

Matias Järvinen

OVIKONEISTON JA SEN KIINNITYKSEN RAKENTEELLISEN KESTOKYVYN MÄÄ- RITTÄMINEN KISKOAJONEUVOSSA

Diplomityö
Tekniikan ja luonnontieteiden tiedekunta
Tarkastaja: Asko Ellman
Tarkastaja: Ilari Laine
Toukokuu 2021

TIIVISTELMÄ

Matias Järvinen: Ovikoneiston ja sen kiinnityksen rakenteellisen kestävyyn määrittäminen
kiskoajoneuvossa
Diplomityö
Tampereen yliopisto
Konetekniikka
Toukokuu 2021

Tässä diplomityössä tutkitaan teräksestä valmistetun rakenteen mekaanista kestävyä staattisen ja dynaamisen kuormituksen vaikutuksen alaisena. Tutkielmaa varten käsitellään yleisiä lujuusopin teorioita, jotka soveltuvat käytettäviksi kiinteälle ja lineaarisesti kimmoisalle sitkeälle (teräs)materiaalille. Staattisen kuormituksen teorit kattavat yleiset sitkeän materiaalin lujuushypoteesit ja dynaamisen kuormituksen teorit käsittelevät perinteistä väsymislaskentaa hyödyntäen yleisiä koetuloksiin perustuvia laskentamalleja.

Pääasiallisena tutkimusaineistona käytetään standardia EN 12663-1, joka läpikäydään ja jäsennellään tämän työn kannalta tarvittavin osin, ja jota sovelletaan tutkittavan rakenteen mekaanisen kestävyyn tarkastelussa määrittäen muun muassa tarvittavat kuormitussuureet.

Rakenneanalyysiä varten tutkittavasta rakenteesta muodostetaan simulointimalli, johon sovelletaan standardin mukaisia kuormituksia niin staattisen- kuin dynaamisen keston osalta. Simulointimallista saatuja jännityksiä käsitellään sekä yleisiä lujuusopin teorioita että standardin määrittämiä ehtoja käyttäen saaden tuloksia, joita edelleen arvioidaan tapauskohtaisesti. Tarkoituksena on analysoida saadut tulokset ja todentaa ne hyväksyttäväksi, ja siten validoida tutkittava rakenne EN 12663-1 standardin täyttäväksi riittävällä tasolla.

Työllä on kaksi päätavoitetta. Ensimmäisenä tavoitteena on esittää periaatteita mille tahansa saman tyyppiselle rakenneanalyysille, jossa voidaan soveltaa tai muulla tavoin hyödyntää tutkielmassa esitettyjä teorioita ja menetelmiä. Toisena tavoitteena on esittää esimerkinomaisesti menetelmä rakenteen mekaanisen keston tutkimiselle kiskoajoneuvon runkoon kiinnitettäville laitteille standardin EN 12663-1 ehtojen mukaisesti. Tätä menetelmää hyödyntäen pystytään tekemään esimerkiksi standardin mukaisia laajempia tutkimuksia suuremmalle kokonaisuudelle, kuin mitä tässä työssä käsitellään.

Avainsanat: rakenneanalyysi, lineaarisesti kimmoisa teräsmateriaali, mekaaninen kesto, staattinen kesto, dynaaminen kesto, väsyminen, EN 12663-1, ovijärjestelmä, kiskoajoneuvo, FEM, FEA.

Tämän julkaisun alkuperäisyys on tarkastettu Turnitin OriginalityCheck –ohjelmalla.

ABSTRACT

Matias Järvinen: Structural strength analysis of door mechanism attachment in a railway vehicle
Master of Science Thesis
Tampere University
Machine Design
May 2021

This Master's thesis studies the mechanical strength of a steel material structure under static and dynamic loading. For the basis of the study, common fracture mechanics' theories for linear elastic, solid and ductile (steel) materials are presented. Theories related to static analyses are based on generally known yield criteria for ductile material. For dynamic loading, common fatigue theories based on calculation formulas, proven to be sufficient for this type of study, are applied.

The main literature used in this thesis is European standard EN 12663-1 where relevant information and requirements applicable to this thesis are presented. The content is applied to the steel structure under study by defining the load factors specified by the standard for instance.

For the structural analysis, a conservative simulation model is used for studies according to the load factors given by EN 12663-1. The simulated stresses are then studied more in detail case by case using both the common fracture mechanics theories and the methods presented by the standard. Objective is to verify the results by this type of analysis and validate the design of the structure to comply EN 12663-1 at an adequate level.

The thesis has two main goals. First one is to introduce common principles to study any other kind of structure where theories presented by this thesis are applicable or can be utilized. Secondly, this study gives an example of how to make a structural analysis in related structure class "equipment attachment" according to standard EN 12663-1. This information can then be used as a guideline to analyze a larger entity of a structure or an assembly than the one presented in this thesis.

Keywords: structural analysis, linear elastic steel material, mechanical strength, static strength, dynamic strength, fatigue, EN 12663-1, door system, railway vehicle, FEM, FEA

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

ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty pitkäaikaiselle työnantajalleni Oy Tamware Ab:lle, joka valmistaa ovijärjestelmiä julkisen liikenteen kulkuneuvoihin. Haluan kiittää työnantajaani siitä, että olen saanut kasvaa niin ihmisenä kuin työntekijänä yrityksen mukana kaiken sen ajan, mitä tämän työn loppuun saattaminen on ottanut. Kiitoksen ansaitsevat kaikki työkaverini, niin entiset, kuin vanhat ja uudet, jotka ovat kaikki huipputyyppejä. Erityiskiitoksen haluan antaa esimiehelleni tsemppaamisesta työn suhteen aina kun siitä on ollut puhe.

Diplomityö oli minulle henkilökohtaisesti melko suuri taakka, jonka harteilta saaminen tuntui välillä mahdottomalta. Aina kun työtä koitti saada eteenpäin, niin tuntui että asiat vain paisuvat lisää ja lisää, eikä päämäärää tai loppua ollut näköpiirissä. Vanhojen sekä uusien oppien sisäistäminen vei myös oletettua enemmän aikaa, jolloin asiat sinkoivat vähän sinne ja tänne useampaan otteeseen, ennen kuin ne löysivät lopulta paikkansa niin paperilla kuin omassa päässäni. Itseäni tai ketään muutakaan en kuitenkaan syytä siitä, että työ oli minulle haastava kokemus. Ihminen ei ole hyvä joka asiassa, ja minun kohdallani se näkyi tämän työn tekemisessä. Lopputsemmin työn tekoon sain rakkaan esikoistyttäreni syntymästä. Ehkä suurin kiitos kuuluukin siis sinulle, Sofia.

Haluan kertoa kaikille, jotka painivat tai tulevat painimaan lopputöidensä kanssa, että luovuttaa ei kannata. Jo se, että ajattelee työtä silloin tällöin tai että se tuntuu jatkuvalla rasitteelta, viestii minusta siitä, että tekijällä on halua ja kiinnostusta työtä kohtaan. Omalla kohdallani tajusin tämän siinä vaiheessa, kun huomasin kiinnostuneeni diplomityötä tehdessäni asioista uudelleen sitä mukaa, kun koin sisäistäväni ne. Esimerkiksi teorit tai menettelytavat, joita en aiemmin nuorempana opiskelijana täysin ymmärtänyt, tuntuivat aukenevan nyt paremmin.

Viimeisenä haluan sanoa, että lopputyö ottaa jokaisella oman aikansa, ja tämän myötä viimeiset kiitokset haluan antaa yliopisto-organisaatiolle kuin myös työni ohjaajalle siitä, että opintojen loppuun saattaminen on mahdollista myös myöhempänä ajankohtana.

Tampereella, 6.5.2021

Matias Järvinen

SISÄLLYSLUETTELO

1. JOHDANTO	1
1.1 Tutkimuskysymys, tutkimusmenetelmät ja työn tavoite	1
2. KISKOAJONEUVOT JA OVISUUNNITTELU	3
2.1 Ovijärjestelmä	3
2.2 Vaatimukset	4
2.3 Suunnittelustandardit	5
3. RAKENTEEN MEKAANISEN KESTON TEORIA	6
3.1 Staattinen kesto	6
3.1.1 Jännitystilän käsittely	7
3.1.2 Maksimileikkausjännityshypoteesi.....	9
3.1.3 Vakiovääristymisenergiyahypoteesi	9
3.1.4 Myötöehtojen vertailua	10
3.1.5 Staattisen vaurioanalyysin vaiheet	11
3.2 Dynaaminen kesto	12
3.2.1 Väsytykokeet.....	13
3.2.2 Wöhler-käyrä	15
3.2.3 Redusoitu vaihtolujuus	18
3.2.4 Väsymislujuuspiirrokset.....	19
3.2.5 Kumulatiivinen vaurioteoria	21
3.2.6 Jännitystilän käsittely väsyttävässä kuormituksessa	22
3.2.7 Väsymisvaurioanalyysin vaiheet	23
3.3 Jännityskeskittymät ja lovivaikutus	25
3.3.1 Lovivaikutuksella redusoitu Wöhler-käyrä	27
3.3.2 Jännityskeskittymät lujuuslaskentaohjelmissa	28
4. STANDARDI EN 12663-1	30
4.1 Standardin laajuus ja vaatimukset.....	30
4.2 Kuormitustapaukset	31
4.3 Osoitus staattisesta kestosta.....	32
4.4 Väsymiskeston demonstrointi.....	33
4.5 Testaus ja validointi.....	34
4.6 Standardin käyttö muissa tutkimuksissa.....	35
5. TUTKITTAVA RAKENNE	37
5.1 Materiaaliominaisuudet	38
5.2 Liitostyypit.....	39
5.3 Tukireaktiot ja massat	40

5.4	Standardin EN 12663-1 soveltaminen	42
5.4.1	Staattisen kestokyvyn määrittäminen	43
5.4.2	Dynaamisen kestokyvyn määrittäminen	44
6.	SIMULOINTIMALLI	45
6.1	Tuennat, kontaktit ja kiinnitykset	46
6.2	Elementtiverkko ja kuormitusalueet	47
6.3	Kuormituksen määrittäminen	48
7.	RAKENNEANALYYSI	51
7.1	Tutkittavan rakenteen staattinen kesto	51
7.1.1	Simuloitu staattinen kuormitus X_s ja $-X_s$	53
7.1.2	Simuloitu staattinen kuormitus Y_s ja $-Y_s$	56
7.1.3	Simuloitu staattinen kuormitus Z_s ja $-Z_s$	59
7.2	Tutkittavan rakenteen dynaaminen kesto	63
7.2.1	Simuloitu dynaaminen kuormitus X_D – $-X_D$	65
7.2.2	Simuloitu dynaaminen kuormitus Y_D – $-Y_D$	68
7.2.3	Simuloitu dynaaminen kuormitus Z_D – $-Z_D$	73
7.2.4	Simuloitujen jännitystasojen arviointi	76
7.3	Tulosten arviointi ja johtopäätökset	81
7.3.1	Staattisen keston tulokset	81
7.3.2	Dynaamisen keston tulokset	83
8.	YHTEENVETO	85
	LÄHTEET	87
	LIITE A: STAATTISTEN KUORMITUSTEN KIIHTYVYYSSUUREET	90
	LIITE B: DYNAAMISTEN KUORMITUSTEN KIIHTYVYYSSUUREET	91
	LIITE C: VALIDOINTIOHJELMA	92
	LIITE D: OVIJÄRJESTELMÄN YLEISKUVA	93
	LIITE E: KONEISTORUNGON VALMISTUSKUVA	95
	LIITE F: KUORMITUSTEN KONTAKTIPINNAT KONEISTORUNGOSSA	96
	LIITE G: SIMULOINTIMALLIN VERKOTUSKUVAT	97
	LIITE H: KONEISTORUNGON STAATTISTEN KUORMITUSTEN JÄNNITYKSET ..	100
	LIITE I: JÄNNITYKSET PIENAHITSIN ALUEELLA KUORMITUKSESSA $-Y_s$	112
	LIITE J: KONEISTORUNGON DYNAAMISTEN KUORMITUSTEN JÄNNITYKSET ..	113
	LIITE K: KUORMITUKSEN Z_s DEMONSTROINTI KÄYTÄNNÖSSÄ	120

