



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

EERO MÄKINEN  
MOOTTORIN KAMPIKONEISTON DYNAMIIKKA  
Diplomityö

Tarkastaja: professori Erno Keskinen  
Tarkastaja ja aihe hyväksytty  
Automaatio-, kone- ja  
materiaalitekniikan  
tiedekuntaneuvoston kokouksessa 5.  
lokakuuta 2011

# TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Konetekniikan koulutusohjelma

**MÄKINEN, EERO:** Moottorin kampikoneiston dynamiikka

Diplomityö, 90 sivua, 7 liitesivua

Helmikuu 2012

Pääaine: Teknillinen mekaniikka

Tarkastaja: professori Erno Keskinen

Avainsanat: polttomoottori, massavoimat, vääntöväärähtely, kampiakseli

Työn aiheena on viisisylinterisen työkonedieselmoottorin kampikoneiston massavoimien ja vääntöväärähtelyjen minimointi. Tutkittava moottori on ensimmäinen viisisylinterinen moottorityyppi kohdeyrityksen mallistossa, joten aikaisempia moottorimalleja ei voida käyttää suunnittelun pohjana. Kampikoneiston massavoimien ja vääntöväärähtelyjen laskemiseen käytettiin moottorinmallinnusohjelmistoa, jonka tuloksille laskettiin vertailutulokset laskukaavojen avulla.

Työssä tutkittiin eri sytytysjärjestysten vaikutusta massavoimiin ja valittiin tulosten perusteella paras sytytysjärjestys. Kampikoneiston aiheuttamien massavoimien minimoimiseksi laskettiin ja mallinnettiin tarvittavat kampiakselille asennettavat vastapainot ja hahmoteltiin vaihtoehtoja vastapainokoneiston rakenteeksi. Kampiakselista tehtiin kolme erilaisella tasapainotettua mallia, joista yksi valittiin jatkokehityksen pohjaksi. Kampiakselin vääntöväärähtelyt analysoitiin moottorinmallinnusohjelman avulla ja samalla tutkittiin eri vastapainovaihtoehtojen vaikutusta vääntöväärähtelyihin.

Vääntöväärähtelyjen minimointia tutkittiin värinänvaimentimen mallin avulla. Vaimentimen vaikutusta vääntöväärähtelyihin tutkittiin mallintamalla vaimennin erilaisia kirjallisuudesta löytyviä laskukaavoja käyttäen. Eri kaavoilla mallinnettuja vaimentimia verrattiin toisiinsa. Vaimentimen vaikutusta vääntöväärähtelyjen suuruuteen tutkittiin vertaamalla vaimennettua ja vaimentamatonta kampikoneistoa toisiinsa.

Varsinaisen kampikoneiston mallintamisen ohessa työssä vertailtiin erilaisia laskentamenetelmiä ja niiden antamia tuloksia. Vertailun perusteella voidaan kokeellisiin tutkimuksiin perustuvia vääntöväärähtelyjen laskukaavoja ja dynamiikan laskukaavoihin perustuvia massavoimien laskukaavoja pitää edelleen käyttökelpoisina.

Työn tuloksena saatiin CAD-malli kampiakselista ja simulointimalli kampikoneistosta sekä erilaisia vaihtoehtoja kampiakselin tasapainottamiseksi. Työn yhteydessä tehtyjä malleja voidaan käyttää pohjana suunnittelussa, jos tutkittu moottorityyppi päätetään ottaa tuotantoon.

## ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY  
Master's Degree Programme in Mechanical Engineering

**MÄKINEN, EERO**: Engine Cranktrain Dynamics

Master of Science Thesis, 90 pages, 7 Appendix pages

February 2012

Major: Applied Mechanics

Examiner: Professor Erno Keskinen

Keywords: internal combustion engine, inertial forces, torsional vibrations, crankshaft

The topic of thesis is the balancing of inertial forces and minimizing of torsional vibrations of the five-cylinder off-road machinery engine. It is the first five-cylinder engine in the company engine family, so previous engine models can't be used as a base of design. An engine simulation program was used in calculation of the engine inertial forces and torsional vibrations. As a comparison the inertial forces and torsional vibrations were calculated also with manual calculations.

An effect of firing order to the inertial forces was analyzed and the best order was selected. Crankshaft balance weights were calculated and modeled for minimizing the inertial forces. Also some options for balance unit were made. Three balanced models were made and one of them was selected for further development. Torsional vibrations were analyzed via simulation program and the effects of various crankshaft balance weights were analyzed.

Torsional vibration damper was used to analyze the minimization of vibrations. Damper effects were investigated by modeling the damper with various calculations. Calculated dampers were compared. The effect of damper was studied by comparing the damped and undamped cranktrain.

Various calculation methods and their results were compared to each other. As a result the test-based calculation methods for torsional vibrations and dynamics-based inertial force calculation methods can be found as useful.

As a result the CAD and simulation model of cranktrain was made. Also different versions of cranktrain balancing were made. Models made with this thesis can be used as a base of further design, if the engine type is decided to take in production.

## ALKUSANAT

Työ tehtiin AGCO Sisu Powerin tuotekehitysosastolla. Työn tekemisen yhteydessä pääsin tutustumaan moottorin toimintaan ja ”sielunelämään” työn aihetta laajemmin. Mäntämoottori osoittautuikin toiminnaltaan ja mekaanisilta osiltaan mielenkiintoiseksi laitteeksi. Moottoritehtaan vieressä varttuneelle opinnäytetöiden tekeminen moottoreihin liittyen oli lähes itsestään selvää, ja työn tekeminen tuotekehitysosastolla, oikeiden suunnittelijoiden ympäröimänä oli mielekästä.

Diplomityöpaikan saamisesta kiitän Mauno Ylivakeria. Työn edetessä sain tarvittaessa neuvoja ja apuja AGCO Sisu Powerin suunnittelijoilta, kiitokset myös heille. Työn ohjaajana toimi suunnittelupäällikkö Ismo Hämäläinen ja tarkastajana professori Erno Keskinen, joilta sain suuntaviivoja työstä ja kommentteja matkan varrella. Kiitokset myös perheelle sekä naapureille ja muille ystäville ja kylänmiehille, jotka opiskelun etenemisestä kyselemällä ovat kannustaneet saattamaan opintoja eteenpäin ja päätökseen. Seuraavaksi on edessä kokonaan toisenlaiset haasteet konetekniikan ihmeellisessä maailmassa.

Tampereella 20.2.2012 Eero Mäkinen

# SISÄLLYS

Käytetyt termit ja merkinnät.....	vi
1. Johdanto .....	1
2. Lähtökohdat ja teoreettinen tausta .....	2
2.1 Osien nimitykset, numeroinnit ja merkinnät.....	2
2.2. Massavoimat .....	5
2.2.1 Massavoimiin vaikuttavat osat .....	5
2.2.2 Pyörivien massojen aiheuttama massavoima ja -momentti.....	6
2.2.3 Edestakaisin liikkuvien osien aiheuttamat massavoimat ja -momentit.....	7
2.3. Vääntövärähtelyt .....	11
2.3.1 Yleistä vääntövärähtelyistä.....	12
2.3.2 Holzerin menetelmä .....	16
2.3.3 Vääntövärähtelyjen suuruus .....	18
2.4 GT-Suite .....	22
3 Massavoimat ja sytytysjärjestys .....	23
3.1 Sytytysjärjestys .....	24
3.2 Kampikoneiston malli .....	25
3.3 Massavoimat .....	28
3.3.1 Kammensivujen koordinaatit.....	30
3.3.2 Vastapainojen laskenta.....	31
3.3.3 Kolmen painon tasapainotus .....	32
3.3.4 Kahden painon tasapainotus.....	38
3.3.5 Kampikohtainen tasapainotus.....	42
3.3.6 62- moottorin kampiakseli .....	43
3.4 Vastapainokoneisto .....	44
3.5 Massavoimat käsinlaskettuna.....	46
4 Vääntövärähtelyt.....	48
4.1 Vääntövärähtelyt GT-Suitella .....	48
4.1.1 Kiertymien määrittäminen.....	49
4.1.2 Ominaismuodot ja ominaistuuksien määrittäminen.....	51
4.1.3 Värähtelyamplitudit .....	52
4.2 Vääntövärähtelyt Holzerin menetelmällä .....	55
4.3 Värähtelyvaimennin .....	64
4.4 Sytytysjärjestyksen vaikutus vääntövärähtelyihin .....	78
5 Eri akselikonstruktioiden vertailu.....	80
5.1 Taivutusmomentti .....	80

5.2 Vääntöväärhtelyt .....	82
6. Lopputulokset .....	86
Lähteet.....	89
Liite 1: Herätteiden amplitudeja .....	91
Liite 2: Vääntömomenttiamplitudit eri sytytysjärjestyksillä .....	92

## KÄYTETYT TERMIT JA MERKINNÄT

<i>Massavoima</i>	tarkoittaa liikkuvan massan aiheuttamaa voimaa
<i>Massamomentti</i>	kahden tai useamman massavoiman aiheuttama voimaparin momentti
<i>Vääntöväärätely</i>	akselin pyörimisakselin ympäri tapahtuvaa värähtelyä
$\alpha$	pakkovärähtelyn vaihesiirtokulma
$\alpha_n$	kammenpolven $n$ kulma
$\alpha_{nglob}$	kammenpolven $n$ tai kammensivun $n$ kulma globaalissa koordinaatistossa
$\alpha_{painon}$	kammenpolven $n$ vastapainon kulma
$\alpha_{vppn}$	kammenpolven tai kammensivun $n$ painon kulma globaalissa koordinaatistossa
$\gamma$	vapaan värähtelyn vaihesiirtokulma, vaimennussuhde
$\lambda$	kiertokankisuhde, vaimentimen hitausmomenttien suhde
$\varphi$	kampiakselin kulma, kiertymä
$\dot{\varphi}$	kiertymän 2. aikaderivaatta
$\varphi_k$	massan $k$ kiertymä
$\dot{\varphi}_k$	massan $k$ kiertymän 2. aikaderivaatta
$\mu$	vaimentimen hitausmomenttien suhde
$\nu$	poissonin luku, kinemaattinen viskositeetti
$\tau$	vääntöjännitys (leikkausjännitys)
$\tau_r$	resonanssikohdan jännitys
$\tau_{st}$	staattinen jännitys
$\tau_0$	vääntöjännitys 1 radiaanin amplitudia kohti
$\omega$	(ominais)kulmanopeus, vapaan vaimentamattoman värähtelyn ominaiskulmanopeus
$\omega_2$	ominaiskulmanopeus ilman vaimenninta tai vaimenninkotelon kanssa
$\omega_D$	ominaiskulmanopeus vaimentimen kanssa
$\Omega$	herätteen kulmanopeus, pakkovärähtelyn kulmanopeus
$A$	värähtelyamplitudi
$A_k$	massan $k$ amplitudi
$\Sigma A_n$	eri sylinterien Holzer-taulukon amplitudien vektorisumma
$A_r$	resonanssikohdan värähtelyamplitudi
$A_{sh}$	akselin kiertymä
$A_{st}$	staattinen amplitudi
$A_{syl}$	sylinterikohtainen amplitudi
$a_{01}, a_{02}, a_{11}, a_{12}$	kertoimia vaimentimen laskukaavoihin

$B$	kammensivun leveys
$B_e$	ekvivalentti kammensivun leveys
$B_{01}, B_{02}$	kertoimia vaimentimen laskukaavoihin
$C$	vapaan värähtelyn amplitudi, amplitudikaavan kerroin
$c_r$	vaimentimen vaimennuskerroin
$c$	vaimennuskerroin
$D$	vaimennussuhde, sylinterin halkaisija, vaimentimen renkaan ulkohalkaisija, amplitudikaavan kerroin
$d_c$	kammentapin reiän halkaisija
$D_c$	kammentapin halkaisija
$D_e$	ekvivalentti halkaisija
$d$	vaimentimen renkaan sisähalkaisija
$d_j$	runkolaakeritapin reiän halkaisija
$D_j$	runkolaakeritapin halkaisija
$d_k$	kammenpolven $k$ etäisyys laskentapisteestä
$d_{red}$	redusoitu halkaisija
$d_s$	sylinteriväli
$dx$	$x$ -suuntainen siirtymä
$E$	kimmomoduuli, amplitudikaavan kerroin
$F$	amplitudikaavan kerroin
$F_e$	edestakaisen liikkeen massavoima
$F_{e1}$	1. ketaluvun edestakaisen liikkeen massavoima
$F_{e2}$	2. ketaluvun edestakaisen liikkeen massavoima
$\Sigma F_{e1}$	1. ketaluvun edestakaisen liikkeen massavoima kaikilta sylintereiltä
$\Sigma F_{e2}$	2. ketaluvun edestakaisen liikkeen massavoima kaikilta sylintereiltä
$F_{sivun}$	kammensivun $n$ vastapainon keskipakovoima tai vastapainon keskipakovoima laskentakierroksella $n$
$F_p$	pyörivä massavoima
$F_x$	$x$ -suuntainen voima
$F_y$	$y$ -suuntainen voima
$F_{vpn}$	kammensivun $n$ tai kammenpolven $n$ vastapainon keskipakovoima
$F_{vpn_x}$	vastapainon keskipakovoiman $x$ -suuntainen komponentti
$F_{vpn_y}$	vastapainon keskipakovoiman $y$ -suuntainen komponentti
$f$	taajuus
$G$	liukumoduuli
$G_s, G_{01}, G_{02}$	kertoimia vaimentimen laskukaavoihin
$h_{bc}$	kammensivun takaviisteen korkeus
$h_n$	sylinterin $n$ etäisyys laskentapisteestä
$h_0$	kammensivun reunan etäisyys kammentapista
$i$	kertaluku
$J$	hitausmomentti
$J_k$	massan $k$ hitausmomentti



$J_2$	kampikoneiston ekvivalentti hitausmomentti
$J_{etu}$	kampiakselin etupään akselitapin hitausmomentti
$J_{kampi}$	kammenpolven hitausmomentti
$J_{kuori}$	vaimentimen kuoren hitausmomentti
$J_{napa}$	napakappaleen hitausmomentti
$J_{rengas}$	vaimentimen renkaan hitausmomentti
$J_{syl}$	sylinterikohtainen hitausmomentti
$K$	kiertojäykkyys
$k$	jäykkyyksien suhde
$K_2$	ekvivalentti kampiakselin jäykkyys
$K_1$	sylinterin 1 ja kampiakselin välinen jäykkyys
$k_1-k_4$	kertoimia vaimenninkaavaan
$K_{BICERA}$	BICERA:n jäykkyykskaavalla laskettu kammenpolven jäykkyys
$K_{KerWilson}$	Ker Wilsonin jäykkyykskaavalla laskettu kammenpolven jäykkyys
$K_t$	vaimentimen jäykkyys
$L_c$	kammentapin pituus
$L_e$	ekvivalentti pituus
$L_{e(c)}$	kammentapin ekvivalentti pituus
$L_{e(j)}$	runkolaakeritapin ekvivalentti pituus
$L_{e(w)}$	kammensivun ekvivalentti pituus
$L_j$	runkolaakeritapin pituus
$l_{kk}$	kiertokangen pituus
$L_w$	kammensivun pituus
$l_1$	pituus kiertokangen alapäästä massakeskipisteeseen
$l_2$	pituus kiertokangen massakeskipisteestä yläpäähän
$m$	massa
$M$	momentti
$m_e$	edestakaisin liikkuvien osien massa
$\Sigma M_{e1}$	1. kertaluvun edestakaisen liikkeen massamomentti
$\Sigma M_{e2}$	2. kertaluvun edestakaisen liikkeen massamomentti
$M_h$	herätevääntömomentti
$M_i$	kertaluvun $i$ harmonisen vääntömomentin komponentti
$\Sigma M_k$	värähtelyvääntömomenttien summa massan $k$ kohdalla
$M_k$	massan $k$ värähtelymomentti
$m_{kk}$	kiertokangen massa
$m_{kkp}$	kiertokangen pyörivän osan massa
$m_{kke}$	kiertokangen edestakaisin liikkuvan osan massa
$m_{ks}$	kammensivun massa
$m_{kt}$	kammentapin massa
$m_{mäntä}$	männän massa
$m_n$	kammensivun $n$ massa
$m_p$	pyörivien osien massa

$M_p$	pyörivä momentti
$M_{px}$	pyörivän momentin $x$ -komponentti
$M_{py}$	pyörivän momentin $y$ -komponentti
$m_{vpn}$	kammenpolven tai kammensivun $n$ vastapainon massa
$m_{vpnkok}$	kammenpolven tai kammensivun $n$ vastapainon kokonaismassa
$M_x$	$x$ -akselin ympäri kiertävä massamomentti
$M_{x1}$	$x$ -akselin ympäri kiertävä 1.kertaluvun massamomentti
$M_{x2}$	$x$ -akselin ympäri kiertävä 2. keraluvun massamomentti
$M_y$	$y$ -akselin ympäri kiertävä massamomentti
$M_z$	$z$ -akselin ympäri kiertävä massamomentti
$n$	moottorin pyörimisnopeus
$p_{ti}$	kertaluvun $i$ tangentialipaine
$r$	kammensäde, etäisyys, säde
$R_c$	kammentapin säde
$R_j$	runkolaakeritapin säde
$r_{fc}$	kammentapin pään pyöristyksen säde
$r_{fj}$	runkolaakeritapin pään pyöristyksen säde
$r_{ks}$	kammensivun massakeskipisteen etäisyys pyörimisakselilta
$r_{vp}$	vastapainon etäisyys kampiakselin keskiakselilta
$S$	dynaaminen suurennuskerroin, vällystekijä
$S_r$	resonanssikohdan suurennuskerroin
$S_v$	vaimennetun värähtelyn suurennuskerroin
$T$	lämpötila
$T_0$	herätämementtien vektorisumma
$t$	aika, vaimentimen renkaan paksuus
$x$	$x$ -koordinaatti, kulmanopeuksien suhde
$x_1, x_2, x_3$	$x$ - suuntaisia siirtymiä
$x_n$	kammensivun $n$ massakeskipisteen $x$ -koordinaatti
$x_{paino}$	painon $x$ - koordinaatti, alaindeksi <i>glob</i> tarkoittaa globaaleja koordinaatteja
$y$	$y$ -koordinaatti
$y_n$	kammensivun $n$ massakeskipisteen $y$ -koordinaatti
$y_{paino}$	painon $y$ - koordinaatti, alaindeksi <i>glob</i> tarkoittaa globaaleja koordinaatteja
$z$	$z$ -koordinaatti
$\frac{L_{en}}{D_e}$	$n = 0, 1, 2, 3, 4, 5, f, c$ korjauskertoimia kammenpolven jäykkyyskaavaan

Lisäksi eri laskentakierroksia merkitään juoksevalla numeroinnilla suureen alaindeksissä. Alaindeksi *min* tarkoittaa pienintä arvoa ja *max* suurinta arvoa.

# 1. JOHDANTO

Työn aiheena on 5- sylinterisen moottorin kampikoneiston massavoimien ja vääntövärähtelyjen analysointi ja minimointi. Tutkittava moottorityyppi on ensimmäinen viisisylinterinen malli AGCO Sisu Powerin moottorimallistossa. Uuden moottorityypin kampikoneisto on ainoa merkittävästi erilainen osa modulaarisessa moottori-perheessä. Uuteen moottorityyppiin ei voida käyttää aikaisemmista moottoreista tuttuja kampikoneiston tasapainotusratkaisuja, joten massavoimia ja niiden tasapainotusta täytyy tutkia. Viisisylinterisen moottorin kampiakselin pituudesta ja moottorin sylinteriluvusta johtuen täytyy tasapainotuksen lisäksi tutkia myös kampiakselin vääntövärähtelyjä jo suunnitteluvaiheessa.

Kampikoneiston liikkuvien osien aiheuttamat massavoimat aiheuttamat tasapainotamattomana haitallista tärinää ja kuormittavat moottorin kiinnityskohtia. Tärinän lisäksi massavoimat vaikuttavat moottorin pyörimisnopeuden tasaisuuteen. Vääntövärähtelyistä johtuvista vääntömomenttihuipuista voi seurata vakavia moottorivaurioita.

Työssä mallinnettiin 5- sylinterisen moottorin kampiakseli moottorinmallinnusohjelmaan ja ohjelman avulla kampikoneisto tasapainotettiin. Tasapainotuksen jälkeen akselista muodostettiin vääntövärähtelymalli. Värähtelymallin avulla määriteltiin akselin vääntövärähtelyamplitudit, joita pyrittiin minimoimaan.

Ensimmäiseksi luvussa 2 esitellään työn taustalla oleva teoria. Teorian jälkeen esitellään kolme erilaista tapaa kampikoneiston tasapainotukseen. Tasapainotusosuuden lopuksi eri versioita verrataan ja valitaan vaihtoehdoista paras. Valitun kampikoneiston vääntövärähtelyt lasketaan moottorinmallinnusohjelmalla. Vääntövärähtelyjen minimoimiseksi kampikoneistoon mallinnetaan värinänvaimennin. Lopuksi vielä vertaillaan kahta erilaisilla tasapainotettua kampiakselia ja niiden massavoimia sekä vääntövärähtelyjä toisiinsa ja todetaan aiemmin tasapainotuksen yhteydessä valittu akseli paremmaksi.

Moottorinmallinnusohjelman lisäksi massavoimat ja vääntövärähtelyt lasketaan erilaisilla kirjallisuudesta löytyvillä laskukaavoilla ja eri laskentamenetelmillä saatuja tuloksia verrataan toisiinsa. Laskukaavojen tulokset havaitaan käyttökelpoisiksi, mutta niiden käyttäminen on mallinnusohjelman käyttämistä hankalampaa.

## 2. LÄHTÖKOHDAT JA TEOREETTINEN TAUSTA

Työ tehtiin AGCO Sisu Power Oy:n tuotekehitysosastolle. AGCO Sisu Power Oy valmistaa dieselmoottoreita erilaisiin työkoneisiin, moottoreita käytetään muun muassa traktoreissa, sadonkorjuukoneissa, maansiirtokoneissa ja metsäkoneissa. Yrityksen tämänhetkinen moottoriperhe koostuu 3-, 4-, 6- ja 7-sylinterisistä rivimoottoreista, joiden lisäksi on tulossa V-12 moottori. Moottoriperhe on standardisoitu siten, että kaikissa moottorimalleissa on sama perusrakenne ja esimerkiksi sylinterikansia on olemassa vain kahta erilaista. Erilaisia sylinteritilavuuksia on kolme, joista kahdessa on sama sylinterin halkaisija suurimman ollessa halkaisijaltaankin suurempi. Moottoriperheen moottorit on nimetty iskutilavuuden mukaan, jolloin esimerkiksi 3- sylinterinen 3,3- litrainen moottori on 33, 4- sylinterinen 4,4- litrainen vastaavasti 44 ja 6- sylinterinen, 8,4 litrainen moottori on 84. Tässä työssä eri moottorimalleista käytetään moottorin nimeä, jolloin esimerkiksi 6,6- litran 6- sylinterisestä moottorista käytetään nimitystä 66.

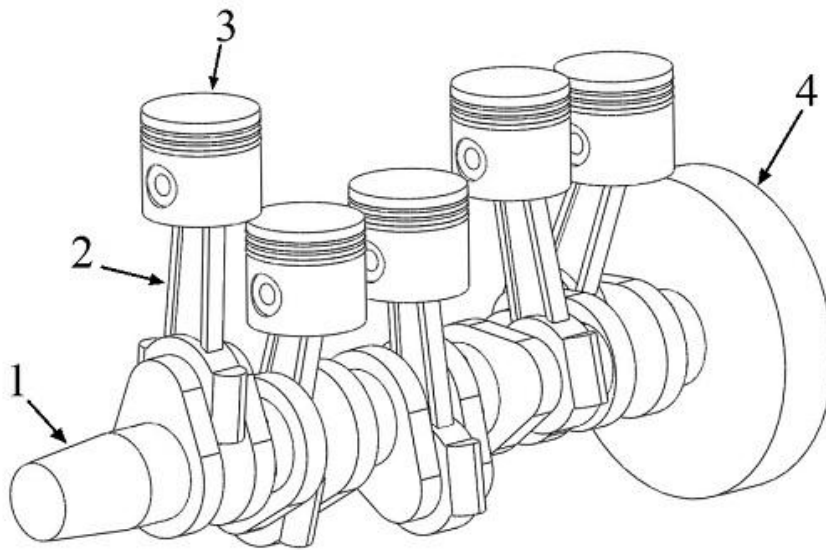
Yhtenä täydennyksenä moottoriperheeseen on pohdittu 5- sylinteristä rivimoottoria, joka sijoittuisi iskutilavuudeltaan suurimman 4-sylinterisen ja pienimmän 6-sylinterisen mallin väliin. Lyhyempi 5- sylinterinen moottori voisi joissakin käyttökohteissa korvata 6- sylinterisen mallin, esimerkiksi traktorissa yhden sylinterin verran lyhyempi moottori mahdollistaa lyhyemmän konepeiton ja keulan, jolloin muun muassa kääntösäde pienenee ja näkyvyys eteenpäin paranee. Uusi moottorityyppi sijoitettaisiin nykyisen moottoriperheen osaksi, jolloin osa moottorin osista on jo nykyisin käytössä ja lopuista osista suurin osa voitaisiin helposti suunnitella nykyisten osien pohjalta. Erilaisen sylinteriluvun vuoksi moottorin kampiakselin ja kampikoneiston tasapainotukseen täytyy perehtyä. Lisäksi kampiakselin pituuden takia täytyy myös vääntöväärähtelyihin kiinnittää huomiota.

Tässä kappaleessa esitellään ensimmäiseksi työssä tarvittavien osien nimitykset ja merkinnät. Nimitysten ja merkintöjen jälkeen esitellään massavoimiin ja vääntöväärähtelyihin liittyvä teoria. Massavoimien ja vääntöväärähtelyjen jälkeen esitellään vielä lyhyesti työssä käytettyä GT-Suite-moottorinmallinnusohjelmaa.

### 2.1 Osien nimitykset, numeroinnit ja merkinnät

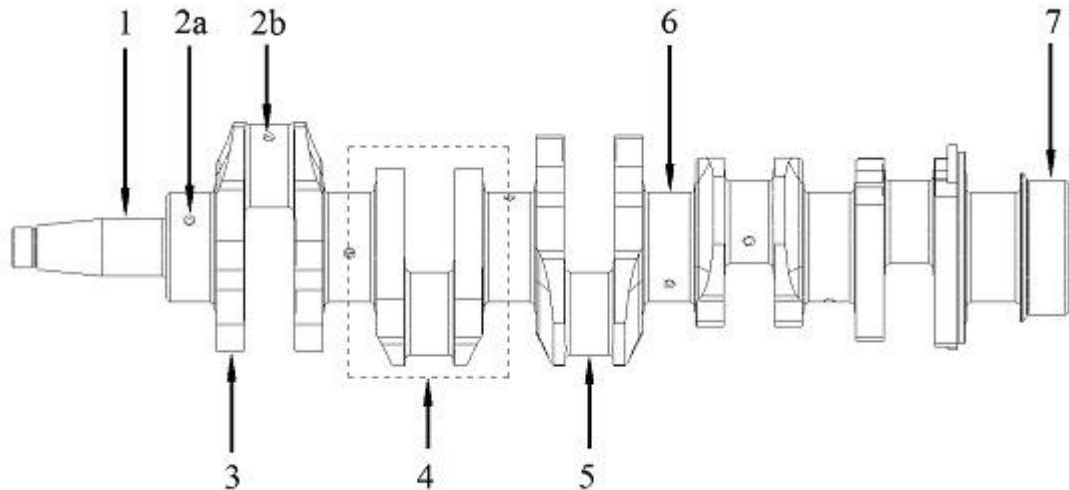
Kampikoneiston tärkeimmät osat on merkitty kuvaan 2.1. Männän (3) pystysuora liike välittyy kiertokangen (2) välityksellä kampiakselin (1) pyörimisliikkeeksi. Vauhtipyörän (4) tarkoitus on tasata kampiakselin pyörimisnopeuden vaihtelua. Moottorin takapääksi kutsutaan vauhtipyörän puoleista päätä, ja etupääksi vastaavasti jakopään

puoleista päätä, joka kuvassa 2.1 on vasemmalla. Sylinterit numeroidaan järjestyksessä etupäästä alkaen.



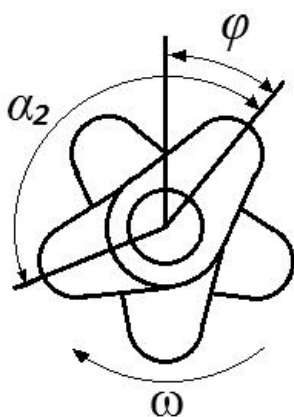
**Kuva 2.1:** Kampikoneiston osat: 1 kampiakseli, 2 kiertokanki, 3 mäntä, 4 vauhtipyörä

Kampiakseli voidaan jakaa kuvan 2.2 mukaisesti eri osiin. Etupään akseliin (1) kiinnitetään lämpöliitoksen ja kiilan avulla moottorin jakopäätä ja öljypumppua käyttävät hammaspyörät. Akselin etupään kartioliitokseen kiinnitetään napakappale, johon puolestaan kiinnitetään etupäässä olevat hihnapyörät ja värinänvaimennin. Kampiakseli on laakeroitu sylinteriryhmään runkolaakerikaulojen (6) kohdalla olevien runkolaakerien varaan, joista takimmaisessa on kampiakselin päittäislaakerointi. Kiertokanget on laakeroitu kammentappeihin (5). Kammentapit ja runkolaakeritapit on kytketty toisiinsa kammensivujen (3) avulla. Kammensivujen kammentapin vastainen osa muodostaa tasapainotuksessa tarvittavan vastapainon. Kammensivut, kammentappi ja kaksi runkolaakeritapin puolikkaasta muodostavat kammensivun (katkoviivalla rajattu alue 4). Kammensivun puolikkaasta, joka rajautuu kammentapin ja runkolaakeritapin keskikohtien välille, käytetään nimitystä puolipolvi. Kiertokangen alapään laakerien voiteluöljy välitetään runkolaakereilta öljyporauksia (2a-2b) pitkin. Vauhtipyörä kiinnitetään takapäen laippaan (7), joka samalla toimii takapäen akselitiivisteiden vastinpintana. Tässä työssä kammensivut numeroidaan sylinterien tapaan etupäästä alkaen. Kammensivut numeroidaan kammensivujen mukaan 1 etu – 1 taka – 2 etu – 2 taka jne. Kammensivuista käytetään myös lyhyempää nimitystä, jolloin esimerkiksi 1 etu on 1e ja 1 taka on 1t.



**Kuva 2.2:** Kampiakselin osat: 1 etupään akseli, 2a-2b öljyporaus, 3 kammensivu, 4 kammennolvi, 5 kammentappi, 6 runkolaakeritappi, 7 takapäin laippa

Kampiakselin kulma  $\varphi$  tarkoittaa kampiakselin kiertymiskulmaa yläkuolokohdasta käyntisuuntaan. Kampiakseli pyörii edestä katsoen myötäpäivään kulmanopeudella  $\omega$  kuvan 2.3 mukaisesti. Yläkuolokohdalla tarkoitetaan kohtaa, jossa mäntä on ylimmässä asennossaan. Käytännössä kulma  $\varphi$  mitataan sylinteritason ja 1. kammennolven välistä kuvan 2.3 mukaisesti. Kammennolven kulmalla  $\alpha_n$  tarkoitetaan kammennolven  $n$  ja kampiakselin y- akselien välistä kulmaa. Ensimmäisen kammennolven y- akseli on kampiakselin y- akselin suuntainen, joten ensimmäisen kammennolven kulma  $\alpha_1$  on nolla. Muiden kammennolven kulmat mitataan kammennolven 1 nähden, kuvassa 2.3 on esimerkkinä 2. sylinterin kammennolven kulma  $\alpha_2$ .



**Kuva 2.3:** Kampiakselin kulmat ja pyörimissuunta edestäpäin katsoen, 5-sylinterinen moottori sytytysjärjestyksellä 1-2-4-5-3

## 2.2. Massavoimat

Mäntämoottorin kampikoneiston osat aiheuttavat liikkeessaan moottoriin voimia, joita kutsutaan massavoimiksi. Monisynterisissä moottoreissa eri sylinterien massavoimat voivat olla eri suuntiin ja erisuuruisia, jolloin ne aiheuttavat moottoriin vääntömomentin, jota kutsutaan massamomentiksi. Sylinterin kaasunpaineen aiheuttamasta kaasuvoimasta poiketen massavoimat eivät ole moottorin sisäisesti tasapainossa, vaan ne aiheuttavat moottorin kiinnityskohtiin vaihtelevan kuormituksen, joka aiheuttaa haitallista tärinää. [1, s. 3-7]

Ennen varsinaisten massavoimien laskennan esittelyä esitellään massavoimiin vaikuttavat osat. Massavoimat käsitellään kahdessa osassa, ensin pyörivien osien massavoimat ja sitten edestakaisin liikkuvien osien massavoimat.

### 2.2.1 Massavoimiin vaikuttavat osat

Massavoimiin vaikuttavat kampikoneiston osista edestakaisin liikkuvat mäntä ja siihen liittyvät osat, kampiakselin ja männäntapin välillä oleva kiertokanki sekä kampiakselin epäkeskeiset osat, joita ovat kamentapit ja kammensivut. Kampiakselin runkolaakeritapit, vauhtipyörä ja muut pyörimisakselin suhteen pyörähdyssymmetriset osat eivät aiheuta massavoimia.

Mäntä aiheuttaa vain edestakaisen liikkeen massavoimia. Voimia laskettaessa männästä tarvitaan massa, joka sisältää myös männänrenkaiden, männäntapin ja mahdollisten muiden mäntään kuuluvien osien massan.

Kiertokankea käytetään käsin laskettaessa kahteen massaan jaettuna. Kiertokangen yläpää tekee edestakaista liikettä, joten yläpään massa lisätään käsin laskettaessa männän massa. Alapää pyörii kampiakselin mukana ja sen massa lisätään laskettaessa kampiakselin osien massa. Massat jaetaan kaavojen 1-3 mukaisesti [2, s. 10]:

$$m_{kk} = m_{kcp} + m_{kke} \quad (1)$$

$$m_{kcp} = \frac{l_1}{l_{kk}} m_{kk} \quad (2)$$

$$m_{kke} = \frac{l_2}{l_{kk}} m_{kk} \quad (3)$$

joissa

$m_{kk}$	kiertokangen massa
$m_{kcp}$	kiertokangen pyörivän osan massa
$m_{kke}$	kiertokangen edestakaisin liikkuvan osan massa
$l_{kk}$	kiertokangen pituus
$l_1$	pituus alapäästä massakeskipisteeseen
$l_2$	pituus massakeskipisteestä yläpäähän

Kampiakseli kokonaisuudessaan pyörii laakereidensa varassa pyörimisakselinsa ympäri aiheuttaen vain pyöriviä voimia.

## 2.2.2 Pyörivien massojen aiheuttama massavoima ja -momentti

Kammenpolven ja kiertokangen pyörivän osan pyörimisliikkeen aiheuttama keskipakovoima näkyy kunkin sylinterin kohdalla kampiakselin ympäri kiertävänä voimana. Tätä voimaa kutsutaan pyöriväksi massavoimaksi.

Monisylinterisissä rivimoottoreissa pyörivien massojen aiheuttamien voimien summa on nolla [1, s. 19], sillä kampiakselin kammenpolvet ovat tasaisesti ympäri akselia, jolloin eri kammenpolvien pyörivät massavoimat kumoavat toisensa. Ainoa poikkeus edellisestä on kaksisylinterinen nelitahtimoottori, jossa kammenpolvet ovat samaan suuntaan [1, s. 19]. Pyörivät voimat aiheuttavat kuitenkin kampiakselin mukana pyörivän voimaparin momentin, joka tasapainottamattomana kuormittaa moottorin kiinnityksiä. Pyörivä momentti voidaan tasapainottaa kampiakselille asetetuilla vastapainoilla. Parillisilla sylinteriluvuilla kampiakselin takapäätä voidaan tehdä etupään peilikuva, jolloin etu- ja takapään pyörivät momentit ovat vastakkaisuuntaiset ja kumoavat toisensa [3, s. 442].

Pyöriviä massavoimia laskettaessa pyörivien osien massat redusoidaan kammen säteen päähän, jolloin pyörivien osien massaksi tulee [4, s. 171]

$$m_p = m_{kcp} + m_{kt} + \frac{2m_{ks}r}{r_{ks}} \quad (4)$$

jossa

$m_{kt}$	kammentapin massa
$m_{ks}$	kammensivun massa
$r_{ks}$	kammensivun massakeskipisteen etäisyys pyörimisakselilta
$r$	kammensäde

Yhdessä sylinterissä pyörivän massavoiman yhtälö on [1, s. 8]

$$F_p = m_p \omega^2 r \quad (5)$$

jossa

$m_p$	pyörivien osien massa
$r$	kammensäde
$\omega$	kampiakselin kulmanopeus



Eri sylinterien pyörivät massavoimat aiheuttavat voimaparin momenttina pyörivän massamomentin, jonka vaakasuuntainen komponentti on [5, s. 371]

$$M_{px} = m_p r \omega^2 [h_1 \cos(\varphi + \alpha_1) + h_2 \cos(\varphi + \alpha_2) + \dots + h_n \cos(\varphi + \alpha_n)] \quad (6)$$

ja pystysuuntainen komponentti on [5, s. 371]

$$M_{py} = m_p r \omega^2 [h_1 \sin(\varphi + \alpha_1) + h_2 \sin(\varphi + \alpha_2) + \dots + h_n \sin(\varphi + \alpha_n)] \quad (7)$$

joissa

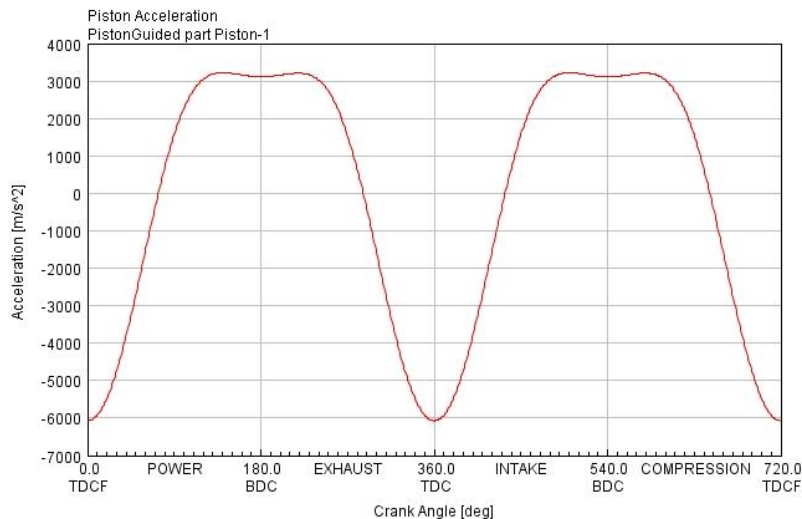
$h_n$	sylinterin $n$ etäisyys laskentapisteestä, eri puolella eri merkinen
$\varphi$	kampiakselin kulma
$\alpha_n$	sylinterin $n$ kammennolven kulma

Pyörivä massamomentti on yhteensä [5, s. 371]

$$M_p = \sqrt{M_{px}^2 + M_{py}^2} \quad (8)$$

### 2.2.3 Edestakaisin liikkuvien osien aiheuttamat massavoimat ja -momentit

Edestakaisin liikkuvien osien (mäntä ja siihen liittyvät osat sekä osa kiertokangesta) kiihtyvyyksien aiheuttamat voimat ja momentit vaikuttavat sylinterien keskilinjan kautta kulkevalla tasolla. Osat ovat yhteydessä kampiakseliin kiertokangen välityksellä, jolloin männän kiihtyvyys on kuvan 2.4 kaltainen. Kuvan 2.4 mukaisen kiihtyvyyden aiheuttamia massavoimia ei voida kuvata yhdellä sinifunktiolla. Osien kiihtyvyyttä, ja siitä aiheutuvaa voimaa, voidaan kuvata sinifunktioiden sarjalla. Sarja muodostuu eri kertalukujen sinifunktioista (1, 2, 3,..), joissa kertaluku kertoo käyrän maksimikohtien lukumäärän kierroksen aikana. Käytännössä käyrän amplitudi pienenee kertaluvun kasvaessa niin, että merkittävää vaikutusta on vain 1. ja 2. kertaluvun massavoimilla [3, s. 405]



**Kuva 2.4:** Männän kiihtyvyyden kampiakselin kulman funktiona

Edestakaisin liikkuvien osien aiheuttamat massavoimat aiheuttavat moottoriin voiman, joka pyrkii liikuttamaan moottoria pystysuunnassa (kuva 2.5 A). Massamomentit puolestaan pyrkivät heiluttamaan moottoria vaakasuoran akselin ympäri (kuva 2.5 B).



**Kuva 2.5:** Edestakaisin liikkuvien osien aiheuttamat massavoimat ja –momentit

Massavoimien ja – momenttien suuruuden määrittämiseen on kaksi erilaista tapaa, graafinen ratkaisu ja kaavalla laskeminen. Graafisessa ratkaisussa kunkin sylinterin aiheuttamien massavoimien vektorit piirretään peräkkäin ja niiden yhteisvaikutus saadaan ratkaistua kuvasta mittaamalla. Samalla saadaan ratkaistua myös massavoimien resultantin suunta.

Kaavasta laskiessa kaavan ratkaisuna saadaan massavoimien resultantti tietyllä kampiakselin kulmalla. Tuloksista voidaan hakea esimerkiksi jonkin matematiikka-ohjelman avulla maksimi- tai minimikohta ja sen suuruus sekä vastaava kampiakselin kulma.

