

Juho Kurtti

TUULITURBIINIVAIHTEEN VÄSYMIS- LASKENTA KONSEPTIVAIHEESSA

Tekniikan ja luonnontieteiden tiedekunta
Diplomityö
Tammikuu 2019

TIIVISTELMÄ

Juho Kurtti: Tuuliturbiinivaihteen väsymislaskenta konseptivaiheessa
Diplomityö
Tampereen yliopisto
Konetekniikan tutkinto-ohjelma
Tammikuu 2019

Tuuliturbiinivaihteen väsymislaskenta on tuulikuormituksen satunnaisuuden vuoksi suuria epävarmuuksia sisältävää. Epävarmuutta yritetään hallita suurilla tietomäärillä laskentamalleissa ja kuormitustiedoissa, mikä kasvattaa laskenta-aikaa. Väsymislaskennan nopeus erityisesti konseptivaiheessa on tärkeää useampien iterointikierrosten mahdollistamiseksi. Tässä työssä tutkitaan tuuliturbiinivaihteen väsymislaskentaa erityisesti nopeuden näkökulmasta. Työssä tutkitaan esimerkiksi tapauksena tuuliturbiinivaihteen ensimmäisen planeetta- ja planeetankantajan.

Tässä työssä tutkitaan kahta erillistä menetelmää väsymislaskennan nopeuttamiseksi. Toinen perustuu FEM-mallin solmujen karsintaan ja toinen kuormitusten karsintaan. Kuormitusten karsinnan tarkastelun vuoksi työssä on tutkittu myös millä tavalla kuormitustapaukset muodostetaan tuuliturbiineille ohjaavien standardien mukaisesti.

Työn taustaksi on tutkittu väsymislaskennan teoriaa erityisesti tuuliturbiineihin liittyen. Tuuliturbiinien väsymislaskentaa ohjataan kansainvälisillä standardeilla ja luokituslaitosten muodostamilla ohjeilla.

Työn tulosten perusteella väsymislaskennan nopeuttaminen on mahdollista. Nopeuttamisen ohella on tunnettava tietojen karsinnan tuottama epävarmuus, johon tämä työ antaa tietoa erityisesti planeetankantajaa tarkastellessa.

Avainsanat: tuuliturbiinivaihte, väsymislaskenta, suunnittelukuormitustapaus, austemperoitu pallografiittivalurauta, planeetankantaja

Tämän julkaisun alkuperäisyys on tarkastettu Turnitin OriginalityCheck –ohjelmalla.

ABSTRACT

Juho Kurtti: Fatigue Analysis of the Wind Turbine Gearbox in the Conceptual Design
Master's thesis
Tampere University
Mechanical Engineering
January 2019

The fatigue analysis of the wind turbine gearbox contains large uncertainties coming from uncertainties of the simulated wind loads. To reduce those uncertainties is used large computational models and amount of the loading data, which lengthens analysis time. The efficiency of the analysis is important especially in the conceptual design because it allows more iteration loops. In this thesis is fatigue analysis of the wind turbine gearbox studied from the perspective of the efficiency. In thesis is used the planet wheel carrier of the first stage of the gearbox as a component for the case study.

In thesis is studied two different methods for making analysis more efficient. The first one is based on the reducing nodes of the finite element model and second on the reducing of the used load history time-series. For the load history reducing studies has standards concerning of the design load cases for wind turbines studied in thesis.

Literature study is done to research theoretical background of the fatigue analysis concerning wind turbines. The fatigue analysis of the wind turbines needs to do using standards and guidelines of the classification societies.

Based on the results of thesis the making analysis more efficient is possible using studied methods. It is also important to know uncertainties of methods and this thesis gives some basis about that especially concerning the planet wheel carrier.

Keywords: wind turbine gearbox, fatigue analysis, design load case, austempered ductile iron, planet carrier

The originality of this thesis has been checked using the Turnitin OriginalityCheck service.

ALKUSANAT

Tämä työ on tehty tuuliturbiinivaihteita valmistavan Moventas Gears Oy:n toimeksiantosta. Yrityksen puolesta työn ohjaajina toimineita Teemu Kukkola ja Jukka Mäkistä kiitän tuesta ja ohjeistuksesta. Tampereen yliopiston puolelta ohjaajana on toiminut Associate Professor Sami Pajunen, jota kiitän neuvoa-antavista kommentteista.

Työ on tarjonnut haasteita ja mahdollisuuden uuden oppimiseen. Kiitän kaikkia työhön myötävaikuttaneita tuestanne.

Jyväskylässä, 18.1.2019

Juho Kurtti

SISÄLLYSLUETTELO

1.	JOHDANTO	1
2.	VÄSYMINEN.....	3
2.1	Väsymislaskenta tuuliturbiineille.....	3
2.2	Väsymislaskentamenetelmän kehittäminen	5
3.	KUORMITUKSET	7
3.1	Suunnittelukuormitustapaukset	8
3.2	Tuuliolosuhteet.....	9
4.	VÄSYMISLASKENTA.....	11
4.1	Väsytyksokeet	12
4.2	Moniaksaalinen jännitystila	12
4.3	Sykljen laskenta.....	13
4.4	Keskijännityksen vaikutus.....	15
4.5	Pinnanlaadun ja valun laadun vaikutus	16
4.6	Kappaleen koko.....	17
4.7	Jännitysgradientti	17
4.8	Varmuuskertoimet.....	19
4.9	Synteettinen SN -käyrä.....	19
4.10	Vauriokertymä.....	22
5.	PLANEETANKANTAAN VÄSYMISLASKENTA.....	24
5.1	ADI -materiaali	25
5.2	Femfatin väsymislaskentamenetelmät.....	25
5.3	Kuormitusten aikasarjat.....	26
5.4	Yksikkökuormien laskenta.....	27
5.5	Solmujen karsinta.....	29
5.6	Kuormitusten karsinta	31
5.7	Sykljen laskenta.....	32
5.8	S-N -käyrän muodostus	32
6.	TULOKSET	35
6.1	Solmujen karsinnan tulokset	35
6.2	Kuormitusten karsinnan tulokset.....	41
6.2.1	Yhdistetyt kuormitustapaukset.....	41
6.2.2	Turbulenssin vaikutus vaurioon	45
6.2.3	Kuormitustapausten karsinta.....	46
6.2.4	Eryistapaukset	49
6.2.5	Koko sarjan laskenta	51
6.2.6	Vääntömomentin amplitudi kuormitusten karsinnassa	52
6.2.7	Laskennan nopeutumisen arviointi	55
6.3	Luotettavuus	56
6.4	Kehitysehdotukset	57

7. YHTEENVETO	59
LÄHTEET.....	61

LYHENTEET JA MERKINNÄT

ADI	austemperoitu pallografiittivalurauta
DLC	Design Load Case, suunnittelukuormitustapaus tuuliturbiineille
EN-GJS-700-2U	pallografiittivalurauta, jonka ominaisuudet on määritelty standardissa SFS-EN 1563
FEM	Finite Element Method, elementtimenetelmä
GL	Germanischer Lloyd -luokituslaitos. nyk. osana norjalaista DNV:tä nimellä DNV GL.
IEC 61400	Tuuliturbiinien suunnittelua ohjaava standardikokoelma
NTM	Normal Turbulence Model, IEC 61400 -standardissa määritelty turbulenssimalli
$a_{R,\sigma}$	materiaaliryhmästä riippuva vakio pinnanlaatua laskettaessa FKM:n mukaan
b	materiaalikoessaihan halkaisija
C	Weibull-jakauman skaalausparametri
F_0	pinnanlaadun kerroin GL:n menetelmässä
$f_{SR,af}$	pinnanlaadun kerroin FKM:n menetelmässä
k	Weibull -jakauman muotoparametri
M	keskijännitysherkkyys
m_1	SN -käyrän kaltevuusekspONENTTI
m_2	SN -käyrän polvipisteen jälkeisen osan kaltevuusekspONENTTI
n	jännitysgradientista aiheutuva tukivaikutuskerroin
n_k	kuormituskertojen lukumäärä tietyllä jännitustasolla
N_k	kestoluku tietylle jännitustasolle
P_R	Rayleigh -jakauman tiheysfunktio
P_W	Weibull -jakauman tiheysfunktio
R	jännityssuhde
R_z	pinnankarheuden arvo
$R_{z,C}$	pinnankarheuden keskiarvo
$R_{z,M}$	materiaalikokeen pinnankarheuden keskiarvo
S_t	kappaleen kokovaikutuksen kerroin
T_i	turbulenssin intensiteetti
t	kappaleen paksuus
U_s	keskituulennopeus
V_{ave}	vuosittainen keskituulennopeus navan korkeudella
V_{hub}	tuulennopeus turbiinin navan korkeudella
v	materiaaliparametri jännitysgradientin tukivaikutukselle
α	parametri muokatussa Minerin menetelmässä
β	parametri muokatussa Minerin menetelmässä
Γ	gammafunktio
γ_m	materiaalin varmuuskerroin
γ_n	vaurion seurausten vakavuudesta johtuva varmuuskerroin

σ_1	tuulen keskinopeuden vaihtelun keskihajonta
σ_m	keskijännitys
σ_a	jännitysamplitudi
σ_b	murtolujuus vedolle
σ_{max}	maksimijännitys
σ_{min}	minimijännitys
σ_p	tykytyslujuus
σ_{UTS}	materiaalin vetolujuus
$\sigma_{UTS,sf,min}$	materiaaliryhmän pienin vetolujuus
χ	jännitysgradientti
χ'	suhteellinen jännitysgradientti
χ_{max}	jännitysgradientin maksimiarvo

1. JOHDANTO

Tämän työn tavoitteena on tuuliturbiinivaihteen konseptivaiheen väsymislaskennan nopeuttaminen. Työssä tarkastellaan valettujen osien elementtimenetelmään perustuvaa väsymislaskentaa. Väsymislaskenta on keskeinen osa tuuliturbiinivaihteen suunnittelua, johtuen vaihteeseen kohdistuvista suurista kuormitusten vaihteluista. Tavoitteen saavuttamiseksi toteutetaan väsymislaskenta käyttäen tällä hetkellä käytössä olevaa menetelmää sekä kehitettyä nopeutettua menetelmää käyttäen tarkastellen näiden välisiä eroja. Työssä etsitään parannusehdotuksia menetelmään tutkimalla aiheesta julkaistua tutkimuskirjallisuutta.

Nopeutettu menetelmä perustuu väsymislaskennassa käytettävien kuormitustapausten karsintaan sekä laskentamallin tehostamiseen karsimalla väsymislaskennassa käytettävien solmujen määrää. Käytettävänä ohjelmistoina ovat elementtimenetelmän osalta Ansys ja väsymislaskennan osalta Femfat.

Väsymislaskennan perusteet lineaariseen vaurion kasvuun ja laskennallisesti muodostettuun SN-käyrään perustuen ovat yleisesti tunnetut ja teollisuudessa paljon käytetyt. Mo- niaksiaalisten jännitystilojen laskennassa käytetään useampia menetelmiä, eikä täysin va- kiintuneita ole, vaikka osa onkin suositumpia. Väsymislaskennan perusteista löytyy pal- jon kirjallisuutta, joista tässä vain pari esimerkkiä (Pook 2007, Bannantine et al. 1990).

Kuormitustapausten vähentämistä tuuliturbiinien tukirakenteisiin on tarkasteltu aiem- missä tutkimuksissa (Häfele et al. 2018). Kuitenkaan tutkimusta kuormitusten karsinnasta nimenomaan tuuliturbiinivaihteen väsymislaskennassa ei löydy. Myös tuuliturbiinivaih- teen planeetankantajan väsymistarkasteluun tämä työ tarjoaa uutta tietoa. Tehokas las- kentamalli on tärkeä asia suunnittelutyössä, minkä osalta tämän työn mukainen mene- telmä laskettavien solmujen vähentämiseen on uudenlainen lähestymistapa verrattuna vä- symislaskentaohjelmissa käytettäviin.

Femfatissa solmujen karsinta voidaan toteuttaa karsimalla solmuja jännitysten perus- teella, mutta tässä työssä tarkastellaan mahdollisuutta karsia solmut jo ennen mallin tuo- mista Femfatiin. Syynä tälle on, että Femfatissa jännitys-aikasarjojen ja yksikkökuorma- tapauksista saatujen jännitystiedostojen muuntaminen Femfatin omaan muotoon muodos- taa merkittävän osan laskennan kestosta.

Tieteellisen uutuusarvon työssä muodostavat kuormitustapausten vähentämisen vaikutus tuuliturbiinivaihteen väsymislaskennassa ja solmujen karsimisen vaikutus. Työn ensisi- jainen tutkittava asia on millä tavoin väsymislaskennan prosessia voidaan nopeuttaa ja

kuinka paljon. Kokeellisen osuuden tavoitteena on tutkia uuden menetelmän nopeuden eroa käytössä olevaan menetelmään sekä tutkia menetelmän tarkkuutta suhteessa käytettävään. Työssä on kuvattu väsymiseen ja väsymislaskentaan liittyvät taustateoriat kirjallisuuden perusteella. Työssä on myös tarkasteltu tällä hetkellä käytössä olevaa väsymislaskentamenetelmää tuuliturbiinivaihteissa sekä mahdollisia kehityskohteita laskentaan. Eri suunnittelukuormitustapausten vaikutus väsymisvaurion suuruuteen on keskeinen osa tutkimusta.

Työ muodostuu seitsemästä luvusta. Luku 1 on johdanto työhön. Luvuissa 2-4 esitetään kirjallisuuskatsaus väsymisteoriaan, tuuliturbiinien väsymislaskennan suorittamiseen sekä tuuliturbiinien tuulikuormituksen simulointiin. Luvussa 5 esitellään kokeellinen osuus väsymislaskennasta sovellettuna tuuliturbiinivaihteen planeetankantajaan. Luvussa 6 esitellään laskennan tulokset ja tehdään niiden perusteella arvio sekä esitetään kehitysehdotuksia laskennan kehittämiseen. Luku 7 on yhteenveto työn sisällöstä.

2. VÄSYMINEN

Väsyminen ilmiönä on vaihtuvan kuormituksen aiheuttamaa materiaalin heikkenemistä, joka käytännössä ilmenee säröjen kasvamisena materiaalissa. Väsymisilmiön kokeellisen tutkimuksen aloittajana pidetään saksalaista August Wöhleriä, joka teki tutkimuksiaan vuosina 1852-1869 (Outinen, Salmi 2004, s. 367). Kokeidensa perusteella hän havaitsi kaksi tärkeää ilmiötä: 1. murtuminen on riippuvainen kuormituskertojen lukumäärästä, mutta ei ajasta ja 2. jännityksen pysyessä tietyn rajan alapuolella kestävät rautametallit äärettömän monta kuormituskertaa.

Väsymismurtuma tapahtuu särön kasvuna. Yleensä särön kasvu alkaa kappaleen pinnassa olevasta virheestä, minkä vuoksi kappaleen pinnanlaadulla on huomattava vaikutus väsymiskestävyyteen. Vastaavan pituisen särön kasvaminen kappaleen sisällä vaatii huomattavasti suurempaa jännitystä, mikä on yksi syy väsymismurtuman alttiuteen alkaa kappaleen pinnasta. Väsymismurtuma voidaan jakaa kolmeen vaiheeseen: säröjen syntyyn eli ydintymiseen, säröjen kasvuun ja yhdentymiseen ja viimeisenä seuraavaan äkilliseen murtumiseen (Outinen, Salmi 2004).

Väsymisilmiön tutkimus voidaan jakaa kahteen pääsuuntaan, joista toinen keskittyy materiaalissa tapahtuviin ilmiöihin ja kuuluu ensisijaisesti materiaaliopin alaan, eikä siten kuulu niinkään tämän työn aihepiiriin (Pook 2007, Outinen, Salmi 2004). Toinen suuntaus tutkii materiaalin mekaanisia vasteita annetuilla kuormitusehdoilla, kuten murtumaan vaadittujen kuormituskertojen määrää, ja on tämän työn keskeinen osa.

Metallien väsymisessä voidaan erotella kaksi toisistaan selkeästi poikkeavaa mekanismia, suurten, makroskooppisten plastisten muodonmuutosten aiheuttama *myötöväsyminen* (*low-cycle fatigue, lcf*) sekä varsinainen, ainoastaan mikroskooppisia plastisia muodonmuutoksia käsittävä *väsyminen* (*high-cycle fatigue, hcf*). Tämän työn aihepiirissä ainoastaan jälkimmäinen on merkittävä, minkä vuoksi myötöväsymistä ei käsitellä tarkemmin. Murtumaan johtavien kuormituskertojen raja näiden välillä ei ole tarkka, mutta on yleensä 10^4 ja 10^5 väliltä (Bannantine et al. 1990).

2.1 Väsymislaskenta tuuliturbiineille

Väsymislaskenta tuuliturbiineille suoritetaan luokituslaitoksen hyväksymillä tavoilla. Luokitukset perustuvat kansainväliseen tuuliturbiinien suunnittelua ohjaavaan standardikokoelmaan IEC 61400, jossa vaihdesuunnittelun kannalta tärkeimmät ovat 61400-1 (2005) ja 61400-4 (2012), tai saksalaisen luokituslaitoksen Germanischer Lloydin (GL, nyk. osana norjalaista DNV:tä nimellä DNV GL) ohjeeseen (*GL 2010. Guideline for the Certification of Wind Turbines*. 2010). Luokituksesta poikkeavat laskentatavat on hyväk-

syttävä luokituslaitoksessa. GL:n ohjeen mukaan lujuustarkastelut on suoritettava pääasiallisesti laskennallisesti, mutta väsymislaskennassa komponenttien testaus käyttöolosuhteita simuloivassa ympäristössä on myös sallittu luokitusmenetelmä (GL 2010. *Guideline for the Certification of Wind Turbines*. 2010).

Väsymislaskennan prosessi tuuliturbiinivaihteelle voidaan jakaa kahteen vaiheeseen. Laskettavasta kappaleesta ratkaistaan elementtimenetelmää hyödyntävän laskentaohjelman avulla yksittäisistä kuormakomponenteista aiheutuvat jännitykset. Erillisiä kuormituskomponentteja ovat esimerkiksi turbiinin pääakselin vääntö- ja taivutusmomentit, joille ratkaistaan sekä positiivisen että negatiivisen kuormasuunnan aiheuttamat jännitystilat. Näin saatujen yksikkökuormatapausten jännityksiä skaalataan kyseiseen tapaukseen liittyvän kuormituksen aikahistorian perusteella, minkä jälkeen lasketaan yhteen eri kuormitustapauksista aiheutuvat jännitykset. Tulokseksi saadaan jännitystila kussakin mallin solmussa ajan funktiona. Tämän jälkeen muodostetaan jännitysspektri erityisellä jännityksenvaihtojen laskentamenetelmällä, jossa määritetään kullakin jännitystasolla tapahtuvien kuormituskenvaihtojen lukumäärät.

Toisekseen on määriteltävä kullekin tarkasteltavalle kappaleelle materiaalin väsymiskestoa kuvaava SN-käyrä, johon voidaan muodostettuja jännityssyklejä verrata. Vertailun tuloksena muodostetaan vauriosumma, joka kuvaa vaurion suuruutta määritetyssä ajassa.

Väsymislaskenta sisältää suuren määrän epävarmuustekijöitä johtuen erityisesti materiaaliarvojen hajonnasta, kuormitusten hajonnasta, mallinnuksen yksinkertaistuksista ja laskentamenetelmien yksinkertaistuksista. Tämän vuoksi ylimääräinen monimutkaisuus voi lisätä laskenta-aikaa huomattavasti tarjoamatta kuitenkaan merkittäviä etuja väsymislajuuden ja kestoajan määrittämisen tarkkuudessa. Keskeinen asia kehitettäessä laskentaa on tutkia epävarmuustekijöitä, joita tällaisessa laskennassa väistämättä on paljon. Kokonaisepävarmuus on seurausta materiaalien, kuormitusten ja laskentaprosessin epävarmuuksista.

Materiaalien epävarmuudet johtuvat siitä, ettei materiaalien käyttäytymistä erilaisissa jännitystilanteissa tunneta riittävän tarkasti, sillä kattavien materiaalitestien suorittaminen on varsin aikaa ja rahaa vievää. Materiaalien epävarmuus näkyy myös tilastollisissa kokertoimissa, sillä mitä suurempaa kappaletta käsitellään sitä todennäköisemmin se sisältää suurempia materiaali- virheitä. Suomen kielellä todennäköisyysteoriaan perustuvaa väsymislaskentaa on käsitelty kattavasti lähteessä (Rabb 2013).

Tuuliturbiinien tapauksessa kuormitusten vaihtelu on seurausta tuulen vaihtelusta. Tämän vuoksi tuulen vaihtelua kuvaavien parametrien on perustuttava todellisten mittausten perusteella muodostettuihin esiintymisjakaumiin. Lisäksi simuloitaessa aikatasossa kuormituksia on otettava huomioon riittävä määrä satunnaistapauksia, jotta suuret vaihtelut erityisesti tuulen turbulenssissa tulee otettua huomioon. Kuitenkin on huomioitava, että ylimääräisten kuormitustapausten simulointi sellaisilla parametrien arvoilla, joilla tiedetään

aiheutuvan vain vähäisiä vaurioita, on laskennan tehokkuuden kannalta turhaa ja vältettävää.

Laskentaprosessissa merkittäviä epävarmuuksia voi syntyä myös itse laskentaprosessista johtuen. Eräs merkittävä tekijä tässä suhteessa on oletus lineaarisesta vauriokertymästä, joka ei ota huomioon erilaisten jännityspiikkien aikajärjestystä. Tämä liittyy myös materiaalitietojen epävarmuuksiin, sillä eri materiaaleilla vaurion riippuvuus jännitysten ajallisesta järjestyksestä on erilainen.

2.2 Väsymislaskentamenetelmän kehittäminen

Työn tavoitteen mukaisen laskentamenetelmän kehittämiseen on tarkasteltu kirjallisuudesta ratkaisuja, joilla laskentaa saataisiin nopeutettua nykyisin käytössä olevasta menetelmästä. Yksi mahdollisuus voisi olla laskennan suorittaminen taajuustasossa, mikä kuitenkin on epätarkempi menetelmä kuin aikatasossa laskenta eikä siihen liittyvät laskentamenetelmät ole kehittyneet teollisuuden käyttöön tällaisissa tapauksissa riittävästi. Myöskin on kyseenalaista sopia laskentatapa ylipäättään tuuliturbiinin vaihteiston kuormitukseen, jotka sisältävät sekä säännöllisiä että epäsäännöllisiä komponentteja. Muita vaihtoehtoja laskennan nopeuttamiseen ovat FEM-mallin yksinkertaistaminen, erilaisten kuormitustapausten vähentäminen, aikasarjojen aika-askeleen pidentäminen ja laskentaprosessin automatisointi, niin ettei kaikkia toimintoja ja tietojen syöttämistä tarvitse suorittaa käsin.

Väsymislaskenta kasvaneesta laskentatehosta huolimatta on aikaa vievä prosessi. Laskentatehon kasvun myötä myöskin mahdollisuus ja vaatimukset laskennan tarkkuuden parantamiseen ovat nousseet. FEM-malleista on voitu tehdä monimutkaisempia ja tarkempia ja epälinearisuuksia on voitu huomioida paremmin. Laskentatehon kasvu näkyy myös siinä, että kuormitusten aikasarjoja on mahdollista simuloida huomattavan suuri määrä, mikä taasen lisää laskenta-aikaa väsymislaskennassa, vaikka parantaakin sen tarkkuutta.

Väsymislaskennan kehittäminen johtuu tarpeesta saada aikasarjojen lisääntyneen määrän aiheuttama kasvanut laskenta-aika lyhyemmäksi. Ymmärrettävästi laskennan tarkkuus ei saisi oleellisesti kärsiä nopeuttamisesta johtuen. Nopea laskenta on oleellista erityisesti konseptivaiheessa, jossa on saatava nopealla aikataululla alustavia tuloksia, jotta prosessi voisi edetä ripeästi ja mahdollistaa erilaisten konseptien tutkimisen.

Tässä työssä väsymislaskennan nopeuttamista tarkastellaan kahden eri tavan avulla. Toinen on FEM-mallin yksinkertaistamiseen perustuva tapa ja toinen taasen kuormitustapausten vähentämiseen perustuva tapa. FEM-mallin yksinkertaistaminen on helppoa tehdä poistamalla mallista solmut, joissa jännitykset jäävät niin pieniksi, ettei merkittävää väsymistä niissä tapahdu. Kuormitustapausten vähentäminen on monimutkaisempi asia,

sillä eri kuormitustapauksista aiheutuvat vauriot eroavat merkittävästi toisistaan ja vaurion määrään vaikuttavia parametreja on useita. Kuitenkin voidaan todeta, että kuormitusten vaihtelu riippuu käytännössä tuulen nopeuden vaihteluista. Tämän vuoksi on syytä tutkia hiukan tarkemmin tuulen vaihtelun mallintamista.

3. KUORMITUKSET

Tuuliturbiineille tulevat kuormitukset ovat riippuvaisia tuulen nopeudesta, jonka vaihtelu voidaan mallintaa sopivia todennäköisyysjakaumia käyttäen. Haluttaessa simuloida näitä kuormituksia on siis otettava huomioon tuulen nopeuden vaihtelun stokastinen luonne. Lisäksi turbiinin käyttöön liittyy normaalin tuotantokäytön lisäksi erikoistilanteita kuten käynnistäminen ja pysäyttäminen. Erilaiset tilanteet erilaisilla tuulenvaihteluilla on simuloitava, jotta turbiinille tulevat kuormitukset saataisiin mahdollisimman kattavasti selvitettyä. Tämän vuoksi erilaisten simuloitujen tapausten määrä voi olla varsin suuri, joka kasvattaa väsymislaskentaan tarvittavaa laskenta-aikaa huomattavasti. Koska kuormitus-tapaukset ovat yksittäisiä ja erillisiä simuloituja aikasarjoja, jotka eivät välttämättä vastaa täysin todellista tilannetta, kehottaa IEC 61400-4 vaihteiden valmistajia yhteistyössä turbiinin ja laakerien valmistajien kanssa suorittamaan aikasarjojen arvioinnin ja jälkikäsitelyyn. Käytettävät osavarmuuskertoimet kuormitusten suhteen väsyttävälle kuormille ovat standardin mukaan 1,0 (*IEC 61400-1*. 2005).

