



Polttomoottorien yhdistäminen

Kahden nelisylinterisen moottoripyörän rivimoottorin yhdistäminen

Ville Kivelä

OPINNÄYTETYÖ
Huhtikuu 2021

Konetekniikka
Älykkäät koneet

TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu
Konetekniikka
Älykkäät koneet

KIVELÄ, VILLE:

Polttomoottorien yhdistäminen

Kahden nelisylinterisen moottoripyörän rivimoottorin yhdistäminen

Opinnäytetyö 56 sivua, joista liitteitä 3 sivua
Huhtikuu 2021

Opinnäytetyön tavoitteena oli suunnitella ja toteuttaa kahden nelisylinterisen moottoripyörän rivimoottorin yhdistäminen toisiinsa. Tarve kahden moottorin yhdistämiseksi tuli esille etsittäessä sopivaa kevyttä, mutta tehokasta moottoria kilpa-ajoneuvoihin ja veneisiin. Moottoripyörän moottori valikoitui muutosten kohteeksi, sillä tarkoituksena oli tutkia kahden moottorin yhdistämistä u-lohkotyypistä ensiöakselin tai toisioakselin avulla.

Teoreettinen osuus painottuu moottorissa syntyvien värähtelyiden laskentaan ja moottorikonfiguraatioiden erojen vertailuun hankitun tiedon avulla. U-moottorin suurimpana etuna vaikutti olevan kustannustehokkuus ja vastakkaisiin suuntiin pyörivät kampiakselit. Vastakkaisiin suuntiin pyörivien massojen voitiin todeta kumoavan osan värähtelyitä aiheuttavista voimista.

Muutokset moottorinlohkoihin hahmoteltiin mallinnusta ja laskentakaavoja hyväksi käyttäen. Mallinnusta sekä mittauksia varten muutosten kohteena oleva moottori purettiin. Mallinnuksessa ja laskentakaavojen avulla saatuja ideoita hahmoteltiin moottorilohkoon moottorin erityispiirteiden löytämiseksi. Nestekiertojen oikeanlainen toiminta muutosten jälkeen pyrittiin varmistamaan.

Muutokset toteutettiin hyödyntämällä mittausta, leikkausta ja hiontaa. Lohkon särmät viimeisteltiin ja valmisteltiin hitsausta varten, jolloin kahden moottorin yhdistäminen voitaisiin toteuttaa. Lisäksi suunniteltiin ja toteutettiin säädettävä kiinnitysliippa ensiöakselin ensiöhammaspyörälle, jonka avulla moottorit voitaisiin tahdistaa keskenään oikeaan asentoon.

Asiasanat: polttomoottorit, yhdistäminen, mitoitus, massavoimat, värähtelyt

ABSTRACT

Tampereen ammattikorkeakoulu
Tampere University of Applied Sciences
Degree Programme in Mechanical Engineering
Intelligent Machines

KIVELÄ, VILLE:

Combining of Internal Combustion Engines
Combining of Two Four-Cylinder Inline Engines from a Motorcycle

Bachelor's thesis 56 pages, appendices 3 pages
April 2021

This thesis aimed to design and implement the combination of two four-cylinder inline engines of a motorcycle. The interest and the need to combine two motorcycle engines occurred when searching for suitable light and powerful engines for racing vehicles and boats. Motorcycle engine was chosen for research in mind to investigate if it would be possible to combine crankcases in the U-engine configuration using the engine's primary or secondary axle.

The theoretical part focused on calculating the engine vibrations and comparing the different engine configurations. It was noted that the most significant benefit of U-engine layout comes from the cost-effectiveness and natural balancing of the rotating masses inside the combined engine by opposite direction of rotation in the engine blocks. This factor out some of the forces which would otherwise show as a vibration.

Necessary changes in the engine crankcases were evaluated with modeling and scientific formulas. The engine was disassembled for inspection and measuring. Ideas from the plans were then sketched on the engine crankcases. Sketching helped to notice the unique features of this specific engine. Coolant and oil pathways should work as intended after the engine blocks' changes.

Changes were implemented by measuring, cutting, and grinding. The crankcase's sharp edges were beveled to aid the future welding process. The additional adjustable flange was designed and fabricated for the primary drive gear, so the engine blocks' syncing would be possible.

Key words: internal combustion engines, combining, designing, mass forces, vibrations

SISÄLLYS

1	JOHDANTO	7
2	RIVIMOOTTOREIDEN PERUSOMINAISUUKSIA.....	9
	2.1 Yhdistelmämoottorin ominaisuudet	16
	2.1.1 Yhdistämistapojen vaikutukset moottorin ominaisuuksiin ...	17
	2.1.2 Yhdistämistapoihin liittyvät mitoittamistarpeet	18
	2.2 Moottoripyörän moottorin erityispiirteet	19
3	KAHDEN RIVIMOOTTORIN YHDISTÄMISEN MITOITUS	22
	3.1 Muutokset moottorien lohkoihin	23
	3.2 Yhdistelmämoottorissa vaikuttavien voimien arviointi	26
	3.3 Muutokset voimansiirtoon	31
	3.3.1 Ensiöhammaspyörän laippaliitoksen mitoitus	31
	3.3.2 Voimanulosoton mitoitus	34
	3.3.3 Hammaspyöräparin mitoitus	37
4	KAHDEN RIVIMOOTTORIN YHDISTÄMISEN TOTEUTUS	42
	4.1 Muutosten toteutus moottorien lohkoihin.....	43
	4.2 Muutosten toteutus voimansiirtoon.....	46
	4.3 Muutosten toteutus muihin komponentteihin	47
5	POHDINTA	48
	LÄHTEET.....	52
	LIITTEET	54
	Liite 1. Osa massavoimien laskentataulukosta	54
	Liite 2. Kampiakselien etäisyys toisistaan	55
	Liite 3. Hionnan jälkeisen tarkastusmittauksen pöytäkirja	56

LYHENTEET JA TERMIT

λ	Kammenpolven säteen ja kiertokangen pituuden suhde
ω	Kampiakselin kulmanopeus, rad/s
φ	Kampiakselin kiertymiskulma, °
σ	Hammaspyörän hampaan sallittu myötöraja, N/mm ²
σ_{tw}	Akselimitoituksessa käytetty taivutusvaihtolujuus
τ_p	Pulttiin kohdistuva tasainen reunapuristus, N/mm ²
h_l	Laipan paksuus pultinreiän kohdalta, mm
a	Kiihtyvyys, m/s ²
A_m	Männänpään pinta-ala, m ²
b	Hammaspyörän tehollinen leveys, mm
D	Akselin halkaisija, m
D_o	Hammaspyörän ulkokehän halkaisija, m
d_p	Pultin halkaisija kierteettömästä osasta, mm
F_a	Edestakaisin liikkuvien massojen kiihtyvyysovoima, N
F_{II}	Toisen kertaluvun massavoima, N
F_k	Mäntään vaikuttava kaasuvoima, N
F_L	Kaasuvoiman laakereihin aiheuttama voima, N
F_n	Hampaaseen kohdistuva normaalivoima, N
F_N	Moottorin runkoon vaikuttava voima, N
F_r	Hampaaseen kohdistuva säteen suuntainen voima, N
F_t	Hampaaseen kohdistuva tangentiaalivoima, N
h	Kampiakselin tapin etäisyys kampiakselin tasosta, m
K_{ft}	Akselimitoituksessa käytetty lovenvaikutusluku
m	Hammaspyörän moduuli, mm
M_e	Moottorin ensiöakselille tuottama vääntömomentti, Nm
m_0	Edestakaisin liikkuvat massat, kg
m_{0r}	Redusoitu edestakaisin liikkuva massa, kg
m_r	Pyörivät massat, kg
M_t	Akselimitoituksessa käytetty taivutusmomentti, Nm
M_v	Akselimitoituksessa käytetty vääntömomentti, Nm
M_V	Moottorin vääntömomentti, Nm

n	Akselinmitoituksessa käytetty varmuusluku
p	Paine, Pa
Q_p	Pulttiin kohdistuva leikkausvoima, N
r	Kammenpolven säde, m
R_e	Akselinmitoituksessa käytetty vetomyötöraja, MPa
r_p	Laippaliitoksen pulttikehän säde, m
Y	Lewisin muotokerroin hammaspyörän hampaalle

1 JOHDANTO

Tulevaisuudessa on entistä tärkeämpää löytää kestäviä keinoja toteuttaa asiakkaiden tarpeita jokaisella teollisuudenalalla ja yrityksiä kannustetaan lisäämään kiertotalouden keinoja osaksi toimintaansa (Ympäristöministeriö n.d.). Tässä opinnäytetyössä polttomoottorien yhdistämistä käsitellään kustannuksia säästävästä ja suorituskykyä kasvattavasta näkökulmasta.

Polttomoottoreiden tekniikka ja suorituskyky ovat olleet opinnäytetyön tekijän kiinnostuksen aiheena melkein läpi koko elämän. Kahden polttomoottorin yhdistämisen myötä suorituskyky kasvaa ja samalla moottorin ominaisuudet parantuvat. Opinnäytetyötä voidaan käyttää kahden polttomoottorin yhdistämisen suunnittelun ja toteutuksen apuvälineenä.

Moottoreiden yhdistäminen on ollut varteenotettava vaihtoehto jo ensimmäisen maailmansodan aikana (Simanaitis 2015). Suunniteltaessa yhdistelmämoottoria pyrittiin mahdollisuuksien mukaan hyödyntämään mahdollisimman paljon alkupe räisten moottorien komponenteista. Kustannukset pysyvät tämän takia huomattavasti pienempinä, kuin suunniteltaessa uusia komponentteja.

Yhdistelmämoottorin valmistamisella pyritään luomaan suorituskykyisempi moottoriyksikkö. Tavoiteltaessa suurempaa suorituskykyä kustannuksista säästäminen ei välttämättä ole helppoa. Kasvaneen suorituskyvyn takia komponenttien luotettavuus saattaa kärsiä, ja sitä kautta suunnittelukulut sekä materiaalikulut kasvavat toimintakyvyn varmistamiseksi. (Taylor 1997, 375–376.)

Liikkuvissa mekanismeissa esiintyy värähtelyjä ja voimia, joiden kompensointiin voidaan käyttää lukuisia erilaisia keinoja (Arakelian 2000; Arakelian 2005). Polttomoottoreiden suorituskykyä kasvatettaessa yksi vaihtoehto on kahden moottorin yhdistäminen. Yhdistämällä kaksi nelisylinteristä rivimoottoria voidaan osa värähtelyistä kumota hyödyntämällä moottoreiden synnyttämiä vastakkaissuuntaisia voimia (Salmi 2005, 20).

Teoreettinen tausta paneutuu rivimoottoreiden ominaisuuksiin ja niiden yhdistämisestä seuraaviin mitoitus tehtäviin. Osa mitoitus tarpeista on erityislaatuisia ja ne liittyvät keskeisesti valittuun yhdistämistapaan. Mitoitusta suoritettiin myös perinteisemmille koneenosille, kuten hammaspyörille sekä laippaliitokselle. Työn edetessä huomionarvoisia tutkittavia asioita löytyi myös laakeroinnin ja tasapaino akselin mitoituksesta, mutta niiden mitoittamista tai suunnittelua ei käsitellä tässä opinnäytetyössä. Moottorin tuentaa ajoneuvoon tai liitoksien hitsausparametreja ei arvioitu tarkemmin opinnäytetyöprosessin aikana, vaan niiden suunnittelu rajattiin pois tässä opinnäytetyössä käsiteltävistä aiheista.

Yhdistämisen toteutuksen suunnittelu ja toimenpiteiden testaus yksittäiselle moottorille toi myös näkökulmia mahdollisuuteen hyödyntää automaatiota muutoksen toteuttamiseksi. Automaation tarjoamia mahdollisuuksia käsitellään opinnäytetyössä yleisellä tasolla. Leikkausten sekä pintojen viimeistelyjen laadun arvioimista varten on opinnäytetyöprosessin aikana löytynyt mittaustekniikoita.

2 RIVIMOOTTOREIDEN PERUSOMINAISUUKSIA

Nelitahtisen polttomoottorin työkierrossa on nimensä mukaisesti neljä vaihetta: poistotahti, imutahti, puristustahti ja työtahti (Robert Bosch GmbH 2003, 425). Opinnäytetyössä moottorin ominaisuuksien tarkastelu rajattiin värähtelyihin vaikuttaviin voimiin ja momentteihin. Näitä voimia ja momentteja syntyy polttomoottorissa komponenttien edestakaisesta sekä pyörivästä liikkeestä (Robert Bosch GmbH 2003, 436).

Tässä opinnäytetyössä käsitellään kahden nelisylinterisen rivimoottorin yhdistämistä toisiinsa. Näin syntyy kahdeksansylinterinen moottori, jolloin moottorissa vaikuttavien voimien tasapainotus on yleensä helpommin hallittavissa kuin nelisylinterisissä moottoreissa (Eerola 1978, 54; Taylor 1997, 371). Riippuen siitä, kuinka moottorit yhdistetään, voi suunniteltu uusi moottori olla sylinteriasetelmaltaan esimerkiksi rivimoottori, V-moottori, vastaiskumoottori tai U-moottori eli kaksoisrivimoottori. Kahta kampiakselia käyttävät moottorit ovat tyypillisesti vastaiskumoottori ja U-moottori (Eerola 1978, 35; Simanaitis 2015).

Korkeanopeuksisissa laitteissa, kuten ajoneuvojen moottoreissa, osien tasapainotuksella voidaan vaikuttaa mekanismin luomien värähtelyjen voimakkuuteen. Tasapainotus vähentää dynaamisia kuormia rakenteessa, mistä seuraa värähtelyjen vähentyminen. Tasapainotuksella on tästä syystä positiivinen vaikutus esimerkiksi moottorin ääneen, kulumiseen, väsymiseen ja myös suorituskykyyn. (Arakelian 2005.)

Moottorin synnyttämät voimat ja momentit on huomioitava esimerkiksi arvioitaessa kampiakselin kestävyyttä. Suorituskyvyn optimointi, ympäristöön liittyvät vaatimukset ja kaupallisuuteen liittyvät tavoitteet sekä tarpeet ohjaavat nykyaikaisten moottoreiden suunnittelua. (Mendes, Melrelles & Zamperl 2008, 155.)

Moottoreita suunniteltaessa osa kuluista syntyy mitoitettaessa ja testattaessa uutta moottoria, jonka värähtelyt halutaan riittävän hyvin hallintaan (Taylor 1997, 375, 409). Osalla moottoreista värähtelyjen hallinta on helpompaa ja sitä kautta

kustannustehokkaampaa, kuin toisilla (Robert Bosch GmbH 2003, 442). Taulukossa 1 Oiva E. Eerola on eritellyt sytytysjärjestyksen ja sylinteriaselman avulla erilaisissa moottoreissa esiintyviä voimia ja momenteja (Eerola 1978, 372–373).

TAULUKKO 1. Nelitahtisen rivimoottorin eri konfiguraatioiden vaikutus voimiin ja momentteihin (Eerola 1978, 372–373).

Sylinterien lukumäärä	Kammenpolvien järjestys	Sytytysjärjestys	Ulkoisen massa-voima			Ulkoisen massavoimien momentti			Sisäinen momentti		Huomautuksia $l =$ sylinterien välimatka $F_R = m_R r \omega^2$ $F_I = m_O r \omega^2$ $F_{II} = \lambda m_O r \omega^2$ Kertaluku, vert. taul. 1 b Sisäinen momentti kohdistuu kampikammioon, eliminoitavissa vastapainoilla
			Pyörivä	F_I	F_{II}	Pyörivä M_R	Oskilloiva M_I	Oskilloiva M_{II}	Pyörivä	Oskilloiva	
1		1	F_R	F_I	F_{II}	0	0	0	–	–	Momenteja ei synny. Massavoimien tasapainotus huono.
2		1-2	$2F_R$	$2F_I$	$2F_{II}$	0	0	0	–	–	–,,–
3		1-2-3	0	0	0	$\sqrt{3} \cdot F_R \cdot l$	$\sqrt{3} \cdot F_I \cdot l$	$\sqrt{3} \cdot F_{II} \cdot l$	$0,5 \cdot F_R \cdot l$	$0,5 \cdot F_I \cdot l$	Massavoimien momentin tasapainotus huono
4		1-3-4-2	0	0	0	$\sqrt{2} \cdot F_R \cdot l$	$\sqrt{2} \cdot F_I \cdot l$	$4 \cdot F_{II} \cdot l$	$0,745 \cdot F_R \cdot l$	$0,745 \cdot F_I \cdot l$	Tärinää varsinkin suurilla pyörimisnopeuksilla.
4		1-3-4-2	0	0	$4 \cdot F_{II}$	0	0	0	$1,0 \cdot F_R \cdot l$	$1,0 \cdot F_I \cdot l$	Toisen kertaluvun massavoima suuri. (Hyvä kiinnitys tarpeellinen)
5		1-2-4-5-3	0	0	0	$0,449 \cdot F_R \cdot l$	$0,449 \cdot F_I \cdot l$	$4,98 \cdot F_{II} \cdot l$	$1,309 \cdot F_R \cdot l$	$1,309 \cdot F_I \cdot l$	Massavoimat pienet. K. vääntöväärähtely 5 ja 7,5 kertaluvuilla tarkistettava (suuret moottorit)
6		1-3-5-6-4-2	0	0	0	0	0	0	$\sqrt{3} \cdot F_R \cdot l$	$\sqrt{3} \cdot F_I \cdot l$	
6		1-4-2-6-3-5	0	0	0	0	0	0	$\sqrt{3} \cdot F_R \cdot l$	$\sqrt{3} \cdot F_I \cdot l$	Kampiakselin vääntöväärähtely epäedullinen 4,5, 7,5 ja 10,5 kertaluvuilla
7		1-2-4-6-7-5-3	0	0	0	$0,267 \cdot F_R \cdot l$	$0,267 \cdot F_I \cdot l$	$1,0 \cdot F_{II} \cdot l$	$2,524 \cdot F_R \cdot l$	$2,524 \cdot F_I \cdot l$	Tasapainotus huono. K. vääntöväärähtely 3,5 ja 7 kertaluvuilla tarkastettava.
8		1-4-2-6-8-5-7-3	0	0	0	0	0	0	$\sqrt{2} \cdot F_R \cdot l$	$\sqrt{2} \cdot F_I \cdot l$	K. vääntöväärähtely epäedullinen 5,5 ja 6,5 kertaluvuilla. Sisäiset momentit pienet.
8		1-5-7-3-8-4-2-6	0	0	0	0	0	0	$\sqrt{2} \cdot F_R \cdot l$	$\sqrt{2} \cdot F_I \cdot l$	K. vääntöväärähtely 3,5 ja 4,5 kertaluvuilla vähäinen, 5,5 ja 6,5 kertaluvuilla suuri.
8		1-2-4-6-8-7-5-3	0	0	0	0	0	0	$3,26 \cdot F_R \cdot l$	$3,26 \cdot F_I \cdot l$	Sisäiset momentit suuret, vastapainot tarpeelliset.
9		1-2-4-6-8-9-7-5-3 $\alpha = 37^\circ 44'$ $\beta = 41^\circ 08'$	0	0	0	0	0	$0,19 \cdot F_{II} \cdot l$	$4,15 \cdot F_R \cdot l$	$4,15 \cdot F_I \cdot l$	Sisäiset momentit suuret, vastapainot tarpeelliset.
9		1-8-5-3-9-6-2-7-4	0	0	0	$0,92 \cdot F_R \cdot l$	$0,92 \cdot F_I \cdot l$	$1,28 \cdot F_{II} \cdot l$	$2,2 \cdot F_R \cdot l$	$2,2 \cdot F_I \cdot l$	Kampiakselin vääntöväärähtely epäedullinen 5 ja 6 kertaluvuilla.

