



**SAVONIA**

OPINNÄYTETYÖ - AMMATTIKORKEAKOULUTUTKINTO  
TEKNIIKAN JA LIIKENTEEN ALA

# TAAJUUSTASOISEN VÄSYMISLAS- KENNAN KÄYTTÖ NOSTURISILLAN MITOITUKSESSA

TEKIJÄ: Lasse Tonder

Koulutusala Tekniikan ja liikenteen ala	
Koulutusohjelma/Tutkinto-ohjelma Konetekniikan tutkinto-ohjelma	
Työn tekijä Lasse Tonder	
Työn nimi Taajuustasaisen väsymislaskennan käyttö nosturisillan mitoituksessa	
Päiväys 13.4.2019	Sivumäärä/Liitteet 51 sivua 4 liitettä
Ohjaaja(t) lehtori Tatu Westerholm, lehtori Mikko Nissinen	
Toimeksiantaja/Yhteistyökumppani Fimecon Oy	
<p>Tiivistelmä</p> <p>Tässä opinnäytetyössä tutkittiin taajuustasaisen Steinbergin kolmen kaistan väsymislaskentamenetelmän soveltuvuutta siltanosturin nosturisillan kestoikälaskennassa. Opinnäytetyön tavoitteena oli myös verrata menetelmän mukaisia laskentatuloksia perinteisempiin SFS-EN 1993 standardin ja IIW:n mukaisiin aikatasoisiin väsymislaskentamenetelmiin, sekä kartoittaa opinnäytetyön tilaaja Fimecon Oy:n mahdollisia käyttökohteita Steinbergin laskentamenetelmälle.</p> <p>Opinnäytetyössä selvitettiin taajuustasaisen väsymislaskennan peruseriaatteet, käyttökohteet ja laskentamenetelmät kappaleen kestoiän estimoimiseksi. Aikatasoisista laskentamenetelmistä opinnäytetyössä tarkasteltiin nimellisen jännityksen, rakenteellisen hot spot -jännityksen, sekä tehollisen lovi-jännityksen menetelmiä, joiden peruseriaatteet, laskentamallit ja rajoitukset käsiteltiin myös tässä opinnäytetyössä.</p> <p>Laskentamenetelmien vertailu toteutettiin Ansys -ohjelman avulla, suorittamalla menetelmien mukaiset väsymislaskennat tarkastelukohteena olleelle nosturisillalle. Saadut tulokset listattiin ja niistä muodostettiin tarvittavat johtopäätökset työn tavoitteiden täyttämiseksi.</p> <p>Tuloksena todettiin, ettei Steinbergin kolmen kaistan väsymislaskentamenetelmä sovellu nosturisillan kestoikälaskentaan, huomioon otettavan kuormituksen tyypin ja kuormitustaajuuden takia. Menetelmän vaatiman kuormitustyyppin takia ei menetelmälle löydetty yleisesti merkittävää käyttöä tilaajan laskentakohteista. Mahdollisiksi käyttökohteiksi todettiin tuulen, aaltojen tai maanjäristyksien kuormittavat rakenteet, kuitenkin ilman menetelmässä hyödynnettävää mittausjärjestelmää todettiin laskentatuloksen jäävän konservatiiviseksi, eikä merkittävää lisäarvoa väsymislaskennalle näin löydetty.</p>	
Avainsanat Taajuustasainen väsymislaskenta, Steinbergin kolmen kaistan menetelmä, Kestoikälaskenta, Väsyminen	

Field of Study Technology, Communication and Transport			
Degree Programme Degree Programme in Mechanical Engineering			
Author(s) Lasse Tonder			
Title of Thesis Frequency domain fatigue method for a bridge girder			
Date	13.4.2019	Pages/Appendices	51 pages, 4 appendices
Supervisor(s) lecturer Tatu Westerholm, lecturer Mikko Nissinen			
Client Organisation /Partners Fimecon Oy			
<p><b>Abstract</b></p> <p>This thesis researched frequency domain approach for fatigue life estimation of a bridge crane girder beam. In the thesis Steinberg`s three-band frequency domain fatigue calculation method was used, and the results were compared to SFS-EN 1993 standard and IIW time domain fatigue calculation methods. In addition, some possible applications for Steinberg`s method were presented in this thesis.</p> <p>In the thesis the basic principles of frequency domain fatigue calculations, applications of the method and different stages of calculations were investigated. The used time domain fatigue methods were nominal stress method, structural hot spot stress method and effective notch stress method. Also, basic principles, limitations and stages of calculations were investigated.</p> <p>The comparison of different fatigue life estimation methods was made by Ansys program, performing fatigue life calculations for girder beam. Obtained results were written down and conclusions for reaching the goal of the thesis were made.</p> <p>As a result, it was observed that the three-band method is not suitable for girder beam fatigue calculations due to the type and frequency of the load. Any main uses were not found due to required type of the load. Structures loaded by wind, waves and earthquakes were presented as some possible applications to Steinberg`s method. However, the use of the method was found to be conservative without a measuring equipment.</p>			
<p><b>Keywords</b></p> <p>frequency domain fatigue calculations, Steinberg`s three-band method, Lifetime estimation, Fatigue</p>			

## SISÄLTÖ

1	JOHDANTO .....	8
1.1	Rajaukset .....	8
2	SILTANOSTURI .....	8
2.1	Siltanosturin rakenne .....	9
2.2	Nosturisillan kuormitus .....	10
3	VÄSYMINEN .....	11
3.1	Väsymiseen vaikuttavat tekijät .....	12
3.2	Hitsatun rakenteen väsyminen .....	14
4	S-N KÄYRIIN PERUSTUVAT AIKATASOISET VÄSYMISLASKENTAMENETELMÄT .....	15
4.1	Nimellisen jännityksen menetelmä .....	18
4.2	Tehollisen lovijännityksen menetelmä .....	20
4.3	Rakenteelliseen hot spot -jännitykseen perustuva menetelmä .....	22
4.4	Muuttuva-amplitudisen kuormituksen käsittely .....	26
5	VÄSYMISLASKENTA TAAJUUSTASOSSA .....	27
5.1	Moodianalyysi .....	29
5.2	Tehospektrin tiheysfunktio .....	30
5.3	Vasteen tehospektrin tiheysfunktio .....	33
5.4	Steinbergin kolmen kaistan menetelmä .....	33
6	NOSTURISILLAN KESTOIÄN MÄÄRITYS .....	35
6.1	Nimellisiin jännityksiin perustuva menetelmä .....	35
6.2	Rakenteellisen hot spot -jännityksen menetelmällä .....	37
6.3	Tehollisen lovijännityksen menetelmä .....	40
6.4	Steinbergin kolmen kaistan menetelmä .....	41
7	POHDINTA .....	43
7.1	Nosturisillan väsymislaskenta .....	44
7.1.1	Aikatason menetelmät .....	44
7.1.2	Steinbergin menetelmän .....	45
7.2	Steinbergin menetelmän havaintoja ja mahdollisia käyttökohteita .....	46
7.2.1	Steinbergin menetelmän selvittämättä jääneet asiat .....	48
8	JOHTOPÄÄTÖKSET .....	48
	LÄHTEET .....	50

LIITE 1: NIMELLISEN JÄNNITYKSEN MENETELMÄN.....	52
LIITE 2: RAKENTEELLISEN HOT SPOT -JÄNNITYKSEN MENETELMÄ.....	54
LIITE 3: TEHOLLISEN LOVIJÄNNITYKSEN MENETELMÄ .....	56
LIITE 4: STEINBERGIN KOLMEN KAISTAN MENETELMÄ.....	58

## MERKINNÄT JA LYHENTEET

$\Delta\sigma_c$	Väsymislajuuden referenssiarvo	[MPa]
$\Delta\sigma_D$	Vakioamplitudista jännitysvaihteluväliä vastaava väsymisraja	[MPa]
$\Delta\sigma_R$	Jännitys heilahdus	[MPa]
$N_R$	Vakioamplitudista jännitysvaihteluväliä vastaava syklien lukumäärä	[-]
$m$	Väsymiskäyrän kaltevuus	[-]
$N$	Jännitysjaksojen lukumäärä	[-]
$\sigma_{nom}$	Nimellinen jännitys	[MPa]
$k_s$	Koon vaikutuskerroin väsymislajuuteen	[-]
$\Delta\sigma_{C,red}$	Redusoitu väsymislajuuden referenssiarvo	[MPa]
$\sigma_{mem}, \sigma_m$	Kalvojännitys	[MPa]
$\sigma_{ben}, \sigma_b$	Kuoren taivutusjännitys	[MPa]
$\sigma_{nlp}$	Epälineaarinen jännityshuippu	[MPa]
$\sigma_{ln}$	Lovijännitys	[MPa]
$t_L$	Levynpaksuus	[mm]
$pf$	Fiktiivinen pyöristyssäde	[mm]
$p$	Loven pohjalla oleva todellinen pyöristyssäde	[mm]
$s$	Multiaksisiaalisuuden huomioiva kerroin	[-]
$p^*$	Materiaalikohtainen kerroin	[-]
$\sigma_{hs}$	Hot spot -jännitys	[MPa]
$\sigma_{\perp}$	Hitsin rajaviivaa vasten kohtisuorassa oleva jännitys	[MPa]
$K_m$	Hot spot -jännityksen suurennuskerroin hitsausliitoksen muotovirheestä	[MPa]
$K_s$	Hot spot -jännityksen konsentraatiokerroin	[-]
$E$	Materiaalin kimmomoduuli	[MPa]
$\sigma_{nom,mod}$	Modifioitu nimellinen jännitys	[MPa]
$\sigma_{xtL}$	Jännitys etäisyydellä $x$ hitsin rajaviivasta	[MPa]
$\varepsilon_{xtL}$	Venymä etäisyydellä $x$ hitsin rajaviivasta	[mm]
$\sigma_{xmm}$	Jännitys etäisyydellä $x$ [mm] hitsin rajaviivasta	[MPa]
$\varepsilon_{xmm}$	Venymä etäisyydellä $x$ [mm] hitsin rajaviivasta	[mm]
$n_i$	$\Delta\sigma_i$ suurusten jännitysheilahdusten esiintymiskerrat	[-]
$\Delta\sigma_i$	$i$ -tason jännitysheilahdus	[MPa]
$N_i$	$\Delta\sigma_i$ suurusta jännitysheilahdusta vastaava kestoikä	[-]
$D$	Palmgrenin ja minerin kumulatiivinen vauriokerroin	[-]
$\gamma_{Mf}$	Väsymisluokan osavarmuusluku	[-]
$\gamma_{Ff}$	Jännityksen vaihteluvälin osavarmuusluku	[-]
$I_{RMS}$	Signaalin RMS -arvo	[-]
$I_{pk}$	Signaalin amplitudi	[-]
$I$	Signaalin aallon korkeus	[-]
$T$	Jaksonaika	[s]
$\sigma_x$	Jännityksenarvo	[MPa]

$N_x$	Jännityksenarvoa $\sigma_x$ vastaava kestoikä	[-]
$n_{kok}$	Syklien kokonaismäärä	[-]
$f_{RPSD}$	$1\sigma$ -jännityksen esiintymistaajuus	[Hz]
$N_t$	Kestoikä	[s]
$H$	Kompleksimuotoinen taajuusvastefunktio	[-]
$k$	Värähtelijän jousivakio	[-]
$\omega$	Ominaiskulmataajuus	[rad/s]
$m_m$	Värähtelijän massa	[kg]
$c$	Vaimennuskerroin	[-]
$S_{out}(\omega)$	RPSD	
$S_{in}(\omega)$	Kuormituksen PSD	

IIW	International Institute of Welding	
FAT	Väsymisluokka	
FEM	Elementtimenetelmä (Finite Element Method)	
BEM	Reunaelementtimenetelmä (Boundary Element Method)	
PSD	Tehospektrin tiheysfunktio (Power Spectral Density)	
RPSD	Vasteen tehospektrin tiheysfunktio (Response Power Spectral Density)	
PDF	Todennäköisyystiheysfunktio (Probability Density Function)	

## 1 JOHDANTO

Siltanosturit ovat kuormien siirtämiseen käytettäviä, rakennuksen sisä- tai ulkopuolelle kiinteästi rakennettuja nostolaitteistoja. Siltanosturi koostuu useimmiten kahden kiskon varassa kulkevasta nosturisillasta ja tähän kiinnittyvästä nostolaitteistosta. Kuormien nostamisen yhteydessä nosturisiltaan voi vaikuttaa suuria taivutusjännityksiä, jotka kuormituskertojen kasvaessa altistavat nosturisiltaa väsymiselle. Tämä opinnäytetyö tehtiin Varkaudessa ja Kuopiossa toimivalle, teollisuussuunnitteluun erikoistuneelle Fimecon Oy:lle ja opinnäytetyön tavoitteena oli tutkia taajuustasossa suoritettavaa Steinbergin kolmen kaistan väsymislaskentamenetelmää ja sen käyttöä nosturisillan väsymismitoituksessa, sekä verrata tämän menetelmän antamia tuloksia SFS-EN 1993 1-9-standardin ja IIW:n mukaisten aikatasoisten mitoitustulosten antamiin tuloksiin. Taajuustason väsymismitoitusmenetelmissä pyritään kestoikää estimoimaan kuormitustaajuuksien ja kappaleen vasteen yhdessä aiheuttamien jännitysten perusteella. Menetelmissä kappaleen käyttäytymistä eri kuormitustaajuuksilla tarkastellaan moodianalyysin avulla ja tuloksena saadaan todennäköisyydet kunkin jännityksen esiintymiselle.

Opinnäytetyössä käsitellään standardin SFS-EN 1993, jota tässä työssä kutsutaan nimellä ”eurokoodi” ja IIW:n mukaisten mitoitustulosten, sekä taajuustasoisien väsymislaskennan keskeinen teoria, muuttuva-amplitudisen kuormituksen käsittely ja mitoitustulokset, suoritetaan nosturisillalle menetelmien mukaiset laskennat ja analysoidaan saatuja tuloksia. Lisäksi opinnäytetyössä käsitellään yleisellä tasolla siltanosturia ja sen rakennetta, sekä pohditaan tilaajan mahdollisia käyttökohteita taajuustason väsymislaskennalle. Saatuja tuloksia tilaaja voi hyödyntää omissa väsymislaskelmissaan, sekä mahdollisesti modifioida omia väsymismitoitusmenetelmiään.

### 1.1 Rajaukset

Tässä opinnäytetyössä tarkasteltavat S-N käyriin perustuvat aikatasoiset väsymislaskentamenetelmät ovat eurokoodin osan 1-9 mukaiset nimellisen jännityksen ja rakenteelliseen hot spot-jännityksen menetelmät. Lisäksi tarkastellaan IIW:n mukaista tehollisen lovi-jännityksen menetelmää, joka on myös S-N käyriin perustuva väsymislaskentamenetelmä.

Nosturisiltana tarkastellaan kahdesta 14 metrisestä palkista koostuvaa, hitsaamalla jatkettua palkkirakennetta. Profiilina toimii hitsaamalla valmistettu koteloprofiili ja materiaalina käytetään S235 -rakenneterästä. Kuormitus on laskentaa varten arvioitun kuormitushistorian mukaista muuttuva-amplitudista kuormitusta ja nosturia käytetään sisätiloissa normaaleissa käyttöolosuhteissa.

## 2 SILTANOSTURI

Siltanosturi on nosturityyppi, joka koostuu kiskojen varassa kulkevasta nosturisillasta ja nosturisiltaa pitkin kulkevasta vaunusta. Vaunu on yleensä varustettu koukulla, sähkömagneetilla tai kauhalla kuormien nostamista ja siirtämistä varten. Siltanostureita käytetään muun muassa erilaisissa teolli-



suuslaitoksissa, kuten tehdaslaitoksissa, konepajoissa tai varastoissa. Siltanosturi on kiinteä nosturirakenne, joka voidaan rakentaa rakennuksen sisä- tai ulkopuolelle. Nostureiden tyypillinen nostokapasiteetti on 1000- 100 000 kilogrammaa, tosin suurimmilla siltanostureilla voidaan nostaa jopa 500 000 kg kuormia. Siltanostureiden jänneväli voi käyttökohteen mukaan olla jopa 40 m.

## 2.1 Siltanosturin rakenne

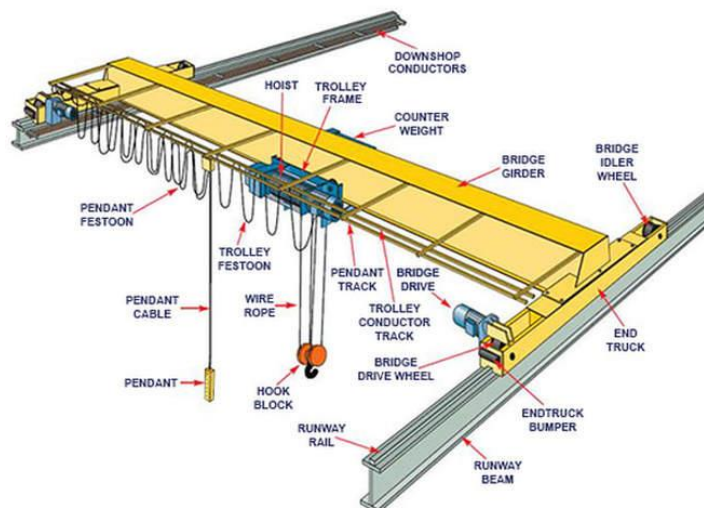
Siltanosturi koostuu ratapalkkeista, nosturisillasta, vaunusta, nostolaitteesta, ohjauslaitteistosta ja päätevaunuista. Siltanosturissa voidaan käyttää yksi- tai kaksi palkista nosturisiltaa. Kuvassa 1 on esitetty yksipalkkisella nosturisillalla varustetun siltanosturin rakenne.

Ratapalkit (eng. Runway beam) ovat tyypillisesti valssattua tai hitsattuja levypalkkeja, jotka kannattelevat nosturisiltaa. Ratapalkkeihin kiinnitetään siltanosturin ajokiskot (eng. Runway rail), joita pitkin nosturisilta kulkee päätevaunujen avulla. Ratapalkit kiinnitetään yleensä nosturia varten valmistettuihin teräspilareihin tai rakennuksen runkopilareiden konsoleihin.

Nosturisilta (eng. Bridge girder) on ratapalkkien päällä olevilla ajokiskoilla kulkeva, yhdestä tai kahdesta teräspalkista koostuva palkkirakenne. Tyypillisesti palkit ovat valssattuja tai hitsattuja kotelo-palkkeja. Nosturisilta kannattelee siinä pyörien avulla kulkevaa vaunua (eng. Trolley). Vaunu kannattelee yleensä ketju- tai vaijerikäyttöistä nostolaitetta.

Päätevaunut (eng. End truck) kuljettavat nosturisiltaa ajokiskoja pitkin. Päätevaunut koostuvat tavallisesti hitsatuista kotelorakenteista. Päätevainut liikkuvat ajopyörien (eng. Bridge idler wheel) ja niitä ohjaavan sähkömoottorin avulla.

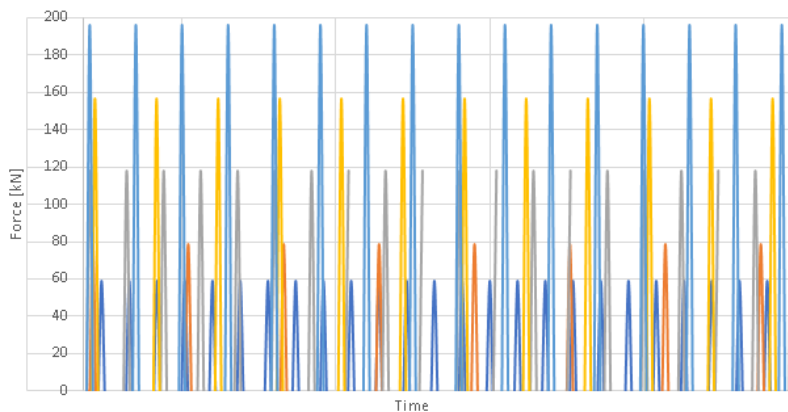
Siltanosturia ohjataan tavallisesti käsitönteisesti, siihen tehdyllä ohjaimella. Suuremmissa nostureissa voi nosturisiltaan olla rakennettu myös erillinen ohjaamo. Siltanosturin liikkumiseen ja nostamiseen vaadittava voima tuotetaan siihen liitettyillä sähkömoottoreilla.



Kuva 1. Siltanosturin rakenne yksipalkkisella nosturisillalla (Crane service system)

## 2.2 Nosturisillan kuormitus

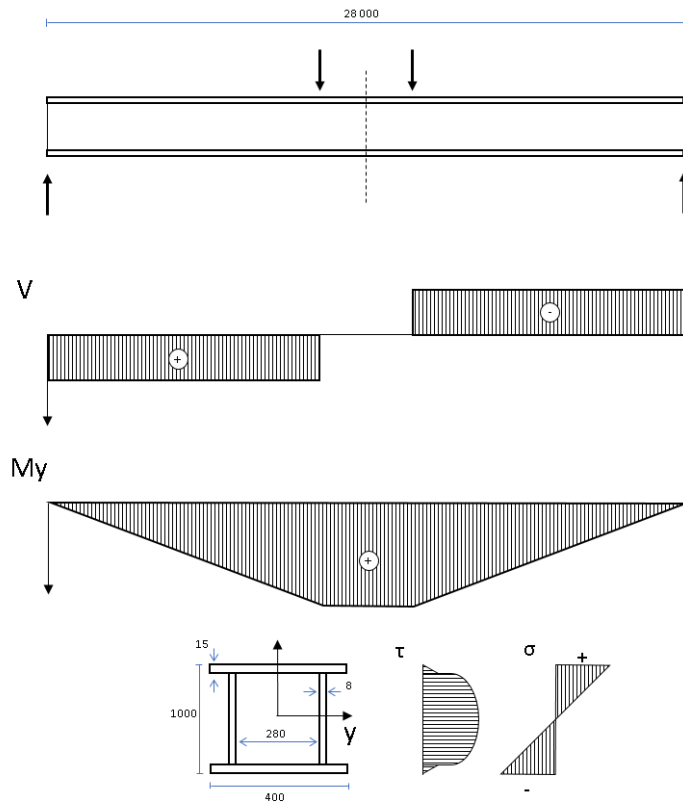
Nosturisillan kuormitus koostuu nostokuormasta, vaunun ja nostolaitteen massasta, sekä nosturisillan omasta massasta. Kuormat kuormittavat nosturisillaa taivutusmomentilla sekä leikkausvoimalla. Kuormitus välittyy nosturisilta vaunun pyörien kautta, tätä kuvataan väsymislaskennassa kahtena pistekuormana palkin molemmilla laipoilla. Nostokuormasta koostuva kuorma on muuttuva-amplitudista, jota kuvaava kuormitushistoria 8 tunnin aikajakson aikana on esitetty kuvassa 2.



Kuva 2. Laskentaa varten muodostettu nostokuormahistoria (Excel)

Taivutusmomentti aiheuttaa nosturisillan yläpintaan puristus- ja alapintaan vetojännitystä. Vaikuttavan taivutusmomentin arvo on suurimmillaan vaunun sijaitessa keskellä nosturisillan jänneväliä. Kuormituksen aiheuttama leikkausvoima vaikuttaa tasaisesti palkin poikkileikkauksessa, leikkausjännityksen ollessa suurimmillaan poikkileikkauksen keskellä ja pienenevän poikkileikkauksen ylä- ja alareunoja kohti. Kuormituskertojen kasvaessa vaihtuva taivutus- ja leikkausjännitys altistaa nosturisillan väsyttävälle kuormitukselle.

