

# **Elementtimenetelmään perustuva työpohja tuuliturbiinin vaihteen valu- koteloiden lujuustarkastelulle**

Tuomas Metsävainio

Opinnäytetyö

Toukokuu 2019

Tekniikan ja liikenteen ala

Insinööri (AMK), konetekniikan tutkinto-ohjelma

Tuotekehitys

Jyväskylän ammattikorkeakoulu

JAMK University of Applied Sciences

Tekijä Metsävainio, Tuomas	Julkaisun laji Opinnäytetyö, AMK	Päivämäärä Toukokuu 2019
	Sivumäärä 93	Julkaisun kieli Suomi
		Verkkojulkaisulupa myönnetty: x
Työn nimi <b>Elementtimenetelmään perustuva työpohja tuuliturbiinin vaihteen valukoteloiden lujuus-tarkastelulle</b>		
Tutkinto-ohjelma Insinööri (AMK), konetekniikan tutkinto-ohjelma		
Työn ohjaajat Nieminen Tomi, Luosma Petri		
Toimeksiantaja Moventas Gears Oy		
Tiivistelmä <p>Opinnäytetyön tavoitteena oli kehittää ANSYS Workbench -ohjelmaan työpohja FEM-analyysia varten. Työpohjan avulla havaittaisiin alustavat jännityskeskittymät ja mahdolliset muodot valukoteloiden. Tutkimuksen tarkoituksena on tehostaa valukoteloiden alustavaa suunnitteluprosessia. Työn toimeksiantajana on Moventas Gears Oy, joka on johtava tuuliturbiinien vaihdelaatikkojen valmistaja.</p> <p>Teoriaperustan koottiin aihetta käsitteleviä aikaisempia töitä, tutkimuksia ja alan standardeja. Työssä selvitettiin tarvittavat kuormitukset, reunaehtojen mallintamiset ja elementti-verkotuksen ominaisuudet. Työpohjan ominaisuuksien ja reunaehtojen käyttämiseen kehitettiin Excel-työkirja, jonka tarkoituksena on nopeuttaa työpohjan käyttämistä.</p> <p>Työn aikana työpohjan käyttämiseen löydettiin toimiva ratkaisu ja saatujen tulosten luotettavuus todettiin työssä onnistuneeksi. Tulosten perusteella työpohja auttaa havaitsemaan valukoteloiden jännityskeskittymiä tutkimuksen tavoitteiden mukaisesti.</p> <p>Työpohjan käyttämisen tueksi nähtiin tarpeelliseksi luoda ohjeistus, jossa ohjataan FEM-analyysien tekemistä ANSYS Workbenchissä ja sitä, kuinka saatuja tuloksia tulee käsitellä valukoteloiden optimoinnin kannalta. Jatkossa tulisi tutkia työpohjan parempia optimointimahdollisuuksia, jotta työpohjan käyttäminen tulevaisuudessa olisi kattavampaa.</p>		
Avainsanat ( <a href="#">asiasanat</a> ) Elementtimenetelmä, FEM, tuuliturbiinin vaihdelaatikko, ANSYS Workbench		
Muut tiedot		

## Description

Author Metsävainio Tuomas	Type of publication Bachelor's thesis	Date May 2019
	Number of pages 93	Language of publication: Finnish
		Permission for web publication: x
Title of publication <b>Design method for initial FE based work template for strength assessment of wind turbine gearbox for casted housings</b>		
Degree programme Degree programme in Mechanical Engineering		
Supervisors Nieminen Tomi & Luosma Petri		
Assigned by Moventas Gears Oy		
Abstract  <p>The target of the bachelor's thesis was to develop a FEM-analysis work template for ANSYS Workbench program. The work template could show preliminary stress concentrations and impossible shapes in casted housings. The purpose of the study is to enhance preliminary design process of casted housings. The assignor of the study is Moventas Gears Ltd, who is the leading manufacturer of wind turbine gearboxes.</p> <p>The theoretical framework for the work was collected from previous works, research and standards of the field. The loads, modelling the boundary conditions and element mesh were defined for the work template. An excel worksheet was developed for using properties and boundary conditions of the work template to speed the using process.</p> <p>During the work working solution for the work template was discovered and the reliability of the results from the work template was successful. The results show that the work template helps to observe the stress concentrations in the casted housings, which was the objective of the study.</p> <p>Creating instructions on how to work with FEM-analysis in ANSYS Workbench and how to use the results to optimize the casted housings was considered necessary to support using of the work template. In the future, optimization possibilities for the work template should be studied to make the work template more extensive.</p>		
Keywords ( <a href="#">subjects</a> ) Finite Element Method, FEM, Wind turbine gearbox, ANSYS Workbench		
Miscellaneous		

## Sisältö

<b>1</b>	<b>Johdanto .....</b>	<b>7</b>
1.1	Aiheen valinta .....	7
1.2	Tavoite .....	8
1.3	Moventas Gears Oy .....	8
<b>2</b>	<b>Tuuliturbiinivaihte ja sen ympäristö .....</b>	<b>9</b>
2.1	Tuuliturbiinin voimansiirto .....	9
2.2	Tuuliturbiinivaihte .....	10
2.3	Hammastus.....	12
2.4	Planeettavaihteisto .....	14
<b>3</b>	<b>Lujuusoppi.....</b>	<b>15</b>
3.1	Jännityselementti .....	15
3.2	Pääjännitys .....	16
3.3	Von Mises .....	16
3.4	Maksimipääjännityshypoteesi.....	17
3.5	Elementtimenetelmä (FEM) .....	17
<b>4</b>	<b>Työpohjan suunnittelu.....</b>	<b>24</b>
4.1	Tutkimusmenetelmä .....	24
4.2	Työn suunnittelu.....	25
4.3	Työpohjan rakenne.....	26
4.4	Statiikka .....	28
4.5	Kuormitukset .....	31
<b>5</b>	<b>Työpohjan rakentaminen.....</b>	<b>32</b>
5.1	Materiaalit .....	32
5.2	Elementtiverkotus .....	33
5.3	Reunaehdot ja kehäpyörät.....	35
5.4	Analyysit .....	40

5.4.1	Reunaehtojen arvot.....	40
5.4.2	Lieriökotelon analyysi.....	41
5.4.3	Välikartion analyysi.....	44
<b>6</b>	<b>Tulokset ja luotettavuusarviointi .....</b>	<b>46</b>
<b>7</b>	<b>Johtopäätökset ja pohdinta .....</b>	<b>63</b>
	<b>Lähteet .....</b>	<b>67</b>
	<b>Liitteet.....</b>	<b>70</b>
	Liite 1. Reunaehdot-työkirja.....	70
	Liite 2. Tulokset .....	72
	Liite 3. DOCM105944_C .....	73
	Liite 4. DOCM105895_A.....	74
	Liite 5. DOCM105880_A.....	79
	 <b>Kuviot</b>	
	Kuvio 1. Moventaksen toimipisteet.....	9
	Kuvio 2. Tuuliturbiinin perinteinen voimansiirto.....	10
	Kuvio 3. Tuuliturbiinivaihteen osat.....	11
	Kuvio 4. Vinon hammastuksen voimat .....	13
	Kuvio 5 Planeettaportaahan voimien välittyminen.....	15
	Kuvio 6. 10- ja 20-solmun tetraedri elementit .....	21
	Kuvio 7. Keskiarvoisten tuloksien määrittäminen elementeissä.....	22
	Kuvio 8. ANSYS Workbench työpohjan rakenne .....	27
	Kuvio 9. Työpohjan prosessin vaiheet .....	28
	Kuvio 10. Tuuliturbiinin voimansiirron voimien ja tuentojen luonnostelu työn alkuvaiheessa.....	29

Kuvio 11. Tuuliturbiininvaihteen rakenteisiin vaikuttavat kuormat ja vääntömomentit hahmoteltuna .....	30
Kuvio 12. Elementtiverkotuksen laatu tiheämmän elementtiverkotuksen vieressä .....	35
Kuvio 13. Kehäpyörän elementtiverkotusmalli .....	36
Kuvio 14. Valukotelon kontaktipinnan elementtiverkotus.....	37
Kuvio 15. Kehäpyörän kontaktipinnan elementtiverkotus kohdalla .....	38
Kuvio 16. Hammasvoimien mallintaminen.....	38
Kuvio 17. Laakerivoimat laakeripesässä .....	40
Kuvio 18. Lieriökotelon reunaehdot .....	42
Kuvio 19. Lieriökotelon elementtiverkko .....	43
Kuvio 20. Välkartion reunaehdot analyysissä .....	45
Kuvio 21. Välkartion ja kehäpyörien elementtiverkotus .....	46
Kuvio 22. Lieriökotelon vetopääjännitykset kuormalla MxN max.....	48
Kuvio 23. Lieriökotelon puristuspääjännitykset kuormalla MxN min .....	49
Kuvio 24. Lieriökotelonkannen vetopääjännitykset kuormalla MxN max .....	50
Kuvio 25. Lieriökotelonkannen vetopääjännitykset kuormalla MxN min .....	50
Kuvio 26. Lieriökotelon maksimi vetopääjännitys pyörityksessä kuormalla MxN max .....	51
Kuvio 27. Lieriökotelonrungon vetopääjännitykset (ei-keskiarvoiset tulokset) kuormalla MxN max.....	51
Kuvio 28. Lieriökotelonkannen vetopääjännitykset (ei-keskiarvoiset tulokset) lieriökotelonkannessa kuormalla MxN max .....	52
Kuvio 29. Välkartion vetopääjännitykset kuormalla MxN max .....	53
Kuvio 30. Välkartion puristuspääjännitykset kuormalla MxN min .....	53
Kuvio 31. Välkartio generaattoripuolen vetopääjännitykset kuormalla MxN max .....	54
Kuvio 32. Välkartion ulkopuolisen pinnan vetopääjännitykset kuormalla MxN max .....	54
Kuvio 33. Välkartion roottoripuolen vetopääjännitykset kuormalla MxN max	55

Kuvio 34. Välikartion generaattorinpuolen vetopääjännitykset (ei-keskiarvoiset tulokset) kuormalla $M \times N$ max .....	55
Kuvio 35. Lieriökotelon elementtien laatu .....	56
Kuvio 36. Välikartion elementtien laatu .....	57
Kuvio 37. Maksimi jännityskeskittymä korostetun punaisen renkaan sisällä .....	57
Kuvio 38. Von Mises-jännitykset välikartiassa kuormalla $M \times N$ max .....	58
Kuvio 39. Von Mises-jännitykset välikartiassa kuormalla $M \times N$ min.....	59
Kuvio 40. Von Mises-jännitykset lieriökotelossa kuormalla $M \times N$ max .....	60
Kuvio 41. Von Mises-jännitykset lieriökotelonkannessa kuormalla $M \times N$ max ....	60
Kuvio 42. Von Mises-jännitykset lieriökotelossa kuormalla $M \times N$ min .....	61
Kuvio 43. Von Mises-jännitykset lieriökotelonkannessa kuormalla $M \times N$ min .....	61

## Taulukot

Taulukko 1. Analyyseissä käytetyt kuormitukset .....	31
Taulukko 2. Materiaali taulukko .....	33
Taulukko 3. Varmuusluvut rakenteille.....	47

## **Alkusanat**

Haluan esittää kiitokseni opinnäytetyönohjaajanani toimineelle Moventas Gears Oy:n vanhemmalle rakennesuunnittelijalle DI Raine Lonnakolle opinnäytetyöhön liittyvästä avusta. Lisäksi haluan kiittää ohjaajanani toimineelle Jyväskylän ammattikorkeakoulun lehtori Tomi Niemistä sekä kaikkia henkilöitä, jotka ovat auttaneet opinnäytetyöni valmistumisessa.

Jyväskylässä toukokuussa 2019

Tuomas Metsävainio

## Käsitteet

### **FEM**

Finite Element Method (Elementtimenetelmä)

### **Jännitystila**

Kaikkien kappaleen halutun pisteen kautta asetettujen pinta-alkioiden jännitysvektorien joukkoa sanotaan pisteen jännitystilaksi. (Salmi & Pajunen 2010, 79.)

### **Myötölujuus**

Materiaalin jännityksen arvo, jossa materiaalia alkaa myötäämään. (Salmi & Pajunen 2010, 36)

### **Generaattoripuoli**

Kappaleen puoli, jolla generaattori on vaihteeseen nähden. (Vakiintunut termi Moventaksen vaihdesuunnittelussa)

### **Roottoripuoli**

Kappaleen puoli, jossa roottori on vaihteeseen nähden (Vakiintunut termi Moventaksen vaihdesuunnittelussa)

### **Naselli**

Tuuliturbiinin kotelo, joka sisältää pääakselin, vaihdelaatikon ja generaattorin. (IEC 61400-4:2012, 14.)

# 1 Johdanto

## 1.1 Aiheen valinta

Tuuliturbiinien kehittäminen on avainasemassa nykyisillä tuulivoimamarkkinoilla, jossa tiukat vaatimukset ja alan nopea kehitys kasvattavat tuuliturbiinien tehoa ja pidentävät niiden toiminta-aikoja. Jatkuvan kehityksen vuoksi, tuuliturbiineiden vaihdelaatikoiden ominaisuudet ja hinta ovat jatkuvasti tiukan kilpailun kohteena markkinoilla. Vaihteiden tulee olla optimoitu erilaisten vaatimusten mukaan, jotta saataisiin markkinoille mahdollisimman kilpailukykyinen tuote. Tuuliturbiinivaihteessa tavoitellaan mahdollisimman suuren momenttitiheyden ja vaihteen osien kestävyys. Näitä ominaisuuksia kehitellään uusilla teknologioilla ja ainutlaatuisella insinööri-työllä, joihin tuulivoimateollisuudessa kilpailevan yrityksen tulee jatkuvasti panostaa.

Opinnäytetyön aihetta lähdettiin kehittelemään nykyisen suunnitteluprosessin nopeuttamiseksi. Rajaukset tehtiin opinnäytetyön tekijälle sopivaksi ja katsottiin, että tekijällä on riittävät taidot lähteä suorittamaan tutkimusta. Tutkimus toteutetaan toimeksiantajan tarjoamalla tietokoneella ja käytössä olevilla ohjelmistoilla.

### **Nykytilanne**

Tuuliturbiinivalmistaja määrittää tuuliturbiiniin kohdistuvat kuormitukset, jotka on huomioitava tuuliturbiinivaihteen suunnittelussa. Kuormitukset on laskettu mahdollisista tuulikuormituksista sekä erilaisista ääritilanteista, kuten esimerkiksi hätäjarrutukset ja turbulenssit. Vaihteen valukotelossa halutaan saavuttaa riittävä kestävyys tuuliturbiinivalmistajan määrittämiin kuormituksiin. Uudenlainen geometrinen muotoilu ja suunnittelu luovat lieriökoteloon vaativia geometrisia muotoja, joiden lujuuslaskenta perinteisin menetelmin on haastavaa. Myös FEM-analyysien valmisteleminen ja toteuttaminen vaatii paljon aikaa ja alan kokemusta.

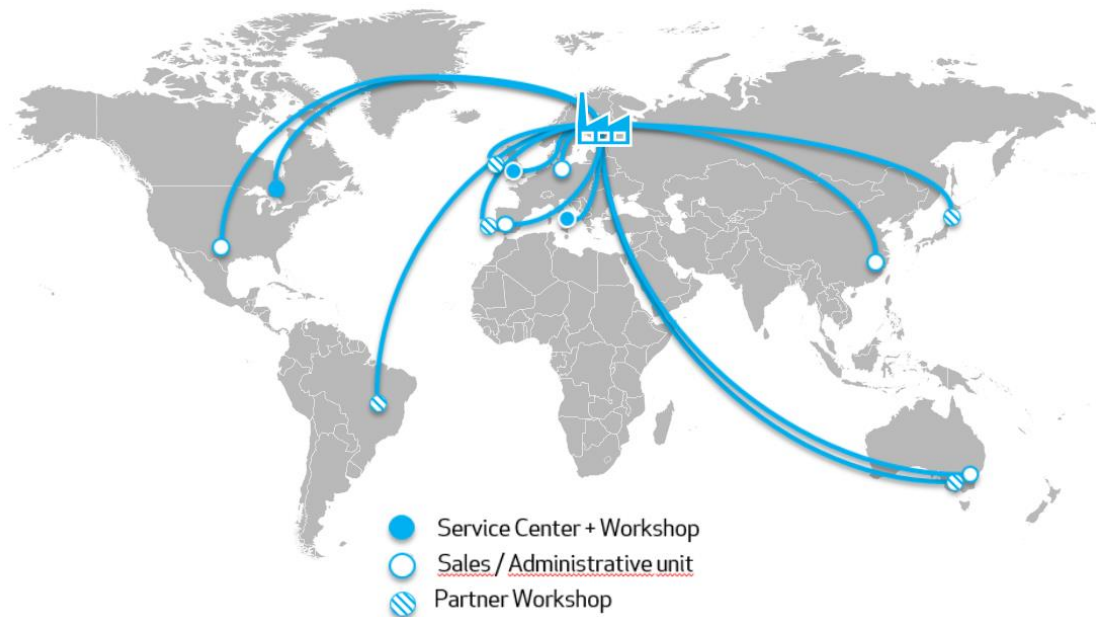
## 1.2 Tavoite

Tuuliturbiinivaihteen valukoteloiden suunnittelua halutaan tehostaa kehittämällä suunnittelijalle työpohja ANSYS Workbench-ohjelmaan. Työpohjan tarkoitus on osoittaa suunnittelijalle valukotelosta jännityskeskittymiä ja lujuusteknillisesti heikkoja geometrisia muotoja. Työssä käytettävät vaihteen valukotelot ovat lieriökotelo ja välikartio. Työpohjan toiminnan kannalta tavoitteina ovat selkeä käyttäminen ja helpoimpi toimiminen ANSYS Workbenchissä. Analyysien tulee olla suoritettavissa suunnittelijan käytössä olevan tietokoneen laskentateholla. ANSYS Workbenchin toimintaa ei lähdetä syvällisemmin tutkimaan, vaan ratkaisu yritetään löytää määrittämällä reunaehdot ohjelmiston käyttöliittymän rajoissa. Elementtiverkotusta ja reunaehtoja pyritään automatisoimaan ANSYS Workbenchin työkalujen avulla. Opinnäytetyön tutkimuskysymykset:

- Millainen työpohja tehostaa tuuliturbiinivaihteen valukoteloiden alustavaa suunnittelua?
- Ovatko työpohjalla saadut arvot luotettavia?

## 1.3 Moventas Gears Oy

Moventas Gears Oy on johtava tuuliturbiinin vaihdelaatikkoja valmistava yritys, jonka pääpaikka on Jyväskylässä (Our story n.d.). Opinnäytetyötä tehtiin Moventaksen Ikolan tuotantolaitoksen toimitiloissa, jossa valmistetaan vaihteiden sisäosia, tehdään vaihteiden kokoonpanot, maalaus ja koeajot, sekä huoltoon tulevien vaihteiden purku. Tehtaalla valmistetut osat tuotetaan koneistamalla ja prosessissa suoritetaan myös osien karkaisu. Moventas toimii maailmalla yhdeksässä maassa mm. Australiassa, Saksassa ja Iso-Britanniassa, joissa toiminta on pääasiassa vaihteiden huoltaminen, testaaminen ja myynti (ks. kuvio 1). (Moventas Company Presentation EN 2019.)



Kuvio 1. Moventaksen toimipisteet (Moventas Company Presentation EN 2019.)

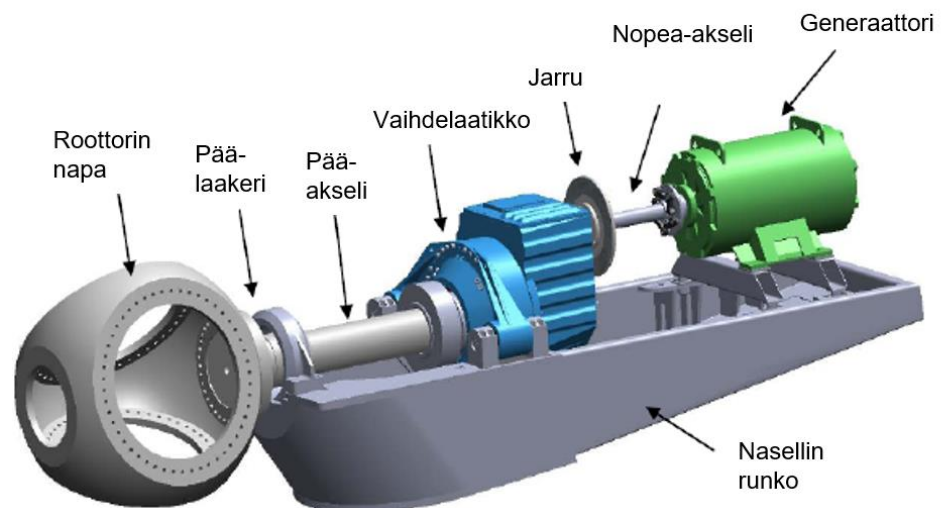
Moventas toimitti ensimmäisen kW luokan tuuliturbiini vaihteistonsa vuonna 1980. Moventaksen edeltäjät Valmet ja Metso Drivers olivat olleet mukana teollisuusvaihteiden tekemisessä 1940-luvulta lähtien. Nykyään Moventaksen omistaa skotlantilainen teollisuusryhmä Clyde Blower`s. Yritys on toimittanut vuoteen 2019 mennessä yli 15 000 tuuliturbiinivaihdetta maailmalle. (Our story n.d.)

## 2 Tuuliturbiinivaihte ja sen ympäristö

### 2.1 Tuuliturbiinin voimansiirto

Opinnäytetyössä keskitytään perinteiseen voimansiirron rakenteeseen (ks. kuvio 2), jossa käytetään ylennysvaihdetta. Rakenteessa roottorin napa on kiinnitettynä pääakseliin, jota tukee päälaakeri ja vaihteisto. Päälaakerin laakeripesä ja vaihteisto on

kiinnitettynä nasellin runkoon. Vaihteiston ja nasellin rungon välisessä kiinnityksessä käytetään joustavia elementtejä. Tuuliturbiinin roottorinnavan pyörimisen saa aikaan tuuliturbiinin lapoihin siirtyvä tuulen liike-energia, jonka määrään vaikuttaa tuulen nopeus ja lapojen kulma tuulen suuntaan nähden (Tonin 2012, 1). Lapoihin kohdistuvasta tuulesta turbiiniin voimansiirtoon kohdistuu voimia ja momenteja. Roottorin pyörintänopeus on yleensä noin 10 -25 r/min, jonka tuuliturbiinin vaihdelaatikko nostaa 1000-1500 r/min pyörintänopeudeksi generaattorille. (Laaksonen & Repo 2003, 13.)

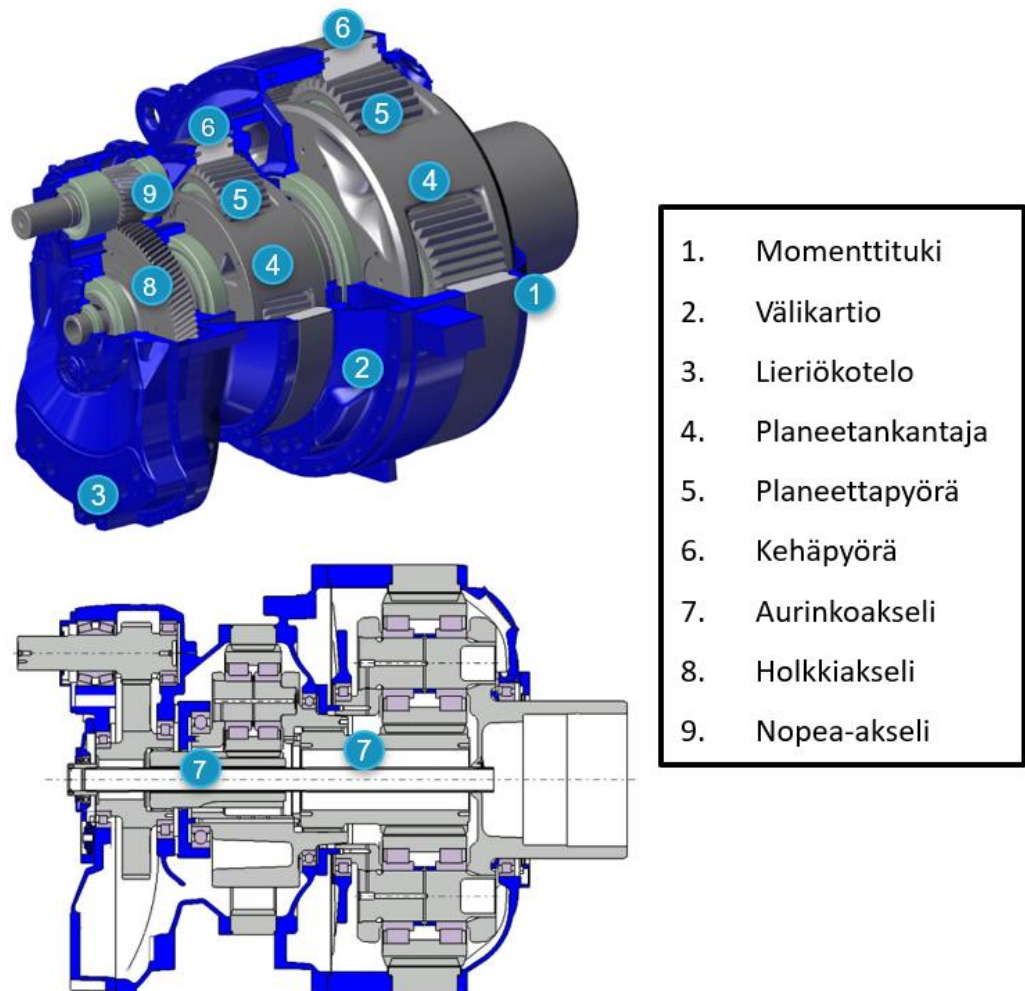


Kuvio 2. Tuuliturbiinin perinteinen voimansiirto (Dong, Moan & Xing 2012, 4352, muokattu)

## 2.2 Tuuliturbiinivaihde

Tuuliturbiinivaihde toimii tuuliturbiinissa ylennysvaihteena, jolla saadaan kasvatettua roottorin pyörintänopeus generaattorille sopivaksi. Nykyisin vaihteissa käytetään yleensä lieriöporrasta ja kahta planeettaporraa muodostamaan tarvittava välitys

(ks. kuvio 3). Kuviossa 3 havainnollistetaan tuuliturbiinivaihteen rakenteen osat. Planeettaporras pystyy suurempiin välityksiin samalla tilavuudella kuin perinteiset lieriöportaat, koska ne käyttävät voimansiirtoon useampaa hammaskosketusta (Jelaska 2012, luku 6.1.3). Planeettaporras on edellä mainitusta syystä usein käytetty ensimmäisessä ja toisessa välitysportaassa.