Turbiinin valmistaja simuloi standardissa määriteltyjä suunnittelukuormitustapauksia vastaavat kuormitukset tuuliturbiinirakenteen tärkeimmissä rakenteellisissa tukipisteissä kuten turbiinin lapojen navassa, pääläakerilla, konehuoneen laakerilla ja tornin juuressa. Vaihteen analysoinnissa ulkoiset kuormitukset mallinnetaan usein pääläakerin kohdalle, koska tällöin voidaan olettaa pääläakerin kantavan voimakomponentit ja ainoastaan momenttikomponentit on huomioitava laskennassa.

Tuulen vaihtelusta voidaan erottaa tuulen keskinopeuden jakauma pitkällä aikavälillä sekä tuulen nopeuden vaihtelu lyhyellä aikavälillä, mitä kutsutaan tuulen turbulenssiksi. GL:n ohjeen mukaisesti tuulen vaihtelulle käytetään Rayleigh- tai Weibull -jakaumia, joiden muoto riippuu parametreista, jotka saadaan todellisesta tuulen nopeuden vaihtelun datasta (*GL 2010. Guideline for the Certification of Wind Turbines*. 2010, s. 4-5). Tuulen nopeuden vaihtelulla on merkittävä vaikutus väsymiseen, koska keskituulennopeus vaikuttaa suoraan vaihteelle tulevien kuormien suuruuteen ja suurempi turbulenssi lisää jännitysvaihteluiden määrää.

Kuormitustapausten karsintaa on tutkittu tuuliturbiinin tukirakenteisiin liittyen ainakin merellä olevien turbiinien tapauksessa (Häfele et al. 2018, Zwick, Muskulus 2016). Häfele et al. havaitsivat suurenkin kuormitustapausten vähentämisen olevan mahdollista. Heidän tutkimuksessaan alkuperäisen 2048 kuormitustapausten joukon karsiminen valitsemalla satunnaisotannalla tapauksia mahdollisti vielä 64 tapauksen joukolla vaurioarvon pysymisen suhteellisen tarkkana. Tätä pienemmässä joukossa keskimääräinen yhden kuormitustapausten aiheuttama vaurio alkoi poiketa merkittävästi kaikkien tapauksen keskimääräisestä vauriosta.

3.1 Suunnittelukuormitustapaukset

Laskennassa käytettävät suunnittelukuormitustapaukset jakautuvat äärikuormituksiin ja väsyttäviin kuormituksiin. Äärikuormitukset ovat hetkellisiä piikkejä, joita syntyy erilaisissa ääritilanteissa kuten poikkeuksellisen voimakkaassa tuulessa tai käynnistys- ja pysäytysvaiheissa. Väsyttävät kuormitukset syntyvät pääsääntöisesti tavallisessa tuotantokäytössä, mutta myöskin käynnistys- ja pysäytysvaiheissa.

IEC 61400-1 (2005) mukaisesti eri väsymiskuormitustapauksia on 5, jotka on koottu taulukkoon 3.1. GL:n ohje (2010) esittää lisäksi kolme tapausta, joista kaksi on tuotantokäytössä verkon häviämistä sekä lapoihin muodostuvaa jäätä kuvaavia tapauksia ja kolmas syntyy tapauksen 2.4 jakamisesta kahden eri vikatyypin kuvaukseen.

Taulukko 3.1: Väsyttävien kuormien suunnittelukuormitustapaukset IEC 61400-1 mukaan

DLC (suunnittelukuormitustapaus)	Kuvaus	Tuulen nopeus
1.2	Tuotanto	$V_{in} \leq V_{hub} \leq V_{out}$
2.4	Tuotanto + vika	$V_{in} \leq V_{hub} \leq V_{out}$
3.1	Käynnistys	$V_{in} \leq V_{hub} \leq V_{out}$
4.1	Tavallinen pysäytys	$V_{in} \leq V_{hub} \leq V_{out}$
6.4	Paikallaan oleva	$V_{hub} < 0,7V_{ref}$

Käytetyt merkinnät:

V_{hub} on tuulen nopeus roottorin navan korkeudella

V_{in} on pienin suunniteltu tuulen nopeus tuotantokäytössä navan korkeudella

V_{out} on suurin suunniteltu tuulen nopeus tuotantokäytössä navan korkeudella

Kuormitus-aika -sarjat saadaan turbiinien valmistajalta, joten niiden simulointiin ei tässä työssä tarkemmin tutustuta. Laskennassa on otettava huomioon käytetty koordinaatisto, minkä vuoksi on hyvä noudattaa yhtenäistä tapaa koordinaatiston määrittelyssä. Yksinkertaisin tapaus kuormitustilanteissa on, kun kuormitustilanteessa on pelkkää vääntö-

kuormitusta. Monimutkaisemmaksi tilanne tulee, kun väännön lisäksi kuormitustilanteessa on myöskin taivutusta. Kuormitustilanne on riippuvainen voimansiirtoketjun rakenteesta, eli käytännössä siitä onko turbiinin pääakselilla yksi vai kaksi laakeria.

Keskeinen kysymys liittyen työn tavoitteeseen on selvittää millaisia aikasarjoja valmistajat toimittavat ja voidaanko niitä yhdistellä. Käytettävien aikasarjojen karsiminen voi nopeuttaa laskentaa huomattavasti. Aikasarjojen tutkiminen tilastollisten menetelmien avulla voi olla hyödyllistä.

Eri kuormitustapauksia simuloidessa muodostetaan jokaisesta erillinen aikasarjansa, jonka pituus tyypillisesti on 10 minuuttia. Kun erillisistä aikasarjoista lasketaan vaurioarvot, jäävät eri käyttötilanteiden vaihdoksista aiheutuvat syklit huomioimatta. Sutherlandin mukaan (1999) laskennassa on kuitenkin niin paljon epävarmuuksia, että yleensä nämä muutossyklit voidaan jättää ottamatta huomioon. Arvio perustuu kuitenkin erityisesti Kelley ja Sutherlandin tutkimukseen (1997) koskettaen tuuliturbiinin lapoja, joiden lujuuslaskennan reunaehdot ovat erilaiset verrattuna tuuliturbiinin vaihteistoon. Samoilla reunaehdoillakin simuloitujen aikasarjojen aiheuttamat vauriot voivat vaihdella kahden kertaluvun suuruusluokassa, mikä johtuu suuresti turbulenssin aiheuttamasta satunnaisuudesta kuormituksissa (Sutherland 1999).

Repetto ja Torrielli (2017) tutkivat tuulen vaikutusta valopylvään rakenteisiin. He tarkastelivat väsymisvaurion kehittymistä tilamallin ja vuosittaisen vaihtelun suhteen. Johtopäätöksenä oli, että vuosittainen vaihtelu on tuuliolosuhteissa huomattavan suurta ja pitäisi ottaa huomioon väsymislaskennassa.

3.2 Tuuliolosuhteet

Tuuliolosuhteiden vaihtelu on merkittävä laskentaa vaikeuttava asia, sillä tuulennopeuden vaihtelu on satunnaista. Tuulen vaihtelulle on muodostettava satunnaisuutta oikein kuvaavat todennäköisyysjakaumat. Tuulen keskinopeuden jakaumalle GL -ohjekirjan mukaan käytetään joko Weibull -jakaumalle kaavaa (3.1) tai Rayleigh -jakaumalle kaavaa (3.2)

$$P_W(V_{hub}) = 1 - \exp[-(V_{hub}/C)]^k \quad (3.1)$$

$$P_R(V_{hub}) = 1 - \exp[-\pi(V_{hub}/2V_{ave})^2] \quad (3.2)$$

$$V_{ave} = \begin{cases} C \frac{\sqrt{\pi}}{2}, jos k = 2 \\ C \Gamma(1 + \frac{1}{k}) \end{cases} \quad (3.3)$$

joissa V_{hub} on 10 minuutin keskiarvo tuulennopeudesta roottorin navan korkeudella, V_{ave} on vuosittainen keskituulennopeus navan korkeudella, C on Weibull -jakauman skaalaus-

parametri, k on Weibull -jakauman muotoparametri ja Γ on gammafunktio. Tuuliolosuh-
teiden parametrien jakaumien osalta myös Weibull -jakauman käyttö voidaan asettaa ky-
seenalaiseksi ja pohtia onko se liian yksinkertainen kuvaamaan tuulen vaihtelua (Morgan
et al. 2011).

Tuulen keskinopeuden vaihtelua lyhyellä aikavälillä kuvataan turbulenssimallilla NTM
(*Normal Turbulence Model*), joka kuvaa turbulenssipyrteiden energian kuljetusta. Tuu-
len nopeuden vaihtelu suhteessa tuulen keskinopeuteen muodostaa turbulenssin intensi-
teetin, joka voidaan ilmaista muodossa

$$T_i = \frac{\sigma_1}{U_s} \quad (3.4)$$

jossa σ_1 on keskinopeuden vaihtelun keskihajonta ja U_s on keskituulennopeus. NTM ku-
vaa keskihajonnan muodossa

$$\sigma_1 = I_{ref}(0,75V_{hub} + b); \quad b = 5,6 \text{ m/s} \quad (3.5)$$

jossa I_{ref} on turbulenssin intensiteetin arvo 15 m/s keskituulennopeudella ja V_{hub} on tuu-
len keskinopeus navan korkeudella. Keskihajonnan arvo kaavalla 3.5 on 90 % kvantiili,
kun keskihajonta on log-normaalijakautunut.

Turbulenssin intensiteetin arvo laskee keskituulennopeuden kasvaessa. Kuitenkin tuulen
keskinopeuden kasvaessa on myös tuulen nopeuden vaihtelu suurempaa ja pienemmällä-
kin turbulenssin intensiteetillä on suuremmilla keskituulennopeuksilla turbulenssi mer-
kittävää.

IEC -standardin mukainen käytettävä turbulenssin intensiteetti on turbulenssin intensitee-
tin jakauman 90 % kvantiili. Sutherland (1999) huomauttaa, että tämä on huomattavan
epätarkka menetelmä ja suositeltavaa olisi käyttää turbulenssin intensiteetin arvoille mit-
tauksiin perustuvaa jakaumaa. Käyttäessä 90 % kvantiilia on mahdollista, että turbulens-
sin intensiteetti tulee selkeästi yliarvioitua, mikä aiheuttaa vauriosumman laskennassa
konservatiivisuutta (Ren et al. 2018). Toisaalta toiset tutkimukset näyttävät, että IEC
61400 -standardin mukainen menetelmä voi joissain tilanteissa jopa aliarvioida todellisen
turbulenssin intensiteetin (Lopez-Villalobos et al. 2018). Yleisesti voidaan siis sanoa, että
turbulenssin intensiteetin tulisi perustua mitattuihin arvoihin ja tärkeää olisi käyttää las-
kennassakin intensiteetin todennäköisyysjakaumaa pelkän yksittäisen arvon sijaan. Tässä
työssä on tarkasteltu kuormituksia, jossa turbulenssin intensiteetin todennäköisyysja-
kaumaa on hyödynnetty.

4. VÄSYMISLASKENTA

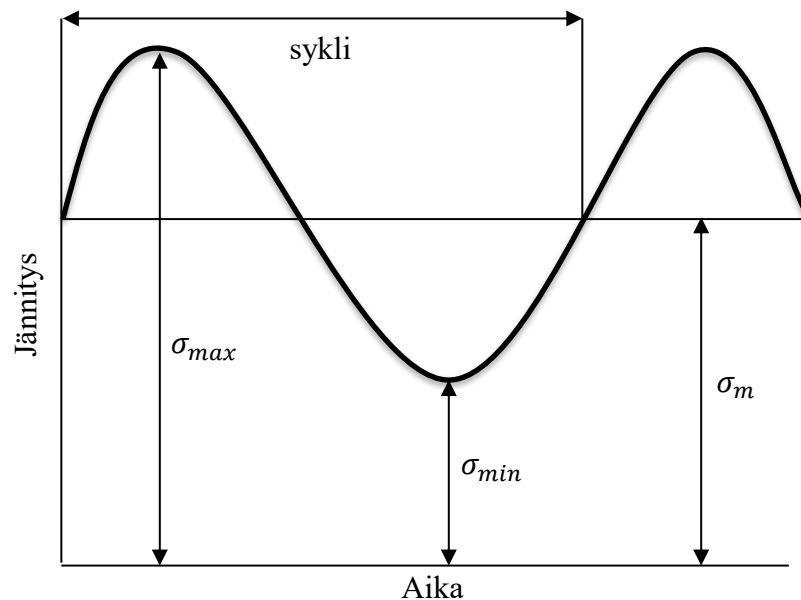
Väsyttävä kuorma on vaihtuvan jännityksen aiheuttamaa. Yksinkertaisin väsyttävä kuorma on vakioamplitudinen jännitys, jossa jännitys vaihtelee ajan funktiona sinikäyrän mukaisesti. Tällaisessa tilanteessa laskennallisen kestoajan määrittäminen on yksinkertaista. Kuitenkaan todellisissa koneenosissa tilanne harvoin on näin yksinkertainen, vaan jännitys vaihtelee epäsäännöllisesti. Lisäksi jännityksen keskiarvo eli keski-jännitys ei useinkaan ole nolla eikä jännitystila uniaksaalinen. Väsymislaskenta perustuu monimutkaisten jännityksenvaihteluiden yksinkertaistamiseen, niin että todellisista jännitysajaksarjoista erotellaan säännöllisesti vaihtelevat jännityssyklit.

Kuvasta 4.1 nähdään oleelliset käsitteet vaihtuvaan jännitystilaan liittyen. Keski-jännitys σ_m on ylemmän rajajännityksen σ_{max} ja alemman rajajännityksen σ_{min} keskiarvo eli

$$\sigma_m = \frac{1}{2}(\sigma_{max} + \sigma_{min}) \quad (4.1)$$

Jännitysamplitudi saadaan

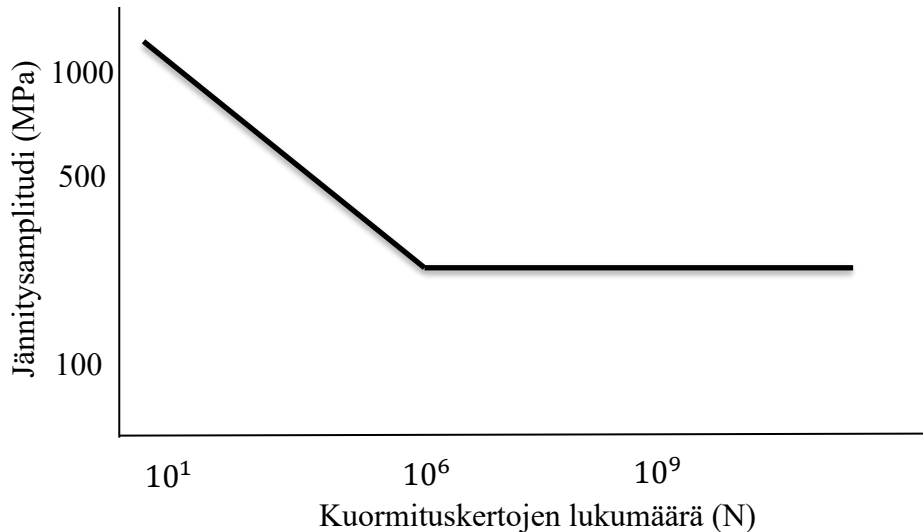
$$\sigma_a = \frac{1}{2}(\sigma_{max} - \sigma_{min}) \quad (4.2)$$



Kuva 4.1: Vakioamplitudinen jännityksenvaihtelu

Väsymisanalyysi perustuu SN-käyrään suoritettuun vertailuun. SN-käyrä on Wöhlerin tutkimuksiin perustuva tapa esittää kestoikä. SN-käyrässä esitetään vaaka-akselilla kesto-luku eli jännitysvaihteluiden lukumäärä. Kestoluvulle käytetään logaritmistä asteikkoa. Jännitys esitetään pystyakselilla joko lineaarisella tai logaritmisella asteikolla.

Kuvassa 4.2 on esimerkki yksinkertaistetusta SN-käyrästä, josta nähdään sen yleinen muoto. Koska materiaalin väsymiskestävyys on satunnaismuuttuja, on todellisiin mittauksiin perustuva SN-käyrä sovite useiden mittausten tuloksista. Yleisesti molemmilla akseleilla käytetään logaritmista asteikkoa.



Kuva 4.2: Esimerkki SN-käyrästä

4.1 Väsytykokeet

Materiaalien väsymistä tutkitaan väsytykokeilla, joissa kappaleelle asetetaan tietynlainen vaihtuva kuormitustila ja tutkitaan kuinka monta jännityksenvaihtelua kappale kestää. Väsymiskokeet suoritetaan yleisesti menetelmällä, jossa pyörivään kappaleeseen kohdistuu vakioaivutusjännitys. Tämä aiheuttaa kappaleeseen vakioamplitudisen vaihtojännityksen, jossa kappaleen minimi- ja maksimijännitykset ovat itseisarvoltaan yhtä suuret ja keski-jännitys on nolla.

Väsytykokeiden tuloksena muodostetaan SN-käyrä, joka kuvaa kestoiän eli kuormituskertojen funktiona jännitysamplitudin suuruutta. Perinteisessä SN-käyrässä on kalteva osa, joka kuvaa äärellisen kestoiän aluetta ja suora osa, joka kuvaa äärettömän kestoiän aluetta. SN -käyrän muodostaminen mitatun datan avulla suoritetaan tekemällä mittauksia ja sovittamalla käyrä mittausdataan.

4.2 Moniaksiaalinen jännitystila

Yleensä mitoitettavissa komponenteissa on aina moniaksiaalinen jännitystila (Pook 2007). Sen huomioon ottaminen vaatii erilaisten jännityshypoteesien käyttöä sopivan vertailujännityksen saamiseksi. Vertailujännitystä nimensä mukaisesti verrataan kyseisen

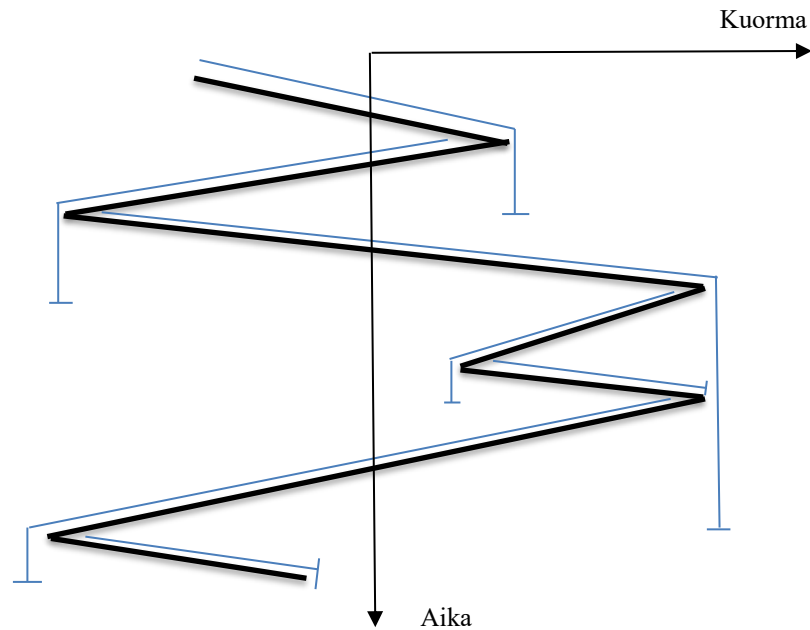
materiaalin väsytykseen antamaan kestopajaan. Yleisesti käytössä oleva menetelmä on kriittisen tason menetelmä, jossa tarkastellaan tasoa, jossa jännitystila on kriittisin särön kasvua ajatellen. On muodostettu erilaisia hypoteeseja, millainen jännitystila on kriittisin särön kasvun kannalta. Erilaisia vaihtoehtoja voivat olla esimerkiksi suurimman normaalijännityksen tarkastelu tai leikkausjännityksen ja normaalijännityksen yhdistelmä. GL (2010) mukaan haurailta materiaaleilla kuten pallografiittivaluraudalla EN-GJS-700-2U kuvaava malli on maksimipääjännityshypoteesi. Hauraille ja osittain sitkeille materiaaleille voidaan käyttää maksimipääjännityshypoteesia tai vakiovääristymisenergiahypoteesia.

Moniaksaalisessa jännitystilassa eri akseleille kohdistuvat kuormat voivat olla riippuvia tai riippumattomia. Jos kuormat ovat riippuvia, niiden suuruus muuttuu samassa suhteessa. Riippumattomien kuormien tapauksessa on kaksi vaihtoehtoa, joissa toisessa pääjännityksen suunnat muuttuvat ja toisessa eivät ajan funktiona.

Kuitenkin moniaksaalisessa jännitystilassakin usein yksi jännityskomponentti on hallitseva, jolloin jännitystila voidaan redusoida yksiakseliseksi, mikä helpottaa laskentaa huomattavasti (Pook 2007, *GL 2010. Guideline for the Certification of Wind Turbines*. 2010). Jännityshypoteesien tarkastelu Lee et al. (2011) mukaan voidaan jakaa neljään erilaiseen kategoriaan: kokeellisiin tuloksiin perustuviin, vertailujännityksiin perustuviin, kriittisen tason menetelmiin ja Dang Vanin menetelmään.

4.3 Sykliä laskenta

Muuttuvan amplitudin kuormituksen tapauksessa on jännityksen aikahistoriasta muodostettava vakioamplitudisia jännityksenvaihtelusyklejä, jotta väsymislaskenta voitaisiin suorittaa. Sykliä laskenta suoritetaan yleisesti niin sanotulla rainflow -menetelmällä, jonka johdannaisia on useita erilaisia. Alkuperäisen rainflow -menetelmän kehitti japanilainen Endo (Pook 2007). Menetelmä perustuu jännityshistorian yksinkertaistamiseen muodostamalla hystereesisilmukoita jännityksenvaihteluista. Näistä silmukoista voidaan määrittää jännitysamplitudi ja keskijännitys. Kuvasta 4.3 nähdään rainflow -menetelmän periaate.



Kuva 4.3: Rainflow -menetelmän havainnekuva

Tuuliturbiiniteollisuudessa yleisesti käytetty rainflow -tyyppinen menetelmä on kuvattu standardissa ASTM E1049-85. Koska matalien jännitysten syklejä kertyy huomattava määrä, on niiden jättäminen pois laskennasta sitä nopeuttava seikka. Tähän IEC -standardi myöskin ohjeistaa.

Rainflow -menetelmän sovellus, jota yleisesti käytetään laskenta-algoritmeissa, on neljän pisteen laskentamenetelmä. Siinä jännityssarja ensin digitalisoidaan niin että ainoastaan käännoispisteiden arvot tallennetaan. Sitten signaalin alusta lähtien otetaan aina neljä peräkkäistä pistettä tarkasteluun. Jos keskimmäisten pisteiden arvot ovat reunapisteiden arvojen muodostaman vaihteluvälin sisällä, otetaan keskimmäisten pisteiden erotuksesta muodostuva arvo jännitysamplitudiksi ja sen keskiarvo keskijännitykseksi ja lisätään rainflow -matriisiin. Sen jälkeen nämä kaksi pistettä poistetaan sarjasta ja otetaan seuraavat neljä pistettä käsittelyyn. Elleivät keskimmäiset pisteet ole reunapisteiden vaihteluvälin sisällä, ei niistä muodosteta jännitysamplitudia, vaan siirrytään tarkastelemaan seuraavaa neljää pistettä.

Syklien laskennassa oleellinen asia on jäännösykliä käsittely, mikä tarkoittaa niiden syklien laskentaa, jotka eivät muodosta suljettuja hystereesisilmukoita. Näissä jännitysvaihtelun arvot ovat suuria, sillä menetelmästä johtuen jäljelle jää nimenomaan suuria jännityksiä. Laskentamenetelmiä jäännöksiä varten on olemassa erilaisia, mutta suosittu menetelmä on laskea jäännösjännitykset puolisykleinä, joissa jännityksenvaihtelu kerrotaan puolikkaalla ja lisätään rainflow -matriisiin, jossa toisen akselin muodostaa jännitysamplitudi ja toisen keskijännitys.

4.4 Keskijännityksen vaikutus

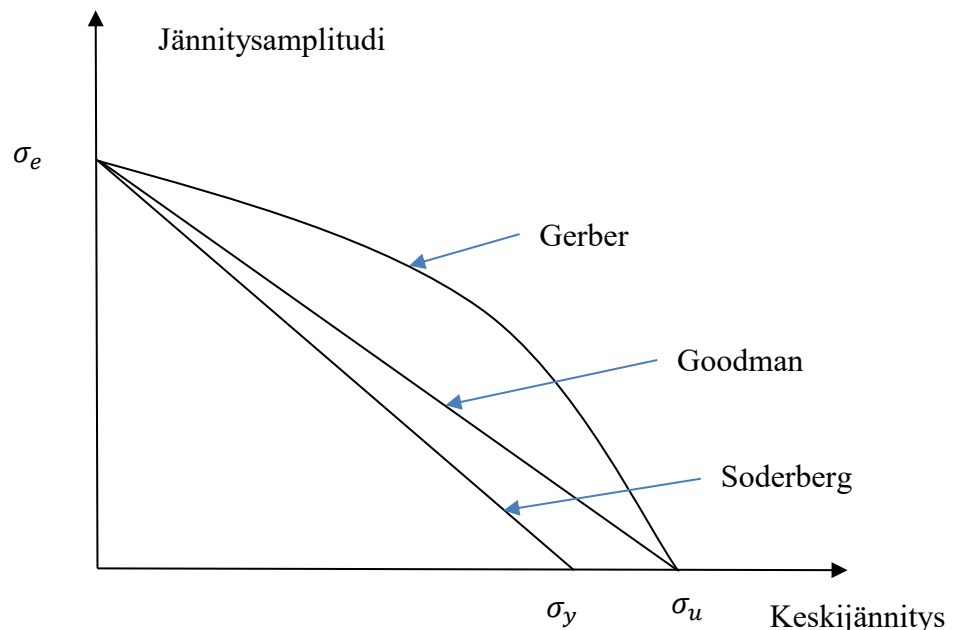
Taivutusjännityskokeet suoritetaan yleensä keskijännityksellä, joka on nolla, mikä harvoin vastaa todellista tilannetta. Keskijännityksellä on myös vaikutus kappaleen kestoikään. Tästä vaikutuksesta on muodostettu useita eri hypoteeseja, kuten Goodmanin, Gerberin ja Söderbergin hypoteesit.