Edestakaisen liikkeen massavoima on [1, s. 8]

$$F_e = m_e \omega^2 r \left( \cos \varphi + \frac{\lambda \cos \varphi - \lambda \sin^2 \varphi + \lambda^3 \sin^4 \varphi}{\left( \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \right)^3} \right) \quad (9)$$

jossa

$m_e$  edestakaisin liikkuvien osien massa

$$\lambda = \frac{r}{l_{kk}} \quad \text{kiertokankisuhde} \quad (10)$$

Edestakaisen liikkeen massavoiman likiarvo yhdessä sylinterissä on [1, s. 8]

$$F_e = m_e \omega^2 r (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \quad (11)$$

joka voidaan jakaa kahteen osaan, ensimmäisen kertaluvun massavoimaan [1, s. 8]

$$F_{e1} = m_e \omega^2 r \cos \varphi \quad (12)$$

ja toisen kertaluvun massavoimaan [1, s. 8]

$$F_{e2} = m_e \omega^2 r \lambda \cos 2\varphi \quad (13)$$

Monisylinterisessä moottorissa ensimmäisen kertaluvun edestakaisten voimien summa on [5, s. 369]

$$\sum F_{e1} = m_e r \omega^2 [\cos(\varphi + \alpha_1) + \cos(\varphi + \alpha_2) + \dots + \cos(\varphi + \alpha_n)] \quad (14)$$

ja toisen kertaluvun voimien summa on [5, s. 370]

$$\sum F_{e2} = m_e r \omega^2 \lambda [\cos 2(\varphi + \alpha_1) + \cos 2(\varphi + \alpha_2) + \dots + \cos 2(\varphi + \alpha_n)] \quad (15)$$

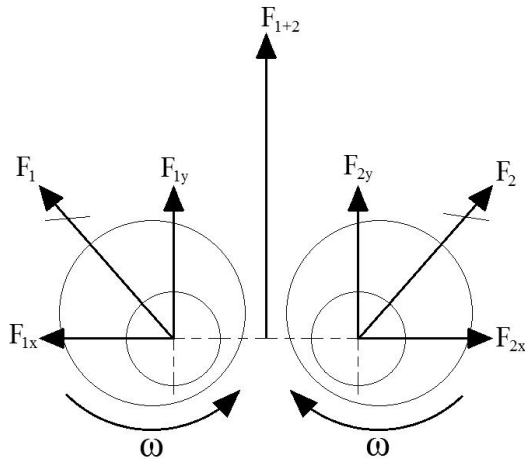
Eri sylinterien edestakaisen liikkeen massavoimat aiheuttavat lisäksi edestakaisten voimien momentin. Ensimmäisen kertaluvun edestakaisten voimien momentti on [5, s.370]

$$\sum M_{e1} = m_e r \omega^2 [h_1 \cos(\varphi + \alpha_1) + h_2 \cos(\varphi + \alpha_2) + \dots + h_n \cos(\varphi + \alpha_n)] \quad (16)$$

ja toisen kertaluvun momentti on [5, s. 370]

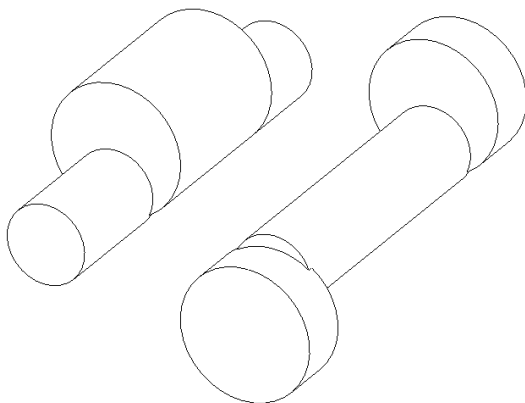
$$\sum M_{e2} = m_e r \omega^2 \lambda [h_1 \cos 2(\varphi + \alpha_1) + h_2 \cos 2(\varphi + \alpha_2) + \dots + h_n \cos 2(\varphi + \alpha_n)] \quad (17)$$

Edestakaisin liikkuvat massavoimat voidaan tasapainottaa erillisen vastapainokoneiston avulla. Vastapainokoneistossa on kaksi vastakkaisiin suuntiin pyörivää akselia, joilla on epäkeskeisesti kiinnitetyt vastapainot. Pyörivien painojen aiheuttamien voimien vaakasuuntaiset komponentit kumoavat toisensa kuvan 2.6 mukaisesti, jolloin painojen pyörivistä voimista jää jäljelle pystysuunnassa vaikuttava sinimuotoisesti muuttuva voima.



**Kuva 2.6:** Vastapainokoneiston painojen voimat

Voimia tasapainotettaessa akselilla olevat painot ovat samaan suuntaan epäkeskeiset. Tällöin riittää yksi paino akselia kohti. Momenteja tasapainotettaessa akselilla on kaksi painoa, jotka ovat eri suuntiin. Painojen aiheuttamat voimat muodostavat keskenään akselin mukana pyörivän voimaparin momentin. Kuvassa 2.7 on vasemmalla puolella akseli, jonka paino aiheuttaa pyörivän voiman ja oikealla akseli, jonka painot aiheuttavat pyörivän momentin.



**Kuva 2.7:** Vastapainokoneistojen akselit

1. kertaluvun voimat ja momentit tasapainotetaan koneistolla, joka pyörii kampiakselin kanssa samalla nopeudella. Tällöin toisena akselina voidaan käyttää moottorin kampiakselia. Vaihtoehtoisesti 1. kertaluvun voimien tasapainotukseen voidaan käyttää

pelkästään kampiakselille asetettavia vastapainoja, jolloin massavoimista jää jäljelle pyörivä voima. 2. kertaluvun voimien ja momenttien tasapainotukseen käytetään koneistoa, joka pyörii kampiakseliin nähden kaksinkertaisella nopeudella.

Parillisilla sylinteriluvuilla edestakaisen liikkeen massavoimat voidaan tasapainottaa pyörivien massamomenttien tapaan tekemällä kampiakselista symmetrinen keskikohdan suhteen. Joillakin sylinteriluvuilla jää tällöinkin tasapainotettavia massavoimia, kuten 4-sylinterisen moottorin 2. kertaluvun edestakaisen liikkeen massavoima [1, s. 21].

### 2.3. Vääntöväärähtelyt

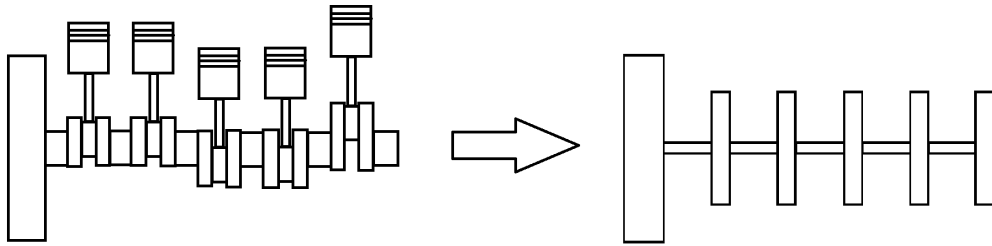
Vääntöväärähtelyillä tarkoitetaan akselin värähtelyä pyörimisakselinsa suhteen. Akselin massakeskittymät, mäntämoottorin tapauksessa kammennolvet ja niihin liittyvät kiertokanget ja männät, värähtelevät toisiinsa nähden samalla taajuudella, mutta erisuuruilla amplitudeilla. Lisäksi osa massoista värähtelee toisiin verrattuna eri suuntaan. [6, s. 32] Vääntöväärähtelylaskentaa varten lasketaan akselin ominaismuodot ja -taajuudet.

Mäntämoottoria suunniteltaessa täytyy kampiakselin vääntöväärähtelyt ottaa huomioon varsinkin pitkällä ja ohuilla kampiakseleilla. Mäntämoottorin akselille kohdistama vaihteleva vääntömomentti toimii herätteenä vääntöväärähtelyille, jotka aiheuttavat puolestaan akselin osiin suuria kiertymiä. Kiertymistä aiheutuu suuria jännityksiä ja lopulta akseli voi katketa. Mitä pidempi akseli on, sitä matalammat akselin vääntöväärähtelyn ominaistajuudet ovat.

Mäntämoottorissa vääntöväärähtelyjen herätteenä toimivat moottorin massa- ja kaasuvoimista johtuva epätasainen vääntömomentti. Herätevoimat voidaan hajottaa eri kertalukuisiksi sinifunktioiksi, esimerkiksi 0,5, 1, 1,5, 2, 2,5 ja 3 kertaluvun funktioiksi. Kaksitahtisella moottorilla, jossa on työtahti joka kierroksella, ovat herätteiden kertaluvut tasalukuja alkaen kertaluvusta yksi [6, s. 86]. Nelitahtisessa moottorissa on työtahti joka toisella kierroksella, josta johtuen herätteiden kertaluvut ovat puolen jaolla alkaen kertaluvusta 0,5 [6, s. 86]. Nelitahtimoottorin kertaluvun 0,5 herätevoiman huippukohta on kerran kahden kierroksen aikana. Herätevoimien muodostuessa eri kertalukuisista sinifunktioista, täytyy vääntöväärähtelyä pohtiessa ottaa huomioon, että vaikka ominaistajuus ei olekaan sama, kuin käyntinopeus, saattaa massa- tai kaasuvoimien jokin kertaluku kuitenkin toimia herätteenä vääntöväärähtelyille. Herätevoimien taajuuden ollessa ominaistajuus syntyy resonanssi, joka saattaa olla akselille vaarallinen [6, s. 91].

Käsin laskettaessa kampikoneisto yksinkertaistetaan massattomiksi ja joustaviksi akseleiksi sekä hitausmomentillisiksi kiekkoiksi (Kuva 2.8). Suora akseli vastaa vääntöjäykkyydeltään vastaavaa kampiakselin osuutta ja kiekko puolestaan vastaa hitausmomenttiltaan vastaavaa kampikoneiston osaa. Vääntöjäykkyyden ja hitausmomenttien ratkaisemiseen on kirjallisuudessa erilaisia kaavoja. Vääntöjäykkyys

voidaan määrittää myös elementtimenetelmän avulla jollakin sopivalla ohjelmalla, samoin hitausmomentit saadaan helposti osien CAD- malleista.

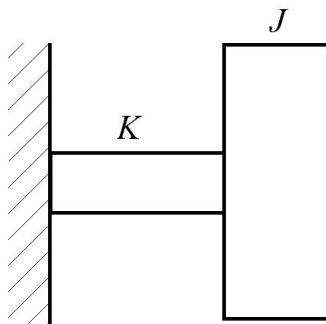


**Kuva 2.8:** Kampikoneiston yksinkertaistaminen

Käsin laskettaessa kolmimassaiset ja sitä yksinkertaisemmat järjestelmät voidaan ratkaista suoraan laskemalla [6, s. 54]. Monimutkaisempien, useista kiekkoista ja akseleista muodostuvien systeemien ratkaisemiseen voidaan käyttää Holzerin menetelmää.

### 2.3.1 Yleistä vääntöväärähtelyistä

Tarkastellaan ensin kuvan 2.9 yksimassaista järjestelmää, joka on yksinkertaisin laskumalli kampikoneistolle. Siinä vauhtipyörä ajatellaan äärettömän suureksi ja muuta kampikoneistoa vastaa yksi hitausmomentti.



**Kuva 2.9:** Yksimassainen järjestelmä

Yksimassajärjestelmän vapaa vaimentamaton värähtely:

$K$	Akselin jäykkyys
$\varphi$	Kiertymä
$J$	Massan hitausmomentti

Massaa kierretään kulman  $\varphi$  verran ja päästetään vapaaksi, jolloin se alkaa värähdellä vapaasti.

Värähdysliikkeen differentiaaliyhtälö on [6, s. 33]

$$J\ddot{\varphi} + K\varphi = 0 \quad (18)$$

jossa  $\ddot{\varphi}$  tarkoittaa kiertymän  $\varphi$  toista aikaderivaattaa. Ratkaisemalla yhtälö saadaan ominaiskulmanopeudeksi [6, s. 34]

$$-J\omega^2\varphi + K\varphi = 0 \quad (19)$$

$$\omega = \sqrt{\frac{K}{J}} \quad (20)$$

Yksimassajärjestelmän vaimentamaton pakkovärähtely:  
Massaan kohdistuu heräteväntömomentti [6, s. 34]

$$M_h = M \cdot \sin \Omega t \quad (21)$$

jossa

$\Omega$  herätteen kulmanopeus

Differentiaaliyhtälö on nyt [6, s. 34]

$$J\ddot{\varphi} + K\varphi = M \cdot \sin \Omega t \quad (22)$$

Jonka yleinen ratkaisu on [6, s. 36]

$$\varphi = C \cdot \sin(\omega t + \gamma) + \frac{M}{K} \left| \frac{1}{1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}} \right| \cdot \sin(\Omega t - \alpha) \quad (23)$$

jossa

$\omega$  vapaan vaimentamattoman värätelyn kulmanopeus

$\Omega$  vaimentamattoman pakkovärätelyn kulmanopeus

$C$  vapaan värätelyn amplitudi

$\gamma$  vapaan värätelyn vaihesiirtokulma

$\alpha$  pakkovärätelyn vaihesiirtokulma

Vaimentamattoman pakkovärähtelyn amplitudi on [6, s. 36]

$$A = \frac{M}{K} \left| \frac{1}{1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}} \right| \quad (24)$$

Vapaa värähtely vaimenee pois, joten sillä ei ole merkitystä. Amplitudi muodostuu kahdesta tekijästä, staattinen amplitudi [6, s. 37]

$$A_{st} = \frac{M}{K} \quad (25)$$

ja dynaaminen suurennuskerroin [6, s. 37]

$$S = \left| \frac{1}{1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}} \right| \quad (26)$$

Suurennuskerroin ilmoittaa, kuinka monikertainen värähtelyn kiertymäamplitudi on verrattuna momentin  $M$  aiheuttamaan kiertymään. Suurennuskerroin kasvaa äärettömäksi, kun värähtelyn kulmanopeus on yhtä suuri, kuin ominaiskulmanopeus. Tällöin järjestelmä on resonanssissa.

Vaimennetussa järjestelmässä vaimennus vaikuttaa resonanssipisteen sijaintiin, mutta yleensä vaimennus on niin pieni, että vaikutusta ei kannata ottaa huomioon. Vaimennuksen vaikutus tulee kuitenkin ottaa huomioon dynaamista suurennuskerrointa laskettaessa resonanssipisteessä ja sen läheisyydessä. [6, s. 47]

Yksimassajärjestelmän vaimennetun värähtelyn dynaaminen suurennuskerroin on [6, s. 45]

$$S_v = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}\right)^2 + 4D^2 \frac{\Omega^2}{\omega^2}}} \quad (27)$$

jossa

$$D = \frac{c}{2J\omega} \quad \text{vaimennussuhde [6, s. 39]} \quad (28)$$

$c$  vaimennuskerroin



Yksimassajärjestelmää tarkempi malli kampikoneistosta saadaan, kun käytetään useampaa massaa ja akselia. Tarkin malli saadaan, kun jokaista kammenpolvea kiertokankineen ja mäntineen käsitellään omana massanaan. Tällöin järjestelmästä tulee monimassainen järjestelmä.

Tarkastellaan monimassaista järjestelmää, jossa on  $n$  massaa. Massan  $J_k$  differentiaaliyhtälö on [6, s. 53]

$$J_k \ddot{\varphi}_k + K_{k+1}(\varphi_k - \varphi_{k+1}) + K_k(\varphi_k - \varphi_{k-1}) = 0 \quad (29)$$

Koko järjestelmän differentiaaliyhtälöryhmä on [6, s. 53]

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 & + K_1(\varphi_1 - \varphi_2) & = 0 \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 & + K_1(\varphi_2 - \varphi_1) & + K_2(\varphi_2 - \varphi_3) & = 0 \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 & + K_2(\varphi_3 - \varphi_2) & + K_3(\varphi_3 - \varphi_4) & = 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ J_k \ddot{\varphi}_k & + K_{k-1}(\varphi_k - \varphi_{k-1}) & + K_k(\varphi_k - \varphi_{k+1}) & = 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ J_{n-1} \ddot{\varphi}_{n-1} & + K_{n-2}(\varphi_{n-1} - \varphi_{n-2}) & + K_{n-1}(\varphi_{n-1} - \varphi_n) & = 0 \\ J_n \ddot{\varphi}_n & & + K_{n-1}(\varphi_n - \varphi_{n-1}) & = 0 \end{cases} \quad (30)$$

Jonka ratkaisu on muotoa [6, s. 53]

$$\varphi_k = A_k \sin \omega t \quad (31)$$

Sijoittamalla ratkaisu (31) ja sen toinen derivaatta yhtälöryhmään (30) saadaan [6, s. 54]

$$\begin{cases} A_1(J_1\omega^2 - K_1) & + A_2K_2 & = 0 \\ A_1K_1 & + A_2(J_2\omega^2 - K_1 - K_2) & + A_3K_2 & = 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ A_{k-1}K_{k-1} & + A_k(J_k\omega^2 - K_{k-1} - K_k) & + A_{k+1}K_k & = 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ A_{n-2}K_{n-2} & + A_{n-1}(J_{n-1}\omega^2 - K_{n-2} - K_{n-1}) & + A_nK_{n-1} & = 0 \\ A_{n-1}K_{n-1} & + A_n(J_n\omega^2 - K_{n-1}) & = 0 \end{cases} \quad (32)$$

Yhtälöryhmä toteutuu, jos amplitudien  $A$  kertoimien determinantti on nolla. Tällöin saadaan  $n-1$ -asteen yhtälö, jonka ratkaiseminen on työlästä. [6, s. 54] Ominaiskulmanopeus voidaan ratkaista helpommin esimerkiksi Holzerin menetelmällä. Ratkaisemalla yhtälöryhmästä (32) amplitudit  $A$ , saadaan yhtälöryhmä (33) [6, s. 55]

$$\left\{ \begin{array}{l} A_1 = A_1 \\ A_2 = A_1 - \frac{J_1 \omega^2 A_1}{K_1} \\ A_3 = A_2 - \frac{J_1 \omega^2 A_1 + J_2 \omega^2 A_2}{K_2} \\ A_4 = A_3 - \frac{J_1 \omega^2 A_1 + J_2 \omega^2 A_2 + J_3 \omega^2 A_3}{K_3} \\ \dots \\ A_n = A_{n-1} - \frac{J_1 \omega^2 A_1 + J_2 \omega^2 A_2 + J_3 \omega^2 A_3 + \dots + J_{n-1} \omega^2 A_{n-1}}{K_{n-1}} \end{array} \right. \quad (33)$$

Ja edelleen merkitsemällä momentteja  $J_n \omega^2 A_n$  merkinnällä  $M_n$  saadaan [6, s. 55]

$$\left\{ \begin{array}{l} A_1 = A_1 \\ A_2 = A_1 - \frac{M_1}{K_1} \\ A_3 = A_2 - \frac{M_1 + M_2}{K_2} \\ A_4 = A_3 - \frac{M_1 + M_2 + M_3}{K_3} \\ \dots \\ A_n = A_{n-1} - \frac{M_1 + M_2 + M_3 + \dots + M_{n-1}}{K_{n-1}} \end{array} \right. \quad (34)$$

Massan  $k$  amplitudi saadaan siis vähentämällä edellisen massan  $k-1$  amplitudista massojen  $k$  ja  $k-1$  välinen kiertymä  $\Sigma M_k / K_{k-1}$ , joka lasketaan vääntöjäykkyyden ja momenttisuunnan  $\Sigma M_k$  avulla. [6, s. 55–56] Vapaassa vaimentamattomassa värähtelyssä eri massojen värähtelymomentit ovat tasapainossa, jolloin [6, s. 54] (kaava [6, s. 55])

$$\sum_{k=1}^n J_k \omega^2 A_k = 0 \quad (35)$$

### 2.3.2 Holzerin menetelmä

Yhtälö (35) toteutuu, kun  $\omega$  on ominaiskulmanopeus, tai kun  $\omega = 0$  tai  $A_k = 0$ . Kulmanopeudelle tarvitaan alkuarvaus, joka voidaan laskea esimerkiksi yksimassa-järjestelmän avulla. Alkuarvauksen ja yhtälöryhmän (34) avulla lasketaan eri massojen amplitudit käyttäen massalle 1 amplitudina 1 radiaani. Kun amplitudit on laskettu, lasketaan momenttisuunta (35). Jos valittu kulmanopeus ei ole ominaiskulmanopeus, jää momenttisuunnasta (35) jäännösmomentti, jonka suuruus riippuu kulmanopeuden ja ominaiskulmanopeuden erotuksesta. Seuraavaksi valitaan uusi kulmanopeus, ja jos jäännösmomentti on aikaisempaa pienempi, on uusi kulmanopeus lähempänä ominaiskulmanopeutta. Kulmanopeutta muutetaan, kunnes jäännösmomentin etumerkki vaihtuu. Tällöin ominaiskulmanopeus on kahden valitun kulmanopeuden välissä ja

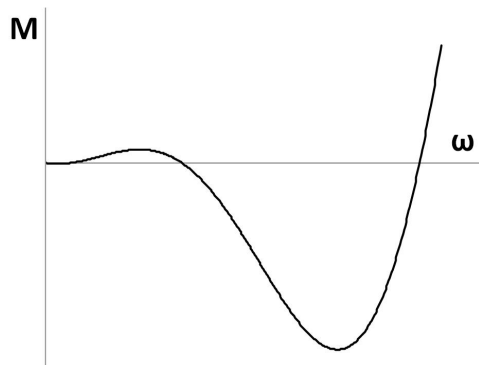
voidaan interpoloida niiden avulla. Kun kulmanopeudeksi valitaan ominaiskulmanopeus, on jäännösmomentti (35) nolla. [6, s. 57]

Holzerin menetelmää käytetään kätevimmin taulukon avulla. Taulukkoon voidaan täyttää jo ennen laskemista kolme ensimmäistä saraketta (kuva 2.10 sarakkeet *massan numero*,  $J$  ja  $J\omega^2$ ) sekä toiseksi viimeinen sarake (kuva 2.10 sarake  $K$ ). Ensimmäisessä sarakkeessa on massojen numerot, toisessa on kunkin massan hitausmomentti ja kolmannessa hitausmomentin ja ominaiskulmanopeuden neliön tulo. Taulukon ratkaiseminen aloitetaan laskemalla alkuarvaus ominaiskulmanopeudelle ja asettamalla ensimmäisen massan kiertymäksi 1. Taulukon lasketaan riveittäin ylhäältä alaspäin kuvassa 2.10 esitetyn laskentaperiaatteen mukaisesti.

massan numero	J	$J\omega^2$	A	$J\omega^2 A$	$\Sigma J\omega^2 A$	K	$A_{sh}$
1	$J_1$	$J_1\omega^2$	1	$J_1\omega^2 \cdot 1$	$J_1\omega^2$	$K_1$	$\frac{J_1\omega^2}{K_1}$
2	$J_2$	$J_2\omega^2$	$A_2 = 1 - \frac{J_1\omega^2}{K_1}$	$J_2\omega^2 A_2$	$J_1\omega^2 + J_2\omega^2 A_2$	$K_2$	$\frac{J_1\omega^2 + J_2\omega^2 A_2}{K_2}$
3	$J_3$	$J_3\omega^2$	$A_3 = A_2 - \frac{J_1\omega^2 + J_2\omega^2 A_2}{K_2}$	$J_3\omega^2 A_3$	$J_1\omega^2 + J_2\omega^2 A_2 + J_3\omega^2 A_3$	$K_3$	$\frac{J_1\omega^2 + J_2\omega^2 A_2 + J_3\omega^2 A_3}{K_3}$
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
n-1	$J_{n-1}$	$J_{n-1}\omega^2$	$A_{n-1}$	$J_{n-1}\omega^2 A_{n-1}$	$\sum_{k=1}^{n-1} J_k\omega^2 A_k$	$K_{n-1}$	$\frac{\sum_{k=1}^{n-1} J_k\omega^2 A_k}{K_{n-1}}$
n	$J_n$	$J_n\omega^2$	$A_n$	$J_n\omega^2 A_n$	$\sum_{k=1}^n J_k\omega^2 A_k$		

**Kuva 2.10:** Holzerin taulukon täyttöperiaate

Taulukon viimeisen rivin viimeisen sarakkeen jäännösmomenttia osoittava summalauseke tulee nolaksi, jos käytetty ominaiskulmanopeus on oikea. Jos summalauseke ei tule nolaksi, nähdään lausekkeen etumerkistä tarvittava korjaussuunta. Etumerkki vaihtuu kuvan 2.11 mukaisesti, siten, että ensimmäisessä nolakohtassa on 1. ominaiskulmanopeus, toisessa 2. ominaiskulmanopeus ja niin edelleen.



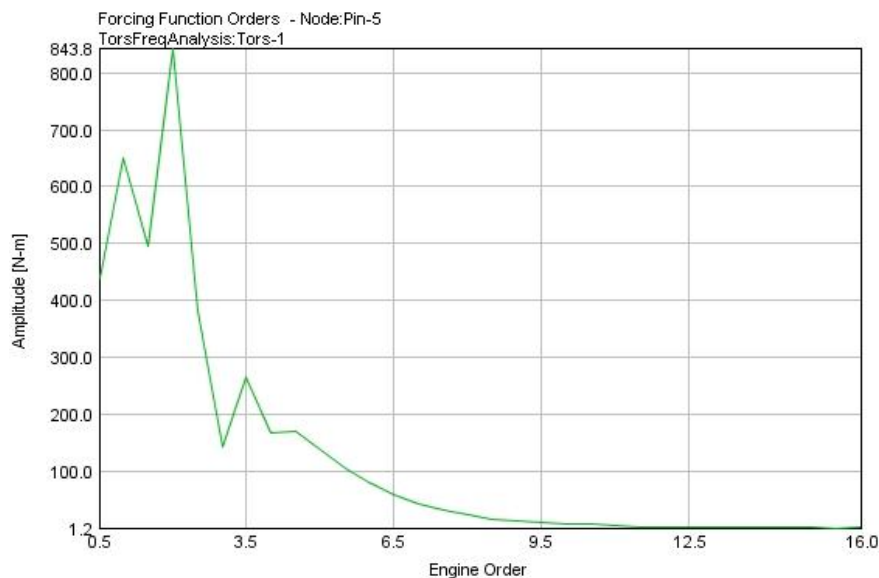
**Kuva 2.11:** Jäännösmomentin vaihtelu kulmanopeuden funktiona

Kampikoneiston muodostaman monimassaisen järjestelmän värähtelyamplitudien vahvistuskertoimille on erilaisia kaavoja, joita tarkastellaan lähemmin vääntöväärähtelyjen suuruuden yhteydessä.

### 2.3.3 Vääntöväärähtelyjen suuruus

Vääntöväärähtelyjen herätteenä toimivat moottorin kaasu- ja massavoimat. Vääntöväärähtelyn ominaiskulmataajuuden ollessa herätevoiman kerrannainen saattaa kampiakseli alkaa resonoimaan. Resonanssikohtassa akselin värähtelyamplitudi voi kasvaa niin suureksi, että akseli voi katketa.

Herätevoimien eri kertalukujen amplitudit voidaan ratkaista joko käsin hajottamalla heräte eri sinikäyriksi, tai käytössä olevan ohjelman avulla, joka laskee herätteen amplitudit. Alla olevassa kuvaajassa (2.12) on esimerkki herätevoiman aiheuttamasta momentti-amplitudista kertaluvun funktiona. Kuvan herätevoimassa on mukana sekä kaasuo- että massavoimat.



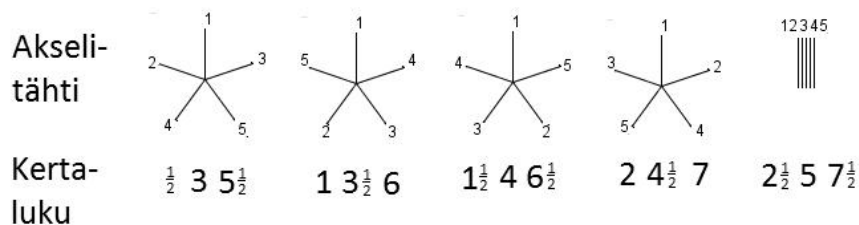
**Kuva 2.12:** herätevoimien aiheuttama vääntömomentti eri kertaluvuilla

Eri kertalukujen herätmomentit aiheuttavat erilaisen kiertymäamplitudin, johon vaikuttaa itse herätmomentin suuruuden lisäksi myös kammienpolvien suunnat. Herätmomentti on joka sylinterissä samassa vaiheessa suhteessa kammienkulmaan, mutta kammienpolvien suunnista johtuen eri sylintereiden herätmomentit ovat eri vaiheessa toisiinsa nähden [6, s. 96]. Vaihe-eron lisäksi eri sylinterien kiertymäamplitudien suhteelliset suuruudet vaikuttavat herätysenergian ja siten myös kiertymäamplitudin suuruuteen.

Vaihe-eron ja massojen kiertymien suhteen vaikutus otetaan huomioon laskemalla vektorisumma eri sylinterien heräteamplitudeille. Erilaisissa moottoreissa vektorisumma lasketaan hieman erilailla, mutta kuitenkin samalla periaatteella. Tässä käsitellään

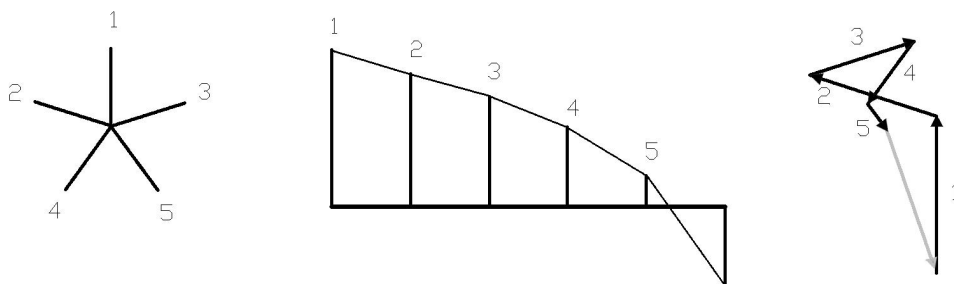
vektorisumman laskeminen viisisylinterisellä nelitahtimoottorilla, jonka sytytysjärjestys on 1-2-4-5-3. Moottorin kammenvolvet ovat tasajaolla  $72^\circ$  välein järjestyksessä 1-5-2-3-4 kiertymissuuntaa vastaan laskettuna.

Kertaluvun 0,5 vektorisumman vektorien suunta saadaan kuvan 2.13 ensimmäisestä tähdestä, jossa eri sylinterien suunnat ovat  $0,5 \cdot$ sytytysvälin päässä toisistaan, jolloin sakarat ovat sytytysjärjestyksen mukaisessa järjestyksessä. Kertaluvulla 1 sakarat ovat sytytysvälin päässä toisistaan, jolloin järjestys on kampijärjestys. 1,5 kertaluvun kuviossa väli on  $1,5 \cdot$ sytytysväli, jolloin kuvio on edellisen peilikuva, ja 2. kertaluvun kuvio, jossa väli on  $2 \cdot$ sytytysväli, on peilikuva  $0,5$  kertaluvun kuvioista.  $2,5$  kertaluvun kuviossa välit ovat  $2,5$  kertaa sytytysvälin suuruiset, jolloin kaikki sylinterit ovat samaan suuntaan. 3 kertaluvun kuvio on sama, kuin  $0,5$  kertaluvun, ja muut kuviot ovat vastaavasti samat aina  $2,5$  kertaluvun välein. [3, s. 382-383]



**Kuva 2.13:** Eri kertalukujen akselitähdet 5- sylinterisessä moottorissa [3, s. 380]

Heräte-energian laskemiseen tarvittavan vektorisumman suunnat saadaan edellä määritellyistä kuvioista ja vektorien pituudet saadaan Holzer-aulukon amplitudeista. Eri sylinterien vektorit lasketaan kuvan 2.14 mukaisesti vektorilaskuna yhteen, jolloin eri kertalukujen herätteiden suhteellinen suuruus saadaan määritellyä. Suhteellinen suuruus sijoitetaan vääntöväriähtelyamplitudien laskukaavojen summaan  $\Sigma A_n$ .



**Kuva 2.14:** Vektorisumman laskeminen herätmomentille

Eri kertalukujen vääntöväriähtelyamplitudien ratkaisemiseksi on kirjallisuudessa erilaisia kaavoja. Tässä käsitellään yksi niistä. Kirjassa ”Polttomoottoritekniikan perusteet: moottorin kampiliike, vääntömomentti, pyörimisnopeuden tasaisuus ja vääntöväriähtely” [6] on esitetty väriähtelyamplitudin laskentakaavat SI- yksiköille.

Kertaluvun  $i$  harmoninen vääntömomenttikomponentti on [6, s. 86]

$$M_i = \frac{\pi D^2}{4} p_{ii} r \quad (36)$$

jossa

$p_{ii}$  kertalukua  $i$  oleva tangentialipaine  
 $D$  sylinterin halkaisija  
 $r$  kammensäde

Staattinen amplitudi on [6, s. 97]

$$A_{st} = \frac{\pi D^2 p_{ii} r \sum_{m=1}^{m=m} A_m}{4 \omega^2 \sum_{k=1}^{k=n} J_k A_k} = \frac{M_i \sum_{m=1}^{m=m} A_m}{\omega^2 \sum_{k=1}^{k=n} J_k A_k} \quad (37)$$

jossa

$\sum_{m=1}^{m=m} A_m$  eri sylinterien massojen Holzer-tilin amplitudien vektorisumma  
 $J_k$  massan  $k$  hitausmomentti  
 $A_k$  massan  $k$  Holzer-tilin värähtelyamplitudi

Massojen värähtelykomponenttien summalauseke [6, s. 100]

$$\sum_{k=1}^{k=k} M_k = \sum_{k=1}^{k=k} J_k \omega^2 A_k \quad (38)$$

kertoo vääntömomentin suuruuden kohdassa  $k$ , kun vapaan pään värähtelyamplitudi on 1 radiaani. Momentin arvo saadaan esimerkiksi kuvan 2.10 mukaisen Holzerin tilin 6. sarakkeesta.

Solmukohdan vääntöjännitys yhden radiaanin amplitudia kohti on [6, s. 100]

$$\tau_0 = \frac{\left( \sum_{k=1}^{k=k} J_k \omega^2 A_k \right)_{\max}}{\frac{\pi}{16} d_{red}^3} = \frac{\left( \sum_{k=1}^{k=k} M_k \right)_{\max}}{\frac{\pi}{16} d_{red}^3} \quad (39)$$

$d_{red}$  redusoitu halkaisija

Staattinen jännitys on [6, s. 101]

$$\tau_{st} = A_{st} \tau_0 \quad (40)$$

Dynaaminen suurennuskerroin vaimentamattomalle järjestelmälle resonanssikohtaan ulkopuolella on [6, s. 101]

$$S = \frac{1}{1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}} \quad (41)$$

jossa

$\Omega$            herätteen kulmanopeus

$\omega$            ominaiskulmanopeus

Resonanssikohtassa ja sen lähellä dynaaminen suurennuskerroin saadaan kaavalla [6, s. 102]

$$S_r = \frac{1313}{\sqrt{110 + \tau_{st}}} \quad (42)$$

jossa

$\tau_{st}$            staattinen jännitys, kN/m<sup>2</sup>

resonanssikohtaan jännitys on [6, s. 102]

$$\tau_r = \tau_{st} S_r \quad (43)$$

ja vastaavasti jännitys resonanssikohtaan ulkopuolella on [6, s. 101]

$$\tau = \tau_{st} S \quad (44)$$

Koska jännitys on suoraan verrannollinen muodonmuutokseen ja siten myös amplitudiin, on amplitudi resonanssikohtassa

$$A_r = A_{st} S_r \quad (45)$$

ja sen ulkopuolella [6, s. 101]

$$A = A_{st} S \quad (46)$$

Kaavojen ratkaisuna saadaan ensimmäisen massan kiertymä, jonka avulla voidaan laskea muiden solmujen kiertymät. Kiertymien avulla voidaan ratkaista akseliin kohdistuvat jännitykset.

Värähtelytaajuuksiin voidaan vaikuttaa muuttamalla kampikoneiston rakennetta. Massan lisääminen kammepolviin ja jäykkyyden vähentäminen esimerkiksi laakerikaulojen halkaisijaa pienentämällä laskevat ominaistajuuksia, ja vastaavasti kammepolvien keventäminen ja akselin jäykkyyden lisääminen nostavat ominaistajuuksia.

## 2.4 GT-Suite

Työssä käytettiin GT-Suite moottorinmallinnusohjelmistoa. GT-Suite on tarkoitettu ajoneuvon moottorin ja voimansiirron simulointiin. Sillä voidaan mallintaa moottori ja voimansiirto kokonaisuudessaan tai pienempinä osiina, kuten jäähdytys, polttoainelaitteet, voitelujärjestelmä tai tässä työssä käytetty kampikoneisto. Ohjelman mekaaniset mallit ja niiden laskenta perustuvat elementtimenetelmään, jolloin jokainen komponentti muodostuu yhdestä tai useammasta solmujen muodostamasta elementistä [7, s. 2-3].

Kampikoneisto voidaan mallintaa ohjelmaan eri tavoin riippuen käyttötarkoituksesta. Massavoimien ja vääntövärähtelyjen laskentaa varten kampikoneistosta rakennetaan tarkempi malli kuin vaikkapa moottorin suorituskyvyn laskentaa varten. Massavoimien ja vääntövärähtelyjen laskentaan käytetty kampikoneiston malli muodostuu eri osista, jotka jakautuvat pääosin kuvan 2.2 mukaisesti. Kiertokanki ja mäntä voidaan mallintaa joko yhdessä tai erikseen, kampiakseli kootaan kammensivuista, kammepolviista ja runkolaakeritapeista. Osat yhdistetään automaattisesti muodostuvilla liitoksilla, jotka siirtävät tarvittavat suureet osasta toiseen. Kampikoneiston osat ovat joko jäykkiä massavoimien laskentaa varten, tai joustavia, jolloin voidaan laskea vääntövärähtelyjä ja taivutusta [8, s. 18–28]. Mäntä ja kiertokanki ovat tapauksesta riippumatta aina jäykkiä kappaleita.



### 3 MASSAVOIMAT JA SYTYTYSJÄRJESTYS

Moottorin sytytysjärjestys valittiin ennen massavoimien tarkkaa laskemista ja tasapainottamista. Sytytysjärjestyksen valitsemiseksi laskettiin massavoimat käyttäen joitakin lopullisen moottorin arvoja, kuten kiertokankisuhdetta. Massavoimien suuruuden perusteella valittiin sytytysjärjestys, jota käytettiin todellisten massavoimien määrittämisessä ja tasapainottamisessa.

Sytytysjärjestyksen valitsemisen jälkeen tutkittiin ja verrattiin eri vaihtoehtoja massavoimien tasapainottamiseksi. Eri vaihtoehtoista valittiin lopuksi yksi, jota käytettiin vääntövärähtelyjen tutkimisessa. Kampiakselin tasapainottamisen lisäksi kampikoneistolle hahmoteltiin tarvittavaa vastapainokoneistoa.

Työssä käsitellään 5-sylinterisen moottorin kahta eri versiota, 5,5- litraista 55-moottoria ja 6,2- litraista 62- moottoria. Seuraavassa luetellaan tärkeimmät moottorin mitat.

Iskunpituus 55:	120 mm
62:	134 mm
Kammensäde $r$	
55:	60 mm
62:	67 mm
Kiertokangen pituus $l_{kk}$	208 mm
Kiertokankisuhde $\lambda$	
55:	0,288
62:	0,322
Männän halkaisija	108 mm
Sylinteriväli $d_s$	132 mm
Kammentapin halkaisija	68 mm
Runkolaakeritapin halkaisija:	
55:	85 mm
62:	90 mm
Kampiakselin materiaali:	42CrMo4
Tiheys:	7850 kg/m <sup>3</sup> [9]
Kimmoduli:	$E = 210Gpa$ [9]
Poissonin luku:	$\nu = 0,285$
Liukumoduuli:	$G = \frac{E}{2(1+\nu)} = 81,712GPa$

### 3.1 Sytytysjärjestys

Viisisylinterisellä rivimoottorilla on 24 erilaista sytytysjärjestysvaihtoehtoa. Eri sytytysjärjestyksistä vain 12 on massavoimien kannalta erilaisia, sillä akselit, jotka ovat toistensa peilikuvia, aiheuttavat samanlaiset massavoimat [3, s.441–442]. Koska kampakoneiston tasapainottaminen jokaiselle erilaiselle kampiakselille ei ole tarkoituksenmukaista, verrattiin eri sytytysjärjestysvaihtoehtoja toisiinsa ennen varsinaista tasapainottamista.

Parhaan sytytysjärjestyksen löytämiseksi laskettiin edestakaiset massamomentit eri sytytysjärjestyksillä kaavojen (16) ja (17) avulla. Pyörivää momenttia ei laskettu, sillä kampakoneiston pyörivä massa ei ollut tässä vaiheessa tiedossa ja se on tasapainotettavissa vastapainojen avulla. Massamomenttien kaavoista jätettiin pois massa  $m_e$  ja kammensäde  $r$ . Sylinterien etäisyydet laskentapisteestä olivat sylinterijärjestyksessä 2, 1, 0, -1 ja 2. Kiertokankisuhteena  $\lambda$  käytettiin 60 mm iskunpituuden suhdetta 0,288. Kulmanopeus laskettiin nopeudelle 2500 r/min. Massamomenttien minimi- ja maksimi-arvot laskettiin MathCad- ohjelman avulla ja itseisarvoltaan suurimmat arvot koottiin taulukkoon 3.1.