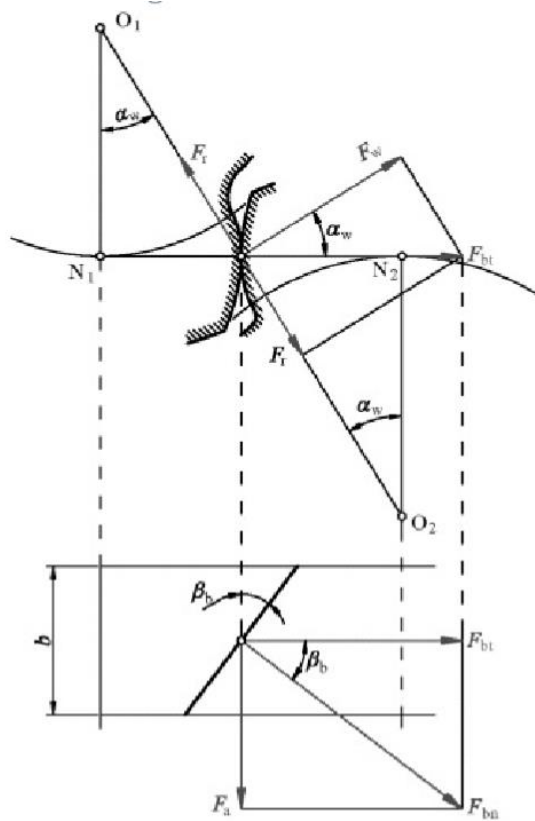


Kuvio 3. Tuuliturbiinivaihteen osat (Layout\_B 2017, muokattu)

Tuuliturbiinivaihteen ensiöpuolen akseli kiinnitetään pääakseliin yleensä erillisellä puristuskytkimellä tai muulla kiinnitysmenetelmällä, millä pääakselin ja vaihteen akseli saadaan liitettyä jäykästi. Tuuliturbiinivaihteen nopea-akseli kiinnitetään kytkimellä joustavaan akseliin vaihteen ja generaattorin väliin. Vaihde kiinnitetään tuuliturbiinin nasellin runkoon yleensä joustavilla elementeillä, joiden tarkoitus on vaimentaa vaihteesta syntyviä värähtelyjä, sekä estää vaihteen liikkuminen.

### 2.3 Hammastus

Hammastusvaihteiden välitys luodaan yleensä evolventti hammasmuodolla, ja hammastus voidaan toteuttaa suorasti tai vinosti. Vinon hammastuksen etuna on useamman hampaan kosketus rynnössä, millä saadaan aikaan sulavampi hammaskosketus. (Chong & Li 2016, 148.) Resultantti hammasvoima vinossa evolventtiammastuksessa koostuu tangentialisesta, radiaalisesta ja aksiaalisesta voimasta (ks. Kuvio 4) (Jelaska 2012, luku 3.1.1). Hammastusrynnön ominaisuuksien optimoimiseksi ja mahdollisten valmistusvirheiden kompensoimiseksi, hampaalle tehdään yleensä erilaisia helppotuksia ja muodon linjauksia. Suuritehoisissa välitystapauksissa hampaat yleensä karkaistetaan tai jälki käsitellään niin, että hampaan pinnalle saadaan suurempi kovuus.



Kuvio 4. Vinon hammastuksen voimat (Jelaska 2012, luku 3.1.1)

Vinon hammastuksen normaalivoima lasketaan yhtälöllä 1.

$$F_{bn} = \frac{F_w}{\cos \alpha_w \cdot \cos \beta_b} \quad (1)$$

Tangentiaalinen hammasvoima ratkaistaan yhtälöllä 2.

$$F_w = \frac{2 \cdot T_1}{d_{w1}} \quad (2)$$

Yhtälöllä 3 lasketaan hammasvoiman radiaalivoima:

$$F_r = F_w \cdot \tan \alpha_w \quad (3)$$

Aksiaalivoima lasketaan yhtälöllä 4.

$$F_a = \frac{F_w}{\cos \alpha_w} * \tan \beta_b \quad (4)$$

joissa  $d_{w1}$  = jakohalkaisija

$\alpha_w$  = ryntökulma °

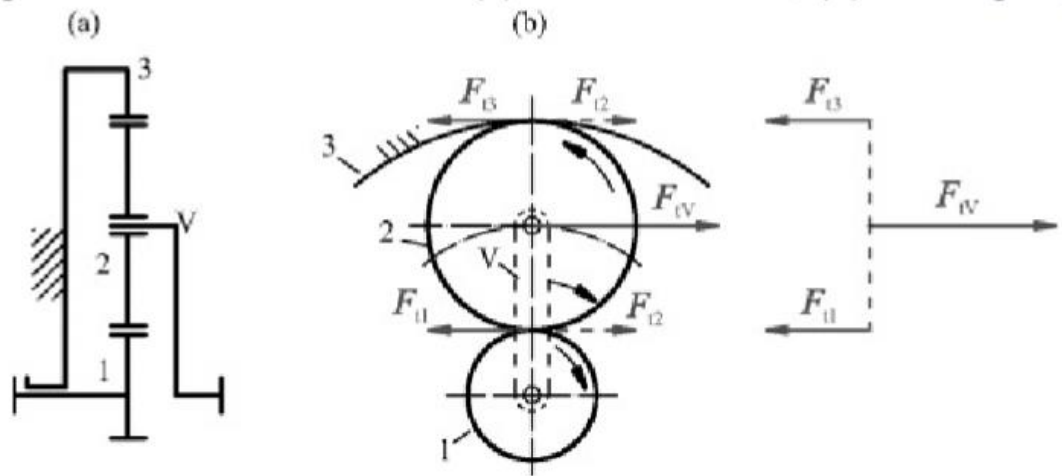
$\beta_b$  = vinouskulma °

$T_1$  = hammaskosketukselle tuleva momentti Nm

(Jelaska 2012, luku 3.1.1)

## 2.4 Planeettavaihteisto

Planeettavaihteisto on saanut nimensä sen pyörimisliikeradasta, joka muistuttaa planeettojen ja auringon liikerataa. Planeettavaihteistosta on monia eri versioita, joilla voidaan luoda välitys. Planeettavaihteiston komponentteja ovat planeetankantaja, kehäpyörä, planeettapyörä ja aurinkoakseli. Planeettapyörä on samanaikaisesti hammasrynnössä kehäpyörän ja aurinkoakselin kanssa. Planeettapyörät ovat tuettuna laakereilla planeetankantajaan. Planeettapyöriä on yleensä vähintään kolme kappaletta. Kuviossa 5 osoitetaan, kuinka planeetankantajalta välitettävä vääntömomentin voima jakaantuu planeettapyörän kautta kehäpyörällä ja aurinkoakselille. (Jelaska 2012, luku 6.1.1.)



Kuvio 5 Planeettaportaon voimien välittyminen (Jelaska 2012, luku 6.1.7.1)

### 3 Lujuusoppi

#### 3.1 Jännityselementti

Tietyn pisteen jännityksen selvittämiseksi kappaleesta leikataan tämän pisteen kohdalta hyvin pieni elementti, jännityselementti, jonka tahkot ovat kappaleen koordinaatiston suuntaisia. Jännityselementtiin vaikuttavat jännitysvektorit jaetaan jännityselementin tahkojen suuntaisiin komponentteihin. Yleensä pisteen jännitystila sisältää yhdeksän komponenttia. Kolme normaali jännitystä ja kuusi leikkausjännitystä. Jännityselementin tahkoihin vaikuttavista jännitysvektoreista voidaan tehdä taulukko, jossa vaakarivit tehdään tahkojen jännitysvektorien komponenteista. Tästä saadaan taulukko 5, jännitysmatriisi, joka kuvaa kyseisen jännityselementin jännitystila. (Salmi & Pajunen 2010, 80.)

$$[S] = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix} \quad (5)$$

missä  $[S]$  =jännitysmatriisi  
 $\sigma$  = normaalijännitykset  
 $\tau$  = leikkausjännitykset

(Salmi & Pajunen 2010, 84.)

### 3.2 Pääjännitys

Jännitystilän pääjännitys saadaan, kun pintaelementtiin kohdistuu vain normaalijännitys. Kääntämällä jännityselementtiä koordinaatistonsa origon kautta asentoon, jossa tahkoihin ei vaikuta leikkausjännityksiä, saadaan elementtiin vaikuttamaan vain normaalijännitykset. Pääjännityksien käyttäminen eri lujuuslaskenta tilanteissa yksinkertaistaa laskentaprosessia. (Salmi & Pajunen 2010, 85-87.)

### 3.3 Von Mises

Von Misesin myötöehtoa kutsutaan myös vakiovääristymisenergihypoteesiksi. Kimmoista materiaalia kuormittaessa, syntyy materiaaliin muodonmuutoksia. Tapahtumassa jännityskentän tekemä työ varastoituu kappaleen kimmoenergiaksi, josta osa liittyy tilavuuden muuttamiseen ja osa muodon vääristämiseen. Jännityskentän derivaatan osuuden tekemä työ varastoituu kappaleen muodon vääristymisenergiaksi. Sen tilavuustiheyttä sanotaan kappaleen pisteen vääristymisenergiatiheydeksi. Von Mises vertailujännitys lasketaan yhtälöllä 6. Materiaali myötää, kun vertailujännityksen arvo on yhtä suuri tai suurempi kuin materiaalin myötöraja. (Salmi & Pajunen 2010, 335.)

$$\sigma_{vert} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (6)$$

missä  $\sigma_{vert}$  = von Mises vertailujännitys  
 $\sigma_{1..3}$  = pääjännitykset

(Salmi & Pajunen 2010, 336.)

### 3.4 Maksimipääjännityshypoteesi

Maksimipääjännityshypoteesin mukaan materiaali murtuu pisteessä, jossa jännitystilän pääjännitys saavuttaa vetomurtolujuuden tai pienin pääjännitys saavuttaa puristumurtolujuuden. Hypoteesissa oletetaan, että materiaalin rikkoutuminen johtuu pääjännityksestä. Tämä soveltuu hyvin hauraiden metallien murtumiseen. Hypoteesin yhteydessä ei käytetä käsitettä vertailujännitys. Sen sijasta puhutaan varmuusluvusta murtumisen suhteen. Varmuusluku lasketaan yhtälöllä 7.

$$n = \min\left(\frac{R_m}{\sigma_1}, \frac{R_{-m}}{\sigma_3}\right) \quad (7)$$

missä  $\sigma_1$  &  $\sigma_3$  = pääjännitykset  
 $R_m$  = vetomurtumisjännitys  
 $R_{-m}$  = puristumurtumisjännitys

(Salmi & Pajunen 2010, 342.)

### 3.5 Elementtimenetelmä (FEM)

Elementtimenetelmä (Finite Element Method) on numeerinen ratkaisumenetelmä, jota voidaan soveltaa mm. jännitysanalyysiin, lämmönsiirtyvyysanalyysiin ja virtaus-

mekaniikkaan. Elementtimenetelmän käyttäminen on kehittynyt huomattavasti tekniikan alalla ja sen merkitys on kasvanut tietokoneiden laskennallisen tehon kehittymisen myötä. Vaativissa tapauksissa saadut tulokset ovat likimääräisiä. (Pavlou & Dimitrios 2015, 1.)

Elementtimenetelmässä kappaleen tilavuusmalli jaetaan elementteihin, joille määritetään materiaaliominaisuudet ja annetaan reunaehdot. Elementtien välille määritetään solmut ja niille määritetään koordinaatistosijainnit elementtien koordinaatistoon, jotka yhdistetään edelleen kappaleen globaaliin koordinaatistoon. Solmujen linkityksellä ja ulkoisen kuorman vaikuttaessa kappaleeseen, saadaan solmujen siirtymistä laskettua kappaleen sisäiset jännitykset sekä muodonmuutokset. (Lähteenmäki n.d.) Elementin perusyhtälö esitetty kaavassa 8.

$$\{f\} = [k]\{u\} \quad (8)$$

missä  $[k]$  = elementin jäykkyyismatriisi  
 $\{u\}$  = elementin solmuarvot  
 $\{f\}$  = elementin solmuvoimavektori

(Lähteenmäki n.d.)

Elementtien jäykkyys ja sijainti yhtälöt kootaan yhdeksi kokonaiseksi kappaleen rakenteen matriisiksi, jolloin muodostetaan elementtiverkon perusyhtälö 9. (Lähteenmäki n.d.)

$$\{R\} = [K]\{U\} \quad (9)$$

missä  $\{U\}$  = solmusiirtymätilakenttä  
 $[K]$  = elementtiverkon jäykkyyismatriisi  
 $\{R\}$  = kokonaiskuormitusvektori

(Lähteenmäki n.d.)

Siirtymätilakentän solmuarvoista lasketaan arvot elementin alueeseen interpoloimalla. Interpolointi suoritetaan erillisillä interpolointi kaavoilla, jotka voivat olla yleensä lineaarisia tai polynomisia yhtälöitä. Polynomiyhtälöt luovat tarkempia tuloksia, mutta ovat laskennallisesti vaativampia. Näillä siirtymäarvoilla voidaan laskea Hooken-lailla jännitysten arvot solmuissa ja elementeissä. (Pavlou & Dimitrios 2015, 7.)

ANSYS-ohjelman FEM-analyysin suorittaminen alkaa esikäsittelyvaiheesta, jota seuraa ratkaisuvaihe ja siitä jälkikäsittelyvaihe. Esikäsittelyvaiheessa on seuraavat vaiheet:

1. Mallin luominen ja jakaminen äärelliseen määrään elementtejä, jotka jakavat ongelman solmuihin ja elementteihin.
2. Interpolointifunktioiden määrittäminen tapaukseen.
3. Elementtien jäykkyyismatriisien määrittäminen.
4. Yhtenäisen globaalijäykkyyismatriisin kokoaminen elementeistä.
5. Reunaehtojen määrittäminen.

(Moaveni 2015, 26.)

Ratkaisu vaiheessa suoritetaan lineaaristen tai epälineaaristen yhtälöiden ratkaiseminen samanaikaisesti, jolloin saadaan solmujen siirtymät. Jälkikäsittely vaiheessa saadaan jännitysten tulokset. (Moaveni 2015, 28.)

### **Minimi potentiaalienergia teoria**

Minimi potentiaalienergia yhtälöt (Minimum total potential energy formulation) on yleisin lähestymistapa FEM-analyysien ratkaisemisessa. Ulkoisen kuorman takia kappaleessa tapahtuu muodonmuutoksia, joiden aikana ulkoisen kuorman tekemä työ varastoituu materiaaliin elastisena energiana. Teorian on todettu menetelmänä sopivan kappaleiden ja rakenteiden lujuusanalyysihin. (Quek, Liu & Liu 2003, 9.)

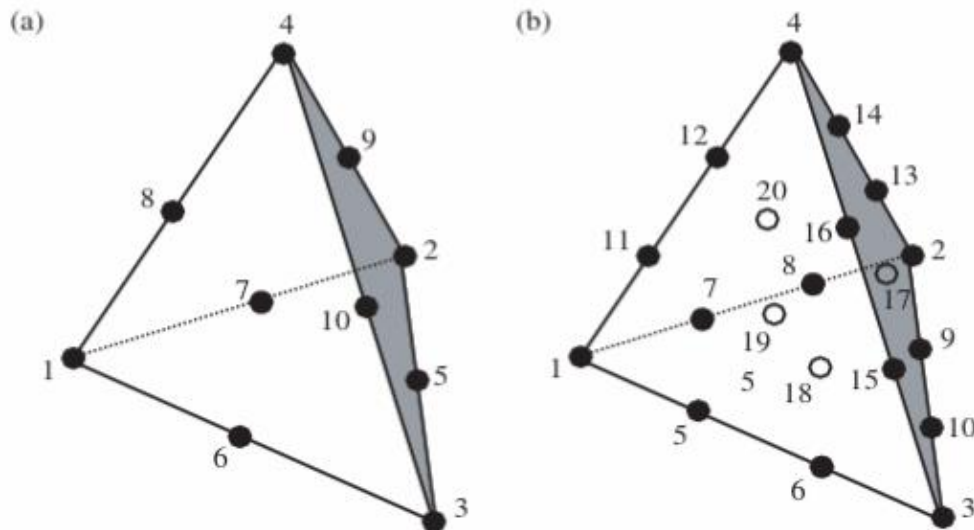
### **Elementtiverkko**

FEM-analyysin rakentamisessa haluttu kappale tai rakenne jaetaan elementteihin, jotka ovat yleensä yksinkertaisia suoraviivaisia muotoja. Elementit muodostavat kappaleen geometrian FEM-analyysissä, mitä kutsutaan elementtiverkoksi. Elementtiverkon tarkkuutta ja luotettavuutta parannetaan useasti tekemällä verkotuksesta tiheämpää ja käyttämällä geometriaan sopivan muotoisia elementtejä. 3D-elementit voivat olla seuraavien muotoisia. (Quek, Liu & Liu 2003, 6.)

- tetraedri
- pentaedri esim. pyramidi ja kiila
- heksaedri

Elementit, joissa solmuja on vain kulmissa ja elementin interpolointi kaava on lineaarinen (suoraviivainen) kaava, kutsutaan lineaarisiksi elementeiksi. Elementit voivat sisältää solmuja myös tahkojen keskiosissa ja pinnoilla. Tetraedri elementit voidaan toteuttaa 4, 10 tai 20 solmulla (ks. kuvio 6), ja heksaedri elementtiin voidaan määrittää 8, 20 tai 32 solmulla. Suurempi solmumäärä mahdollistaa elementtien paremman mallintamisen tilavuusmallien kaarevissa geometrioissa. (Quek, Liu & Liu 2003, 222 & 203.). Kvadraattisissa (toisen asteen polynomi) elementeissä solmuja on kulmien lisäksi elementin tahkoilla ja pinnoilla, sekä elementtien interpolointi kaavat on määritetty polynomisella yhtälöillä. (Quek, Liu & Liu 2003, 217.) ANSYS Workbenchissä elementtien laatu voidaan määrittää välille 0 ja 1, missä arvo 0 kuvaa laadultaan erittäin huonoa elementtiä ja arvo 1 täydellistä elementtiä. Elementtien laatu lasketaan

erillisellä kaavalla, jossa muuttujina ovat elementin tyyppin kerroin, tilavuus ja elementtien sivujen pituudet. (Element Quality n.d.)



Kuvio 6. 10- ja 20-solmun tetraedri elementit (Quek, Liu & Liu 2003, 217)

Lineaariset elementit ovat yleensä ylijäykkiä todellisuuteen nähden. Kvadraattiset elementit antavat taivutuskuormituksissa tarkempia tuloksia. Erilaisilla testeillä on todettu, että kvadraattiset tetraedri elementit antavat lähes yhtä tarkkoja tuloksia kuin kvadraattiset heksaedri elementit. Lisäksi testeissä on huomattu, että taivuttavissa tilanteissa suuremmalla määrällä lineaarisia tetraedri elementtejä saatiin huomattavasti heikompia tuloksia kuin pienemmällä määrällä kvadraattisia tetraedri elementtejä. (Wang & Rauch 2004.)

### Keskiarvoiset ja ei-keskiarvoiset tulokset

ANSYS Workbenchissä keskiarvoiset jännitysarvot lasketaan elementtien välisten solmujen jännitysarvojen keskiarvot ja jakamalla keskiarvotulokset solmujen elementteihin. Kvadraattisissa elementeissä kulmien välisten solmujen arvot lasketaan kulmien solmujen keskiarvoisista jännitysarvoista (ks. kuvio 7). Pääosin analyysissä ANSYS Workbench esittää oletusasetuksilla tulokset keskiarvoisina. Ei-keskiarvoiset

tulokset ovat yksittäisten elementtien solmuista saatuja tuloksia, joihin vaikuttaa elementteihin määritetyt interpolointi kaavat. Ei-keskiarvoistetuihin jännitysarvoihin ei vaikuta viereisen elementin jännitykset. Jännityksiä ja venymiä voidaan käsitellä ei-keskiarvoisina tuloksina. (Averaged vs. Unaveraged Contour Results n.d.)

RAW DATA						
100		200/1000		1200/200		100
C	-----M	-----C	-----M	-----C	-----M	-----C
M		M		M		M
C	-----M	-----C	-----M	-----C	-----M	-----C
100		200/1000		1200/200		100
AVERAGE CORNER NODE DATA						
100		600		700		100
C	-----M	-----C	-----M	-----C	-----M	-----C
M		M		M		M
C	-----M	-----C	-----M	-----C	-----M	-----C
100		600		700		100
AVERAGE MID-SIDE NODE DATA						
100		600		700		100
C	-----M	-----C	-----M	-----C	-----M	-----C
	350		650		400	
M	100	600	M 600	700	M 700	100
	350		650		400	
C	-----M	-----C	-----M	-----C	-----M	-----C
100		600		700		100

Kuvio 7. Keskiarvoisten tuloksien määrittäminen elementeissä (Averaged vs. Unaveraged Contour Results n.d.)

### Jännitys singulariteetti ja jännityskeskittymä

Jännitys singulariteetti on elementtiverkossa piste, jossa jännitys ei lähesty määrällistä tiettyä arvoa. Jännityksen suuruus singulariteetti pisteessä kasvaa äärettömäksi, mitä tiheämmäksi elementtiverkkoa luodaan. Jännitys singulariteetteja syntyy piste-kuormituksista, eri rakenneosien kontaktien teräviin kulmiin ja osien teräviin kulmiin.

Piste, jossa jännitys singulariteetti ilmenee, antaa kuitenkin oikean siirtymäarvon. Tulokset ovat hyväksyttäviä tietyn etäisyyden päässä jännitys singulariteetista. (Acin 2015.)

Jännityskeskittymät ovat rakenteen kohtia, joissa jännitykset ylittävät rakenteen nimellisen jännityksen. Jännityskeskittymä on rakenteen paikallinen jännitysarvo kohdissa, joissa kuormituksen reitti muuttuu geometrian muutoksen takia tai kun kuormitus kulkee kovan ja pehmeän materiaalin kosketuspintojen kautta. Esimerkkeinä kulmien pyöristykset tai levyssä oleva reikä. (Acin 2015.)

### **Staattinen analyysi**

Staattisessa analyysissä lasketaan jatkuvien kuormien tilat, mutta ei huomioida hitausmomentteja ja materiaalista syntyvää vaimennusta. Analyysiin voidaan sisällyttää aikasidonnaisia kuormituksia määrittelemällä ne staattisiksi ekvivalenttikuormiksi. Staattisella analyysillä ratkaistaan siirtymiä, jännityksiä, rasituksia ja voimia, joita rakenteet tai koneen osat kokevat. (Chapter 2: Structural Static Analysis n.d.) Lineaarissa käyttäytymisessä oletetaan materiaalin käyttäytyvän elastisesti kuormituksessa ja siirtymien oletetaan olevan suhteellisen pieniä. Jos analyysin mallissa kuormituksen vaikutuksesta tapahtuu liian suuria muodonmuutoksia, voi materiaalissa syntyä plastista käyttäytymistä ja se katsotaan tapahtuvan epälineaarisesti. Staattinen analyysi voi olla joko lineaarinen tai epälineaarinen. (Linear vs. Nonlinear Static Analyses n.d; Causes of Nonlinear Behavior n.d.)

### **FEM-analyysi tuuliturbiinivaihteen rakenteille**

Staattisissa analyyseissä käytetään maksimi kuormitustapauksia. Ohjeistukset ja standardit sallivat FEM-analyysien lujuuslaskennat luokitusmateriaaliksi, minkä takia on kannattavaa rakentaa FEM-analyysien käyttämistä suurempana osana kappaleiden suunnittelun alkuvaihetta. Elementtiverkon laatuun on mainittu esimerkkinä elementtien jännitysten ja venymien keskiarvo ja ei-keskiarvoisten tulosten eroavaisuu-

den vertaileminen (Guideline for the Certification of Wind Turbines 2010, 5-38). Elementin ominaisuuksien tulee heijastaa riittävällä tarkkuudella rakenteen jäykkyyttä ja arvioituja jännityksiä. Yksinkertaistamiset ovat sallittuja, edellyttäen että tulokset heikkenevät vain vähäisessä määrin. FEM-analyysin toiminnallisuuden ja rinnakkais-ten komponenttien vaikutusten varmistamisen takia analyyseissä on hyödyllistä sisällyttää kiinnitettävät osat kuten kehäpyörät. Analyysissä tulee huomioida paikallisten plastisten ja elastisten muodonmuutoksien vaikutukset komponenttien toimintaan. (Guideline for the Certification of Wind Turbines 2010, 5-1.)

## 4 Työpohjan suunnittelu

### 4.1 Tutkimusmenetelmä

Työ suoritetaan tavoitteen perusteella toimintatutkimuksena, joka noudatti kvalitatiivisen (laadullinen) tutkimusotteen tulosten käsittelyä ja niiden kuvaamista. Toimintatutkimuksen kohteina ovat yleensä henkilöiden työn tai toiminnan kehittäminen. Tutkimusmenetelmän etenemisen perusajatuksen vaiheet ovat ongelman määrittely, ratkaisun esitys, ratkaisun kokeilu ja arviointi. (Kananen 2014, 15 & 34.) Kvalitatiivisessa tutkimuksessa tarkoituksena on kuvata ilmiö, ymmärtäminen ja antaa mielekäs tulkinta. Laadullisessa tutkimuksessa tiedon keräämisen ja analysoinnin tekijä on tutkija, joka määrittää työssä tutkittavat tutkimustulokset. (Kananen 2014, 21 -22.)

Työssä tutkija teki pohdintaan ja kerätyn tietoperustaan perustuen päätöksiä työpohjan toiminnasta sekä arvioita siitä saatujen tulosten luotettavuudesta. Työn luotettavuus perustuu tutkijan päätelmiin ja arvioihin työpohjan numeerisista tuloksista. Kerätyllä tietoperustalla kuvataan opinnäytetyössä tapahtuvia ilmiöitä ja perustellaan työpohjan ominaisuuksien toimintaa ja sopivuutta valuosien analyyseissä.