Jotta kaikkien väsymislaskelmien tulokset eri laskentamenetelmin olisivat mahdollisimman vertailukelpoisia, sijoitetaan väsymiselle altistettu jatkohitsi nosturisillan keskelle kuormitettuihin kohtiin. Kyseinen hitsin sijoituspaikka ei tosielämässä ole realistinen, mutta tässä tapauksessa välttämätön laskentamenetelmien vertailukelpoisuuden kannalta. Hitsausliitos on tyypiltään läpihitsattu I-hitsi, jonka väsymistä tarkastellaan profiilin pohjassa kulkevalta hitsin rajaviivalta. Kuvassa 3 on esitetty laskennassa käytettävät mitat, nosturisillan vapaakappalekuva, sekä vaunun ja nostolaitteiden kuormituksesta aiheutuvat voimakuviot ja jännitysjakaumat poikkileikkauksessa. Hitsin mallinnus ja mitat on esitetty kuvassa 41.



Kuva 3. Nosturisillan mitat, vapaakappalekuva, leikkausvoima- ja taivutusmomenttikuviot, sekä poikkileikkauksen jännitysjakauma (PowerPoint)

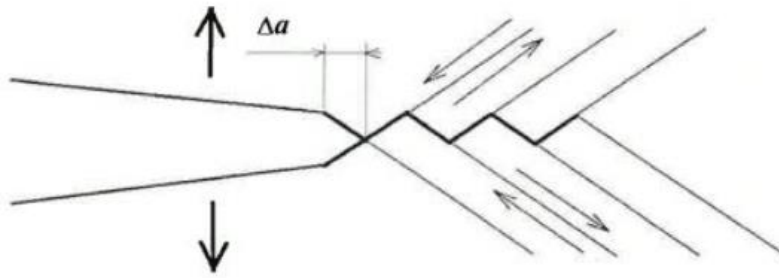
### 3 VÄSYMINEEN

Teräksen väsymisellä tarkoitetaan dynaamisesta kuormituksesta aiheutuvaa materiaali-auriota, joka tapahtuu staattista vauriorajaa alhaisemmalla jännitystasolla. Dynaaminen kuormitus voi olla vakio- tai muuttuva-amplitudista, jonka suunta, suuruus tai sijainti on vaihtelevaa. Väsymisilmiö saa alkunsa materiaaliin ydintyvistä alkusäröistä, jonka kasvu johtaa lopulta materiaalin lopulliseen murtumiseen. Lineaarielastisessa murtumismekaniikassa särön kasvu voidaan jakaa kolmeen vaiheeseen: ydintyminen, stabiili särönkasvu ja epästabiili särönkasvu. Joista viimeinen vaihe on hyvin nopea ja johtaa kappaleen lopulliseen murtumiseen. Alkusärön syntymistä ja kasvua säätelevät materiaaliopin lainalaisuudet kuten kimmo- ja plastisuusteorioidet. Myös kappaleen valmistusprosessilla, pinnanlaadulla ja pinnan viimeistelyllä on suuri vaikutus väsymisvaurion syntymiseen ja kehittymiseen (Salmi, Pajunen 2010, 353).

Särön ydintyminen johtuu materiaalissa olevien hilatasojen edestakaisesta liikkeestä, jonka seurauksena pintojen välillä olevat atomisidokset voivat katketa (Makkonen 2011, 9). Alkusäröt ydintyvät tavallisesti kappaleen geometrisissa epäkohdissa vaikuttaviin paikallisiin jännityshuippuihin, joita ovat muun muassa kappaleessa olevat reiät, olakkeet tai erilaiset pinta- ja materiaali-auriot (Salmi, Pajunen 2010, 367-374).

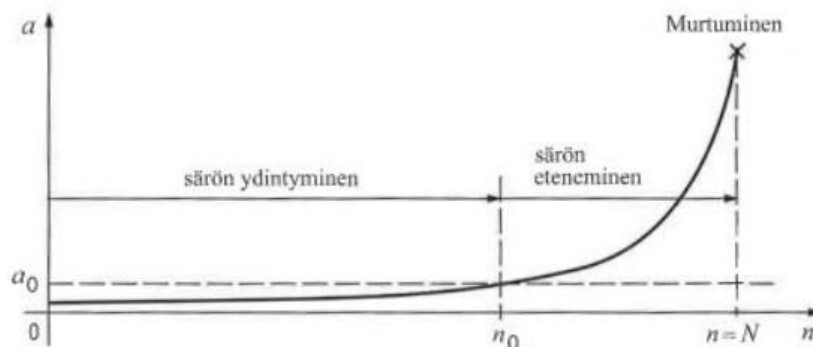
Ydintyneet alkusärön ylitettyä kriittinen koko särön kasvua kutsutaan stabiiliksi särönkasvuksi. Stabiilissa särönkasvussa vaihteleva kuormitus aiheuttaa särön kärkeen paikallisia jännityshuippuja ja särön kärjessä olevalle plastiselle muodonmuutosalueelle muodostuu niin sanottuja leikkausnauhoja.

Jokainen kuormituskerta avaa säröä ja leikkausnauhoja pitkin tapahtuva pintojen liukuma aiheuttaa särön kasvun. Prosessi toistuu jokaisella kuormituskerralla ja särön edetessä sen kasvu kiihtyy eksponentiaalisesti. Lopulta osan poikkileikkauksen jäljellä oleva ehjä pinta-ala ei enää kannaa kuormaa ja tapahtuu loppumurtuma. Kuvassa 4 on kuvattu särön aukeneminen vetojännityksen vaikutuksesta, jossa pinnoissa tapahtuu edellä kuvatun prosessin mukainen  $\Delta a$ :n suuruinen liukuma leikkausnauhoja pitkin. (Makkonen 2011, 10-11)



Kuva 4. Stabiilin särönkasvun mekanismi (Makkonen 2011, 10)

Kuvasta 5 nähdään tyypillinen väsymisvaurion kehityskäyrä kuormitussykliä funktiona. Väsymisvaurion syntymisessä valtaosa kestoajan mukaisista kuormitussykleistä kuluu alkusärön ydintymiseen, stabiiliin ja epästabiiliin särönkasvun jädessä useasti särön ydintymistä lyhyemmiksi prosesseiksi.



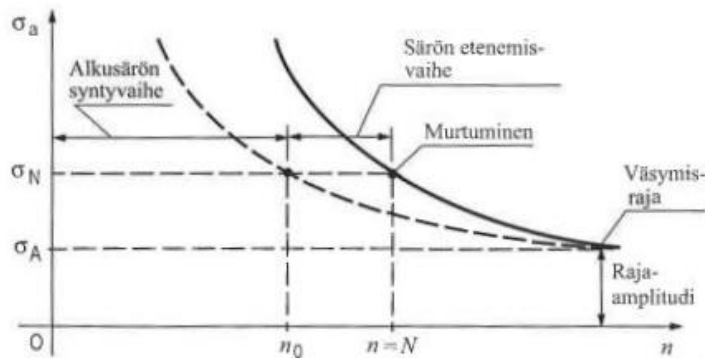
Kuva 5. Särön pituuden muutos kuormitussykliä määrän funktiona (Salmi, Pajunen 2010, 357)

### 3.1 Väsymiseen vaikuttavat tekijät

Kappaleen kestoikään vaikuttaa siihen kohdistuvien jännitysten (keskijännitys ja jännityksen amplitudi), lisäksi muun muassa kappaleen koko ja geometria, kuormitustyyppi, pinnanlaatu ja käsittely, sekä materiaalin mikrorakenne. Myös kappaleen käyttöympäristön kemiallisella koostumuksella on esimerkiksi korroosiovaurion kautta vaikutus kappaleen kestoikään (Korroosionesto: Esiintymismuodot).

Väsymisvaurion syntymiskohdassa vaikuttava keskijännitys ja jännitysamplitudi laskevat eksponentiaalisesti kappaleen kestoikää. Kuvasta 6 nähdään jännityksen amplitudin kasvattamisen vaikutus tarkasteltavan kappaleen kestoikään. Kuten kuvasta 6 huomataan, jännityksen amplitudi vaikuttaa

myös särön ydintymis ja etenemisvaiheiden osuuteen väsymisvaurion kokonaisliniästä. (Salmi, Pajunen 2010, 357)



Kuva 6. Jännityksen amplitudin vaikutus kestoikään ja väsymisvaurion elinkaareen (Salmi, Pajunen 2010, 357)

Kappaleen koon kasvaessa suurempi määrä mikroskooppisia alkuvikoja altistuu jännityksille, jolloin todennäköisyys alkusärön syntymiselle kasvaa (Salmi, Pajunen 2010, 368). Paksujen rakenneosien kestoikä jää normaalia lyhyemmäksi myös aineen pinnassa olevien lovien vaikutuksen ulottuessa syvemmälle aineeseen, jolloin kasvamaan lähtenyt alkusärö saa kasvaa pitempään korkean huippujännityksen alueella. Suuremmilla ainevahvuuksilla on myös tilastollisia vaikutuksia väsymiskestävyyteen, nämä syntyvät siitä, että raskaammissa rakenteissa suurempi hitsin määrä nostaa todennäköisyyttä alkuvian löytymisen. Paksumpien aineiden hitsaamisessa käytetään myös suurempia hitsausprosessin arvoja, jolloin jäännösjännitykset ja alkuviat voivat olla suurempia. Myös kappaleen monimutkaisempi geometria tarjoaa paikallisten jännityshuippujen ansiosta alkusärölle enemmän ydintymiskohtia. (Niemi 2003, 98)

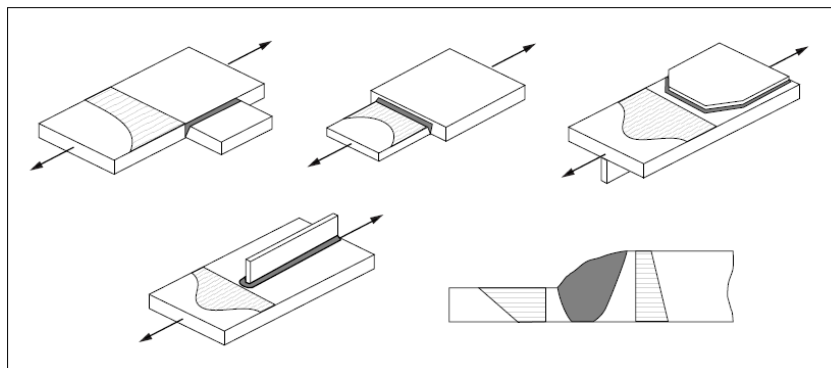
Kappaleen pinnan geometriset epätasaisuudet ja pinnassa vaikuttavat vetojäännösjännitykset pienentävät kappaleen kestoikää helpottamalla alkusärön syntymistä kappaleen pintaan. Pintakäsittelyllä voidaan vaikuttaa kappaleen kestoikään positiivisesti tai negatiivisesti riippuen pintakäsittelyn aiheuttamasta jännitystilasta kappaleen pinnassa. Kappaleen väsymiskestävyyttä saadaan parannettua esimerkiksi mekaanisella kuulapuhalluksella, jolloin suurella nopeudella suihkutettavat teräs- tai lasipartikkelit saavat kappaleen pinnassa aikaan puristusjännitysvyöhykkeen. (Salmi, Pajunen 2010 369-370)

Ympäristön kemiallinen koostumus vaikuttaa kappaleen kestoikään esimerkiksi korroosioväsymisen kautta. Korroosioväsymisessä kappaleen paikallisiin korroosiovaurioihin muodostuneet jännityskeskittymät toimivat alkusärön ydintymispaikkoina, joten korroosioväsyminen on todennäköistä olosuhteissa, jossa kappale on altis paikallisille korroosiomuodoille, kuten pistekorroosiolle. Esimerkiksi austeniittisten ruostumattomien terästen on todettu olevat hyvin alttiita korroosioväsymiselle kloridipitoisissa olosuhteissa. (Korroosionesto: Esiintymismuodot)

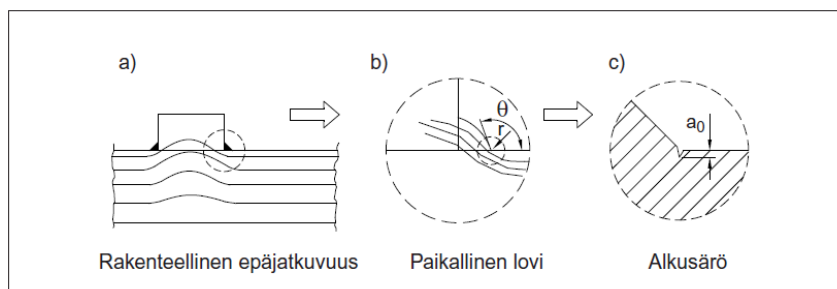
### 3.2 Hitsatun rakenteen väsyminen

Hitsatut rakenteet ovat erityisen alttiita väsymismurtumiselle hitsauksesta syntyneiden geometrinen epäjatkuvuuskohtien takia. Hitsatussa rakenteessa kriittinen paikka särön ydintymiselle on hitsin ja perusaineen rajaviiva. Särö voi ydintyä hitsiin tai sen läheisyyteen, josta vaurio etenee. Kuvassa 7 on esitetty tyypillisiä särön ydintymiskohtia ja jännityskeskittymiä hitsatuissa rakenteissa. (Ongelin, Valkoinen 2010, 426)

Kuvassa 8 on havainnollistettu särön syntymistä edistäviä geometrisia epäjatkuvuuskohtia hitsatuissa kappaleissa. Kohdassa (a) on kuvattu rakenteellisia epäjatkuvuuskohtia, joita ovat sellaiset korvakkeet, peitelevyt, palkkien risteyskohdat jne., joille eurokoodin osassa 1-9 on esitetty oma väsymiskokeisiin perustuva väsymisloukka. Paikallisia lovia on kuvattu kohdassa (b). Tällaisia ovat hitsin rajaviivalla olevat lovet, joita kuvaavat suureet  $\theta$  ja  $r$ . Kohdassa (c) on esitetty hitsin rajaviivalla oleva alkusärö, joka voi muodostua hitsauksen yhteydessä kylmäjuoksuna, kuonasulkeumana tai kuumarepeämänä. (Niemi 2003, 94)



Kuva 7. Tyypillisiä väsymissärön ydintymiskohtia (Ongelin, Valkoinen 2010, 427)



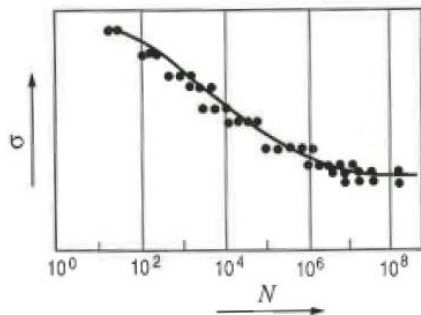
Kuva 8. Hitsauksessa syntyvät geometriset epäjatkuvuudet (Ongelin, Valkoinen 2010, 426)

Myös jäännösjännityksillä on vaikutusta hitsausliitoksen lujuuteen. Jäännösjännityksiä voi syntyä hitsauksen lisäksi valssauksen tai leikkauksen yhteydessä (SFS-EN 1993 1-9, 7). Hitsauksen yhteydessä syntyvän jäännösjännityksen aiheuttaa hitsattavaan kappaleeseen muodostuvat lämpötilaerot, jotka johtavat erisuuruisiin laajentumiin ja kutistumiin eri etäisyydellä valokaaresta, aiheuttaen kappaleeseen jännityksiä (Hitsauksen teoriaopetus, 2). Vetävä jäännösjännitys kappaleen pinnassa heikentää kappaleen kestoikää helpottamalla alkusärön syntymistä (Salmi, Pajunen 2010, 369). Puristava jäännösjännitys kappaleen pinnassa puolestaan parantaa kappaleen väsymiskestävyyttä (Björk 2013).

Hitsausliitoksen väsymiskestävyyteen vaikuttaa myös joukko muita vaikuttavia tekijöitä kuten hitsausprosessin laatu, läpihitsausaste, sekä hitsauksen lämmöntuonti. Eurokoodin osan 1-9 mukaiset väsymislaskentamenetelmät perustuvat täysimittaisiin väsymiskokeisiin, jolloin laskentamenetelmissä huomioidaan kaikki edellä mainitut geometristen ja rakenteellisten epätarkkuuksien ja materiaalin mikrorakenteen vaikutukset. (SFS-EN 1993 1-9, 6)

#### 4 S-N KÄYRIIN PERUSTUVAT AIKATASOISET VÄSYMISLASKENTAMENETELMÄT

Väsymislaskentamenetelmien päätarkoitus on pyrkiä selvittämään vaihtelevalla kuormitukselle altistuvan kappaleen elinikä. Väsymislaskentaan liittyvä teoria poikkeaa muista lujuusopin osa-alueista, sillä sitä ei voida johtaa samanlaisin analyyttisin menetelmin kuin esimerkiksi pisteen jännitystilaa tai palkin taivutusteorian yhtälöä. Väsymisen tutkiminen ja laskentamenetelmien kehitys on mennyt eteen päin historian aikana tapahtuvien onnettomuuksien luoman painostuksen myötä. Nykyisin käytössä olevat S-N käyriin perustuvat aikatasoiset väsymislaskentamenetelmät on johdetun testitulokista saatujen materiaalien käyttäytymismallien perusteella. (Salmi, Pajunen 2010, 355)



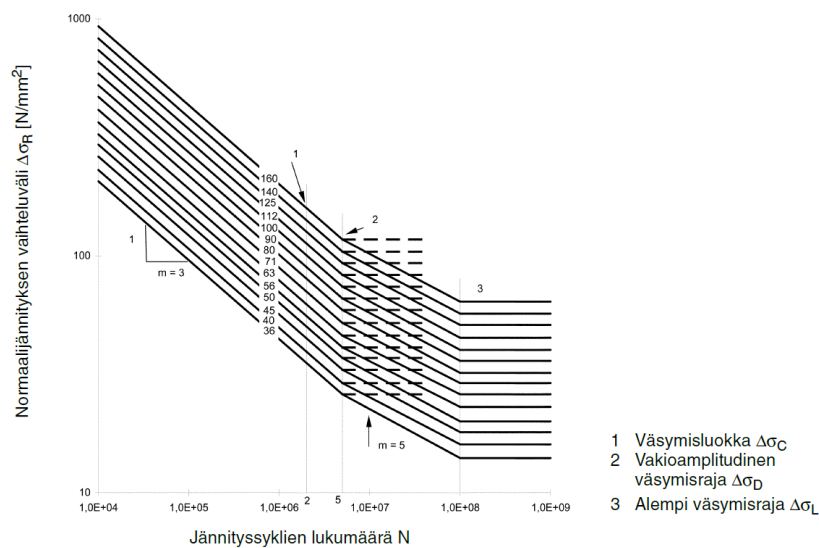
Kuva 9. Jännitys- elinikäkäyrä (Salmi, Pajunen 2010, 359)

S-N käyrät ovat kuormituskokeisiin perustuvia jännitys-elinikäkäyriä, joiden historia ulottuu 1850-luvulle. Tällöin saksalaisen rautatieinsinöörin August Wöhleri tutki syitä onnettomuuksia aiheuttaneille junanvaunujen sekä veturien akseleiden murtumiselle. Wöhler suoritti akseleille dynaamisia kuormituskokeita eri jännitystasoilla, saaden näin muodostettua kuvan 9 mukaisen jännitys-elinikäkäyrän (S-N käyrä). Tutkimuksissaan Wöhler havaitsi myös rautametallien kestävän käytännössä äärettömän monta kuormitus sykliä, kunhan jännityksen amplitudi pysyy tietyn rajan alapuolella. Tätä rajaa kutsutaan yleisesti väsymisrajaksi. Lisäksi Wöhler osoitti että, väsymisen kannalta jännitysvaihtelun merkitys on suurempi kuin jännityksen maksimiarvon. Koska kuvan 9 mukaisen käyrän käyttäminen käytännön väsymislaskennassa olisi työlästä, tyydytään log-log asteikolle yksinkertaistettuun S-N käyrään. (Salmi, Pajunen 2010, 355)

Tässä opinnäytetyössä käytetään eurokoodin osassa 1-9 esitettyä kuormituskokeisiin perustuvaa S-N käyrästä (kuva 10). Kuvassa pystyakselille on sijoitettu normaalijännityksen vaihteluväliä vastaava MPa-arvo ja vaaka-akselille jännityssyklien lukumäärä. Kohdassa yksi näkyy väsymislujuuden referenssiarvo ja kohdassa kaksi vakioamplitudinen väsymisraja, joka vastaa jännitysvaihteluvälin raja-arvoa, jonka alapuolella koekappaleen väsymisvaurioita ei vakioamplitudisessa väsymiskokeessa

esiintynyt. Kohdassa kolme on esitetty koekappaleen alempi väsymisraja, jota pienempiä jännityksiä ei huomioida muuttuva-amplitudisen kuormituksen tapauksessa (Ongelin, Valkoinen 2010, 432). Eurokoodissa on esitetty myös leikkausjännityksen kuormittamalle kappaleelle kaksi erillistä S-N käyrää. (SFS-EN 1993 1-9, 9)

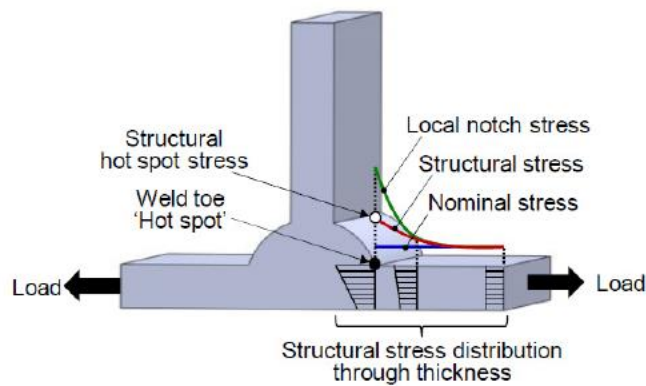
Eurokoodin osaan 1-9 on koottu joukko väsymisluokkia, joissa kutakin S-N käyrää kuvaavat FAT-arvot on porrastettu testikappaleen geometrian mukaan. Väsymisluokan numero, eli FAT-arvo vastaa väsymislujuuden referenssiarvoa, mikä vastaa vakioamplitudisen kuormituksen murtumiseen syklisen lukumäärällä  $N = 2 \cdot 10^6$  johtavaa jännityksen vaihteluväliä. Standardista FAT-arvoja löytyy väliltä 36 MPa-160 MPa ja kullekin arvolle löytyy vastaava S-N käyrä.



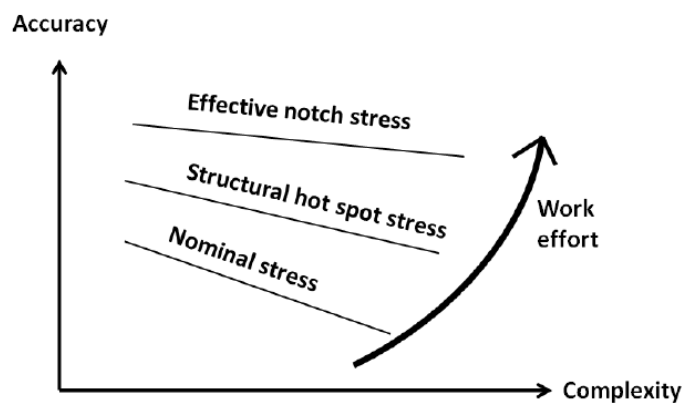
Kuva 10. Standardin SFS-EN-1993 1-9 mukainen S-N käyrästä porrastetuilla FAT-arvoilla (SFS-EN-1993 1-9, 15)

Tässä opinnäytetyössä käsiteltävissä väsymislaskentamenetelmissä menetelmäkohtaista paikallista jännitysheilahdusta verrataan tapauskohtaisesti S-N käyrän kynnysarvoihin. Kuvassa 11 on esitetty menetelmäkohtaisissa jännitysheilahduksissa huomioitavat jännitykset. Kuvista 11 ja 12 huomataan tehollisen lovi-jännityksen menetelmän huomioivan suurimman jännityshuipun ja antavan näin tarkimman kestoikätuloksen, kun taas nimellisen jännityksen menetelmän tulokset ovat konservatiivisempia. Kuvassa 12 on havainnollistettu S-N käyriin perustuvien aikatazon väsymislaskentamenetelmien tarkkuuden muutosta, tarkasteltavan kappaleen monimutkaisuuden funktiona. Kuvasta nähdään menetelmiä kuvaavien negatiivisten kulmakertoimien pienenevän huomioon otettavan jännityksen kasvaessa.





