

Opinnäytetyö AMK

Kone- ja tuotantotekniikka

Meritekniikka

2021

Pyry Haimila

**MENETELMÄ
VÄÄNTÖVÄRÄHTELY-
LASKELMIEN TEKEMISEEN
ALUKSEN
KONSEPTISUUNNITTELU-
VAIHEESSA**



OPINNÄYTETYÖ AMK | TIIVISTELMÄ

TURUN AMMATTIKORKEAKOULU

Kone- ja tuotantotekniikka | Meriteknikka

2021 | 39 sivua

Pyry Haimila

MENETELMÄ VÄÄNTÖVÄRÄHTELYLASKELMIEN TEKEMISEEN ALUKSEN KONSEPTISUUNNITTELUVAIHEESSA

Propulsiojärjestelmät muuttuvat tällä hetkellä yhä monimutkaisemmiksi yleistyvän sähkö- ja hybridikäytön ohjaamana. Toimeksiantajalla oli selvä tarve saada akselijohdon alustavat värähtelylaskelmat tehdyksi riittävällä tarkkuudella jo aluksen konseptisuunnitteluvaiheessa. Tarve oli myös mahdollistaa kyky, jolla voidaan simuloida erilaisten joustavien kytkinten vaikutusta kuljetuskoneistoinstallaatioille.

Alusten propulsiolinjat suunnitellaan nykyään konseptivaiheessa kokemusperäisten konetehovaatimusten mukaisesti. Akselijohdot suunnitellaan siten, että jätetään varaus joustavan kytkimen asentamiseen, jolloin värähtelymuodot- ja rasitukset voidaan saada hyväksyttävälle tasolle. Laskelmat tehdään yleisesti vasta perussuunnitteluvaiheessa, jolloin komponenttien toimittajat on teknisin perustein valittu. Vääntöväärähtelylaskelmista vastaa usein pääkonetoimittaja, jolle akseliston muiden komponenttien tiedot toimitaan laskelman tekemistä varten. Tämän insinööri työn tuloksena toimeksiantajalle mahdollistettiin kyky tehdä alustavat vääntöväärähtelylaskelmat sekä kyky simuloida eri komponenttien vaikutusta järjestelmän värähtelymuotoihin erilaisissa laivan kuljetuskoneistoinstallaatioissa jo suunnitteluprosessin hyvin varhaisessa vaiheessa. Menetelmä perustuu vanhaan, reikänauhatietokoneiden aikaiseen laskentatapaan, joka on muutettu yhteensopivaksi nykyaikaisen tietotekniikan kanssa.

Menetelmä testattiin laskemalla toteutuneita tapauksia ja niiden tuloksiin verraten, joidenka avulla voitiin varmentaa tulosten luotettavuus. Työn hedelmää käytettiin myös osana opinnäytetyötä erään aluskonseptin kuljetuskoneiston alustavien vääntöväärähtelyvasteiden simulointiin. Menetelmän rajoitteena on työläs ja aikaa vievä käytötapa, joka juontaa juurensa reikänauhatietokoneiden aikakaudelle. Menetelmän iästä huolimatta se täyttää vaatimukset käytettäväksi osana nykyaikaista suunnittelutyötä.

ASIASANAT:

Akselijohdo, aluksen konseptisuunnittelu, propulsio, propulsiolinja, vääntöväärähtely.

BACHELOR'S THESIS | ABSTRACT

TURKU UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Mechanical and production engineering | Naval architecture

2021 | 39 pages

Pyry Haimila

METHOD FOR PERFORMING A TORSIONAL VIBRATION ANALYSIS IN THE CONCEPTUAL DESIGN OF A VESSEL

Propulsion lines are evolving to more complicated levels in effect of generalization of hybrid and electric- driven solutions. The need for making preliminary torsional vibration analysis has become topical to ensure a trouble-free design process. The capability to simulate different varies of flexible couplings and their effects on propulsion system natural frequencies is also needed.

Vessel propulsion lines are designed nowadays based on empirical factors relating to required propulsion power. Propulsion shaft lines are designed with reservation for flexible coupling installation when torsional vibration frequencies and their caused stress types in propulsion components, can be set to acceptable levels. Usually, the torsional vibration analysis is made at the basic design phase when propulsion components are chosen by technical factors. Typically, the main engine supplier is responsible for performing the torsional vibration analysis. Technical specifications for shaft line components are given to the main engine supplier for the basis of torsional vibration analysis. In this thesis a method of preliminary torsional vibration analysis and simulation of the effects of different components on vibration forms is enabled for principal. The method used is based on old punch tape format program which has been modified for modern information technology use.

Certification of the correct run of program was done by cross referencing calculated results obtained, with well documented test results. The program was also used as part of thesis for one vessel concept propulsion system preliminary torsional vibration forms simulation. Despite the age of the program, this thesis demonstrates that it still fulfills all requirements for modern vessel design.

KEYWORDS:

Conceptual design, shaftline, propulsion, propulsion line, torsional vibration

SISÄLLYS

KÄYTETYT LYHENTEET JA SANASTO	5
1. JOHDANTO	6
1.1 Värähtelyanalyysi osana laivan propulsiolinjan suunnittelua	6
1.2 Värähtelylajit laivan kuljetuskoneiston akselistossa	7
1.3 Värähtelyn kontrollointi vaimentimella	8
1.4 Värähtelyn kontrollointi vääntöjoustavalla kytkimellä	10
1.5 Insinööriyö	12
2 LUOKITUSLAITOSTEN MÄÄRÄYKSET	13
2.1 Yleiset vaatimukset vääntövärähtelylaskelmille ja niiden esittämiselle	13
2.2 Laskelmat ja sisältö	15
2.3 Laskentamenetelmät	16
2.4 Mittaukset	17
2.5 Estetty kierrosnopeusalue – <i>Barred speed range</i>	18
2.6 Apukoneisto	20
2.7 Laskelman tulokset ja esittäminen	20
3 VÄRÄHTELYLASKENTA	22
3.1 Laskentamenetelmä	22
3.2 TL17- laskentaohjelma	22
3.3 Ohjelman lähtöarvotiedot	25
3.4 Koelaskenta	27
3.5 Ohjelma käytössä	27
3.6 Troolarin laskelman tulokset	29
4 TULOKSET JA NIIDEN ARVIOINTI	35
4.1 Tulokset	35
4.2 Laskinohjelman suorituskyky	35
4.3 Tulosten luotettavuus	36
5 YHTEENVETO	37
LÄHTEET	39

KÄYTETYT LYHENTEET JA SANASTO

ABS	American Bureau of Shipping
BV	Bureau Veritas
CRS	Croatian Register of Shipping
COBOL	Ohjelmointikieli
DNV	Det Norske Veritas
Fortran	Ohjelmointikieli
kW	Kilowatti
LR	Lloyds Register
MNm/rad	Ulkoisen vaimennus
Misfiring	Polttomoottorin sytytyshäiriö
MPa	Megapascal, leikkausjännityksen suure
Nms/rad	Sisäinen vaimennus
RINA	Registro Italiano Navale
RMRS	Russian Maritime Register of Shipping
rpm	käyntinopeus, 1/s
TKK	Teknillinen korkeakoulu
TL17	Vääntövarähtelylaskentaohjelma

1. JOHDANTO

Tämän työ tarkoitus on mahdollistaa toimeksiantajalle suorituskyky, jolla voidaan laskea vääntöväärähtelyarvot jo aluksen konseptisuunnitteluvaiheessa. Menetelmä mahdollistaa vääntöväärähtelyarvojen toteamisen konseptivaiheisessa suunnittelussa erilaisille voimanlähderatkaisuille, ja niiden komponentit sekä joustava kytkimen mitoitus voidaan ennakoida tulosten perusteella ja myöhemmän vaiheen ongelmat voidaan ennakoida.

Aluksen propulsiolinjoissa syntyy moottorikäytön johdosta erilaisia värähtelyjä. Etenkin polttomoottorin käymisestä aiheutuva sykittäinen tehon- ja väännöntuotto aiheuttaa kulmanopeusvaihteluja akselijohdon pyörimisliikkeessä. Kulmanopeusvaihtelut aiheuttavat vääntöväärähtelyjä. Vääntöväärähtelyt ovat aluksen koneistolle kaikista haitallisista värähtelymuoto, vaarallisimmillaan vääntöväärähtelyt voivat johtaa akselin katkeamiseen.

Suunniteltaessa aluksen propulsioratkaisua on punnittava monien erilaisten teknisten ratkaisujen etuja. Oli valinta moottorityypin tai propulsiolaitteen osalta mikä hyvänsä, tulee aluksen koneiston kannalta haitallisten värähtelyjen hallinta oleelliseksi. Luokituslaitokset ja laivavarustamat edellyttävät vääntöväärähtelylaskelmien tekemistä aluksen suunnitteluvaiheessa riskien ennaltaehkäisemiseksi ja vahinkojen välttämiseksi.

Alusten propulsiolinjojen suunnittelua ohjaa erikseen laadittava kalkyyli aluksen haluttujen ominaisuuksien ohjaamana konetehovaatimuksesta. Akselijohtoa suunniteltaessa jätetään varaus joustavan kytkimen asentamiselle, jotta vääntöväärähtelyt voitaisiin saada sallitulle tasolle.

1.1 Värähtelyanalyysi osana laivan propulsiolinjan suunnittelua

Laivan akselijohdossa esiintyvät värähtelyt voidaan jakaa kolmeen eri tyyppiin: vääntöväärähtelyihin, pitkittäisvärähtelyihin ja taivutusvärähtelyihin. Kukin värähtelymuoto voi aiheuttaa vakavia ongelmia aluksen propulsiolinjan toimivuuden ja kestävyyskannalta.

Luokituslaitokset edellyttävät vähintään vääntövärähtelyanalyysin tekemistä aluksen polttomootorikäyttöisen kuljetuskoneiston suunnitteluvaiheessa. Myös muiden värähtelytyyppien, eli pitkittäis- sekä kiepuntavärähtelyjen analyysia voidaan edellyttää, mikäli kuljetuskoneiston tyyppillä tiedetään esiintyvän riski pitkittäis- tai kiepuntavärähtelyyn. Värähtelyanalyysin tarkoitus on tutkia ja todeta, aiheutuuko valittujen komponenttien yhteisvaikutuksen aiheuttamana akselijohdon ja aluksen toiminnan kannalta haitallisia värähtelytaajuuksia sekä niiden aiheuttamana komponenteille aiheutuvia korkeita rasituksia.

Jaksottaiset herätteet synnyttävät pakkovärähtelyjä omilla taajuuksillaan. Pakkovärähtelyt saattavat olla vaarallisen voimakkaita myös niiden ollessa eri taajuuksilla akselijohdon ominaistaajuuksien kanssa resonanssitaajuuden ulkopuolella.

Vääntövärähtelyjen aiheuttamat vääntöleikkausjännitykset aluksen propulsiomootorin kampiakselilla tulee saada selvitettyä eri operointitilanteissa. Joissain tapauksissa seurauksena saattaa olla katkennut akseli, mikä on kuitenkin nykypäivänä melko harvinaista.

Tärkeää on saada selvyys oikeanlaisesta joustavasta kytkimestä, joka toiminnallaan suojaa polttomootorin pyörittämää hammasvaihteistoa. Joustavalla kytkimellä saadaan myös kompensoitua akselijohdon linjausvirheitä. Misfiring eli sytytyshäiriötilanne tai muu poikkeuksellisen epätasaista tehontuottoa aiheuttava tilanne saattaa hajottaa joustavan kytkimen.

1.2 Värähtelylajit laivan kuljetuskoneiston akselistossa

Vääntövärähtelyt syntyvät akselijohtoa pyörittävän voimanlähteen momentin syklistä vaihtelusta. Voimanlähteellä voidaan käsittää tässä kontekstissa tyypillisesti polttomootoria tai sähkömootoria. Polttomootorin tuottama epätasainen momentti aiheuttaa kulmanopeusvaihteluita akselistossa, jotka edelleen aiheuttavat *vääntövärähtelyjä*. Vääntövärähtelyjen heräte ja vaste amplitudi muuttuvat moottorin tehon ja kierrosnopeuden funktiona. Vääntövärähtelyt häiritsevät aluksen propulsiojärjestelmän toimintaa monella tavoin. Värähtely voi aiheuttaa voimansiirtoelimissä voiteluöljykalvojen rikkoutumista, joka johtaa nopeaan kulumiseen. Suuri värähtelyamplitudi aiheuttaa myös korkeita jännityksiä akselijohtoon. Tyypillisesti jännitykset ovat tyypiltään veto- puristus ja leikkausjännityksiä. Korkeat leikkausjännitykset voivat johtaa akselin katkeamiseen (Pitkänen 1995).

Pitkittäisvärähtelyt aiheutuvat akselijohdon massojen välisestä joustavuudesta tietyillä kierrosluvuilla ja taajuuksilla. Pitkittäisvärähtelyn herätteet syntyvät polttomootorin kampiakselin joustavuudesta palamistapahtuman aiheuttamien voimien aiheuttamana.