## **Analysointi**

Tuloksien luotettavuutta ja parannuskohteita työkalussa arvioitiin aikaisempien töiden ja teorian pohjalta. Työssä kehitetyn työpohjalla saatuja tuloksia tarkastellaan huomioiden tuuliturbiinivaihteen luokitusohjeiden ja standardien ohjeistuksen kertoimet sekä varmuusluvut. Saatuja työpohjan tuloksia verrataan myös toimeksiantajan FEM-analyysin tuloksiin.

## **4.2 Työn suunnittelu**

Tutkimusta lähdettiin ratkaisemaan rakentamalla vapaakappalekuvia vaihteeseen vaikuttavista voimista ja kiinnityksistä. Työpohjan suunnitteluvaiheessa haettiin aikaisemmista FEM-analyyseistä, kuinka valukoteloiden FEM-analyysijä tulee rakentaa ja suorittaa. Staattisen analyysin määrittämisessä oli hahmotettava, kuinka roottorilta siirtyvät momentit ja voimat välittyvät vaihteen rakenteisiin. Työpohjassa käytettävät reunaehdot kuten mm. tuennat, kuormitukset ja liitokset pyrittiin mallintaa ominaisuuksiltaan analyysiin mahdollisimman todenmukaisesti. FEM-analyysien suunnittelussa pohdittiin, mitkä ominaisuuksista voidaan automatisoida ja mitkä ovat suunnittelijan toimenpiteet ANSYS Workbenchissä. Työpohjan FEM-analyysien tekeminen mahdollisimman tehokkaaksi suorittaa, edellyttää sen elementtien määrän olevan tarkoitukseen sopiva ja oikein määritelty. Sekä laskennan suorittaminen ei saa kestää liian kauan, mutta saatujen tuloksien tulisi olla mahdollisimman luotettavia.

Lieriökotelosta on tehty toimeksiantajan toimesta luokituslaitokselle FEM-analyysi ja raportti, jotka toimivat työpohjan lieriökotelon FEM-analyysin tuloksien vertailukohteenä ja esimerkkinä analyysin luomisessa. Toimeksiantaja on tehnyt välikartiosta FEM-analyysin, mutta sen tuloksia käsiteltiin työssä vain sanallisesti. Luokitusraporttia välikartion FEM-analyysistä ei ole tehty. Toimeksiantajan FEM-analyysissä käytettyjä kuormituksia käytettiin myös työpohjan FEM-analyyseissä.

### **Materiaalien jännitysten tulkinta**

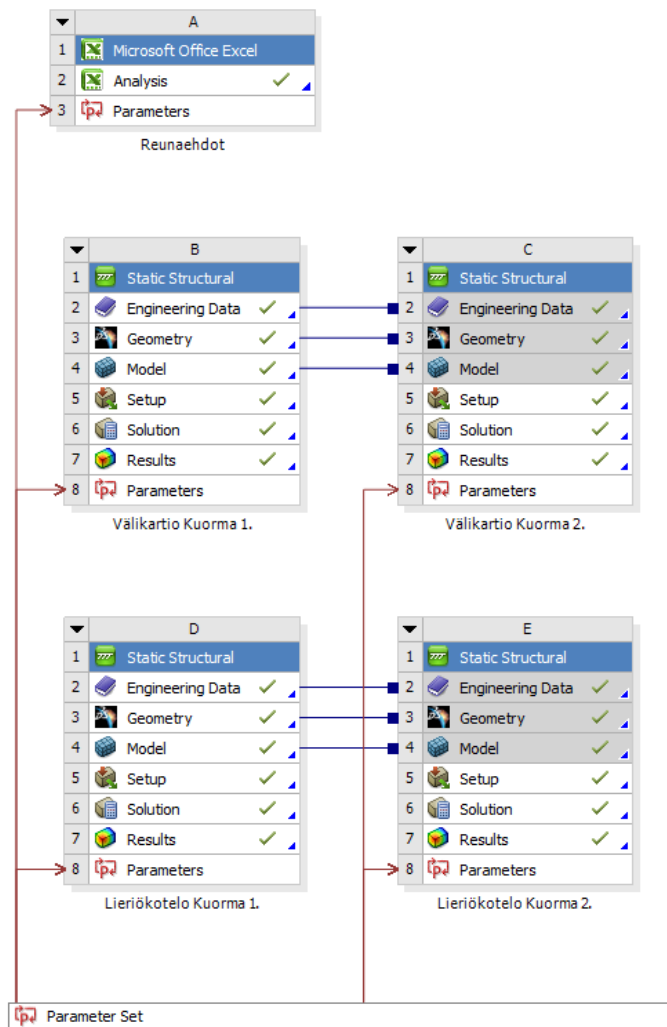
Haurailta materiaaleilla jännitykset ovat määritetty maksimipääjännityshypoteesilla. Kohtalaisen sitkeät materiaalit, kuten pallografiittivaluraudat, määritetään maksimipääjännityshypoteesilla tai maksimileikkausjännityshypoteesilla. Maksimileikkausjännityshypoteesia käytetään yleensä sitkeiden metallien lujuuden arvioinnissa. (IEC 61400-4: 2012, 55; Guideline for the Certification of Wind Turbines 2010, 5-5.)

### **3D-mallien yksinkertaistaminen**

Valuosien 3D-mallien yksinkertaistaminen on kannattavaa tehdä, millä mahdollistetaan FEM-analyysien malleihin parempia elementtiverkokuksia. Samalla vähennetään riskiä, että tuloksissa näkyisi epätodellisia jännityskeskittymiä huonon elementtiverkokuksen laadun takia. Yksityiskohtaisia piirteitä ei kannata jättää analyysiin, jos ne eivät ole kriittisissä kohdissa tai ne eivät ole analyysin kannalta olennaisia. Mallien yksinkertaistamisessa tulee arvioida niiden vaikutus analyyseistä saatuihin tuloksiin ja rakenteen omanaisuuksiin kuten jäykkyyteen. (Guideline for the Certification of Wind Turbines 2010, 5-33.) Analyyseissä käytettävät mallit ja kokoonpanot yksinkertaistetaan ja valmistellaan CATIA V5R21-ohjelmassa.

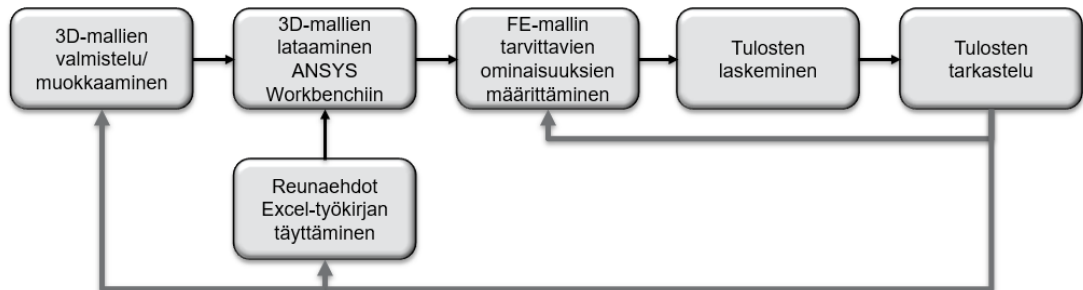
## **4.3 Työpohjan rakenne**

Analyysin valmistelu työpohjalla alkaa, kun aloitetaan välikartion tai lieriökotelon alustava geometrian optimoiminen. Työpohjassa käytettävä 3D-malli valmistellaan luomalla tarpeelliset koordinaatistot ja yksinkertaistamalla sitä poistamalla epäolennaisia yksityiskohtia, kuten kapeita koneistusuria ja pieniä reikiä. 3D-mallien valmistelun jälkeen, täytetään työpohjan Excel-työkirjan kuormitustapaukset ja muu tarvittava tieto kuormista analyysiä varten. Kuviossa 8 esitetään ANSYS Workbenchiin kehitetyn työpohjan rakenne.



Kuvio 8. ANSYS Workbench työpohjan rakenne

3D-mallin ja Excel-työkirjan valmistelujen jälkeen ladataan 3D-malli ANSYS Workbenchin työpohjaan. ANSYS Workbenchissä tehdään tarpeelliset valmistelut, jonka jälkeen suoritetaan FEM-analyysi. Analyysin tulosten avulla aletaan etsimään paikallisia jännityskeskittymiä ja paranneltavia kohtia. Työpohjan käyttäjän arvioinnin perusteella, mallin elementtiverkotusta voidaan parantaa ja kuormitusten suuruuksia voidaan muuttaa tarvittaessa. Kuviossa 9 havainnoidaan suoritettavan työpohjan prosessin eri vaiheita.



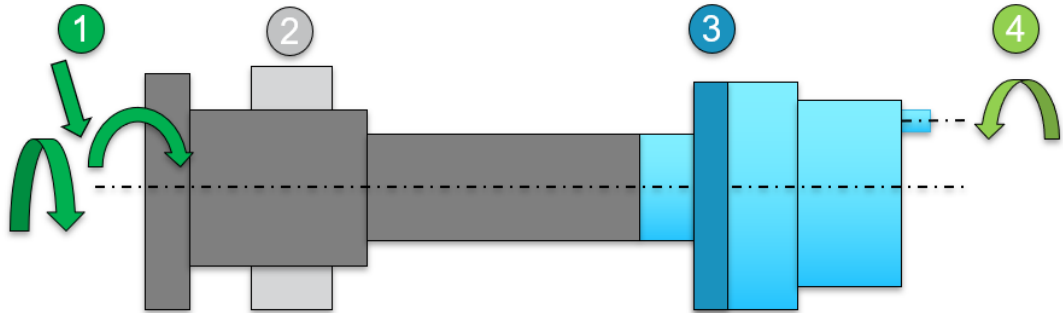
Kuvio 9. Työpohjan prosessin vaiheet

#### 4.4 Statiikka

Lapoihin kohdistuvat tuulikuormitukset aiheuttavat roottoriin voimia, vääntömomentin ja taivutusmomenteja, jotka vaikuttavat tuuliturbiinin voimansiirtoon. Tuuliturbiinien kokemat kuormitukset määritellään standardien ja tuuliturbiinivalmistajan vaatimille kuormitustapauksille ja tilanteille. Tuuliturbiinien voimansiirron 3-pistetukirakenteessa pääakselilla oleva päälaakeri suunnitellaan kantamaan osan roottorin painosta ja tuulen aiheuttamasta aksiaalivoimista. (IEC 61400-4:2012, 83.) Voimansiirron kokemat voimat ja momentit käsitellään niille määritetyissä koordinaatistoissa (Guideline for the Certification of Wind Turbines 2010, 4-32).

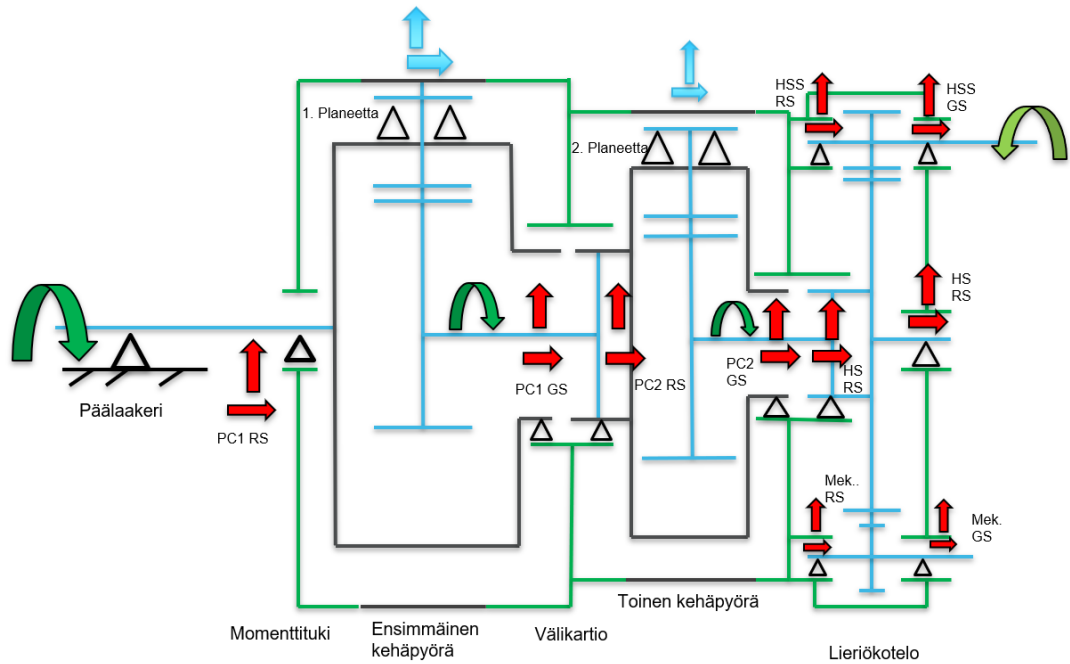
3-pistetukirakenteen voimansiirron kuormat ja tuennat kuviossa 10 ovat

1. pääakseliin vaikuttavat voimat, vääntö- ja taivutusmomentit
2. päälaakerin tuenta
3. tuuliturbiinivaihteen momenttituen tuenta
4. generaattorin vääntömomentti



Kuvio 10. Tuuliturbiinin voimansiirron voimien ja tuentojen luonnostelu työn alkuvaiheessa

Pääakselin vääntömomentti välittyy vaihteeseen hammasosien välityksellä kehien hammaskosketusten ja laakerien kautta. Kuviossa 11 on osoitettu vaihteessa vaikuttavat vääntömomentit sekä hammasvoimien ja laakerivoimien komponentit, missä vääntömomentit ovat vihreinä, hammasvoimat sinisinä ja laakerivoimat punaisina.



Kuvio 11. Tuuliturbiinivaihteen rakenteisiin vaikuttavat kuormat ja vääntömomentit hahmoteltuna

Planeettojen rynnössä aiheutuvat aksiaalivoimat eivät luo erillistä taivutusmomenttia planeetankantajan suhteen, koska saman planeettaportaana muiden planeettapyörien hammasrynnön aksiaalisvoimat estävät tämän tapahtumisen. Hammasvoimien radiaalivoimat kumoavat myös toisensa symmetrisen rakenteen takia.

Laakereilta koteloraakenteeseen välittyvät voimat riippuvat laakerityypistä ja niiden sijainnista vaihteessa. Tuuliturbiinivaihteessa planeettaportaassa ja lieriöportaassa käytetään yleensä kartiorulla- ja rullalaakereita. Laakereille tuleva aksiaalikuorma on välitysportaan hammasvoimien aksiaalivoimien summa. Opinnäytetyössä käytettävän tuuliturbiinivaihteen laakerointijärjestelyn takia ensimmäisen planeettaportaana aurinkoakselin aksiaalivoima välittyy toisen planeettaportaana planeetankantajan generaattoripuolen laakerille. Toisen planeettaportaana aurinkoakselin aksiaalivoima vaikuttaa holkkiakselin generaattoripuolen laakeriin.

Vaihteen nopean akselin ja generaattorin välissä oleva kytkin akseli sallii yleensä pieniä kulmavirheitä ja siirtymiä. Generaattori aiheuttaa tukivoimia voimansiirtoon, mutta ne ovat suhteellisen pieniä verrattuna voimansiirron muihin tukivoimiin, minkä vuoksi mainittujen asioiden perusteella jätetään generaattorin tukivoimat huomiotta analyysissä.

#### 4.5 Kuormitukset

Analyyseissä käytettävät kuormitukset ovat samoja kuin liitteessä 5 käytetyt kuormitustapaukset. Tuuliturbiininvaihteen kotelorakenteen kokemat kuormat ovat työn analyyseissä maksimi- ja minimivääntömomentti tapaukset. Lieriökotelo ei koe pääakseliin vaikuttavia taivutusmomentista syntyviä kuormituksia, koska momenttituki aiheuttaa taivutusmomentteja vastaan tukivoimat. Pääakselin kokemat taivutusmomentit ja voimat vaikuttavat välikartioon ainoastaan ensimmäisen planeetankantajan generaattorin puolen laakerin kautta. Välikartion ja lieriökotelon suurimpana kuormana vaikuttaa pääakselilla vaikuttava vääntömomentin siirtyminen hammastetuista osista ja valukoteloihin kiinnittyvä vaihteen osien roikkuvanmassan vaikutus. Taulukossa 1 esitetään analyysissä käytetyt maksimi- ja minimivääntömomentti kuormat.

Taulukko 1. Analyyseissä käytetyt kuormitukset

No.	DLC	MxN kNm
1	MxN max	10165
2	MxN min	-9149

## 5 Työpohjan rakentaminen

### 5.1 Materiaalit

Valukoteloiden materiaalin EN-GJS-400-18-LT ominaisuuksien arvot saadaan standardista SFS-EN 1563. Standardista valitaan materiaaliarvot määrävän seinämäpaksuuden arvon kohdalta, jolloin tämä arvo on kokokappaleessa yleisesti pätevä ja tulosten tulkinta on yksinkertaisempaa. Kehäpyörien lujuuksia ja siirtymien arvoja ei analyysissä tarkastella. Valumetallien veto- ja puristusjännitysten myötölujuusarvoja käsitellään FKM Guidelinessa, jossa määritellään eri valumetalleille puristusjännityksen arvoille kertoimet. Liitteessä 5 mainitaan FKM Guidelinen puristusjännityksen myötöraja kertoimien kuvaavan todellista puristusmyötörajaa. FKM Guidelinessa annetaan puristusjännityksen määrittämiseksi pallo- ja suomugrafiitti valuraudoille kerroin  $\gamma_F$ . Opinnäytetyössä käytettyjen valukoteloiden materiaali on pallografiittivalurautaa, jolloin kertoimen  $\gamma_F$  arvo on 1,3. (FKM Guideline 2012, 22.)

Taulukkoon 2 on listattu työssä käytettyjen kappaleiden materiaalit. Kehäpyörien materiaali on todellisuudessa yleensä hiiletysterästä, mutta ne mallinnetaan analyysissä rakenneteräksenä. Rakenneteräksen materiaaliarvoina käytetään samoja kuin liitteessä 5. Opinnäytetyössä käytettävien kappaleiden materiaaliarvot on valittu määrävän seinäpaksuuden väliltä 60... 200 mm. Materiaalien myötölujuus on laskettu yhtälöllä 10, jossa käytetty materiaalin osittaisvarmuuskerroin saadaan Guideline for the Certification of Wind Turbines -luokitusohjeesta ja IEC 61400-1 standardista. Materiaalin osittaisvarmuuskerrointa tulee käyttää kaikissa tuuliturbiinivaihteen metalli osien lujuuslaskennoissa. (Guideline for the Certification of Wind Turbines 2010, 7-15; IEC 61400-1:2005, 42.)

$$R_e = R_{p0,2}/\gamma_m \quad (10)$$

Puristusmyölujuus  $R_{-e}$  lasketaan yhtälöllä 11.

$$R_{-e} = \gamma_F * R_{p0,2} / \gamma_m \quad (11)$$

joissa  $R_{p0,2}$  = myötöraja

$\gamma_m$  = materiaalin osittaisvarmuuskerroin

$\gamma_F$  = puristusjännityksen määrittämisen kerroin

Taulukko 2. Materiaali taulukko (SFS-EN 1563:2018)

Materiaali	Tiheys kg/m <sup>3</sup>	Kimmomoduuli MPa	Poissonin luku	$R_{p0,2}$	$R_e$	$R_{-e}$
EN-GJS-400-18-LT	7100	169 000	0,275	220	200	260
Rakenneteräs	7850	205 000	0,3	-	-	-

## 5.2 Elementtiverkotus

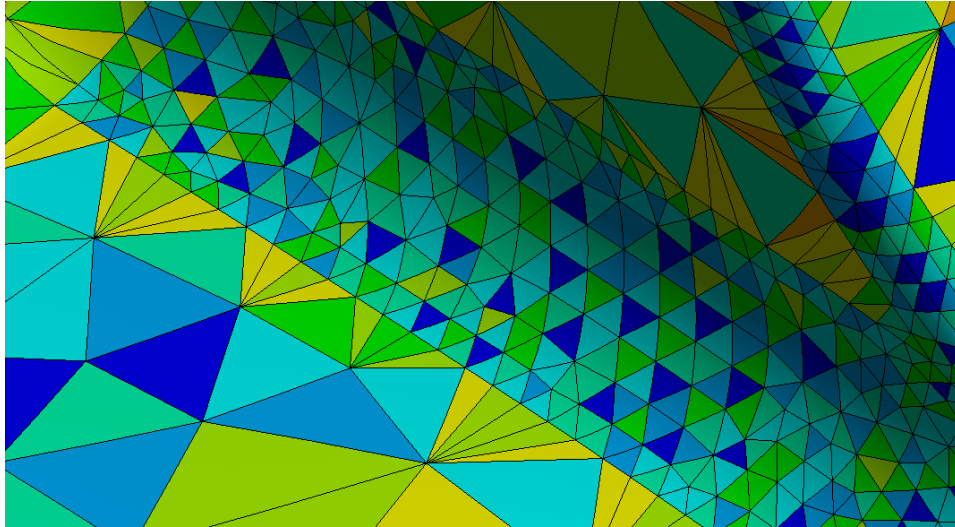
Elementtiverkotuksen laatua arvioidaan työpohjassa elementtien keskiarvo ja ei-keskiarvoisilla tuloksilla. Liitteen 5 raportissa jännityskeskittymien ei-keskiarvoisten tulosten ei suositella eroavan keskiarvo tuloksesta 5 % enempää. Tällä todistetaan, että FEM-analyysistä saadut jännitykset ovat lähellä todellisia kappaleessa tapahtuvia jännitysarvo. Työssä FEM-analyyseissä tulosten 5 % eron saavuttaminen ei ole tarkoitus, mutta tuloksien tavoitteena on olla tarkoitukseen sopivia luotettavuudeltaan suurimissa jännityskeskittymä kohdissa.

Opinnäytetyön analyyseissä käytetään kvadraattisia elementtejä, koska ne mukautuvat vaativiin geometrisiin muotoihin paremmin kuin lineaariset elementit. Lineaarisia elementtejä tarvitaan suhteessa enemmän seuraamaan vaativaa geometriaa kuin

kvadraattisia elementtejä. Yleisesti nykyään on huomattu käytännössä, että kvadraattisten tetraedri elementtien käyttäminen on FEM-analyyseissä paljon tehokkaampaa määrittelyn ja tulosten tarkkuuden kannalta kuin vastaavien heksaedri elementtien käyttäminen. (Wang Nelson Rauch 2004.)

Kehäpyörien elementtiverkotukseen käytetään Hexa Dominant- ja Body sizing-toimintoa, joilla saadaan muodostettua heksaedri elementtejä ja määritellä kehäpyörän mallissa käytettävien elementtien koko. Lisäksi kehäpyörien ja valukoteloiden kiinnityspinnoille määritetään Face Mapping-toiminto, jolla saadaan valituille geometrioihin järjestelmällinen elementtiverkotus. Välikartio ja lieriökotelon mallien elementtiverkotus suoritetaan Patch Conforming- ja Body sizing-toiminnolla, joilla luodaan malliin kvadraattisia tetraedri elementtejä ja määritetään mallin elementtien.

Työpohjan analyysien jännityskeskittymiä etsittiin jakamalla valukoteloiden mallit alueisiin, joista etsittiin suurimmat jännityskeskittymät. Alueet nimettiin ANSYS Workbenchissä Mesh Side -osioiksi. Jakamalla valukoteloiden mallit eri alueisiin pystyttiin löytämään kattavammin jännityskeskittymiä ja niitä oli helpompi tarkastella tuloksissa. Työpohjan käyttämisen yksinkertaistamisen vuoksi jännityskeskittymäkohtien elementtiverkotuksen parantaminen tehtiin Face sizing-toiminnolla, jonka käyttäminen on suoraviivaista. Toiminto määrittää valitulle pinnalle toteutettavan elementtien koon, mutta elementtien koko ei muutu viereisen alueen elementteihin nähden sulavasti (ks. kuvio 12). Face sizing-toiminnon määrittelemän pinnan rajan ulkopuolelle voi syntyä huonoja laatuista elementtejä. Toiminnon käyttäminen voi vaatia elementtiverkotuksen parantamista tiheämmän elementtiverkotuksen ympärillä, jolloin vältetään huono laatuisten elementtien muodostumista.

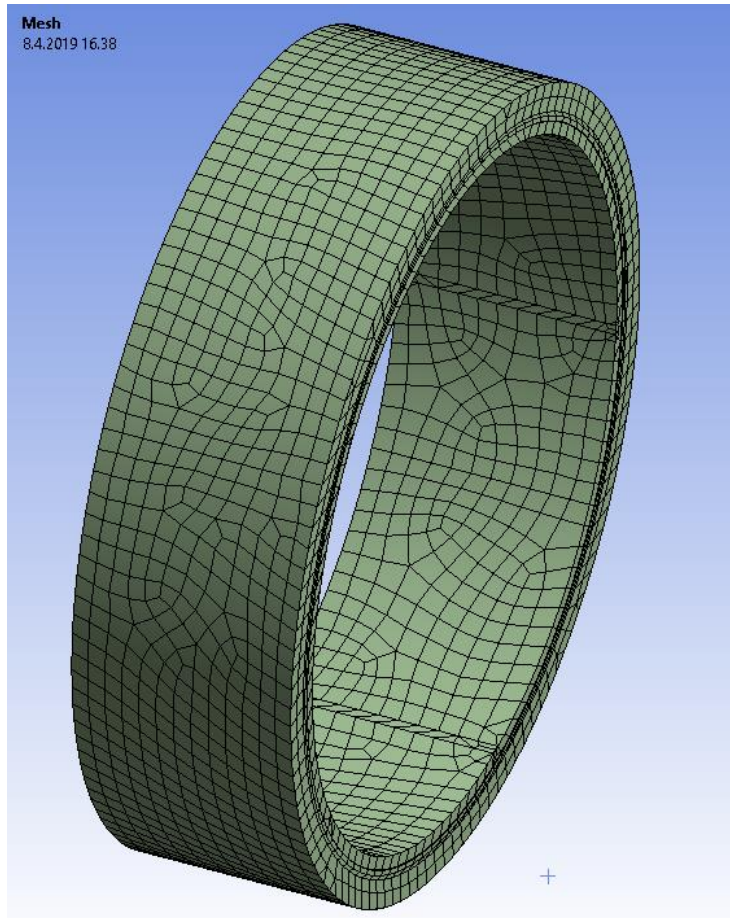


Kuvio 12. Elementtiverkotuksen laatu tiheämmän elementtiverkotuksen vieressä

### 5.3 Reunaehdot ja kehäpyörät

#### **Kehäpyörät**

Kehäpyörät kokevat hammasrynnöistä tulevat kuormitukset, vaihteen roikkuvista massoista syntyvän taivutuksen ja kiinnityselementtien puristusvoimat. Kehäpyörät on mallinnettu analyysiin yksinkertaistettuina, joissa poraukset ja urat on poistettu. Sisähalkaisijaksi kehäpyörille on mallinnettu jakohalkaisija, koska tällöin saadaan kehäpyörälle hammasvoimat mallinnettua selkeästi kehäpyörän sisemmälle pinnalle. Samalla saadaan mallin jäykkyydestä mahdollisesti hieman suurempi kuin kehäpyörän todellinen jäykkyys, minkä ei oleteta vaikuttavan työpohjan tuloksiin. Yksinkertaistamisen ansioista saatiin kehäpyörrien malleille tehtyä laadukas elementtiverkotus heksaedri elementeillä (ks. kuvio 13).

