

Olli Myllylä

**KIERTOKANGEN LAAKERIN ELASTOHYDRODYNAAMISEN
VOITELUN SIMULOINTI NITROMETAANIMOOTTORISSA**

KIERTOKANGEN LAAKERIN ELASTOHYDRODYNAAMISEN VOITELUN SIMULOINTI NITROMETAANIMOOTTORISSA

Olli Myllylä
Opinnäytetyö
Kevät 2019
Konetekniikan tutkinto-ohjelma
Oulun ammattikorkeakoulu

TIIVISTELMÄ

Oulun ammattikorkeakoulu
Konetekniikka, koneautomaatio

Tekijä: Olli Myllylä

Opinnäytetyön nimi suomeksi: Kiertokangen laakerin elastohydrodynaamisen voitelun simulointi nitrometaanimoottorissa

Opinnäytetyön nimi englanniksi: Elastohydrodynamic simulation for connecting rod bearing in a nitromethane motor

Työn ohjaajat: Jaska Salakari, Janne Ilomäki

Työn valmistumislukukausi ja -vuosi: kevät 2019

Sivumäärä: 28 + 1 liite

Työssä selvitettiin nitrometaanikäyttöisen kiihdytysmoottoripyörän kiertokangen laakeroinnin ongelmia kiihdytysajon aikana. Moottoriin on suunniteltu kampiakselin mitoituksen muuttamista ja työssä simuloidaan liukulaakerin voitelu tälle uudelle mitoitukselle. Kiertokangen liukulaakerin tutkiminen vaatii monimutkaista elastohydrodynaamista laskentaa, jossa otetaan huomioon materiaalien elastiset muutokset kuormituksessa. Työssä selvitettiin uuden liukulaakerin kestävyys simuloinnin avulla. Toimeksiantajana on Fuel Express Oy.

Työ alkoi tutustumalla hydrodynaamisten laakerien peruseräilyihin. Näissä laakereissa akseli ja laakeri eivät ole kosketuksissa, vaan voitelu kannattelee kuorman. Työn moottorin todellisessa tilanteessa näin ei kuitenkaan ole ollut, ja tässä työssä varmistetaan, että uudessa akselissa voitelu kannattelee voiman. Työhön saatiin Oulun ammattikorkeakoulun yhteistyökumppanin avulla suorittaa simulaatiot AVL Excite -ohjelmalla. Ohjelman simulointia varten moottorista kerättiin mitatut kaasupaine- ja kiertymäkulman mukaan ja oleelliset geometriset arvot kampiakselista, kiertokangesta ja männästä.

Liukulaakerista suoritettiin onnistuneesti elastohydrodynaamiset simulaatiot kerätyillä tiedoilla. Tulosten mukaan uuden akselin liukulaakerin voitelu tulisi kestää moottorin kuormitus simulaation tilanteessa. Öljykalvon paksuus jää minimiviitearvojen yläpuolelle maksimikuormituksessa. Tietojen rajallisuus kuitenkin rajoitti simulaation laajuutta. Tulokset rajoittuivat mitatulle kierrosalueelle lähellä maksimipainealuetta sekä erilaisille öljyn ominaisuuksille ja käyttöolosuhteille.

Asiasanat: liukulaakeri, hydrodynamiikka, voitelu

ABSTRACT

Oulu University of Applied Sciences
Mechanical engineering, automation

Author: Olli Myllylä

Title of thesis: Elastohydrodynamic simulation for connecting rod bearing in a nitromethane motor

Supervisors: Jaska Salakari, Janne Ilomäki

Term and year when the thesis was submitted: Spring 2019

Pages: 28 + 1 appendice

The purpose of this thesis is to analyse connecting rod big end bearing in a 2018 world record Top Fuel engine. The provider for this thesis is the manufacturer of the engine: Fuel Express Oy.

Work began studying the hydrodynamic lubrication of plain bearings and simulation possibilities. Simulations were done successfully with AVL Excite, a specialized software for flexible multi-body dynamic simulations. Results are not realistic due to insufficient data from the engine. Simulations were done with gas pressure data from rpm ranges near maximum gas pressure. Though simulations were positive in this specific point they are not applicable to other rpm ranges.

Keywords: lubrication, hydrodynamic, elastohydrodynamic, plain bearing

SISÄLLYS

TIIVISTELMÄ	3
ABSTRACT	4
SISÄLLYS	5
1 JOHDANTO	7
2 KIERTOKANGEN LIUKULAAKERIN VOITELU	8
2.1 Voitelu	8
2.1.1 Hydrodynaaminen voitelu liukulaakereissa	9
2.1.2 Elastohydrodynaaminen voitelu	9
2.1.3 Termoelastohydrodynaaminen voitelu	10
2.2 Voiteluaineiden reologia	10
2.2.1 Viskositeetti	10
2.2.2 Öljyjen lisäaineet	13
2.3 Laakerin kuormituksen simulointi	14
2.4 Voitelun simuloinnin matemaattinen tarkastelu	15
2.4.1 Hydrodynaaminen ja elastohydrodynaamiset menetelmät	16
2.4.2 Termoelastohydrodynaaminen menetelmä	17
3 MOOTTORIN TIEDOT	18
3.1 Moottori	18
3.2 öljyt	20
4 LIUKULAAKERIN SELVITYS	21
4.1 Kiertokangen mallinnus	21
4.2 Järjestelmän mallinnus	22
4.3 Elastohydrodynamisen liitoksen simulointi	22
5 SIMULAATION TULOKSET	24
5.1 Simulointi	24
5.2 Vertailu	25
6 YHTEENVETO	27
LÄHTEET	28
LIITTEET	
Liite 1 Simulaatiotulokset	

SANASTO

AVL Excite	simulaatiotyökalu
EHD	elastohydrodynamiikka
FEM	elementtimenetelmä (finite element method)
HD	hydrodynamiikka
TEHD	termoelastohydrodynamiikka

MERKIT

η	dynaaminen viskositeetti
θ	täytön kerron
h	vällys
p	paine
C_B	laakerikuoren ominaislämpö
C_p	öljyn ominaislämpö
ρ	öljyn tiheys
ρ_B	laakerikuoren tiheys
x, \bar{y}, y, z	öljykalvon koordinaatti
u, v, w	öljykalvon nopeuksia
u_1, u_2	nopeus
ν	kinemaattinen viskositeetti
t	aika
T	lämpötila
T_B	pesän lämpötila
T_A	ympäristön lämpötila
du/dy	leikkausnopeus
B_i	lämmönjohtavuuden kerroin
$\frac{\partial}{\partial n}$	normaali derivaatta
η_p	dynaaminen viskositeetti paineessa p
η_0	dynaaminen viskositeetti 1 barin paineessa
α	kerroin

1 JOHDANTO

Kiihdytyskilpailu on moottoriurheilulaji, jossa tarkoituksena on ajaa varttimaili mahdollisimman lyhyessä ajassa. Tämän lajin nopeimmissa kilpailuryhmissä käytetään polttoaineena nitrometaania (FHRA). Tämä opinnäytetyö tehdään Super Twin Top Fuel -sarjan vuoden 2018 maailmanennätyksen ajaneen Jaska Salakarin nitrometaanipolttomoottoriin. Tässä Super Twin Top Fuel -sarjassa loppunopeudet ovat alle 7 sekunnin ajon aikana 350 km/h. Työn toimeksiantajana on Fuel Express Oy.

Moottorin keskeisenä ongelmana on ollut kiertokangen alapään laakerointi ja sen kestävyys. Liukulaakerit joudutaan vaihtamaan joka ajon jälkeen kulumisen takia, sillä kuluneet liukulaakerit eivät kestäisi toista vetoa. Moottoriin on mitoitettu uusi kampiakseli, jossa akselin halkaisija on nykyistä suurempi. Opinnäytetyössä tarkastellaan liukulaakerin kestävyyttä uudella akselilla simulaatiotyökalun avulla.

Hydrodynaamisten liukulaakereiden laskenta on hyvin monimutkainen työ. Tätä varten on kehitetty erinäisiä laskentaohjelmistoja, kuten tässä työssä käytettävä AVL Excite. Ohjelma on edistysellinen simulointityökalu, jolla mallinnetaan esimerkiksi polttomoottorin dynaamisia ominaisuuksia.