Pitkittäisvärähtelyt voivat aiheutua myös potkurin toiminnasta epätasaisessa vanavesikentässä. Pitkittäisvärähtelyjä esiintyy eritoten kuljetuskoneistoissa, jotka on toteutettu pitkäiskuisilla kaksitahtiristikappaledieseileillä. Pitkittäisvärähtelyjen ja vääntövärähtelyjen kytkeytyessä värähtelyherätteet sekä rasiukset kasvavat (Häkkinen 1997).

Kiepunta eli poikittaisvärähtelyt ilmenevät hyrrävoimien aiheuttaman momentin vaikuttaessa akseliin sen pyöriessä. Poikittaisvärähtelyn herätteet ovat usein peräisin potkurin toiminnasta epätasaisessa vanavesikentässä sekä akselin massan epätasapainosta tai akselin taipumasta. Poikittaisvärähtelyssä akseli pyörii ja samalla värähtelee pyörimisliikkeen mukana usein elliptistä rataa hyrrävoimien ja värähtelyherätteen yhteisvaikutuksessa. Poikittaisvärähtely voi aiheuttaa akselilinjan laakereille korkeita säteiskuormia, nopeaa kulumaa ja runkovärähtelyjä.

1.3 Värähtelyn kontrollointi vaimentimella

Vääntövärähtelyjen aiheuttamien rasiusten kontrolloinnissa kuljetuskoneiston ja moottorin yksityiskohdat merkitsevät paljon. Haitallisia resonanssitaajuuksia hillitään värähtelyenergiaa toiminnallaan kuluttavalla ja vähentävällä värähtelyvaimentimella. Joissain tapauksissa akselijohdon komponentit voidaan mitoittaa siten, ettei värähtelyvaimenninta tarvita. Värähtelyvaimennin alentaa vaaralliset resonanssiamplitudit sellaiselle tasolle, ettei niistä aiheudu haittaa akselijohdon tai voimanlähteen toiminnalle eikä akseleihin kohdistu vaarallisen suuria leikkausjännityksiä. Värähtelyvaimennin valitaan niin, että sen ominaistajuus on lähellä resonanssitaajuutta. Vaimennin sijoitetaan suurimman värähtelyamplitudin paikkaan eli käytännössä koneen vapaaseen päähän. (Pitkänen 1995.) Vääntövärähtelyvaimennin muuntaa värähtelyenergiaa lämmöksi elastisella osallaan. Värähtelyvaimentimet voidaan jakaa seuraaviin tyyppeihin:

1. Kitkavaimentimet
2. Ainevaimennukseen perustuvat kumivaimentimet
3. Jousivaimentimet

Kitkavaimentimet voidaan jakaa vielä kahteen eri ryhmään: kuivakitkavaimentimiin ja nestekitkavaimentimiin (Pitkänen 1995).

Kuivakitkavaimennin koostuu kiinteästä massasta, vaimenninmassasta, kitkalevyistä ja jousistosta. Kiinteä massa on pultattuna kampiakseliin, ja kitkamassa on puristettu jousivoimalla kiinteään massaan kiinni ja laakeroitu pyörimisakselin ympärille. Värähtelytilanteessa vaimentimen hitausvoimat voittavat laakeripintana toimivan kitkamassan ja kiinteän massan välisen kitkan, jolloin kitkamassa liikuu kiinteää massaa vasten. Liukumisen kitkavoima kuluttaa värähtelyenergiaa ja pienentää amplitudia. Kitkavaimennus on epäluotettava johtuen kitkapinnan kitkakertoimen vaihtelusta olosuhteiden ja kulumisen funktiona. Vaimennin ei sovi jatkuvaan vaimentamiseen kriittisessä operointipisteessä. (Pitkänen 1995.)

Nestekitkavärähtelyvaimennin koostuu vaimenninmassasta ja vaimentimen rungosta. Runko on kiinnitetty pulteilla kampiakseliin, ja vaimenninmassa on laakeroitu koteloon pienellä välyksellä. Täytenesteenä käytetään tyypillisesti silikoniöljyä, joka kuluttaa operointipisteessä värähtelyenergiaa muuttaen liikkeen lämmöksi ja samalla pienentäen värähtelyamplitudia. Nestekitkavaimennin ei sovellu jatkuvaan käyttöön kriittisessä operointipisteessä johtuen värähtelyvaimennuksen aiheuttamasta kuumenemisestä. (Pitkänen 1995.)

Kumivaimennin koostuu kiinteästä massasta, joka on liitettynä pulteilla kampiakseliin, ja värähtelymassasta, joka on vulkaanisesti liitettynä kiinteään massaan. Värähtelytilanteessa kumin ainevaimennus pienentää värähtelyenergiaa ja amplitudia. Värähtelytilanteessa kumi muuttaa värähtelyenergiaa lämmöksi, minkä vuoksi kumivaimennin ei sovellu jatkuvaan käyttöön värähtelypyörimisnopeudella. (Pitkänen 1995.)

Jousivaimennin koostuu rungosta, värähtelymassasta ja jousijärjestelmästä. Kuten muissakin vaimentimissa, on runko kiinnitetty pultein kampiakselille. Jousijärjestelmä toimii rungon ja värähtelymassan välissä. Värähtelytilanteessa jouset kuluttavat värähtelyenergiaa muuttaen sen lämmöksi. Itse vaimennus tapahtuu värähtelyliikkeen pakottaessa öljyn virtaamaan ahtaiden kanavien kautta, tästä aiheutuva kitka saa värähtelyliikkeen vaimenemaan. Tämä ilmiö tapahtuu kaikilla moottorin käyttönopeusalueilla. Toimiessaan resonanssitaajuudella jousivärähtelyvaimennin muuttaa myös järjestelmän ominaiskulmanopeutta samalla pienentäen amplitudia. (Pitkänen 1995.)

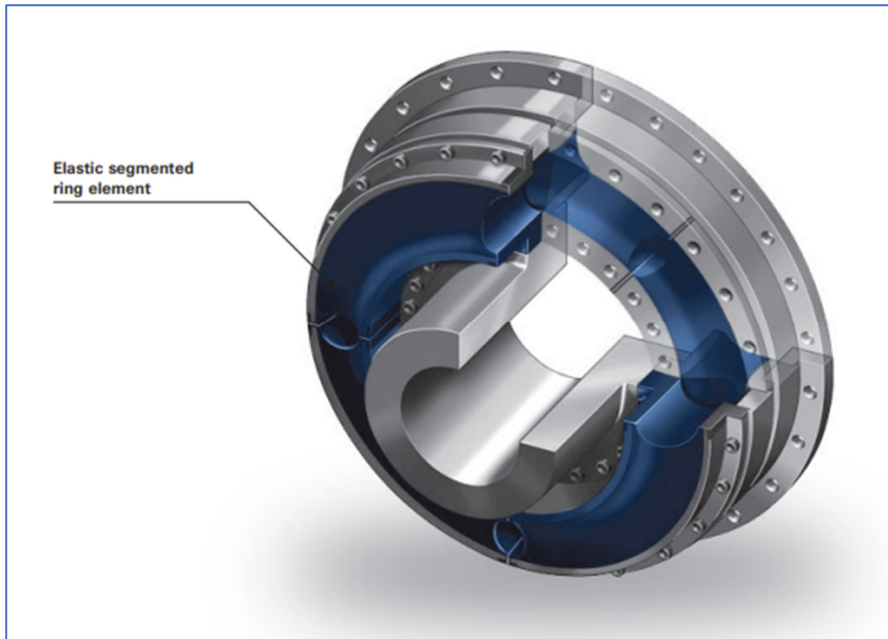
Lisäksi vääntövärähtelyä voidaan ehkäistä heiluriperiaatteeseen perustuvalla värähtelynestäjällä. Heiluriperiaatteella toimiva värähtelyvaimennus ei perustu toimintaperiaatteeltaan samanlaiseen vaimennukseen kuin värähtelymassaa ja sen ominaisresonanssitaajuutta hyödyntävät vaimentimet. Heiluriperiaatteisessa värähtelynehkäisyyssä estäjä viritetään aina yhdelle taajuudelle, jolloin heilurimassa tekee vaarallisen herätömomentin vaikutuksesta heilahdusliikettä estäen näin muiden järjestelmän massojen reagoimisen värähtelyherätöeseen. (Pitkänen 1995.)

1.4 Värähtelyn kontrollointi vääntäjoustavalla kytkimellä

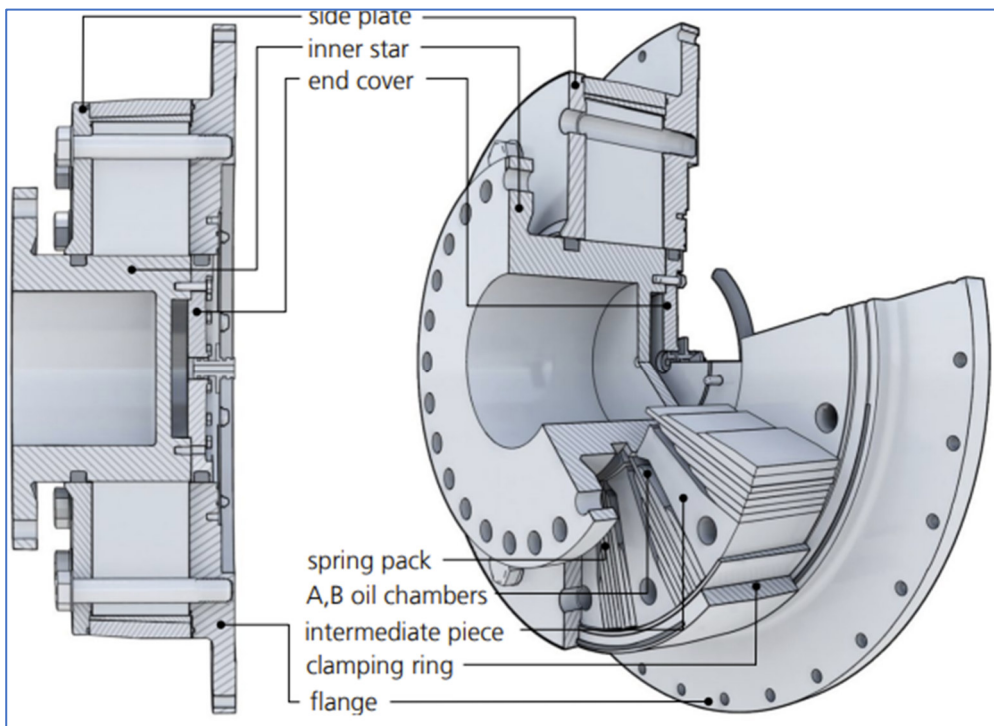
Oikein mitoitetulla vääntövärähtelyvaimentimella ei päästä kokonaan eroon vääntövärähtelyjen aiheuttamista haitoista aluksen akselijohdossa. Tyypillisesti nykyaikaiseen aluksen kuljetuskoneistoon rakennetaan joustava kytkin eliminoimaan momentin vaihtelusta aiheutuvaa sykäyksittäistä kuormitusta, suojaamaan muita voimansiirtoelimiä, kuten alennusvaihteen hampaistoa, haitallisilta vääntövärähtelyrasituksilta sekä suojelemaan voimansiirtoelinten öljykalvoja. Vääntäjoustavalla kytkimellä kyetään myös kompensoimaan asennustyön ja akselijohdon linjauksessa esiintyviä mittavirheitä. (Häkkinen 1997.)

Polttomootorin käyttämässä koneistossa tärkein vääntäjoustavan kytkimen ominaisuus on oikein valittu vääntöjäykkyys. Joustava kytkin toimii myös propulsorista tulevien vääntövärähtelyherätteiden vaimentimena. Joustavalla kytkimen asennuksessa tärkeä seikka on suurin sallittu vääntökulma, jolla kytkin kestää vaurioitumatta ja tuottamatta ylimääräistä lämpöä. Laivan akselijohdoissa pyritään linjaamaan mahdollisimman heitottomaksi, joten yleisesti ongelmaa vääntäjoustavien kytkinten vääntökulman ylittymiselle ei ole. Tarkasti linjatulla akselijohdolla vääntökulmavaihtelut ovat turvallisella alueella kaikissa aluksen käyttöolosuhteissa. Asennusvirheet ja joustavasti asennetun moottorin liikkeet aiheuttavat myös lämpöä joustavassa kytkimessä (Häkkinen 1997).

Laivan akselijohdoissa yleisimmin käytettyjä joustavan kytkimen tyyppisiä ovat kumikytkimet ja jousikytkimet. Kumivaimennetuista kytkimistä löytyy kymmeniä erilaisia variantteja. Tunnettuja valmistajia ovat Vulkan sekä ZF Spiroflex. Alla kuvia kyseisten valmistajien kumivaimennetuista kytkimistä (Kuva 2 & 3).



Kuva 1 ZF Spiroflex joustava kytkin kumielementillä.



