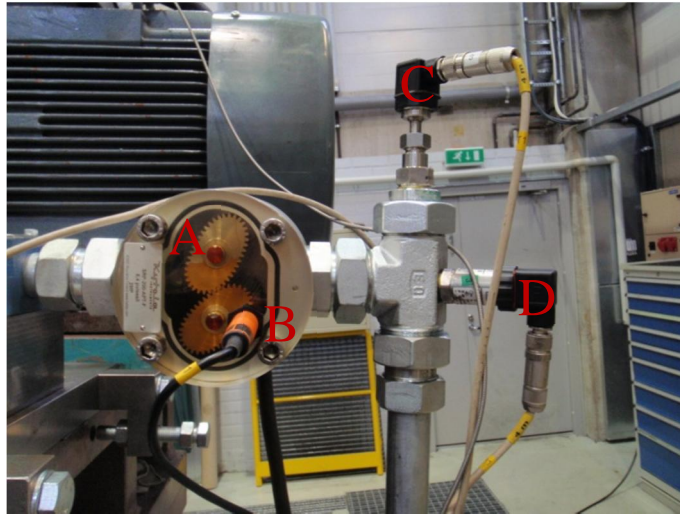
6.2. Mittalaitteet

Tietokoneelta luettavat arvot tulevat suoraan antureilta signaalitietona ja ovat paljon tarkempia kuin käsin mitatut tulokset. Mittalaitteilla on tarkoitus mitata kolmea eri

suuretta: lämpötilaa, virtausta ja painetta. Jokaiselle suurelle on omat anturinsa ja niiden signaalien tulkitsemiseen on omat menetelmänsä.

6.2.1. Virtausmittari ja pulssianturi

Virtausmittarina on 200 litran mittari, joka on suuri verrattuna mitattaviin arvoihin. Mittari antaa kuitenkin tarpeeksi tarkan lukeman, vaikka virtaus onkin vain 20 – 30 litran luokkaa. Kuvassa 6.2 on osa mittauksen aikana käytetyistä antureista ja tilavuusvirtamittari.



Kuva 6.2. A on virtausmittari, B on pulssianturi, C on lämpötila-anturi ja D on paineanturi.

Koelaitteistossa on kuvan 6.2 mukainen virtausmittari A, jossa on kiinni pulssianturi B. Pulssianturi mittaa mittarin sisällä olevan soikiorattaan pyörimiskertoja. Yhden kierroksen aikana anturi antaa kaksi pulssia ja yhden litran aikana 8,4 pulssia. Laskemalla tästä kuinka monta pulssia tulee sekunnin aikana, kun virtaus on 200 litraa minuutissa, saadaan mittausohjelmaan syötettävän taajuuden arvo. Taajuuden avulla ohjelma pystyy pulssien määrän perusteella antamaan mittarin läpi kulkevan tilavuusvirran arvon.

6.2.2. Paineanturi

Kuvan 6.2 paineanturi D toimii painealueella 0 – 16 bar. Anturin antama tieto on milliampeereina, joka pitää muuttaa jännitetiedoksi. Jännitetietoa tarvitaan, jotta tietoa voidaan muuntaa painetiedoksi. Riviliittimen päähän pitää laittaa vastus jännitteen aikaansaamiseksi. Vastuksen koko mittauksen aikana on 250 Ω. Jännitteen laskeminen vastuksen resistanssin ja virran avulla voidaan laskea kaavan (6.2.2-1) avulla:

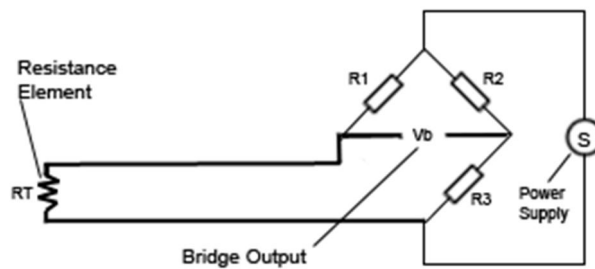
$$R = U/I$$

$$(6.2.2-1)$$

Laskemalla kaavasta (6.2.2-1) jännitteen U sekä minimi että maksimi virralla, saadaan tuloksena jännitealue. Saatua jännitealuetta voidaan verrata suoraan paineanturin painealueeseen.

6.2.3. Lämpötila-anturi

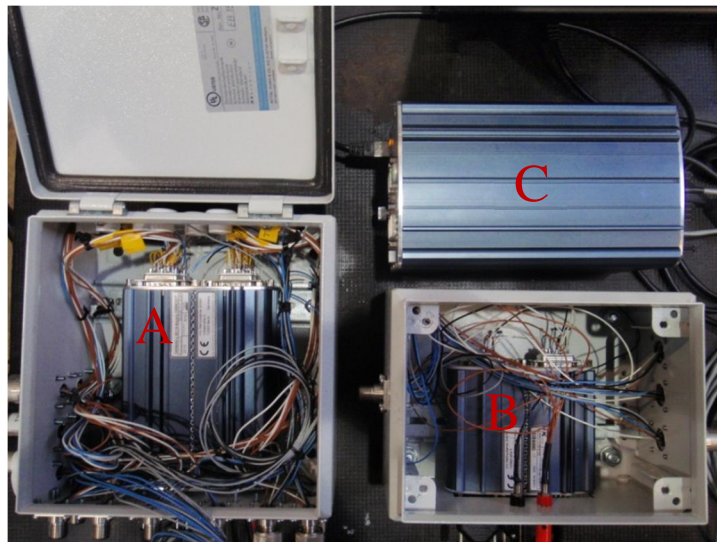
Kuvan 6.2 Lämpötila-anturina C toimii PT-100 (PT = Platinum-resistance Thermometer) anturi, jonka toiminta perustuu resistanssin muutokseen. Lämpötilan muutos aiheuttaa anturin sensorissa materiaalista riippuvan resistanssin muutoksen. Anturissa on yksinkertainen kytkentä, jossa käytetään kahta johtoa (kuva 6.3).



Kuva 6.3. Yksinkertainen kytkentä kahdella johdolla (Wikipedia).

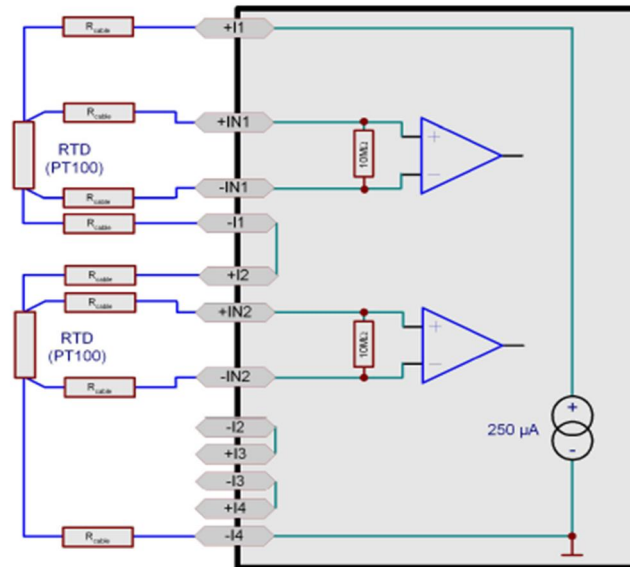
6.2.4. Mittamodulit

Jotta antureiden antamaa signaalia voidaan lukea, ne pitää muuttaa luettavaan muotoon. Antureilta lähtee analoginen signaali mittamodulille, joka vastaanottaa sen ja muuttaa digitaaliseen muotoon. Kuvassa 6.4 on mittamodulit sekä CAN-moduli.



Kuva 6.4. Mittamoduli A lämpötilalle ja paineelle, mittamoduli B virtaukselle ja CAN-moduli C.

Mittamoduleja on kaksi kappaletta, joista toinen on lämpötilan ja paineen ja toinen virtauksen mittaamista varten. Moduulit on valmistanut imc Meßsysteme GmbH. Lämpötilaa ja painetta varten on malli CANSAS – L – SC16 – Supply ja virtauksen mittaamista varten on malli CANSAS INC4. Lämpötilaa (kuva 6.5) ja painetta mitataan niitä varten tehdyissä kanavissa.



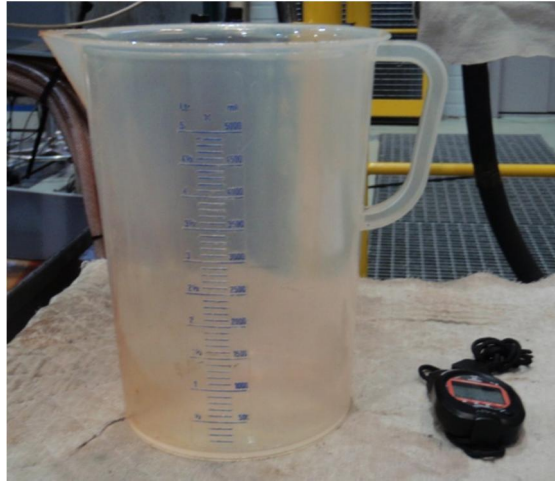
Kuva 6.5. Lämpötilapiiriin kytkentäkaavio (imc Meßsysteme GmbH, s. 244).

Yhden riviliittimen maadoitus kulkee jokaisen kanavan kautta, joten yhden liittimen tai vastuksen puuttuminen ei maadoita piiriä. Kuvan 6.5 lämpötilapiirissä on kytkettynä kaksi PT-100 lämpötila-anturia ja loput kaksi kanavaa on kytketty vastuksiin. Maadoitus kulkee koko piirin läpi, joten jokaisessa kanavassa tulee mittauksen aikana olla vastus tai anturi.

Mittamodulit on kytketty kuvan 6.4 busDAQ CAN-moduliin C (malli: busDAQ – X – ET), joka pystyy keskustelemaan tietokoneen kanssa verkon (Ethernet) välityksellä. Paineelle ja lämpötilalle toimii sama mittamoduli, johon on tehty lämpötilaa varten 12 kanavaa ja painetta varten 4 kanavaa. Virtausmittaria varten on oma mittamoduli. Mittamodulille on syötetty virtausmittarin tiedot, jolloin mittalaite osaa muuttaa saadun signaalin oikean suuruiseksi tilavuusvirtatiedoksi. Virtausmittarina toimii Kytölä Instrumentin soikioratasmittari.

6.2.5. Mekaaninen mittaus

Voitelukohteilta tuleva öljy mitataan mekaanisesti viiden litran mittakannun ja sekuntikellon avulla. Mittaustulokset tällä menetelmällä eivät anna täsmällistä kuvaa virtausmääristä. Kuvassa 6.6 ovat mittauksessa käytettävät mittakannu sekä sekuntikello.



Kuva 6.6. Mittakannu ja sekuntikello.

Mittausvirheitä syntyy jo pelkästään mittaajasta, mutta myös mittakannun tarkkuus on hieman epätarkka. Korkeammilla lämpötiloilla öljy alkaa hieman vaahdota, mikä vaikeuttaa lukeman tulkintaa mittakannusta. Tarkalleen yhden minuutin litramäärä on hankala saada tarkasti. Mittauksessa syntyy alle puolen sekunnin virheitä, jotka eivät vaikuta juurikaan tulostarkkuuteen. Esimerkiksi suurilla virtauksilla joudutaan mittaamaan 20 ja 30 sekunnin aikajaksoja, jolloin mittakannu tulee nopeasti täyteen. Tällä tavoin mitattaessa mittakannun virhe kertaantuu, kun halutaan minuutissa tuleva virtaus. Esimerkiksi puolen sekunnin virhe 20 sekunnin mittauksessa tuottaa vasta noin $\pm 2,5$ % virheen, kun mittakannu on täynnä. Kolmikertainen virhe on siten $\pm 7,5$ %. Voidaan todeta ettei käsin mittauksessa synny tuloksiin juurikaan vaikuttavaa virhettä.

6.3. Mittausmatriisi

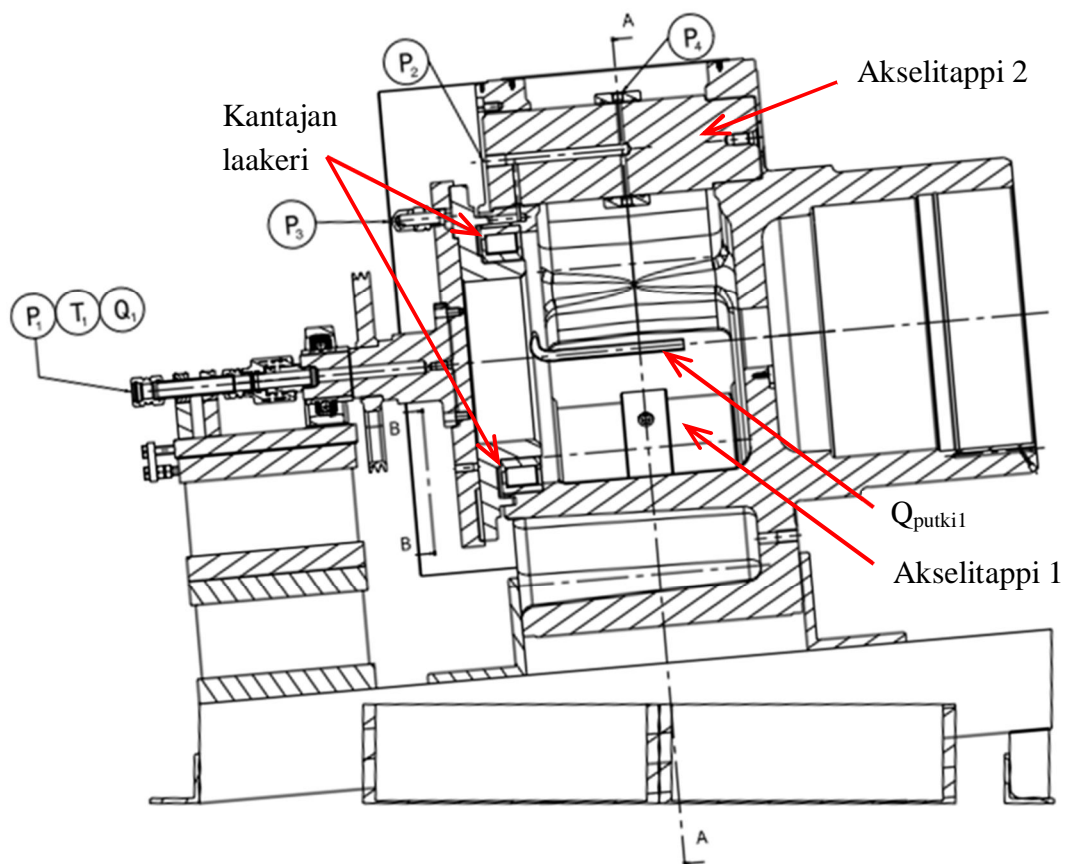
Voitelutestin mittaus aloitetaan mittaamalla nykyisellä rakenteella järjestelmän painetta, lämpötilaa sekä tilavuusvirtaa eri pisteissä. Mittauksen avulla saadaan referenssipisteet, joihin uusien rakenteiden vastaavia mittauksia voidaan verrata. Mittauksessa käytetään taulukon 6.1 mukaista mittausmatriisiä.

nykyinen rakenne 1	}	T (°C)	Q (l/min)	L = n. 19 l/min H = n. 31 l/min
nykyinen rakenne 2		30	L	
nykyinen rakenne 3		30	H	
nykyinen rakenne 4		35	L	
nykyinen rakenne 5		35	H	
sokkelo		45	L	
liukurengasrakenne (taso)		45	H	
liukurengasrakenne (pallo)		55	L	
		55	H	
		65	L	
	65	H		

Taulukko 6.1. Mittauksissa käytettävä mittausmatriisi (oikealla).

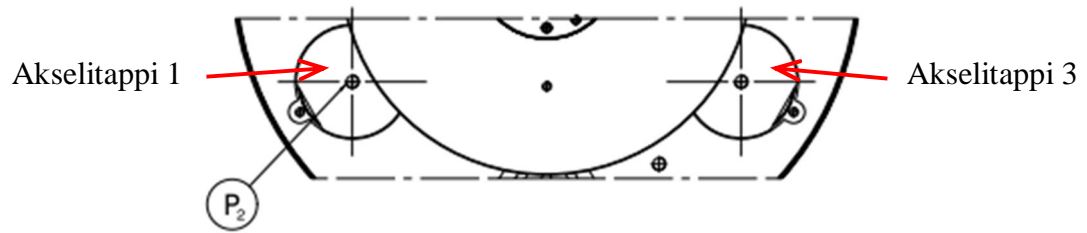
Mittaus aloitetaan nostamalla lämpötila noin 30 asteeseen, jonka jälkeen mitataan taulukon 6.1 mukaiset pisteet. Lämpötila nousee noin 30 asteeseen pelkästään koelaitteistoa käyttämällä. Vasta 45 asteessa mitattaessa tarvitaan lämmitystä.

Liitteessä 2 on koelaitteistossa käytettävä Castrolin Optigear synthetic A320 öljyn kinemaattisen viskositeetin kuvaaja lämpötilan funktiona. Kuvaajan avulla voidaan päätellä öljyn käyttäytymistä lämpötilan noustessa kohti käyntilämpötilaa. Lämpötilan ollessa 30 astetta, öljyn kinemaattinen viskositeetti on noin $550 \text{ mm}^2/\text{s}$. Lämpötilan noustessa 65 asteeseen, laskee kinemaattinen viskositeetti arvoon $100 \text{ mm}^2/\text{s}$. Mainituilla lämpötiloilla kinemaattisen viskositeetin arvon muutos on suuri, jolloin öljyn käyttäytyminen on myös hyvin erilainen. Kuvassa 6.7 on tietokoneella mitattavat mittauspisteet.



Kuva 6.7. Mittauspisteet T , Q_1 , P_1 , P_2 , P_3 ja P_4 koelaitteen leikkauskuvassa.

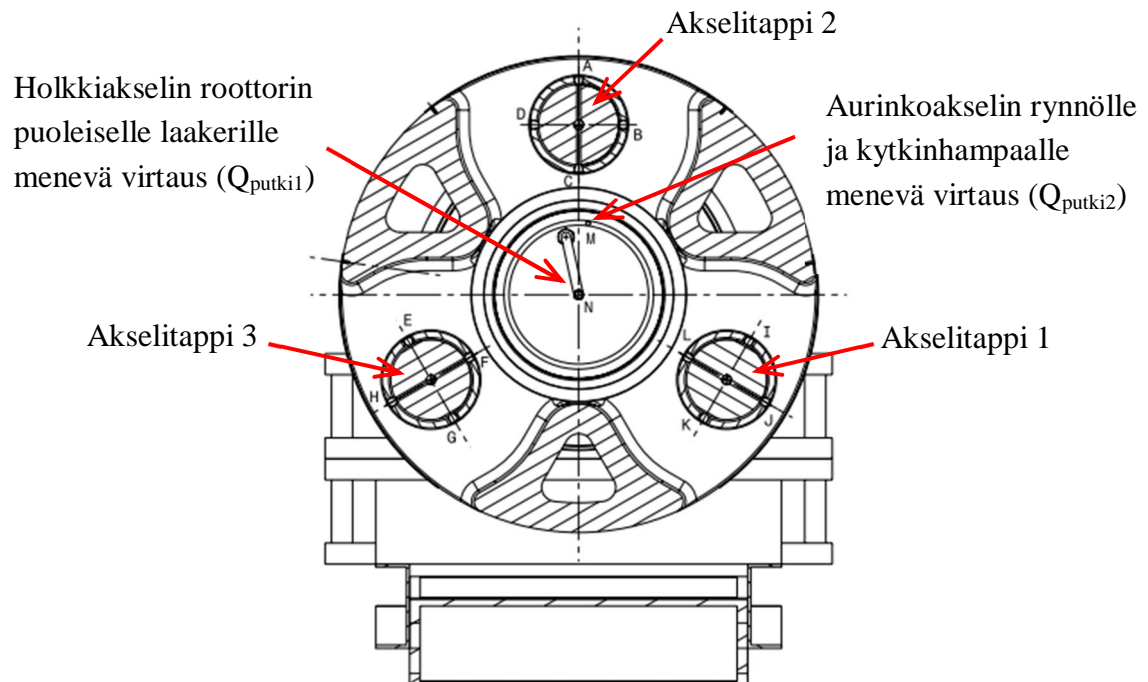
Sisään menevää virtausta mitataan 200 litran virtausmittarilla Q_1 , lämpötilaa T_1 ja painetta P_1 mitataan omilla antureillaan. Juuri ennen laippaa on paineanturi P_3 . Paine P_3 mitataan, kun laippa ei pyöri. Tämä sen vuoksi, ettei anturin johto kietoudu pyörityslaitteen ympärille ja mene poikki. Paineiden P_1 ja P_3 avulla saadaan virtausmittarin aiheuttama painehäviö. Kolmas paineanturi P_2 sijaitsee ensimmäisen akselitapin päässä, joka kertoo liitoksen jälkeen olevan paineen. Kuvassa 6.7 paine P_2 ja P_4 on merkattu akselitapin 2 päähän havainnollistamaan mittaushaaran voitelukanavassa. Mittauspisteiden P_2 oikea paikka näkyy kuvasta 6.8.



Kuva 6.8. Mittauspiste P_2 (leikkaus B-B kuvasta 6.7).

Liitoksen aiheuttama painehäviö saadaan paineiden P_3 ja P_2 avulla. Neljäs paineanturi P_4 sijaitsee ensimmäisen akselitapin suuttimella ennen kuristusta. Neljättä paineanturia käytetään, kun laipassa oleva kuristus siirretään akselitapin suuttimelle.

Ulostulevia virtauksia on tarkoitus mitata useasta eri kohdasta. Jokaiselta akselitapilta lähtee neljä suutinta (A – L), jotka ovat letkutettu palaamaan takaisin tankkiin. Kuvassa 6.9 ovat virtauksien mittauspisteet.



Kuva 6.9. Akselitappien mittapisteet (leikkaus A-A kuvasta 6.7).

Jokaisesta letkunipusta eli jokaisesta akselitapista mitataan palaava virtaus. Holkkiakselin roottorin puoleiselle laakerille menevä öljy on muutettu virtaamaan kantajan takaosaan (kantajan roottorin puoli), josta valuma-altaaseen 1 valuva öljy on mahdollista mitata. Aurinkoakselin hammasrynnölle ja kytkimelle menevä voiteluöljy kulkee kantajan sisällä omassa putkessaan, joka johdetaan myös valuma-altaaseen 1 mittausta varten. Kantajan ja laipan liitoskohdasta vuotaa öljyä molempiin valuma-altaisiin. Laakerin kautta valuva öljy $Q_{laakeri}$ valuu kantajan molemmiin puolin valuma-altaaseen 1. Molemmat virtaukset mitataan. Liitoksesta suoraan valuma-altaaseen 2 valuvaa öljyä ei mitata, vaan sitä arvioidaan laskennallisesti virherajojen puitteissa.

Pientä alle 10 % virtausta kokonaisvirtauksesta ei huomioida, mutta suuri yli 10 % virtaus kokonaisvirtauksesta huomioidaan häviöissä. Esimerkiksi puolen litran vuoto minuutissa on vain noin 1,5 % 30 litran minuuttituotosta. Suurempi vuoto, esimerkiksi 10 l/min, on jo noin 30 % 30 litran minuuttituotosta.

Virtauksien mittaus suoritetaan viiden litran mittakannulla lukuun ottamatta sisään menevää virtausta. Edellisessä kappaleessa mainituista mittapisteistä johdetaan virtaus mittakannuun ja mitataan sekuntikellolla minuutin aikana kulkeva öljymäärä. Öljymäärä mitataan jokaisessa mittamatriisin lämpötilassa ja molemmilla eri sisäänmenovirtauksen arvoilla. Mittaustulokset kirjataan ylös taulukkoon 6.2.

Taulukko 6.2. Pöytäkirja mittaustuloksille.

	RPM	P_1 (bar)	P_2 (bar)	P_3 (bar)	T_1 (°C)	Q_1 (l/min)	akselitappi _1 (l/min)	akselitappi _2 (l/min)	akselitappi _3 (l/min)	Q_laakeri (l/min)	Q_putki_1 (l/min)	Q_putki_2 (l/min)	T_1 (°C) tavoite
1													
2													
3													
4													
5													
6													
7													
8													
9													
10													

Taulukossa 6.2 oleva mittauspöytäkirja on lähinnä tilavuusvirtoja varten, mutta siihen kirjataan myös tietokoneelta saadut arvot.

6.4. Mittaustulokset

Mittaustuloksissa kerrotaan minkälaisilla voitelurakenteilla mittauksia suoritetaan ja millaisia tuloksia kyseisillä voitelurakenteilla saadaan aikaiseksi. Joissain tapauksissa vuotojen määrät saattavat kasvaa, mutta näillä mittauksilla halutaan vain tietää rakenteiden käyttäytymistä eri tilanteissa. Mittaustuloksia jälkikäsitellään ja analysoidaan imc:n FAMOS Signal analysis -ohjelmalla.

Oikeassa vaihteessa aurinkoakselin kytkinhampaalle ja aurinkoakselin rynnölle (Q_{putki2}) on omat öljynviennit. Koetilanteessa näihin voitelukohteisiin menevät öljynviennit on yhdistetty. Mittauksessa saadaan vain yksi arvo, joka pitää muuttaa pinta-alojen suhteella eri suuttimille. Aurinkoakselin kytkinhampaalle ja aurinkoakselin rynnölle saadaan molemmille oma kerroin (liite 3), jolla voidaan kertoa yhdistetyltä suuttimelta saatu arvo. Näin saadaan molemmille tapauksille omat arvonsa yhden suuttimen avulla. Erittelyyn ei kuitenkaan ole mittaustuloksissa tarvetta, koska öljy ei kulje pyörivän liitoksen kautta.