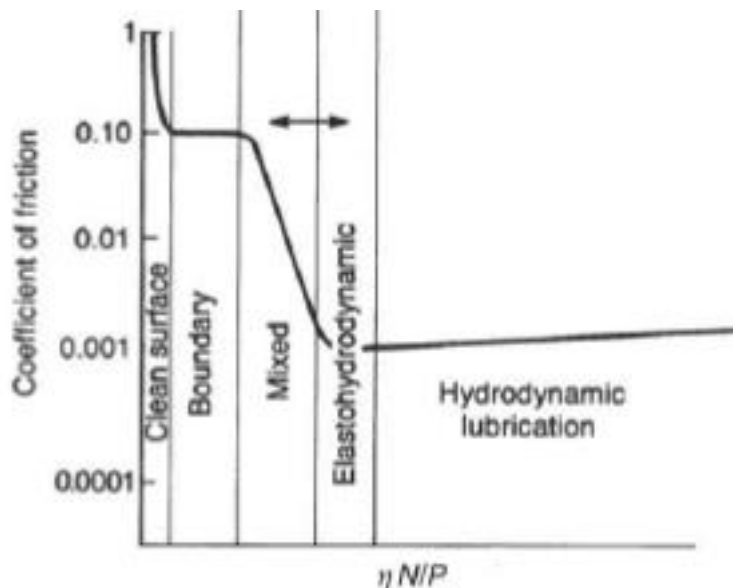
Työssä varmistetaan simuloinnin avulla, että kampiakselin muuttaminen on mahdollista liukulaakerien osalta annetuilla tiedoilla. Teoriaosuudessa perehdytään liukulaakereiden voiteluun sekä voitelun perinteisiin laskennallisiin malleihin. Työosuudessa simuloidaan voitelu uudelle akselin halkaisijalle ja vertaillaan tuloksia nykyisen pienemmän akselin toteutuneeseen tapahtumaan.

2 KIERTOKANGEN LIUKULAAKERIN VOITELU

Tässä luvussa esitetään liukulaakerin voiteluun liittyvä teoria ja voiteluöljyjen reologia. Lisäksi käydään läpi moottorin simuloinnin matemaattista tarkastelua sekä voitelun laskemiseen kehitettyjä matemaattisia malleja, joita työn simulaatiotyökalut hyödyntävät.

2.1 Voitelu

Voitelu vähentää kitkaa kahden kappaleen kosketuksessa liikkeessä. Stribeckin kaavio on yleisesti käytetty voitelun tutkimisessa eri mekaniikan alueilla. Stribeckin kaaviossa voitelu on ryhmitelty rajavoiteluksi (boundary), sekavoiteluksi (mixed) ja nestevoiteluksi eli hydrodynaamiseksi voiteluksi. Rajavoitelussa kappaleet ovat täysin kosketuksessa toisiinsa, jolloin kitka on suurin ja sekavoitelussa kappaleet ovat osittain kosketuksessa. Hydrodynaamisessa ja elastohydrodynaamisessa voitelussa kappaleet ovat kokonaan erotettu voitelulla, mutta erona on öljykalvon minimipaksuus (kuva 2). (Bhushan 2013, 400.)



KUVA 1. Stribeck-kaavio (Bhushan 2013, 400)

Stribeck-kaaviossa liukulaakeroinnissa vastuksen kertoimena on käytetty yhtälöä, joka koostuu dynaamisesta viskositeetistä, kulmanopeudesta ja paineesta (kuva 1). Yhtälöä kutsutaan Hershey'n luvuksi. (Hershey 1914, 542.)

2.1.1 Hydrodynaaminen voitelu liukulaakereissa

Polttomootoreiden liukulaakerit toimivat hydrodynamiikan periaatteiden lailla. Voiteluöljy syötetään akselin sisältä kanavia pitkin akselin ja laakerin väliin sopivassa kohdassa, jolloin öljy lähtee liikkumaan kiertosuuntaan (Mollenhauer – Tschocke 2010, 260). Hydrodynaamisessa voitelussa kuormaa kantava hydrodynaaminen paine syntyy kahdella tavalla:

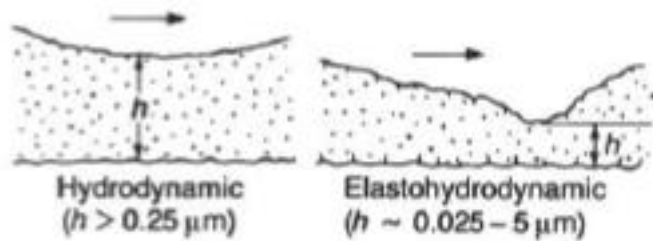
- Neste joutuu kapenevaan kiilamaiseen rakoon, jonka rajapinnat liikkuvat toisiinsa nähden tangentiaalisesti.
- Pintojen lähentyessä toisia neste pusertuu ulos pintojen välisestä kapeasta raosta. (Kivioja – Kivivuori – Salonen 2004, 133.)

Hydrodynaamisessa laakerissa laakerin ja akselin pyöriminen aiheuttaa voiteluaineen puserruksen kappaleiden välissä, mikä tuottaa tarvittavan hydrodynaamisen paineen kuorman kestämiseksi ilman ulkoista paineistusta öljylle. Tämä hydrodynamiikan periaate mahdollistaa suuret kuormat hydrodynaamisissa laakereissa, joissa vaikuttavat suuret nopeudet ja korkea viskositeetti. (Bhushan 2013, 401.)

Hydrodynaamista voitelua sanotaan ideaalisesti voidelluksi kosketukseksi, kun siinä kappaleet eivät ole kosketa. Öljykalvon paksuus on tyypillisesti 5 - 500 μm , mikä on monta kertaa suurempi kuin laakerin pinnan epätasaisuudet, joten kappaleiden kosketusta ei tapahdu. Kitkakerroin voi hydrodynaamisella alueella olla jopa 0,001. Kappaleiden hetkellistä kosketusta tapahtuu kuitenkin aina käynnistyksien yhteydessä matalissa nopeuksissa. (Bhushan 2013, 402.)

2.1.2 Elastohydrodynaaminen voitelu

Elastohydrodynaaminen voitelu on hydrodynaamisen voitelun osajoukko, jossa kappaleiden elastinen muodonmuutos vaikuttaa hydrodynamiikan prosessiin. Elastohydrodynamiikasta käytetään lyhennettä EHD. Elastohydrodynaamisessa voitelussa kalvonpaksuus on noin 0,5 - 5 μm , joka on huomattavasti ohuempi kuin hydrodynamiikassa 5 - 500 μm , eikä kuitenkaan kokonaista fyysistä kosketusta tapahdu (kuva 2). Yksittäisillä alueilla vain pinnan epäkohdat saattavat koskettaa. (Bhushan 2013, 403.)



KUVA 2. Hydrodynamiikan ja elastohydrodynamiikan kalvonpaksuudet (Bhushan 2013, 400)

Suuresti kuormitetuissa laakereissa syntyy yleensä väsymisvaurioita voiteluaineen ominaisuuksien vaikutuksesta. Lisäksi korkeat paineet voivat aiheuttaa muutoksia voiteluaineen viskositeetissä ja elastisia muodonmuutoksia kappaleissa. (Bhushan 2013, 402.)

2.1.3 Termoelastohydrodynaaminen voitelu

Termoelastohydrodynaamisen voitelun teoriassa öljykalvoa tutkitaan energiayhtälön kanssa. Termoelastohydrodynamiikasta käytetään lyhennettä TEHD. Energiayhtälön laskemisessa otetaan huomioon lämmön konvektio jokaisesta suunnasta, lämmön johtuminen nesteessä, lämmöntuotto nesteen puristuksessa sekä viskoosisen kitkan aiheuttama lämpö. (Mang – Dresel 2007, 15.)

2.2 Voiteluaineiden reologia

2.2.1 Viskositeetti

Aineen sisäisen vastuksen mittayksikkö on viskositeetti. Viskositeetti kuvaa aineen juoksevuutta. Pienemmän viskositeetin omaavat aineet virtaavat nopeammin kuin suuremman viskositeetin omaavat aineet. Newtonilaisesti käyttäytyville voiteluaineille leikkausjännityksen ja leikkausnopeuden suhde on vakio, joka on viskositeetti. Dynaaminen viskositeetti lasketaan kaavalla 1. (Kivioja – Kivivuori – Salonen 2004, 174.)

$$\eta = \frac{\tau}{du/dy}$$

KAAVA 1

η = dynaaminen viskositeetti

τ = leikkausjännitys

du/dy = leikkausnopeus

Kinemaattinen viskositeetti määritellään dynaamisen viskositeetin η ja voiteluaineen tiheyden ρ avulla kaavalla 2 (Kivioja – Kivivuori – Salonen 2004, 174).