Kuva 11. S-N käyriin perustuvissa aikatazon väsymislaskentamenetelmissä huomioitavat jännitykset (Djavit, Strande 2013, 8)



Kuva 12. Menetelmien tarkkuuden muutos kappaleen monimutkaisuuden funktiona (Marquis, Samuelson, 2005)

Djan Eirik Djavit ja Erik Strande kokosivat omassa master's thesis-työssään kuvan 13 mukaisen taulukon S-N käyriin perustuviin aikatazon väsymislaskentamenetelmiin liittyviä ominaisuuksia, etuja, sekä rajoituksia, joita tarkastellaan tarkemmin alempana.

Nominal stress method	Structural hot spot stress method	Effective notch stress method
<ul style="list-style-type: none"> <li>+ Straight-forward method</li> <li>+ Good guidelines</li> <li>+ Quick application</li> <li>+ Use of FEM not necessary</li> <li>+ No need for detailed, local modelling.</li> <li>- Cannot assess weld root fatigue strength</li> <li>- Can only be applied on joints similar to tabulated structural members</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ Well documented and accounted for, as several guidelines for application are available</li> <li>+ Good guidelines for application</li> <li>+ Intermediate mesh requirement</li> <li>+ Applicable on complex geometries</li> <li>+ Small requirements on modelling, as local weld geometry can be excluded</li> <li>- Only applicable for weld toe calculations</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ Applicable for calculations in both weld toe and root</li> <li>+ Recently included in classification rules</li> <li>+ Conservative approach</li> <li>+ Applicable on complex geometries</li> <li>- Detailed modelling required</li> <li>- Solid elements a requirement</li> <li>- Very fine mesh required</li> </ul>

Kuva 13. S-N käyriin perustuvien aikatazon laskentamenetelmien ominaisuuksia, etuja, sekä rajoituksia (Djavit, Strande 2013, 17)

#### 4.1 Nimellisen jännityksen menetelmä

Nimellisiin jännityksiin perustuva menetelmä on eurokoodin osan 1-9 sekä IIW:n mukainen väsymislaskentamenetelmä, jossa laskenta suoritetaan vertaamalla rakennedetaljia vastaavaa, väsymiskojeilla määritettyä S-N käyrää tarkastelukohdassa vaikuttavaan jännitysheilahdukseen. (Niemi 2003, 98)

Menetelmässä normaalijännityksen kuormittaman kappaleen kestoikä vakioamplitudisessa kuormituksessa, saadaan ratkaisemalla eurokoodin osan 1-9 mukaisesta kaavasta 1 vastaava syklien lukumäärä  $N_R$ :

$$\Delta\sigma_R^m N_R = \Delta\sigma_C^m 2 * 10^6 \quad (1)$$

$$N_R = \frac{\Delta\sigma_C^m 2 * 10^6}{\Delta\sigma_R^m} \quad (2)$$

Vakioamplitudisessa kuormitustapauksessa huomioidaan ainoastaan vakioamplitudista väsymisrajaa suuremmat jännitysheilahdukset, koska tämän pienempien jännitysheilahdusten ei katsota synnyttävän kappaleeseen väsymisvauriota. Muuttuva-amplitudisessa kuormituksessa huomioidaan puolestaan kaikki alemmaa väsymisrajaa suuremmat jännitysheilahdukset, jolloin jännitysheilahdusten ollessa vakioamplitudisen väsymisrajan ja alemman väsymisrajan välissä käytetään väsymiskäyrän kaltevuutena arvoa 5. Tällöin jännitysheilahduksia vastaava kastoikä saadaan ratkaisemalla syklien lukumäärä kaavasta 3. Muuttuva-amplitudisessa kuormituksessa myös vakioamplitudista väsymisrajaa pienemmät jännitysheilahdukset huomioidaan, koska näiden on todettu kasvattavan jo syntyneitä suuremman jännitysheilahduksen aiheuttamaa väsymisvauriota. On kuitenkin huomattava, että muuttuva-amplitudisessa kuormituksessa on oltava mukana vakioamplitudista väsymisrajaa suurempi jännitysheilahdus, jotta väsymisvaurio syntyy. (Ongelin, Valkoinen 2010, 432)

$$\Delta\sigma_R^m N_R = \Delta\sigma_D^m 5 * 10^6 \quad (3)$$

$$N_R = \frac{\Delta\sigma_D^m 5 * 10^6}{\Delta\sigma_R^m} \quad (4)$$

Vakioamplitudinen väsymisraja ja alempi väsymisraja saadaan määriteltä kaavojen 5 ja 6 mukaan.

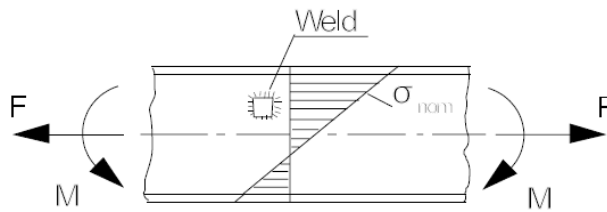
$$\Delta\sigma_D = \left(\frac{2}{5}\right)^{1/3} \Delta\sigma_C \quad (5)$$

$$\Delta\sigma_L = \left(\frac{5}{100}\right)^{1/5} \Delta\sigma_D \quad (6)$$

Nimellisen jännityksen menetelmässä jännitysheilahdus lasketaan nimellisen jännityksen perusteella kimmoteorian mukaisin menetelmin. Nimellinen jännitys lasketaan huomioimatta hitsin tai muiden geometristen yksityiskohtien aiheuttamia paikallisia jännityskeskittymiä (kuva 14), koska nämä otetaan laskennassa huomioon kokeellisesti määritettyjen väsymisluokkien kautta. Nimellisen jännityksen arvoon on kuitenkin huomioitava kappaleen paksuudesta tai muista geometrisista vaikutuksista

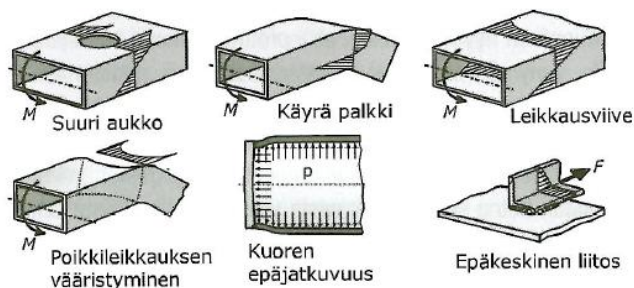
aiheutuva koon vaikutus väsymislujuuden referenssiarvoon kaavan 6 mukaisesti väsymislujuuden pienuustekijällä. Väsymislujuuden pienuustekijät ovat nähtävissä eurokoodin osaan 1-9 listatuista väsymisluokkatauluokista. Mikäli jännitysheilahdusten määrittämisessä käytetään apuna elementtimenetelmää, on käytettävän elementtiverkon oltava suhteellisen harva ja jännitykset on luettava sopivalta etäisyydeltä epäjatkuuskohdasta (Niemi, 2003, 99). Tällöin elementtimenetelmän käyttö monimutkaisissa kappaleissa olla hyvin vaikeaa tai jopa mahdotonta.

$$\Delta\sigma_{C,red} = k_s \Delta\sigma_C \quad (6)$$

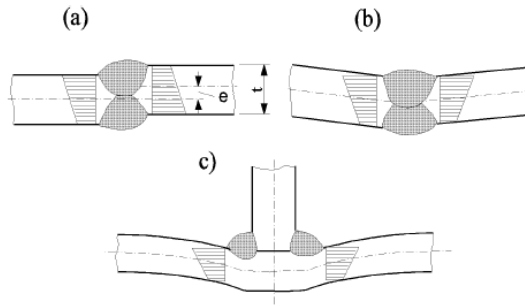


Kuva 14. Rakenteen nimellinen jännitys (Hobbacher 2013, 21)

Tarvittaessa nimellisen jännityksen arvoon on huomioitava myös sellaiset makrogeometriset vaikutukset ja hitsauksesta aiheutuneet ylisuuret muotovirheet, joita ei ole sisällytetty standardin mukaisiin väsymisluokkiin. Tällöin puhutaan muunnetusta nimellisestä jännityksestä. Kuvassa 15 on esitetty esimerkkejä tällaisista makrogeometrisista yksityiskohtista. Koska tällaisia yksityiskohtien variaatioita esiintyy äärettömän paljon ja makrogeometrian vaikutuksia ei aina voida laskea alkeislujuusopin kaavoilla, käytetään tällaisissa tilanteissa nimellisen jännityksen määrittämisessä apuna elementtimenetelmää. Kuvassa 16 esitetyt hitsausliitosten ylisuuret muotovirheet huomioidaan nimellisjännityksessä suurennuskertoimen avulla, joita esitetään ainakin IIW:n mukaisissa laskentaohjeissa. (Niemi 2003 ja Hobbacher 2013, 22)



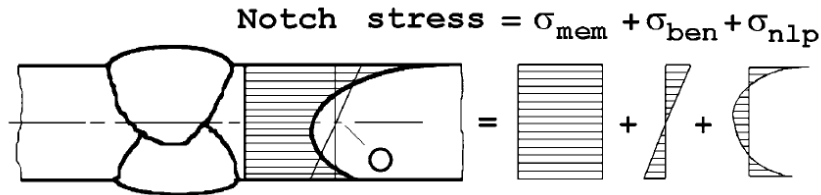
Kuva 15. Kappaleen makrogeometrisia yksityiskohtia, joita ei huomioida SFS-EN 1993 1-9 mukaisissa väsymisluokissa (Niemi 2003, 94)



Kuva 16. Hitsausliitoksen ylisuuria muotovirheitä a) sovitusvirhe, b) ja c) kulmavetäytymiä (Hobbacher 2013, 22)

#### 4.2 Tehollisen loviäjännityksen menetelmä

Kuten kappaleessa kolme todettiin alkusäröstä alkava väsymisvaurio ydintyy tavallisesti kappaleen geometrisissa epäkohdissa vaikuttaviin jännityshuippuihin. Tällaisia geometrisia epäkohtia ovat muun muassa kuormitetussa kappaleessa olevat lovet ja urat. Teholliseen loviäjännitykseen perustuvassa väsymislaskentamenetelmässä pyritään arvioimaan loven pohjalla olevaa jännityshuippua, joka koostuu kappaleen rakenteellisesta jännityksestä, sekä epälineaarisesti jakautuneesta huippujännityksestä. Kuvassa 17 on esitetty loviäjännityksen muodostavat jännitykset hitsin rajaviivalla. (Salmi, Pajunen 2010, 374)



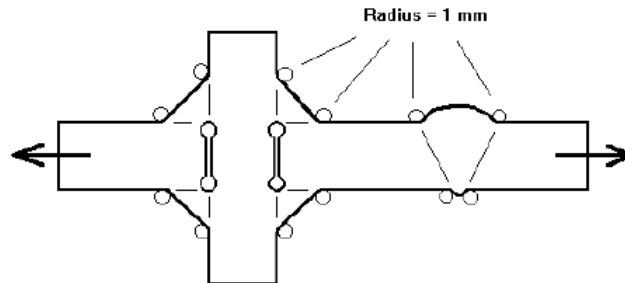
Kuva 17. Teholliseen loviäjännitykseen perustuvassa menetelmässä huomioitavat jännitykset, (Hobbacher 2013, 21)

IIW:n mukainen tehollisen loviäjännityksen menetelmä on Saksassa kehitetty hitsin rajaviivalta tai juuren puolelta alkavan väsymisen tutkimismenetelmä (Niemi 2003, 106). Menetelmässä hitsin rajaviivalle ja juuren puolelle hitsauksen yhteydessä syntynyt todellinen lovi korvataan fiktiivisellä vertailupyöristyksellä, josta lasketaan numeerisesti paikallinen pää- tai Von Mises-jännitys, eli loviäjännitys (Assinen 2013, 15). Tarkasteltavan kappaleen kestoikää arvioidaan tämän jälkeen vertaamalla tehollisessa lovessa vaikuttavaa loviäjännitystä väsymisluokan mukaiseen S-N käyrään ja ratkaisemalla syklien lukumäärä, kuten kaavassa 2 esitetään. Toistaiseksi menetelmä soveltuu ainoastaan tilanteisiin, jossa levyn paksuus  $t \geq 5$  mm. (Hobbacher 2013, 34)

Neuberin menetelmän mukaan fiktiivinen pyöristyssäde  $pf$  määritetään kaavan 7 mukaisesti. Matalalujuuksisilla teräksillä  $s$  ja  $p^*$  arvoiksi on määritetty 2,5 ja 0,4 (Assinen 2013, 15-16)

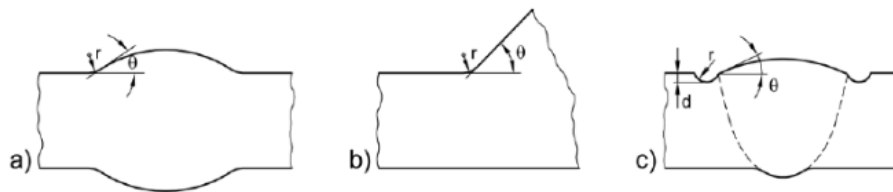
$$pf = p + sp^* \quad (7)$$

Neuberin menetelmää voidaan soveltaa kaiken suureisten  $p$  arvojen kanssa, kuitenkin IIW:n mukaisessa menetelmässä huomioidaan pahin mahdollinen tilanne ja todellinen pyöristyssäde loven pohjalla oletetaan nolaksi. Tällöin fiktiivisen pyöristyssäteen arvoksi saadaan 1,0 mm. IIW ohjeistaa käyttämään kaikille rakenneteräksille ja alumiiniseoksille vertailupyöristyksen sädettä  $p_f = 1$  (kuva 18). (Hobbacher 2013, 34)



Kuva 18. Fiktiivisten pyöristysten mallinnuspaikat (Hobbacher 2013, 35)

Pyöristys mallinnetaan hitsin rajaviivalle kuvan 19 mukaisesti, ainetta lisäämällä tai poistamalla. Aineen lisäämiseen voidaan käyttää mallinnusohjelmien fillet-toimintoa. Mikäli pyöristys mallinnetaan kuvan 19 kohdan (c) mukaisesti on kyseessä undercut-menetelmä. Erityisesti pienillä levynpaksuuksilla undercut-menetelmä voi heikentää kappaleen tehollista poikkileikkausta ja aiheuttaa epärealistisen loviännityksen. (Assinen 2013, 23)



Kuva 19. Fiktiivisten pyöristysten mallinnustavat (Assinen 2013, 24)

Vertailupyöristyksessä vaikuttava jännitys lasketaan numeerisesti käyttämällä apuna joko elementtimenetelmää FEM (Finite Element Method) tai reunaelementtimenetelmää BEM (Boundary Element Method). Analyysissä voidaan käyttää 2D-malleja, mikäli tarkasteltavan kappaleen geometria tai kuormitus ei muutu, tai mikäli muutokset voidaan jättää kolmannen ulottuvuuden suunnassa huomioimatta. IIW:n antamien suositusten mukaan loviännitystä määrittäessä elementtimenetelmällä elementtien koon tulisi tarkasteltavalla alueella olla pienempi kuin kuudesosa vertailupyöristyssäteestä lineaarisilla elementeillä ja pienempi kuin neljäsosa Parabolisilla elementeillä. (Assinen 2013, 22-25)

IIW:n mukainen tehollisen loviännityksen menetelmä soveltuu kaiken tyyppisille hitsausliitoksille, tarkasteltiin sitten hitsin juuren tai rajaviivan väsymisvaurioita. Parhaiten menetelmä soveltuu hitsin kuvun muodon, vajaan tunkeuman ja rajaviivan hionnan vaikutusten tutkimiseen (Niemi 2003, 106). Väsymislujouden määrittämiseen käytetään FAT-luokitusta 225 ja väsymiskäyrän kaltevuutta 3, jolloin syklien lukumäärän vakioamplitudisessa kuormituksessa saadaan kaavasta 8 (Hobbacher 2013,

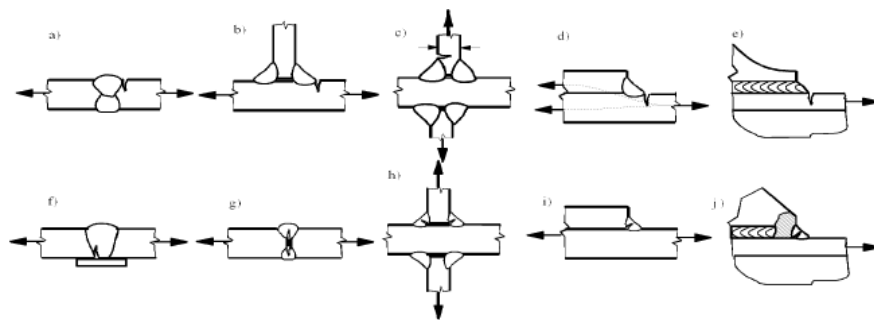
80). Muuttuva-amplitudisessa kuormituksessa laskenta toteutetaan kuten aiemmin esitettyssä nimellisen jännityksen tapauksessa, jolloin vakioamplitudisen väsymisrajan ja alemman väsymisrajan välistä jännitysheilauksia käsitellään kaavan 4 mukaan, väsymiskäyrän kaltevuuden ollessa 5.

$$N_R = \frac{(225 \text{ MPa})^3 \cdot 2 \cdot 10^6}{\Delta\sigma_R^3} \quad (8)$$

#### 4.3 Rakenteelliseen hot spot -jännitykseen perustuva menetelmä

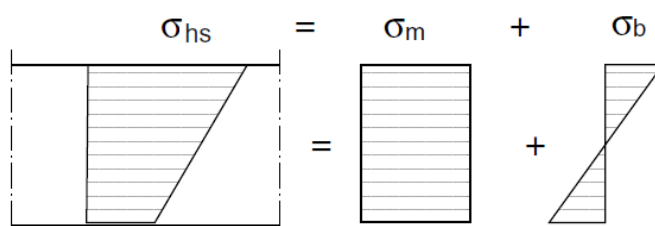
Rakenteellisen hot spot-jännitys on kappaleen epäjatkuvuuskohdan kriittisessä pisteessä (hot spot-piste) vaikuttava, kappaleen geometriasta riippuva eli ”geometrinen” jännitys. Menetelmässä kappaleen kestoikää arvioidaan hot spot-jännityksen ja kokeellisesti määritettyjen S-N käyrien avulla. Menetelmä IIW:n eurokoodin osan 1993 1-9 mukainen väsymistarkastelumenetelmä.

Menetelmä soveltuu väsymistapauksille, jossa särön kasvu alkaa hitsin rajaviivalta kuvan 20 ylärivin mukaisesti. Kuvan alarivin tapauksissa särön kasvu alkaa hitsin juuren puolelta, tällöin kappaleen kestoikää on arvioitava nimellisen- tai tehollisen lovi-jännityksen menetelmillä. (Niemi 2003, 100)

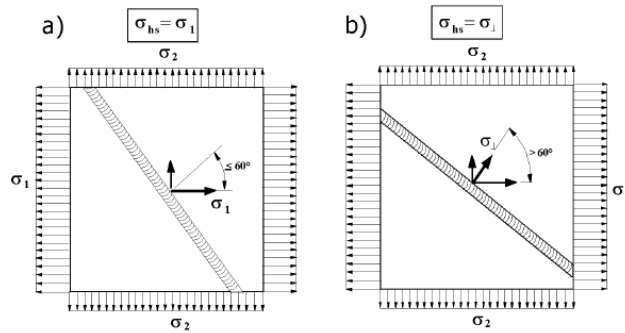


Kuva 20. Särön kasvun eri tapauksia. Hot spot -menetelmä soveltuu ylärivin tapauksille (Hobbacher 2013, 25)

Menetelmässä huomioidaan hitsin rajaviivalla vaikuttava kalvojännitys ja kuoren taivutusjännitys (kuva 21) ja jännitysten oletetaan jakautuvan lineaarisesti levyn paksuuden yli. Menetelmä ei huomioi loven pohjan epälineaarista lovi-jännitystä, vaan vaikutus on sisällytetty kokeellisesti määritettyihin S-N käyriin. Kaksiulotteisessa jännitystilassa hot spot -jännitykseksi valitaan suurempi tarkastelukohtassa vaikuttavista pääjännityksistä, mikäli suuremman pääjännitysten suunta on +/-60°:een kulmassa hitsin rajaviivan normaaliin nähden. Muussa tapauksessa hot spot-jännitykseksi valitaan hitsin rajaviivaa vasten kohtisuora jännitys, kuten kuvassa 22 on esitetty. (Niemi 20003, 99)

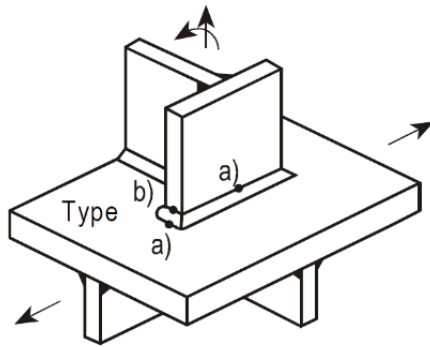


Kuva 21. Rakenteen hot spot-jännitys (Ongelin, Valkoinen 2010, 429)



Kuva 22. Kaksi akselisen jännitystilän hot spot-jännitykset (Hobbacher 2013, 26)

Hot spot- jännityksen määrittäminen voidaan toteuttaa jännityskonsentraatiokertoimen, venymäliuskamittauksen tai elementtimenetelmän avulla. Joista kahdessa jälkimmäisessä hitsin rajaviivan hot spot-jännitys määritetään ekstrapoloimalla referenssipisteistä mitattujen jännitysten tai venymien avulla. Jännitysten määrittämiseksi hitsausliitokset jaetaan "a" ja "b" tyyppeihin tarkasteltavan hitsin sijainnin mukaan, jotka on esitetty Kuvassa 23. Tyypissä "a" hitsin rajaviiva sijaitsee levyn pinnalla aiheuttaen levyn paksuussuuntaisia murtumia. Tyypissä "b" hitsin rajaviiva sijaitsee levyn päädyssä, jolloin murtumat etenevät levyn pituussuunnassa. (Niemi 2003, 99)



Kuva 23. Hitsausliitostyyppit hot spot -menetelmässä (Hobbacher 2013, 27)

Hot spot jännitys voidaan muutamissa usein esiintyvissä tapauksissa määrittää, jännityskonsentraatiokertoimen ja rakenteessa vaikuttavan modifioidun nimellisen jännityksen avulla. Modifioidussa nimellisessä jännityksessä on rakenteen nimellisen jännityksen lisäksi huomioitu makrogeometrian ja muotovirheiden vaikutus. Tällöin hot spot-jännitys saadaan kaavasta 9. Menetelmä kuitenkin edellyttää tarkasteltavaan tilanteeseen sopivan jännityskonsentraatiokertoimen tuntemista, jonka takia menetelmän käyttö on rajoittunut lähinnä muutamiiin tyypillisimpiin tapauksiin. (Niemi 2003, 103).