KUVALUETTELO

Kuva 1.	Yksi- ja kaksilehtinen tulppaava liukuovi, mukaillen lähdettä [7, s. 43].....	3
Kuva 2.	Ekvivalentti aksiaalinen jännitystila, mukaillen lähdettä [15, s. 343].	7
Kuva 3.	Jännityselementti ja pääjännityselementti, mukaillen lähdettä [15, s. 312].	8
Kuva 4.	Väsytykskokeen jännitysvaihtelu, mukaillen lähdettä [22, s. 2].	14
Kuva 5.	Jännitysvaihtelutyypit, mukaillen lähdettä [22, s. 3].	15
Kuva 6.	Jonkin teräksen kuvitteellinen S-N käyrä.	16
Kuva 7.	Yksinkertaistettu teräksen S-N käyrä, mukaillen lähdettä [16, s. 361].	17
Kuva 8.	Jonkin teräksen kuvitteelliset S-N käyrät keskijännityksen eri arvoilla, mukaillen lähdettä [15, s. 373].	17
Kuva 9.	Soderbergin, Goodmanin ja Gerberin väsymislujuuspiirrokset, mukaillen lähdettä [13, s. 356].	19
Kuva 10.	Modifioitu Goodmanin piirros, mukaillen lähdettä [13, s. 358].	20
Kuva 11.	Teräsmateriaalien loviherkkyys tuhannen syklin kohdalla, mukaillen lähdettä [16, s. 377].	27
Kuva 12.	Lovivaikutuksella korjattu Wöhler-käyrä, mukaillen lähdettä [16, s. 377].	28
Kuva 13.	Verkotustiheyden vaikutus jännitysarvon numeerisen ratkaisun suhteen.	29
Kuva 14.	Kiskoajoneuvon koordinaatisto [24, s. 8].	31
Kuva 15.	Koneistorunko.	37
Kuva 16.	Koneistorungon toinen pääty ja siihen kiinnitetty lineaarijohde.	37
Kuva 17.	Idealisoidut S355 teräksen S-N käyrät eri murtolujuuksien arvoilla.	39
Kuva 18.	Koneistorungon taustalevyn kohdistavia liitoksia.	40
Kuva 19.	Tutkittavan rakenteen ruuviliitokset.	40
Kuva 20.	Ohjaava ja vapaa lineaarijohde.	41
Kuva 21.	Nivelkiinnitys.	41
Kuva 22.	Tutkittavan rakenteen simulointimalli.	45
Kuva 23.	Simulointimallin ruuviliitoksia.	46
Kuva 24.	Lineaarijohteiden rullien kontaktipinnat (ohjaava pää).	47
Kuva 25.	Nivelkiinnityksen välittämän voiman yksinkertaistettu vaikutuspinta.	47
Kuva 26.	Levyn särmäyksestä ja muodosta aiheutuva jännityskeskittymäalue.	54
Kuva 27.	Jännityskeskittymä pienahitsin alueella.	57
Kuva 28.	Pienahitsin laskentapoikkipinnan jännitykset [19, s. 46].	57
Kuva 29.	Pienahitsin koordinaatisto	58
Kuva 30.	Jännityskeskittymäalue hitsatun tukilevyn nurkkapyörityksessä.	60
Kuva 31.	Levyn muodon aiheuttama lovivaikutus särmäyksessä.	65
Kuva 32.	Kriittisen pisteen jännitystaso lovivaikutuksella ja ilman väsyttävässä kuormituksessa $X_D - -X_D$.	68
Kuva 33.	Jännityskeskittymäalueen pienahitsi, jossa oletettu lovivaikutus.	69
Kuva 34.	Kriittisen pisteen jännitystaso lovivaikutuksella ja ilman väsyttävässä kuormituksessa $Y_D - -Y_D$.	71
Kuva 35.	Eurocode 3 1-9 pienahitsin jännitykset [20, s. 13].	71
Kuva 36.	Lovivaikutus tukilevyn nurkkapyörityksessä.	74
Kuva 37.	Kriittisen pisteen jännitystaso lovivaikutuksella ja ilman väsyttävässä kuormituksessa $Z_D - -Z_D$.	76
Kuva 38.	Laskennalliset dynaamisen kuormituksen jännitystasot sijoitettuna Goodmanin väsymislujuuspiirrokseen.	76

Kuva 39.	<i>Kuormituksen $X_D - -X_D$ kriittisen pisteen jännitustason arviointi S-N käyrällä.</i>	79
Kuva 40.	<i>Kuormituksen $Y_D - -Y_D$ kriittisen pisteen jännitustason arviointi S-N käyrällä.</i>	79
Kuva 41.	<i>Kuormituksen $Z_D - -Z_D$ kriittisen pisteen jännitustason arviointi S-N käyrällä.</i>	80

LYHENTEET JA MERKINNÄT

CEN	ransk. Comité Européen de Normalisation, engl. European Committee for Standardization, Euroopan standardointikomitea
FEM	engl. Finite Element Method, Elementtimenetelmä
FEA	engl. Finite Element Analysis, Elementtimenetelmällä tuotettu analyysi
GMNA	engl. Geometrically and materially nonlinear analysis, Epälineaarinen materiaalimalli
MLJH	maksimileikkausjännityshypoteesi, Trescan myötöehto
VVEH	vakiovääritysmisenergiyahypoteesi, von Misesin myötöehto
c_i	vaihtolujuuden redusointiparametri
C	kokeellisesti määritetty vaurioaste
D	suhteellinen vaurioaste
f_u	heikomman liitettävän osan vetomurtolujuus
F	voima
F_{kr}	kriittinen kuormitusvoima
g	painovoiman kiihtyvyyssuure
G	materiaalin leikkauskerroin
K_t	lovenmuotoluku
K_f	lovenvaikutusluku
K_{fm}	keskijännityksen lovenvaikutusluku
m	massa
n	jännitysjaksojen lukumäärä
N	jännitystason kestoalue
q	loviherkkyysluku
R_e	materiaalin vetomyötölujuus, myötöraja
R_m	materiaalin vetomurtolujuus
R_D	laskemalla tai mittaamalla määritetty jännitysarvo
R_L	sallittu jännitys tai sen raja-arvo
S	varmuusluku
U_{0D}	vääritysmisenergiatiheys
U	käyttöaste
$X_{S,i}$	staattisen kuormitustapauksen kiihtyvyysskerroin x-suunnassa
$X_{D,i}$	dynaamisen kuormitustapauksen kiihtyvyysskerroin x-suunnassa
$Y_{S,i}$	staattisen kuormitustapauksen kiihtyvyysskerroin y-suunnassa
$Y_{D,i}$	dynaamisen kuormitustapauksen kiihtyvyysskerroin y-suunnassa
$Z_{S,i}$	staattisen kuormitustapauksen kiihtyvyysskerroin z-suunnassa
$Z_{D,i}$	dynaamisen kuormitustapauksen kiihtyvyysskerroin z-suunnassa
β_w	pienahitsin korrelaatiokerroin
γ_{M2}	osavarmuusluku
γ_{Mf}	väsymislajuuden osavarmuusluku
σ	normaalijännitys
σ_c	laskennallinen jännitys
σ_{kr}	kriittinen jännitys
σ_1	pisteen jännitystilan 1. pääjännitys
σ_2	pisteen jännitystilan 2. pääjännitys
σ_3	pisteen jännitystilan 3. pääjännitys
σ_a	jännitysamplitudi
σ'_a	efektiivinen jännitysamplitudi
σ_m	keskijännitys
σ'_m	efektiivinen keskijännitys
σ_{min}	jännitysjakson tai -jakauman pienin jännitys

σ_{max}	jännitysjakson tai -jakauman suurin jännitys
σ_{nim}	nimellisjännitys
σ_N	kestolukua vastaava jännitysamplitudi
σ_{vert}	lujuushypoteesin mukainen vertailujännitys
σ_w	vaihtolujuus
σ'_w	reduoitu vaihtolujuus
$\Delta\sigma$	jännitysvaihtelu
$\Delta\sigma_C$	väsytysluokka
$\Delta\sigma_D$	vakioamplitudinen väsymisraja
σ_{\perp}	pienahitsin laskentapintaa vastaan kohtisuora normaalijännitys
$\sigma_{\perp f}$	pienahitsin laskentapinnan normaalijännitys väsymismitoituksessa
σ_{\parallel}	pienahitsin akselin suuntainen normaalijännitys
$\sigma_{\parallel f}$	pienahitsin akselin suuntainen normaalijännitys väsymismitoituksessa
T	leikkausjännitys
T_S	materiaalin leikkausmyötölujuus
T_B	materiaalin leikkausmurtolujuus
T_{max}	leikkausjännityksen maksimiarvo
T_{\perp}	pienahitsin laskentapintaa vastaan kohtisuora leikkausjännitys
$T_{\perp f}$	pienahitsin laskentapinnan leikkausjännitys väsymismitoituksessa
T_{\parallel}	pienahitsin akselin suuntainen leikkausjännitys
$T_{\parallel f}$	pienahitsin akselin suuntainen leikkausjännitys väsymismitoituksessa

1. JOHDANTO

Tämän diplomityön aiheena on raitiovaunun ovijärjestelmän koneiston ja sen kiinnityksen mekaanisen keston tutkiminen standardin EN 12663-1, Railway applications – Structural requirements of railway vehicle bodies [24] mukaisesti. Tutkittava aihe pohjautuu standardiin EN 14752, Railway applications – Bodyside Entrance Systems for rolling stock [7], joka on yleinen ovijärjestelmien suunnittelustandardi Euroopan raideteollisuudessa. EN 12663-1 on yksi EN 14752:ssa viitatuista rakenteen mekaanisen keston vaatimuksia käsittelevistä standardeista.

Valitsin tutkittavaksi standardin EN 12663-1, sillä se kuuluu pääaineeni Koneiden ja järjestelmien suunnittelun piiriin ja kyseinen standardi vaikutti myös laajuutensa puolesta soveltuvalta diplomityöhön. Lisäksi tein tekniikan kandidaatin opinnäytetyössäni [9] kirjallisuuskatsauksen standardin EN 14752 osiosta koskien ovijärjestelmien mekaanista kestokykyä, jossa viitataan iskujen ja värinän keston osalta standardiin EN 12663-1. Erittelin kandidaatin työssäni standardista EN 12663-1 ne kohdat, jotka ovat sovellettavissa ovijärjestelmään, jolloin tuntui luontevalta jatkaa saman aihepiirin parissa syventyen tähän esitutkimuksen osa-alueeseen diplomityön merkeissä.

1.1 Tutkimuskysymys, tutkimusmenetelmät ja työn tavoite

Työn ensisijainen tutkimuskysymys on selvittää, onko olemassa olevan tuotteen rakenteellinen kestokyky riittävä standardin EN 12663-1 näkökulmasta. Lisäkysymyksenä on, että pystytäänkö ensisijaisen tutkimuskysymykseen vastaavaa menetelmää tai prosessia hyödyntämään myös jatkossa, esimerkiksi tuotekehityksessä tai tuotesuunnittelussa.

Tutkimusmenetelminä työssä käytetään kirjallisuuskatsausta, toimintatutkimusta sekä mallinnusta ja simulointia. Kirjallisuuskatsauksessa perehdytään standardiin EN 12663-1 jäsenellen se työn kannalta tarvittavin osin soveltamista varten. Standardin soveltamisen lisäksi hyödynnetään teknillisen mekaniikan kirjallisuutta sekä muita standardeja, joista saadaan tarvittavaa lisätietoa tutkimuksen tekoon. Toimintatutkimuksella luodaan uutta tutkimusta aiheesta sekä vaurioanalyysien että niiden tuottamiseen käytettyjen prosessien myötä. Mallinnus ja simulointi tehdään 3D suunnitteluohjelmistolla FEM-analyysinä, joka perustuu elementtimenetelmään [12, s. 136-159] [13, s. 905-938].

Työn tavoitteena on analysoida tietyn rakenteen mekaanista kestoä standardin mukaisesti ja osoittaa sen kestokyvyn olevan sekä staattisen- että dynaamisen kuormituksen osalta riittävä. Analyysi pyritään tekemään johdonmukaisella menetelmällä, jota soveltamalla voidaan arvioida niin tässä työssä tutkittavan rakenteen, kuin myös muun rakenteen, kestokkyä standardin EN 12663-1 asettamin ehdoin.

2. KISKOAJONEUVOT JA OVISUUNNITTELU

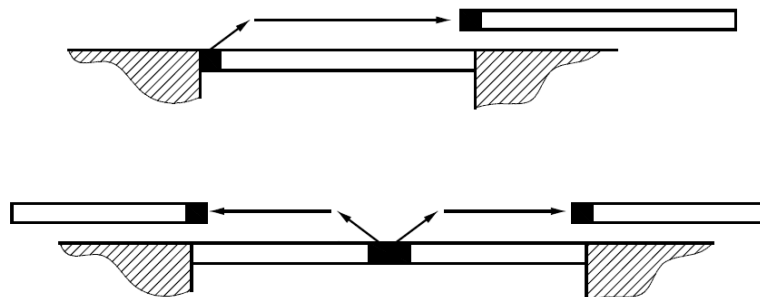
Kiskoajoneuvot ovat korkean käyttöasteen joukkoliikennevälineitä vilkkaissa kaupungeissa. Kiskoajoneuvolla tarkoitetaan tässä diplomityössä suuren matkustajakapasiteetin omaavaa raideliikenteen kulkuneuvoa, tarkemmin määritettynä raitiovaunua, metroa tai junaa. Kiskoajoneuvoille ominaista on suurien massojen ja ihmismäärien liikuttaminen, jolloin yleinen henkilöturvallisuus on erityisen suuressa osassa raideteollisuuden toiminnassa, mikä tekee siitä tarkoin säädeltyä ja tarkkailtua.

2.1 Ovijärjestelmä

Ovijärjestelmä tai yleisemmin sanottuna ovi on kiskoajoneuvon osa, joka koostuu yhdestä tai kahdesta ovilehdestä, sen hallintalaitteista sekä mahdollisista lisävarusteista. Ovijärjestelmän käsite on rajattu tässä työssä matkustajien käyttämiin automaattikäyttöisiin tai kuljettajan ohjaamiin ulko-oviin kiskoajoneuvoissa. Mahdollisia sisäovia, ulkopuolen lastausovia tai vain hätätilanteessa käytettäviä ovia ei tässä työssä huomioida.

Ovien päätarkoitus on päästää matkustajia sisään ja ulos kiskoajoneuvosta avautumalla ja sulkeutumalla hallitusti ja pysyä ajoneuvon liikkeen aikana kiinni ja lukittuna. Järjestelmälle tärkeintä on käytettävyys sekä matkustajaturvallisuus, mikä tarkoittaa sen turvallista rakennetta ja luotettavaa toimintaa edellä mainituissa tilanteissa, kuin myös erikoistapauksissa, esimerkiksi hätätilanteissa.

Yleisin ovijärjestelmätyyppi nykyaikaisissa kiskoajoneuvoissa on kinematiikaltaan kuvan 1 mukainen tulppaava liukuovi, jonka aukeaminen on kaksivaiheinen; Ensimmäinen ovi tekee tulppausliikkeen ajoneuvon korista ulospäin, ja tämän jälkeen liukuu auki.



Kuva 1. Yksi- ja kaksilehtinen tulppaava liukuovi, mukailen lähdettä [7, s. 43].