Jännityssuhde ilmoittaa minimijännityksen suhteen maksimijännitykseen vakioamplitudisessa kuormituksessa. Jännityssuhde esitetään yleensä muodossa

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (4.3)$$

jossa σ_{min} on minimijännitys ja σ_{max} on maksimijännitys.

Jännityssuhteen perusteella määritellään väsyttävän jännityksen laatu. Jos jännityssuhde on suurempi kuin nolla, on väsyttävä jännitys tykyttävä puristus. Jännityssuhteella -1 on kyseessä vaihtojännitys. Kuvasta 4.4 nähdään kolme väsymislujushypoteesia havainnollistettuna. Kuvassa vaaka-akselilla on keskijännitys ja pystyakselilla jännitysamplitudi.

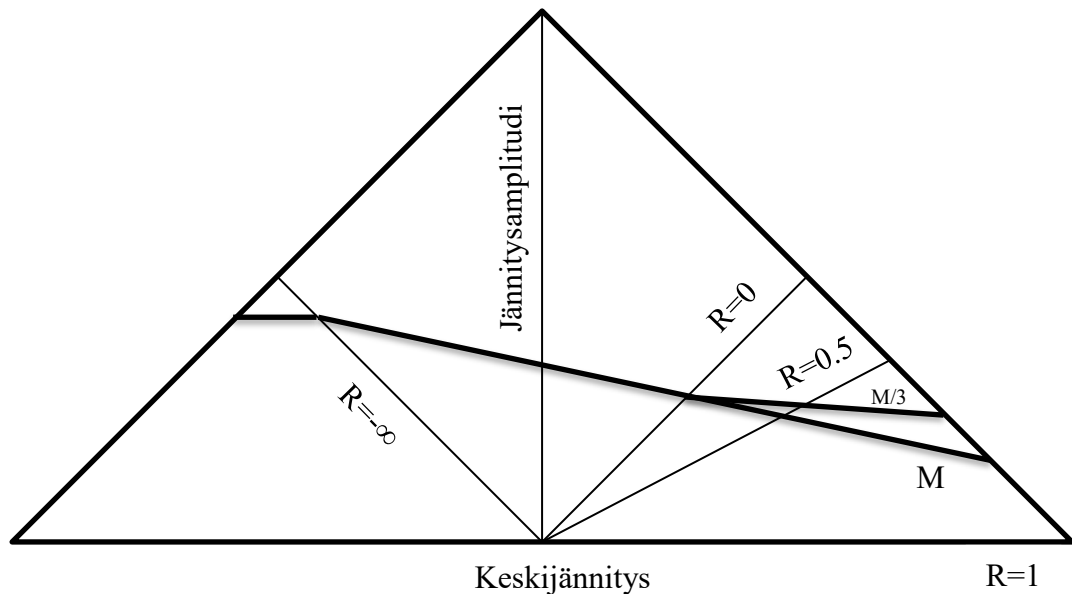


Kuva 4.4: Gerberin, Goodmanin ja Söderbergin väsymislujushypoteesit

Väsymislujouden riippuvuus keskijännityksestä esitetään yleensä piirroksena tasokoordinaatistossa, jossa toisella akselilla on keskijännitys ja toisella jännitysamplitudi. Piirroksista mainittavimmin käytössä ovat Smithin ja Haighin piirrokset.

Keskijännityksen vaikutus Haighin piirroksen mukaisesti muodostetaan käyttäen jännityssuhdetta apuna. Kuvassa 4.5 on Haighin piirros GL:n mukaan. M on keskijännitysherkyyden arvo ja määrittää kulmakertoimen keskijännitysvaikutukselle. Keskijännitysherkkyys M lasketaan GL:n mukaisesti valuraudalle

$$M = 0,00035 \cdot \sigma_b + 0,08 \quad (4.4)$$



Kuva 4.5: Haigh-piirros GL:n mukaisesti (2010)

4.5 Pinnanlaadun ja valun laadun vaikutus

Pinnanlaadun vaikutus väsymislujuuteen on merkittävä johtuen siitä, että särönkasvu alkaa yleensä pinnassa olevasta virheestä. Sen vuoksi parempi pinnanlaatu kasvattaa kappaleen väsymiskestävyyttä.

Pinnanlaadun kerroin GL (2010) mukaan lasketaan

$$F_0 = 1 - 0,22(\log(R_Z))^{0,64} \cdot \log(\sigma_b) + 0,45 \log(R_Z)^{0,53} \quad (4.4)$$

jossa R_Z on pinnankarheuden arvo ja σ_b on vetomurtolujuus.

FKM (*FKM Guideline*. 2012) menetelmän mukaisesti pinnanlaadun kerroin määritellään pallografiittivaluraudalle

$$K_{R,\sigma} = 1 - 0,16 \cdot \lg(R_Z) \cdot \lg\left(\frac{2\sigma_b}{400}\right) \quad (4.5)$$

Pinnanlaadun lisäksi valukappaleissa valun laatu vaikuttaa kappaleen väsymiskestoon. Valun laadun vaikutus otetaan IEC-standardin 61400-4 mukaan taulukossa 4.1 nähtävillä

materiaalin varmuuskertoimilla γ_m . Valun laatuluokan määrittelyt ovat ultraäänimittauksia määrittävän standardin EN 12680-3 mukaiset. Tässä työssä tarkastellun kappaleen laatuluokat ovat 1 ja 2. Varmuuskertoimessa on otettu huomioon, että väsymislujuus SN-käyrässä perustuu 50 % selviytymistodennäköisyyteen.

Taulukko 4.1: Varmuuskertoimet eri valun laatuluokille

Valun laatuluokka	γ_m		
	1	2	3
γ_m (P=50%)	1,5	1,75	2,0

GL määrittää valun laatuluokan kertoimelle kaavan

$$S_d = 0,85^{j-j_0} \quad (4.6)$$

jossa j on valun laatuluokka ja j_0 on tarkastusmenetelmästä riippuva arvo, joka on ultraääni- ja röntgentarkastuksille 0 ja nestetunkeuma- tai magneettipartikkelitarkastuksille 1.

4.6 Kappaleen koko

Kappaleen koolla on myös vaikutus väsymislujuuteen. Vaikutus perustuu materiaalivirheiden todennäköisyysjakaumaan, minkä seurauksena suuremmassa kappaleessa suuremmalla todennäköisyydellä on vaarallisempia materiaalivirheitä.

Kappaleen kokovaikutus valetuille osille GL ohjeen (2010) mukaisesti otetaan huomioon joko käyttämällä koosta riippuvaa vetomurtolujuuden arvoa tai kaavalla

$$S_t = \left(\frac{t}{25}\right)^{-0.15} \quad (4.7)$$

jossa t on kappaleen paksuus.

Outinen ja Salmi (2004) esittävät koosta riippuvan kertoimen, jolla kappaleen vääntö- ja taivutuslujuuksia kerrotaan. Pienin arvo kertoimelle on 0,8, jonka arvon se saa yli 60 mm paksuille kappaleille. 10 mm paksuille kappaleille kerroin on 1. Kertoimen käytön oletuksena on, että vetolujuuden mittaus on tehty 10 mm halkaisijaltaan olevalle vetosauvalle.

4.7 Jännitysgradientti

Kappaleessa vaikuttaviin nimellisjännityksiin perustuvaa laskentatapaa käytettäessä paikalliset jännityshuiput otetaan huomioon erilaisia lovivaikutuskertoimia käyttäen. Las-

kettaessa todelliset paikalliset jännitykset jännityshuippujen huomioiminen tapahtuu jännitysgradientin avulla. Jännitysgradienttia käyttäessä suuret paikalliset jännityshuiput aiheuttavat pienempiä vaurioita kuin ilman sitä käyttäessä. Hauraiden materiaalien tapauksessa jännityshuipun ympäristöstä ei aiheudu samanlaista tukivaikutusta, jolloin jännitysgradientin aiheuttama korjaus ei vastaa materiaalin todellista käyttäytymistä.

Väsymislaskentaohjelma Femfatiin on kehitetty oma prosessi jännitysgradientin vaikutuksen laskentaan, koska yleisesti tunnettua menetelmää ei ole moniaksaalisen jännitystilän jännitysgradientin laskentaan (*Femfat 5.3 MAX - User manual*. 2017). Femfatin teorian mukaan (*Femfat 5.1 Basic Theory Manual*.) jännitysgradientti määritellään

$$\chi = \frac{d\sigma_e}{dx} \quad (4.8)$$

ja tästä saadaan edelleen suhteellinen jännitysgradientti

$$\chi' = \frac{\chi_{max}}{\sigma_e} \quad (4.9)$$

jossa χ_{max} on suurin jännitysgradientin arvo riippumatta sen suunnasta. Käytetty jännitys on von Misesin vertailujännitys.

Femfatissa on kolme eri vaihtoehtoa jännitysgradientista seuraavan tukivaikutuksen määrittämiseksi: Stielier-, IABG- ja FEMFAT-menetelmät. Stielierin menetelmässä tukivaikutuskerroin kuvataan suhteellisen jännitysgradientin ja materiaalin myötörajan funktiona

$$n = 1 + \sqrt{\chi' mm} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{R_{p,0,2}}{712 N/mm^2})} \quad (4.10)$$

jossa $R_{p,0,2}$ on materiaalin myötöraja laskettuna 0,2 % suhteellisuusrajaa käyttäen.

IABG-menetelmässä tukivaikutuskerroin määritetään suomugrafiittivaluraudalle

$$n = 1 + 0,43 \cdot \chi'^{0,68} \quad (4.11)$$

FEMFAT-menetelmä käyttää tukivaikutukselle kaavaa

$$n = f_{GR,af} = 1 + \frac{\sigma_{A,b} - 1}{\left(\frac{2}{b}\right)^v} \cdot \chi'^v \quad (4.12)$$

jossa $\sigma_{A,b}$ on vaihtojännitysraja taivutukselle, $\sigma_{A,tsc}$ vaihtojännitysraja vedolle, v materiaaliparametri ja b materiaalikoiesauvan halkaisija.

4.8 Varmuuskertoimet

Materiaalista riippuva varmuuskerroin kappaleen kestolle on määritettävä. Kappaleen materiaalilujuus on satunnaismuuttuja, jonka jakauma on tunnettava varmuuskertoimen tarkkaa määrittämistä varten. Materiaalin SN-käyrä on yleensä muodostettu 50 % selviytymistodennäköisyydelle, jolloin halutun selviytymistodennäköisyyden mukaisesti on SN-käyrää kerrottava.

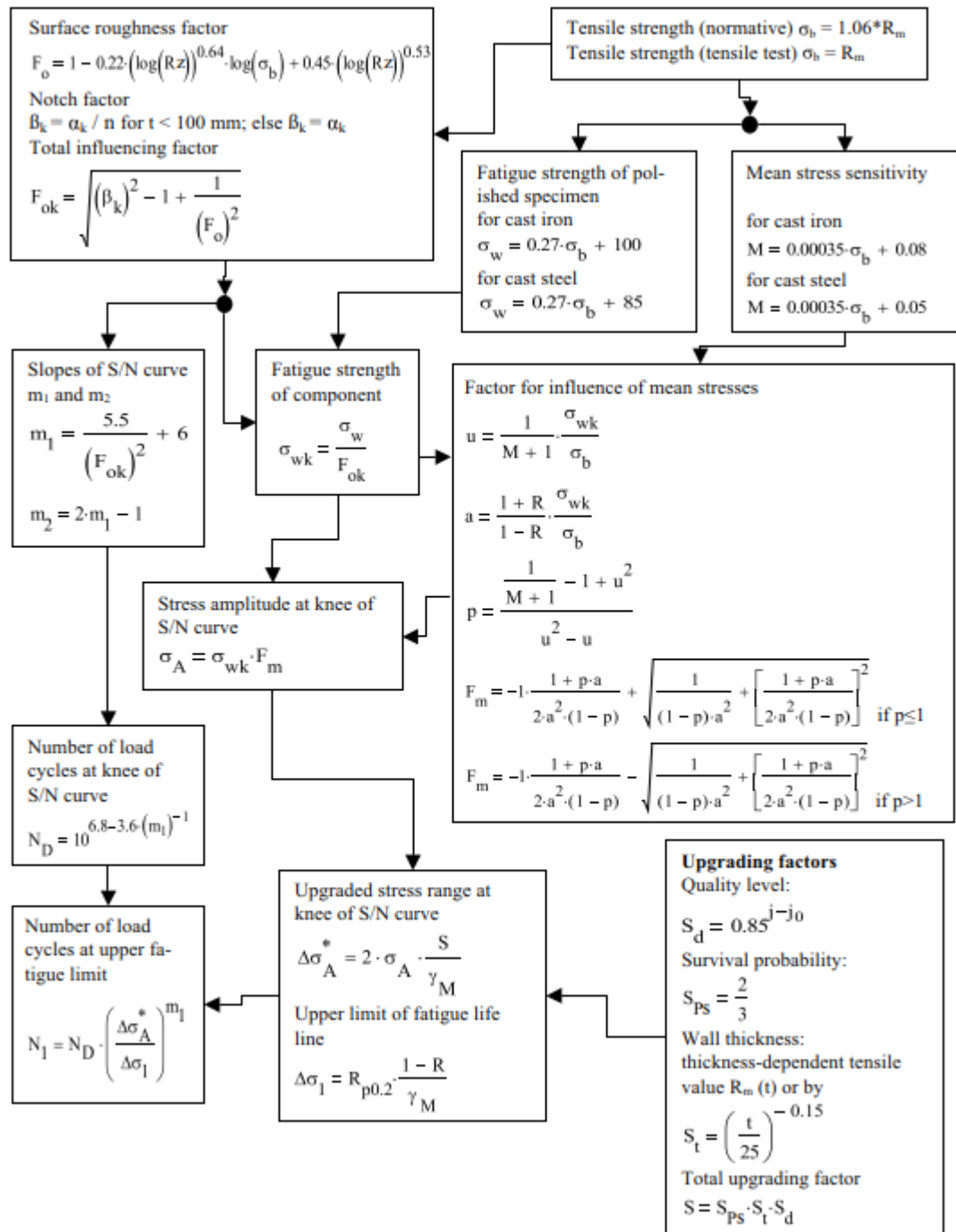
GL:n ohje (2010) määrittää käytettäväksi selviytymistodennäköisyydeksi 97,7 %, joka on normaalijakaumassa kahden keskihajonnan päässä keskiarvosta oleva kvantiili. IEC -standardi (2005) määrittää käytettäväksi 50 % selviytymistodennäköisyyttä, mutta tämä otetaan huomioon materiaalin varmuuskertoimen avulla. Materiaalin varmuuskertoimen γ_m on oltava standardin mukaan vähintään 1,5. Lisäksi varmuuskerroin γ_n vauriosta aiheutuvien seurauksien vuoksi on määritetty vaihteen osille arvoksi 1,15. Materiaalin varmuuskertoimen määrittäminen realistisesti olisi perustuttava mitattuun materiaalin väsymisdataan.

Kuormitusten varmuuskerroin väsyttävälle kuormille on sekä IEC:n että GL:n mukaan 1,0. Tässä oletetaan siis, että kuormitustapaukset on määritelty sillä tavalla, että niissä on itsessään jo riittävä varmuus. Tämä tulee huomioiduksi ainakin tavassa määrittää turbulenssin intensiteetin arvo hieman konservatiivisesti.

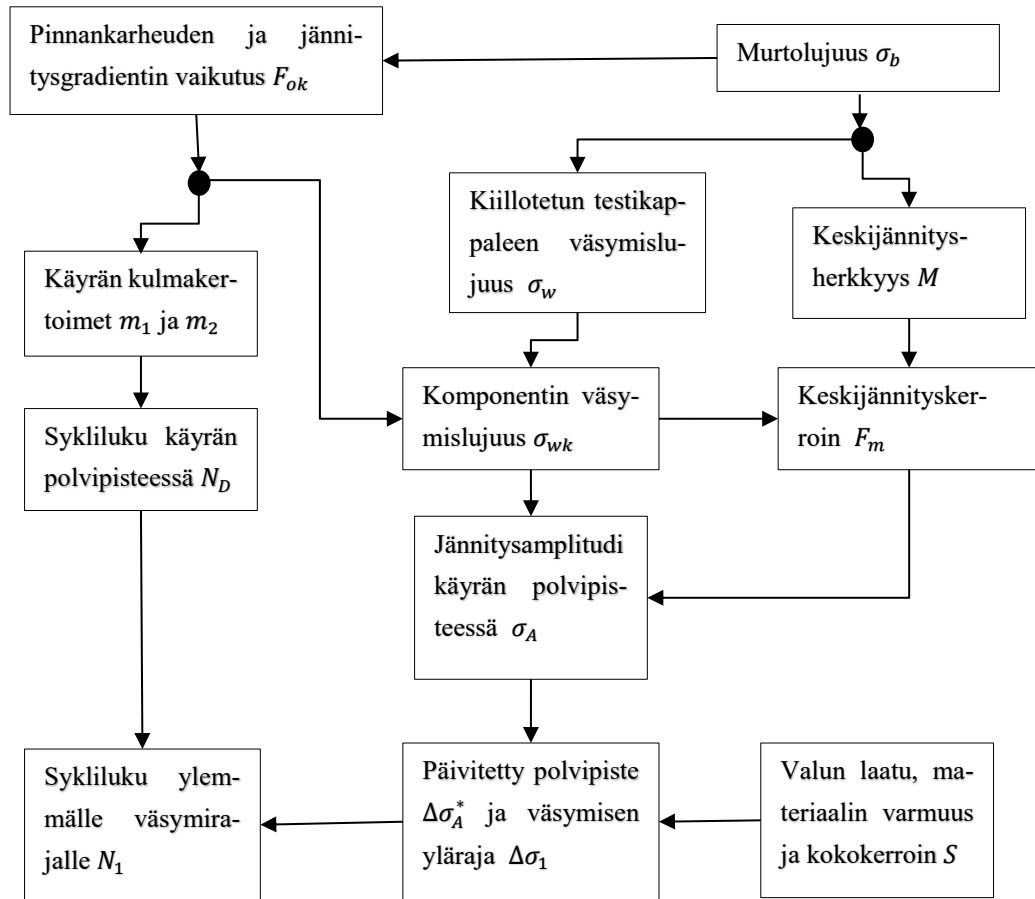
4.9 Synteettinen SN -käyrä

Useimmista materiaaleista ei ole olemassa mitattuja SN-käyriä, jonka vuoksi on kehitetty laskennallisia tapoja muodostaa SN-käyrä perustuen muutamiin perustietoihin materiaalin ominaisuuksista ja sovellettavasta kappaleesta. Näistä laskennallisista tavoista muodostaa niin sanottu synteettinen SN-käyrä esittävät oman versionsa GL:n ja FKM:n ohjeet.

GL:n vuokaavio synteettisen SN-käyrän muodostamisesta nähdään kuvasta 4.6. Kuvassa 4.7 sama kaavio yksinkertaistettuna ja suomenkielisillä teksteillä. SN-käyrä perustuu murtolujuuteen, jonka arvoa kerrotaan lisäkertoimella, jos arvo perustuu taulukoihin, kun taas mitattua arvoa voidaan käyttää suoraan. Keskiännityksen vaikutus muodostetaan käyttämällä jännityssuhdetta R. GL myöskin näyttää keskiännityskorjauksen eroavaisuuden riippuen onko valu terästä vai rautaa sekä riippuvuuden pinnanlaadusta. Käyrän kaltevuus riippuu pinnanlaadusta sekä lovivaikutuksesta, joka muodostuu paikallisia jännityksiä käytettäessä jännitysgradientin avulla. Kappaleen koko ja valun laatu otetaan huomioon kertomalla polvipisteen jännitysamplitudia.



Kuva 4.6: GL:n vuokaavio SN-käyrän muodostamisesta (2010).



Kuva 4.7: GL:n mukainen vuokaavio SN-käyrän muodostamiseen

FKM:n mukainen SN-käyrä muodostetaan hiukan eri tavalla. Käyrän kaltevuuseksponentti m_1 muodostetaan kaavoilla

$$k_1 = \frac{\ln(\sigma_{wk}) - \ln(\sigma_b)}{\ln(N_D) - \ln(N_1)} \quad (4.13)$$

$$m_1 = -\frac{1}{k_1} \quad (4.14)$$

joissa σ_{wk} on väsymislujuus, N_D on sykliluku käyrän polvipisteessä ja N_1 sykliluku SN-käyrän alussa.

Femfat käyttää muokattua Minerin menetelmää, jossa SN-käyrässä ei ole suoraa osaa, vaan sille on kulmakerroin

$$m_2 = \alpha m_1 + \beta \quad (4.15)$$

jossa parametrien α oletusarvo on 2 ja β oletusarvo on -1. Tämä on alkuaan Haibachin esittelemän menetelmän mukainen, kun parametrien arvoina ovat oletusarvot.

4.10 Vauriokertymä

Vaihtuvan amplitudin väsymisessä muodostetaan eri vakioamplitudeilla tapahtuvien syklien mukainen jännityskertymä, jossa jokaisen jännitysamplitudin mukaiset syklit on koottu määrien mukaisesti. Jännityskertymä muodostaa vauriokertymän, jonka laskentaan on kehitetty eri tapoja. Ensimmäisen säännön vauriokertymän laskentaan kehitti Palmgren vuonna 1924, mutta Miner teki säännön tunnetuksi, minkä vuoksi menetelmä tunnetaan yleisesti nimellä Minerin sääntö. Koska alkuperäisen säännön kehittäjä Palmgren oli ruotsalainen, käytetään Pohjoismaissa monesti nimitystä Palmgren-Minerin sääntö. (Outinen, Salmi 2004, s. 395)

Minerin säännön mukainen vauriokertymä voidaan esittää muodossa

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_k}{N_k} = \sum \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (4.16)$$

jossa luvut n_1, n_2, \dots, n_k ovat tietyillä jännitystasoilla tapahtuvien kuormituskertojen lukumääriä ja N_1, N_2, \dots, N_k näitä jännitystasoja vastaavia keistolukujen arvoja.

Kun vauriosumma saavuttaa arvon 1, ajatellaan murtuman tapahtuvan. Kuitenkin todellisuudessa arvo, jolla murtuma tapahtuu voi vaihdella jopa välillä 0,1-10 (Pook 2007). Tämä vaihtelu voi johtua monista syistä kuten materiaalin epätasaisesta laadusta, jännityshistorian epätarkasta tuntemisesta ja lineaarisen vauriomallin epätarkkuudesta.

Minerin sääntö ei ota huomioon ollenkaan vaihtolujuuden alapuolella olevia jännityksiä, joille kestoiän ajatellaan olevan ääretön. Kuitenkin korkeammat jännitystasot todennäköisesti ovat aiheuttaneet säröjen ydintymistä, jonka seurauksena myös vaihtolujuuden alle jäävät jännitykset todennäköisesti aiheuttavat vaurion etenemistä (Outinen, Salmi 2004, s. 396). Minerin malli on myös lineaarinen, joten se ei ota huomioon aikariippuvuutta, millä on vaikutuksensa erityisesti tilanteissa, joissa jännitys kasvaa tai pienenee tasaisesti. Kun jännitys on alussa pienempi ja kasvaa vähitellen, voi seurauksena olla metallilla muokkauslujittuminen, joka parantaa väsymisominaisuuksia. Jos jännitys taasen pienenee tasaisesti, voivat alussa olevat suuret jännitykset aiheuttaa särön kasvua niin, että myöhemmin pienemmätkin jännitykset riittävät kasvattamaan säröä, jolloin kestoikä laskee huomattavasti.

Minerin sääntö on lineaarinen, mutta vaurion kertymiseen on kehitetty myös epälineaarisia malleja. Tuuliturbiinin tapauksessa kuormituksen vaihtelu on riippuvainen tuulesta, joka vaihtelee satunnaisesti, minkä vuoksi jännitykset eivät kasva tai pienene tasaisesti. Tästä johtuen epälineaarisen mallin käyttö laskennassa olisi vaikeaa tai jopa mahdotonta. Lisäksi epälineaarisen mallin käyttö laskennassa vaatisi jännityssykliä muodostamisessa myös syklien esiintymisjärjestyksiedon tallentamisen, mikä olisi myös vaikeaa. Kuitenkin

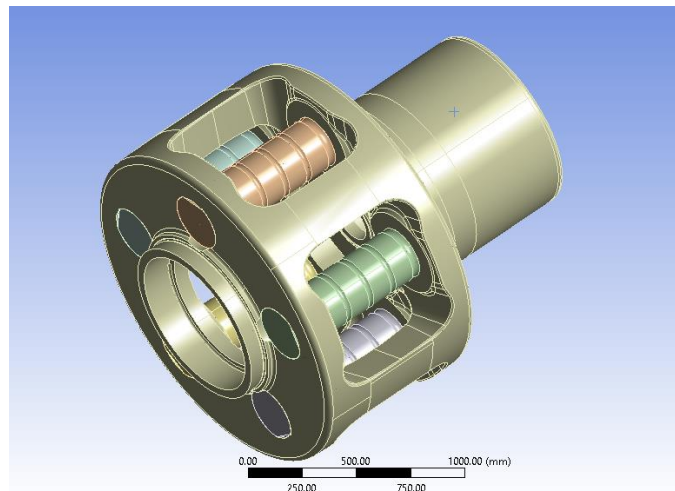
on tärkeää tiedostaa, että kuormien esiintymisjärjestyksellä on vaikutusta vaurion kehittymiseen, vaikka sen merkitys tuuliturbiinivaihteen väsymislaskennassa pääsääntöisesti voidaan jättää ottamatta huomioon.