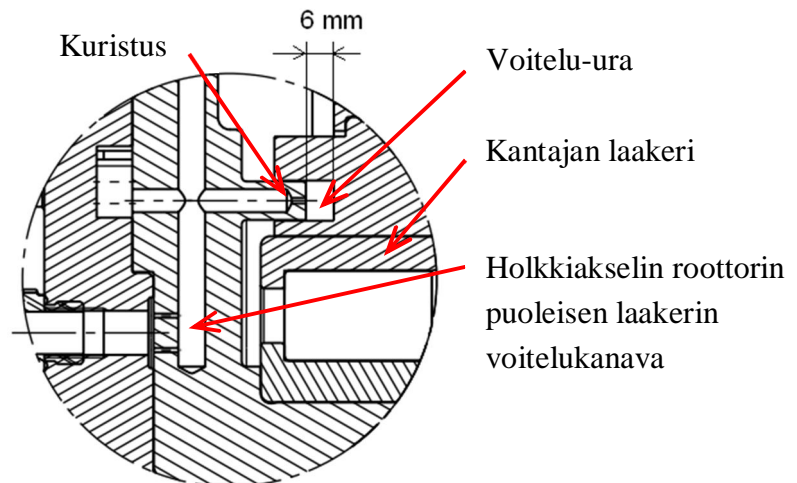
Mittaustuloksiin vaikuttavia tekijöitä on paljon. Esimerkiksi lämpötilan pysyminen vakiona halutun aikaa on lähes mahdotonta. Lämmitysvastukset kytkeytyvät päälle ja pois logiikan ohjaamana. Vastuksien kytkeytyessä pois, lämpötila alkaa pudota. Lämpötila putoaa useita asteita ennen kuin vastukset kytkeytyvät takaisin päälle.

Lämpötilan nousu ja lasku vaikuttaa tilavuusvirtoihin, mutta lämpötilavaihtelu on prosentuaalisesti pientä, kuten seuraavissa luvuissa on havaittavissa.

Seuraavissa luvuissa esitetään eri voitelurakenteilla eri tilanteissa saatuja mittaustuloksia. Tärkeimmät tulokset saadaan 65 asteen lämpötilassa, joka vastaa käyntilämpötilaa. Käyntilämpötilassa saatuja tuloksia verrataan eri voitelurakenteilla saatuihin tuloksiin ja näitä tuloksia analysoidaan päätelmissä. Tärkeimmät tulokset ovat liitoksessa tapahtuva painehäviö sekä ohivirtaus. Myös kantajan voitelukohteisiin meneviä virtausmääriä on hyvä tutkia. Jokaisen mittauksen mittauspöytäkirja löytyy liitteestä 4.

6.4.1. Nykyinen voitelurakenne voitelu-uran syvyydellä 6 mm

Käytännön tilanteessa laakerivälitys aiheuttaa voitelu-uraan aksiaalissuuntaista liikettä, jolloin voitelu-uran syvyys vaihtelee suurin piirtein 6 ja 10 millimetrin välillä. Ensimmäinen mittaus suoritetaan voitelu-uran syvyyden ollessa 6 millimetriä. Tämä tilanne kuvastaa silloin välyksen toista ääripäätä. Kuvassa 6.10 on leikkauskuva voitelu-uraan sekä holkkiakselin roottorin puoleiseen laakeriin menevästä voitelukanavasta.

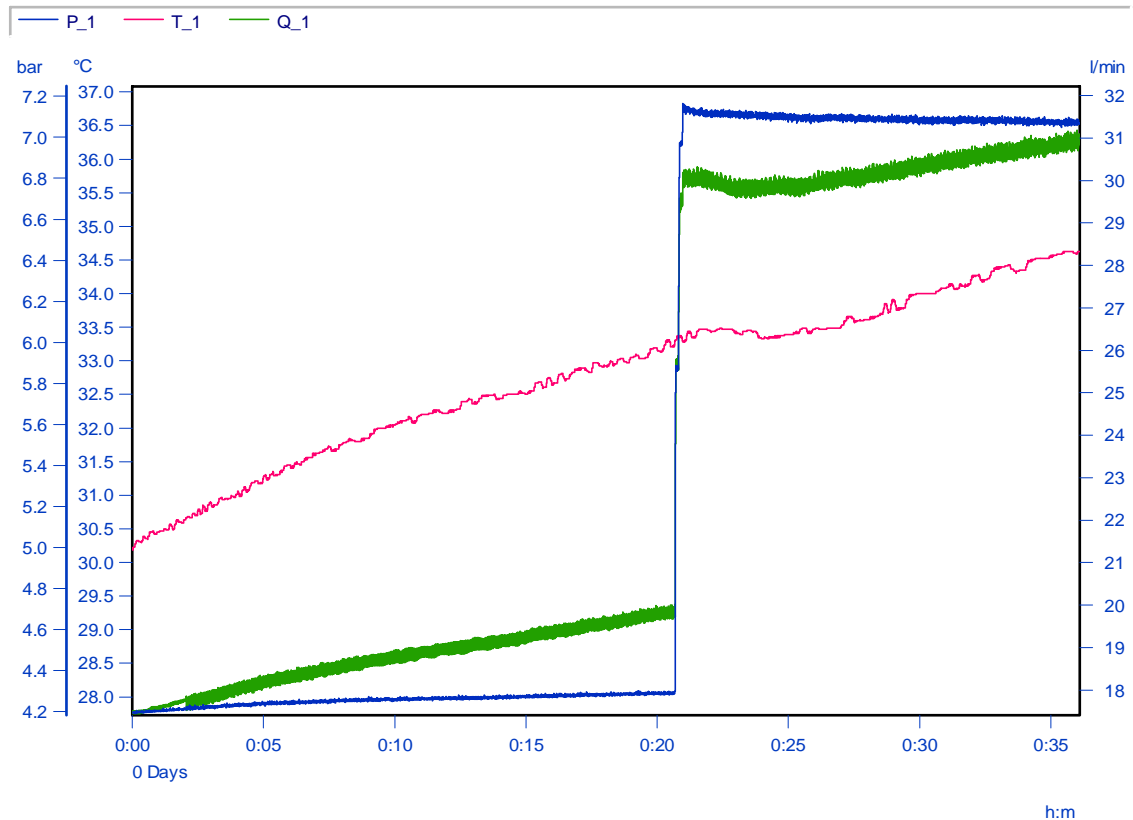


Kuva 6.10. Voitelu-uran syvyys ensimmäisessä mittauksessa.

Voitelu-uraan johtavan voitelukanavan pää on kuristettu 3.2 millimetrin suuttimella, jotta esimerkiksi aurinkoakselille menevän öljyn määrä on turvattu. Akselitappien päissä ei ole kuristavia suuttimia, joten öljy virtaa vapaasti letkujen kautta tankkiin. Käytännössä kuristus tarkoittaa sitä, että ohivirtauksen määrää rajoitetaan.

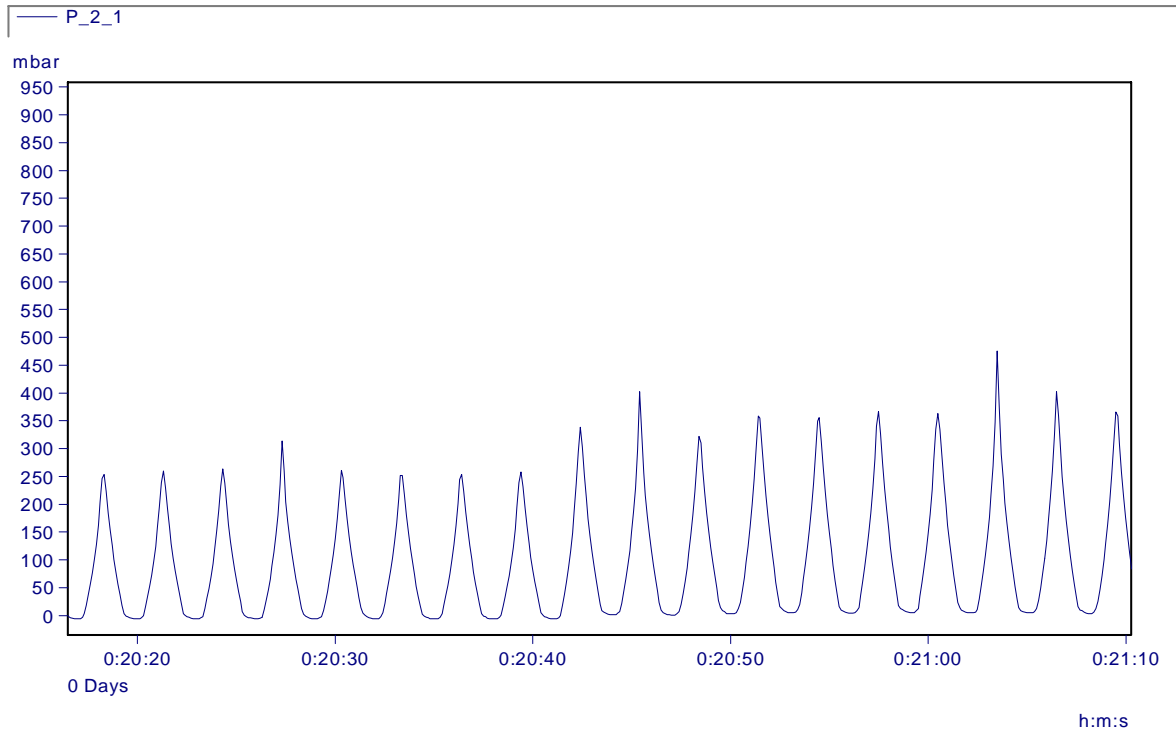
Tuloksista löytyvät melkein kaikki eri mittapisteistä mitatut arvot. Arvoa P_4 ei tässä mittauksessa ole, koska akselitapeilla ei ole kuristusta. Lämpötilan ollessa 30 astetta, öljyn viskositeetti on suuri. Viskositeetti käyttäytyy lämpötilan mukaan logaritmisesti eli lämpötilan kasvaessa viskositeetti pienenee huomattavasti. Toisin sanoen 30 asteen lämpötilassa öljy on melko jäykkää ja vaihteen käyntilämpötilassa noin 65 asteessa öljy on jo erittäin notkeaa. Tämän tiedon perusteella voidaan jo ennalta arvioida öljyn käyttäytymistä eri tilanteissa, kuten kappaleessa 6.4 on kerrottu.

Mittaus suoritetaan taulukossa 6.1 olevan mittamatriisin mukaisesti. Tarkoituksena on tutkia voitelurakenteessa tapahtuvia painehäviöitä sekä virtaushäviöitä eri lämpötiloissa. Tärkeimmät tulokset mittauksessa ovat 65 asteessa saadut tulokset. Tulosten perusteella saadaan selville nykyisessä rakenteessa tapahtuvat häviöt kuvan 6.10 tilanteessa. Tärkein mittapiste tuloksissa on paine P_2 . Kuvasta 6.11 nähdään miten sisääntuleva tilavuusvirta Q_1 sekä paine P_1 muuttuvat lämpötilan T_1 mukaan.



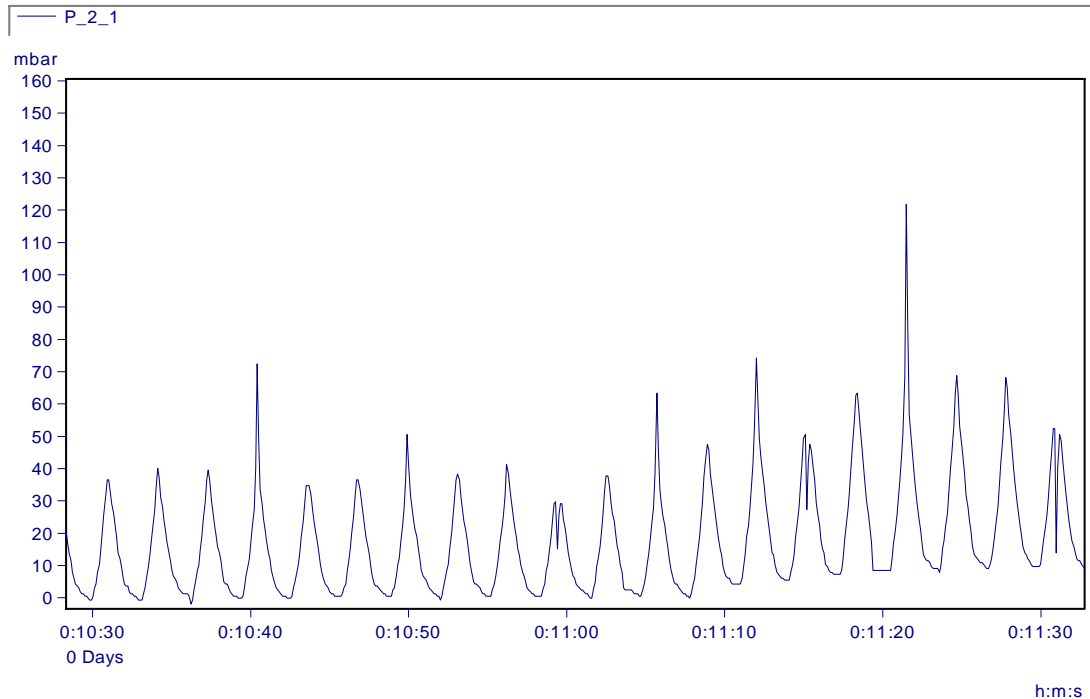
Kuva 6.11. Paineen P_1 , lämpötilan T_1 sekä tilavuusvirran Q_1 käyttäytyminen mittauksen aikana nykyisellä voitelurakenteella. Voitelu-uran syvyys on 6 mm.

Kuvasta 6.11 näkyy miten tilavuusvirta kasvaa lämpötilan noustessa. Lämpötilan nousu laskee viskositeetin arvoa, jolloin paine putoaa hieman. Kohdassa 0:21 tilavuusvirta Q_1 on nostettu 19 litrasta minuutissa noin 31 litraan minuutissa. Kuvan 6.11 mittauksen aikana lämmitysvastukset eivät olleet päällä, joten öljy lämpenee melko nopeasti pelkästään kiertämällä järjestelmässä. Lämpötilan nousu mittauksen aikana vaikuttaa mitattuihin arvoihin, mutta vaikutus ei ole kovin suuri. Noin kolmen asteen nousu lämpötilassa muuttaa virtausta noin 2 litraa minuutissa. Tämä tarkoittaa noin 10 % mittausvirhettä 20 litran minuuttituotolla. Virhettä ei ole kuitenkaan huomioitu tuloksissa. Tämän mittauksen aikana virhe ei vaikuttanut liitoksen jälkeiseen paineeseen P_2 . Kuvassa 6.12 on kuvattu paine P_2 kuvan 6.11 ajanhetkellä ~0:21, kun tilavuusvirran arvo Q_1 on nostettu arvoon 30 litraa minuutissa (kuvassa 6.12 on mukana myös sekunnit).



Kuva 6.12. Muokattu signaali P_2 lämpötilassa $30\text{ }^\circ\text{C}$ nykyisellä voitelurakenteella.
Voitelu-uran syvyys on 6 mm .

Kuvasta 6.12 voi selkeästi havaita paineen tekevän piikin tietyin väliajoin. Painepiikki syntyy, kun laipan voitelukanavan reikä osuu akselitapin kohdalla olevan vastaavan voitelukanavan reiän kohdalle. Painepiikkien määrä minuutin aikana kertoo myös laipan pyörimisnopeuden. Paineessa P_2 ei tapahdu merkittävää nousua, mutta pieni nousu on havaittavissa noin kohdassa 0:20:42. Lähestyttäessä käyntilämpötilaa paineapiikin suuruus pienenee ja signaali muuttuu epätasaisemmaksi. Käyttölämpötilassa $65\text{ }^\circ\text{C}$ paineen P_2 signaali on hieman erilainen kuin lämpötilassa $30\text{ }^\circ\text{C}$ (kuva 6.13).



Kuva 6.13. Signaalin P_2 muoto käyttölämpötilamittauksen aikana nykyisellä voitelurakenteella. Voitelu-uran syvyys on 6 mm.

Kuvasta 6.13 huomataan paineen P_2 pudonneen lähes nollaan lämpötilan ollessa noin $65\text{ }^\circ\text{C}$. Kinemaattisen viskositeetin pieneneminen aiheuttaa painepiikkeihin epätasaisuutta. Öljy virtaa paljon paremmin korkeammissa lämpötiloissa, jolloin se pääsee myös vuotamaan liitoksesta paljon helpommin. Tämä tarkoittaa suurempaa painehäviötä liitoksessa, jonka voi hyvin havaita vertaamalla kuvia 6.12 ja 6.13 keskenään. Huomattavaa on paineen P_2 suuruus. Käyttölämpötilassa paine P_2 on alle 200 mbar, joka käytännössä on lähes sama kuin nolla.

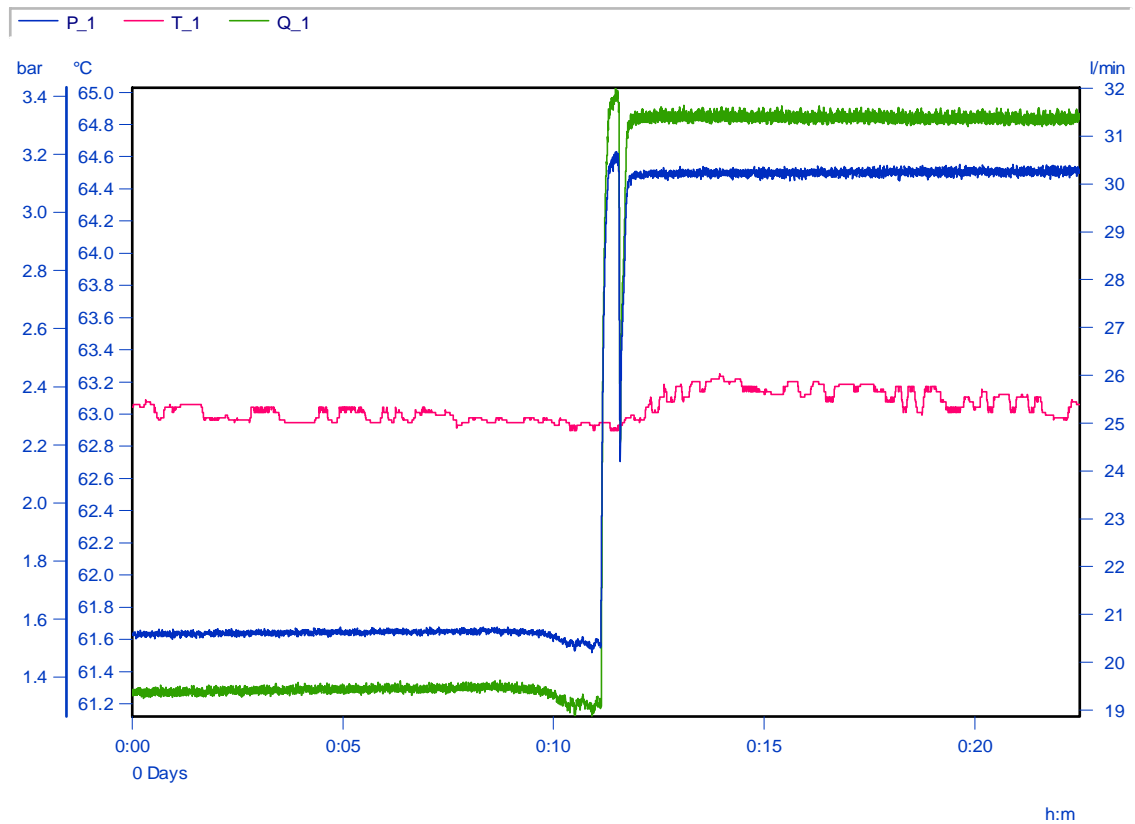
Painehäviö kummallakin sisäänmenovirtauksella voidaan laskea mittapisteiden P_3 ja P_2 erotuksena. Taulukkoon 6.3 on koottu mainittujen paineiden keskiarvot ja niiden avulla laskettu painehäviö.

Taulukko 6.3. Painehäviö liitoksen yli nykyisellä voitelurakenteella. Voitelu-uran syvyys on 6 mm.

	$Q_1 = 19\text{ l/min}$	$Q_1 = 31\text{ l/min}$	
P_3	1,4	3	bar
P_2	0,03	0,06	bar
ΔP	1,37	2,94	bar
$\Delta P\%$	97,9	98	%

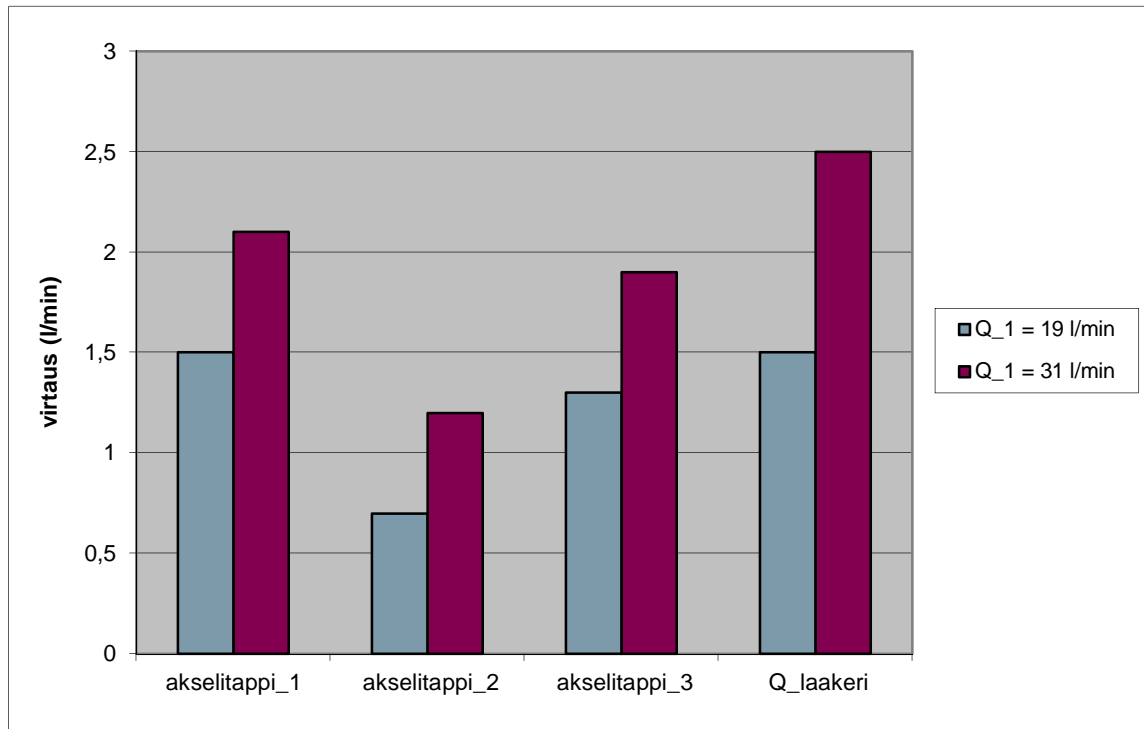
Taulukosta 6.3 nähdään painehäviön olevan todella suuri. Painehäviön prosentuaalinen osuus on lähes 100 % huolimatta siitä, kuinka suurella paineella öljyä pumpataan liitokseen. Yllä oleva painehäviö on laskettu keskiarvojen perusteella, joten käytännössä painehäviö on ajoittain 100 % riippuen voitelukanavien reikien sijainnista

toisiinsa nähden. Kuvassa 6.14 ovat signaalit mittapisteistä Q_1 , P_1 ja T_1 käyttilämpötilassa.



Kuva 6.14. Signaalit P_1 , T_1 ja Q_1 käyttilämpötilamittauksen aikana nykyisellä voitelurakenteella. Voitelu-uran syvyys on 6 mm.

Mittauksen aikana lämpötila saavutti 63 asteen rajan ja pysyi siinä lämmitysvastuksista huolimatta. Kahden asteen ero käyttilämpötilassa ei muuta viskositeetin arvoa juurikaan, joten tulosten voidaan olettaa olevan samat 63 ja 65 asteessa. Lämpötilan pysyminen noin 0.2 asteen sisällä mittauksen ajan vähentää virheen riskiä mittauksessa. Kuten kuvasta 6.14 havaitaan, myös paine P_1 ja virtaus Q_1 pysyvät lähes vakiona mittauksen ajan. Kuvassa 6.15 ovat käyttilämpötilan aikana mitatut tilavuusvirrat akselitapeilta sekä laakerin kautta vuotava öljymäärä.



Kuva 6.15. Akselitapeilta sekä laakerilta tulevat virtaukset käyttölämpötilassa $65 \text{ }^\circ\text{C}$ nykyisellä voitelurakenteella. Voitelu-uran syvyys on 6 mm.

Akselitappi 1 ja 3 ovat samalla korkeudella, joten niiden virtausmäärissä ei ole suurta eroa. Akselitappi 2 sijaitsee aivan kantajan yläosassa, jolloin öljy virtaa sinne kaikista heikoiten. Virtausmäärät akselitapeilla eivät ole suuria, mutta myöskään laakerin kautta vuotava määrä ei ole kovin suuri. Tämä selittyy laipan voitelukanavan päässä olevalla kuristuksella. Kuristuksen läpi pääsee vain tietty osa laippaan tulevasta öljymäärästä. Toisiin voitelukanaviin menee tällöin enemmän virtausta. Esimerkiksi aurinkoakselin rynnölle ja kytkinhampaalle menevä öljymäärä on huomattavasti enemmän kuin akselitapeille. Aurinkoakselin rynnölle ja kytkinhampaalle (Q_{putki1}) menee yhteensä 7,8 l/min ($Q_1 = 19 \text{ l/min}$) ja 13,5 l/min ($Q_1 = 31 \text{ l/min}$). Riippuen sisään menevän virtauksen suuruudesta, yhdelle akselitapille menee keskimäärin 1 – 2 litraa öljyä minuutissa.

Virtaushäviöt ovat laakerin kautta tuleva öljy sekä suoraan liitoksesta ohi vuotava öljy. Suoraan ohi vuotavaa öljyä ei tässä huomioida, koska sen osuus vuotavasta kokonaismäärästä on vähäinen. Virtaushäviöiksi voidaan suoraan ottaa laakerin kautta vuotava öljy eli Q_{laakeri} . Taulukossa 6.4 on liitoksesta vuotavan öljyn määrää verrattu liitoksen kautta kulkevaan öljyn kokonaismäärään.

Taulukko 6.4. Liitoksesta vuotavan öljyn määrä verrattuna liitoksen yli kulkevaan öljymäärään nykyisellä voitelurakenteella. Voitelu-uran syvyys on 6 mm.