Toinen liukuovityyppi on niin sanottu taskuliukuovi, jolla ei ole tulppausominaisuutta, vaan se liikkuu auetessaan ajoneuvon kyljen suuntaisesti sille rakennettuun tilaan, joka

on ajoneuvon korin seinän sisässä. Tästä syystä taskuliukuovi vie pinta-alallisesti huomattavasti enemmän rakenteellista tilaa kiskoajoneuvossa ja sen suunnittelu vaatii myös enemmän ajoneuvon koripuolen suunnittelua, kuin tulppaava liukuovi. Taskuliukuovia voi nähdä metroissa tulppaavien liukuovien ohella, kun taas raitiovaunuissa ja junissa on käytössä tulppaavat ovet lähes poikkeuksetta.

Liukuoven suurin hyöty on sen vähäinen ulottuma ja tilantarve auetessaan, jolloin sen saa ahtaassakin tilassa auki. Tämä tekee liukuovesta geometrisilta ominaisuuksiltaan käyttötarkoitukseensa nähden soveltuvan ja turvallisen.

2.2 Vaatimukset

Kiskoajoneuvon turvallisuus ja toiminnallisuus on kokonaisuudessaan sen valmistavan tahon vastuulla. Valmistajan vastuulla on siis välittää alihankkijoille, kuten ovijärjestelmän toimittajalle ovia koskevat vaatimustiedot. Vaatimukset toimitetaan usein spesifikaatioiden muodossa, jotka ovitoimittaja tutkii organisaatioissaan sisäisesti ja kommentoi kohta kohdalta, täyttääkö ovijärjestelmä tuotteena spesifikaation vaatiman kyseisen kohdan vaatimuksen ja missä laajuudessa. Spesifikaatiot sisältävät lähes poikkeuksetta listan standardeista, joita vaaditaan noudatettavan niiltä osin, kuin ne ovat sovellettavissa toimitettavaan tuotteeseen, kuten ovijärjestelmään.

Ovijärjestelmälle asetetut vaatimukset ottavat usein tarkemmin kantaa oven ja kiskoajoneuvon sähköisiin ja mekaanisiin rajapintoihin, oven rakenteeseen ja ulkonäköön sekä oven käyttäytymiseen ja ohjaukseen, kun taas standardit ovat varmistamassa oven yleistä toiminnallisuutta ja turvallisuustasoa osana kiskoajoneuvoa. Vaatimuksia, joita ei ole määritelty ja dokumentoitu tarkasti ja joihin standardit eivät ovat kantaa, on tyypillistä tarkentua tai muuttua projektin ja suunnittelun edetessä, sillä asiakkaalla ja toimittajalla voi olla eroavia näkemyksiä asioista. Tällaiset seikat tulisi tunnistaa ja selvittää mahdollisimman aikaisessa vaiheessa projektia, ja mahdollisesti tarkentaa spesifikaatioita kyseisten asioiden osalta, jotta välttyttäisiin mahdollisilta ongelmatilanteilta projektin myöhemmissä vaiheissa. Suppean tuotteen vaatimusmäärittelyn myötä voi myös ilmetä kokonaan uusia vaatimuksia tai asioita, jotka tulee arvioida, määrittää ja sopia niiden projektin sidosryhmien kesken, joihin asialla on vaikutusta tai merkitystä.

Vaatimusmäärittely voi siis pahimmillaan olla useita iterointikiertoja vaativa prosessi, joka tarkentuu vähitellen. Tällaista aiheuttaa usein asiakasräätälöidyt tuotteet tai geneerinen suunnittelu tuotteelle, jolla pyritään hyödyntämään tuotesuunnittelu yhteensopivuu-

den ja käytettävyyden osalta niin aktiivissa kuin tulevissakin projekteissa pidemmän aikaa. Jos siis on mahdollista soveltaa oikeanlaista standardisointia tuotesuunnittelussa, helpottaa se myös yleistä vaatimusmäärittelyä ja siten myös siihen kuluva työtä. Useimmiten standardit täyttävä tuote katsotaan luotettavammaksi, turvallisemmaksi ja yleisesti varmemmaksi ratkaisuksi kuin tuote, joka ei perustu minkään tunnetun virallisen tahon hyväksymään menettelyyn, vaikka se olisi käytännössä kuinka hyvä tahansa.

2.3 Suunnittelustandardit

Standardeilla eli normeilla pyritään yleisesti sopimaan yhteisistä säännöistä toistuvien tehtävien ratkaisemiseksi. Suunnittelustandardit ovat yksi standardien lajityyppi. Muita lajityyppejä ovat esimerkiksi testausstandardit, turvallisuusstandardit ja järjestelmästandardit. Kuten muidenkin normien, suunnittelustandardien tehtävänä on muun muassa yhtenäistää tuotteita ja niiden turvallisuutta sekä suojella ihmistä ja ympäristöä. Standardien käyttö lisää myös kilpailukykyä ja helpottaa globaalia markkinointia ja kaupankäyntiä. [23]

Tekniikan taulukkokirjan [28] mukaan ”Standardi on tunnustetun elimen vahvistama, konsensusperiaatteella laadittu, julkisesti saatavilla oleva suositusluontoinen asiakirja”. Standardisointi ei siis ole suoraan lainsäätelyä, mutta laki, sen asetus tai säädös voi silti viitata standardiin. Myös kaupankäynnissä standardeja voidaan asettaa pakollisiksi. Suunnittelustandardien osalta tämä näkyy tuotespesifikaatiossa sovellettavista standardeista, jotka tuotteen ja sitä myötä tuotesuunnittelun tulee täyttää. Näin standardien käytöstä tulee vaatimus suunniteltavalle tuotteelle, kuten ovijärjestelmälle kiskoajoneuvon tapauksessa, jolloin voidaan vakuuttua sen yleisestä toiminnallisuudesta ja turvallisuudesta normien asettamien vähimmäisvaatimusten myötä.

Esimerkkinä standardien käytön osittaisesta vapaudesta, Euroopan unionin virallisen lehden julkaisemassa dokumentissa [6] listataan yhdenmukaisuuslainsäädännön soveltamisalaan kuuluvien yhdenmukaistettujen standardien otsikot ja viitenumerot. Listasta löytyy muun muassa Euroopan standardointikomitean (CEN) julkaisema ovijärjestelmiä koskeva standardi EN 14752 [7]. Virallinen Euroopan unionin direktiivi [5] antaa kuitenkin vapauden jäsenmaille jättää direktiivin täytäntöönpanemiseksi hyväksymiensä toimenpiteiden soveltamisalan ulkopuolelle muun muassa metrot, raitiotiet ja muut kevyen liikenteen raidejärjestelmät [5, I luku, 1 artikla, 3a]. Tämän perusteella raitiovaunun ovien ei tarvitse noudattaa standardia EN 14752, ellei sitä erikseen vaadita teknisessä spesifikaatiossa.

3. RAKENTEEN MEKAANISEN KESTON TEORIA

Tässä työssä tutkitaan kiinteästä ja sitkeästä aineesta valmistettua rakennetta ja sen mekaanista kestoja, johon teknillisessä mekaniikassa sovelletaan lujuusoppia. Tarkennuksena solidien mekaniikkaan, käsitellään ainoastaan ajasta riippumattoman ja lineaarisesti kimmoisan materiaalin lujuusoppia. Tämä siksi, että rakenteen ei haluta deformatsion pysyvästi, jolloin tarkasteluun tulisi soveltaa plastisuusteoriaa. Rakenteeseen kohdistuvia kuormituksia pyritään tarkastelemaan tapauskohtaisesti käyttäen tilanteeseen soveltuvaa lujuusopin ratkaisumallia.

Lähtökohtaisesti rakenteen halutaan kestävän tietynlaista kuormitusta ilman, että rakenne vaurioituu. Tätä ilmiötä tutkivaa lujuusopin haaraa kutsutaan vauriomekaniikaksi. Kuormitus voi olla tasaista tai vaihtelevaa, jolloin rakenteen kesto täytyy tutkia sekä staattisen että dynaamisen kuormituksen näkökulmasta. Kuormituksen mahdollistamia materiaalivaurioita, joita tässä työssä tarkastellaan, ovat materiaalin myötämisen ja murtumisen lisäksi sekä materiaalin väsymisprosessi. Muita materiaalivaurioita, joilla on huomattava merkitys materiaalin lujuusominaisuuksiin, ovat esimerkiksi korkeassa lämpötilassa viruminen tai kosteudesta aiheutuva syöpyminen eli metallien tapauksessa ruostuminen. Mitoittaessa rakenteen kestävyyttä, sen vaatimukset tulisikin määrittellä huomioiden kaikki sovelluskohtaiset lujuusominaisuuksiin vaikuttavat tekijät.

Tässä luvussa esitetyt lujuusopin teoriat ovat tunnettuja useissa alan teoksissa. Suuri osa tiedoista löytyy siis useasta muustakin lähteestä, vaikka lähdeviite kohdistuisi vain yhteen teokseen.

3.1 Staattinen kesto

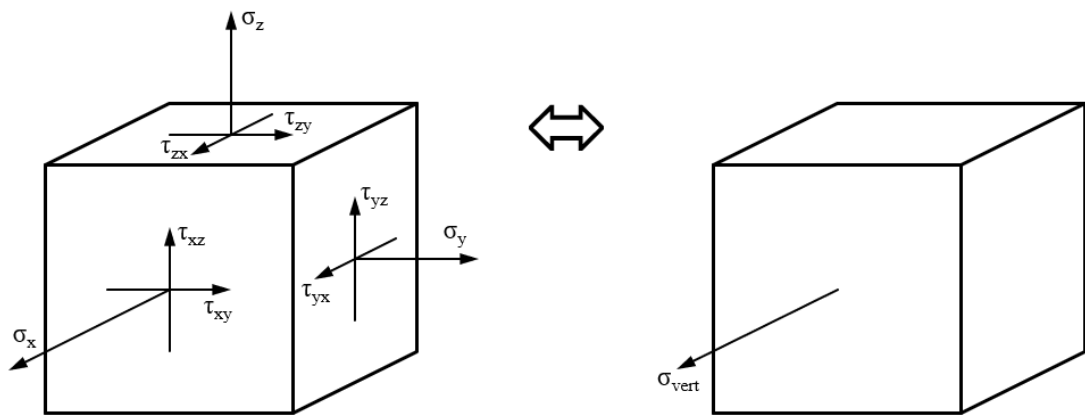
Rakenteen staattisella kestolla tarkoitetaan sen kykyä kestää jatkuvaa tasaista kuormitusta, joka tukirakenteen tapauksessa määräytyy rakenteen omasta massasta ja siihen kohdistuvasta ulkoisesta voimasta. Myös poikkeuksellisen suuret yksittäiset tai epätoiminnalliset rakenteeseen kohdistuvat voimat on syytä tutkia käyttäen staattisen keston teorioita.

Rakenteen katsotaan vaurioituvan, kun siihen vaikuttava kriittinen kuormitus F_{kr} ylittyy, jolloin tätä kuormitusta vastaavan kriittisen pisteen jännitys kasvaa arvoon σ_{kr} , jonka on määrittänyt vaurioittavan materiaalia. Materiaalille voidaan tehdä erinäisiä kokeita, joilla

saadaan kriittiselle jännitykselle eri arvoja kuormitustapauksittain. Esimerkiksi materiaalin vetokokeesta saadaan määritettyä sille ominaiset vetomyötölujuus R_e ja vetomurtolujuus R_m . Nämä ovat aksiaalisen jännitystilän arvoja, jossa jännityskomponenttina on normaalijännitys σ . Vastaavasti vääntökokeella voidaan määrittää materiaalin leikkausmyötölujuus τ_S ja leikkausmurtolujuus τ_B , joiden jännityskomponenttina toimii leikkausjännitys τ .

3.1.1 Jännitystilän käsittely

Yleensä materiaalin jännityspisteessä vaikuttaa useita jännityskomponentteja samanaikaisesti. Materiaalin käyttäytymisen tutkimiseksi moniakselisessa jännitystilassa on kehitetty useita teorioita, lujushypoteeseja, jotka perustuvat kuvan 2 mukaiseen ekvivalenttiin jännitystilaan. Kolmiulotteisessa moniakselisessä jännitystilassa, joka on jännitystilän yleinen esitysmuoto, tekijät σ_x , σ_y ja σ_z kuvaavat pisteen kokemia normaalijännityksiä. Tekijät $\tau_{xy}=\tau_{yx}$, $\tau_{xz}=\tau_{zx}$ ja $\tau_{yz}=\tau_{zy}$ ovat pisteen leikkausjännityskomponentteja. Yleinen merkisopimus on, että normaalijännityskomponentin ollessa positiivinen, kyseessä on vetojännitys, ja jos normaalijännitys on negatiivinen, niin kyseessä on puristusjännitys.



Kuva 2. Ekvivalentti aksiaalinen jännitystila, mukailen lähdettä [15, s. 343].

Kirjallisuudessa, kuten Tapio Salmen teoksissa [15, s. 333] [16, s. 330] käsite vertailujännitys σ_{vert} kuvaa aksiaalisen vetotilan pääjännitystä, jolla on sama varmuusluku myötö- tai murtolujuuden suhteen materiaalin vaurioitumisen kannalta, kuin moniakselisellä jännitystilalla. Tämän perusteella varmuusluvulle S saadaan yhtälö

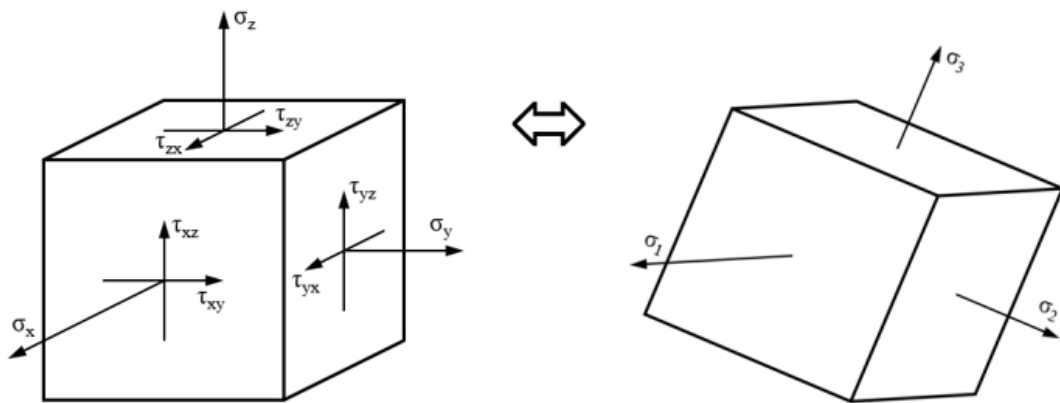
$$S = \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_{vert}}, \quad (1)$$

missä σ_{kr} on se aksiaalisen jännitystilän pääjännitys, joka aiheuttaa vertailujännitystä vastaavan vaurion. Tämä ajatus ei ole Salmen mukaan täysin oikea, mutta antaa silti

oikein sovellettuna luotettavia tuloksia moniin käytännön ongelmiin, kun vertailujännitystä verrataan vetokokeen myötö- tai murtolujuuteen.