5. PLANEETANKANTAJAN VÄSYMISLASKENTA

Työssä tarkastellaan tuuliturbiinivaihteen ensimmäisen välitysportaan planeetankantajaa. Planeetankantaja kantaa planeettapyöriä, joita tässä vaihteessa on viisi kappaletta. Planeetankantaja kiinnittyy turbiinin pääakseliin kutistusliitoksella ja vaihteen runkoon kahdella vierintälaakerilla. Planeetankantaja on oleellinen väsymisen kannalta, koska siihen kohdistuu suuret taivutus- ja vääntömomentit johtuen nykyisten tuulivoimaloiden suurista roottorin halkaisijoista. Koska turbiinin on tuotettava yhä suurempia tehoja, on roottorin kasvaessa ja pyörimisnopeuden sitä kautta hidastuessa vääntömomentin vastaavasti nouseva. Tämä aiheuttaa kasvavia jännitysamplitudeja vaihteen osissa, joista erityisesti planeetankantaja on merkittävässä roolissa. Toisaalta jännitysamplitudit kasvavat, mutta pyörimisnopeuden hidastuessa joidenkin jännitysamplitudien määrä voi vähentyä. Kuitenkin merkittävässä osassa kuormituksessa on tuulen nopeuden vaihtelusta eli turbulensista muodostuvat jännitysamplitudit.

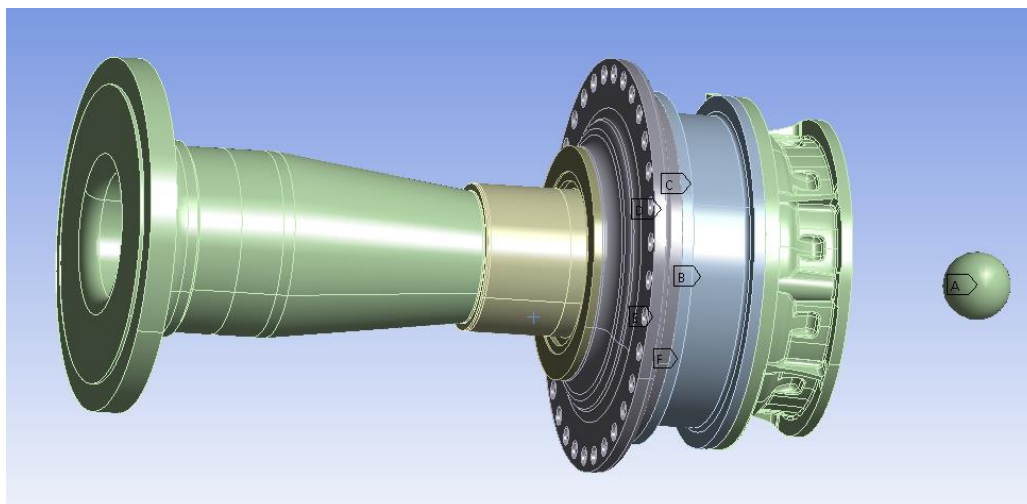
Planeetankantaja on myöskin merkittävä komponentti massan kannalta, sillä se muodostaa varsin ison osan koko vaihteiston massasta. Tämän vuoksi väsymislaskennan nopeuttamisella mahdollistetaan parempi kantajan topologian optimointi useampien iteraatio-kierrosten lisäämisen ansiosta.

Kuvassa 5.1 on tarkasteltavan planeetankantajan geometria Ansyksesta. Malli sisältää myös planeettapyörien tapit, joiden väsymislaskenta suoritetaan yhdessä kantajan kanssa.



Kuva 5.1: Tarkasteltava planeetankantaja sisältäen planeettapyörien tapit

Kuvasta 5.2 nähdään planeetankantajan sisältävä laajempi 3D-malli, jota tarkastellaan elementtimenetelmällä. Vaikka planeetankantajaa tarkastellaankin yksinään väsymislaskentaa suorittaessa, lasketaan yksikkökuormitukset sisältäen myös laajempi kokonaisuus, jolloin reunaehtojen määrittely on helpompaa ja realistisempaa.



Kuva 5.2: Koko malli

5.1 ADI -materiaali

Planeetankantaja on valettu austemperoidusta pallografiittivaluraudasta (*Austempered ductile iron, ADI*). Austemperoitu pallografiittivalurauta on korkealujuuksinen valu, jonka korkea lujuus ja hyvä sitkeys saadaan aikaan erityisellä lämpökäsittelyllä. Lämpökäsittely on nimeltään austemperointi, jolla materiaalille tuotetaan ausferriittisen matriisin mikrorakenne. Austemperointi suoritetaan nostamalla ensin valukomponentin lämpötila austenitointilämpötilaan (noin 850-950 °C) ja sen jälkeen sammutetaan suolakylpyyn austemperointilämpötilaan (250-450 °C). Austemperointilämpötila ja -aika riippuvat tavoitelluista lujuus-, kovuus- ja sitkeystasoista. (Meskanen, Niini)

5.2 Femfatin väsymislaskentamenetelmät

Femfat on väsymislaskentaohjelmisto, joka hyödyntää FEM-ohjelmista saatavaa FEM-mallia ja kuormitusten aikasarjoja. Femfatin moniaksaalisten jännitystilojen väsymislaskentaan tarkoitettua osasta käytetään nimeä MAX. Ohjelma muodostaa jännityssykliä aikasarjojen ja yksikkökuormien perusteella rainflow -menetelmää soveltaen. Vauriokeritymän laskenta tapahtuu jokaisessa solmupisteessä käyttäen muokattua Minerin menetelmää, jossa SN-käyrän polvipisteen jälkeenkin käyrä on laskeva, jolloin ääretöntä kestoikää ei ole olemassa. Laskentatapa on Haibachin kehittämän menetelmän mukainen.

Femfatissa on mahdollista määrittää laskennan parametrit tuuliturbiinien laskennassa vaadituilla tavoilla. Sekä GL:n määrittämät että IEC 61400 -standardin mukaiset FKM:n asetukset löytyvät Femfatista.

Femfatin MAX-moduulissa jännitykset eri yksikkökuormitustapauksista on määritetty omiksi kanavikseen, joista jokaista voidaan tarkastella erikseen etsittäessä kriittisiä tasoja, joissa säröt etenisivät. Lisäksi jännitykset eri kanavista lasketaan yhteen ja tarkastellaan kriittisiä tasoja tässä tilanteessa. Kriittisten tasojen tarkastelu suoritetaan aikasarjojen suurimman jännitysamplitudin kohdalla. Oletusarvona kriittisiä tasoja tarkastellaan 10 asteen välein ja mukaan lasketaan otetaan ne tasot, joissa jännitys ylittää tietyn osuuden suurimman jännityksen sisältävän tason jännityksestä. Mahdollisia käytettäviä vertailujännityksiä Femfatissa on useita erilaisia soveltuena eri materiaalimalleille. Tässä tapauksessa käytetään hauraille materiaaleille soveltuva suurinta normaalijännitystä tarkasteltavana jännityksenä.

5.3 Kuormitusten aikasarjat

Väsymislaskennassa käytettävät aikasarjat ovat muodostettu simuloimalla IEC 61400 -standardin mukaisesti. Aikasarjojen määrä on yhteensä 3813 kappaletta. Suurin osa aikasarjoista on pituudeltaan 600 s ja pieni osa on 100 s pitkiä.

Tavallista tuotantokäyttöä kuvaavat kuormitustapaukset ovat standardin suunnittelukuormitustapauksia DLC 1.2. Kuormitustapauksia on standardin mukaan muodostettava pienimmästä tuotannollisesta keskituulennopeudesta suurimpaan korkeintaan 2 m/s askeleella. Tämän työn kuormitustapausten keskituulennopeusluokat ovat muodostettu 1 m/s askelella välille 3 – 22 m/s. Jokaisen keskituulennopeusluokan todellinen kesto koko käyttöiän aikana saadaan mittauksiin perustuvan Weibull -jakauman perusteella.

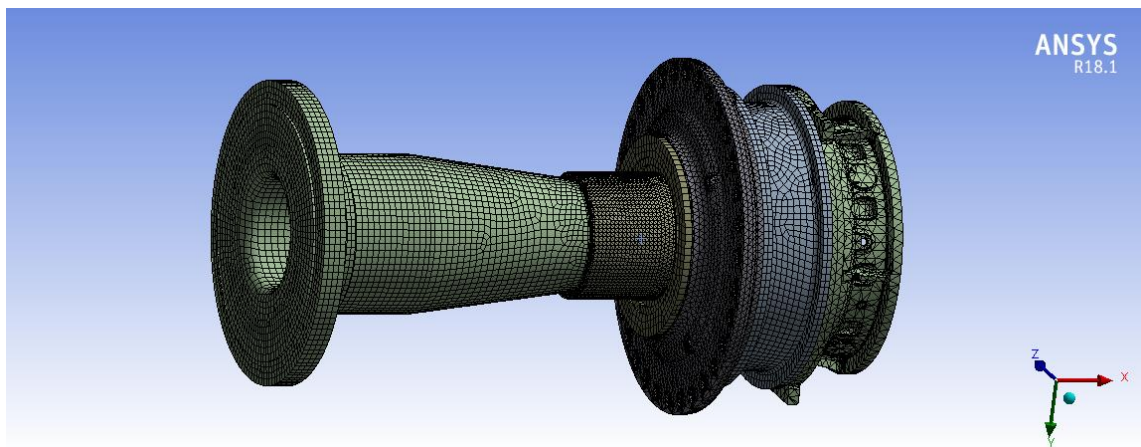
Jokainen keskituulennopeusluokka on jaettu eri turbulenssin intensiteetin tasojen mukaan 10 luokkaan, joista kukin sisältää 6 satunnaistoteutusta eri satunnaislukusiemenellä. Huomioitavaa on, että samassa keskituulennopeusluokassa on käytetty samoja satunnaislukusiemeniä eli yhdessä keskituulennopeusluokassa on käytetty näitä 6:tta satunnaislukusiementä. Lisäksi kaikista tapauksista on simuloitu aikasarjat roottorin linjausvirheelle tuulen suhteen kolmella kulmalla $-8/0/8^\circ$.

Muita kuin normaalia tuotantokäyttöä kuvaavia aikasarjoja koko 3813 aikasarjaa käsittävässä joukossa on 213 kappaletta. Näiden määrä on suhteellisen pieni, mutta niiden tarkastelu on oleellista tutkittaessa, millaiset kuormitusehdot suurimpia vaurioita tuottavat.

5.4 Yksikkökuormien laskenta

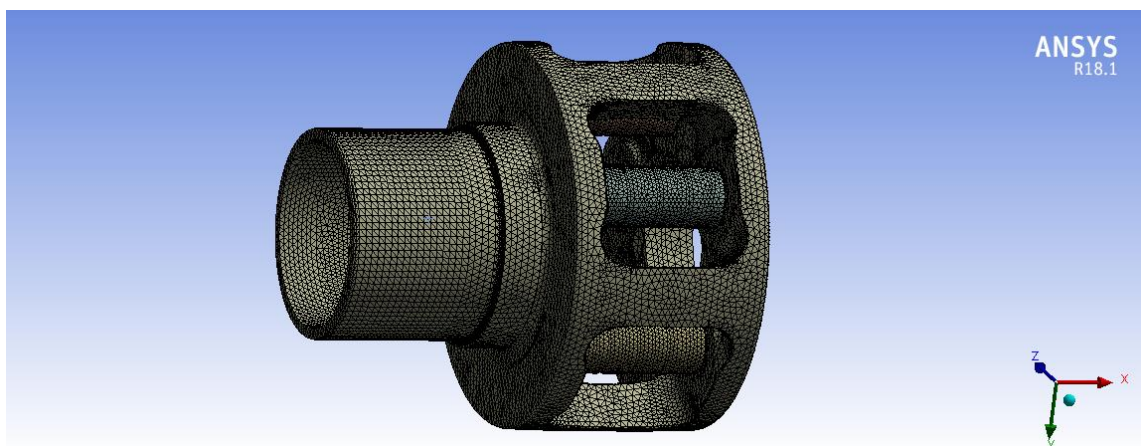
Yksikkökuormien laskennassa saadaan komponentin jännitystila kolmen eri akselin momenttien suhteen. Kaksi näistä momenteista on taivutusmomenteja ja kolmas on vääntömomentti. Momentit annetaan mallille siten, että taivutusmomentit kohdistuvat pääakselin roottorin puoleiseen päähän ja vääntömomentit muodostetaan planeettapyörien tappeihin kohdistuvina laakerivoimina. Hammaspyörien hammastuksen vinouskulmasta johtuen aiheutuu planeettapyörille myös aksiaalivoimia, joista on seurauksena taivutusmomenteja planeettatappeille.

Kuvasta 5.3 nähdään koko mallin verkotus. Verkossa on solmuja 1 101 366 ja elementtejä 547 805.



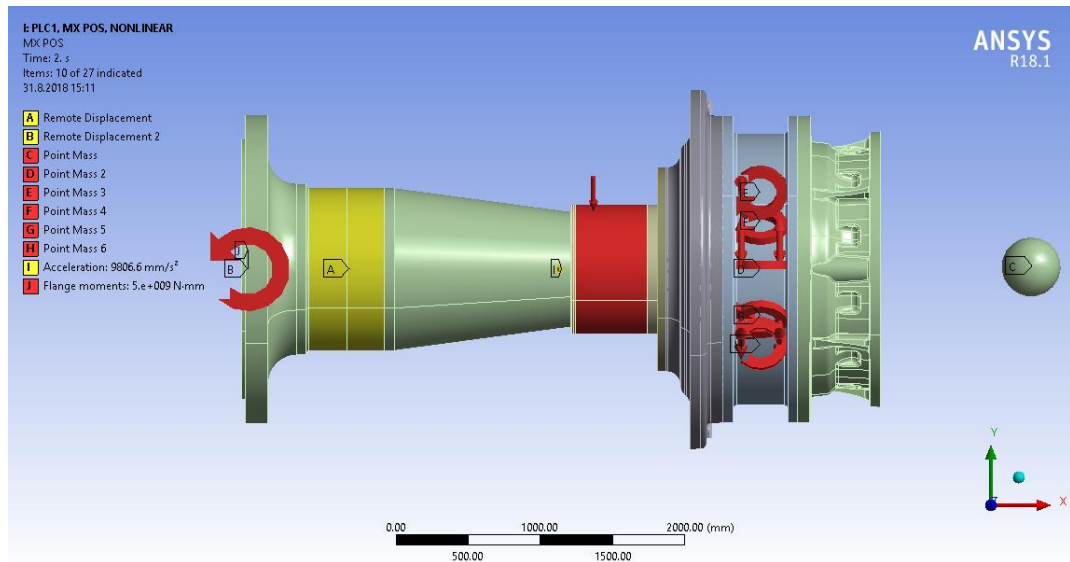
Kuva 5.3: Koko mallin verkotus

Kantajan ja planeettapyörien tappien verkotus nähdään kuvasta 5.4.



Kuva 5.4: Kantajan ja tappien verkotus

Kuvassa 5.5 on nähtävissä reunaehdot yksittäisessä yksikkökuormatapauksessa. Jokaisessa yksikkökuormatapauksessa käytetään samoja reunaehtoja ainoastaan poikkeavilla kuormien suunnilla ja suuruuksilla.

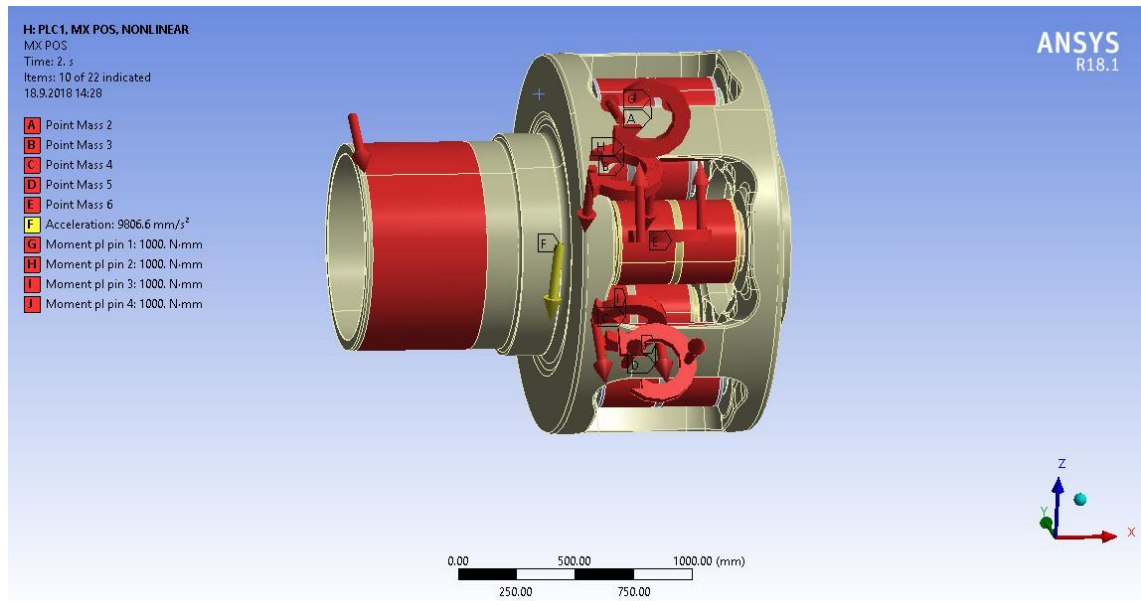


Kuva 5.5: Yhdessä yksikkökuormatapauksessa vaikuttavat reunaehdot

Käytetyt reunaehdot löytyvät taulukosta 5.1. Reunaehdot pelkän kantajan osalta näkyvät kuvassa 5.6.

Taulukko 5.1: Mallin reunaehdot

Reunaehto	Kuvaus
Acceleration	Painovoiman vaikutus
Remote displacement	Päälaakerin tukivaikutus
Remote displacement 2	Pääakselin pyörimisen esto
Flange moments	Roottorilta tuleva taivutusmomentti
Remote displacement 3	Rotaation esto
Moment pl pin 1-5	Hammaskosketuksen aksiaalivoimista aiheutu- vat momentit
Bearing load 1-10	Hammaskosketuksen tangentialivoimat
Pressure	Pääakselin ja kantajan puristusliitos



Kuva 5.6: Reunaehdot kantajalle

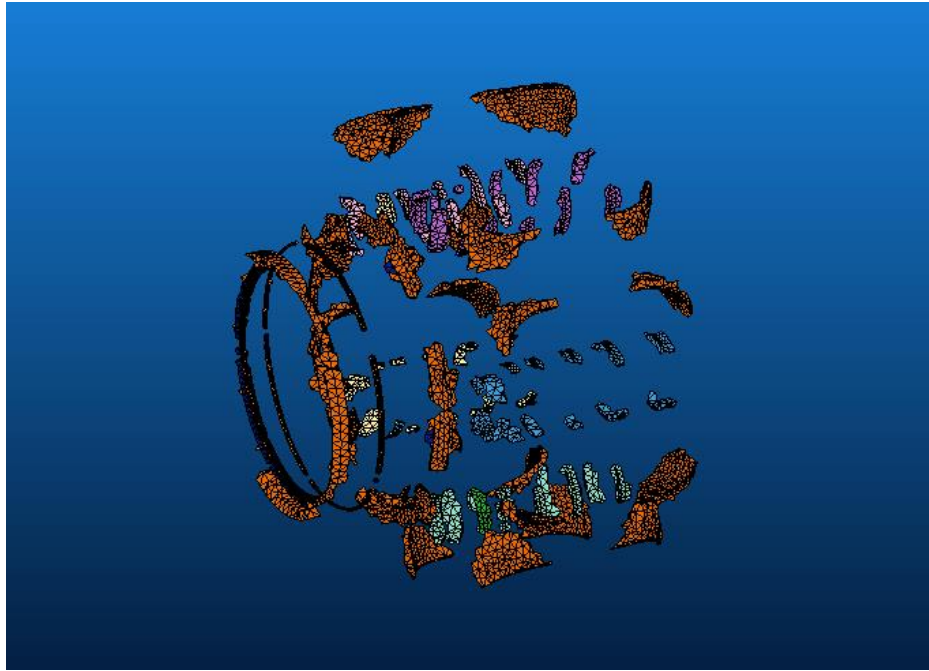
5.5 Solmujen karsinta

Solmujen karsintaan perustuva laskennan yksinkertaistamistapa toteutetaan Ansyssta käyttäen, jolloin Femfatiin viety malli saadaan pienemmäksi ja laskenta-aikaa näin nopeutettua. Solmujen karsinta toteutetaan suodattamalla mallista solmut, joissa suurin pääjännitys jää alle tietyn absoluuttisen raja-arvon. Karsinta voidaan toteuttaa myös suhteellisenä valitsemalla solmujen joukosta esimerkiksi ylimmän 10 % jännitykset sisältävä osuus.

Solmujen valinta voidaan tehdä myös perustuen yhdistettyjen yksikkökuormatapausten perusteella tehtyyn valintaan, jolloin jännitykset lasketaan yhteen yksinkertaisesti. Ongelmana tässä on se, millä tavalla eri yksikkökuormatapaukset pitäisi painottaa laskettaessa niitä yhteen. Siksi voidaan olettaa toimivan tavan olevan yksinkertaisesti jokaisesta yksikkökuormitustapauksesta erikseen muodostettujen solmuryhmien muodostaminen, sillä kaikki kriittisimmät solmut saadaan valittua, kunhan asetettu jännitysraja on riittävän alhainen.

Femfatissa on sisäänrakennettuna mahdollisuus karsia laskettavien solmujen määrää kahdella tavalla. Voidaan määrittää laskettavaksi vain pintasolmut, johtuen seikasta, että väsymismurtuma lähtee liikkeelle käytännössä aina pintasäröstä. Toinen mahdollisuus on tutkia jännityksiä solmuissa ja jättää pois ne solmut, joissa jännitykset jäävät alle tietyn rajan, joka voidaan määrittää suhteelliseksi tai absoluuttiseksi. Kuitenkin ongelmana on, että Femfat muodostaa tätä ennen kuormitusten aikasarjojen ja yksikkökuormien FEM-mallista saaduista jännitystuloksista omat tiedostonsa, joissa ylimääräisen informaation määrä on ongelma laskennan keston kannalta.

Solmujen karsinta toteutetaan käyttäen APDL-komentoja Ansysksessa. APDL on lyhenne sanoista Ansys Parametric Design Language. Kyseessä on siis Ansyksen komentokieli, jolla voidaan helposti automatisoida monia tehtäviä Ansysksessa. Esimerkki käytetyistä komennoista löytyy liitteestä A. Komennoilla saadaan muodostettua komponentti, jossa on valittuna tietyn jännitysrajan ylittävät solmut. Kuvassa 5.7 nähdään karsittu malli, joka sisältää 55 468 solmua ja 22 740 elementtiä.



Kuva 5.7: Karsittu malli

Solmujen karsinnan kannalta oleellista on määrittää sopiva raja-arvo, millä kriittisimmät solmut saadaan mukaan väsymislaskentaan. Rajaa voidaan tarkastella prosentuaalisesti maksimijännityksestä kussakin yksikkökuormitustapauksessa. Oleellista on myös tarkastella vaikuttaako solmujen karsinta jollain tavalla tulosten tarkkuuteen laskennassa silloinkin, kun mukana karsitussa mallissa on kriittisimmät solmut. Eroavaisuudet vauriosummassa voivat johtua laskentaprosessin käyttämissä korjauskertoimissa, jos niitä ei osata ottaa huomioon laskentaa suoritettaessa. Oletuksena on, että karsinta ei vaikuta laskennan tuloksiin, sillä laskennassa ei oteta huomioon paikallisen jännitysgradientin vaikutusta, joka voisi vaikuttaa tuloksiin johtuen viereisten solmujen puuttumisesta joissakin kriittisissä kohdissa. Jännitysgradientin käyttö voi mahdollisesti vaikeuttaa solmujen karsintaa, mutta jännitysgradientin käyttö tulee kysymykseen erityisesti sitkeillä materiaaleilla eikä niinkään haurailta kuten kyseessä olevalla korkean lujuuden pallografiittivaluraudalla.

Tarkastellaan solmujen karsintaa käyttämällä raja-arvona taivutusmomenttikuormitustapauksissa 50 MPa ja vääntömomentin tapauksessa 100 MPa. Näiden kriteerien yhdistelmä antaa kuvassa 5.7 havaittavan mallin. Lisäksi työssä vertaillaan tämän karsitun mal-

lin vauriotuloksia valituilla aikasarjoilla koko kantajan sisältävään malliin. Johtuen laskennan suuresta kestosta käyttäen kaikki solmut sisältävää mallia, jää näiden tarkastelujen määrä suhteellisen vähäiseksi.

Solmujen karsinnan osalta sopiva jäljelle jäävä määrä voisi olla 10 % koko mallin solmuista. Kantajan ja sen tapit sisältävässä mallissa on noin 550 000 solmua, jolloin 10 % tästä on noin 55 000 solmua. Kiinteillä rajoilla suoritettu valinta osuikin hyvin lähelle tätä.

5.6 Kuormitusten karsinta

Kuormitustiedostojen määrän vähentämistä tarkastellaan eri tavoilla. Työssä lasketaan koko kuormatiedostosarja, josta tarkastellaan valituista kuormatiedostoista kertyviä vaurioita. Työssä tutkitaan myös, miten laskentaan vaikuttaa kuormatiedostojen yhdistely pidemmiksi sarjoiksi, minkä oletetaan lyhentävän laskenta-aikaa verrattuna useiden erillisten kuormatiedostojen laskentaan. Hyöty saavutetaan erityisesti sillä, että laskentaprosessissa Femfat muodostaa omaan tiedostomuotoonsa pakatun jännitystiedoston, minkä kesto riippuu enemmän aikasarjojen määrästä kuin sarjan pituudesta.

Kuormitusten karsinnassa verrataan karsitun kuormatiedostokokonaisuuden perusteella laskettua vauriokertymää kaikkia kuormatiedostoja käyttävän laskennan vauriokertymään. Yksittäisestä kuormitustapauksesta kertyvän vaurion keskiarvoa ja hajontaa verrataan koko sarjan ja karsitun sarjan välillä. Karsitussa sarjassa tuulen vaihtelun simuloinnissa käytettävien satunnaistoteutusten määrä on karsittu 6:sta 1:en. Kun normaalia tuotantokäyttöä kuvaavia aikasarjoja on 3600, jää niitä karsinnan jälkeen jäljelle 600. Karsinnan aikaansaaman nopeutuksen ja tulosten tarkkuuden vertailu toteutetaan solmujen määrällä karsitulla mallilla laskennan suuresta kestosta johtuen.