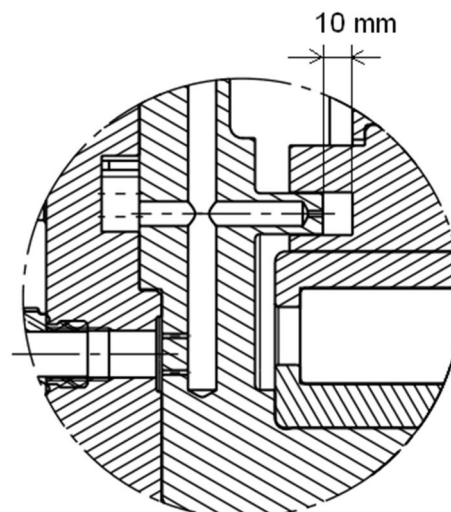
	Q ₁ = 19 l/min	Q ₁ = 31 l/min	
Q _{laakeri}	1,5	2,5	l/min
akselitappi_1	1,5	2,1	l/min
akselitappi_2	0,7	1,2	l/min
akselitappi_3	1,3	1,9	l/min
Q _{häviö} %	30	32,5	%

Akselitapeilta tuleva virtaus ei ole tasaista, vaan riippuu paljon laipassa olevan voitelukanavan kohdasta. Tämä tarkoittaa, että voiteluaine tulee akselitapeille sykäyksittäin. Akselitapilla 1 ja 3 sykäys on paljon voimakkaampi kuin akselitapilla 2. Signaali kuvassa 6.12 kuvaa hyvin kuinka usein sykäys tapahtuu. Laipan pyörimisnopeus vaikuttaa kyllä sykäyksien määrään, mutta ei juurikaan voiteluaineen määrään.

Laakerin kautta vuotava öljymäärä on hieman suurempi kuin yhdelle akselitapille menevä öljymäärä. Ohivirtauksen prosentuaalinen osuus liitoksesta kulkevasta öljymäärästä on merkittävä. Noin kolmannes voitelukohteille tarkoitettua öljystä virtaa liitoksen kautta pois.

6.4.2. Nykyinen voitelurakenne voitelu-uran syvyydellä 10 mm

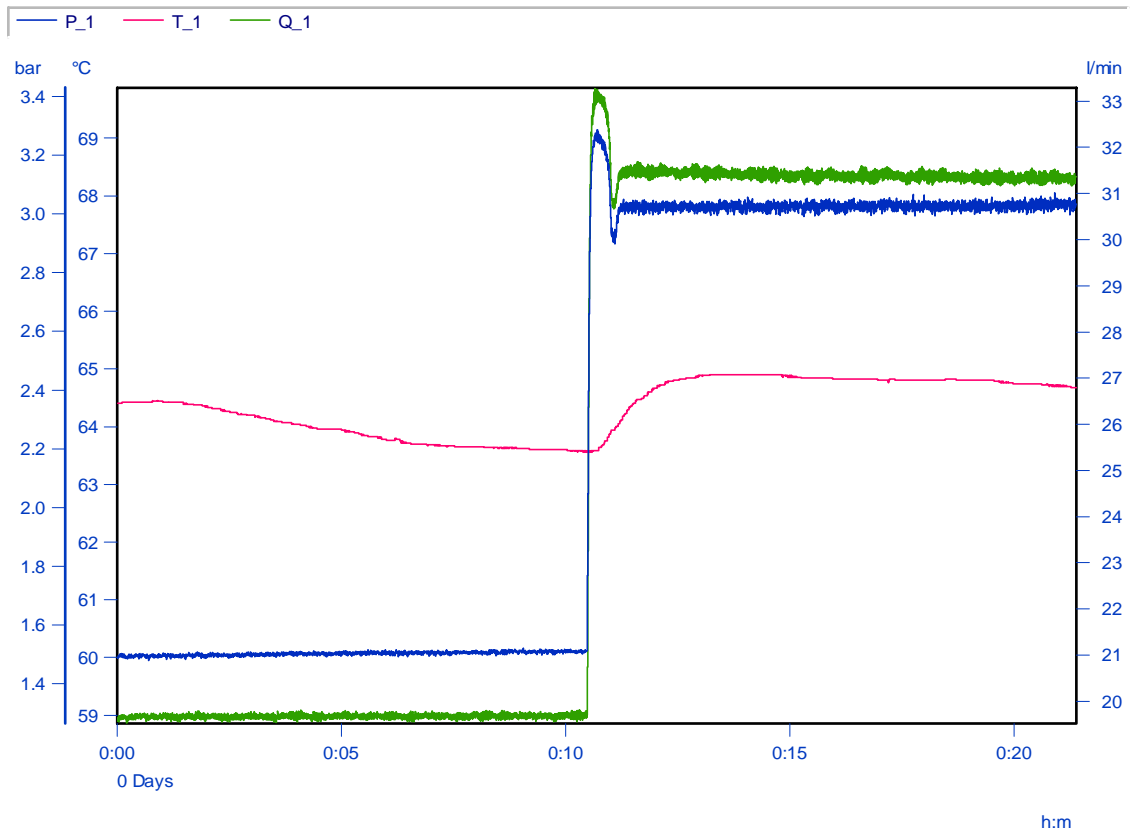
Toisessa mittauksessa voitelu-uran syvyys muutetaan 10 millimetriin, jolloin nähdään onko laakerin aksiaalivälysten muuttumisella vaikutusta virtausmääriin ja paineisiin. Kuvassa 6.16 on voitelu-uran syvyys nykyisessä voitelurakenteessa.



Kuva 6.16. Voitelu-uran syvyys toisessa mittauksessa.

Teoriassa suurempi voitelu-uran syvyys vähentää öljyä vastustavan raon kokoa. Rako on yhtä kapea, mutta sen pituus on pienempi, jolloin öljyllä on lyhyempi matka

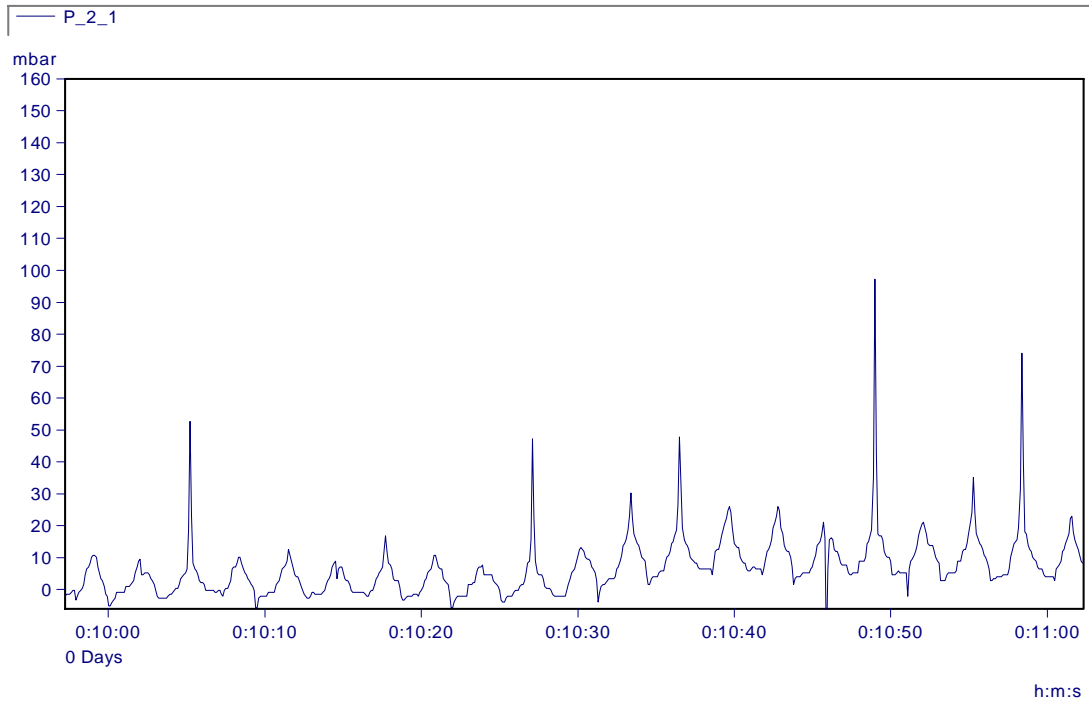
pois voitelu-urasta. Tilanne on sama kuin edellisessä mittauksessa lukuun ottamatta voitelu-uran syvyyden muutosta. Kuvassa 6.17 on liitokseen menevän öljyn paine P_1 , lämpötila T_1 sekä tilavuusvirta Q_1 .



Kuva 6.17. Signaalit P_1 , T_1 ja Q_1 käyttölämpötilamittauksen aikana nykyisellä voitelurakenteella. Voitelu-uran syvyys on 10 mm.

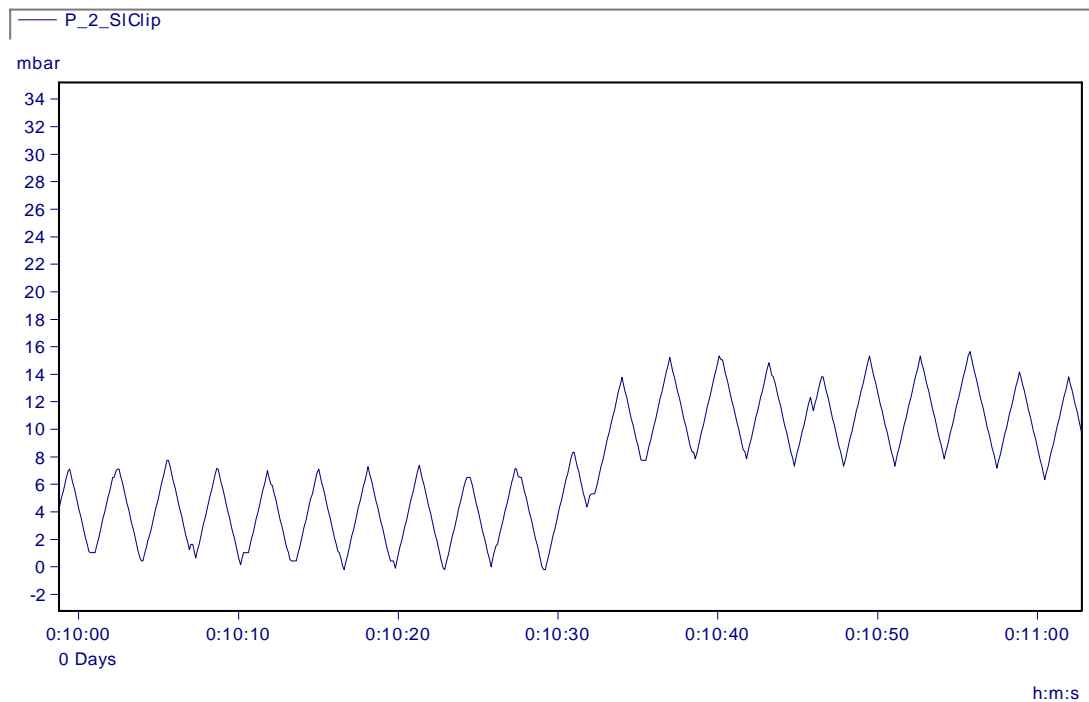
Lämpötila pysyi mittauksen aikana hyvin lähellä käyttölämpötilaa, joka mahdollisti melko tasaisen mittauksen. Eri tilavuusvirroilla mitatut arvot ovat siis mitattu melko tarkasti samalla sisääntulovirtauksella. Tasainen paine- ja tilavuusvirtakäyrä näkyvät selkeästi kuvassa 6.17.

Liitoksen jälkeinen paine P_2 on hieman erilainen kuin edellisessä mittauksessa. Kuvassa 6.18 on liitoksen jälkeisen paineen P_2 signaali käyttölämpötilassa. Signaali on kuvan 6.17 kohdasta, jossa Q_1 on nostettu arvoon 31 litraa minuutissa (kohta ~0:11).



Kuva 6.18. Raakasignaali P_2 käyttölämpötilamittauksen aikana nykyisellä voitelurakenteella. Voitelu-uran syvyys on 10 mm.

Raakasignaali P_2 ei ole yllä olevassa muodossaan niin havainnollinen kuin jälkikäsittelyn jälkeen. Jälkikäsittelyssä raakasignaalista poistetaan suurimmat painepiikit alipäästösuodatuksilla. Kuvassa 6.19 on jälkikäsitelty signaali P_2 .



Kuva 6.19. Jälkikäsitelty signaali P_2 käyttölämpötilamittauksen aikana nykyisellä voitelurakenteella. Voitelu-uran syvyys on 10 mm.

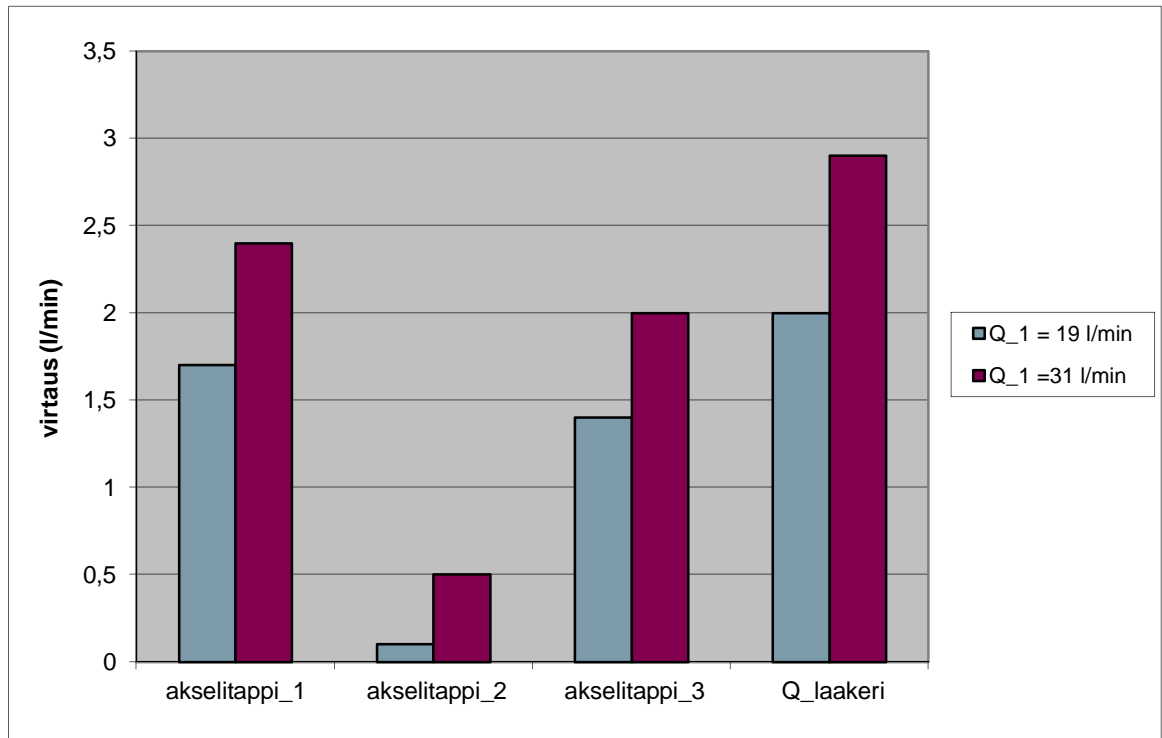
Kuvan 6.19 signaali tukee hyvin teoriaa, jonka mukaan öljyn on tässä mittauksessa helpompi valua pois voitelu-urasta. Paine ei voitelu-uran jälkeen nouse juurikaan nollassa. Voitelu-uran syvyyden kasvaessa voitelukanavien päät laipassa ja kantajassa erkanevat toisistaan, jolloin paine putoaa kantajan puolella. Ero syvyyden muuttuessa on kuitenkin merkityksetön.

Paineen laskiessa liitoksen jälkeen myös painehäviö kasvaa. Edelliseen mittaukseen verrattuna painehäviön prosentuaalinen kasvu ei ole merkittävä, vaikka paine P_2 tässä mittauksessa on yli kaksi kertaa pienempi. Liitoksen jälkeen paine mitataan millibaareissa, kun taas lähtöpaine mitataan baareissa. Tällöin muutaman kymmenen millibaarin muutos liitoksen jälkeisessä paineessa ei muuta prosentuaalista painehäviötä juuri ollenkaan. Taulukossa 6.5 on mittauksen aikana tapahtuva painehäviö.

Taulukko 6.5. Painehäviö liitoksen yli nykyisellä voitelurakenteella. Voitelu-uran syvyys on 10 mm.

	Q ₁ = 19 l/min	Q ₁ = 31 l/min	
P ₃	1,4	2,9	bar
P ₂	0,01	0,02	bar
ΔP	1,39	2,88	bar
ΔP %	99,3	99,3	%

Painehäviö on lähes 100 %, joka käytännössä tarkoittaa, ettei liitos pidä yhtään painetta. Voitelu-uran syvyydellä ei juuri ole merkitystä, jos verrataan liitoksen jälkeisiä paineita. Lähtöpaineen pysyessä samana painehäviö ei juuri muutu voitelu-uran muuttuessa, koska paine liitoksen jälkeen on lähes olematon. Virtausnopeuden kasvulla ei saavuteta paineessa P_2 merkittävää muutosta. Pieni nousu kuvassa 6.19 on havaittavissa ja saman voi myös nähdä taulukosta 6.5. Kuvassa 6.20 on akselitapeille menevä ja kantajan laakerin kautta vuotavat öljymäärät.



Kuva 6.20. Akselitapeilta sekä laakerilta tulevat virtaukset käyttölämpötilassa 65 °C nykyisellä voitelurakenteella. Voitelu-uran syvyys on 10 mm.

Liitoksen jälkeen mitatuissa tilavuusvirroissa ainoa merkittävä muutos on akselitapin 2 kohdalla. Akselitapin 1 ja 3 sekä laakerin kautta vuotavan öljyn määrä on hieman kasvanut, kun vastaavasti akselitapin 2 öljymäärä on pudonnut. Akselitappi 2 sijaitsee kantajan yläosassa, jolloin sinne menee muutenkin muita voitelukohteita vähemmän voiteluainetta. Voitelu-uran syvyyden ollessa 10 millimetriä, ei pahimmassa tapauksessa ylimmälle akselitapille mene juuri ollenkaan voiteluainetta. Oikeassa vaihteessa kantajan pyöriessä syntyy siis vastaava tilanne, kun jokin kolmesta planeettapyörän akselitapistä on ylimmällä kohdalla. Tällöin ylimmäisenä oleva akselitappi saa kuvan 6.20 mukaisesti hyvin vähän voiteluainetta, jos ollenkaan. Virtaushäviöt kuvan 6.16 tilanteessa kuvataan taulukossa 6.6.

Taulukko 6.6. Virtaushäviöt nykyisellä voitelurakenteella. Voitelu-uran syvyys on 10 mm.

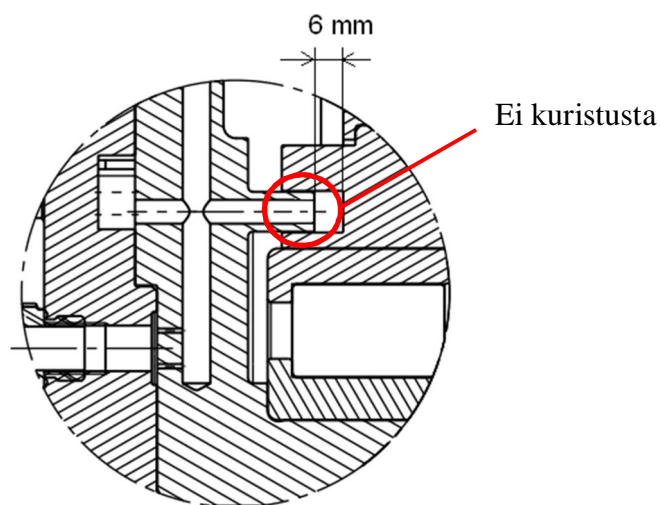
	Q_1 = 19 l/min	Q_1 = 31 l/min	
Q_laakeri	2	2,9	l/min
akselitappi 1	1,7	2,4	l/min
akselitappi 2	0,1	0,5	l/min
akselitappi 3	1,4	2	l/min
Q_häviö %	38,5	37,2	%

Voitelu-uran syvyyden kasvaessa myös virtaushäviöt kasvavat. Tällä kertaa suuremmat virtaushäviöt prosentuaalisesti tulevat pienemmällä virtauksella, joka voi

johtua mittauksen aikana tapahtuvista virhemarginaaleista. Virtaushäviöt muodostavat yli kolmanneksen liitoksen kautta kulkevasta virtausmäärästä.

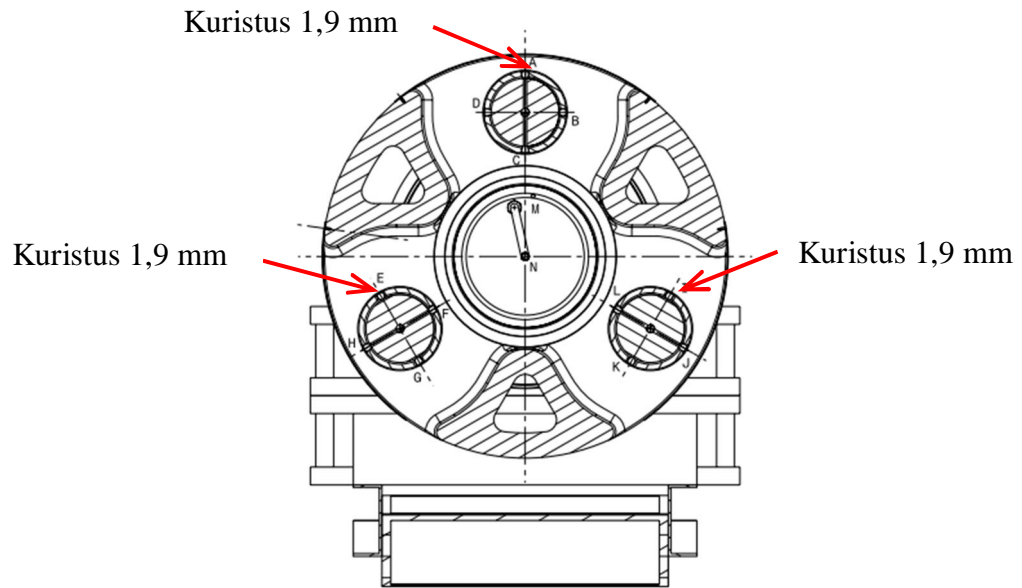
6.4.3. Nykyinen voitelurakenne akselitapin suutin kuristettuna

Kolmannessa mittauksessa voitelu-uraan johtavan kanavan päästä poistetaan kuristus, jolloin öljy pääsee virtaamaan vapaasti voitelu-uraan. Tämän mittauksen tarkoituksena on saada selville millainen paine akselitapin suuttimelle oikeasti saadaan. Tällä variaatiolla selviää myös kuinka tiivis liitos oikeasti on, kun virtausta vastustava kuristus on vasta liitoksen jälkeen akselitapilla. Jokaisen akselitapin yhdelle suuttimelle tehdään kuristus. Kuvassa 6.21 on voitelukanavaan tehty muutos sekä voitelu-uran syvyys.



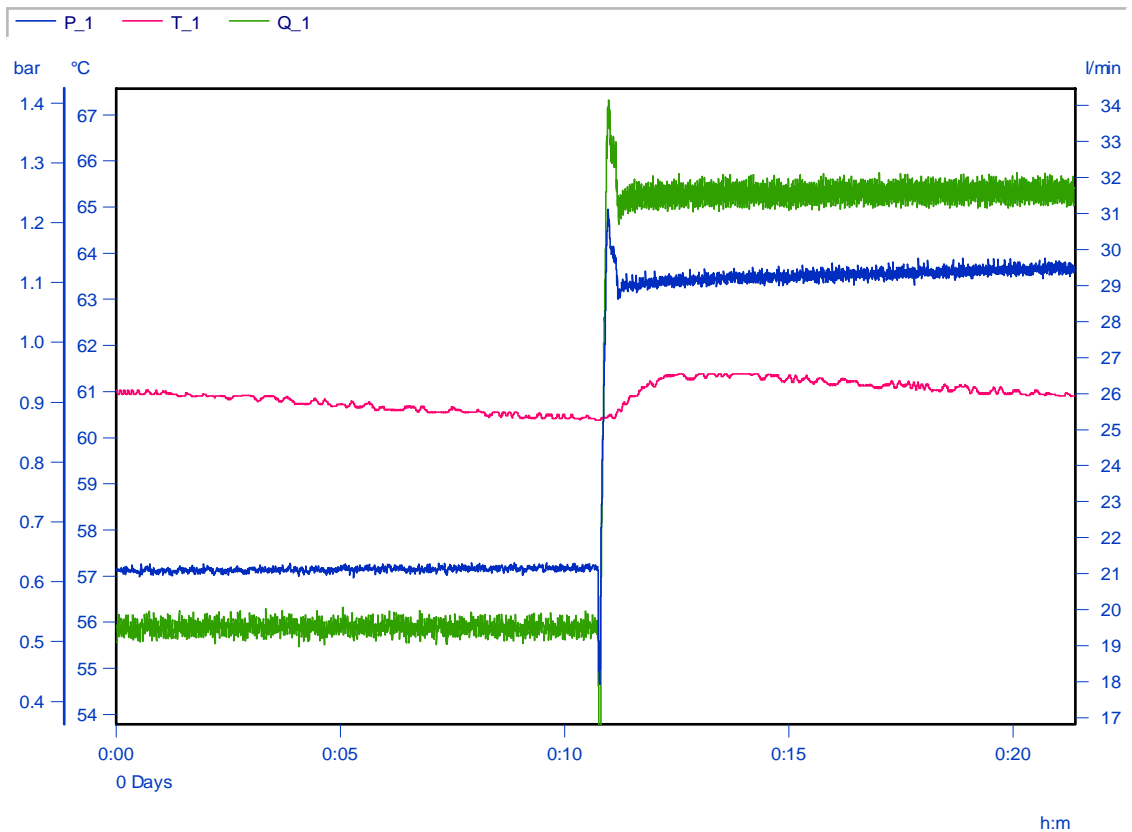
Kuva 6.21. Kolmannessa mittauksessa laipan kuristus on poistettu ja voitelu-uran syvyys on 6mm.

Poistamalla kuristus laipan voitelukanavasta, nähdään miten virtaushäviöt muuttuvat, kun öljy virtaa vapaasti voitelu-uraan. Samalla myös tutkitaan syntyykö akselitapeille painetta, kun akselitapin suutin kuristetaan. Kuristuksia tulee siis kolme kappaletta, joiden halkaisijoista laskettu yhteispinta-ala vastaa laipassa ollutta kuristuksen pinta-alaa. Yhden kuristuksen halkaisijaksi tulee näin ollen noin 1,9 millimetriä. Kuvassa 6.22 on kuristuksien paikat akselitapeilla. Loput suuttimet akselitapeilla on tulpattu, jotta öljy joutuu virtaamaan kuristuksien läpi. Paineen P_4 arvo mitataan ennen akselitapin 1 kuristusta.



Kuva 6.22. Kuristuksien paikat akselitapeilla.