Sitkeiden materiaalien, kuten metallien, tunnetuimmat lujuushypoteesit ovat maksimileikkausjännityshypoteesi (MLJH) sekä vakiovääristymisenergiyahypoteesi (VVEH). Näistä ensimmäinen on konservatiivisempi ja jälkimmäinen antaa hieman tarkempia tuloksia. Molemmat ovat myötöehtoja, eli vauriokriteerinä pidetään materiaalin myötörajaa. Ehdot perustuvat jännitystilän leikkaavaan vaikutukseen, jonka on kokeellisesti todettu olevan sitkeiden materiaalien vauriotyyppi [16, s. 333].

Lujuushypoteesien käsittelemiseksi pisteen jännitystila voidaan lausua myös pääjännitysten σ_1 , σ_2 ja σ_3 avulla, jotka ovat jännityselementin normaalijännityksen ääriarvoja, kun jännityselementti on sellaisessa orientaatioissa, jossa se on vapaa leikkausjännityksistä. Kuva 3 havainnollistaa pisteen jännitystilaa jännityselementtinä ja pääjännityselementtinä ilmaistuna.



Kuva 3. Jännityselementti ja pääjännityselementti, mukailen lähdettä [15, s. 312].

Sama asia jännitystilän matriisiesityksenä on

$$\begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix} \leftrightarrow \begin{bmatrix} \sigma_1 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_2 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 \end{bmatrix} \quad (2)$$

Pääjännitysten arvot määritetään jännitystilän ominaisarvo-ongelmasta

$$\begin{bmatrix} \sigma_x - \sigma & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y - \sigma & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z - \sigma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

jossa n_x , n_y ja n_z ovat ykkösvektorin \vec{n} suuntakosineja. Yhtälöllä (3) on kolme juurta eli σ saa arvot σ_1 , σ_2 ja σ_3 , jotka ovat pisteen jännitystilaa vastaavat pääjännitykset [16, s. 304-308] [12, s. 17-18].

3.1.2 Maksimileikkausjännityshypoteesi

MLJH on ranskalaisen insinöörin Henri Édouard Trescan (1814-1885) kirjoituksista vuonna 1864 tunnetuksi tullut lujuushypoteesi, jota nimitetään myös Trescan myötöehdoksi. Hypoteesin mukaan materiaali myötää sellaisessa pisteessä, jossa pisteen jännitystilän suurin leikkausjännitys saavuttaa materiaalin leikkausmyötörajan [16, s. 332]. Voidaan osoittaa [17, s. 46-47] [12, s. 19], että leikkausjännityksen maksimiarvo τ_{max} on

$$\tau_{max} = \max\left\{\frac{1}{2}|\sigma_2 - \sigma_3|, \frac{1}{2}|\sigma_3 - \sigma_1|, \frac{1}{2}|\sigma_1 - \sigma_2|\right\} = \frac{1}{2}\sigma_{vert}, \quad (4)$$

jossa σ_1 , σ_2 ja σ_3 ovat yhtälön (2) mukaiset pisteen jännitystilän pääjännitykset. Lujuushypoteesien mukaisesti materiaalin myötäminen alkaa, kun ekvivalenttisen jännitystilän vertailujännitys σ_{vert} saavuttaa materiaalin myötörajan R_e , jolloin Trescan myötöehto voidaan kirjoittaa muotoon

$$\sigma_{vert} = \max\{|\sigma_2 - \sigma_3|, |\sigma_3 - \sigma_1|, |\sigma_1 - \sigma_2|\} = R_e \quad (5)$$

MLJH on ajatuksena melko suoraviivainen ja yksinkertainen lujuushypoteesi, joka tekee siitä myös konservatiivisen lähestymistavan materiaalivaurion tutkimisessa. Trescan myötöehto perustuu materiaalipisteen suurimman leikkausjännityksen tarkasteluun eli pisteen yhden kide-tason liukumiseen, kun materiaalit ovat tyypillisesti monikiteisiä ja liukupinnat satunnaisia [16, s. 333].

3.1.3 Vakiovääristymisenergiyahypoteesi

Kimmoista materiaalia kuormitettaessa siihen varastoituu kimmoenergiaa, joka vaikuttaa sekä kappaleen tilavuuden että muodon muuttumiseen. Kappaleen pisteen jännitystila voidaan siis jakaa kahteen osaan, materiaalielementin tilavuuden laajentamiseen (dilataatioon) ja sen muodon vääristämiseen (distortioon). Dilataatiossa ei tapahdu materiaalin leikkaantumisiilmiötä, joten se ei vaikuta sitkeän materiaalin tapauksessa vaurion syntyyn, vaan ainoaksi vaikuttavaksi tekijäksi jää jännitystilän distortio-osuuteen tarvittu vääristymisenergia. Tähän ajatukseen perustuu VVEH, jonka mukaan materiaali myötää sellaisessa pisteessä, jossa pisteen vääristymisenergiatiheys saavuttaa kyseiselle materiaalille myötämisen suhteen kriittisen arvon. VVEH tunnetaan toiselta nimeltään von Misesin myötöehtona, jonka Richard von Mises teki tunnetuksi vuonna 1913 kirjoituksissaan. [16, s. 335] [17, s. 231]

Vääristymisenergiatiheyden lauseke pisteen jännitystilän pääjännitysten avulla lausuttuna voidaan osoittaa [17, s. 159] olevan

$$U_{0D} = \frac{1}{12G} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2], \quad (6)$$

jossa G on materiaalin leikkauskerroin. Kun yhtälöön (6) sovelletaan luvun 3.1.1 vertailujännityksen ajatusta merkitsemällä $\sigma_1 = \sigma_{vert}$ ja $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$, niin vääristymisenergiatiheyden lauseke sievenee muotoon

$$U_{0D} = \frac{1}{6G} \sigma_{vert}^2 \quad (7)$$

Lujuushypoteesin mukaan myötäminen alkaa, kun $\sigma_{vert} = R_e$, jolloin yhdistämällä yhtälöt (6) ja (7) saadaan von Misesin myötöehdoksi

$$\sigma_{vert} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} = R_e \quad (8)$$

Ehto ilmaistuna kuvan 2 pisteen yleisessä jännitystilassa on [17, s. 232]

$$\sigma_{vert} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}{2}} = R_e \quad (9)$$

Historian saatossa von Misesin myötöehdon lausekkeeseen on päästy useilla eri lähestymistavoilla ja sen on todettu korreloivan hyvin käytännön testien kanssa. Näin ollen sitä voidaan pitää sitkeiden materiaalien osalta parhaana arviointimenetelmänä staattisen kuormituksen aiheuttaman vaurion tutkimisessa, kun materiaalin veto- ja puristusmyötölujuus oletetaan samanarvoisiksi [13, s. 247].

3.1.4 Myötöehtojen vertailua

Kun verrataan VVEH:n mukaista yhtälön (8) vertailujännitystä vastaavaa materiaalin myötörajaa MLJH:n yhtälön (5) mukaiseen vertailujännitystä vastaavaan myötörajaan, voidaan huomata, että VVEH ottaa materiaalin myötämisen suhteen huomioon kaikki pääjännitykset eli myös kaikki kolme yhtälössä (4) esitettyä leikkausjännityksen ääriarvoa, kun taas MLJH huomioi ainoastaan suurimman leikkausjännityksen. VVEH on siis hieman tarkempi myötöehto kuin MLJH, joka voidaan esimerkiksi havainnollistaa sovitamalla molemmat myötöehdot tasojännitystilassa myötökäyrinä samaan kuvaajaan [17, s. 234].

Myös käytännön kokeet ovat osoittaneet esimerkiksi teräkselle ja muille sitkeille materiaaleille, että von Misesin myötöehdon mukaisten leikkausmyötölujuuden τ_s ja vetomyötölujuuden R_e suhde antaa tarkempia tuloksia kuin Trescan myötöehdon mukaisten vastaavien arvojen suhde [17, s. 235]. Tästä syystä von Misesin myötöehto on yleisemmin käytössä oleva teoria sitkeän materiaalin lujuuslaskentamalleissa.

Havainnollistetaan vielä MLJH:n ja VVEH:n eroavia tuloksia puhtaan leikkausjännitystilan tapauksessa, jolloin jännityselementti on vapaa normaalijännityksistä [16, s. 153].

Esimerkiksi puhtaassa tasoleikkausjännitystilassa $\sigma_1 = -\sigma_2 = \tau$ ja $\sigma_3 = 0$ von Misesin hypoteesin mukaan yhtälö (8) sievenee muotoon

$$\sigma_{vert} = \sqrt{3}\sigma_1 = \sqrt{3}\tau = R_e. \quad (10)$$

Materiaali myötää, kun $\tau = \tau_s$, jolloin VVEH:n mukaan leikkausmyötölujuudelle saadaan estimaatti

$$\tau_s = \frac{1}{\sqrt{3}}R_e = 0,577R_e, \quad (11)$$

kun taas MLJH:n mukaan materiaali myötää, kun $\tau = \tau_{max}$, jolloin puhtaassa leikkauksessa $\tau_{max} = \tau_s$ kaavan (4) mukaan pätee edelleen

$$\tau_s = \frac{1}{2}\sigma_{vert} = 0,5R_e. \quad (12)$$

Leikkausmyötörajan ja vetomyötörajan suhteissa on siis selvä ero puhtaan leikkauksen osalta vertailtaessa Trescan ja von Misesin myötöehtoja toisiinsa, joista von Misesin myötöehdon leikkausmyötölujuuden estimaatti on todettu kokeiden perusteella metallimateriaaleille hyvinkin luotettavaksi. Tulos kertoo, että vetokokeen normaalijännityksen aikaansaama materiaalin myötöilmiö saadaan toteutumaan 0,577 kertaisella leikkausjännityksellä.

Voidaan siis todeta, että Trescan myötöehtoon perustuvan lujuuslaskentamallin vertailujännitys antaa yleisesti hieman varovaisemman varmuusluvun materiaalin vaurioon nähden, kuin von Misesin vertailujännitys. Poikkeuksena voidaan pitää aksiaalista pääjännitystilaa, jolloin pääjännitystila koostuu vain yhdestä pääjännityksestä. Esimerkiksi kun $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$, niin sekä yhtälöstä (5) että (8) saadaan $\sigma_1 = \sigma_{vert}$. Aksiaalisessa pääjännitystilassa MLJH:n ja VVEH:n tulokset eivät siis eroa toisistaan.

3.1.5 Staattisen vaurioanalyysin vaiheet

Staattisen vaurioanalyysin tekemiselle on tehty ohjeistuksia, joita voi löytää muun muassa kirjallisuudesta. Esimerkiksi Nortonin teoksessa [13, s. 283] on esitetty selkeä vuokaavio, jota voidaan käyttää rakenteen staattisen keston tutkimisessa. Tähän työhön eli kiinteälle ja sitkeälle aineelle sovellettuna vuokaavio voidaan koostaa prosessinomaiseksi tehtävälistiksi:

1. Määritä kaikki rakenteen kuormitukset (voimat, momentit, väännöt, jne.) ja sovita ne rakenteen geometriaan (esimerkiksi vapaakappalekuva tai simulointimalli).
2. Määritä rakenteen kuormitusjakauman perusteella, mitkä rakenteen poikkileikkaukset ovat eniten kuormitettuja.

3. Määritä jännitys jakauma eniten kuormitettujen poikkileikkausten kohdilta ja tunnista alueet, joissa jännityksien vaikutus on suurin.
4. Määritä jokaisen tutkittavan jännityskeskittymäalueen kriittinen piste, jännityselementti, ja tunnista siinä vaikuttavat jännitykset.
5. Määritä jännityselementin yleisen jännitystilän jännityskomponentit sekä pääjännitykset ja niiden mukainen maksimileikkausjännitys.
6. Laske pääjännitysten avulla yhtälön (8) von Misesin vertailujännitys jokaisessa tarkasteltavassa jännityselementissä.
7. Määritä vertailujännitystä vastaava kaavan (1) mukainen varmuusluku materiaalin myötörajan suhteen.
8. Lisäksi (ei käsitellä tässä diplomityössä), mikäli tutkittava jännityselementti sijaitsee särössä tai alueella, jolla on taipumus säröytyä, niin määritä särön jännitysintensiiteetti ja vertaa sitä materiaalin murtumissitkeyteen määrittääksesi onko olemassa riski särön etenemisestä aiheutuvalle vauriolle [13, s. 261-267].

Mikäli tutkittava rakenne on materiaaliominaisuuksiltaan soveltuva, niin lujuusopin perusteet ja yleisen teknisen osaamisen sisäistänyt henkilö pystyy tekemään melko luotettavan ja suoraviivaisen staattisen vaurioanalyysin listaa apuna käyttäen.