Työssä tarkastellaan myös kuormitusten aikasarjoja graafisesti ja tilastollisesti turbulenssin vaikutuksen osoittamiseksi. Liitteessä A on kuvaajat, joissa nähdään vääntömomentit ajan suhteen kuudella eri satunnaistoteutuksella samalla keskinopeudella ja samalla turbulenssin intensiteetillä. Kuvaajista nähdään, että eri satunnaislukusiementä käyttäen koko aikasarja näyttää varsin erilaiselta. On helppoa kuvitella, että myöskin lasketut vaurioarvot ovat varsin erilaiset kyseisillä sarjoilla. Taivutusmomenttien suhteen tehty visuaalinen tarkastelu ei ole niin havainnollistavaa, koska taivutusmomentti on seurausta roottorin lapojen värähtelyliikkeestä, jolloin taivutusmomenttikuvaaja näyttää epämääräiseltä värähtelysignaalilta.

Kuormitustiedostojen yhdistäminen on mahdollista toteuttaa yksinkertaisesti muodostamalla yksi pitkä aikasarja aikasarjoista, joiden osuus turbiinin kokonaiskäyttöiästään on sama. Näin tätä aikasarjaa voidaan kertoa samalla kertoimella kuin yksittäisiäkin sarjoja kerrottaisiin ekstrapoloitaessa vauriota koko turbiinin käyttöiälle. Tutkitaan aiheuttaako

kuormitustiedostojen yhdistäminen pitkäksi sarjaksi vaikutuksia vauriokertymään. Teoreettisesti tarkasteltuna aikasarjojen ketjuttamisen vaikutus voi kasvattaa vauriota, koska pidempi aikasarja sisältää todennäköisesti suuremmat ääriarvot, joka aiheuttaa suurempia jännitysvaihteluita kuin lyhyemmässä sarjassa. Toisaalta tilanteen voidaan ajatella olevan myös realistisempi tällä tavalla laskettuna, koska silloin laskentaan tulee mukaan eri kuormitustapausten vaihtumisessa tapahtuvat siirtymäsyklit.

Tarkastellaan myös millä tavalla keskituulennopeus ja turbulenssi vaikuttavat vaurion kertymään. Koska aikasarjoja on turbulenssin intensiteetin mukaisesti jaettu 10 luokkaan, on eri luokkien vauriokertymissä huomattavia eroja. Suurempi turbulenssi lisää jännitysykliä amplitudia, mikä aiheuttaa suurempia vaurioita. Keskituulennopeuden suhteen on hyvin yksinkertaista, että suurempi tuulennopeus kasvattaa vauriota. Kuitenkin tuulennopeuden jakauman johdosta suurimmat vauriot painottuvat niihin nopeuksiin, joiden ajallinen esiintyminen on suurinta.

Eri kuormitustapausten aiheuttamien vaurioiden tutkimisen oletetaan antavan tietoa siitä, onko kaikkia kuormitustapauksia välttämättä käytettävä laskennassa vai voidaanko osa jättää pois ja näin tehostaa laskentaa. Erityisesti kiinnostavaa käytännön toteuttamisen kannalta on, voidaanko ennakolta tietää, mitkä kuormitustapaukset aiheuttavat niin vähäisiä vaurioita, ettei niiden laskennasta ole käytännössä kokonaisvauriokertymän kannalta mitään merkitystä. Tämä vaatii sen, että kuormitusten aikasarjojen koostumus tunnetaan riittävän hyvin ja ymmärretään millä tavalla eri kuormitusehdot vaikuttavat vaurioon.

5.7 Sykliä laskenta

Sykliä laskennassa käytettävä menetelmä on rainflow -menetelmä, jossa Femfat muodostaa matriisin, jossa on 64 jännitysamplitudiluokkaa, joista jokaiselle on 64 eri keski-jännitysluokkaa. Sykliä laskennassa kuormitustiedostojen yhdistämisellä voi olla vaikutusta, koska aikasarjan pidentyessä todennäköisyys, että sarja sisältää suuremman amplitudin syklin myös kasvaa.

Sykliä laskennassa oleellinen osa on avointen sykliä laskenta, eli niiden sykliä, joiden hystereesisilmukka ei sulkeudu kuormitusjakson aikana. Niiden laskentaan on eri menetelmiä, joista yleisesti käytetty on laskea avoimet syklit puolikkaina. Tässä työssä on laskettu avoimet syklit kuin ne olisivat kokonaisia syklejä eli puolikkaita syklejä ei ole laskennassa ollenkaan.

5.8 S-N -käyrän muodostus

S-N -käyrän muodostaminen tapahtuu standardin mukaisella menetelmällä. Käytettävät korjaukset on käsitelty aiemmin, joten tässä esitellään lyhyesti lukuarvoja, joita käytetään. Taulukossa 5.2 on oleellimmat käytetyt materiaaliarvot.

Taulukko 5.2: Käytettyjä materiaaliarvoja

Kuvaus	Lyhenne	Arvo
Vetolujuus	σ_b	839 MPa
Kappaleen koko	d	200 mm
Vaihtolujuus (P=50%)	σ_{wk}	428 MPa
Tykytyslujuus (P=50%)	σ_p	563 MPa
KaltevuusekspONENTTI	m_1	10,67

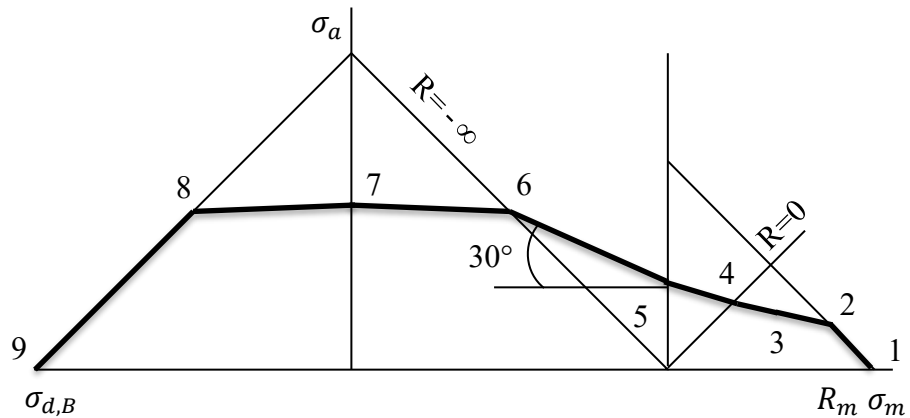
Pinnanlaadun vaikutus on otettu huomioon FKM:n mukaisella menetelmällä. Pinnanlaatuja kappaleessa on neljää erilaista, jotka muodostuvat kahdesta valulaadusta sekä kahdesta koneistettujen pintojen laadusta. Pinnanlaadut ja materiaalin varmuuskertoimet on kuvattu taulukossa 5.3.

Taulukko 5.3: Pinnanlaadun kertoimet

Pinta / valun laatu- luokka	Pinnanlaatu R_z (μm)	Materiaalin varmuus- kerroin γ_m
Valu / 1	200	1,5
Valu / 2	200	1,75
Koneistus / 1	60	1,5
Koneistus / 2	60	1,75

Keskijännityksen vaikutus otetaan huomioon Haighin piirrosta käyttäen. Femfat tarjoaa erilaisia vaihtoehtoja piirroksen muodostamiseen. Keskeistä näissä on keskijännityksen vaikutusta kuvaavan parametrin M arvo kaikilla jännityssuhteen positiivisilla arvoilla. Femfatiin on sisällytetty FKM:n ja GL:n menetelmät sekä mahdollisuus määrittää omat arvot. Valittavana on myös Femfatin oma menetelmä, jolla on nimi Femfat 4.1. Tämä poikkeaa siinä suhteessa muista menetelmistä, että tykyttävän puristusjännityksen ja vaihtojännityksen välisen suoran kulmakerroin on eri kuin tykyttävän vetojännityksen ja vaihtojännityksen. Myöskin muut arvot on määritetty hiukan poikkeavasti tässä tavassa.

Kuvasta 5.8 nähdään Femfat 4.1 -menetelmän mukainen Haighin piirros.



Kuva 5.8: Femfat 4.1 -menetelmän mukainen Haighin piirros

Pisteiden määrittely Haighin piirrokseen tapahtuu Femfat 4.1 -menetelmässä taulukossa 5.4 määrittelyillä tavoilla.

Taulukko 5.4: Pisteiden määrittely Haighin diagrammiin Femfat 4.1 -menetelmässä

Piste	Määritelmä
1	$\sigma_m = R_m$
2	$\sigma_m = 0,88 \cdot TS, \sigma_a = 0,34 \cdot \sigma_{A,tsc}$
3	$\sigma_m = 0,76 \cdot TS$ ja $\sigma_a = 0,48 \cdot \sigma_{A,tsc}$
4	σ_a on tykytyslujuus
5	σ_a on vaihtolujuus
6	Puristava tykytysjännitys, jos tunnettu. Ellei niin määritetään suoralle, joka on 30 asteen kulmassa vaakasuoraan nähden.
7	Valuraudalle on määritetty puoliväliin suoraa viivaa, joka on pystysuorassa ja leikkaa puristumurtoviivan ja negatiivisen äärettömän jännityssuhteen viivan kanssa.
8	Vaakasuoran pisteen 6 kautta kulkevan pisteen leikkauskohta suoran $\sigma_1 = -\sigma_{1,c}$ kanssa.
9	Puristumurtolujuus

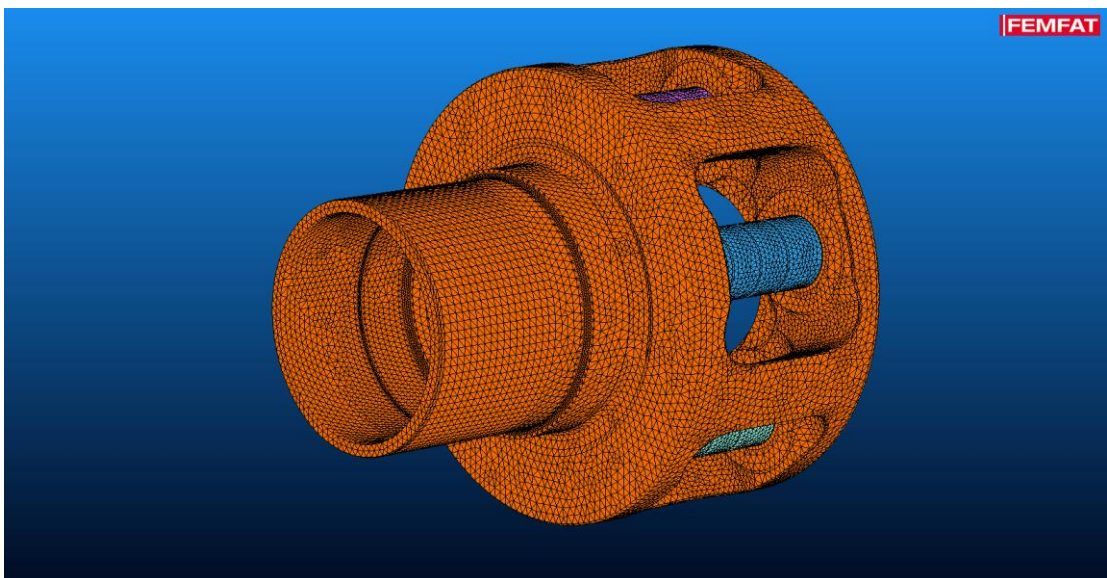
6. TULOKSET

Tulosten esittely on jaettu omiin osiinsa solmujen karsinnan osalta ja kuormitusten karsinnan osalta. Solmujen karsinnan tuloksissa on vertailtu täyden mallin ja solmuiltaan karsittujen mallien eroa. Tarkastelussa on pohdittu myös tulosten eroavuudesta johtuvia syitä.

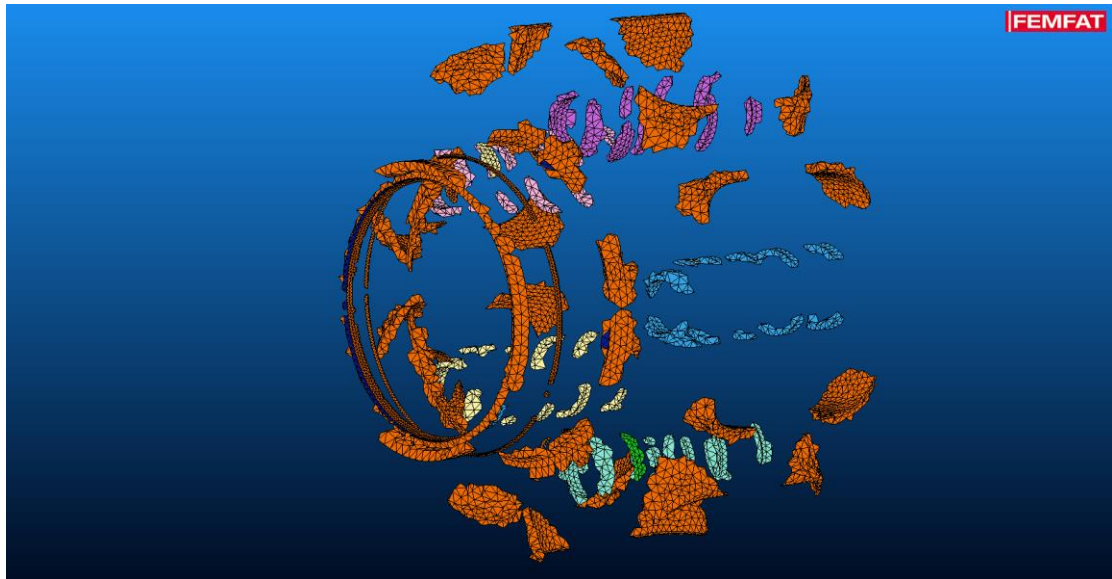
Kuormitusten karsinnan tarkastelussa on vertailtu yhdistettyjen aikasarjojen ja erillisten aikasarjojen perusteella tehdyn laskennan eroa. On myös tutkittu eri aikasarjojen tuottamia maksimivaurioita ja laskettu miten niiden perusteella voitaisiin jättää pois tiettyjä aikasarjoja.

6.1 Solmujen karsinnan tulokset

Solmujen karsinnan tarkkuus on tässä tapauksessa sama kuin täyttä mallia käytettäessäkin. Tämä saavutetaan sopivalla solmujen määrän valinnalla. Kuvista 6.1-6.3 nähdään käytetyt mallit. Eri malleja on kolme. Vertailukohtana on täyden kantajan ja kantajan tapit sisältävä malli, joka nähdään kuvassa 6.1. Kuvassa 6.2 on 9,3 % täyden mallin solmuista sisältävä malli. Kuvassa 6.3 on 1,7 % täyden mallin solmuista sisältävä malli.



Kuva 6.1: 596 393 solmua sisältävä eli koko malli



Kuva 6.2: 55 468 solmua sisältävä malli



Kuva 6.3: 9916 solmua sisältävä malli

Taulukossa 6.1 on Femfatilla suoritetun väsymislaskennan nopeuksia solmuista karsiutuilla malleilla. Laskenta on suoritettu yhdistetyllä kuormitustapauksella, jossa on 18 saman keskittuulennopeuden samalla turbulenssin intensiteetillä simuloitua tapausta liitetty yhteen. Taulukossa on eroteltuna Femfatin suorittama ulkoisilla ohjelmilla tallennettujen kuormitus- ja mallitiedostojen pakkaus muotoon, jota Femfat osaa käyttää. Varsinainen laskentaosuus on eroteltu omakseen ja lisäksi molempien summana tuleva kokonaiskesto on merkitty taulukkoon. Näitä tuloksia tarkasteltaessa on huomioitava, että kuormatiedostojen yhdistäminen pitkäksi sarjaksi painottaa huomattavasti laskennan osuutta kokonaiskestosta ja yksittäistä 600 s mittaista aikasarjaa tutkittaessa pakkauksen keston osuus on huomattavan paljon suurempi.

Taulukko 6.1: Laskennan kestoja yhdistettyä aikasarjaa käyttäen

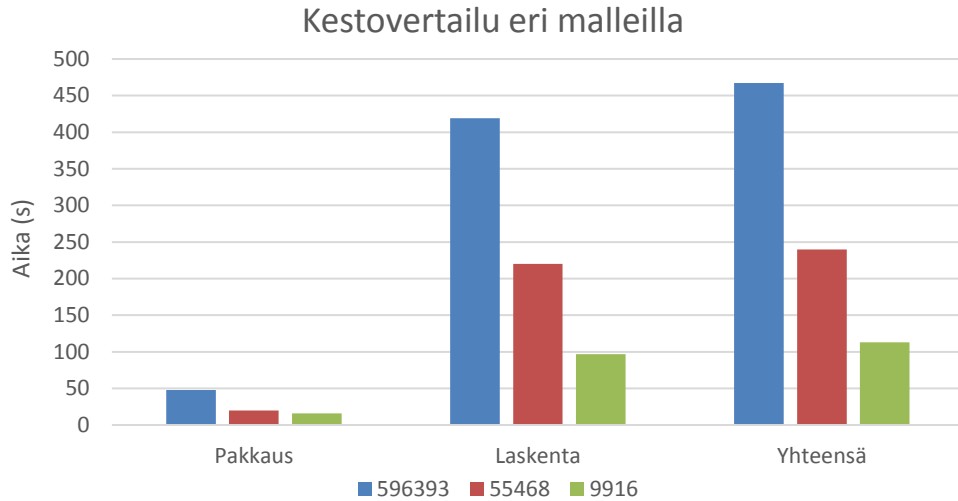
Solmujen määrä (osuus kokomallin soluista)	Pakkauksen kesto (s) (osuus kokomallin kestosta)	Osuus kokonaiskestosta (%)	Laskennan kesto (s) (osuus kokomallin kestosta)	Osuus kokonaiskestosta (%)	Kokonaiskesto (s) (osuus kokomallin kestosta)
596393 (100 %)	48 (100 %)	10	419 (100 %)	90	467 (100 %)
55468 (9,3%)	20 (42 %)	8,3	220 (53 %)	92	240 (51 %)
9916 (1,7%)	16 (33 %)	14	97 (23 %)	86	113 (24 %)

Taulukossa 6.2 on laskennan kestoajoja yksittäistä aikasarjaa käyttäen, jolloin nähdään merkittävä ero laskennan kestoajassa verrattuna taulukon 6.1 tapaukseen. Erot pakkauksen kestossa ovat pienet, vaikka aikasarjojen pituus yhdistetyssä tapauksessa on 18-kertainen yksittäiseen verrattuna. Laskennan kestossa aikasarjojen yhdistäminen näkyy, vaikka ero ei olekaan 18-kertainen.

Taulukko 6.2: Laskennan kestoajoja yksittäistä aikasarjaa käyttäen

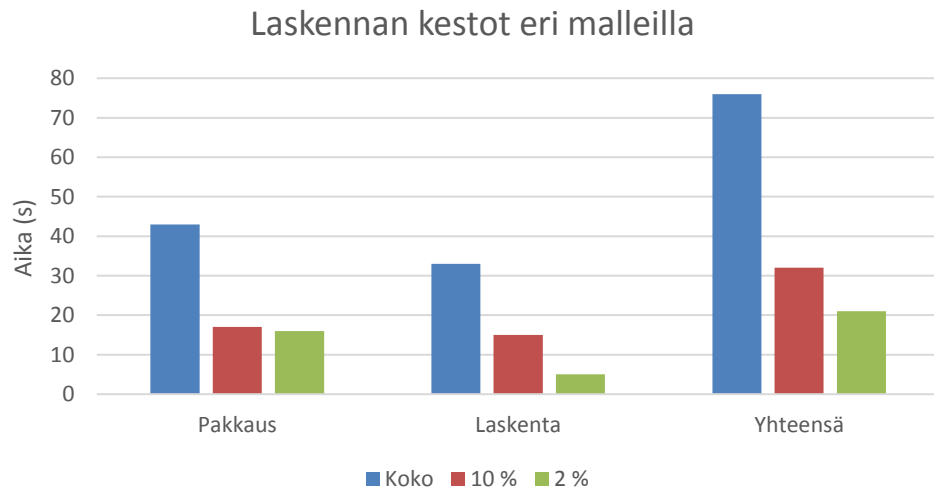
Solmujen määrä (osuus kokomallin soluista)	Pakkauksen kesto (s) (osuus kokomallin kestosta)	Osuus kokonaiskestosta (%)	Laskennan kesto (s) (osuus kokomallin kestosta)	Osuus kokonaiskestosta (%)	Kokonaiskesto (s) (osuus kokomallin kestosta)
596393 (100 %)	43 (100 %)	57 %	33 (100 %)	43 %	76 (100 %)
55468 (9,3%)	17 (40 %)	53 %	15 (45 %)	47 %	32 (42 %)
9916 (1,7%)	16 (37 %)	76 %	5 (15 %)	24 %	21 (28 %)

Kuvasta 6.4 nähdään pylväsdiagrammina taulukossa 6.1 esitetyt asiat. Kuvasta nähdään laskennan selkeä nopeutuminen solmuja karsimalla. Kokonaiskesto laskee keskimmäisellä mallilla 42 %:in ja pienimmällä mallilla 25 %:in täyden mallin kestoista.



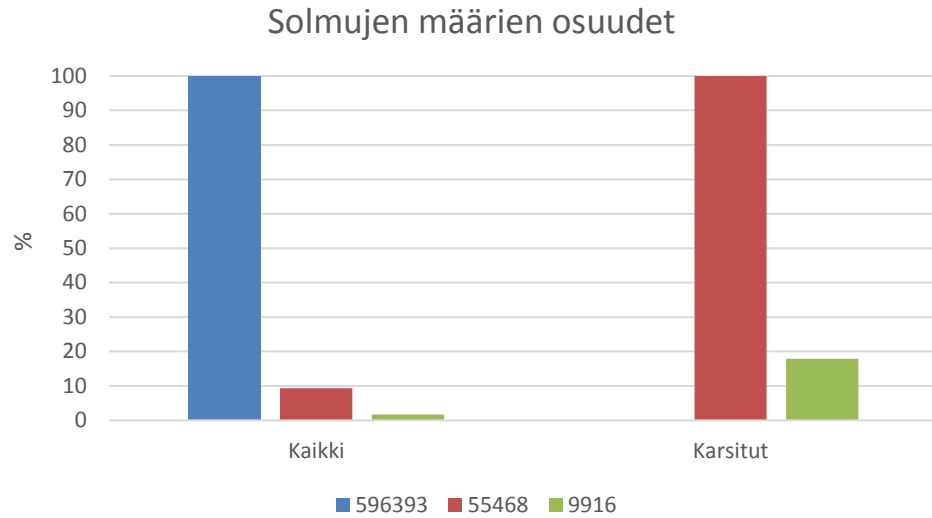
Kuva 6.4: Laskennan kesto yhdistettyä aikasarjaa käyttäen

Kuvasta 6.5 nähdään laskennan kestot, kun käytetään vain yhtä aikasarjaa. Erona yhdistetyn aikasarjan käyttöön nähdään, että pakkauksen kesto ei ole riippuvainen aikasarjan pituudesta, mutta itse laskennan kesto taasen on.



Kuva 6.5: Laskennan kesto yhtä aikasarjaa käytettäessä

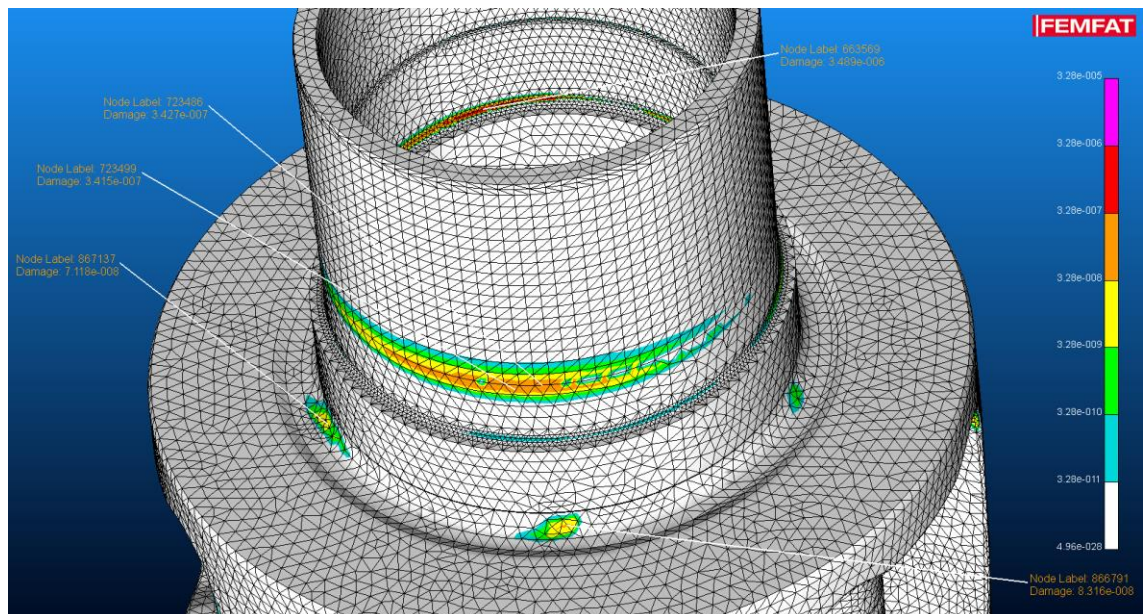
Kuvasta 6.6 nähdään solmujen määrien vertailu ensin suhteessa täydelliseen malliin ja toiseksi karsittujen mallien välillä verrattuna suurempaan karsittuun malliin.