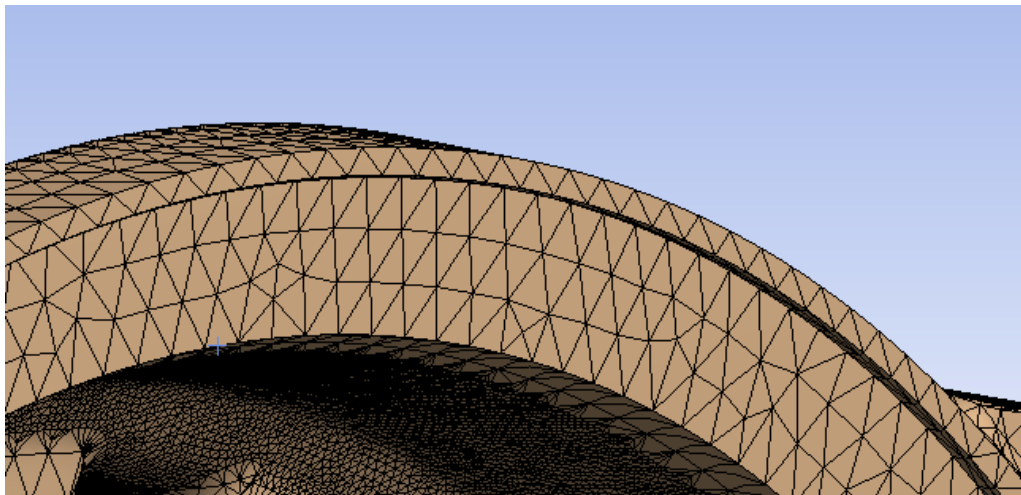


Kuvio 13. Kehäpyörän elementtiverkotusmalli

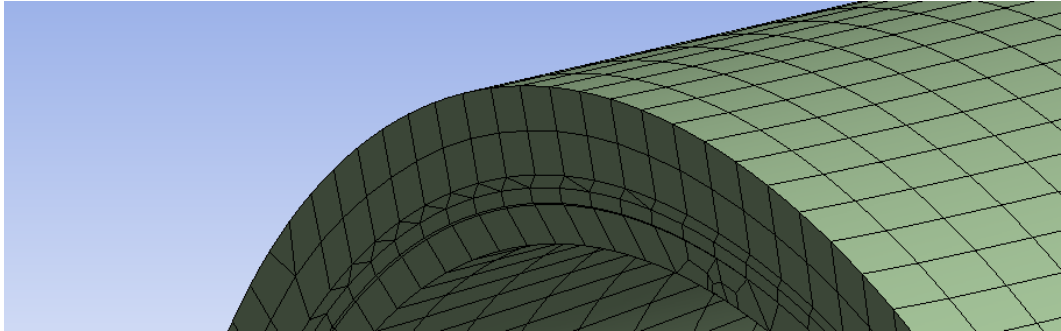
### **Kontaktipinnat**

Analyyseissä kappaleiden väliset liitokset suunnitellaan toteutuvan liikkumattomaksi, koska analyysien tavoitteina ovat valukoteloiden jännitysten määrittäminen. Todellisuudessa eri kappaleiden kontaktipintoihin vaikuttaa ruuvien ja muttereiden muodostama puristusvoima, joka luo kappaleiden välillä vallitsevan kitkan takia liikkumista vastustavan kitkavoiman. Ruuvien ja muttereiden lisäksi, liitokseen voidaan suunnitella käytettäväksi sokkia, joilla saadaan suurempi varmuuskerroin liitoksen kestämiseksi. Kappaleiden väliset kontaktipinnat mallinnetaan analyysiin Bonded-toi-

minnolla, jolla kontaktipinnat eivät lähde liukumaan tai erkaantumaan toisiinsa nähdessä. Kontaktipintojen elementtiverkotuksen laatu on oltava hyvä ja liitoksen välisten kontaktipintojen elementtiverkon tiheyden olisi suositeltavaa olla sama, millä mahdollistettaisiin liitoksien oikeinlainen käyttäytyminen (ks. kuvat 14 ja 15). (Solver preparation n.d.) Bonded-toiminnossa käytetään ohjelman oletusasetuksia, mikä osoitettiin työssä toimivaksi ratkaisuksi työpohjalla tehtyjen testausten perusteella. Liitospintojen elementtiverkotuksen kokoa ei työssä käsitelty erikseen, koska työn edessä ei huomattu kontaktien käyttäytymisessä mitään epämääräistä saatujen tulosten ja liitteessä 5 esitettyjen tulosten vertailun perusteella.



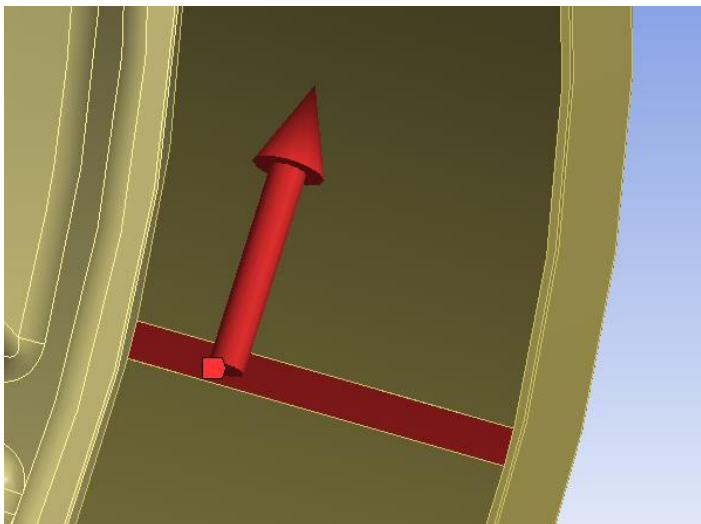
Kuvio 14. Valukotelon kontaktipinnan elementtiverkotus



Kuvio 15. Kehäpyörän kontaktipinnan elementtiverkotus kohdalla

### Hammasvoimat

Työn aikana nähtiin työpohjan mallin yksinkertaistamisen ja voimien sidonnan kannalta tehokkaaksi ratkaisuksi sijoittaa hammasvoimat jakohalkaisijalle. Hammasvoimat mallinnetaan analyyseissä Force-toiminnolla (ks. kuvio 16), jossa resultantti-voima jaetaan hammasvoimakoordinaatiston komponentteihin ja linkitetään Excel-työkirjan arvoihin. Voimat sijoitetaan ja rajataan kehäpyörään mallinnetuille pinnoille, joille nämä voimat ensisijaisesti vaikuttavat. Hammasvoimat ja niiden suunnat työpohjassa määritettiin Excel-työkirjaan tehdyillä kaavoilla.

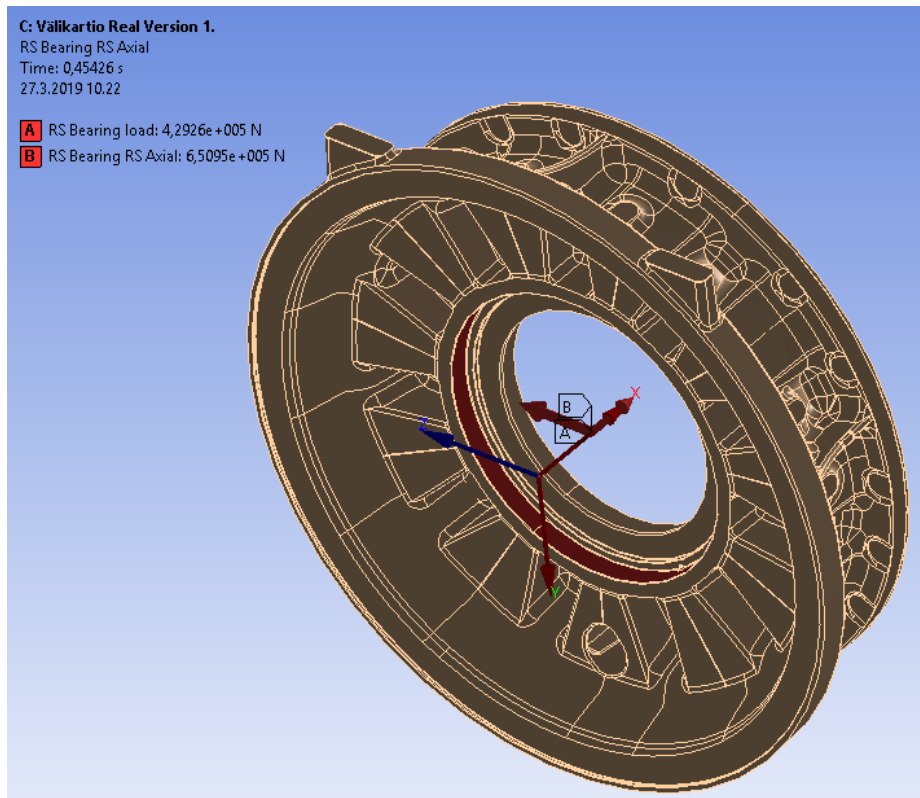


Kuvio 16. Hammasvoimien mallintaminen

## Laakerit

Laakerin radiaalikuormitus on resultantti hammasrynnön voimista ja pyörivien osien massoista. Aksiaalisvoimia laakerille syntyy vaihteessa hammasvoimista. Työssä käytettävän vaihteen laakerijärjestelyn takia pääakselille vaikuttavista tuulikuormista aiheutuu aksiaalikuorma ensimmäisen planeetankantajan generaattorinpuolen laakerille. Työpohjassa radiaalikuormat määritetään Bearing Force -toiminolla ja aksiaalikuorma Force-toiminnolla (ks. kuvio 17). Bearing Force- ja Force-toimintojen kuormat määritettiin Bearinx-koordinaatiston mukaisiin komponentteihin laakerinpesien pintoihin, mitkä yhdistetään työpohjan Excel-työkirjan arvoihin. Bearinx-koordinaatisto esitetään liitteessä 1.

Todellisuudessa laakeri välittää aksiaalivoiman laakerin ulkokoolin ja laakerinpesän välisen vallitsevan kitkavoiman ja tukirakenteen kautta valukoteloon. Aksiaaliskuorman määrien jakautumista näiden tukielementtien kautta on hankala määrittää tarkasti, joten työn tarkoituksen kannalta oli käytännöllistä yksinkertaistaa tukivoimia ja sitoa ne laakerinpesien pintoihin.



Kuvio 17. Laakerivoimat laakeripesässä

## 5.4 Analyysit

### 5.4.1 Reunaehtojen arvot

ANSYS Workbenchiin liitetään Reunaehdot niminen Excel-työkirja, josta työpohja saa käytettävät numeroarvot hammasvoimille ja laakerikuormille. Annetuista hammasgeometriasta ja vääntömomentista määritetään analyysien hammasvoimat kaavuleessa 2.3 ja 2.4 esitettyjen kaavojen ja teorian perusteella. Työssä käytetyt hammasgeometriatiedot on saatu liitteestä 3 ja käytetyt ryntökulmat on kerätty toimek-siantajan hammaslaskenta raporteista. Laakerikuormat saadaan opinnäytetyössä Bearinx-ohjelmalla lasketuista arvoista liitteestä 4 ja ne sijoitetaan työkirjaan kopioi-

malla, mistä työkirja muuttaa arvot Bearinx-koordinaatiston komponentteihin. Työkirja laskee hammasvoimat ja laakerikuormat määritetyille kuormituksille. Reunaehdot-työkirja on liitteessä 1.

#### 5.4.2 Lieriökotelon analyysi

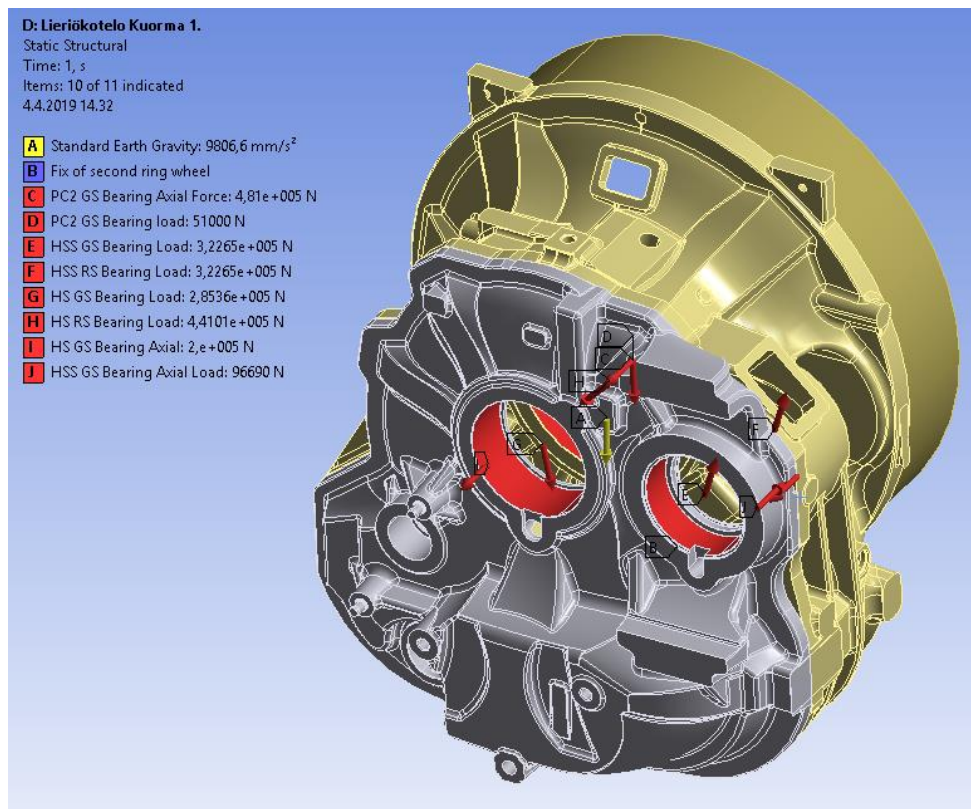
Lieriökotelo on yleensä kiinnitetty tuuliturbiinivaihteen toisen planeettaportaan kehään vaarnaruuveilla ja sokilla. Lieriökotelon valuuun suunnitellaan yleensä tarkastusluukut ja laakeripesät, sekä projektikohtaisesti lieriökoteloon voidaan suunnitella öljylle märkäsumppu. Asiakaan vaatimusten mukaan lieriökoteloon voidaan sijoittaa esim. mekaaninen öljypumppu, lämmitin ja suodatinjärjestelmä. Mekaanisen pumpun vaatima vääntömomentti on pieni suhteessa holkkiakselin vääntömomenttiin, minkä takia mekaanisen pumpun välityksestä aiheutuvat voimat jätetään huomioimatta analyyseissä. Lämmittimien massoista syntyvät kuormat vaihteen valukoteloille ovat suhteessa hyvin pieni. Työssä käytettävän vaihteen lämmitin painaa vain kymmeniä kiloja ja holkkiakseli satoja kiloja, joten lämmittimen painon vaikutus saatuihin arvoihin ei katsota olevan merkittävä. Laakerien kannet ja tarkastusluukkujen kannet jätetään myös analysoimatta, koska niiden kokonaisvaikutus arvioidaan työpohjan tuloksien kannalta vähäiseksi.

Lieriökoteloon vaikuttavat kuormat tulevat lieriöportaan hammasvoimista ja massoista, sekä toisen planeettaportaan kantajan laakerivoimista. Toisen planeettaportaan kantajan radiaalilaakerivoimat muodostuvat kantajan ja planeettojen massasta. Kehäpyörän sisällyttäminen työpohjaan on kannattavaa, koska sen kiinnityksen mallintaminen lieriökoteloon antaa paremman kuvan lieriökotelon käyttäytymisestä tuloksissa.

Kehäpyörän roottorin puolen liitospinta kiinnitetään Fix-komennolla, jolloin kehäpyörän malli ei liiku kuormitusten vaikutuksesta ja analyysi on suoritettavissa. Fix-toimi-

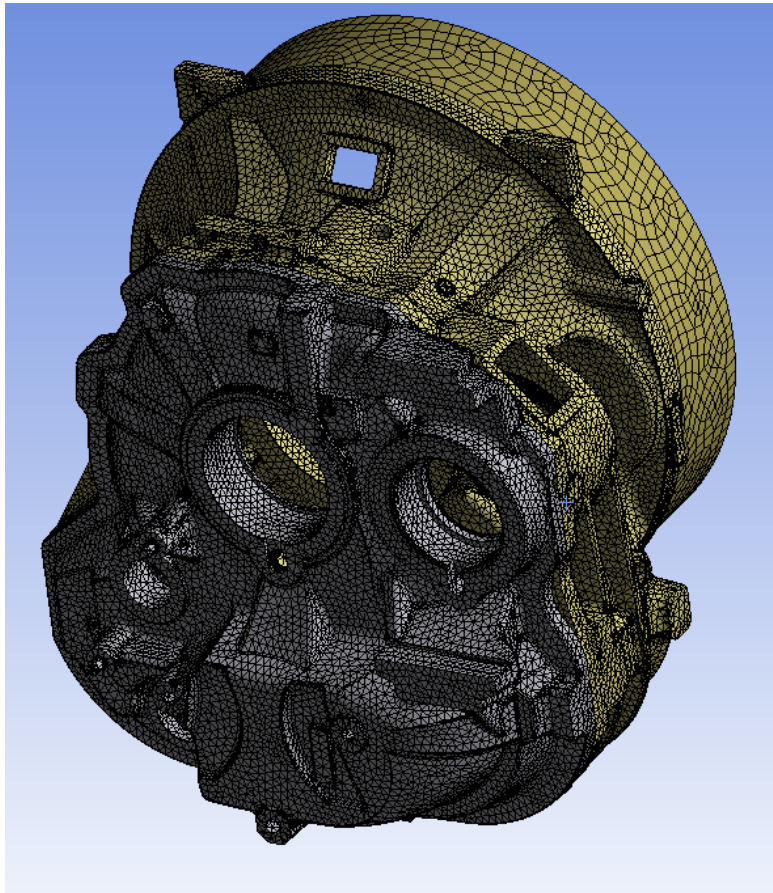
non käyttäminen on yksinkertaistamisen kannalta kannattavaa ja tällä saadaan lieriökotelon muodonmuutokset todennettua lähelle todellista tilannetta, koska todellisuudessa lieriökotelon liikkumisen estää momenttituen kiinnitykset. Lieriökotelon analyyseissä käytetään kuviossa 18 esitettyjä reunaehtoja on seuraavasti:

- nopean akselin laakerien laakerikuormat (HSS GS ja HSS RS)
- holkkiakselin laakerien laakerikuormat (HS GS ja HS RS)
- 2. planeetankantajan generaattoripuolen laakerin laakerikuormat (PC2 GS)
- kiinnitys 2. kehäpyörän roottoripuolelle
- painovoima  $5^\circ$  kallistuskulmassa.



Kuvio 18. Lieriökotelon reunaehdot

Kappaleessa 5.1 esitetyllä toiminnoilla parannettiin jännityskeskittymien kohtien elementtiverkotusta, kunnes saatiin riittävän luotettavia tuloksia. Lopullisen elementtiverkotuksen (ks. kuvio 19) elementti koot valuosissa on pääosin 25 mm ja kehässä 40 mm. Tiheämmällä elementtiverkotus alueilla elementit ovat 8 mm ja 5 mm kokoja. Analyysissä solmuja on 1 094 584 ja elementtejä 665 338 kappaletta.



Kuvio 19. Lieriökotelon elementtiverkko

### 5.4.3 Välikartion analyysi

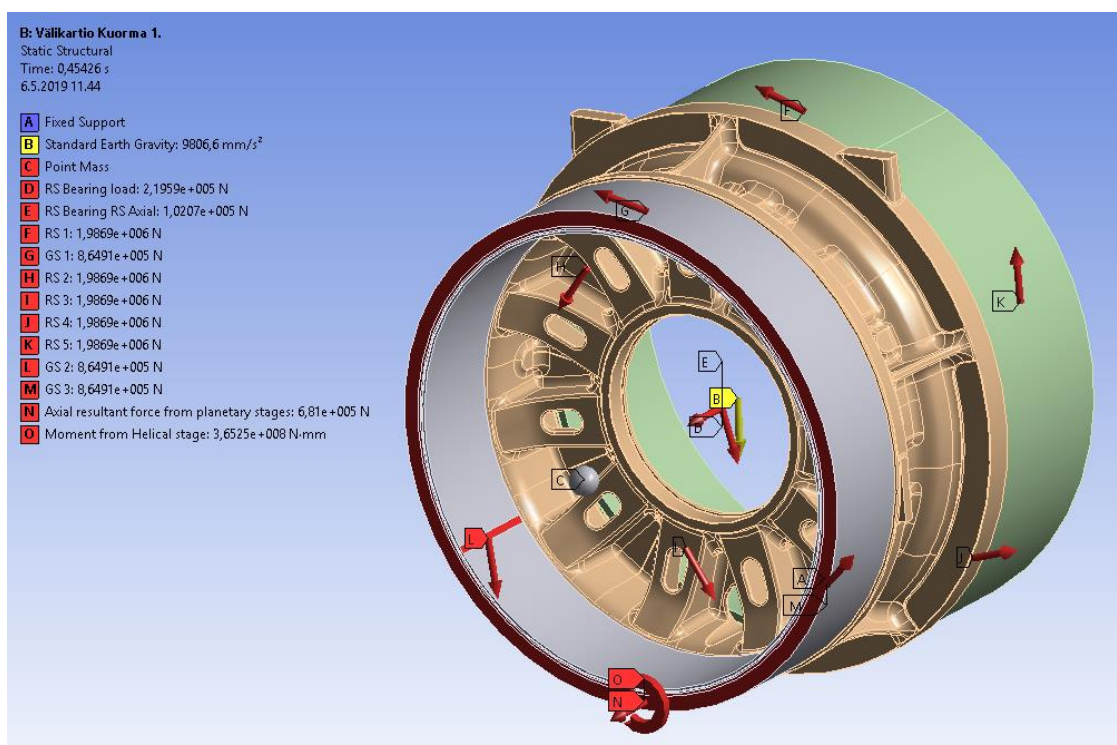
Välikartio on tuuliturbiinivaihteen rakenteen osa, joka sijoittuu vaihteen ensimmäisen ja toisen planeettaportaan väliin. Yleensä planeettaportaiden kehien ja välikartion liitos tehdään vaarnaruuveilla ja sokilla. Välikartio kokee vääntömomentin, joka aiheutuu ensimmäisen ja toisen planeettaportaan planeettojen ja kehäpyörän hammasrynnöstä. Välikartiolla on ensimmäisen planeettaportaan planeetankatajan generaattorin puolen laakerin ja toisen planeettaportaan planeetankantajan roottorin puolen laakerin laakeripesät. Lieriöportaaseen vaikuttavat ensimmäisen ja toisen aurinkoakselien aksiaalisvoimat sijoitetaan toisen planeettaportaan kehäpyörän generaattorinpuolen kiinnityspintaan. Lieriöportaan välityksestä aiheutuva vääntömomentti saadaan lieriöportaan analyysistä Moment Reaction-tuloksista. Tämän saadun vääntömomentin arvo kopioidaan samaan kuormitustapauksella määritettyyn työpohjan välikartion FEM-analyysiin toisen kehäpyörän generaattorinpuolen liitospinnalle. Lisäksi on huomioitava vaihteen lieriöportaan välitysosien roikkuvan massan vaikutus

Ensimmäisen planeetankantajan generaattorinpuolen laakeria kuormittaa kantajan kokoonpanon massan lisäksi myös pääakselilla vaikuttavat voimat ja taivutusmomentit. Työssä ei käsitelty erikseen pääakselilla vaikuttavia voimia ja taivutusmomentteja, mutta ei nähty tarpeelliseksi lähteä poistamaan ensimmäisen planeetankantajan generaattorinpuolen laakerin kuormia.

Välikartion analyysin reunaehdot ovat

- Mallin kiinnitys ensimmäisen kehän roottorin puoleiseen kiinnityspintaan
- Painovoima kallistuskulmassa
- Lieriökotelon ja 2. planeetankantajan kokoonpanon massa
- Lieriöportaan aiheuttama vääntömomentti

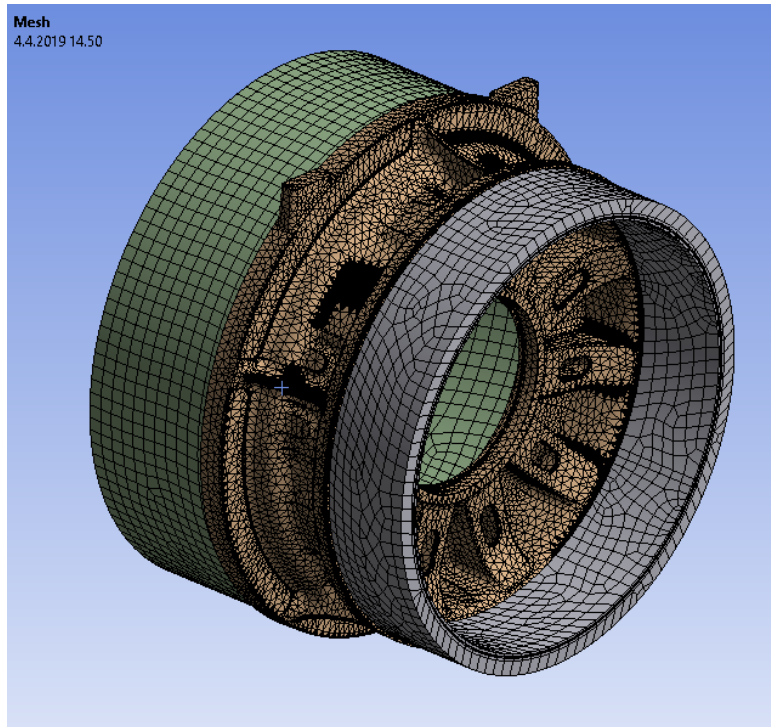
- 1. ja 2. planeettaportaan välityksen aiheuttamat aurinkoihin kohdistuvat aksiaaliskuormat
- 1. planeetankantajan GS laakerin aksiaalikuorma
- 2. planeetankantajan RS laakerin laakerikuorma ja aksiaalikuorma
- 1. kehäpyörän kokemat hammasvoimat planeettapyöriltä
- 2. kehäpyörän kokemat hammasvoimat planeettapyöriltä



Kuvio 20. Välikartion reunaehdot analyysissä

Kuviossa 20 esitetään analyysin versio, jossa huomioidaan hammasvoimat kehäpyörässä erillisinä virtuaalisille pinnoille ja laakerikuormat osoitetaan Remote force - ja Bearing load -toiminnolla laakeripesien pinnoille. Ensimmäisen kehäpyörän roottorin puolen kiinnityspinta määritettiin Fix-toiminnolla, eli mikään solmu ei pääse liikkumaan määrättyltä paikalta. Lieriökotelon massa huomioidaan kiinnittämällä se Point

mass -toiminnolla toisen planeettaaportaan kehäpyörän generaattorin puolen kiinnityspinnalle. Massan sijainti määritetään lieriökotelon massakeskipisteeseen vaihteen aksiaalissuunnassa.