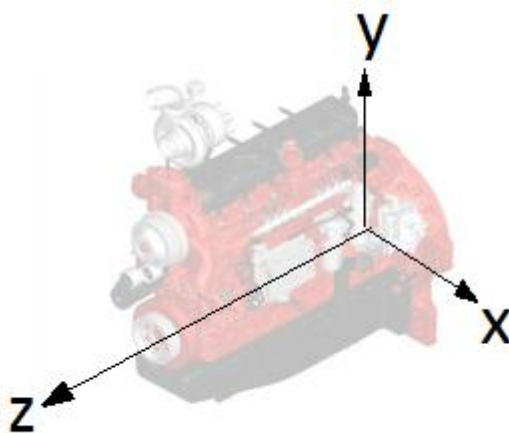
**Taulukko 3.1:** massamomenttien suuruudet eri sytytysjärjestyksillä

sytytys-		kammenpolvien suunnat, °					$\Sigma M_{e1}$	$\Sigma M_{e2}$	$\Sigma M_{e1} + \Sigma M_{e2}$				
järjestys		1	2	3	4	5							
1	2	3	4	5	0	144	288	72	216	2,629	1,227	3,340	1
1	2	3	5	4	0	144	288	216	72	1,561	1,370	2,921	2
1	2	4	3	5	0	144	72	288	216	3,690	0,973	4,530	3
1	2	4	5	3	0	144	216	288	72	0,449	1,436	<b>1,762</b>	4
1	2	5	3	4	0	144	72	216	288	3,374	1,064	4,340	5
1	2	5	4	3	0	144	216	72	288	1,561	1,370	2,921	6
1	3	2	4	5	0	288	144	72	216	3,690	0,973	4,530	7
1	3	2	5	4	0	288	144	216	72	3,374	1,064	4,340	8
1	3	4	2	5	0	72	144	288	216	4,750	0,450	4,959	9
1	3	4	5	2	0	216	144	288	72	1,561	1,370	2,921	6
1	3	5	2	4	0	72	144	216	288	4,253	0,758	4,491	10
1	3	5	4	2	0	216	144	72	288	0,449	1,436	<b>1,762</b>	4
1	4	2	3	5	0	288	72	144	216	4,750	0,450	4,959	11
1	4	2	5	3	0	288	216	144	72	4,253	0,758	4,491	10
1	4	3	2	5	0	72	288	144	216	4,980	0,130	4,987	12
1	4	3	5	2	0	216	288	144	72	3,374	1,064	4,340	5
1	4	5	2	3	0	72	216	144	288	3,374	1,064	4,340	8
1	4	5	3	2	0	216	72	144	288	1,561	1,370	2,921	2
1	5	2	3	4	0	288	72	216	144	4,980	0,130	4,987	12
1	5	2	4	3	0	288	216	72	144	4,750	0,450	4,959	9
1	5	3	2	4	0	72	288	216	144	4,750	0,450	4,959	11
1	5	3	4	2	0	216	288	72	144	3,690	0,973	4,530	3
1	5	4	2	3	0	72	216	288	144	3,690	0,973	4,530	7
1	5	4	3	2	0	216	72	288	144	2,629	1,227	3,340	1

Sytytysjärjestykseksi valittiin pienimmän 1. kertaluvun massamomentin ja pienimmän yhdistetyn massamomentin tuottava sytytysjärjestys 1-2-4-5-3. Valitun sytytysjärjestyksen peilikuva 1-3-5-4-2 olisi ollut yhtä hyvä, mutta yhdessä yrityksen edustajan kanssa päädyttiin valitsemaan järjestys 1-2-4-5-3, joka yleisesti on käytössä 5-sylinterisissä polttomoottoreissa. Nelitahtimoottorilla joka toinen yläkuolokohdassa käyvä sylinteri sytyttää, joten valitulla sytytysjärjestyksellä kammenpolvet ovat järjestyksessä 1-5-2-3-4 käyntisuuntaa vastaan laskettuna.

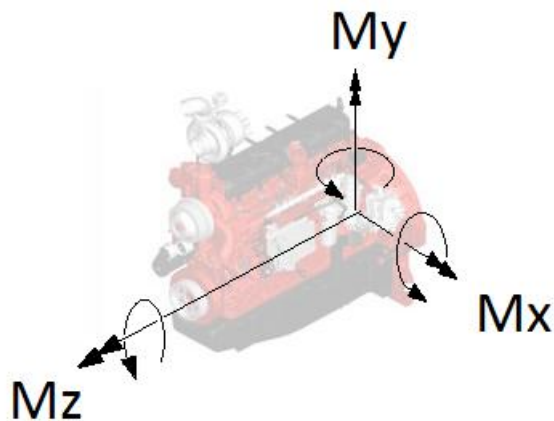
### 3.2 Kampikoneiston malli

Kampikoneistosta rakennettiin malli GT-Suite- moottorinmallinnusohjelmaan. Mallin pohjana käytettiin sekä ohjelman omaa nelisylinterisen moottorin mallia, että yrityksessä aikaisemmin rakennettua kuusisylinterisen moottorin mallia. Kuusisylinterisen moottorin mallista saatiin esimerkiksi laakerien mallit sellaisenaan, sekä alkuvaiheessa käytetyt sylinteripaineet. Moottori mallinnettiin ohjelmaan siten, että ohjelman käyttämän koordinaatiston origo on kampiakselin viimeisen runkolaakeritapin takapäässä. Koordinaattiakselit asettuivat siten, että  $z$ -akseli, joka ohjelmassa on aina kampiakselin suuntainen, on mallissa takaa eteenpäin ja  $y$ -akseli on sylinterien suuntainen, jolloin  $x$ -akseli tulee oikean käden säännön mukaisesti edestä katsoen oikealle päin. Koordinaattiakselien suunta moottoriin nähden on esitetty kuvassa 3.1.



**Kuva 3.1:** koordinaattiakselit moottoriin nähden (moottorin kuva: [10, s. 2])

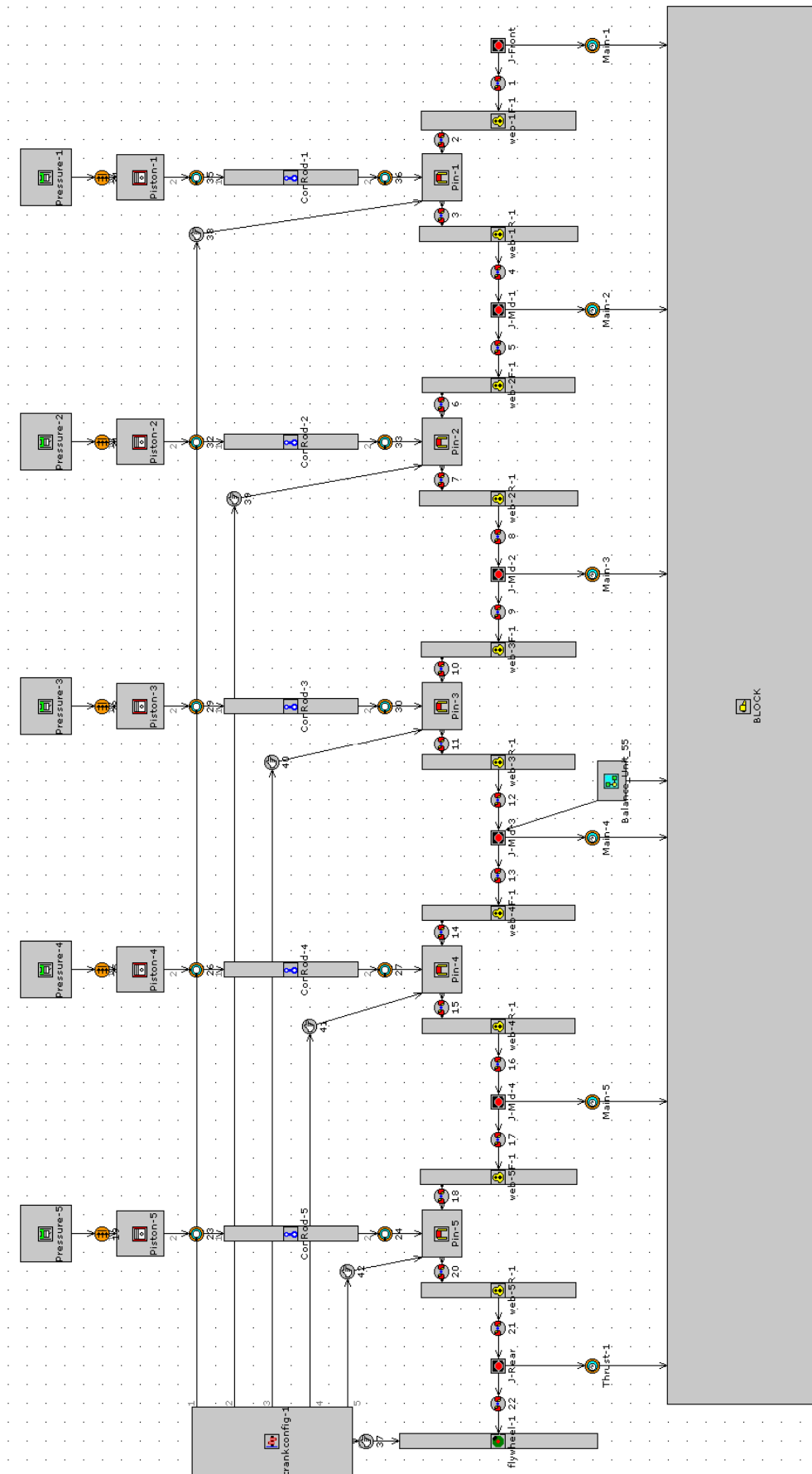
Vastaavasti moottorin massavoimat ovat kuvan 3.1 koordinaattiakselien suuntaiset, eli voima  $F_y$  on  $y$ -akselin suuntaan ja voima  $F_x$  on  $x$ -akselin suuntaan. Massamomenttien suunnat määräytyvät myös kuvan 3.1 koordinaattiakseleiden mukaan, jolloin momentti  $M_z$  kiertää kampiakselia  $z$ -akselin,  $M_x$   $x$ -akselin ja  $M_y$   $y$ -akselin ympäri. Momenttien suunnat moottoriin nähden on esitetty kuvassa 3.2.



**Kuva 3.2:** massamomentit moottoriin nähden (moottorin kuva: [10, s.2])

Ohjelmassa on valmiit pohjat kampikoneiston ja kampiakselin eri osille. Osat liitetään toisiinsa automaattisesti muodostuvilla liitoksilla, jotka siirtävät tarvittavat suureet osasta toiseen. Kuva kampikoneiston mallista on kuvassa 3.3. Kampikoneiston mallille ei tarvitse erikseen laskea ja syöttää kammengkulmia, vaan ohjelma laskee kulmat sytytysjärjestyksen ja  $\omega$ -välin avulla. Eri osille syötettiin seuraavat tiedot:

- Vauhtipyörä (Flywheel): massa, hitausmomentti ja paksuus
- Runkolaakeritappi (Journal, J-mid-x, J-rear, J-front): pituus, halkaisija, materiaali ja vääntöjäykkyys
- Kammensivu (CrankWeb; web-x): paksuus/pituus, materiaali, massa, massakeskipisteen koordinaatit, vääntöjäykkyys, maksimi- ja minimileveys ja mitat jäykkyyden laskemista varten
- Kammentappi (CrankPin; Pin-x): kammensäde, pituus, halkaisija, massa, materiaali, vääntöjäykkyys
- Kiertokanki (ConnectingRod; ConRod-x): pituus, massa, hitausmomentti, massakeskipisteen koordinaatit
- Mäntä (PistonGuided; Piston-x): halkaisija, männäntapin epäkeskisyyys, massa sisältäen männän, männäntapin ja männänrenkaat
- Sylinteripaine (EngCylPres; Pressure-x): määriteltiin eri kierrosluvuilla 1000-2200 rpm, 200 rpm välein, käyttäen 4- sylinterisen 44- moottorin sylinteripaineita
- Runkolaakeri (JournalBearing; Main-x, Thrust-1): malli otettiin sellaisenaan 6-sylinterisestä, laakerista on määritelty halkaisija, leveys, välitys, öljyura, erilaisia kertoimia, käytetty öljy ja pinnankarheudet
- Sylinteriryhmä (Block): osat kiinnitettiin tähän, ei määritelty tarkemmin
- Yleiset määrittelyt (CrankConfig): tahtisuus (2- vai 4-tahti), z- akselin suunta, pyörimissuunta, pyörimisnopeus, männän tyyppi, sytytysjärjestys ja  $\omega$ -välit
- Balance\_Unit\_55 on vastapainokoneisto

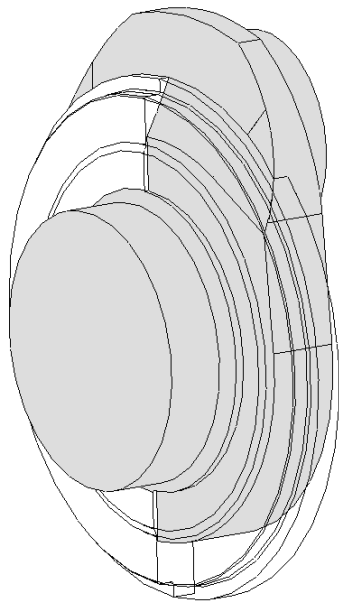


Kuva 3.3: Moottorin malli GT-Suite- ohjelmassa

### 3.3 Massavoimat

Massavoimien määrittämiseksi kampikoneistosta rakennettiin karkea malli, jonka kammenpolvina käytettiin kuusisylinterisen 74- moottorin kampiakselin 2. sylinterin kammenpolvea. Käytetyissä polvissa ei ole lisäpainoja, mutta takimmaisessa kammensivussa on poraus voiteluöljyä varten. Kampiakselin CAD-mallin avulla määriteltiin kammensivujen massa, massakeskipisteen koodinaatit ja hitausmomentti. Ensimmäisen mallin avulla kehitettiin laskentataulukot vastapainojen laskemiselle ja mallinnettiin vastapainokoneisto.

Kampiakselin ensimmäinen parannettu versio perustui 74- moottorin painolliseen 1. kammenpolveen, josta paino leikattiin pois. Tällöin vastapainon lisääminen kammensivuun oli helpompaa, kuin ensimmäisellä akselilla kammensivun muodosta johtuen. Viimeisessä kammenpolvessa kampiakselilla on paikka pyörimisnopeusanturin hammaskehälle, jota kutsutaan triggerikehäksi. Kuvasta 3.4 näkyy, miten kammensivu jää osittain triggerikehän paikan sisälle. Triggerikehän paikka vaikuttaa massavoimiin, sillä se ei ole pyörähdyssymmetrinen.

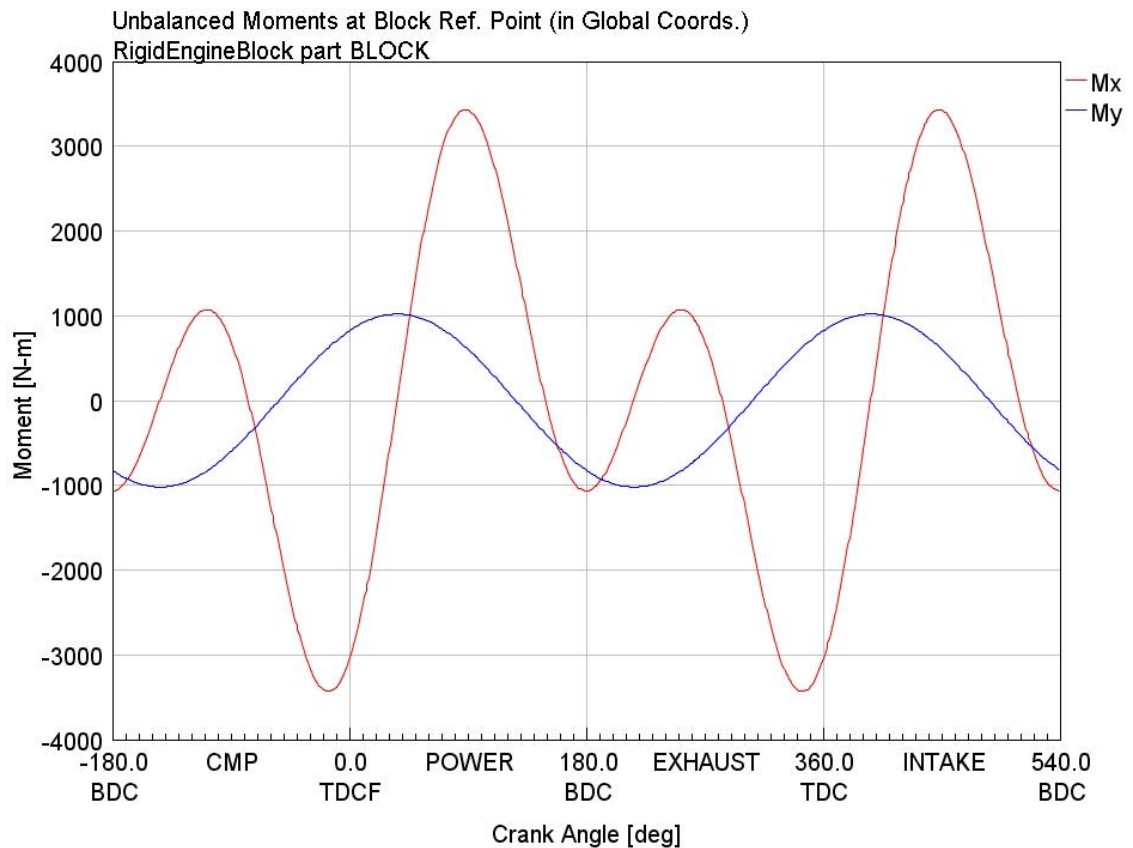


**Kuva 3.4:** Kammenpolvi ja triggerikehän paikka

Viimeiselle kammensivulle laskettiin lisävastapaino, joka vastaa kehän paikan sisälle jäänyttä kammensivun osaa. Laskennallinen lisäpaino lisättiin laskennassa kammensivun massaan ja lisämassalliselle kammensivulle laskettiin massakeskipiste. Triggerikehän paikka leikkaa kammensivun lisäksi osan kammensivun vastapainosta, joten viimeiselle kammensivulle täytyy vastapaino mitoittaa ja laskea erikseen.

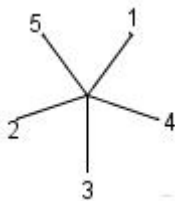
Lähtötilanteessa massamomentit vaihtelevat kuvan 3.5 mukaisesti, kuvassa punaisella on merkitty  $x$ -akselin ympäri pyörittävä massamomentti  $M_x$  ja sinisellä  $y$ -akselin ympäri pyörittävä massamomentti  $M_y$ . Momentin  $M_y$  suurin arvo on pyörivän

momentin suuruisen, sillä muita  $y$ -akselin ympäri pyörittäviä momenteja ei ole. Momentti  $M_x$  sisältää pyörivän momentin komponentin sekä 1. ja 2. kertaluvun edestakaiset massamomentit  $\Sigma M_{e1}$  ja  $\Sigma M_{e2}$ .



**Kuva 3.5:** Massamomentit alussa

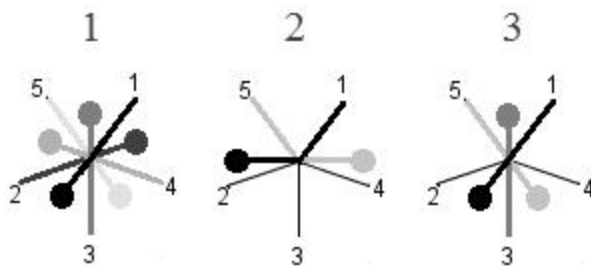
Massamomenttien tasapainottaminen aloitettiin tasapainottamalla vaakasuuntainen massamomentti  $M_y$ , joka on pyörivän momentin vaakasuora komponentti. Massamomentin kuvaajasta määriteltiin maksimikohta, joka on kammenkulmalla  $36^\circ$ . Tällöin momentti on positiivinen ja pyrkii kääntämään moottorin etupäätä edestä katsoen oikealle. Tällöin akseli on edestä katsoen kuvan 3.6 asennossa.



**Kuva 3.6:** Kampaakselin asento, kun  $M_y$  on suurimmillaan

Vastapainojen sijoitukselle pyörivän massamomentin tasapainottamiseksi tutkittiin kolme eri vaihtoehtoa:

- jokaiseen kammenvolven vastapaino, joka tasapainottaa kyseisen kammenvolven pyörivän massavoiman (kuva 3.7 akseli 1),
- paino 1. ja 5. sylinterin kammenvolven, jolloin paino tulee  $54^\circ$  kulmaan kammenvolven keskiakseliin nähden, 1. sylinterissä edestä katsoen vasemmalle ja 5. sylinterissä edestä katsoen oikealle kammenvolven keskiakselin linjasta (kuva 3.7 akseli 2) tai
- paino 1. ja 5. sylinterin kammenvolven suoraan kammenvolven suuntaisesti, jolloin tarvitaan myös 3. sylinteriin vastapaino muista painoista aiheutuvaa massavoimaa tasapainottamaan (kuva 3.7 akseli 3).

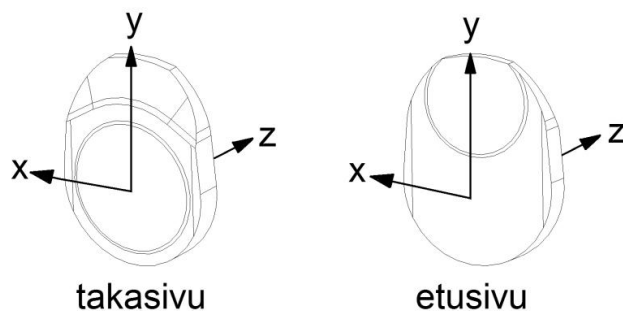


*Kuva 3.7: Kampiakselin painojen sijoitusvaihtoehdot*

Ensimmäiseksi tutkittiin kuvan 3.7 vaihtoehtoa 3, jossa on kampiakselin päissä ja keskellä vastapainot. Painojen laskemiseksi kehitettiin Excel- taulukko, jonka avulla laskettiin myös kammensivujen massat ja massakeskipisteet.

### 3.3.1 Kammensivujen koordinaatit

Kammensivujen koordinaatisto GT-suite- ohjelmassa on osittain riippumaton kampiakselin koordinaatistosta. Koordinaatiston origo kammensivuissa on negatiivisen  $z$ - akselin puolella, eli tässä työssä käytetyssä koordinaatistossa kammensivun taka-reunassa. Akselit menevät kuvan 3.8 mukaisesti siten, että  $z$ - akseli on kampiakselin  $z$ - akselin suuntainen,  $y$ - akseli on kammenvolven suuntaan ja  $x$ - akseli oikean käden säännön mukaisesti takaa katsoen vasemmalle. 1. sylinterin  $y$ - akseli on kampiakselin  $y$ - akselin suuntainen.



*Kuva 3.8: Kammensivujen lokaalit koordinaattiakselit*



### 3.3.2 Vastapainojen laskenta

Kammensivun vastapainot laskettiin pistemassoina, jotka ovat 70 mm etäisyydellä kampiakselin keskiakselilta. Laskentapisteinä käytettiin laskemisen yksinkertaistamiseksi GT-Suiteda poikkeavasti kampiakselin keskikohtaa.

Kammensivun vastapainolta tarvittava keskipakovoima on

$$F_{sivu} = \frac{M_y}{4d_k} \quad (48)$$

jossa

$M_y$  tasapainotettava massamomentti  
 $d_k$  kammenvolven etäisyys laskentapisteestä

Kammensivun etäisyyden sijaan voidaan käyttää kammenvolven etäisyyttä, sillä saman volven sivujen etäisyys volven keskikohdalta on sama, joten kammensivut ja niiden painot ovat keskimäärin kammenvolven etäisyydellä. Lisäpainon massa lasketaan hetkellä, jolloin tasapainotettava massamomentti on suurimmillaan:

$$m_{vpn} = \frac{F_{sivu}}{\omega^2 \sin(\alpha_{nglob}) \cdot r_{vp}} \quad (49)$$

$\alpha_{nglob}$  kammenvolven suunta laskentahetkellä globaalissa koordinaatistossa  
 $r_{vp}$  vastapainon etäisyys kampiakselin keskiakselilta

Koko kammensivun massa on

$$m_n = m_{n1} + m_{vpn} \quad (50)$$

jossa

$m_{n1}$  kammensivun massa alussa.

Kammensivun massakeskipisteen koordinaatit ovat

$$x_n = \frac{m_{vpn} x_{paino} + m_{n1} x_{n1}}{m_n} \quad (51)$$

$$y_n = \frac{m_{vpn} y_{paino} + m_{n1} y_{n1}}{m_n} \quad (52)$$

$x_{paino}, y_{paino}$  vastapainon koordinaatit kammensivun koordinaatistossa  
 $x_{n1}, y_{n1}$  kammensivun massakeskipisteen koordinaatit alussa kammensivun koordinaatistossa.

Painon koordinaatit (vinot painot) kammensivun koordinaatistossa:

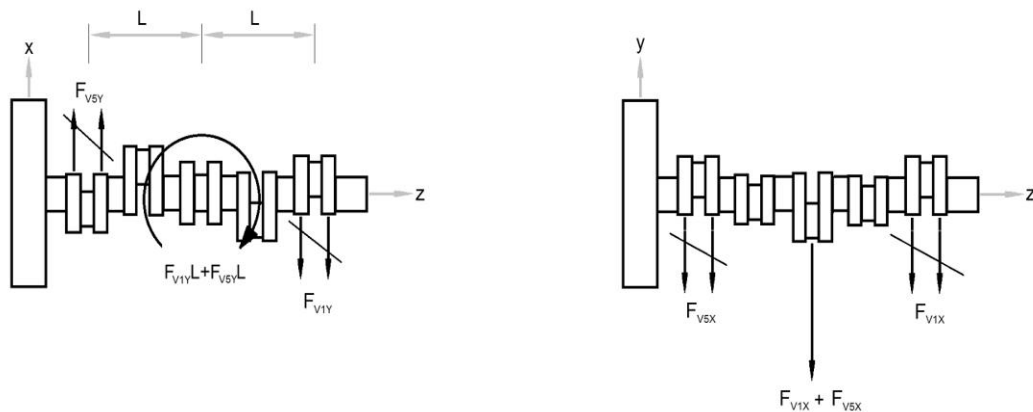
$$x_{paino} = \sin(\alpha_{painon} + 180^\circ) \cdot r_{vp} \quad (53)$$

$$y_{paino} = \cos(\alpha_{painon} + 180^\circ) \cdot r_{vp} \quad (54)$$

### 3.3.3 Kolmen painon tasapainotus

Kampiakseli voidaan tasapainottaa päihin ja keskelle asetetuilla vastapainoilla vain 3,5,7,9 ja 11- sylinterisissä rivimoottoreissa [1, s. 27]. Keskimmäisen kammenpolven vastapainojen tarkoituksena on tasapainottaa ensimmäisen ja viimeisen kammenpolven vastapainojen aiheuttama massavoima.

Massamomenttia tasapainottava vastapainojen aiheuttama momentti muodostuu 1. ja 5. sylinterin vastapainojen aiheuttamista keskipakovoimista. Kuvan 3.9 mukaisesti päissä olevien painojen keskipakovoimat aiheuttavat kammenkulmalla  $36^\circ$  y- akselin ympäri kiertävän momentin ja  $-y$  -suuntaisen massavoiman.



**Kuva 3.9:** 1. ja 5. sylinterin vastapainojen keskipakovoimat kammenkulmalla  $36^\circ$

Vastapainojen laskenta y- akselin ympäri kiertävän massamomentin tasapainottamiseksi suoritettiin kahdessa vaiheessa. Ensimmäiseksi laskettiin kammenpolvien 1 ja 5 vastapainot, jonka jälkeen laskettiin kammenpolven 3 vastapainojen suuruus.

$$M_y = 1020 \text{ Nm}$$

$$n = 2500 \text{ r/min}$$

$$r_{vp} = 70 \text{ mm}$$

$$\omega = 261,80 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$d_s = 132 \text{ mm} \quad \text{sylinteriväli}$$

$$d_k = 2 \cdot d_s = 264 \text{ mm} \quad (55)$$

$$\varphi = 36^\circ, \alpha_1 = 0^\circ, \alpha_5 = 72^\circ$$

Globaalit kammempolvien kulmat ovat nyt:

$$\alpha_{1glob} = \varphi - \alpha_1 = 36^\circ \quad (56)$$

$$\alpha_{5glob} = \varphi - \alpha_5 = -36^\circ \quad (57)$$

Voima saadaan momentin ja painojen välimatkan avulla. Kammensivua kohti tarvitaan voima suuruudeltaan

$$F_{sivu1} = \frac{M_y}{4d_k} = 966N \quad (58)$$

Vastapainon massa saadaan laskettua voiman ja vastapainon etäisyyden avulla:

$$m_{vp1} = \frac{F_{sivu1}}{\omega^2 \sin(\alpha_{1glob}) \cdot r_{vp}} = 0,343kg \quad (59)$$

Vastapainot aiheuttavat keskipakovoiman suuruudeltaan

$$F_{vp1} = m_{vp1} \omega^2 r = 1646N \quad (60)$$

Keskipakovoiman suunta on kammensivun negatiivisen y-akselin suuntaan.

Vastapainojen keskipakovoimien komponentit ovat

$$F_{vp11x} = F_{vp1} \sin(180^\circ + \alpha_{1glob}) = -967N \quad (61)$$

$$F_{vp15x} = F_{vp1} \cdot \sin(180^\circ + \alpha_{5glob}) = 967N \quad (62)$$

$$F_{vp11y} = F_{vp1} \cos(180^\circ + \alpha_{1glob}) = -1332N \quad (63)$$

$$F_{vp15y} = F_{vp1} \cdot \cos(180^\circ + \alpha_{5glob}) = -1332N \quad (64)$$

Vastapainot aiheuttavat y- akselin ympäri momentin

$$M_{vp1y} = 2(F_{vp11x} d_k - F_{vp15x} d_k) = -1021Nm \quad (65)$$

jossa kerroin 2 tulee kahdesta painosta polvea kohti, ja y- suuntaan massavoiman

$$F_{vp1y} = 2(F_{vp11y} + F_{vp15y}) = -5328N \quad (66)$$

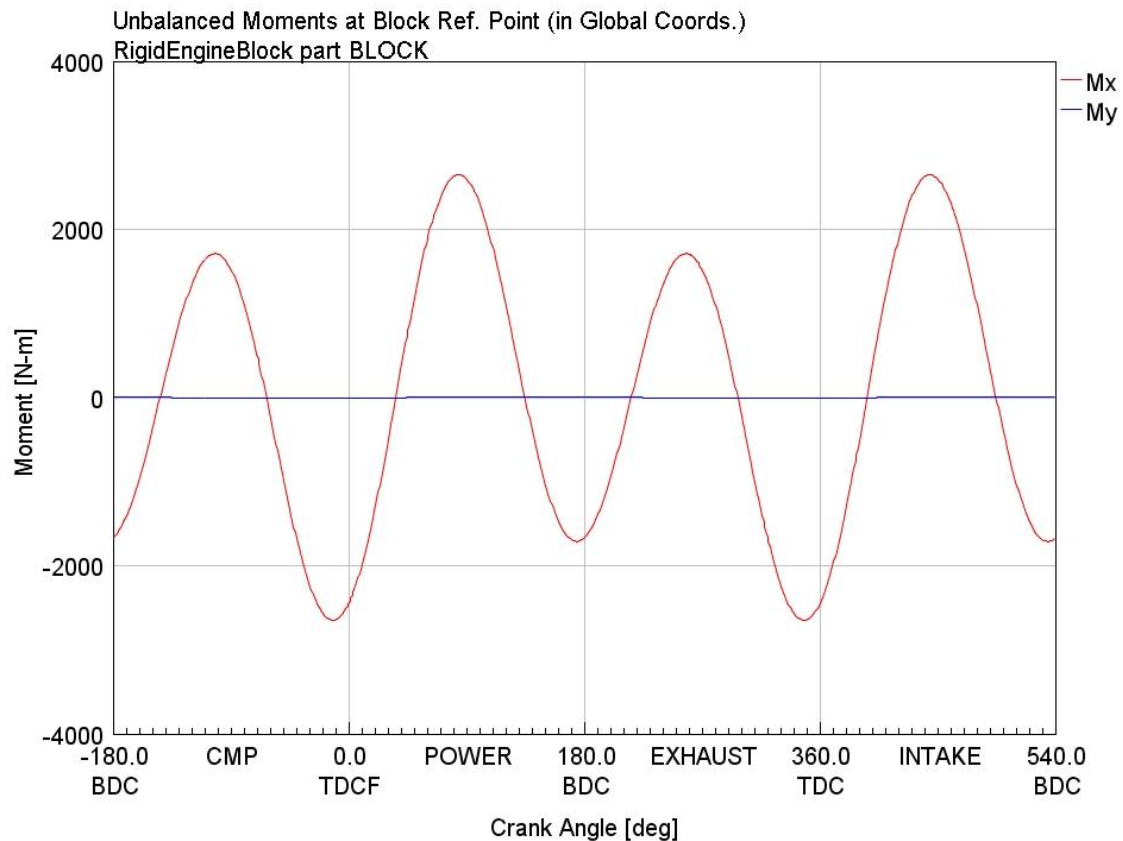
Keskimmäisen kammenvolven kummallakin kammensivulla on oltava paino, jonka aiheuttama voima on

$$F_{sivu1} = \left| \frac{F_{vp1y}}{2} \right| = 2664N \quad (67)$$

Keskimmäisen kammenvolven painojen suuruus on siten

$$m_{vp31} = \frac{F_{sivu1}}{\omega^2 y_{paino}} = 0,555kg \quad (68)$$

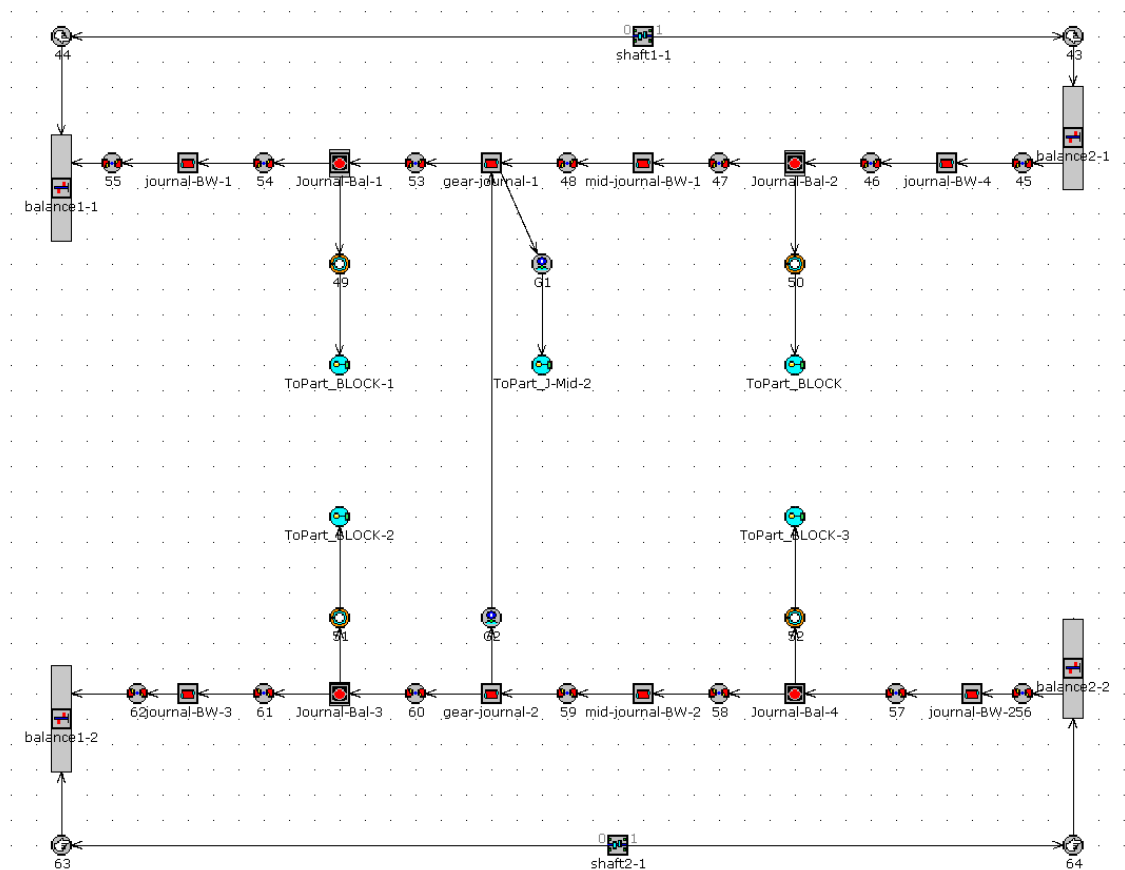
Lasketuilla painoilla kampikoneiston massamomentit ovat kuvan 3.10 mukaiset. Kampikoneistossa on nyt jäljellä 1. ja 2. kertaluvun edestakaiset massamomentit  $M_x$ .



**Kuva 3.10:** Kampikoneiston massamomentit, kun pyörivä massamomentti on tasapainotettu

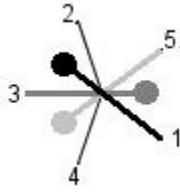
Ennen x-suuntaisen 1. kertaluvun massamomentin tasapainotusta mallinnettiin vastapainokoneisto, jolla saatiin 2. kertaluvun massamomentti tasapainotettua. Vastapainokoneiston mallissa, kuva 3.11, on kaksi akselia, joilla kummallakin on kaksi epäkeskeistä vastapainoa (balance). Koneiston sijainti määriteltiin siten, että akselit sijait-

sevat kampiakselin alapuolella kolmannen sylinterin kohdalla. Akselit pyörivät vastakkaisiin suuntiin kaksinkertaisella nopeudella kampiakseliin nähden. Akseleista ylempi on kytketty hammaspyörän (G1) välityksellä kampiakselin neljänteen runkolaakeriin ja alempi puolestaan on hammaspyörävälityksellä (G2) kytketty ylempään akseliin. Akselien kulma kampiakseliin nähden, joka samalla kertoo painojen kulman kampiakseliin nähden, määriteltiin kokeilemalla. Alkuarvaus kokeilulle saatiin momenttikäyrästä (kuva 3.10), jossa x-suuntaisen momentin huippukohtat osuvat lähelle 2. kertaluvun massamomentin maksimikohtaa. Kokeilun perusteella painot asetetaan siten, että kampiakselin kulman ollessa  $81^\circ$  on vastapainojen etummainen paino ylöspäin. Vastapainojen massan määrittämiseen käytettiin ohjelmaan rakennettua optimointialgoritmia, joka Brentin menetelmällä etsii vastapainon massan, jolla  $M_{x2}$  saa miniminsä. Vastapainoakselien kulma ja painojen massa saatiin optimoituksi niin, että  $M_{x2}$ :n arvoksi jäi 0,11 Nm.



**Kuva 3.11:** Vastapainokoneiston malli

Jäljelle jääneestä 1. kertaluvun x-suuntainen momentista tasapainotetaan vain puolet, sillä vastapainot aiheuttavat pyörivää momenttia. Momentin maksimikohta on kampiakselin kulmalla  $126^\circ$ , jolloin kampiakseli on kiertynyt kuvan 3.12 asentoon. Positiivinen momentti pyrkii vääntämään moottorin etupäätä alaspäin, joten olemassa olevia painoja suurentamalla voidaan tasapainottaa x-akselin ympäri pyörittävä momentti.



**Kuva 3.12:** kampiakselin ja vastapainojen asento edestäpäin, kun  $M_x$  on suurimmillaan

1. kammenpolven vastapaino on suuntaan  $-54^\circ$  ja 5. sylinterin vastapaino suuntaan  $-126^\circ$  globaalissa koordinaatistossa. Vastapainon lisämassa lasketaan vastapainon aiheuttaman voiman  $y$ -suuntaisen komponentin perusteella.

$$M_x = 665 \text{ Nm}$$

$$\alpha_{vp1} = -54^\circ, \alpha_{vp5} = -126^\circ$$

$$F_{sivu2} = \frac{M_x}{2 \cdot 4d_k} = 315 \text{ N} \quad (69)$$

$$m_{vp2} = \frac{F_{sivu2}}{\omega^2 |\cos(\alpha_{vp1})| r_{vp}} = 0,112 \text{ kg} \quad (70)$$

Vastapainot aiheuttavat voiman suuruudeltaan

$$F_{vp2} = m_{vp2} \cdot \omega^2 \cdot r_{vp} = 537 \text{ N} \quad (71)$$

Vastapainojen voimien komponentit ovat

$$F_{vp21x} = F_{vp2} \sin(\alpha_{vp1}) = -434 \text{ N} \quad (72)$$

$$F_{vp25x} = F_{vp2} \sin(\alpha_{vp5}) = -434 \text{ N} \quad (73)$$

$$F_{vp21y} = F_{vp2} \cos(\alpha_{vp1}) = 316 \text{ N} \quad (74)$$

$$F_{vp25y} = F_{vp2} \cdot \cos(\alpha_{vp5}) = -316 \text{ N} \quad (75)$$

Vastapainot aiheuttavat  $x$ - akselin ympäri momentin

$$M_{vp2x} = 2(-F_{vp21y}d_k + F_{vp25y}d_k) = -334 \text{ Nm} \quad (76)$$

ja  $x$ - suuntaan massavoiman

$$F_{vp2x} = 2(F_{vp21x} + F_{vp25x}) = -1736 \text{ N} \quad (77)$$

Keskimmäiseen kammenpolven vastapainoon tarvitaan siten lisää massaa tasapainottamaan  $x$ -suuntaista massavoimaa.