$$v = \frac{\eta}{\rho}$$

KAAVA 2

v = kinemaattinen viskositeetti

η = dynaaminen viskositeetti

ρ = voiteluaineen tiheys

Lämpötilan vaikutus viskositeettiin

Kaikkien voiteluaineiden viskositeetti laskee huomattavasti, kun niiden lämpötila kasvaa. Lineaarisissa järjestelmissä lämpötilan vaikutus viskositeettiin on hyperbolinen ja ominaisuuksien määrittely on hankala kopioida käytännössä. Tätä varten lämpötilan käyttäytymiselle on allokoitu yhtälö. Ubbelohde-Walterin yhtälö (kaava 3) on yleisesti hyväksytty ja on pohjana ASTM-, ISO- ja DIN-standardien laskennan suosituksille. Ubbelohde-Walterin yhtälö on esitetty kaavassa 3. (Mang – Dresel 2007, 25.)

$$\lg \lg (v + C) = K - m * \lg T$$

KAAVA 3

C, K = vakioarvoja

T = lämpötila kelvineissä

m = kallistuskulma

Nopeissa tietokoneavusteisissa laskuissa käytetään Vogel-Cameronin yhtälöä dynaamisen viskositeetin laskemiseen. Vogel-Cameronin yhtälö viskositeetille tietyssä lämpötilassa lasketaan kaavalla 4 (Mang – Dresel 2007, 26).

$$\eta = A * \exp\left(\frac{B}{T+C}\right)$$

KAAVA 4

A, B, C = vakioarvoja

T = lämpötila kelvineissä

Vogel-Cameronin yhtälöstä (kaava 4) on myöhemmin jatkettu muun muassa Broderbundin yhtälö, jota käytetään TEHD:n laskennan menetelmissä. (Mang – Dresel 2007, 26.)

Viskositeetti-indeksi

Viskositeetti-indeksi on kansainvälinen arvo viskositeetin käyttäytymiseen lämpötilan muutoksesta, ja siitä käytetään lyhennettä VI. Viskositeetti-indeksi esitettiin ensimmäisen kerran Yhdysvalloissa 1928. Silloin huonoimmaksi tunnetun Yhdysvaltojen öljyjen VI:n arvoksi annettiin 0 ja parhaimmaksi 100. Nykyään VI:n arvo 100 on jo jäänyt liian pieneksi parhaimmille öljyalauduille, VI:n arvot yli 100:n lasketaan VIE-arvoksi.

Viskositeetti-indeksi perustuu tehtyihin viskositeettimäärittäisiin +40 °C ja +100 °C:ssa, sekä viskositeetin käyttäytymiseen tällä välillä. Viskositeetti-indeksin määrittämiseen verrataan tutkittavan öljyn kinemaattista viskositeettiä näiltä lämpötiloilta ja verrataan niitä ranskalaisen standardin NF T 60-136 vertailutaulukon öljyjen viskositeetteihin samoissa lämpötiloissa. (Frene – Nicolas – Degueurce – Berthe – Godet 1997, 41.)

Paineriippuvainen viskositeetti

Paineriippuvaisen viskositeetin merkitystä vähätellään vieläkin useissa voitelun laskennallisissa menetelmissä. Siitä on kuitenkin tullut merkittävä osa elastohydrodynaamisen voitelun laskentaa. Eksponentiaalinen riippuvuus viskositeetista paineen alaisena meinaa, että viskositeetti kasvaa todella nopeasti paineesta. Paineriippuvainen viskositeetti voidaan määrittellä kaavalla 5 (Mang – Dresel 2007, 28).

$$\eta_p = \eta_0 * e^{\alpha(p-p_1)}$$

KAAVA 5

η_p = dynaaminen viskositeetti paineessa p

η_0 = dynaaminen viskositeetti 1 baarin paineessa

α = paineviskositeettikerroin

On todistettu, että öljyn lisäaineet vaikuttavat merkittävästi paineviskositeetin käyttäytymiseen. Tämä vaikuttaa EHD:n voitelun suurien paineiden alaisuudessa

öljykalvon ominaisuuksiin. Matalissa lämpötiloissa muodostuu ohut öljykalvo ja korkeissa lämpötiloissa lisäaineilla paranneltu öljy muodostaa paksumman öljykalvon suuremman paineviskositeettikertoimen α takia. (Mang – Dresel 2007, 28.)

2.2.2 Öljyjen lisäaineet

Lisäaineet ovat synteettisiä kemikaalisia aineita, jotka muuttavat voiteluaineiden ominaisuuksia. Ne voivat parantaa olemassa olevia ominaisuuksia, ehkäistä ei-haluttuja ominaisuuksia ja lisätä uusia ominaisuuksia voiteluaineeseen. Lisäaineet voidaan luokitella kahteen luokkaan:

- 1) vaikuttaa voiteluaineen fyysisiin ominaisuuksiin kuten lämpötilan vaikutukseen viskositeettiin, demulsioon, matalan lämpötilan ominaisuuksiin
- 2) vaikuttaa pääasiassa metallin pintoihin muokaten niiden fysikokemikaalisia ominaisuuksia, esimerkiksi vähentää kitkaa, kasvattaa maksimipaineen käyttäytymistä ja suojaa kulumista. (Wang – Dresel 2007, 88.)

Eri lisäaineet voivat joko avustaa tai vastustaa toisia. Jotkut lisäaineet voivat jopa estää toisia lisäaineita vaikuttamasta negatiivisesti toisiinsa. (Wang – Dresel 2007, 88.)

Antioksidantit

Öljyjen ongelmana on niiden pohjan vanhentuminen. Öljyn vanheneminen vaikuttaa siten, että öljyn viskositeetti kasvaa huomattavasti ja hapettuneita kappaleita alkaa muodostua, joka voi johtaa korroosioon ja ongelmiin voitelussa. Tätä vanhentumisen prosessia voidaan pitkittää antioksidanteilla lisäaineilla. Näitä lisäaineita ovat muun muassa

- fenoliset antioksidantit
- aromiset amiinit
- rikki- ja fosforyyhdisteet
- orgaaniset rikkiyhdisteet
- orgaaniset fosforyyhdisteet
- synergiset sekoitteet. (Wang – Dresel 2007, 89 - 95.)

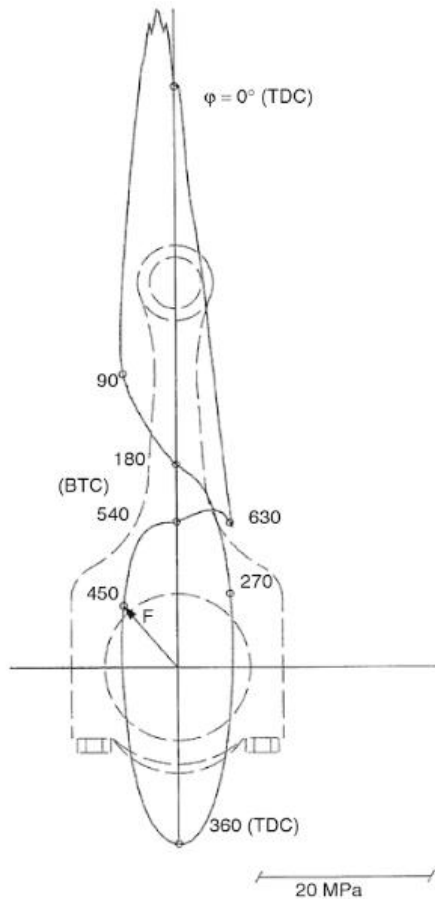
Viskositeetin muuttajat

Jokaisen nesteen keskeinen ominaisuus on sen viskositeetti. Kinemaattinen viskositeetti on riippuvainen ulkoisista tekijöistä kuten paine ja lämpötila. Yksinkertaisimmillaan viskositeettia voidaan parantaa sekoittamalla vastaavaa nestettä. Todellisuudessa kuitenkin nykyajan standardeihin päästään vain lisäämällä viskositeetin muuttajia (VM) jotka tunnetaan myös viskositeetti-indeksin kohentajina (VII). Polymeerisiä viskositeetin muuttajia ovat muun muassa

- polyalkaaniakrylaatti
- polyisobuteeni
- kovetettu styreeni-butadieeni. (Wang – Dresel 2007, 95.)

2.3 Laakerin kuormituksen simulointi

Matemaattinen tarkistus liukulaakerin toimintaan koostuu suurimmaksi osaksi mekaanisten rasitusten laskemiseen ja akselien etäisyyden määrittämiseen laakerista eli minimi kalvonpaksuuden. Lisäksi toisia arvioitavia kohteita ovat kitkahäviöt, voiteluaineen virtausmäärät sekä johtuvat lämpötilat. Moottorin simuloiminen alkaa voimien määrittämisellä (kuva 3). (Mollenhauer – Tschocke 2010, 261.)