3.2 Dynaaminen kesto

Dynaamisella kestolla tarkoitetaan rakenteen kykyä kestää vaihtuvaa kuormitusta. Vaihteleva kuormitus ja sen aiheuttama materiaalin väsyminen on yleisin syy koneen tai laitteen rakenteen mekaaniseen vaurioitumiseen, väsymismurtumaan. Tämä materiaalin vaurioitumisprosessi perustuu jokaisen kuormitusvaihdon aiheuttamaan mikroskooppiseen vaurioon materiaalissa, joka kumuloituu aiempaan vaurioon. Rakennevaurio on käytännössä plastista muodonmuutosta, sillä jokainen kuormitusyksi kasvatkaa vauriota. Kun materiaalivaurio on edennyt siihen pisteeseen, että se on silminnähtävissä, puhutaan makroskooppisesta alkusäröstä. Tyypillinen pituus alkusärölle on Salmen mukaan luokkaa 0,1 mm [16, s. 355]. Alkusärön muodostuttua ja kuormituksen jatkuessa särö jatkaa kasvuaan eksponentiaalisesti, kunnes se tietyn kuormitusyksen kohdalla ylittää läpi rakenteen ja aiheuttaa sen murtumisen.

Eräs yleinen rakenteen väsymisen aiheuttava tekijä on vaihtelevan kuormituksen aiheuttama värinä. Tällaista kuormitusta syntyy esimerkiksi kiskoajoneuvon rakenteisiin sen

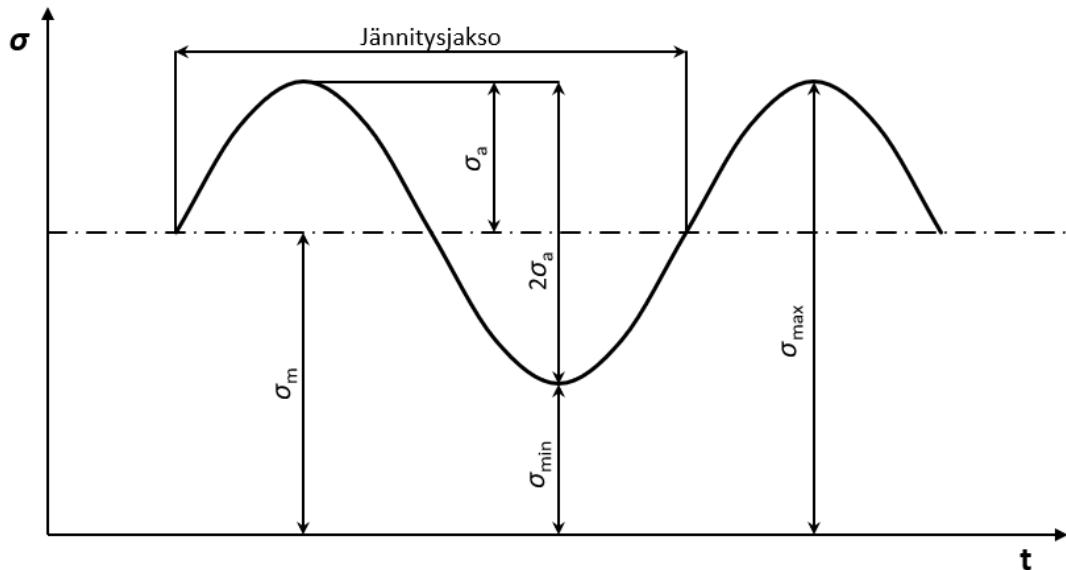
liikkuessa raiteillaan. Itse asiassa materiaalin väsymisilmiön tutkiminen saikin alkunsa rautatiekalustoon syntyvistä vaurioista, joita ei voitu selittää staattisten mitoituseriaatteiden avulla [15, s. 367]. Monimutkaisuuksensa takia väsymisilmiötä ei ole pystytty toistaiseksi käsittelemään teoreettisesti riittävän hyvin, minkä vuoksi on hyödynnettävä tiettyjä riittävän tarkoiksi todettuja kokeellisia tuloksia ja kehitettyjä laskentamalleja tutkittaessa materiaalin väsymistä.

Väsymislaskennan päätarkoituksena on selvittää vaihtelevan kuormituksen alaisen rakenteen tai kappaleen elinikä, eli se kuormitusyölkien määrä, joka aiheuttaa alkujaan ehjän rakenteen tai kappaleen murtumisen. Laskenta jaetaan kahteen lajiin, perinteiseen väsymislaskentaan ja myötöväsymislaskentaan. Jälkimmäinen kattaa materiaalin elinikäalueen muutamasta syklistä noin kymmeneen tuhanteen, jolloin materiaalin plastisoituminen ja sen syklinen käyttäytyminen tulee huomioida laskennassa. Yleissääntönä myötöväsymislaskennan käyttöön voidaan pitää vaihtelevaa kuormitustapausta, jossa rakenteen kriittisen pisteen vertailujännitys ylittää toistuvasti materiaalin myötörajan. Useimmiten koneen suunnittelussa, kuten myös tässä työssä keskitytään perinteiseen väsymislaskentaan, sillä rakenteen ei haluta väsyvän ja murtumaa tapahtuvan, jolloin sen syklinen kestonäärä tulee olla suuri. Perinteisessä väsymislaskennassa rakenteen eliniän katsotaan kestävän noin kymmenestä tuhannesta syklistä satoihin miljooniin sykleihin asti. Koska rakenteen kuormituksen kesto on näin suuri, täytyy plastisen muodonmuutoksen alueen materiaalin vauriokohdassa olla mikroskooppisen pieni, minkä takia plastista muodonmuutosta ei oteta erikseen huomioon. Perinteistä väsymislaskentaa kutsutaan myös jännitysmenetelmäksi ja se perustuu täysin koetuloksiin, joiden pohjalta voidaan arvioida rakenteen elinikää. Myös normit, kuten SFS-EN 1993-1-9 [20] asettavat määräyksiä väsymismitoitukseen.

3.2.1 Väsytykokeet

Tapio Salmen kirjassa [15, s. 367] materiaalin väsymisilmiöön liittyen kaksi tärkeää pääperiaatetta totesi kokeellisissa tutkimuksissaan vuosina 1852...1869 rautatieyhtiölle työskentelevä insinööri August Wöhler (1819-1914). Ensimmäinen huomio oli, että materiaalin murtumiseen vaikuttaa kuormituskertojen lukumäärä eikä kokeeseen kulunut aika. Toisena seikkana hän totesi, että rautametallit kestävät teoriassa äärettömän monta kuormituskertaa, jos jännitykset pysyvät tietyn rajan alapuolella. Salmen kirjan uudemmassa painoksessa [16, s. 354] Wöhlerin ensimmäinen huomio on vaihdettu väsymisilmiön kannalta toiseen olennaiseen koetulokseen, jonka perusteella väsymisprosessissa jännitysvaihtelun suuruus on merkittävämpi tekijä kuin jännityksen maksimiarvo.

Nykyaikaiset materiaalin väsytykset tehdään kolmelle yksinkertaiselle kuormitustapaukselle, jotka ovat veto-puristuskoe, taivutuskoe ja vääntökoe. Kaikki kolme koetta ovat standardisoitu (SFS 3099) [22]. Kuva 4 esittää väsytykseen jännitysvaihtelua.



Kuva 4. Väsytykseen jännitysvaihtelu, mukailen lähdettä [22, s. 2].

Jännitysvaihtelu $\Delta\sigma$ on jännitysjakson suurimman jännityksen σ_{max} ja pienimmän jännityksen σ_{min} erotus. Jännitysvaihtelu määritetään

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} = 2\sigma_a, \quad (13)$$

jossa σ_a on jännityksen dynaamisen osuuden maksimiarvo, jännitysamplitudi, ja se voidaan kirjoittaa muotoon

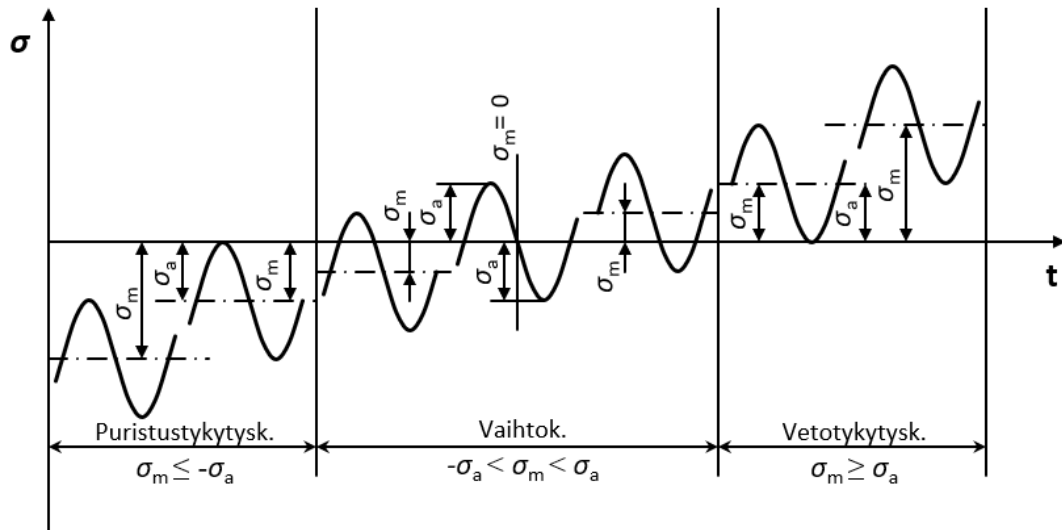
$$\sigma_a = \frac{1}{2}(\sigma_{max} - \sigma_{min}) \quad (14)$$

Jännitysvaihtelun staattista osuutta kutsutaan keskijännitykseksi σ_m , joka lasketaan

$$\sigma_m = \frac{1}{2}(\sigma_{max} + \sigma_{min}) \quad (15)$$

Väsytyksessä suurta määrää samanlaisia koekappaleita kuormitetaan eri jännitysamplitudilla joko murtumiseen tai ennalta sovittuun jännitysjaksojen määrään asti, jolloin koekappaleen on todettu kestävän äärettömän monta kuormitusvaihtelua. SFS 3099 [22, s. 6] määrittää yleisille rakenneteräksille suurimmaksi jännitysjaksojen lukumääräksi $n = 10^7$. Jännitysjaksojen lukumäärää n , jolloin koekappale murtuu, kutsutaan kokeen jännitystason (σ_m, σ_a) kestoluviaksi N . Kestoluviua vastaava jännitysamplitudi on σ_N , jota nimitetään myös kestopariksi. Niin kuin Wöhler testeissään todensi, jännitysamplitudin σ_a ollessa tietyn rajan alapuolella rautametalliset materiaalit, kuten yleiset rakenneteräokset, eivät murru. Tällöin ollaan materiaalin rajajännitysalueella ja sen arvoa, jolloin jännitysjaksojen määrä $n \rightarrow \infty$ (vastaa SFS 3099 $n = 10^7$), sanotaan materiaalin vaihtoluviudeksi σ_w . Vaihtoluviuden arvo on riippuvainen kuormitustyyppistä (veto, puristus, taivutus

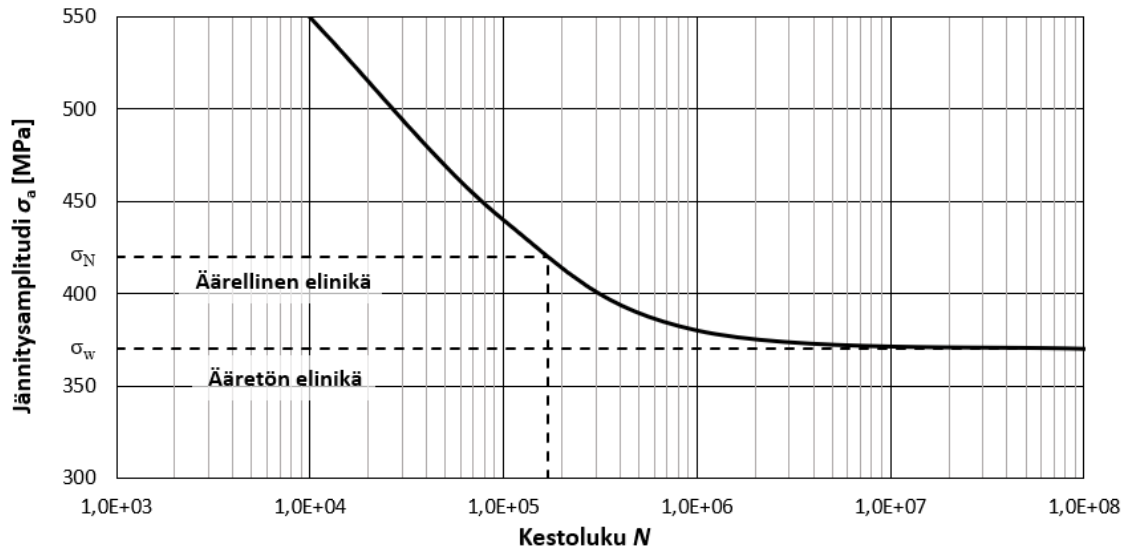
tai leikkaus) sekä jännitysvaihtelun tyypistä. Esimerkiksi kuvan 4 mukaisen aksiaalisen väsytykskokeen jännitysvaihtelu on tyypiltään vetotyktytystä, sillä koekappaleeseen vaikuttaa jatkuva positiivinen jännitys. Mikäli jännitys on koko ajan negatiivista, niin kyseessä on puristustykytys, ja jos jännityksen etumerkki vaihtuu jännitysjakson aikana, puhutaan vaihtokuormituksesta, jolloin keskijännitys σ_m on jännitysamplitudia σ_a pienempi. Kaikki kolme jännitysvaihtelutyyppiä on esitetty kuvassa 5.



Kuva 5. Jännitysvaihtelutyytit, mukailien lähdeä [22, s. 3].