Kuva 2 Geislinger joustava kytkin jousimekanismilla

1.5 Insinöörytyö

Tässä opinnäytetyössä tutkitaan tapaa tehdä vääntövärähtelylaskelmia aluskonseptin tai konversiosuunnittelun hyvin varhaisessa vaiheessa pohjautuen empiirisiin arvioihin akselijohdon ominaisuuksista. Laskennassa keskitytään keskinopealla dieselillä toteutettuihin kuljetuskoneistoinstallaatioihin, joita toimeksiantajan konsepti- ja projektilaivoissa usein esiintyy.

Keskinopeilla dieselmootoreilla käsitetään laivan kuljetuskoneistossa moottorityyppiä, jonka suurin käyntinopeus on alle 1200-1800 1/min. Keskinopeat moottorit on tarkoitettu myös huollettavaksi paikan päällä ja pääkomponenttien vaihdot toteutetaan konehuoneessa olevilla nostolaitteilla, toisin kun nopeat moottorit, jotka irroitetaan fyysisesti laivasta suurten huoltojen tekemiseksi pääosin konepajalla.

Tämä opinnäytetyö keskittyy käsittelemään värähtelyanalyysissä keskinopeita ja nopeita dieselmootoreita. Laskettavat akselijohdot ovat dieselmootorilla ja alle kolmella haaralla voimanlähteellä toteutettuja. Työn kolmannen kappaleen troolarin esimerkkikoneisto on esimerkki kolmihaaraisesta koneistosta.

Työssä käsitellään laivan suunnitteluprosessissa oleellisia seikkoja kuljetuskoneiston ja sen värähtelyjen hallinnassa. Reunaehdot värähtelylaskennalle on määritetty luokituslaitosten säännöistä.

Työn tuloksena toimeksiantajalle mahdollistetaan suorituskyky alustavan vääntövärähtelylaskennan suorittamiselle aluksen kuljetuskoneistoa suunniteltaessa konseptivaiheessa. Oleellinen osa suorituskykyä on laskentaohjelma, jolla kyetään toteuttamaan vääntövärähtelylaskentaa osana aluksen suunnitteluprosessia. Laskijan tulee myös kyetä laskemaan oleelliset arvot.

On syytä pitää mielessä, että konseptivaiheessa tehdyistä laskelmista on tarkkuusluokka huomioiden mahdollista ennakoida perussuunnitteluvaiheen vaikeuksia. Koska alustavassa vaiheessa ei olla päätetty kuljetuskoneiston komponentteja, voivat niiden fyysiset tutkittavaan ilmiöön vaikuttavat seikat vaihdella huomattavasti eri valmistajien välillä, eikä projektin alussa tehty laskelma enää päde. Alustavilla laskelmilla pyritään myös varautumaan yllätyksiin kuljetuskoneistoratkaisuja suunniteltaessa ja ehkäisemään mahdottomien ratkaisujen valitsemista vääntövärähtelyongelman aiheuttamana.

2 LUOKITUSLAITOSTEN MÄÄRÄYKSET

Aluksen kuljetuskoneistoa suunniteltaessa luokituslaitos edellyttää vääntöväärähtelylaskelmien tekemistä ja esittämistä luokituksen mahdollistamiseksi. Luokituslaitosten Torsional Vibration- osuudet noudattavat järjestelyssään ja käsiteltävissä asioissa pitkälti samaa kaavaa. Sisältö ja reunaehdot kuitenkin vaihtelevat huomattavissa määrin eri luokituslaitosten välillä. Eräät luokituslaitokset tarjoavat myös omia laskentapalveluitaan. Mikäli laskenta teetetään ulkopuolisella taholla, on laskennan esitystapa ja käsiteltävät asiat tehtävä luokituslaitoksen edellyttämällä tavalla. Tässä luvussa käsitellään yhteenvetona keskeisimmät seikat, joista tulee olla tietoinen vääntöväärähtelylaskelmaa tilattaessa tai tehtäessä.

2.1 Yleiset vaatimukset vääntöväärähtelylaskelmille ja niiden esittämiselle

Aluksen perussuunnitteluvaiheessa aluksen kuljetuskoneistolle edellytetään vääntöväärähtelylaskelman toteuttamista ja sen hyväksyttämistä luokituslaitoksessa. Vääntöväärähtelylaskelmalla varmistetaan kuljetuskoneiston ja akselijohdon turvallinen toiminta ja kriittisten komponenttien kestävyys. Hyväksytty vääntöväärähtelylaskelma on edellytys aluksen luokitukselle.

Luokituslaitokselle, suunnittelijalle ja tarvittaessa varustamolle toimitettavassa vääntöväärähtelylaskelmassa edellytetään esitettäväksi lähtöarvotiedot, laskennan kohteena olevasta kuljetuskoneistosta ja sen yksityiskohdista.

Luokituslaitokset edellyttävät vääntöväärähtelylaskelmien tekemistä aluksen primääriselle propulsio -tai voimalaituskoneistoille, mikäli niiden teho ylittää luokituslaitoksen raja-arvon. (RMRS 75-110 kW, RINA >220) (Russian Maritime Register 2021, Registro Italiano Navale 2020.) Vääntöväärähtelylaskelmat tulee esittää myös apukoneistolle, mikäli sen koneteho ylittää luokituslaitoskohtaisen raja-arvon (Bureau Veritas 2020). Jääluokituksella on tiukentava vaikutus laskelmien tarpeellisuuteen (RMRS 2021).

Laskelmat edellytetään tehtäviksi kaikilla voimalaitoksen käyttönopeus- ja tehoalueilla. Laskelmien tulee myös käsitellä akselijohtoon kytkettävien laitteiden sivuhaaroista aiheutuvan inertiamomentin vaikutukset. Tämä tarkoittaa esimerkiksi merivaihteeseen kytkettävää akseligeneraattoria. (RMRS 2021 65, Croatian Register of Shipping 2020.) Mikäli akselijohtoa voidaan pyörittää kumpaankin suuntaan, tulee laskelma esittää kumpaankin suuntaan pyöritettäessä (CRS 2020).

Misfiring-tilanteet aiheuttavat joustavalle kytkimelle sekä alennusvaihteelle vaarallisimmat dynaamiset kuormitukset ja niiden sisällyttäminen on myös pakollista (Polish Register of Shipping 2021, CRS 2020). Tuloksissa tulee selvittää misfiring-tilanteet jokaiselta sylinteriltä ja esittää, minkä sylinterin sytytyshäiriö aiheuttaa suurimmat rasitukset akselijohdolle (DNV 2020). On myös usein suositeltavaa esittää laskelmat hätätilanteissa toimimista varten (vaimenninvika, joustavan kytkimen vaurioituminen, potkurinlavan puuttuminen). (RMRS 2021, PRS 2020.)

Jos alkuvaiheen laskelmien jälkeen aluksen suunnittelu- ja rakennusprosessin edetessä akselijohdon komponenttien tiedot muuttuvat oleellisesti, edellytetään laskelmien toistamista laskelmien paikkansapitävyyden varmistamiseksi. Useimmissa tapauksissa luokituslaitos edellyttää myös lopullisen laskelman todentamista merikokeella suoritettavalla mittauksella. Useat luokituslaitokset kertovat säännöissään, että vääntöväärähtelylaskelmia ei tarvitse esittää, mikäli laskettava akselijohto ja sen inertiamassat eivät eroa 5–10 % jo aiemmin toteutetusta, todennetusta ja hyväksytystä tapauksesta. Tämä ehto toteutuu usein tehtäessä laivasarjoja, joiden sisaralusten kuljetuskoneisto noudattaa samaa perussuunnitteluaineistoa ja ovat identtisiä kuljetuskoneistoiltaan. (Class NK 2020, RMRS 2021.)

2.2 Laskelmat ja sisältö

Laskelmassa edellytetään yleisesti esitettäväksi:

1. Akselijohdon komponentit: moottorin, potkurin, värähtelyvaimentimen, joustavan kytkimen, alennusvaihteen, generaattorin valmistaja, malli sekä tarkat tekniset tiedot. Massaelastinen systeemi tulee esittää kaaviopiirroksen muodossa sekä siinä tulee esittää systeemin komponenttien inertiamassat, jäykkyyssarvot, vaimennuskertoimet ja moottorin herätteet.
2. Akseliston halkaisijat, pituudet sekä materiaaliominaisuudet.
3. Voimanlähteen sytytysjärjestys, joustavan kytkimen ominaisuudet, voimansiirtoelinten ominaisuudet usein kaaviopiirustuksen muodossa.
4. Luonnolliset värähtelytaajuudet kaikille muodoille aina kahdenteentoista kertalukuun asti puolikaskertalukuineen. Kaksitahtisilla moottoreille esitetään kertaluvut 1-16 nelitahtisilla moottoreilla 0,5–12 (RINA 2020). Laskelma tulee esittää koko moottorin normaalissa käyttönopeuskaalassa ja ylikerroksilla 120 % asti. (RMRS 2021, Korean Register of Shipping 2020.)
5. Mekaanisesta viasta aiheutuvat poikkeustapaukset kuten misfiring-tilanteet.
6. Mahdollisen potkuriherätteen aiheuttamat vaikutukset, jos aluksessa on epätasainen vanavesikenttä.
7. Merkittävät kertaluvut, joilla vaarallisia resonanssikäyntinopeuksia esiintyy.
8. Lasketut vääntörasitukset kuljetuskoneiston herkille komponenteille. Rasitus on joko leikkausjännityksen tai vaihtomomentin amplitudi (joustavalle kytkimelle tai vääntövärähtelyvaimentimelle). Myös kulma-amplitudi esitetään usein mahdollisten mittausten todentamisen helpottamiseksi.
9. Graafinen yhteenveto tuloksista.
10. Johtopäätös laskelman tuloksista, josta on havainnoitavissa, onko koneistoinstallaatio turvallinen käyttää ja joudutaanko tämän mahdollistamiseksi joitain käyttömuotoja rajaamaan pois.

2.3 Laskentamenetelmät

Laskentamenetelmä tulee olla tunnistettu, ja sillä tulee mahdollistaa vääntövärähtelyanalyysi koskien akselijohdon kaikkien komponenttien dynaamisten kuormitusten havainnoimisen kaikissa käyttötapauksissa. Laskentamenetelmällä tulee mahdollistaa normaalin operoinnin ohella kaikki mahdolliset misfiring-tilanteet epäedullisten dynaamisten kuormitusten ehkäisemiseksi. (PRS 2020, Lloyds Register 2020, BV 2020). On myös suositeltavaa käyttää sellaista laskentasuorituskykyä, jolla voidaan tehdä vääntövärähtelyanalyysi tapauksissa, jossa jokin akselijohdon osa on vikaantunut mekaanisesti. Tämänkaltaisella tilanteella käsitetään esimerkiksi potkurilavan puuttumista tai vääntöjoustavan kytkimen jumiutumista (RMRS 2021).

2.1.3 Sallitut vääntöjännitysrasitukset sekä materiaalivaatimukset

Vääntövärähtelyanalyysin tavoitteena on selvittää vääntövärähtelyherätteistä aiheutuvat rasitukset kuljetuskoneiston komponenteissa. Vääntövärähtelylaskelman oleellinen tarkoitus on mahdollistaa analyysi värähtelyrasitusten vaikutuksesta ja suuruusluokasta kuljetuskoneiston eri osissa.

Laskennan tuloksena esitettävät vääntörasituskuormitukset tulee esittää ainakin

- kampiakseleille
- väliakseleille
- potkuriakseleille
- generaattoreiden ja muiden apulaitteiden voimansiirrolle
- vaihteille ja niiden hammasrattaille
- joustaville kytkimille sekä värähtelyvaimentimille.

Voimansiirtoakselien liitännätapa vaikuttaa myös voimansiirtoelinten sallittujen jännitysten maksimiarvojen laskentatapojen kertoimiin ja kaavoista saataviin tuloksiin. Laskentakaavat, joilla määritetään maksimirasitukset kuljetuskoneistojen komponenteille riippuvat pitkälti luokituslaitoksesta. Laskentakaavan eri polynomit vaihtelevat kuljetuskoneiston komponenttien liitännätavan mukaan. Polynomimuuttujalla varmistetaan lujuusopillisesti turvallinen lukema maksimijännitykselle, tähän akselijohdon komponenttien liitännämenetelmällä on suuri vaikutus. Kuvassa 4 on esitetty RINAn taulukko voimansiirtoakselien rakenteellisten ominaisuuksien vaikutuksista laskennallisiin sallittuihin maksimirasitukseen.