KUVA 3. Henkilöauton tyypillinen painekäyrä kiertokulman mukaan laakerilla (Mollenhauer – Tschocke 2010, 261)

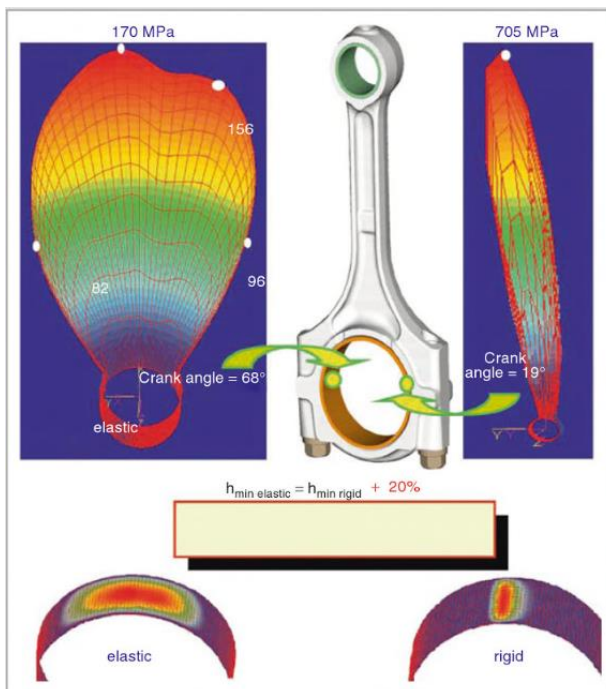
Kuvassa 3 kuvataan tyypillisen henkilöauton polttomoottorin rasitus liukulaakerilla kiertokulman mukaan. Tämän lisäksi simuloidaan akselin ja laakerin väläys kiertokangon kiertokulman mukaan. Näiden tietojen avulla saadaan muodostettua Sommerfeldin numerot elastohydrodynaamista tarkastelua varten. (Mollenhauer – Tschocke 2010, 261.)

2.4 Voitelun simuloinnin matemaattinen tarkastelu

Liukulaakereiden voitelun matemaattiseen tarkasteluun on tehty lukuisia simulointimethodoja, mutta lähes jokaisessa yhteisenä tekijänä on Reynoldsin differentiaaliyhtälö. Reynoldsin yhtälöön pohjautuvat laskentatekniikat ovat jaettavissa hydrodynaamiseen, elastohydrodynaamisen ja termoelastohydrodynaamiseen tekniikoihin. (Bukovnik – Dorr – Caika – Barz – Loibnegger 2006.)

2.4.1 Hydrodynaaminen ja elastohydrodynaamiset menetelmät

Hydrodynaamisen simuloinnin pohjana on Reynoldsin yhtälö, joka kuvaa voiteluaineen virtauksen voidellussa välissä simuloiden liikettä ja ottaen huomioon jatkuvuuden. Reynoldsin yhtälössä oletetaan kuitenkin koskettavien pintojen olevan täysin jäykkiä. Nykyisien polttomoottorien voimat tuottavat kuitenkin niin suuria muodonmuutoksia laakereille ja akseleille, että elastiset muodonmuutokset on otettava huomioon. Kuvassa 4 on esitetty, miten muodonmuutos laakerissa vaikuttaa paineen jakaumaan.



KUVA 4. Elastisen muodonmuutoksen vaikutukset paineen jakaumaan (Mollenhauer – Tschocke 2010, 263)

Elastinen muodonmuutos jakaa painetta isommalle alueelle, jolloin maksimipaine pienenee huomattavasti. Tästä syystä Reynoldsin yhtälöä käytetään vain karkeisiin arviointeihin moottorin suunnittelussa. Moottorin suunnitteluvaiheessa siirrytään elastohydrodynaamiseen tarkasteluun, vasta kun tiedetään tarkat geometriat kiertokangesta, kampiakselista ja sylinterilohkosta. (Mollenhauer – Tschocke 2010, 260)

Elastohydrodynaamiset tarkastelumenetodit pohjautuvat jatkettuun Reynoldsin yhtälöön. Tässä jatketussa yhtälössä on lisätty kavitaatioalueen täytön kerroin.

Paine p lasketaan yhtälössä voitelualueelle ja lisätty kerroin kavitaatioalueelle. Reynoldsin jatkettu yhtälö on annettu kaavassa 6.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{1}{12\eta} \theta h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{1}{12\eta} \theta h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{u_1 + u_2}{2} \frac{\partial(\theta h)}{\partial x} + \frac{\partial(h\theta)}{\partial t} \quad \text{KAAVA 6}$$

Kaavassa 6 täytön kertoimen θ ollessa 1 tarkoittaa, että kavitaatioalue on täysin öljytty, ja kertoimen ollessa 0, kavitaatioalue on täysin tyhjä. (Bukovnik ym. 2006.)

2.4.2 Termoelastohydrodynaaminen menetelmä

Termoelastohydrodynaaminen tarkastelumenetodi tarkastelee Reynoldsin yhtälöä öljykalvon energiayhtälön kanssa (kaava 7). Kavitaatioalueella lämmönjohtavuus ja viskositeetti skaalautuu kavitaatioalueen kertoimen kanssa, jolloin energiayhtälö pysyy muuttumattomana. Tarkastelumenetodi on esitetty kaavassa 7. (Bukovnik ym. 2006.)

$$\begin{aligned} -\frac{\partial}{\partial x} \left(\theta \alpha^2 \frac{\partial p}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(\theta \alpha^2 \frac{\partial p}{\partial z} \right) &= \frac{\partial}{\partial x} (\theta \beta) + \frac{\partial}{\partial t} (\theta \gamma), \quad \gamma_{\bar{y}} = \bar{h} \int_0^{\bar{y}} \bar{\rho} d\bar{y}, \\ -\alpha_{\bar{y}}^2 &= h^3 \int_0^{\bar{y}} \bar{\rho} \left(\int_0^{\bar{y}} \frac{y'}{\bar{\eta}'} dy' - \frac{\int_0^1 \frac{y'}{\bar{\eta}'} dy'}{\int_0^1 \frac{1}{\bar{\eta}'} dy'} * \int_0^{\bar{y}} \frac{1}{\bar{\eta}'} dy' \right) d\bar{y}, \\ \beta_{\bar{y}} &= hU \int_0^{\bar{y}} \bar{\rho} \left(1 - \frac{\int_0^{\bar{y}} \frac{1}{\bar{\eta}'} dy'}{\int_0^1 \frac{1}{\bar{\eta}'} dy'} \right) d\bar{y} \end{aligned} \quad \text{KAAVA 7}$$

Energiayhtälö (kaava 8) ottaa huomioon öljykalvon lämmön vaihtelut jokaisesta muodosta: viskositeetin ja puristuksen aiheuttaman lämmöntuoton sekä lämmön siirtymisen nesteessä. Energiayhtälö on esitetty kaavassa 8. (Bukovnik ym. 2006.)

$$\begin{aligned} \rho C_p \left\{ \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + (\bar{u} - U_2) \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{W} \frac{\partial \bar{T}}{\partial z} + \frac{1}{h} \left[\bar{v} - \bar{y} \left(\frac{\partial h}{\partial t} + (\bar{u} - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + \bar{W} \frac{\partial h}{\partial z} \right) \right] \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \right\} \\ + \frac{T}{\rho} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial \bar{T}} \rho \left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + (\bar{u} + U_2) \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \bar{W} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right) - \frac{\kappa}{\bar{h}^2} \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \bar{y}^2} = \frac{\bar{\eta}}{\bar{h}^2} \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{y}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{y}} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad \text{KAAVA 8}$$

Raja-arvoja esitettyyn energiayhtälöön (kaava 8) ovat tasainen laakerin lämpötila ja jatkuva lämmön virtaus. Energiayhtälöön laakerin sisäpinnan lämpötila laskeaan kaavalla 9 (Bukovnik ym. 2006).

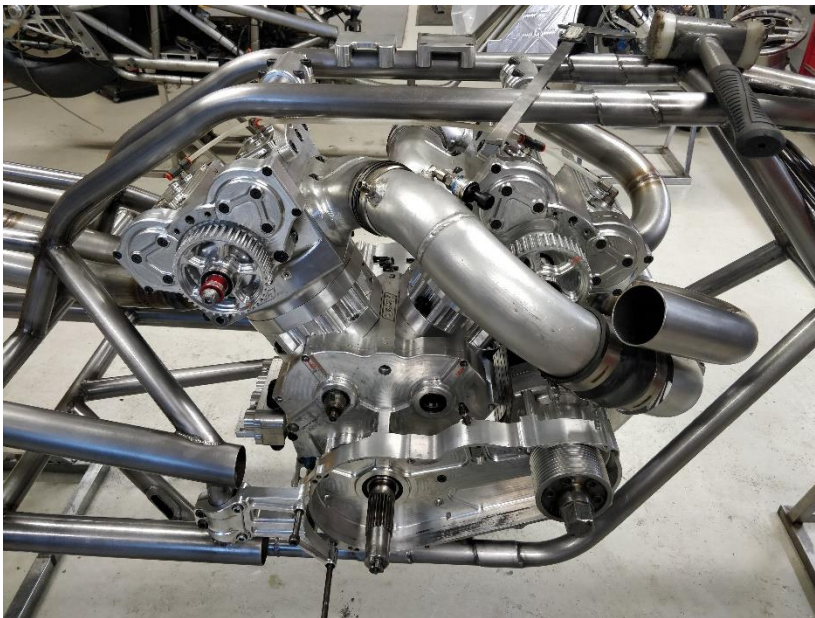
$$\left(\frac{\partial T_B}{\partial n} \right) + B_i (T_B - T_A) = 0 \quad \text{KAAVA 9}$$

3 MOOTTORIN TIEDOT

Tässä luvussa kerrotaan simuloitavan moottorin tekniikasta ja esitetään mitattuja arvoja kuten kaasupainearvot kiertymäkulman mukaan. Lisäksi käydään läpi tulosten todellisuuteen vaikuttavia tekijöitä.