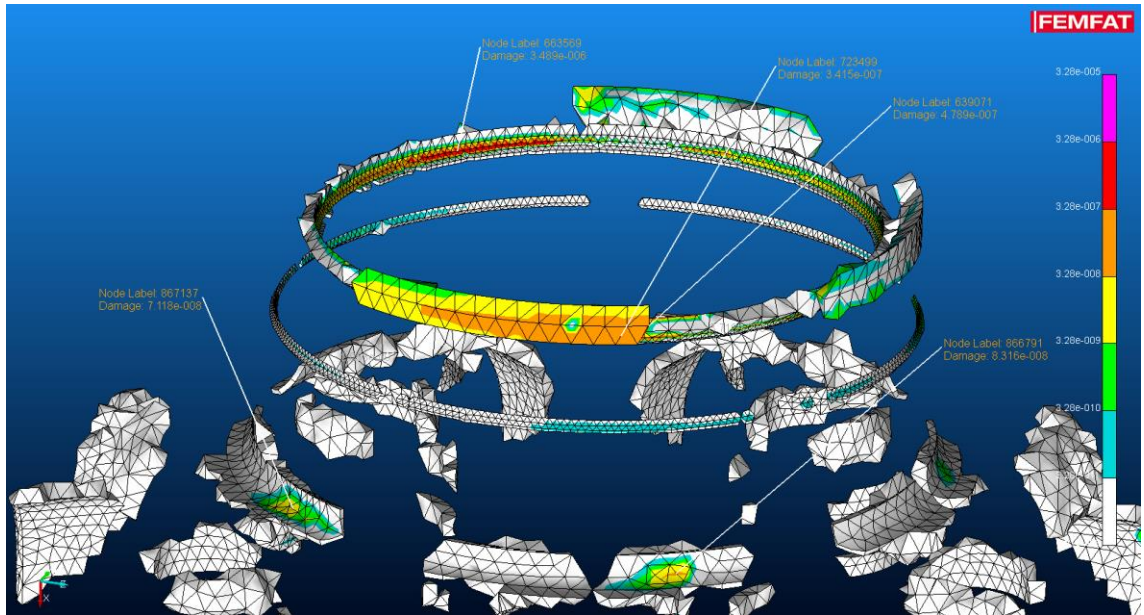
Kuva 6.6: Solmujen määrien osuudet suhteessa täydelliseen malliin ja karsittujen mallien vertailuna

Tuloksista nähdään, että laskennan kesto ei pienene samassa suhteessa solmujen vähentämisen kanssa. Näin solmujen karsinnassa oleellista näyttäisi olevan löytää sopiva optimaalinen raja, eikä mahdollisimman suuri karsinta, joka vielä antaisi riittävän hyvät tulokset.

Kuvista 6.7 - 6.10 nähdään vertailut, kuinka karsittu malli sisältää rasitetuimmat kohdat jättäen kuitenkin pienille vaurioille jäävät kohdat pois. Kuvassa 6.7 näkyvä solmu 723486 ei sisälly karsittuun malliin kuten nähdään kuvasta 6.8. Kuitenkin solmu 723499, jonka vaurioarvo on lähes sama, sisältyy karsittuun malliin.

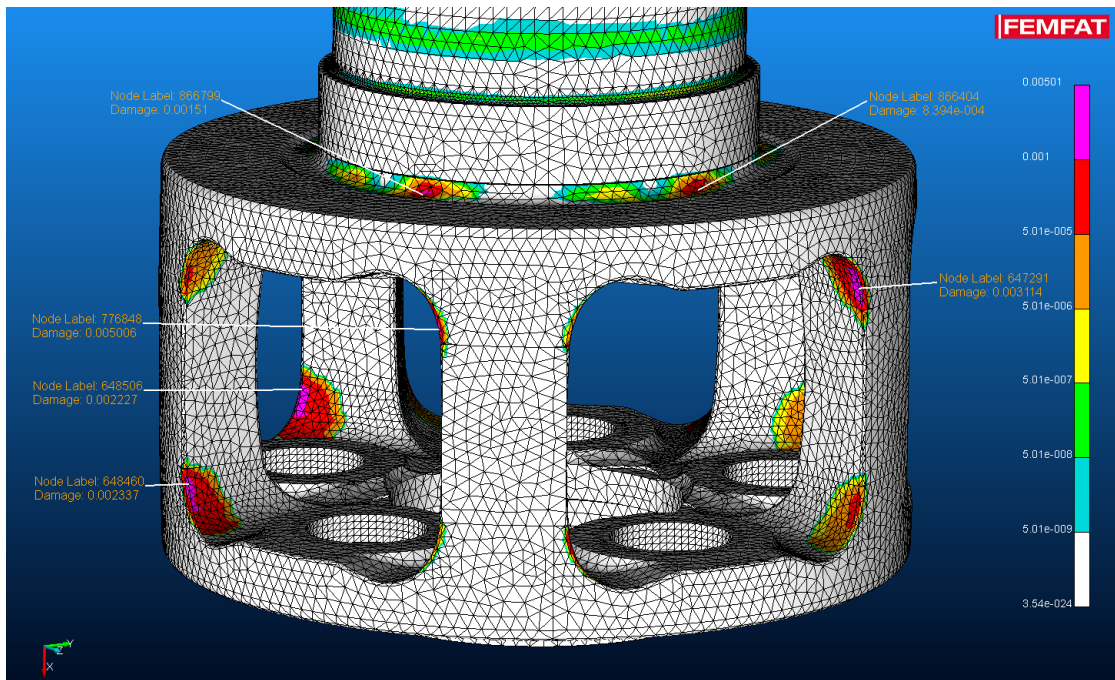


Kuva 6.7: Täyden mallin vauriotarkastelu yhdistettyä sarjaa käyttäen

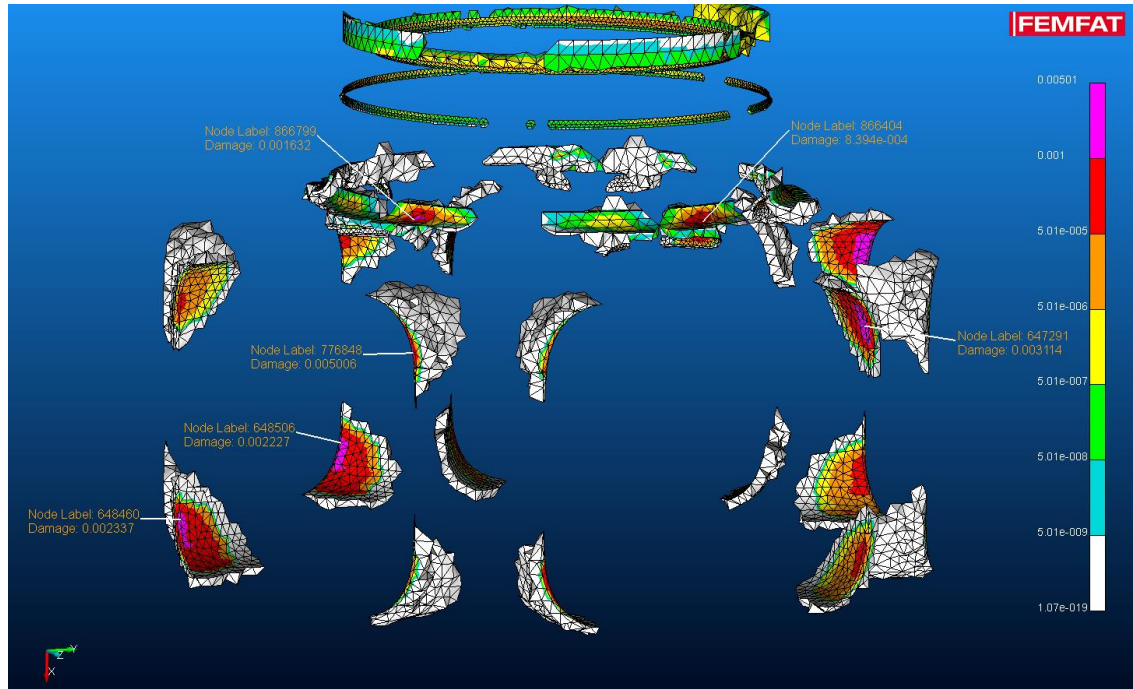


Kuva 6.8: Karsitun mallin vauriotarkastelu yhdistettyä sarjaa käyttäen

Kuvassa 6.10 nähtävä karsittu malli käyttäen yksittäistä pysäytystapausta sisältää kriittiset pisteet. Yllättävä tulos ainoastaan on solmussa 866799, jossa vaurioarvo hieman poikkeaa täyden mallin arvosta. Muissa solmuissa vaurioarvot ovat samat.



Kuva 6.9: Täyden mallin vauriotarkastelu pysäytystapausta käyttäen



Kuva 6.10: Karsitun mallin vauriotarkastelu pysäytystapausta käyttäen

6.2 Kuormitusten karsinnan tulokset

Kuormitusten karsinnan tarkastelussa on tulokset jaoteltu kuormitustiedostojen yhdistämisen, turbulenssin ja keskituulennopeuden, satunnaistoteutusten määrän ja erityistapausten ja normaalitapausten väliseen eroon. Tuloksissa on vertailtu vaurioituneimman solmun vaurioarvoja nopeutettujen ja alkuperäisten tapojen välillä.

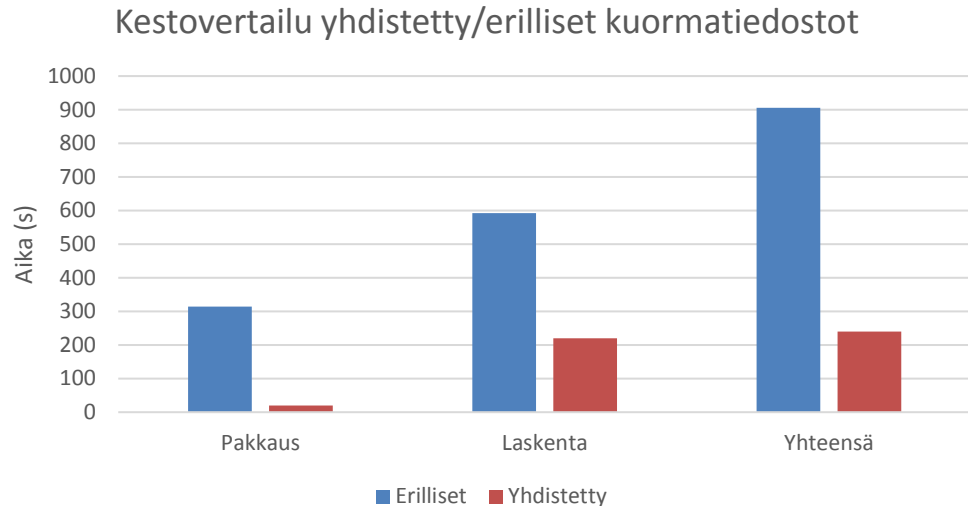
6.2.1 Yhdistetyt kuormitustapaukset

Tarkastellaan, millainen vaikutus on 18 kuormitustapauksen yhdistämisellä yhdeksi pitkäksi aikasarjaksi verrattuna 18 aikasarjan laskemisessa erillisinä sekä laskennan keston että tarkkuuden suhteen. Tässä tarkastelussa käytetty FEM-malli on solmujen määrältään karsittu malli, joka sisältää 55468 solmua. Taulukossa 6.3 nähdään laskennan kestot näissä tapauksissa.

Taulukko 6.3: Yhdistetyn aikasarjan laskennan kesto

Kuormitus-sarja	Pakkauksen kesto (s)	koko ke- stosta	Laskennan kesto (s)	koko ke- stosta	Kokonais-kesto (s)
Erilliset	314	35 %	592	65 %	906
Yhdistetty	20 (6,4 %)	8,3 %	220 (37 %)	92 %	240 (26 %)

Kuvassa 6.11 nähdään pylväsdiagrammina taulukon 6.3 laskentojen kestoajat erillisinä ja yhdistettyjä tapauksia käyttäen.



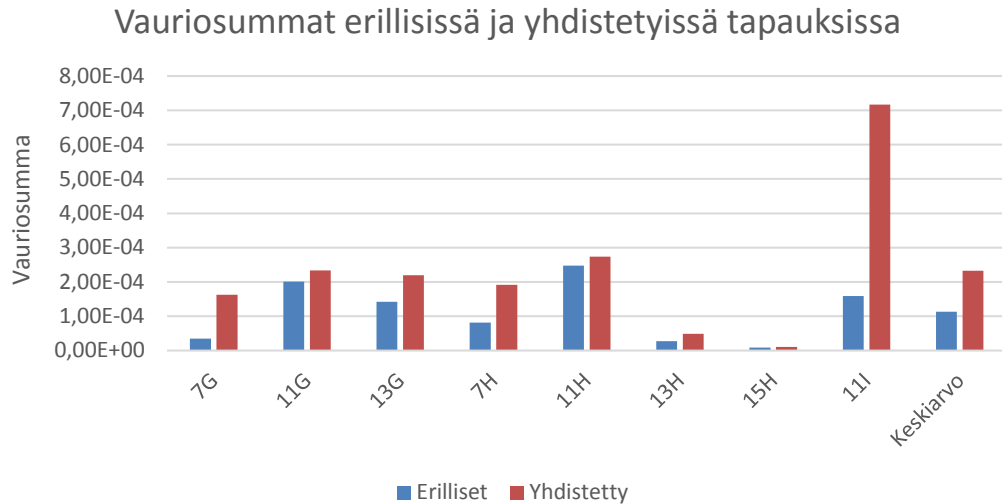
Kuva 6.11: Laskennan kestot yhdistettyjä ja erillisiä kuormatiedostoja käyttäen

Tarkastellaan vauriosummaa edellä käsitellyissä tapauksissa. Taulukossa 6.4 tarkasteltuna kolmesta eri luokasta tehdyt vauriolaskennat. Nimessä ensimmäisenä oleva numero kertoo keskituulennopeuden ja seuraava kirjain turbulenssiluokan. Turbulenssiluokat on jaettu 10 erilliseen ja erotellaan kirjaimin A-J niin, että pienimmän turbulenssin intensiteetin arvon luokka on A ja suurimman J.

Taulukko 6.4: Yhdistetyn aikasarjan vauriosummavertailu

Sarja	Vaurio, erilliset	Vaurio, yhdistetty	Osuus, yhdistetty/erilliset
7G	3,52E-05	1,63E-04	463 %
11G	2,01E-04	2,34E-04	116 %
13G	1,42E-04	2,20E-04	155 %
7H	8,13E-05	1,92E-04	236 %
11H	2,48E-04	2,74E-04	110 %
13H	2,71E-05	4,87E-05	180 %
15H	9,02E-06	1,07E-05	119 %
11I	1,59E-04	7,17E-04	451 %
Summa	9,03E-04	1,86E-03	206 %

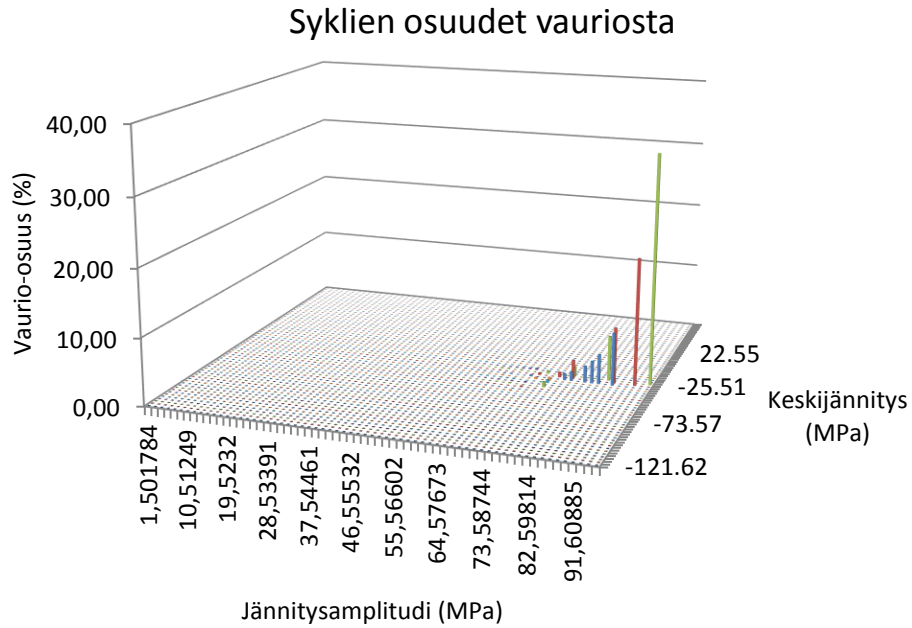
Kuvassa 6.12 taulukon 6.4 tiedot havainnollistettuna pylväsdiagrammiksi.



Kuva 6.12: Vauriosummat erillisiä ja yhdistettyjä tapauksia käyttäen

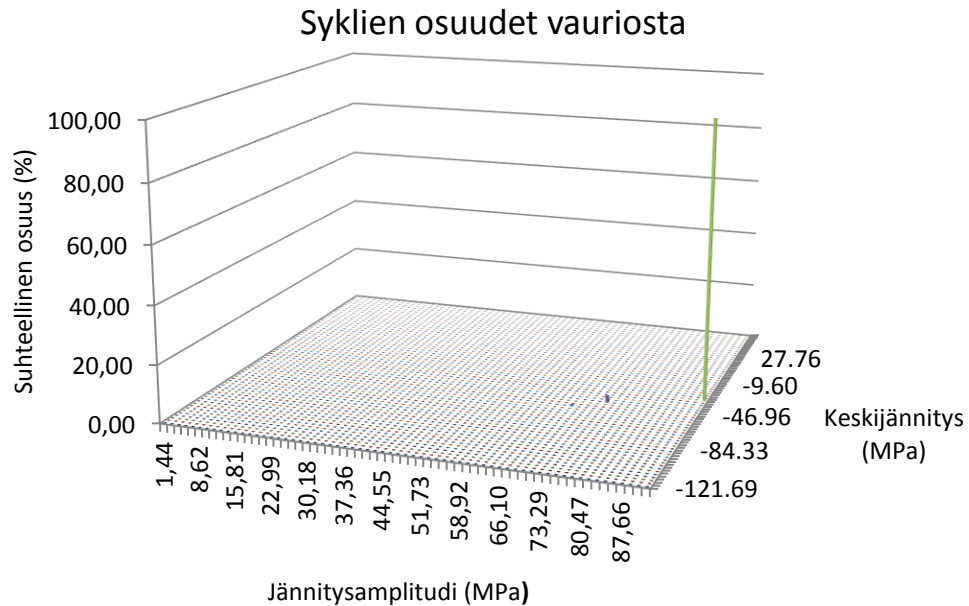
Yhdistettyjä kuormatiedostoja käyttäen laskee analyysin kesto aika noin neljäsosaan verrattuna erillisten sarjojen käyttöön. Kuitenkin vauriosumma on keskimäärin 106 % suurempi yhdistettyjä kuormitustiedostoja käyttäen. Toisaalta hajonta tapausten välillä on suuri ja vauriosumman ero vaihtelee 10-363 % välillä. Kuormitustiedostojen yhdistäminen kuitenkin näyttää johdonmukaisesti tuottavan suurempia vaurioarvoja kuin erillisten kuormatiedostojen käyttö.

Femfatista saadaan myös kunkin kuormitustapauksen kriittisimmän solmun rainflow -matriisi. Sitä tarkastelemalla voidaan nähdä eri syklien suhteelliset osuudet kokonaisvauriosta. Kuvasta 6.13 nähdään yhdistetyn tapauksen 7G jännityssykkien osuudet kokonaisvauriosta. Nähdään, kuinka vauriojakaumassa selkeästi korostuu pieni joukko suurimpien jännitysamplitudien syklejä. Vertaillaan tätä jakaumaa yksittäisestä kuormatiedostosta aiheutuvaan vauriojakaumaan.



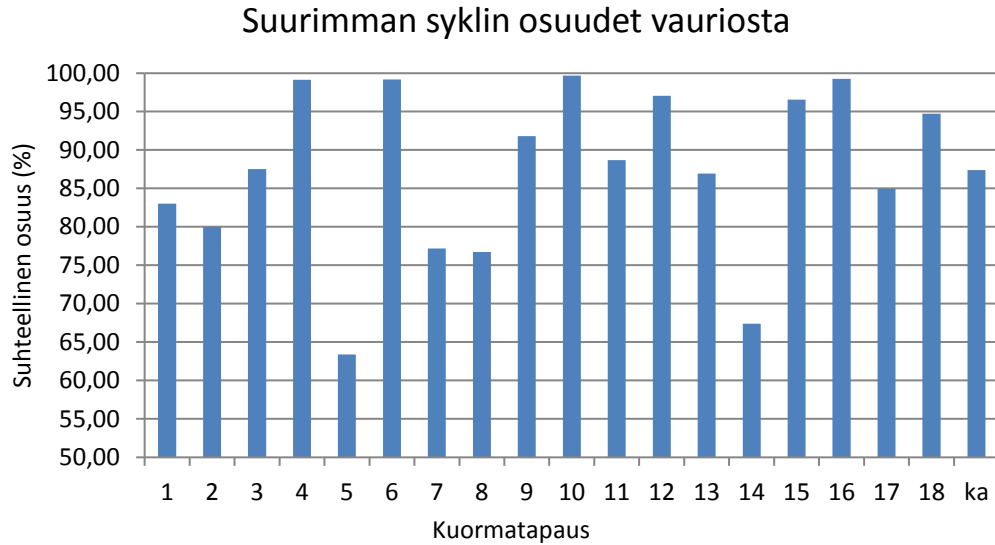
Kuva 6.13: Yhdistetyn tapauksen syklien osuudet vauriosta

Kuvassa 6.14 on syklien osuudet vauriojakaumasta yhden kuormitustapauksen osalta. Kuvasta näkyy, kuinka vaurio koostuu käytännössä yhdestä syklistä tässä tapauksessa.



Kuva 6.14: Syklien osuus vauriosta yhdessä kuormitustapauksessa

Tarkastellaan kaikista tapauksista tuulenopeusluokassa 7G suurimman osan vauriosta aiheuttavien syklien osuuksia. Kuvassa 6.15 suurimpien syklien vaurio-osuudet kyseisen tapauksen vauriosummasta. Kuvasta nähdään, kuinka suurimmassa osassa tapauksissa pahimman syklin vaurio-osuus on yli 80 %.



Kuva 6.15: Suurimpien syklien vaurio-osuudet 18 tapauksesta

Huomattavaa on, kuinka suuren osuuden suurin sykli aiheuttaa vauriosta, kun keskimääräisestäikin sen osuus on yli 85 % koko vauriosta. Pienimmilläänkin näissä tapauksissa yksittäinen suurin sykli muodostaa lähes 65 % vaurion kokonaisuudesta. Suurimmillaan yksi sykli aiheuttaa käytännössä 100 % vauriosta.

6.2.2 Turbulenssin vaikutus vaurioon

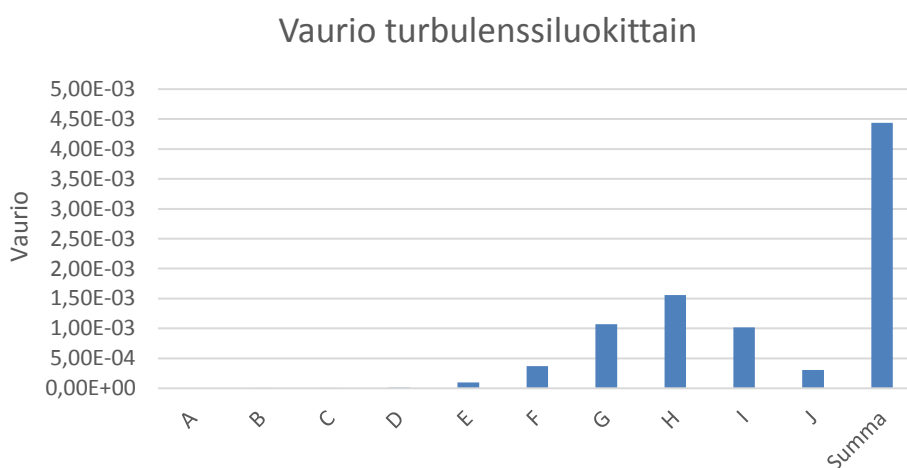
Tutkitaan millä tavalla turbulenssin intensiteetti vaikuttaa vauriosummaan. Kuormitustapauksia on muodostettu 10 eri turbulenssin intensiteetin arvolla. Näissä tapauksissa on siis käyttäen samaa satunnaislukusiemettä muodostettu 10 tapausta, joissa ainoana erona on turbulenssin intensiteetti eli käytännössä tuulenopeuden vaihtelun amplitudin suuruus. Taulukossa 6.5 nähdään vaurioarvot 3600 tapausta laskennassa käyttäen eli jokaisessa turbulenssiluokassa on 360 tapausta. Laskennassa näitä on myös kerrottu todellisella ajallisella esiintymistiheydellä, joten vaurioarvot eivät ole suoraan vertailukelpoisia.

Taulukko 6.5: Turbulenssin intensiteetin vaikutus vaurioon

Turbulenssi-luokka	Vaurio	Osuus summasta (%)
A	3,82E-10	0,00
B	2,08E-08	0,00
C	9,22E-07	0,02
D	1,09E-05	0,25
E	9,79E-05	2,21
F	3,72E-04	8,38

G	1,07E-03	24,11
H	1,56E-03	35,15
I	1,02E-03	22,98
J	3,06E-04	6,90
Summa	4,44E-03	

Kuvassa 6.16 nähdään turbulenssin vaikutus pylväsdigrammina. Nähdään selvästi, kuinka pieni vaikutus alimmilla turbulenssiluokilla on vaurioon. Neljä alinta turbulenssiluokkaa tuottavat käytännössä nollavaurion, kun D-luokan vaurio suurimpanakin on ainoastaan 0,2 % kokonaisvauriosta. Myöskin E-luokan vaurio on vielä pieni ollessaan 2,2 % koko vauriosta. Suuret erot eri turbulenssiluokkien välillä näyttävät, että tarkan vaurioarvon saamiseksi on hyödyllistä käyttää useita turbulenssin intensiteetin arvoja. Kuitenkin näin moneen luokkaan jakaminen ei liene tarpeellista vaan esimerkiksi 3 turbulenssin intensiteetin luokkaa voisi olla riittävä määrä.