Intermediate shafts with							Thrust shafts external to engines		Propeller shafts		
straight sections and integral coupling flanges	shrink-fit couplings (1)	keyways, tapered connection (2)	keyways, cylindrical connection (2)	radial hole	longitudinal slot (3)	splined shafts	on both sides of thrust collar	in way of axial bearing where a roller bearing is used as a thrust bearing	flange mounted or keyless fitted propellers (4)	key fitted propellers (4)	between forward end of aft most bearing and forward stern tube seal
1,00	1,00	0,60	0,45	0,50	0,30	0,80	0,85	0,85	0,55	0,55	0,80
<p>(1) C_k values refer to the plain shaft section only. Where shafts may experience vibratory stresses close to the permissible stresses for continuous operation, an increase in diameter to the shrink fit diameter is to be provided, e.g. a diameter increase of 1 to 2% and a blending radius as described in Ch 1, Sec 7, [2.5.1]</p> <p>(2) Keyways are to be in accordance with the provisions of Ch 1, Sec 7, [2.5.1].</p> <p>(3) Subject to limitations as $l/d_0 < 0,8$ and $d/d_0 < 0,7$ and $e/d_0 > 0,15$, where: l : Slot length in mm e : Slot width in mm d, d_0 : As per Sec 7, [2.2.3] The C_k value is valid for 1, 2 and 3 slots, i.e. with slots at 360 respectively 180 and respectively 120 degrees apart.</p> <p>(4) Applicable to the portion of the propeller shaft between the forward edge of the aftermost shaft bearing and the forward face of the propeller hub (or shaft flange), but not less than 2.5 times the required diameter.</p> <p>Note 1: Higher values of C_k factors based on direct calculations may also be considered.</p> <p>Note 2: The determination of C_k factors for shafts other than those given in this table will be given special consideration by the Society.</p>											

Kuva 4. rakenteellisten ominaisuuksien vaikutus sallittuun maksimirasitukseen, RINA 2020.

Vääntövärihtelyn aiheuttamat sykäyksittäiset rasitukset eivät saa ylittää alennusvaihteissa valmistajan antamia ohjearvoja (RMRS 2021). Jääluokitettujen alusten alennusvaihteiden vääntömomentin vaihtelu vääntövärihtelyherätteiden johdosta tulee ottaa myös huomioon osana laskentaa ja alennusvaihteen mitoituksen tulee olla sellainen, että vaarallisia jännityshuippuja ei esiinny jäämomentin aiheuttamana (RMRS 2021).

2.4 Mittaukset

Uudisrakenteita suunniteltaessa luokituslaitokset edellyttävät säännöissään laskelmien paikkansapitävyyden todentamista värähtelymittauksilla. Mittaukset tulee suorittaa, mikäli laskelmista on nähtävissä, että kuljetuskoneiston normaalissa käytössä on jollakin käyttönopeusalueella havaittavissa rasituksia, jotka ovat lähellä vaarallisia lukemia. (American Bureau of Shipping 2020, BV 2020, LR 2020.)

Eräät luokituslaitokset edellyttävät vääntöväärähtelymittausten suorittamista, joka tapauksessa ennen laskelman hyväksyntää. Usein ohjeena on, että mikäli vastaavanlaisen akselijohdon laskelmat on aiemmin todennettu esimerkiksi laivasarjan kohdalla, ei luokka katso aiheelliseksi todentaa uutta kertaa mittauksia ja laskelmaa. (Class NK 2020, RMRS 2020, PRS 2020, Turk Loydu 2020, DNV 2020.) Ohjeena on myös, että jos olemassa olevan aluksen kuljetuskoneistoon tehdään muutoksia, on luokalla oikeus vaatia mittausten uusimista. (TL 2020.)

Jotta vääntöväärähtelylaskelmat voidaan hyväksyä, väärähtelymittausten tulokset eivät saa erota laskelman arvoista yli viittä prosenttia. (PRS 2020, RMRS 2021, CRS 2020.) Liian suuret erot laskettujen ja mitattujen arvojen välillä johtavat laskelman hylkäämiseen (PRS 2020).

Mittaukset suoritetaan ennalta tarkkaan laaditun ohjelman perusteella. Mittaustekniikkana käytetään usein venymäliuska-antureita sekä niitä lukevaa paristokäyttöistä telemetria- eli eräänlaista radiotekniikkaan perustuvaa laitteistoa. Mittalaitteisto pyörii akseliston mukana ja venymäliuska-antureiden mittadata siirretään radiolaitteiston avulla kiinteästi asennettuun vastaanottimeen, jonka avulla anturidata saadaan luettua. Toinen tapa akseliston vääntöväärähtelyn mittaamisessa on akselin kehälle asennetun reikälevyn lukeminen optisella mittarilla. Mittalaitteen valoanturi lukee kehän reikälevyn tai hammaskehän heijastuspulssien vaihteluvälin, jota käsitellään mittasignaalina. (Häkkinen 1997.)

2.5 Estetty kierrosnopeusalue – *Barred speed range*

Jos vääntöväärähtelyilmiö aiheuttaa vaarallisen korkeita rasituksia akselijohdolle jollakin kierrosnopeusalueella, tulee sen jatkuva käyttäminen estää. Tällä ehkäistään materiaalin väsymisestä johtuvat vauriot sekä välitön vaurioituminen, mikäli rasitukset ylittävät materiaalin myötö- tai murtolujuudet.

Eräät luokituslaitokset edellyttävät, että estetty nopeusalue ei saa olla kierrosnopeusalueella, joka on pienempi, kuin 80 % maksimitehosta. (ABS 2020, LR 2020, TL 2020.) Jääluokitus vaikuttaa edellä kuvattuun ehtoon tiukennuksella, joka kieltää estetyn nopeusalueen esiintymisen >70 % maksimitehosta. (RMRS 2020, TL 2020.)

Haitalliset kierrosnopeusalueet tulee useiden luokituslaitosten ohjeiden mukaan merkitä dieselmoottorin koneistovalvonnan kierroslukunäyttöön virheellisen käytön ehkäisemiseksi (CRS 2020). Luokituslaitokset asettavat myös kierrosnopeusmittareiden tarkkuudelle ehtoja. (BV 2020, CRS 2020, RINA 2020.)

Mikäli misfiring-tilanne aiheuttaa jollakin kierrosnopeusalueella vaarallisen korkeita raskuuksia akselijohdossa, on estetty nopeusalue järjestettävä koneiston ohjaukselle ohjailukyvyyn säilyttämisen mahdollistamiseksi. Tämä koskee aluksia, joissa on vain yksi kuljetuskoneistoa käyttävä moottori. (Class NK 2020, LR 2020, PRS 2020.) On myös suositeltavaa asettaa moottorin ohjausautomaatiikkaan hälytysjärjestelmä misfiring-tilanteen indikoimiseksi (PRS 2020).

Haitallisten raskuuksien ehkäisemiseksi estetyn nopeusalueen ylimenoaajalla voidaan moottorin vapaaseen päähän asentaa värähtelyvaimennin. On kuitenkin huomioitava, että värähtelyvaimentimen asentaminen ei salli estetyn nopeusalueen ylimenoaajan pidentämistä tai sillä tahallista ajamista vaimentimen toiminnan aiheuttaman lämpenemisreaktion johdosta (TL 2020).

Ohjeena on myös, että mikäli laskelmista käy ilmi tarve estettyjen nopeusalueiden määräämiseksi, tulee ne todentaa merikokeella suoritettavissa värähtelymittauksissa (TL 2020, ABS 2020). Yksimoottorisissa aluksissa estetyllä nopeusalueella tulee mahdollistaa matkan turvallinen jatkuminen yhden sylinterin misfiring-tilanteessa (PRS 2020). Yleisenä ohjeena on, että estetty kierrosnopeusalue tulee ylittää kierroksia nostaessa tai lasiessa tietyn aikamäärään sisällä tai mahdollisimman nopeasti. (BV 2020, RINA 2020 KRS 2020.)

Voidaan kuitenkin olettaa, että nykyaikaiset varustamot eivät hyväksy kielletyn nopeusalueen esiintymistä uudisrakenteiden kuljetuskoneistoissa.

2.6 Apukoneisto

Luokituslaitokset edellyttävät vääntövärähtelylaskelman esittämistä myös dieselgeneraattoreille. Mikäli aluksen apukoneiston polttomoottorin tuottama teho ylittää luokituslaitoksen asettaman rajan, tulee turvallisen operoinnin mahdollistamiseksi vääntövärähtelylaskelmat suorittaa apukoneille. Laskelmat tulee suorittaa samalla menetelmällä, kuin kuljetuskoneistonkin vääntövärähtelylaskelmat. Tutkittavaksi kierrosnopeusalueeksi tulee ottaa kohtuulliseksi katsotulla porrastuksella 90-105 % dieselgeneraattorin ominaiskierrosnopeudesta. (TL 2020, LR 2020.)

2.7 Laskelman tulokset ja esittäminen

Aluksen suunnitteluvaiheessa luokituslaitos edellyttää vääntövärähtelylaskelmien tekemistä ja esittämistä luokituksen mahdollistamiseksi. Luokituslaitokset asettavat erilaiset ehdot vääntövärähtelylaskelmien tekemiselle ja esittämiselle. Laskelmaraportissa esitettäviltä akselijohdon teknillisiltä yksityiskohdilta ja niiden esittämiseltä eri luokituslaitokset ohjeistavat vaihtelevasti, osa vaatii todella tarkan selvityksen, osalle taas riittää kokoavampi yhteenveto. Voidaan kuitenkin todeta, että laskelman selkeyden kannalta on parempi, mitä tarkemmin kaikki seikat kyetään esittämään.

Vääntövärähtelylaskelmien paikkansapitävyyden todentaminen värähtelymittauksilla on luokituslaitos- sekä tapauskohtaista. Eräät luokituslaitokset hyväksyvät kattavasti tehdyn laskelman, toiset edellyttävät mittauksia tehtäväksi merikokeella. Voidaan kuitenkin olettaa, että varustamot usein haluavat laskelman todentamisen joka tapauksessa merikokeella suoritettavilla mittauksilla.

Laskentamenetelmä tulee olla tunnistettu ja siitä mielellään tulisi ilmoittaa raportin yhteenvedossa. Tämän insinööriyön menetelmä perustuu laajennettuun Holzerin taulukkomenetelmään, joka on nykypäivänäkin tunnistettu ja sallittu tapa tehdä vääntövärähtelyanalyysseja, sillä sen avulla kyetään laskemaan kaikki normaalin käytön tapaukset sekä mekaanisesti vioittuneen kuljetuskoneiston käyttäytyminen.

Yleisesti aluksen akselijohdon vääntöväärähtelylaskelmaa edellytetään, mikäli akselia pyörittävän ottomootorin teho ylittää 220 kilowattia. Laivasarjoja sekä sisaraluksia rakennettaessa tai konversoidessa tulee myös punnita ja varmistaa laskelman välttämätön tarpeellisuus, mikäli on todistettavissa sisaraluksen hyväksytyt laskelmat sekä sen ehoilla toteutettu akselijohto. Edellämainitut menettelyt tulee kuitenkin varmentaa luokituslaitokselta.

Aluksen jääluokitus asettaa usein tiukennuksia sekä lisäehtoja vääntöväärähtelylaskelmalle. Tämä seikka tulee ottaa esille luokituslaitoksen kanssa. Lapataajuiset jäiden sekä potkurin vuorovaikutuksesta aiheutuvat herätteet tulee esittää osana väärähtelyanalyysia.

Sähköntuotantoon käytettävillä apukoneilla vääntöväärähtelylaskelma tulee esittää, mikäli moottorin dieselteho ylittää luokituslaitoksen asettaman rajan. Apukoneiston vääntöväärähtelylaskelmalta edellytettävä kierrosnopeusalue tulee esittää käyttönopeusalueella ottaen huomioon kuormanvaihteluista johtuvat vaihtelut. Apukoneen vääntöväärähtelylaskelmat ovat useimmiten saatavissa moottorivalmistajalta edellyttäen, ettei generaattorin yksityiskohdat muutu esimerkiksi vaihdettaessa vakiomallinen generaattori kestromagneettigenaattoriin.

Vääntöväärähtelylaskennalla pyritään ennen kaikkea estämään rakenteellisten vaurioiden syntyminen akselijohdon komponenteissa sekä ennen kaikkea varmistamaan esteetön ja turvallinen käyttö.

Joissain koneistoinstallaatioissa tietty kierrosnopeusalue aiheuttaa vaarallisia rasituksia akselijohdon komponenteille. Näissä tapauksissa tulee ilmoittaa estetty nopeusalue ja sen aiheuttamat rajoitukset. Nykypäivänä on kuitenkin harvinaista, että mikään varustamo sallisi estetyt nopeusalueen esiintymistä kuljetuskoneiston suunnitellulla käyttönopeusalueella.

3 VÄRÄHTELYLASKENTA

3.1 Laskentamenetelmä

Laskentamenetelmä tässä työssä perustuu laajennettuun Holzerin taulukkomenetelmään. Holzerin taulukkomenetelmä on laajalti käytetty värähtelyanalyysimenetelmä, jolla voidaan tutkia erilaisia ketjumaisia värähtelymekanismeja. Laajennetulla Holzerin menetelmällä voidaan laskea niin vaimennettuja kuin vaimentamattomienkin systeemien ominaisuuksia. (iopscience.iop 26.9.2021.)