Kuvio 21. Välikartion ja kehäpyöräin elementtiverkotus

Välikartion elementtiverkotus toteutettiin kappaleessa 5.2 esitetyllä tavalla. Lopullisen välikartion elementtiverkotuksen elementti kooksi valittiin 30 mm ja tiheämmillä elementtiverkotus pinnoilla 8 mm ja 2 mm elementti kokoihin (ks. kuvio 21). Elementtiverkossa on solmuja 642 643 ja elementtejä 367 229 kappaletta.

## 6 Tulokset ja luotettavuusarviointi

### FEM-analyysien tulokset

Liitteessä 2 työpohjalla saaduista tuloksista huomattiin, että vetopääjännitykset ovat

kriittisempiä kuin puristus pääjännitykset. Liitteessä 2 tulokset osoitetaan työpohjaan tehdyille Mesh side -alueille, joiden avulla jännitysten tarkastelu on kattavampaa. Varmuusluvut analyyseille on määritelty maksimipääjännitys hypoteesilla taulukossa 1 esitettyihin myötöraja arvoihin vertaillen (ks. taulukko 3). Taulukossa  $n+$  -luku on vetopääjännityksen ja  $n-$  -luku on puristus pääjännityksen varmuuskerroin materiaalin myötölujuuteen. Vetopääjännitykset todettiin taulukon 3 perusteella olevan kriittisempiä kuin puristus pääjännitykset, minkä takia vertailtiin vain vetopääjännitys arvoja analyysin elementtiverkotuksen kehityksessä. Elementtiverkotuksen parantamisen jälkeen jännityskeskittymät pysyivät lähes samoissa kohdissa. Liitteessä 2 esitetyt keskiarvoiset ja ei-keskiarvoiset tulokset lähestyvät toisiaan, mitä pienempää elementtien kokoa analyysissä on käytetty. Vertailulla todistettiin, ettei analyyseissä valitse jännityssingulariteetteja. Analyysien suorittaminen onnistui hyvin työkoneen laskekentakapasiteetilla.

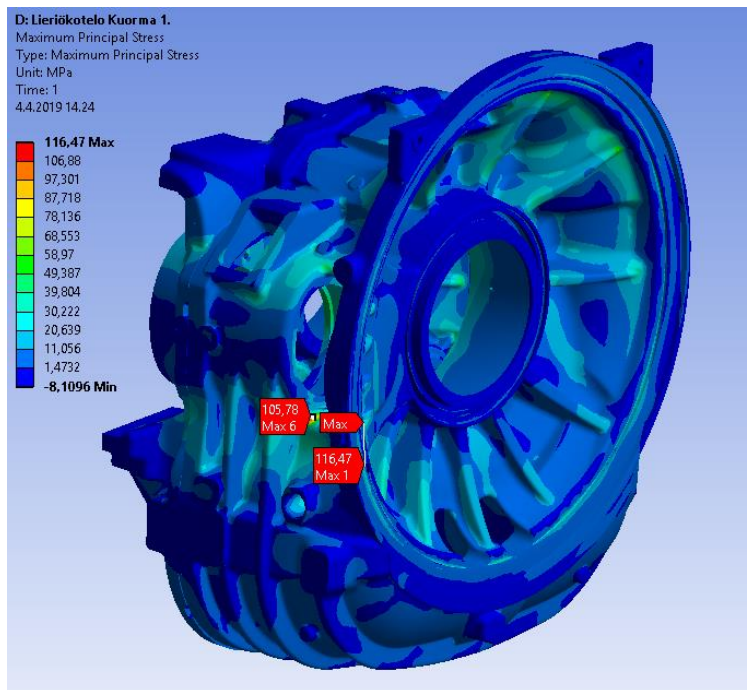
Taulukko 3. Varmuusluvut rakenteille

Kuormatapaus	Vetopääjännitys [MPa]	Puristus pääjännitys [MPa]	$n+$	$n-$
Lieriökotelo MxN max	116,5	-73	1,7	3,6
Lieriökotelo MxN min	89,5	-107	2,2	2,4
Välikartio MxN max	170	-123	1,2	2,1
Välikartio MxN min	137	-180	1,5	1,4

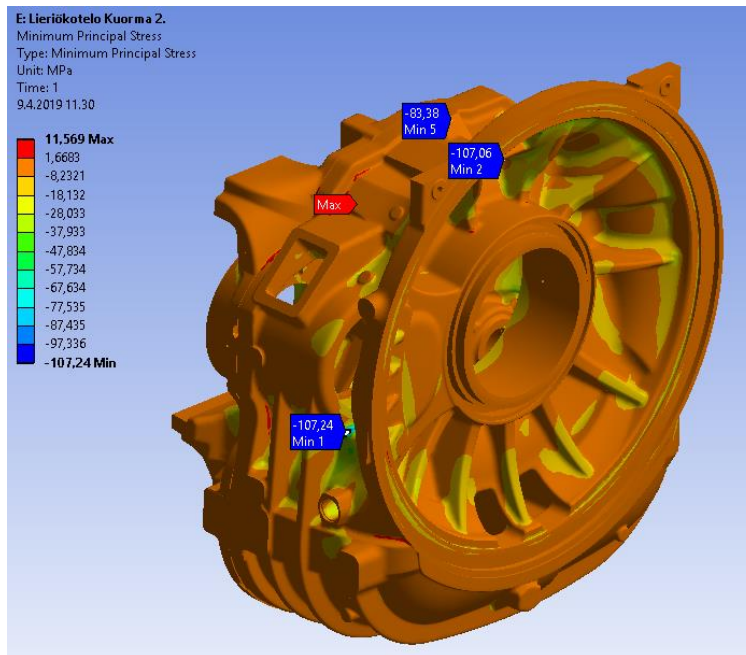
### Lieriökotelo

Liitteessä 2 lieriökotelon analyysien tuloksissa huomattiin puristus pääjännitysten nousevan lähes yhtä suuriksi kuin vetopääjännitykset, ja ne sijoittuvat samoille alueille kuin vetopääjännitysten maksimiarvot. Taulukossa 2 havaitaan, että puristusjän-

nityksen myötöraja on suurempi kuin vetopääjännityksen, minkä ei puristusjännitysten minimiarvoja aleta tutkimaan työssä tarkemmin. Puristusjännitysten minimiarvo kuormalla MxN min osoitetaan kuviossa 23. Kuormalla MxN max maksimivetopääjännitykset on osoitettu kuviossa 22. Maksimiarvo sijaitsee suhteellisen pienessä kaarevassa muodossa, johon luotiin tiheämpi elementtiverkotos.

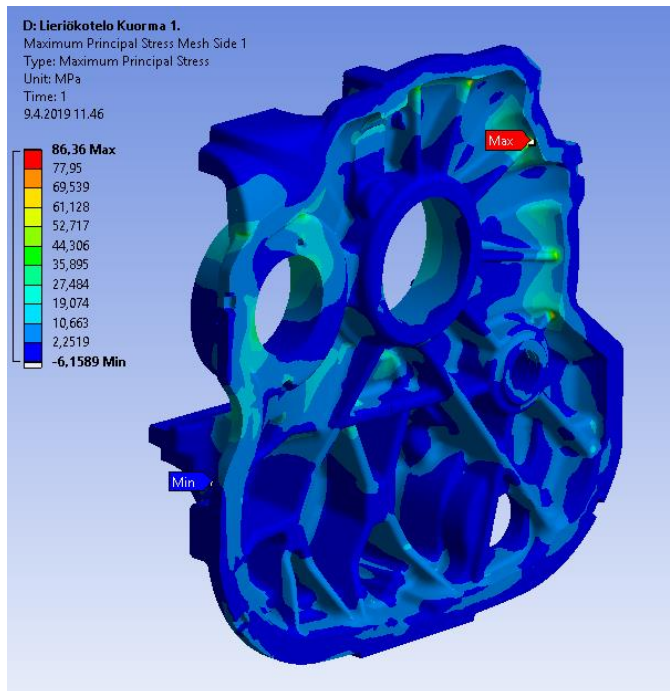


Kuvio 22. Lieriökotelon vetopääjännitykset kuormalla MxN max

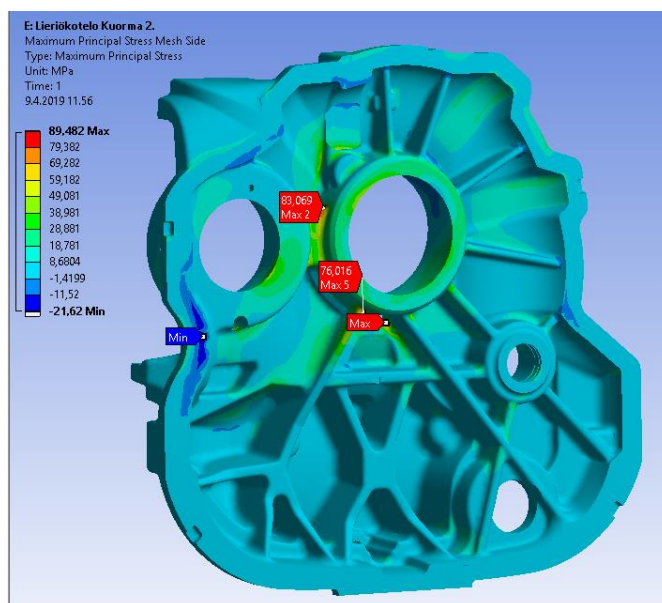


Kuvio 23. Lieriökotelon puristus pääjännitykset kuormalla MxN min

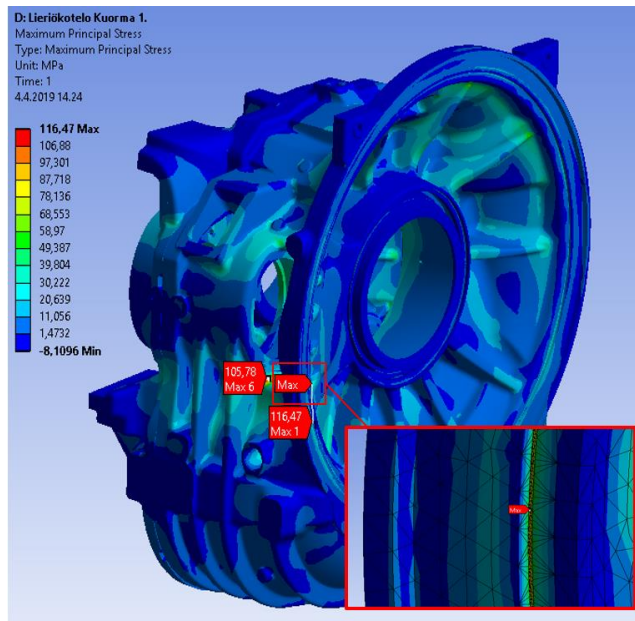
Kuvioissa 24-28 osoitetaan MxN max kuormituksella saatujen arvojen sijainteja ja ei-keskiarvoisia tuloksia. Kuvioista huomataan, että lierikotelon ripojenpäihin ja nopean akselin roottoripuolen laakeripesän reunoille syntyy jännityskeskittymiä kummallakin kuormituksella. Työpohjan tulosten kannalta olennaisissa lieriökotelon jännityskeskittymissä keskiarvoisten ja ei-keskiarvoisten tulosten eroissa päästään viiden prosentin sisään, mikä luo tuloksista erittäin luotettavia.



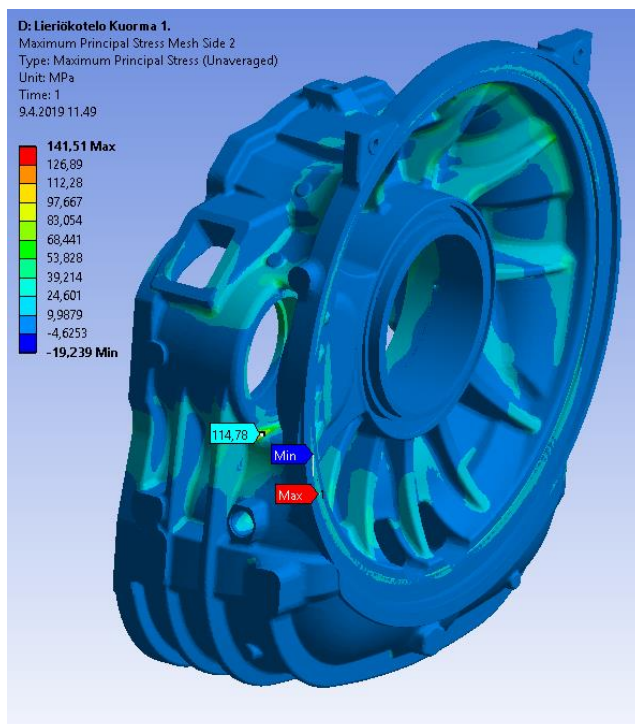
Kuvio 24. Lieriökotelon kannen vetopääjännitykset kuormalla MxN max



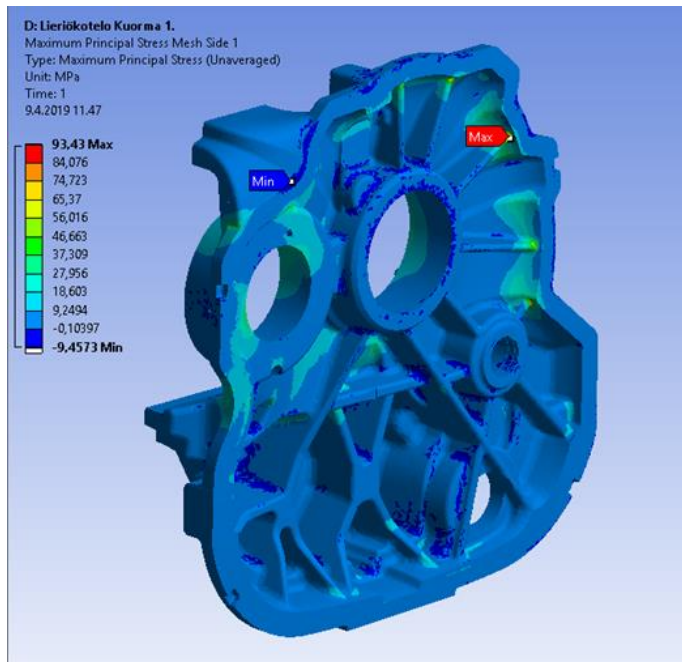
Kuvio 25. Lieriökotelon kannen vetopääjännitykset kuormalla MxN min



Kuvio 26. Lieriökotelon maksimi vetopääjännitys pyörityksessä kuormalla MxN max



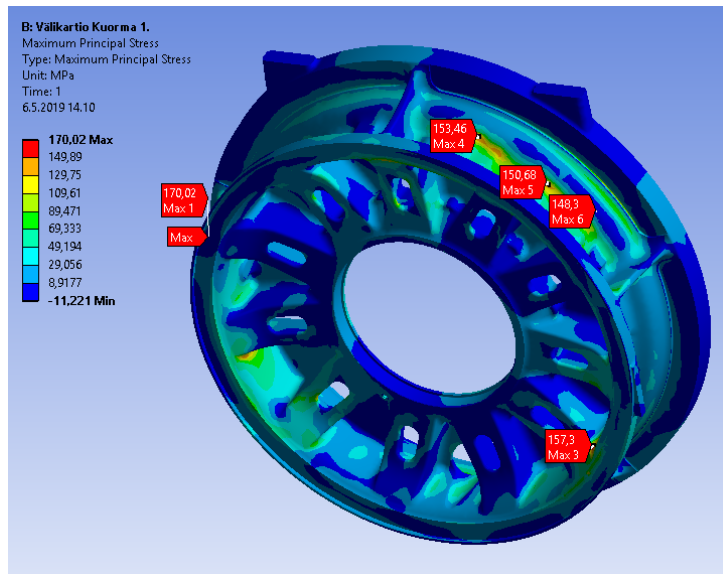
Kuvio 27. Lieriökotelonrunгон vetopääjännitykset (ei-keskiarvoiset tulokset) kuormalla MxN max



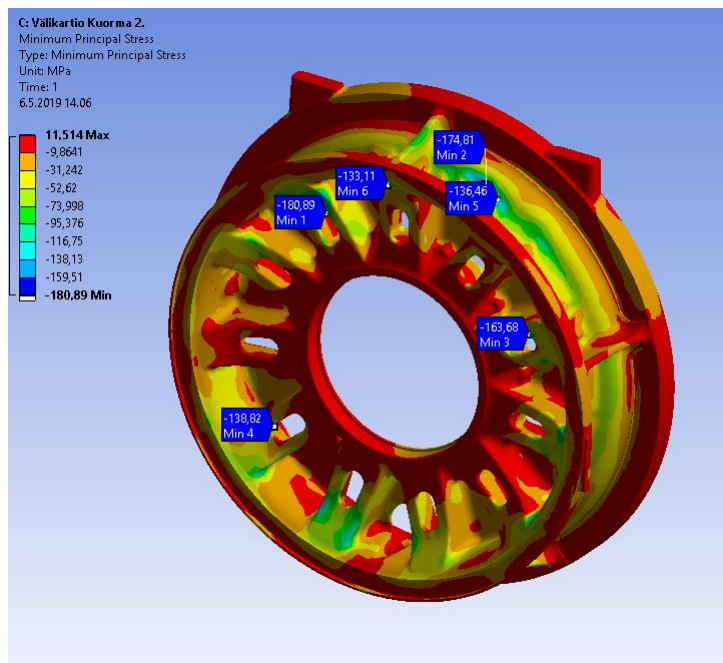
Kuvio 28. Liepikotelonkannen vetopääjännitykset (ei-keskiarvoiset tulokset) liepikotelonkannessa kuormalla MxN max

### Välikartio

Välikartion kuormien MxN max ja MxN min analyysien tulokset ovat hyvin lähellä toisiaan, joten opinnäytetyössä keskitytään esittämään vain kuorman MxN max analyysin tuloksia. Kuvioissa 29 ja 30 osoitetaan veto- ja puristus pääjännitysten maksimi- ja minimiarvot. Jännityskeskittymiä nähdään kuvioissa 29 ja 30 muodostuvan välikartion sisempien ripojen ulompiin päihin ja reikien kulmiin.



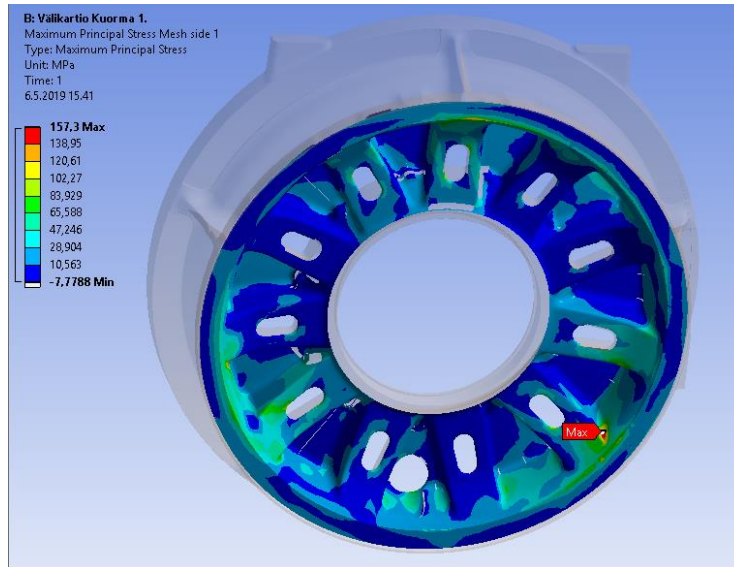
Kuvio 29. Välikartion vetopääjännitykset kuormalla MxN max



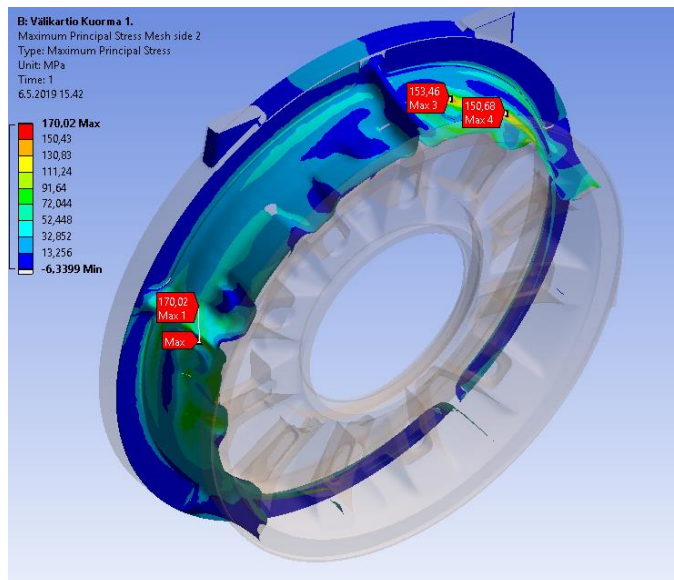
Kuvio 30. Välikartion puristus pääjännitykset kuormalla MxN min

Tuloksia tarkasteltiin jakamalla välikartion pinnat eri Mesh side -alueisiin, jolloin pystyttiin näkemään paremmin keskiarvoisten ja ei-keskiarvoisten tulosten kehittyminen

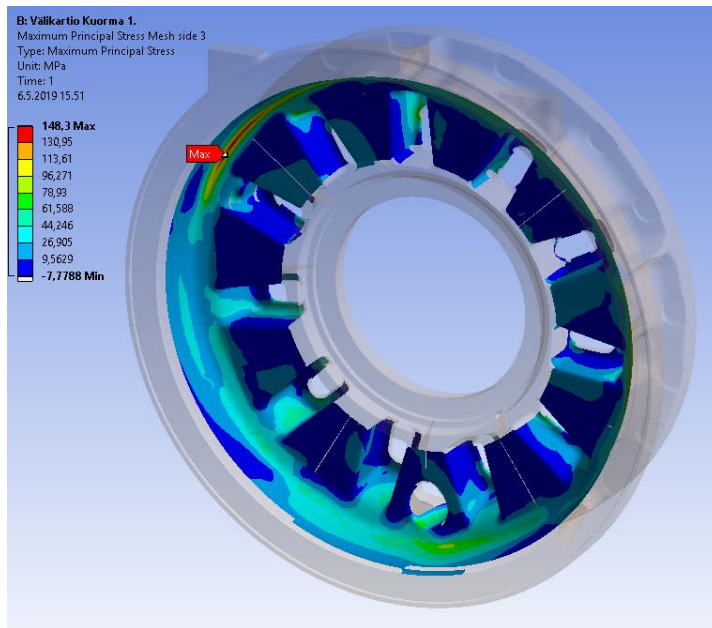
elementtiverkotuksen parannusten myötä. Kuvioissa 31 - 34 havainnoidaan suurimpien vetopääjännitysten sijainnit.



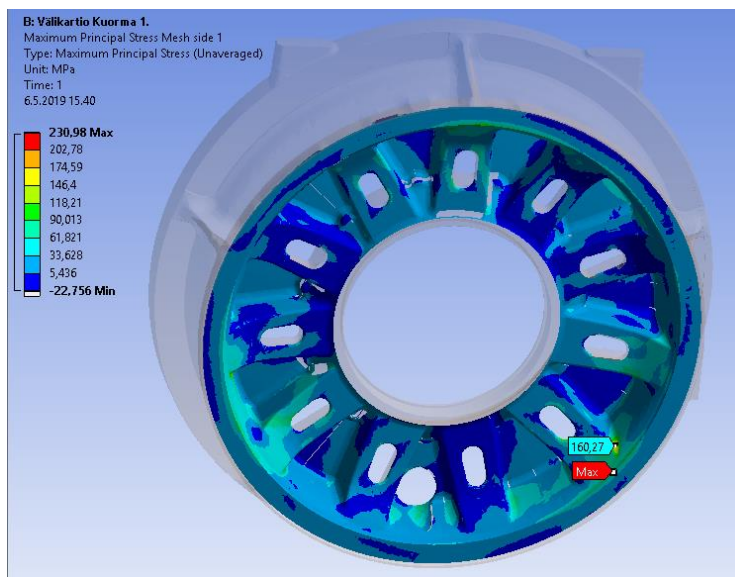
Kuvio 31. Välikartio generaattorinpuolen vetopääjännitykset kuormalla MxN max



Kuvio 32. Välikartion ulkopuolisen pinnan vetopääjännitykset kuormalla MxN max



Kuvio 33. Välikartion roottoripuolen vetopääjännitykset kuormalla MxN max

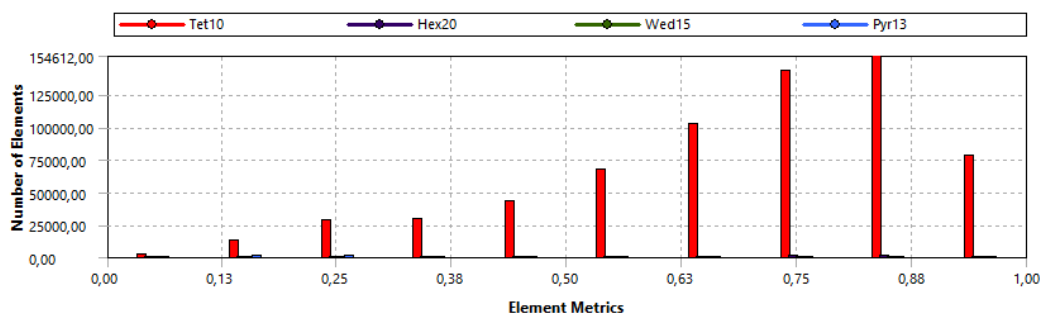


Kuvio 34. Välikartion generaattoripuolen vetopääjännitykset (ei-keskiarvoiset tulokset) kuormalla MxN max

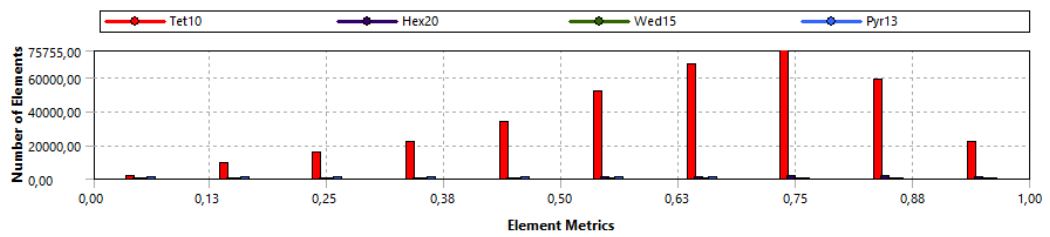
### Tuloksien vertailu ja elementtien laatu

Työpohjalla lasketut lieriökotelon tulokset ovat samanlaisia liitteessä 5 esitettyihin tuloksiin verrattuna. Sekä työpohjalla saadut jännityskeskittymät sijaitsevat liitteen 5 raportissa esitettyihin tuloksiin verrattuna keskimäärin samoilla alueilla. Liitteen 5 lieriökotelon FEM-analysissä hammastuskuormitukset on saatu erillisestä hammaslaskenta ohjelmasta ja opinnäytetyössä vastaavat voimat on laskettu työhön kehitetyllä Reunaehdot-työkirjaan rakennetuilla kaavoilla. Laakerikuormituksissa oli pieniä eroavaisuuksia, mutta niiden ei katsottu aiheuttavan merkittäviä eroja analyysien tulosten välille.