Moottorissa värinöitä aiheuttavat voimat ja momentit syntyvät kaasui- ja massavoimista (Hoag 2006, 69). Massavoimien laskemiseen tarvitaan muun muassa liikkuvien komponenttien dimensiot, massat ja pyörimisnopeus (Eerola 1978, 367). Kaasuvoimia ei voi tasapainottaa, mutta niiden aiheuttama värähtely on sitä pienempi, mitä enemmän sylinterejä moottorissa on käytettäessä tasaista sytytysväliä (Hoag 2006, 70). Matalissa moottorin pyörintänopeuksissa massojen inertia ei ole suuri ongelma, mutta sen vaikutus korostuu korkeilla moottorin pyörintänopeuksilla ja merkittävin kuormittava tekijä pienillä käyntinopeuksilla on kaasuvoima (Eerola 1978, 353; Taylor 1997, 469). Polttomoottorissa kaasuvoimat ovat myös se tekijä, jolla moottori tuottaa energiansa. Polttoaineen ja ilman seos puristetaan, joka palaessaan synnyttää paineen muutoksen sylinteriin. Paineen suuruus voidaan määrittää esimerkiksi indikaattoripiirroksella käyttämällä Stodola-menetelmää. (Eerola 1978, 85, 173.)

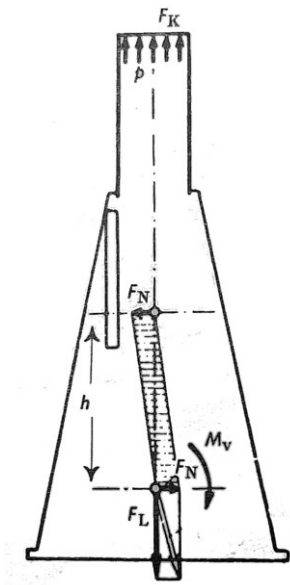
Moottorissa syntyvä paine vaikuttaa sylinterin seinämiin, sylinterin kanteen ja mäntään. Mäntään vaikuttava voima F_k , suuruus on riippuvainen paineesta p ja männänpään pinta-alasta A_m . Pinta-ala on vakio, mutta paine vaihtelee kampiakselin asennon funktiona. (Eerola 1978, 173.) Mäntään vaikuttava voima saadaan kaavalla

$$F_k = pA_m, \quad (1)$$

jossa p on paine ja A_m kuvaa männänpään pinta-alaa. Moottorin runkoon vaikuttaa myös voima F_N , joka aiheuttaa vääntömomentin M_V . Vääntömomentti voidaan laskea kaavalla

$$M_V = F_N h, \quad (2)$$

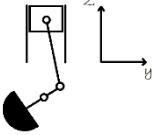
jossa h kuvaa kampiakselin tapin sylinterilinjan suuntaista etäisyyttä kampiakseliin. (Eerola 1978, 174.) Eerola (1978, 174) on havainnollistanut edellä mainitut moottorissa esiintyvät voimat ja lisäksi laakereihin vaikuttavan voiman F_L , jonka vaikutuspiste on kampiakselin massakeskipisteen kohdalla (kuvio 1).



KUVIO 1. Moottorin sisäisiä voimia ja momenteja. (Eerola 1978)

Pyörivien massojen tasapainotus on aina mahdollista vastapainojen avulla (Robert Bosch GmbH 2003, 439). Taulukossa 2 on esitetty erilaisten tasapainotusasteiden vaikutukset moottorissa esiintyviin 1. kertaluvun massavoimiin. Tasapainotusaste kuvaa sitä, kuinka paljon pienempi edestakaisen massavoiman osuus on suhteessa vapaaseen massavoimaan tasapainotuksen jälkeen (Robert Bosch 2003, 440). Kampiakselin tasapainotuksen lisäksi pyritään tyypillisesti kumoamaan 50 prosenttia edestakaisin liikkuvan massan aiheuttamista 1. kertaluvun voimista (Eerola 1978, 390–391).

TAULUKKO 2. Tasapainotuksen vaikutus 1. kertaluvun massavoimiin.

	Tasapainotusaste		
	0 %	50 %	100 %
Vastapainojen koko	m_r	$m_r + \frac{1}{2}m_0$	$m_r + m_0$
Jäännösvoima 1. kertaluku (z-suunta)	$m_0 \cdot r \cdot \omega^2$	$\frac{1}{2}m_0 \cdot r \cdot \omega^2$	0
Jäännösvoima 1. kertaluku (y-suunta)	0	$\frac{1}{2}m_0 \cdot r \cdot \omega^2$	$m_0 \cdot r \cdot \omega^2$

Taulukossa 2 m_r kuvaa pyöriviä massoja, m_0 edestakaisin liikkuvia massoja ja r on kammenpolven säde. Pääty-mällä kumoamaan puolet ensimmäisen kertaluvun massavoimista, jää jäljelle tasapainottamaton toisen kertaluvun massa-voima. Kaavan 3 avulla voidaan laskea toisen kertaluvun massavoiman suuruus.

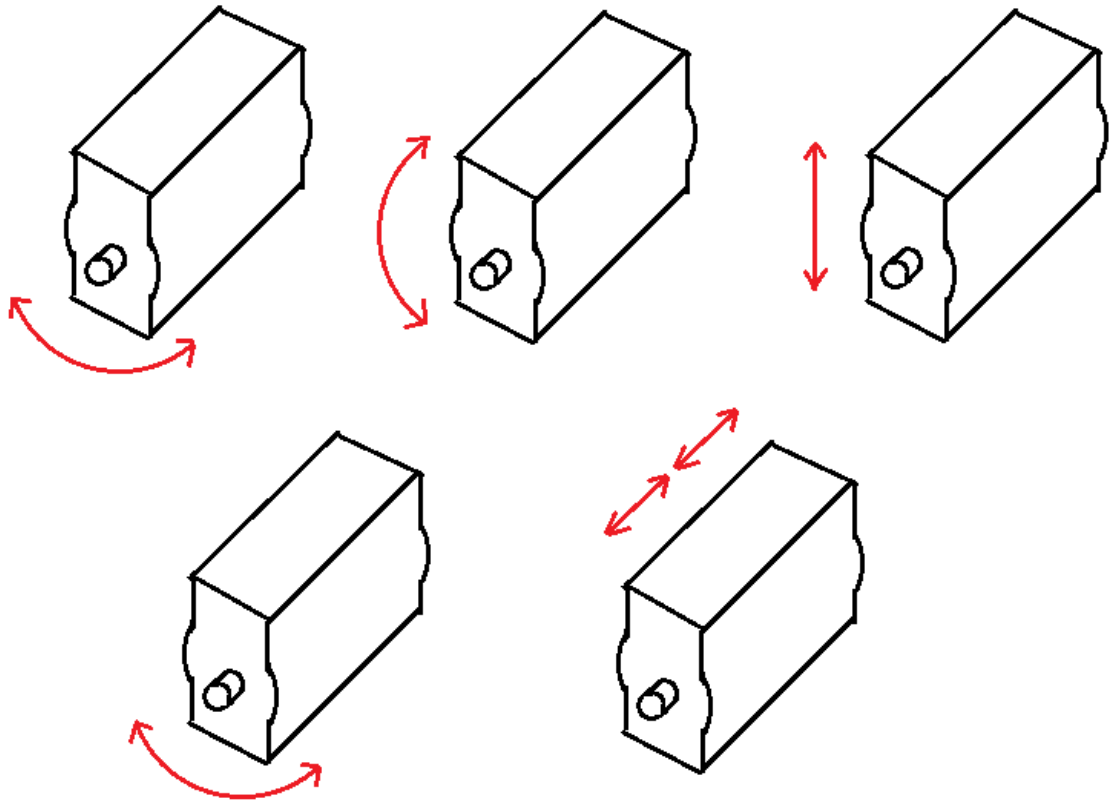
$$F_{II} = m_0 r \omega^2 \lambda \cos 2\varphi, \quad (3)$$

jossa m_0 on edestakaisin liikkuvat massat, r on kammenpolven säde, ω on kulmanopeus, φ on kampiakselin kiertymiskulma ja λ on kiertokankisuhde eli kammen säteen ja kiertokangen pituuden suhde.

Monisynterisissä moottoreissa kampiakseli voi olla täysin tasapainossa ilman vastapainoja, sillä kammenpolviin vaikuttavat voimat kumoavat toisensa. Kammenpolvet pyörivät kuitenkin omilla tasoillaan ja tämän takia moottoriin syntyy sisäinen momentti. Sisäinen momentti kuormittaa kampiakselia ja laakerointeja. Kammenpolvet voidaan tasapainottaa itsenäisesti, mutta tämä lisää mekanismin painoa, joka rasittaa kampiakselia ja laakerointeja. Tasapainottaminen on siis aina muun muassa kustannusten, kestävyuden ja käyttötarkoituksen välistä hyötyjen arviointia. (Eerola 1978, 391.)

Kampiakselia voidaan pyrkiä suojaamaan vääntöväärähtelyiltä: välttämällä moottorin käyttämistä resonanssikohtien kierrosalueilla, vaikuttamalla kampiakselin ominaisväärähtelyn nopeuteen, tekemällä muutoksia kampiakselin muotoon, muuttamalla sylinterien määrää tai iskunpituutta ja käyttämällä väärähtelyvaimenninta. Ominaisväärähtelyn nopeuteen voidaan vaikuttaa esimerkiksi: vauhtipyörän, kammenpolvien, laakerointikohtien, laakerien määrän, tasapainotuksen ja kytkimen rakenteen muutoksilla. Sytytysjärjestyksen ja sylinteriryhmien keskinäisen kulman muutos vaikuttaa myös vääntöväärähtelyiden syntymiseen. (Eerola 1978, 411.)

Moottoreissa esiintyvien väärähtelyiden suunnat on esitetty kuviossa 2. Nämä väärähtelysuunnat on hyvä huomioida moottorin kiinnityksiä pohdittaessa. (Robert Bosch GmbH 2003, 439.) Momentit on esitetty kuviossa 2 kaarevilla punaisilla viivoilla ja voimat suorilla viivoilla.



KUVIO 2. Moottorissa esiintyvien värähtelyiden suunnat.

Polttomoottorissa liikkuvat edestakaiset massat aiheuttavat kiihtyvyysovoiman F_a , joka voidaan laskea kaavalla

$$F_a = ma, \quad (4)$$

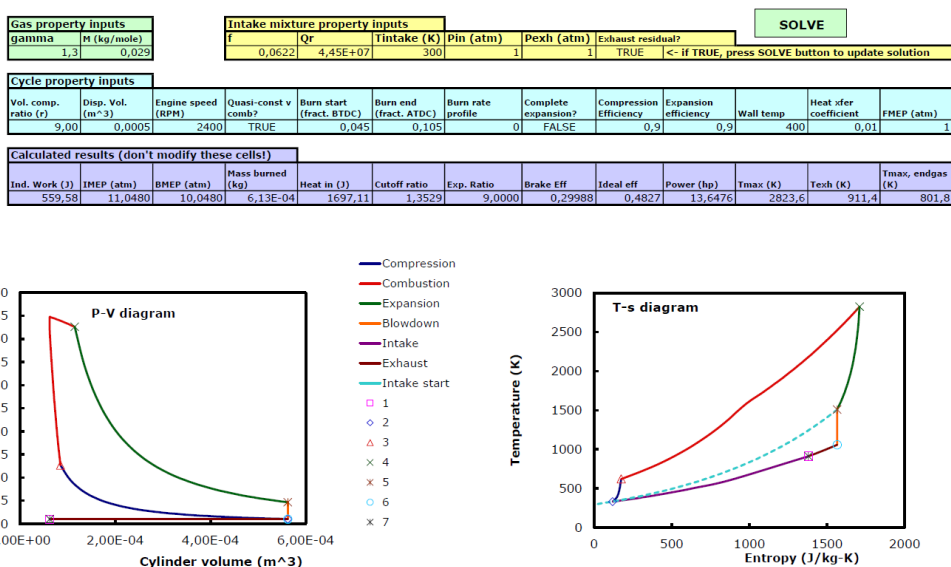
jossa m on liikkuvien osien massa ja a niiden kiihtyvyys. Kaavan 4 kiihtyvyys voidaan ilmaista männän hetkellisen nopeuden derivaattana. (Eerola 1978, 174.) Kun tunnetaan muun muassa kammien säde, kiertokangon pituus ja kampiakselin kiertymiskulma yläkuolokohdasta mitattuna, voidaan massavoima ilmaista kaavalla

$$F_a = mr\omega^2(\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi), \quad (5)$$

jossa m on redusoitu edestakaisin liikkuva massa, r on kammien säde, ω on kampiakselin kulmanopeus, φ on kampiakselin kiertymiskulma ja λ on kiertokangi-

suhde eli kammien säteen ja kiertokangen pituuden suhde. Massavoimien maksimi esiintyy männän yläkuolokohdassa eli kiertymiskulman ollessa nolla. (Eerola 1978, 174–176.)

Voimien laskemisen helpottamiseksi suositellaan taulukon tekoa, jolloin voimat saadaan helposti esitettyä kammenkulman funktiona. Taulukon luomiseksi tarvitaan kaasuvoimiin ja massavoimiin liittyvät tiedot. (Eerola 1978, 181.) Tänä päivänä on saatavilla ohjelmistoja ja valmiita laskentataulukoita, joiden avulla voimien selvittäminen onnistuu vaivattomasti. Kuviossa 3 on esitetty Etelä-Kalifornian Yliopiston professori Paul Ronneyn tekemä Microsoft Excel pohjainen laskentaohjelma, jonka avulla voidaan selvittää muuan muassa sylinterinpaine kusakin kampiakselin asennossa tilavuuden avulla.



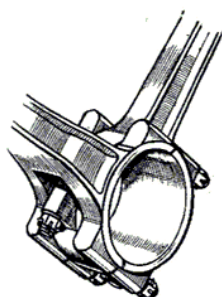
KUVIO 3. Laskentataulukko moottorin työkierron tietojen laskemiseen.

Kuviossa 3 oleva laskentataulukko on ilmaiseksi saatavilla ja siitä saatavien tietojen avulla voidaan laskea kaasuvoima, kun kunkin kampiakselin kulman sylinteripaine on paine-tilavuus diagrammista luettu. Kehittyneempiä moottorien ominaisuuksien laskentaohjelmia on saatavilla, mutta ilmaiseksi laskentataulukoksi Ronneyn työkalu tarjoaa hyvän lähtökohdan sylinteripaineen selvittämiseksi.

2.1 Yhdistelmämoottorin ominaisuudet

Yhdistelmämoottori eli useamman sylinteriryhmän kokonaisuus noudattaa samoja lainalaisuuksia kuin yksittäisetkin moottorit (Hoag 2006, 65). Yhdistelmämoottorissa vaikuttavia kaasu- ja massavoimia voidaan arvioida yksittäisen sylinteriryhmän aiheuttaman ensimmäisen ja toisen kertaluvun voimien resultantin avulla. (Eerola 1978, 371–379). Yksittäisten moottorien voimien resultantteja voidaan käsitellä yhdessä graafisesti tai matemaattisesti vektorilaskennan keinoin. Kunkin moottorin voimien resultanttien yhteisvaikutusta voidaan tutkia joko kaksi- tai kolmiulotteisessa vektoriavaruudessa. Kaksiulotteisuus helpottaa laskennan suorittamista, mutta sen ehtona on luonnollisesti se, että vektorien tulee olla samassa x -, y - tai z -tasossa. (Taylor 1997, 257–258.)

Mikäli moottorit kytketään kampiakselin päästä toisiinsa, ovat moottoriyksiköt samassa kampiakselilinjassa ja tällöin voimien laskennan ratkaisua voidaan lähestyä kaksiulotteisesti kuten rivimoottorin tapauksessa. Rivimoottorin muotoon rakennetun yhdistelmämoottorin kampiakselia voidaan käsitellä kuten yhtenäistä akselia, jossa on eri inertian omaavia kiekkoja massavoimien vaikutuspisteissä. (Taylor 1997, 280.) Yhdistelmä moottori voidaan rakentaa myös esimerkiksi V-, W-, U- tai bokserimoottoriksi. Yhdellä kampiakselilla varustetussa yhdistelmämoottorissa erillisten sylinteriryhmien yksittäiset sylinterit ovat kukin hieman eri tasossa toisen sylinteriryhmän vastakkaisen sylinterin kanssa. Ilman erityisjärjestelyjä ei yhdellä kampiakselilla varustetulla moottorilla ole mahdollista kohdistaa sylinteripareja samaan tasoon, sillä kiertokankien tulisi mahtua samaan kohtaan kampiakselille. Yksi ratkaisu on erityisrakenteiset kiertokanget, kuten Autocar Handbook julkaisusta löytyvästä kuvasta 4 voidaan nähdä.



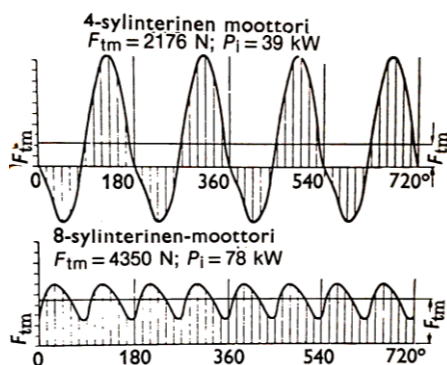
KUVA 4. Halkaistu kiertokanki mahdollistaa samankeskiset sylinterit yhdellä kampiakselilla varustetussa usean sylinteriryhmän moottorissa. (Autocar Handbook, 13th ed. 1935, 33)

Sylinterimäärän kasvattaminen on yksi tapa hallita moottorissa esiintyviä värähtelyjä (Robert Bosch GmbH 2003, 441). Yksittäisten moottoreiden kytkentä toisiinsa täytyy kuitenkin mitoittaa siten, että se kestää yhdistelmämoottorissa syntyvät kasvaneet voimat. Mitoitustehtäviksi muodostuvat lohkojen liitoksen kestävyys sekä voimansiirron mitoituksen kestävyuden arvioiminen. Voimansiirto voidaan toteuttaa esimerkiksi hammaspyörillä, laippaliitoksella, hihnalla tai rullaketjulla (Juvinal & Marshek 2006, 701–703).