Holzerin laajennetussa menetelmässä laskenta perustuu oletus- ja korjaus-periaatteeseen. Systeemin toiselle vapaille päälle arvioidaan ominaisuuksia ja laskenta etenee massa massalta akselijohdon läpi toiseen päähän. Laskenta toistetaan taulukkomaisesti iteroiden ja myöhemmin interpoloiden niin monta kertaa, kunnes toisen vapaan pään jäännösmomentti on nolla. Jäännösmomentin ollessa nolla on systeemin ominaisuuksia tiedossa. (Corbo MA, Malanoski SB 1996.) Laskennan toistojen vuoksi tietokoneavusteinen taulukkolaskenta helpottaa laskentaprosessia oleellisesti.

Opinnäytetyön tavoitteen johdosta menetelmän matemaattista teoriaosuutta ei olla enempää käsitelty työssä käsiteltävinä kokonaisuuksina.

3.2 TL17- laskentaohjelma

Laskennan suorituskyky perustuu TL17-laskentaohjelman käyttöön. Ohjelma on alun pitäen ollut Wärtsilä Dieselin moottoritehtaan käytössä 1970-luvulla ja toiminut silloin reikänauhatietokoneella. Sen aikaisten tietokoneiden käyttäminen ja lähtöarvotiedostojen tekeminen lävistämällä sekä niiden syöttäminen laskettaviksi on ollut aikaa vievää työtä.

Teknillisen korkeakoulun (TKK) opiskelijat ovat kääntäneet ohjelman 1990-luvulla alkuperäisestä COBOL-koodista Fortran-koodille. TKK:n opiskelijat ovat laskeneet harjoitustöitään professori Pentti Häkkisen pitämällä opintojaksoilla, jotka ovat käsitelleet laivan kuljetuskoneistoja.

TL17-laskentaohjelma, ja sen koodi saatiin emeritusprofessori Pentti Häkkiseltä exe-ajuritiedostona sekä pelkkänä Fortran-ohjelmakoodina. Teknillisen korkeakoulun laivan kuljetuskoneistoja käsittelevään opintojaksoon on aikoinaan kuulunut harjoitustyö, jossa opiskelijat ovat laskeneet TL17-ohjelmalla erilaisia kuljetuskoneistoja ja tutkineet niiden inertiamassojen vaikutuksia akselijohdon rasiin.

Ohjelman käyttöön liittyi aluksi mittavia vaikeuksia. Saatu exe-ajuritiedosto ei toiminut Windows 10 -käyttöjärjestelmässä. Ajuritiedostoa koetettiin aluksi saada toimimaan vanhalle laptop-tietokoneelle asennetussa Windows 7-versiossa, tuloksetta. Tämän jälkeen koetettiin vielä Windows XP-käyttöjärjestelmää, mutta ilmeistä oli, että erilaiset Windows-käyttöjärjestelmän ohjelmistopäivitykset olivat tehneet exe-tiedostosta mahdottoman käyttää sellaisenaan.

Ohjelmateksti saatiin myös Fortran-koodille kirjoitettuna. Fortran on yksi varhaisimmista ohjelmointikielistä ja ensimmäinen korkean tason ohjelmointikieli. Fortran on kehitetty alkujaan vuonna 1953 (britannica.com 26.9.2021). Vaikka Fortran on vanha ohjelmointikieli, on se edelleen varsin suosittu tieteellisessä ja teknisessä laskennassa (britannica.com 26.9.2021). Internetistä saatavilla avoimen lähteen Fortran-ajureilla, kuten Plato ja Force, ohjelmaa päästiin kuitenkin ajamaan. Kummatkin Fortran-ajurit tuottivat mittavan määrään vikakoodeja ja virheitä. Oli havaittavissa, että nykyisin saatavilla olevat Fortran-ajurit olivat päivittyneet TL17 Fortran-muunnoksen kirjoitusajankohdasta eikä ohjelmakoodi kääntynyt oikein.

Internetistä ei ollut saatavilla kyllin vanhaa Fortran-ajuriohjelmaa, jolla koodi olisi saatu kääntymään oikein. Force-ajurin avulla ohjelmakoodista etsittiin virheitä, ja ohjelmakoodi muutettiin aluksi Forcella toimivaksi. Tämän jälkeen luotiin toimiva .exe-ajuritiedosto, jolla TL17 saatiin toimimaan Windows 10 -käyttöjärjestelmän komentoriviltä, kuten kuvasta kolme on nähtävissä.

Ohjelma testattiin systemaattisesti aloittaen hyvin pelkistetystä laskentamallista edeten tämän jälkeen laskemaan Teknillisen korkeakoulun harjoitustyöitä verraten tuloksia jo ennalta laskettuihin tuloksiin. Ohjelman todettiin laskevan täsmälleen samoja tuloksia, mitä Teknillisen korkeakoulun aikana käytetty ohjelma oli laskenut.

CA Komentokehote - D:\fort\tl17f2

```
Microsoft Windows [Version 10.0.19041.867]
(c) 2020 Microsoft Corporation. Kaikki oikeudet pidätetään.

C:\Users\W520>D:\fort\tl17f2
ENTER FILE NAME FOR DATA FILE:
example: A:\TLDATA\TITANIC.DAT
```

Kuva 5. TL17F2 komentoriviltä käynnistettynä.

Komentoriviltä ajettaessa ohjelma tulostaa laskennan tulokset joko suoraan näytölle tai erilliseen tekstitiedostoon, joka tallentuu samaan kovalevyn kansioon, johon ohjelma on tallennettu. Laskentaa tehdessä todettiin kätevämmäksi ottaa tulosarvot suoraan komentoriviltä talteen tiedostoon tallentamisen sijasta. Tulosarvot kopioidaan komentoriviltä ja viedään Exceliin graafista tulostusta varten.

TL17F, TORSIONAL VIBRATION CALCULATION PROGRAM						
FORCED VIBRATIONS						
* RESULTS *						
CALCULATION IN PROGRESS...						
Cylinder excitation						
Order..... 0.5						
Speed..... 300.0 rpm.						
MASS NAME	MASS AMPLITUDE [mrad]	MASS PHASE [rad]	TWIST ANGLE [mrad]	TORQUE AMPLITUDE [Nm]	TORQUE PHASE [rad]	SHEAR STRESS [MPa]
Branch number 1:						
DAMPOUT	10.50344	0.509	0.03456	226.1	0.509	0.000
DAMPIN	10.46890	0.509	0.00062	260.0	0.509	0.042
CYL8	10.46828	0.509	0.08135	9436.5	1.474	1.538
CYL8	-10.42217	0.503	0.07507	8710.4	2.497	1.419
CYL7	-10.45327	0.496	0.00973	1129.0	0.333	0.184
CYL6	-10.44367	0.496	0.06901	8007.1	2.832	1.305
CYL5	-10.49157	0.492	0.08069	9362.3	1.692	1.526
CYL4	-10.46264	0.484	0.01727	2003.7	0.305	0.326
CYL3	-10.44564	0.485	0.07470	8667.3	1.974	1.412
CYL2	-10.43983	0.478	0.05735	6654.4	3.209	1.084
CYL1	-10.49244	0.475	0.01220	3587.7	3.390	0.585
CAMDRIVE	-10.50433	0.475	0.01311	3410.2	3.378	0.483
GEISLIN	-10.51707	0.475	1.88623	2952.4	3.340	0.000
GEISLOUT	-11.97711	0.368	0.03904	2920.4	3.338	0.000
AUXWHEEL	-12.01557	0.368	0.05922	2759.9	3.328	0.472
PINION	-12.07383	0.367	0.00000	2341.2	3.295	0.000
Branch number 2:						
PROPELLER	-4.42212	0.345	0.19626	5770.0	0.108	0.302
MASS A1	-4.23162	0.356	0.16175	6211.3	0.126	0.459
FLANGE	-4.07430	0.365	0.03039	6382.3	0.133	0.727
BULLWHEEL	-4.04473	0.367	0.00000	6988.7	0.153	0.000

Kuva 6. Esimerkkikuva tuloksista Windowsin komentorivillä.

3.3 Ohjelman lähtöarvotiedot

Ohjelmalle annettavat lähtöarvot kustakin systeemistä annetaan tekstitiedostojen muodossa. Tekstitiedostot kirjoitetaan rivi kerrallaan lähtöarvokaavakkeen ohjeiden mukaisesti, jossa annetaan laskettavan kuljetuskoneiston moottorin tiedot, kaasupaineherätteet, edestakaiset massat sekä loppu massaelastinen systeemi. Moottorin sylinterien numerointi on aloitettu vaihteen päästä.

Ohjelman lähtöarvotiedot kirjoitetaan erilliseen tekstitiedostoon, joka laaditaan esimerkiksi Notepad++ -ohjelmistolla sen helpon käyttöliittymän johdosta, jossa syötetyt arvot sekä niiden järjestysnumerointi voidaan esittää ja täten tarkistaa rivi kerrallaan. Lähtöarvotiedosto tulee tallentaa .dat-muotoon, jotta laskentaohjelma pystyy lukemaan lähtöarvotiedoston.

Tärkeimmät lähtöarvotiedostossa annettavat systeemikohtaiset suureet ovat:

- Sylinterien määrä [1-16]
 - Moottorin toimintaperiaate [2- tai 4-tahti]
 - Sylinterikohtainen teho [kW]
 - Nimelliskäyntinopeus [r/min]
 - Sylinterihalkaisija [mm]
 - Iskunpituus [mm]
 - Kiertokankisuhde
 - V-kulma [rad]
 - Sylinteriparin sisäinen V-kulma [rad]
 - Edestakaiset massat [kg]
 - Sytytysjärjestys
 - Sytytyshäiriötilanne- ja sen sylinteri
 - Massaelastinen systeemi seuraavasti:
- | | |
|----------------------|----------------------|
| Inertia | [Nms/rad] |
| Ulkoinen vaimennus | [MNm/rad] |
| Onko massa sylinteri | [1 jos on, 0 jos ei] |
| Vääntöjäykkyys | [Nms/rad] |
| Akselin halkaisija | [mm] |
| Sisäinen vaimennus | [Nms/rad] |

Polttomoottorin tiedot on helppo poimia moottorin projektioppaasta pois lukien kiertokankisuhde ja edestakaiset massat. Wärtsilän moottoreihin kiertokankisuhteen pystyy määrittämään kohtalaisen tarkasti varaosamanuaaleista löytyvien kiertokangen piirustusten perusteella. Mikäli edestakaisia massoja ei tarkkaan tiedetä, voidaan ne arvioida tiedossa olevan samankokoisen- ja tehon moottorin arvoista.

Polttomoottorin massaelastisia arvoja ei voida lausua kovin tarkasti ilman tietoa moottorivalmistajalta. Moottorin koko- ja teholuokan mukaan pystytään kuitenkin arvioimaan jokseenkin tarkasti massaelastiset arvot. Toimeksiantajan arkistoissa on myös muutaman keskinopean moottorin tarkat massaelastiset tiedot, joita voidaan tulevaisuudessa mahdollisesti käyttää. Suuri ja tunnettu vaihdevalmistaja ZF tarjoaa verkkosivuillaan todella tarkat arvot tuotteistaan vääntöväärätelylaskelmassa käytettäväksi. Myös Wärtsilä ilmoittaa projektioppaissaan moottoreilleen kokonaisinertiamassan, josta on lausuttavissa melko tarkasti inertia-arvot moottorin eri komponenteille.

Akselijohdon muiden komponenttien massaelastisten arvojen laskeminen ja arvioiminen on suoraviivaisempaa. Potkurin inertia voidaan lukea erilaisista referenssitaulukoista, jotka ovat löydettävissä kirjallisuuden lisäksi verkon avoimista lähteistä. Jotkin potkurivalmistajat ovat myös ilmoittaneet suunniteltujen potkureidensa inertioita. Akseliston inertiamassat sekä vääntöjäykkyydet voidaan laskea geometriasta.