3.2.2 Wöhler-käyrä

Materiaalin väsytykskokeiden tulokset tietyille kuormitustapaukselle voidaan esittää Wöhlerin käyränä, joka tunnetaan myös S-N käyränä. Käyrä esitetään usein N , σ_a -koordinaatistossa, missä keistoluku N esitetään vaaka-akselilla logaritmisista asteikkoja käyttäen ja jännitysamplitudi σ_a lineaarisesti pystyakselilla. Wöhler-käyrän muodostamiseksi tehtävät kokeet perustuvat toistuvaan vakioamplitudiseen kuormitukseen, jonka katsotaan alkavan tuhannen syklin kohdalta. Käyrä muodostetaan jännitysmenetelmällä, joista tärkeimpänä pidetään R. Mooren kehittämää testiä [16, s. 359] [13, s. 312], joka perustuu ympyräpoikkileikkauksellisen pyörivän koekappaleen kuormittamiseen puhtaalla taivutuksella. Testissä kappaleeseen vaikuttaa normaalijännitys välillä $(-\sigma, \sigma)$ keskijännityksen ollessa nolla, eli kokeen jännitysvaihtelun tyyppi on vaihtokuormitus. Kun koekappale murtuu ja testi päättyy, saadaan materiaaliin vaikuttaneen jännitysamplitudin ja eliniän välille yhteys. Kun samaa testiä on toistettu useita kertoja eri jännitysamplitudin suuruudella, voidaan muodostaa materiaalin S-N käyrä.



Kuva 6. Jonkin teräksen kuvitteellinen S-N käyrä.

Kuvan 6 S-N käyrä esittää jonkin teräksen väsytyksessä määrättyä väsymislujuutta Mooren testien mukaisille kuormitustapauksille ja jännitysvaihtelulle. Kuvasta nähdään, että jännitysamplitudin ollessa vaihtolujuuden σ_w suuruinen tai sen alle, materiaali kestää vaurioitta äärettömän monta kuormitus sykliä. Vastaavasti jos jännitysamplitudi on yli vaihtolujuuden, saadaan määritettyä kestopajaa σ_N vastaava kestoikä, jolloin väsymismurtuminen tapahtuu Mooren testin mukaisessa kuormituksessa. Väsymisvaurio tapahtuu sitä aiemmin, mitä suurempi jännitysamplitudi ja sitä myötä suurempi jännitysvaihtelu kuormituksella on [16, s. 354].

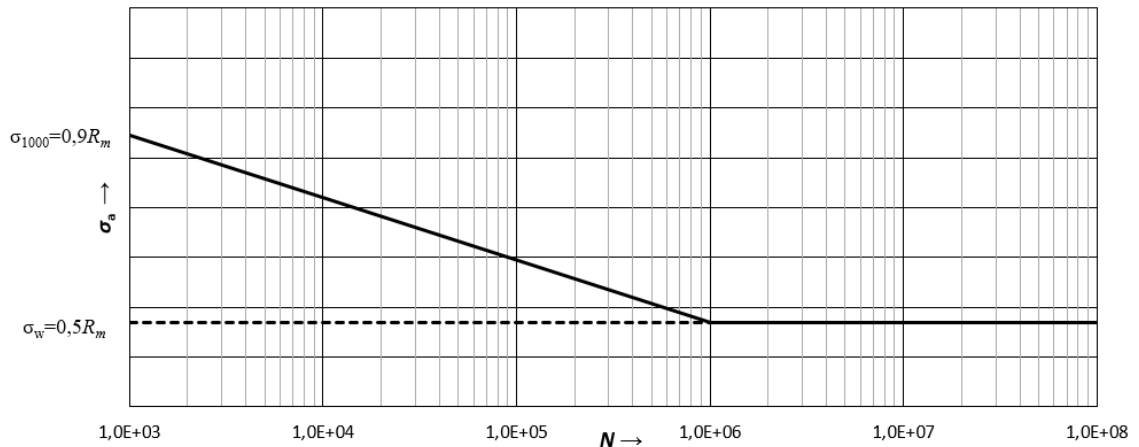
Salmen kirjan mukaan [16, s. 360] teräkselle voidaan muodostaa Mooren testien mukainen estimoitu Wöhler-käyrä siten, että käyrä piirretään alkamaan 1000 syklin kohdalta käyttäen estimaattia

$$\sigma_{1000} = 0,9R_m, \quad (16)$$

mikäli tarkempaa tuhannen syklin kestopajaa ei ole tiedossa. Käyrän toinen piste piirretään miljoonan syklin kohdalle, jota vastaa vaihtolujuus σ_w . Tämä perustuu siihen, että Mooren standarditestin mukaisessa Wöhlerin käyrässä on selvä taite miljoonan syklin kohdalla, jonka jälkeen jännitysamplitudi ei enää huomattavasti pienene (kts. kuva 6), kunnes saavutetaan standardin mukaista vaihtolujuutta vastaava kuormitusjaksojen lukumäärä $n=10^7$. Näin ollen estimoitu Wöhlerin käyrä on totuudenmukaisempi, kun vaihtolujuuden arvoa vastaavaksi kestopajaksi määritetään $N=10^6$. Vaihtolujuuden arvoksi voidaan tarkemman tiedon puuttuessa arvioida

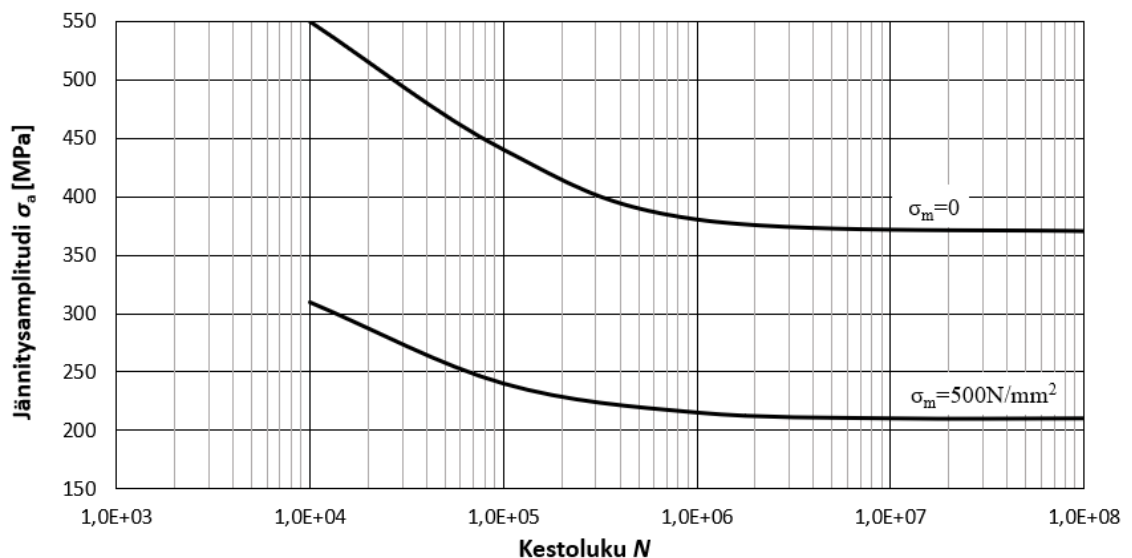
$$\sigma_w = \begin{cases} 0,50 R_m & , R_m \leq 1400 \text{ MPa} \\ 700 \text{ MPa} & , R_m > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (17)$$

Yksinkertaistettu käyrä on logaritmisella asteikolla (kantaluksi 10) välillä $\sigma_{1000} \dots \sigma_w$ suora, jonka jälkeen se jatkuu vaakasuorana, kuten kuva 7 esittää.



Kuva 7. Yksinkertaistettu teräksen S-N käyrä, mukailen lähdettä [16, s. 361].

Mooren testien mukaisesti tuotettu sekä äsken esitetty estimoitu Wöhler-käyrä antaa korkeimman mahdollisen tuloksen materiaalin kestolle, sillä lineaarisesti kimmoisan materiaalin on todettu kestävän parhaiten taivutuskuormitusta [16, s. 368]. Lisäksi testissä ei ole kuvassa 5 esitettyä keskijännityksen vaikutusta, mikä lisäisi koekappaleen kuormitusta. Kuva 8 on esimerkki väsymiskokeen tuloserästä jännitysvaihtelun eri keskijännityksen σ_m arvoilla, jotka vaikuttavat huomattavasti vaihtolujuuteen ja kestopuuteen, vaikka jännitysamplitudin suuruus pysyisi samana.



Kuva 8. Jonkin teräksen kuvitteelliset S-N käyrät keskijännityksen eri arvoilla, mukailen lähdettä [15, s. 373].

3.2.3 Redusoitu vaihtolujuus

Väsymiskestävyyteen vaikuttavia tekijöitä, joita Mooren testi ei ota huomioon, on useita. Tutkimusten myötä on saatu muodostettua yhteyksiä todellisen väsymiskestävyyden ja Mooren testiolosuhteiden mukaisen S-N käyrän välille muodostamalla niin sanottu redusoitu- tai korjattu vaihtolujuus

$$\sigma'_w = (c_1 c_2 c_3 \dots) \sigma_w, \quad (18)$$

jossa kertoimet c_i ($i=1, 2, 3, \dots$) ovat tekijöitä, mitkä vaikuttavat materiaalin väsymiskestävyyteen. Redusoidun vaihtolujuuden on tarkoitus korjata kaavan (17) estimoitu vaihtolujuus vastaamaan todellista materiaalin väsymiskuormituksen vaihtolujuutta tapauskohtaisesti. Redusointiparametrit oikein huomioon ottaen vaihtolujuudelle tai syklimäärää N vastaavalle väsymisrajalle saadaan useimmissa tapauksissa riittävän hyvä estimaatti.

Taulukkoon 1 on koottu muutamia kirjallisuudesta löytyviä tämän työn kannalta olennaisia redusointiparametreja [16, s. 367-370] [13, s. 326-329]. Lisäksi redusointiparametreja voivat olla esimerkiksi korkeassa lämpötilassa viruminen (teräksillä yli 450°C) tai korrosioväsymisen edellyttävät ympäristöolosuhteet [13, s. 330-331].

Taulukko 1. *Materiaalin väsymiskestävyyteen vaikuttavia tekijöitä.*

Tekijä	Kerroin	Tapaus	Parametrin arvo
Kappaleen koko	c_1	Taivutus- ja vääntökuormitettu rakenne, (d =halkaisija)	$c_1 = \begin{cases} 1 & d \leq 8mm \\ 1,189d^{-0,097} & d > 8mm \end{cases}$
Kuormitustyyppi	c_2	Taivutus Aksiaalinen vetokuormitus von Mises, puhdas vääntö	$c_2 = 1$ $c_2 = 0,7$ $c_2 = 0,577$
Pinnan laatu	c_3	Kuumavalssattu teräs, $R_m=400MPa$ Kuumavalssattu teräs, $R_m=800MPa$ Kuumavalssattu teräs $A = 57,7 ; b = -0,718$	$c_3 = 0,73$ $c_3 = 0,5$ $c_3 = A(R_m)^b$
Pintakäsittely	c_4	Kuulapuhallus, väsymisvaurioaltis pinta, puristava jäännösjännitys Väsymisvaurioaltis pinta, vetävä jäännösjännitys	$c_4 > 1$ $c_4 < 1$
Luotettavuus	c_5	50% 90% 99% 99,9% 99,99% 99,999%	$c_5 = 1$ $c_5 = 0,897$ $c_5 = 0,814$ $c_5 = 0,753$ $c_5 = 0,702$ $c_5 = 0,659$

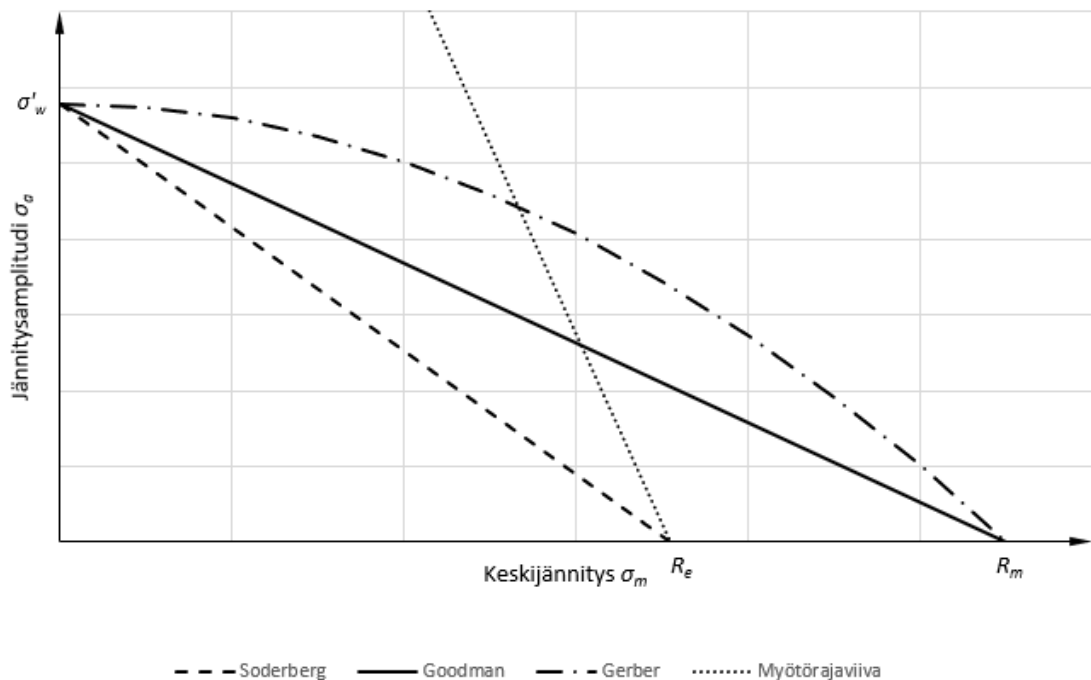
3.2.4 Väsymislujuuspiirrokset

Wöhlerin käyrä kuvaa aina yhden σ_m , σ_a -jännitystason väsymiskäyttäytymistä, jolloin sen käyttäminen useiden eri jännitystasojen tutkimisessa tai vertailussa on hankalaa. Materiaalin väsymiskestoa eri σ_m , σ_a -jännitystasoilla voidaan arvioida käyttäen erilaisia väsymislujuuspiirroksia, jotka perustuvat siihen, että materiaalin myötölujuus R_e , murto-
lujuus R_m sekä kuormitustapauskohtainen redusoitu vaihtolujuus σ'_w ovat tiedossa. Väsymislujuuspiirrosten tarkoitus on arvioida materiaalin väsymiskestoa vaihtolujuuteen tai syklimäärää N vastaavaan lujuuteen tietyllä jännitystasolla sekä määrittää tälle varmuusluku. Tunnettuja väsymislujuuspiirroksia ovat Soderbergin, Goodmanin ja Gerberin mallit [13, s. 356-357], jotka ovat esitetty kuvassa 9. Kuvaajien yhtälöt ovat:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma'_w} + \frac{\sigma_m}{R_e} = 1 \quad \leftrightarrow \quad \sigma_a = \sigma'_w \left(1 - \frac{\sigma_m}{R_e} \right) \quad \text{SODERBERG} \quad (19.1)$$