Kolmannen vastapainon lisämässän suuruus on

$$m_{vp32} = \frac{F_{sivu2}}{\omega^2 y_{paino}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{|F_{vp2x}|}{\omega^2 y_{paino}} = 0,181kg \quad (78)$$

Vastapainojen kokonaismassoiksi tulee 1. ja 5. sylinterissä

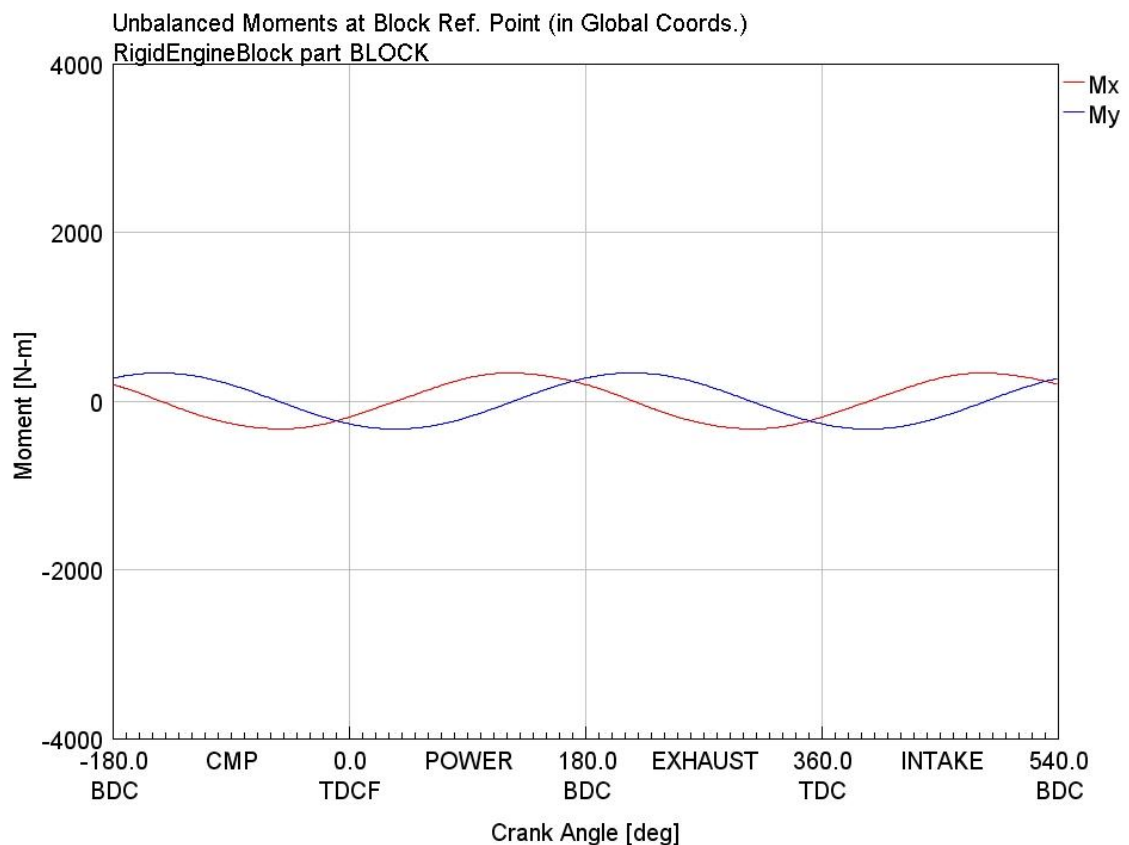
$$m_{vp1kok} = m_{vp1} + m_{vp2} = 0,455kg \quad (79)$$

ja 3. sylinterissä

$$m_{vp3kok} = m_{vp31} + m_{vp32} = 0,736kg \quad (80)$$

Lasketuilla painoilla ja vastapainokoneistolla massamomentit ovat kuvan 3.13 mukaiset.

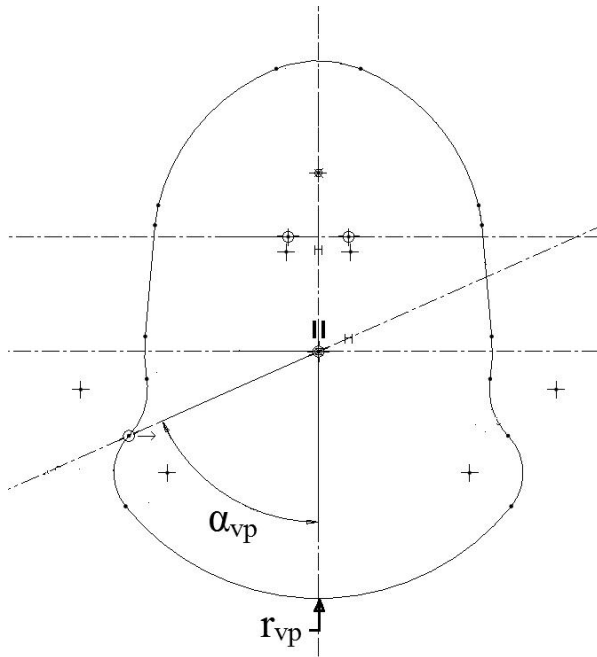
1. kertaluvun massamomentti on 330 Nm ja 2. kertaluvun massamomentti on 0 Nm.



**Kuva 3.13:** Massamomentit, kun  $M_x = M_y$

Vastapainot CAD-malliin mallinnettiin siten, että painossa muuttujina ovat kuvan 3.14 mukaisesti painon ulkoreunan säde  $r_{vp}$  ja painon kulma  $\alpha_{vp}$ . Laskennallista painoa

ja kammensivun painoa toisiinsa vertaamalla muutettiin painon mittoja ja etsittiin sopivat vastapainon mitat.



**Kuva 3.14:** kammensivun vastapainon mitat

Alkuarvaus painon mitoille laskettiin ympyrärenkaan sektorin mittojen avulla. Mitat siirrettiin kampiakselin malliin, josta laskettiin painon massa ja massakeskipiste. Laskennallista painoa ja mallinnettua painoa verrattaessa niiden keskipakovoimia verrattiin toisiinsa. Kaavan 83 mukaisesti verrattiin painon massan ja massakeskipisteen etäisyyden tuloa toisiinsa kulmanopeuden ollessa sama.

$$m_1 \omega^2 r_1 - m_2 \omega^2 r_2 = m_1 r_1 - m_2 r_2 \quad (81)$$

Vertailun perusteella painon mittoja muutettiin, kunnes mallinnettu paino vastasi laskennallista painoa. Takimmaisena kammensivun painoa mallinnettaessa triggeripyörän vaatima vastapaino ja tasapainotuksen vaatima vastapaino laskettiin yhteen. Yhdistetylle painolle laskettiin painon ja etäisyyden tulo johon viimeisen kammensivun painoa verrattiin.

### 3.3.4 Kahden painon tasapainotus

Toisena vaihtoehtona painojen sijoitukselle tutkittiin ensimmäisen ja viimeisen polven painotusta. Tällöin painot, kuvan 3.8 mukaisesti, ovat  $54^\circ$  kulmassa kammensivun keskiakseliin nähden. Kammensivujen painot ovat toisiinsa nähden vastakkaisiin suuntiin, jolloin ne aiheuttavat vain massamomentin.

Triggeripyörän paikalle laskettiin vastapaino samoin, kuin kolmen painon tasapainotuksessa. Massamomenttien tasapainotus aloitettiin y-akselin ympäri pyörittävän momentin tasapainotuksella.



$$\begin{aligned}
M_y &= 1022 \text{ Nm} \\
n &= 2500 \text{ r/min} \\
\alpha_{\text{paino1}} &= 54^\circ \\
\alpha_{\text{paino5}} &= -54^\circ \\
F_{\text{sivu}} &= \frac{M_y}{4d_k} = \frac{1022 \text{ Nm}}{4 \cdot 264 \text{ mm}} = 968 \text{ N}
\end{aligned} \tag{82}$$

Painon etäisyytenä on nyt painon x-koordinaatti kampikoneiston koordinaatistossa, jossa paino on x-akselin suuntaan:

$$m_{\text{vp}} = \frac{F_{\text{sivu}}}{\omega^2 x_{\text{painoglob}}} = \frac{968 \text{ N}}{261,80^2 70 \text{ mm}} = 0,202 \text{ kg} \tag{83}$$

Kammensivun massakeskipistettä varten lasketaan painon koordinaatit kammensivun koordinaatistossa:

$$x_{\text{paino1}} = \sin(\alpha_{\text{paino1}} + 180^\circ) \cdot r_{\text{vp}} = -56,631 \text{ mm} \tag{84}$$

$$y_{\text{paino1}} = \cos(\alpha_{\text{paino1}} + 180^\circ) \cdot r_{\text{vp}} = -41,145 \text{ mm} \tag{85}$$

$$x_{\text{paino5}} = \sin(\alpha_{\text{paino5}} + 180^\circ) \cdot r_{\text{vp}} = 56,631 \text{ mm} \tag{86}$$

$$y_{\text{paino5}} = \cos(\alpha_{\text{paino5}} + 180^\circ) \cdot r_{\text{vp}} = -41,145 \text{ mm} \tag{87}$$

Painon massan ja lokaalien koordinaattien avulla saadaan kammensivun massa ja massakeskipiste laskettua. Lisäksi tarvitaan kammensivujen massaa ja massakeskipisteen koordinaatteja.

Ensimmäisen kammensivun massa ja koordinaatit, joita käytetään myös muille kammensivuille viimeistä lukuun ottamatta, ovat:

$$\begin{aligned}
m_{11} &= 3,132 \text{ kg} \\
x_{11} &= 0 \\
y_{11} &= 14,537 \text{ mm}
\end{aligned}$$

Viimeiselle kammensivulle on eri arvot triggeripyörän paikasta johtuen:

$$\begin{aligned}
m_{511} &= 4,362 \text{ kg} \\
x_{511} &= 0 \text{ mm} \\
y_{511} &= 10,438 \text{ mm}
\end{aligned}$$

Kammensivun massa ja massakeskipiste saadaan kaavoilla (88–90):

$$m_{n2} = m_{n1} + m_{\text{vp}} \tag{88}$$

$m_{n1}$  kammensivun massa alussa

$$x_{n2} = \frac{m_{vpn}x_{paino} + m_{n1}x_{n1}}{m_n} \quad (89)$$

$$y_{n2} = \frac{m_{vpn}y_{paino} + m_{n1}y_{n1}}{m_n} \quad (90)$$

$x_{paino}, y_{paino}$  vastapainon koordinaatit  
 $x_{n1}, y_{n1}$  kammensivun massakeskipisteen koordinaatit alussa

Jolloin 1. kammempolven sivujen massaksi ja koordinaateiksi tulee:

$$m_{12} = m_{11} + m_{vp} = 3,334kg \quad (91)$$

$$x_{12} = \frac{m_{vp}x_{paino1} + m_{11}x_{11}}{m_{12}} = -3,427mm \quad (92)$$

$$y_{12} = \frac{m_{vp}y_{paino1} + m_{11}y_{11}}{m_{12}} = 11,168mm \quad (93)$$

Viidennen kammempolven etusivun massa on sama, kuin edellä, koordinaateiksi tulee nyt:

$$x_{5e2} = \frac{m_{vp}x_{paino5} + m_{11}x_{11}}{m_{12}} = 3,427mm \quad (94)$$

$$y_{5e2} = \frac{m_{vp}y_{paino5} + m_{11}y_{11}}{m_{12}} = 11,168mm \quad (95)$$

Viimeisen, triggerikehällisen kammensivun massa ja massakeskipiste lasketaan erikseen:

$$m_{5t2} = m_{5t1} + m_{vp} = 4,564kg \quad (96)$$

$$x_{5t2} = \frac{m_{vp}x_{paino5} + m_{5t1}x_{5t1}}{m_{5t2}} = 2,503mm \quad (97)$$

$$y_{5t2} = \frac{m_{vp}y_{paino5} + m_{5t1}y_{5t1}}{m_{5t2}} = 8,158mm \quad (98)$$

Toisen kertaluvun massamomentteihin vaikuttavat osat ovat samoja, kuin kolmen painon tasapainotuksessa, joten vastapainokoneistona voidaan käyttää samaa koneistoa. Vastapainokoneiston asettamisen jälkeen tasapainotetaan x-suuntainen 1. kertaluvun momentti  $M_{x1}$ . Momentin  $M_{x1}$  ollessa suurimmillaan ovat 1. kammempolven vastapainot suoraan ylöspäin ja 5. kammempolven painot suoraan alaspäin.

$$M_x = 662 Nm$$

$$F_{sivu} = \frac{M_x}{4d_{kammenpolvi}} = \frac{662Nm}{8 \cdot 264mm} = 313N \quad (99)$$

Painon etäisyytenä on painon y-koordinaatti kampikoneiston koordinaatistossa, joten lisämassaksi tulee:

$$m_{vp2} = \frac{F_{sivu}}{\omega^2 y_{painoglob}} = \frac{313N}{261,80^2 70mm} = 0,065kg \quad (100)$$

Painon lokaalit koordinaatit ovat samat, kuin y- akselin ympäri kiertävää momenttia tasapainotettaessa. Kammensivun massa ja massakeskipiste täytyy laskea uusilla painoilla, kammensivun lähtömassana ja -koordinaatteina käytetään aiemmin laskettuja painollisen kammensivun arvoja:

$$m_{13} = m_{12} + m_{vp2} = 3,399kg \quad (101)$$

$$x_{13} = \frac{m_{vp2}x_{paino2} + m_{12}x_{12}}{m_{13}} = -4,450mm \quad (102)$$

$$y_{13} = \frac{m_{vp2}y_{paino1} + m_{12}y_{12}}{m_{13}} = 11,168mm \quad (103)$$

Viidennen kammensivun etusivun massa on sama, kuin edellä, koordinaateiksi tulee nyt:

$$x_{5e3} = \frac{m_{vp2}x_{paino5} + m_{12}x_{5e2}}{m_{13}} = 4,450mm \quad (104)$$

$$y_{5e3} = \frac{m_{vp2}y_{paino5} + m_{12}y_{5e2}}{m_{13}} = 10,162mm \quad (105)$$

Viimeisen, triggerikehällisen kammensivun massa ja massakeskipiste lasketaan erikseen:

$$m_{5t3} = m_{5t2} + m_{vp2} = 4,629kg \quad (106)$$

$$x_{5t3} = \frac{m_{vp2}x_{paino5} + m_{5t2}x_{5t2}}{m_{5t3}} = 3,268mm \quad (107)$$

$$y_{5t3} = \frac{m_{vp2}y_{paino5} + m_{5t2}y_{5t2}}{m_{5t3}} = 7,461mm \quad (108)$$

Vastapainot mallinnettiin vastaavasti, kuin kolmen painon tasapainotuksessa sillä erotuksella, että painon symmetria-akseli on  $54^\circ$  kulmassa kammensivun y-akseliin nähden.

### 3.3.5 Kampikohtainen tasapainotus

Kampikohtaisen tasapainotuksen (kuvan 3.8 akseli 1) vastapainot laskettiin rakentamalla malli yhdestä sylinteristä. Mallin avulla saatiin sylinterikohtaiset massavoimat ja niiden vaatimat vastapainot laskettua.

Vaakasuora (pyörivä) massavoima yhdellä sylinterillä on

$$F_x = 6185N$$

Josta kammensivua kohti tulee

$$F_{sivu} = \frac{F_x}{2} = 3093N \quad (109)$$

Painon suuruus on nyt

$$m_{vp0} = \frac{F_{sivu}}{\omega^2 y_{paino}} = 1,790kg \quad (110)$$

Edestakainen massavoima painollisilla kammensivuilla on

$$F_y = 4028N$$

Jolloin kammensivua kohti tulee tasapainotettavaksi voima

$$F_{sivu2} = \frac{F_y}{4} = 1007N \quad (111)$$

Painon suuruus on nyt

$$m_{vp1} = \frac{F_{sivu2}}{\omega^2 y_{paino}} = 0,583kg \quad (112)$$

Painojen kokonaismassaksi tulee

$$m_{vpkok} = m_{vp0} + m_{vp1} = 2,373kg \quad (113)$$

Eri painotusvaihtoehtojen laskennalliset painojen suuruudet on koottu taulukkoon 3.2.

**Taulukko 3.2:** vastapainojen massat eri painotuksilla

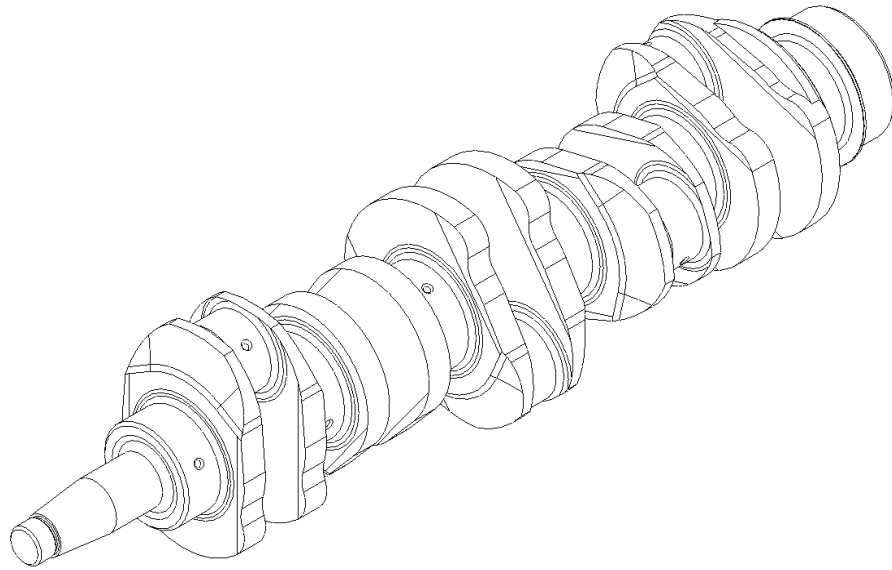
	Painon massa, kg				
	1. polvi	2. polvi	3. polvi	4. polvi	5. polvi
Painot 1. ja 5. sylinterissä	0,267	0	0	0	0,267
Painot 1., 3. ja 5. sylinterissä	0,455	0	0,736	0	0,455
Painot joka sylinterissä	2,373	2,373	2,373	2,373	2,373

Sylinterikohtaisen painotuksen painot ovat muihin verrattuna huomattavan suuret. Painavat lisäpainot lisäävät hitausmomenttia, josta johtuen kampiakselin ominais-  
taajuudet laskevat ja vääntöväärähtelyjen vaarallisuus kasvaa. CAD-mallia 55- moottorin  
kampikohtaisesta tasapainotuksesta ei tehty.

### 3.3.6 62- moottorin kampiakseli

Kampiakselin mallit rakennettiin myös pidempi-iskuiselle 62- moottorille. Rakentaminen aloitettiin tekemällä 55- moottorin kampiakselin pohjalta kampiakselin malli, jossa kamentappien paikkaa siirrettiin 7 mm. Tämän mallin 2. sylinterin kammenvolvesta saatiin kammensivujen mitat laskennan pohjaksi. Iskunpituuden lisäksi muutettiin runkolaakerien halkaisijat suuremmaksi. Laskentamallit tehtiin 55:n malleista muuttamalla mitat 62:ta vastaavaksi. 55:n kampikoneistoja verrattaessa kolmen painon tasapainotus todettiin paremmaksi, kuin kahden painon tasapainotus, sillä kampiakselin taivutusmomentti kolmella painolla oli kolmanneksen pienempi eikä vääntöväärähtelyissä ollut merkittävää eroa. 62:n kampiakselista tehtiin vain kolmella painolla tasapainotettu malli, jolle painot laskettiin vastaavasti, kuin 55:n akselille. Akselin lopullinen muoto on kuvassa 3.15.

Taivutusmomentin pienentämiseksi 62- moottorista rakennettiin kampikohtaisen tasapainotuksen malli. CAD- mallin perusteella voitiin todeta, että kampiakselin vastapainot kasvavat niin suureksi, ettei akseli mahdu pyörimään.



**Kuva 3.15:** lopullinen kampiakselin muoto

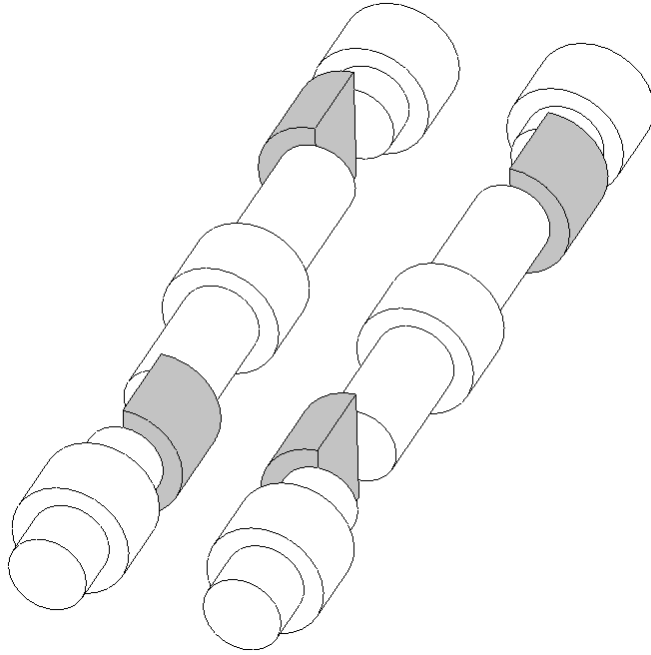
Kuvan 3.15 akselin mallista jätettiin pois mm. takapään kierrereiät ja ulkopuoliset pyöritykset, joilla ei ole vaikutusta akselin osien vääntöjäykkyyteen ja joiden vaikutus hitausmomenttiin on pieni. Akselin ensimmäisen polven molemmat vastapainot ja viimeisen polven etummainen vastapaino ovat samanlaiset, viimeisen polven takimmainen paino on hieman erikokoinen, sillä sillä tasapainotetaan massamomenttien lisäksi myös triggeripyörän paikasta aiheutuva epätasapaino.

### 3.4 Vastapainokoneisto

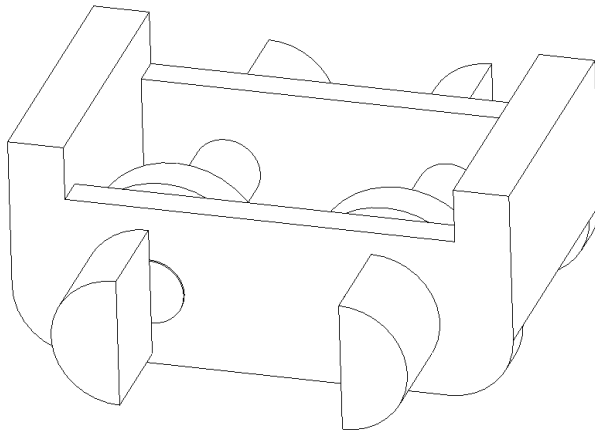
Toisen kertaluvun massamomenttien tasapainottamiseksi tarvitaan vastapainokoneisto. Koneistossa on kaksi kampiakseliin nähden kaksinkertaisella nopeudella pyörivää akselia. Kummallakin akselilla on kaksi vastapainoa, jotka ovat eri suuntiin, joten koneisto aiheuttaa  $x$ -akselin ympäri vaikuttavan vääntömomentin.

Kuvassa 3.16 on esitetty vastapainoakselien rakenneperiaate ja niiden sijoittuminen toisiinsa nähden. Vastapainoina toimivat epäkeskeiset akselin osat, kuvan akseleissa harmaalla korostetut puolipyöreäksi koneistetut kohdat akselin etu- ja takapäässä. Toisiinsa nähden akselit ovat vastakkaisissa asennoissa, jolloin kuvan asennossa akselien pyörimisen aiheuttamat voimat kumoavat toisensa.

Akselit voitaisiin sijoittaa moottorin kampikammioon vastaavasti, kuin nykyisessä moottorimallistossa nelisynterisen moottorin vastapainokoneisto on sijoitettu. Kuvassa 3.17 on kampikammioon sijoitetun vastapainokoneiston rakenneperiaate. Toinen koneiston akseleista on kytketty hammaspyörän välityksellä kampiakseliin, samoin koneiston akselit on kytketty toisiinsa hammaspyörävälityksellä.



**Kuva 3.16:** Vastapainoakselit



**Kuva 3.17:** Kampikammion vastapainokoneisto

Koneiston etuina ovat valmiin rakenteen hyödyntämismahdollisuudet, esimerkiksi sylinteriryhmän rakenteeseen ei tarvitse tehdä suuria muutoksia. Samoin akselien hammaspyörät voitaisiin ottaa nelisynterisestä moottorista. Haittapuolina rakenteella on tilantarve moottorin alla, jossa koneisto vaikeuttaa mm. traktorin jousitetun etuakselin asentamista. Ja koska tasapainotettavat momentit ovat melko suuria, täytyy koneiston ulkopuolelle sijoittuvien vastapainojen olla suuria, jolloin koneisto vie huomattavasti enemmän tilaa, kuin nelisynterisen moottorin vastapainokoneisto. Kampiakselin tasapainotusta täytyisi myös tarkastella uudelleen, kun akselille sijoitettava hammaspyörä muuttaisi akselin massavoimia samalla lailla, kuin triggeripyörän paikka.

Toisena vaihtoehtona vastapainoakseliin sijoittamiselle on sijoittaa ne sylinteriryhmään sylinterien sivuille. Tällöin akselit saisivat pyörimisvoimansa jakopään hammaspyöristä. Sylinteriryhmän sivuille asennettuina akselit olisivat koko sylinteriryhmän pituiset, jolloin tarvittavien vastapainojen kokoa voitaisiin pienentää. Akselit voisivat olla rakenteeltaan kuvan 3.16 mukaiset. Samaa sylinteriryhmän rakennetta erilailla koneistetuilla painoilla voitaisiin käyttää myös nelisylinteriseen moottoriin, jolloin vastapainokoneisto saataisiin pois moottorin alta.

### 3.5 Massavoimat käsinlaskettuna

Massavoimien käsinlaskennassa käytettiin samoja lähtöarvoja, kuin ohjelmalla lasketuissa viimeisissä tuloksissa. Ennen lopullisten tulosten laskemista huomattiin joitakin laskentaan vaikuttavia seikkoja:

- Käytetyssä koordinaatistossa moottorin pyöriessä kampiakselin kulma pienenee, kun moottori pyörii positiivisesta  $z$ - akselista katsoen myötäpäivään.
- Käytetystä koordinaatistosta johtuen  $y$ - suunnassa positiivisen massavoiman aiheuttama  $x$ - akselin ympäri kiertävä momentti on negatiivinen.

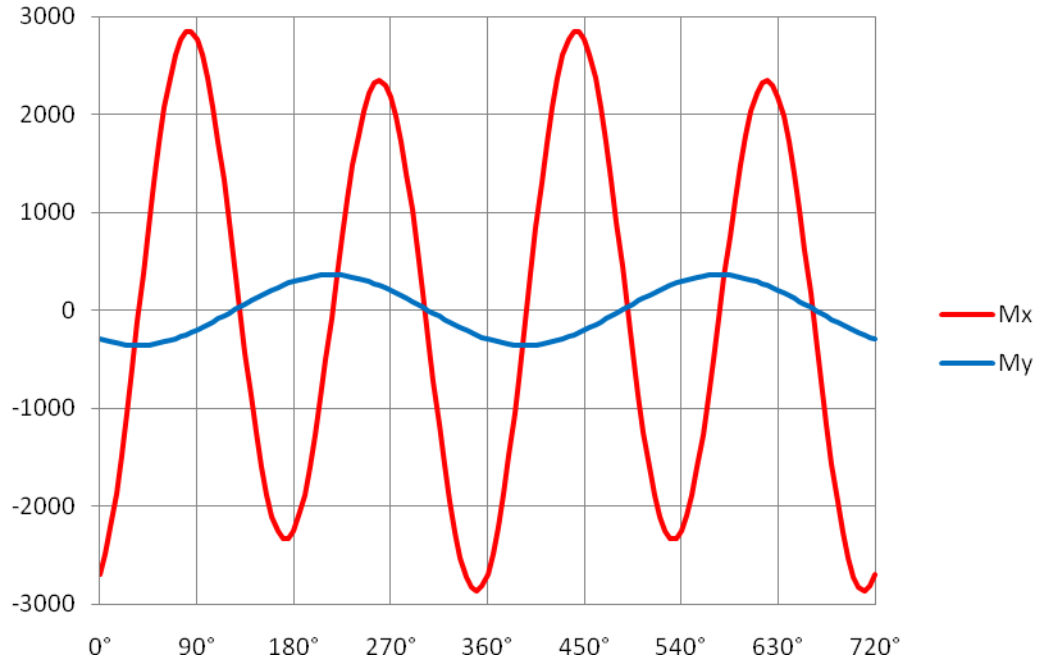
Kampiakselin pyörimissuunta huomioitiin lisäämällä kaavaan kampiakselin kulman eteen kerroin  $-1$ . Massavoimien momentin laskennassa käytettyihin etäisyyksiin lisättiin samoin kerroin  $-1$ , jolloin momentin suunta saatiin oikeaksi. Kuvassa 3.18 on kampikoneiston massamomentit, kun 1. kertaluvun massamomentit on tasapainotettu. Vertaamalla kuvassa 3.19 olevaa 1. kertaluvun massamomenttien kuvaajaa kuvaan 3.13, huomataan, että käyrät vastaavat toisiaan.

Taulukkoon 3.3 on listattu massamomenttien maksimi-arvot eri laskentamenetelmillä. Alkutilanteessa kampiakselille ei ole lisätty vastapainoja, tasapainotetussa on tasapainotettu vastapainoilla sekä pyörivät, että edestakaiset 1. kertaluvun massavoimat. 1. kertaluvun massamomentit ovat käytännössä samansuuruiset molemmilla laskentamenetelmillä, mutta 2. kertaluvun massamomenteissa on hieman enemmän eroa. Jonkin verran laskumenetelmien eroihin vaikuttaa männäntapin epäkeskeisyys, jota ei ole huomioitu käsinlaskennassa.

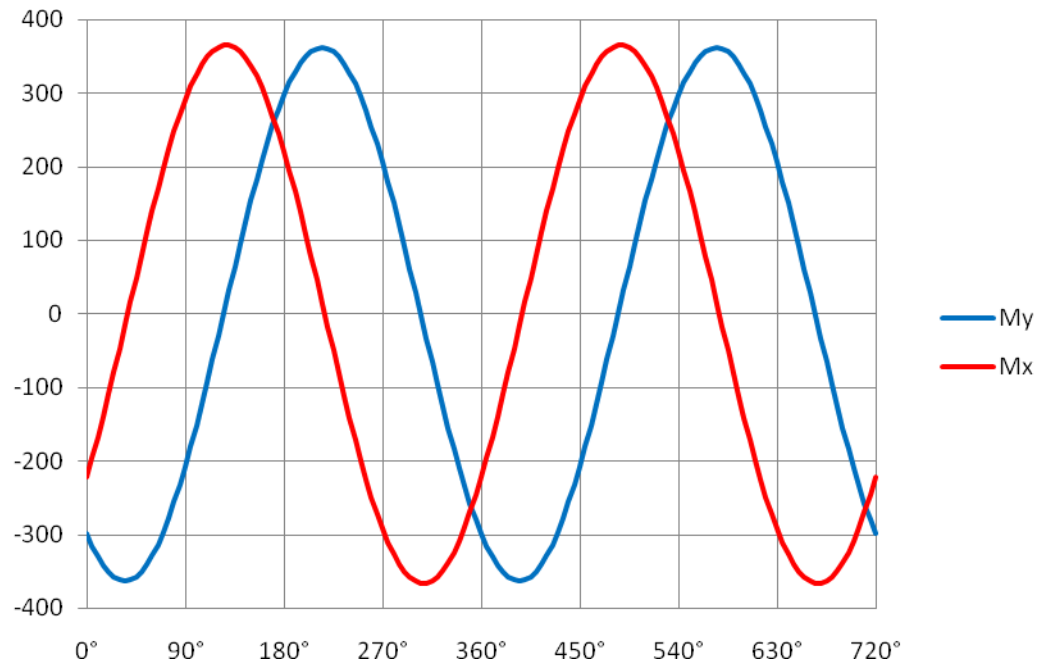
**Taulukko 3.3:** Massamomenttien maksimi-arvot käsin ja GT-Suitella laskettuna

	Alkutilanne				Tasapainotettu			
	Käsin		GT-Suite		Käsin		GT-Suite	
$M_{x1}$	1858 Nm	124°	1855 Nm	125°	366 Nm	127°	365 Nm	121°
$M_{x2}$	2601 Nm	81°	2673 Nm		2601 Nm	81°	2673 Nm	
$M_x$	4019 Nm	87°	4089 Nm	88°	2857 Nm	82°	2932 Nm	82°
$M_y$	1130 Nm	34°	1127 Nm	33°	362 Nm	215°	363 Nm	215°





**Kuva 3.18:** Käsinlasketut massamomentit



**Kuva 3.19:** Käsinlasketut 1. kertaluvun massamomentit

## 4 VÄÄNTÖVÄRÄHTELYT

Tässä kappaleessa esitellään tasapainotetun kampiakselin vääntöväärähtelyt ja niiden minimointi. Osa vääntöväärähtelyjen minimoinnista tehtiin jo runkolaakerin valinnassa, kun AGCO Sisu Powerin moottoreissa käytössä olevista runkolaakerin halkaisijoista valittiin suurempi. Suuremmalla laakerin ja laakeritapin halkaisijalla kampiakselin vääntöjäykkyys kasvaa, jolloin kampikoneiston värähtelytaajuudet kasvavat. Vääntöväärähtelyjä voidaan muuttaa myös vauhtipyörän avulla, mutta tässä työssä käytettiin vain yhtä vauhtipyörää, sillä moottoria tullaan käyttämään erilaisissa sovelluksissa, jotka vaativat erilaisen vauhtipyörän. Lisäksi vauhtipyörässä saattaa olla kiinteästi kiinni esimerkiksi hydraulikkapumppuja tai vaihteiston osia.

Kampikoneiston vääntöväärähtelytaajuudet ja -amplitudit määriteltiin GT-Suite-mallinnusohjelmalla. Laskennassa tarvittavat jäykkyydet laskettiin elementtimenetelmän avulla ANSYS-ohjelmalla. Vertailutulokset värähtelytaajuuksille laskettiin Holzerin menetelmällä, amplitudien laskentaan käytettiin joitakin käsinlaskukaavoja.

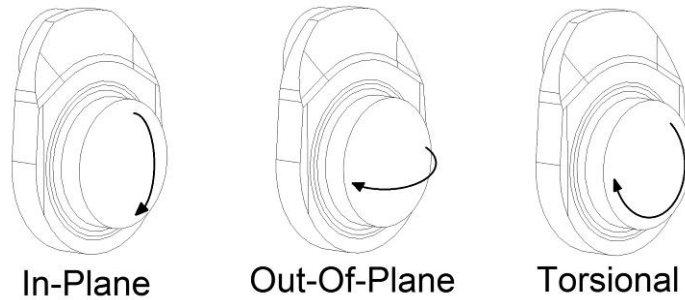
Värähtelyjen minimoimiseksi koneistolle mallinnettiin värinänvaimennin. Värinänvaimentimen malli tehtiin 66-moottorin viskoosin värinänvaimentimen pohjalta laskemalla vaimentimen vaimennuskerroin ja jäykkyys kolmella eri tavalla.

Moottorin todellinen kierrosnopeusalue on 850 r/min – 2500 r/min, mutta vääntöväärähtelyt määriteltiin laajemmalla kierrosnopeusalueella, 500 r/min – 2800 r/min, jolloin värähtelyanalyysi sisältää nopeudet, jotka ovat alle tyhjäkäyntikierrosten sekä nopeudet, joille moottori saattaa joissakin tilanteissa rynnätä. Laajennetusta alueesta nähdään myös lähelle käyntinopeusaluetta osuvat värähtelyamplitudihuiput, jotka saattavat joissakin tilanteissa osua käyntinopeusalueelle värähtelytaajuuden muuttuessa esimerkiksi kytkettäessä kiinteästi jokin laite kampiakselin etu- tai takapäähän.

### 4.1 Vääntöväärähtelyt GT-Suitella

Vääntöväärähtelyjen laskemiseksi täytyy määrittää kampiakselin jäykkyys. GT-Suite osaa laskea kammenvolven jäykkyyden eri osien summana. Kammenvolven ja runkolaakeritapin jäykkyyden ohjelma laskee mittojen ja materiaalin perusteella, kammensivun jäykkyyden laskemiseksi voidaan joko syöttää mitat kaavoilla laskemista varten tai määrittää elementtimenetelmällä puolivolven jäykkyys. Elementtimenetelmällä määritellään jäykkyys kolmella kuvan 4.1 mukaisella kuormitussuunnalla neljässä eri kuormitustapauksessa, joista ohjelma laskee kammensivun vääntöjäykkyyden. Ensimmäisessä kuormitustapauksessa vääntömomentti vaikuttaa volven poikkileikkaustasossa (In-Plane). Toisessa tapauksessa vääntömomentti on poikkileikkaustasoon

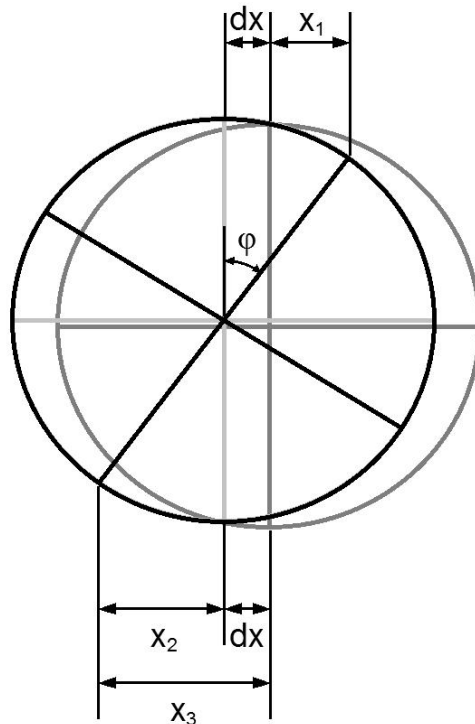
nähdessä kohtisuorassa (Out-Of-Plane). Kolmannessa ja neljännessä kuormitustapauksessa vääntömomentti kiertää akselia runkolaakeritapin leikkaustason suuntaisesti (Torsional). Kammensivun jäykkyyden määrittämiseksi eri puolipolvet mallinnettiin ANSYS-ohjelmaan ja niiden kiertymät ja taipumat laskettiin 1000 Nm kuormituksella.



*Kuva 4.1: Vääntöjäykkyyden laskemisessa käytetyt kuormitussuunnat*

#### 4.1.1 Kiertymien määrittäminen

Tarkastellaan kiekkoa, joka kiertyy kiekon yläpuolella olevan pisteen ympäri siirtyen vaakasuorassa matkan  $dx$  ja kiertyen kulman  $\varphi$  verran. Kuvassa 4.2 kiekko alussa on tummanharmaalla, siirtymän jälkeen vaaleanharmaalla ja kiertymän jälkeinen lopputilanne on mustalla.



*Kuva 4.2: Kiertymän mittauksessa tarvittavat mitat*

Kiertymän mittausta varten saadaan määritettyä ylä- ja alapään vaakasuorat siirtymät  $x_1$  ja  $x_3$ . Kiertymä  $\varphi$  saadaan määriteltä mitan  $x_2$  tai  $x_1+dx$  ja kiekon säteen  $r$  avulla:

$$\sin \varphi = \frac{x_2}{r} = \frac{x_1 + dx}{r} \Rightarrow \varphi = \arcsin\left(\frac{x_2}{r}\right) = \arcsin\left(\frac{x_1 + dx}{r}\right) \quad (114)$$

kaavasta (114) voidaan johtaa

$$x_2 = x_1 + dx \quad (115)$$

jonka avulla saadaan

$$x_3 + x_1 = x_2 + dx + x_1 = x_1 + dx + dx + x_1 = 2(x_1 + dx) = 2x_2 \Rightarrow x_2 = \frac{x_3 + x_1}{2} \quad (116)$$

siirtymä  $dx$  saadaan yksinkertaisesti

$$dx = x_3 - x_2 = x_3 - \frac{x_3 + x_1}{2} = \frac{x_3 - x_1}{2} \quad (117)$$

Kammenpolvien kiertymät ja siirtymät määritettiin kaavojen (114), (116) ja (117) avulla olettaen, että kammenpolven päätyleikkaus ei muuta muotoaan. Vastaavasti myös In-Plane ja Out-Of-Plane jäykkyyksien määrittämiseen tarvittavat kiertymät määritettiin kaavojen (116) ja (118) avulla.

Taulukkoon 4.1 koottuja tuloksia vertaamalla nähdään, että öljyporaukset ja niiden asento polveen nähden aiheuttavat vain pienen eron eri puolipolvien jäykkyyteen. Esimerkiksi 1. sylinterin etu- ja takapolven jäykkyyksissä on suurimmillaan noin 3 % ero, joka johtuu etupolvessa olevasta öljyporauksesta. Eri asennossa olevan öljy-porauksen vaikutus näkyy vertaamalla 1 etu- ja 5 etupolvea, joiden jäykkyydet ovat 0,5 % tarkkuudella samat. 4. sylinterin polville ei määritetty erikseen vääntöjäykkyyksiä, sillä polvet ovat muodoltaan 2. sylinterin polvien muotoiset, ainoastaan öljyreikien suunnassa on eroa.

**Taulukko 4.1:** vääntöjäykkyydet eri tapauksissa

	1 etu	1 taka	2 etu	2 taka	3 etu	3 taka	5 etu	5 taka
In-Plane, kNm/rad	948	961	949	962	951	964	950	1121
Out-Of-Plane, kNm/rad	1627	1677	1635	1654	1638	1658	1637	1876
Torsional, kNm/rad	3141	3140	3122	3193	3123	3194	3123	3265
Torsional, kNm/mm	75696	76649	76078	77822	76076	77816	76075	78924

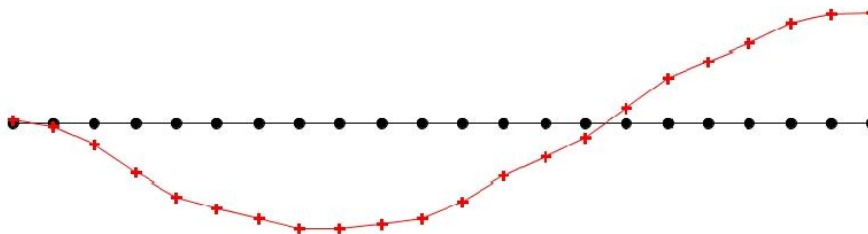
#### 4.1.2 Oinaismuodot ja ominaistajuudet

Kuvan 3.3 mukaisella kampikoneiston mallilla ilman massavoimien laskennassa käytettyä vastapainokoneistoa saatiin kampiakselin 1. ominaistajuudeksi 307,64 Hz ja 2. ominaistajuudeksi 877,92 Hz. Vastaavat ominaismuodot ovat kuvassa 4.3.