2.1.1 Yhdistämistapojen vaikutukset moottorin ominaisuuksiin

Moottorin vääntömomentin vaihteluun ja värähtelyihin vaikuttavat sytytysjärjestys, sylinterimäärä ja mahdolliset tasapainoakselit (Robert Bosch GmbH 2003, 436–441). Yksittäisessä sylinteriryhmässä vaikuttavien voimien resultantin avulla voidaan arvioida yhteen kytkettävien moottoreiden voimien vaikutusta toisiinsa, kun niitä käsitellään vektoreina (Salmi 2005, 20).

Verrattaessa nelisylinteristä ja kahdeksansylinteristä moottoria toisiinsa voidaan huomata, että nelisylinterisessä moottorissa esiintyy negatiivinen momentti työkierron aikana, kuten Eerolan (1978, 395) kuviosta 4 nähdään. Edellä mainitusta Eerolan (1978, 395) kuviosta voidaan huomata, että yhdistämällä kaksi nelisylinteristä moottoria ja tahdistamalla moottoreiden työkierrat toisiensa kanssa voidaan negatiivinen momentti kumota täysin (kuvio 4). Moottoreiden vääntömomentin jaksottaisuus johtuu verrattain lyhyestä työtahdin pituudesta ja tyypillisesti vääntömomentin vaihtelua tasataan vauhtipyörällä (Eerola 1978, 394).



KUVIO 4. Nelitahtisen, nelisylinterisen ja kahdeksansylinterisen, moottorin vääntömomentin vaihtelu työkierron aikana (Eerola 1978).

U-moottorin tapauksessa kahden vastakkaiseen suuntaan pyörivän kampiakselin sylinteriryhmät voidaan ajoittaa sellaiseen tahtiin, että niissä vaikuttavat vaaka-suuntaiset voimat kumoavat toisensa ja pystysuuntaiset voimat vahvistavat toisiinsa (Hoag 2006, 65). Lisäksi kampiakselien pyöriminen vastakkaisiin suuntiin ehkäisee esimerkiksi moottorin kippausta (Robert Bosch GmbH 2003, 439).

2.1.2 Yhdistämistapoihin liittyvät mitoittamistarpeet

Suunniteltaessa kahdesta nelisylinterisestä polttomoottorista rakennettavaa yhdistelmä moottoria eroavat mitoittamistarpeet V-moottorin, rivimoottorin ja U-moottorin välillä suuresti toisistaan. V- ja U-moottorin kohdalla voidaan sylinteriryhmien keskinäisellä kulmalla vaikuttaa moottorin tasapaino-ominaisuuksiin (Hoag 2006, 70). V-moottorin tapauksessa samalle kampiakselille täytyisi saada mahduttamaan kaksinkertainen määrä kiertokankia tai vaihtoehtoisesti suunnitella täysin uusi kampiakseli. Riippuen toteutustavasta, voisi mitoittamistarpeita löytyä kiertokangista, kampiakselista tai lohkokosta. Kiertokangen ja kampiakselin mitoituksen käsittely rajattiin tämän opinnäytetyön ulkopuolelle, sillä valittu yhdistämistapa ei vaadi näiden komponenttien suunnittelua ja mitoittamista.

U-moottoria suunniteltaessa kampiakselit ja kiertokanget säilyvät alkuperäisinä, mutta riippuen yhdistämistavasta lohkokoon tulisi tehdä muutoksia, jotka täytyisi mitoittaa. Lisäksi mekanismi, jolla voima välitetään moottorilta toiselle, tulisi mitoittaa. Välitettäessä voima suoraan hammaspyörillä, voidaan hammasvoimien mitoittamiseen käyttää esimerkiksi Lewisin kaavaa (Juvinal & Marshek 2006, 610–611). Hammaspyörälle syntyviä maksimikuormia voidaan arvioida alkuperäisten moottoreiden tuottamien voimien avulla, sillä ne ovat saatavilla moottorin valmistajalta.

Suunniteltaessa rivimoottori, jossa moottorit yhdistetään toisiinsa kampiakselien päistä, löytyy mitoittamistarvetta liitoksessa voiman välittävästä kytkimestä. Riippuen suunnitellusta liitoksesta, voidaan moottorinlohkoon tehtäviltä muutoksilta vältyä. Moottoreiden kiinnittäminen itsenäisinä yksikköinä ajoneuvoon ja niiden

välisen kytkimen mitoittaminen vaikuttaa mahdolliselta lähestymistavalta. Eri liittämistavoissa esille nousee kuitenkin toleranssit ja esimerkiksi kohtisuoruus. Viinot kuormat rasittavat laakereita ja voivat aiheuttaa ei-toivottuja värähtelyjä moottorissa. Tästä seuraa ennenaikaista kulumaa moottorin komponenteille (Juvinal & Marshek 2006, 701)

Edellä mainituista liittämistavoista V-moottorin rakentaminen kahdesta rivimoottorista on monimutkaisin. Monimutkaisuus tuo mukanaan myös kasvaneet kustannukset, sillä esimerkiksi kampiakselin suunnittelu ja mitoittaminen sitoo resursseja kohtalaisen paljon. (Hoag 2006, 46.) Rivimoottorin rakentaminen on näennäisesti yksinkertaisempaa. Kampiakselille muodostuvia rasituksia täytyy tarkastella kuitenkin uudelleen, sillä kaksi kampiakselia muodostavat pitkän palkin, joka kuormittaa laakereita eri tavalla kuin alkuperäinen asennus (Eerola 1978, 345). Sisäinen momentti kasvaa suuremmaksi kuin alkuperäisessä moottorissa, kuten Eerolan (1978, 372–373) taulukosta 1 voidaan havaita verrattaessa neljä ja kahdeksansylinteristä rivimoottoria keskenään. U-moottorin tapauksessa mitoitusarpeet jäävät voimansiirron pariin ja se vaikuttaisi olevan yksinkertaisempaa ja edullisempaa kuin lohkon ja kampiakselin mitoittamisen. Tämän takia tässä opinnäytetyössä päädyttiin suunnittelemaan U-moottoria.

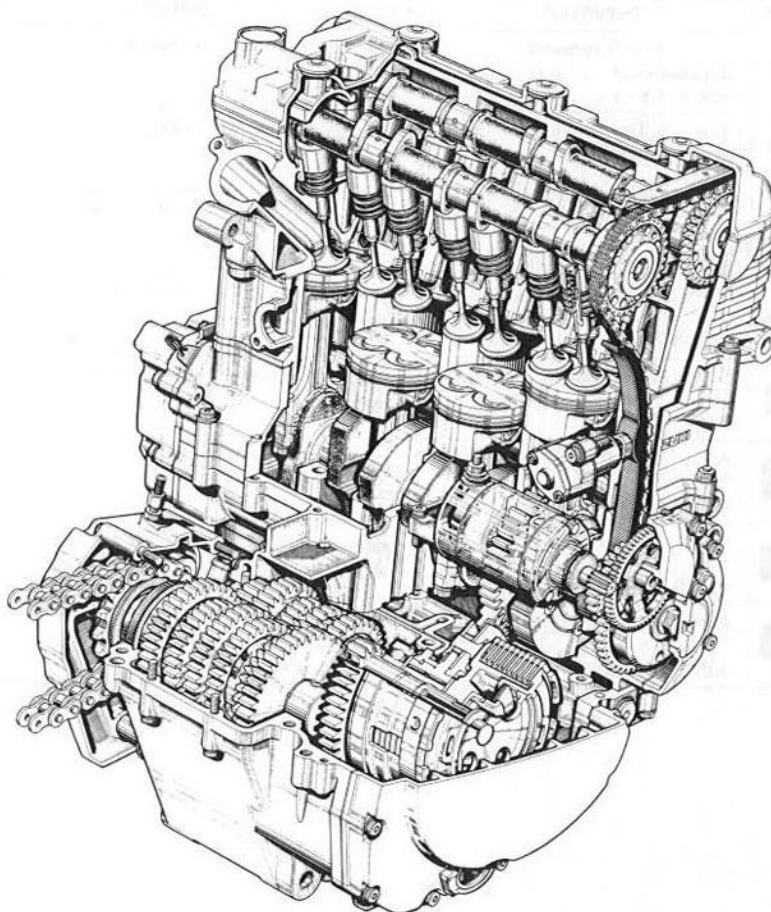
Säilytettäessä moottorit alkuperäisen kaltaisena voidaan eri yhdistelmien vaikutuksia moottorin tasapainoon ja värähtelyihin vertailla myös ilman suureita, sillä suhteellinen muutos kertoo tehtävien muutoksien vaikutuksista. Nelisylinterinen moottori, jossa kammet ja sytytys ovat 180° jaolla, kumoaa luonnostaan ensimmäisen kertaluvun voimia (Eerola 1978, 372).

2.2 Moottoripyörän moottorin erityispiirteet

Moottoripyörän moottoreissa vaihteisto vaikuttaisi olevan tyypillisesti yhdistettynä moottorinlohkon yhteyteen. Samat lainalaisuudet, kuin muissakin moottoreissa, pätevät moottoripyörän moottoriin. Moottori voi siis olla tasapainotettu kampiakselin suhteen, kuin myös erillisillä tasapainoakseleilla. Tasapainoakselit kasvat-

tavat massaa, joten ne eivät vaikuta aina olevan tarkoituksenmukaisia urheilumoottoripyörien parissa pyrittäessä rajoittamaan kokonaismassaa mahdollisimman pieneksi.

Moottoripyörän moottorissa ei välttämättä ole ulkoista öljypumppua, vaan öljy- ja vesipumppu voidaan integroida lohkon kuten esimerkiksi Suzuki GSX-R 750 SRAD moottoripyörässä vuodelta 1996 (Suzuki Motor Corporation 1999). Kuvassa 5 on esitetty Suzukin moottoripyörän moottorin osat (Suzuki Motor Corporation 1999). Moottorissa kampiakseli käyttää ensiöakselia, jossa on kytkin, joka välittää voiman vaihteistolle. Ensiöakselilla on myös hammaspyörä, joka pyörittää vesi- sekä öljypumppua.



KUVA 5. Suzuki GSX-R 750 SRAD moottori (Suzuki Motor Corporation 1999).

Kuvasta 5 voi huomata myös, että kyseinen moottorinlohko on jaettu kolmeen osaan: alimmainen, keskimmäinen ja ylimmäinen lohko. Vaihteiston laakerointi on alimmaisen ja keskimmäisen lohkon yhtymäkohdassa. Kampiakselinlaake-

rointi on ylimmäisen ja keskimmäisen lohkon välissä. Voima välitetään kampiakselilta vaihteistolle hammaspyörien välityksellä. Tätä välitystä kutsutaan ensiövälytykseksi ja se on kyseisessä moottorissa 72/41. (Suzuki Motor Corporation 1999). Tämä tarkoittaa sitä, että kampiakselilla on hammaspyörä, jossa on 41 hammasta ja ensiöakselilla vastaavasti 72 hampainen hammaspyörä.

Ensiöakselilla ja toisioakselilla olevat hammaspyörät välittävät momentin eteenpäin (Juvinal & Marshek 2006, 44–46). Kyseisessä moottorissa on kuusi vaihdetta ja lopuksi voima siirretään ketjupyörien välityksellä takarenkaalle (Suzuki Motor Corporation 1999).

3 KAHDEN RIVIMOOTTORIN YHDISTÄMISEN MITOITUS

Tässä opinnäytetyössä mitoitustehtävien tarvetta lähdettiin arvioimaan teoreettisen kartoituksen pohjalta. Kirjallisuudessa oli saatavilla tietoa erilaisten moottori-kombinaatioiden ominaisuuksista ja keinoista, joilla niihin voi vaikuttaa. Kartoituksen perusteella laadukasta tutkimustietoa sekä tieteellisiä julkaisuja moottoreiden ominaisuuksista oli saatavilla kansainvälisesti.

Mikäli moottorin kampiakseli ja ensiövälytys säilytetään ennallaan, voidaan olettaa, että yksittäisen sylinteriryhmän sisäiset momentit eivät muutu; Tehtäessä muutoksia kampikammion rakenteeseen, moottorin pituuteen tai esimerkiksi kampiakseliin, vaikuttaisi niihin tehdyt muutokset sisäisiin momentteihin (Robert Bosch GmbH 2003, 439). Ulkoiset voimat, kuten moottorin kippaaminen muuttuvat; Yhdistetty moottori pyörii vastakkaiseen suuntaan omalla akselillaan ja symmetrian myötä osa massakeskipisteeseen vaikuttavista voimista on samansuuruisia, mutta vastakkaissuuntaisia. Voidaan ajatella, että yksittäisen moottorin aiheuttamien värähtelyjen resultantti on kuin tasapainoakseli toiselle moottorille, yhdistelmämoottorin tapauksessa osittainen tasapainotus toteutetaan siis vastakkaisella liikkeellä. (Arakelian 2005, 334.)

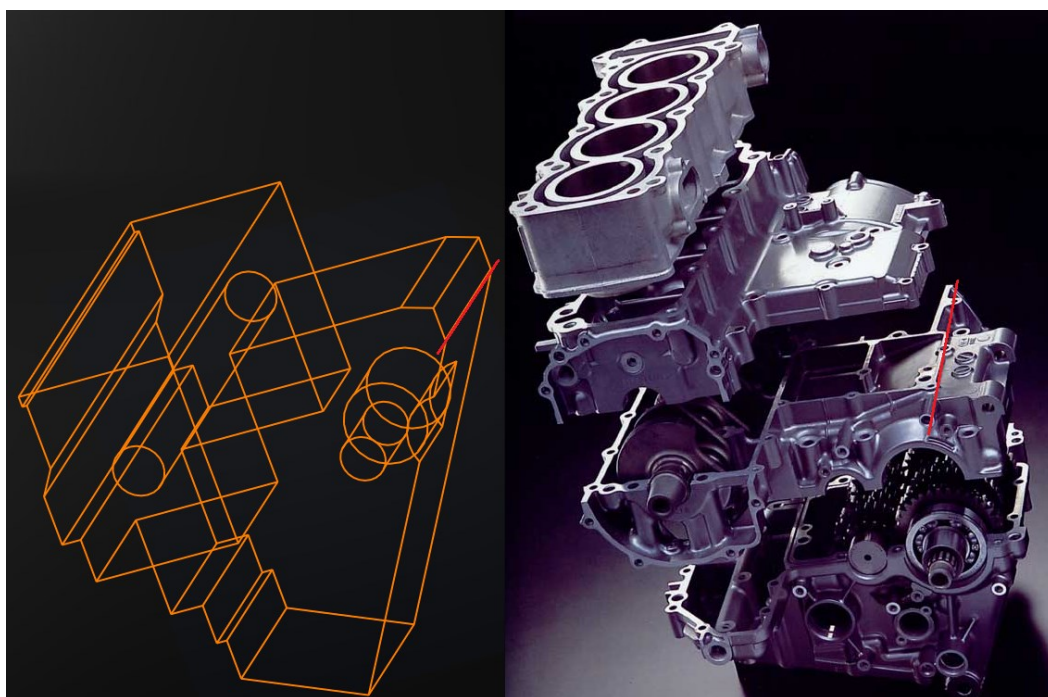
Mitoituksessa arvioidaan yksittäisten moottoreiden keskinäisen sylinterikulman vaikutusta värähtelyihin ja voimansiirrossa olevien hammaspyörien kestävyyttä. Moottoreiden asemointi pyritään toteuttamaan siten, että yksittäisten moottoreiden jokainen sylinteri muodostaa parin toisen moottorin sylinterille olemalla samassa tasossa. Yhdistelmämoottorin kokonaisteho kasvaa ja sen takia täytyy myös voiman ulosoton kestävyyttä arvioida jatkossa.

Tässä opinnäytetyössä on komponenttien punnitseminen ja mittaus rajattu työn ulkopuolelle. Molempien moottoreiden komponentit oletetaan saman painoisiksi, jolloin voidaan laskea muutosten suhteellista vaikutusta lopputulokseen. Vertailu tapahtuu yksittäisen moottorin luomaan voimavektoriin, joka vaikuttaa samassa referenssitilassa toisen moottorin luoman voimavektorin kanssa; Vektorien käyttö on perusteltua laskettaessa monisyylinteristen moottoreiden massavoimia (Taylor 1997, 249). Yhdistämisen vaikutuksien arvioinnin helpottamiseksi on

luotu taulukkolaskentaan kaavat, joissa moottoreiden kampiakselien välistä etäisyyttä ja sylinteriryhmien muodostamaa kulmaa voidaan muuttaa. Liitteessä 1 on esitelty osa laskentataulukosta, jonka avulla moottoreiden yhteisvaikutusta arviointiin.

3.1 Muutokset moottorien lohkoihin

Tässä opinnäytetyössä moottorilohkoista koneistetaan merkittävä osa materiaalia pois. Muutokset koskevat vaihteiston aluetta, sillä yhdistäminen toteutettiin toteuttamaan käyttämällä hyödyksi jo olemassa olevia laakerointeja. Kuvassa 6 näkyy karkea mallinnus moottorinlohkoon tehtävistä muutoksista ja sen vieressä on alkuperäinen moottorinlohko helpottamaan hahmottamista (gsxr-suzuki.it n.d.). Karkea mallinnus toteutettiin ottamalla mittoja laakerikaulojen koosta ja niiden keskinäisestä sijainnista. Mallinnus jäljennettiin seuraamalla moottorin sivuleikkauksen kuvaa pääpiirteittäin niin, että muutoksien kohteena olevat kohdat olisivat hahmotettavissa. Kuva sivuleikkauksesta oli saatavilla Suzuki Motor Corporation materiaaleista.