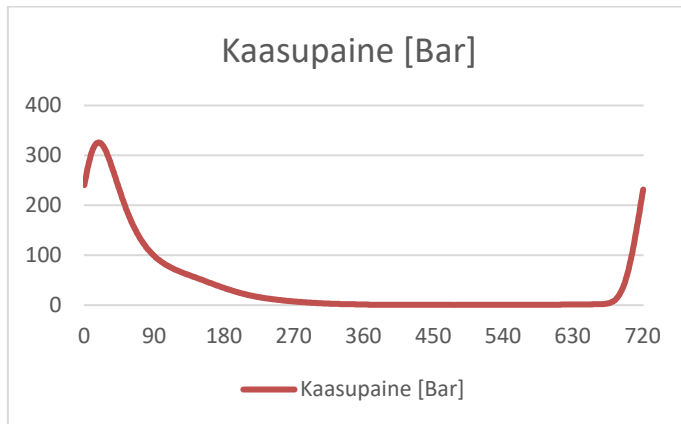
3.1 Moottori

Työssä tutkittava moottori on V-twin-tyyppinen nitrometaanipolttomoottori. V-twin tarkoittaa, että moottorissa on kaksi sylinteriä asetettu pitkittäin v-muotoon. Tässä moottorissa ne ovat asetettu 60 asteen kulmaan. (Kuva 3.)



KUVA 3. Kiihdytyspyörän V-twin-nitrometaanimoottori

Moottorista on mitattu kaasunpaine palotilassa 5 000 kierroksen minuuttinopeudessa (kuva 4). Suurimmat dynaamiset voimat liukulaakerille syntyvät, kun palotilan kaasunpaine yläkuolokohdan jälkeen painaa sylinteriä alaspäin. Tästä tapahtumasta siirtyy dynaamiset voimat männäntapille, kiertokangelle ja kiertokangon laakerille.



KUVA 4. Sylinterin kaasupaine kiertymäkulman mukaan

Kaasupaine on muuttuva arvo eri kierrosluvuilla ja kuormitusarvolla. Tämä mitaus on tehty kierrosnopeudella lähellä maksimi kaasupaineen arvoja. Simulaatiot tehdään tässä pisteessä, mutta täytyy ottaa huomioon, että kierrosnopeuden kasvaessa myös kinemaattiset voimat kasvavat.

AVL Excite -simulointityökalu laskee tapahtumassa syntyvät dynaamiset voimat ja käyttää niitä voitelun tutkimiseen. Tätä varten ohjelmalle on annettava hyvin perusteelliset tiedot männästä, männäntapista, kiertokangesta, alapään liukulaa-kerista sekä kampiakselista. Simuloinnissa käytetyt mitatut arvot on annettu taulukossa 1.

TAULUKKO 1. Moottorin uusien osien tiedot.

Mäntä	
Materiaali	Alumiini 7075-T6
Elastinen kerroin	7.2e+10 N/m ²
Poissonin luku	0.33
Paino	696 g
Pinta-ala	9160,88 mm ²
Halkaisija	108 mm
Kampiaksieli	
Materiaali	Teräs
Elastinen kerroin	2.1e+11 N/m ²
Poissonin luku	0.27
Paino	10874 g
Kiertokangen akselin halkaisija	60,24 mm
Laakerin akselin halkaisija	71 mm
Akseleiden keskipisteiden etäisyys	41,4 mm

(jatkuu)

TAULUKKO 1. (jatkuu)

Kiertokanki	
Materiaali	Alumiini 7075-T6
Elastinen kerroin	7.2e+10 N/m ²
Poissonin luku	0.33
Paino	940,73 g
Akselin reiän halkaisija	63,50 mm
Männäntapin reiän halkaisija	31,5 mm
Reikien etäisyys	165,10 mm

3.2 öljyt

Moottorin öljynä käytetään öljyä Petrocanada duron 50. Öljystä toimittaja on antanut kinemaattiset viskositeettiarvot ja viskositeetti indeksin, jotka ovat

- 40 °C:n viskositeetti 206 mm²/s
- 100 °C:n viskositeetti 19,1 mm²/s
- Viskositeetti-indeksi 105 (DURON™ Monograde Monograde engine oil. 2019).

Duron 50:n tiedoista ei kuitenkaan voida laskea paineriippuvaista tai lämpöriippuvaista viskositeettiä, kun ei tiedetä Ubbelohde-Walterin (kaava 3) ja Vogelín-Cameronin (kaava 4) yhtälöissä tarvittavia vakioarvoja. Tästä syystä simuloinnissa käytetään duron 50:n viskositeettiä lähimpänä olevaa öljynlaatua SAE 10W-50, josta tämä lämpötilan vaikutus viskositeettiin on laskettavissa.

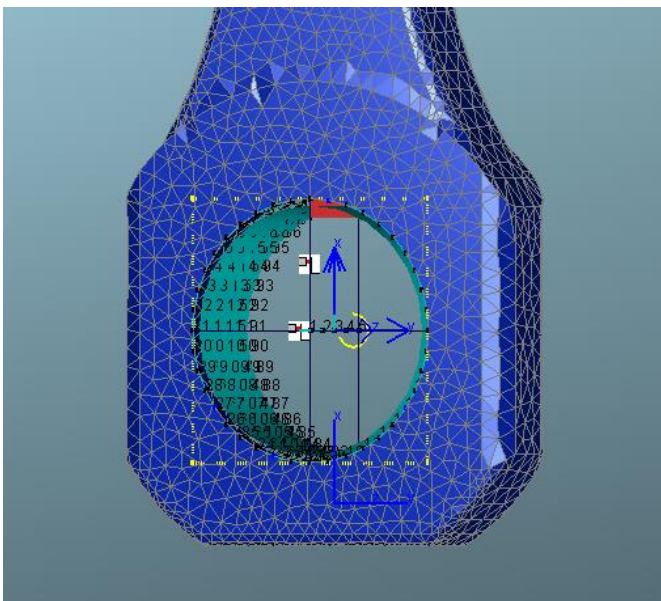
Tulosten todenmukaisuuteen vaikuttaa se, että öljyyn sekoittuu yhden ajon aikana keskimäärin noin kolmasosa nitrometaania. Nitrometaanin viskositeetti on 25 °C:ssa 0,63 mm²/s. Lisäksi moottoriöljyyn lisätään X-1R:n lisäainetta, joka vähentää metallipintojen kosketuksesta aiheutuvaa kitkaa (X-1R. 2019). Näitä muuttujia ei ole otettu huomioon simuloinnissa tietojen puutteellisuuden takia, jotka täytyy ottaa huomioon tuloksia tarkastellessa todenmukaisuutta huonontavana tekijänä.

Moottorin öljypumppu tuottaa 7 baaria painetta ja 26,5 litraa minuutissa. Paine ja virtaus ovat todellisuudessa vaihtelevia arvoja moottorin käydessä. Näitä mitattuja arvoja ei ollut toimeksiantajalla toimittaa, joten simuloinnissa käytetään arvoja muuttumattomina, mikä vaikuttaa tulosten realistisuuteen.