Kuristuksen paikan muutoksen huomaa myös lähtöpaineessa P_1 . Kuvasta 6.23 voidaan hyvin havaita lähtöpaineen olevan pienempi samalla tilavuusvirralla kuin aikaisemmin.

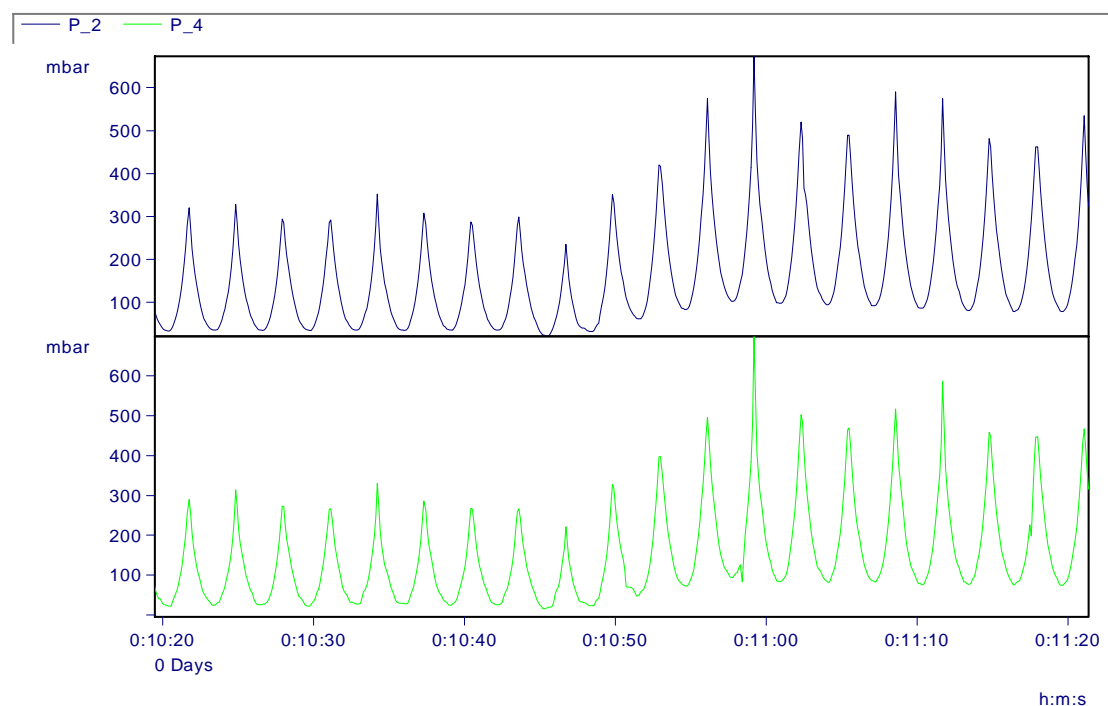


Kuva 6.23. Signaalit P_1 , T_1 ja Q_1 käyttölämpötilamittauksen aikana nykyisellä voitelurakenteella voitelu-uran syvyyden ollessa 6 mm. Kuristus on akselitapeilla.

Mittauksen aikana lämpötila ei saavuttanut asetettua 65 asteen lämpötilaa missään vaiheessa, mutta kuten liitteestä 2 voidaan päätellä, ei viisi astetta näissä lämpötiloissa muuta kinemaattisen viskositeetin arvoa. Koska kinemaattinen viskositeetti ei muutu juurikaan, voidaan olettaa myös tilavuusvirtojen pysyvän samana.

Kuristuksen paikan muutos pienentää liitoksessa tapahtuvaa painehäviötä. Laipasta poistettu kuristus pienentää huomattavasti tarvittavaa lähtöpainetta ja samalla akselitapeilla olevat kuristukset lisäävät liitoksen jälkeistä painetta. Yhteistuloksena painehäviö putoaa esimerkiksi pienemmällä virtauksella 74 prosenttiin, joka on paljon vähemmän kuin edellisissä mittauksissa. Vaikka tulokset ovat painehäviön osalta paremmat, ei painehäviö silti ole riittävän alhainen. Koska liitoksen rakenne on edelleen samantyyppinen, ei liitos itsessään pidä sen paremmin painetta kuin ennenkin.

Paineen P_2 arvo on nyt hieman suurempi, koska akselitapeilla oleva kuristus nostaa painetasoa liitoksessa. Kuvassa 6.24 on paineiden P_2 ja P_4 signaalit. Kuva 6.24 on kuvan 6.23 kohdasta 0:11, jossa virtausta Q_1 on nostettu. Paine P_2 on hieman suurempi kuin aikaisemmissa mittauksissa.



Kuva 6.24. Signaalit P_2 ja P_4 käyttölämpötilassa 65 °C nykyisellä voitelurakenteella voitelu-uran syvyyden ollessa 6 mm. Kuristus on akselitapeilla.

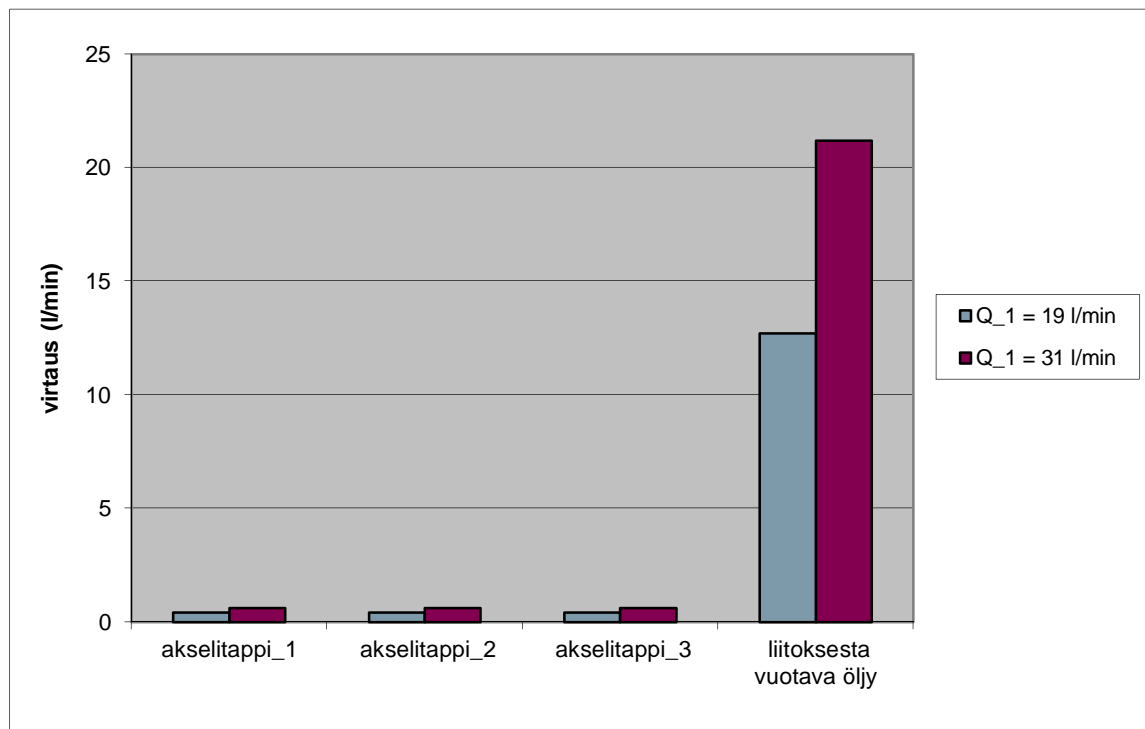
Kuvan 6.24 paineissa ei juuri ole eroa. Marginaalinen ero voidaan olettaa johtuvan voitelukanavan painehäviöstä akselitapissa. Kuvan 6.24 signaali P_2 on paljon tasaisempi kuin edellisessä mittauksessa, jossa voitelu-uran syvyys oli 10 mm ja laipan voitelukanavassa oli kuristus. Myös painetaso on hieman korkeampi johtuen kuristuksen paikasta. On myös huomattavaa, että liitoksen jälkeinen painetaso käy lähellä nollaa, mutta pysyy kuitenkin nollan yläpuolella. Liitoksessa tapahtuva

painehäviö muuttuu myös kuristuksen paikan muututtua. Taulukkoon 6.7 on koottu eri virtauksilla tapahtuvat painehäviöt.

Taulukko 6.7. Painehäviö liitoksen yli nykyisellä voitelurakenteella voitelu-uran syvyyden ollessa 6 mm. Kuristus on akselitapeilla.

	Q_1 = 19 l/min	Q_1 = 31 l/min	
P_3	0,5	1	bar
P_2	0,13	0,19	bar
ΔP	0,37	0,81	bar
ΔP %	74,0	81,0	%

Kun öljyn virtausta akselitapeilla vastustetaan, pääsee öljy paljon helpommin vuotamaan laipan ja kantajan välistä. Tämän takia pumpun on helpompi pumpata öljyä järjestelmään ja sen ei tarvitse luoda niin suurta painetta. Kuvassa 6.25 nähdään kuristuksen muutoksen vaikutus liitoksen jälkeisiin virtauksiin.



Kuva 6.25. Akselitapeilta sekä laakerilta tulevat virtaukset käyttölämpötilassa 65 °C nykyisellä voitelurakenteella voitelu-uran syvyyden ollessa 6 mm. Kuristus on akselitapeilla.

Kuristus akselitappien suuttimilla aiheuttaa suuremmat ohivirtaukset liitoksessa, kuten kuvasta 6.25 voidaan päätellä. Liitoksesta vuotava öljy käsittää laakerin kautta vuotavan öljyn Q_{laakeri} sekä laskennallisen arvon, joka on käsin mitatut arvot vähennettynä järjestelmään pumpatusta öljymäärästä. Eri virtausnopeuksilla vuotavan öljyn määrä kasvaa, mutta akselitappien kautta ei mene enempää öljyä. Ilman laipassa olevaa kuristusta yli puolet sisään pumpatusta öljystä vuotaa pois. Myös se öljymäärä,

joka ei kulje liitoksen kautta pienenee huomattavasti. Tällöin esimerkiksi aurinkoakselin rynnölle ja kytkinhampaalle menee huomattavasti vähemmän öljyä. Taulukossa 6.8 on laskettu tällä variaatiolla tapahtuva virtaushäviö liitoksen jälkeen.

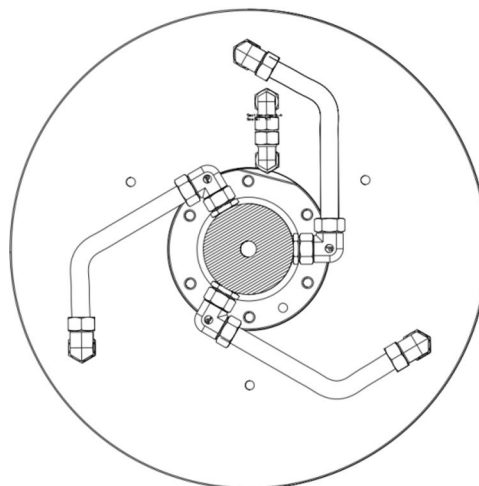
Taulukko 6.8. Virtaushäviöt liitoksen jälkeen nykyisellä voitelurakenteella voitelu-uran syvyyden ollessa 6 mm. Kuristus on akselitapeilla.

	Q_1 = 19 l/min	Q_1 = 31 l/min	
Vuotavan öljyn määrä	12,7	21,2	l/min
akselitappi 1	0,4	0,6	l/min
akselitappi 2	0,4	0,6	l/min
akselitappi 3	0,4	0,6	l/min
Q_häviö %	91,4	92,2	%

Virtaushäviöt ovat erittäin suuret kyseisellä variaatiolla. Kuristus toimii erittäin tehokkaasti ja osaltaan pakottaa öljyn virtaamaan liitoksen kautta. Vain murto-osa liitokseen tulevasta öljystä kulkee kuristuksen läpi. Vaikka painehäviö laskee prosentuaalisesti paljon, niin vastaavasti virtaushäviö nousee voimakkaasti.

6.4.4. Nykyinen voitelurakenne kolmella sisäänmenoputkella

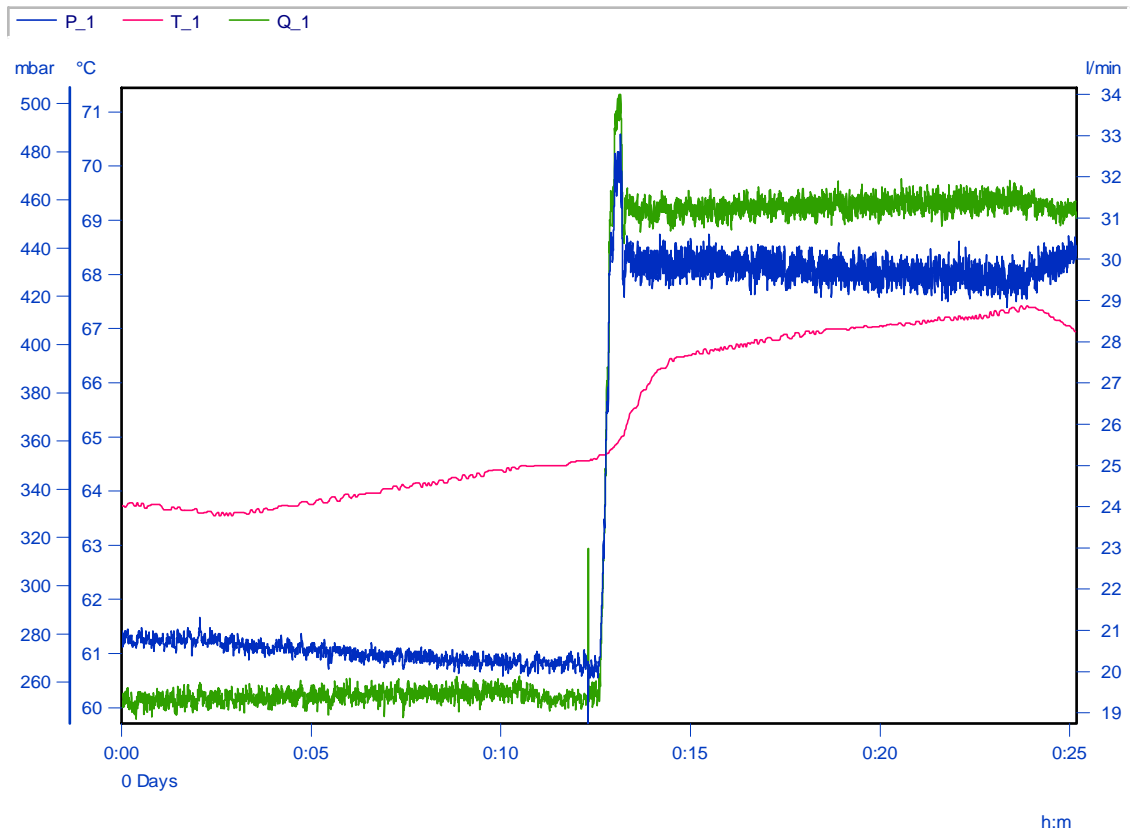
Tässä mittauksessa tutkitaan miten voitelu-uraan johtavien voitelukanavien määrä vaikuttaa liitoksen jälkeisiin tuloksiin. Tilanne tässä variaatiossa on sama kuin edellisessä eli kuristus on akselitappien suuttimilla. Pyörivään laippaan on lisätty kaksi putkea. Putket on sijoitettu ympyräkehälle symmetrisesti ja tarkoitus on tuoda öljy voitelu-uraan kolmesta eri pisteestä. Kuvasta 6.26 nähdään putkien sijainti laippaan nähden.



Kuva 6.26. Öljy johdetaan voitelu-uraan kolmella symmetrisesti ympyräkehällä olevalla putkella.

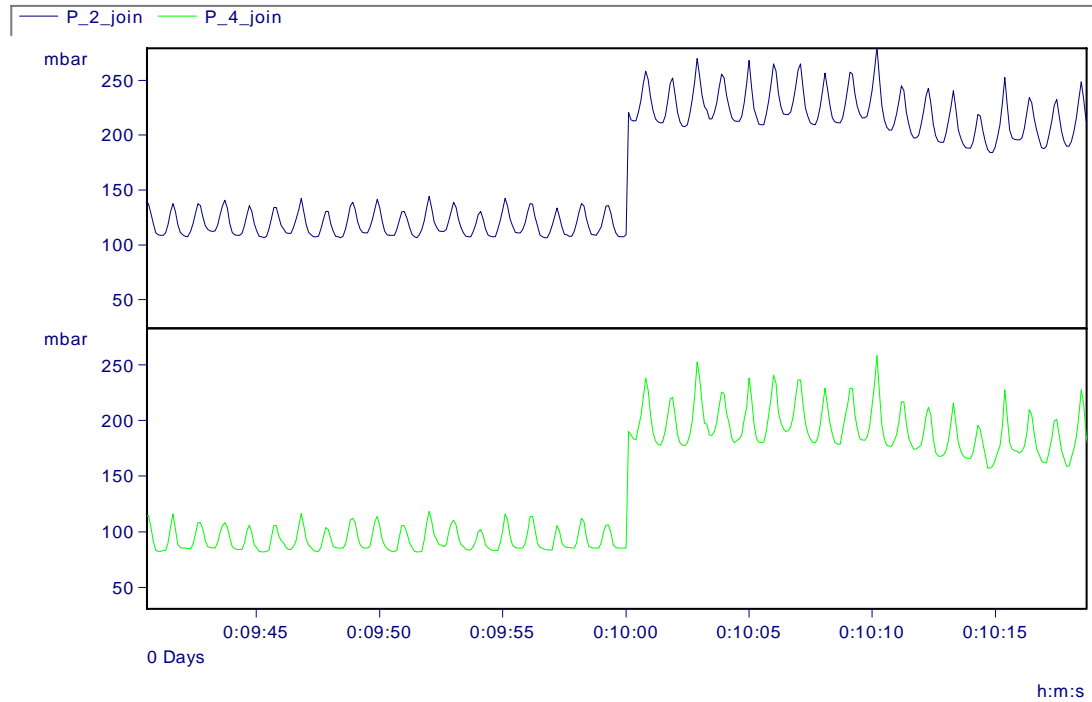
Voitelu-uraan menevien voitelukanavien määrä on nyt sama kuin akselitappien määrä, joten käytännössä jokaiselle akselitapille menee samanaikaisesti öljyä, kun

laipan voitelukanavat osuvat vastakkain akselitappien vastaavien voitelukanavien kanssa. Kuvasta 6.27 nähdään hyvin pienentynyt lähtöpaine P_1 , tilavuusvirta Q_1 ja lämpötila T_1 .



Kuva 6.27. Signaalit P_1 , T_1 ja Q_1 käyttölämpötilamittauksen aikana nykyisellä voitelurakenteella voitelu-uran syvyyden ollessa 6 mm. Öljy tuodaan voitelu-uraan kolmesta pisteestä ja kuristus on akselitapeilla.

Lämpötila on pysynyt mittauksen aikana tasaisena, mutta virtauksen noston yhteydessä lämpötila on hieman noussut. Melko nopean nousun jälkeen lämpötila on tasoittunut. Tästä mittauksesta lähtien näytteenottoaajuutta on pienennetty yhdestä sekunnista 0,1 sekuntiin. Tämä tarkoittaa, että näytteitä saadaan signaaliin samalla aikavälillä useampi. Paine P_2 on paljon tasaisempi kuin aikaisemmissa mittauksissa, kuten kuvasta 6.28 havaitaan. Kuva 6.28 on kuvan 6.27 kohdasta jossa virtausta Q_1 on nostettu.



Kuva 6.28. Signaalit P_2 ja P_4 käyttölämpötilassa $65\text{ }^\circ\text{C}$ nykyisellä voitelurakenteella voitelu-uran syvyyden ollessa 6 mm . Kuristus on akselitapeilla ja öljy johdetaan voitelu-uraan kolmesta voitelukanavasta.

Kuvaa 6.28 on muokattu siten, että hyppäys kohdassa 0:10:00 on luotu erikseen. Alun perin paine P_3 on mitattu ennen tilavuusvirran nostoa, jolloin kohdassa 0:10:00 on tasainen signaali. Tasainen signaali johtuu laipan pysäytyksestä, koska anturi P_3 on kiinni yhdessä laipan putkessa ja sillä pystyy mittaamaan vain, kun laippa ei pyöri. Kuvasta tämä tasainen signaaliosuus on poistettu.

Paineet P_2 ja P_4 ovat hieman erisuuruiset. Tämän perusteella voi päätellä painehäviön kasvaneen akselitapin päästä akselitapin suuttimelle. Kasvu on kuitenkin todella pieni, joten eron voi olettaa johtuvan mittausvirheestä. Sisääntulevien öljykanavien määrän lisäys tasoittaa painetta liitoksen jälkeen. Paineen P_2 tasoittuminen tasoittaa myös tilavuusvirtaa, jolloin akselitapeille menevä virtaus on tasaisempi. Paineessa P_2 on havaittavissa syklimäinen jakso, mutta syklit ovat melko pieniä. Painehäviön suuruus liitoksen jälkeen on näkyvillä taulukossa 6.9.

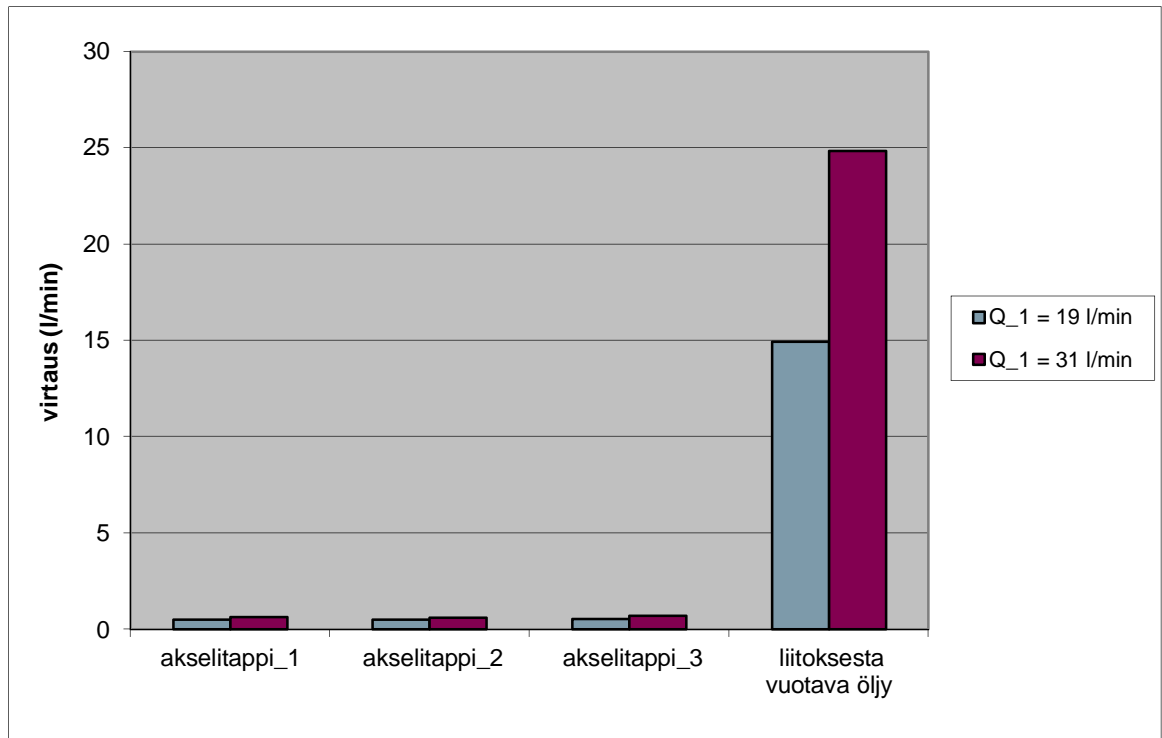
Taulukko 6.9. Painehäviö liitoksessa syötettäessä öljyä voitelu-uraan (syvyys 6 mm) kolmesta pisteestä kuristuksen ollessa akselitapeilla.

	$Q_1 = 19\text{ l/min}$	$Q_1 = 31\text{ l/min}$	
P_3	0,15	0,28	bar
P_2	0,13	0,2	bar
ΔP	0,02	0,08	bar
$\Delta P\ \%$	13,3	28,6	%

Painehäviö liitoksessa on pienentynyt huomattavasti, mutta liitoksen jälkeinen paine P_2 on silti erittäin pieni. Prosentuaalinen painehäviö on pienentynyt paljon, mutta

lähtöpaine P_1 on myös pudonnut huomattavasti. Pienempi lähtöpaine selittyy monella syöttöpisteellä sekä pienellä kinemaattisella viskositeetilla, jolloin öljy pääsee vapaammin virtaamaan liitokseen.

Kuristus akselitapeilla vastustaa virtausta ja synnyttää näin ollen pienen paineen liitoksen jälkeen. Vaikka painehäviö on prosentuaalisesti pienentynyt, niin vastaavasti virtaushäviöiden osalta tilanne on päinvastainen. Kuvasta 6.29 nähdään ohi virtaavan öljymäärän kasvaneen runsaasti.



Kuva 6.29. Akselitapeilta sekä laakerilta tulevat virtaukset käyttölämpötilassa $65 \text{ }^\circ\text{C}$ nykyisellä voitelurakenteella voitelu-uran syvyyden ollessa 6 mm. Öljy tuodaan voitelu-uraan kolmesta pisteestä ja kuristus on akselitapeilla.