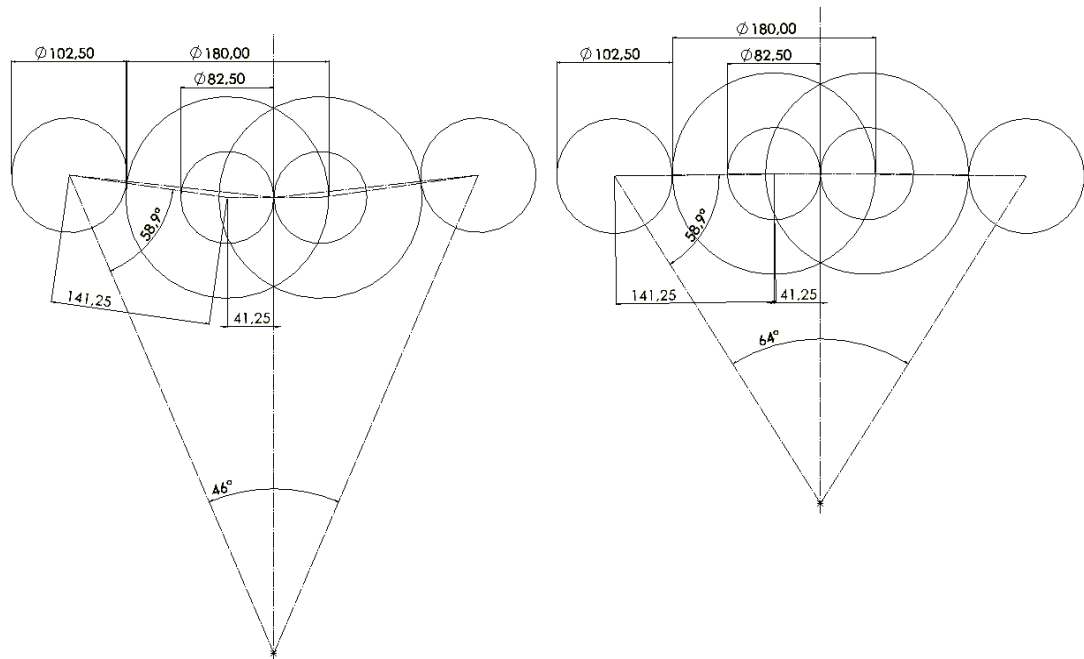


KUVA 6. Mallinnettu moottorinlohko muutoksilla sekä alkuperäinen lohko (gsxr-suzuki.it n.d., muokattu).

Lohkoihin tehtävät muutokset kohdistuivat keskimmäiseen ja alimmaiseen moottorilohkoon. Tästä on myös vaikutusta joihinkin öljykanaviin, jotka kuljettavat toisioakselille voiteluöljyn; Toisioakselin hammaspyörät ovat roiskevoideltuja ja molempien akselien laakereille kulkee öljykanava (Suzuki Motor Corporation 1999). Toisioakseli ja vaihteisto eivät ole enää yhdistelmämoottorissa käytössä, vaan moottorin kanssa on tarkoitus käyttää erillistä vaihteistoa sekä kytkintä. Öljy- ja vesipumppu sijaitsevat alimmaisessa moottorinlohkossa ja öljypumppuun ei ole tarpeen tehdä muutoksia, mutta vesipumppu muutetaan sähköiseksi (Suzuki Motor Corporation 1999). Vesipumpun sijainti vaihteiston vasemmalla puolella hankaloittaa moottorien yhdistämistä, jolloin sen vaihto sähköiseen on perusteltua.

Jätettäessä ylimmäinen moottorinlohko alkuperäiseksi, asettaa se joitain rajoituksia yhdistämisen suunnitteluun. Kampiakseleiden etäisyys toisistaan tietyllä sylinteriryhmien välisellä kulmalla ei voi olla määräänsä pienempi. Sylinteriryhmien välisen kulman ja kampiakselien välisen etäisyyden vertailussa käytettiin aluksi referenssinivelenä kuvaan 6 merkittyä punaista viivaa. Jokaisessa vertailussa konfiguraatiossa moottorit yhdistyvät toisiinsa punaista viivaa pitkin ja muuttamalla sylinteriryhmien välistä kulmaa muuttuu myös kampiakselien välinen etäisyys.

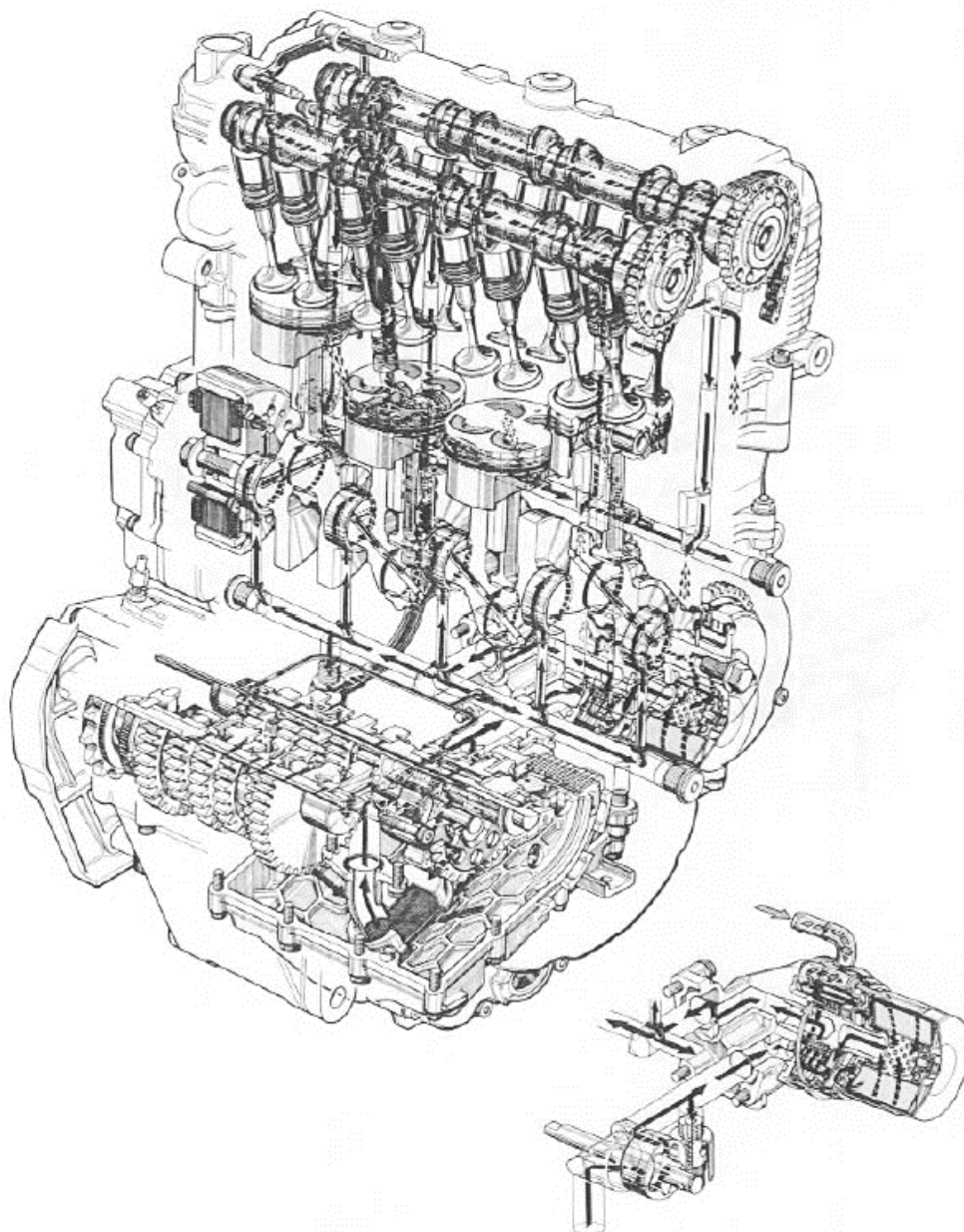
Kyseinen tapa vertailla moottorien välistä kulmaa aiheutti ongelman, jossa moottoreiden ensiöakselien välinen etäisyys muuttui, jolloin myös kytkentähammaspyörät täytyi mitoittaa uudelleen. Myöhemmässä vaiheessa referenssiniveleksi valittiin kytkentähammaspyöräparin vierintähalkaisijoiden leikkauskohta. Kuviossa 5 on esitelty moottorien välisen kulman vertailuun käytettyä mallinnusta sylinteriryhmien välisillä kulmilla 46° ja 64° .



KUVIO 5. Sylinteriryhmien välisten kulmien vertailu oikealla 46° ja vasemmalla 64° .

Kuviossa 5 olevat ympyrät kuvaavat hammaspyörien vierintähalkaisijoita. 46° kulma vastaa asentoa, jossa moottorit ovat alkuperäisissä asennus asennoissaan eli kukin kallistunut 23° eteenpäin (Suzuki Motor Corporation 1999). 64° kulmalla moottorit ovat kallistuneet 9° enemmän eteenpäin, kuin alkuperäisessä asennuksessa. Tässä kulmassa yhdistelmämoottorin massavoimat pysyivät maltillisina ja muutoksia ylämpään moottorilohkoon ei ollut tarpeellista tehdä, kuten myöhemmässä vaiheessa todetaan. Massavoimien muutoksia käsitellään tarkemmin luvussa 3.2.

Lisääntyneestä kallistuksesta ei uskottu olevan haittaa öljynkierron toiminnalle, kunhan öljypumpun öljynsaanti öljypohjasta voidaan varmistaa. Suzuki Motor Corporation on havainnollistanut moottorin öljynkierron kuvana ja kyseistä kuvaa, öljynkiertotaulukkoa ja moottoria tutkimalla todettiin, että lisäkallistus ei vaikuttaisi merkittävästi öljynkiertoon (kuva 8). Käytännössä loivempi kallistuskulma voisi vaikuttaa öljynkierron painovoimaiseen puoleen ja samoin vähentää nostomatkaa, jonka öljypumppu joutuu tekemään saavuttaakseen moottorin ylimmän pisteen. Erot arvioitiin merkityksettömiksi.



KUVA 8. Moottoripyöränä moottorin öljynkiertojärjestelmä (Suzuki Motor Corporation 1999).

3.2 Yhdistelmämoottorissa vaikuttavien voimien arviointi

Tässä opinnäytetyössä suunnitellussa moottorissa kampiakselit pyörivät vastakkaisiin suuntiin. Yhdistelmämoottorissa vaikuttavia voimia lähdettiin arvioimaan yksittäisen sylinteriryhmän kautta. Ensinnäkin laskettiin yhden nelisynterisen sylinteriryhmän aiheuttamat massavoimat. Taulukkolaskennan avulla vertailtiin samankaltaista, mutta vastakkaiseen suuntaan pyörivän moottorin massavoimien luomaa yhteisvaikutusta, josta voitiin huomata osan massavoimista kumoutuvan

(Hoag 2006, 65). Moottorien nivelkulmana käytettiin kytkentähammasparia; Moottorien välistä kulmaa muutettaessa kampiakselien etäisyys kytkentäpisteestä muuttui ja sitä myötä myös kampiakselien keskinäinen etäisyys. Massavoimien luomia voimavektoreita vertailtiin siis eri etäisyyksillä, ajoituksilla ja keskinäisillä kulmilla.

Yksittäisen sylinteriryhmän massavoimat jaettiin x- ja y-suuntaisiin komponentteihin ja niiden vaikutuspisteet ovat kunkin sylinteriryhmän kampiakselin keskipisteessä. Molempien sylinteriryhmien x-suuntaiset komponentit vaikuttavat samalla vaikutussuoralla, joten ne voitiin siirtää voimansiirtolain mukaisesti yhteiseen vaikutuspisteeseen, joka sijaitsee näiden vaikutussuoralla (Salmi 2005, 17). Y-suuntaiset komponentit eivät vaikuta samalla vaikutussuoralla.

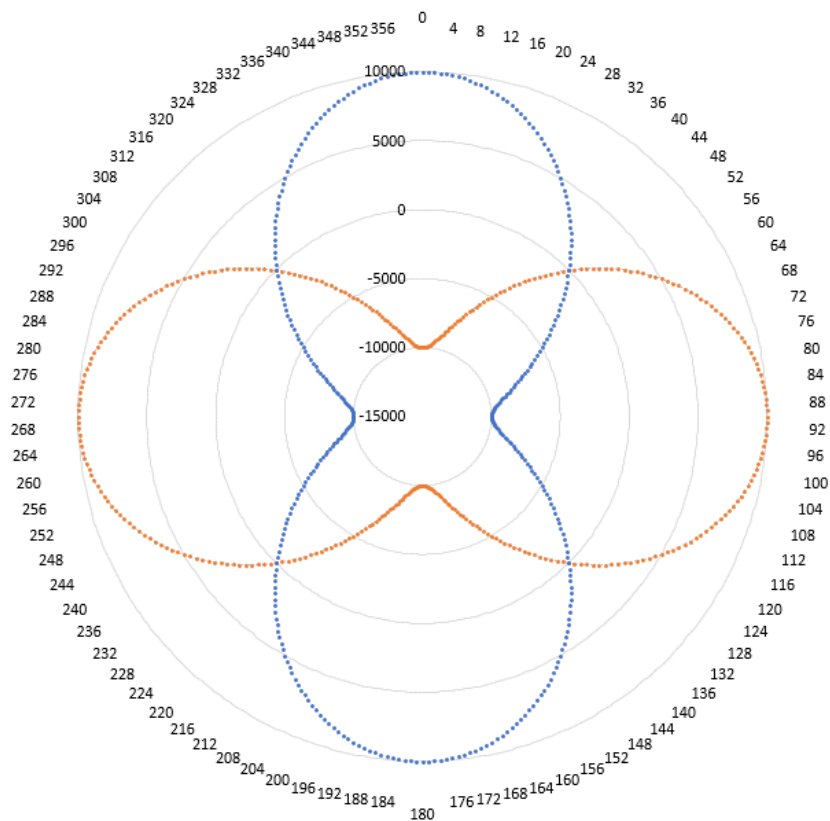
Muodostettaessa massavoimien resultantti projektion keskilinjan ja kampiakselitason leikkauspisteeseen, syntyy y-komponenttien siirron myötä myös momentti; Y-komponentilla oli yhteiseen vaikutuspisteeseen varsi, joka on kampiakselien välin puolikas (Salmi 2005, 63). Mikäli y-komponentit ovat samansuuruiset, mutta vastakkaisuuntaiset, kuten tapahtuu 90° ja 270° työkierron eroilla, sanotaan y-komponentteja voimapariksi (Salmi 2005, 45). Voimapari muodostaa moottoriin momentin, joka kuvaa voimien pyörityskykyä eli moottorin tapauksessa aiheuttaa moottorin kippauksen (Robert Bosch GmbH 2003, 97; Salmi 2005, 47).

Kampiakselien välinen etäisyys vaikuttaa yksittäisen sylinteriryhmän referenssivoimavektorin etäisyyteen moottoreiden projektion keskilinjasta. Vertailua varten molempien sylinterien referenssivoimavektorit tuotiin yhteiseen vaikutuspisteeseen kampiakselitason ja projektion keskilinjan leikkauskohtaan; Yhdistelmästä syntyi massavoimien resultantti. Muutoksen kohteena olleen nelisynterisen moottorin 1. kertaluvun massavoimat kumoutuvat täysin kuten taulukosta 1 voidaan nähdä, mutta jäljelle jää 2. kertaluvun massavoimat, jotka vaikuttavat sylinterin pituusakselin suuntaisesti (Eerola 1978, 369). Taulukkolaskentaan luotujen kaavojen avulla voitiin vertailla eri kulmien vaikutusta moottorissa vaikuttaviin voimiin.

Moottoreiden keskinäistä kulmaa muuttamalla vaikutetaan 2. kertaluvun massavoimien keskinäiseen kulmaan. Kun moottoreiden keskinäistä työtahdin vaihetta

muutettiin, voitiin etsiä kohtia, joissa x-komponentti kumoutui täysin. Y-komponentit muodostivat voimaparin, kun työtahtien vaihe-ero oli joko 90° tai 270° (Salmi 2005, 47). Kuviossa 6 on esitetty polaaridiagrammin muodossa moottorien synnyttämät 2. kertaluvun massavoimat 270° työkierron erolla. Y-komponenteista muodostuva momentti vaihtaa suuntaansa 180° välein. Laskuissa on käytetty arvioita liikkuville massoille, sillä syntynyt ero yksittäisen moottorin muodostamiin massavoimiin on lopputuloksen kannalta olennainen, eikä niinkään tarkka lukuarvo.

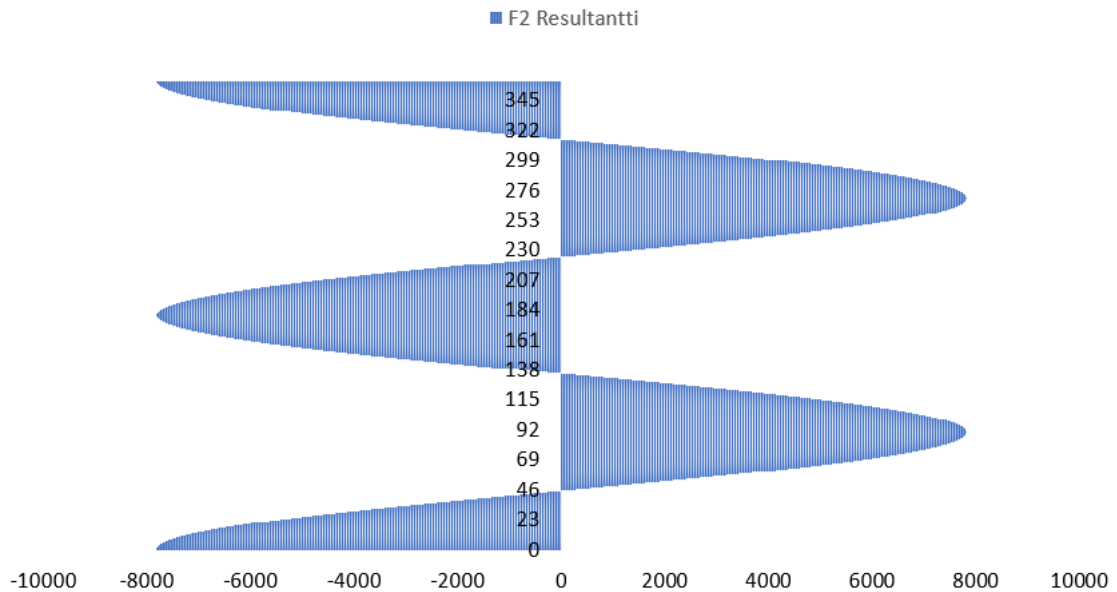
F2 VAS SININEN
F2 OIK ORANSSI



KUVIO 6. Yksittäisten moottorien muodostamat 2. kertaluvun massavoimat 270° työkierron erolla työkierron vaiheessa polaaridiagrammin muodossa.

Kuviossa 6 kampiakselikierroksen aikana tapahtuva massavoiman vaikutussuunnan vaihtuminen nähdään massavoiman muuttumisena positiivisesta negatiiviseen ja päinvastoin. Kun yksittäisten moottoreiden muodostamat voimat yhdistetään, voidaan muodostaa niiden resultantista kuvion 7 mukainen kuvaaja, jossa 270° työkierron erolla syntyvä massavoima oskilloi vaakatasossa. Voiman suunnan vaihtuminen on havainnollistettu samaan tapaan kuin kuviossa 6, eli massavoima muuttuu negatiivisesta positiiviseen ja päinvastoin.