1. ominaismuoto, 308 Hz



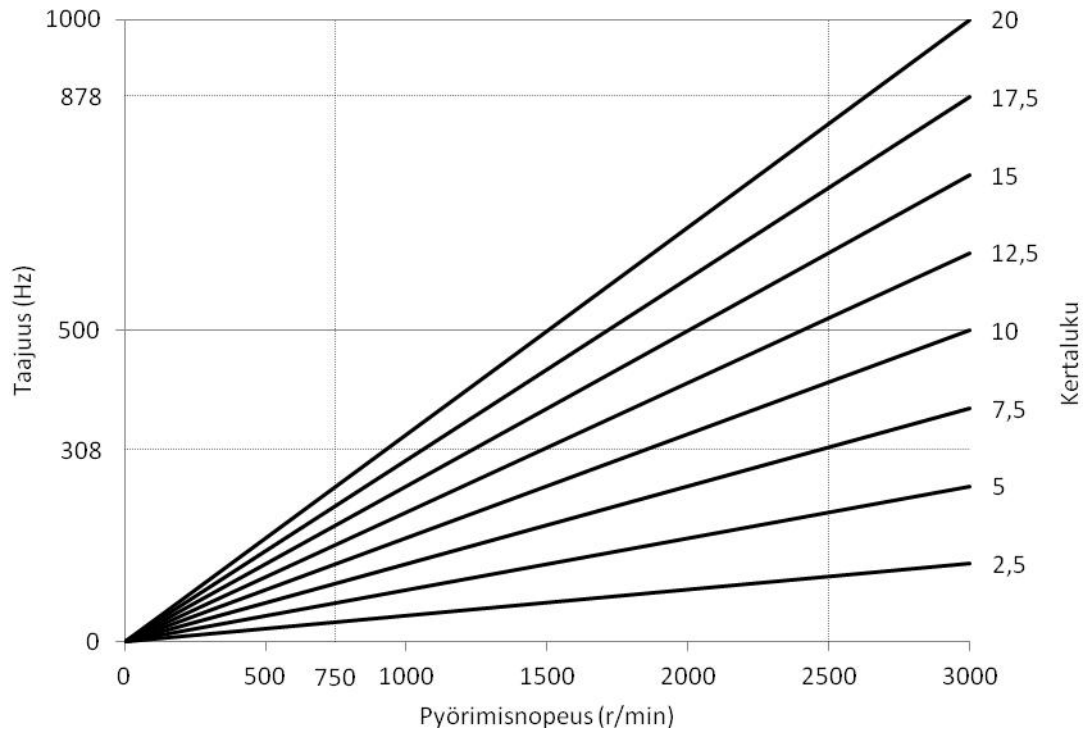
2. ominaismuoto, 878 Hz



*Kuva 4.3: Kampiakselin 1. ja 2. ominaismuoto*

Ensimmäisen ominaismuodon solmukohta on takimmaisessa kammenvolvessa. Solmukohdassa vääntöväärähtelyistä johtuva vääntömomentti on suurimmillaan, joten jos akseli katkeaa vääntöväärähtelyistä johtuen, se katkeaa takimmaisesta kammenvolvesta tai sen läheltä, todennäköisimmin kammentapin juurelta. Toisen ominaismuodon solmukohdat ovat takimmaisen runkolaakerin kohdalla ja 2. sylinterin kammentapin ja takimmaisen kammensivun kohdalla.

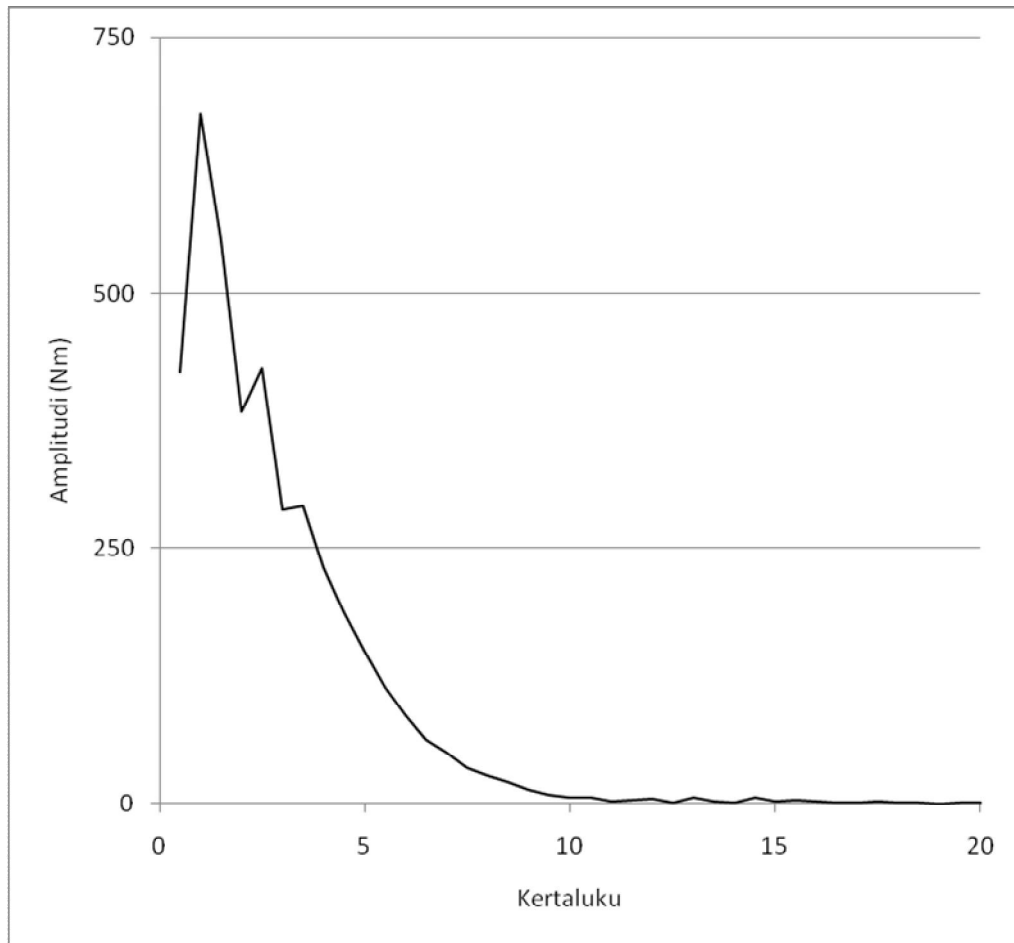
Laskenta-alueella vaarallisia heräteväärähtelyn kertalukuja 1. ominaismuodolla ovat kertaluvut seitsemästä ylöspäin. Toisella ominaismuodolla vaarallisia kertalukuja ovat kertaluvut 19 eteenpäin, joten toinen ominaismuoto ei ole erityisen vaarallinen. Kuvassa 4.4 on vaarallisimman kertalukuryhmän ominaisvärähtelytaajuudet pyörimisnopeuden funktiona. Herätevoima resonoi ominaistajuuden kanssa pyörimisnopeudella, jolla herätteen kertaluvun viiva leikkaa ominaistajuuden viivan. Kuvaan on merkitty myös todellisen käyntinopeuden ylä- ja alaraja pystykatkoviivalla, tyhjäkäynti 750 r/min ja maksimikierrokset 2500 r/min. Vaakasuurilla katkoviivoilla on merkitty 1. ja 2. ominaistajuus. Kuvasta nähdään, että todellisella kierroslukualueella ovat vaarallisia herätevoimien kertalukuja vain kertaluvut 7,5 ylöspäin. Toinen ominaismuoto ei käytännössä ole vaarallinen, sillä todellisella käyntinopeusalueella toisen ominaismuodon herätevoimat ovat kertaluvultaan suurempia, kuin 20.



**Kuva 4.4:** Eri kertalukujen taajuudet pyörimisnopeuden funktiona

### 4.1.3 Värähtelyamplitudit

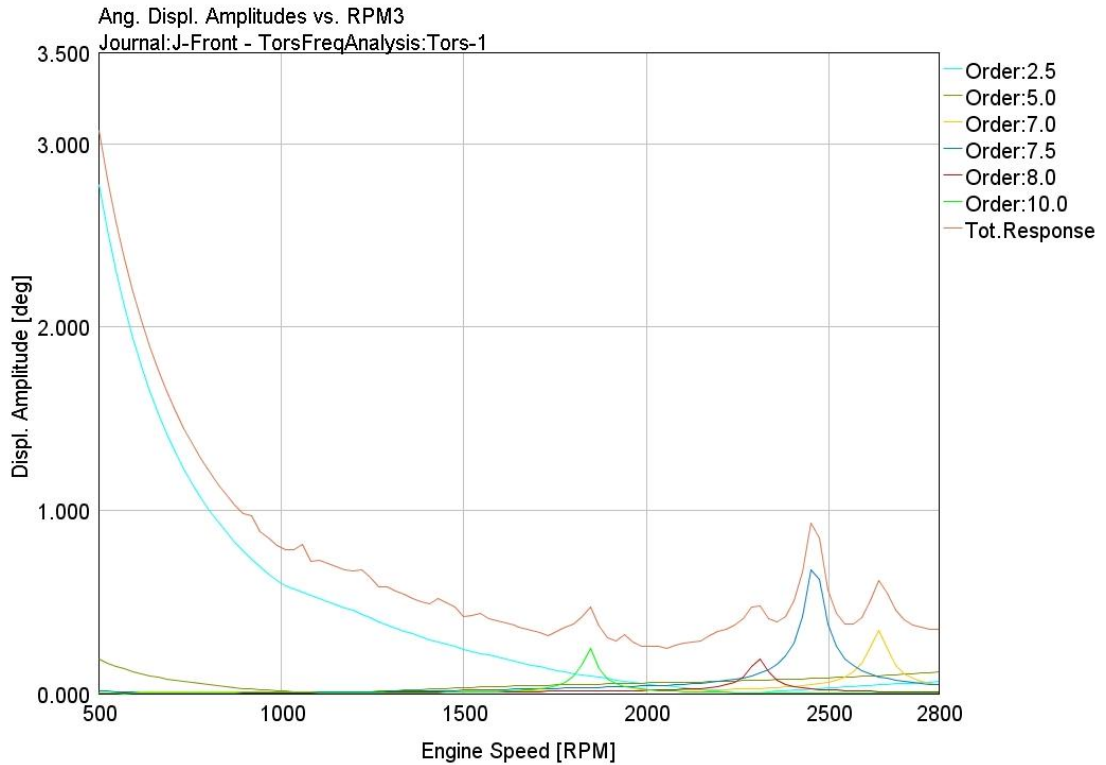
Herätevoimat pienenevät kertaluvun kasvaessa. Kuvassa 4.5 on esitetty herätteiden vääntömomenttiamplitudit kierrosluvulla 1500 r/min GT-Suite-ohjelman laskemana. Amplitudeja taulukkona on liitteessä 1. Amplitudit kertaluvuilla yli 10 ovat hyvin pieniä, kuvan 4.5 käyrällä arvoltaan alle 10 Nm.



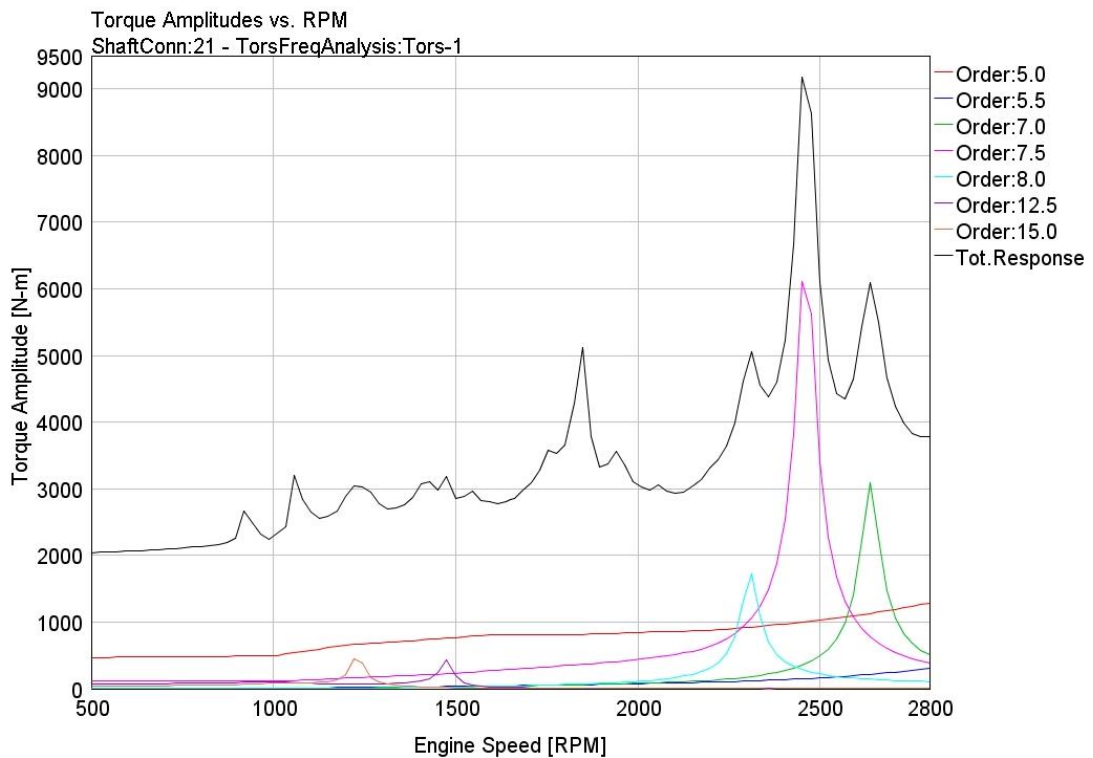
**Kuva 4.5:** Herätteiden vääntömomenttiamplitudit kierrosluvulla 1500 r/min

Vääntövärähtelyn kiertyäamplitudit ovat 1. ominaismuodolla suurimmillaan kampiakselin etupäässä. Käytetyllä mallilla kampiakselin etupään värähtelyamplitudit ovat kuvan 4.6 mukaiset. Suurimmat huippukohdat ovat käyntinopeusalueen yläpäässä, jossa vaarallisimpina kertalukuina ovat kertaluvut 7, 7,5 ja 10. Kertalukujen 2,5 ja 5 korkea värähtelyamplitudi kierroslukualueen alkupäässä johtuu pyörimisen epätasaisuudesta tai muusta vääntövärähtelyistä riippumattomasta syystä.

Etupään värähtelyamplitudikäyrää paremmin vääntövärähtelyjen suuruus näkyy kuvasta 4.7, jossa on solmukohdan lähellä olevan viimeisen runkolaakeritapin vääntömomenttikäyrä. Kertaluvut 2,5 ja 5 aiheuttavat lähes tasaisen vääntömomentin ja kertaluvut 7, 7,5, 8 ja 10 näkyvät pikkeinä käyrässä.



**Kuva 4.6:** Värähtelyamplitudit akselin etupäässä



**Kuva 4.7:** Vääntömomentti akselin takapäässä

Vääntömomenttiamplitudit akselin takapäässä sijoittuvat käyntinopeusalueen yläpäähän. Korkeimpana huippuna näkyy kertaluvun 7,5 värähtely, jolla momenttiamplitudi on 9795 Nm. Suurin vääntömomenttiamplitudi on noin



kolminkertainen sylinteripaineesta johtuvaan vääntömomenttiin verrattuna ja kymmenkertainen kampiakselilta mitattavaan vääntömomenttiin verrattuna.

## 4.2 Vääntöväärähtelyt Holzerin menetelmällä

Holzerin menetelmää käytettäessä kampikoneisto yksinkertaistetaan sylinterin kohdalla oleviksi hitausmomenteiksi ja niitä yhdistäviksi vääntäjousiksi. Hitausmomenttien laskemiseksi tarvitaan kammenpolven hitausmomentti, jonka saa CAD-mallista, männän massa sekä kiertokangen pyörivä ja edestakaisin liikkuva massa. Sylinterin hitausmomentti lasketaan kaavalla (118). Hitausmomentin lisäksi täytyi ratkaista arvo kammenpolven vääntöjäykkyydelle. Vääntöjäykkyyden arvo pitäisi määrittää kampiakselin osuudelle, joka on kammentappien keskipisteiden välissä, mutta laskemisen helpottamiseksi määritettiin vääntöjäykkyys kammenpolville.

Sylinterikohtainen hitausmomentti on [2, s. 3-11]

$$J_{syl} = J_{kampi} + m_{kkp} r^2 + \frac{1}{2} (m_{mäntä} + m_{kke}) r^2 \quad (118)$$

$J_{kampi}$	Kammenpolven hitausmomentti
$m_{kkp}$	Kiertokangen pyörivän osan massa
$m_{kke}$	Kiertokangen edestakaisin liikkuvan osan massa
$r$	Kammensäde

Kampiakselin osien jäykkyudet laskettiin elementtimenetelmällä (ANSYS). Jäykkyudet laskettiin muutamalla eri menetelmällä, joilla saatuja tuloksia verrattiin GT-Suitella saatuihin tuloksiin. Vertailtavuuden parantamiseksi GT-Suiten mallia muutettiin siten, että laskentapisteiden määrä vastasi käsinlaskennan solmujen määrää.

Vääntöjäykkyudet laskettiin kammenpolvista tukemalla polvi toisesta päästä kiinteästi ja asettamalla toiseen päähän 1000 Nm vääntömomentti. Polven kiertymä määritettiin runkolaakeritapin reunojen siirtymien avulla. Eri kammenpolvien välillä ei vääntöjäykkyydessä ole kovinkaan suurta eroa, sillä polvet ovat lähes identtisiä. Öljyporaus menee joka polvessa samassa asennossa etusivun läpi, eroa porauksissa on ainoastaan polven takaosaan jäävässä seuraavan polven öljyreissä, jonka kulma vaihtelee kammenpolvien välisen kulman mukaisesti. Puolipolvien samankaltaisuudesta johtuen määriteltiin vääntöjäykkyudet jokaiselle kammenpolvelle erikseen, jolloin FEM-mallin tuenta ja kuormitus oli yksinkertaisempaa, kuin jos vääntöjäykkyys olisi määriteltävä kammentapista kammentappiin. Viimeisen puolipolven jäykkyys laskettiin erilailla, sillä puolipolvessa on triggerikehä. Viimeisestä välistä tehtiin malli, jossa kammenpolvi muodostuu kahdesta viimeisestä puolipolvesta. Runkolaakeritapin pituutena viimeiselle puolipolvelle on koko tapin pituus, sen sijaan, että muissa on

päissä puolikas tappi. Tälle kammennolvelle laskettiin vääntöjäykkyys samoin, kuin muille polville ja puolipolven jäykkyys laskettiin kaavan (119) avulla.

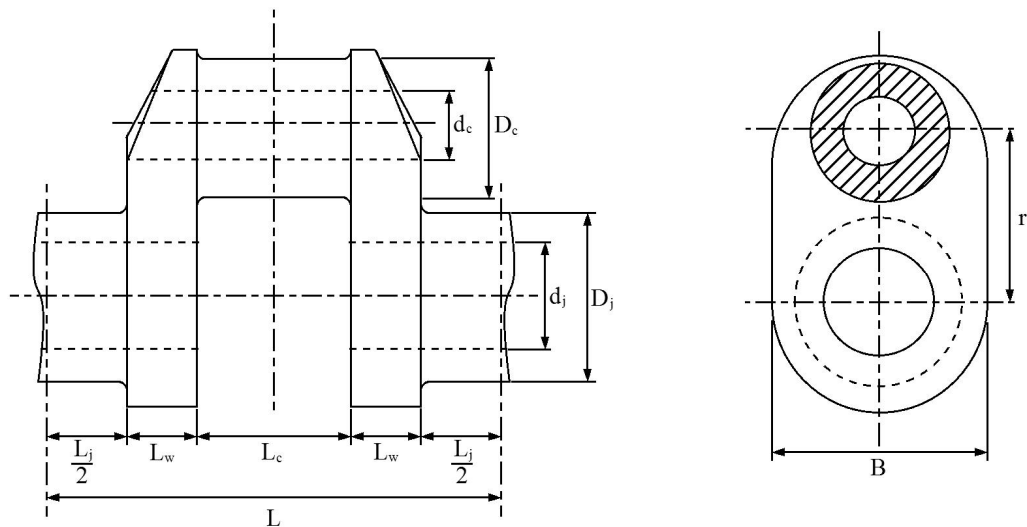
$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2}, K_1 = K_2 \Leftrightarrow K_1 = 2K \quad (119)$$

Vertailun vuoksi kammennolven jäykkyudet laskettiin kahdella käsinlaskukaavalla. Kammennolven jäykkyyttä käsin laskettaessa valitaan ensin kammennolven ekvivalentti paksuus, joka yleensä on paksumpi laakerikaulojen paksuuksista. Kammennolvelle lasketaan ekvivalentti pituus. Ekvivalentin pituuden pituinen ja ekvivalentin paksuuden paksuinen pyöreä tanko vastaa vääntöjäykkyydeltään kammennolvea.

Jäykkyys Ker Wilsonin kaavalla [11, s. 597]:

$$L_e = D_e^4 \left( \left( \frac{L_j + 0,8L_w}{D_j^4 - d_j^4} \right) + \left( \frac{0,75L_c}{D_c^4 - d_c^4} \right) + \left( \frac{1,5r}{L_w B^3} \right) \right) \quad (120)$$

Kaavan ratkaisemiseksi tarvitaan kuvan 4.8 mukaiset mitat laskettavasta kammennolvesta.



**Kuva 4.8:** Jäykkyyskaavoissa tarvittavat mitat

$r = 67,5 \text{ mm}$	kammensäde
$D_e = D_j = 2R_j = 90 \text{ mm}$	ekvivalentti halkaisija, runkolaakeritapin halkaisija
$D_c = 2R_c = 68 \text{ mm}$	kammentapin halkaisija
$B = 130 \text{ mm}$	kammensivun leveys
$L_w = 23 \text{ mm}$	kammensivun pituus
$L_c = 42 \text{ mm}$	kammentapin pituus
$L_j = 44 \text{ mm}$	runkolaakeritapin pituus

$$L_e = (D_e)^4 \left( \left( \frac{L_j + 0,8 \cdot L_w}{(D_j)^4 - 0} \right) + \left( \frac{0,75 \cdot L_c}{(D_c)^4 - 0} \right) + \left( \frac{1,5 \cdot r}{L_w \cdot (B)^3} \right) \right) = 289,550 \text{ mm} \quad (121)$$

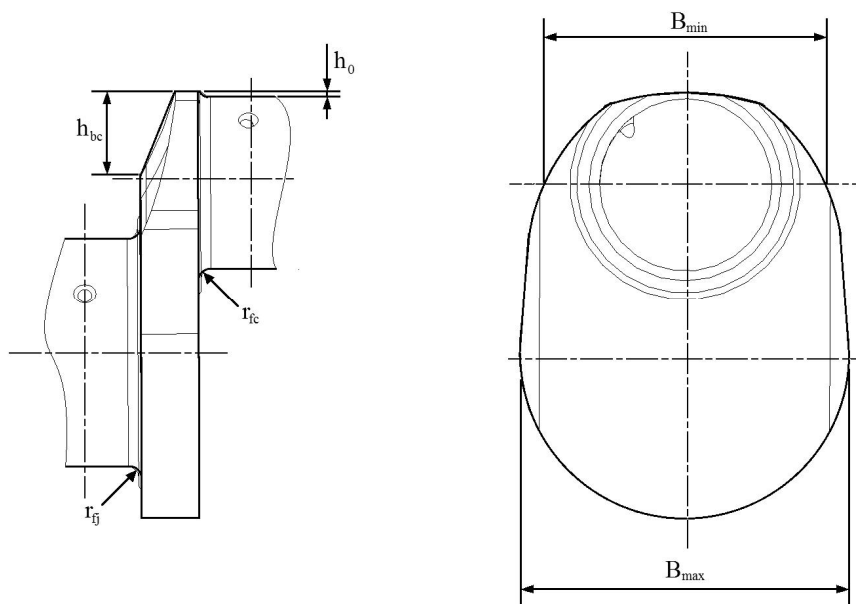
Kammenpolven jäykkyys saadaan kaavalla [2, s. 59]

$$k = \frac{\pi \cdot d_{ekv}^4 \cdot G}{32 \cdot L_e} \quad (122)$$

$$G = 81,712 \text{ GPa}$$

$$K_{KerWilson} = \frac{\pi \cdot d_{ekv}^4 \cdot G}{32 \cdot L_e} = 1817743 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}} \quad (123)$$

The British Internal Combustion Engines Research Association (BICERA) on määritellyt kokeellisesti menetelmän kammenpolven jäykkyyden laskemiseen. Menetelmä huomioi viisteiden, tappien reikien, pyöristysten ja kammensivun muodon vaikutuksen jäykkyyteen. Kuvaan 4.9 on merkitty mitat, joita tarvitaan kuvan 4.8 lisäksi kammensivun jäykkyyden laskemiseen. BICERA:n menetelmässä käytetty kammensivun muoto näkyy kuvassa paksuna reunaviivana. Eroa tulee lähinnä tappien päissä, joissa olevat kaulukset on jätetty pois.



**Kuva 4.9:** BICERA:n menetelmässä tarvittavat lisämitat

$$r_{fc} = r_{fj} = 4 \text{ mm}$$

$$B_{min} = 117 \text{ mm}$$

$$B_{max} = 130 \text{ mm}, \text{ viimeisessä kammensivussa } B_{max} = 168 \text{ mm}$$

$$h_0 = 9 \text{ mm}$$

$$h_{bc} = 34 \text{ mm}$$

Menetelmässä lasketaan korjauskertoimet, joiden avulla lasketaan kammensivun ekvivalentti pituus. Kammentapin ja runkolaakeritapin kiinnitysreaktiot huomioidaan kammensivun korjauskertoimissa, jolloin tappeja voidaan käsitellä pelkkinä akseleina.

Kammensivun ekvivalentti leveys määritellään suurimman ja pienimmän leveyden perusteella. Leveydet mitataan tappien keskiviivojen väliltä (kuva 4.9) ja ekvivalentti leveys lasketaan kaavalla [2, s.56]:

$$\frac{1}{B_e^3} = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{1}{B_{\max}^3} + \frac{1}{B_{\min}^3} \right) \quad (124)$$

$$B_e = \left( \frac{1}{\frac{1}{2} \cdot \left( \frac{1}{B_{\max}^3} + \frac{1}{B_{\min}^3} \right)} \right)^{\frac{1}{3}} = 122,819 \text{ mm} \quad (125)$$

Perusmuotojen suhde saadaan kaavalla [2, s. 57]

$$\frac{rD_e^3}{L_w B_e^3} = 1,146 \quad (126)$$

Suhteellinen päällekkäisyys, eli paljonko tapit ovat päällekkäin, on [2, s. 57]

$$C = \frac{R_c + R_j - r}{r} = 0,179 \quad (127)$$

Perus suorakulmiokammensivun ekvivalentti pituus saadaan kuvaajasta [2, s. 61] suhteellisen päällekkäisyyden ja perusmuotojen suhteen avulla:

$$\frac{L_{e0}}{D_e} = 0,69 \quad (128)$$

Kammensivun leveyskorjaus [2, s. 62]

$$\frac{B_e^3}{D_e^3} = 2,541 \Rightarrow \frac{\Delta L_{e1}}{D_e} = -0,01 \quad (129)$$

Kammentapin ja runkolaakeritapin erikokoisuuskorjaus [2, s. 63]

$$\frac{D_e}{D_c} = 1,324 \Rightarrow \frac{\Delta L_{e2}}{D_e} = 0,2 \quad (130)$$

Ontoille tapeille on myös oma korjauskerroin, mutta tässä tapit ovat umpinaiset, joten kerrointa  $\Delta L_{e3}/D_e$  ei lasketa. Öljyporaus on merkityksetön kammen jäykkyyden kannalta.

Korjaustermit pyörityksille [2, s.65]:

$$\frac{r_{fj}}{R_j} = 0,089 \Rightarrow \frac{\Delta L_{ef}}{D_j} = 0,014 \quad (131)$$

$$\frac{r_{fc}}{R_c} = 0,118 \Rightarrow \frac{\Delta L_{ef}}{D_c} = -0,008 \quad (132)$$

Pyöritysten kokonaiskorjaus [2, s. 58]:

$$\frac{\Delta L_{e4}}{D_e} = \frac{\Delta L_{ef}}{D_j} \cdot \left(\frac{D_e}{D_j}\right)^3 + \frac{\Delta L_{ef}}{D_c} \cdot \left(\frac{D_e}{D_c}\right)^3 = -0,005 \quad (133)$$

Kammentapin puoleisen takaviisteen korjaus [2, s. 58,66]:

$$\frac{h_{bc}}{R_c + h_0} = 0,791 \quad (134)$$

$$\frac{L_w}{D_c} = 0,338 \quad (135)$$

$$(136) \& (137) \Rightarrow \frac{\Delta L_{ec}}{D_c} = 0,01 \quad (136)$$

$$\frac{\Delta L_{e5}}{D_e} = \frac{\Delta L_{ec}}{D_c} \cdot \left(\frac{D_e}{D_c}\right)^3 = 0,023 \quad (137)$$

Sivuviiste ei ylety kammentapin keskipisteen alapuolelle, joten sille ei lasketa korjauskerrointa.

Kammensivun ekvivalentti pituus [2, s. 58]:

$$L_{e(w)} = D_e \cdot \left( \frac{\Delta L_{e0}}{D_e} + \frac{\Delta L_{e1}}{D_e} + \frac{\Delta L_{e2}}{D_e} + \frac{\Delta L_{e4}}{D_e} + \frac{\Delta L_{e5}}{D_e} \right) = 80,877 \text{ mm} \quad (138)$$

Runkolaakeritapin ekvivalentti pituus [2, s. 58]:

$$L_{e(j)} = L_j \frac{D_e^4}{D_j^4} = 44 \text{ mm} \quad (139)$$

Kammentapin ekvivalentti pituus [2, s. 58]:

$$L_{e(c)} = L_c \frac{D_e^4}{D_c^4} = 128,880mm \quad (140)$$

Kammenpolven ekvivalentti pituus [2, s. 59]:

$$L_e = 2L_{e(w)} + L_{e(j)} + L_{e(c)} = 334,634mm \quad (141)$$

Kammenpolven vääntöjäykkyys [2, s. 59]:

$$K_{BICERA} = \frac{\pi \cdot d_{ekv}^4 \cdot G}{32 \cdot L_e} = 1572844 \frac{Nm}{rad} \quad (142)$$

Viimeisen puolipolven vääntöjäykkyys:

$$B_e = \left( \frac{1}{\frac{1}{2} \cdot \left( \frac{1}{B_{\max}^3} + \frac{1}{B_{\min}^3} \right)} \right)^{\frac{1}{3}} = 133,783mm \quad (143)$$

Perusmuotojen suhde:

$$\frac{rD_e^3}{L_{we}B_e^3} = 0,785 \quad (144)$$

Suhteellinen päällekkäisyys on sama, kuin muillakin polvilla. Tällöin perus suorakulmiokammensivun ekvivalentti pituus on [2, s. 61]:

$$\frac{L_{e0}}{D_e} = 0,55 \quad (145)$$

Kammensivun leveyskorjaus [2, s. 62]

$$\frac{B_e^3}{D_e^3} = 3,285 \Rightarrow \frac{\Delta L_{e1}}{D_e} = 0,01 \quad (146)$$

Muut korjauskertoimet ovat samat, kuin muillakin kammenvolvilla. Kammensivun ekvivalentti pituus on nyt:

$$L_{e(w)} = 70,077mm \quad (147)$$

Runkolaakeritapin ekvivalentti pituus:

$$L_{e(j)} = L_j \frac{D_e^4}{D_j^4} = 46mm \quad (148)$$

Kammentapin ekvivalentti pituus lasketaan puolikkaalle tapille:

$$L_{e(c)} = L_c \frac{D_e^4}{D_c^4} = 64,440mm \quad (149)$$

Puolipolven ekvivalentti pituus:

$$L_e = L_{e(w)} + L_{e(j)} + L_{e(c)} = 180,517mm \quad (150)$$

Kammenpolven vääntöjäykkyys:

$$K_{BICERA5} = \frac{\pi \cdot d_{ekv}^4 \cdot G}{32 \cdot L_e} = 2915664 \frac{Nm}{rad} \quad (151)$$

Elementtimenetelmällä kammenvolvilla saatiin taulukon 4.2 mukaiset jäykkyydet.

**Taulukko 4.2:** Elementtimenetelmällä lasketut jäykkyydet, Nm/rad

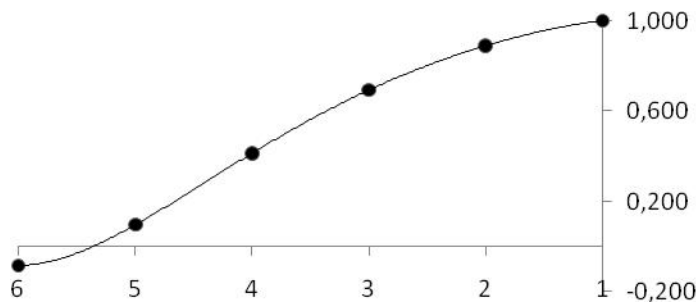
1	1557000	
2	1543000	
3	1544000	
4	1538000	
5 taka	1416000	2832000
		puolipolvi
1-4 keskiarvo	1545500	

Vertaamalla elementtimenetelmällä laskettua polvien 1-4 vääntöjäykkyyksien keskiarvoa Ker Wilsonin ja BICERA:n kaavoilla laskettuihin, nähdään, että Ker Wilsonin jäykkyys on 18 % ja BICERA:n 2 % suurempi, kuin elementtimenetelmällä laskettu. Viimeiselle puolipolvelle laskettu jäykkyys BICERA:n menetelmällä on 4% elementtimenetelmällä laskettua suurempi.

Holzerin taulukko 1. ominaisuudolla on taulukossa 4.3. Taulukkoa vastaava 1. ominaisuusmuoto on esitetty kuvassa 4.10.

**Taulukko 4.3:** Holzerin taulukko 1. ominaistajuuudella

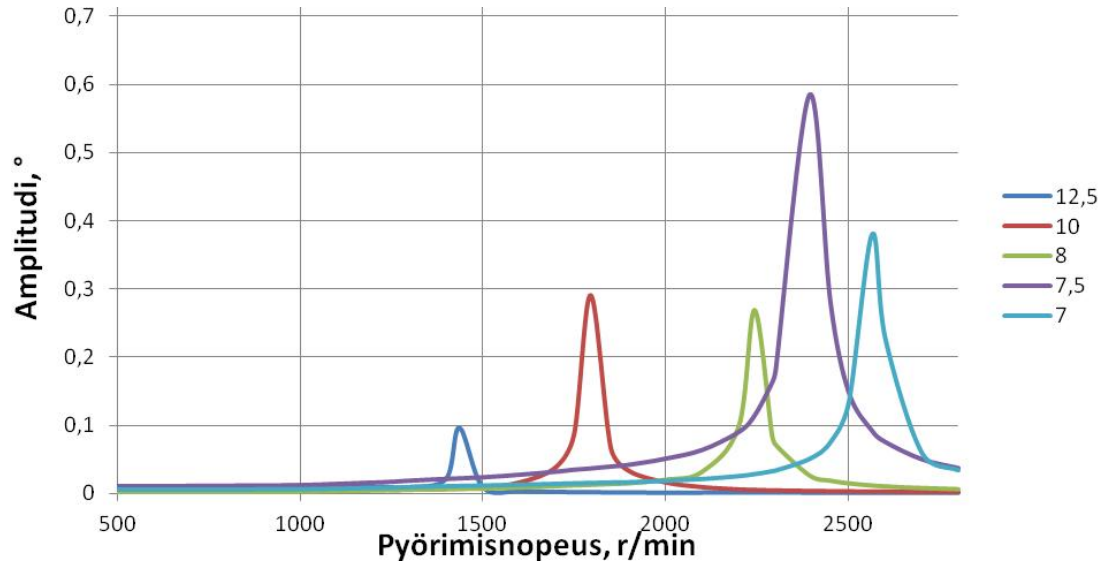
n	17947	1/min					
	299,1	1/s					
$\omega$	1879,4	rad/s					
$\omega^2$	3532165	rad <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>					
	J	$J\omega^2$	A	$J\omega^2A$	$\Sigma J\omega^2A$	K	$A_{sh}$
	kgm <sup>2</sup>	10 <sup>6</sup> kgm <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>	rad	10 <sup>6</sup> kgm <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>	10 <sup>6</sup> kgm <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>	10 <sup>6</sup> Nm/rad	rad
1	0,0486	0,172	1,000	0,172	0,172	1,557	0,110
2	0,0415	0,147	0,890	0,130	0,302	1,543	0,196
3	0,0526	0,186	0,694	0,129	0,431	1,544	0,279
4	0,0415	0,147	0,415	0,061	0,492	1,538	0,320
5	0,0510	0,180	0,095	0,017	0,509	2,832	0,180
Vauhti- pyörä	1,7000	6,005	-0,085	-0,508	0,000		



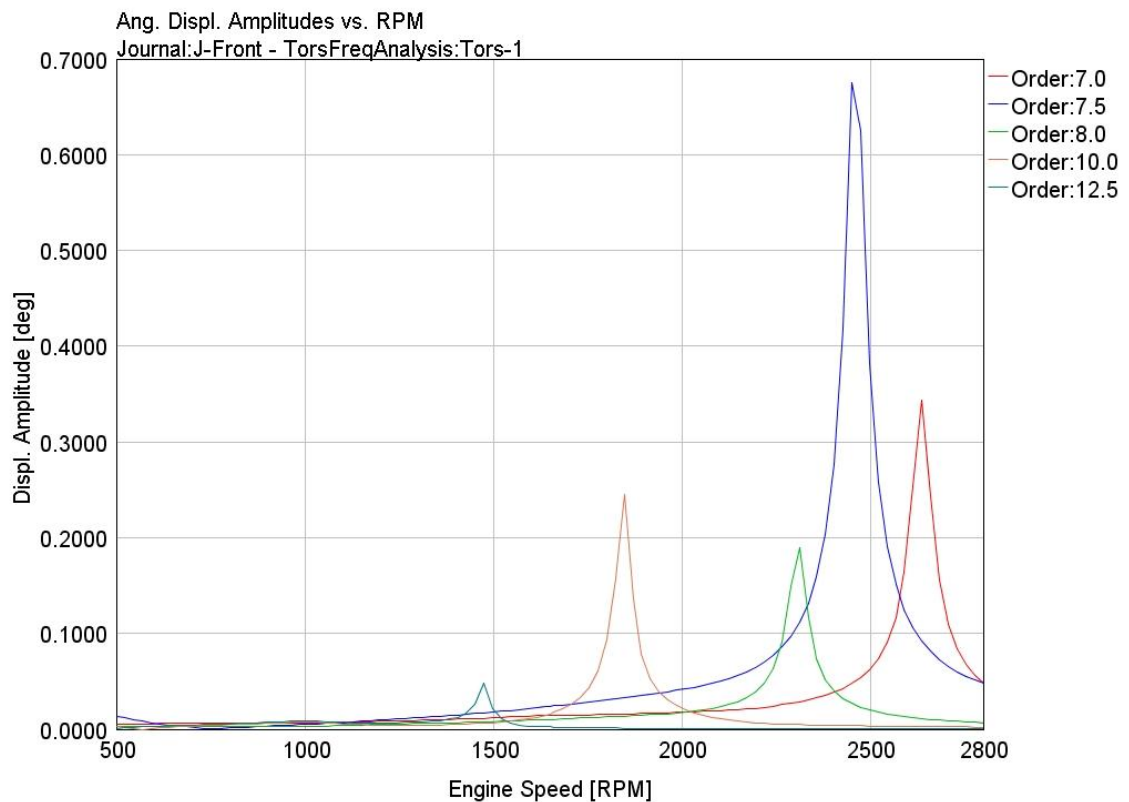
**Kuva 4.10:** Holzerin menetelmällä laskettu 1. ominaisuusmuoto

Holzerin menetelmään perustuen laskettiin värähtelyamplitudit kampiakselin etupäässä. Kaavojen (40) ja (46) avulla laskettiin amplitudit 100 r/min välein tihentäen laskentavälejä resonanssikohtaan lähelle. Värähtelykohdassa suurennuskerroin laskettiin kaavalla (42), värähtelykohdan läheltä etsittiin pisteet, joissa kaavan (40) suurennuskerroin oli pienempi, kuin resonanssikohtaan kerroin. Lasketut amplitudit on esitetty kuvassa 4.11, kuvassa 4.12 on vertailua varten vastaavat amplitudit GT-Suite-ohjelmalla laskettuna.





**Kuva 4.11:** Holzerin menetelmän avulla lasketut värähtelyamplitudit akselin etupäässä



**Kuva 4.12:** GT-Suite- ohjelmalla lasketut värähtelyamplitudit akselin etupäässä

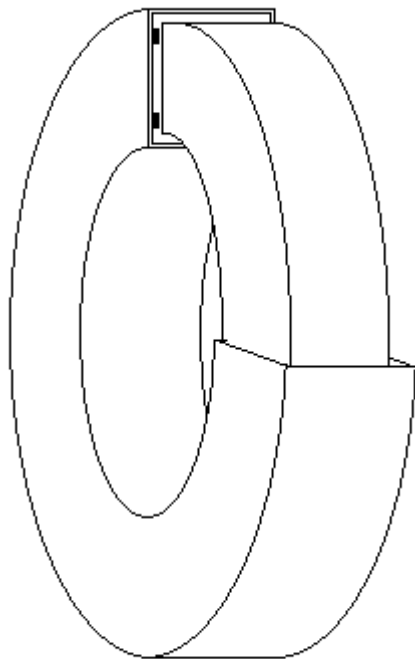
Vertaamalla kuvaa 4.11 kuvaan 4.12 nähdään, että amplitudien huippuarvot käsin laskettuna ovat hieman GT-Suitella laskettuja pienempiä.