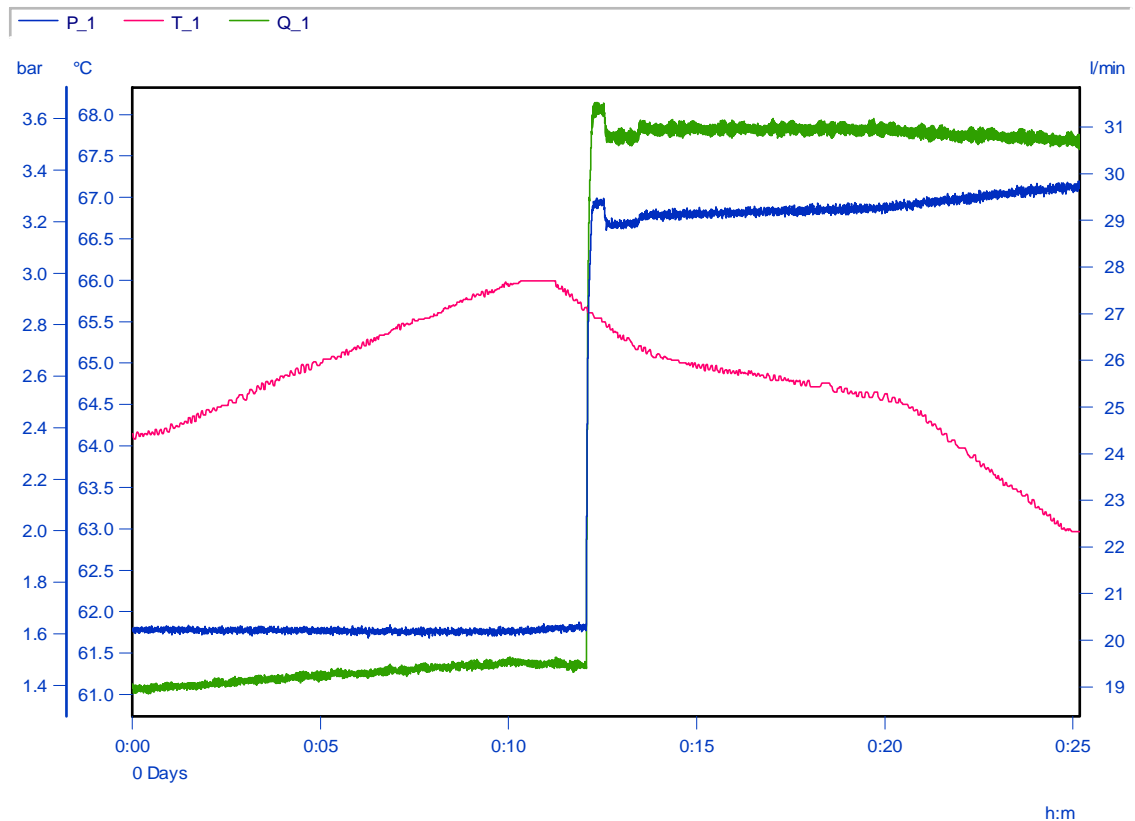
Kuva 6.29 paljastaa liitoksen vuotavan erittäin paljon, kun laipan voitelukanavassa ei ole kuristusta ja öljy tuodaan kolmesta pisteestä voitelu-uraan. Esimerkiksi 31 litran sisääntulovirtauksella 25 litraa öljyä minuutissa vuotaa liitoksesta pois. Tällöin akselitapeille ja muille voitelukohteille jää vain 6 litraa öljyä käytettäväksi, joka on erittäin vähän. Kuvasta 6.29 havaitaan akselitapeille menevän erittäin vähän voiteluainetta. Virtaushäviöt liitoksessa ovat erittäin suuria, jonka voi havaita taulukosta 6.10.

Taulukko 6.10. Virtaushäviöt liitoksessa syötettäessä öljyä voitelu-uraan (6 mm) kolmesta pisteestä kuristuksen ollessa akselitapeilla.

	Q ₁ = 19 l/min	Q ₁ = 31 l/min	
Vuotavan öljyn määrä	14,95	24,85	l/min
akselitappi 1	0,5	0,65	l/min
akselitappi 2	0,5	0,6	l/min
akselitappi 3	0,55	0,7	l/min
Q _{häviö} %	90,6	92,7	%

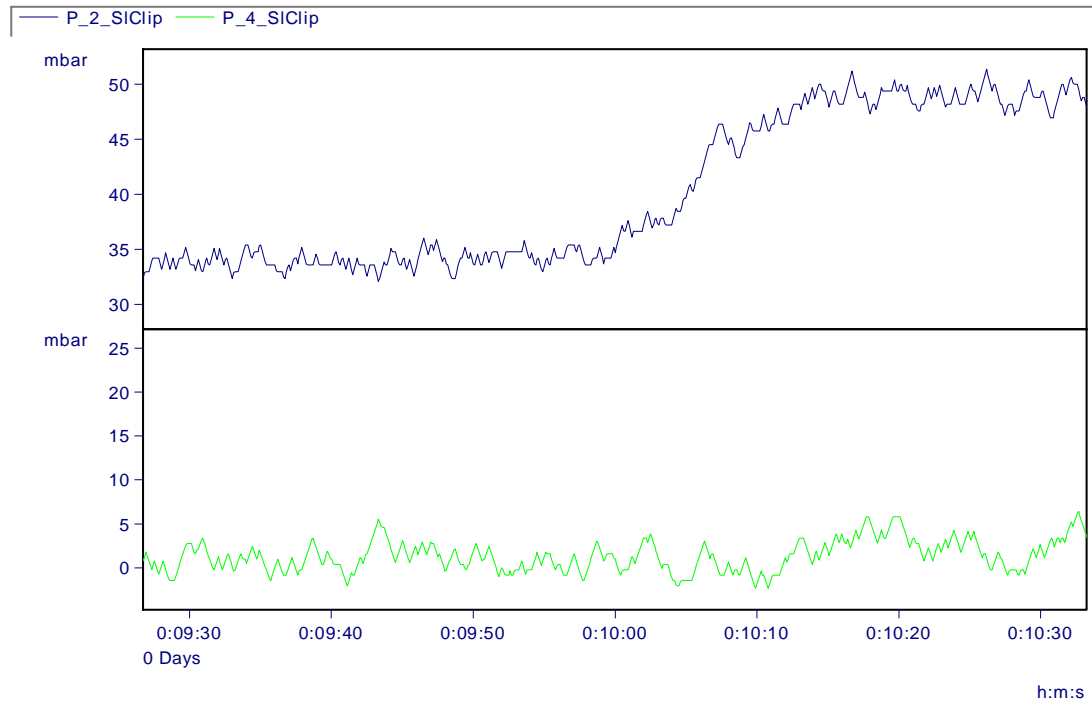
6.4.5. Nykyinen voitelurakenne sisäänmenoputkien kuristuksella

Tässä variaatiossa voitelurakenne on täysin sama kuin edellisessä, mutta tällä kertaa laipan voitelukanavat on kuristettu ja akselitappien suuttimilta on poistettu kuristukset. Nykyisessä voitelurakenteessa, jossa öljy johdetaan voitelu-uraan yhdestä voitelukanavasta, on 3,2 mm kuristus. Tässä variaatiossa on kolme voitelukanavaa, joista öljy johdetaan voitelu-uraan, jolloin jokaiseen voitelukanavaan asennetaan 1,9 mm kuristus. Tämä on käytännössä sama kuristus kuin mitä akselitappien suuttimilla. Kolme 1,9 mm:n kuristusta vastaa pinta-alaltaan yhtä 3,2 mm:n kuristusta. Kuvassa 6.30 on lähtöpaine P_1 , tilavuusvirta Q_1 ja lämpötila T_1 .



Kuva 6.30. Signaalit P_1 , T_1 ja Q_1 käyttölämpötilamittauksen aikana nykyisellä voitelurakenteella voitelu-uran syvyyden ollessa 6 mm. Öljy tuodaan voitelu-uraan kolmesta pisteestä ja kuristus on ennen voitelu-uraa.

Lämpötila vaihtelee mittauksen aikana useita asteita, mutta tilavuusvirtaan Q_1 ja paineeseen P_1 sillä ei ole juuri vaikutusta, kuten kuvasta 6.30 voidaan havaita. Kuvan 6.31 signaali on alipäästösuodatettu, jolloin siitä on suodattanut suurimmat häiriöt pois. Muuten kuvaa on muokattu samalla tavalla kuin kuvaa 6.28.



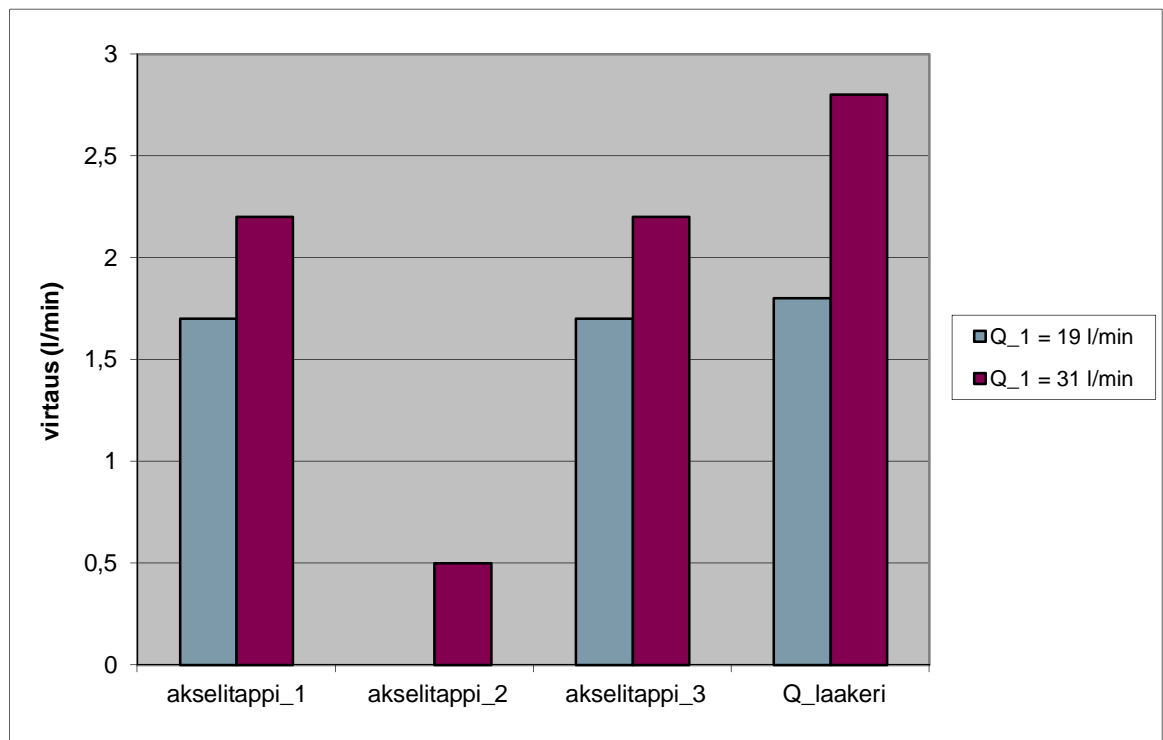
Kuva 6.31. Signaalit P_2 ja P_4 käyttölämpötilassa $65\text{ }^{\circ}\text{C}$ nykyisellä voitelurakenteella voitelu-uran syvyyden ollessa 6 mm . Kuristus on ennen voitelu-uraa.

Liitoksen jälkeinen paine P_2 on mitätön verrattuna lähtöpaineeseen P_1 . Kuristuksen muuttaminen laipan voitelukanavaan, eli ennen voitelu-uraa, muuttaa painearvoja sekä ennen että jälkeen liitoksen. Edellisissä mittauksissa paineet P_2 ja P_4 olivat hyvin samankaltaiset. Nyt paineiden signaalit eroavat niin suuruudessa kuin muodossa. On huomattavaa, että virtauksen lisääminen kohdassa 0:10:00 – 0:10:10 ei vaikuta signaaliin P_4 mitenkään, vaan paine pysyy nollassa koko ajan. Voidaan olettaa, että voitelukanava aiheuttaa sen verran painehäviötä, ettei virtauksen lisäys aiheuta painehäviötä suurempaa painetta voitelukanavaan. Paineiden epämääräisyys johtuu öljyn vapaasta virtaamisesta liitoksen jälkeen. Antureiden kohdalla ei ole mitään, mikä aiheuttaisi painetta, joten vapaasti virtaava öljy antaa antureille heikkoja ja satunnaisia sykäyksiä. Painehäviö liitoksessa on merkittävä, kuten taulukosta 6.11 nähdään.

Taulukko 6.11. Painehäviö liitoksessa syötettäessä öljyä voitelu-uraan kolmesta pisteestä kuristuksen ollessa ennen voitelu-uraa.

	Q_1 = 19 l/min	Q_1 = 31 l/min	
P_3	1,53	3,21	bar
P_2	0,01	0,03	bar
ΔP	1,52	3,18	bar
ΔP %	99,3	99,1	%

Liitoksen jälkeinen paine P_2 on niin pieni verrattuna lähtöpaineeseen P_1 , että painehäviö liitoksessa kasvaa erittäin suureksi. Kuristuksen vuoksi lähtöpaine on huomattavasti suurempi kuin jos kuristus olisi akselitapeilla. Tämän vuoksi painehäviö on lähes 100 %. Vaikka öljyä syötetään liitokseen tasaisemmin eli kolmesta eri pisteestä, ei sillä ole vaikutusta paineen suuruuteen. Seuraavassa kuvassa 6.31 nähdään sisään menevän öljyn lämpötilan, paineen ja virtauksen vaihtelut mittauksen aikana. Kuvassa 6.32 ovat akselitapeille menevät ja laakerin kautta vuotavat öljymäärät.



Kuva 6.32. Akselitapeilta sekä laakerilta tulevat virtaukset käyttölämpötilassa 65 °C nykyisellä voitelurakenteella voitelu-uran syvyyden ollessa 6 mm. Öljy tuodaan voitelu-uraan kolmesta pisteestä ja kuristus on ennen voitelu-uraa.

Kuristuksen muuttaminen takaisin laippaan ennen voitelu-uraa takaa akselitapeille paremman virtauksen. Kuitenkin akselitapille 2 ei jostain syystä mene juurikaan voiteluainetta. Virtauksella 19 l/min akselitapille 2 ei mene ollenkaan öljyä. Suuremmalla virtauksella akselitapille 2 menee hieman enemmän voiteluainetta. Muille akselitapeille menee lähes sama määrä voiteluainetta kuin mitä laakerin kautta vuotaa. Lukuun ottamatta toista akselitappia, laakerille ja muille akselitapeille menee

voiteluainetta noin 1,5 l/min – 3 l/min. Liitoksessa tapahtuvat virtaushäviöt näkyvät taulukosta 6.12.

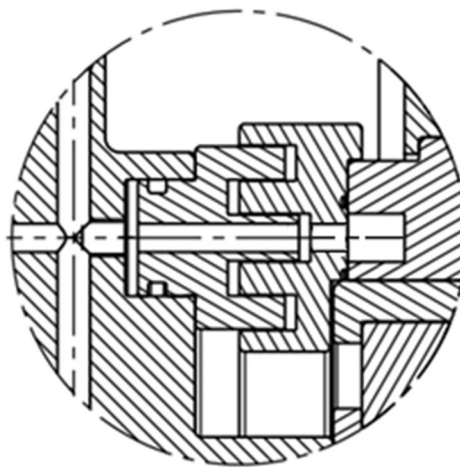
Taulukko 6.12. Virtaushäviö liitoksessa syötettäessä öljyä voitelu-uraan (6 mm) kolmesta pisteestä kuristuksen ollessa ennen voitelu-uraa.

	Q ₁ = 19 l/min	Q ₁ = 31 l/min	
Vuotavan öljyn määrä	1,8	2,8	l/min
akselitappi 1	1,7	2,2	l/min
akselitappi 2	0	0,5	l/min
akselitappi 3	1,7	2,2	l/min
Q _{häviö} %	34,6	36,4	%

Virtaushäviö on kolmanneksen liitoksesta menevästä virtausmäärästä. Ainoa asia johon putkien lisääminen vaikuttaa, on virtauksen tasaisuus akselitapeilla. yhden laipan kierroksen aikana akselitappi saa öljyä kolme kertaa. Laipan pyörimisnopeus lisää kertojen lukumäärää tietyllä aikavälillä. Nopeuden kasvu tarkoittaa myös sitä, että voitelukanavien reiät ovat vastakkain lyhyemmän aikaa jolloin voiteluainetta ei ehdi mennä akselitapille juuri enempää kuin mitä sitä menisi pienemmällä laipan pyörimisnopeudella. Voitelukanavien määrä se sijaan lisää samalla aikavälillä kertojen lukumäärää samalla laipan pyörimisnopeudella. Tällä tavoin voiteluainetta menee akselitapille tasaisemmin.

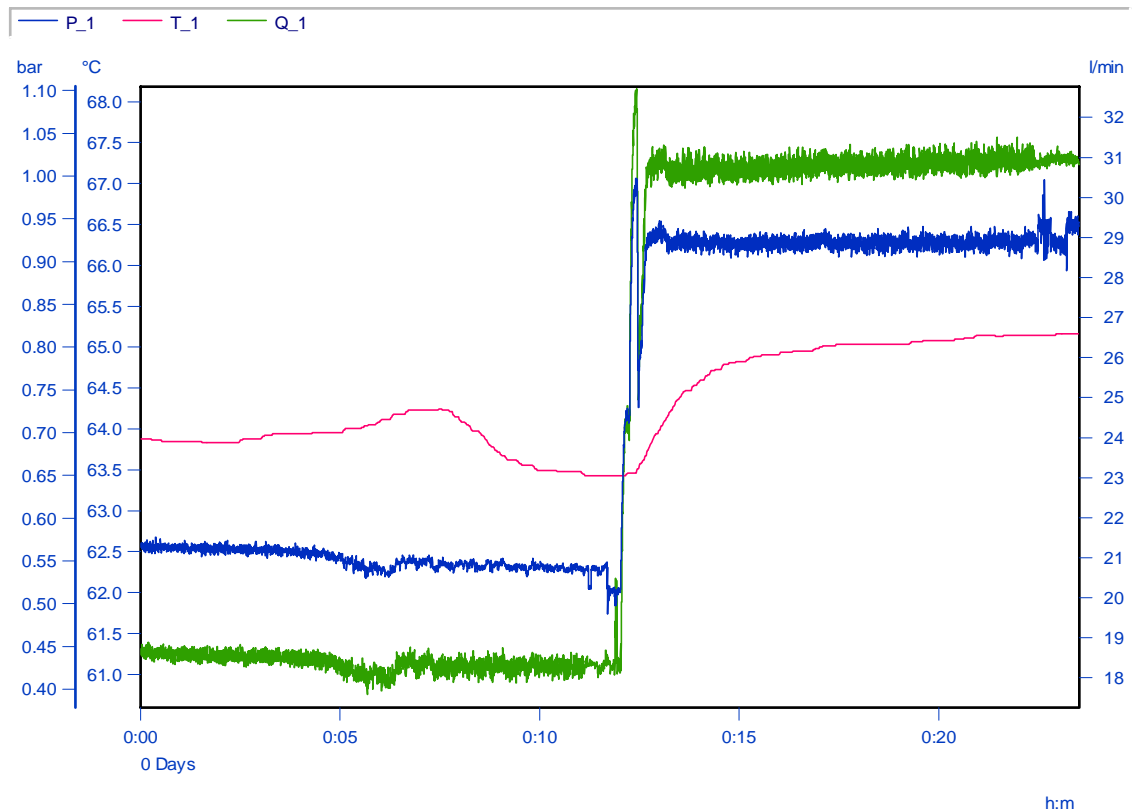
6.4.6. Sokkelorakenne

Sokkelorakenteella halutaan tutkia miten paine ja tilavuusvirrat muuttuvat, kun öljyn vuotoa hidastetaan sokkelon avulla. Käytännössä akselitapeille laitetaan kuristukset, jolloin nähdään sokkelon todellinen tiiveys, kun paine liitoksessa kasvaa. Laipan sokkelorenkaassa ei ole kuristuksia. Tällöin öljy virtaa vapaasti liitokseen ja vastus tulee vasta akselitapeilla. Kuvassa 6.33 on sokkelon voitelurakenne, jonka idea on selitetty luvussa 5.4.1.



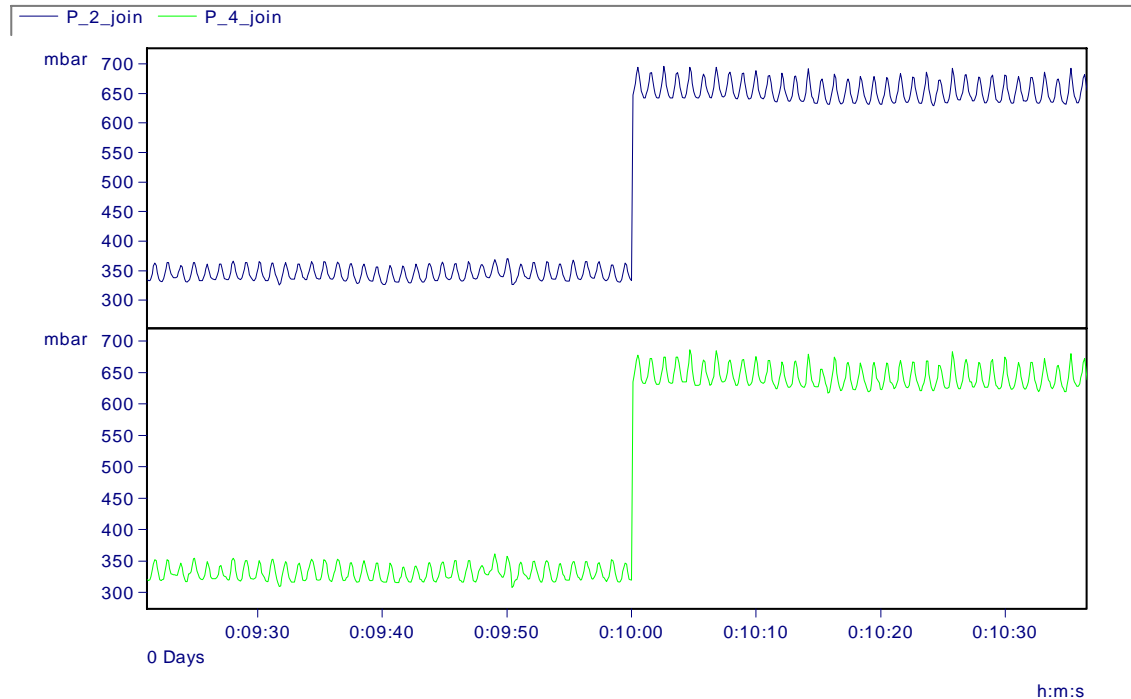
Kuva 6.33. Halkileikkauskuva sokkelorenkaiden kokoonpanosta sekä voitelu-uraan tulevasta voitelukanavasta.

Sokkelorakenteella on hieman vaikutusta järjestelmän lähtöpaineeseen P_1 . Kuvassa 6.34 ovat ennen voitelu-uraa oleva paine P_1 , lämpötila T_1 ja tilavuusvirta Q_1 .



Kuva 6.34. Signaalit P_1 , T_1 ja Q_1 käyttölämpötilamittauksen aikana sokkelorakenteella voitelu-uran syvyyden ollessa 6 mm. Öljy tuodaan voitelu-uraan kolmesta pisteestä ja kuristus on akselitapeilla.

Lähtöpaine käyttölämpötilassa ei kuristuksen sijainnin vuoksi ole suuri. Matalilla lämpötiloilla painetaso ennen liitosta on korkeampi johtuen öljyn suuresta viskositeetista, mutta öljyn lämmitessä lähtöpaine putoaa. Virtauksen ollessa noin 19 l/min, lähtöpaine on alle yhden bar käyttölämpötilassa. Paineen P_1 ja tilavuusvirran Q_1 vaihtelut mittauksen aikana eivät vaihtelee paljon, koska lämpötila T_1 pysyy melko tasaisena mittauksen aikana. Kuvassa 6.35 ovat muokatut paineet P_2 ja P_4 käyttölämpötilassa. Paineet P_2 ja P_4 ovat kuvan 6.34 kohdasta, jossa virtausta Q_1 on nostettu. Kuvaa 6.35 on muokattu samalla tavalla kuin kuvaa 6.28.



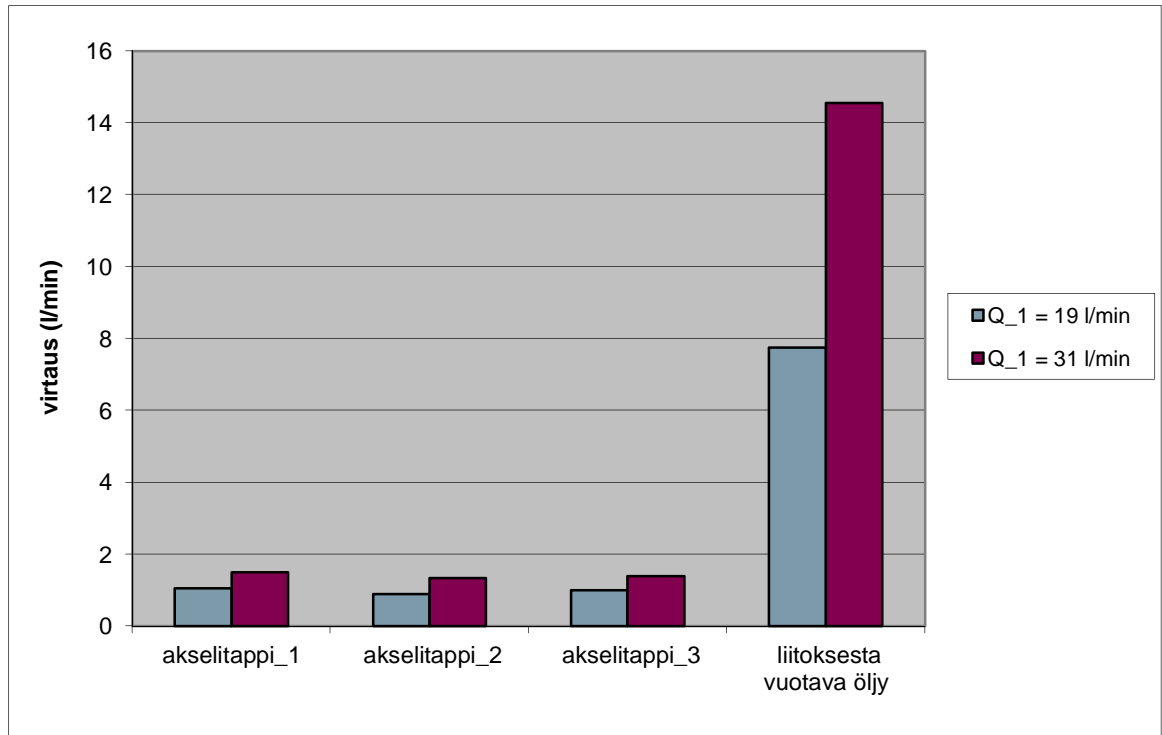
Kuva 6.35. Signaalit P_2 ja P_4 käyttölämpötilassa $65\text{ }^\circ\text{C}$ sokkelorakenteella voitelu-uran syvyyden ollessa 6 mm . Kuristus on akselitapeilla.