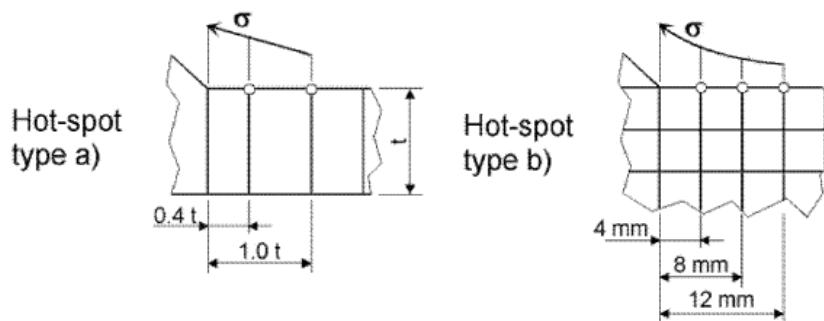
$$\sigma_{hs} = K_s * \sigma_{nom,mod} \quad (9)$$

Elementtimenetelmän avulla hitsin rajaviivan hot spot-jännitys saadaan määrittämällä elementtimalista sopivan etäisyyden päässä hitsin rajaviivasta esiintyviä jännityksiä ja ekstrapoloimalla hot spot-jännitys näiden perusteella. Menetelmässä on huomioitava, että hot spot -jännitys lasketaan ideaaliselle ja täydellisesti muotoillulle hitsille, joten hitsausliitoksen muotovirheet on huomioitava suurenuskertoimella (Hobbacher 2013, 27). Suurenuskertoimia eri tapauksille on esitetty muun muassa

IIW:n julkaisemissa laskentaohjeissa. Alla esitetään sopivat jännitysten tarkastelukohdat ja ekstrapolointi kaavat hot spot-jännitysten laskemiseksi tyypille "a" ja "b".

Tyypin "a" hitsausliitoksille jännitykset tarkastellaan kahdesta kuvan 24 mukaisesta referenssipisteestä. Koska hot spot -jännitykseen ei sisälly hitsin lovesta vaikuttava jännityshuippu on ensimmäisen referenssipisteen oltava etäisyydelle  $0,4t_L$  hitsin rajaviivasta. FEM analyyseillä on osoitettu lovi-vaikutuksen käytännössä hävinneen tällä etäisyydellä. Toinen referenssipiste sijaitsee etäisyydellä  $1,0t_L$ . Tällöin hitsin rajaviivan hot spot -jännitys saadaan ekstrapoloitua kaavalla 10. (Niemi 2003, 100)

$$\sigma_{hs} = 1,67 * \sigma_{0,4t_L} - 0,67 * \sigma_{1,0t_L} \quad (10)$$



Kuva 24. Referenssipisteet hot spot-jännityksen ekstrapoloimiseksi (Hobbacher 2013, 30)

Hot spot-jännitys voidaan vaihtoehtoisesti ekstrapoloida myös kolmella referenssipisteellä, jolloin pisteet sijoitetaan  $0,4t_L$ ,  $0,9t_L$  ja  $1,4t_L$  etäisyyksille hitsin rajaviivasta. Kolmen referenssipisteen menetelmässä hot spot-jännitys ekstrapoloidaan kaavan 11 mukaan. (Hobbacher 2013, 29)

$$\sigma_{hs} = 2,52 * \sigma_{0,4t_L} - 2,24 * \sigma_{0,9t_L} - 0,72 * \sigma_{1,4t_L} \quad (11)$$

Tyypin "b" hitsausliitoksille levyn reunan jännitysjakauma ei ole riippuvainen levyn paksuudesta, jonka takia referenssipisteiden sijoittelua ei sidota levyn paksuuteen kuten "a"-tyypin hitsausliitoksissa. Koska tässä tilanteessa hitsin lovesta vaikuttava jännityshuippu on vaikea erottaa levyn päädissä olevasta rakenteellisen jännityksen jakaumasta, tarkastellaan jännityksiä etäisyyksiltä 4, 8 ja 12 mm hitsin rajaviivalta (kuva 24) ja hot spot -jännitys ekstrapoloidaan kaavalla 12 (Hobbacher 2013, 30). (Niemi 2003, 101)

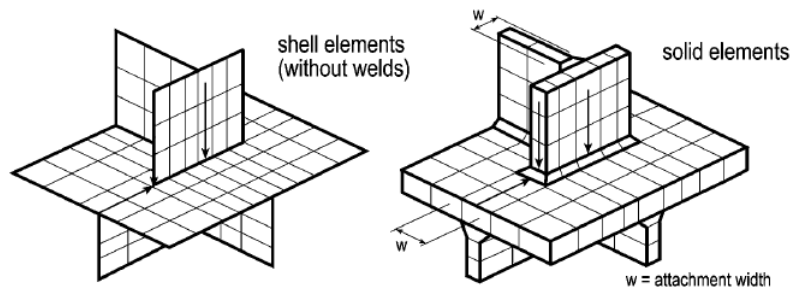
$$\sigma_{hs} = 3 * \sigma_{4\text{ mm}} - 3 * \sigma_{8\text{ mm}} + \sigma_{12\text{ mm}} \quad (12)$$

Elementtimenetelmässä hot spot jännitysten laskentaan IIW suosittelee käytettäväksi, joko 8 solmuisia kuorielementtejä tai 20 solmuisia solidielementtejä. Kuvan 25 mukaisessa yksinkertaisessa kuorielementtimallissa ei hitsin mallinnus ole tarpeen, mikäli hitsit eivät vaikuttavat kappaleen käyttäytymisen kautta laskennan tuloksiin. Esimerkiksi kuvan 26 mukaisessa tilanteessa kahden lähek-

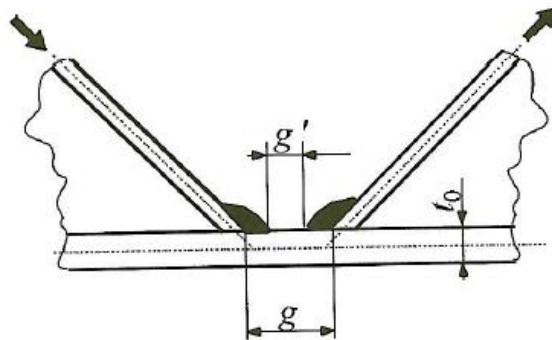


käin olevan hitsin mallintamatta jättäminen antaa kappaleelle todellisuutta pienemmän taivutusjäykkyyden (Niemi 2003, 101). Kuorielementtimallissa elementit mallinnetaan kappaleen keskitasolle (eng. mid-plane). Mallin etuna on lineaarinen jännitysjauma levyosan paksuuden yli ja hitsin rajaviivan loviännityksen puuttuminen, kun hitsejä ei ole mallinnettu. Solidielementtimallissa lineaarinen jännitysjauma kappaleen paksuuden yli saadaan aikaan käyttämällä yhtä elementtikerrosta levyn paksuuden suhteen, kuten kuvassa 25 on esitetty. Tässä mallissa hitsien mallinnus on suositeltavaa. (Hobbacher 2013, 28)

Kaavat 10, 11 ja 12 pätevät kun elementtiverkkona käytetään hienoa elementtiverkkoa, jossa elementin pituus on tarkasteltavalla alueella oltava pienempi kuin  $0,4t_L$ .



Kuva 25. Tyypillisiä elementtiverkkoja hot spot-jännitysten määrittämiseksi (Hobbacher 2013, 29)



Kuva 26. Tilanne, jossa hitsien mallinnus on suotavaa näiden vaikuttaessa merkittävästi kappaleen taivutusjäykkyyteen (Niemi 2003, 101)

Hitsin rajaviivalla esiintyvä hot spot-jännitys voidaan määrittää myös venymäliuskojen avulla, kuten elementtimenetelmän avulla. Nyt kappaleesta määritetään venymäliuskoilla kuormituksen aiheuttamat venymät yllä esitettyistä referenssipisteistä ja hot spot -venymä saadaan ekstrapoloimalla mitattautulokset. Hitsin rajaviivan hot spot-venymä saadaan kaavoja 10, 11 ja 12 vastaavilla kaavoilla 15, 16 ja 17.

$$\epsilon_{hs} = 1,67 * \epsilon_{0,4t_L} - 0,67 * \epsilon_{1,0t_L} \quad (15)$$

$$\epsilon_{hs} = 2,52 * \epsilon_{0,4t_L} - 2,24 * \epsilon_{0,9t_L} - 0,72 * \epsilon_{1,4t_L} \quad (16)$$

$$\epsilon_{hs} = 3 * \epsilon_{4\text{ mm}} - 3 * \epsilon_{8\text{ mm}} + \epsilon_{12\text{ mm}} \quad (17)$$

Jännitystilän ollessa yksiakselinen saadaan hot spot-venymän avulla määritettyä hitsin rajaviivan hot spot-jännitys kaavalla 18 (Hobbacher 2013, 33).

$$\sigma_{hs} = E * \varepsilon_{hs} \quad (18)$$

Kappaleen kestoian määrittämiseksi hot spot-menetelmällä käytetään eurokoodin osassa 1-9 määritettyjä kolmea eri FAT-luokkaa, 90, 100 ja 112. Kappaleen kestoikä vakioamplitudisessa kuormituksessa saadaan ratkaistua kaavasta 18, jossa jännitysheilahdus määritetään hot spot-jännityksen avulla. Muuttuva-amplitudisessa kuormituksessa laskenta toteutetaan kuten aiemmin esitettyssä nimellisen jännityksen ja tehollisen lovi-jännityksen tapauksessa, jolloin vakioamplitudisen väsymisrajan ja alemman väsymisrajan välisiä jännitysheilahduksia käsitellään kaavan 4 mukaan, väsymiskäyrän kaltevuuden ollessa 5.

$$N_R = \frac{\Delta\sigma_C^m * 2 * 10^6}{\Delta\sigma_R^m} \quad (18)$$

#### 4.4 Muuttuva-amplitudisen kuormituksen käsittely

Muuttuva-amplitudisen kuormituksen tapauksessa väsymisrajan merkitys on vähäisempi, koska myös väsymisrajaa pienemmät jännitysheilahdukset kasvattavat jo ydintynyttä alkusäröä. Tällöin väsymislaskennassa käytetään kaksois- kaltevaa S-N käyrään (kuva 10). Kun kuormitus on muuttuva-amplitudista kuten tässä opinnäytetyössä tarkasteltavassa nosturisillassa, perustuu väsymislaskenta ns. Palmgren-Miner sääntö, jossa kappaleessa vaikuttavat kuormitushistorian mukaiset erisuuruiset jännitysheilahdukset lyhentävät kumulatiivisesti tarkasteltavan kappaleen kestoikää. Jokainen  $\Delta\sigma_i$  -tason jännitysheilahdus vaurioittaa tarkastelukohtaa  $n_i/N_i$  verran ja kappaleen kestoikä katsotaan saavutetuksi kumulatiivisen vauriokertoimen saavuttaessa arvo 1. Kumulatiivinen vauriokerroin on esitetty kaavassa 19. (Ongelin, Valkoinen 2010, 429)

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} \quad (19)$$

Kappaleen kestoikä saadaan määritettyä kumulatiivisen vauriokertoimen avulla. Tässä opinnäytetyössä kappaleen kestoikä halutaan ratkaista kuormitus sykleinä, jolloin nosturisillan kestoikä saadaan Niemen (2003, 104-105) mukaan käyttämällä kaavaa 20.

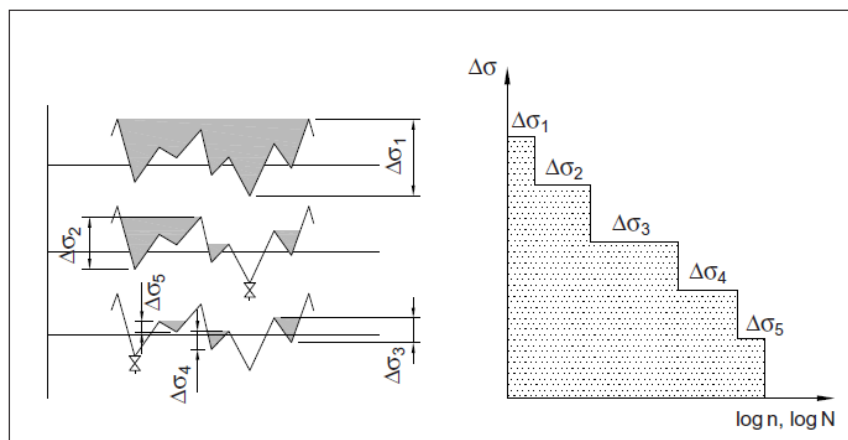
$$N_R = \frac{\sum n}{D} \quad (20)$$

Kaavassa 19 tarvittavat jännitysheilahdusten lukumäärät lasketaan eurokoodin osan 1-9 mukaisilla arvoilla kaavan 21 mukaan kun jännitysheilahduksen suuruus on vakioamplitudista väsymisrajaa suurempi ja kaavalla 22 kun jännitysheilahduksen suuruus on alemman väsymisrajan ja vakioamplitudisen väsymisrajan välillä. Väsymislaskennassa on huomioitava myös kaavojen 21 ja 22 mukaiset osavarmuusluvut (SFS-EN 1993 1-9, 9).

$$N_i = \left( \frac{k_S * \Delta\sigma_C}{\gamma_{Mf} * \gamma_{Ff} * \Delta\sigma_R} \right)^3 * 2 * 10^6 \quad (21)$$

$$N_i = \left( \frac{k_s \cdot \Delta \sigma_D}{\gamma_{Mf} \cdot \gamma_{Ff} \cdot \Delta \sigma_R} \right)^5 * 5 * 10^6 \quad (22)$$

Muuttuva-amplitudista jännityshistoriaa voidaan käsitellä eurokoodin osan 1-9 mukaisella vesisäiliö - menetelmällä. Menetelmässä epäsäännöllinen jännitys- tai venymäspektri pilkotaan erilaisten syklien joukoiksi, kuvittelemalla jännitys tai venymähistorian kuvaaja vesisäiliön pohjaksi ja päästämällä vesi ulos avaamalla jännityshistorian minimiarvoissa sijaitsevia ”pohjaventtiilejä” (kuva 27). ”Venttiilit” avataan aina niin, että saavutetaan mahdollisimman suuri veden pinnan lasku. Veden pintojen laskut ilmaisevat nyt kuormituksen jännitysheilahduksia. Menetelmässä jännitysvaihtelut voidaan luokitella vaihtelutasoihin sopivalla porrastuksella, jolloin samalle jännitysportaalle voi tulla useampia syklejä. Näin menetelmä nopeutuu ja laskenta yksinkertaistuu. (Ongelin, Valkoinen 2010, 428)



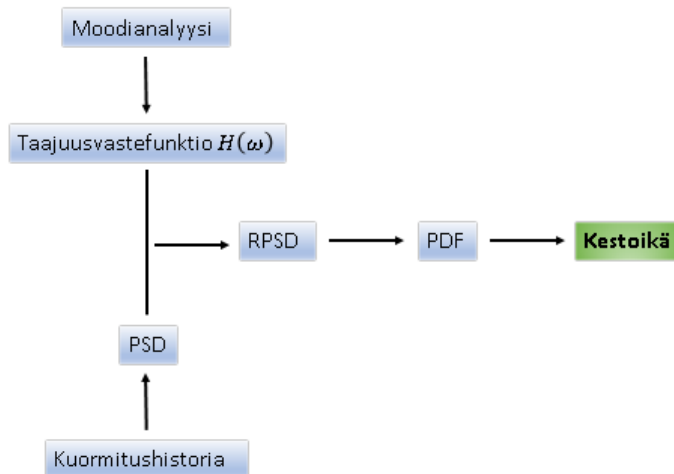
Kuva 27. Vesisäiliö-menetelmää ja jännitysvaihtelukertymä (Ongelin, Valkoinen 2010, 428)

## 5 VÄSYMISLASKENTA TAAJUUSTASOSSA

Taajuustason väsymislaskennan pääperiaate on pyrkiä määrittämään tarkasteltavan satunnaisen kuormituksen alaisen kappaleen kestoikä käyttäen tilastollista lähestymistapaa, kappaleesta mitatun tai muutoin määritetyn vertailukuormituksen perusteella. Taajuustason väsymislaskentamenetelmissä vertailukuormitus käännetään taajuustasoon Fourierin teorian mukaisesti ja kuormituksesta muodostetaan tehospektrin tiheysfunktio eli PSD. Kappaleen dynaaminen vaste kuormitukseen huomioidaan taajuusvastefunktiosta saatavien ominaistaajuuksien ja ominaismuotojen avulla. Taajuusvastefunktion ja määritetyn PSD-kuormituksen avulla saadaan selville kappaleen kokonaisvasteen tehospektrin tiheysfunktio, eli RPSD (Ansys 2016). RPSD:stä saadaan edelleen määritettyä todennäköisyystiheysfunktio PDF, jonka avulla määritetään jännitysamplitudien esiintymistodennäköisyydet ja taajuudet (Lähdeniemi, Mäkinen 2012, 22). Lopulta sovelletaan Palmgren-Miner-teoriaa kappaleen kestoian määrittämiseksi. Taajuustasoisien väsymislaskennan rakenne on esitetty kuvassa 28.

Taajuustason väsymislaskennan etuja perinteiseen aikatazon väsymislaskentaan verrattuna on menetelmän nopeus kuormituksen ollessa monimutkainen ja kuormitushistorian pitkä tai vaikeasti tulkitettava. Taajuustasolaskennan nopeus perustuu tilastolliseen lähestymistapaan, eri amplitudien esiin-

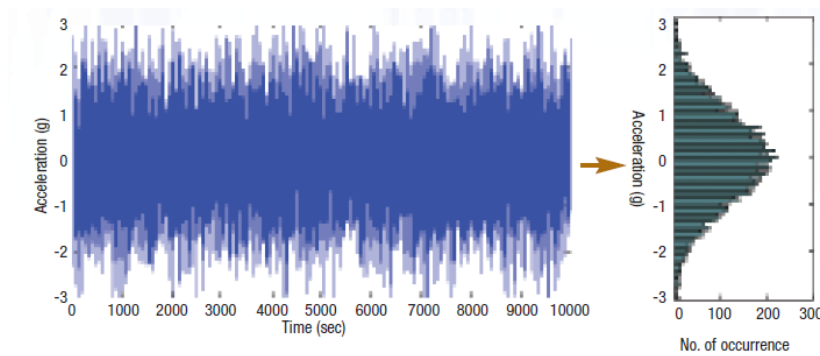
tymistodennäköisyyksien määrittämiseksi, jossa hyödynnetään määritetyn aikatasosignaalin keskiarvoa, keskihajontaa ja todennäköisyysjakamaa (Kumar 2008, 39). Taajuustason väsymislaskentaan saadaan myös aikatasoa paremmin sisällytettyä kappaleen todellinen käyttäytyminen sen antaman dynaamisen vasteen avulla (Lähdeniemi, Mäkinen 2012, 22). Dynaamisen vasteen avulla pystytään myös varmistamaan, etteivät kuormituksen taajuudet esiinny liian lähellä kappaleen ominaistaajuuksia, jolloin paikalliset jännitykset voisivat kasvaa kohtuuttomasti ja tämä johtaa kappaleen ennenaikaiseen murtumiseen. Taajuustason väsymislaskentamenetelmien käyttö on erityisesti tarpeen, kun vertailukuormitus osoittaa kuormitustaajuuksien olevan lähellä kappaleen ominaistaajuuksia.



Kuva 28. Taajuustason väsymislaskennan rakenne (PowerPoint)

Jotta kappaleen kestoiän määrittämiseksi voitaisiin hyödyntää tilastollista lähestymistapaa, on kappaleen kuormituksen käyttäytyttävä likimain normaalijakauman mukaisesti, kuten kuvan 29 esittää (Kumar 2008, 40). Myös satunnaisten kuormitusten aiheuttamien jännitysten keskiarvo on oltava lähellä nollaa, jolloin siis esimerkiksi normaalijännityksellä kuormitetun rakenneyksityiskohdan on altistuttava vuoroin vedolle ja puristukselle eikä merkittäviä staattisia keskijännityksiä tarkkuuden heikkenemisen vuoksi sallita (Ansys 2016). Muita menetelmän tarkkuutta heikentäviä tekijöitä ovat plastinen muodonmuutos ja yksityiskohtainen geometria. Ansys 2016 opetusmateriaalin mukaan käytettävien 3D-mallien tulisi sisältää mahdollisimman vähän geometrisia yksityiskohtia ja niissä kuuluisi olla kuormitukseen nähden suhteellisen kevyt vaimennus.

Lähdeniemen ja Mäkinen (2012, 22) mukaan taajuustason väsymislaskenta sopii erityisen hyvin akustisen väsymisen tarkasteluun, lisäksi menetelmiä käytetään erityisesti aaltojen, tuulen tai maanjäristyksien kuormittamiin kohteisiin, kuten öljynporauslauttoihin, tuulimyllyihin, laivoihin ja lentokoneisiin. Menetelmää hyödynnetään myös moottorin värähtelyn ja epätasaisen tienpinnan aiheuttamissa kuormitustapauksissa, sekä rautatie- ja elektroniikkateollisuudessa.



Kuva 29. Normaalijakauman mukaisesti käyttäytyvä satunnainen kuormitus (Kumar 2008, 40)

Taajuustason väsymislaskennan historian voidaan katsoa saaneen alkunsa 1964 Julius Bendatin esitellessä narrow band metodiksi kutsuttu PSD:tä hyödyntävä väsymislaskentamenetelmä. Menetelmän osoittautuessa turhan konservatiiviseksi on sitä yritetty korjata useissa eritutkimuksissa lisäämällä menetelmään korjauskertoimia. Myöhemmin on kehitetty myös useita täysin narrow band menetelmästä riippumattomia menetelmiä, joista ehkä tunnetuin on Turan Dirlikin 1985 vuonna kehittämä öljynporauslauttojen väsymistarkasteluun tarkoitettu menetelmä. Tässä opinnäytetyössä tarkasteltava väsymislaskenta menetelmä Steinbergin kolmen kaistan menetelmä, jolla hän yritti hakea ratkaisua väsymislaskentaan elektroniikka- ja rautatieteellisyydessä. (Halfpenny 1999, 5) (Lähdeniemi, Mäkinen 2012, 24-26).

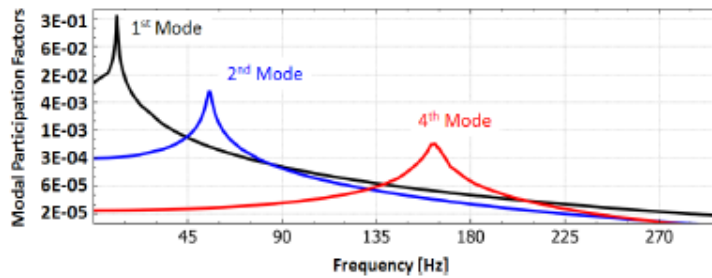
## 5.1 Moodianalyysi

Moodianalyysillä pyritään selvittämään kappaleen dynaamiset ominaisuudet, joita ovat ominaistajuuudet, ominaisvärähtelymuodot ja eri värähtelymuotojen vaimennussuhteet (Suuronen 2011, 17). Nämä tuntemalla voidaan kappale suunnitella niin, ettei siinä esiinny käytönaikana ei toivottua resonanssi-ilmiötä. Kappaleen dynaamiset ominaisuudet saadaan selville moodianalyysillä määritettävästä taajuusvastefunktiosta. Taajuusvastefunktio ilmaisee kappaleen vasteen sitä kuormittamaan herätevoimaan ja se voidaan määrittää, joko numeerisesti, tai kokeellisesti. Systeemin liikeyhtälöstä johdettava kompleksimuotoinen taajuusvastefunktio on esitetty kaavassa 23.

$$H(\omega) = \frac{1}{k - m_m \omega^2 + c\omega} \quad (23)$$

Kokeellisesti tehtävässä moodianalyysissä analyysi suoritetaan siihen valmistetun mittalaitteiston avulla. Analyysissä koekappaleeseen johdetaan tunnettu herätevoima yleensä vasaran tai tärastimen avulla ja kappaleen vaste herätevoimaan mitataan lasermittauksella tai kiihtyvyyssanturilla. (Suuronen 2011, 17)

FE -analyysin avulla suoritettavassa moodianalyysissä tarkasteltavasta kappaleesta mallinnetaan 3D-malli, jolle määritetään FEM -ohjelman avulla käyttötilannetta vastaavat reunaehdot ja elementti-verkko. Kuvassa 30 on esitetty erään mittauksen taajuusvastefunktio, josta voidaan nähdä kappaleen eräitä ominaistajuuksia olevan 11 Hz, 55 Hz ja 166 Hz kappaleen antaen tällöin suurimman vasteen herätekuormaan.