F2 RESULTANTTI

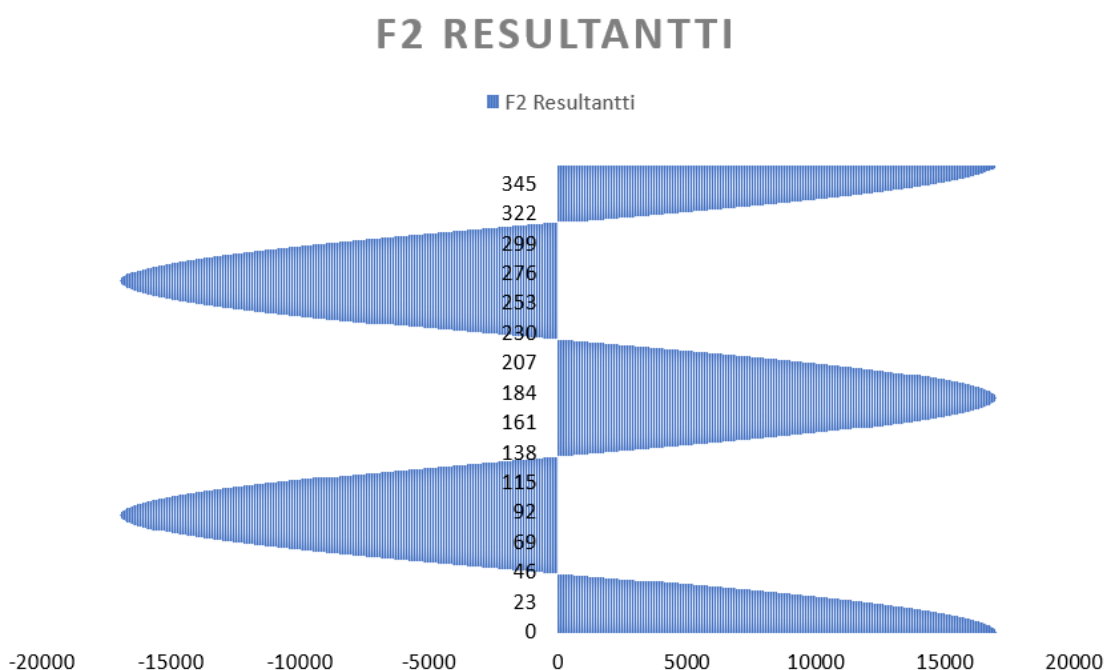


KUVIO 7. 2. kertaluvun massavoimien resultantti kampiakselikierroksen aikana, kun sylinteriryhmien välinen kulma on 46° ja työkiertojen ero 270° .

Nelisynterisen moottorin 2. kertaluvun massavoima oskilloi sylinterilinjan suuntaisesti vaihtaen suuntaansa neljä kertaa kampiakselikierroksen aikana. Kuviossa 7 voidaan nähdä kuinka U-moottorissa 270° työkierron erolla suunta vaihtuu yhtä usein, mutta oskillointi tapahtuu vaakatasossa. Massavoima on lisäksi noin 22 % pienempi kuin yksittäisessä nelisynterisessä moottorissa. Suuremmaksi ongelmaksi kuitenkin todettiin y-komponenttien muodostama massavoima, joka pyrkii kippaamaan moottoria vuorotellen myötäpäivään ja vastapäivään (Robert Bosch GmbH 2003, 435). Osa laskentataulukosta, jolla tutkittiin sylinterikulmien sekä työkierron vaihe-eron vaikutusta massavoimiin, on esitetty liitteessä 1. Liitteessä 2 on esitetty laskentataulukko, jonka avulla selvitettiin sylinterien välisen kulman vaikutusta kampiakselien etäisyyteen toisistaan. Tällä etäisyydellä oli merkitystä massavoimien synnyttämien momenttien kannalta.

Lopulliseen toteutukseen valikoitui 64° sylinteriryhmien välinen kulma ja 180° työkiertojen ero. Mitä lähemmäksi 180° sylinteriryhmien välistä kulmaa kasvatettiin, sitä pienemmäksi muodostui massavoimien resultantti. Sylinteriryhmät kumosivat toistensa massavoimat täysin, kun niiden välinen kulma oli 180° . Näin suuri kallistus olisi kuitenkin teettänyt lisätyötä ainakin öljynkierron ja kaasuttimien uudelleen suunnittelun muodossa.

Kuviossa 8 voidaan nähdä yhden kampiakselikierroksen aikana syntyvä massavoimien resultantti 64° sylinteriryhmien välisessä kulmalla 180° työkierron erolla. Resultantti on suuruudeltaan noin 61 % suurempi kuin yksittäisen moottorin synnyttämä massavoima. Tyypillisen V8 moottorin kohdalla voimien resultantti olisi 90° sylinteriryhmien välisellä kulmalla noin 41 % suurempi kuin yksittäisen sylinteriryhmän luoma massavoima (Hoag 2006, 66). X-suuntainen komponentti taa-sen kumoutuu täysin ja kippaavaa momenttia ei synny, sillä y-komponentit ovat samansuuntaisia ja omaavat yhtä suuren voiman varren yhteiseen vaikutuspisteeseen.



KUVIO 8. 2. kertaluvun massavoimien resultantti kampiakselikierroksen aikana, kun sylinteriryhmien välinen kulma on 64° ja työkiertojen ero 180° .

Moottorinlohkojen materiaali on alumiiniseosta ja yksittäisten moottoreiden moottorinlohkot tullaan liittämään toisiinsa hitsaamalla (Suzuki Motor Corporation 1999). Liitoksen on ensisijaisesti pidettävä moottorilohkoissa kiertävä öljy sisälään, sillä moottorin liitokselle aiheuttamat voimat tullaan kompensoimaan riittävän suurilla ulkopuolisilla tukirakenteilla. Tukirakenteet kiinnitetään sylinterikan-nen alkuperäisiin kiinnityskorvakkeisiin. Tukirakenteiden suunnittelu rajattiin tämän opinnäytetyön ulkopuolelle.

3.3 Muutokset voimansiirtoon

Voima välitetään moottorilta toiselle hammaspyöräpareilla. Voimansiirtoon liittyviä muutoksia on tarpeen tehdä myös voimanulosottoon. Voimanulosotto on alkuperäisessä moottorissa toteutettu toisioakselin päässä olevan ketjupyörän avulla (Suzuki Motor Corporation 1999). Moottoreiden yhdistäminen yhteiselle akselille tullaan toteuttamaan opinnäytetyön prosessin jälkeisessä testausvaiheessa alkuperäisen vaihteiston hammaspyörien ja akseleiden avulla.

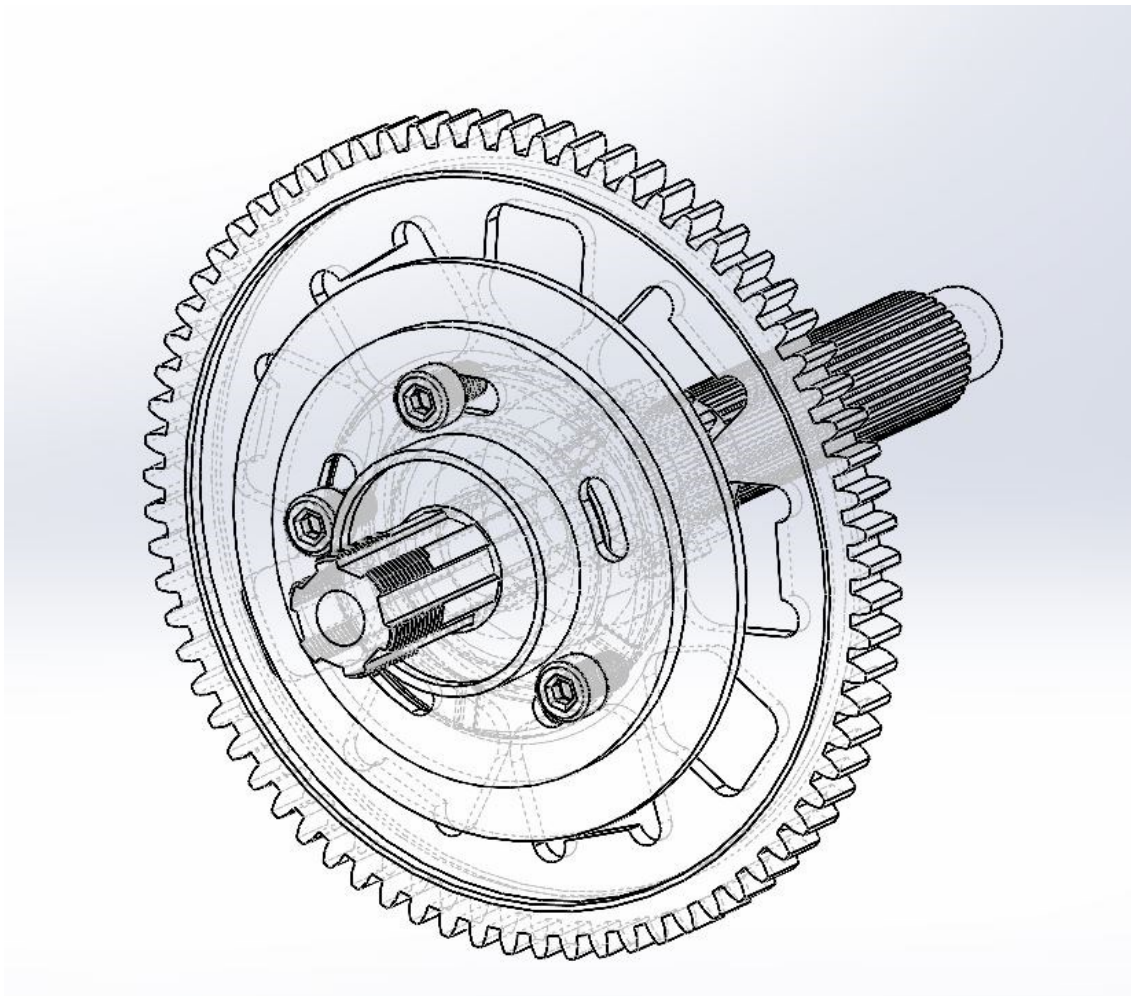
Jotta moottoreiden työkiertojen kohdistaminen toistensa kanssa oli mahdollista, todettiin tarpeelliseksi suunnitella ja mitoittaa laippa, jonka avulla moottoreiden kampiakselien keskinäistä asemaa voitaisiin muuttaa halutun laiseksi. Asentovirheen arvioitiin vaikuttavan ei toivotulla tavalla moottorissa esiintyviin värähtelyihin. Useampi kampiakseliset moottorit eivät kuitenkaan koskaan voi olla täydellisesti ajoitettuja, sillä esimerkiksi välykset ja vaihteiden joustaminen aiheuttavat pieniä virheitä työtahtien kohdistamiseen (Airila 2006, 27; Taylor 1997, 280).

3.3.1 Ensiöhammaspyörän laippaliitoksen mitoitus

Ensiöhammaspyörä tullaan kiinnittämään ensiöakselilla olevaan laippaan viidellä M8 8.8 lujuusluokituksen omaavalla pultilla. Kuvassa 9 on esitetty ensiöakseli, jolle on liitetty ensiöhammaspyörä sekä laippa. Laipan kiinnitys hammaspyörään on havainnollistettu kolmella pultilla, jotta laipan rakenne jää paremmin esille. Moottorin vääntömomentti luo laippaan leikkausvoiman ja liitosta kutsutaan yksileikkeiseksi liitokseksi; Laipan ja hammaspyörän välistä kitkaa ja pultin taipumista ei oteta laskuissa huomioon (Outinen & Salmi 2004, 158–163).

Pulttiin kohdistuvaa leikkausvoima on moottorin pyörimisen takia dynaamista kuormitusta, mutta mitoituksen kestävyyttä arvioitiin staattisesti kuormitetulle liitokselle annettujen sallittujen jännityksien avulla. Laippaliitos on yksileikkeinen, joten leikkauksen ja reunapuristuksen sallittuja arvoja vähennetään 10 % verran. Pulttien poikkipinta-ala laskettiin pulttien nimellishalkaisijan avulla, jolloin vetojännityksen sallittuja arvoja pienennettiin 25 %. Lujuusluokan 8.8 pulttien kiristys on

tehtävä 250 N/mm², joka vastaa M8 pultin kohdalla 36,6 mm² kierteitetyn alueen alalla 9150 N jännitystä. (Outinen & Salmi 2004, 162; Eurocode Applied n.d..)



KUVA 9. Ensiöakseli, jolla kiinnityslaippa ja ensiöhammaspyörä liitettynä kolmella M8 pultilla.

Yksittäinen M8 pultti tulisi siis kiristää kaavan 6 mukaiseen momenttiin

$$M_{kuiva} = KdF = 0,2 \cdot 8 \text{ mm} \cdot 9150 \text{ N} \approx 14,64 \text{ Nm}, \quad (6)$$

jossa K on teräspulteille käytettävä vakio kuivassa kiristyksessä, d on pultin halkaisija ja F on tavoiteltu jännitys. Pultille tarvittava kiristys on erittäin maltillinen, sillä M8 8.8 lujuusluokitellun pultin suurin sallittu jännitys on 21,1 kN (Eurocode Applied n.d.).

Ensiöakselilla vaikuttava yksittäisen moottorin luoma vääntömomentti on laskettu kaavassa 10 ja se on suuruudeltaan 140 Nm. Leikkausvoiman suuruus pulttikehän kohdalla voidaan laskea seuraavalla kaavalla, kun tunnetaan pulttikehän säde ja akselilla vaikuttava vääntömomentti

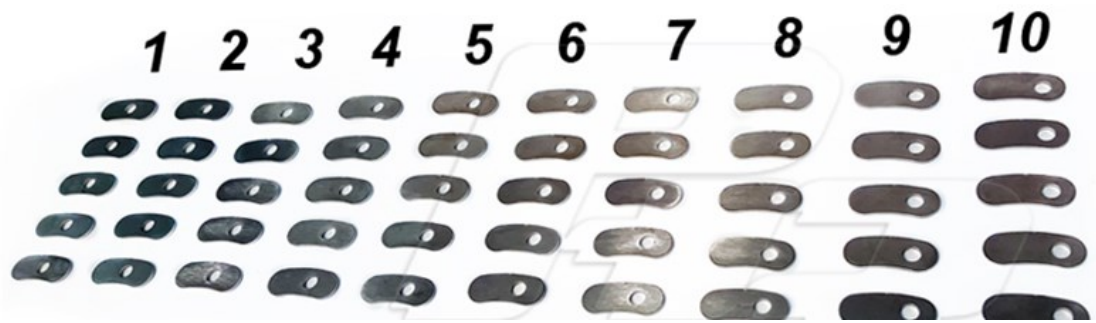
$$Q_p = \frac{M_e / r}{5} = \frac{140 \text{ Nm} / 35,45 \text{ mm}}{5} \approx 790 \text{ N}, \quad (7)$$

jossa M_e on akselilla vaikuttava vääntömomentti ja r on voiman varsi, eli pulttikehän säde. Nimittäjässä on pulttien määrä, jolloin yksittäiseen pulttiin kohdistuvan leikkausvoiman suuruudeksi jää noin 790 N. Pulttiin kohdistuva tasainen reunapuristus voidaan lausua seuraavasti

$$\tau_p = \frac{Q_p}{h_l d_p} = \frac{790 \text{ N}}{3 \text{ mm} \cdot 8 \text{ mm}} \approx 33 \text{ N/mm}^2, \quad (8)$$

jossa h_l on laipan paksuus liitoksen kohdalta ja d_p on pultin halkaisija kierteettömästä osasta, johon reunapuristus kohdistuu. Sallittu leikkausjännitys staattisesti kuormitetulle liitokselle olisi R1 laatuluokan liitokselle ja 8.8 lujuusluokan pultille tavanomaisessa kuormituksessa 290 N/mm^2 , josta tulisi vähentää yksileikkeisyyden vuoksi 10 %, jolloin sallittu reunapuristus on noin 260 N/mm^2 . (Outinen & Salmi 2004, 162–164).

Edellä esitettyä tapaa käyttäen vaikuttaisi siltä, että liitos kestää sille aiheutuvan kuormituksen hyvällä varmuudella. Koska liitos on lovi eikä tavanomaista pultin reikää käytetä, asennuksen yhteydessä kohdistus tehdään kolmella pultilla, jonka jälkeen mitataan ja jyrsitään sovitteet kyseiselle asennolle. Näin ehkäistään liitoksen luistaminen ja ajoituksen muuttuminen. Kuvassa 10 on vastaavia nokka-akselin pyörälle tehtyjä sovitteita, jotka asetetaan loveen (Powerhouse Racing n.d.). Sovitteen tarkoitus on estää laipan luisto suhteessa hammaspyörään.



KUVA 10. Nokka-akselin hammaspyörän sovitepalat (Powerhouse Racing n.d., muokattu).

3.3.2 Voimanulosoton mitoitus

Moottorin voimanulosotto tullaan opinnäytetyöprosessin jälkeen toteuttamaan vasemman moottorin ensiöakselin päästä. Ensiöakselin päässä sijaitsee boorit moottoripyöränmoottorin alkuperäiselle kytkimen keskitinholkille (Suzuki Motor Corporation 1999). Näiden boorien avulla voima siirretään erilliselle vaihteistolle, jossa on kytkin.