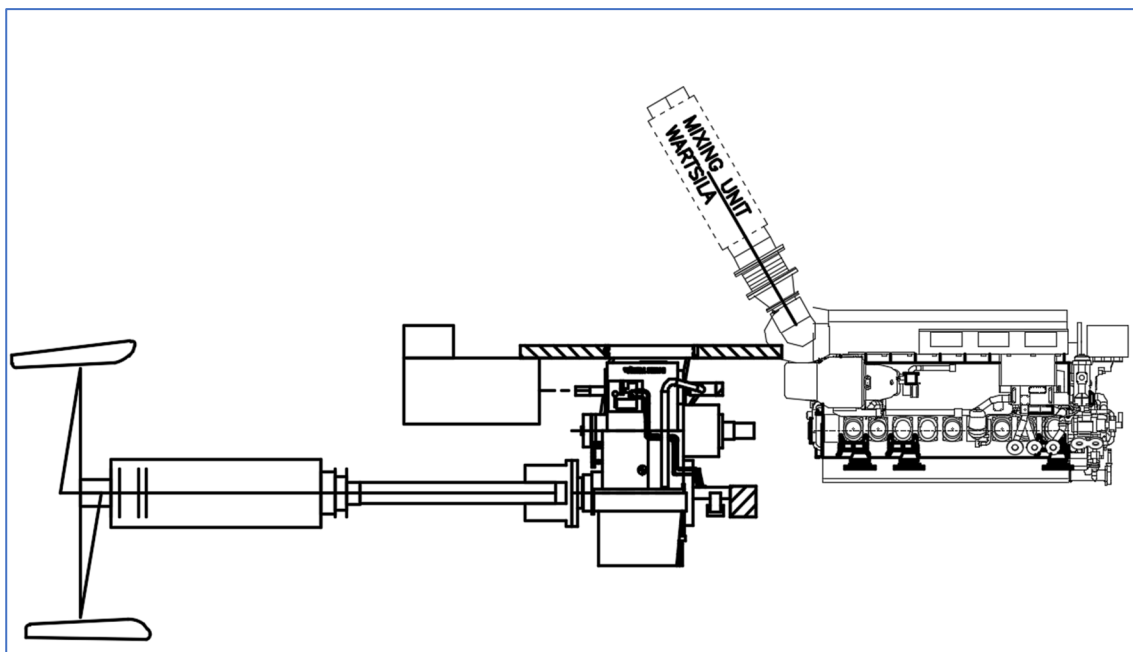
Kaasupaineherätteinä käytetään kunkin laskettavan systeemin kokoluokan mukaisia ahdetun dieselmootorin herätteitä. Ahdettujen keskinopeiden dieselmootoreiden kaasupaineherätteet ovat samankaltaisia. Tiedossa olevia herätearvoja voidaan mukauttaen käyttää erilaisiin moottorisovelluksiin. Ohjelmakoodin mukana saatiin Pielstick PC20 sekä Wärtsilä 46-moottoreiden kaasupaineherätetiedostot, joita voidaan käyttää laskennassa. Konseptivaiheisessa laskennassa voidaan koettaa laskea systeemi varmuuden saavuttamiseksi kummillakin arvoilla, jotta voidaan tutkia- ja havainnollistaa herätearvojen ja eri moottoreiden vaikutusta laskettavaan systeemiin.

3.4 Koelaskenta

Ohjelman toiminnan varmistamiseksi laskettiin TKK:n opintojakson raportoitu harjoitustyö matkustajaristeilijän dieselgeneraattorista, jotta laskentamenetelmän oikeellisuudesta voitiin varmistua. Kyseisessä tapauksessa käytettiin luonnollisesti samoja laskentaparametrejä kuin TKK:ssa. Tuloksia verrattiin Teknillisen korkeakoulun oikeellisiksi todettuihin tuloksiin ja voitiin vetää johtopäätös, että ohjelma toimii oikein ja sen tuloksiin voidaan luottaa.

3.5 Ohjelma käytössä

Toimeksiantaja, Insinööritoimisto ILS Oy aloitti syksyllä 2020 konseptisuunnitteluprojektin saaristo-olosuhteisiin optimoidusta troolarista. Troolarin 1665 kW tuottava akselijohto on kuvattuna alla. Moottorina on Wärtsilän 9L20, merivaihte myös Wärtsilän tuotantoa. Potkurin halkaisija on 3 100 mm ja potkuriakselin halkaisija 260 mm. Alennusvaihteeseen on kytketty suoraan ilman erillistä irroituskäytintä PTO-generaattori, jonka johdosta laskettavaksi tulee kolmehaarainen systeemi, jossa akseligenaattori on kytketty osaksi propulsioinjaa.



Kuva 1. Troolarin kuljetuskoneisto.

Wärtsilä 9L20-moottorin tiedot on esitetty kohdan 3.3. mukaan arvioituna ja esitetty taulukossa 1.

Taulukko 1. Moottorin tiedot.

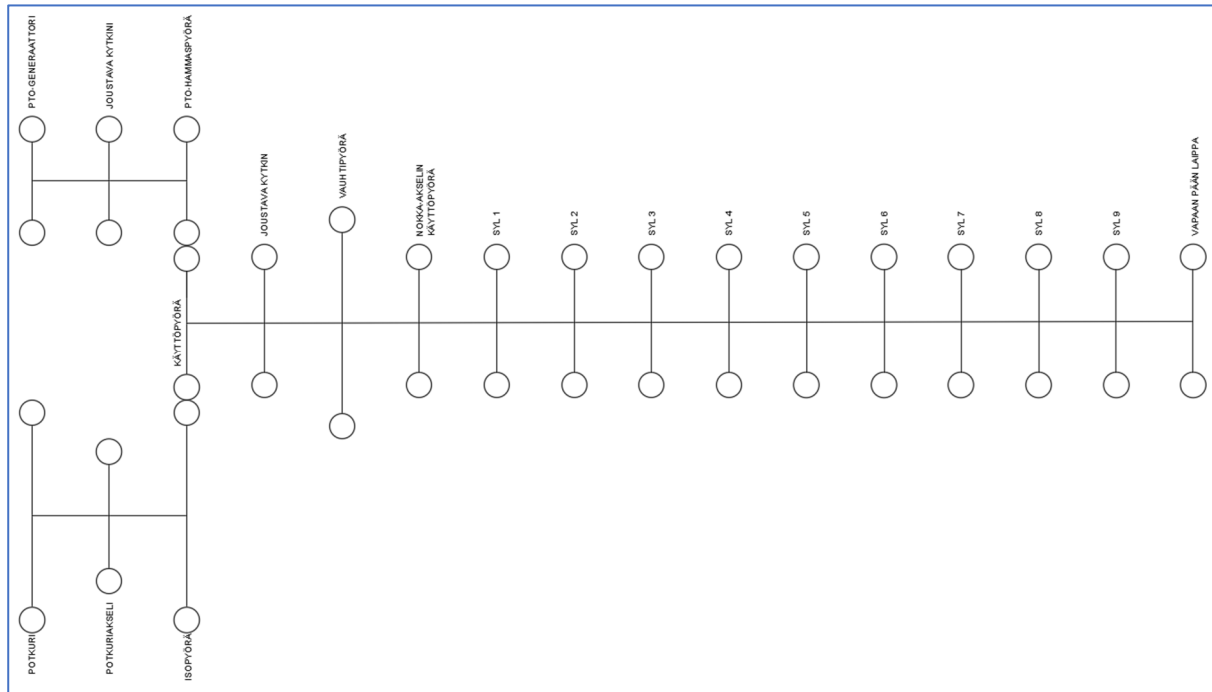
Sylinterien määrä	9
Tyyppi	4-tahti
Teho/sylinteri [kW]	185
Nimelliskäyntinopeus	1200
Männän halkaisija [mm]	200
Iskunpituus [mm]	280
Kiertokankisuhde	0.448
V-kulma [rad]	0
Sylinterin sisäinen sytytyskulma [rad]	0
Edestakaiset massat [kg]	50
Sytytysjärjestys	5-9-3-6-8-2-4-7-1

Troolarin Wärtsilä 9L20-dieselmoottorilla toteutetun kuljetuskoneiston massaelastiset on annettu kohdan 3.3. perusteella ja esitettyinä taulukossa 2.

Taulukko 2. Massaelastiset tiedot.

Komponentti	I kgm ²	k 10 ⁶ Nm/rad
Vapaan pään laippa	2	5.5
9. sylinteri	3.6	23.4
8. sylinteri	3.6	23.4
7. sylinteri	3.6	23.4
6. sylinteri	3.6	23.4
5. sylinteri	3.6	23.4
4. sylinteri	3.6	23.4
3. sylinteri	3.6	23.4
2. sylinteri	3.6	23.4
1. sylinteri	3.6	23.4
Nokka-akselin käyttöpyörä	20	10
Joustava kytkin	15	1
Vaihteen pieni pyörä	0.25	10.56
Vaihteen iso pyörä	161.2	74.86
Potkuriakselin massa	77.78	100
Potkuri	1800	***
PTO hammaspyörä	1.5	***
PTO joustava kytkin	7	0.05
PTO akseligeneraattori	10.3	***

Massaelastisesta systeemistä laadittiin kaaviokuva, jossa on esitetty taulukon 1 massat sekä niiden haarat.



Kuva 6. Massaelastinen kaavio.

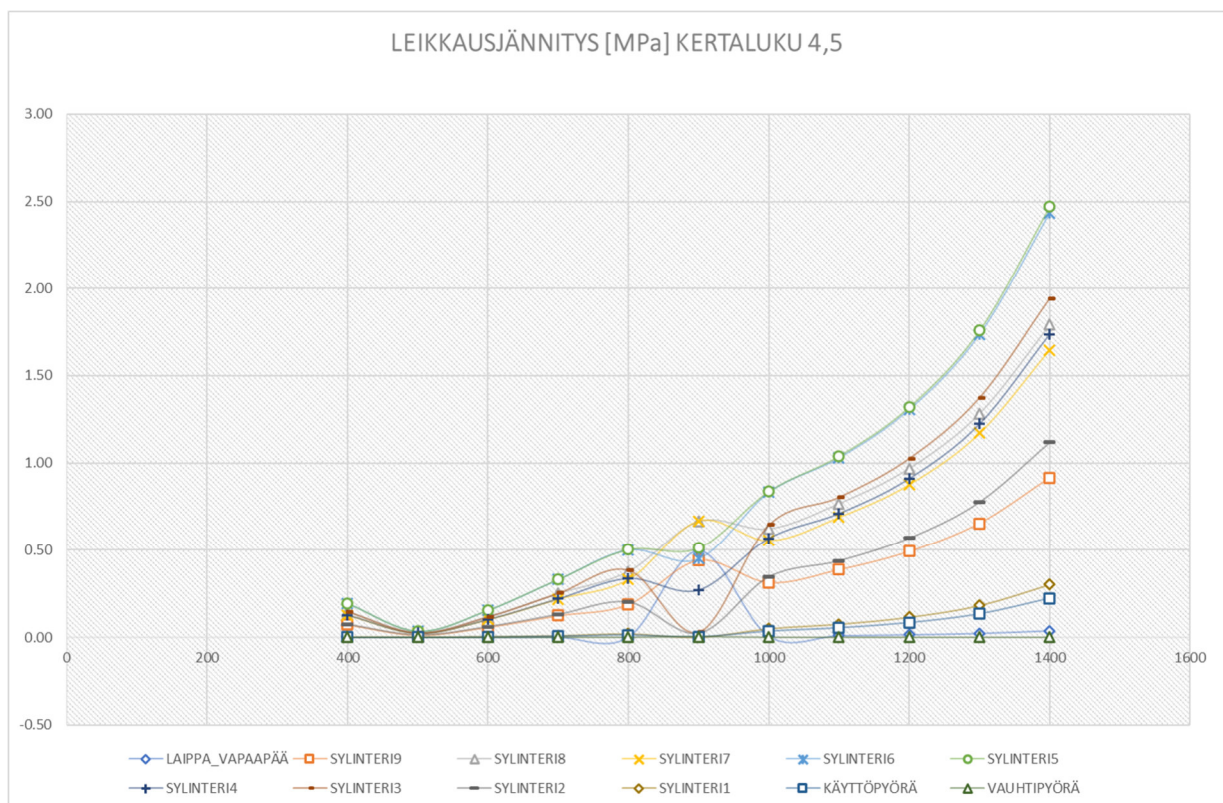
Koska Wärtsilä 9L20-moottorin tarkkoja herätepaineita ei tunnettu tarkkaan, käytettiin laskennassa Wärtsilän 46-sarjan moottorin kaasupaineherätteitä, joiden oletettiin mukailevan 20-sarjan herätteitä kyllin samankaltaisesti.