### 4.3 Värinänvaimennin

Vääntöväärähtelyjen vaimentamiseksi käytetään värinänvaimenninta. Vaimentimia on useita erilaisia: kitkaan perustuvia vaimentimia, heiluriperiaatteella toimivia vaimentimia, kumin jousto- ja vaimennusominaisuuksiin perustuvia sekä erilaisia nestekitkaan perustuvia vaimentimia. Erilaisia vaimentimia ja niiden laskukaavoja on esitelty muun muassa kirjoissa ”A handbook on torsional vibration” sivuilla 499-589 [2] ja ”Polttomoottorit 2” sivulla 415-419 [5].

AGCO Sisu Power käyttää moottoreissaan kumivaimentimia ja nestekitkaan perustuvia viskoosivaimentimia. Moottorin laskentamallia varten laskettiin 66-moottorissa käytetylle viskoosille vaimentimelle vaimennuskerroin ja jäykkyys erilaisilla laskentakaavoilla ja saatuja tuloksia verrattiin toisiinsa. Vaimentimen lisäksi kampiakselin etupäähän mallinnettiin akselin etupään kartio-osuus ja napakappale, joita ei aikaisemmissa laskelmissa ollut.

Viskoosissa värinänvaimentimessa on kuoren sisälle laakeroitu pyörivä massa. Kuoren ja pyörivän massan välissä on viskoosia nestettä, yleensä silikoniöljyä, jonka lämmöksi värähtelyn energia muuttuu leikkautumisen kautta. Kuvassa 4.13 on esitetty vaimentimen rakenne kuori leikattuna. Vaimennin kiinnitetään keskellä olevien reikien avulla moottorin kampiakselille.



**Kuva 4.13:** Viskoosin värinänvaimentimen rakenne

Vaimentimen tärkeimmät mitat:

Kuoren hitausmomentti	$J_{kuori} = 0,0235 \text{ kgm}^2$
Renkaan hitausmomentti	$J_{rengas} = 0,0374 \text{ kgm}^2$
Välystekijä	$S = 1,5 \text{ m}^3$
Nesteen kinemaattinen viskositeetti	$\nu = 600\,000 \text{ cSt}$
Napakappaleen hitausmomentti	$J_{napa} = 9615 \text{ kgmm}^2$
Etupään hitausmomentti	$J_{etu} = 347 \text{ kgmm}^2$

Renkaan mitat arvioitiin kuvan perusteella:

Renkaan ulkohalkaisija	$D = 224 \text{ mm}$
Renkaan sisähalkaisija	$d = 150 \text{ mm}$
Renkaan paksuus	$t = 27 \text{ mm}$
Sylinterikohtainen hitausmomentti	$J_{syl} = 52808 \text{ kgmm}^2$

1. ominaiskulmanopeus vaimentimella  $\omega = 1565 \text{ rad/s}$

Vaimennuskerroin saadaan kaavalla: [2, s. 539]

$$c = \gamma \cdot 2J_{rengas} \cdot \omega_2 \quad (152)$$

jossa

$\gamma$  on vaimennussuhde

$J_{rengas}$  sisämassan hitausmomentti

$\omega_2$  kampikoneiston ominaistajuus vaimenninkotelon kanssa

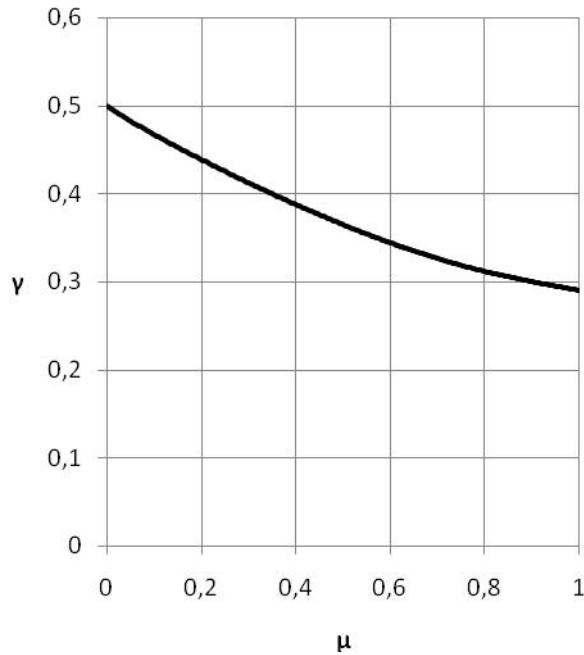
Vaimennussuhde saadaan hitausmomenttien suhteen (kaava 153) avulla kuvaajasta 4.14 [2, s. 527]:

$$\mu = \frac{J_{rengas}}{J_2} \quad (153)$$

jossa

$$J_2 = \sum (J_{syl} A_{syl}^2) \quad (154)$$

$A_{syl}$  sylinterikohtainen amplitudi



**Kuva 4.14:** Vaimennussuhde  $\gamma$  hitausmomenttien suhteen  $\mu$  funktiona [2, s. 523]

62- moottorilla

$$J_{syl} = 46184 \text{ kgmm}^2$$

laskettu jakamalla koko koneiston hitausmomentti viidellä, ei vauhtipyörää eikä vaimenninta osineen

Amplitudit saadaan laskentamallista:

**Taulukko 4.4:** amplitudit vaimenninkotelollisella (kotelo + puoli rengasta) kampikoneistolla

	Amplitudit	A	A <sup>2</sup>
1	-0,531	1	1
2	-0,441	0,831	0,690
3	-0,324	0,610	0,372
4	-0,181	0,341	0,116
5	-0,027	0,051	0,003
		$\Sigma$ 2,832	2,181

$$\Sigma A^2 = 2,258$$

nyt kampikoneiston ekvivalentti hitausmomentti on

$$J_2 = \sum (J_{syl} A_{syl}^2) = J_{syl} \sum A_{syl}^2 = 100721 \text{ kgmm}^2 \quad (155)$$

ja hitausmomenttien suhde on

$$\mu = \frac{J_{\text{rengas}}}{J_2} = 0,371 \quad (156)$$

Taulukosta saadaan

$$\gamma = 0,39$$

jolloin vaimennuskerroin on

$$c = \gamma \cdot 2J_{\text{rengas}} \cdot \omega_2 = 46 \frac{\text{Nm} \cdot \text{s}}{\text{rad}} \quad (157)$$

Viskoosille vaimentimelle voidaan laskea myös jäykkyys [12, s. 384–386; katso 13, s. 158-159]:

$$K_t = G_s \cdot S \quad (158)$$

jossa

$S$  välystekijä

$$G_s = G_{01} e^{k_1} f^{k_2} \quad (159)$$

$G_{01}$  kerroin taulukosta

$$k_1 = \frac{B_{01}}{T} \quad (160)$$

$$k_2 = a_{01} - \frac{a_{11}}{T} \quad (161)$$

$B_{01}$  kerroin taulukosta

$a_{01}$  kerroin taulukosta

$a_{11}$  kerroin taulukosta

$T$  silikoniöljyn absoluuttinen keskilämpötila

$$f = i \cdot n \quad (162)$$

$i$  kertaluku

$n$  moottorin pyörimisnopeus, r/s

Samassa lähteessä on myös kaava vaimennuskertoimelle [12, s. 384-386; katso 13, s. 160]:

$$c_r = \frac{G_v \cdot S}{\omega} \quad (163)$$

jossa

$\omega$  kulmataajuus, rad/s

$$Gv = G_{02} e^{k_3} f^{k_4} \quad (164)$$

$G_{02}$  kerroin taulukosta

$$k_3 = \frac{B_{02}}{T} \quad (165)$$

$$k_4 = a_{02} - \frac{a_{12}}{T} \quad (166)$$

$B_{02}$  kerroin taulukosta

$a_{02}$  kerroin taulukosta

$a_{12}$  kerroin taulukosta

Taulukoissa [12, s. 386; katso 13, s. 159-160] on viskositeetit 80000, 100000, 140000 ja 200000 cSt. Koska taulukossa ei ole 600000 cSt öljyn ominaisuuksia, käytetään laskuissa 200000 cSt öljyn ominaisuuksia:

$$S = 1,5m^3$$

$$G_{01} = 105 \cdot 10^{-4} \frac{N}{m^2}$$

$$B_{01} = 3511K$$

$$a_{01} = 2,15$$

$$a_{11} = 451K$$

$$G_{02} = 1,36 \frac{N}{m^2}$$

$$B_{02} = 2405K$$

$$a_{02} = 1,55$$

$$a_{12} = 351K$$

$$T = 333K$$

$$f = n \cdot n_e = 248,375 \quad (167)$$

$$k_1 = \frac{B_{01}}{T} = 10,544 \quad (168)$$

$$k_2 = a_{01} - \frac{a_{11}}{T} = 0,796 \quad (169)$$

$$Gs = G_{01} e^{k_1} f^{k_2} = 32052 \frac{N}{m^2} \quad (170)$$

$$K_t = S \cdot Gs = 48077Nm \quad (171)$$

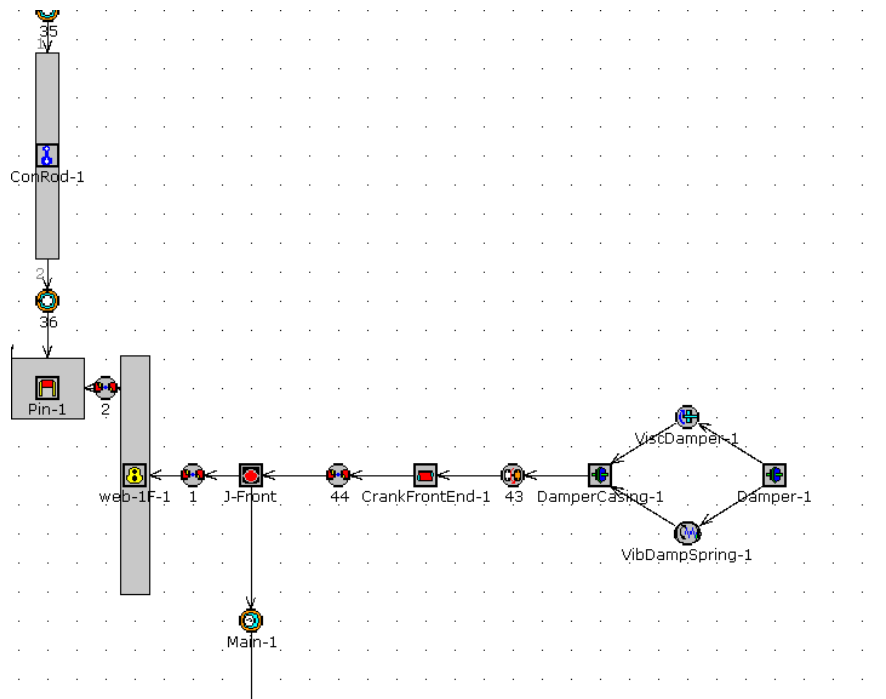
$$k_3 = \frac{B_{02}}{T} = 7,222 \quad (172)$$

$$k_4 = a_{02} - \frac{a_{12}}{T} = 0,495 \quad (173)$$

$$Gv = G_{02} e^{k_3} f^{k_4} = 28705 \frac{N}{m^2} \quad (174)$$

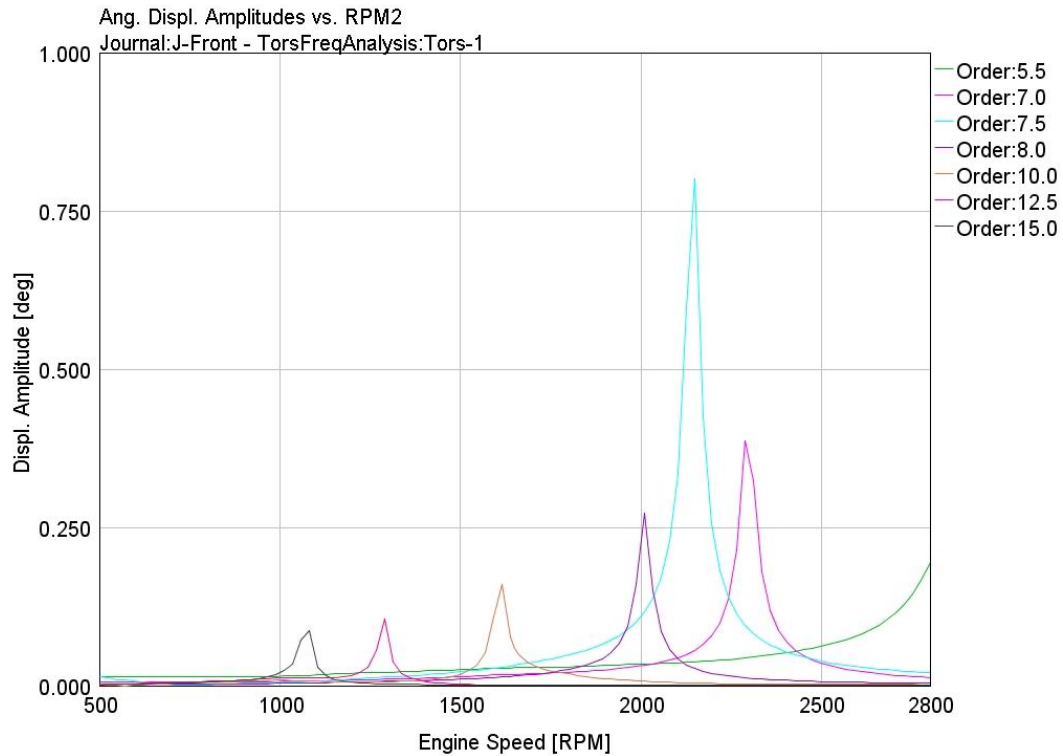
$$c_r = \frac{Gv \cdot S}{\omega} = 27,59 \frac{Nm \cdot s}{rad} \quad (175)$$

Simulointiohjelmaan värinänvaimennin mallinnettiin kahdella "Inertia"- osalla, joita yhdistää jousi ja viskoosi vaimennin. Inertiaosista toinen esittää vaimentimen koteloa ja toinen vaimentimen rengasta. Osille syötettiin vaimentimen osien hitausmomentit. Vaimentimen kotelo yhdistettiin kampiakselin päähän akselin etupäätä esittävän osan kautta. Vaimentimen malli on kuvan 4.15 mukainen.

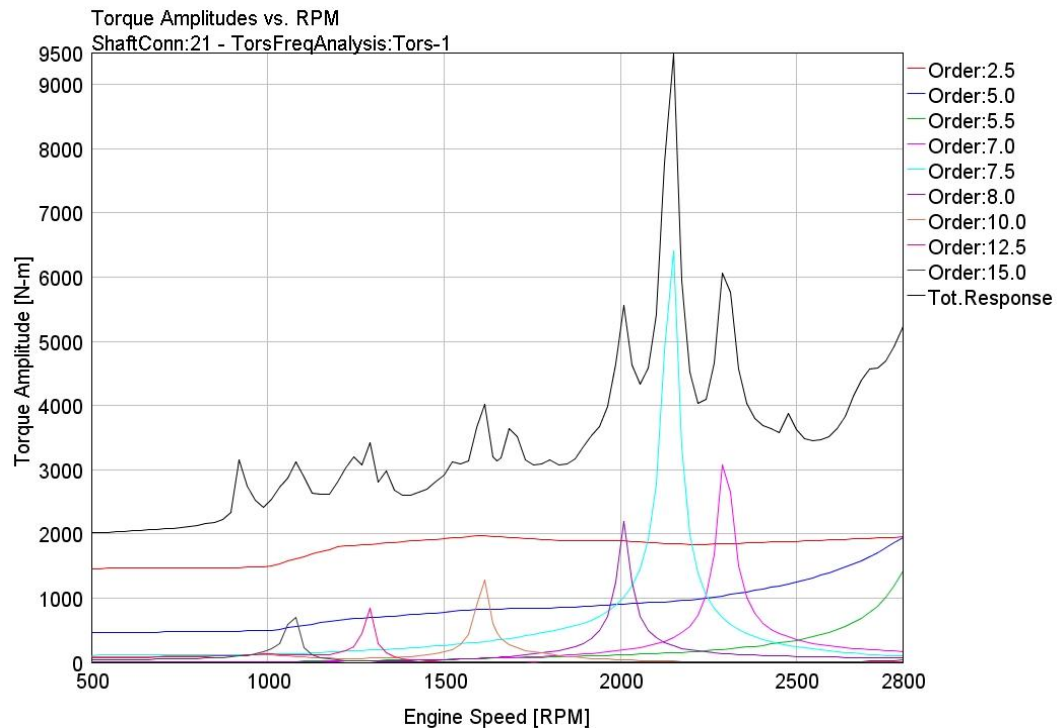


**Kuva 4.15:** Värinänvaimennin GT-Suite- ohjelmassa

Vaimentimen kotelolla varustetun kampikoneiston ominaistajuudet laskevat hieman alemmas kotelottomaan verrattuna. Kuvassa 4.16 on kotelollisen kampikoneiston vääntöväärhtelyamplitudit akselin etupäässä ja kuvassa 4.17 vastaavat vääntömomenttiamplitudit solmukohdassa. Suurin vääntömomenttiamplitudi pelkällä vaimentimen kotelolla on noin 9900 Nm.



**Kuva 4.16:** Vaimenninkotelollisen kampikoneiston värähtelyamplitudit

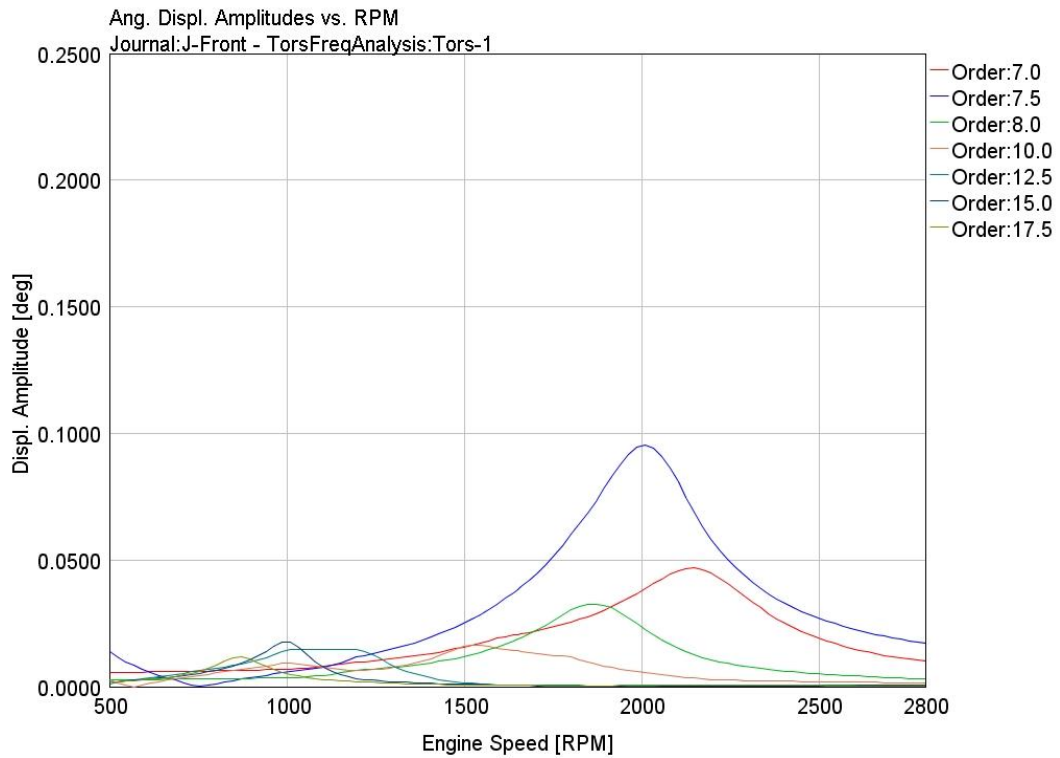


**Kuva 4.17:** Vaimenninkotelollisen kampikoneiston vääntömomenttiamplitudit solmukohdassa

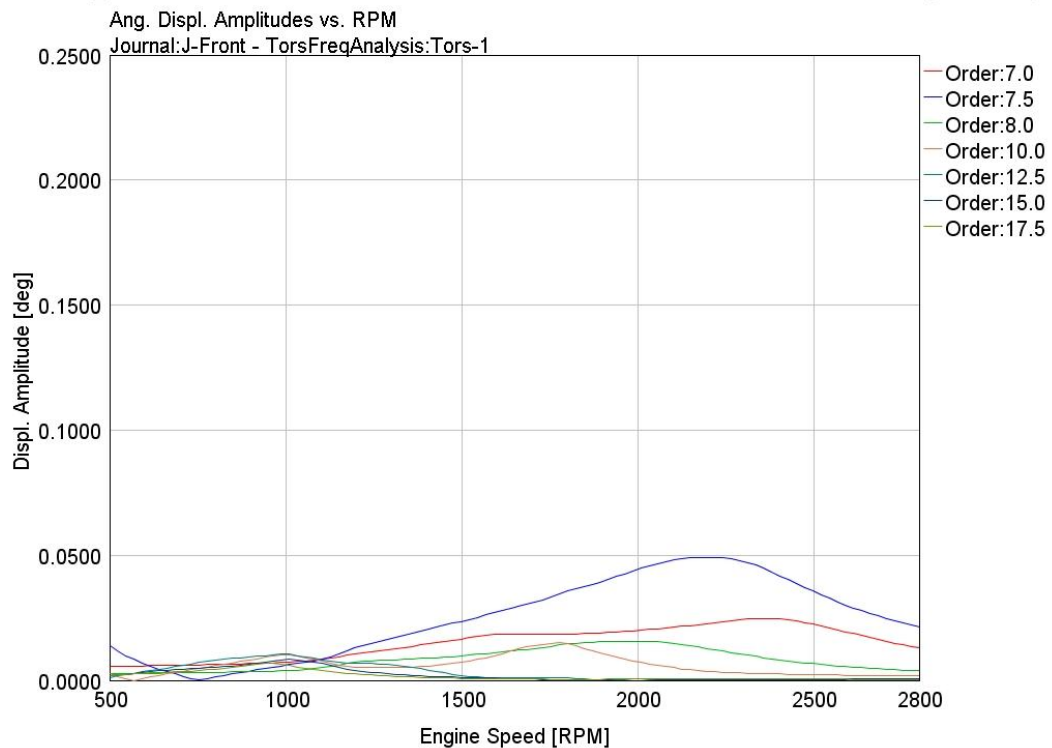
Vaimentimen kanssa ominaistaajuudet laskevat vielä hieman alemmas, mutta samalla värähtelyamplitudit laskevat. Vaimentimena kokeiltiin molempia malleja, BICERA:n kaavalla (kaavat (152)-(154)) laskettua (BICERA vaimennin) ja kaavoilla (158)-(166)



laskettua (Hafnerin vaimennin). Kuvissa 4.18 ja 4.19 on värähtelyamplitudit eri vaimentimen malleilla.

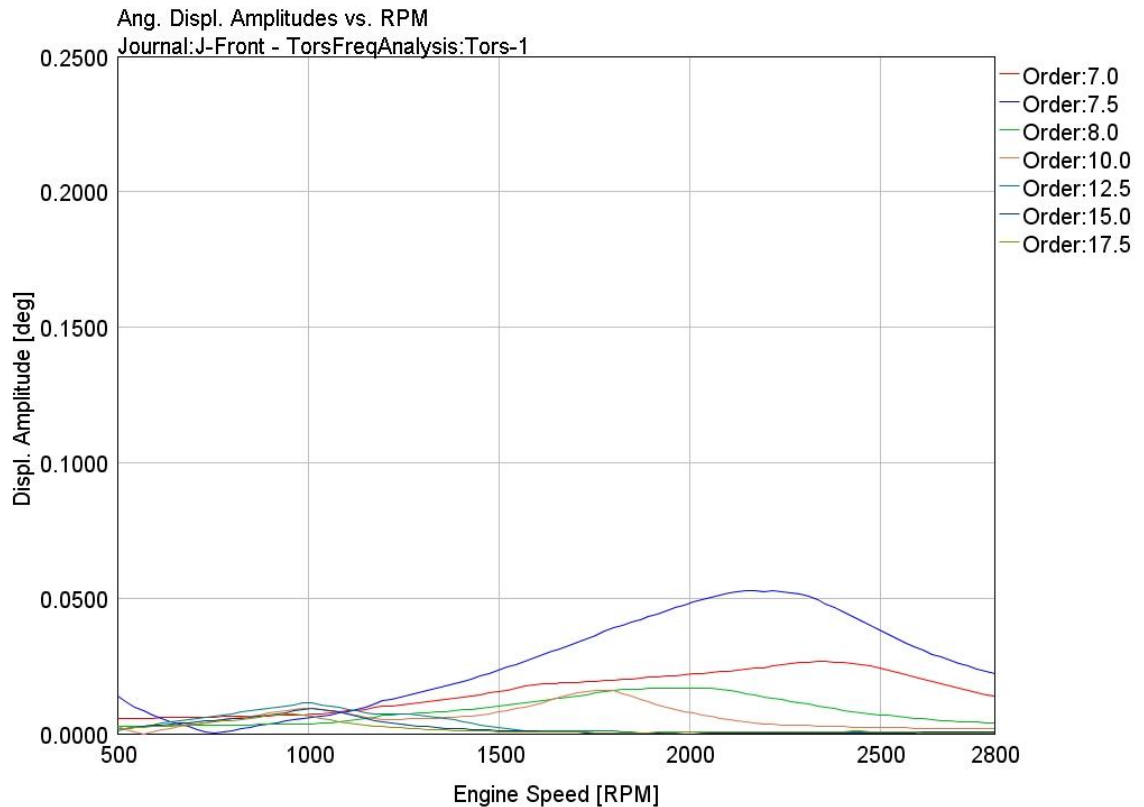


**Kuva 4.18:** Vaimentimellisen kampikoneiston värähtelyamplitudit, ”BICERA vaimennin”



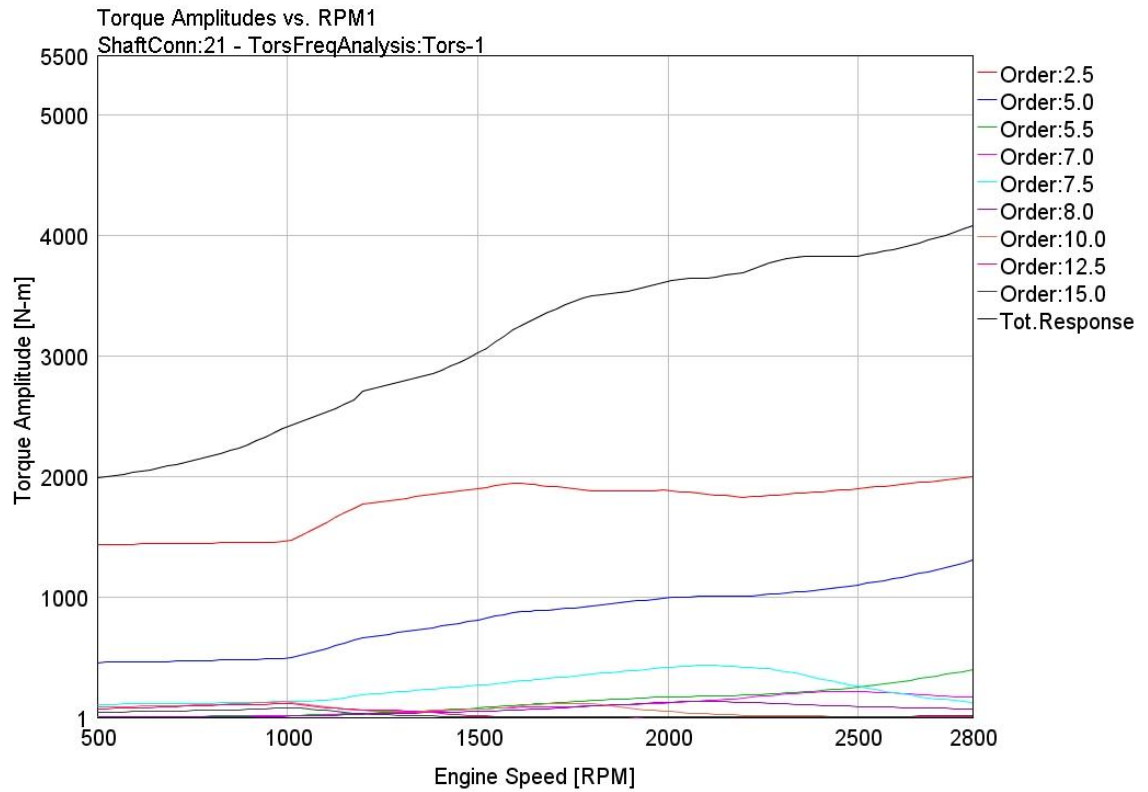
**Kuva 4.19:** Vaimentimellisen kampikoneiston värähtelyamplitudit, ”Hafnerin vaimennin”

Kaavojen (158)-(166) mukaisesta vaimentimesta tehtiin myös malli, jossa vaimentimen ominaisuudet muuttuvat kierrosluvun mukaisesti (kierrosluvusta riippuvainen Hafnerin vaimennin). Muuttuvalla mallilla saatu amplitudikäyrä, kuva 4.20, ei poikkea kuvan 4.19 käyrästä juuri ollenkaan, joten helpommin laskettava kiinteillä arvoilla mallinnettu vaimennin on tässä yhteydessä riittävän tarkka malli.

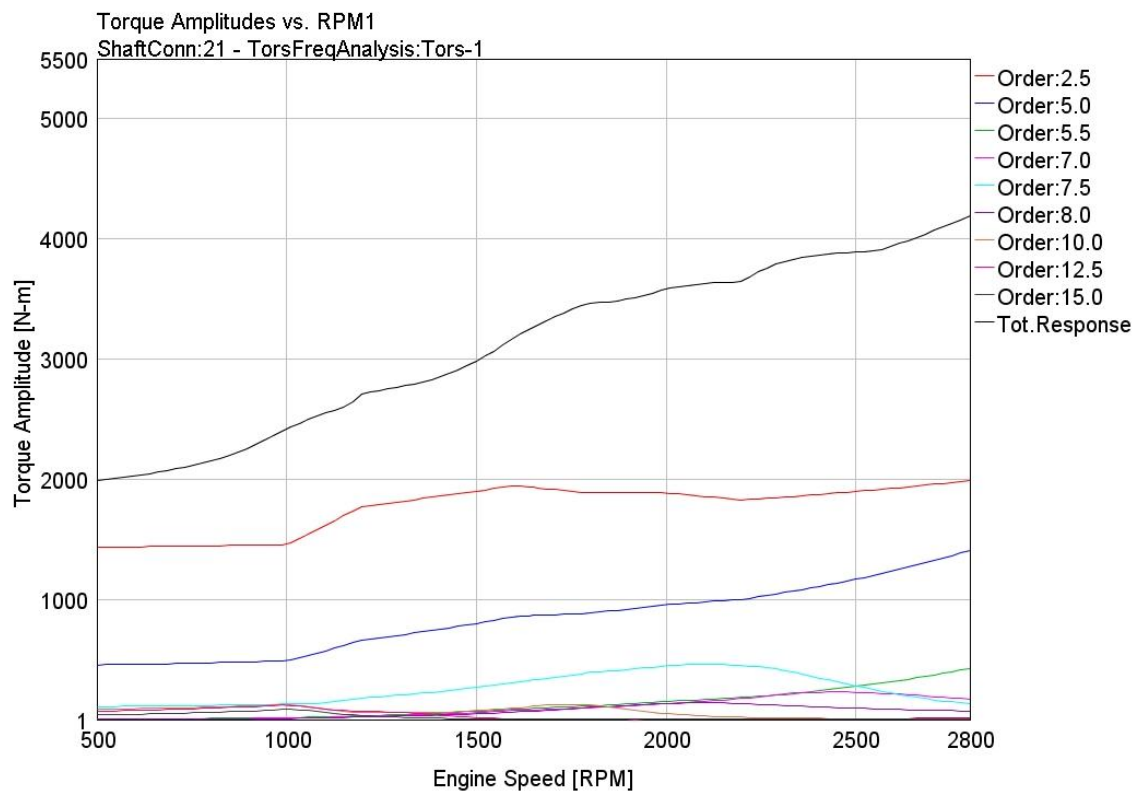


**Kuva 4.20:** Vaimentimellisen kampikoneiston värähtelyamplitudit, kierrosluvusta riippuvainen ”Hafnerin vaimennin”

Takapään vääntömomenttiamplitudi Hafnerin vaimentimella on lähes tasaisesti kasvava (Kuva 4.21). Suurimmillaan momenttiamplitudi takapäässä on kierrosten ollessa suurimmillaan, mutta todellisella kierroslukalueella (850-2500 r/min) suurin amplitudi on huippukohdassa noin 2300 r/min. Kierrosluvusta riippuvaisella Hafnerin vaimentimella (kuva 4.22) vääntömomenttikäyrä on edellistä tasaisemmin kasvava, jolloin suurin momenttiamplitudi saadaan suurimmilla kierroksilla.

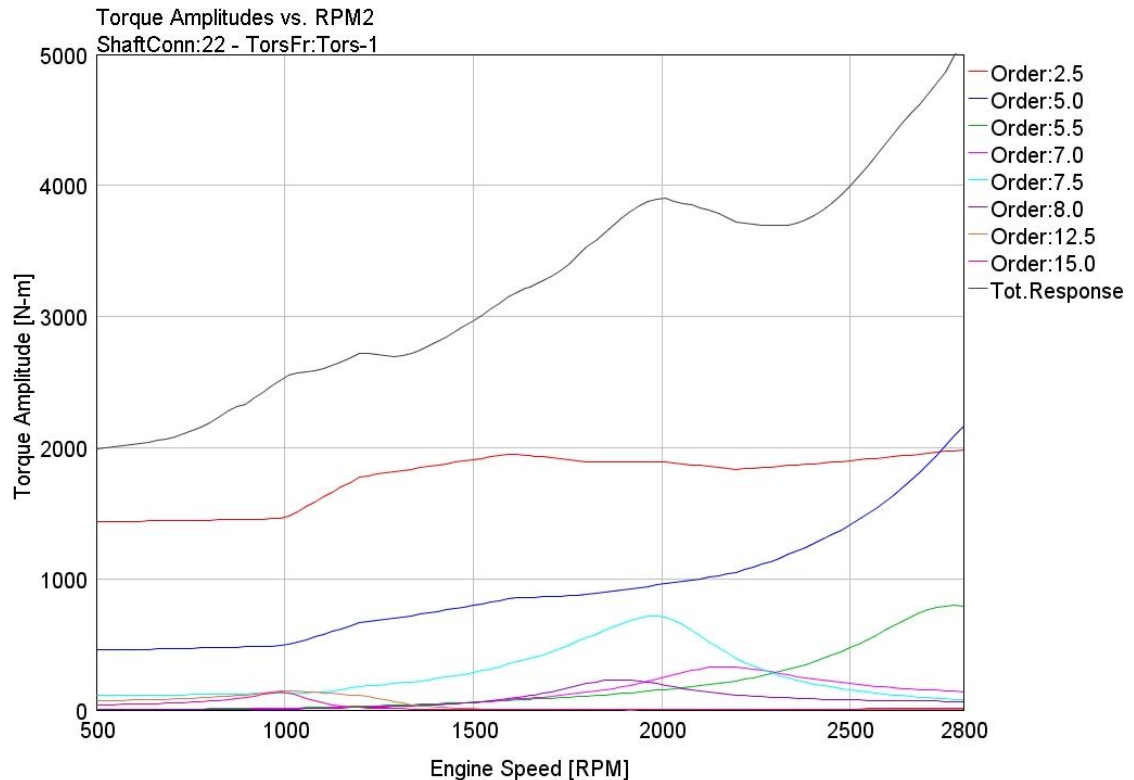


**Kuva 4.21:** Solmukohdan vääntömomenttiamplitudi, ”Hafnerin vaimennin”



**Kuva 4.22:** Solmukohdan vääntömomenttiamplitudi, kierrosluvusta riippuvainen ”Hafnerin vaimennin”

BICERA:n vaimentimella vääntömomenttiamplitudissa on edellistä enemmän vaihtelua, kuitenkin siten, että amplitudi edelleen kasvaa kierrosluvun myötä. Kuva 4.23.



**Kuva 4.23:** Solmukohdan vääntömomenttiamplitudi, BICERA:n vaimennin

Vertaamalla edellä kuvatuilla tavoilla mallinnettuja vaimentimia 84- moottorin malliin rakennettuna vaimenninvalmistajan laskemiin tuloksiin nähdään, että Hafnerin mallit ovat BICERA:n mallia lähempänä vaimenninvalmistajan laskemia tuloksia. Taulukkoon 4.5 on koottu eri malleja käyttämällä saadut värähtelyamplitudit ja niitä vastaavat kierrosluvut. Taulukosta nähdään, että kaikki vaimenninmallit vaimentavat värähtelyt hyvin pieneksi vaimentamattomaan järjestelmään verrattuna, joten kaikkia laskentamalleja voidaan pitää lähes yhtä hyvinä.

**Taulukko 4.5:** Eri vaimenninmallien arvoja ( $^{\circ}$ , Nm)

	$A_{7,5}$	$M_{2500}$	$M_{2800}$	$M_{\text{huippu}}$	$n_{\text{huippu}}$
Bicera	0,095	3970	5210	3960	2010
Hafner	0,049	3830	4086		
Hafner, rpm-riippuvainen	0,053	3890	4200		
Vaimentamaton	0,729			9900	

Värinänvaimentimellisen kampikoneiston laskemiseksi on esitetty eri menetelmiä kirjassa ”A Handbook on torsional vibration” [2]. Tässä esitellään tarkemmin kolmen

massan malliin perustuva kaava. Mallissa massoina ovat äärettömän suuri vauhtipyörä, kampikoneisto ja värinänvaimennin.

Amplitudi sylinterin 1 kohdalla saadaan kaavalla [2, s. 524-528]

$$A = \frac{T_0}{K_2} \cdot \frac{\sqrt{x^2 + 4\gamma^2 x}}{\sqrt{C^2 + D^2}} \quad (176)$$

jossa

$T_0$  tutkittavan kertaluvun herätmomenttien vektorisumma

$$x = \frac{\omega_D^2}{\omega_2^2} \quad (177)$$

$$C^2 = x^2 \left( 1 - x(1 + \lambda\mu) + \frac{\lambda\mu}{k} x(x-1) \right)^2 \quad (178)$$

$$D^2 = 4\gamma^2 x \left( 1 - x(1 + \lambda\mu + \mu) + \frac{\lambda\mu}{k} (1 + \lambda)(x-1) \right)^2 \quad (179)$$

$$E^2 = \left( \frac{\lambda\mu}{k} - 1 \right)^2 \quad (180)$$

$$F^2 = \left( 1 - \frac{\mu}{k} (1 + \lambda)x \right)^2 \quad (181)$$

$\omega_2$  ominaiskulmanopeus ilman vaimenninta

$$J_2 = \sum (J_{cyl} \Delta_{cyl}^2) \quad (182)$$

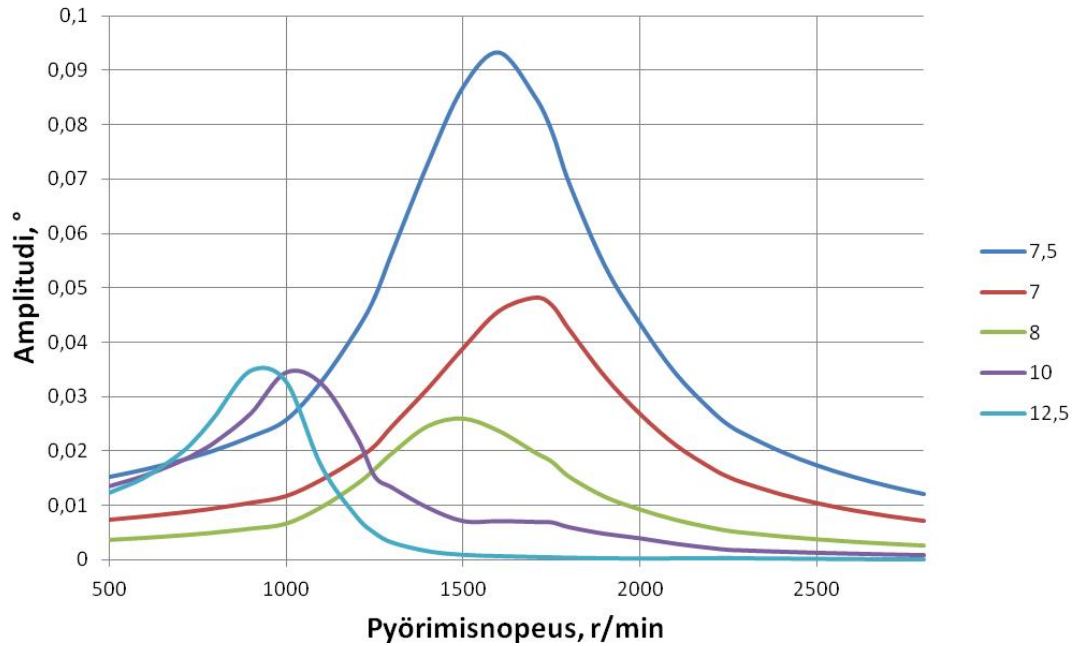
$$K_2 = \omega_2^2 J_2 \quad \text{ekvivalentti kampiakselin jäykkyys} \quad (183)$$

$K_1$  sylinterin 1 ja värinänvaimentimen välisen akselin jäykkyys

$$k = \frac{K_1}{K_2} \quad \text{jäykkyyksien suhde} \quad (184)$$

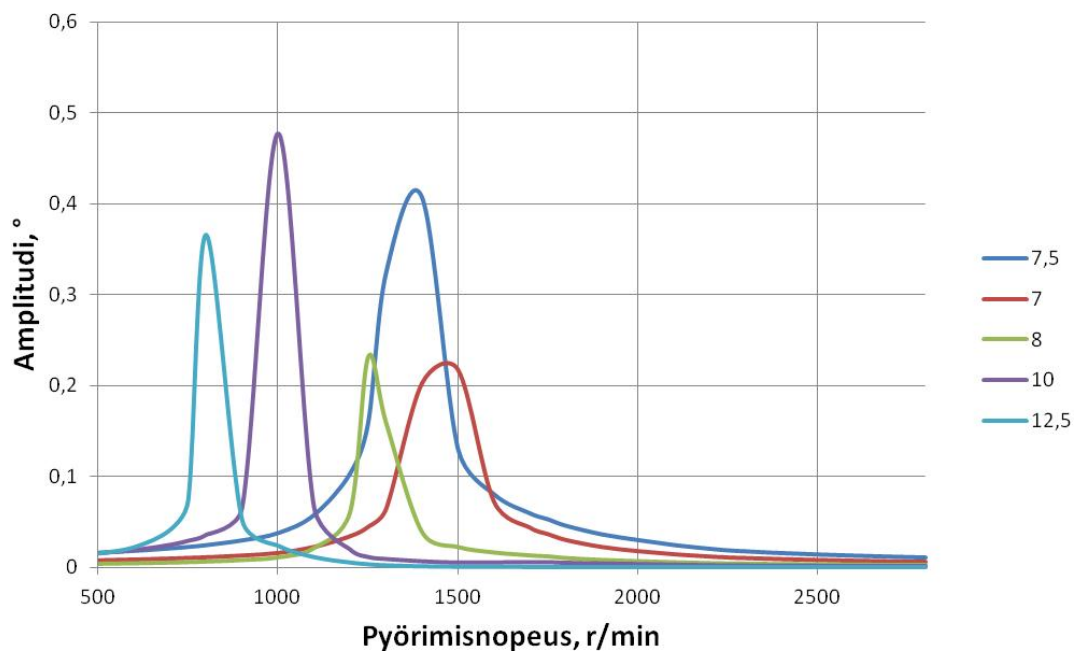
$$\lambda = \frac{J_{kuori}}{J_{rengas}} \quad \text{vaimentimen hitausmomenttien suhde} \quad (185)$$

Sijoittamalla kaavaan (176) suureet eri kierrosluvuilla ja eri kertaluvuilla, saadaan aiemmin lasketuilla vaimentimen arvoilla kuvan 4.24 värähtelyamplitudikäyrä.