Kuva 6.16: Turbulenssin intensiteetin vaikutus vaurioon

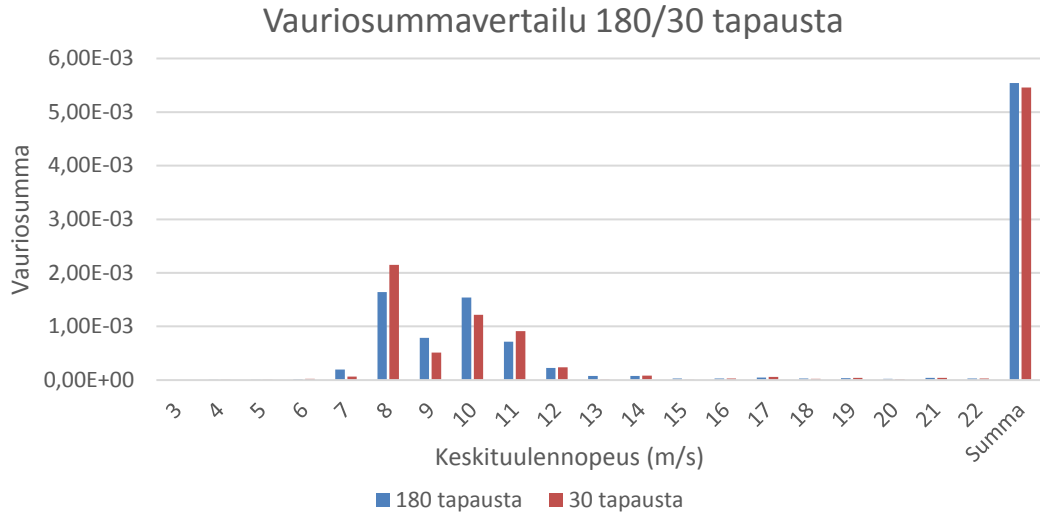
6.2.3 Kuormitustapausten karsinta

Tutkitaan kuormitustapausten karsinnan vaikutusta vauriosummaan sekä laskennan nopeutusta. Lasketaan suunnittelukuormitustapausten 1.2 keskinopeudella 3-22 m/s simuloitujen aikasarjojen perusteella vauriot ja tarkastellaan vauriota, jos 6 satunnaistapauksesta valitaan ainoastaan 1 eli käytetään 30 tapausta jokaisesta keskituulennopeusluokasta laskennassa. Vertailuna on vaurio käyttäen kaikkia tapauksia eli 180 tapausta jokaisesta keskituulennopeusluokasta. Näissä laskennoissa on käytetty 9916 solmua sisältävää mallia johtuen laskennan vaatimasta ajasta. Tulokset nähdään taulukosta 6.6.

Taulukko 6.6: Vertailu 180/30 tapausta sisältävien luokkien vaurioista

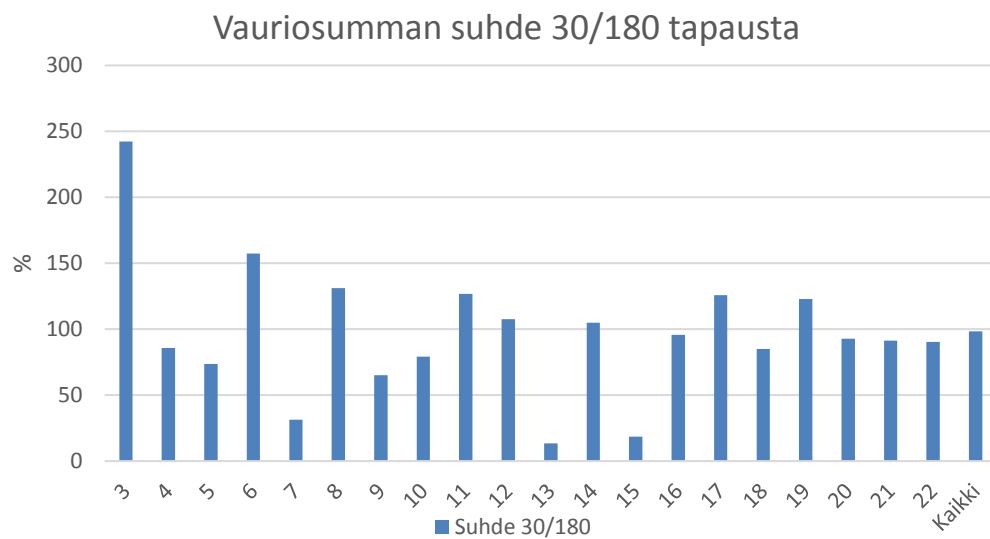
Keskituulennopeus (m/s)	Vaurio, 180 tapausta	Vaurio, 30 tapausta	30/180 tapausten vaurion suhde	Vauriosuhde kumulatiivisesti
3	1,18E-10	2,86E-10	2,42E+00	2,42E+00
4	2,53E-09	2,17E-09	8,58E-01	9,27E-01
5	1,82E-06	1,34E-06	7,36E-01	7,37E-01
6	1,50E-05	2,36E-05	1,57E+00	1,48E+00
7	1,98E-04	6,23E-05	3,15E-01	4,06E-01
8	1,64E-03	2,15E-03	1,31E+00	1,21E+00
9	7,85E-04	5,11E-04	6,51E-01	1,04E+00
10	1,54E-03	1,22E-03	7,92E-01	9,49E-01
11	7,19E-04	9,12E-04	1,27E+00	9,96E-01
12	2,24E-04	2,41E-04	1,08E+00	1,00E+00
13	7,81E-05	1,04E-05	1,33E-01	9,87E-01
14	7,74E-05	8,12E-05	1,05E+00	9,88E-01
15	3,07E-05	5,69E-06	1,85E-01	9,83E-01
16	2,97E-05	2,84E-05	9,56E-01	9,83E-01
17	4,47E-05	5,62E-05	1,26E+00	9,85E-01
18	2,98E-05	2,53E-05	8,49E-01	9,84E-01
19	3,42E-05	4,20E-05	1,23E+00	9,86E-01
20	2,10E-05	1,95E-05	9,29E-01	9,86E-01
21	4,38E-05	4,00E-05	9,13E-01	9,85E-01
22	3,09E-05	2,79E-05	9,03E-01	9,85E-01
Summa	5,54E-03	5,46E-03	9,85E-01	

Kuvassa 6.17 pylväsdiagrammina taulukon 6.6 vauriosummat keskituulennopeusluokittain käyttäen 180 tai 30 tapausta jokaisesta tuulennopeusluokasta. Selkeästi erottuvat tuulennopeusluokat 7 - 12 m/s, joilla suurin osa vaurioista muodostuu.

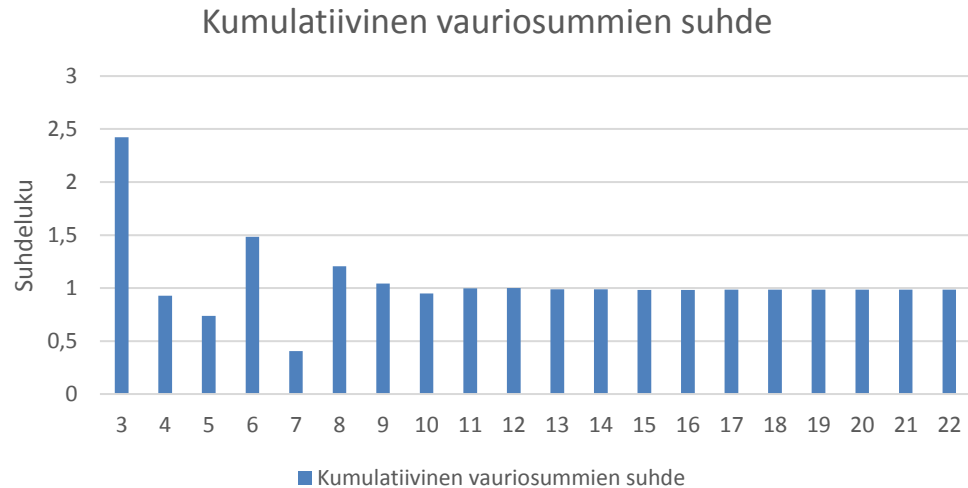


Kuva 6.17: Vauriosummat keskituulennopeusluokittain käyttäen 180/30 tapausta luokassa

Kuvasta 6.18 nähdään vauriosumman suhteellinen osuus käyttäen 30 tapausta luokasta verrattuna 180 tapaukseen. Kuvassa 6.19 kumulatiivisesti nämä samat suhteet alkaen pienimmästä tuulennopeudesta.



Kuva 6.18: Vauriosumman suhde 30/180 tapausta käyttäen



Kuva 6.19: Kumulatiivinen vauriosummien suhde

Vauriosummista nähdään, että tarkkuus saadaan pidettyä hyvällä tasolla, kun kuormitustapauksia otetaan useista eri tuulennopeusluokista. Yksittäisestä tuulennopeusluokasta muodostetulla karsitulla sarjalla erot koko sarjaan verrattuna ovat kymmeniä prosentteja. Kun lasketaan yhteen useita tuulennopeusluokkia, on ero parhaimmillaan vain prosentteja. Taulukosta 6.6 nähdään, että 30 tapausta käyttäen on vaurioarvo 98,5 % verrattuna kaikkien tapausten käyttöön.

Tuloksista nähdään myös millä tavalla kokonaisvaurio jakaantuu eri tuulennopeusluokkien välillä. Tämä on riippuvainen eri tuulennopeusluokkien esiintymisjakaumista myöskin.

6.2.4 Erityistapaukset

Erityisiä väsymiseen vaikuttavia kuormitustapauksia on tavallisen tuotantokäytön lisäksi erityisesti turbiinin käynnistys- ja pysäytysvaiheet. IEC:n määrittämät kuormitustapaukset ovat DLC 3.1-3.3 käynnistykselle ja DLC 4.1-4.2 pysäytykselle.

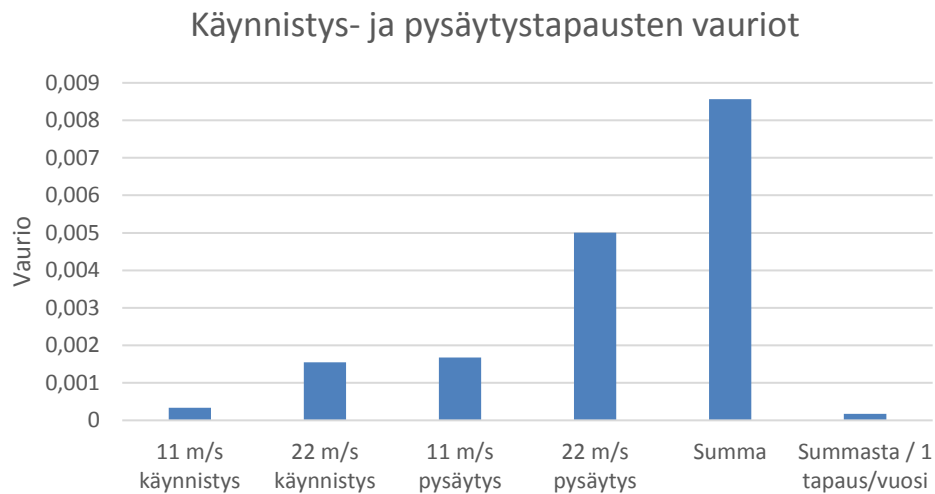
Tutkitaan vauriota käyttäen laskennassa ainoastaan erityistapauksia eli kuormitustapauksia, jotka kuvaavat muuta kuin tavallista tuotantokäyttöä. Näitä tapauksia on 213. Niistä muodostetun vauriosumman arvo on 0,0122. Erityistapaukset muodostavat 95 % koko vauriosummasta. Erityisesti käynnistys- ja pysäytyssarjojen tuottamat vauriot ovat huomattavia. Näiden aiheuttama vaurio on 66 % koko vauriosta. Tällaisen vaurion aiheuttavien tapausten simulointiin ja osuuksiin koko määrästä on kiinnitettävä erityistä huomiota.

Taulukosta 6.7 nähdään käynnistys- ja pysäytystapauksista aiheutuvat vauriot. Käynnistys- ja pysäytystapausten määräksi on asetettu 50 tapausta vuodessa tuulennopeuksilla 11

m/s ja 22 m/s. Tuulennopeudella 3 m/s tapahtuvia pysäytystapahtumia ja tuulennopeudella 4 m/s tapahtuvia käynnistystapahtumia on määritetty tapahtuvan 1000 vuodessa. Näistä alarajatuulennopeudella tapahtuvista tapahtumista seurauksena olevat vauriot ovat suuruusluokkaa 10^{-12} eli käytännössä merkityksettömiä, minkä vuoksi ne on jätetty pois tästä tarkastelusta. Kuvassa 6.20 on esitetty pylväsdiagrammina käynnistys- ja pysäytystapausten vauriot.

Taulukko 6.7: Käynnistys- ja pysäytystapauksista aiheutuvat vauriot

Kuormitustapaus	Vaurio	Koko vauriosummasta
11 m/s käynnistys	3,34E-04	2,60 %
22 m/s käynnistys	1,55E-03	12 %
11 m/s pysäytys	1,68E-03	13 %
22 m/s pysäytys	5,01E-03	39 %
Summa	8,57E-03	67 %
Per 1 tapaus/vuosi	1,71E-04	1,30 %



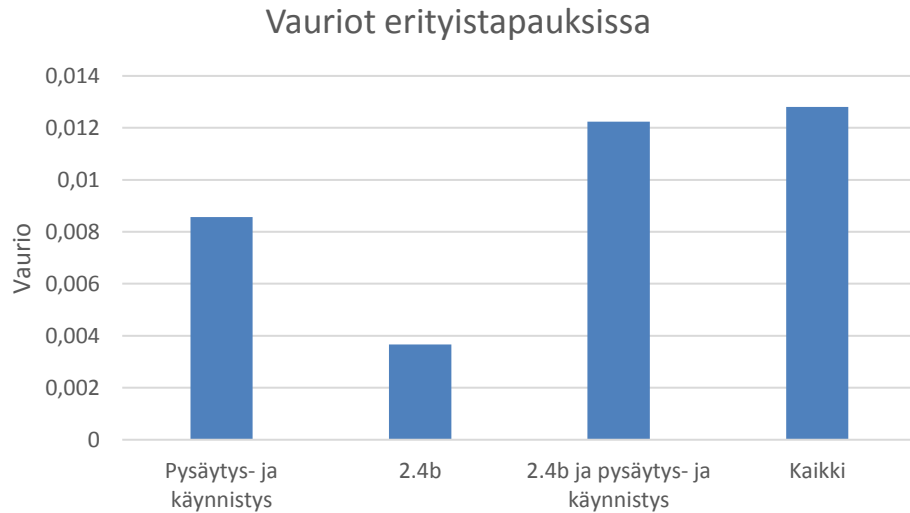
Kuva 6.20: Käynnistys- ja pysäytystapauksista aiheutuvat vauriot

Kuormitustapaukselle 2.4 on muodostettu 40 aikasarjaa, jotka kuvaavat sähköverkon häiriöstä johtuvaa pysäytystä. Näistä tapauksista seuraava vaurio on myös huomattava. Taulukossa 6.8 nämä vauriot ja kuvassa 6.21 samat tiedot havainnollistettu pylväsdiagrammina.

Taulukko 6.8: Erityistapauksista aiheutuvat vauriot kriittisimmässä solmussa

Kuormitustapaus	Vaurio	Osuus kaikista
-----------------	--------	----------------

Pysäytys- ja käynnistys	0,00857	67 %
2.4b	0,00367	28,70 %
2.4b ja pysäytys- ja käynnistys	0,01224	95,70 %
Kaikki	0,0128	100 %

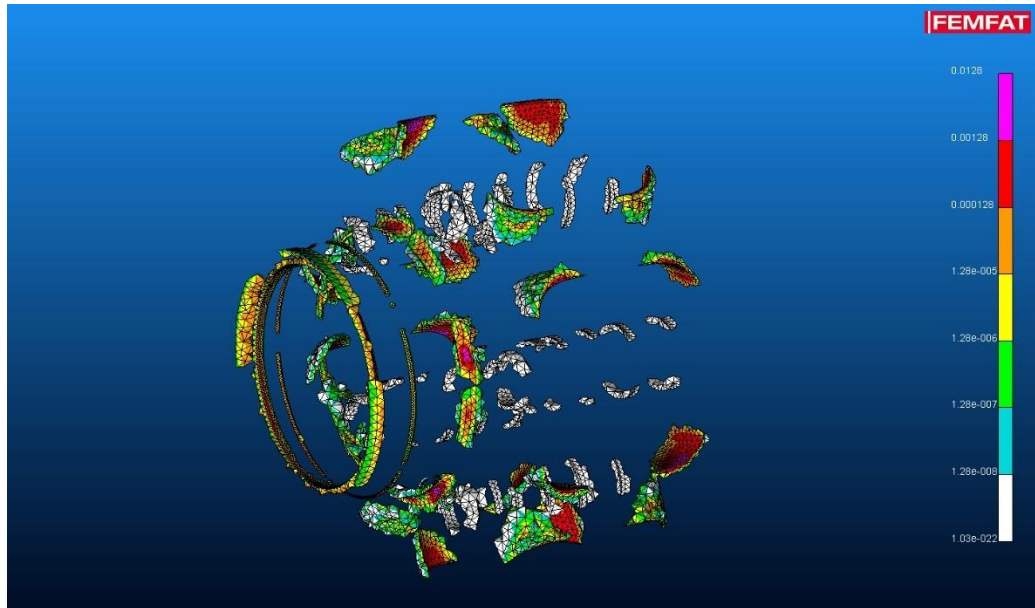


Kuva 6.21: Erityistapausten vauriot

Merkittävyydeltään nämä erityistapaukset ovat huomattavan suuria. Ne muodostavat yli 95 % kokonaisvauriosta, mikä tarkoittaa, että näiden tapausten tarkastelun on oltava määrävässä asemassa väsymislaskennassa. Koska nämä sarjat sisältävät avoimia syklejä, niiden käsittely on vauriosumman kannalta merkittävä.

6.2.5 Koko sarjan laskenta

Koko sarjalla suoritetun laskennan vauriot ovat selvästi alle Minerin säännön mukaisen raja-arvon 1, jolloin väsymismurtuman teoreettisesti ajatellaan tapahtuvan. Vauriosumma 25 vuoden käyttöiälle on 0,0128 eniten vaurioituneelle solmulle. Vaurioiden jakaantumista eri osiin karsitussa mallissa nähdään kuvasta 6.22.

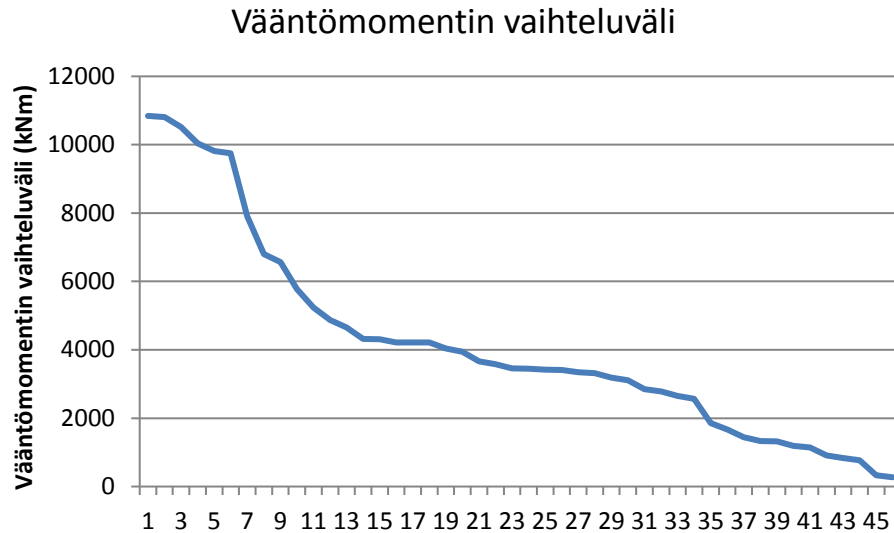


Kuva 6.22: Täydellisellä kuormitustiedostosarjalla suoritettun laskennan vauriot

6.2.6 Väntömomentin amplitudi kuormitusten karsinnassa

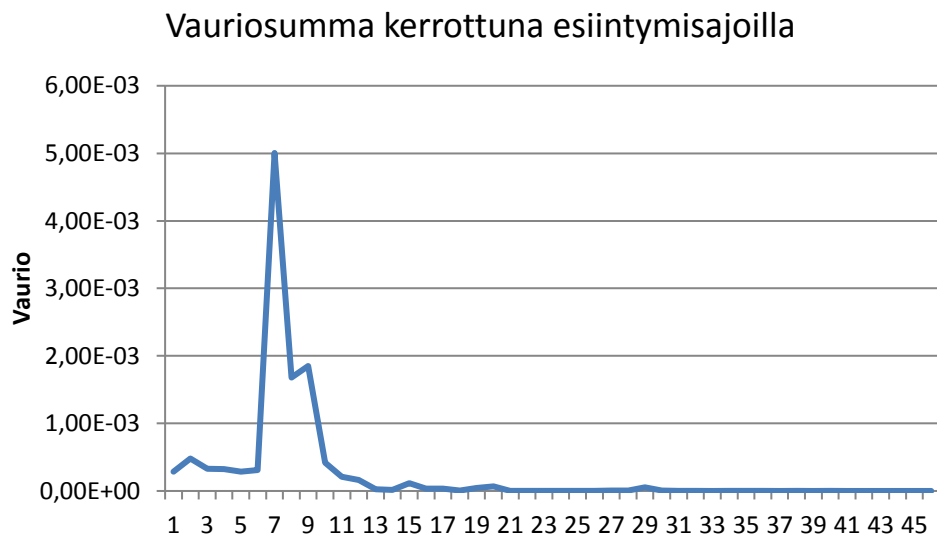
Tutkitaan mahdollista tapaa karsia kuormitustapauksia perustuen aikasarjoista otettuun väntömomentin laajuusalueeseen. Kuvaajista nähdään vaurion riippuvuus väntömomentin amplitudista selkeästi. Tässä tapaukset on valittu kattamaan eri suuruusluokan vaurioita kuitenkin painottuen suurimpia vaurioita aiheuttaviin tapauksiin. Tapauksia on valittu yhteensä 46.

Kuvasta 6.23 nähdään tarkastelluista tapauksista väntömomentit suuruusjärjestyksessä. Kuvissa 6.24 ja 6.25 ovat tapaukset samassa järjestyksessä väntömomentin mukaisesti. Kuvassa 6.24 on näytetty vaurion suuruus todellisen käyttöiän mukaisilla kertoimilla kerrottuna. Kuvassa 6.25 on vaurion suuruus yksittäisten kuormitustapausten aiheuttamina, eli ilman että niitä olisi kerrottu todellisten käyttöikien mukaisesti. Kuvista 6.23 ja 6.25 havaitaan vaurion riippuvuus väntömomentin vaihteluvälistä.



Kuva 6.23: Tutkittavat tapaukset vääntömomentin mukaan suuruusjärjestyksessä

Kuvasta 6.24 havaitaan, että selvä piikki vaurioissa aiheutuu kolmesta kuormitustapauksesta, jotka ovat luvussa 6.2.4 näytetyt käynnistys- ja pysäytystapaukset.

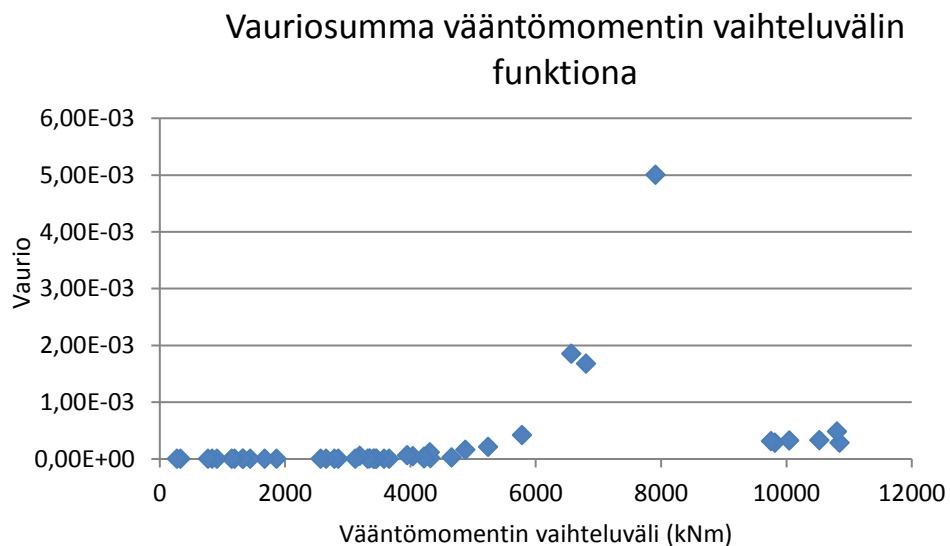


Kuva 6.24: Vauriot kerrottuna esiintymisajoilla

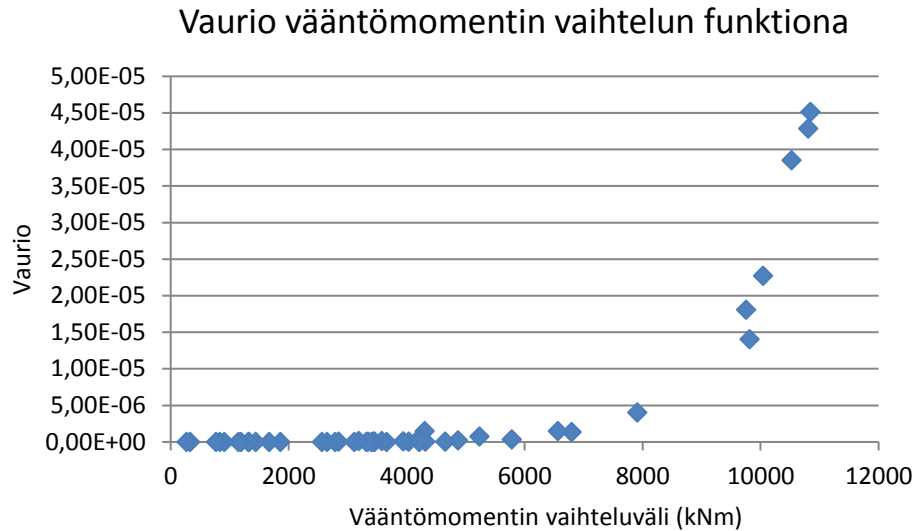


Kuva 6.25: *Vaurio yksittäisistä kuormitustapauksista*

Kuvassa 6.26 nähdään kuinka vaurio kasvaa lähes eksponentiaalisesti väännön funktiona lukuun ottamatta tapauksia, joissa vääntömomentin vaihteluväli on selkeästi suurempi. Vertaamalla kuvaajaa kuvaan 6.27 havaitaan sama ilmiö kuin kuvien 6.24 ja 6.25 perusteella, että suurimman vääntömomentin vaihteluvälin tapaukset eivät aiheuta suurimpia kokonaisvaurioita, koska niiden osuus ajallisesti vaihteen käyttöiän aikana on pieni.