Kuva 30. Erään mittauksen taajuusvastefunktio (Mech 2015, 4)

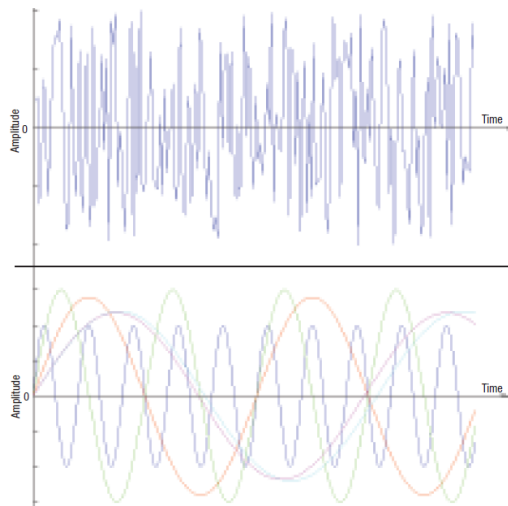
Taajuustason väsymislaskentaa varten on suositeltavaa määrittää kappaleen taajuusvastefunktio niin, että sen avulla saadaan määritettyä vähintäänkin koko kuormituksen taajuusalueen mukaiset ominasvärähtelymuodot ja taajuudet. Ansys 2016 opetusmateriaalin mukaan laskentaa varten olisi taajuusvastefunktio hyvä määrittää 1,5 kertaisesti kuormituksen suurinta taajuutta vastaavaan taajuuteen saakka.

## 5.2 Tehospektrin tiheysfunktio

Tehospektrin tiheysfunktio (power spectral density) eli PSD kuvaa signaalin tehon intensiteettiä eli signaalin energiasisällön jakautumista eri taajuusalueilla. Siinä kuvataan signaalin voimakkuutta sen osien neliöllisten keskiarvojen neliöiden avulla, jotka on normalisoitu laskennassa käytetyn taajuuskaistan leveyden mukaan. Näin saatu PSD-signaali kuvaa värähtelytarkastelussa hyvin värähtelyn voimakkuuden vakavuutta (Kumar 2008, 40).

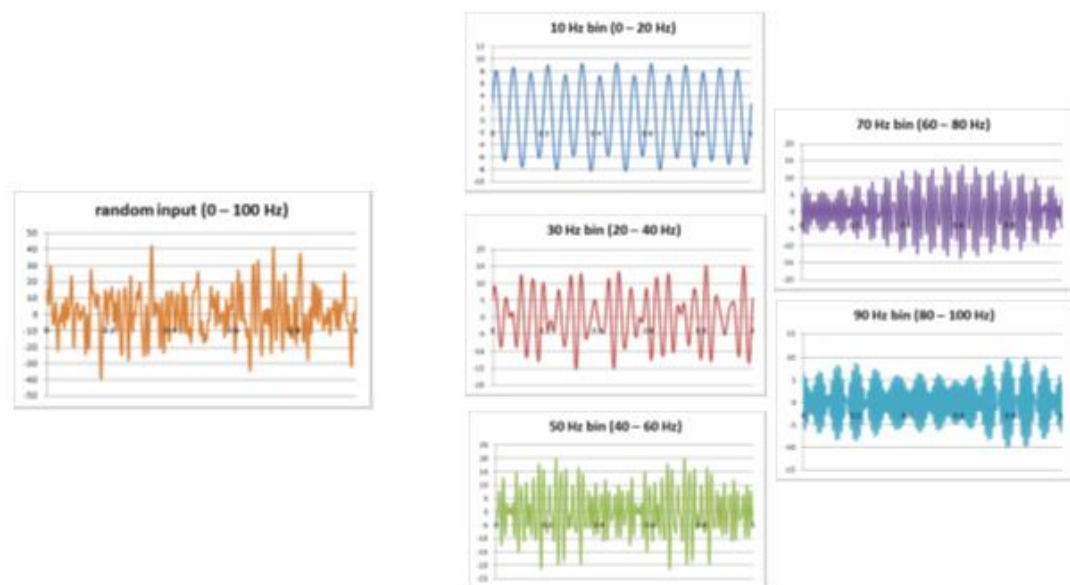
Parhaiten kuormituksen PSD saadaan kuvattua testauslaitteiston avulla mitatusta värähtelysignaalista, jonka PSD:n määrittämiseen joudutaan monesti käyttämään soveltuvia signaalin käsittelyohjelmia. Tällaisia ovat muun muassa jotkin laskentaan tarkoitetut ohjelmistot kuten Mathcad tai signaalin käsittelyyn tarkoitetut ohjelmistot kuten Slam Stick. Tietyt standardit ovat määrittäneet myös PSD-kuormituksia ainakin rautatie ja elektroniikkateollisuuteen. Alla on esitetty kuinka satunnaisen signaalin PSD käytännössä määritetään käsin laskennan avulla. Määritetyn PSD:n yksikkö on mitatun yksikön mukainen, esimerkiksi rakenteen värähtelyn tapauksessa yksikköinä voi toimia kiihtyvyys, nopeus, siirtymä tai voima (Ansys 2006).

Mitatun värähtelysignaalin PSD saadaan määritettyä Fourierin teorian avulla, jossa aikatason signaali saadaan esitettyä taajuustasossa, tällöin x-akseli kuvaa ajan sijasta taajuutta. Fourierin teorian mukaan kaikki satunnaiset aikatason signaalit saadaan pilkottua joukoksi sinikäyrän muotoisia signaaleja, eri taajuuksilla, amplitudeilla ja vaihteilla (Halfpenny 1999, 2-3). Fourierin teoriaa on havainnollistettu kuvassa 31.



Kuva 31. Fourierin teoria satunnaisten signaalien jakamisesta siniaaltoihin (Kumar 2008, 39)

Muodostaessa PSD-funktiota monimutkaisesta aikatazon signaalista jaotellaan signaali eri taajuusalueiden mukaisiksi joukoiksi. Näitä joukkoja kutsutaan alan englanninkielisessä kirjallisuudessa nimellä "bins" ja niiden lukumäärää riippuu määritetystä taajuuksien vaihteluvälistä. Signaalin PSD-funktion tarkkuutta saadaan nostettua käyttämällä pienempää taajuuden vaihteluväliä. Satunnaisten signaalien jaottelu on esitetty kuvassa 32. Mittaamalla määritetty todellinen kuormitushistoria määritetään yleensä satoihin joukkoihin.

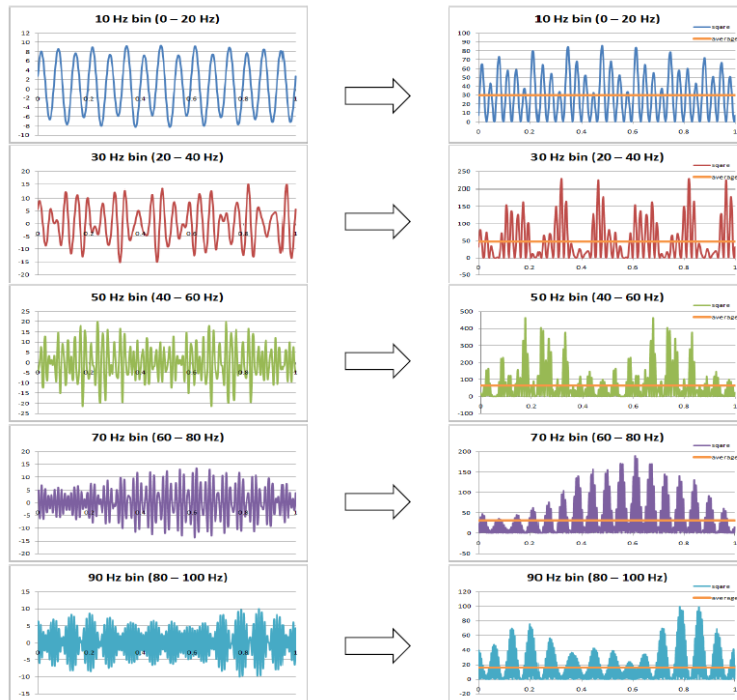


Kuva 32. Satunnaisten signaalien jaottelu joukoiksi kaistanleveydellä 20 Hz (Ansys 2006)

Aikatazon signaalin PSD-funktio saadaan laskemalla kunkin joukon neliöllisen keskiarvon (RMS) neliö (Ansys 2016). Tämä saadaan määritettyä laskemalla signaalin RMS -arvo ja korottamalla saatu arvo toiseen potenssiin. Yleisesti jatkuvan funktion neliöllinen keskiarvo määritetään kaavan 24 mukaan, jolloin nosturisillan kuormitusta kuvaavan puolikkaan siniaallon neliöllinen keskiarvo määritetään kaavan 25 mukaan. Nyt kunkin joukon y-akselin ilmaiseen mitatun yksikön  $RMS^2$ . Tämä vaihe on havainnollistettu kuvassa 33.

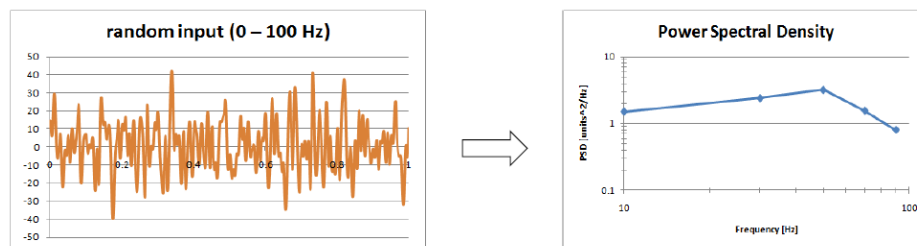
$$I_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T I(t)^2 dt} \quad (24)$$

$$RMS = \frac{I_{pk}}{2} \quad (25)$$



Kuva 33. Joukkojen RMS -neliöarvojen määrittäminen (Ansys 2016)

Taajuuden vaihteluvälin vaikutuksen poistamiseksi saadut  $RMS^2$ -arvot normalisoidaan jakamalla ne taajuuden vaihteluvälin suuruudella, jolloin eri pituisten signaalien värähtelyt ovat vertailukelpoisia (Ansys 2016). Tämän jälkeen y-akselin yksikkönä toimii mitatun yksikön neliö jaettuna taajuudella. Seuraavaksi normalisoidut  $RMS^2$ -arvot sijoitetaan PSD-funktion kuvaajan y-akselille ja kyseistä arvoa vastaavan taajuudenvaihteluvälin keskiarvo x-akselille kuten kuvassa 34 on esitetty.



Kuva 34. Satunnaisesta signaalista muodostettu tehospektrin tiheysfunktio (Ansys 2016)

Kuvassa 34 esitetyt mitattu satunnainen signaali ja PSD-funktio jakavat nyt samat tilastolliset arvot ja muodostettua PSD:tä voidaan käyttää kuormituksen historiatietona taajuustasoisessa väsymislaskennassa. Kaavan 25 perusteella voidaan todeta, että kaistan leveyden ollessa 1 Hz yksittäisen puolikkaan sinifunktion PSD tietyllä taajuudella saadaan kaavasta 26.

$$PSD = \left(\frac{I_{pk}}{2}\right)^2 \quad (26)$$



### 5.3 Vasteen tehospektrin tiheysfunktio

Kappaleen vasteen tehospektrin tiheysfunktion (response power spectral density) avulla määritetään todennäköisyystiheysfunktio kappaleessa esiintyville jännityksille ja niiden taajuuksille (Lähdeniemi, Mäkinen 2012, 22). Vasteen tehospektrin tiheysfunktio määritetään syötetyn PSD-kuormituksen ja moodianalyysillä määritetyn taajuusvastefunktion avulla kaavan 27 mukaan.

$$S_{out}(\omega) = |H(\omega)|^2 S_{in}(\omega) \quad (27)$$

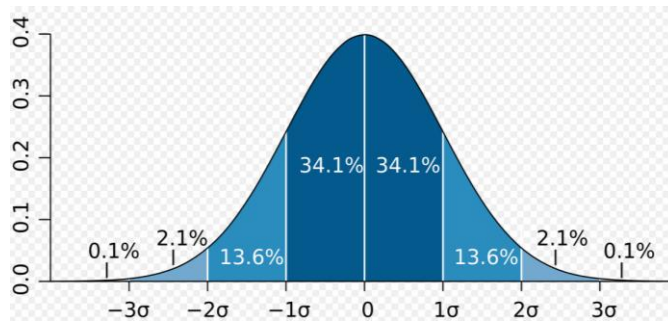
Ansys -ohjelman Response PSD-työkalun avulla saadaan satunnaisten värähtelyanalyysin outputtietona kappaleen vasteen tehospektrin tiheysfunktio, jonka rajaaman pinta-alan avulla määritetään Steinbergin kolmen kaistan menetelmän  $1\sigma$  -jännitys. Lisäksi työkalulla nähdään kuormituksen taajuus  $f_{RPD}$ , jolla  $1\sigma$  -jännitys esiintyy. (Kumar 2008, 40-41)

### 5.4 Steinbergin kolmen kaistan menetelmä

Steinbergin kolmen kaistan menetelmä on yksi useista taajuustason laskentatavoista määrittää satunnaisten värähtelyn kuormittaman kappaleen todennäköisyystiheysfunktio. Tämä saadaan selville vasteen tehospektrin tiheysfunktioista, jonka rajaaman pinta-alan neliöjuuresta saadaan laskennan kannalta oleellinen  $1\sigma$  jännitys (Kumar 2008, 40-41).  $1\sigma$  -jännityksenä voidaan käyttää Von Mises -vertailujännitystä tai tarpeen mukaan normaalijännitystä.  $1\sigma$  -jännityksenä matemaattinen määritelmä on esitetty kaavassa 28 (Ansys 2016).

$$1\sigma = \sqrt{\int_0^\infty S_{out}(\omega) d\omega} \quad (28)$$

Menetelmässä oletetaan kappaleessa esiintyvien jännitysten käyttäytyvän kuormituksen mukaisesti noudattaen normaalijakaumaa. Tällöin 68,3% amplitudeista oletetaan asettuvan välille  $+1\sigma$  ja  $-1\sigma$ .  $2\sigma$  ja  $3\sigma$  ovat  $1\sigma$ :n kerrannaisia ja amplitudeista 95,4% oletetaan välille  $+2\sigma$  ja  $-2\sigma$ , sekä 99,73% välille  $+3\sigma$  ja  $-3\sigma$  kuten kuvasta 35 voidaan nähdä (Kumar 2008, 40).  $3\sigma$  ylittää 0,27% amplitudeista, näiden ei kuitenkaan oleteta aiheuttavan kappaleeseen vaurioita, niiden harvinaisen esiintymisen vuoksi (TAO S, CHEN B, FAN X 2016, 235). Käytettäessä Ansys -ohjelmaa voidaan satunnaisen värähtelyn analyysillä lukea jännityksen arvot kuten staattisessakin analyysissä tarkastelemalla koko kappaleen jännitys jakaumaa tai yksittäistä pistettä probe -työkalulla.



Kuva 35. Steinbergin kolmen kaistan menetelmän mukainen todennäköisyysfunktio kappaleessa esiintyvillä jännityksillä (Wikimedia commons)

Määritettyä jännitysten todennäköisyysfunktioita hyödyntäen voidaan kappaleen kestoikä aikayksikössä määrittää Palmgren-Miner-teorian avulla, määrittämällä jokaista sigman arvoa vastaava materiaalin kestoikä S-N käyrän avulla kaavojen 29-31 mukaan (Kumar 2008, 41).

$$N_1 = N_i \left( \frac{\Delta\sigma_i}{1\sigma} \right)^m \quad (29)$$

$$N_2 = N_i \left( \frac{\Delta\sigma_i}{2\sigma} \right)^m \quad (30)$$

$$N_3 = N_i \left( \frac{\Delta\sigma_i}{3\sigma} \right)^m \quad (31)$$

Ansys-ohjelman random vibration-analyysin avulla saatavasta RPSD-tuloksista nähdään kuormitustaajuusalueella kappaleessa suurimman vasteen aiheuttama taajuus, kun lisäksi tunnetaan kuormitushistorian mittausajanjakso, saadaan jakson aikana esiintyneiden  $1\sigma$ ,  $2\sigma$  ja  $3\sigma$  jännitysten esiintymiskerrat kaavoista 32-34. Kaavojen 29-34 tulosten avulla voidaan laskea kaavan 19 mukainen kumulatiivinen vauriokerroin ja tämän avulla ratkaista kappaleen kestoikä aikayksikössä kaavan 35 mukaan. (Kumar 2008, 41-42) Toisinaan Steinbergin menetelmää käsittelevissä artikkeleissa kaavoissa 27-29  $1\sigma$  -esiintymistaajuus korvattiin kuormituksen keskiarvotaajuudella, näin toimittiin muun muassa Taon, Chenin ja Fanin 2016 julkaisemassa artikkelissa (TAO S, CHEN B, FAN X 2016).

$$n_{1\sigma} = f_{RPSD} t * 0,683 \quad (32)$$

$$n_{2\sigma} = f_{RPSD} t * 0,271 \quad (33)$$

$$n_{3\sigma} = f_{RPSD} t * 0,0433 \quad (34)$$

$$N_t = \frac{\Delta t}{D} \quad (35)$$

Tässä opinnäytetyössä menetelmässä sovelletaan eurokoodin osan 1-9 mukaisia väsymisluokkia ja varmuuskertoimia, jolloin kaavat 29-31 muutetaan kaavojen 21 tai 22 mukaisiin muotoihin. Nyt Palmgrenin ja Minerin kumulatiivinen vauriokerroin saadaan määritettäväksi kuten muissakin väsymislaskentamenetelmissä kaavan 36 mukaan, kun tarkastelujakson kokonaissyklien lukumäärä tunnetaan. Määrittämällä nyt kappaleen kestoikä kaavan 36 ja 20 avulla, supistuu kestoikä kaavan 37 mukaiseen muotoon.

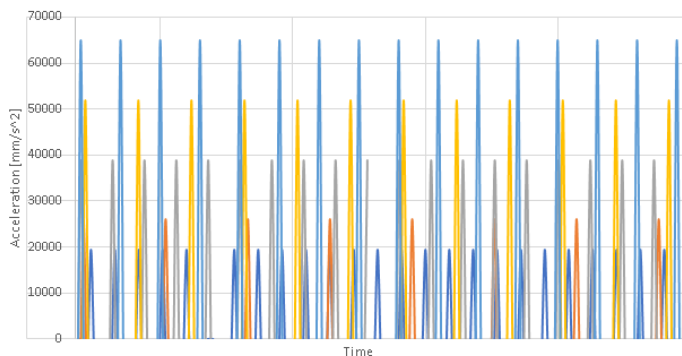
$$D = n_{kok} \left( \frac{0,683}{N_1} + \frac{0,271}{N_2} + \frac{0,0433}{N_3} \right) \quad (36)$$

$$N = \frac{1}{\left( \frac{0,683}{N_1} + \frac{0,271}{N_2} + \frac{0,0433}{N_3} \right)} \quad (37)$$

## 6 NOSTURISILLAN KESTOIÄN MÄÄRITYS

Alla on esitetty nosturisillan väsymislaskenta aiemmin kuvatuilla väsymislaskentamenetelmillä. Menetelmistä on esitetty kaikki laskennan kannalta oleelliset tiedot kuten väsymislajuuden referenssiarvot, laskentamallit, kuormitus, reunaehdot, verkotus, käytetyt analyysit tuloksineen sekä väsymislaskenta välivaiheineen. Laskennassa käytettiin eurokoodin osan 1-9 mukaisia varmuuslukuja  $\gamma_{Mf} = 1,35$  ja  $\gamma_{Ff} = 1,00$ . Aikatasoon perustuvassa väsymislaskennassa käytettiin Ansys -ohjelman static structural -analyysiä.

Koska taajuustason väsymislaskennan kuormitus jouduttiin korvaamaan vastaavalla kiihtyvyydellä, päädyttiin kohdassa 2.2 esitetty kuormitushistorian voimat korvaamaan kiihtyvyyksillä karkeasti Newtonin toisen lain mukaan. Kyseistä kiihtyvyytkuormaa päädyttiin käyttämään kaikissa väsymislaskentamenetelmissä tulosten paremman vertailukelpoisuuden aikaansaamiseksi. Vaikka kuormitushistorian mukaisen voiman ja siitä määritetyn kiihtyvyyden vaikutus nosturisillan käyttäytymiseen ei ole identtinen, johtuen voiman jakautumisesta, voidaan tämä jättää huomioimatta, kun nosturisillaa kuormitetaan jokaisessa väsymislaskentamenetelmässä identtisesti. Muunnettu kuormitushistoria 8 tunnin aikajakson aikana on esitetty kuvassa 36.

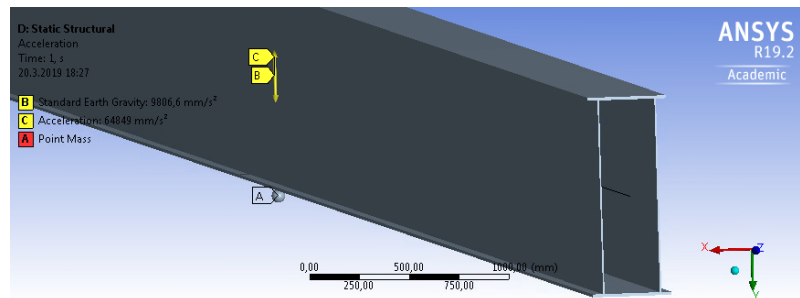


Kuva 36. Nosturisillan kuormitus (Excel)

### 6.1 Nimellisiin jännityksiin perustuva menetelmä

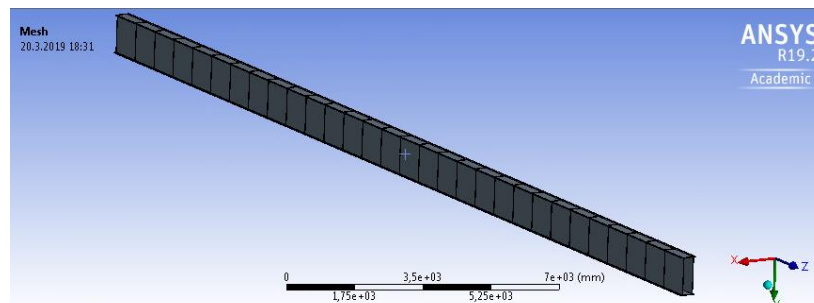
Nimellisiin jännityksiin perustuvassa nosturisillan mitoituksessa käytettiin eurokoodin osan 1-9 mukaista väsymisluokkaa, johon kuuluu hitsattujen profiilien poikitaajajatkokset ja jonka väsymislajuuden referenssiarvo on 80 MPa. Väsymisluokan vaatimuksena hitsin kuvun korkeus saa olla enintään 20% hitsin leveydestä, joka huomioitiin myöhemmin hitsiä mallintaessa. Rakenneyksityiskohdan koon vaikutus huomioitiin väsymislajuuden referenssiarvossa kaavan 6 mukaan.