4 LIUKULAAKERIN SELVITYS

4.1 Kiertokangen mallinnus

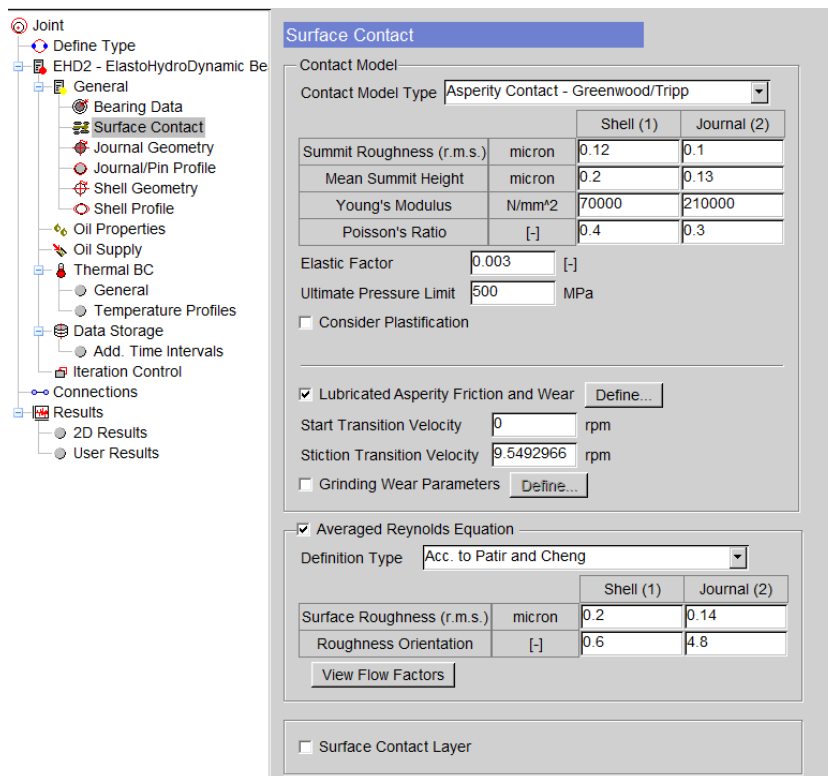
Kiertokangesta tehtiin 3D-mallille verkko Altair Hyperworks-ohjelmalla (kuva 5). Kiertokangen mallista tehtiin yksiosainen kappale. 3D-verkolle asetettiin yksi solmu männäntapin reiän keskipisteeseen, yksi solmu kiertokangen massakeskipisteeseen ja liukulaakerin kuorelle asetettiin 5x40 solmua. Simulointityökalu laskee näiden solmujen avulla järjestelmässä aiheutuvat voimat.



KUVA 5. Kiertokangen 3D-verkko solmutetulla liukulaakerin verkolla

Kiertokangen liukulaakerin kuoren verkko mallinnettiin 200 neliön verkko, johon jokaiseen kulmaan asetettiin solmut. Näitä solmuja hyödynnetään Reynoldsin yhtälön ratkaisuihin. Kiertokangen kiinteästä 3D-mallista annetaan ohjelmalle vain tarvittavat tiedot materiaalista ja painosta.

Mahdollisimman realististen tulosten saavuttamiseksi täytyisi esikiristyksen jännitysten vaikutukset sekä kappaleiden epäjatkuvuudet ottaa huomioon. Tässä työssä ne jätettiin huomioimatta toiminnon monimutkaisuuden takia ja tämä vaikuttaa tulosten realistisuuteen. Esikiristys voi tuottaa vastakohtaisia vaikutuksia öljykalvon minimipaksuuteen eri kiertokulmilla.



KUVA 7. EHD:n liitoksen asetukset simulointityökalussa (AVL Excite, viitattu 19.5.2019)

Elastohydrodynaamisessa simuloinnissa paikallisten lämpötilojen muutoksia ei oteta huomioon Reynoldsin yhtälössä, nämä huomioidaan termoelastohydrodynaamisessa simuloinnissa. Paikallisten lämpötilojen ottaminen huomioon tarkoittaa käytännössä tarkempia laskentatuloksia. Tähän työhön termoelastohydrodynaaminen tarkastelu jätetään tekemättä, sillä öljyn lämpötilan ja paineen mittaus-tietoja ei ollut saatavilla. Öljyn hetkellinen lämpötila ja paine täytyisi mitata kierty-mäkulman mukaan samassa kierrosnopeudessa kuin kaasunpaine. Työssä si-muloidaan laakerista seuraavat ominaisuudet:

- öljykalvon minimipaksuus
- öljykalvon maksimipaine
- liukulaakerin kuluminen.

Moottorin kierto simuloidaan kolmelta 720 asteen sykliltä, josta tulokset kirjoite-taan kahdelta viimeiseltä sykliltä. Näitä uuden mitoitusien simuloituja tuloksia vertaillaan vanhan pienemmän liukulaakerin kulumiin visuaalisesti.

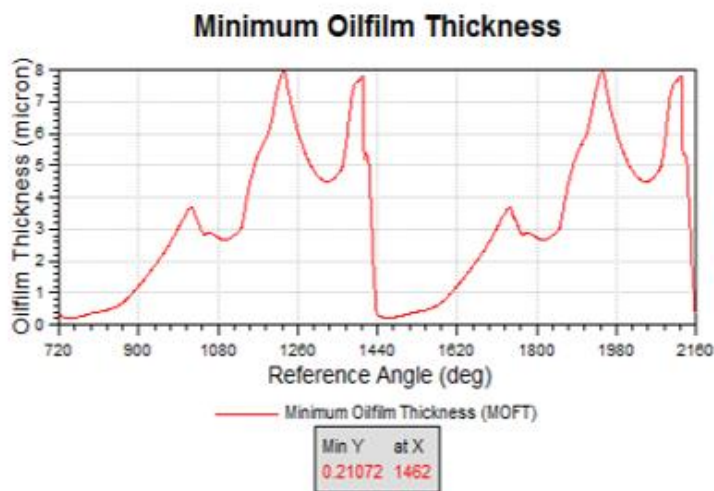
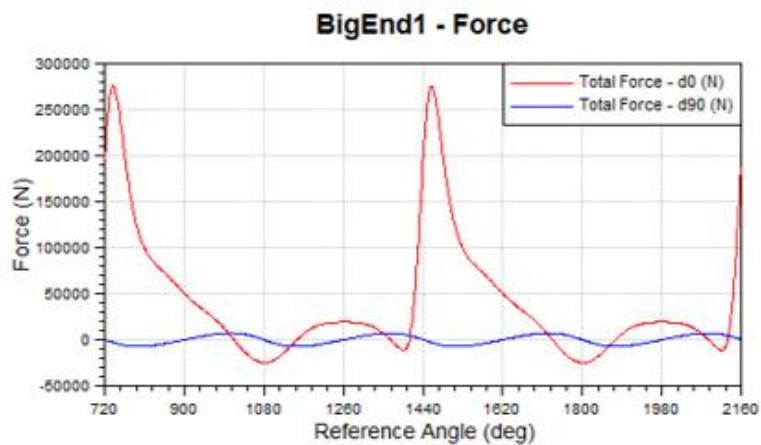
5 SIMULAATION TULOKSET

Tuloksia tarkastellessa täytyy ottaa huomioon simulaation rajaus. Simulaatio on tehty vain yhdelle kierrosalueelle ja sen mitatuille kaasunpainearvoille. Nämä simulaatiot ovat todellisia vain tässä tilanteessa ja annetuilla arvoilla. Luvussa 3. Moottorin tiedot lueteltiin lähtötietoja, joiden pohjalta simulaatiot on tehty. Puuttuvat tai puutteelliset arvot ovat korvattu laskennallisilla arvoilla tai yleisesti käytetyillä arvoilla. Näitä arvoja ovat

- pinnankarheus akseli 0,1 μm
- pinnankarheus laakeri 0,12 μm
- huippujen keskiarvo akseli 0,13 μm
- huippujen keskiarvo akseli 0,2 μm
- kimmokerroin laakeri 70 000 N/mm²
- öljy SAE 10W-50
- öljynpaine ja virtaus muuttumaton
- öljyn lämpötila muuttumaton 80, 100 ja 120 °C
- akselin pinnan lämpötila muuttumaton 100 °C
- akselin ja liukulaakerin kokonaisväly 0,6024 mm.

5.1 Simulointi

Simuloinnit tehtiin öljyn lämpötiloille 80, 100 ja 120 °C ja tässä luvussa on esitetty tulokset 80 °C simulaatiosta, jossa öljykalvon paksuus on pienimmillään. Tulokset simulaatioista öljyn lämpötiloilla 100 °C ja 120 °C ovat liitteessä 1. Elastohydrodynaamiseen liitokseen kohdistuvat maksimivoimat ja öljykalvon minimipaksuus on kuvattu kuvassa 8. Termoelastohydrodynaaminen tarkastelu jätettiin tekemättä mittatietojen puutteellisuuden takia, sillä TEHD:n tarkastelun tulokset eivät olisi olleet EHD:n tarkastelun tuloksia realistisempia.