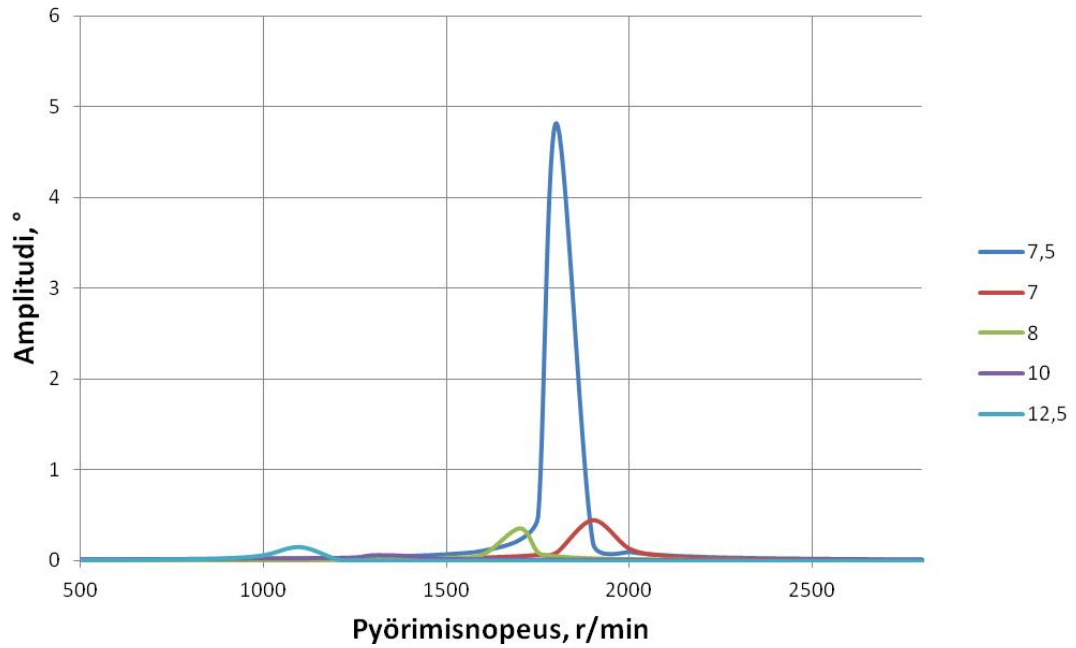


**Kuva 4.24:** Värähtelyamplitudikäyrä vaarallisimmilla kertaluvuilla

Asettamalla vaimennuskertoimen  $c$  arvoksi suuren luvun, saadaan amplitudit jäykällä vaimentimella, kuva 4.25, ja asettamalla arvoksi nolla saadaan amplitudit pelkällä vaimentimen kotelolla ja napakappaleella, kuva 4.26. Vertaamalla alemmaa kuvaa mallinnusohjelman avulla saatuun kuvaan 4.17 huomataan, että värähtelyn resonanssikohdat kolmen massan mallilla ovat jonkin verran alemmalla kierrosluvulla, kuin monen massan mallilla.

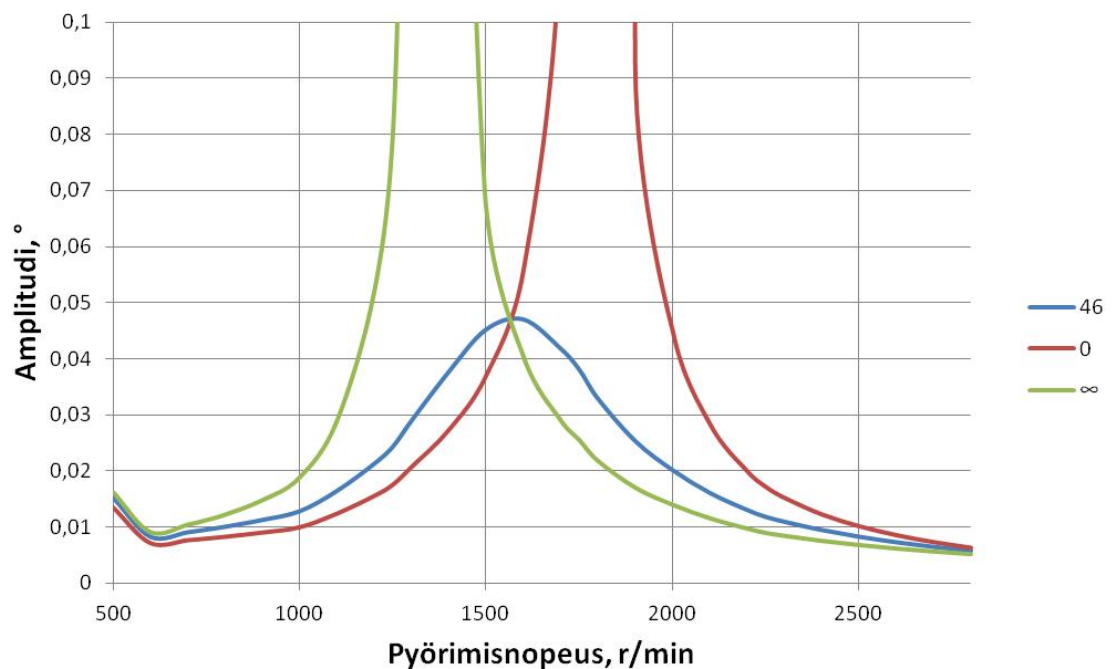


**Kuva 4.25:** Värähtelyamplitudikäyrä vaarallisimmilla kertaluvuilla lukitulla vaimentimella



**Kuva 4.26:** Värähtelyamplitudikäyrä vaarallisimmilla kertaluvuilla vapaalla vaimentimella

Vaimennuskertoimen vaikutus näkyy kuvassa 4.27. Kerroin 46 on lähellä optimivaimennusta. Vaimentamattoman vaimentimen, jossa vaimennuskertoimen on nolla, käyrä on oikealla ja jäykän vaimentimen, jonka vaimennuskertoimen on ääretön, on vasemmalla. Optimivaimennuksen käyrän huippukohta on vaimentamattoman ja jäykän vaimennuksen käyrien leikkauspisteen kohdalla [14, s. 390–394].



**Kuva 4.27:** Kertaluvun 7,5 värähtelyamplitudit eri vaimennuskertoimilla

Vertailukelpoinen ominaistajuuslaskelma saadaan asettamalla Holzerin taulukkoon ensimmäiseksi massaksi massan, jonka hitausmomentti on navan, akselin ja vaimentimen kotelon hitausmomenttien sekä vaimentimen inertiarenkkaan hitausmomentin puolikkaan summa. Taulukossa 4.6 on vaimentimellisen kampikoneiston Holzerin taulukko ratkaistuna.

**Taulukko 4.6:** Vaimentimellisen koneiston Holzerin taulukko ratkaistuna

	n	14636	1/min					
		243,9	1/s					
	$\omega$	1532,7	rad/s					
	$\omega^2$	2349103	rad <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>					
		J	$J\omega^2$	A	$J\omega^2A$	$\Sigma J\omega^2A$	K	$A_{sh}$
		kgm <sup>2</sup>	10 <sup>6</sup> kgm <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>	rad	10 <sup>6</sup> kgm <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>	10 <sup>6</sup> kgm <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>	10 <sup>6</sup> Nm/rad	rad
Vaimennin		0,052162	0,123	1	0,123	0,123	0,7385864	0,166
1		0,0486	0,114	0,834	0,095	0,218	1,557	0,140
2		0,0415	0,097	0,694	0,068	0,285	1,543	0,185
3		0,0526	0,124	0,509	0,063	0,348	1,544	0,226
4		0,0415	0,097	0,284	0,028	0,376	1,538	0,244
5		0,0510	0,120	0,039	0,005	0,381	2,832	0,134
Vauhti- pyörä		1,7000	3,993	-0,095	-0,381	0,000		

Holzerin taulukosta saatu ominaiskulmanopeus on lähes sama, kuin mallinnusohjelmalla saatu.

Vaimentimen vaikutus vääntöväriähtelyihin on merkittävä. Vaimentimen laskentamallista riippumatta GT-Suitella laskettuna esimerkiksi kertaluvun 7,5 väriähtelyamplitudit laskevat noin kymmenesosaan alkuperäisestä. Vääntömomenttiamplitudin käyrästä jää puuttumaan selvät piikkikohdat, ainoastaan BICERA:n vaimentimella on nähtävissä huippukohta 2000 r/min kohdalla. Vääntömomenttiamplitudien huippuarvot käyntikierronnopeuksilla jäävät alle puoleen vaimentamattoman akselin huippuarvosta. Käsinsäilyksillä vaimentimen vaikutus väriähtelyihin on pienempi, mutta väriähtelyamplitudi kertaluvulla 7,5 jää alle 0,1 asteen, joka puolestaan on laskennassa perinteisesti käytettyä 0,2 asteen rajaa pienempi.

#### 4.4 Sytytysjärjestyksen vaikutus vääntöväriähtelyihin

Sytytysjärjestyksen vaikutusta vääntöväriähtelyihin tutkittiin GT-Suite- ohjelman avulla. Kolmella painolla tasapainotetun kampiakselin mallin sytytysjärjestystä muutettiin ja eri sytytysjärjestyksillä saatuja viimeisen laakerikaulan vääntömomenttiamplitudeja verrattiin toisiinsa. Sytytysjärjestyksistä käytiin läpi 12 erilaista, toiset 12 ovat laskettujen akseleiden peilikuvia, jotka ovat vääntöväriähtelyjen kannalta samanlaiset [3, s. 440–442]. Sytytysjärjestys vaikuttaa vääntöväriähtelyihin eri sylinterien herätteiden vaihe-eron kautta. Eron näkee piirtämällä eri sytytysjärjestyksille kuvan 2.14 mukaisesti



eri kertalukujen akselitähdet. Taulukossa 4.7 on eri kertalukujen vektorisummat akselitähtien avulla laskettuna. Ominaisaajuudet eri sytytysjärjestyksillä ovat samat, jos hitausmomentit ja jäykkyydet ovat samat.

**Taulukko 4.7:** Herätteiden vektorisummat eri sytytysjärjestyksillä

Sytytysjärjestys	1-2-3-4-5	1-2-3-5-4	1-2-4-3-5	1-2-4-5-3	1-2-5-3-4	1-2-5-4-3
Ryhmä 1   0,5 3 5,5	1,009	1,112	0,720	1,144	0,774	1,081
Ryhmä 2   1 3,5 6	0,584	0,348	0,916	0,225	0,872	0,437
Ryhmä 3   1,5 4 6,5	0,584	0,348	0,916	0,225	0,872	0,437
Ryhmä 4   2 4,5 7	1,009	1,112	0,720	1,144	0,774	1,081
Ryhmä 5   2,5 5 7,5	3,084	3,084	3,084	3,084	3,084	3,084

Sytytysjärjestys	1-3-2-4-5	1-3-2-5-4	1-3-4-2-5	1-3-5-2-4	1-4-2-3-5	1-4-3-2-5
Ryhmä 1   0,5 3 5,5	0,872	0,916	0,348	0,584	0,437	0,225
Ryhmä 2   1 3,5 6	0,774	0,720	1,112	1,009	1,081	1,144
Ryhmä 3   1,5 4 6,5	0,774	0,720	1,112	1,009	1,081	1,144
Ryhmä 4   2 4,5 7	0,872	0,916	0,348	0,584	0,437	0,225
Ryhmä 5   2,5 5 7,5	3,084	3,084	3,084	3,084	3,084	3,084

Tutkitun moottorin kierroslukualueella vaaralliset kertaluvut ovat väliltä 7-20, joista merkittäviä ovat lähinnä alkupään kertaluvut. Eri sytytysjärjestyksillä vaarallisin kertaluku on 7,5, johtuen siitä, että sytytysjärjestyksestä riippumatta eri sylinterien herätteet ovat samaan suuntaan (kuva 2.13). Taulukossa 4.8 on vertailuna eri sytytysjärjestysten suurimmat vääntömomenttiamplitudit akselin takapäässä. Suurin vääntömomenttiamplitudi on kaikilla sytytysjärjestyksillä 7,5 kertaluvun huippukohdan kohdalla.

**Taulukko 4.8:** Suurimmat vääntövärähtelyamplitudit eri sytytysjärjestyksillä

Sytytysjärjestys	12345	12354	12435	12453	12534	12543
Amplitudi (Nm)	9545	9656	9521	9765	9762	9874
Sytytysjärjestys	13245	13254	13425	13524	14235	14325
Amplitudi (Nm)	9675	9786	9513	9498	9459	9585

Vertaamalla taulukon 4.8 vääntömomenttiamplitudeja nähdään, että eri sytytysjärjestyksillä suurin vääntömomentti vaihtelee välillä 9500 Nm – 9900 Nm, joten sytytysjärjestyksellä ei ole kovin suurta vaikutusta vääntövärähtelyistä johtuvaan vääntömomenttiin. Eri sytytysjärjestyksillä kuvaajia kertalukujen 7,5 ja 10 vääntömomenttiamplitudit ovat samat sytytysjärjestyksestä riippumatta, sen sijaan muiden kertalukujen amplitudit vaihtelevat sytytysjärjestyksen mukaan. Esimerkiksi järjestyksellä 1-4-3-2-5 kertalukujen 7 ja 8 amplitudit ovat pienet ja 8,5 ja 9 suuremmat, mutta järjestyksellä 1-2-4-5-3 kertaluvut 7 ja 8 ovat suuremmat ja 8,5 ja 9 pienet. Eri sytytysjärjestysten vääntövärähtelyjen momenttiamplitudeja on liitteessä 2.

## 5 ERI AKSELIKONSTRUKTIOIDEN VERTAILU

Massavoimia laskettaessa kampiakselista mallinnettiin yhteensä viisi eri versiota: kaksipainoinen lyhytiskuinen akseli ja lyhyt- ja pitkäiskuiset akselit sekä kolmella painolla, että sylinterikohtaisella painotuksella. CAD- mallit tehtiin kaikista muista, paitsi lyhytiskuisesta, sylinterikohtaisesti painotetusta akselistä. Kaikki erilaiset akselikonstruktioit ovat massavoimien suhteen yhtä hyvin tasapainossa, joten konstruktioita täytyy verrata muiden mallien avulla laskettavien suureiden suhteen.

Eri akselikonstruktioiden eroja taivutusmomentissa ja vääntöväärähtelyissä vertaillaan seuraavissa kappaleissa. Viiden erilaisen akselin avulla saadaan verrattua kaikkia erilaisia tasapainotettuja akseleita toisiinsa.

### 5.1 Taivutusmomentti

Taivutusmomentti kuormittaa kampiakselin lisäksi myös sylinteriryhmää ja laakereita. Taivutusmomenttiin vaikuttaa kampiakselille asetettujen vastapainojen sijainti, taivuttavina voimina ovat moottorin massavoimat ja kaasuvoimat. Vastapainokoneisto ei aiheuta kampiakseliin taivutusmomenttia. Taulukkoon 5.1 on kerätty erilaisilla painotuksilla muodostuvia taivutusmomenteja lyhytiskuisen akselin mallissa.

***Taulukko 5.1:** Eri kampiakselikonstruktioiden taivutusmomenteja (Nm) 5,5 litran moottorin mallissa*

	2 painoa	3 painoa	6 painoa
x	-7138	-6812	-4015
y	-2479	1836	1690

Taulukosta 1 näkyy, että pienin taivutusmomentti on kampiakselilla, jossa on painotettu jokainen kammienpolvi erikseen. Y- tasoa taivuttavassa taivutusmomentissa ei ole kovin suurta eroa eri versioiden välillä, mutta x-tasoa taivuttava taivutusmomentti sylinterikohtaisella painotuksella on huomattavasti muita pienempi.

Pitkäiskuisilla akseleilla muodostuvat taivutusmomentit on taulukossa 5.2. Pitkäiskuisen akselin taivutusmomentit on laskettu CAD- malliin perustuvalla akselin laskentamallilla. Taivutusmomentit ovat sylinterikohtaisen painotuksen y- tason taivutusmomenttia lukuun ottamatta 55:n akseleita suuremmat.

**Taulukko 5.2:** Kahden eri kampiakselin taivutusmomentit (Nm) 6,2 litran mallissa

	2 painoa	3 painoa	6 painoa
x -		-7204	-4564
y -		-1992	1096

Taivutusmomentti muodostuu massavoimien lisäksi kaasuvoimista. Massavoimien aiheuttamat taivutusmomentit saadaan näkyviin ottamalla mallista pois sylinteripaineet. Taulukossa 5.3 on 55:n taivutusmomentit ilman sylinteripainetta. Vertaamalla taulukkoa 5.1 taulukkoon 5.3 nähdään, että y- tason taivutusmomentit eivät ole sylinteripaineesta riippuvaiset. Sylinteripaine aiheuttaa vain pystysuuntaisia voimia, jotka aiheuttavat x-tasoa taivuttavaa taivutusmomenttia.

**Taulukko 5.3:** 55- moottorin taivutusmomentit (Nm) ilman sylinteripainetta

	2 painoa	3 painoa	6 painoa
x	-4925	-4343	1746
y	-2479	1836	1581

Toinen vertailu taivutusmomenttiin liittyen on laakerivoimien vertailu eri akselikonstruktioilla. Vertailuun otettiin laakerivoimat myös 84- moottorin mallista. Taulukossa 5.4 on laakerivoimat eri akseleilla sylinteripaineella ja ilman sylinteripainetta. 62- moottorin mallit perustuvat CAD-malleihin, 55:n malli on laskentamalli.

**Taulukko 5.4:** laakerivoimat eri konstruktioilla

		Suurimmat laakerivoimat eri versioissa, N						
	Painot	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.
55	suorat	43000	54000	52000	48000	59000	41000	-
55	vinot	41000	55000	50000	50000	59000	40000	-
55	kampikohtainen	52000	56000	55000	55000	56000	51000	-
62	suorat	41000	52000	46000	42000	58000	40000	-
62	kampikohtainen	51000	55000	53000	53000	56000	49000	-
84	vertailu	31000	40000	47000	28000	47000	41000	30000

		Suurimmat laakerivoimat eri versioissa ilman sylinteripainetta, N						
	Painot	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.
55	suorat	19000	13000	29000	29000	13000	18000	-
55	vinot	21000	14000	32000	32000	14000	20000	-
55	kampikohtainen	10000	6000	14000	14000	6000	10000	-
62	suorat	14000	12000	23000	23000	13000	14000	-
62	kampikohtainen	5000	5000	6000	6000	5000	5000	-
84	vertailu	19000	20000	19000	35000	19000	22000	18000

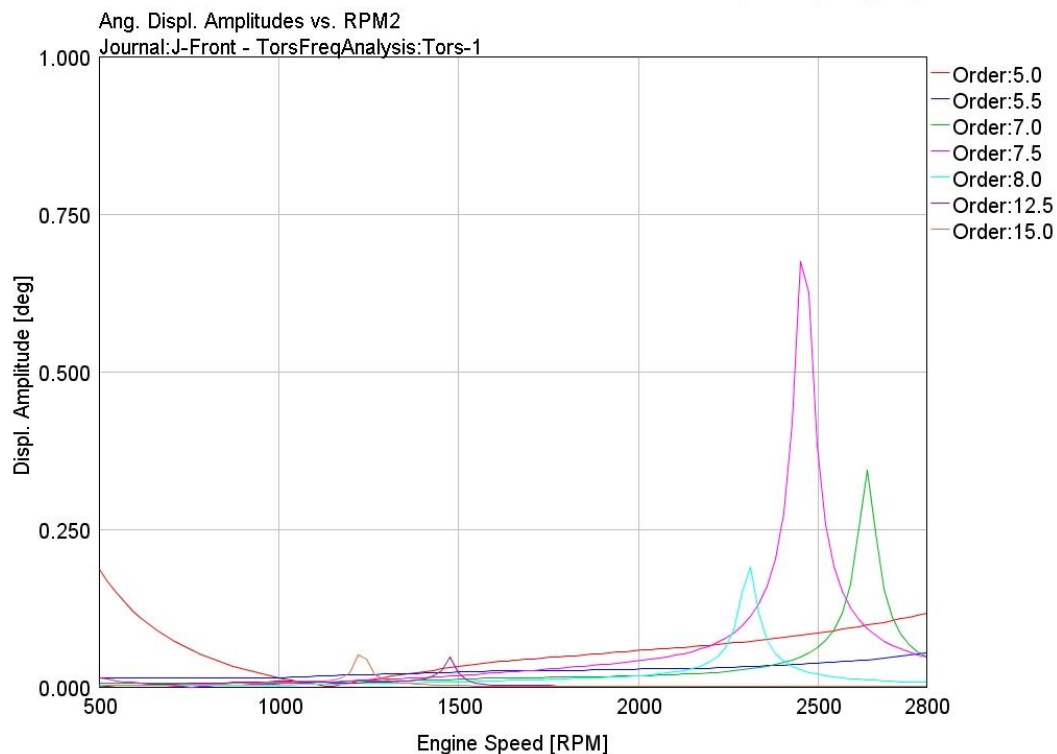
Taulukosta havaitaan, että suurimmissa laakerivoimissa ilman sylinteripainetta on melko suuria eroja eri painotusten välillä. 62- moottorin pienemmät laakerivoimat selittyvät osittain vahvemmillä runkolaakereilla; laskuissa käytetyissä 55- moottorin malleissa on 85 mm runkolaakerit, kun 62- moottorissa on suuremmat 90 mm laakerit. Erityisesti huomio kiinnittyy sylinterikohtaisen painotuksen laakerivoimien pienuuteen, jotka ovat pienemmät, kuin vertailuna käytetyssä 84- moottorissa.

Sylinteripaineellisten laakerivoimien suuruus johtuu työtahdin aikana syntyvästä suuresta pystysuuntaisesta voimasta, joka välittyy männän päältä kiertokangen ja kampiakselin välityksellä runkolaakerin alapuoliskoon.

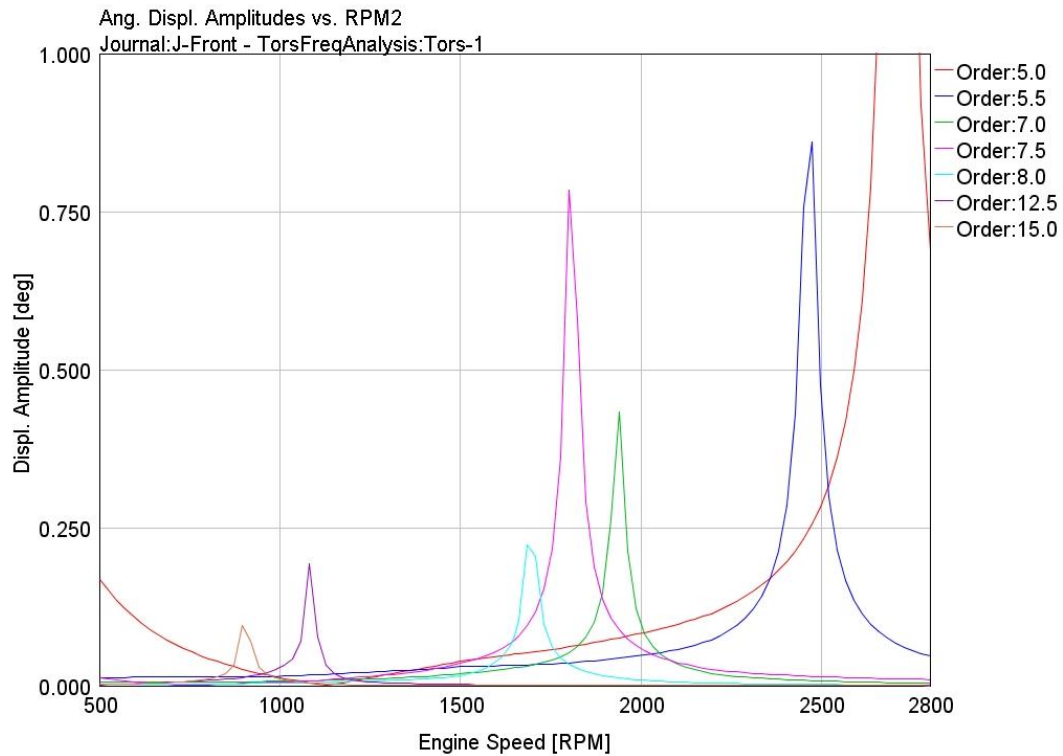
## 5.2 Vääntöväärähtelyt

Taivutusmomentin ohella eri kampiakselikonstruktiot vaikuttavat kampiakselin vääntöväärähtelyihin. Suora- ja vinopainoisen kampiakselin vääntöväärähtelyissä ei ole kovin suurta eroa, josta johtuen voidaankin melko yksiselitteisesti todeta, että suorapainoinen akseli, pienemmän taivutusmomenttinsa ansiosta, on parempi vaihtoehto. Seuraavassa käsitellään vääntöväärähtelyjen eroja sylinterikohtaisesti painotetulla ja suorapainoisella 62- moottorin kampiakselilla, joille määriteltiin tarvittavat vääntöjäykkyydet ja hitausmomentit.

Vääntöväärähtelyt mallinnettiin GT-Suite- ohjelmalla. Akseleina käytettiin suorapainoista akselia ja sylinterikohtaisesti painotettua akselia. Akseleiden etupään vääntöväärähtelyamplitudit ovat kuvissa 5.1 ja 5.2. Kuviin on jätetty näkyviin sylinterikohtaisen painotuksen vaarallisimmat kertaluvut.



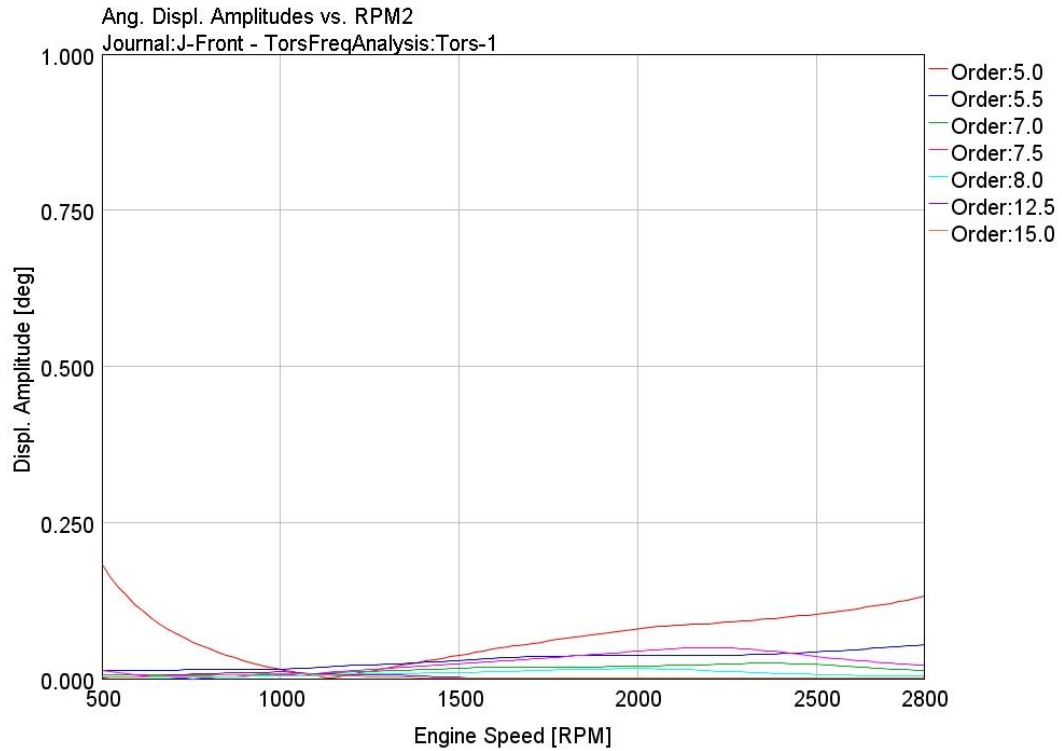
**Kuva 5.1:** vääntöväärähtelyt suorapainoisella 62- akselilla



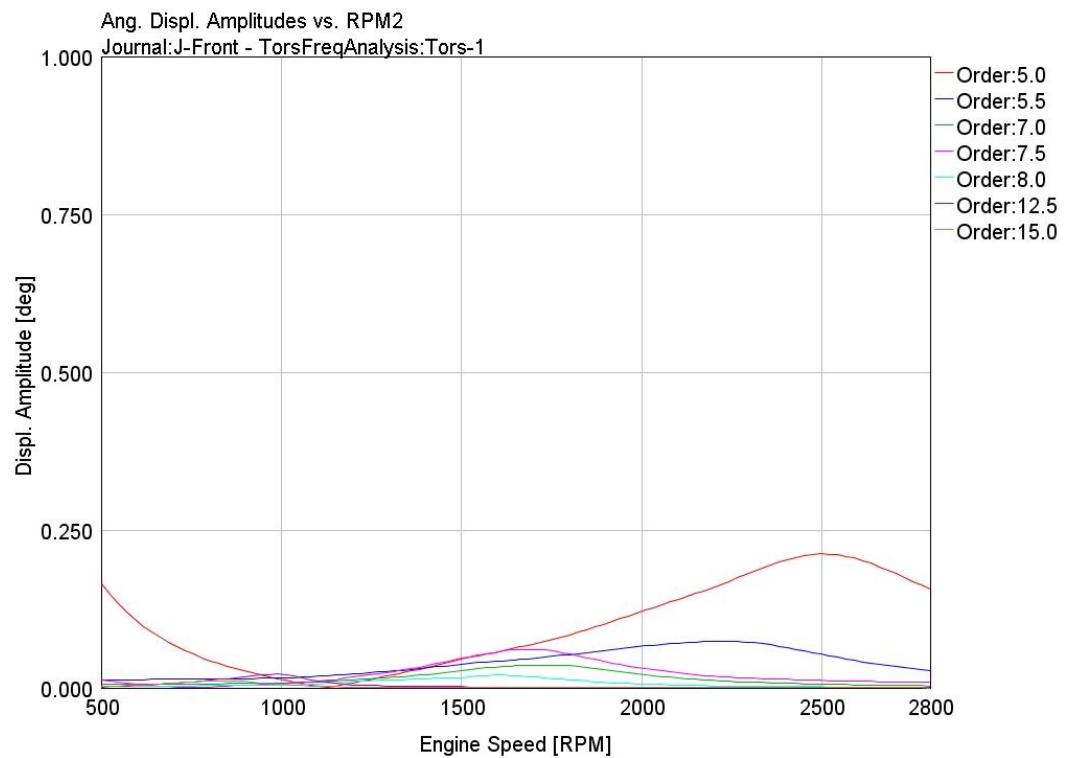
**Kuva 5.2:** vääntöväärähtelyt sylinterikohtaisella painotuksella

Kuviin otettiin vääntöväärähtelyistä vaarallisimmat kertaluvut. Kuvaa 5.1 ja kuvaa 5.2 vertaamalla huomataan, että sylinterikohtaisella painotuksella vääntöväärähtelyamplitudit kampiakselin etupäässä ovat huomattavasti suuremmat. Lisäksi korkeita amplitudeja on matalammilla kierroksilla, esimerkiksi Valtra T-sarjan traktorin voimanoton käyttö kierrosluku on 1874 r/min [15], joka osuu lähelle 7,5 kertaluvun vääntöväärähtelyamplitudin huippukohtaa. Tällöin pitkäkestoisessa työskentelyssä voimanottokäyttöisen koneen kanssa on riski moottorin vaurioitumiseen vääntöväärähtelyistä johtuen.

Tekemällä yksinkertainen värinänvaimennin käyttäen hitausmomenteja 66-moottorissa käytettävästä värinänvaimentimesta ja laskemalla sille kaavojen (160)-(168) avulla vaimennuskertoja ja jäykkyys, saatiin malli vaimentimellisen kampikoneiston vääntöväärähtelyistä, kuvat 5.3 ja 5.4.



**Kuva 5.3:** Vääntöväärhtelyt vaimentimella suorilla painoilla



**Kuva 5.4:** vääntöväärhtelyt vaimentimella sylinterikohtaisilla painoilla

Vertaamalla kuvaa 5.4 kuvaan 5.1 huomataan, että sylinterikohtaisella painotuksella on vaimennettuna lasketulla vaimentimen mallilla suurimmat amplitudit hieman suurempia, kuin suorilla painoilla ilman vaimenninta.

Sylinterikohtaisesti painotetun mallin värähtelyamplitudit vaimennettunakin ovat jonkin verran suuremmat, kuin kolmella painolla painotetun mallin amplitudit (kuvat 5.3 ja 5.4). Samoin sylinterikohtaisen painotuksen vääntömomentti-amplitudi on suurempi. Sylinterikohtaisen painotuksen vaimennettujen vääntövärähtelyjen suuruus suhteessa akselin vääntömomentin keston selviää vasta lujuuslaskelmien yhteydessä, jos sylinterikohtainen painotus muuten olisi mahdollinen. Kampikammiossa akselin pyörimiselle ei ole kovin paljoa tilaa, jolloin ainakaan tämän työn yhteydessä mallinnettu sylinterikohtaisen painotuksen akselimalli ei ole käyttökelpoinen. Laskemallakaan ei saatu painoista niin pieniä, että ne mahtuisivat pyörimään tilassaan.

Suuret värähtelyamplitudit matalilla kierroksilla kuormittavat värinänvaimenninta, joka muuttaa vääntövärähtelyjen energian lämpöenergiaksi. Mahdollisen liiallisen kuumenemisen välttämiseksi täytyy vaimentimen kokoa suurentaa, josta puolestaan seuraa uusia ongelmia moottorin toimintaan. Mahdollisessa värinänvaimentimen vaurio-tilanteessa kampikohtaisesti painotettu kampiakseli hajoaisi hyvinkin nopeasti vääntövärähtelyistä johtuen. Tästä johtuen valitaan sylinterikohtaisen painotuksen sijaan ns. suorien painojen käyttö, jolloin vääntövärähtelyt ovat huomattavasti pienemmät. Ja ainakin 84- moottorin malliin verrattuna eivät laakerikuormatkaan, ainakaan tasapainotuksesta johtuvat, ole kovinkaan paljon erisuuruiset, jos 84:n malli on todellisuutta vastaava.

## 6. LOPPUTULOKSET

Työssä mallinnettiin ja tasapainotettiin yhteensä viisi erilaista kampiakseliversiota. Versioista osa on lyhyempi-iskuiselle 5,5 litran moottorille, joka oli työn alkuvaiheessa aiheena. Myöhemmin moottori muuttui pidempi-iskuiseksi 6,2 litran malliksi, jolle jätettiin yksi akseliversio mallintamatta.

Kaikki eri akseliversiot ovat massavoimien tasapainotuksen kannalta yhtä hyviä. Jokaisessa versiossa saatiin vastapainokoneiston avulla 2. kertaluvun massamomentti tasapainotettua kokonaan, 1. kertaluvun edestakaisesta ja pyörivästä massamomentista jäi jäljelle pyörivä momentti suuruudeltaan puolet edestakaisesta massamomentista.

Akselia taivuttavassa taivutusmomentissa on eroa eri akseliversioiden välillä siten, että kampikohtaisesti tasapainotetussa akselissa taivutusmomentti on selvästi pienin. Muiden tutkittujen vaihtoehtojen välillä ei ole kovin suurta eroa taivutusmomentissa, mutta kolmen polven painotuksella tasapainotettu akseli on hieman kahden polven tasapainotusta parempi. Vääntövärähtelyjen suhteen parhaimpia versioita ovat kahden ja kolmen polven tasapainotukset, joilla värähtelyamplitudit ovat pienemmät ja korkeammilla kierrosluvuilla, kuin kampikohtaisen tasapainotuksen akselilla.

Lopputuloksena erilaisten vertailujen perusteella valitaan parhaaksi vaihtoehdoksi jatkokehittelylle kolmen polven painotuksella tasapainotettu akseli. Tällä akseliversiolla vääntövärähtelyt ovat pienemmät, kuin sylinterikohtaisella painotuksella ja akselin taivutusmomentti on hieman kahden polven painotuksella tasapainotettua akselia pienempi. Vaikka vääntövärähtelyt ovat värinänvaimentimen avulla melko hyvin eliminoitavissa, ei kampikohtaisen painotuksen akselia voida pitää parhaana. Akselin suuret värähtelyamplitudit saattavat vaatia vaimentimen koon kasvattamista, jolloin akselin etupäässä on suurempi hitausmomentti, joka puolestaan kasvattaa värähtelyamplitudeja entisestään. Lisäksi akselin etupäähän lisätty massa kuormittaa akselia varsinkin, jos akselin etupäähän kohdistuu jo muutenkin taivutusta. Tässä työssä mallinnettu kampikohtaisesti tasapainotetun akselin vastapainot ovat liian suuret mahtuakseen kampikammioon, joten akseli ei ole käyttökelpoinen vaihtoehto.

Kampikoneiston tasapainottamiseksi vaadittavalle vastapainokoneistolle kehitettiin malli GT-Suite- ohjelmaan ja peruskonstruktio, joiden avulla koneiston suunnittelu ja sijoittaminen sylinteriryhmään voidaan tehdä. Vastapainon suunnittelu voidaan tehdä vasta sijoituspaikan valinnan jälkeen, jolloin tiedetään myös koneistolle käytettävissä oleva tila.

Työn tuloksena saatiin kampikoneiston malli mallinnusohjelmaan ja akselin CAD-malli, joiden pohjalta moottorin kehitystä voidaan jatkaa. Akselin mallia joudutaan todennäköisesti muokkaamaan yhteistyössä akselin valmistajan kanssa, sillä akselin



valmistamisessa vaadittavia päästöjä ei ole erityisesti huomioitu CAD- mallia tehdessä. Päästöt eivät kuitenkaan erityisesti vaikuta akselin tasapainotukseen ja peruskonstruktioon, jos ne eivät suuntaudu siten, että vastapainon puolelta poistetaan materiaalia. Lisäksi osa päästöistä poistuu akselia koneistettaessa. CAD- mallista puuttuu myös joitakin tasapainotuksen kannalta merkityksettömiä osia, kuten vauhtipyörän kiinnittämiseksi vaadittavat kierreerit. Koko moottorin suunnittelun kannalta kampiakseli on vain yksi osa, jonka lisäksi lähes kaikki muutkin osat joudutaan suunnittelemaan uudelleen.

Työssä vertailtiin eri laskentamenetelmiä toisiinsa. Massavoimien laskennassa perinteisillä laskukaavoilla saatiin tuloksia, jotka olivat hyvällä tarkkuudella samoja simulointiohjelmasta saatuihin tuloksiin verrattuna. Laskukaavat ovat muodoltaan sellaisia, että niiden käyttäminen matematiikkaohjelmistojen, kuten MathCad, avulla on helppoa. Myös simulointiohjelmalla kampikoneiston mallintaminen massavoimien laskemiseksi on helppoa. Tulosten vertailemiseksi eniten työtä aiheutti moottorin pyörimissuunnan huomioiminen, että kaavojen avulla saadut massavoimien käyrät saatiin samansuuntaiseksi simulointiohjelman käyrien kanssa.