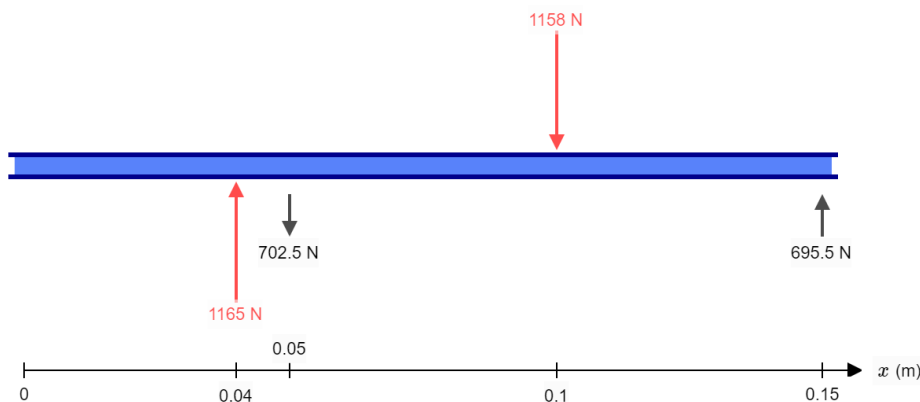
Akselin kestävyyttä arvioitiin käyttämällä Söderbergin laskentamenetelmää, jonka avulla saadaan suositeltu akselin halkaisija seuraavasti

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \times n}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_{ft} \times M_t}{\sigma_{tw}}\right)^2 + \frac{M_v^2}{R_e^2}}}, \quad (9)$$

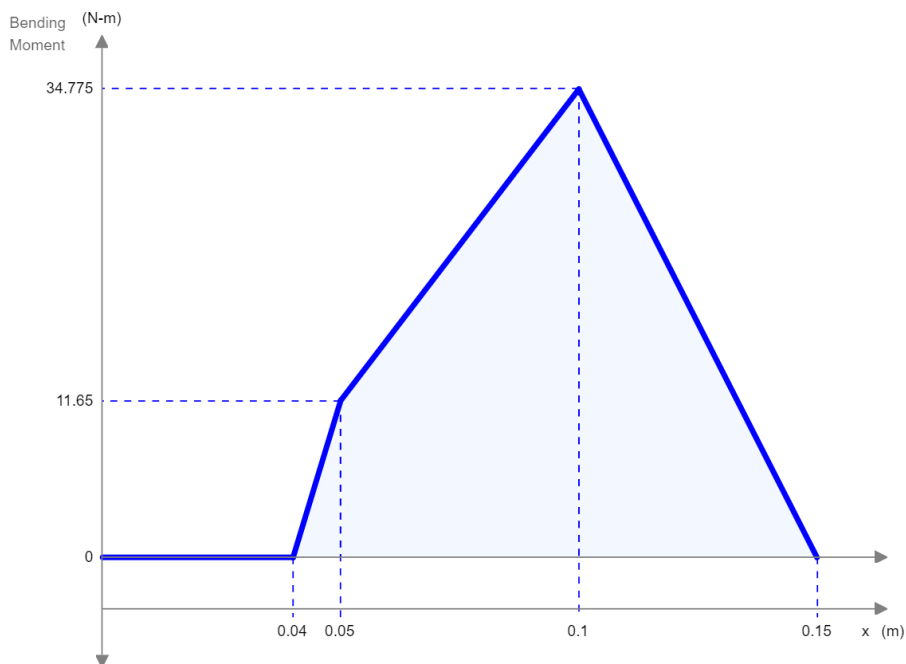
jossa D on akselin halkaisija, n varmuusluku, K_{ft} lovenvaikutusluku, M_t taivutusmomentti, σ_{tw} taivutusvaihtolujuus materiaalille, M_v vääntömomentti ja R_e vetomyötöraja materiaalille.

Ensiöakseli on laakeroitu kahdesta pisteestä alimpaan ja keskimmäiseen moottorinlohkoon. Ensiövedon puoleinen laakeri on tyypiltään urakuulalaakeri ja toinen laakereista on rullalaakeri. (Suzuki Motor Corporation 1999.) Laakereiden tukivoimien tarkastelu rajattiin opinnäytetyön ulkopuolelle. Söderbergin laskentamenetelmää varten akselin suurin taivutusmomentti tulee selvittää ja se onnis-

tuu esimerkiksi taivutusmomenttikuvion avulla, joka on esitetty kuviossa 10. Laskennan apuna käytettiin SkyCiv Structural Analysis ohjelmistoa, jonka avulla taivutusmomenttikuvio sekä kuviossa 9 oleva vapaakappalekuva ratkaistiin.



KUVIO 9. Ensiöakselin vapaakappalekuva hammaspyörien puristuksen suhteen.



KUVIO 10. Ensiöakselin taivutusmomenttikuvio.

Taivutusmomenttikuvioista (kuvio 10) voidaan nähdä, että suurin taivutusmomentti M_t ilmenee kytkentähammaspyöräparin kohdalla ja on suuruudeltaan noin 35 Nm. Akselilla vaikuttaa molempien moottoreiden vääntömomentti, joka on yhteensä enimmillään suuruudeltaan 280 Nm. Söderbergin laskentamenetelmän alustavaksi varmuusluvaksi valittiin 1,5. Akselien materiaali ei ollut selvillä, mutta tyypillisesti akseliteräksillä vetomyötöraja on yli 350 MPa ja taivutusvaihtolujuus yli 300 MPa (Blom ym. 1999, 283). Lovenvaikutusluvaksi valittiin 3, sillä tarkkoja

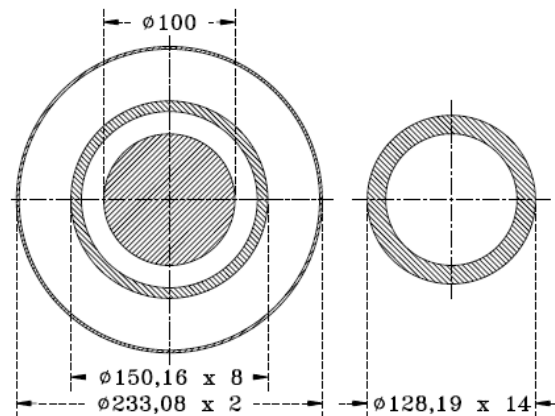
tietoja boorien valmistusmenetelmistä kyseisen akselin kohdalla ei ollut saatavilla. Näiden olettamien avulla voitiin akselin suositelluksi halkaisijaksi saada 23,9 mm Söderbergin menetelmällä.

Ensiöakselin läpi kulkee 12 mm suuruinen reikä ja akselin halkaisija voimanulosoton kohdasta mitattuna on 24,8 mm, jolloin sen voidaan katsoa vastaavan taulukon 3 mukaan noin 15 mm umpiakselia. Tähän päätelmään päädyttiin, kun ensiöakselin seinämävahvuudeksi laskettiin 6 mm, jolloin Oulun yliopiston professori Jouko Karhusen taulukosta voitiin katsoa ulkohalkaisijan kertoimeksi 100/163,9 (taulukko 3). Kun tällä kertoimella kerrottiin voimanulosoton halkaisija 24,8 mm, voitiin todeta, että akselin vahvuus ulosoton kohdalta on liian pieni kestämään riittävällä varmuudella moottorin aiheuttamaa kuormaa. Opinnäytetyön jälkeisten testauksien toteuttaminen kyseisellä akselilla vaikuttaa laskelmien perusteella mahdolliselta.

TAULUKKO 3. Umpiakselin korvaaminen lujuudeltaan samankaltaisella putkella (Karhunen n.d.).

Seinämä Ulko ϕ Jäykkyyskerr. Hyötyk.

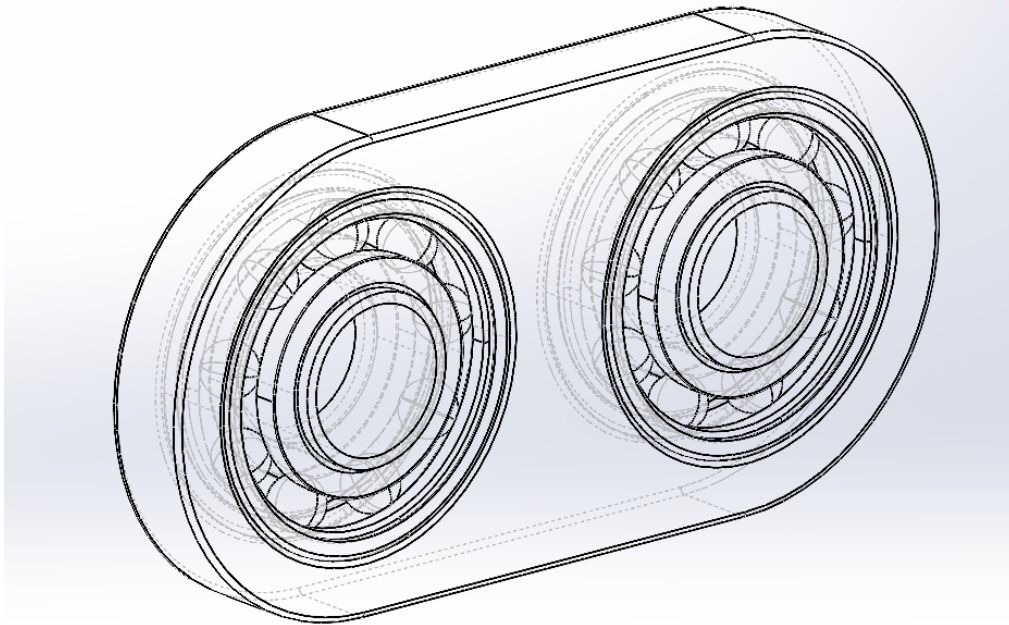
Seinämä	Ulko ϕ	Jäykkyyskerr.	Hyötyk.
2	233.08	1.00	10.77
4	186.19	1.00	6.79
6	163.90	1.00	5.18
8	150.16	1.00	4.28
10	140.66	1.00	3.69
12	133.62	1.00	3.26
14	128.19	1.00	2.95
16	123.86	1.00	2.70
18	120.33	1.00	2.50
20	117.41	1.00	2.33



Ensiöakselilla oleva ensiövälityksen hammaspyörä on laakeroitu ensiöakselille (Suzuki Motor Corporation 1999). Hammaspyörän asentoa suhteessa booreihin voidaan muuttaa suunnitellun laipan avulla 10° suuntaansa. Tämä mahdollistaa moottorien työkiertojen ajoituksen kohdistamisen haluttuun asemaan.

Kytkeähammaspyöräparin molemmille puolille suunniteltiin kytkentäkaulukset, joidenka arvioitiin vähentävän ensiöakselin taipumaa ja sitä kautta lisäävän ensiöakselin kestävyttä. Kauluksia on tarkoitus käyttää myös moottorinlohkoja liitettäessä, sillä niiden avulla moottoreiden välinen etäisyys voidaan pitää suunnit-

teltuna ja hitsausjigin rakentaminen on yksinkertaisempaa. Kahdella kytkentäkauluksella vähennetään vapausasteiden määrää minkä avulla voidaan varmistua kampiakselien saman suuntaisuudesta ennen moottorilohkojen yhteen liittämistä hitsaamalla. Kuvassa on 11 on esitetty suunniteltu kytkentäkaulus laakerointeineen.



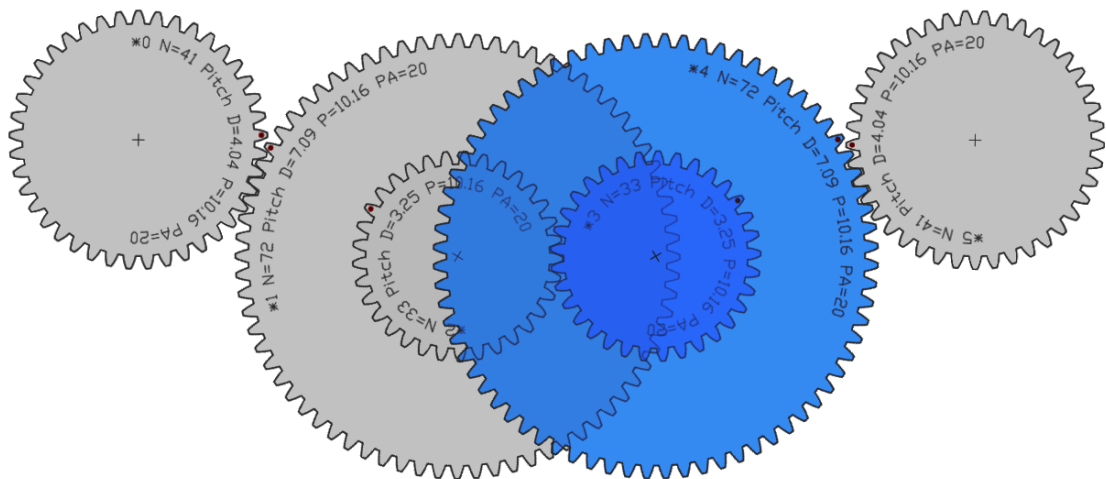
KUVA 11. Kytkentähammaspyöräparin molemmille puolille suunniteltu kaulus.

Kytkentäkaulus on vahvuudeltaan 16 mm ja sen materiaaliksi on valittu teräs. Laakerit ovat tyypiltään SKF W 6206 urakuulalaakereita, joiden saatavuus on hyvä ja kuormituksen kesto dynaamisella kuormalle 16,5 kN ja staattisella kuormalle 11,2 kN, rajanopeuden ollessa 16 000 kierrosta minuutissa (Etra n.d.; SKF n.d.). Laakerit on tarkoitus asentaa kaulukseen kutistusliitoksella ja niiden sisähalkaisijaa pienennetään teräksisellä holkillla vastaamaan ensiöakselin halkaisijaa.

3.3.3 Hammaspyöräparin mitoitus

Moottoreiden kampiakselien pyörimisliike tullaan kytkemään toisiinsa hammaspyöräpareilla. Kytkentätapa on suotuista, sillä se sallii akselivälin virheen, kun hammaspyöräparin hammasmuotona käytetään evolventtihammastusta (Kivioja, Ki-

vivuori & Salonen 2010, 278). Kuvassa 12 on esitetty GearGenerator.com verkkopalvelun avulla luodut hammaspyöräparit. Vasemmalta lueteltuna kuvassa on: vasemman kampiakselin hammaspyörä hammasluku 41, vasemman ensiöakselin hammaspyörä hammasluku 72, vasemman ensiöakselin kytkentähammaspyörä hammasluku 33, oikean ensiöakselin kytkentähammaspyörä hammasluku 33, oikean ensiöakselin hammaspyörä hammasluku 72, oikean kampiakselin hammaspyörä hammasluku 41.



Kuva 12. Yhdistelmämoottorin hammaspyöräparit.

Alkuperäisen moottorin enimmäisvääntömomentti M_m on noin 80 Nm moottorinpyörintänopeuden ollessa 10000 kierrosta minuutissa (Mbike Ltd. n.d.). Ensiöakselilla vaikuttava momentti M_e voidaan laskea ensiövälityksen suhteen avulla seuraavasti

$$M_e = \frac{41}{72} M_m = 140 \text{ Nm}, \quad (10)$$

josta voidaan laskea kytkentähammaspyöräparissa yksittäiseen hampaaseen vaikuttava tangentialivoima F_t , kun hammaspyörän halkaisija tunnetaan ja oletetaan, että yksittäinen hammas kantaisi koko kuorman. Voima voidaan ratkaista kaavalla

$$F_t = \frac{M_e}{D_o/2} = 3181 \text{ N}, \quad (11)$$

jossa D_o on hammaspyörän ulkokehän halkaisija. Väliytysuhteen ollessa pienempi kuin 2, kantaa todellisuudessa useampi kuin yksi hammas kuorman; lisäksi on olemassa säteen suuntainen voima F_r , joka aiheuttaa puristusta. Säteen suuntainen voima aiheuttaa puristusta tangentialivoiman vastaiselle puolelle hampaan tyveen, mutta hampaan vaurio alkaa aina jännitetyltä puolelta. (Juvinall & Marshek 2006, 612–613.) Käytetyt hammaspyörät ovat suorahampaisia evolventtiammaspyöriä ja niiden ryntökulma on 20° , jolloin radiaalivoima voidaan esittää seuraavasti

$$F_r = F_t \times \tan(20^\circ) = 1158 \text{ N}, \quad (12)$$

joka on pienempi kuin tangentialinen voima. Normaalivoima F_n voidaan laskea, kun tangentialivoima tunnetaan, seuraavasti

$$F_n = \frac{F_t}{\cos(20^\circ)} = 3385 \text{ N}, \quad (13)$$

josta huomataan, että voima normaalin suuntaan on noin 200 N suurempi, kuin tangentin suuntainen voima. Vastaavilla tavoilla laskettiin ensiöhammaspyöräparin voimat, jotka olivat seuraavanlaiset:

$$F_{t_e} = \frac{M_m}{D_{41}/2} = 3200 \text{ N}, \quad (14)$$

$$F_{r_e} = F_{t_e} \times \tan(20^\circ) = 1165 \text{ N ja} \quad (15)$$

$$F_{n_e} = \frac{F_{t_e}}{\cos(20^\circ)} = 3405 \text{ N}, \quad (16)$$

joissa käytetään ensihammaspyöräparin voimien erottamiseen alaindeksiä e ja momenttina moottorin ilmoitettua enimmäismomentti. D_{41} on kampiakselilla olevan ensiöhammaspyörän halkaisija, joka on suuruudeltaan 104 mm.

Hammaspyörän kestävyyttä voidaan arvioida Wilfred Lewisin kaavalla, jossa voiman F_t vaikutusta hampaan kärkeen arvioidaan kaavalla

$$\sigma = \frac{F_t}{mbY}, \quad (17)$$

jossa m on hammaspyörän moduuli, b on hammaspyörän tehollinen leveys ja Y on dimensioton Lewisin muotokerroin, joka muuttuu hammasluvun sekä ryntökulman mukaan. Luku voidaan katsoa esimerkiksi taulukosta ja se on 20° ryntökulmalla olevalle 33 hampaiselle hammaspyörälle noin 0,365. (Juvinall & Marshek 2006, 610–611). Ensiöakselien hammaspyöräparin kohdalla voidaan siten laskea taipumisjännityksen suuruus

$$\sigma = \frac{3181 \text{ N}}{2,5 \text{ mm} \times 12 \text{ mm} \times 0,365} = 290,5 \text{ N/mm}^2, \quad (18)$$

joka on yhtä kuin 290,5 MPa. Esimerkiksi G - 41Mn5 – 04 valuteräksen myötöraja on 390 MPa ja taas G – 20Mn5 – 04 valuteräksen 290 MPa (SFS 365; SFS 366). Saatavilla olevan hammaspyöräparin materiaalista ei voitu täysin varmistua, joten hammaspyöräparin kestävyydestä ei suuntaa antavan Lewisin kaavan avulla voida varmistua.

Kyt kentähammaspyöräparin hampaiden kuormitus tapahtuu molemmista suunnista, sillä ne välittävät molempien moottoreiden tehon. Tilanne on vastaava kuin välihammaspyörän tapauksessa, jossa voiman vaihteluiden tarkastelu tulisi parhaassa tapauksessa tehdä tutkimalla keskikuormituksen vaihtelua, mutta yleisenä ohjeena todetaan, että tämä vaihteleva kuormitus ei saa olla suurempi, kuin materiaalin myötöraja. (Juvinall & Marshek 2006, 612–613). Opinnäytetyön ulkopuolelle rajattiin syvällisempi hammaspyöräparin tarkastelu, sillä käytettävissä olevan hammaspyöräparin todettiin toimivan tulevassa testauksessa riittävän hyvin vaikka se ei täyttä kuormaa kestäisikään.

Hammaspyöräparin vauriot syntyvät monesta muustakin syystä, kuin hampaan taipumisesta. Syitä voi olla esimerkiksi: kuluminen, naarmuuntuminen ja repeäminen. Hammaspyöräparin yleiseen kestävyyteen vaikuttaa monet asiat pinnanlaadusta tarkkuuksiin ja materiaalilaadusta voiteluun. (Juvinall & Marshek 2006, 618–619). Näiden vauriosyiden tarkastelu rajattiin opinnäytetyössä käsiteltävien asioiden ulkopuolelle. Käytettävissä olevan hammaspyöräparin koneistus ja pinnanlaadullisista seikoista ei voitu varmistua.