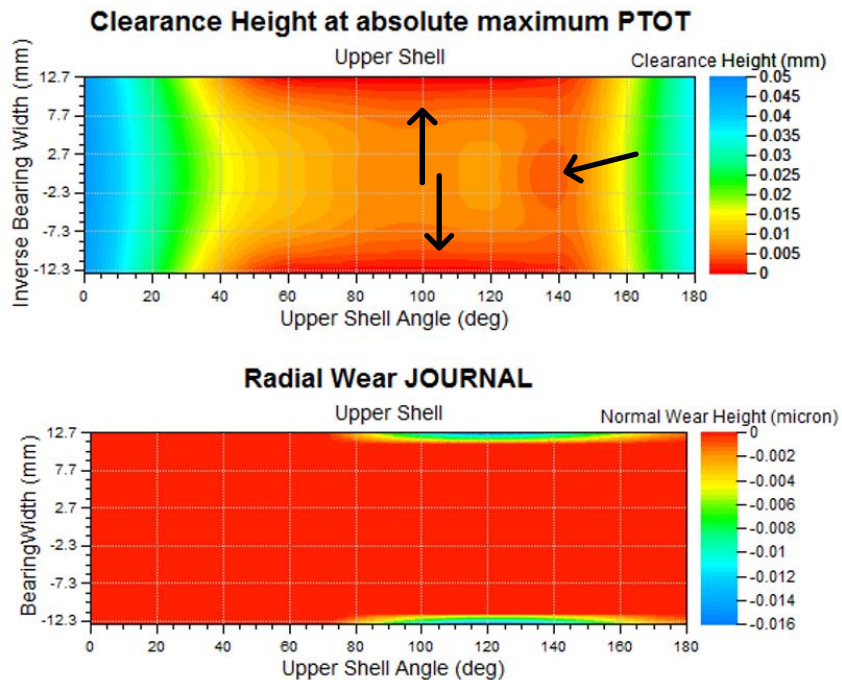


KUVA 8. Voima ja öljykalvon paksuus kiertokulman mukaan

Kuvan 8 tuloksista nähdään, että öljykalvon minimipaksuus on 0,21072 μm 22 astetta yläkuolokohdan jälkeen. Sarjatuotettujen henkilöautojen, joiden akselipaksuus on alle 75 mm, öljykalvon minimipaksuuden viitearvoksi on annettu 0,15 μm 3 000 tunnin eliniän odotuksella. Tuloksista voidaan päätellä varmuudella, että simuloidussa tilanteessa liukulaakerin tulisi kestää kuormitukset.

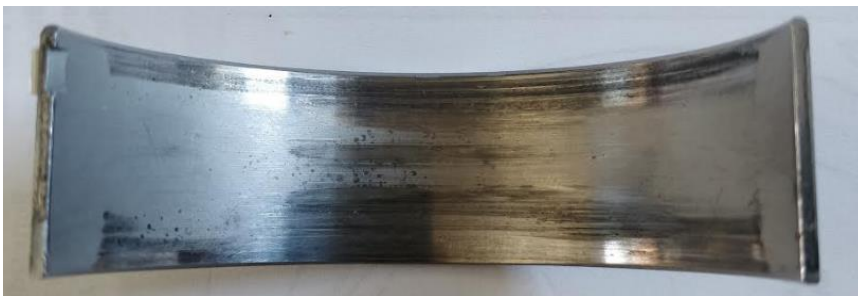
5.2 Vertailu

Simuloidun tapahtuman laakerivälykset ja kulumisen maksimipaineen kohdassa kiertymäkulman asteella 1462 nähdään kuvasta 9. Liukulaakerin ylemmän puoliskon lähimpiä kohtia ovat sen reunat ja pieni osa keskustaa, jotka ovat esitetty kuvassa nuolilla.



KUVA 9. Välys ja kuluminen maksimitotaalipaineessa

Öljykalvon paksuus simuloidussa kuvassa on minimissään 0,21 μm , joka nähdään aiemman kuvan 8 tuloksista. Kulumista tapahtuu tässä tapahtumassa vain erittäin pieneltä alueelta laakerikuoren reunoilta 0,016 μm . Tämä olisi huomattava parannus nykyiseen tapahtumaan. Kuvasta 10 nähdään todellinen tapahtunut kuluminen nykyisellä pienemmällä kampiakselilla.



KUVA 10. Kulunut liukulaakeri, ylemmän kuoren sisäpuoli

Nykyisessä tapahtumassa kulumista syntyy huomattavasti enemmän ja laajemmalla alueelta verrattuna uuden kampiakselin simuloituun tapahtumaan. Kuvassa laakerin pinnalla oleva kiiltävä alue on kulunutta aluetta. Huomataan, että tässä on kulumista tapahtunut reunoilla ja keskiosassa. Simulaatioiden mukaan tätä ei tapahtuisi isommalla liukulaakerilla maksimipainealueen kierrosnopeudessa.

6 YHTEENVETO

Työn nitrometaanimoottoriin on mitoitettu uusi kampiakseli ja kiertokanki. Akselin mitoitus kasvaa nykyisestä ja tässä työssä selvitettiin uuden suuremman liukulaakerin kestävyys simulaatiolla. Tuloksien saamiseen täytyi ensin perehtyä polttomoottorin kiertokangen laakerin toimintaperiaatteisiin ja sen tutkimisen mahdollisuuksiin. Työn tuloksiksi saatiin onnistuneet simulaatiot annetuilla tiedoilla. Simulaatio suoritettiin mitatussa 5 000 kierrosnopeuden kaasunpaine-arvoilla, lähellä maksimipaineen aluetta. Tuloksista päätellen uuden liukulaakerin tulisi kestää simuloitussa tilanteessa. Tietojen rajallisuuden takia simulaatio ei ole todennukainen eikä tuloksia voida hyödyntää toivotulla varmuudella. Realistisemman liukulaakerin kestävyuden selvittämiseksi moottorista täytyisi mitata sylinterin kaasunpaine, sekä öljyn lämpötila ja paine kaikilla moottorin kierrosnopeuksilla tuhannen välein.

Moottorista saatuja painetietoja oli vain yhdellä kierrosnopeusalueella, sekä kriittisesti vaikuttavia arvoja kuten öljypaine ja virtaus oletettiin muuttumattomaksi tarkempien mittatietojen puutteellisuuden syystä. Tuloksista ei voida todeta kestääkö liukulaakeri muilla kierrosalueilla tai simuloitulla kierrosalueella, mikäli öljypaineen ja virtauksen muuttumattomuus ei todellisuudessa toteudu. Näiden tulosten perusteelta moottoriin ei voi tehdä lopputuloksesta varmoja muutoksia.

Opinnäytetyön edetessä työn laajuus hahmottui ja työtä rajattiin pienemmäksi. Liukulaakeriin vaikuttavia asioita moottorissa on useita, mutta työn haluttiin keskittyvän voitelun tarkasteluun, joka itsessään ilmeni olevan erittäin laaja ja vaativa osa-alue. Ongelmana aiheeseen perehtyessäni oli aiheesta olevan julkisen tiedon vähäisyys ja monimutkaisuus. Simulaation esteeksi ilmeni tietojen puutteellisuus, joten tulokset rajoittuvat vain näiden tietojen alueelle. Työstä olisi voinut saada huomattavasti laajemman ja tarkemman, mutta tällöin myös opinnäytetyön laajuus ja vaativuus olisi ylitetty huomattavasti. Tämän työn onnistumisen mahdollisti Oulun ammattikorkeakoulun yhteistyökumppani, jonka kautta sain ammattimaista ohjausta ja perehdytystä AVL Excite -simulaatiotyökalun käyttöön.

LÄHTEET

Bhushan, Bharat 2013. Introduction to tribology. 2., uudistettu painos. Yhdysvallat: John Wiley & Sons.

Bukovnik, Sasa – Dorr, Nicole – Caika, Valdas – Barz, Loibnegger, Wilfried – Loibnegger Bernard 2006. Analysis of diverse simulation models for combustion engine journal bearings and the influence of oil condition. Tribology international. Alankomaat: Elsevier. S. 820-826

FHRA. 2019. Finnish hot rod association FHRA ry. Saatavissa: <https://www.fhra.fi/>. Hakupäivä 28.05.2019.

Frene, Jean – Nicolas, Daniel – Degueurce, Bernard – Berthe, Daniel – Godet, Maurice 1997. Hydrodynamic lubrication bearings and thrust bearings. Alankomaat: Elsevier.

Hershey, Mayo 1914. The laws of lubrication of horizontal journal bearings. Journal of the Washington Academy of sciences. Yhdysvallat: Washington academy of sciences. S. 542-552.

Kivioja, Seppo – Kivivuori, Seppo – Salonen, Pekka 2004. Tribologia, kitka, kuluminen ja voitelu. Helsinki: Hakapaino.

Mang, Theo – Dresel, Wilfried 2007. Lubricants and lubrication. Toinen painos Saksa: Wiley-VCH

Mollenhauer, Klaus – Tschocke, Helmut 2010. Handbook of diesel engines. Berliini: Springer.