Kuva 6.26: *Vaurio vääntömomentin funktiona*



Kuva 6.27: Vaurio vääntömomentin funktiona ilman ajallista kertomista

6.2.7 Laskennan nopeutumisen arviointi

Työssä tutkittujen keinojen yhdistäminen muodostaa kokonaisnopeutumisen, jonka suuruudesta muodostetaan tässä arvio. Solmujen karsinta on nopeutuskeinoista helpoiten otettavissa käyttöön, koska siinä on yksinkertaisinta todeta, ettei tärkeää tietoa ole jätetty pois. Kuormitustapausten karsinnassa on vaikeampaa saada riittävä varmuus, mitkä aikasarjat voitaisiin jättää pois laskennasta. Tässä työssä on havaittu, että potentiaalisimmat mahdollisuudet karsittaviksi kuormitustapauksiksi ovat matalan turbulenssin, pienen vääntökuormituksen ja matalan keskituulenoisuuden aikasarjat. Yksi mahdollisuus on myös jättää pois eri satunnaislukusiemenillä toteutettuja simulaatioita, koska johtuen turbulenssin intensiteetin luokkien määrästä, tulee eri satunnaistoteutuksia joka tapauksessa kattavasti mukaan laskentaan.

Erilaiset vaihtoehdot laskennan nopeuttamiseen, nopeutumisaika ja arvioidut riskit menetelmässä ovat koottu taulukkoon 6.9. Menetelmien tuottamat laskennan nopeutushyödyt vaihtelevat laskenta-ajan pienenemisestä 1,2 - 81 %:in alkuperäisestä. Koska solmujen karsinta on erillinen toimenpide kuormitusten karsinnasta, voidaan se suorittaa aina yhdessä eri kuormitusten karsintatapojen kanssa. Näin kuormitusten karsintamethodien antama hyöty laskenta-ajassa voidaan käytännössä puolittaa, koska solmujen karsinnalla saatava hyöty ajassa on 50 % tässä työssä muodostetulla mallilla.

Taulukko 6.9: Mahdollisia vaihtoehtoja laskennan nopeuttamiseen

Menetelmä	Kuvaus	Kestoajan osuus alkuperäisestä	Riskit
Solmujen karsinta	Jäljellä 10 % solmuista	50 %	Joidenkin vähemmän vaurioituneiden solmujen pois jääminen.

			Voidaan vaikuttaa rajan valinnalla.
Turbulenssiluokkien karsinta	5/10 luokista pois. Jäljellä 2013/3813 tapausta.	53 %	Liian suuri karsinta voi jättää tärkeitä tapauksia pois. Havaittu virhe 2,5 %.
Matalan väännön tapausten karsinta	Esimerkiksi otetaan 400 suurimman väännön tapausta	10 %	Ei ota taivutusmomenttien vaikutusta välttämättä niin hyvin huomioon.
Keskituulennopeusluokkien karsinta	Jätetään pois luokat 3-6 m/s	81 %	Ei käytännössä virhettä, mutta standardin vastainen. Virhe 0,3 %.
Satunnaistoteutusten karsinta	Jätetään pois 5/6 satunnaistoteutuksista	21 %	Lisää epävarmuutta, jos lisäksi karsitaan muitakin tapauksia. Virhe 1,5 %.
Kriittisten käynnistys- ja pysäytystapausten käyttö	Käytetään 46 tapausta	1,2 %	Lähinnä väännön vaikutus tulee huomioitua. Kriittisimmässä solmussa virhe 4,3 %.

Riskejä kuormitusten karsinnassa on jonkin verran johtuen siitä, että ennen laskennan toteuttamista on vaikea varmasti tietää, mitkä kuormitustapaukset tulevat aiheuttamaan vauriota. Tässä työssä tutkittujen parametrien vaikutusten arvioinnilla voidaan kuitenkin tehdä arvio siitä, mitkä kuormitustapaukset ovat merkittäviä väsymisen kannalta. Tärkeää on havaita, että tulosten yleistämisessä muihin vaihteen osiin kuin planeetankantajaan on oltava varovainen.

Havaittuja suhteellisia virheitä on kirjattu taulukkoon 6.9 viimeiseen sarakkeeseen niiltä osin, mitä tässä työssä on löydetty. Virheiden suuruus yksittäisiä keinoja käyttäen vaihtelee välillä 0,3 - 4,3 %. Virheen suuruus voi kuitenkin kasvaa enemmänkin, jos menetelmiä yhdistetään, koska laskennassa käytettävien satunnaistoteutusten määrän laskiessa virhe kasvaa. Kuitenkaan muutaman prosentin luokkaa olevat virheet eivät väsymislaskennassa ole merkittäviä, koska epävarmuus muista tekijöistä johtuen voi olla kymmeniä prosentteja (Sutherland 1999).

6.3 Luotettavuus

Jos laskenta halutaan suorittaa tavalla, jossa sen luotettavuutta voidaan arvioida, on tunnettava todennäköisyysjakaumat eri tilastollisille muuttujille. Näiden perusteella voidaan määrittää halutut luotettavuusrajat, jolloin laskennan suorittaminen voidaan perustaa puhtaasti todennäköisyyksiin ja näin laskennan varmuus voidaan perustaa todellisiin tilastoihin. Tässä työssä kiinnostavaa on nimenomaan kuormituksista aiheutuvat epävarmuudet

ja niiden huomioon ottaminen laskennassa. Myöskin laskentamallin karsimisessa tapahtuva epävarmuus on pohdittava asia.

Oleellisimmat epäkohdat tämän hetken laskennassa vauriosumman tarkkuuden suhteen liittyvät kahteen asiaan. Ensinnäkin suurimman vaurion aiheuttavien käynnistys- ja pysäytystapahtumien mallinnus ja niiden realistinen määrä käyttöiän aikana on otettava mahdollisimman tarkasti huomioon, sillä niiden vaikutus vauriosummaan on huomattava. Jotta laskennan luotettavuutta voitaisiin arvioida, olisi tunnettava erityisesti näiden kuormitustapausten esiintymisen todennäköisyysjakaumat. Koska tällaista tietoa ei ole, on järkevän varmuusluvun määrittely kuormitusten suhteen mahdotonta. Standardeissa ja ohjeissa varmuusluvuksi onkin määritetty 1,0, koska muuhun ei ole selkeitä perusteita.

Toisekseen tilamallin mukainen väsymislaskenta ei ota huomioon eri tilojen välillä tapahtuvaa kuormituksen muutosta, mistä on seurauksena suuren amplitudin harvataajuisten syklien jääminen pois laskennasta. Tämän työn perusteella niillä vaikuttaisi kuitenkin olevan huomattava vaikutus vaurioarvoon ainakin planeetankantajaa tarkastellessa. Syynä tähän on vääntökuormituksen suuri riippuvuus keskituulennopeudesta. Tilamallin mukaiset lyhyet aikasarjat ottavat huomioon turbulenssista eli lyhyen aikavälin tuulen nopeuden vaihtelusta aiheutuvat syklit, mutta eivät pidemmän aikavälin vaihteluita. Tämän vaikutus vaurioon korostuu materiaaleilla, joilla S-N -käyrän kaltevuuseksponentti on suuri. Synteettisen S-N -käyrän tarkkuus erityisesti tässä työssä tarkastellulla materiaalilla on myös kyseenalaista, koska standardien mukaiset ohjeet ovat muodostettu tavanomaisten valurautojen mukaisesti.

Muiden ja eri materiaalista valmistettujen komponenttien suhteen tilanne voi kuitenkin olla erilainen johtuen siitä, etteivät kaikki komponentit vaihteessa ole voimakkaasti vääntömomentista riippuvia eivätkä valmistettu materiaalista, jonka ominaisuuksia ei niin hyvin tunneta. Yleisenä seurauksena näistä tekijöistä voidaan todeta, että väsymislaskennassa erityistä huomiota on kiinnitettävä siihen, mitkä kuormitustapaukset ovat ylipäättään merkittäviä vauriokertymän kannalta. On otettava erityisesti huomioon, millä tarkkuudella eri parametrien vaihtelua kussakin tapauksessa on syytä tarkastella.

6.4 Kehitysehdotukset

Laskenta voidaan suorittaa huomattavasti karsitulla mallilla sekä karsituilla kuormatiedostoilla. Kun tunnetaan, mitkä kuormatiedostot aiheuttavat suurimmat vauriot, niiden merkitystä voidaan painottaa. Väsymislaskennan nopeuttamisen kannalta oleellista on tunnistaa ne parametrit, jotka kuormituksessa aiheuttavat väsymisvauriota. Tässä työssä on havaittu, kuinka suurilla sykleillä on todella merkittävä painoarvo vaurion osalta, ja yksittäisen kuormatiedoston aiheuttama vaurio kriittisimmässä solmussa voi koostua käytännössä kokonaan yksittäisestä syklistä.

Planeetankantajan väsymisessä vääntökuormitus näyttää tämän työn perusteella olevan dominoiva kuormitusmuoto, minkä vuoksi laskentaa kehitettäessä siihen on kiinnitettävä

erityistä huomiota. Mahdollinen tapa karsia kuormituksia on valita kuormitustiedoista osa maksimi- ja minimiväännön erotuksen eli väännön vaihteluvälin perusteella. Menetelmästä on tehty pieni tarkastelu tässä työssä, mutta riittävien johtopäätösten saamiseksi asiaa on tutkittava tarkemmin.

Alempien turbulenssiluokkien laskenta näyttää tämän työn perusteella turhalta johtuen niiden aiheuttamasta lähes olemattomasta vauriosta. Myöskin alimmat tuulenopeusluokat näyttävät aiheuttavan käytännössä olemattomia vaurioita, joten niiden käyttö laskennassa on myös kyseenalaista. Standardi määrittää kuitenkin, että tuulenopeusluokkia on käytettävä alimmasta tuotantonopeudesta alkaen, joten niiden jättäminen laskennasta vaatisi vahvat perusteet.

Koneoppimisalgoritmien käyttö kuormitustiedostojen karsinnassa voisi olla myös yksi tulevaisuuden kehityssuunta. Väsymislaskennan nopeutuksen kannalta olisi erittäin hyödyllistä, jos pelkkien kuormitustietojen perusteella voitaisiin arvioida, mitkä kuormitustapaukset aiheuttavat vauriota. Vääntömomentin vaihteluväli yksittäisessä aikasarjassa on tämän työn perusteella planeetankantajan tapauksessa varsin merkittävä tekijä. Kuormitusaikasarjojen karsinta pelkästään vääntömomentin vaihtelua tarkastelemalla voidaan toteuttaa yksinkertaisella algoritmilla. Vielä edistyneempi menetelmä voisi olla määrittää neuroverkkoja käyttäen aikasarjoista sekä vääntömomenttia että taivutusmomenteja hyödyntäen maksimivaurion suhteellinen osuus aikasarjoja toisiinsa verrattaessa.

7. YHTEENVETO

Tuuliturbiinivaihte on väsymisen suhteen kriittinen komponentti, koska siihen kohdistuvat satunnaisesta tuulen vaihtelusta aiheutuvat muuttuvat vääntö- ja taivutusmomentti-kuormat. Väsymislaskennassa on otettava huomioon suuri määrä erilaisia kuormitustapauksia, joita vaihte käyttää käyttökänsä aikana kokee. Lisäksi elementtimenetelmää hyödynnettäessä on riittävän tarkkuuden saavuttamiseksi laskentamallin sisällettävä varsin suuri määrä solmuja. Näistä syistä johtuen on väsymislaskennan tehostaminen laskennan tarkkuuden säilyttäen tärkeää. Tässä työssä on tutkittu laskennan nopeuttamisessa kahta menetelmää. Toinen perustuu solmujen karsintaan FEM-mallista ja toinen laskettavien kuormitustapausten karsintaan.

Solmujen karsinnalla saavutettiin 50 - 75 % nopeutuminen riippuen siitä, kuinka paljon solmuja haluttiin karsia. Solmujen määrän lasku 10 %:iin alkuperäisestä tuotti laskenta-ajan pienentymisen 50 %:iin alkuperäisestä. Laskennan tarkkuuden havaittiin säilyvän hyvänä, koska menetelmällä onnistuttiin valitsemaan laskentaan mukaan väsymisen kannalta kriittisimmät solmut, joissa vaurioarvot olivat samat kuin täydessä mallissakin.

Kuormitustiedostojen karsinnassa tarkasteltiin erilaisia mahdollisuuksia tutkimalla tarkemmin mitkä parametrit vaurion suuruuteen vaikuttavat. Keskeinen havainto oli suuren jännitysamplitudin syklien todella iso painoarvo vauriosummassa. Tällaisia syklejä käytännössä aiheutuu käynnistys- ja pysäytystapauksissa, kun vääntömomentin vaihteluväli kuormitustapausten aikana on nolasta useisiin tuhansiin kilonewtonmetreihin. Erityisesti tästä johtuen kuormitustapausten välillä havaittiin suuria vaihteluita vaurioarvossa. Ilmiö on seurausta korkean lujuuden sisältävän materiaalin suuresta SN-käyrän kaltevuuseksponentista, joka aiheuttaa sen, että pienikin muutos jännitysamplitudissa saa aikaan suuren muutoksen kappaleen kestoikässä.

Tutkitut karsintatavat voivat yksittäisinä tuottaa laskenta-ajan pienentymisen 1-81 %:iin alkuperäisestä. Vaurioarvojen luotettavuuden on tärkeä säilyä karsintamenetelmiä käytettäessä. Tässä työssä on havaittu yksittäisiä kuormitusten karsintamenetelmiä käyttäen kriittisimmän solmun vaurioarvon poikkeaman olevan 5 %:in sisällä verrattuna vaurioarvoon kaikkia kuormitustapauksia käytettäessä. Tarkastellut mahdollisuudet kuormitustapausten karsinnassa ovat vääntömomentin perusteella tehdyn karsinnan lisäksi turbulenssiluokkien vähentäminen, tuulenopeusluokkien vähentäminen ja satunnaistoteutusten vähentäminen. Jokainen näistä tarjoaa mahdollisuuksia nopeuttamiseen edellä esitetyissä rajoissa.

Yhdistettynä kaksi menetelmää mahdollistavat laskenta-ajan merkittävän pienentymisen. Laskennan luotettavuus kokonaisuutena vaatii lisää tutkimusta erilaisilla kuormitusspektreillä sekä erilaisten komponenttien tarkastelua. Väsymislaskenta tuuliturbiinivaihteissa

sisältää kuormituksista, materiaaleista ja laskentamenetelmistä johtuvia suuria epävarmuuksia, joiden vuoksi laskennan on oltava konservatiivista ja erityisesti otettava huomioon suurimman vaikutuksen vaurioon aiheuttavat tekijät. Rajoittava tekijä ehdotettujen menetelmien käyttämisessä on myöskin standardin ja luokituslaitosten vaatimukset, joiden mukaan laskenta on suoritettava.

LÄHTEET

Femfat 5.3 MAX - User manual. 2017. St. Valentin.

FKM Guideline. 2012. 6th edn. Frankfurt: VDMA Verlag GmbH.

IEC 61400-4. 2012. Geneva: International Electrotechnical Commission.

GL 2010. Guideline for the Certification of Wind Turbines. 2010. Hamburg: Germanischer Lloyd.

IEC 61400-1. 2005. Switzerland: International Electrotechnical Commission.

Femfat 5.1 Basic Theory Manual. Magna Powertrain.

BANNANTINE, J.A., COMER, J.J. & HANDROCK, J.L. 1990. *Fundamentals of Metal Fatigue Analysis.* Prentice Hall.

HÄFELE, J., HÜBLER, C., GEBHARDT, C.G. & ROLFES, R. 2018. *A comprehensive fatigue load set reduction study for offshore wind turbines with jacket substructures.* Renewable Energy. Vol. 118.

KELLEY, N.D. & SUTHERLAND, H.J. 1997. *Damage estimates from long-term structural analysis of a wind turbine in a U.S. wind farm environment.* 35th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit.

LEE, Y., BARKEY, M.E., KANG, H., LEE, Y. & KANG, H., 2011. *Metal Fatigue Analysis Handbook : Practical Problem-Solving Techniques for Computer-Aided Engineering.* Oxford. Elsevier Science & Technology.

LOPEZ-VILLALOBOS, C., RODRIGUEZ-HERNANDEZ, O., CAMPOS-AMEZCUA, R., HERNANDEZ-CRUZ, G., JARAMILLO, O. & MENDOZA, J. 2018. *Wind Turbulence Intensity at La Ventosa, Mexico: A Comparative Study with the IEC61400 Standards.* Energies. Vol. 11(11).

MESKANEN, S. & NIINI, E. *Valuatlas - Valimotekniikan perusteet. Valuraudat.* Saata-vissa (viitattu 16.10.2018): http://www.valuatlas.fi/tietomat/docs/vtp_mat_valuraudat.pdf.

MORGAN, E.C., LACKNER, M., VOGEL, R.M. & BAISE, L.G. 2011. *Probability distributions for offshore wind speeds.* Energy Conversion and Management. Vol. 52(1).

OUTINEN, H. & SALMI, T. 2004. *Lujuusopin perusteet.* Tampere. Pressus.

POOK, L.P. 2007. *Metal Fatigue: What It Is, Why It Matters.* Dordrecht. Springer Netherlands.

RABB, R. 2013. *Todennäköisyysteoriaan pohjautuva väsymisanalyysi*. Helsinki. BoD - Books on Demand.

REN, G., LIU, J., WAN, J., LI, F., GUO, Y. & YU, D. 2018. *The analysis of turbulence intensity based on wind speed data in onshore wind farms*. Renewable Energy. Vol. 123.

REPETTO, M.P. & TORRIELLI, A. 2017. *Long term simulation of wind-induced fatigue loadings*. Engineering Structures. Vol. 132.

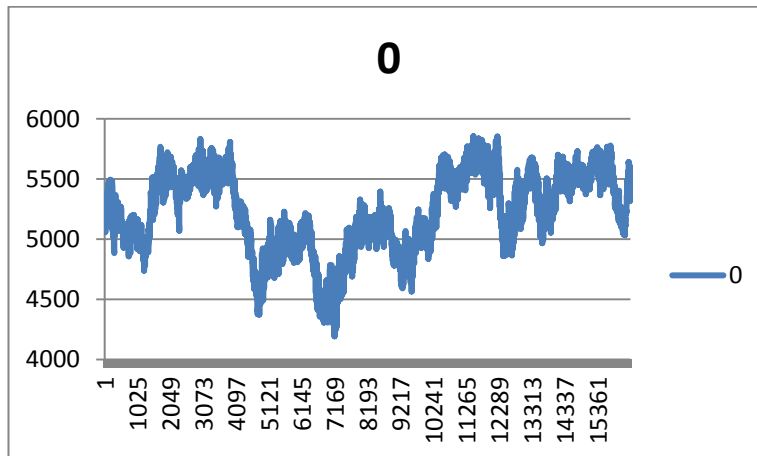
SUTHERLAND, H.J. 1999. *On The Fatigue Analysis of Wind Turbines*. Sandia National Laboratories.

ZWICK, D. & MUSKULUS, M. 2016. *Simplified fatigue load assessment in offshore wind turbine structural analysis*. Wind Energy. Vol. 19(2).

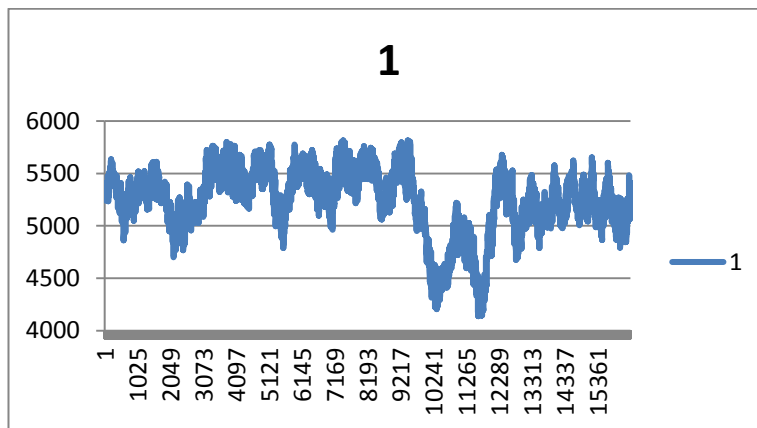
LIITE A: APDL-KOMENNOT SOLMUJEN KARSINNASSA

```
! Select nodes with stress component 1 (max principal in range 40 MPa up to
999 MPa
nselect,s, s, 1, 50, 999
! Create nodal component with name s1_gt_40 (same as nodal named selection in
WB)
cm, mx_pos, node
! Select everything (always good practice to do so)
allselect
! List contents of component, you will find the group of nodes in "Solution
Information" and "Post Output"
cmselect,mx_pos,1
! Write ANSYS cdb-file containing FE-model and components to file.
cdwrite, cm, 'D:\yourfolder\file, cdb
```

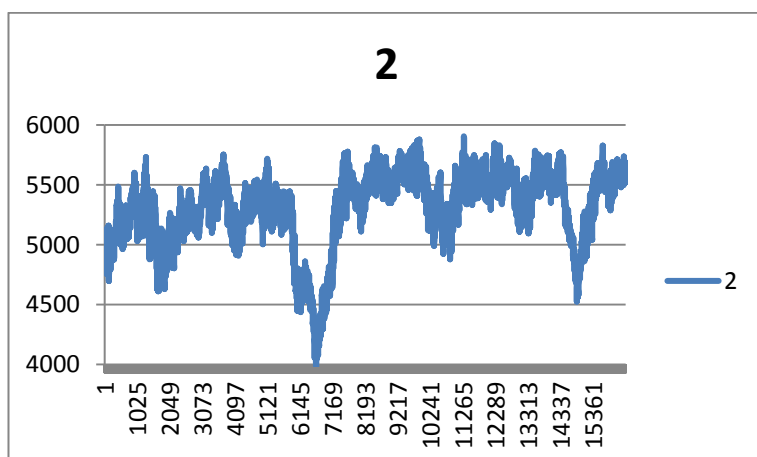
LIITE B: KUORMITUSTEN SATUNNAISTOTEUTUKSET, VÄÄNTÖ



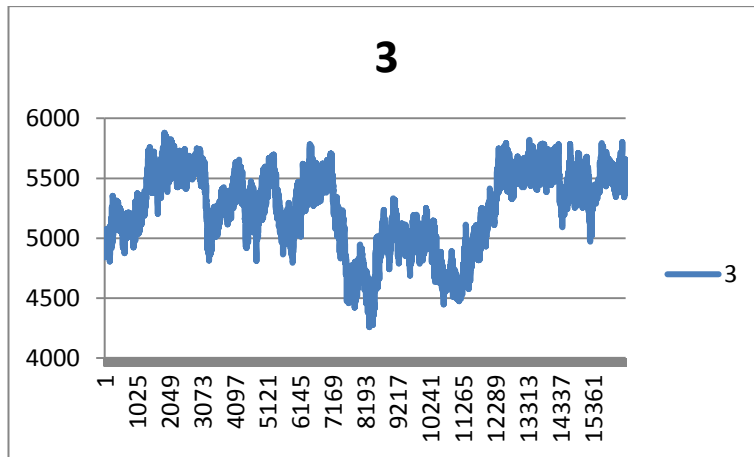
Kuva 1: Vääntömomenti ajan suhteen, 1. satunnaistoteutus



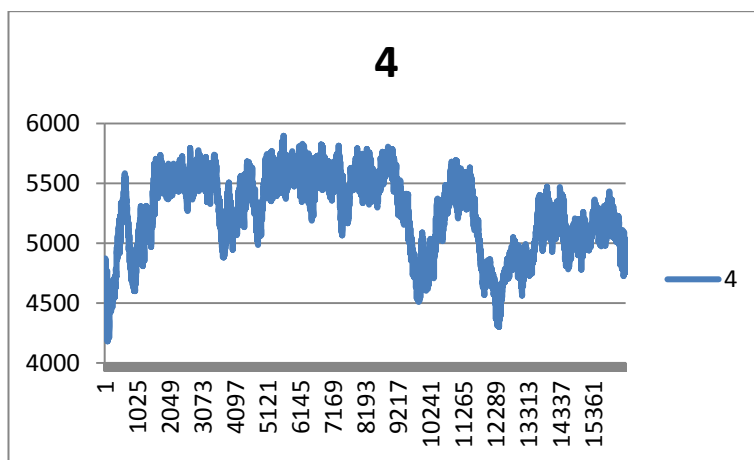
Kuva 2: Vääntömomenti ajan suhteen, 2. satunnaistoteutus



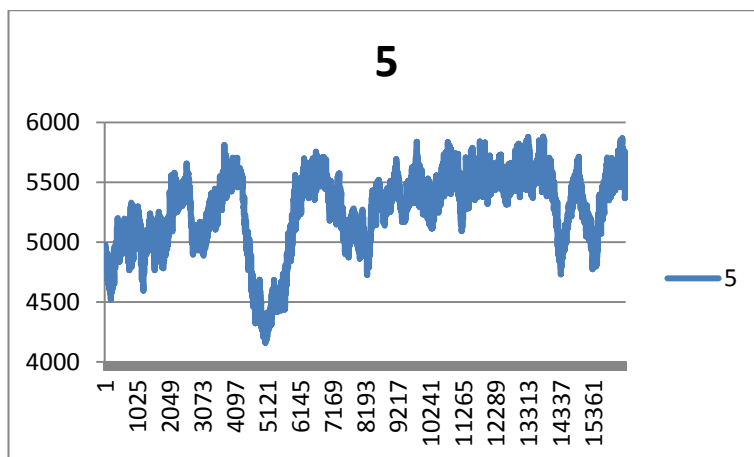
Kuva 3: Vääntömomenti ajan suhteen, 3. satunnaistoteutus



Kuva 4: Vääntömomenti ajan suhteen, 3. satunnaistoteutus



Kuva 5: Vääntömomenti ajan suhteen, 3. satunnaistoteutus



Kuva 6: Vääntömomenti ajan suhteen, 6. satunnaistoteutus