Nosturisillassa vaikuttava taivutusmomentin arvo päädyttiin määrittämään yksinkertaisen palkkielementtimallin avulla. Nosturisilta mallinnettiin SolidWorks-ohjelmalla, jonka jälkeen se muunnettiin palkkielementtimalliksi Ansys SpaceClaim-ohjelmalla. Kuormituksena määritettiin kuvan 36 mukainen kiihtyvyys, maan vetovoima ja palkin keskellä vaikuttavana pistemäisenä massana kuvattu kelkka. Kelkan massan kuvaamista varten jouduttiin palkki leikkaamaan kahteen osaan ja myöhemmin liittämään takaisin yhteen bonded-tyyppisellä kontaktilla. Kelkan painospiste määritettiin nosturisillan keskelle ja 100 mm profiilin alapinnan alapuolelle. Nosturisillan 3D-malli ja kuormitus on esitetty kuvassa 37.



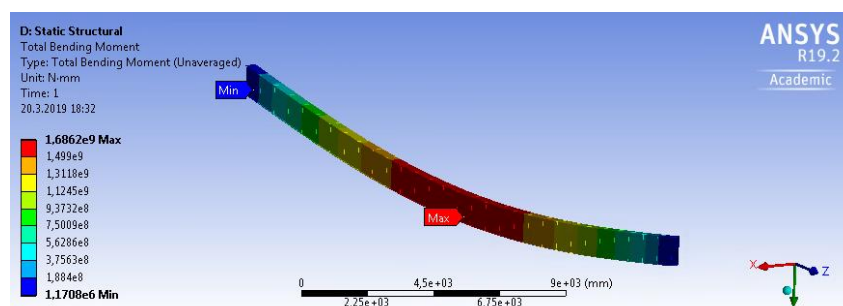
Kuva 37. Nimellisen jännityksen menetelmän laskentamalli ja kuormitus (Ansys)

Nosturisillan pääty pisteisiin määritettiin displacement-tyyppinen reunaehto, jossa siirtymät lukittiin X, Y ja Z suuntiin. Elementtiverkoksi määritettiin hyvin karkea verkko, joka sisälsi 62 solmua ja 30 elementtiä. Määritetty elementtiverkko on esitetty kuvassa 38.



Kuva 38. Nimellisen jännityksen laskentamallin elementtiverkko teoriaosion 4.1 mukaan (Ansys)

Nosturisillassa vaikuttava taivutusmomentti määritettiin Ansys-ohjelman taivutusmomenttityökalulla ja taivutusmomentin aiheuttama jännitys määritettiin käsin laskennan avulla. Kuvassa 39 on esitetty taivutusmomentin määrittäminen.



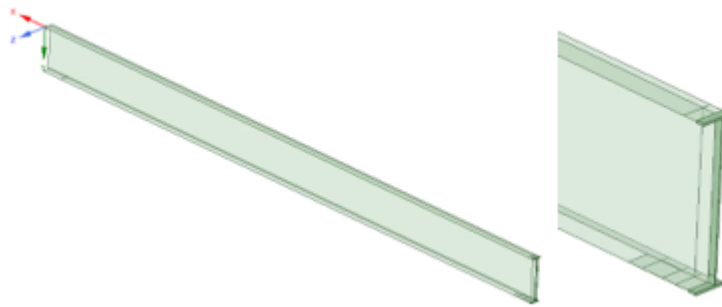
Kuva 39. Nosturisillassa vaikuttava taivutusmomentti Ansys taivutusmomenttityökalulla (Ansys)

Nimellisiin jännityksiin perustuvan menetelmän ja teoriaosiossa esitettyjen kaavojen mukaan määritetty kestoikä nosturisillalle oli 301 700 sykliä ja kumulatiivinen vauriokerroin 0,00028. Tarkempi laskenta on esitetty liitteessä 1.

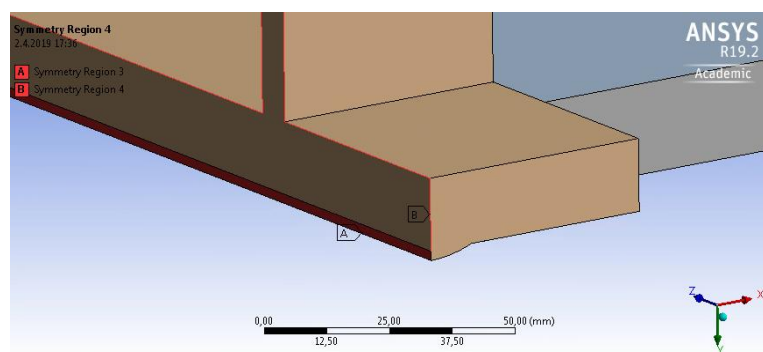
## 6.2 Rakenteellisen hot spot -jännityksen menetelmällä

Hot spot -jännityksiin perustuvassa väsymislaskentamenetelmässä valittiin standardin SFS-1993 1-9 mukainen läpihitsatuille päittäisliitoksille tarkoitettu väsymisluokka, jonka väsymislujuuden referenssiarvo on 100 MPa.

Elementtien säästämiseksi nosturisillan malli pilkottiin niin, että simuloinnissa voitiin hyödyntää symmetriaehtoja, jolloin malli saatiin pienennettyä neljäsosaan alkuperäisestä. Symmetriaehto X-suuntaan määritettiin niin että voimat välittyivät mallinnetun hitsin ja profiilin reunaviivojen kautta (kuva 41). Suurin osa mallista muunnettiin pintamalliksi, jättäen pilkotun mallin pätyyn 50 mm mittainen alue solidimallia. Väsymislaskennassa käytetty malli on esitetty kuvassa 40.



Kuva 40. Hot spot- ja tehollisen lovi-jännityksen menetelmässä käytetty 3D-malli (Ansys SpaceClaim)



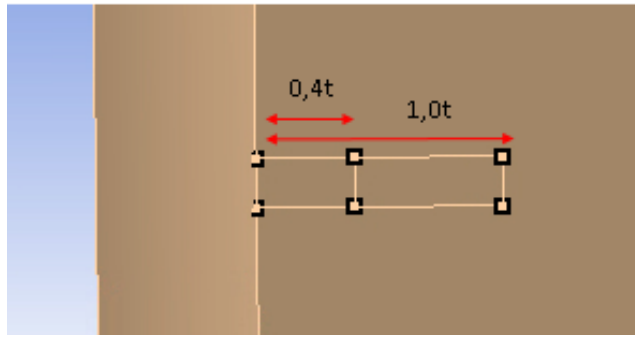
Kuva 41. Hitsin ja reunaviivojen symmetriaehto (Ansys)

Mallin alapinnalle mallinnettiin vetojännityksen alainen hitsi, joka mitoitettiin kuvan 42 mukaisesti, jolloin eurokoodin osan 1-9 mukainen ehto hitsin muodolle täyttyi. Hitsin geometrian määrittämiseen käytettiin alan taulukkokirjoja.



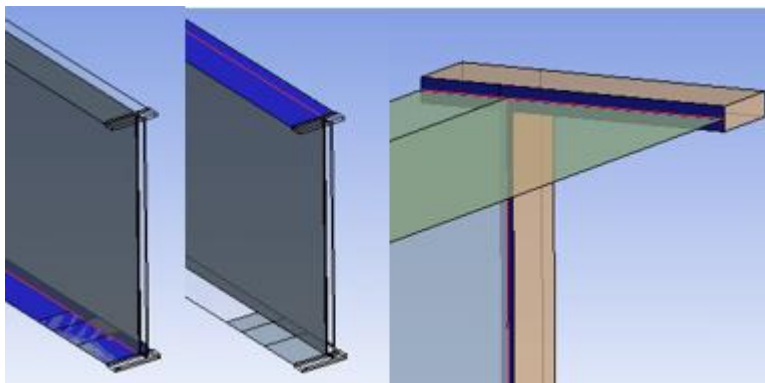
Kuva 42. Väsymiselle altistuva nosturisillan I-hitsi (Ansys SpaceClaim)

Hot spot jännitysten tarkastelukohdat määritettiin jakamalla tarkastelupinta split-viivoilla Ansys SpaceClaim -ohjelmalla. Tarkastelukohdat valittiin 20 mm päähän profiilin keskeltä ja tarkastelupisteet etäisyyksille  $0,4t_L$  ja  $1,0t_L$  hitsin rajaviivasta kuvan 43 mukaisesti.



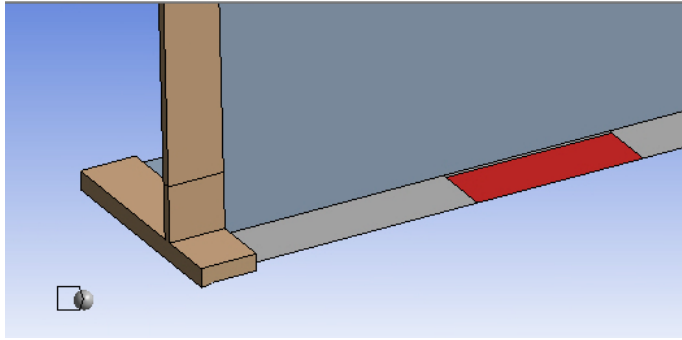
Kuva 43. Hot spot-tarkastelupisteet (Ansys)

Nosturisillalle määritettiin tarvittavat symmetriaehdot ja kontaktit. Pintamallinnetut ylä- ja alalaippa sekä uuma yhdistettiin toisiinsa ja solidipäätyyn bonded-kontakteilla. Käytetyt kontaktit on esitetty kuvassa 44.



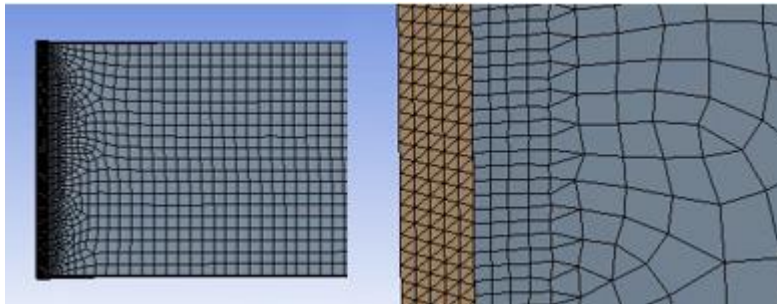
Kuva 44. Hot spot- ja tehollisen lovi-jännityksen laskennassa käytetyt kontaktit (Ansys)

Nosturisillan kuormitus määritettiin kuten aiemmin esitettyssä nimellisiin jännityksiin perustuvassa menetelmässä, lukuun ottamatta kelkan massaa, joka tässä tapauksessa jakautui kuvan 45 ja symmetria ehdon mukaan tätä varten rajatuille neljälle pinnalle. Reunaehdot määritettiin vertailukelpoisuuden vuoksi nimellisiin jännityksiin perustuvan elementtimallin tavoin nosturisillan päätyihin mallinnetuista pisteistä displacement-tyyppisellä reunaehdolla.

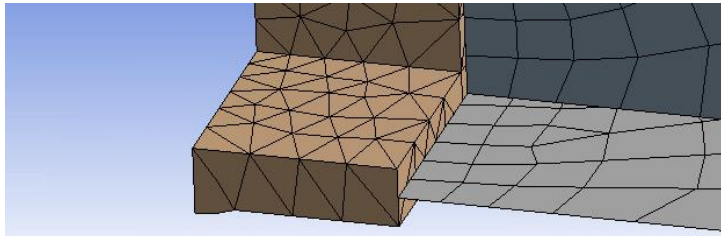


Kuva 45. Kelkan massan jakautuminen rajatuille pinnoille

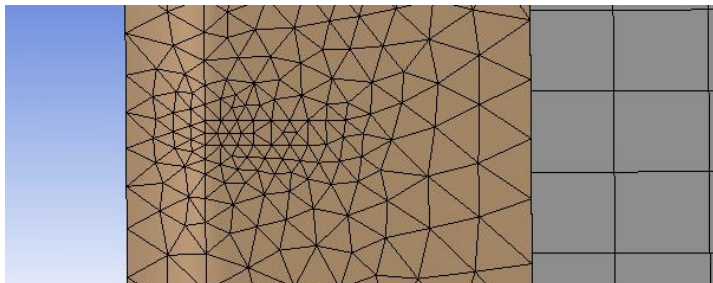
Nosturisillan yleiseksi elementtikooksi valittiin 50 mm, jota tarkennettiin solidipäädyn ja pintaosien välisen kontaktin läheisyydessä 10 mm kuvan 46 mukaan. Alalaipan paksuuden yli määritettiin yksi elementti kuvan 47 mukaan ja hot spot-jännitysten tarkastelupisteen läheisyydessä verkko tihennettiin 2 mm (kuva 48). Kokonaisuudessaan elementtiverkko koostui 20 000 elementistä ja 29 000 solmusta.



Kuva 46. Hot spot-menetelmän verkotus (Ansys)



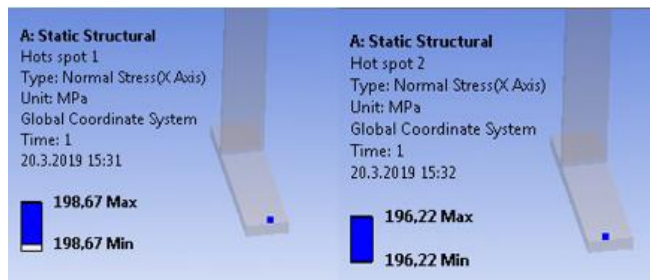
Kuva 47. Hot spot-menetelmän alalaipan verkotus teoriaosion 4.3 mukaan (Ansys)



Kuva 48. Hot spot-menetelmän tarkastelupisteiden verkotus teoriaosion 4.3 mukaan (Ansys)



Hot spot-jännitykset luettiin kuvan 49 mukaisista tarkastelukohdista Ansys-ohjelman normaalijännityksen työkalulla. Kuvassa on esitetty tarkastuspisteiden suurimmat jännitykset.



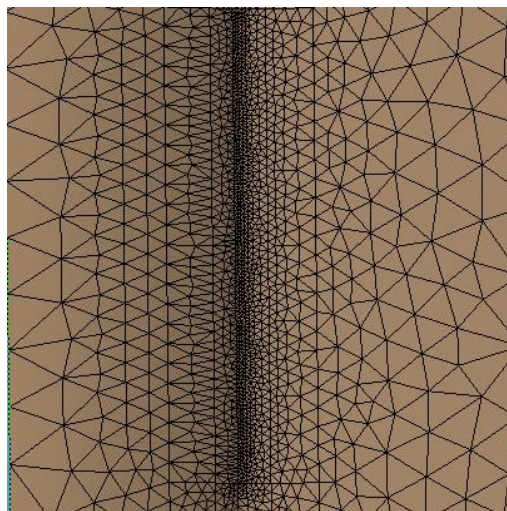
Kuva 49. Hot spot-tarkastelupisteiden suurimmat jännitykset (Ansys)

Rakenteelliseen hot spot-jännitykseen perustuvan menetelmän ja teoriaosiossa esitettyjen kaavojen mukaan määritetty kestoikä nosturisillalle oli 390 400 sykliä ja kumulatiivinen vauriokerroin 0,00021. Tarkempi laskenta on esitetty liitteessä 2.

### 6.3 Tehollisen lovijännityksen menetelmä

Teholliseen lovijännitykseen perustuvassa väsymislaskennassa käytettiin yllä esitettyä hot spot-jännitysten laskentamallia lisäämällä hitsin rajaviivalle 1 mm säteellä oleva vertailupyöristys, joka mallinnettiin kuvan 20 kohdan a mukaisesti. Myös kuormitus, reunaehdot, kontaktit ja symmetriaehdot olivat hot spot-laskentamallin mukaisia.

Elementtiverkkoa tarkennettiin hot spot-laskentamallista vertailupyöristyksestä ja sen läheisyydestä kuvan 50 mukaan. Kuvassa elementtien koko vertailupyöristyksessä on  $< 1/6$  mm ja kasvaa tästä asteittain 1 mm, 2 mm ja lopulta 5 mm. Kokonaisuudessa mallin elementtiverkko koostui 110 000 elementistä ja 120 000 solmusta.

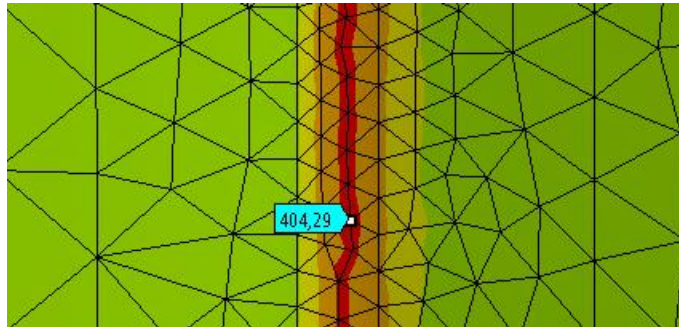


Kuva 50. Tehollisen lovijännityksen menetelmän teoriaosion 4.2 mukainen verkotus vertailupyöristyksessä (Ansys)

Lovijännitykset luettiin Ansys-ohjelman probe työkalun avulla saaduista normaalijännityksistä. Jännitykset luettiin likimain samalta 20 mm etäisyydeltä profiilin keskeltä, josta luettiin myös hot spot-



menetelmässä tarkastelupisteiden jännitykset. Kuvasta 51 nähdään jännityskeskittymä vertailupyörityksen pohjalla ja suurin löydetty lovi-jännitys.

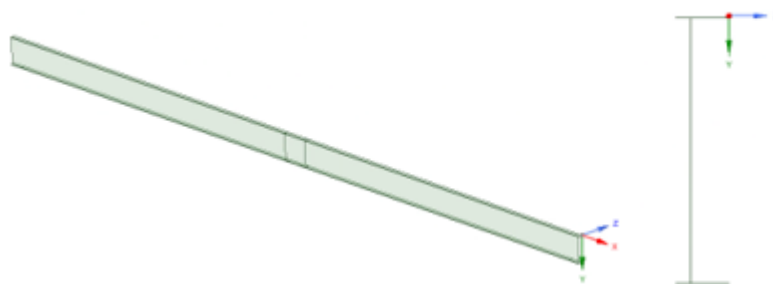


Kuva 51. Vertailupyörityksen pohjalla vaikuttava suurin lovi-jännitys. Alueet  $>420$  MPa,  $>400$  MPa,  $>300$  MPa, vihreän alueen ollessa alle 300 MPa (Ansys)

Teholliseen lovi-jännitykseen perustuvan menetelmän ja teoriaosiossa esitettyjen kaavojen mukaan määritetty kestoikä nosturisillalle oli 645 800 sykliä ja kumulatiivinen vauriokerroin 0,00013. Tarkempi laskenta on esitetty liitteessä 3.

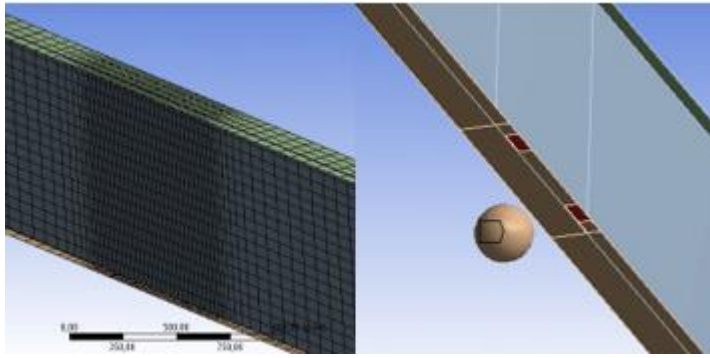
#### 6.4 Steinbergin kolmen kaistan menetelmä

Menetelmässä sovellettiin eurokoodin osan 1-9 mukaisia väsymisloukkia, jolloin väsymisloukaksi valittiin nimellisen jännityksen menetelmän mukainen väsymisloukka, jonka referenssiarvo oli 80 MPa. Nosturisillan malli mallinnettiin, niin, että analyysissä oli mahdollista hyödyntää symmetriaehtoa. Malli mallinnettiin pintamallina elementtien säästämiseksi. Nosturisillan ylä- ja alalaipan kontaktit ja reunaehdot olivat aiempien väsymislaskentojen mukaisia. Kuvassa 52 on esitetty väsymislaskentamalli.



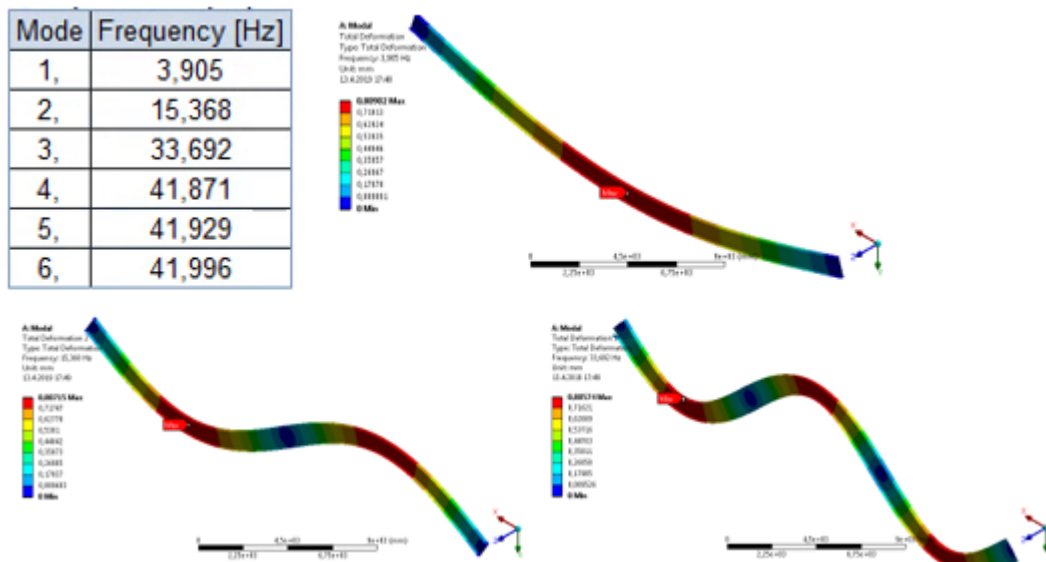
Kuva 52. Steinbergin kolmen kaistan menetelmän laskentamalli (Ansys SpaceClaim)

Nostokelkan massa kohdistettiin sitä varten mallinnetuille pinnoille kuten hot spot- ja tehollisen lovi-jännityksen menetelmässä (kuva 53). Elementtiverkon yleiseksi kooksi valittiin 100mm ja sitä tarkennettiin metrin pituisella alueella palkin keskellä 20 mm, jota häivytettiin inflation-toiminnolla. Elementtiverkko iteroitiin niin että jännityksien muutos nosturisillan keskellä oli  $<5\%$ . Lopullinen elementtiverkko koostui noin 8800 elementistä ja noin 9800 solmusta. Elementtiverkko on esitetty kuvassa 53.