DURON™ Monograde Monograde engine oil. 2019. Petro-Canada Lubricants Inc. Saatavissa: <https://lubricants.petro-canada.com/en-cn/brand/duron-mono-grade>. Hakupäivä 20.5.2019.

X-1r. 2019. U.S. Marine Diesel Import LTD. Saatavissa: <https://www.x1r.fi/>. Hakupäivä 20.5.2019.

SIMULAATIO 120°C

Bearing Analysis

Summary Report: BigEnd1

BEARING DATA

Oil Type: SAE 10W-50 dynamic_viscosity
 Operat. Temp. T = Operat. Temp. calculated
 Dyn. Viscosity η = Dyn. Viscosity calculated
 Width B = 25.4 mm
 Inner Diameter ID = 60.2 mm
 Split Angle 90.0 deg
 Absolute Clearance $\psi_{abs} = 60.240 \mu\text{m}$
 Relative Clearance $\Psi_{rel} = 1.0 \text{ o/o}$
 Speed n = 5000 rpm
 Sliding Speed 15.771 m/s

Table: Extreme values for the Upper- and Lower Shell

	Upper Shell			Lower Shell		
		α [deg]	δ [deg]		α [deg]	δ [deg]
$h_{0\text{min}} / \text{MOFT} [\mu\text{m}]$	0.21	1461.4	0.0	2.67	1815.4	222.0
$p_{\text{max}h} / \text{POFP} [\text{bar}]$	3999	739.6	0.0	310	1811.8	222.0
$p_{\text{max}a} / \text{PASP} [\text{bar}]$	3316	1461.4	0.0	0	720.4	270.0
$P_{R,h} / \text{Power Loss} [\text{N.mm/s}]$	46988.000	1457.8	0.0	2246.000	1809.4	222.0
$P_{R,a} / \text{Power Loss} [\text{N.mm/s}]$	578130.00	1461.4	0.0	0.000	720.4	270.0
Θ_h - Oil [K]	---		---	---		---
Θ_a - Oil [K]	---		---	---		---
$p_{\text{quer}} [\text{bar}]$	1807.2	739.6	0.0	163.6	219.0	219.0

α ... Crank Angle δ ... Shell Angle

AVERAGE VALUES

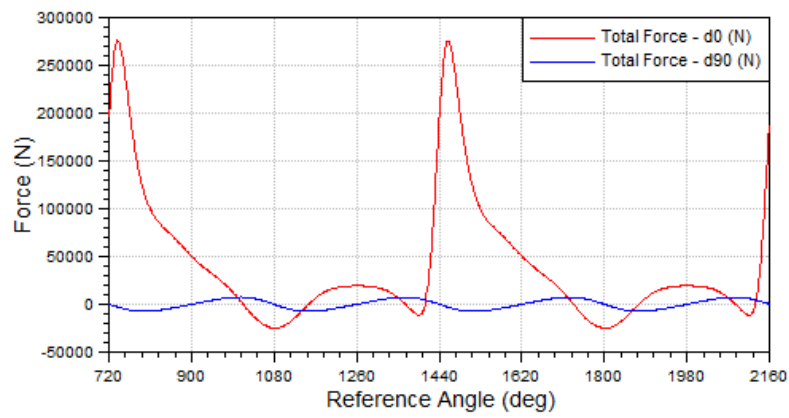
Power Loss $P_R(\text{hydro}) = 1.057 \text{ kW}$
 $P_R(\text{asperity}) = 0.787 \text{ kW}$
 $P_R(\text{total}) = 1.845 \text{ kW}$

Hydrodynamic Flow Rate $Q_D + \psi = 0.500 \text{ l/min}$

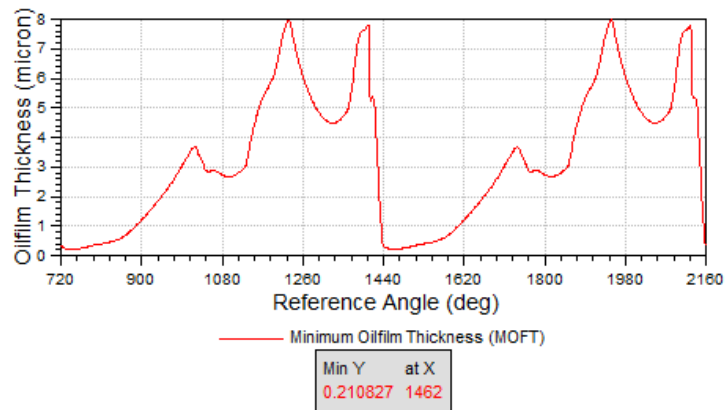
Average Temp. Increase $\Delta T(\text{hydro}) = \text{--- K}$
 $\Delta T(\text{asperity}) = \text{--- K}$
 $\Delta T(\text{total}) = \text{--- K}$

Bearing Analysis

BigEnd1 - Force



Minimum Oilfilm Thickness



SIMULAATIO 100°C

Bearing Analysis

Summary Report: BigEnd1

BEARING DATA

Oil Type:	SAE 10W-50 dynamic_viscosity
Operat. Temp.	T = Operat. Temp. calculated
Dyn. Viscosity	η = Dyn. Viscosity calculated
Width	B = 25.4 mm
Inner Diameter	ID = 60.2 mm
Split Angle	90.0 deg
Absolute Clearance	$\psi_{abs} = 60.240 \mu\text{m}$
Relative Clearance	$\Psi_{rel} = 1.0 \text{ o/o}$
Speed	n = 5000 rpm
Sliding Speed	15.771 m/s

Table: Extreme values for the Upper- and Lower Shell

	Upper Shell			Lower Shell		
		α [deg]	δ [deg]		α [deg]	δ [deg]
$h_{0\text{min}}$ / MOFT [μm]	0.21	1461.4	0.0	2.67	1815.4	222.0
$p_{\text{max}h}$ / POFP [bar]	3988	738.4	0.0	310	1810.6	222.0
$p_{\text{max}a}$ / PASP [bar]	3319	1461.4	0.0	0	720.4	270.0
$P_{R,h}$ / Power Loss [N.mm/s]	46993.000	1457.8	0.0	2246.400	1809.4	222.0
$P_{R,a}$ / Power Loss [N.mm/s]	578560.00	1461.4	0.0	0.000	720.4	270.0
Θ_h - Oil [K]	---		---	---		---
Θ_a - Oil [K]	---		---	---		---
p.quer [bar]	1803.8	738.4	0.0	163.6	219.0	219.0

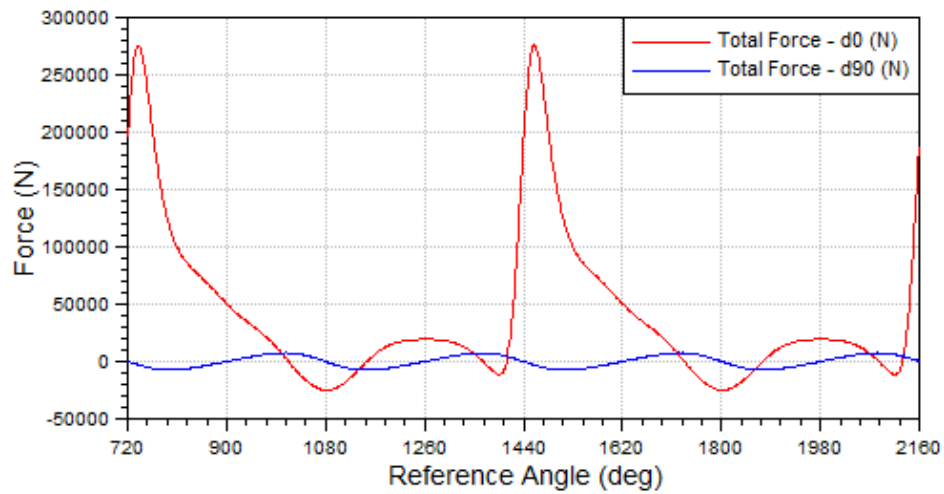
α ... Crank Angle δ ... Shell Angle

AVERAGE VALUES

Power Loss	$P_R(\text{hydro}) = 1.057 \text{ kW}$ $P_R(\text{asperity}) = 0.788 \text{ kW}$ $P_R(\text{total}) = 1.845 \text{ kW}$
Hydrodynamic Flow Rate	$Q_{D+v} = 0.506 \text{ l/min}$
Average Temp. Increase	$\Delta T(\text{hydro}) = \text{--- K}$ $\Delta T(\text{asperity}) = \text{--- K}$ $\Delta T(\text{total}) = \text{--- K}$

Bearing Analysis

BigEnd1 - Force



Minimum Oilfilm Thickness