Sokkelon avulla paine säilyy liitoksen yli melko hyvin. Paineiden P_2 ja P_4 signaalit ovat samanlaiset. Paineiden samankaltaisuus kertoo paineanturin P_2 ja P_4 välisen painehäviön olevan pieni ja että virtaus liitoksen jälkeen on tasainen. Akselitapeilla oleva kuristus synnyttää liitokseen suuremman paineen kuin ennen voitelu-uraa oleva kuristus. Suurempi paine antaa paremman kuvan liitoksen tiiveydestä. Taulukossa 6.13 ovat painehäviöt eri virtauksilla.

Taulukko 6.13. Painehäviö sokkelorakenteella liitoksessa syötettäessä öljyä voitelu-uraan kolmesta pisteestä. Kuristus on akselitapeilla.

	$Q_1 = 19\text{ l/min}$	$Q_1 = 31\text{ l/min}$	
P_3	0,47	0,83	bar
P_2	0,34	0,65	bar
ΔP	0,13	0,18	bar
$\Delta P\%$	27,7	21,7	%

Liitoksessa tapahtuva painehäviö on alle kolmanneksen prosentuaalisesti katsottaessa. Sokkelorakenne pitää hieman painetta, koska öljyllä on vaikeampi päästä pois liitoksesta. Painehäviön prosentuaalinen osuus pienenee virtausta nostettaessa, vaikka painehäviö kasvaa. Vaikka liitoksen yli paine säilyy melko hyvin, ei virtaus akselitapeilla ole suurta. Suuri osa virtauksesta vuotaa liitoksen kautta pois. Kuvassa 6.36 ovat liitoksen jälkeen saadut virtausarvot.



Kuva 6.36. Akselitapeilta sekä laakerilta tulevat virtaukset käyttölämpötilassa 65 °C sokkelorakenteella voitelu-uran syvyyden ollessa 6 mm. Kuristus on akselitapeilla.

Akselitapeilta mitatut arvot ovat melkein samanlaisia. Erot akselitappien virtausmäärissä ovat pieniä, joten käytännössä niille menee sama määrä öljyä. Liitoksesta suoraan pois vuotava öljy on lisätty laakerin kautta tulevaan öljymäärään, jolloin saadaan liitoksen kautta vuotava öljymäärä. Tämä öljymäärä on melkein puolet järjestelmään pumpatusta öljystä. Muille voitelukohteille jää näin ollen suunnilleen sama määrä öljyä kuin mitä liitoksesta vuotaa pois. Taulukossa 6.14 ovat virtaushäviöt liitoksessa sokkelorakenteella.

Taulukko 6.14. Virtaushäviö sokkelorakenteella liitoksessa syötettäessä öljyä voitelu-uraan (6 mm) kolmesta pisteestä kuristuksen ollessa akselitapeilla.

	Q_1 = 19 l/min	Q_1 = 31 l/min	
Vuotavan öljyn määrä	7,75	14,55	l/min
akselitappi 1	1,05	1,5	l/min
akselitappi 2	0,9	1,35	l/min
akselitappi 3	1	1,4	l/min
Q_häviö %	72,4	77,4	%

Liitoksen yli tapahtuva virtaushäviö on suuri. Akselitapeille menee tasainen, mutta pieni virtaus. On kuitenkin huomattavaa, että jokaiselle akselitapille menee sama määrä voiteluainetta. Lähtövirtausta nostettaessa virtaushäviöt kasvavat.

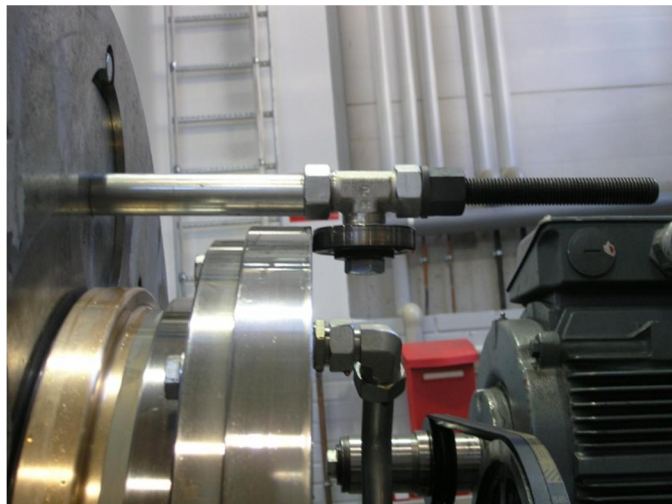
Aurinkoakselin rynnölle ja kytkinhampaalle sekä roottorin holkkiakselin puoleisen laakerin voiteluun menevissä öljymäärien suhteissa on eroja. Aiemmissa mittauksissa nykyisellä rakenteella kyseisille voitelukohteille meni suunnilleen samoja määriä öljyä. Sokkelorakenteella aurinkoakselin rynnölle ja kytkinhampaalle menee huomattavasti vähemmän öljyä.

6.4.7. Jousikuormitettu liukurengasrakenne tasopinnalla

Jousikuormitteisessa liukurengasrakenteessa pyritään vuotamattomaan voitelurakenteeseen. Liikkuva ja kiinteä liukurengas pyörivät toisiaan vasten muodostaen pitävän liitoksen. Seuraaviin mittauksiin on tehty kolme muutosta. Ensimmäinen muutos on putken muutos, joka vaikuttaa aurinkoakselille ja kytkinhampaalle sekä holkkiakselin roottorin puoleiselle laakerille meneviin virtauksiin, mutta ei oleellisesti liitokseen menevään virtaukseen. Aurinkoakselille ja kytkinhampaalle menevä putki on muutettu suuremmaksi, jolloin putki itsessään ei enää ahdistaa virtausta. Ennen muutosta holkkiakselille meni enemmän virtausta, vaikka aurinkoakselille menevässä putkessa oli suurempi kuristus. Suuremman putken ansiosta aurinkoakselille menee nyt enemmän virtausta ja kuristus on rajoittava tekijä.

Toinen muutos koskee virtausmittaria. 200 litran mittari on vaihdettu 60 litran mittariin, joka antaa tarkemman lukeman virtauksesta. Koska mittari on eri kuin ennen, niin mittatietokoneeseen on tehtävä asetukset uuden mittarin mukaan.

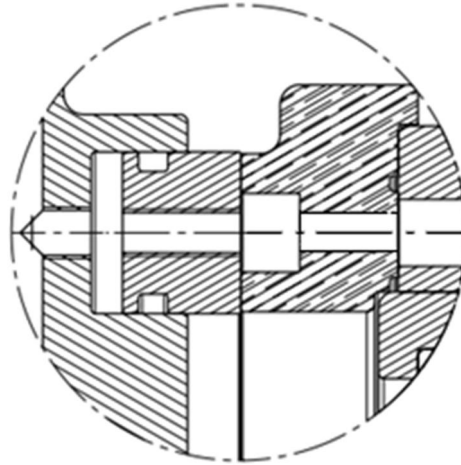
Kolmas muutos on laipan yläreunaan asennettu tukilaakeri. Tukilaakerin tarkoitus on pitää liitos kiinni, kun paine liitoksessa kasvaa. Kuvassa 6.37 on laipan yläreunassa oleva tukilaakeri.



Kuva 6.37. Laipan yläreunan tukilaakeri.

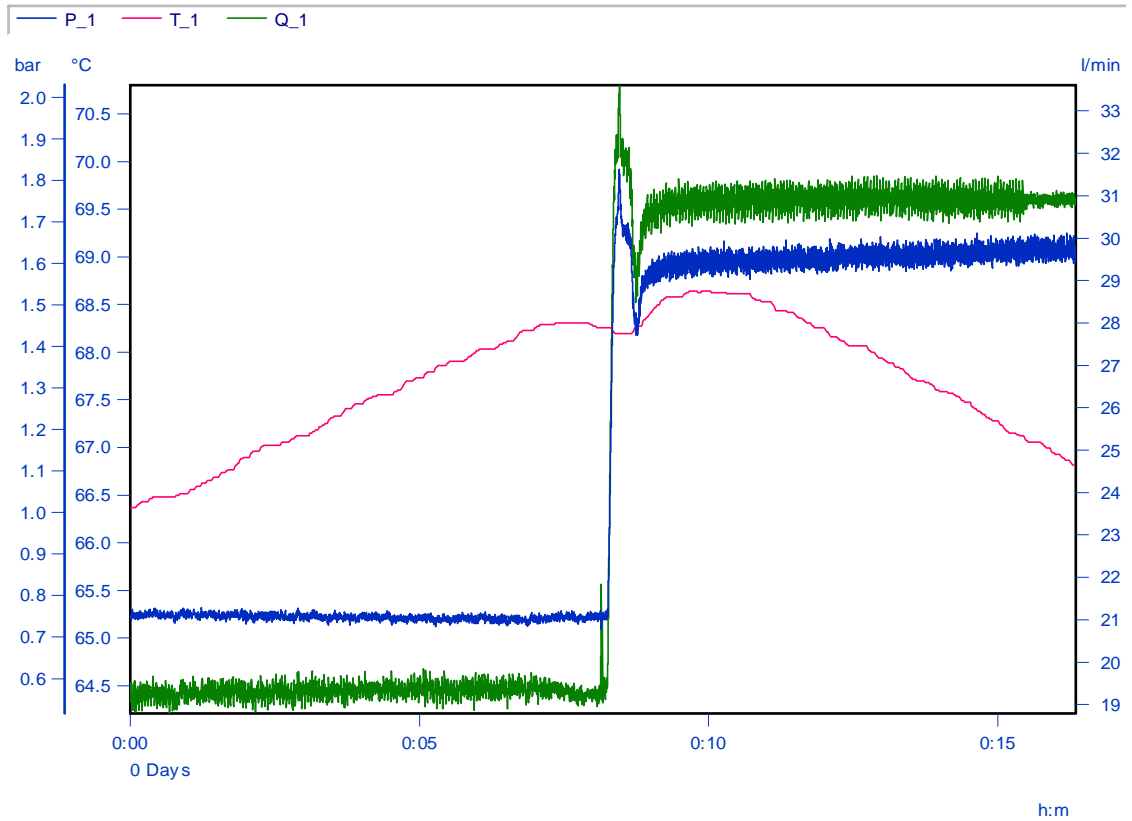
Ilman kuvan 6.37 tukilaakeria pyörivän liitoksen yläreuna aukeaa hydraulisen voiman ansiosta. Aukeaminen johtuu laipan tuennasta, jonka tukipiste sijaitsee alempana kuin laipan keskipiste. Tuennan olisi tarkoitus olla laipan keskilinjan kohdalla, jolloin hydraulinen voima kohdistuisi tasaisesti liukurenkaalle kuten oikeassa

vaihteessa. Tukilaakeri auttaa pitämään voiman liitoksessa, jolloin liukurenkaiden toimivuus voidaan tutkia. Kuvassa 6.38 on esitetty liukurengassovelluksen voitelurakenne.



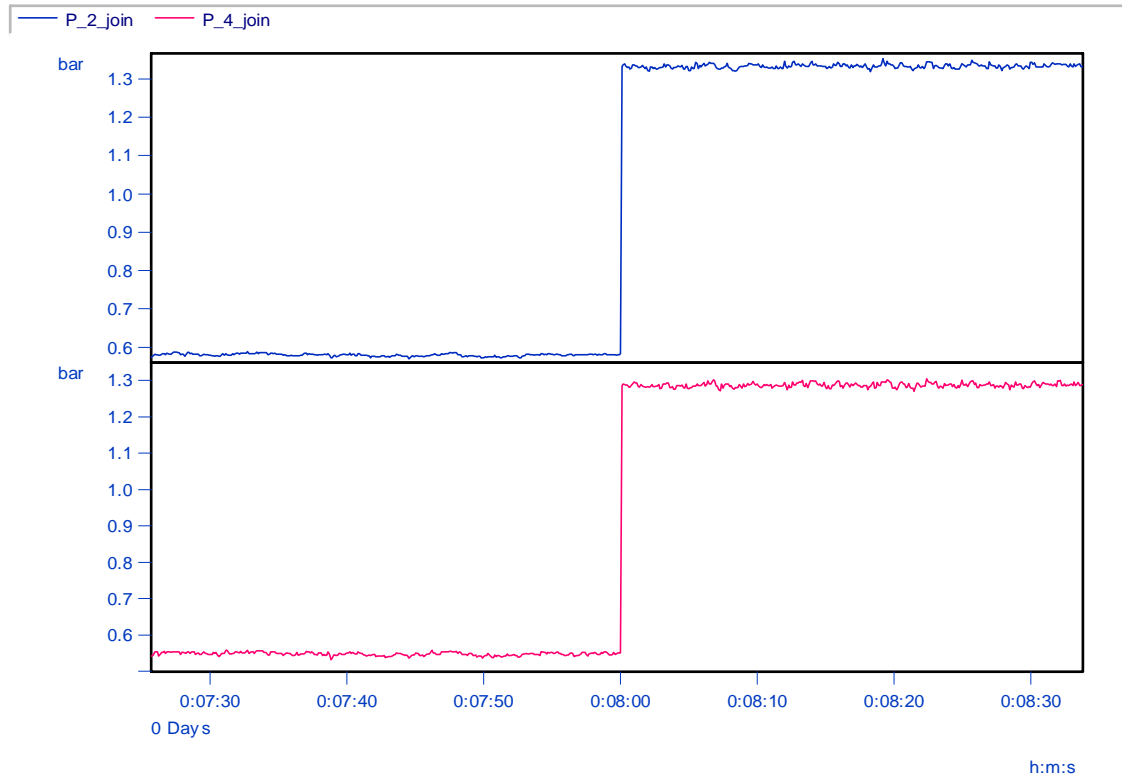
Kuva 6.38. Halkileikkauskuva tasomaisen liukurengas sovelluksen kokoonpanosta sekä voitelu-uraan tulevasta voitelukanavasta.

Kuvan 6.38 tilanteessa liikkuvan liukurenkaan taakse on sijoitettu 9 kappaletta jousia. Jousien tarkoitus on pitää liitos kiinni, kun hydraulista painetta ei ole. Syötettäessä öljyä kolmesta voitelukanavasta voitelu-uraan, painautuu liikkuva liukurengas tasaisesti kiinteää liukurengasta vasten. Liukurengasmateriaaleina ovat nitrattu teräs sekä lyijy-tina-pronssi. Liikkuva liukurengas on nitrattua terästä, jotta lämpölaajeneminen ei vaikuttaisi renkaan liikkuvuuteen. Kiinteä liukurengas on lyijy-tina-pronssia, jolloin sen lämpölaajeneminen ei vaikuta liitoksen toimintaan. Kuten sokkelorakenteen mittauksissa, akselitappien suuttimet ovat kuristettuja. Kuvassa 6.39 näkyvät signaalit P_1 , T_1 ja Q_1 käyttölämpötilassa.



Kuva 6.39. Signaalit P_1 , T_1 ja Q_1 käyttölämpötilamittauksen aikana tasomaisella liukurengasrakenteella. Öljy tuodaan kolmesta pisteestä ja kuristus on akselitapeilla.

Lähtöpaineen P_1 arvo on hieman suurempi kuin paineiden P_2 ja P_3 kuten pitääkin. Virtausmittari vaihdettiin pienempään, joka aiheuttaa noin 0,1 bar painehäviön. Mittauksen aikana lämpötila T_1 vaihteli muutaman asteen ja oli muutenkin korkeampi kuin tavoitelämpötila. Paine P_1 pysyy vaihtelevasta lämpötilasta huolimatta lähes vakiona. Kuvassa 6.40 ovat liitoksen jälkeiset paineet P_2 ja P_4 käyttölämpötilassa.



Kuva 6.40. Signaalit P_2 ja P_4 käyttölämpötilassa $65\text{ }^\circ\text{C}$ tasomaisella liukurengasrakenteella. Kuristus on akselitapeilla.

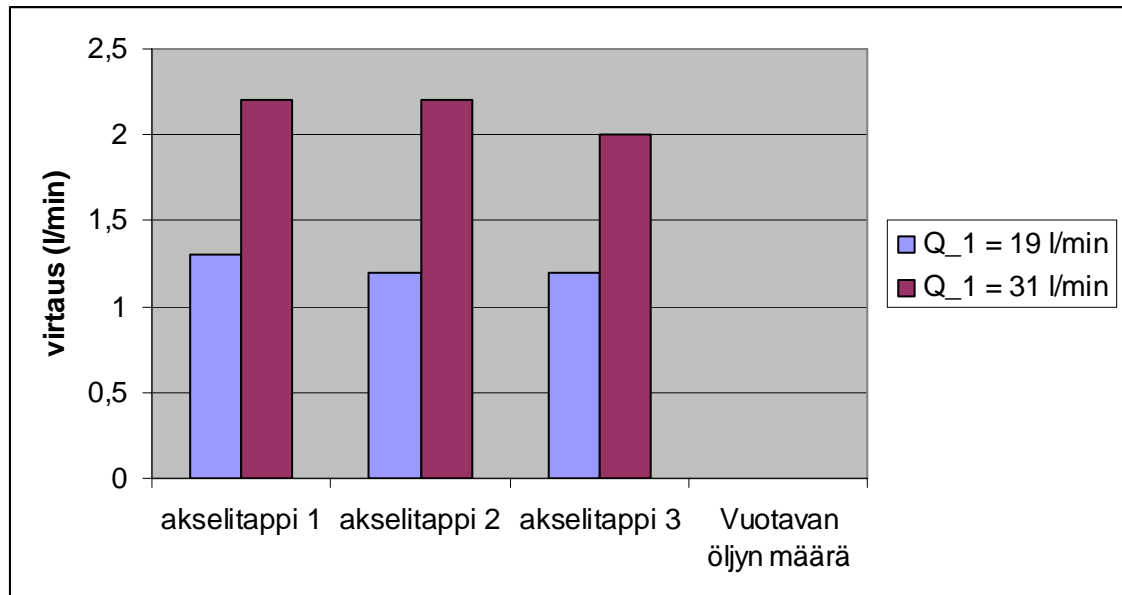
Paineet P_2 ja P_4 ovat suuruudeltaan lähes samoja. Ero syntyy, kun öljy kulkeutuu voitelukanavaa pitkin mittauspisteiden välillä. Tasainen signaali kertoo tasaisesta paineesta, jolloin laipan pyöriminen ei enää aiheuta selkeitä painepiikkejä. Suuremmalla tilavuusvirralla paine kantajan puolella nousee jo reilusti yli bar. Taulukossa 6.15 näkyvät ennen ja jälkeen laippaa olevat paineet sekä niiden avulla lasketut painehäviöt eri virtauksella.

Taulukko 6.15. Painehäviö tasomaisella liukurengasrakenteella liitoksessa ($65\text{ }^\circ\text{C}$), syötettäessä öljyä kolmesta pisteestä. Kuristus on akselitapeilla.

	$Q_1 = 19\text{ l/min}$	$Q_1 = 31\text{ l/min}$	
P_3	0,62	1,41	bar
P_2	0,58	1,34	bar
ΔP	0,04	0,07	bar
$\Delta P \%$	6,45	4,96	%

Taulukosta 6.15 huomataan paine-erojen olevan erittäin hyviä. Painehäviöt eivät pääasiassa enää synny liitoksessa, vaan ne muodostuvat voitelukanavistossa. Voitelurakenne pitää paineen liitoksen yli, jolloin painetta riittää akselitapeille asti. Virtausta nostettaessa paine kasvaa huomattavasti, kuten kuuluukin. Vaikka paine on yli kaksinkertainen suuremmalla virtauksella, ei painehäviö kasva yli kaksinkertaiseksi.

Prosentuaalisesti katsottaessa suuremmalla virtauksella saadaan pienempi painehäviö. Kuvassa 6.41 ovat mitatut virtaukset liitoksen jälkeisistä mittapisteistä.



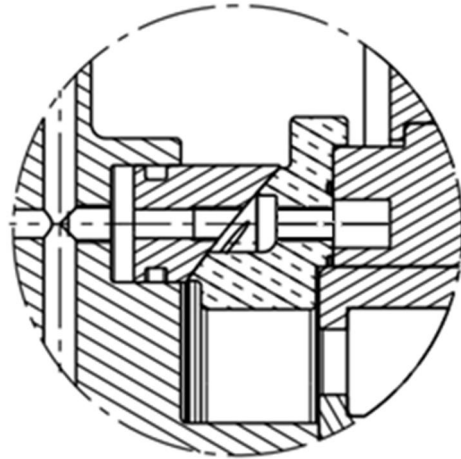
Kuva 6.41. Akselitapeilta tuleva sekä vuotavan öljyn määrä käyttölämpötilassa 65 °C tasomaisella liukurengasrakenteella. Öljy tuodaan kolmesta eri pisteestä ja kuristus on akselitapeilla.

Vuotavan öljyn määrä on käytännössä nolla. Liitoksesta vuotaa hyvin minimaalisesti öljyä, joten sitä on vaikea mitata. Voitelukohteille eli akselitapeille öljyä menee juuri sen verran kuin kuristuksen läpi voi mennä. Jokaiselle akselitapille menee suurin piirtein saman verran öljyä riippumatta sen sijainnista. Tällöin ylimmällä kohdalla oleva akselitappi saa saman verran öljyä kuin muutkin akselitapit. Oikeassa vaihteessa ei siten tule tilannetta, jolloin ylimmällä kohdalla oleva planeettapyörä ei saa riittävästi öljyä. Käytännössä akselitappien öljymäärä riippuu siitä kuinka paljon voitelukanavaa kuristetaan ja kuinka kova paine järjestelmässä on. Virtaushäviöt ovat tässä tapauksessa nolla, koska liitoksesta vuotavaa vähäistä öljymäärää ei pysty mittaamaan.

Mittauksen jälkeen kokeiltiin miten voitelurakenne toimii, kun jouset otetaan pois ja liitospinnan väliin jää pieni rako. Tarkoituksena oli testata painaako hydraulinen voima itsessään liitoksen kiinni. Testin aikana huomattiin, ettei liitos mene kiinni. Hydraulista voimaa ei synny, koska paine pääsee purkautumaan voitelukanavien rei'istä liukurenkaiden välissä olevaan rako. Reiät eivät kurista virtausta juuri ollenkaan, jolloin hydraulista voimaa ei synny liikkuvan liukurenkaan taakse ja liitos ei sulkeudu.

6.4.8. Jousikuormitettu liukurengasrakenne pallopinnalla (kaareva)

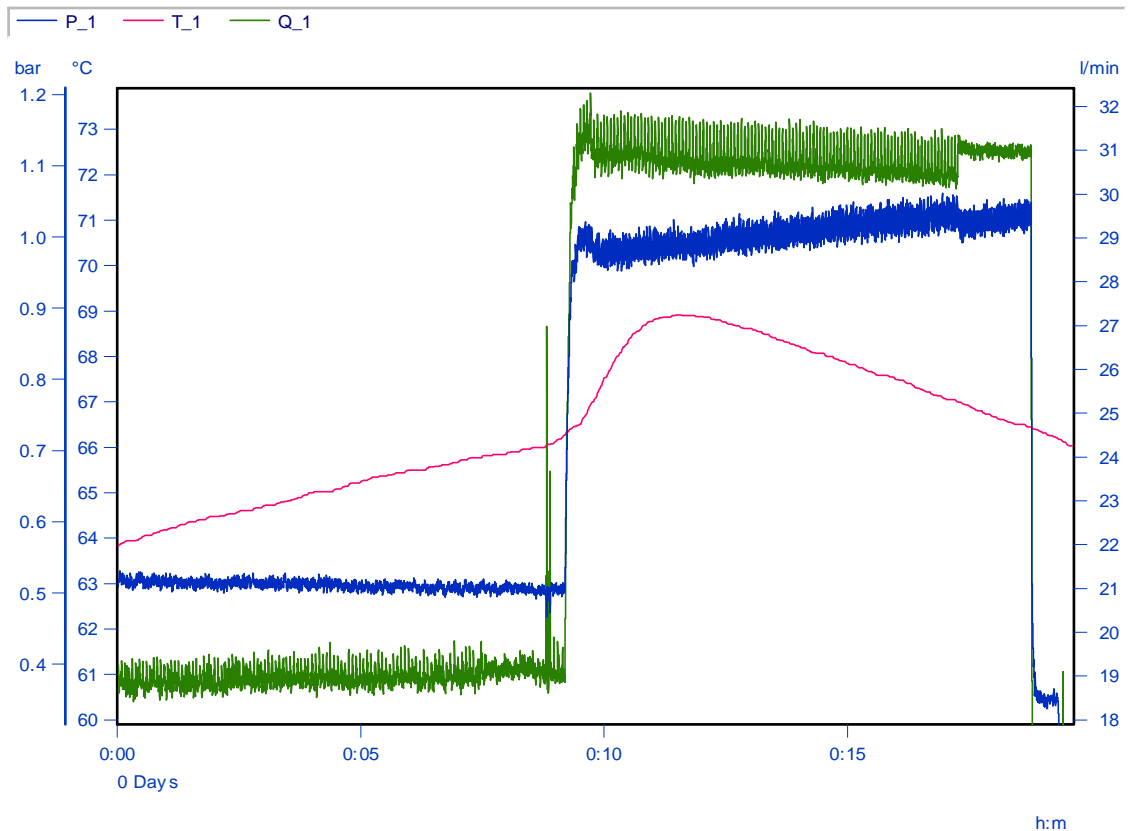
Viimeisenä mittauksena suoritetaan liukurengasrakenne pallopinnalla. Idea on sama kuin tasomaisella liukurenkaalla, mutta ero syntyy toiminnallisuudessa. Kuvassa 6.41 on esitetty halkileikkauskuvat liukurengasrakenteesta pallopinnalla.



Kuva 6.41. Halkileikkauskuva pallomaisen liukurengas sovelluksen kokoonpanosta sekä voitelu-uraan tulevasta voitelukanavasta.

Kuvan 6.41 voitelurakenteen toimintaperiaate on sama kuin tasomaisen liukurenkaan. Toiminnallinen ero syntyy liitospinnan liikkuessä. Kaareva/pallomainen pinta sallii turbiinin kallistelut, kun kiinteä liukurengas pääsee liukumaan liikkuvan liukurenkaan kaarevaa pintaa pitkin. Mittauksen aikana on kuitenkin hankala simuloida kallistelua. Renkaita ei ole asennettu täysin samalle akselille, joten renkaiden toiminta tulee testatuksi pienessä kulmassa.