Ensiövälitysten hammaspyöräpari jätettiin kestävyysarvioinnin ulkopuolelle, sillä alkuperäisen moottorin tehoa ei muuteta ja siten tehdään olettamus, että hammaspyöräpari on mitoitettu alun perin oikein. Johtuen moottoreiden yhteen kytkennästä, syntyy hammaspyöräpareihin hampaita molemmilta puolilta kuormittavaa tangentinsuuntaista voimaa, kuten kytkentähammaspyöräparinkin tapauksessa. Molemmien puolisen kuormituksen merkitys arvioitiin kuitenkin niin pieneksi, että sen ei uskottu olevan mielekäs mitoittamistehtävä (Juvinall & Marshek 2006, 612–613). Väännönvaihtelu työkierron aikana on voimansiirron kannalta suotuisampaa kahdeksansylinterisessä moottorissa, kuin alkuperäisessä nelisylinterisessä, sillä negatiivista vääntömomenttia ei työkierron aikana synny (Eerola 1978, 395).

4 KAHDEN RIVIMOOTTORIN YHDISTÄMISEN TOTEUTUS

Opinnäytetyössä käytettävän moottorin mittaukset aloitettiin purkamalla moottorin vaihteisto, jolloin alimmainen ja keskimäinen moottorinlohko erotettiin toisistaan. Purettavat osat luettelointiin, jotta uudelleen kasaaminen onnistuisi mahdollisimman helposti. Mittauksia täytyi suorittaa moottorin keskilinjan löytämiseksi, jotta pyörivien massojen referenssitasot olisivat yhtenäiset moottoreiden yhdistämisen jälkeen. Mittauksia suoritettiin laakerointien sijainnin selvittämiseksi; Muutokset voitaisiin toteuttaa ilman laakerointien tukirakenteiden kestävyuden heikkenemistä (Robert Bosch GmbH 2003, 447).

Mallinnuksessa aikaansaadut leikkauslinjat merkittiin moottorilohkoihin, jolloin vaikutusten arviointi onnistui paremmin vielä ennen muutoksien toteuttamista. Havaintoja syntyi öljypumpun, öljykierron ja laakerointipisteiden parista. Mikäli muutoksissa käytettäisiin liian pientä kytkentäratasta ensiöakselilta toiselle, olisivat yhdistettävät moottorilohkot liian lähellä toisiaan. Ongelmaksi muodostui se, että molemminpuolisessa materiaalinpoistossa ensiöakselin ensiöväilyksen puoleiselle laakeroinnille ei jäisi riittävästi tukimateriaalia.

Ilmeisiä ratkaisuvaihtoehtoja edellä mainitun ongelman selvittämiseksi oli kaksi: moottoreiden keskinäisen etäisyyden kasvattaminen tai toispuoleinen materiaalin poisto lohkoista. Toispuoleisessa materiaalinpoistossa materiaalia voidaan poistaa ensiöakselin vesipumpun puoleisen laakeroinnin luota enemmän, sillä laakerointi on kooltaan pienempi kuin ensiöväilyksen puoleinen laakerointi. Näin toteutettuna yhdistettävät moottorit voidaan tuoda lähemmäs toisiaan ilman, että laakerointien ympäristöstä joudutaan poistamaan liiaksi materiaalia.

Helpommin ratkaistava ongelma oli öljykierron ja öljypumpun aiheuttamat vaatimukset suunnitelluille leikkauksille. Öljypumppu sijaitsee keskimäisen moottorilohkon yhteydessä ja sen ensiöväilyksen puoleisessa reunassa (Suzuki Motor Corporation 1999). Tämän takia kytkentähammaspyöräpari täytyy sijoittaa muuhun sijaintiin kuin ensiöväilyksen puoleiseen reunaan. Öljypumpun kohdalla hammaspyörän enimmäishalkaisija voi olla enimmillään 10 cm. Mikäli kytkentähammaspyörä on kooltaan suurempi, osuu se öljypumpun rakenteisiin. Jotta

sopiva kytkentä voidaan toteuttaa, täytyy hammaspyörän olla halkaisijaltaan vähintään 8 cm. Hammaspyörän koon ollessa 8 cm jäävät ensiöakselin laakereiden tukirakenteet mittausten ja havainnoinnin mukaan ilman muutoksia.

4.1 Muutosten toteutus moottorien lohkoihin

Purkamisen jälkeen moottorilohkot puhdistettiin öljystä ja muusta liasta. Leikkauslinjat merkittiin lohkoihin käyttäen referenssipisteinä laakerointeja, jolloin merkintöjen teko on tarvittaessa toistettavissa seuraaviinkin moottoreihin. Moottorien laakerointipisteet sekä oleellimmat mitat mallinnettiin ja näiden avulla voitiin tehdä hahmotelmia ennen muutosten aloittamista.

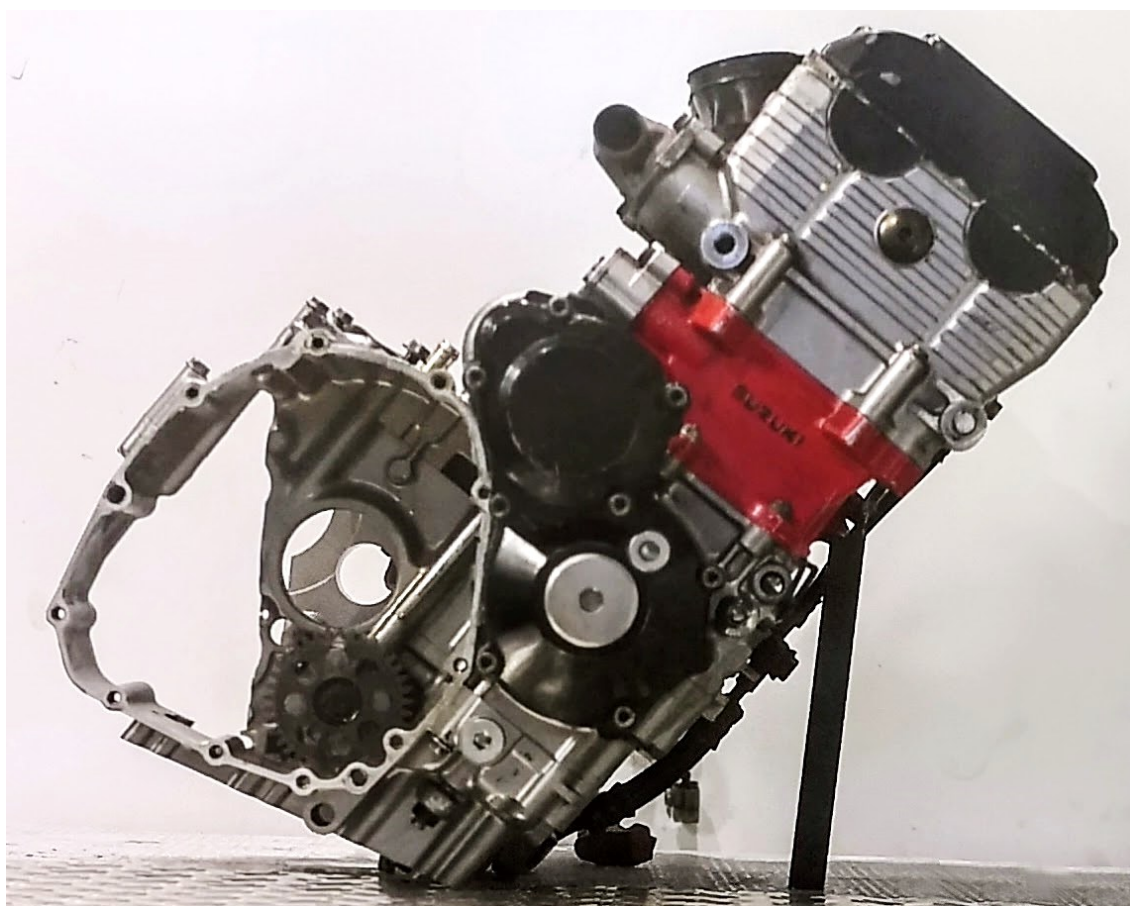
Merkintöjen mukaisesti materiaalin poisto aloitettiin metallisahalla siten, että leikkauksen jälkeen työstövaraa olisi jäljellä vielä noin yhdestä kolmeen millimetriä pintojen jyrsimistä varten. Leikkausten jälkeen suoritettiin tarkistusmittauksia eri pisteille, jotta varmistuttiin ennen jyrsimistä riittävästä materiaalin määrästä. Ensiöakseli kiinnitettiin paikalleen, minkä jälkeen se lukittiin haluttuun asentoon ja siihen kiinnitettiin heittokello. Laakerikaulojen läheisyydestä haettiin referenssipisteet heittokellolle, jonka jälkeen pinnankorkeuden eroja pystyttiin arvioimaan.

Alkuperäisestä suunnitelmasta poiketen leikattuja pintoja ei jyrsitty, sillä mittauksien perusteella leikkaukset olivat samassa tasossa toistensa kanssa enimmäisvaihtelun ollessa 1 mm. Lohkojen yhteen liittämistä varten tehtyjen kytkentäkaulusten avulla voidaan lohkojen hitsaukset toteuttaa riittävällä varmuudella, vaikka pieniä rakoja syntyisikin. Sylinteriryhmien välille tavoiteltu 64° kulma voidaan varmistaa mittauksilla ennen hitsauksen aloittamista ja etäisyydet pystyttäisiin määrittämään myös muutoin kuin leikkauspintojen avulla.

Työstettyihin pintoihin tehtiin särmänpoisto manuaalityökaluilla, minkä jälkeen suoritettiin tarkistusmittauksia eri pisteisiin. Tehtyjen muutosten jälkeen mitattiin leikkauksen kohtisuoruutta eri pisteistä ensiöakseliin nähden. Kohtisuoruutta arvioitaessa huomattiin, että enimmillään kohtisuoraetäisyys oli 42,6 mm ja pienimmillään 42,2 mm. Tavoitellun etäisyyden ollessa 42,5 mm päädyttiin ainetta poistamaan karkealla koneellisella hionnalla kohdista, joissa mitattiin tätä suurempia

lukemia. Hionnan jälkeisissä mittauksissa käytettiin mittauspöytäkirjaa, johon on merkittynä kymmenesosamillin tarkkuudella mitattujen alueiden poikkeama 42,5 mm tavoitemitasta (liite 3). Mittauksia suoritettiin yhteensä 46 pisteeseen leikkauksipinnalla. Leikkauksen kulma sylinterilinjaan nähden oli 32,0°.

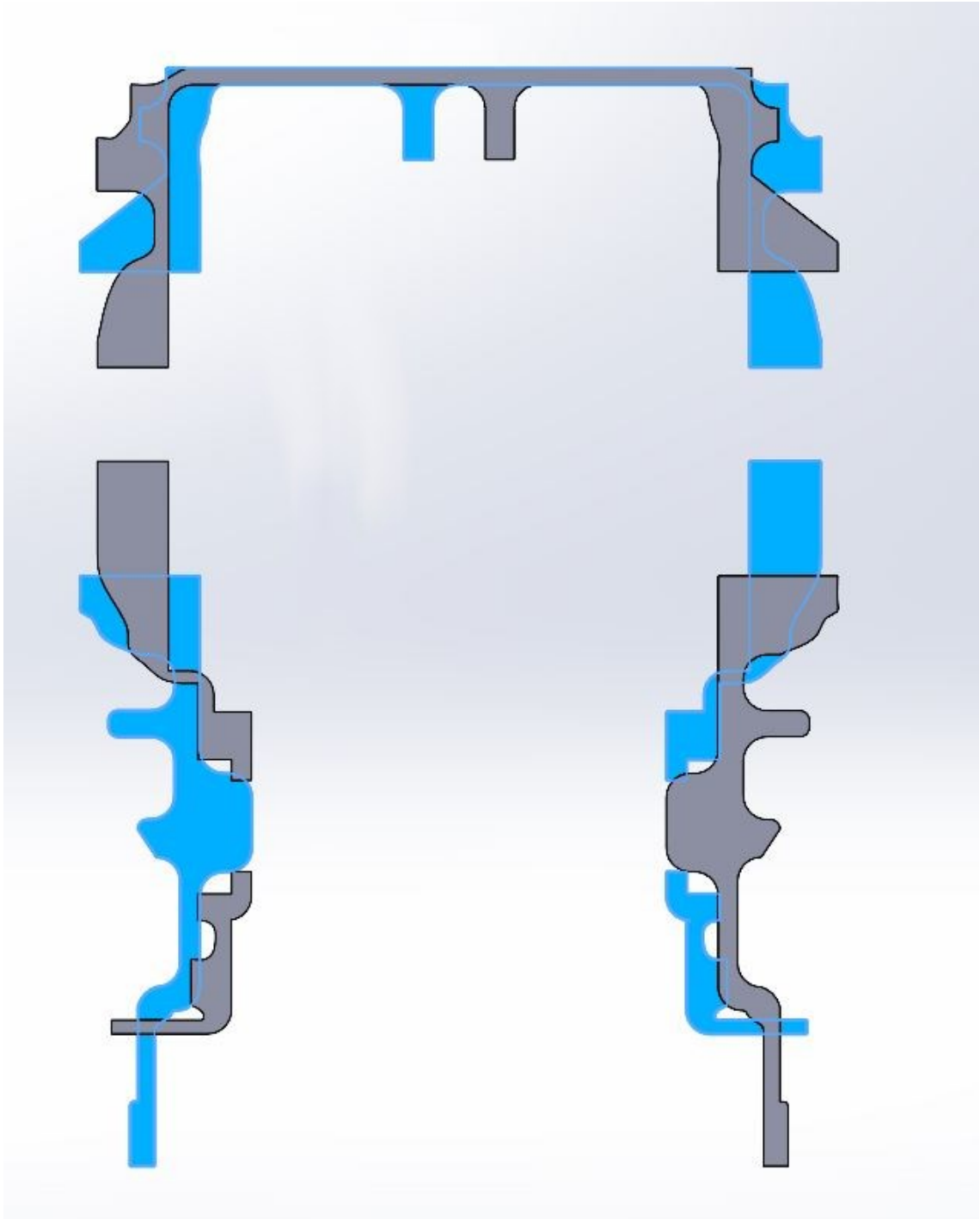
Kuvassa 13 voidaan nähdä moottorin sivuprofiili, kun leikkaukset on suoritettu. Moottori kasattiin ja siitä pyrittiin tekemään havaintoja, joista olisi hyötyä seuraavaa moottoria muutettaessa. Moottorin puhdistaminen ja viimeistely vaativat tarkkuutta, jotta lopputulos on mahdollisimman hyvä.



KUVA 13. Moottori pöydällä tehtyjen muutoksien ja kasauksen jälkeen.

Kuvassa 14 on molempien moottoreiden leikkauksipintojen projektiot kohdistettuna suunniteltuun asemaansa. Kohdistus on toteutettu niin, että liitettäessä moottorilohkot yhteen, molempien sylinteriryhmien sylintereille on olemassa samassa tasossa oleva sylinteripari. Kohdistamisen myötä hitsausraillot eivät vaikuta olevan optimaalisia ja enimmillään syntyy noin 20 mm² suuruisia rakoja, joiden täyttämisen toteutustapaan on perehdyttävä uudelleen opinnäytetyöprosessin jälkeen.

Opinnäytetyön aikana tarkempia suunnitelmia hitsauksen lopulliseen toteutustapaan ei tehty, sillä se osoittautui haastavaksi ilman toista moottoria. Näiden lisäksi leikkauksessa voidaan nähdä poistetun toisioakselin laakerointikohtia. Alumiinilevyn käyttäminen peitelevynä laakerointikohtien ja isompien railojen kohdalla oli yksi esille noussut idea ja sitä kannattaakin jatkossa tutkia lisää.

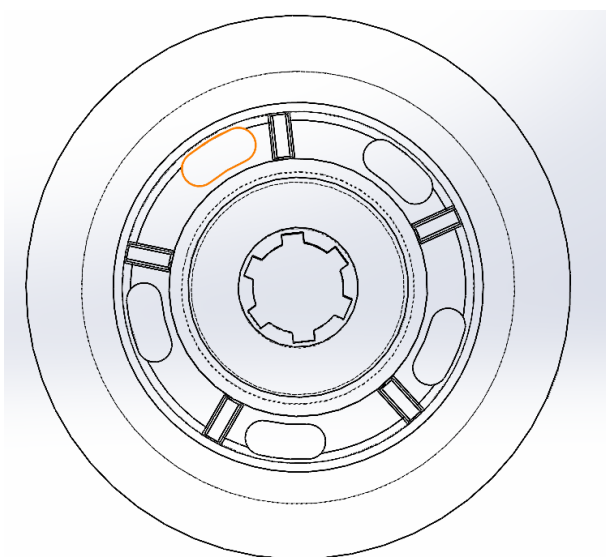


KUVA 14. Moottoreiden leikkausprojektiot kohdistettuna.

4.2 Muutosten toteutus voimansiirtoon

Kampiakseliin ja siinä olevaan hammaspyörään ei kohdistunut muutoksia, mutta ensiöakselilla olevaan hammaspyörään rakennettiin kiinnityslaippa, jonka avulla hammaspyörä kytkeytyy ensiöakseliin halutussa asennossa. Säädetty hammaspyörä mahdollistaa moottoreiden keskinäisen työkierron asennon säätämisen. Hammaspyörän ja kytkimen yhdistelmä oli alkuperäisessä käyttötarkoituksessaan vääntöväärhtelyltä suojaava eli kaksoismassainen (Hoag 2006, 197; Suzuki Motor Corporation 1999). Yhdistelmämoottorissa ominaisuudesta haluttiin luopua, sillä se haittaisi moottoreiden työtahtien ajoittamista keskenään.

Hammaspyörään kytkettäväksi valmistettu laippa mahdollistaa hammaspyörän asennon muuttamisen -10° ja $+10^{\circ}$ välillä asennusasennosta. Asennuksessa vasemman moottorin ensimmäinen sylinterin mäntä asetetaan heittokellon avulla yläkuolokohtaan ja lukitaan asemaansa. Oikeanpuoleisen moottorin kampiakseli asetetaan 180° asentokulmaan, jolloin toisen sylinterin mäntä on yläkuolokohdassaan. Kun molemmat moottorit ovat lukittuna haluttuun asemaansa, asetetaan ensiöhammaspyörä paikoilleen. Tarkistuksien jälkeen laippa kiristetään kolmella pultilla paikalleen, jonka jälkeen tarvittavien sovitteiden koko mitataan. Sovitteet jyrsitään siten, että hammaspyörän luisto suhteessa laippaan estyy. Kuvassa 15 on laipan loven kohta korostettuna. Lovi on kaareva, mikä tulee huomioida sovitetta tehdessä.



KUVA 15. Liitoslaippa säätölovi korostettuna.

Voimanulosotto toteutetaan ensiöakselin päästä erilliselle vaihteistolle. Vaihteistoon tulee kytkinasetelma, joka pyritään valitsemaan siten, että se suojaisi vaihteistoa vääntöväärähtelyiltä (Hoag 2006, 197). Voimanulosottoa luonnosteltiin, mutta sen mitoittaminen päätettiin rajata opinnäytetyössä käsiteltävien asioiden ulkopuolelle. Luontevimmin liitos erilliseen vaihteistoon olisi tehtävissä kuvassa 9 näkyvien boorien avulla.