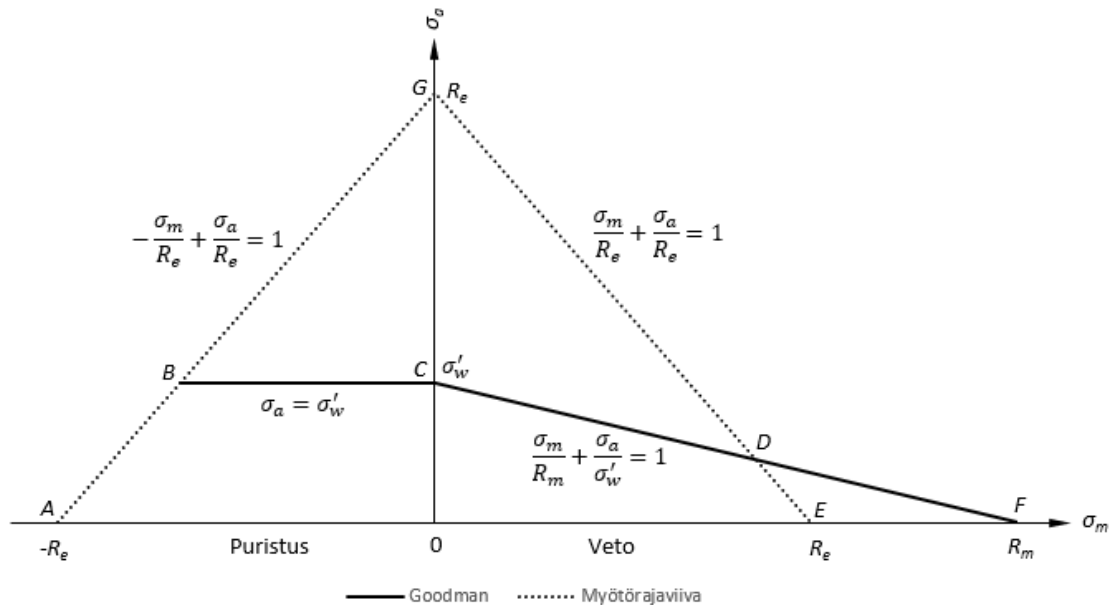
$$\frac{\sigma_a}{\sigma'_w} + \frac{\sigma_m}{R_m} = 1 \quad \leftrightarrow \quad \sigma_a = \sigma'_w \left(1 - \frac{\sigma_m}{R_m} \right) \quad \text{GOODMAN} \quad (19.2)$$

$$\frac{\sigma_a}{\sigma'_w} + \left(\frac{\sigma_m}{R_m} \right)^2 = 1 \quad \leftrightarrow \quad \sigma_a = \sigma'_w \left(1 - \frac{\sigma_m^2}{R_m^2} \right) \quad \text{GERBER} \quad (19.3)$$



Kuva 9. Soderbergin, Goodmanin ja Gerberin väsymislujuuspiirrokset, mukailen lähdettä [13, s. 356].

Väsymislujuspiirroksessa funktion muodostaman käyrän alapuolelle jäävät (σ_m, σ_a) yhdistelmät kestävät äärettömän monta kuormitusyhtä. Lisäksi ehtona voidaan pitää, että keskijännitys tai amplitudi eivät saa ylittää kuvassa esitettyä $R_e - R_e$ myötörajiivaa, jolloin katsotaan materiaalivaurion jo tapahtuneen. Väsymislujuspiirroksista Soderbergin malli on konservatiivisin ja Gerberin malli optimistisin. Kuvassa 10 esitetty modifioitu Goodmanin malli on yleisin käytössä oleva ja silti konservatiivinen malli.



Kuva 10. Modifioitu Goodmanin piirros, mukailen lähdeä [13, s. 358].

Modifioidussa Goodmanin mallissa jännityksen ollessa vetoa, funktio määräytyy janoista CD ja DE . Jos kuormittava jännitystaso (σ_m, σ_a) ei ole näiden janojen alapuolella, niin materiaali ei tule kestävään. Jos jännitystaso ylittää janan CD , niin materiaali murtuu tietyn syklimäärän jälkeen ja jos jännitystaso ylittää janan DE , niin materiaali plastisoituu eikä enää palaudu. Jännityksen ollessa puristusta sitkeä materiaali ei murru, jolloin yhtälöstä (19.2) keskijännityksen ja murtolujuuden vaikutus katoaa. Tällöin funktio määräytyy janoista CB ja BA ja edelleenkin, jos kuormittava jännitystaso ei ole näiden janojen alapuolella, niin materiaalin oletetaan vaurioituvan. Puristusmyötölujuus oletetaan tässä työssä samanarvoiseksi kuin vetomyötölujuus, koska jännityksiä käsitellään lujuushypoteeseihin perustuvilla laskennallisilla jännitysarvoilla. Nämä antavat aina positiivisen vertailujännityksen arvon, jota verrataan materiaalin vetolujuuksiin.

Goodmanin malliin sijoitetun jännitystason varmuusluvulla vaurion suhteen on neljä eri vaihtoehtoa jännitystason käyttäytymiseen perustuen:

1. Jännitysamplitudi σ_a on vakio ja keskijännitys σ_m vaihtelee
2. Jännitysamplitudi σ_a vaihtelee ja keskijännitys σ_m pysyy vakiona

3. Jännitysamplitudin ja keskijännityksen suhde σ_a/σ_m on vakio
4. Jännitysamplitudi σ_a ja keskijännitys σ_m vaihtelevat toisistaan riippumatta

Jokaiselle tapaukselle voidaan määrittää jännitystasoa vastaava varmuusluku kuvassa 10 esitettyjä yhtälöitä ja janoja apuna käyttäen. Olennaista on tiedostaa, että saavuttaako jännitystaso murto- vai myötörajavaivan eli ilmeneekö vaurio materiaalin myötämisenä vai murtumisena [13, s. 358-364]. Tämä vaikuttaa suoraan varmuusluvun yhtälön lausekkeeseen, eli esimerkiksi jännitystason ylittäessä janan CD varmuusluvun yhtälö on eri kuin jännitystason ylittäessä janan DE . Tästä syystä tässä työssä varmuuslukujen yhtälöt eri jännitystasoilla esitetään vasta myöhemmin, kun jännitystasot ja niiden kuormituskäyttäytyminen ovat tiedossa.

Yleisesti ottaen Goodmanin piirros on erittäin havainnollinen malli. Sitä voi käyttää sekä staattisessa että dynaamisessa vaurioanalyysissä arvioimalla mitä tahansa jännitystasoa vaurion suhteen. Mallin yksinkertaisimmat tarkasteltavat tapaukset ovat staattinen tarkastelu, jolloin jännitysamplitudi $\sigma_a=0$, ja täydellinen vaihtokuormitus, jolloin keskijännitys $\sigma_m=0$.

3.2.5 Kumulatiivinen vaurioteoria

Edellisissä luvuissa esitetyissä menetelmissä, kuten Wöhler-käyrä ja siltä määritetty kapaleen elinikä (kestoluku) oletetaan väsymiskuormitukseltaan harmoniseksi, eli jokainen jännitysamplitudi on samansuuruinen. Usein väsymiskuormituksen, kuten tärinän, jännitysamplitudi ei kuitenkaan ole vakio vaan vaihtelevan suuruinen. Eräs stokastisen eli satunnaisen jännitysvaihtelun väsymisilmiön tutkimiseen käytetty teoria on Minerin sääntö, joka määritetään Salmen kirjassa [16, s. 396] seuraavasti: ”Jokainen kuormitusykli kuluttaa rakenneosan eliniästä osuuden, joka on tätä kuormitusyksiä vastaavan kestoluvun N käänteisluku. Vaurio tapahtuu, kun kaikkien kuormituskertojen eliniästä kulluttamien osuuksien summa on yksi.” Säännöstä käytetään myös nimeä Palmgren-Minerin kumulatiivinen vauriosääntö, joka nimensä mukaisesti perustuu kumulatiivisen vaurion lähestymistapaan.

Kun merkitään n_1, n_2, \dots, n_k tietyillä jännitystasoilla tapahtuvien kuormituskertojen lukumääriä ja N_1, N_2, \dots, N_k näitä jännitystasoja vastaavia kestolukujen arvoja, Minerin sääntö voidaan kirjoittaa muotoon

$$\sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (20)$$

Vaurioehto ei ota huomioon jännityssyökljen esiintymisjärjestystä kappaleen kuormitus-historiassa, minkä takia se antaa epäluotettavia tuloksia esimerkiksi tapauksissa, jossa jännitysvaihtelu suurenee tai pienenee ajan myötä, joka vaikuttaa huomattavasti kes-toikään. Useissa tapauksissa, kuten koneelle ominaisessa tärinässä, jännitysvaihtelu on kuitenkin satunnaista, jolloin Minerin säännön on todettu antavan hyvinkin luotettavia tu-loksia.

Minerin sääntö voidaan kirjoittaa myös yleisempään muotoon [3, s. 49]

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} = C, \quad (21)$$

jossa D kuvaa suhteellista vaurioastetta, joka saa arvoksi kaavan (20) mukaan $D = 1$, ja C puolestaan kokeellisesti määritettyä vakiota, joka vaihtelee välillä $C = 0,7 \dots 2,2$. Tar-kemman tiedon eli kuormitushistorian puuttuessa käytetään kaavan (20) mukaista arvoa $C = 1$.

Epätarkkuuksistaan huolimatta Minerin sääntö on hyvin suosittu sen yksinkertaisuuden ja lineaarisuuden vuoksi, eivätkä monimutkaisemmat laskentatavatkaan takaa yleisesti luotettavampaa tulosta. Tässä työssä Minerin sääntöä ei kuitenkaan sovelleta.

3.2.6 Jännitystilän käsittely väsyttävässä kuormituksessa

Väsyttävässä kuormituksessa vaikuttaa vaihtelevan suuruinen jännitys, jolloin myös tar-kasteltavan pisteen jännitystilän arvot vaihtelevat. Tässä työssä oletetaan, että jännitys-tilän pääjännitykset eivät muutu ajan myötä eli pisteen kokema jännitystilän vaihtelu py-syy vakiona. Tällöin väsymiskeston tutkimiseksi voidaan käyttää Nortonin kirjassa esitet-tyä yksinkertaisen moniakselisen jännitysvaihtelun teoriaa [13, s. 372-375].

Luvussa 3.2.1 esitettyjen jännitysamplitudin ja keskijännityksen määrittämiseksi moniak-selisessä väsyttävässä jännitystilassa ei voida käyttää pisteen jännitystilaa pääjännityk-sillä ilmaistuna. Tämä johtuu siitä, että pääjännitystilassa ilmaistuna jännityselementin koordinaatisto muuttuu jännitystilän muuttuessa, kuten luvun 3.1.1 kuvassa 3 esitettiin. Eräs tapa määrittää pisteen jännitysamplitudi ja keskijännitys on käyttää von Misesin myötöehtoä yleisessä muodossa yhtälön (9) mukaisesti. Tällöin jännitystilän koordinaa-tisto pysyy samana, vaikka jännityskomponentit muuttuvat. Moniakselisessä jännitysti-lassa voidaan määrittää Nortonin mukaan [13, s. 375] von Misesin efektiivisen jännity-samplitudin σ'_a ja efektiivisen keskijännityksen σ'_m lausekkeiksi

$$\sigma'_a = \sqrt{\frac{(\sigma_{x_a} - \sigma_{y_a})^2 + (\sigma_{y_a} - \sigma_{z_a})^2 + (\sigma_{z_a} - \sigma_{x_a})^2 + 6(\tau_{xy_a}^2 + \tau_{yz_a}^2 + \tau_{zx_a}^2)}{2}} \quad (22)$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\frac{(\sigma_{x_m} - \sigma_{y_m})^2 + (\sigma_{y_m} - \sigma_{z_m})^2 + (\sigma_{z_m} - \sigma_{x_m})^2 + 6(\tau_{xy_m}^2 + \tau_{yz_m}^2 + \tau_{zx_m}^2)}{2}} \quad (23)$$