Vääntöväärähtelyjen laskennassa käytettiin ominaismuotojen ja –kulmanopeuksien simulointiohjelman lisäksi vain Holzerin menetelmää. Kampiakselin osioiden jäykkyyden laskemiseksi vertailtiin kahta eri laskukaavaa ja elementtimenetelmää. Laskukaavoissa, samoin kuin elementtimenetelmässä, tuloksiin vaikuttaa valitut materiaaliarvot. Työssä käytetyillä materiaaliarvoilla käsin lasketut ja elementtimenetelmällä lasketut arvot poikkesivat toisistaan jonkin verran. Käsinlaskumenetelmistä lähimmäksi elementtimenetelmän tuloksia päästiin kokeellisiin tuloksiin perustuvalla kaavalla, jolla saadut tulokset olivat muutaman prosentin sisällä elementtimenetelmän tuloksista. Holzerin menetelmällä, käytettäessä kampiakselin osioiden jäykkyytenä elementtimenetelmällä saatuja jäykkyyksiä, lasketut ominaisuuudet ovat samaa suuruusluokkaa simulointiohjelmalla laskettujen kanssa eron ollessa muutamia prosentteja. Laskukaavoilla laskettujen vääntöväärähtelyamplitudien suuruus poikkesi samoin hieman simulointiohjelman tuloksista.

Värinänvaimentimen malleista voidaan todeta, että kaikki kolme erilaista mallinnustapaa ovat tässä työssä yhtä hyviä. Uusimpaan lähdekirjallisuuteen perustuvat ”Hafnerin vaimentimet” ovat karkeita malleja, sillä lähdekirjallisuudessa ei ollut työssä käytetyssä vaimentimessa käytetyn silikoniöljyn kertoimia. Jo yksinkertaisillakin vaimentimen malleilla, joissa on kytkettynä akselin etupäähän viskoosin vaimentimen välityksellä ylimääräinen hitausmomentti, saatiin värähtelyamplitudit laskemaan huomattavasti. Vaimentimen mallista riippumatta jäi värähtelymomentti todellisella käyttökiertoarvoilla alle 5000 Nm, momentin ollessa vaimentamattomana lähes kaksinkertainen.

Erilaisista laskentamenetelmistä voidaankin todeta, että simulointiohjelman käyttäminen on yksinkertaisinta ja helpointa, mutta perinteisillä käsinlaskukaavoilla saadaan lähes samoja tuloksia. Joten jos simulointiohjelmalla ei ole käytettävissä, ovat vanhat, viime vuosisadan alkupuolella kehitetyt, laskukaavat edelleen käyttökelpoisia.

Laskukaavojen käyttöä helpottaa mahdollisuus käyttää tietokonetta laskemisen apuna. Varsinaisten matematiikkaohjelmistojen ohella kaavojen laskemiseen voidaan käyttää esimerkiksi tavallista taulukkolaskentaohjelmaa. Ohjelmien avulla voidaan eri muuttujien vaikutusta tuloksiin tutkia helposti vain lähtöarvoja muuttamalla. Samoin esimerkiksi monia laskukertoja vaativat käyrien piirtämiset saadaan helposti tehtyä ohjelmistojen avulla.

Todellisesta kampikoneistosta mitattuja tuloksia ei tässä työssä päästy vertaamaan, joten laskentamenetelmien paremmuutta ei voida tarkemmin määritellä. Oikeassa moottorissa mm. vääntöväärähtelyihin vaikuttavat työssä käsiteltyjen osien lisäksi esimerkiksi moottorin venttiilikoneisto ja apulaitteet sekä moottoriin mahdollisesti kiinteästi kytketty vaihteisto tai muu laite.

Tehtäväksi jäävät vielä akselin lujuuslaskelmat, joiden perusteella voidaan joutua suunnittelemaan akselia uudestaan. Lujuuslaskelmien avulla nähdään vääntöväärähtelyjen ja taivutusmomenttien vaarallisuus. Jos taivutusmomentit ovat lujuuslaskelmien perusteella sallituissa rajoissa, on akselin rakenne silloin hyvä, sillä vääntöväärähtelyjä voidaan rajoittaa värinänvaimentimella. Jos lujuuslaskelmien perusteella akseli ei kestä taivutusmomenttia, täytyy akselia muuttaa. Yksi mahdollisuus on tehdä sylinterikohtaisen painotuksen ja kolmella painolla painotetun akselin yhdistelmä, jossa siis kammepolven massavoimaa, ja siten myös kampikoneiston massamomenttia, vähennetään lisäämällä jokaiseen polveen vastapaino.

## LÄHTEET

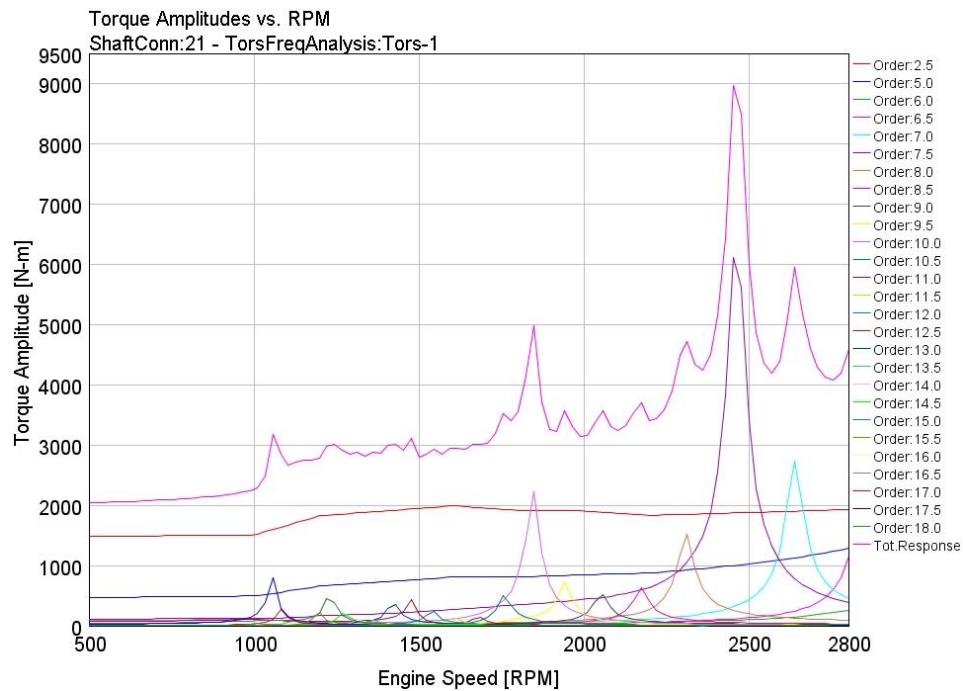
- [1] Pitkänen, Jorma. Polttomoottoritekniikan perusteet: Massavoimat ja niiden tasapainotus. Espoo 1999 Teknillinen korkeakoulu 139 s.
- [2] Nestorides, E. J. A Handbook on torsional vibration. London 1958. Cambridge University Press. 633 p.
- [3] Ker Wilson, W. Practical Solution of Torsional Vibration Problems Volume two: Amplitude Calculations. 3<sup>rd</sup> edition, London 1963, Chapman & Hall Ltd. 880 p.
- [4] Eerola, Oiva E. Polttomoottorit 1. Helsinki 1970. Oy Tilgmann Ab. 397 s.
- [5] Eerola, Oiva E. Polttomoottorit 2. Jyväskylä 1978. Gummerus. 612 s.
- [6] Pitkänen, Jorma. Polttomoottoritekniikan perusteet: Moottorin kampiliike, vääntömomentti, pyörimisnopeuden tasaisuus ja vääntövärähtelyt. Espoo 1999 Teknillinen korkeakoulu 121 s.
- [7] Mechanical.pdf, Gamma Technologies, Inc. 2010. 74 p, GT-Suiten ohjekirja
- [8] Cranktrain.pdf, Gamma Technologies, Inc. 2010. 81 p. GT-Suiten ohjekirja
- [9] <http://www.sten.fi/data/attachments/42CrMo4.pdf> luettu 28.11.2011
- [10] AGCO SISU POWER 4<sup>th</sup> Generation Diesel Engines  
<http://www.agcosisupower.com/@Bin/1790300/ASP++Stage+3B++EN.pdf> esite, luettu 6.9.2011
- [11] Ker Wilson, W. Practical Solution of Torsional Vibration Problems Volume one: Frequency Calculations. 3<sup>rd</sup> edition, London 1967, Chapman & Hall Ltd. 704 p.
- [12] Hafner, K.E, Maass, H. Torsionsschwingungen in der Verbrennungskraftmaschine. Wien 1985. Springer-Verlag. 434 p.

- [13] Mendes, A.S., Meirelles, P.S., Zampieri, D.E. 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. 2008 SAGE, pp. 155-178. Saatavissa: <http://pik.sagepub.com/>
- [14] Ker Wilson, W. Practical Solution of Torsional Vibration Problems Volume four: Devices for Controlling Vibration. 3<sup>rd</sup> edition, London 1968, Chapman & Hall Ltd. 739 p.
- [15] Valtra T-sarjan tekniset tiedot, <http://valtra.fi/products/tractors/84.asp>  
Luettu 30.1.2012

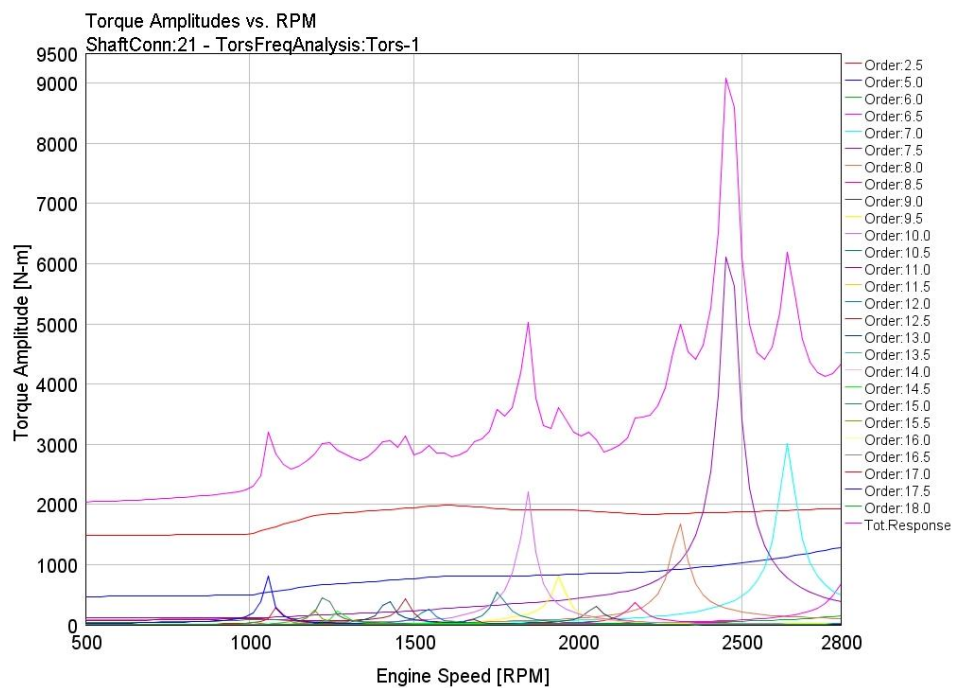
## LIITE 1: HERÄTTEIDEN AMPLITUDEJA

	500 r/min	1000 r/min	1500 r/min	2000 r/min	2500 r/min
Kertaluku	Nm	Nm	Nm	Nm	Nm
0,5	365,991	365,991	422,339	417,059	386,875
1	552,698	560,497	674,955	725,790	644,186
1,5	446,595	446,595	552,364	522,914	495,227
2	406,811	360,171	384,215	257,311	84,190
2,5	335,476	335,476	426,010	405,123	384,220
3	271,435	248,034	286,927	213,517	129,148
3,5	222,693	222,693	291,530	276,126	263,196
4	178,726	176,280	230,445	211,030	191,442
4,5	139,284	139,284	187,270	179,147	172,469
5	104,741	105,136	149,503	142,833	137,597
5,5	78,466	78,466	113,762	112,675	106,442
6	61,228	61,276	87,043	85,658	81,856
6,5	44,142	44,142	63,267	67,425	60,011
7	32,558	32,560	50,029	48,256	44,064
7,5	24,278	24,278	35,736	38,506	34,250
8	15,556	15,559	28,324	28,629	25,043
8,5	16,526	16,526	21,374	18,141	17,618
9	16,178	16,178	13,860	15,305	15,061
9,5	16,672	16,672	8,383	9,835	6,064
10	18,640	18,640	6,381	9,724	6,620
10,5	16,759	16,759	5,847	6,580	4,384
11	14,830	14,830	3,264	5,510	3,099
11,5	12,967	12,967	4,294	1,191	5,034
12	10,995	10,995	4,554	1,473	2,131
12,5	14,274	14,274	1,973	1,534	2,994
13	9,405	9,405	6,703	3,932	4,708
13,5	10,682	10,682	3,097	3,067	3,649
14	7,397	7,397	2,023	2,026	1,268
14,5	6,357	6,357	6,063	2,201	1,138
15	7,369	7,369	2,483	2,529	2,142
15,5	4,950	4,950	3,828	1,788	2,010
16	8,137	8,137	2,149	2,139	3,608
16,5	5,969	5,969	1,866	4,312	2,838
17	5,118	5,118	1,841	2,783	2,434
17,5	4,715	4,715	2,777	2,720	3,006
18	1,260	1,260	1,365	1,752	1,981

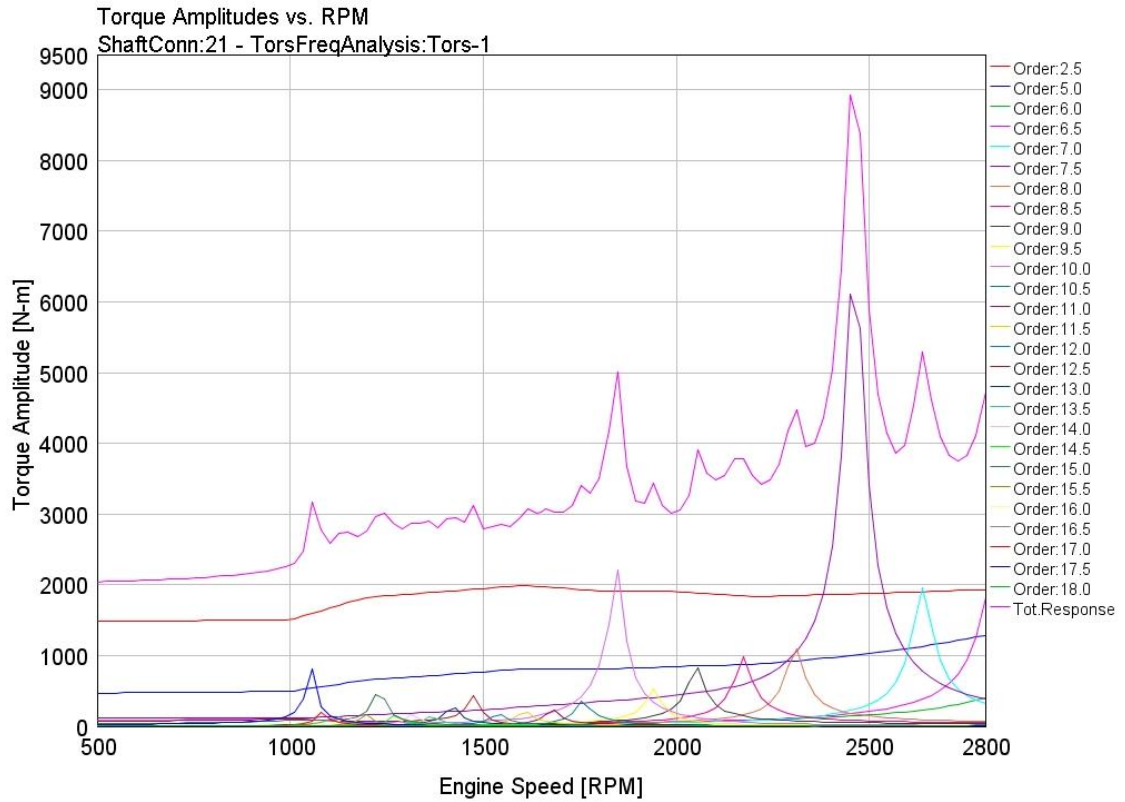
## LIITE 2: VÄÄNTÖMOMENTTIAMPLITUDIT ERI SYTYTYSJÄRJESTYKSILLÄ



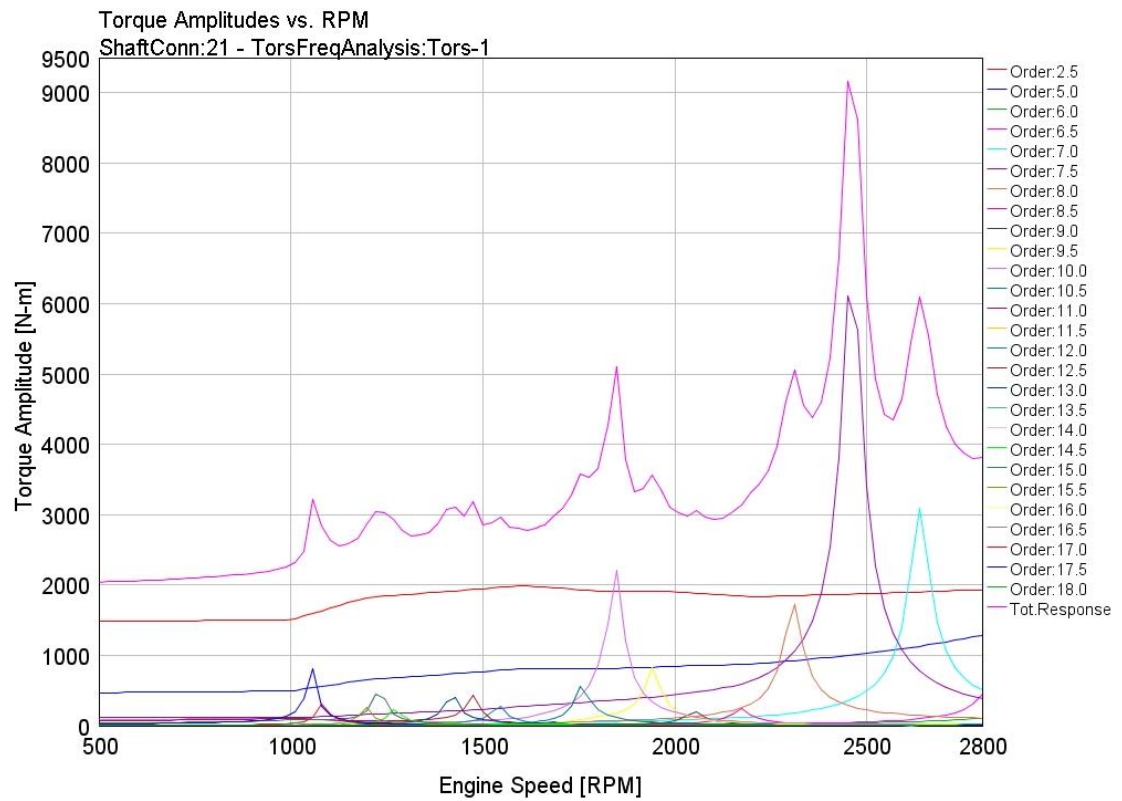
**Kuva: 1-2-3-4-5 (1-5-4-3-2)**



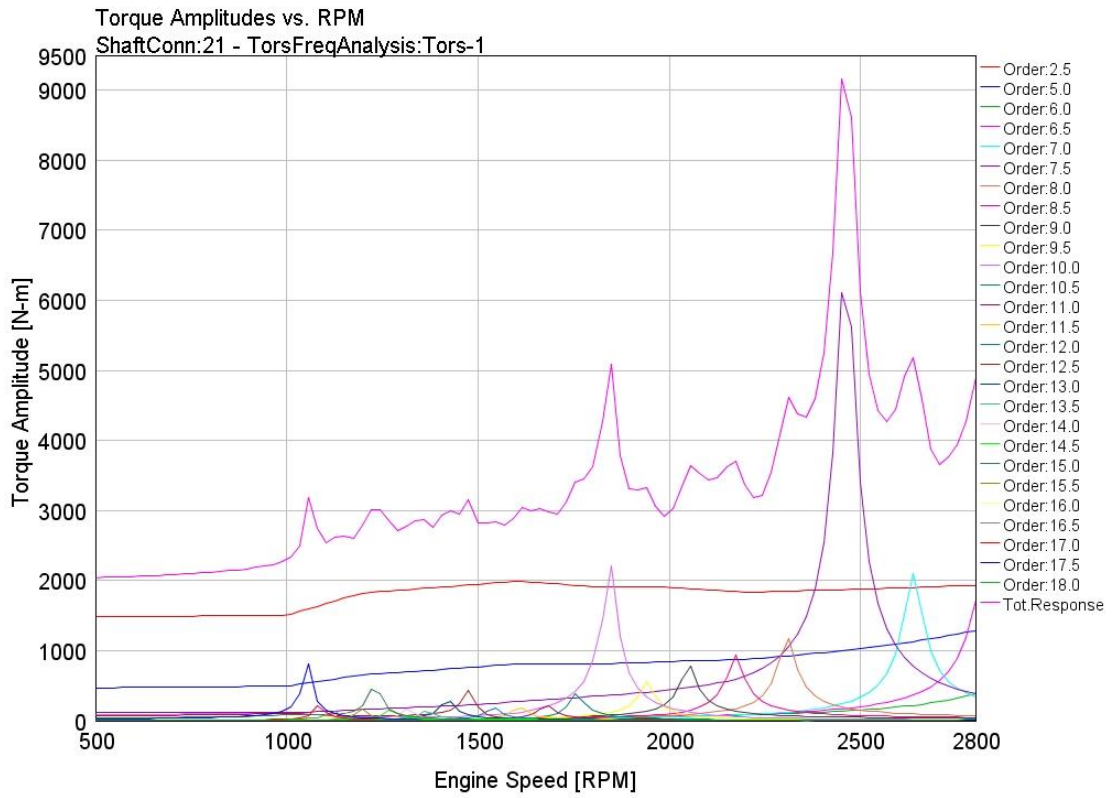
**Kuva: 1-2-3-5-4 (1-4-5-3-2)**



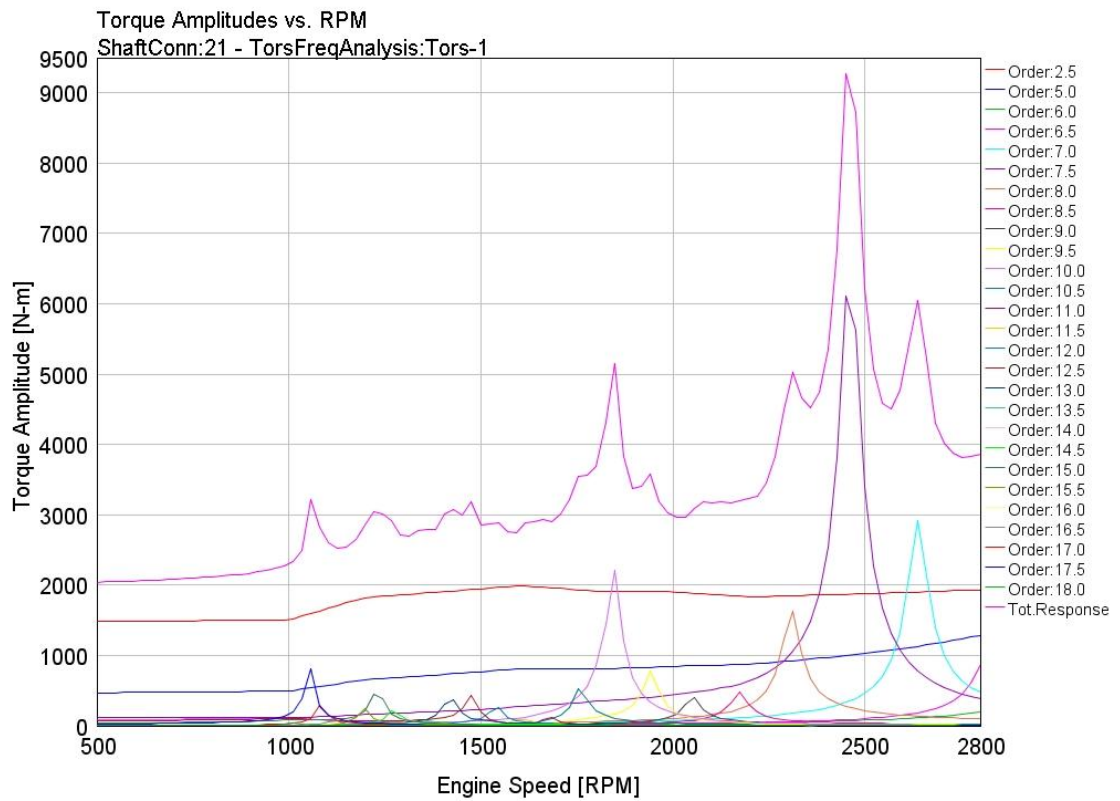
**Kuva:** 1-2-4-3-5 (1-2-4-3-5)



**Kuva:** 1-2-4-5-3 (1-3-5-4-2)

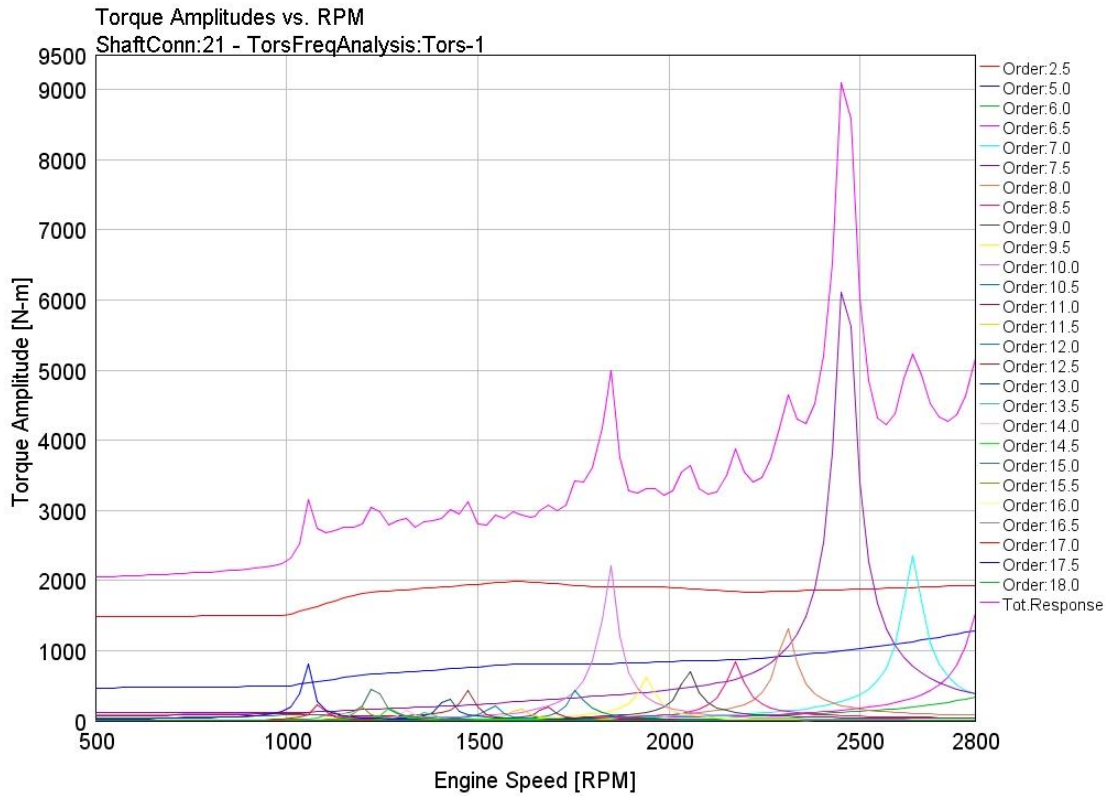


**Kuva:** 1-2-5-3-4 (1-4-3-5-2)

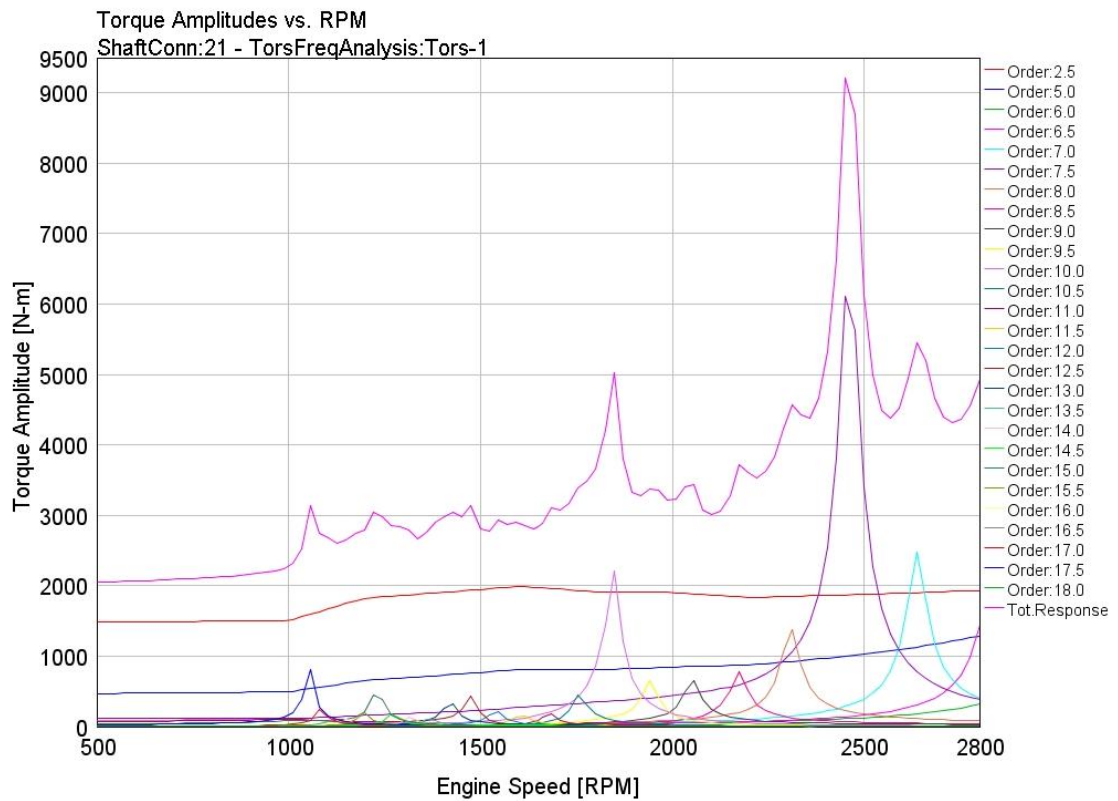


**Kuva:** 1-2-5-4-3 (1-3-4-5-2)

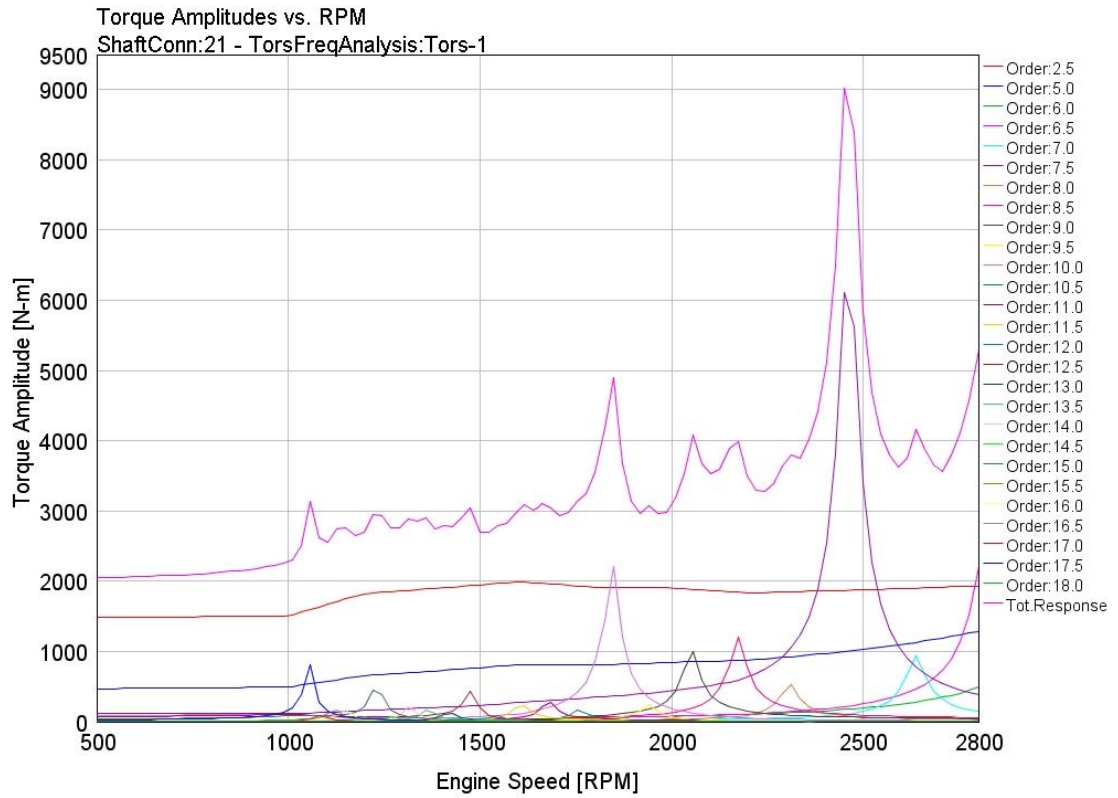




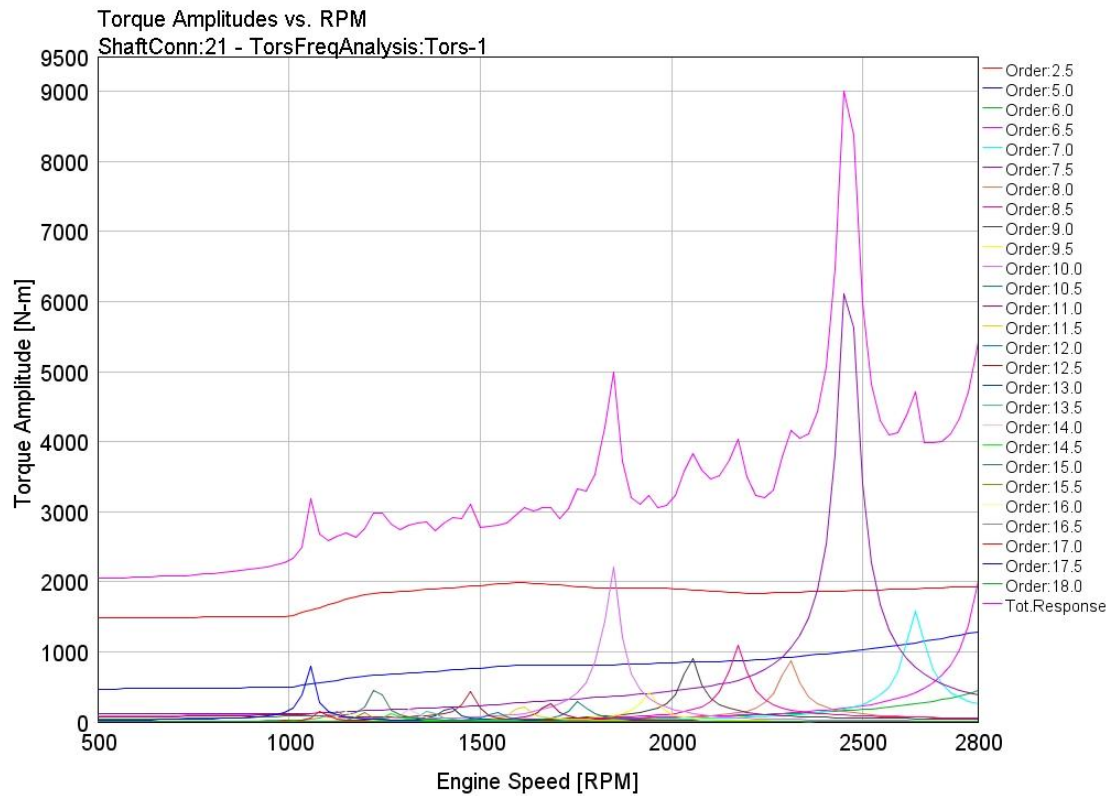
**Kuva:** 1-3-2-4-5 (1-5-4-2-3)



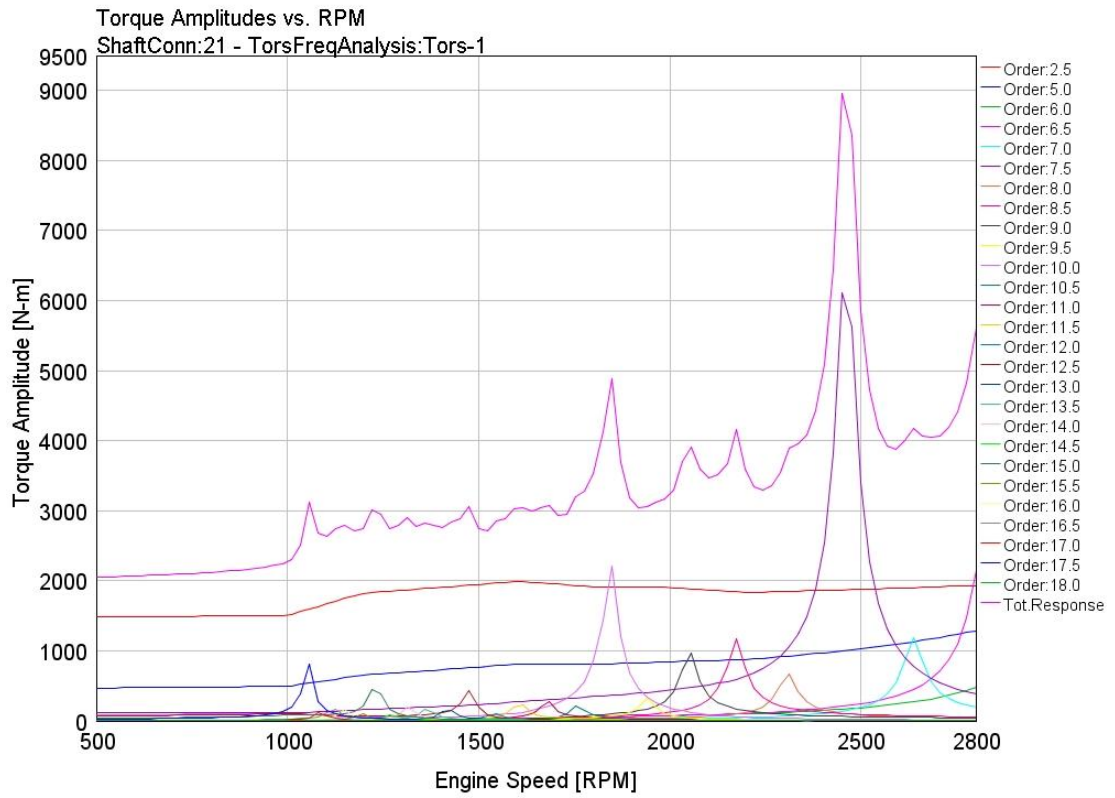
**Kuva:** 1-3-2-5-4 (1-4-5-2-3)



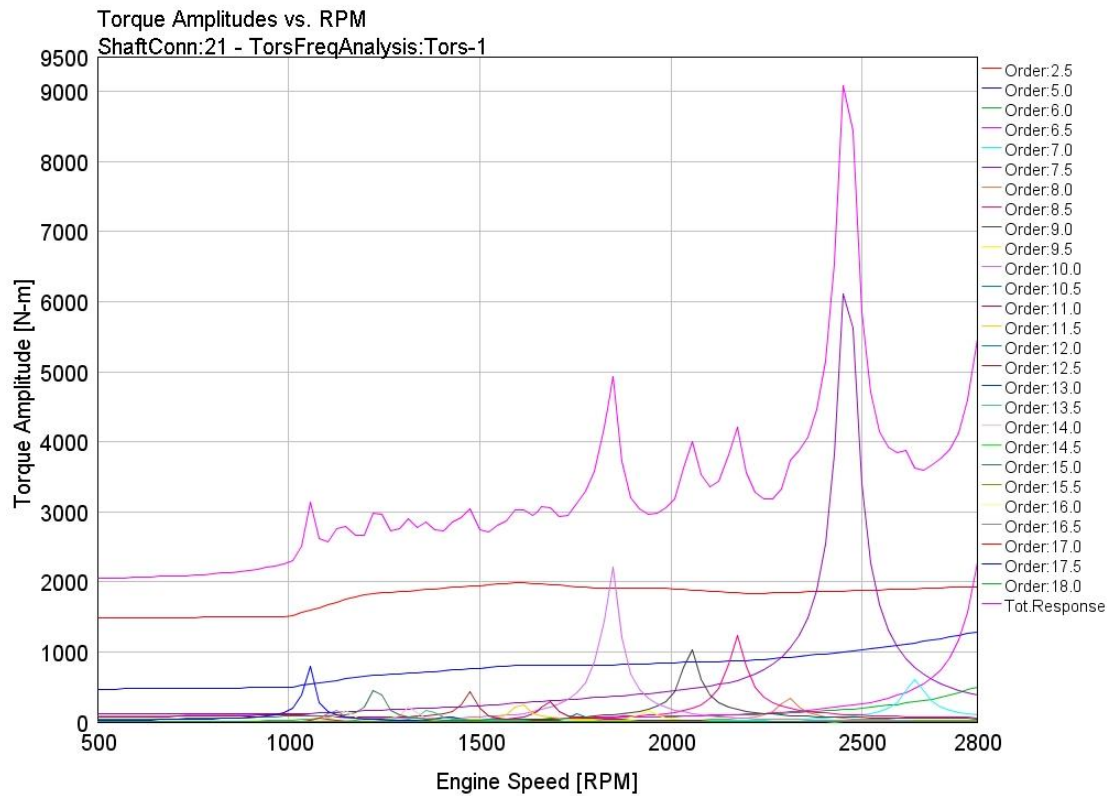
**Kuva:** 1-3-4-2-5 (1-5-2-4-3)



**Kuva:** 1-3-5-2-4 (1-4-2-5-3)



**Kuva:** 1-4-2-3-5 (1-5-3-2-4)



**Kuva:** 1-4-3-2-5 (1-5-2-3-4)