3.6 Troolarin laskelman tulokset

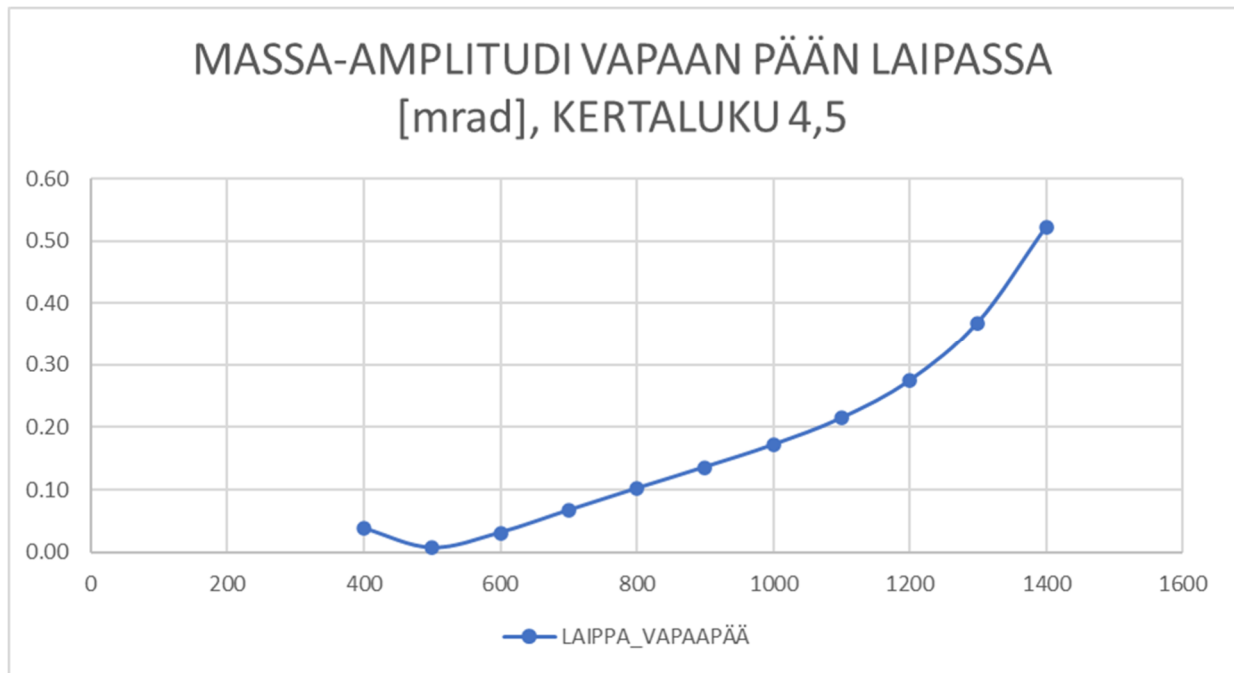
Vääntövärihtelyvasteet laskettiin kertaluvuilla ja puolikaskertaluvuilla, jotka ovat yhdeksänsylinterisen moottorin pääharmonisia kertalukuja. Pääharmonisilla kertaluvuilla herätevoimien vektorit ovat samansuuntaisia aiheuttaen suurimmat rasitukset koneiston eri komponenteissa. Tässä tapauksessa pääharmoniset kertaluvut ovat 4,5 sekä 9. Leikkausjännitykset ovat esitetty kuvaajissa pelkästään moottorin kampiakselille joustavan kytkimen vähentäessä normaalissa käytössä merkittävät herätteet sekä rasitukset merivaihteesta sekä potkuriakselilta.

Laskenta suoritettiin moottorin käyttönopeusalueella 400-1400 1/min laskentaporrastuksen ollessa 100 1/min. Sytytyshäiriötilanne laskettiin kertaluvuille 0,5, 1 ja 1,5. Sytytyshäiriötilanteessa vioittuneeksi sylinteriksi valittiin numeroinniltaan 9. sylinteri, joka on lähinnä moottorin vapaata päätä aiheuttaen suurimmat rasitukset toimiessaan ilman palamistapahtumaa. Tulokset vietiin Exceliin analysointia ja graafista tulostusta varten.

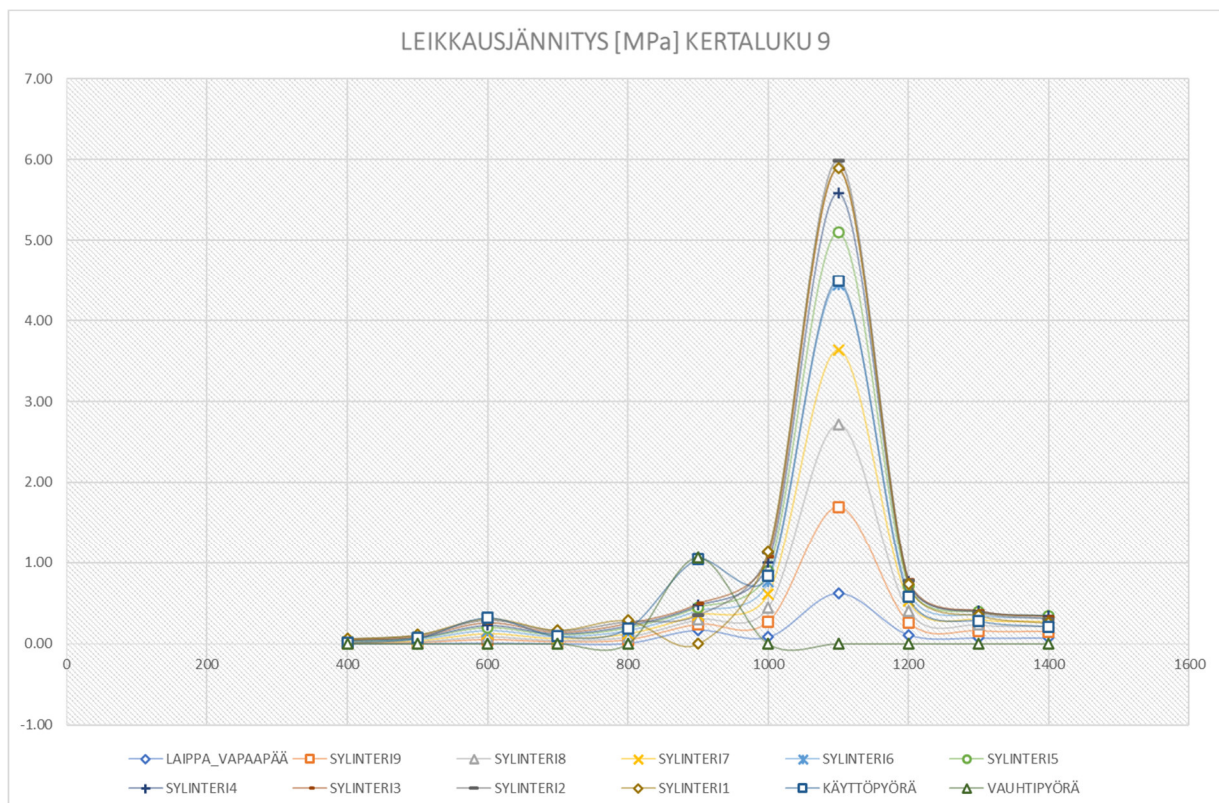
Kuvaajista 1, 2, 3 sekä 4 havaitaan resonanssi 9-sylinterisen moottorin pääharmonisilla kertaluvuilla 4,5 sekä 9. Resonanssi on havaittavissa vapaan pään massa-amplitudista sekä kampaixelin leikkausjännityskuvaajista. Kertaluvulla 4,5 leikkausjännitykset sekä massa-amplitudi vapaassa päässä kasvavat kierrosnopeuden noustessa. Kertaluvulla 9 resonanssi esiintyy noin kierrosnopeudella 1100 1/min, mikä on selvästi havaittavissa kuvaajista.



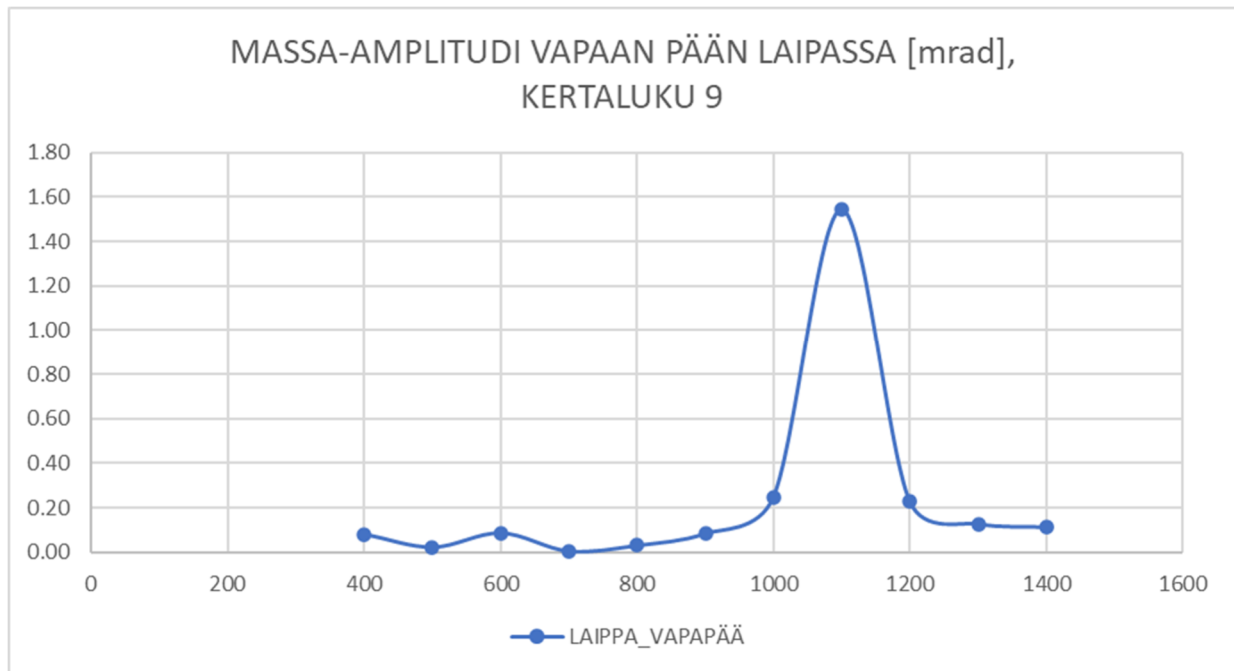
Kuvaaja 1. Leikkausjännitykset moottorin kampaixelilla kierrosnopeuden funktiona kertaluvulla 4,5.



Kuvaaja 2. Vapaan pään laipan massa-amplitudi kierrosnopeuden funktiona kertaluvulla 4,5.

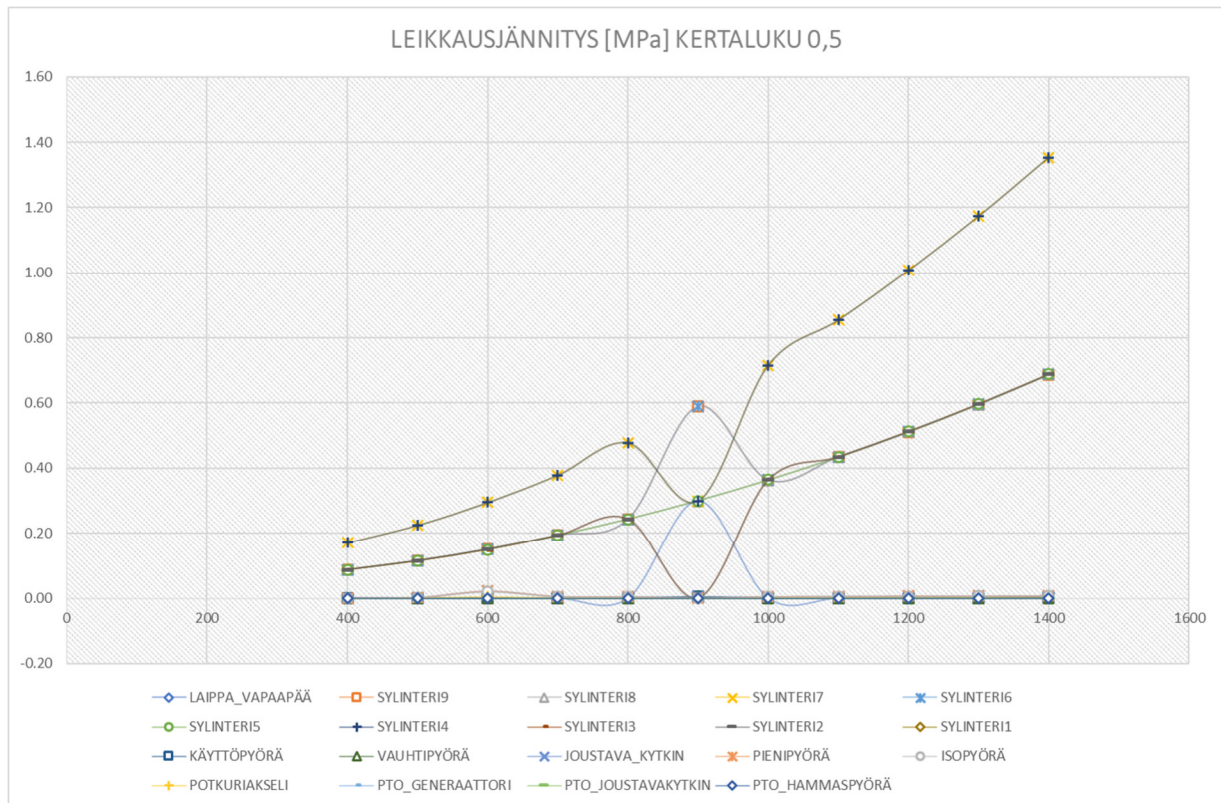


Kuvaaja 3. Leikkausjännitykset moottorin kampiakselilla kierrosnopeuden funktiona kertaluvulla 9.