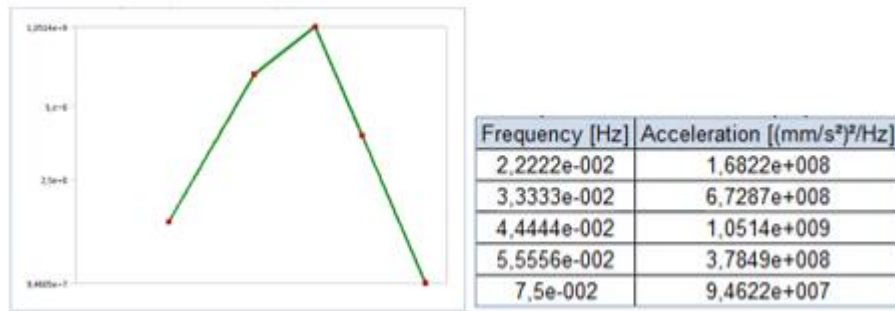
Kuva 53. Steinbergin kolmen kaistan menetelmän elementtiverkko ja kelkan massa (Ansys)

Nosturisillan taajuusvastefunktio saatiin selville Ansys -ohjelman moodianalyysin avulla. Moodianalyysissä nosturisillan materiaaliksi oli määritetty S235 -rakenneteräs ja sillä haettiin nosturisillan kuusi ensimmäistä ominaistaajuutta. Kuvassa 54 on esitetty saadut ominaistaajuudet ja niitä vastaavat kolme ensimmäistä ominaisvärähtelymuotoa.

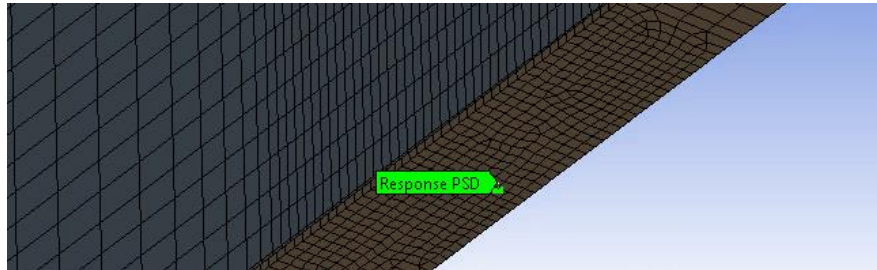


Kuva 54. Nosturisillan ominaisvärähtelytaajuudet ja -muodot. (Ansys)

Kuormituksen (kuva 36) mukaisen PSD-kuormituksen määrittäminen on esitetty liitteessä 4. Tuloksena saatiin kuormituksen taajuuden olevan liian matala kyseisen menetelmän käyttöön, joten taajuuksia jouduttiin nostamaan niin, että laskenta saatiin suoritettua. Matalimmat hyväksyttävät taajuudet saatiin, kun kuvan mukainen kuormitus määritettiin tapahtuvan 6 minuutin aikana. Kuvassa 55 on esitetty saatu PSD-kuormitus, joka syötettiin Ansys -ohjelman satunnaisen värähtelyn -analyysiin. Analyysin tuloksena saatiin tarkasteltavan poikittaishitsin kohdalla vaikuttava vasteen tehospektrin tiheysfunktio Ansys -ohjelman Response PSD -työkalulla (kuva 56).

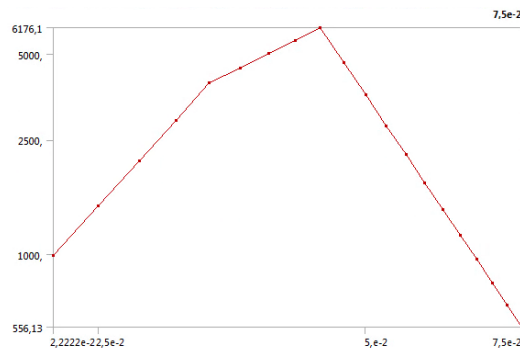


Kuva 55. Kuormituksen tehospektrin tiheysfunktio (Ansys)



Kuva 56. Ansys Response PSD probe-työkalu (Ansys)

Saatu vasteen tehospektrin tiheysfunktio oli kuvan 57 mukainen ja kuvaajasta saatava  $1\sigma$  -normaali-jännitys 12,1 MPa ja jonka esiintymistaajuus oli 0,0044 Hz. Väsymislaskenta on esitetty liitteessä 4 ja väsymislaskennan perusteella nosturisilta kestäisi käytännössä äärettömästi, kaikkien jännitysten jäädessä alle vakioamplitudisen väsymisrajan.



Kuva 57. Satunnaisten värähtelyanalyysin tulos RPSD

## 7 POHDINTA

Pohdintaosiossa käsitellään kohdassa 6 suoritettujen laskennan tulokset, pyritään kohtien 4 ja 5 teorioiden avulla määrittämään tulosten eroavaisuuksien taustalta löytyvät syyt, sekä tarkastellaan Steinbergin kolmen kaistan menetelmän soveltuvuutta nosturisillan mitoituksessa. Lisäksi pohdinnassa käsitellään opinnäytetyön tilaajan Steinbergin menetelmän mahdollisia käyttökohteita, menetelmän etuja ja huomioitavia rajoituksia, sekä käydään läpi mitä kolmen kaistan menetelmästä jäi opinnäytetyön suorittamisen aikana selvittämättä ja millaisiin kysymyksiin ei löydetty vastauksia.

## 7.1 Nosturisillan väsymislaskenta

Nosturisillan väsymislaskennan tulokset on esitetty taulukossa 1. Tuloksista huomataan rakenteelliseen hot spot-jännitykseen perustuvan menetelmän antavan noin 30% nimellisiin jännityksiin perustuvaa menetelmää suuremman kestoian, kun vastaavasti teholliseen lovijännitykseen perustuva menetelmä antaa noin 114% suuremman. Rakenteelliseen hot spot-jännityksiin perustuvaan menetelmään verrattuna tehollisen lovijännityksen menetelmässä kasvua oli noin 65%. Steinbergin kolmen kaistan menetelmän mukaan nosturisillan kestoikä määriteltäisiin käytännössä äärettömäksi.

Taulukko 1. Nosturisillan väsymislaskennan tulokset

Menetelmä	Kumulatiivinen vauriokerroin	Kestoikä kuormitusykleinä
Nimellisen jännityksen menetelmä	0,00028	301 700
Rakenteellisen hot spot -jännityksen menetelmä	0,00021	390 474
Tehollisen lovijännityksen menetelmä	0,00013	645 815
Steinbergin kolmen kaistan menetelmä	—	∞

### 7.1.1 Aikatason menetelmät

Tarkastellaan aikataason väsymislaskentamenetelmien eroavaisuuksia kohdassa 4 teorioiden mukaan. Nimellisen jännityksen menetelmässä nimellinen jännitys laskettiin tavanomaisin lujuusopin menetelmin ja paikalliset jännityshuiput huomioitiin väsymislukuan valinnan kautta. Nimellisen jännityksen suurin heilahdus oli liitteen yksi mukaan 177,4 MPa ja kappaleen väsymislukuan referenssiarvo pienuustekijällä korjattuna 88,6 MPa. Taivutusjännitysten määrittämisessä hyödynnettiin elementtimenetelmää, jossa käytettiin karkeaa verkkoa, joten elementtiverkko tuskin vääristi saatuja tuloksia.

Rakenteellisessa hot spot-jännitykseen perustuvassa menetelmässä hitsin rajaviivalla vaikuttava jännitys ekstrapoloitiin tarkastelupisteiden jännitysten avulla, jolloin saadussa hot spot-jännityksessä huomioitiin kalvojännitys sekä kuoren taivutusjännitys (kuva 22). Hitsissä vaikuttava loven epälineaarinen jännityshuippu otettiin huomioon menetelmän väsymislukauksessa, joka oli 100 MPa. Menetelmällä saatu suurin jännitysheilahdus oli 170,0 MPa. Menetelmässä käytettiin teorialähteiden mukaista elementtiverkkoa, jolla saatiin aikaan lineaarinen jännitysjauma nosturisillan laipan paksuuden yli, sekä riittävän tarkka elementtiverkko hot spot -tarkastelupisteiden alueelle, joten elementtiverkko tuskin vääristi tämänkään menetelmän antamia tuloksia.

Tehollisen lovijännityksen menetelmässä huomioitiin elementtimenetelmän avulla kalvojännitys, kuoren taivutusjännitys, sekä loven epälineaarinen jännityshuippu. Menetelmässä käytetty väsymislukua oli 225 MPa ja suurin saatu jännitysheilahdus 352,4 MPa. Verkotuksen ei uskota vääristävän tuloksia sen ollessa riittävän tarkka vertailupyöristyksessä.

Nämä kolme aikatason laskentamenetelmää toteutettiin teorialähteiden mukaisilla ohjeilla ja vaatimuksilla. Reunaehdot ja kuormitukset toteutettiin identtisesti ainoana huomautuksena kelkan massan jakautuminen, joka nimellisen jännityksen menetelmässä oli toteutettu pistekuormana palkin keskellä. Tällöin lovijännityksen antaman selkeästi suurempi kestoikä voi johtua nimellisen ja hot spot-menetelmän konservatiivisuudesta epälineaarisen jännityshuipun huomioimiseksi väsymislujuuden referenssiarvolla ja hitsin muodon vaikutuksesta lovi- ja hot spot -menetelmien tuloksiin. Nosturisillan yksinkertainen geometria voi osin selittää nimellisen jännityksen ja hot spot -menetelmän tulosten saman kaltaisuuden kuten kuvassa 13 on havainnollistettu. Voi myös olla mahdollista, että hitsin muodon vaikutus ei ole sama hot spot – ja lovijännitysmenetelmälle.

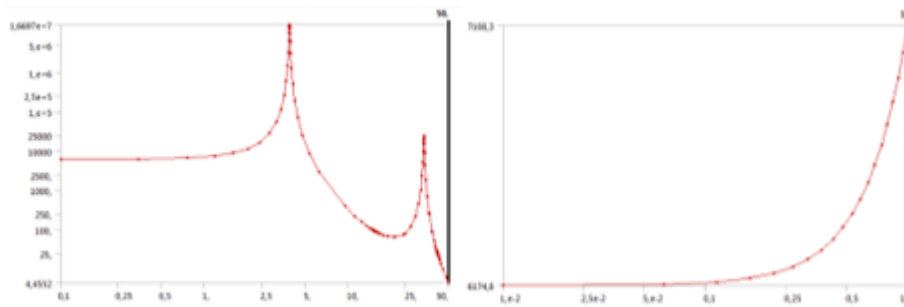
### 7.1.2 Steinbergin menetelmän

Kun liitteessä 4 saatuja nosturisillassa vaikuttavia jännityksiä verrataan standardisoituihin aikatason väsymistarkastelumenetelmiin, voidaan todeta, ettei menetelmä sovellu kyseisen tilanteen väsymistarkasteluun. Menetelmän mukaiseksi  $1\sigma$ -jännitykseksi saatiin 12 MPa ja vastaavasti  $3\sigma$ -jännitykseksi 36 MPa. Kun nimellisen jännityksen menetelmässä tavanomaisin lujuusopin menetelmin geometrysten yksityiskohtien aiheuttamia jännityshuippuja huomioimatta saatiin nosturisillan suurimmaksi ja pienimmäksi nostokuorman aiheuttamaksi jännitykseksi 204 ja 80 MPa, ei menetelmän mukaista ääretöntä kestoikää voida pitää paikkaansa pitävänä.

Steinbergin kolmen kaistan menetelmä perustui tilastolliseen lähestymistapaan, josta saatiin kappaleen todennäköisyysfunktion  $\sigma$ -jännityksille. Todennäköisyysfunktion Ansys -ohjelma määritteli vasteen tehospektrin tiheysfunktion avulla, jolloin menetelmän virhe löytyy todennäköisesti RPSD:stä. RPSD määritettiin myös Ansys -ohjelmalla kaavan 27 mukaan ja muodostettiin määritetyn kuormituksen PSD:stä ja moodianalyysillä saadusta taajuusvastefunktiosta. Moodianalyysin ominaistajuuksien (kuva 53) uskotaan olevan realistisia ja ominaismuotojen vastaavan nosturisillan todellista käyttäytymistä. Kuormituksen PSD määritettiin kohdan 5.2 mukaan, mutta syötteenä käytetty kuormitus (kuva 36) ei täyttänyt kaikkia menetelmälle määritettyjä ehtoja, joka aiheutti varmasti virhettä tuloksissa. Kuormitus ei käyttäytynyt normaalijakauman mukaisesti, joka on tilastollisen lähestymistavan toimivuuden kannalta ehdoton edellytys. Kuormituksen keskijännityksen tulisi olla myös lähellä nollaa ja kuormituksen käyttäytyä siniaallon mukaisesti, jolloin nosturisillan olisi altistuttava vuoroin vedolle ja puristukselle, toisin kuin tämän opinnäytetyön tapauksessa.

Yllä kuvatut laskentavirhettä aiheuttavat menetelmäehdot eivät kuitenkaan selitä saatujen jännitysten yli viisinkertaista eroa nimellisen jännityksen menetelmään nähden. Kun tarkastellaan kuvan 55 mukaisia kuormitustaajuuksia huomataan näiden olevan todella kaukana kappaleen ominaistajuuksista (kuva 53). Tällöin taajuusvastefunktion arvo kuormitustaajuuksilla on todella pieni ja kaavan 27 mukaan määritetyt RPSD: arvot jäävät pieniksi. Kun todennäköisyysfunktion määritetään RPSD:n kuvaajasta kaavan 28 mukaan on selkein syy väsymislaskennan epäonnistumiselle RPSD:n kuvaajan matalat arvot, jotka johtuvat kuormituksen PSD:n ja taajuusvastefunktion pienestä tulon arvosta kyseisellä taajuudella. Toisin sanoen nosturisilta ei taajuusvastefunktion mukaan reagoi riittävän suurella vasteella kuormituksen taajuuksiin, jotta RPSD:hen muodostuisi selvä  $1\sigma$  arvoa nostattava piikki.

Kuvassa 58 on vasemmalla esitetty nosturisillan RPSD, kun sitä kuormittaa määritetyn kuormitushistorian suurimmalla nostokuormalla ja taajuuksilla 0,1-50 Hz. Nosturisillan ensimmäinen ominaistajuus oli 3,9 Hz, jolloin huomioimalla kuvan logaritmiset asteikot nähdään RPSD:n ja tätä kautta  $1\sigma$  jännityksen alkavan kasvaa eksponentiaalisesti kuomitustaajuuksien ylittäessä 2 Hz. Kuvassa oikealla on esitetty saman kuormituksen taajuuksilla 0,1-1 Hz aikaan saama RPSD. Kuvien avulla voidaan hyvin havainnollistaa taajuusvastefunktion vasteen pienuutta väsymislaskennassa määritettyihin taajuuksiin, joka johti näinkin matalaan  $1\sigma$  jännitykseen.



Kuva 58. Nosturisillan taajuusvastefunktio oik. taajuudet 0,1-1 Hz vas. 0,1-50 Hz (Ansys)

## 7.2 Steinbergin menetelmän havaintoja ja mahdollisia käyttökohteita

Opinnäytetyön aikana huomattiin, ettei RPSD:n muoto ole riippuvainen kuormituksen suuruudesta, vaan muoto määräytyy ainoastaan kappaleen taajuusvastefunktiosta ja kuormituksen suunnasta. Kuten kuvan 58 RPSD:n piikit muodostuvat nosturisillan ominaistajuuksien kohdalle ja piikin huipparvo määräytyy kuormituksen suuruuden perusteella. Kuvasta 58 huomataan myös nosturisillan ensimmäisen ominaistajuuden antavan selkeästi toista ominaistajuutta suuremman piikin. Tämä selittyy tarkastelemalla nosturisillan kuvan 54 mukaisia ominaisvärähtelymuotoja ja huomioimalla määritetyn kuormituksen suunta. Tämän opinnäytetyön tapauksessa ensimmäinen ominaisvärähtelymuoto on määritetylle kuormituksen suunnalle eniten altis, jolloin esimerkiksi kuormitussuuntaa  $90^\circ$  kääntämällä muodostuisi RPSD:n suurin piikki tälle suunnalle eniten alttiille ominaisvärähtelymuodon taajuudelle.

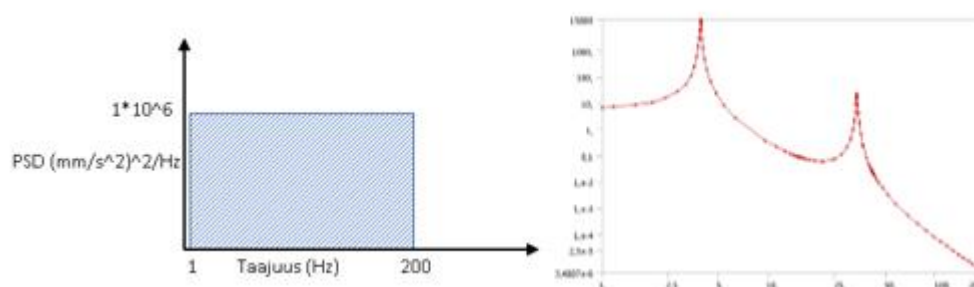
Opinnäytetyönaikana todettiin myös, ettei kuormituksen PSD:hen saada eriteltyä kuormituspintaa tai muutenkaan yksilöityä kuormituksen vaikutuspistettä, vaan kuormitus jakautuu aina tasaisesti kappaleen kuormitussuunnan mukaiselle pinta-alalle. Menetelmässä on kuitenkin mahdollista määrittää kuormituksen vastaanottava reunaehto. Koska ainakaan tämän opinnäytetyön aikana ei löydetty tapaa kuormituspinnan määrittämiseen, rajoittaa tämä merkittävästi menetelmän hyödyntämistä opinnäytetyön tilaajan mahdollisissa muissa kohteissa. Muita tilaaja mahdollisissa muissa käyttökohteissa huomioitavia rajoituksia ovat:

- Kuormituksen käyttäytymisen on muistutettava pääosin normaalijakaumaa
- Rakenneosien jännitysten keskiarvo on oltava lähellä nollaa, jolloin merkittävät staattiset jännitykset heikentävät menetelmän tarkkuutta

- Ansys analyysissä on käytettävä lineaarista materiaalmallia mahdollisen plastisen muodonmuutoksen estämiseksi
- Käytettävien 3D-mallien tulisi sisältää mahdollisimman vähän geometrisia yksityiskohtia ja niissä tulisi olla kuormitukseen nähden suhteellisen kevyt vaimennus
- Ainakin yhden kuormituksessa esiintyvän taajuuden tulisi olla suhteellisen lähellä kappaleen jotakin ominaistaajuutta kuten kappaleessa 7.1.2 kuvan 58 tapauksessa huomattiin

Yllä esitettyjen rajoitteiden lisäksi kuormitusten esiintymistaajuuksien ja tarkkojen kiihtyvyyssarvojen määrittämiseksi joudutaan monissa tapauksissa suorittamaan mittauksia.

Opinnäytetyön tilaajan näkökulmasta menetelmää voitaisiin hyödyntää määrittämällä kuormituksen PSD pienimmän ja suurimman mahdollisen esiintymistaajuuden välille ja käyttää kuormituksen suurinta mahdollista esiintymisarvoa. Tosin tällöin menetelmän hyödyntämiseen ei tarvittaisi välttämättä minkään laisia mittauksia ja kuormituksen taajuuden arvot voidaan arvioida varman päälle todellisuutta pienemmäksi ja suuremmaksi. Tuloksena saataisiin  $1\sigma$  maksimiarvo ja tämän esiintymistaajuus, jolloin jouduttaisiin ainoastaan arvioimaan, onko saatua  $1\sigma$  jännitystä vastaava taajuus mahdollinen kyseisessä kuormitustapauksessa. Kuvassa 59 on esitetty esimerkkitapaus, jossa kuormituksen PSD on vakiokiihtyvyys taajuuden 1 ja 200 Hz välillä. Kuvassa näkyy myös tästä saatava RPSD, jonka tuloksissa  $1\sigma$  jännitys esiintyy taajuudella 4,3 Hz. Nyt voidaan arvioida, onko tämän taajuuden arvo realistinen kyseisessä tapauksessa ja määrittää tätä kautta kappaleen kestoikä. Tällä tavoin käytettynä menetelmä on tosin konservatiivinen johtuen kuormituksen maksimiarvon esiintymisestä kaikilla 1-2000 Hz kuormitustaajuuksilla, mutta toisaalta nyt laskentaan sisällytetään kappaleen dynaaminen vaste ja tätä kautta saadaan parempi käsitys kappaleen todellisesta käyttäytymisestä kuormituksen alaisena.



Kuva 59. Esimerkki Steinbergin menetelmän hyödyntämisestä ilman mitattua kuormitusta (Power-pont, Ansys)

Kuvan 59 mukaista menettelytapaa opinnäytetyön tilaaja voisi hyödyntää teoriaosiossa määritetyille taajuustasolaskennan yleisille käyttökohteille kuten aaltojen, tuulen tai maanjäristysten kuormittamisissa rakenteissa. Koska tilaajalla ei ainakaan toistaiseksi ole mahdollisiin kuormitusmittauksiin vaa-dittavaa laitteistoa, voidaan menetelmään käytännössä hyödyntämään ainoastaan näin.

### 7.2.1 Steinbergin menetelmän selvittämättä jääneet asiat

Opinnäytetyön aikana ei löydetty selvää ohjearvoa minimikuormitustaaajuudelle Steinbergin väsymislaskentamenetelmää käytettäessä. Opinnäytetyön väsymislaskennassa kuitenkin huomattiin, että taajuuksien oli oltava vähintään luokkaa  $10^{-2}$ , jotta Ansys -ohjelman mukainen satunnaisvärähtely-analyysi saatiin ajettua läpi. Laskentaosiossa kuitenkin huomattiin, ettei tämän suuruisilla taajuuksilla saatu realistisia tuloksia kestoiän määrittämiseen. Edellisessä kappaleessa huomattiin RPSD:n arvon alkavan kasvaa merkittävästi kuormitustaaajuuksien lähestyessä kappaleen ominaistaaajuuksia, jolloin menetelmän käyttö on varmasti paikallaan. Matalien kuormitustaaajuuksien tapauksissa menetelmää voitaisiin käyttää myös yhdessä tavanomaisen aikatazon väsymislaskennan kanssa.

Ajanpuutteen vuoksi opinnäytetyössä jäi myös epäselväksi Kumarin 2008 artikkelissaan käyttämät kaavat 29-31 ja näissä esiintyvä  $\sigma$  -jännitykset. Artikkelissaan Kumar jakaa kestoikää  $N_i$  vastaavan jännitysheilahduksen arvon  $\Delta\sigma_i$  Ansys -analyysistä saatavilla  $\sigma$  -jännityksillä. Kun vastaavasti eurokoodin mukaisessa väsymislaskennassa jakajana on menetelmän mukainen jännitysheilahdus  $\Delta\sigma_R$ . Kun Steinbergin menetelmässä jännityksen oletetaan käyttäytyvän sinimuotoisesti, jolloin esimerkiksi normaalijännitys on vuoroin vetoa ja puristusta, herää kysymys onko Ansys -ohjelman satunnaisvärähtelyn analyysistä saatavat  $\sigma$  -jännitykset paikallisia jännitysheilahduksia vai kuuluisiko laskenta-kaavoissa jakajan arvo kertoa kahdella.

Kolmantena asiana menetelmästä jäi selvittämättä maan vetovoiman huomioiminen laskennassa. Ansykse satunnaisvärähtely analyysistä ei löydetty tapaa kytkeä tai jättää kytkemättä analyysiin maan vetovoiman vakiokiihtyvyys. Tätä ei myöskään voitu sisällyttää analyysiin syötettävään PSD -kuormitukseen, tämän käyttäytyessä analyysissä siniaallon tavoin. Menetelmän teorialähteissä mainittiin, ettei juuri tästä syystä tarkasteltavassa kappaleessa saa olla suuria keskijännityksiä, jolloin voi siis olla mahdollista, ettei maan vetovoiman vaikutusta saa näihin analyysihin edes sisällytettyä.