Työpohjan elementtiverkotuksen laatu esitetään kuvioissa 35 ja 36 osoitetaan suuremman osan elementeistä sijoittuvan arvon 0,5 ja 1 väliin. Voidaan siis olettaa, että elementtiverkotuksen laadun taso on työpohjan tarkoitukseen sopiva. Parempaan elementtiverkotukseen päästäisiin käyttämällä ANSYS Workbenchin työkaluja, mutta työn tavoitteisiin ja tarkoitukseen nähden elementtien laatu jännityskeskittymien kohdissa on riittävä.

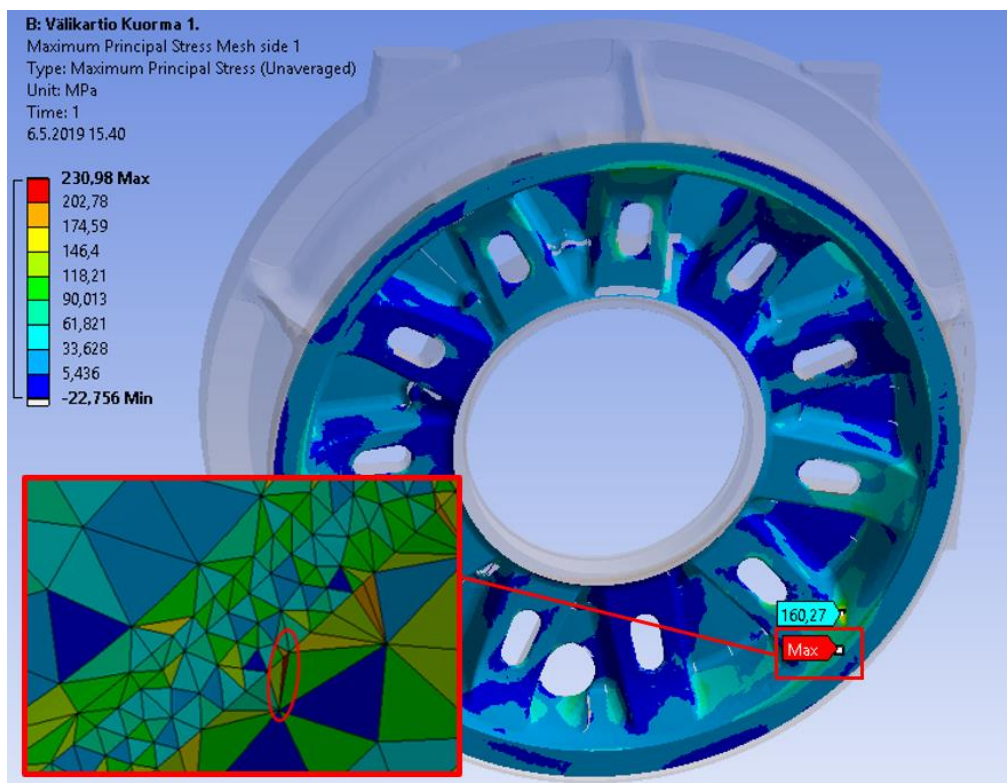


Kuvio 35. Lieriökotelon elementtien laatu



Kuvio 36. Välikartion elementtien laatu

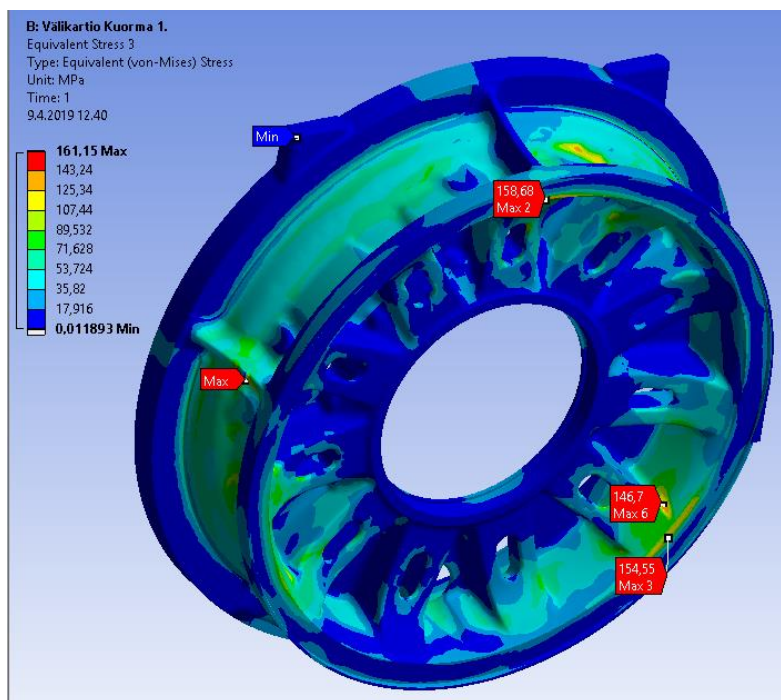
Elementtiverkotuksen parantaminen vaati jännityskeskittymien kohdalla tarkkaavaisuutta ja työn loppuvaiheessa huomattiin suuri jännityskeskittymä kohdassa, jossa sitä ei pitäisi tapahtua analyysin mallin geometriaan takia. Kuviossa 34 on esitetty kyseinen maksimiarvo. Tähän paljastui syyksi erittäin huono elementin laatu, joka saa jännitysarvon nousemaan erittäin suureksi (ks. kuvio 37).



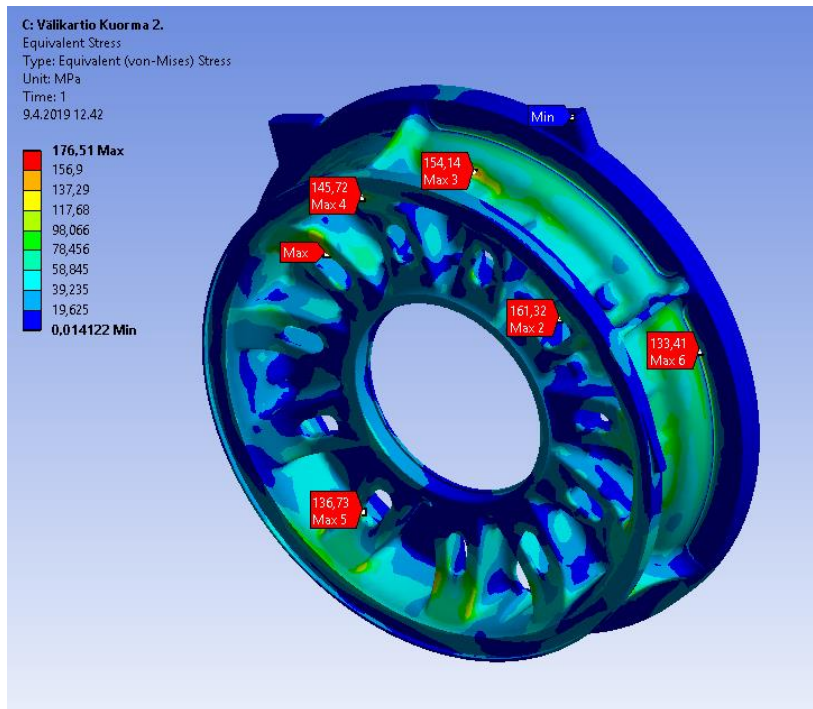
Kuvio 37. Maksimi jännityskeskittymä korostetun punaisen renkaan sisällä

### Valukoteloiden von Mises -jännitykset

Von Mises -jännitysten arvoja tarkastelemalla voidaan nähdä, onko kaikkien pääjännitysten vaikutus samoissa kohdissa kuin pääjännityksillä saadut tulokset. Von Mises-jännitysarvot huomioivat kaikki kolme elementin pääjännitystä, mikä osoittaa kattavammin jännityskeskittymät. Kuvioissa 38 ja 39 havaitaan välikartion von Mises -jännitysten maksimiarvojen sijaitsevan samoissa kohdissa kuin pääjännitysten maksimiarvot.

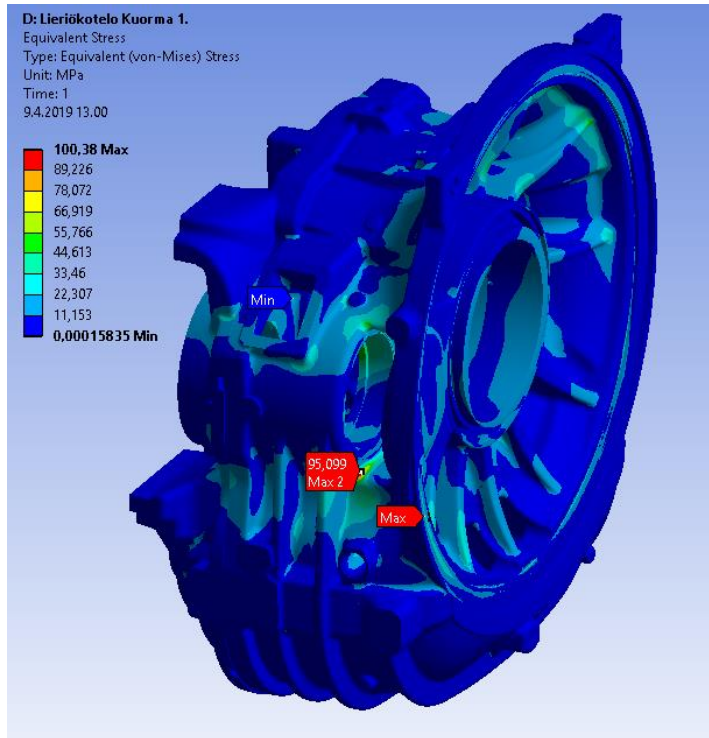


Kuvio 38. Von Mises-jännitykset välikartiassa kuormalla MxN max

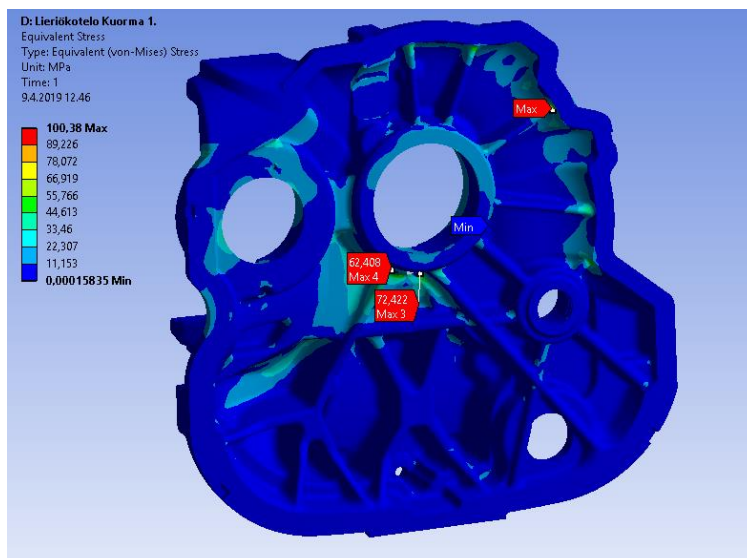


Kuvio 39. Von Mises-jännitykset välikartiossa kuormalla MxN min

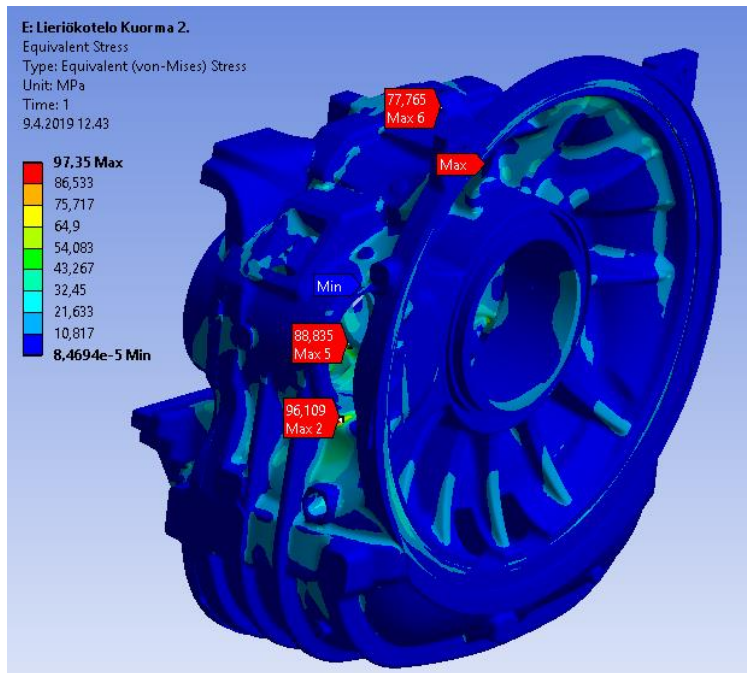
Lieriökotelon von Mises-jännityskeskittymät sijaitsevat myös suurilta osin samoissa kohdissa kuin maksimi- ja minimipääjännitykset (ks. kuvat 40-43). Kuviossa 40 esitetty maksimi von Mises-jännityksien sijainnit lieriökotelon roottorinpuolen kehäpyöräkiinnityspinnan pyörityksessä on eri kuin pääjännityksissä osoitettu. Tämän syytä tulisi tutkia paremmin, jotta voitaisiin selvittää kohdan kriittisyys.



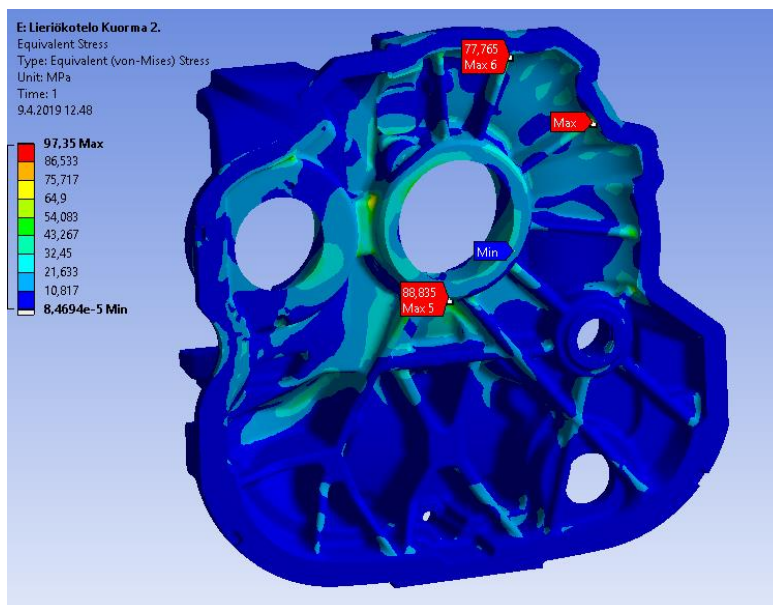
Kuvio 40 Von Mises-jännitykset lieriökotelossa kuormalla MxN max



Kuvio 41. Von Mises-jännitykset lieriökotelonkannessa kuormalla MxN max



Kuvio 42. Von Mises-jännitykset lieriökotelossa kuormalla MxN min



Kuvio 43. Von Mises-jännitykset lieriökotelonkannessa kuormalla MxN min

Liitteen 5 reunaehtoja tarkasteltiin opinnäytetyön alkuvaiheessa ja vertailua sen ja työpohjan analyysin jatkettiin työpohjan toteutusvaiheessakin. Kuitenkin liitteen 5

analyysi sisältää enemmän varusteita ja massoja, mikä tekee analyysistä luotettavampaa kuin työpohjan analyysistä. Analyysien valukoteloiden 3D-mallien yksinkertaistamisessa havaittiin eroavaisuuksia, mikä näkyy toisistaan poikkeavina tuloksina.

Työpohjan välikartion FEM-analyysin tulokset ovat sijainneiltaan erittäin lähellä toimeksiantajan FEM-analyysien tuloksia. Toimeksiantajan välikartion FEM-analyysin tuloksia ei opinnäytetyössä esitetä. Toimeksiantajan analyyseissä maksimipääjännitykset nousevat paikoittain välikartion materiaalin myötöraja-arvon yli, mikä johtuu analyysin tarkemman geometrian sisällyttämisestä malleissa. Yksityiskohtaisemman geometrian takia aiheutuu mallin epäjatkuvuudet nostavat jännitys tasoja. Työpohjan analyysin jännitysarvot eivät ylittäneet myötöraja-arvoa, mihin vaikutti yksinkertaistettu geometria. Analyysien malleissa on lähdetty yksinkertaistamaan eri tavoilla ja eri päämäärällä, minkä takia toimeksiantajan FEM-analyysin malleissa on enemmän reikiä ja muita koneistusmuotoja. Yksinkertaistaminen työpohjassa käytettävissä malleissa oli suoraviivaista.

### **Seuranta**

Työn aikana osoittautui, että työpohjan käyttäminen vaatii uusien käyttäjien perehdyttämistä elementtimenetelmästä ja ANSYS Workbenchin toiminnoista. Kehitysvaiheessa ei ehditty tutkia kattavasti ANSYS Workbenchin työkaluja ja toimintoja, joilla pystyttäisiin paremmin automatisoimaan toimintaa nopeuttavia ominaisuuksia. Jatkossa tulisi kerätä dataa käyttäjien kokemuksista, sekä mahdollisista parannusehdotuksista työpohjaan. Työpohjan tuloksia tulisi jatkossakin vertailla tehtäviin luokiteltuihin FEM-analyysien tuloksiin. Työpohjan toimintaan ANSYS Workbenchissä ja 3D-mallien yksinkertaistamiseen tulisi tehdä toimintaohje, jossa käsiteltäisiin kuinka

ANSYS Workbench ja kehitelty työpohja toimivat sekä ohjeistettaisiin tulosten käsittelyä ja muita valukoteloiden suunnittelussa tarvittavia suosituksia.

## 7 Johtopäätökset ja pohdinta

Opinnäytetyöhön määritettyihin tavoitteisiin päästiin. Työpohjassa saadut tulokset havainnoivat valukoteloihin aiheutuvia jännityskeskittymiä ja niitä tutkimalla pystytään lähtemään optimoimaan valukoteloiden alustavaa muotoilua. Saatujen tulosten luotettavuuden perusteella työpohjaa kannattaa lähteä testaamaan osana valukoteloiden suunnitteluprosessia. Työn aikana esille nousi tarve kehittää työpohjan käyttämiseen ja tulosten tarkastelua käsittelevää ohjeistusta. ANSYS Workbenchin käyttäminen ja elementtimenetelmän tulosten luotettavuuden ymmärtäminen nähtiin uusille käyttäjille haasteena. Tutkimuksessa ei aikataulun rajoitteissa ehditty testata työpohjan käyttöönottoa, minkä takia varsinaisia työpohjan käyttöön liittyvät ongelmat tulevat ilmi vasta todellisen käytön yhteydessä. Työn aikana tekijä koki työpohjan suurimmaksi haasteeksi toteuttaa tarkoitukseen sopiva elementtiverkotus työpohjan valukoteloiden malleille. Tähän löytyi toimiva ratkaisu tekijän osaamisen rajoissa suoritetuista kokeiluista. Opinnäytetyössä käytettävien 3D-mallien yksinkertaistamista ei lähdetty ohjeistamaan ja käsittelemään työssä yksityiskohtaisemmin.

Työssä ANSYS Workbenchissä käytettävien toimintojen valinta perustuu opinnäytetyöntekijän näkemyksiin toimintojen tehokkuudesta ja hyödystä käytännössä. Syvällisellä tarkastelulla ja keskustelulla toimeksiantajan asiantuntijoiden kanssa olisi mahdollisesti voitu saada enemmän uusia ratkaisuja toimintojen käyttämisestä ja työpohjan prosessista, millä olisi mahdollistettu kattavampi katsaus ANSYS Workbenchin toimintaan. Työpohjien tuloksista kerätystä aineistosta ei esitetty kaikkia työpohjilla saatuja tuloksia, koska tutkijan ja toimeksiantajan asiantuntijan mielestä ei nähty näi-

den tulosten olevan tutkimuksen kannalta merkittäviä. Työpohjan analyysien tulosten merkittävyys ja esittäminen kappaleessa 6 ja liitteessä 2 perustuvat tutkijan omiin arviointeihin.

3D-mallien yksinkertaistaminen tehtiin karkealla tasolla ja eri ominaisuuksia kuten mm. pieniä koneistettavia reikiä ja kiinnityspinnoilla olevia reikiä karsittiin rohkeasti pois 3D-malleista. Tutkimuksen tuloksista voidaan tehdä alustavaa lisätutkimusta 3D-mallien yksinkertaistamisen vaikutuksista verrattuna toimeksiantajan luokitettuun FEM-analyysiin, millä pysyttäisiin todennäköisesti luomaan alustavat pääpiirteet yksinkertaistamista käsittelevään ohjeistukseen. Yksinkertaistamisella on oleellisesti suuret vaikutukset analyysien mallien käyttäytymiseen esim. suurien reikien harkitsematon poistaminen saa mallit käyttäytymään jäykempinä kuin ne todellisuudessa olisivat. Lisäksi koneistusurien ja valumuotojen mallintaminen analyysiä varten tarvitsee hieman kokemusta, jotta analyyseissä voitaisiin alusta alkaen välttää turhien jännitys-singulariteettien muodostumiset.

Elementtien laatu on työssä opinnäytetyöntekijän mukaan tulosten tarkastelun kannalta riittävä työpohjan tarkoitukseensa nähden. Työpohjan tulokset antavat suunnittelijalle tarpeellisen näkemyksen valukoteloiden jännityskeskittymistä ja heikoista geometrisista muodoista, jotta valukoteloita pystytään optimoimaan. Työssä elementtiverkotuksen parantamisen vaiheiden aikana havaittiin saatujen jännitysten keskiarvo ja ei-keskiarvoisten tulosten lähentyminen, minkä avulla pystyttiin toteamaan todellisten jännitysarvojen sijoittuvan kyseisten arvojen väliin.

Analyyseissä käytetyt planeettaportaan kehään vaikuttavat hammasvoimat on laskettu yksinkertaisella menetelmällä ja niiden sijainti on määritetty vain yhdessä planeetankantajan asennossa. Työssä tarkasteltiin tuuliturbiinivaihteen hammastettuja osia yleisellä tasolla, millä työntekijä katsoi pystymään luomaan tavoitteisiin sopivan hammasvoimien mallintamisen työpohjaan. Liitteessä 1 lasketut hammasvoimat kat-

sottiin olevan tarkoituksensa kannalta riittävän lähellä todellisia hammasvoimia. Lisäksi yhdellä planeetankantajan asennolla ei todennäköisesti löydetä kaikkia valukoteloiden jännityskeskittyviä. Jatkossa voitaisiin pohtia erillisen Excel-työkirja kehittämistä, mihin pystyttäisiin linkittämään suoraan muista laskennoista ja simulaatioista saatuja tietoja ja arvoja. Tällä voitaisiin ehkäistä väärän tiedon käyttämistä analyyseissä ja voitaisiin mahdollistaa parempi työpohjan toiminnan automatisointi.

Elementtiverkotuksen määrittäminen optimaaliseksi analyysiä varten vaatii paljon kokeiluja ja perehtymistä elementtimenetelmän toimimisesta. Työpohjan käyttäminen vaatii huomattavasti valmistelua ja elementtiverkotuksen parantamista, millä varmistetaan saatavien tulosten luotettavuus. Vaikka työpohja voi helpottaa uuden käyttäjän toimintaa analyysin valmistelussa, on ohjelman opettelussa ymmärrettävä elementtimenetelmän perusteet. Tutkimuksessa valmistuneeseen työpohjaan käyttäjä tarvitsee selkeät ohjeet ANYS Workbenchin käyttämiseen, valukoteloiden suunnitteluun ja 3D-mallien yksinkertaistamiseen, jotta sen käyttäminen olisi mahdollisimman tehokasta ja että käyttäjä ymmärtäisi kuinka parantaa analyysin luotettavuutta.