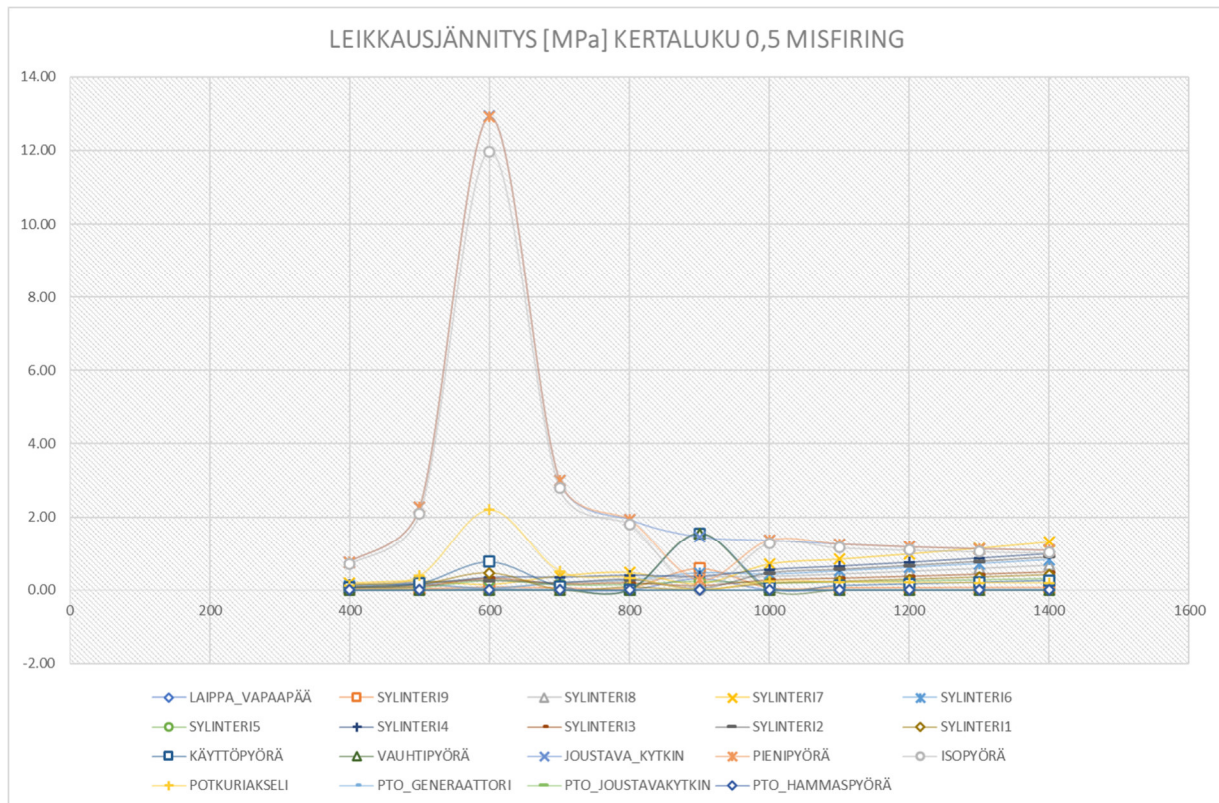


Kuvaaja 4. Massa-amplitudi vapaan pään laipassa kierrosnopeuden funktiona kertaluvulla 9.

Suurimmat sytytyshäiriötilanteen aiheuttamat rasiukset esiintyivät lasketuista tapauksista kertaluvulla 0,5. Misfiring-tilanteen aiheuttama rasiusten muutos suuremmiksi on havaittavissa kuvaajista 5 sekä 6 vertailemalla kertaluvun 0,5 leikkausjännityslukemia. Kuten oletettua, ovat merivaihte sekä joustava kytkin kovilla sytytyshäiriötilanteessa ”gear hammering”-ilmiön johdosta.



Kuvaaja 5, Leikkausjännitykset koneistoinstallaation eri komponenteissa normaalissa toiminnassa kierrosnopeuden funktiona kertaluvulla 0,5.



Kuvaaja 6, Leikkausjännitykset koneistoinstallaation eri komponenteissa sytytyshäiriötilanteessa kertaluvulla 0,5.

Yhteenvedona voidaan todeta, ettei pääharmonisilla kertaluvuilla esiinny haitallisen suuria rasituksia alustavassa laskelmassa esitetyillä ja arvioiduilla kuljetuskoneiston komponenteilla sekä lasketuilla normaalin toiminnan pääharmonisilla kertaluvuilla. Sytytyshäiriötilanteessa joustava kytkin sekä merivaihteen hammaspyörät ovat kovilla oletusten mukaisesti. Laskelmia tulee tarkentaa sitä mukaa, kun projekti edistyy ja koneiston komponenttien ominaisuuksista saadaan tarkempaa tietoa. Myöhemmän vaiheen laskelmissa pää- sekä sivuharmonisia kertalukuja tulee laskea resonanssikierrosnopeusalueilla tiheämmällä porrastuksella, jotta rasisuippujen maksimiarvot saadaan tarkkaan selville.

4 TULOKSET JA NIIDEN ARVIOINTI

4.1 Tulokset

Projektin tuloksena mahdollistettiin toimeksiantajalle suorituskyky, jolla voidaan arvioida vääntöväärähtelyn aiheuttamia rasituksia aluksen kuljetuskoneistossa, mikäli komponentit osataan nimetä kohtuullisella tarkkuudella. Perinteiset, polttomoottorikäyttöiset kuljetuskoneistot todettiin aikaa vieviksi laskea ja ennalta-arvioida ennen, kuin akselijohdon komponentteja on valittu tarkkaan. Ohjelmalla voidaan simuloida erityyppisten joustavien kytkimien vaikutusta systeemiin niin konseptivaiheessa, kuten jo toteutuneiden tai muuten komponenteiltaan tarkkaan tunnettujen tapausten osalta. Vaikka ohjelma ei laske kaikkien kertalukujen yhteisvaikutuksia, eli synteisivasteita, on se silti tehokas työkalu suunnittelijan käyttöön.

4.2 Laskinohjelman suorituskyky

Laskinohjelman suorituskyky perustuu vanhanaikaiseen menetelmään, jossa laskentaparametrien laatiminen erillisiin lähtöarvotiedostoihin sekä laskennan tulosten analysointi vie tuntitolkulla aikaa. Kiireisessä konseptisuunnittelussa, jonka pieni insinööritoimisto vajanaisilla henkilöstöresursseilla joutuu läpiviemään voi ajankäytöllisiä haasteita ilmetä, mikäli kiireellinen tarve laskelmille ilmeni.

Laskentaohjelman tulosten lukeminen vaatii lisäksi ehdotonta perehtymistä laskentaan sekä tulosten oikeelliseen tulkitsemiseen, jotta laskennasta saadaan hyödyllinen vastine käytetylle työajalle.

Kesällä 2020 toimeksiantajalle tuli erään yhteysaluksen konversioprojektin yhteydessä tarve valita sopiva vääntöjoustava kytkin ja toimeksiantaja konsultoi erästä varsinaissuomalaista asiantuntijaa aiheen tiimoilta. Nytemmin vastaavanlaisessa tilanteessa voitaisiin tehdä alustava arvio vääntöväärähtelyherätteistä ja konsultoida sen jälkeen kokeneempaa tahoja oikeellisesta tuloksesta ja toimenpiteistä. Tämä helpottaisi suunnittelutyötä merkittävästi sekä toisi myös suunnittelukustannuksia alaspäin.

4.3 Tulosten luotettavuus

Yksiselitteisesti voidaan todeta, että mitä tarkemmin konseptisuunnitteluvaiheessa osataan nimetä kuljetuskoneiston vaatimukset, suorituskyky sekä komponentit, sitä tarkemmin alustava vääntövarähtelylaskelma voidaan tehdä. Laskijan tietotaidolla ja kokemuksella sekä huolellisuudella on merkittävä vaikutus oikeellisten lähtöarvojen laatimisessa. Ohjelmassa ei toiminnallisuuden kannalta ole testauksen aikana havaittu virheitä. Tästä huolimatta voi tulokset olla silti epäluotettavia tai jopa kokonaan vääriä, mikäli laskija ei ole osannut laatia lähtöarvoja ja lähtöarvotiedostoa oikealla tavalla. Oikeellisten tulosten onnistumisella on luonnollisesti merkitys jatkotoimenpiteille ja jatkosuunnittelulle.

5 YHTEENVETO

Insinööriyön tavoite saavutettiin. Toimeksiantajalla on kyky halutessaan tehdä vääntövarähtelylaskentaa suunnittelun varhaisessa vaiheessa, kunhan kuljetuskoneiston pääkomponentit osataan kyllin tarkasti määrittää halutun suorituskyvyn perusteella. Toimeksiantajalla on myös sellainen työntekijä, joka on perehtynyt ja opetellut laskentasuorituskyvyn käytön. Alustavien laskelmien tuloksista on havaittavissa, mikäli jokin kuljetuskoneiston ominaisuus muodostuu kriittiseksi aiheuttaen täten käyttörajoituksia tai vaikuttaen merkittävästi suunnitteluun ja komponenttien valintaan. Projektin mahdollisessa perussuunnitteluvaiheessa tulee laskelmat tehdä uudestaan, kun komponentit on valittu aikaisemmin määriteltujen reunaehtojen perusteella ja niiden ominaisuudet ovat tarkkaan tiedossa.

Menetelmä perustuu vanhaan laskentaohjelmaan ja menetelmään. Laskeminen vie aikaa sekä vaatii omistautumista käyttäjältään. Menetelmän ja laskentaohjelman iästä huolimatta sen mahdollistama suorituskyky kuitenkin täyttää nykypäivänkin vaatimukset vääntövarähtelylaskennalle. Sillä kyetään simuloimaan nykyaikaisia polttomoottorikäyttöisiä kuljetuskoneistoja sekä myös sähkömoottorilla toteutettuja ratkaisuja. Simulointia voidaan suorittaa myös tilanteissa, jossa kuljetuskoneiston toiminta häiriintyy mekaanisen vian takia.

TL17-laskentaohjelman lähtökohdat ja ikä tekevät laskennasta aikaa vievän ja kohtuullisen työlään prosessin. On ilmeistä, että nykyaikaisella tietotekniikalla on mahdollista toteuttaa vääntövarähtelylaskennan kaltaisia kompleksisia teknisiä laskentaprosesseja käyttäjäystävällisemmällä tavalla.

Suomalainen meriklusteri on aina tarvinnut tahon, joka on kyennyt tekemään tarvittavat vääntövarähtelylaskelmat niin uudisrakenteita kuin mittavia konversioitakin tehtäessä. Suomessa on ollut muutama yksityishenkilö, jotka ovat tehneet värähtelylaskentaa sivu -tai päätoimisesti, mutta ovat eläköitymässä. Toimeksiantajan edustajan kanssa käydyt keskustelut ovat tuoneet esille idean vääntövarähtelylaskennan ottamisesta mukaan yrityksen liiketoimintaan.

Opinnäytetyön kirjoittaja on ollut satunnaisessa yhteydessä turkulaiseen ohjelmistokehitykseen erikoistuneen yrityksen henkilöstöön, jonka edustajan kanssa käydyt keskustelut ovat antaneet lupaavia viitteitä mahdollisuudesta kehittää TL17-laskentaohjelmasta käyttäjäystävällisempi versio, jonka lähtöarvotietojen syöttäminen, tulosten laskenta sekä esitys voisivat toimia palvelimessa erilisillä aliohjelmilla tehden laskentaprosessista huomattavasti nopeamman.

Mikäli TL17-ohjelmasta haluttaisiin kehittää käyttäjäystävällisempi versio, tulee kuitenkin kustannuksia ohjelman kehityksessä harkita tarkkaan sekä selvittää, olisiko jokin markkinoilla olevista vastaavista ohjelmista edullisempi. DNV tarjoaa Nauticus-ohjelmistopakettiinsa todella kehittyntä Torsional Vibration-lisäosaa jonka lisenssikustannuksia ei olla kuitenkaan selvitetty.

LÄHTEET

American Bureau of Shipping, 2021 Part 4 Vessel Systems and Machinery. Chapter 3. Section 2. Propulsion Shafting.

Bureau Veritas, 2020. Part C. Ch 1, Sec 9.

Class NK, 2020. Machinery

Croatian Register of Shipping, 2020. Part 7 Chapter 4 Torsional Vibrations

Det Norske Veritas, 2021, Rules for Classification: Ships, Part 4, Ch 2, Section 2: Torsional Vibrations

<https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/1160/1/012008/pdf>

<https://www.britannica.com/technology/FORTRAN>

Häkkinen Pentti, 1997. Laivan kuljetuskoneisto. Otaniemi. Teknillinen Korkeakoulu.

Korean Register of Shipping, 2020. Part 5. Chapter 4. Torsional vibration of shaftings

Lloyds Register, 2020. Part 5. Chapter 8. Shaft Vibration and Alignment.

Corbo MA, Malanoski SB 1996. Practical Design Against Torsional Vibration. In: Proceedings of the 25th turbomachinery symposium. Texas A&M University, College Station, 193-196.

Pitkänen, J. (1995). Polttomoottoritekniikka: Mäntämoottorien perusteet ja konedynamiikka, Vääntömomentti ja pyörimisnopeuden tasaisuus, Vääntöväärhtelyt. Otaniemi: Teknillinen korkeakoulu.

Polish Register of Shipping, 2020 Machinery Installations and Refregerating Plants, Pt 4, Torsional Vibrations.

Registro Italiano Navale 2020, Pt C, Ch 1, Sec 9.

Russian Maritime Register of Shipping, 2020. Parti VII. 8: Torsional Vibration.

Türk Loydy, 2021 Machinery. Section 6 - Torsional Vibrations.