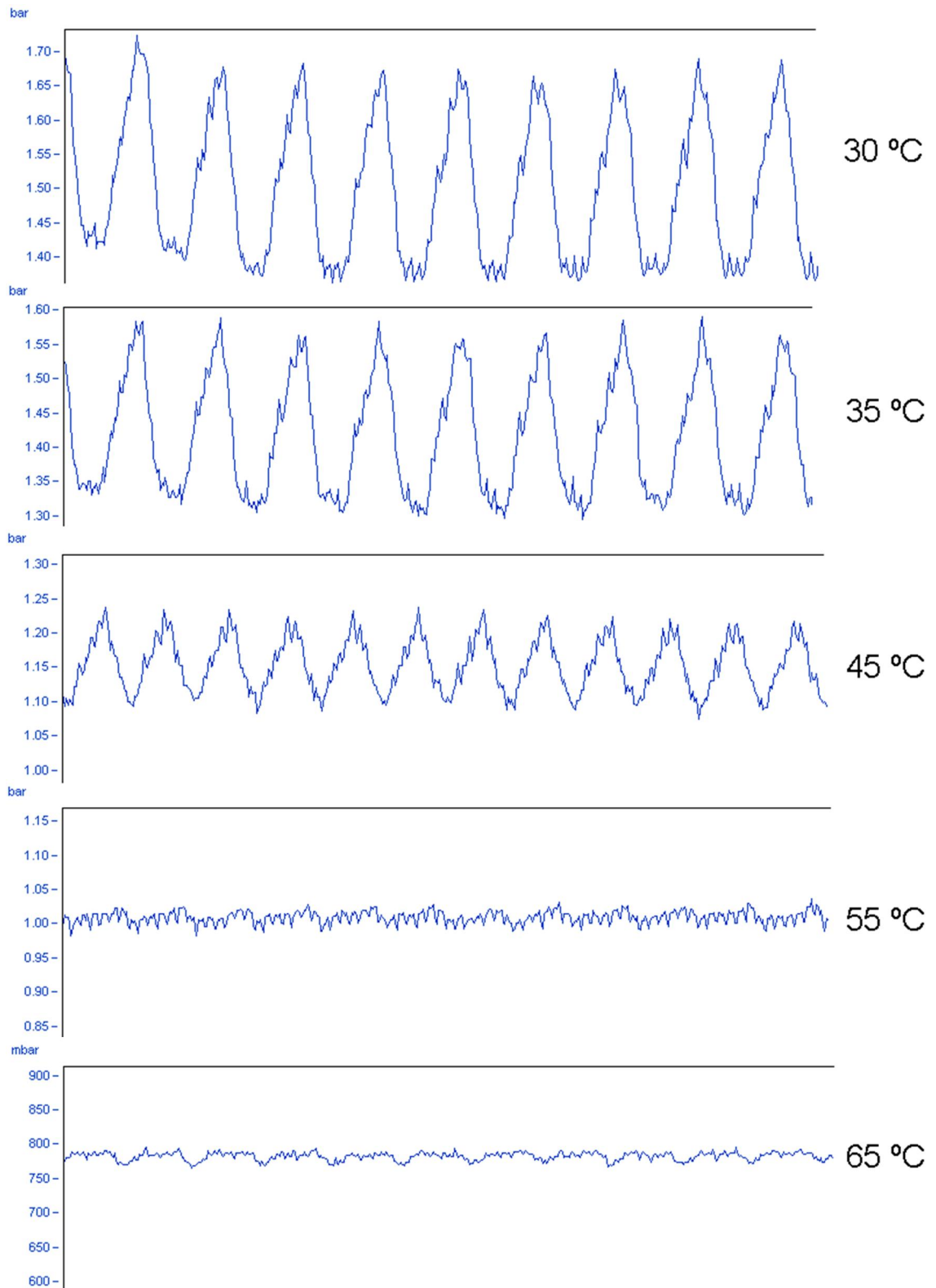
Liukuva liukurengas on materiaaliltaan nitrattua terästä kuten tasomaisessa liukurengas rakenteessa. Kiinteä liukurengas on teknistä muovia, joka on ominaisuuksiltaan hyvä liukurengassovellukseen. Tekninen muovi on kauppanimeltään Nylube. Pallopinnan valmistaminen teräksestä on haastavaa etenkin, kun pinta pitää vielä nitrata. Lämpökäsittelyn aikana teräksessä tapahtuu vetelyä, joka vaikuttaa renkaan toimintaan huomattavasti. Tarkan pallopinnan saaminen on vaikeaa, jos liukurengasta ei pysty kunnolla tukemaan nitrauksen aikana. Kuvassa 6.42 ovat paine P_1 , lämpötila T_1 ja tilavuusvirta Q_1 käyttölämpötilassa.



Kuva 6.42. Signaalit P_1 , T_1 ja Q_1 käyttölämpötilamittauksen aikana pallomaisella liukurengasrakenteella. Öljy tuodaan kolmesta pisteestä ja kuristus on akselitapeilla.

Lämpötilavaihtelu mittauksen aikana on lähes viisi astetta, mutta sillä ei ole juuri vaikutusta paineeseen P_1 tai tilavuusvirtaan Q_1 . Tulokset esimerkiksi 55 asteessa eivät juuri eroa vastaavista käyttölämpötilan arvoista. Virtauksen vaihtelun voidaan havaita olevan noin 1 l/min luokkaa, joka on paljon vähemmän kuin alemmissa lämpötiloissa. Esimerkiksi 30 asteessa lähtövirtauksen Q_1 arvo vaihteli jopa 4 l/min. Kuvassa 6.42 näkyvät tasaisemmat kohdat lähtövirtauksessa johtuvat laipan pysäytyksestä, jolloin arvon P_3 mittaus on mahdollista.

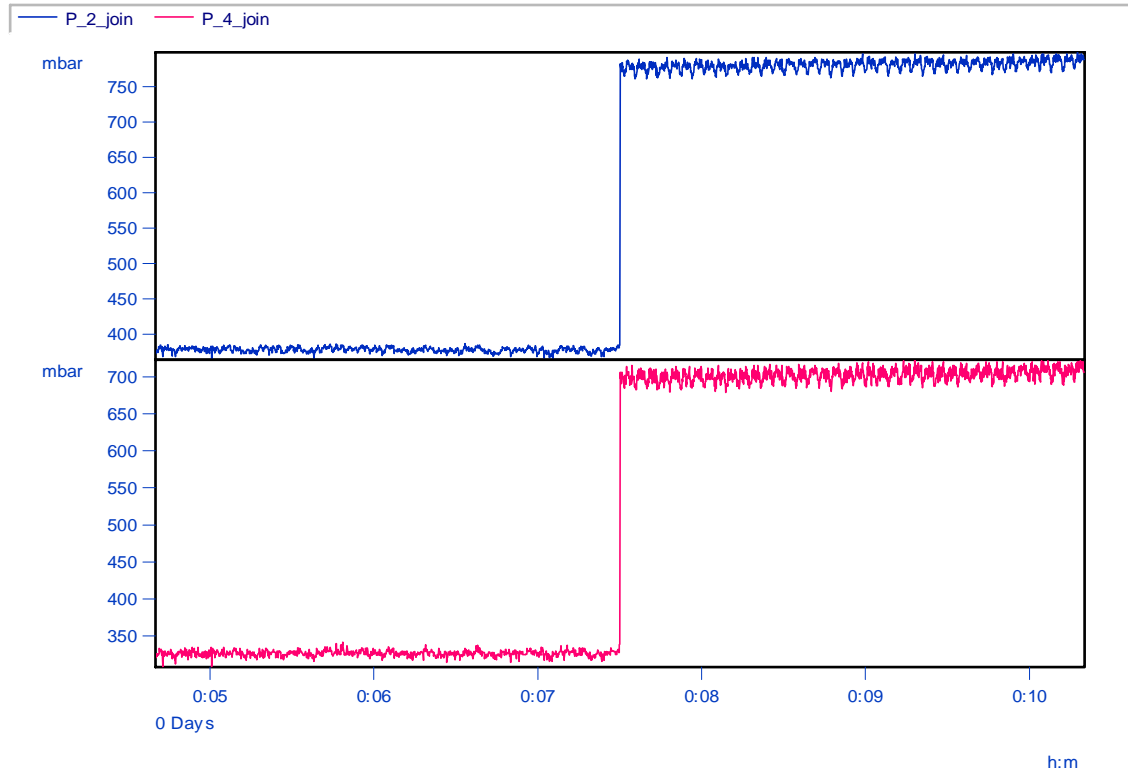
Kylmällä öljyllä paineen ollessa korkeimmillaan, liitos ei pidä painetta kuten sen on tarkoitus. Pallomaisen pinnan nitrauksessa on todennäköisesti tapahtunut pientä vetelyä ja pinta ei ole samanlainen koko renkaan matkalla. Käytännössä tämä näkyy vuotona tiettyssä kohtaa nitratua rengasta jokaisen kierroksen aikana. Kuvassa 6.43 on paineen P_2 vaihtelu eri lämpötiloissa.



Kuva 6.43. Liitoksen jälkeisen paineen P_2 vaihtelu lämpötilan noustessa. Virtaus Q_1 on noin 19 l/min.

Kuvasta 6.43 voidaan päätellä, että liukurenkassa on pieni poikkeama kosketuspinnassa. Paine pääsee osittain purkautumaan, jolloin se näkyy paineen vaihteluna. Kuitenkin lämpötilan noustessa painevaihtelu tasoittuu. Todennäköisesti

muovirenkaassa tapahtuu lämpölaajenemista ja elastisuutta, jotka korjaavat nitrattun renkaan virhettä. Elastisuuden ansiosta muovirengas muovautuu paremmin nitrattun renkaan pintaa vasten, kun jousivoima ja hydraulinen voima painavat renkaita yhteen. Muovirenkaan elastisuus ja lämpölaajeneminen eivät kuitenkaan korjaa tilannetta kokonaan, kun järjestelmän painetasoa nostetaan. Kuvassa 6.44 näkyy paineen nousun vaikutus liitoksen jälkeiseen paineisiin P_2 ja P_4 .



Kuva 6.44. Signaalit P_2 ja P_4 käyttölämpötilassa $65\text{ }^\circ\text{C}$ pallomaisella liukurengasrakenteella. Kuristus on akselitapeilla.

Käyttölämpötilassa paineen signaali on tasainen etenkin pienemmällä virtauksella. Virtausta nostettaessa ja paineen noustessa signaali muuttuu epätasaisemmaksi. Pieni poikkeama pallopinnassa ei vuoda pienellä paineella, mutta alkaa vuotaa hiljalleen enemmän paineen kasvaessa. On mahdollista, että hydraulinen voima, joka vaikuttaa jousia vastaan, suurenee paineen noustessa. Vuotokohdassa paikallinen hydraulinen voima suurenee, kun paine kasvaa. Tämän seurauksena liitos aukeaa hieman lisää, jolloin pinta-ala kasvaa. Pinta-alan kasvu lisää hydraulista voimaa, jolloin liukurenkaat pyrkivät erkanemaan toisistaan. Liitos ei kuitenkaan aukea kovin paljoa, koska paineen kasvaessa myös jousivoimaa auttava hydraulinen voima kasvaa ja jousien puristuessa myös jousivoima kasvaa.

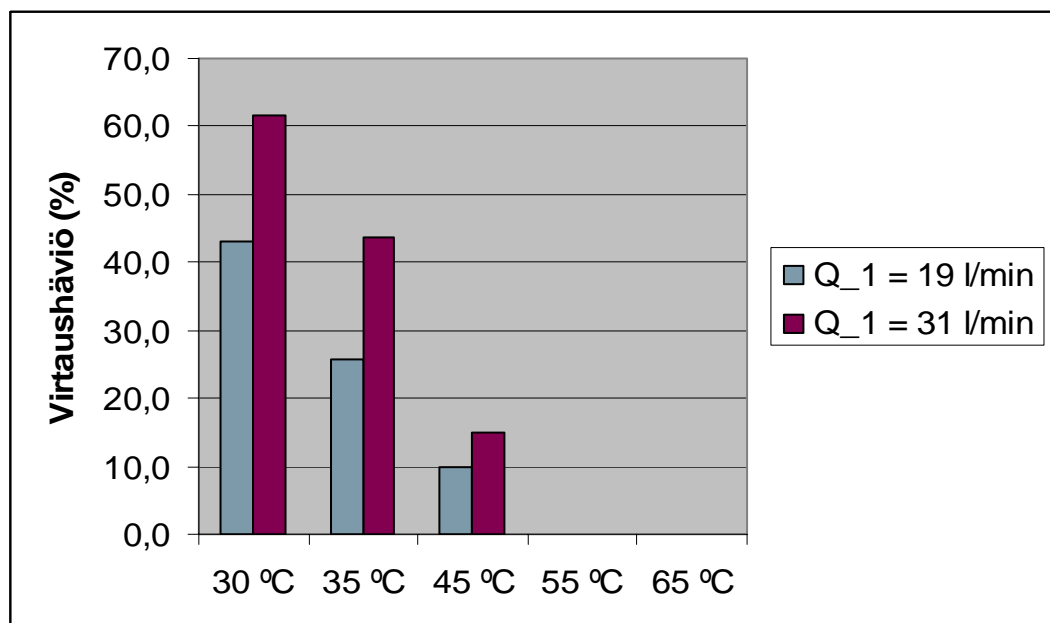
Paineen tasoittuessa käyttölämpötilassa myös painehäviö pienenee. Taulukossa 6.16 on koottuna eri virtauksilla liitoksessa syntyvät painehäviöt.

Taulukko 6.16. Painehäviö pallomaisella liukurengasrakenteella liitoksessa (65 °C), syötettäessä öljyä kolmesta pisteestä. Kuristus on akselitapeilla.

	Q_1 = 19 l/min	Q_1 = 31 l/min	
P_3	0,4	0,806	bar
P_2	0,4	0,792	bar
ΔP	0	0,014	bar
ΔP %	0	1,7	%

Liitoksessa syntyvät painehäviöt ovat erittäin pieniä. On erittäin todennäköistä, että jompi kumpi tai molemmat painesignaalit ovat hieman virheellisiä, koska tuloksista ei näe edes voitelukanavan aiheuttamaa painehäviötä. Voidaan olettaa, että tulosten pitäisi olla suurin piirtein samanlaisia kuin edellä mitatussa tasomaisessa liukurengasrakenteessa. Molemmissa tapauksissa pyritään vuotamattomaan rakenteeseen ja käyttölämpötilamittauksen aikana ei näkynyt ulospäin tuloksiin vaikuttavia vuotoja.

Paineen lämpötilakäyttäytymisestä kyseisellä voitelurakenteella voidaan todeta, että liitos vuotaa eniten lämpötilassa 30 astetta ja vuodot pienenevät öljyn lämmitessä. Kuvaan 6.45 on koottu eri lämpötiloissa tapahtuvat virtaushäviöt.



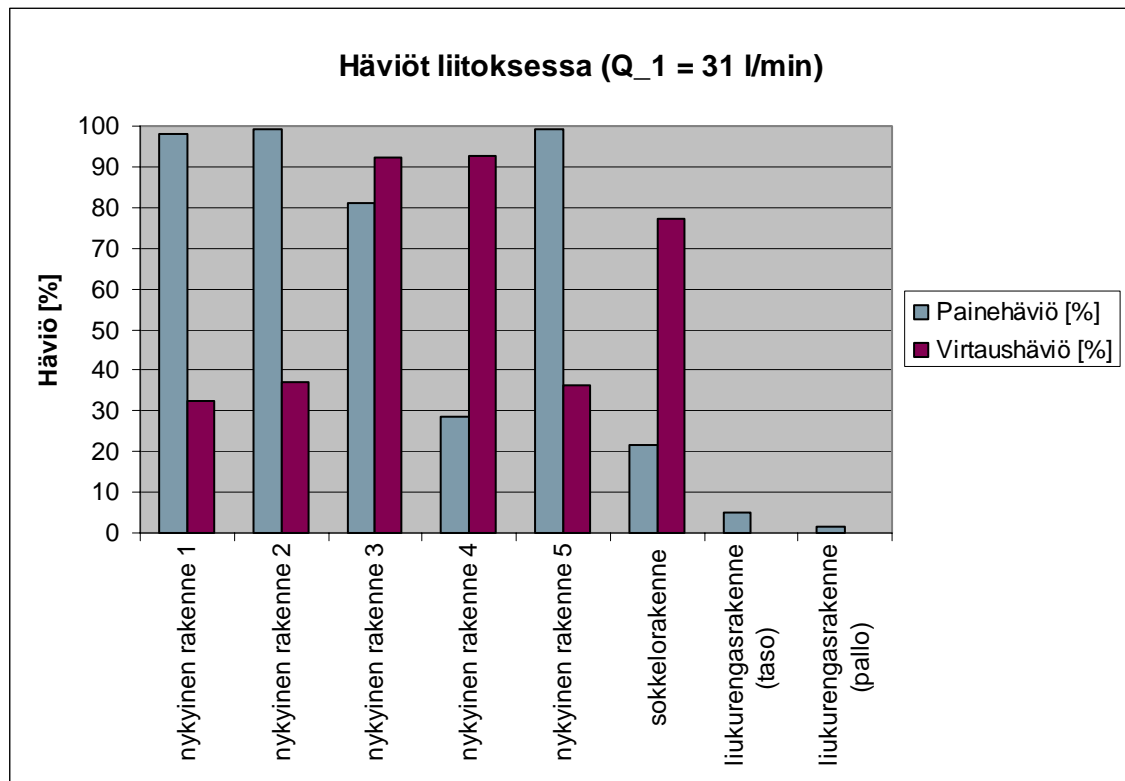
Kuva 6.45. Pallomaisella liukurengasrakenteella tapahtuvat virtaushäviöt eri lämpötiloissa.

Kuvan 6.45 virtaushäviöt koostuvat laakerin kautta vuotavasta öljystä. Suoraan liitoksesta vuotavaa öljyä ei ole tässä otettu huomioon, koska sen prosentuaalinen osuus häviöistä on prosentin luokkaa. Kuva 6.45 kertoo, miten lämpötilan nousu vaikuttaa vuotavan öljyn määrään. Myös liitoksesta suoraan valuma-altaaseen vuotava öljy vähenee lämpötilan noustessa. Täysin vuotamaton liitos ei ole, mutta suoraan liitoksen

kautta vuotava öljy käyttölämpötilassa on hyvin vähäistä. Mitatut virtaukset tukevat hyvin paineista saatuja tuloksia.

6.4.9. Yhteenveto mittaustuloksista

Koelaitteella tehtiin kaikkiaan kahdeksan mittausta, joista viisi oli nykyiselle rakenteelle. Kuvassa 6.46 ovat tulokset jokaisesta mittauksesta käyttölämpötilassa.



Kuva 6.46. Käyttölämpötilassa tapahtuvat häviöt jokaisessa mittauksessa.

Ensimmäinen mittaus tehtiin nykyiselle rakenteelle, kun voitelu-uran syvyys oli 6 mm. Liitoksessa tapahtui ohivirtausta kolmanneksen liitokseen tulevasta virtausmäärästä. Liitoksen painehäviö oli 100 % johtuen laipassa olevasta kuristuksesta.

Toinen mittaus tehtiin samanlaiselle rakenteelle kuin ensimmäinen, mutta voitelu-uran syvyys oli muutettu 10 millimetriin. Toisen mittauksen tulokset olivat lähes vastaavat ensimmäiseen mittaukseen verrattuna lukuun ottamatta toisen akselitapin virtauksia. Planeetankantajan ylimpänä voitelukohtena akselitappi 2 sai vähemmän voiteluainetta verrattuna ensimmäiseen mittaukseen. Ohivirtaukset liitoksessa olivat hieman yli kolmanneksen liitoksen koko virtausmäärästä ja painehäviö 100 %.

Kolmannessa mittauksessa laipan kuristus siirrettiin akselitapeille, mutta muuten rakenne oli samanlainen kuin kahdessa edellisessä mittauksessa. Voitelukanavan kuristuksen paikan merkitys liitoksen virtausmääriin oli merkittävä. Liitokseen pääsi suurempi määrä voiteluainetta ja myös suurempi määrä vuoti liitoksesta pois. Kolmannessa mittauksessa liitoksen ohivirtaus oli 90 % liitoksen

kokonaisvirtausmäärästä. Painehäviö pieneni hieman edellisiin mittauksiin nähden pudoten noin 80 %:iin.

Neljännessä mittauksessa rakenne oli sama kuin kolmannessa mittauksessa, mutta syöttöputkien lukumäärä lisättiin kolmeen. Tällöin pyörivään liitokseen johti kolme voitelukanavaa. Ohivirtauksen suuruus liitoksessa oli noin 90 %. Painehäviö vastaavasti pieneni alle kolmannekseen.

Viidennessä mittauksessa kuristus siirrettiin takaisin laipan voitelukanaviin rakenteen pysyessä muuten samana kuin neljännessä mittauksessa. Ohivirtaus liitoksessa putosi kolmannekseen ja painehäviö nousi vastaavasti lähes 100 %:iin, kuten kahdessa ensimmäisessä mittauksessa.

Kuudes mittaus suoritettiin uudella rakenteella. Sokkelorakenteessa ei ollut kuristusta, vaan se sijaitsi akselitapilla. Sokkelorakenteen avulla virtaushäviö oli hieman alle 80 %. Painehäviö jäi sokkelon ansiosta alle 30 %:iin.

Seitsemäs mittaus tehtiin jousikuormitteiselle liukurengasrakenteelle. Liukurenkaiden vastinpinnat olivat suorat. Liukurengasrakenne vuoti öljyä juuri sen verran, että liukupinta sai voitelua. Painehäviö pieneni lähes nollaan (5 %).

Kahdeksas mittaus tehtiin jousikuormitteiselle liukurengasrakenteelle, missä liukupinta oli pallomainen (kaareva). Tulokset vaihtelivat lämpötilan mukaan. Kylmällä öljyllä noin puolet öljystä vuoti liitoksesta. Kuumalla öljyllä virtaushäviö oli lähes nolla kuten myös painehäviö.

7. PÄÄTELMÄT

Planeetankantajan ja laipan liitoskohdassa tapahtuvaa ohivirtausta ja painehäviötä oli tarkoitus minimoida kehittämällä uudentyyppisiä voitelurakenteita, joiden toimivuutta arvioitiin tutkimusta varten rakennetulla koelaitteella. Sillä suoritettiin kaikkiaan kahdeksan eri mittausta. Viisi ensimmäistä mittausta perustui nykyiseen voitelurakenteeseen, kuudes sokkelorakenteeseen ja kaksi viimeistä liukurengastiivistykseen.

Planeettaportaan nykyisessä voiteluratkaisussa on jouduttu rajoittamaan virtausta ennen pyörivää liitosta, jolla on pyritty minimoimaan liitoksessa tapahtuvaa ohivirtauksen määrää. Oikeassa vaihteessa planeetankantajan ja laipan välisen voitelu-uran syvyys vaihtelee aksiaalissuunnassa 6 ja 10 mm:n välillä johtuen turbiinin aiheuttamista voimista planeetankantajan laakereihin. Voitelu-uran syvyys vaikuttaa planeetankantajan planeettapyörien ylimmän voitelukohteen voitelumääriin. Suuremmalla voitelu-uran syvyydellä ylin voitelukohde koelaitteessa (toisen planeettapyörän akselitappi) saa vähemmän voiteluainetta kuin muut voitelukohteet.

Nykyisessä ratkaisussa voiteluaine johdetaan liitoksen voitelu-uraan yhdestä voitelukanavasta. Voitelukanavan osuessa jonkin planeetankantajan akselitapin voitelukanavan kohdalle, syntyy akselitapin suuttimella painepiikki. Tasaisemman virtauksen saamiseksi akselitapeille, voitelukanavien määrä ennen voitelu-uraa lisättiin kolmeen. Tämän ansiosta yhden kierroksen aikana yhdelle akselitapille syntyy kolme painepiikkiä ja virtaus on tasaisempi. Tätä rakennetta testattiin kuristuksen sijaitessa akselitapin suuttimella sekä ennen voitelu-uraa. Tulokset häviöiden kannalta kolmella voitelukanavalla olivat samankaltaiset kuin yhdellä voitelukanavalla, mutta virtaus akselitapeilla oli tasaisempi.

Sokkelorakenteen tarkoitus oli parantaa painetasoa liitoksessa ja samalla pienentää ohivirtauksien määrää. Sokkelorakenne ei ole tiivis liitos, vaan sen tarkoitus on hidastaa öljyn virtausta liitoksesta. Sokkelorakenne hidasti öljyn ohivirtausta ja painetaso nousi hieman. Sokkelorakenteessa kuristus oli akselitappien suuttimilla, jolloin liitokseen kohdistui enemmän painetta. Verrattaessa tulosta nykyisen rakenteen vastaavaan tilanteeseen, tulokset häviöiden suhteen olivat hieman paremmat.

Lopuksi mitattiin liukurengasrakenteen toimivuus, jonka idea perustuu mekaaniseen tiivistykseen. Siinä pyörivään liitokseen syntyy painetiivis liitos. Jousien käyttö liikkuvan liukurenkaan takana oli välttämätöntä, koska liitoksen auetessa hydraulinen paine häviää ja liitos ei enää sulkeudu. Liukurengasrakenteita oli kaksi kappaletta, joista tasomainen rengas oli yksinkertaisempi valmistaa ja siten myös varmempi. Pallopintainen liukurengas toimi osaltaan muovisen renkaan takia, mikä lämmitessään

muuttui elastisemmaksi ja korjasi nitrattun renkaan valmistusvirhettä. Pallopintainen liukurengas toimi ainoastaan kuumalla öljyllä. Tasomaisella liukurengasrakenteella painehäviö liitoksessa oli noin 5 % kun nykyisellä rakenteella painehäviö oli lähes 100 %. Nykyisellä rakenteella ohivirtauksia oli noin 30 % liitokseen menneestä öljymäärästä ja nyt liukurengasrakenteella ohivirtauksia ei enää ilmennyt. Tasomainen liukurengasrakenne täytti työlle asetetut vaatimukset minimoida liitoskohdan painehäviö ja ohivirtaus.