Työpohjan käyttämisessä käytetään kolmea eri ohjelmaa, mikä ei ole tekijästä varsin suositeltavaa. Vaihtoehtoisena tapana tekijä näkisi kehittää vastaavanlaisen työpohjan CAD-mallinnusohjelmassa (Computer-Aided Design) osana olevaan FEM-analyysi lisäosaan, jolla mahdollistettaisiin erillisen FEM-analyysiohjelman poistamisen tutkimuksessa käytettävästä prosessista. Monet CAD-sovellusten valmistajat tarjoavat FEM-analyysi lisäosia, minkä takia suunnittelijan ei tarvitse lähteä opettelemaan uutta ohjelmaa uudestaan vaan varsinainen toiminta keskittyy yhteen ohjelmaan. Vastaavan FEM-analyysiohjelman soveltuvuutta valukoteloiden alustavaan lujuustarkasteluun voisi tutkia ja testata.

Työssä ei ehditty toteuttaa valukoteloiden optimoimista osana työpohjan käyttämisen prosessia, millä olisi voitu todistaa työpohjan toimivuus ja luotettavuus käytän-

nössä. Tulevaisuudessa on tarkoitus tarkastella työpohjan FEM-analyysien toimivuutta ja testata tulosten luotettavuutta uusissa tuuliturbiinin vaihdelaatikon valukoteloissa. Haluttujen tarkasteltavien valukoteloiden ominaisuuksien ja niiden määrittämiseen tarvitaan jatkotutkimusta, jotta työpohjan käyttäminen saataisiin tehokkaammaksi. Opinnäytetyöntekijä näkee, että työpohjan toimintaa ja tuloksia pystytään hyödyntämään jatkotutkimuksissa. Työpohjan testaamisen jälkeen pystytään määrittämään työpohjan käyttäminen osaksi toimeksiantajan valukoteloiden suunnittelua.

## Lähteet

Acin, M. 2015. Stress singularities, stress concentrations and mesh convergence. Acin.Net. Viitattu 19.3.2019. <http://www.acin.net/2015/06/02/stress-singularities-stress-concentrations-and-mesh-convergence/>

Averaged vs. Unaveraged Contour Results. N.d. SHARCNET. Viitattu 5.5.2019. [https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/wb\\_sim/ds\\_Unaveraged\\_Results.html](https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/wb_sim/ds_Unaveraged_Results.html)

Causes of Nonlinear Behavior. N.d. Chapter 8: Nonlinear structural analysis. Structural Analysis Guide. Viitattu 30.4.2019. [https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v192/ans\\_str/Hlp\\_G\\_STRnlcause.html](https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v192/ans_str/Hlp_G_STRnlcause.html)

Chapter 2: Structural Static Analysis. N.d. Structural Analysis Guide. Mechanical APDL 19.2. ANSYS. Viitattu 5.2.2019. [https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v192/ans\\_str/Hlp\\_G\\_STR2.html?q=static%20analysis](https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v192/ans_str/Hlp_G_STR2.html?q=static%20analysis)

Dong, W., Moan, T., Xing, Y. 2012. Time Domain Modeling and Analysis of Dynamic Gear Contact Force in a Wind Turbine Gearbox with Respect to Fatigue Assessment. Artikkel. energies. Viitattu 6.5.2019. [https://www.researchgate.net/publication/257825825\\_Time\\_Domain\\_Modeling\\_and\\_Analysis\\_of\\_Dynamic\\_Gear\\_Contact\\_Force\\_in\\_a\\_Wind\\_Turbine\\_Gearbox\\_with\\_Respect\\_to\\_Fatigue\\_Assessment](https://www.researchgate.net/publication/257825825_Time_Domain_Modeling_and_Analysis_of_Dynamic_Gear_Contact_Force_in_a_Wind_Turbine_Gearbox_with_Respect_to_Fatigue_Assessment)

Element Quality. N.d. Mesh Metric. Quality Group. Global Mesh Controls. Meshing Users's Guide. Meshing 19.2. ANSYS. Viitattu 1.4.2019. [https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v192/wb\\_msh/msh\\_Element\\_Quality\\_Metric.html](https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v192/wb_msh/msh_Element_Quality_Metric.html)

FKM Guideline. 2012 Analytical strength assessment of components. Made of Steel, Cast Iron and Aluminum Materials in Mechanical Engineering. 6th Edition 2012. VDMA Verlag.

Guideline for the Certification of Wind Turbines. 2010. Edition 2010. Hamburg: Germanischer Lloyd. Vahvistettu 1.7.2010. Viitattu 1.4.2019

IEC 61400-1. Wind turbines - Part 1: Safety requirements. International Standard. Aihealueet: tuuliturbiini, tuuliturbiinin suunnittelu. International Electrotechnical Commission. Vahvistettu 2005. Viitattu 1.2.2019. <https://moventas.sharepoint.com>

IEC 61400-4. Wind turbines - Part 4: Design requirements for wind turbine gearboxes. Aihealueet: Tuuliturbiinin vaihdelaatikko. International Electrotechnical Commission. Vahvistettu 2012. Viitattu 1.2.2019. [//moventas.sharepoint.com](https://moventas.sharepoint.com)

Jelaska, D. 2012. Gears and Gear Drives. E-kirja. John Wiley & Sons, Incorporated. Viitattu 1.4.2019. //janet.finna.fi/, Ebook Central.

Kananen, J. 2014. Toimintatutkimus kehittämistutkimuksen muotona: Miten kirjoitan toimintatutkimuksen opinnäytetyönä? E-kirja. Jyväskylä: Jyväskylän ammattikorkeakoulu. Viitattu 5.5.2019. //janet.finna.fi/, Booky.fi.

Laaksonen, H., Repo, S. 2003. Tuulivoimateknologia sähköjako-verkoissa. Tampere: Tampereen teknillinen yliopisto. <http://butler.cc.tut.fi/~repo/Julkaisut/raportti1-2003.pdf>

Layout\_B. 2017. Vaihteen esittely. Moventas Gears Oy. Viitattu 18.4.2018. <https://moventas.sharepoint.com>

Linear vs. Nonlinear Static Analyses. N.d. 2.1. Structural Analysis Guide. Mechanical APDL 19.2. ANSYS. Viitattu 5.2.2019. [https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v192/ans\\_str/Hlp\\_G\\_STR2\\_3.html?q=static%20analysis](https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v192/ans_str/Hlp_G_STR2_3.html?q=static%20analysis)

Lonnakko R. 2018. Static Strength FEM-analysis Housing. DOCM105880. Moventas Gears Oy. Viitattu 1.2.2019

Lähteenmäki, M. N.d. Yleinen Elementtimenetelmä. Elementtimenetelmän perusteet. Viitattu 9.2.2019. <https://docplayer.fi/41120207-4-yleinen-elementtimenetelma.html>

Moaveni, S. 2015. Finite Element Analysis. Theory and Application with ANSYS. Fourth edition. Boston: Pearson.

Moventas Company Presentation EN. 2019. Yritysesittely Moventas Gears Oy sivustolta. Viitattu 18.4.2019. //moventas.sharepoint.com

Chong, N., Li, R. 2016. Offshore Wind Farms - Technologies, Design and Operation. E-Kirja. Woodhead Publishing. Viitattu 1.5.209. //janet.finna.fi/, Knovelle.

Our story. N.d. Yritysesittely Moventaksen verkkosivulta. Moventas Gears Oy. Viitattu 3.2.2019. <https://www.moventas.com/our-story/>

Pavlou. Dimitrios G. 2015. Essentials of the Finite Element Method - For Mechanical and Structural Engineers. E-kirja. Academic Press. Viitattu 1.5.209. //janet.finna.fi/, Knovelle.

Quek S. Liu G. Liu G. 2003. Finite Element Method: A Practical Course. E-kirja. Butterworth-Heinemann. Viitattu 5.3.2019. //janet.finna.fi/, Ebook Central.

Rippstein T. 2018. Calculation/Installation proposal. Schaeffler Technologies AG & Co. KG. Viitattu 1.2.2019

Salmi, T., Pajunen, S. 2010. Lujuusoppi. Pressus Oy. Tampere

SFS-EN 1563: 2018. Valut. Pallografiittivaluraudat. Aihealueet: Valuraudat. Helsinki: Suomen Standardoimisliitto SFS. Vahvistettu 24.08.2018. <https://janet.finna.fi>, SFS Online.

Solver preparation. N.d. Setting Connections. Contact. Best Practices For Specifying Conditions. Mechanical Users` s Guide. Mechanical Application 19.2. ANSYS. Viitattu 2.3.2019. [https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v192/wb\\_sim/ds\\_contact\\_best\\_prac\\_solver.html](https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v192/wb_sim/ds_contact_best_prac_solver.html)

Tirkkonen, J. 2018. Gear calculation summary. DOCM105944\_C. Moventas Gears Oy. Viitattu 1.2.2019

Tonin, R. 2012. SOURCES OF WIND TURBINE NOISE AND SOUND PROPAGATION. Raportti. Acoustics Australia. Viitattu 20.4.2019. [https://www.acoustics.asn.au/journal/2012/2012\\_40\\_1\\_Tonin.pdf](https://www.acoustics.asn.au/journal/2012/2012_40_1_Tonin.pdf)

Wang, E., Nelson, T., Rauch, R. 2004. Back to Elements - Tetrahedra vs. Hexahedra. CAD-FEM GmbH, Munich, Germany. Viitattu 15.4.2019. <https://support.ansys.com/staticassets/ANSYS/staticassets/resourcelibrary/confpaper/2004-Int-ANSYS-Conf-9.PDF>





## Liite 2. Tulokset

Analyysi	Mesh side	Elementti koko mm	Vetopääjännitys [MPa]	Vetopääjännitys [MPa] (ei-keskiarvo)	Puristusjännitys [MPa]	Puristusjännitys [MPa] (ei-keskiarvo)
Välikartio MxN max	1	30	142,0	178,00	-118,97	-147,22
	2		135,0	171,00		
	3		126,0	157,00		
	1	8 & 2	158,0	164,58	-123	-155
	2		170,0	175,00		
	3		148,0	170,00		
Välikartio MxN min	1	30	106,0	147,50	-177,03	-193,27
	2		113,9	166,90		
	3		101,6	154,00		
	1	6 & 2	122,9	148,72	-180,9	-193,96
	2		137,0	151,00		
	3		136,8	152,60		
Lieriökotelo MxN max	1	25	74,3	95,80	-67,8	-86,28
	2		109,7	120,30		
	1	8 & 5	86,4	93,40	-73	-78,7
	2		116,5	141,50		
Lieriökotelo MxN min	1	25	84,1	102,00	-109,7	-144,79
	2		63,5	70,60		
	1	8 & 5	89,5	95,00	-107	-128,86
	2		63,5	59,90		

Liite 3. DOCM105944\_C (Tirkkonen 2018)

J.Tirkkonen/13.3.2018

Gear calculations summary  
DOCM105944\_C

Movientas Gears Oy

NOMINAL TORQUE		T	kNm	4047.426					
NOMINAL SPEED OF ROTOR		n	1/min	10.61					
LUBRICANT			ISO-VG-320						
OIL TEMPERATURE			°C	70					
Stage	Numbers of teeth	Ratio	Centre distance	Normal module	Helix angle	Rotation speed	Mesh frequency	Facewidth	Facewidth/Diameter ratio
	z	i	a <sub>w</sub> [mm]	m <sub>n</sub> [mm]	b [°]	n [rpm]	f [1/s]	b [mm]	b/d
1st STAGE	125	4.571	545.2	13.5	2.9	0.0	22.1	542	
Ring wheel	44					-30.1		585	
Planet wheel (5 pcs)									
Planet wheel (5 pcs)	44			13.5	2.9	-30.1	22.1	585	
Sun wheel	35					48.5		585	1.24
2nd STAGE	185	7.607	456.8	8.5	7.75	0.0	149.6	328	
Ring wheel	77					-116.5		360	
Planet wheel (3 pcs)									
Planet wheel (3 pcs)	77			8.5	7.75	-116.5	149.6	360	
Sun wheel	28					369.0		360	1.50
3rd STAGE (50Hz)	78	4.333	600	12	12.1	369.0	479.7	198	
Wheel	18					1598.9		210	0.95
Pinion									
TOTAL RATIO (50Hz)									150.694

OK OK OK OK OK OK OK OK OK OK

Liite 4. DOCM105895\_A (Rippstein 2018)



- fl\_i: Life duration parameter for Lh10
- Lh10\_i (xy): Catalog rating life for load case to DIN ISO 281
- L10\_L (xy): Catalog rating life for load case to DIN ISO 281
- Lhm\_i: Catalog rating life for the load case to DIN ISO 281, Add.1
- Lnm\_i: Catalog rating life for the load case to DIN ISO 281, Add.1
- a\_ISO: Life adjustment factor according to DIN ISO 281, Add.1
- kappa: Viscosity ratio
- eC: Contamination factor, catalog

**3.3.6. Resultant loads**

Supports	Load case	F_al  kN	F_rl  kN	F_ax/F_phl_r °	M_res  kN.m
F-622917.TR1-WPOS (rs)	T_equ_IEC2A_(82.8%)	440.29	0.00	> 1000.00	0
	T_equ_IEC2A_(85.0%)	440.29	0.00	> 1000.00	0
	T_equ_IEC3A_(80.8%)	440.29	0.00	> 1000.00	0
	T_equ_IEC3A_(83.1%)	440.29	0.00	> 1000.00	0
	T_norm_IEC2A_(100%)	440.29	0.00	> 1000.00	0
	T_extl_IEC2A_	440.29	0.00	> 1000.00	0
	T_extl_IEC3A_	440.29	0.00	> 1000.00	0
	T_rev_IEC2A_	440.29	0.00	> 1000.00	0
	T_rev_IEC3A_	440.29	0.00	> 1000.00	0
	T_max_LDD_IEC2A	440.29	0.00	> 1000.00	0
	T_max_LDD_IEC3A	440.29	0.00	> 1000.00	0
	max speed_IEC2A	440.29	0.00	> 1000.00	0
F-622919.TR1-WPOS (gs)	T_equ_IEC2A_(82.8%)	440.29	0.00	> 1000.00	0
	T_equ_IEC2A_(85.0%)	440.29	0.00	> 1000.00	0
	T_equ_IEC3A_(80.8%)	440.29	0.00	> 1000.00	0
	T_equ_IEC3A_(83.1%)	440.29	0.00	> 1000.00	0
	T_norm_IEC2A_(100%)	440.29	0.00	> 1000.00	0
	T_extl_IEC2A_	440.29	0.00	> 1000.00	0
	T_extl_IEC3A_	440.29	0.00	> 1000.00	0
	T_rev_IEC2A_	440.29	0.00	> 1000.00	0
	T_rev_IEC3A_	440.29	0.00	> 1000.00	0
	T_max_LDD_IEC2A	440.29	0.00	> 1000.00	0
	T_max_LDD_IEC3A	440.29	0.00	> 1000.00	0
	max speed_IEC2A	440.29	0.00	> 1000.00	0
F-622920.RN-WPOS-N12BAX2 (rs)	T_equ_IEC2A_(82.8%)	-	731.12	-	-84
	T_equ_IEC2A_(85.0%)	-	750.72	-	-84
	T_equ_IEC3A_(80.8%)	-	717.30	-	-84
	T_equ_IEC3A_(83.1%)	-	737.53	-	-84
	T_max_LDD_IEC2A	-	731.12	-	-84
	T_max_LDD_IEC3A	-	737.53	-	-84

The document has been prepared solely in connection with the purchase of our products. The results shown in the document have been worked out carefully and in accordance with the state of the art, but do not constitute an express or implied warranty as to quality or durability in the long term. You are not dispensed hereby from checking the suitability of the products. We shall be liable for the details provided in the document only in the event of a mistake or oversight. If the document is part of a supply agreement, the liability provisions agreed there shall apply.

All rights are reserved with regard to this document, even in the event that a patent should be granted or a utility model agreed. The document may be read, copied, stored, printed, or otherwise used, but the content of the document may not be copied, stored, printed, or otherwise used without the express consent of the Schaeffler Group. The document has been prepared on the basis of your requirements as set forth above and your requirements as made available to us.

The document has been prepared solely in connection with the purchase of our products. The results shown in the document have been worked out carefully and in accordance with the state of the art, but do not constitute an express or implied warranty as to quality or durability in the legal sense. You are not dispensed thereby from checking the suitability of the products. We shall be liable for the data provided in the document only in the event of willful intent or negligence. If the document is part of a supply agreement, the liability provisions agreed there shall apply.

All rights are reserved with regard to this document, even in the event that a patent should be granted or a utility model registered. The document may be read, copied, stored, reproduced, distributed, disseminated, or otherwise made available to third parties or put to improper use by the recipient in any form or by any means, electronic or mechanical, including photocopying, recording, or by any information storage and retrieval system, without our written consent. Your requirements are made available to us on the basis of your requirements as set forth above and our assumptions. Our dealer takes the account those risks which were apparent to us on the basis of your requirements as made available to us.

Supports	Load case	F <sub>al</sub>   kN	F <sub>r</sub>   kN	F <sub>al</sub> /F <sub>r</sub> phi <sub>r</sub>	M <sub>res</sub>   kN m
F-622920.TR1-WPOS-N12BAX2 (gs)	T_nom_IEC2A_(100 %)	-	883.87	-	1.415
	T_extr_IEC2A	-	2208.60	-	4.272
	T_extr_IEC3A	-	2218.85	-	4.294
	T_rev_IEC2A	-	1979.02	-	3.718
	T_rev_IEC3A	-	1988.36	-	3.739
	T_max_LDD_IEC2A	-	1766.86	-	3.326
	T_max_LDD_IEC3A	-	1775.15	-	3.345
	max speed_IEC2A	-	0.00	-	0.000
	T_eqv_IEC2A_(82,8 %)	-	623.96	-	0.375
	T_eqv_IEC2A_(85,0 %)	-	640.71	-	0.386
	T_eqv_IEC3A_(80,8 %)	-	612.17	-	0.367
	T_eqv_IEC3A_(83,1 %)	-	629.44	-	0.378
F-622922.01.NF-WPOS (rs)	T_nom_IEC2A_(100 %)	-	754.54	-	0.464
	T_extr_IEC2A	-	1887.09	-	1.578
	T_extr_IEC3A	-	1895.86	-	1.586
	T_rev_IEC2A	-	1706.01	-	1.382
	T_rev_IEC3A	-	1714.07	-	1.390
	T_max_LDD_IEC2A	-	1509.56	-	1.170
	T_max_LDD_IEC3A	-	1516.65	-	1.177
	max speed_IEC2A	-	0.00	-	0.000
	T_eqv_IEC2A_(82,8 %)	-	0.00	-	0.000
	T_eqv_IEC2A_(85,0 %)	-	0.00	-	0.000
	T_eqv_IEC3A_(80,8 %)	-	0.00	-	0.000
	T_eqv_IEC3A_(83,1 %)	-	0.00	-	0.000
F-622923.TR1-WPOS-DF-A350-400 (gs in)	T_nom_IEC2A_(100 %)	-	0.00	-	0.000
	T_extr_IEC2A	-	0.00	-	0.000
	T_extr_IEC3A	-	0.00	-	0.000
	T_rev_IEC2A	-	0.00	-	0.000
	T_rev_IEC3A	-	0.00	-	0.000
	T_max_LDD_IEC2A	-	0.00	-	0.000
	T_max_LDD_IEC3A	-	0.00	-	0.000
	max speed_IEC2A	-	0.00	-	0.000
	T_eqv_IEC2A_(82,8 %)	0.00	0.00	> 1000.00	0.000
	T_eqv_IEC2A_(85,0 %)	0.00	0.00	> 1000.00	0.000
	T_eqv_IEC3A_(80,8 %)	0.00	0.00	> 1000.00	0.000
	T_eqv_IEC3A_(83,1 %)	0.00	0.00	> 1000.00	0.000
T_rev_IEC2A_(100 %)	0.00	0.00	> 1000.00	0.000	
T_extr_IEC2A	0.00	0.00	> 1000.00	0.000	
T_extr_IEC3A	0.00	0.00	> 1000.00	0.000	
T_rev_IEC2A	422.10	51.15	8.25	0.4599	

Supports	Load case	IF_al KN	IF_rl KN	F_al/F_r %	phi_r %	M_res KN.m
F-622923.TR1-WPOS-DF-A350-400 (rs out)	T_rev_IEC3A	424.11	51.15	8.29	0	4.598
	T_max_LDD_IEC2A	0.00	0.00	> 1000.00	0	0.000
	T_max_LDD_IEC3A	0.00	0.00	> 1000.00	0	0.000
	max speed_IEC2A	7.87	20.08	0.39	0	1.838
	T_equ_IEC2A_(82,8 %)	161.29	51.15	3.15	0	4.779
	T_equ_IEC2A_(85,0 %)	165.50	51.15	3.24	0	4.779
	T_equ_IEC3A_(80,8 %)	158.32	51.15	3.10	0	4.779
	T_equ_IEC3A_(83,1 %)	162.66	51.15	3.18	0	4.779
	T_nom_IEC2A_(100 %)	194.08	51.15	3.79	0	4.782
	T_ext_IEC2A	478.46	51.15	9.35	0	4.804
	T_ext_IEC3A	480.66	51.15	9.40	0	4.804
	T_rev_IEC2A	0.00	0.00	> 1000.00	0	0.000
	T_rev_IEC3A	0.00	0.00	> 1000.00	0	0.000
	T_max_LDD_IEC2A	383.64	51.15	7.50	0	4.796
T_max_LDD_IEC3A	385.42	51.15	7.53	0	4.797	
max speed_IEC2A	12.34	31.08	0.40	0	2.881	
F-622924.RN-WPOS-N12BAX2 (rs)	T_equ_IEC2A_(82,8 %)	-	318.88	-	-68	1.001
	T_equ_IEC2A_(85,0 %)	-	327.43	-	-68	1.029
	T_equ_IEC3A_(80,8 %)	-	312.85	-	-68	0.982
	T_equ_IEC3A_(83,1 %)	-	321.68	-	-68	1.010
	T_nom_IEC2A_(100 %)	-	385.39	-	-68	1.225
	T_ext_IEC2A	-	962.17	-	-68	3.216
	T_ext_IEC3A	-	966.63	-	-68	3.232
	T_rev_IEC2A	-	844.01	-	108	2.756
	T_rev_IEC3A	-	847.99	-	108	2.770
	T_max_LDD_IEC2A	-	769.97	-	-68	2.541
	T_max_LDD_IEC3A	-	773.58	-	-68	2.553
	max speed_IEC2A	-	0.00	-	0	0.000
	T_equ_IEC2A_(82,8 %)	-	273.14	-	-111	0.750
	T_equ_IEC2A_(85,0 %)	-	280.45	-	-111	0.773
T_equ_IEC3A_(80,8 %)	-	267.99	-	-111	0.734	
T_equ_IEC3A_(83,1 %)	-	275.53	-	-111	0.758	
T_nom_IEC2A_(100 %)	-	330.27	-	-111	0.926	
T_ext_IEC2A	-	825.67	-	-111	2.510	
T_ext_IEC3A	-	829.50	-	-111	2.523	
T_rev_IEC2A	-	762.84	-	65	2.296	
T_rev_IEC3A	-	766.44	-	65	2.308	
T_max_LDD_IEC2A	-	660.45	-	-111	1.970	
T_max_LDD_IEC3A	-	663.55	-	-111	1.979	
max speed_IEC2A	-	0.00	-	0	0.000	

Schaeffler Technologies AG & Co. KG Tina Rippstein, W/SWE-WAG 2018-02-05 09:18:28 (11.0/11.0.7685)

All rights are reserved with regard to this document, even in the event that a patent should be granted or a utility model registered. The document must be treated confidentially. Without our written consent, neither the document itself, nor copies thereof or any other renderings of the complete contents or extracts thereof may be made available to third parties or put to improper use by the recipient in any other way. The document has been prepared on the basis of your requirements as set forth above and our own assumptions. Our dealer takes no account of these risks which were agreed to on the basis of your requirements as made available to us.

The document has been prepared solely in connection with the purchase of our products. The results shown in the document have been worked out carefully and in accordance with the date of the art, but do not constitute an express or implied warranty as to quality or durability in the legal sense. You are not dependent thereby from checking the suitability of the products. We shall be liable for the dealer provided as the dealer only in the event of willful fault or negligence. If the document is part of a supply agreement, the liability provisions agreed there shall apply.



Supports	Load case	F_al  kN	F_rl  kN	F_al/F_r phi_r	M_res  kNm	
F-622929.TR1-WPOS (gs)	T_nom_IEC2A_(100 %)	89.46	129.53	0.69	162	3.716
	T_extr_IEC2A	226.56	321.17	0.71	162	9.009
	T_extr_IEC3A	227.62	322.65	0.71	162	9.049
	T_rev_IEC2A	87.22	296.55	0.29	28	11.043
	T_rev_IEC3A	87.65	297.96	0.29	28	11.093
	T_maxLDD_IEC2A	180.81	257.29	0.70	162	7.265
	T_maxLDD_IEC3A	181.67	258.49	0.70	162	7.298
	max speed_IEC2A	0.93	1.40	0.67	180	0.064
	T_equ_IEC2A_(82.8 %)	30.58	106.22	0.29	152	4.122
	T_equ_IEC2A_(85.0 %)	31.44	109.15	0.29	152	4.231
	T_equ_IEC3A_(80.8 %)	29.97	104.15	0.29	151	4.046
	T_equ_IEC3A_(83.1 %)	30.86	107.18	0.29	152	4.158
	T_nom_IEC2A_(100 %)	37.33	129.11	0.29	152	4.969
	T_extr_IEC2A	96.24	327.94	0.29	152	12.140
T_extr_IEC3A	96.69	329.48	0.29	152	12.195	
T_rev_IEC2A	204.50	291.13	0.70	18	8.227	
T_rev_IEC3A	205.48	292.49	0.70	18	8.264	
T_maxLDD_IEC2A	76.56	261.63	0.29	152	9.776	
T_maxLDD_IEC3A	76.93	262.88	0.29	152	9.821	
max speed_IEC2A	0.93	3.40	0.28	0	0.145	

Table Explanations:  
 Supports: Designation  
 Load case: Designation  
 |F\_al|: Resulting axial load (absolute value)  
 |F\_rl|: Resulting radial load (absolute value)  
 F\_al/F\_r: Load ratio  
 phi\_r: Angle between y axis and resulting radial force  
 |M\_res|: Resulting tilting moment (absolute value)

**3.3.7. Displacements per load case**

Bearing	Load case	DelVx mm	DelVy mm	DelVz mm	Phiy mrad	Phiz mrad
F-622917.TR1-WPOS (rs)	T_equ_IEC2A_(82.8 %)	-0.1822	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
	T_equ_IEC2A_(85.0 %)	-0.1822	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
	T_equ_IEC3A_(80.8 %)	-0.1822	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
	T_equ_IEC3A_(83.1 %)	-0.1822	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
T_nom_IEC2A_(100 %)	-0.1822	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	

Schaeffler Technologies AG & Co. KG

Tina Rippstein, W/SWE-WAG

2018-02-05 09:18:28 (11.0/11.0.7685)

The document has been prepared solely in connection with the purchase of our products. The results shown in the document have been worked out carefully and in accordance with the state of the art, but do not constitute an express or implied warranty as to quality or durability in the legal sense. You are not dispersed thereby from checking the suitability of the products. We shall be liable for the details provided in the document only in the event of willful intent or negligence. If the document is part of a supply agreement, the liability provisions agreed there shall apply.