## 8 JOHTOPÄÄTÖKSET

Opinnäytetyön tavoitteena oli tutkia Steinbergin kolmen kaistan väsymislaskentamenetelmän käyttöä nosturisillan väsymismitoituksessa, sekä verrata sen antamia tuloksia eurokoodin osan 1-9 ja IIW:n mukaisten aikatasoisten väsymislaskentamenetelmien tuloksiin. Lisäksi opinnäytetyössä käsiteltiin sopivinta tapaa nosturisillan väsymislaskentaan ja etsittiin opinnäytetyön tilaajan mahdollisia käyttökohteita Steinbergin laskentamenetelmälle.

Opinnäytetyössä havaittiin, ettei Steinbergin kolmen kaistan menetelmä sovellu nosturisillan väsymislaskentaan, nostokuorman käyttäytyessä vastoin menetelmän vaatimuksia. Suurin syy epärealistisiin tuloksiin oli kuitenkin nostokuorman liian pieni kuormitustaaajuus, jolloin nosturisillan antama dynaaminen vaste jäi liian pieneksi realistisen kestoiän määrittämiseksi. Lisäksi menetelmässä kuormitus oletetaan jakautuvan tasaisesti koko kuormitussuunnan pinta-alalle, joka ei vastaa nostokuorman todellista jakautumista.



Nosturisillan väsymismitoituksissa huomattiin nimellisen jännityksen ja rakenteellisen hot spot -jännityksen tulosten olevan yllättävän lähellä toisiaan, kun taas tehollinen lovijännitysmenetelmä antoi nosturisillalle merkittävästi pidemmän kestoiän. Nosturisillat eivät varmaankaan ikinä sisällä tämän opinnäytetyön mukaista jatkosta, jossa hitsi olisi sijoitettu keskelle nosturisiltaa, mutta vastaavia laskentatapauksia voisi muodostua esimerkiksi uuman jäykistehitseistä. Tämän opinnäytetyön perusteella kannattaa poikittaishitsejä sisältävien nosturisiltojen väsymislaskenta suorittaa IIW:n mukaisella tehollisen lovijännityksen menetelmällä ja hitsin mallintaa mahdollisimman tarkasti. Poikittaishitsittömien nosturisiltojen väsymismitoitus kannattaa luonnollisesti suorittaa nimelliseen jännitykseen perustuvalla menetelmällä.

Steinbergin kolmen kaistan menetelmää opinnäytetyön tilaaja voisi hyödyntää esimerkiksi tuulen tai aaltojen kuormittamien kohteiden väsymislaskennassa tai muussa kohteessa, jossa kuormituksen luonne on menetelmän vaatimusten mukainen.

## LÄHTEET

ANSYS. 2016: Module 7 Random Vibration Analysis. Koulutusmateriaali

ANSYS. 2016: Workshop 07.2: Tensile Specimen. Koulutusmateriaali

ASSINEN, Olli. 2013. Tehollisen lovi-jännityksen menetelmän käytettävyys ultralujien terästen korkealaatuisten hitsien väsymismitoituksessa. [verkkoaineisto] [Viitattu 6.2.2019]. Saatavissa: <https://docplayer.fi/25039360-Tehollisen-lovi-jännityksen-menetelman-kaytettavyys-ultralujien-terasten-kealaatuisten-hitsien-vasymismitoituksessa.html>

BJÖRK, T. 2013. Ultralujien terästen hitsausliitosten väsymislujuus. Lappeenrannan teknillinen yliopisto. [verkkoaineisto] [Viitattu 4.2.2019]. Saatavissa: <https://docplayer.fi/29145411-Ultralujien-terasten-hitsausliitosten-vasymislujuus.html>

CRANE SERVICE SYSTEM. Bridge crane components.[Viitattu 4.2.2019] Saatavissa: <https://www.craneservicesystems.com/bridge-crane-components.html>

DJAVIT, DE ja STRANDE, E. 2013. Fatigue failure analysis of fillet welded joints used in offshore structures. [verkkoaineisto] [Viitattu 11.2.2019]. Saatavissa: [https://www.researchgate.net/publication/263542490\\_Fatigue\\_Failure\\_Analysis\\_of\\_Fillet\\_Welded\\_Joints\\_Used\\_in\\_Offshore\\_Structures](https://www.researchgate.net/publication/263542490_Fatigue_Failure_Analysis_of_Fillet_Welded_Joints_Used_in_Offshore_Structures)

HALFPENNY A. 1999. A frequency domain approach for fatigue life estimation from Finite Element Analysis. [verkkoaineisto] [Viitattu 1.4.2019]. Saatavissa: <https://www.scientific.net/KEM.167-168.401>

HITSUKSEN TEORIAOPETUS: Kutistuminen, jäännösjännitykset ja muodonmuutokset. Suomen hit-sausteknillinen yhdistys. [verkkoaineisto] [Viitattu 4.2.2019]. Saatavissa: <https://docplayer.fi/15802638-B-4-kutistuminen-jaannosjannitykset-ja-muodonmuutokset.html>

HOBACHER, A. 2008. Recommendations for fatigue design of welded joints and components. IIW-document XIII-2151r4-07/XV-1254r4-07.

KORROOSIONESTO: Esiintymismuodot. Opetushallitus. [verkkoaineisto] [Viitattu 1.2.2019]. Saatavissa: [http://www03.edu.fi/oppimateriaalit/kunnossapito/mekaniikka\\_f2\\_korroosionesto\\_esiintymismuodot.html](http://www03.edu.fi/oppimateriaalit/kunnossapito/mekaniikka_f2_korroosionesto_esiintymismuodot.html)

KUMAR S M. 2008. Analyzing Random Vibration Fatigue [verkkoaineisto] [Viitattu 1.2.2019]. Saatavissa: <https://www.ansys.com/-/media/ansys/corporate/resourcelibrary/article/aa-v2-i3-random-vibration-fatigue.pdf>

LÄHDENIEMI J, MÄKINEN J. 2012. Väsymislaskenta taajuustasossa. [verkkoaineisto] [Viitattu 1.4.2019]. Saatavissa: [https://tutcris.tut.fi/portal/fi/publications/vasymislaskenta-taajuustasossa\(1978c934-34c7-461e-8ae9-5278eba19967\).html](https://tutcris.tut.fi/portal/fi/publications/vasymislaskenta-taajuustasossa(1978c934-34c7-461e-8ae9-5278eba19967).html)

MAKKONEN, M. 2011. Väsymislajuuden mitoitustmenetelmät – nykytila ja tulevaisuuden näkymät. Vaasa: Vaasan ammattikorkeakoulu.

MARQUIS G, SAMUELSON J. 2005. Modelling and fatigue life assessment of complex structures. Weinheim: Wiley-VCH.

MECH J. 2005. Random Vibration Fatigue Analysis of a Notched Aluminum Beam. [verkkoaineisto] [Viitattu 1.2.2019]. Saatavissa: [https://www.researchgate.net/profile/Giovanni\\_Teixeira/post/Method\\_for\\_fatigue\\_damage\\_accumulation\\_during\\_stationary\\_random\\_vibration/attachment/5c7d0833cfe4a72994926cd8/AS%3A732688545767428%401551697970733/download/%5B1848%5D\\_Random\\_vibration\\_fatigue\\_analysis\\_of\\_a\\_notched\\_aluminum\\_beam\\_%5BGiovanni%5D\\_.pdf](https://www.researchgate.net/profile/Giovanni_Teixeira/post/Method_for_fatigue_damage_accumulation_during_stationary_random_vibration/attachment/5c7d0833cfe4a72994926cd8/AS%3A732688545767428%401551697970733/download/%5B1848%5D_Random_vibration_fatigue_analysis_of_a_notched_aluminum_beam_%5BGiovanni%5D_.pdf)

NIEMI, E. 2003. Levyrakenteiden suunnittelu. Helsinki: Teknologiainfo Teknova Oy.

ONGELIN, P ja VALKOINEN, I. 2010. Hitsatut profiilit EN 1993 -käsikirja. Keuruu: Rautaruukki Oyj.

SALMI, T ja PAJUNEN, S. 2010. Lujusoppi. Tampere: Pressus Oy.

SFS-EN 1993 1-9. 2006. Eurokoodi: Teräsrakenteiden suunnittelu. Osa 1-9: väsyminen. Helsinki: Suomen standardisoimisliitto.

SUURONEN, Anssi. 2011. Moodianalyysilaitteiston kartoitus ja käyttöönotto tuulivoimageneraattoreita valmistavassa yrityksessä. [verkkoaineisto] [Viitattu 1.4.2019]. Saatavissa: <https://www.theseus.fi/handle/10024/29316>

TAO S, CHEN B, FAN X. 2016. Structural Fatigue Life Prediction Based on ANSYS Random Vibration Analysis. [verkkoaineisto] [Viitattu 1.4.2019]. Saatavissa: <https://www.atlantispress.com/proceedings/icmse-16/25864589>

WIKIMEDIA COMMONS. Standard deviation diagram. [verkkoaineisto] [Viitattu 1.2.2019]. Saatavilla: [https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Standard\\_deviation\\_diagram.svg](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Standard_deviation_diagram.svg)

## LIITE 1: NIMELLISEN JÄNNITYKSEN MENETELMÄN

Nosturisiltaa kuormittavat taivutusmomentit eri kuormitusarvoilla:

$$M_{t.min} = 2,215 * 10^8 \text{ Nmm}$$

$$M_1 = 1,686 * 10^9 \text{ Nmm}$$

$$M_2 = 1,393 * 10^9 \text{ Nmm}$$

$$M_3 = 1,100 * 10^9 \text{ Nmm}$$

$$M_4 = 8,074 * 10^8 \text{ Nmm}$$

$$M_5 = 6,609 * 10^8 \text{ Nmm}$$

Taivutusmomentteja vastaavat jännitykset taivutuksen suuntaisen taivutusvastuksen  $W_y$  ollessa  $8,256 * 10^6 \text{ mm}^3$ :

$$\sigma_{min} = 26,829 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = 204,239 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = 168,762 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = 133,273 \text{ MPa}$$

$$\sigma_4 = 97,796 \text{ MPa}$$

$$\sigma_5 = 80,053 \text{ MPa}$$

Joita vastaavat jännitysheilahdukset:

$$\Delta\sigma_1 = \sigma_1 - \sigma_{min} = 177,410 \text{ MPa}$$

$$\Delta\sigma_2 = \sigma_2 - \sigma_{min} = 141,933 \text{ MPa}$$

$$\Delta\sigma_3 = \sigma_3 - \sigma_{min} = 106,444 \text{ MPa}$$

$$\Delta\sigma_4 = \sigma_4 - \sigma_{min} = 70,967 \text{ MPa}$$

$$\Delta\sigma_5 = \sigma_5 - \sigma_{min} = 53,224 \text{ MPa}$$

Väsymisluokkaa vastaava redussoitu väsymislujuus, vakioamplitudiseksi väsymisraja ja alempi väsymisraja:

$$\Delta\sigma_{c.red} = \left(\frac{25}{t}\right)^{0,2} \Delta\sigma_c = 88,605 \text{ MPa}$$

$$\Delta\sigma_D = \left(\frac{2}{5}\right)^{\frac{1}{3}} \Delta\sigma_{c.red} = 65,285 \text{ MPa}$$

$$\Delta\sigma_L = \left(\frac{5}{100}\right)^{\frac{1}{5}} \Delta\sigma_D = 35,86 \text{ MPa}$$

Kutakin jännitysheilahdusta vastaavaksi kestoikä sykleinä:

$$N_1 = \left(\frac{\Delta\sigma_{c.red}}{\Delta\sigma_1}\right)^3 * 2 * 10^6 = 101\,268$$

$$N_2 = \left( \frac{\Delta\sigma_{c.red}}{\gamma_{Mf}\gamma_{Ff}\Delta\sigma_2} \right)^3 * 2 * 10^6 = 197\,768$$

$$N_3 = \left( \frac{\Delta\sigma_{c.red}}{\gamma_{Mf}\gamma_{Ff}\Delta\sigma_3} \right)^3 * 2 * 10^6 = 468\,864$$

$$N_4 = \left( \frac{\Delta\sigma_{c.red}}{\gamma_{Mf}\gamma_{Ff}\Delta\sigma_4} \right)^3 * 2 * 10^6 = 1\,582\,146$$

$$N_5 = \left( \frac{\Delta\sigma_D}{\gamma_{Mf}\gamma_{Ff}\Delta\sigma_5} \right)^5 * 5 * 10^6 = 3\,096\,106$$

Palmgrenin ja Minerin kumulatiivinen vauriokerroin:

$$D = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \frac{n_4}{N_4} + \frac{n_5}{N_5} = 0,00028$$

Vauriokerrointa vastaava kestoikä:

$$N_{nom} = \frac{n_1 + n_2 + n_3 + n_4 + n_5}{D} = 301\,700$$

## LIITE 2: RAKENTEELLISEN HOT SPOT -JÄNNITYKSEN MENETELMÄ

Hot spot -tarkastelupisteiden jännitykset eri kuormitusarvoilla:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{0,4t.min} &= 26,10 \text{ MPa} & \sigma_{1,0t.min} &= 25,78 \text{ MPa} \\
 \sigma_{0,4t.1} &= 198,67 \text{ MPa} & \sigma_{1,0t.1} &= 196,22 \text{ MPa} \\
 \sigma_{0,4t.2} &= 164,15 \text{ MPa} & \sigma_{1,0t.2} &= 162,13 \text{ MPa} \\
 \sigma_{0,4t.3} &= 129,64 \text{ MPa} & \sigma_{1,0t.3} &= 128,04 \text{ MPa} \\
 \sigma_{0,4t.4} &= 95,13 \text{ MPa} & \sigma_{1,0t.4} &= 93,94 \text{ MPa} \\
 \sigma_{0,4t.5} &= 77,87 \text{ MPa} & \sigma_{1,0t.5} &= 76,91 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

Vastaavat hot spot -jännitykset:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{hs.min} &= 1,67 * \sigma_{0,4t.min} - 0,67 * \sigma_{1,0t.min} = 26,32 \text{ MPa} \\
 \sigma_{hs.1} &= 1,67 * \sigma_{0,4t.1} - 0,67 * \sigma_{1,0t.1} = 200,31 \text{ MPa} \\
 \sigma_{hs.2} &= 1,67 * \sigma_{0,4t.2} - 0,67 * \sigma_{1,0t.2} = 165,50 \text{ MPa} \\
 \sigma_{hs.3} &= 1,67 * \sigma_{0,4t.3} - 0,67 * \sigma_{1,0t.3} = 130,71 \text{ MPa} \\
 \sigma_{hs.4} &= 1,67 * \sigma_{0,4t.4} - 0,67 * \sigma_{1,0t.4} = 95,93 \text{ MPa} \\
 \sigma_{hs.5} &= 1,67 * \sigma_{0,4t.5} - 0,67 * \sigma_{1,0t.5} = 78,51 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

Vastaavat jännitysheitahdukset:

$$\begin{aligned}
 \Delta\sigma_{hs.1} &= \sigma_{hs.1} - \sigma_{hs.min} = 174,00 \text{ MPa} \\
 \Delta\sigma_{hs.2} &= \sigma_{hs.2} - \sigma_{hs.min} = 139,19 \text{ MPa} \\
 \Delta\sigma_{hs.3} &= \sigma_{hs.3} - \sigma_{hs.min} = 104,40 \text{ MPa} \\
 \Delta\sigma_{hs.4} &= \sigma_{hs.4} - \sigma_{hs.min} = 69,61 \text{ MPa} \\
 \Delta\sigma_{hs.5} &= \sigma_{hs.5} - \sigma_{hs.min} = 52,20 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

Väsymisluokan referenssiarvo, vastaava vakioamplitudinen väsymisraja ja alempi väsymisraja:

$$\begin{aligned}
 \Delta\sigma_c &= 100 \text{ MPa} \\
 \Delta\sigma_D &= \left(\frac{2}{5}\right)^{\frac{1}{3}} \Delta\sigma_c = 73,68 \text{ MPa} \\
 \Delta\sigma_L &= \left(\frac{5}{100}\right)^{\frac{1}{5}} \Delta\sigma_D = 40,47 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

Kutakin jännitysheitahdusta vastaavaksi kestoikä sykleinä:

$$\begin{aligned}
 N_1 &= \left(\frac{\Delta\sigma_c}{\gamma_{Mf}\gamma_{Ff}\Delta\sigma_{hs.1}}\right)^3 * 2 * 10^6 = 154\,314 \\
 N_2 &= \left(\frac{\Delta\sigma_c}{\gamma_{Mf}\gamma_{Ff}\Delta\sigma_{hs.2}}\right)^3 * 2 * 10^6 = 301\,449
 \end{aligned}$$

$$N_3 = \left( \frac{\Delta\sigma_c}{\gamma_{Mf}\gamma_{Ff}\Delta\sigma_{hs.3}} \right)^3 * 2 * 10^6 = 363\,984$$

$$N_4 = \left( \frac{\Delta\sigma_D}{\gamma_{Mf}\gamma_{Ff}\Delta\sigma_{hs.4}} \right)^5 * 5 * 10^6 = 1\,481\,219$$

$$N_5 = \left( \frac{\Delta\sigma_D}{\gamma_{Mf}\gamma_{Ff}\Delta\sigma_{hs.5}} \right)^5 * 5 * 10^6 = 6\,248\,348$$

Palmgrenin ja Minerin kumulatiivinen vauriokerroin:

$$D = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \frac{n_4}{N_4} + \frac{n_5}{N_5} = 0,00021$$

Vauriokerrointa vastaava kestoikä:

$$N_{hs} = \frac{n_1 + n_2 + n_3 + n_4 + n_5}{D} = 390\,474$$

### LIITE 3: TEHOLLISEN LOVIJÄNNITYKSEN MENETELMÄ

Vertailupyöristyksessä vaikuttavat jännitykset eri kuormituksen arvoilla:

$$\sigma_{min} = 51,85 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = 404,29 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = 333,70 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = 264,16 \text{ MPa}$$

$$\sigma_4 = 193,24 \text{ MPa}$$

$$\sigma_5 = 157,65 \text{ MPa}$$

Vastaavat jännitysheilahdukset:

$$\Delta\sigma_{ln.1} = \sigma_1 - \sigma_{min} = 352,44 \text{ MPa}$$

$$\Delta\sigma_{ln.2} = \sigma_2 - \sigma_{min} = 281,85 \text{ MPa}$$

$$\Delta\sigma_{ln.3} = \sigma_3 - \sigma_{min} = 212,31 \text{ MPa}$$

$$\Delta\sigma_{ln.4} = \sigma_4 - \sigma_{min} = 141,39 \text{ MPa}$$

$$\Delta\sigma_{ln.5} = \sigma_5 - \sigma_{min} = 105,8 \text{ MPa}$$

Väsymisluokan referenssiarvo, vastaava vakioamplitudinen väsymisraja ja alempi väsymisraja:

$$\Delta\sigma_c = 225 \text{ MPa}$$

$$\Delta\sigma_D = \left(\frac{2}{5}\right)^{\frac{1}{3}} \Delta\sigma_c = 165,78 \text{ MPa}$$

$$\Delta\sigma_L = \left(\frac{5}{100}\right)^{\frac{1}{5}} \Delta\sigma_D = 91,06 \text{ MPa}$$

Kutakin jännitysheilahdusta vastaavaksi kestoikä sykleinä:

$$N_1 = \left(\frac{\Delta\sigma_c}{\gamma_{Mf}\gamma_{Ff}\Delta\sigma_{ln.1}}\right)^3 * 2 * 10^6 = 211\,505$$

$$N_2 = \left(\frac{\Delta\sigma_c}{\gamma_{Mf}\gamma_{Ff}\Delta\sigma_{ln.2}}\right)^3 * 2 * 10^6 = 413\,544$$

$$N_3 = \left(\frac{\Delta\sigma_c}{\gamma_{Mf}\gamma_{Ff}\Delta\sigma_{ln.3}}\right)^3 * 2 * 10^6 = 967\,531$$

$$N_4 = \left(\frac{\Delta\sigma_D}{\gamma_{Mf}\gamma_{Ff}\Delta\sigma_{ln.4}}\right)^5 * 5 * 10^6 = 2\,471\,081$$

$$N_5 = \left(\frac{\Delta\sigma_D}{\gamma_{Mf}\gamma_{Ff}\Delta\sigma_{ln.5}}\right)^5 * 5 * 10^6 = 10\,533\,000$$

Palmgrenin ja Minerin kumulatiivinen vauriokerroin:



$$D = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \frac{n_4}{N_4} + \frac{n_5}{N_5} = 0,00013$$

Vauriokerrointa vastaava kestoikä:

$$N_{hs} = \frac{n_1 + n_2 + n_3 + n_4 + n_5}{D} = 645\,815$$

## LIITE 4: STEINBERGIN KOLMEN KAISTAN MENETELMÄ

Kuormitusta vastaavan kiihtyvyyden RMS-arvon määrittäminen:

$$a_{1.RMS} = \frac{a_1}{2} = 32\,425 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}$$

$$a_{2.RMS} = \frac{a_2}{2} = 25\,940 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}$$

$$a_{3.RMS} = \frac{a_3}{2} = 19\,455 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}$$

$$a_{4.RMS} = \frac{a_4}{2} = 12\,970 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}$$

$$a_{5.RMS} = \frac{a_5}{2} = 9\,727 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}$$

Kuormitusta vastaavat PSD-kiihtyvyydet kaistanleveydellä 1 Hz:

$$PSD_1 = \frac{a_{1.RMS}^2}{1 \text{ Hz}} = 1\,051\,354\,329 \frac{\left(\frac{\text{mm}}{\text{s}^2}\right)^2}{\text{Hz}}$$

$$PSD_2 = \frac{a_{2.RMS}^2}{1 \text{ Hz}} = 672\,866\,770 \frac{\left(\frac{\text{mm}}{\text{s}^2}\right)^2}{\text{Hz}}$$

$$PSD_3 = \frac{a_{3.RMS}^2}{1 \text{ Hz}} = 378\,487\,558 \frac{\left(\frac{\text{mm}}{\text{s}^2}\right)^2}{\text{Hz}}$$

$$PSD_4 = \frac{a_{4.RMS}^2}{1 \text{ Hz}} = 168\,216\,693 \frac{\left(\frac{\text{mm}}{\text{s}^2}\right)^2}{\text{Hz}}$$

$$PSD_5 = \frac{a_{5.RMS}^2}{1 \text{ Hz}} = 94\,621\,890 \frac{\left(\frac{\text{mm}}{\text{s}^2}\right)^2}{\text{Hz}}$$

Väsymisluokkaa vastaava redussoitu väsymislujuus, vakioamplitudiseksi väsymisraja ja alempi väsymisraja:

$$\Delta\sigma_{c.red} = \left(\frac{25}{t}\right)^{0,2} \Delta\sigma_c = 88,605 \text{ MPa}$$

$$\Delta\sigma_D = \left(\frac{2}{5}\right)^{\frac{1}{3}} \Delta\sigma_{c.red} = 65,285 \text{ MPa}$$

$$\Delta\sigma_L = \left(\frac{5}{100}\right)^{\frac{1}{5}} \Delta\sigma_D = 35,86 \text{ MPa}$$

Menetelmän mukaiset jännitykset, kun kuormitushistorian aikajakso on 6 minuuttia:

$$1\sigma_{PSD} = 12,09 \text{ MPa}$$

$$2\sigma_{PSD} = 24,18 \text{ MPa}$$

$$3\sigma_{PSD} = 36,37 \text{ MPa}$$

Mikään jännitys ei ylitä väsymisluokan vakioamplitudista väsymisrajaa, jolloin kestoikä oletetaan äärettömäksi.