4.3 Muutosten toteutus muihin komponentteihin

Tarvetta tasapainoakselin suunnittelulle pohdittiin, mutta se päätettiin rajata opinnäytetyön ulkopuolelle. Moottori on komponenteiltaan erittäin kevyt, joten voitiin katsoa, että syntyvät voimat ovat merkitykseltänsä pieniä. Yksittäisessä sylinteriryhmässä syntyvät 1. kertaluvun voimat kumoutuvat täysin 180 asteen kammukulman ansiosta, kuten taulukosta 1 voidaan nähdä, mutta jäljelle jäävät 2. kertaluvun voimat, joiden vaikutuksia käsiteltiin aiemmin tässä opinnäytetyössä.

Sytytysjärjestelmä päätettiin pitää alkuperäisenä, kuten myös jäähdytys. Moottorin jokaisella sylinterillä on MIKUNI BDSR39 kaasutin, joiden korvaamista sähköisellä polttoaineensuihkutuksella pohdittiin, mutta sitä ei toteutettu opinnäytetyöprosessin aikana (Suzuki Motor Corporation 1999).

Moottorin öljynkierron häiriöttömyyden varmistamiseksi muutoksien alaisiin kohtiin lisättiin tarvittaessa uusi öljyn paluukanava, jotta öljynpaine moottorissa pysyisi samankaltaisena muutoksien jälkeen. Öljykanavat, jotka katosivat muutoksen myötä, voitelivat alun perin toisioakselia (Suzuki Motor Corporation 1999). Muutoksen jälkeen kanavassa oleva öljynpaine vapautuu niin, että se voitelee kytkentähammasparia.

5 POHDINTA

Tiedonhankinnan merkitys korostui opinnäytetyöprosessin alussa tehtävän määrittelyssä sekä sen laajuuden ja sisällön hahmottamisessa. Aineisto ohjasi työskentelyä myös myöhemmissä vaiheissa esimerkiksi mitoitettaessa komponentteja. Ideoita ja havaintoja peilattiin tutkittuun tietoon omien näkökulmien tueksi, kun moottorin ominaisuuksista tehtiin johtopäätöksiä. Tietoa hankittiin monipuolisesti eri tietokannoista, joiden avulla löytyi sekä digitaalisia että painettuja lähteitä.

Kerätyn tiedon luotettavuuden arvioinnissa tärkeäksi kriteeriksi nousi lähteen julkaisualusta. Osa kirjallisuudesta oli verrattain vanhaa, mutta se liittyi suurimmaksi osaksi yhä nykyäänkin käytössä oleviin polttomoottoreihin ja niihin liittyviin lainalaisuuksiin. Oma kokemus moottoreista ja perehtyneisyys niiden rakenteisiin sekä toimintaan helpotti aiheeseen lähestymistä, mutta toi mukanaan tarpeen arvioida kriittisesti ennakkoasenteita. Lähteiden raportoinnissa on noudatettu Tampereen Ammattikorkeakoulun opinnäytetyön raportointiohjeita.

Tässä opinnäytetyössä muutoksien kohteena oli Suzukin moottoripyörän moottori. Sen takia myös osa lähdemateriaaleista päättyi olemaan valmistajien ja moottoripyöriin keskittyneiden julkaisujen aineistoja. Niiden kautta saadut tiedot liittyivät komponenttien materiaaleihin ja esimerkiksi suorituskykytietoihin. Komponenttien materiaalien määrittäminen kokeellisesti tuntui kuitenkin liioitellulta ja työläältä, joten valmistajalta saatuja tietoja pidettiin riittävän luotettavina. Suorituskykytietoja tarvittiin esimerkiksi akseleiden ja hammaspyörien mitoituksessa. Suorituskykytietojen uskottiin olevan riittävän luotettavia ja epävarmuutta voitiin kompensoida käyttämällä tarpeeksi suurta varmuuskerrointa laskelmissa.

Mitoituksia tehdessä tarkasteltiin erityisesti massavoimien suuruutta sekä hammaspyörien hammasvoimia ja akseleiden kestävyyttä. Kaasuvoimien vaikutusten arviointi ja esimerkiksi laakerikuormien laskenta jätettiin opinnäytetyön ulkopuolelle. Tästä syystä mitoituksessa saatuihin tuloksiin ja päätelmiin tulee suhtautua varauksella. Kaasuvoimia pidetään merkittävänä värähtelyjen tekijänä

polttomootoreissa matalilla moottorinpyörintänopeuksilla; Laakereiden kestävyys sekä voimakkaat väännön vaihtelut ovat asioita, joita varsinkin matalilla moottorinpyörintänopeuksilla tulisi tarkkailla (Eerola 1978, 353). Liian voimakas paineenmuutosnopeus sylinterissä voi olla myös yksi tekijä, josta seuraa ei-toivottuja värähtelyjä aiheuttaen esimerkiksi kampiakselin taipumista (Taylor 1997, 32).

Moottoreissa esiintyviin haitallisiin värähtelyihin vaikuttavat myös moottorin muut osat, kuten lisälaitteet ja esimerkiksi kiertokankien ei-toivottu jousto (Taylor 1997, 289). Opinnäytetyöprosessin aikana päätettiin rajata suuri määrä perinteisiä moottorinsuunnittelun kohteita työn ulkopuolelle. Yhdistelmämoottorin lopullista värähtelykäyttäytymistä ei voi siten opinnäytetyön tuloksista arvioida. Uusien moottoreiden suunnitteleminen, vaikkakin yhdistämällä jo kaksi olemassa olevaa moottoria, voi perinpohjaisesti tehtynä viedä vuosia (Taylor 1997, 375).

Massavoimien vaikutusta 3. ja sitä ylempien kertalukujen osalta ei opinnäytetyössä käsitelty, sillä niiden vaikutusta ei pidetty merkittävänä (Taylor 1997, 281). Moottorin värähtelyjen kannalta kriittisiä moottorinpyörintänopeuksia ei määritetty, joten käyntinopeuksia, joita tulisi välttää, ei ole tiedossa. Tämä voi vaikuttaa ei-toivotusti moottorin kestävyys. Erilaisilla värähtelyn vaimentimilla voidaan kuitenkin jonkin verran vaikuttaa värähtelyjen voimakkuuteen, vaikka kriittistä moottorinpyörintänopeutta ei olisi määritellykään (Taylor 1997, 286). Massavoimien laskemiseen luotu taulukko on hyödyllinen tämän opinnäytetyön jälkeisissäkin projekteissa, jotka liittyvät moottoreiden yhdistämiseen. Taulukon muuttaminen erilaisille moottoreille soveltuvaksi vaikuttaisi olevan melko yksinkertaista.

Opinnäytetyön edetessä pohdittiin myös automaation hyödyntämistä jatkossa. Leikkausten ja jyrsinnän suorittaminen automaation avulla olisi toteutettavissa esimerkiksi laitteistolla, jossa vesileikkuri poistaisi tarkkuutensa rajoissa ylimääräisen materiaalin lohkoista, minkä jälkeen jyrsin viimeistelisi leikatut pinnat haluttuun toleranssiin. Yksittäisen moottorin lohkot voitaisiin kiinnittää automaatiolinjastossa olevaan jigii kampiakselin ja ensiöakselin laakerointilinjojen avulla. Tällöin moottorin asema ja asento automaatiolinjalla pysyisi eri lohkojen välillä

samankaltaisena. Moottoreiden kysynnän uskottiin olevan verrattain rajallista, joten automaation rooli saattaisi olla merkittävämpi laadunvarmistuksen näkökulmasta kuin kustannusten säästön.

Lohkojen liittäminen toisiinsa hitsaamalla onnistuisi esimerkiksi konenäköä hyödyntäen, jolloin hitsausrobotti voisi mukautua paremmin liitoksen tekemiseen. Railonseurantaa voidaan parantaa jyrsintävaiheessa tehdyillä muotoiluilla, jolla on myös positiivinen vaikutus hitsauksen onnistumiseen. (Olivares, Salazar, Sarriego & Torres 2010.)

Kuvassa 16 voidaan nähdä moottorinlohkon leikatuilla pinoilla hienojakoista hio-mapölyä ja suurempia partikkeleita. Kuvasta 16 voidaan myös huomata, että moottorilohkojen valussa ei näkynyt huokosia ainakaan leikkauskohdassa.



Kuva 16. Moottorilohkon leikkauskohta.

Moottorinlohkoja leikatessa ja hioessa syntyi paljon lastuja ja hienojakoista metallipölyä. Koneistettujen lohkojen puhdistaminen työvaiheiden jälkeen on tärkeää, koska pienten metallipartikkelien kulkeutuminen laakeri- ja sylinteripinnoille voi aiheuttaa ei-toivottua kulumista. Myös parempi suojaus ja esimerkiksi puhallin tai imuri olisivat voineet auttaa metallipölyn hallinnassa. Tilanteen voi nähdä esimerkiksi laakeroinnin likaisuusasteena, johon pystytään jälkikäteen vaikuttamaan esimerkiksi voiteluaineen ja suodatuksen valinnoilla. (Kivioja ym. 2010, 247, 319–323.) Leikkaukset onnistuivat tavoiteltua paremmin ja pintojen viimeistelyyn riitti karkea hionta.

Osa leikkauskohdista sisältää pultin reikiä tai muita vastaavia pieniä poikkeamia pinnoissa. Näiden poikkeamien täyttäminen esimerkiksi täytelangalla TIG-hitsiä käyttäen nousi esille mietittäessä pintojen viimeistelyä. Opinnäytetyöprosessin aikana ei kuitenkaan päädytty tekemään lohkoille muita muutoksia kuin leikkaukset ja hionta. Ennen lopullista moottoreiden yhdistämistä tulee poikkeamien täyttäminen ottaa uudelleen pohdintaan. Ylimääräisiä moottorista leikattuja lohkon osia voidaan käyttää koemateriaalina haettaessa oikeanlaisia hitsausasetuksia liitoksen tekemiseen.

Mielenkiinto aiheeseen säilyi läpi kaikkien vaiheiden. Haasteeksi muodostui asioiden rajaaminen opinnäytetyössä käsiteltävien asioiden ulkopuolelle. Suzukin moottoripyörän moottori oli onnistunut valinta muutoksien kohteeksi. Opinnäytetyö olisi voitu toteuttaa pienemmässäkin mittakaavassa esimerkiksi yhdistämällä kaksi sahan yksisylinteristä moottoria toisiinsa, mutta tehokkaaseen moottoripyörän moottoriin tehdyt muutokset tuntuivat opinnäytetyön tekijästä hyödyllisemmiltä. Tekijän mielestä opinnäytetyössä kuvatun prosessin kaltaista lähestymistapaa kannattaisi pohtia yhtenä vaihtoehtona tulevaisuuden ajoneuvoteollisuudessa. Mahdollisuus suurille säästöille yhdistämällä kaksi pienempää moottoria on aito kannustin teollisuudelle.

LÄHTEET

Airila, M. 2006. Mekatroniikka. Luku 7: Mekaaniset rakenneosat. 7. painos. Helsinki: Otatieto.

Arakelian, V. 2000. A Historical Review of the Evolution of the Theory on Balancing of Mechanisms. International Symposium on History of Machines and Mechanisms Proceedings.

Arakelian, V. 2005. Shaking Force and Shaking Moment Balancing of Mechanisms: A Historical Review with New Examples. Journal of Mechanical Design 127 (3), 334–339.

Blom, S., Lahtinen, P., Nuutio, E., Pekkola K., Pyy, S., Rautiainen, H., Sampo, A., Seppänen, P. & Suosara, E. 1999. Koneenelimet ja mekanismit. 5. painos. Helsinki: Edita.

Eerola, O. 1978. Polttomoottorit. 2. painos. Jyväskylä: Gummerus.

Etra n.d. Tuotesivu SKF W 6206 urakuulalaakeri. Luettu 8.2.2021. <https://www.etra.fi/fi/w-6206-c3-urakuulalaakeri-10300031552>

Eurocode Applied. n.d. Table of design properties for metric hexagonal bolts M5 to M39 (stress area, shear strength, tensile strength, bearing strength). Luettu 15.1.2021. <https://eurocodeapplied.com/design/en1993/bolt-design-properties>

Robert Bosch GmbH. 2003. Autoteknillinen taskukirja. 6. painos. Helsinki: Autoalan koulutuskeskus. Alkuperäinen teos 2002.

Hoag, K. 2006. Vehicular Engine Design. Wien: Springer-Verlag.

Juvinall & R. C. & Marshek, K. M. 2006. Fundamentals of machine component design. 4. Painos. Hoboken (N.J.): John Wiley & Sons.

Karhunen, J. 2008. Koneensuunnittelu II akselit. Oppimateriaali. Luettu 15.1.2021. <https://docplayer.fi/1884659-7-akselit-7-1-akseli-koneenrakennuksessa-koneensuunnittelu-ii.html>

Kivioja, S., Kivivuori, S. & Salonen, P. 2010. Tribologia – Kitka, kuluminen ja voitelu. 6. painos. Helsinki: Otatieto.

Mbike Ltd. n.d. Catalogue Suzuki GSX-R750 1996. Luettu 28.1.2021. <http://www.mbike.com/suzuki/gsx-r750/1996>

Mendes, A. S., Melrelles, P. S. & Zampllerl, D. E. 2008. Analysis of torsional vibration in internal combustion engines: modelling and experimental validation. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics 222 (6), 155-178.

Meskanen, S. & Höök, T. 2015. ValuAtlas – Suunnittelijan perusopas. Materiaalien ominaisuuksia. Luettu 15.1.2021. https://www.valuatlas.fi/sites/default/files/docs/perusopas_22.pdf

Olivares, M., Salazar, P., Sario P. & Torres, G. 2010. A Vision Based System for Industrial Robotic Welding Path Correction. Luettu 30.1.2021. https://www.researchgate.net/publication/265599315_A_Vision_Based_System_for_Industrial_Robotic_Welding_Path_Correction

Outinen, H. & Salmi, T. 2004. Lujusopin perusteet. 4. painos. Tampere: Pressus.

Salmi, T. 2005. Statiikka. 3. painos. Tampere: Pressus.

Simanaitis, D. 2015. Bugatti U-16 Engine. Luettu 20.12.2020. <https://simanaitis-says.com/2015/01/16/bugatti-u-16-engine/>

SKF n.d. W 6206 tekniset tiedot. Luotu 8.2.2021. Saatavuus: www.skf.com.

Suzuki Motor Corporation. 1999. Suzuki GSX-R750 Service Manual. Käyttöohje. 4. painos 3/1999.

Taylor, C. F. 1997. The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice. 8. painos. Cambridge: The MIT Press.

Ympäristöministeriö. n.d. Mitä on kestävä kehitys? Artikkel. Luettu 13.12.2020. <https://ym.fi/mita-on-kestava-kehitys>

LIITTEET

Liite 1. Osa massavoimien laskentataulukosta

Liitoskulman ja kampiakselien etäisyyden vertailu														
Huomiot:						V-kulma	46	astetta						
Moottorit pyörivät vastakkaisiin suuntiin.														
m_0	1,524		kg											
r	0,023		m			iskun puolikas								
l	0,10312		m			kiertokangon pituus								
n	180		Hz			pyörimistajuuus								
ω	1131		rad/s											
$\lambda=r/l$	0,223041													
α_{vas}	kasvaa		α_{oik}	vähenee										
	ULKOINEN MASSAVOIMA												Siirrosta aiheutuva	
vas	F_2_vas	oik	F_2_oik	F2_vasx	F2_vasy	F2_oikx	F2_oiky	F2_res	F2_xsum	F2_ysum	Suunta	M_ysiir	M_xsiir	
0	10000	270	-10000	-3907	9205	-3907	-9205	7814	-7814	0	270	0	ei vartta	
1	9994	269	-9994	-3905	9199	-3905	-9199	7810	-7810	0	270	0	ei vartta	
2	9976	268	-9976	-3898	9183	-3898	-9183	7796	-7796	0	270	0	ei vartta	
3	9945	267	-9945	-3886	9155	-3886	-9155	7772	-7772	0	270	0	ei vartta	
4	9903	266	-9903	-3869	9116	-3869	-9116	7738	-7738	0	270	0	ei vartta	
5	9848	265	-9848	-3848	9065	-3848	-9065	7696	-7696	0	270	0	ei vartta	
6	9782	264	-9782	-3822	9004	-3822	-9004	7644	-7644	0	270	0	ei vartta	
7	9703	263	-9703	-3791	8932	-3791	-8932	7582	-7582	0	270	0	ei vartta	
8	9613	262	-9613	-3756	8849	-3756	-8849	7512	-7512	0	270	0	ei vartta	
9	9511	261	-9511	-3716	8755	-3716	-8755	7432	-7432	0	270	0	ei vartta	
10	9397	260	-9397	-3672	8650	-3672	-8650	7344	-7344	0	270	0	ei vartta	
11	9272	259	-9272	-3623	8535	-3623	-8535	7246	-7246	0	270	0	ei vartta	
12	9136	258	-9136	-3570	8409	-3570	-8409	7140	-7140	0	270	0	ei vartta	
13	8988	257	-8988	-3512	8273	-3512	-8273	7024	-7024	0	270	0	ei vartta	
14	8830	256	-8830	-3450	8128	-3450	-8128	6900	-6900	0	270	0	ei vartta	
15	8660	255	-8660	-3384	7972	-3384	-7972	6768	-6768	0	270	0	ei vartta	
16	8481	254	-8481	-3314	7806	-3314	-7806	6628	-6628	0	270	0	ei vartta	
17	8290	253	-8290	-3239	7631	-3239	-7631	6478	-6478	0	270	0	ei vartta	
18	8090	252	-8090	-3161	7447	-3161	-7447	6322	-6322	0	270	0	ei vartta	
19	7880	251	-7880	-3079	7254	-3079	-7254	6158	-6158	0	270	0	ei vartta	

Liite 2. Kampiakselien etäisyys toisistaan

V-kulman vaikutus kampiakselien etäisyyteen			
	Mitta	dimensio	menetelmä
V-kulma	46	astetta	mitattu
Sylinterilinjan kulma ensiöhammaspariin	58,9	astetta	mitattu
kampiakselista ensiöakseliin	141,25	mm	mitattu
kytkentähammaspari säde	41,25	mm	mitattu
ensiöhparin ja kytkentähparin kulma	171,9	astetta	kulmien summa
k.akselin etäisyys kytkennästä	182,1812	mm	kosinilause
kytkentähammasparin kohtausta kulma	6,271767	astetta	sinilause
k.akselien välinen etäisyys	362,1817	mm	kosinilause
k.akselin etäisyys sylinterilinjojen leik.p.	426,6233	mm	kylkien tangentti