All rights are reserved with regard to this document, even in the event that a patent should be granted or your requirements so made available to us.

Other way: The document has been prepared on the basis of your requirements as set forth above and our own assumptions. Our details take into account those risks which were apparent to us on the basis of your requirements so made available to us.

## Liite 5. DOCM105880\_A (Lonnakko 2018)



STATIC STRENGTH  
FEM - ANALYSIS  
HOUSING  
*DOCM105880*  
*REVISION A*

RAINE LONNAKKO

## CONTENTS

1. Introduction	2
1.1. Revision A	2
2. Analysis Model	2
2.1. Geometry	2
2.2. FE-Model	2
2.3. Boundaries and Loads	2
3. Material Characteristics	5
4. Design Load Cases	6
5. Results	6
5.1. Maximum Stress Hypothesis	6
5.2. The Maximum Stresses	6
6. Conclusions	9
References	11
List of Tables	12
List of Figures	12

## 1. INTRODUCTION

This report contains the stresses and respective factors of safety for the *Movantas Helical stage housing* concerning the static extreme load cases listed in the Excel-document *V-3.20-TS.GT.04-A-B.4.0MI31 extern.xlsx* [8] IEC2A and *V-3.20-TS.GT.03-A-C.3.6M140 extern.xlsx* [9] IEC3A. The analysis has been done in order to evaluate the feasibility of the structure against these extreme load cases.

The gearbox platform has two planetary and one helical stages. The wind turbine drivetrain is supported by one main bearing and therefore the gear unit carries also bending moment loads from the turbine rotor. For the analysis of the housing only the torque loads from the rotor are assumed to influence the structure.

**1.1. Revision A.** Changes in revision A includes helical housing frame and cover and also hss bearing cover drawing number updates.

## 2. ANALYSIS MODEL

**2.1. Geometry.** The solid geometry has been constructed using CATIA V5R21. The geometry is based on 3D -models as referenced by the drawing numbers. The parts, drawing numbers and materials are listed in table [1]. The geometry of the model is shown in the picture [1].

TABLE 1. Parts and materials

Part name	Drawing number	Material
2nd stage ring wheel	GDRM102773	18CrNiMo7-6
Helical stage housing	GDRM103759	EN-GJS-400-18U-LT
Helical stage housing cover	GDRM103760	EN-GJS-400-18U-LT
Hollow shaft bearing cover	GDRM102831	EN-GJL-250
HSS bearing cover	GDRM104011	EN-GJL-250
Hollow shaft front bearing	ITMM200871	Structural Steel
Hollow shaft rear bearing	ITMM200809	Structural Steel
HSS front bearing	ITMM200813	Structural Steel
HSS rear bearing	ITMM200813	Structural Steel

**2.2. FE-Model.** The FEM -model has been analyzed and post-processed in ANSYS R17.1 -software. The finite element model mesh includes 716900 nodes and 417942 elements. The mesh density and element quality are set higher on highly stressed areas and on frictional contact surfaces. The mesh consists of quadratic tetrahedrons, hexahedrons, wedge and pyramid elements as well as quadratic contact elements. The finite element mesh is shown in figures [2] and [3]. All contacts are bonded.

**2.3. Boundaries and Loads.** The model is supported from the 2nd stage ring wheel front end by remote displacement constraint to all degrees of freedom.

Analysis loads are applied in two separate time steps. In the first step the gravity is applied. In the second step the bearing forces of the hollow and high speed shaft bearings are applied. The bearing loads are taken from bearing analysis results and are also listed

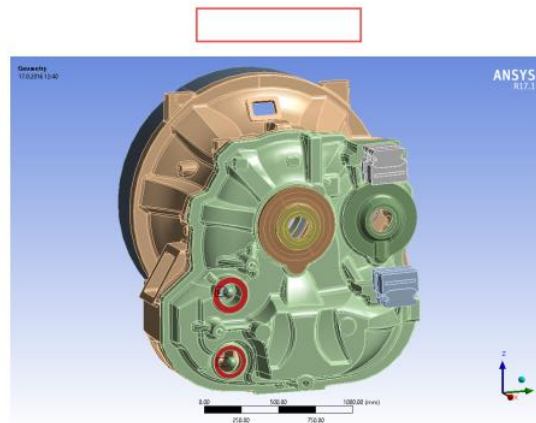


FIGURE 1. Model geometry.

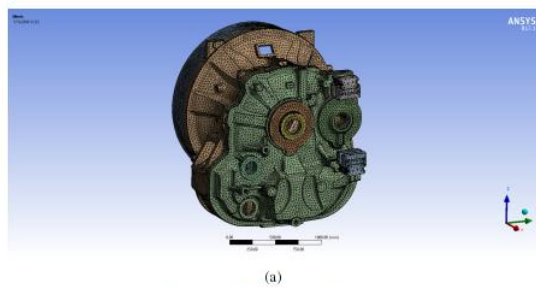


FIGURE 2. FE-model mesh

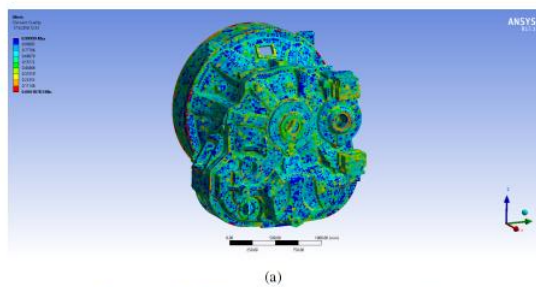


FIGURE 3. FE-model mesh element quality

below. The gravity in  $5^\circ$  angle is active in both steps. The applied boundary conditions and loads are shown in figure 4. A coordinate system has been generated for all bearings

4

RAINE LONNAKKO

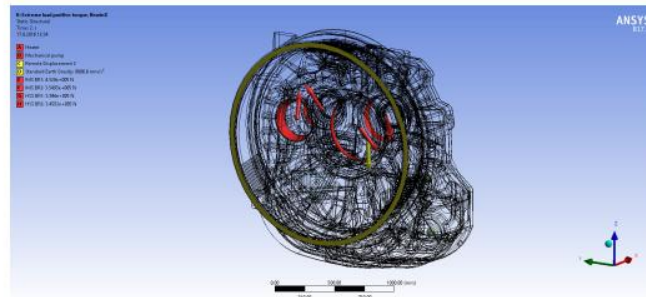


FIGURE 4. Boundary conditions and loads of the model.

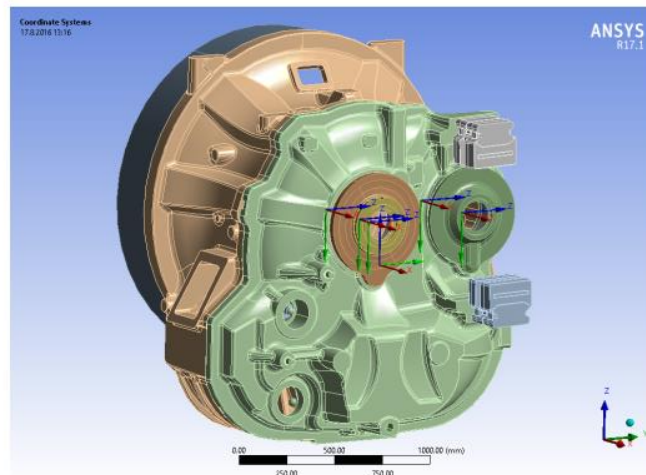


FIGURE 5. Coordinate systems of the FE-model.

in order to unify the bearing load data coordinate system to the FE-model. Coordinate systems are shown in figure 5.

The description of the loadings:

- A:** Point mass of the heater.
- B:** Point mass of the mechanical pump.
- C:** Remote displacement fixing 2nd ring wheel all degrees of freedom.
- D:** Standard earth gravity.
- E:** Hollow shaft front bearing force.
- F:** Hollow shaft rear bearing force.
- G:** High speed shaft front bearing force.
- H:** High speed shaft rear bearing force.



5

### 3. MATERIAL CHARACTERISTICS

For the yield strength of the housing material GJS-400 a wall thickness range of  $60\text{mm} < t \leq 200\text{mm}$  has been used. Material constants are shown in the table 2 and were extracted from International Standards **SFS-EN 1561** [1], **SFS-EN 1563** [2] and **SFS-EN 10083-3** [3]. The compression yield strength have been determined according to FKM-guideline which states that it is approximately  $1.3 \cdot R_e$  for spheroidal cast irons and  $2.5 \cdot R_e$  for grey cast irons ([12] page 69 table 3.2.5). As the partial safety factor  $\gamma_m$  for static strength analysis is 1.1 for metallic materials, it has been included in the stated yield strength data.

Material	$E$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$\nu$	$R_e$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$R_{-e}$ [N/mm <sup>2</sup> ]
GJS-400	169 000	0.275	200	260
GJL-250	110 500	0.26	178.6	446.5
Structural steel	205 000	0.3	—	—

TABLE 2. Materials properties -  $R_e$  is the yield stress for tensile and  $R_{-e}$  is the yield stress for compression.

## 4. DESIGN LOAD CASES

The design load cases considered in this analysis are shown at table 3. The table includes also the bearing forces for each helical stage bearing. The data has been extracted from the turbine drivetrain load documentation [8] and [9]. The loads include extreme load cases of maximum and minimum torque loads as only these are considered effective for housing structures. Loads also include the required partial safety factor  $\gamma_F$  as stated in the tables 2 and 3 of the international standard *IEC 61400-1 Wind turbines - Part 1: Design requirements* [10].

TABLE 3. Static load cases considered in the strength analysis

No.	DLC	MxN [kNm]	IMS BR1 [kN]			IMS BR2 [kN]			HSS BR1 [kN]			HSS BR2 [kN]		
			x	y	z	x	y	z	x	y	z	x	y	z
1	MxN max	10165	0.0	310.3	-301.71	200.31	289.29	46.53	233.43	-302.24	99.37	-102.51	-295.36	155.81
2	MxN min	-9149	0.0	-291.88	21.28	-180.29	-247.79	-250.97	90.89	263.95	138.68	-208.72	277.71	91.00

## 5. RESULTS

**5.1. Maximum Stress Hypothesis.** In this analysis the *Maximum stress hypothesis* is used in the *Factor of the safety* -form. The factor of safety  $n$  is determined as

$$n = \min \left\{ \frac{R_e}{\|\sigma_I\|}, \frac{R_c}{\|\sigma_{III}\|} \right\}$$

where  $\sigma_I$  and  $\sigma_{III}$  are the maximum and minimum principal stresses. The stresses are over the yield state if  $n < 1$

**5.2. The Maximum Stresses.** The results for housing structures are shown in the table 4.

No.	Load case	$\sigma_I$	$\sigma_{III}$	$n_+$	$n_-$	$n$
1	MxN-defined max	76.3	-48.3	2.61	5.38	2.61
2	MxN-defined min	97.5	-89.6	2.05	2.90	2.05

TABLE 4. The stress results and safety factors of the housing. The  $n_+$  means the safety of the tensile stresses,  $n_-$  means the safety of the compression stresses. The  $n$  is the minimum of these two.

The highest maximum principal stress of the housing is 97.5 MPa and the respective safety factor of the structure is 2.05. The maximum stress occurs in load case *MxN-defined min* and is located on the housing cover stiffener rib fillet. The maximum principal stress of the structure is shown in figures 6-8. The lowest minimum principal stress of the structure



7

is -89.6 MPa and the respective safety factor is 2.90. The minimum principal stresses can be seen in figures 9-11.

The displacements of the model is shown in figure 12.

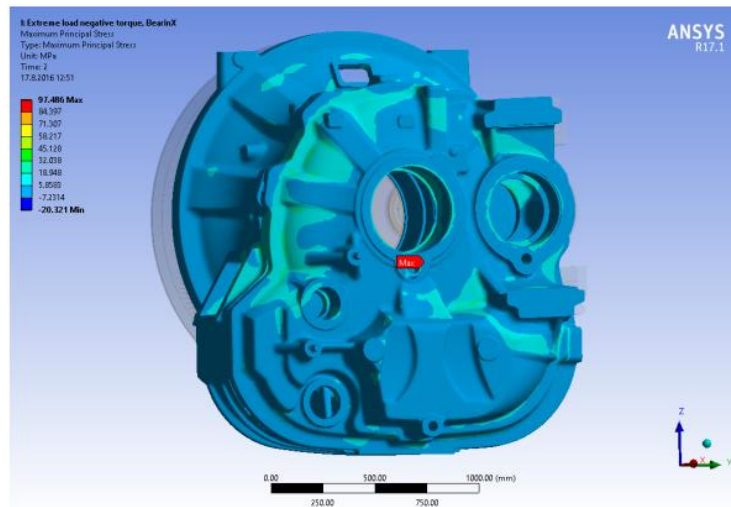


FIGURE 6. Maximum principal stress 97.5 MPa. Load case *MxN-defined\_min*.

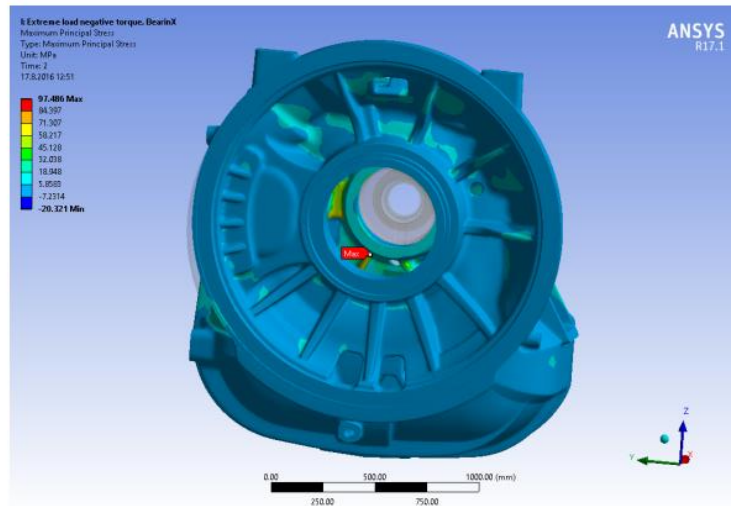


FIGURE 7. Maximum principal stress 97.5 MPa. Load case *MxN-defined\_min*.

8

RAINE LONNAKKO

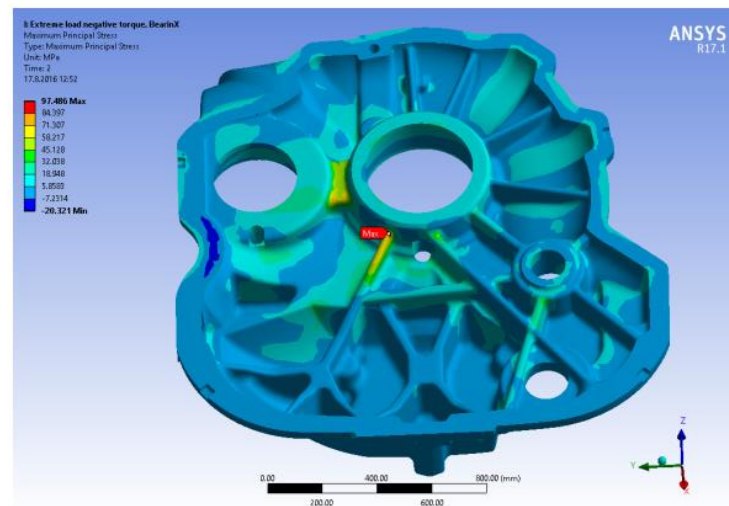


FIGURE 8. Maximum principal stress 97.5 MPa. Load case *MxN-defined\_min*.

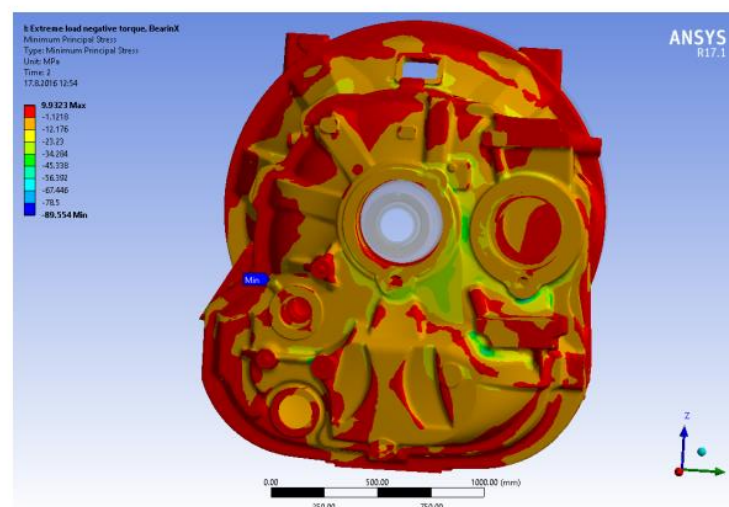


FIGURE 9. Minimum principal stress -89.6 MPa. Load case *MxN-defined\_min*.

To ensure adequate results and mesh quality the difference between averaged and un-averaged stress results should not exceed 5%. The unaveraged 1st principal stress results of the maximum extreme load case are shown in the picture 13. The difference between the unaveraged and averaged results is on acceptable level.

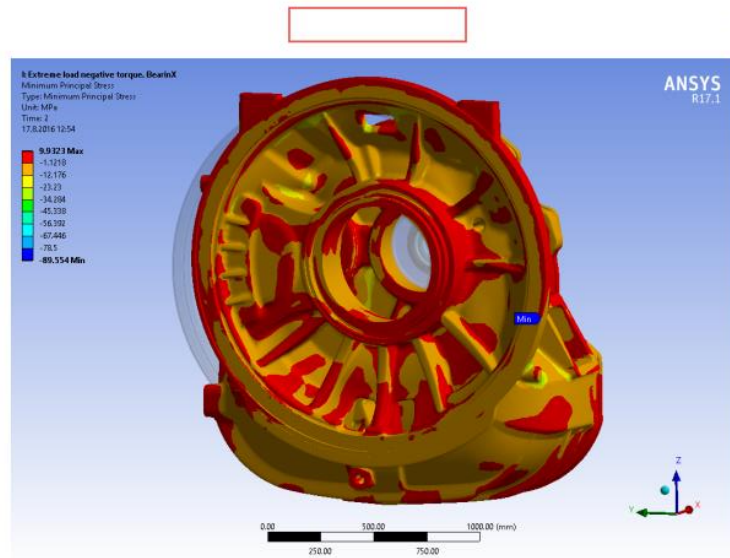


FIGURE 10. Minimum principal stress -89.6 MPa. Load case  $MxN$ -defined\_min.

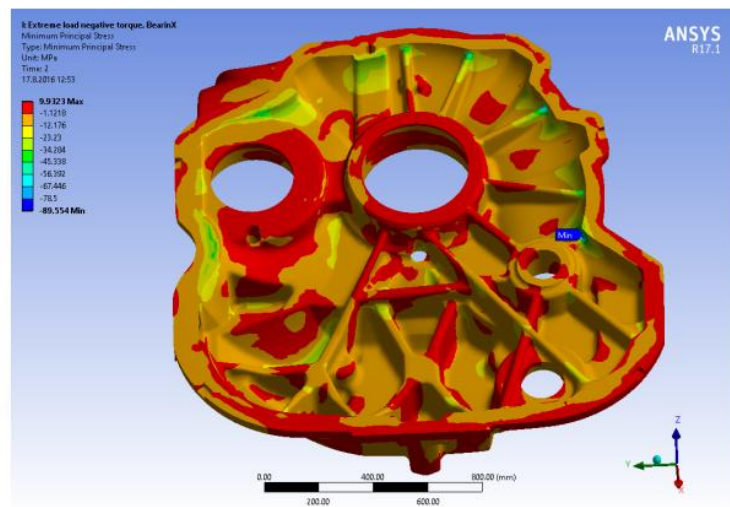


FIGURE 11. Minimum principal stress -89.6 MPa. Load case  $MxN$ -defined\_min.

## 6. CONCLUSIONS

10

RAINE LONNAKKO

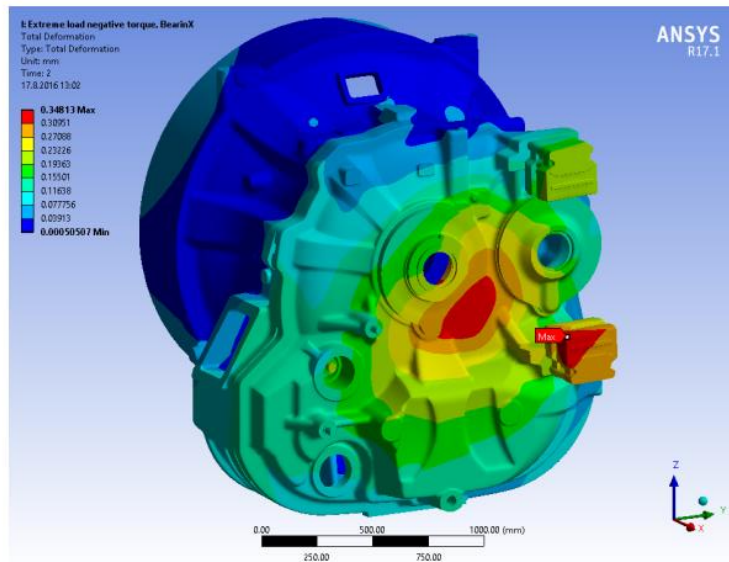


FIGURE 12. Deformation of the model. Load case  $MxN$ -defined\_min.

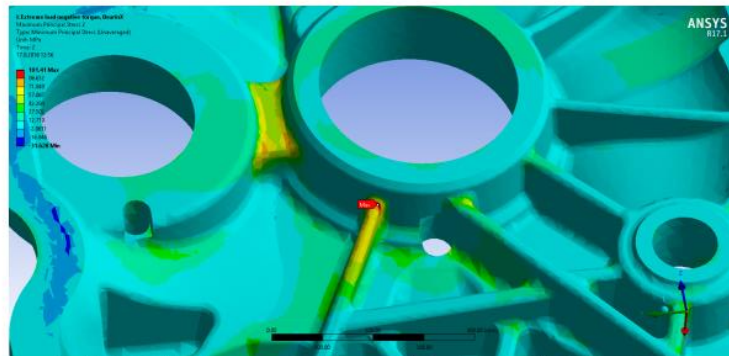


FIGURE 13. Unaveraged maximum principal stress 101.4 MPa. Load case  $MxN$ -defined\_min.

The static strength analysis of the *Moventas*  *Helical stage housing* has been performed against the extreme loads given in load specification. The minimum safety factor of the housing is 2.05 including all the required partial safety factors determined in the guidelines [4] and [11]. Therefore the structure is acceptable in the sense of static firmness.



11

## REFERENCES

- [1] SFS-EN 1561, Founding. Grey cast iron, Finnish Standards Association, 1998
- [2] SFS-EN 1563 + A1 + A2, Founding. Spheroidal graphite cast irons, Finnish Standards Association, 2005
- [3] SFS-EN 10083-3, Steels for quenching and tempering. Part 3: Technical delivery conditions for alloy steels, Finnish Standards Association, 2006
- [4] Guideline for the Certification of Wind Turbines, Germanischer Lloyd WindEnergie GmbH Germany, Edition 2010
- [5] Gearbox Specification, V-0.0-TS.GT.01-A-C - Design Rules Gearbox.pdf, 2015
- [6] Gearbox Specification, V-3.20-TS.GT.04-A-B -Spezifikation Lasten 4.0M131.pdf, 2016
- [7] Gearbox Specification, V-3.20-TS.GT.03-A-C -Spezifikation Lasten 3.6M140.pdf, 2016
- [8] V-3.20-TS.GT.04-A-B-4.0M131\_extern.xlsx, 
- [9] V-3.20-TS.GT.03-A-C-3.6M140\_extern.xlsx 
- [10] 61400-1 Wind turbines - Part 1: Design requirements, International Electrotechnical Commission, 3rd edition
- [11] 61400-4 Wind turbines - Part 4: Design requirements for wind turbine gearboxes, International Electrotechnical Commission, 1st edition
- [12] FKM Guideline: Analytical Strength Assessment of Components, 6th edition, VDMA Verlag GmbH, 2012
- [13] MATERIAL SPECIFICATION FOR SPHEROIDAL GRAPHITE CAST IRON CASTINGS, WG WGS C Q PUR 018, version 6.0

## LIST OF TABLES

1	Parts and materials	2
2	Materials properties - $R_{e,t}$ is the yield stress for tensile and $R_{e,c}$ is the yield stress for compression.	5
3	Static load cases considered in the strength analysis	6
4	The stress results and safety factors of the housing. The $n_+$ means the safety of the tensile stresses, $n_-$ means the safety of the compression stresses. The $n$ is the minimum of these two.	6

## LIST OF FIGURES

1	Model geometry.	3
2	FE-model mesh	3
3	FE-model mesh element quality	3
4	Boundary conditions and loads of the model.	4
5	Coordinate systems of the FE-model.	4
6	Maximum principal stress 97.5 MPa. Load case <i>MxN-defined_min.</i>	7
7	Maximum principal stress 97.5 MPa. Load case <i>MxN-defined_min.</i>	7
8	Maximum principal stress 97.5 MPa. Load case <i>MxN-defined_min.</i>	8
9	Minimum principal stress -89.6 MPa. Load case <i>MxN-defined_min.</i>	8
10	Minimum principal stress -89.6 MPa. Load case <i>MxN-defined_min.</i>	9
11	Minimum principal stress -89.6 MPa. Load case <i>MxN-defined_min.</i>	9
12	Deformation of the model. Load case <i>MxN-defined_min.</i>	10
13	Unaveraged maximum principal stress 101.4 MPa. Load case <i>MxN-defined_min.</i>	10

E-mail address: [raine.lonnakko@moventas.com](mailto:raine.lonnakko@moventas.com)

MOVENTAS OY, ETELÄPORTINTIE 91, P.O. BOX 158, FI-40530 JYVÄSKYLÄ, FINLAND