LÄHTEET

- [1] Airila, M., Karjalainen, J. A., Mantovaara, U., Nurmi, L., Ranta, A., Verho, A. 1985. Koneenosien suunnittelu 3. Porvoo, Helsinki, Juva, WSOY:n graafiset laitokset Porvoo, 512 s.
- [2] imc Meßsysteme GmbH. [WWW]. Cansas Module configuring Software Users Manual version 1.7. 13.3.2010 [viitattu 15.12.2010]. Saatavissa: http://www.jr-france.com/site/sites/default/files/users/admin/Imc/Serie_CANSAS_MU_1.6R7_130310.pdf
- [3] Kalsi Engineering, Inc. [WWW]. Rotary Seals. [viitattu 16.12.2010]. Saatavissa: http://www.kalsi.com/rotary_seals.htm.
- [4] Keskipakovalu Oy. Laadukkaasti pronssista, tuote-esite. 11 s.
- [5] Kivioja, S., Kivivuori S., Salonen P. 2007. Tribologia – Kitka, kuluminen ja voitelu. 5. korjattu painos. Helsinki, Hakapaino Oy. 346 s.
- [6] Kleemola, J. Experimental Methods for the Evaluation of Lubrication Conditions in Gear Contacts. Doctoral thesis, Tampere University of Technology, 2010.
- [7] Lansdown, A.R. 2004. Lubrication and Lubricant Selection. London and Bury St Edmunds, Professional Engineering Publishing, 285 s.
- [8] Mang, T., Dresel, W. 2001. Lubricants and Lubrication. Darmstadt, Betzdruck GmbH. 759 s.
- [9] Miekko-oja, H.M. 1965. Metallioppi. 3. painos. Helsinki, kustannusosakeyhtiö Otava. 671 s.
- [10] Nylacast Ltd, Nylube materials brochure, [WWW]. [viitattu 14.12.2010]. Saatavissa: http://www.nylacast.com/dynamic_files/nylacast_nylube_technical_data.pdf
- [11] Pat. CA 2697678. Rotary seal with improved film distribution [WWW]. Kalsi Engineering INC, USA. (Dietle, L., Schroeder, J.) Hak.nro CA20082697678, (02.09.2008) 81 s. Saatavissa: <http://v3.espacenet.com/publicationDetails/originalDocument?CC=CA&NR=2697678A1&KC=A1&FT=D&date=20090312&DB=EPODOC&locale=fi-fi>.

- [12] Pat. CN 101631975. Lubrication seal and wind turbine with lubrication seal [WWW]. Darwind DEV & Demonstration BV, Hollanti. (Versteegh, C., Luimes, H.) Hak.nro CN20078050521, (28.11.2007) 6 s. Saatavissa: http://v3.espacenet.com/publicationDetails/originalDocument?CC=US&NR=2010014791A1&KC=A1&FT=D&date=20100121&DB=EPODOC&locale=fi_fi.
- [13] Pat. US 2010144479. Lubrication of a planetary gearset [WWW]. Toyota Motor CO, Japani. (Nakamura, Y., Nishida, Y.) Hak.nro US20070280406, (12.12.2007) 23 s. Saatavissa: http://v3.espacenet.com/publicationDetails/originalDocument?CC=US&NR=2010144479A1&KC=A1&FT=D&date=20100610&DB=EPODOC&locale=fi_fi.
- [14] Pat. US 4610319. Hydrodynamic lubricant seal for drill bits [WWW]. Kalsi Engineering INC, USA. (Manmohan, S.) Hak.nro US660695, (15.10.1984) 15 s. Saatavissa: <http://www.freepatentsonline.com/4610319.pdf>.
- [15] Wikipedia, [WWW]. Two-wire gonfiguration. [viitattu 15.12.2010]. Saatavissa: http://en.wikipedia.org/wiki/Resistance_thermometer
- [16] Wilfried, J.B. 1988. Lubrication of gearing (english translation). Wilshire, Page Bros. 504 s.

LIITE 1: LIUKURENGASRAKENTEEN VOIMIEN LASKENTA

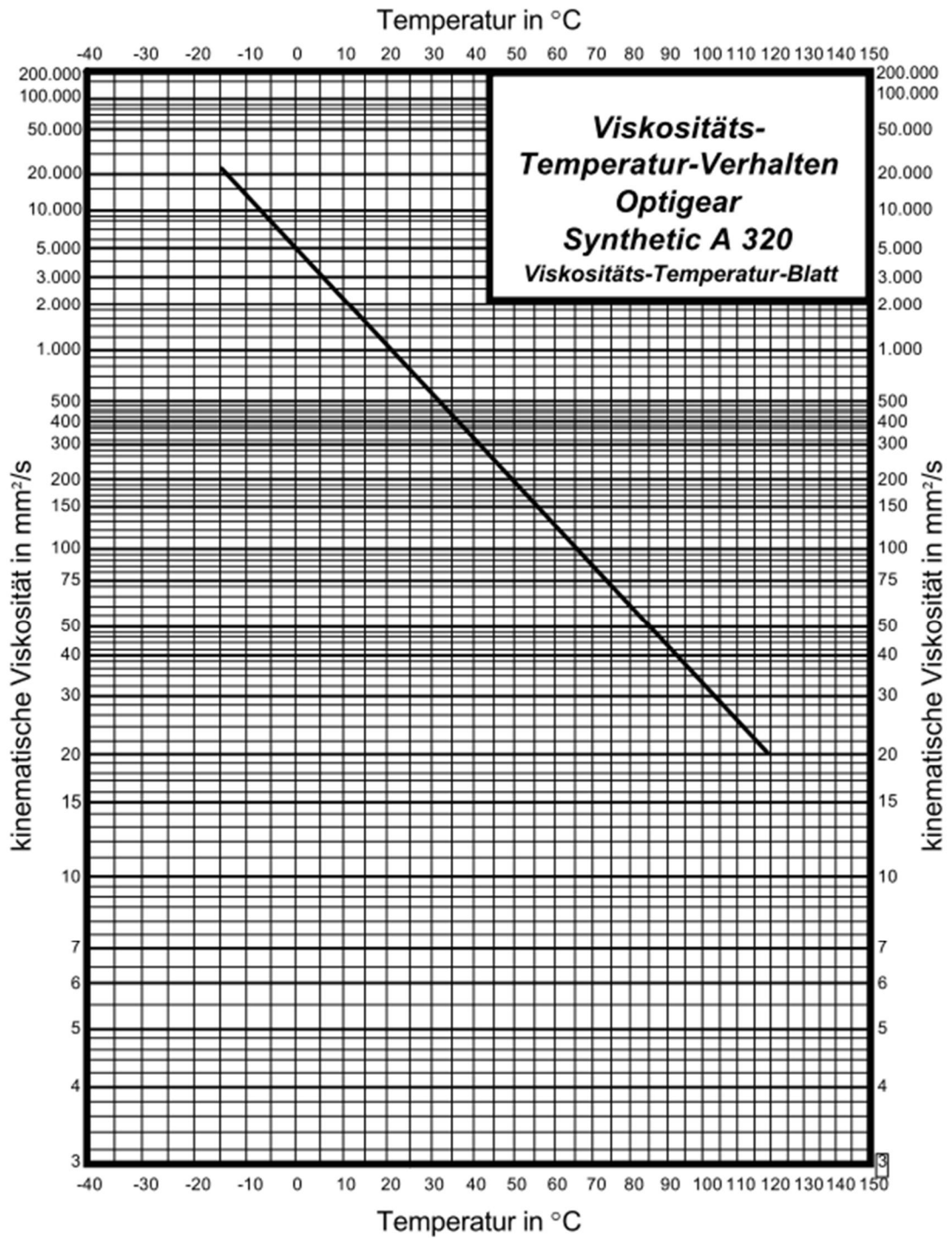
LIUKURENGASTIIVISTE

1. ULOMPI TIIVISTERENGAS

Nurkkien pyöristyssäde	$R := 1 \cdot \text{mm}$	
Tiivistepinnan ulkohalkaisija	$d_1 := 611 \cdot \text{mm} - 2 \cdot R$	$d_1 = 609 \text{ mm}$
Tiivistepinnan sisähalkaisija	$d_2 := 529 \cdot \text{mm} + 2 \cdot R$	$d_2 = 531 \text{ mm}$
Voitelu-uran ulkohalkaisija	$d_4 := 590 \cdot \text{mm} + 2 \cdot R$	$d_4 = 592 \text{ mm}$
Voitelu-uran sisähalkaisija	$d_5 := 550 \cdot \text{mm} - 2 \cdot R$	$d_5 = 548 \text{ mm}$
Paine	$p := 3 \cdot \text{bar}$	
Paineen aiheuttama liitosta aukaiseva voima kun liitos on kiinni	$F_1 := p \cdot \left[\frac{\pi}{4} \cdot (d_4^2 - d_5^2) \right]$	$F_1 = 11819 \text{ N}$
Paineen aiheuttama liitosta kiinni pitävä voima kun liitos on auki	$F_2 := p \cdot \left[\frac{\pi}{4} \cdot (d_1^2 - d_2^2) \right]$	$F_2 = 20951 \text{ N}$
Puristusvoima liitoksessa	$F_{\text{pur}} := (F_2 - F_1)$	$F_{\text{pur}} = 9.133 \text{ kN}$
O-renkaan aiheuttama kitkavoima	$F_{\text{OR}} := 1000 \text{ N}$	Todennettu jousilla karkeasti!
Jousi DANLY 9-0808-110 (D=12.5mm / d=6.3mm / L=51mm)		
Jousivakio	$C_j := 11.4 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}}$	
Puristuma	$x_j := 13 \cdot \text{mm}$	
Jousien lukumäärä	$N_j := 9$	
Jousivoima	$F_j := N_j \cdot C_j \cdot x_j$	$F_j = 1334 \text{ N}$

Pintapaine liukupinnassa kun paine on 0.0 bar (jousen aiheuttama)	$\sigma_{p0} := \frac{F_j}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_1^2 - d_4^2 + d_5^2 - d_2^2)}$	$\sigma_{p0} = 0.04 \text{ MPa}$
Pintapaine liukupinnassa kun paine on p ja liitos on kiinni (jousi + paineiden erotus)	$\sigma_{p1} := \frac{F_j + F_2 - F_1}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_1^2 - d_4^2 + d_5^2 - d_2^2)}$	$\sigma_{p1} = 0.34 \text{ MPa}$
Sallittu pintapaine liukupinnassa	$\sigma_{p_sall} := 3 \cdot \text{MPa}$	
Varmuus pintapaineen suhteen	$n_p := \frac{\sigma_{p_sall}}{\sigma_{p1}}$	$n_p = 9$
Kitkakerroin	$\mu := 0.2$	
Pyörimisnopeus	$n := 20 \frac{1}{\text{min}}$	
Kitkamomentti kun paine on p	$M_\mu := \mu \cdot \frac{d_1 + d_2}{4} \cdot [F_j + (F_2 - F_1)]$	$M_\mu = 597 \text{ N} \cdot \text{m}$
Kitkateho kun paine on p	$P_\mu := 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M_\mu$	$P_\mu = 1.249 \text{ kW}$
Voitelun tarve (l/min) kun paine on p	$Q := 3.45 \frac{P_\mu}{\text{kW}}$	$Q = 4.311$
Pyörimisen esto: kiila Ø12x50 (4 kpl)		
Kiilojen määrä	$n_{kiila} := 4$	
Kiilan säde	$r_{kiila} := 6 \cdot \text{mm}$	
Voiman etäisyys	$L := 8 \cdot \text{mm}$	
Kosketuspinnan pituus	$L_p := 15 \cdot \text{mm}$	
Kiilan etäisyys keskiöstä (säde)	$R := 285 \cdot \text{mm}$	
Taivutus	$\sigma := \frac{M_\mu \cdot L}{R} \frac{1}{n_{kiila}} \left[\frac{32}{\pi \cdot (2 \cdot r_{kiila})^3} \right]$	$\sigma = 25 \text{ MPa}$
Leikkaus	$\sigma_l := \frac{M_\mu}{R} \frac{1}{n_{kiila}} \cdot \frac{1}{\pi \cdot r_{kiila}^2}$	$\sigma_l = 5 \text{ MPa}$
Pintapaine	$\sigma_p := \frac{M_\mu}{R} \cdot \frac{1}{n_{kiila} \cdot L_p \cdot 2 \cdot r_{kiila}}$	$\sigma_p = 2.907 \text{ MPa}$

LIITE 2: ÖLJYN KINEMAATTINEN VISKOSITEETTI LÄMPÖTILAN FUNKTIONA



LIITE 3: AURINKOAKSELIN KERTOIMET

Putkesta 2 tulevan virtauksen jakaminen pinta-alojen suhteessa aurinkoakselin kytkinhampaalle sekä aurinkoakselin rynnölle.

Voitelukanavan porauksen halkaisija: $d_1 := 5 \text{ mm}$

Aurinkoakselin kytkinhampaan voitelukanavan porauksen halkaisija: $d_2 := 3 \text{ mm}$

Aurinkoakselin rynnön voitelukanavan porauksen halkaisija: $d_3 := 4 \text{ mm}$

Voitelukanavan pinta-ala: $A_1 := \pi \cdot \left(\frac{d_1}{2}\right)^2$
 $A_1 = 19.635 \text{ mm}^2$

Aurinkoakselin kytkinhampaan voitelun porauksen pinta-ala: $A_2 := \pi \cdot \left(\frac{d_2}{2}\right)^2$
 $A_2 = 7.069 \text{ mm}^2$

Aurinkoakselin rynnön voitelun porauksen pinta-ala: $A_3 := \pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2$
 $A_3 = 12.566 \text{ mm}^2$

Lasketaan kertoimet, joilla saadaan kokonaisvirtauksesta laskettua aurinkoakselin rynnölle ja kytkinhampaalle menevät öljymäärät.

Kerroin aurinkoakselin kytkinhampaan voiteluun menevään voiteluainemäärään: $k_2 := \frac{A_2}{A_1}$
 $k_2 = 0.36$

Kerroin aurinkoakselin rynnön voiteluun menevään voiteluainemäärään: $k_3 := \frac{A_3}{A_1}$
 $k_3 = 0.64$

LIITE 4: MITTAUSPÖYTÄKIRJAT

Nykyinen voitelurakenne voitelu-uran syvyydellä 6mm, kuristus ennen voitelu-uraa:

RPM	P_1 (bar)	P_2 (bar)	P_3 (bar)	T_1 (°C)	Q_1 (l/min)	akselitappi_1 (l/min)	akselitappi_2 (l/min)	akselitappi_3 (l/min)	Q_laakeri (l/min)	Q_putki_1 (l/min)	Q_putki_2 (l/min)	T_1 (°C) tavoite
20	4,3	0,2	4,1	33	19,8	2	1,4	1,6	1,5	6,2	6	30
20	7,1	0,3	6,8	34,4	30,7	2,65	2,1	2,4	2,5	9,9	10,5	30
20	3,5	0,15	3,3	36,6	19,1	2	1,5	1,8	1,55	6	6	35
20	6,5	0,2	6,2	37,4	31,8	2,7	2,2	2,4	2,5	10,2	11,4	35
20	2,4	0	2,3	46,2	19	2,05	1,1	1,55	1,4	6,1	6,6	45
20	4,7	0,05	4,5	46	31	2,7	1,65	2,2	2,3	9,6	12	45
20	1,9	-0,03	1,8	55,3	19,4	1,95	0,8	1,4	1,4	6	7,2	55
20	3,8	0	3,6	53,8	30,8	2,5	1,5	1,9	2,5	9,4	12,6	55
20	1,5	-0,04	1,4	63	19,2	1,5	0,7	1,3	1,5	6	7,8	65
20	3,1	-0,025	3	63	31,4	2,1	1,2	1,9	2,5	9,3	13,5	65

Nykyinen voitelurakenne voitelu-uran syvyydellä 10mm, kuristus ennen voitelu-uraa:

RPM	P_1 (bar)	P_2 (bar)	P_3 (bar)	T_1 (°C)	Q_1 (l/min)	akselitappi_1 (l/min)	akselitappi_2 (l/min)	akselitappi_3 (l/min)	Q_laakeri (l/min)	Q_putki_1 (l/min)	Q_putki_2 (l/min)	T_1 (°C) tavoite
20	4,5	0,15	4,3	31,8	20	2,4	1,5	1,85	2	6,2	5,9	30
20	7,5	0,2	7,1	33,3	31,9	2,7	2,2	2,6	2,9	10,05	10,8	30
20	3,7	0,1	3,5	35,8	19,7	1,9	1,3	1,85	2	6,2	6,2	35
20	6,6	0,15	6,3	36,6	31,9	2,6	2,05	2,6	2,95	8,7	11,4	35
20	2,6	0,02	2,5	45	19,6	1,85	0,8	1,8	1,9	6,4	6,8	45
20	4,7	0,05	4,5	47	32	2,6	1,5	2,5	2,9	10,2	12,6	45
20	2	-0,01	1,9	54,1	19,8	2	0,65	1,55	1,8	6,2	7,2	55
20	3,7	0	3,6	55,7	31,6	2,5	1	2,1	2,7	9,6	12,9	55
20	1,5	-0,01	1,4	63,6	19,7	1,7	0,1	1,4	2	6	8	65
20	3	0	2,9	64,7	31,4	2,4	0,5	2	2,9	9,3	13,6	65

Nykyinen voitelurakenne voitelu-uran syvyydellä 6mm, kuristus akselitapeilla:

RPM	P_1 (bar)	P_2 (bar)	P_3 (bar)	P_4 (bar)	T_1 (°C)	Q_1 (l/min)	akselitappi_1 (l/min)	akselitappi_2 (l/min)	akselitappi_3 (l/min)	Q_laakeri (l/min)	Q_putki_1 (l/min)	Q_putki_2 (l/min)	T_1 (°C) tavoite
20	2,4	1,4	2,15	1,4	30,9	19,9	0,7	0,65	0,7	7,4	3,2	2,9	30
20	3,7	2,3	3,3	2	32,2	31,7	1	0,9	0,95	12,3	4,6	4,6	30
20	1,9	1,1	1,7	1	35,2	19,5	0,6	0,6	0,65	7	3,1	2,9	35
20	3,1	1,7	2,8	1,6	35,7	31,6	0,85	0,9	0,9	12,3	4,5	4,7	35
20	1,2	0,7	1,1	0,6	45,5	19,7	0,55	0,6	0,65	7,6	2,9	3	45
20	1,9	1	1,7	0,9	46,6	31,5	0,9	0,85	0,85	12,6	4,15	4,9	45
20	0,8	0,4	0,7	0,35	54,3	19,4	0,5	0,5	0,5	7,8	2,7	3,1	55
20	1,4	0,7	1,3	0,6	54,8	31,8	0,7	0,7	0,7	13,2	3,9	5	55
20	0,6	0,3	0,5	0,25	60,5	19,5	0,4	0,4	0,4	8,2	2,5	3,1	65
20	1,1	0,5	1	0,45	61	31,7	0,6	0,6	0,6	13,5	3,6	5,1	65

Nykyinen voitelurakenne voitelu-uran syvyydellä 6mm, kuristus akselitapeilla, kolmipistesyöttö:

RPM	P_1 (bar)	P_2 (bar)	P_3 (bar)	P_4 (bar)	T_1 (°C)	Q_1 (l/min)	akselitappi_1 (l/min)	akselitappi_2 (l/min)	akselitappi_3 (l/min)	Q_laakeri (l/min)	Q_putki_1 (l/min)	Q_putki_2 (l/min)	T_1 (°C) tavoite
17	1,45	0,9	1,2	0,7	29,3	19,4	0,65	0,7	0,7	7,9	1,8	1,5	30
17	2,18	1,22	1,83	1,15	30,7	31,6	1	1	1	13,2	2,8	2,4	30
17	1,03	0,56	0,86	0,48	35,5	19,4	0,6	0,65	0,7	8,2	1,8	1,5	35
17	1,65	0,9	1,38	0,8	35,5	31,4	0,9	0,95	1	13,8	2,7	2,35	35
17	0,63	0,35	0,49	0,3	45	19,3	0,6	0,6	0,7	8,6	1,7	1,5	45
17	1,05	0,63	0,85	0,6	44,2	31	0,9	0,9	0,9	14,1	2,55	2,4	45
17	0,43	0,24	0,31	0,2	53	19	0,6	0,6	0,65	9	1,65	1,5	55
17	0,7	0,4	0,54	0,38	53	31,3	0,9	0,75	0,8	14,7	2,4	2,5	55
17	0,27	0,14	0,15	0,11	64,4	19,5	0,5	0,5	0,55	9,3	1,5	1,5	65
17	0,43	0,22	0,28	0,2	67,3	31,4	0,65	0,6	0,7	15,6	2,1	2,5	65

Nykyinen voitelurakenne voitelu-uran syvyydellä 6mm, kuristus ennen voitelu-uraa, kolmipistesyöttö:

RPM	P_1 (bar)	P_2 (bar)	P_3 (bar)	T_1 (°C)	Q_1 (l/min)	akselitappi_1 (l/min)	akselitappi_2 (l/min)	akselitappi_3 (l/min)	Q_laakeri (l/min)	Q_putki_1 (l/min)	Q_putki_2 (l/min)	T_1 (°C) tavoite
20	4,91	0,1	4,65	30,8	20	1,5	1,3	1,7	2	6,8	6,2	30
20	7,46	0,13	7,12	31,8	29,5	2	2	2,3	2,8	9,9	10	30
20	4,23	0,06	4,01	35,2	19,6	1,7	1,4	1,8	2	6,6	6,8	35
20	7,3	0,09	7	35,7	31	2,3	2,1	2,4	2,9	10,2	11,7	35
20	2,66	0,03	2,54	47,7	19,8	2,1	1,2	1,6	1,5	6,4	7,8	45
20	4,98	0,03	4,78	46,2	30,6	2,6	1,7	2,3	2,7	9,9	12,9	45
20	2,02	0,04	1,94	56,8	19,7	1,7	0,4	1,7	1,9	6,4	8,4	55
20	4,02	0,02	3,87	54,4	30,6	2,1	0,9	2,1	2,8	9,9	13,5	55
20	1,62	0,03	1,53	65,8	19,5	1,7	0	1,7	1,8	6	8,8	65
20	3,33	0,03	3,21	63,2	30,8	2,2	0,5	2,2	2,8	9,3	14,4	65

Sokkelorakenne voitelu-uran syvyydellä 6mm, kuristus akselitapeilla, kolmipistesyöttö:

RPM	P_1 (bar)	P_2 (bar)	P_3 (bar)	P_4 (bar)	T_1 (°C)	Q_1 (l/min)	akselitappi_1 (l/min)	akselitappi_2 (l/min)	akselitappi_3 (l/min)	Q_laakeri (l/min)	Q_putki_1 (l/min)	Q_putki_2 (l/min)	T_1 (°C) tavoite
20	2,22	1,77	1,97	1,59	29,5	18,7	1,1	1,15	1,2	3,7	6,8	2,5	30
20	3,5	2,8	3,14	2,59	30,4	31	1,7	1,7	1,7	7,4	10,2	4	30
20	1,77	1,42	1,58	1,28	34,2	19	1,1	1,2	1,2	4	6,7	2,6	35
20	2,88	2,32	2,59	2,12	34,5	31	1,7	1,75	1,7	7,6	9,3	4,2	35
20	1,1	0,87	0,99	0,8	45,3	19	1,1	1,1	1,1	4,3	6,2	2,9	45
20	1,93	1,56	1,74	1,44	43,9	30,5	1,6	1,6	1,6	7,8	8,4	4,7	45
20	0,73	0,56	0,65	0,52	54,7	19	1,1	1	1,1	4,7	5,6	3,3	55
20	1,29	1,01	1,18	0,97	55,4	31,4	1,55	1,5	1,5	8,6	7,5	5,4	55
20	0,55	0,37	0,48	0,37	63,5	18,5	1,05	0,9	1	4,7	4,6	3,2	65
20	0,94	0,69	0,84	0,7	65,1	31	1,5	1,35	1,4	8,6	6,8	5,4	65

Jousikuormitteinen liukurengasrakenne tasomaisella liukupinnalla, kuristus akselitapeilla, kolmipistesyöttö:

RPM	P_1 (bar)	P_2 (bar)	P_3 (bar)	P_4 (bar)	T_1 (°C)	Q_1 (l/min)	akselitappi_1 (l/min)	akselitappi_2 (l/min)	akselitappi_3 (l/min)	Q_laakeri (l/min)	Q_putki_1 (l/min)	Q_putki_2 (l/min)	T_1 (°C) tavoite
20	2,18	1,83	1,94	1,68	29,8	19,5	1,3	1,35	1,35	0	7	10	30
20	3,63	3,13	3,29	2,92	31,4	31,5	2	2,1	2,1	0	10,8	17,4	30
20	2	1,43	1,53	1,32	34,8	19	1,25	1,3	1,3	0	6,6	9,8	35
20	3,53	2,6	2,77	2,44	35,4	30,6	2	2,05	2	0	10,5	18	35
20	1,3	0,97	1,03	0,88	46,8	19,5	1,2	1,3	1,3	0	6,4	11,1	45
20	2,42	1,88	2	1,78	46,6	30	2	2	2	0	9,9	18	45
20	1,03	0,8	0,83	0,72	56	19	1,15	1,2	1,2	0	6,2	11,1	55
20	2	1,59	1,68	1,5	55	30	2,1	2,1	2	0	9,3	17,4	55
20	0,74	0,59	0,62	0,55	68	19,2	1,3	1,2	1,2	0	6	11,1	65
20	1,65	1,35	1,43	1,3	67,3	31	2,2	2,2	2	0	9,6	18	65

Jousikuormitteinen liukurengasrakenne pallomaisella liukupinnalla, kuristus akselitapeilla, kolmipistesyöttö:

RPM	P_1 (bar)	P_2 (bar)	P_3 (bar)	P_4 (bar)	T_1 (°C)	Q_1 (l/min)	akselitappi_1 (l/min)	akselitappi_2 (l/min)	akselitappi_3 (l/min)	Q_laakeri (l/min)	Q_putki_1 (l/min)	Q_putki_2 (l/min)	T_1 (°C) tavoite
20	1,84	1,21	1,19	1,02	29,7	19	0,8	0,8	0,85	1,85	4,6	8,4	30
20	2,61	1,62	1,64	1,44	30,8	31	1,05	1,1	1,1	5,2	6,4	12	30
20	1,6	1,03	1,06	0,96	34,5	19	0,8	0,9	0,9	0,9	4,9	9,8	35
20	2,3	1,56	1,5	1,4	34,9	31	1,2	1,2	1,2	2,8	6,6	14,1	35
20	1,06	0,71	0,77	0,64	44,5	19	0,9	0,9	0,9	0,3	5	11,1	45
20	1,63	1,15	1,15	1,05	48	31	1,3	1,3	1,4	0,7	7	19	45
20	0,71	0,51	0,54	0,46	56,4	19	0,85	0,9	0,9	0	4,8	12,9	55
20	1,42	1,05	1,11	0,97	55,9	31	1,5	1,4	1,5	0	7,2	21	55
20	0,51	0,38	0,41	0,34	65,6	19	0,8	0,8	0,8	0	4,3	12,9	65
20	1,06	0,82	0,82	0,74	67,2	30,5	1,5	1,4	1,4	0	6,8	20,4	65