Kun huomioidaan vielä kaavan (14) jännitysamplitudin ja kaavan (15) keskijännityksen määritelmät, niin väsyttävän kuormituksen pisteen jännitystilän jännitysamplitudi on

$$\sigma_a = \begin{bmatrix} \sigma_{x_a} & \tau_{xy_a} & \tau_{xz_a} \\ \tau_{yx_a} & \sigma_{y_a} & \tau_{yz_a} \\ \tau_{zx_a} & \tau_{zy_a} & \sigma_{z_a} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\sigma_{x_{max}} - \sigma_{x_{min}}}{2} & \frac{\tau_{xy_{max}} - \tau_{xy_{min}}}{2} & \frac{\tau_{xz_{max}} - \tau_{xz_{min}}}{2} \\ \frac{\tau_{yx_{max}} - \tau_{yx_{min}}}{2} & \frac{\sigma_{y_{max}} - \sigma_{y_{min}}}{2} & \frac{\tau_{yz_{max}} - \tau_{yz_{min}}}{2} \\ \frac{\tau_{zx_{max}} - \tau_{zx_{min}}}{2} & \frac{\tau_{zy_{max}} - \tau_{zy_{min}}}{2} & \frac{\sigma_{z_{max}} - \sigma_{z_{min}}}{2} \end{bmatrix} \quad (24)$$

ja keskijännitys on

$$\sigma_m = \begin{bmatrix} \sigma_{x_m} & \tau_{xy_m} & \tau_{xz_m} \\ \tau_{yx_m} & \sigma_{y_m} & \tau_{yz_m} \\ \tau_{zx_m} & \tau_{zy_m} & \sigma_{z_m} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\sigma_{x_{max}} + \sigma_{x_{min}}}{2} & \frac{\tau_{xy_{max}} + \tau_{xy_{min}}}{2} & \frac{\tau_{xz_{max}} + \tau_{xz_{min}}}{2} \\ \frac{\tau_{yx_{max}} + \tau_{yx_{min}}}{2} & \frac{\sigma_{y_{max}} + \sigma_{y_{min}}}{2} & \frac{\tau_{yz_{max}} + \tau_{yz_{min}}}{2} \\ \frac{\tau_{zx_{max}} + \tau_{zx_{min}}}{2} & \frac{\tau_{zy_{max}} + \tau_{zy_{min}}}{2} & \frac{\sigma_{z_{max}} + \sigma_{z_{min}}}{2} \end{bmatrix} \quad (25)$$

Mikäli dynaamisessa kuormituksessa tunnetaan vaihtelevien jännitystilöiden jännityskomponentit, niin ne voidaan sijoittaa yhtälöihin (24) ja (25) ja edelleen laskea kaavojen (22) ja (23) efektiivisen jännitysamplitudin ja keskijännityksen lukuarvot. Efektiiviset jännitysarvot voidaan tämän jälkeen sijoittaa muun muassa luvussa 3.2.4 esitettyyn väsymislujuuspiirrokseen (σ'_m, σ'_a) -jännitystasona väsymiskeston arviointia varten.

3.2.7 Väsymisvaurioanalyysin vaiheet

Kuten luvun 3.1.5 staattisen vaurioanalyysin vaiheille, Nortonin kirjasta [13, s. 364-366] löytyy myös väsyttävän kuormituksen tutkimiseksi geneerinen malli, jota pystyy hyödyntämään harmonisen väsyttävän kuormituksen tutkimiseksi suunniteltavaan rakenteeseen. Soveltaen esitettyjä teorioita ja Nortonin teosta, saadaan väsyttävän kuormituksen analysoimiseksi seuraavat vaiheet:

1. Määritä rakenteen tavoite-elinikä väsyttävän kuormitusten syklimääränä N .
2. Määritä vaihtelevan kuormituksen amplitudi ja muut kuormitukset, jotka vaikuttavat rakenteeseen.

3. Muodosta geometrinen malli rakenteesta (esimerkiksi konservatiivinen simulointimalli), johon väsyttävä kuormitus vaikuttaa.
4. Mikäli rakenne on altis luvussa 3.3 esitetyle lovivaikutukselle, määritä geometriakohtaisesti loven muotoluku K_f sekä tarvittava loviherkkyysluku q loven vaikutusluvun K_f laskemiseksi.
5. Määritä yhtälön (24) nimelliset jännitysamplitudin σ_a jännityskomponentit rakenteen kriittisissä / tutkittavissa pisteissä ja kerro ne loven vaikutusluvulla K_f , mikäli lovivaikutus on läsnä. Määritä myös nimelliset keskijännityksen σ_m komponentit samoissa pisteissä yhtälöstä (25) ja kerro ne vastaavasti keskijännityksen loven vaikutusluvulla K_{fm} .
6. Laske edelleen samojen pisteiden von Misesin efektiivisen jännitysamplitudin ja keskijännityksen arvot luvun 3.2.6 kaavoilla (22) ja (23).
7. Määritä rakenteen materiaalin myötölujuus R_e , murtolujuus R_m , vaihtolujuus σ'_w (tai syklimäärää N vastaava väsymiskeston arvo) ja loviherkkyysluku q .
8. Määritä väsymislujuuden redusointiparametrit luvun 3.2.3 mukaisesti kappaleen kuormitustavan, koon, pinnanlaadun, ynnä muiden vaikuttavien tekijöiden suhteen.
9. Määritä redusoitu, syklimäärää N vastaava, väsymislujuus ja muodosta luvussa 3.2.4 esitetty modifioitu Goodmanin väsymislujuuspiirros.
10. Sovita kohdan 6 jännitysamplitudi ja keskijännityksen arvo väsymislujuuspiirrokseen ja laske jännitystasoa vastaava varmuusluku väsymisvaurion suhteen [13, s. 360-364].

Edellä esitetty väsymisvaurioanalyysi antaa estimaatin suunniteltavan rakenteen väsymiskestolle. Analyysin tuottamasta varmuusluvusta huolimatta suunniteltu rakenne ei välttämättä ole riittävän kestävä tai muuten optimaalinen, sillä prosessin vaiheet sisältävät arvioita kuten kuormituksen vaihtelu ja siitä aiheutuvat jännitykset, lovivaikutus sekä valitun materiaalin väsymiskeston arvo sekä sen redusointiparametrit. Tarkka väsymisanalyysi on iteraation tulos hyödyntäen esitettyä prosessikuvausta.

3.3 Jännityskeskittymät ja lovivaikutus

Rakenteen vaurio syntyy kohtaan, johon kuormituksen myötä muodostuu jännityskeskittymä. Jännityskeskittymät sijaitsevat usein geometrisissa epäjatkuvuuskohdissa, kuten säröissä, rei'issä, urissa, olakkeissa ja lovissa. Viimeisin mainittu on otettu yleiseksi jännityskeskittymästä kertovaksi termiksi suomen kielessä. Lovenmuotoluku K_t on epäjatkuvuuskohdassa vaikuttavan paikallisen jännityshuipun σ_{max} ja nimellisjännityksen σ_{nim} suhde

$$K_t = \sigma_{max} / \sigma_{nim} \quad (26)$$

Lovenmuotolukujen määrittämiseen ja arviointiin tarkoitettuja kaavoja ja käyrästöjä löytyy useille käytännön tapauksille kirjallisuudesta, esimerkiksi Murakamin [12] tai Pilkeyn [14] teoksista.

Rakenteen eliniän arvioinnin osalta staattisesta kuormituksesta syntyvä jännityskeskittymä aiheuttaa yleensä vain paikallista materiaalin myötämistä, mutta dynaamisessa väsyttävässä kuormituksessa lovenmuotoluvulla on suurempi vaikutus määritettäessä väsymismurtumaa vastaavaa kestolukua. Väsymiskokeissa on kuitenkin todettu, että lovenmuotoluvun lisäksi esimerkiksi materiaalin lujuus ja loven koko vaikuttavat tuloksiin. Tästä syystä väsymislaskennassa otetaan käyttöön lovenvaikutusluku K_f , jonka teoreettinen määritelmä Salmen [16, s. 375] ja Pilkeyn [14, s. 37-38] mukaan on

$$K_f = \sigma_w^{loveton} / \sigma_w^{lovellinen}, \quad (27)$$

jossa $\sigma_w^{loveton}$ on materiaalin vaihtolujuus ilman lovivaikutusta ja $\sigma_w^{lovellinen}$ on vaihtolujuus lovivaikutus huomioiden. Termien nimeäminen ja merkintätapa saattavat vaihdella kirjallisuudessa. Käytännöllisempi tapa ilmoittaa lovenvaikutusluku on käyttää loviherkkyyslukua

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1}, \quad (28)$$

josta saadaan lovenvaikutusluvulle kaava

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (29)$$

Loviherkkyysluvun määrittämiselle on muodostettu useita koetuloksiin pohjautuvia kaavoja. Eräs niistä on H. Neuberin esittämä kaava

$$q = \frac{1}{1 + a/r}, \quad (30)$$

jossa r on loven pohjan säde millimetreinä ja a on taulukossa 2 esitetty materiaalin murtolujuudesta määräytyvä Neuberin vakioparametri [2, s. 38] [14, s. 47-40].

Taulukko 2. Materiaalivakio a vetomurtolujuuden R_m suhteen.

R_m [MPa]	a [mm]
400	0,33
600	0,20
800	0,14
1000	0,10
1200	0,06
1400	0,05
1600	0,04

Kaavasta (30) voidaan huomata, että loven säteen r kasvaessa loviherkkyysluku q alkaa lähestymään arvoa 1, jolloin lovenvaikutusluku K_f on yhtä lailla lähempänä lovenmuotolukua kaavan (29) mukaisesti, eli lovivaikutus pienenee. Vastaavasti, jos loven säde r pienenee, niin lovivaikutus kasvaa. Kun kaava (27) kirjoitetaan muotoon

$$\sigma_w^{\text{lovellinen}} = \sigma_w^{\text{loveton}} / K_f, \quad (31)$$

niin nähdään, että lovenvaikutusluvun kasvaessa materiaalin todellinen vaihtolujuus laskee nimellisestä arvosta.

Vaihtolujuuden pienentämisen sijaan käytännöllisempi tapa huomioida lovivaikutus väsyttävän kuormituksen jännitysanalyseissä on kertoa laskennallinen lovessa vaikuttava jännitys lovenvaikutusluvulla. Tätä tapaa käytetään esimerkiksi Nortonin teoksessa [13]. Menetelmässä on muun muassa se etu, että voidaan huomioida useita eri lovivaikutuksia eri jännitystasoilla käyttäen silti samaa väsymislujuuspiirrosta edellyttäen, että luvussa 3.2.3 esitetyt vaihtolujuuden redusointiparametrit pysyvät samoina.

On myös olennaista tiedostaa, että lovivaikutusta tulee soveltaa väsyttävässä kuormituksessa jännitystason molempiin osuuksiin, sekä yhtälön (24) jännitysamplitudille että yhtälön (25) keskijännitykselle. Kuten luvun 3.2.7 kohdassa 5. jo mainittiin, jännitysamplitudi kerrotaan lovenvaikutusluvulla K_f , mutta keskijännitys arvolla K_{fm} , joka on kuormituksen staattisen osuuden lovivaikutusluku. Tämä määräytyy materiaalin vetomyötölujuuden perusteella seuraavasti [13, s. 360]:

$$K_{fm} = K_f \quad \text{jos} \quad K_f |\sigma_{max}| < R_e \quad (32.1)$$

$$K_{fm} = \frac{R_e - K_f \sigma_a}{|\sigma_m|} \quad \text{jos} \quad K_f |\sigma_{max}| > R_e \text{ ja } K_f |\sigma_{min}| < R_e \quad (32.2)$$

$$K_{fm} = 0 \quad \text{jos} \quad K_f |\sigma_{max} - \sigma_{min}| > 2R_e \quad (32.3)$$

Yhtälöt olettavat materiaalin käyttäytymisen täysin plastiseksi, jolloin jännitys ei voi kasvaa myötörajaa R_e korkeammaksi. Yhtälössä (32.1) lovivaikutus huomioidaan jatkuvana,

koska lovivaikutuksellinen jännitys ei ylitä myötörajaa. Yhtälössä (32.2) jännitys ylittää myötörajan väliaikaisesti, jolloin lovivaikutus pienenee ja yhtälössä (32.3) se poistuu kokonaan, koska suurin ja pienin jännitys saavuttavat molemmat materiaalin myötörajan, jolloin keskijännitys $\sigma_m=0$.

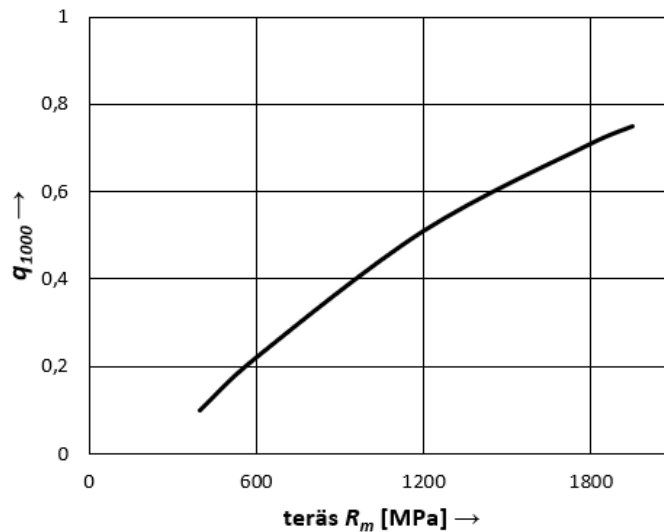
3.3.1 Lovivaikutuksella redusoitu Wöhler-käyrä

Salmen mukaan [16, s. 377] jännityskeskittymän vaikutus materiaalin väsymiskestävyyteen voidaan laskea siten, että Wöhlerin käyrässä miljoonan syklin kohdalla vaihtolujuu-den arvo jaetaan kaavan (30) mukaisesti lovenvaikutusluvulla K_f ja tuhannen syklin kohdalla vastaavaan redusointiin käytetään lovenvaikutuslukua K_{f1000} . Kirjallisuudesta löytyy malleja lovenvaikutusluvun K_{f1000} määrittämiseen, kuten kuva 11, jossa tuhannen syklin kohdalla loviherkkyyden arvo on

$$q_{1000} = \frac{K_{f1000} - 1}{K_f - 1}, \quad (33)$$

josta edelleen saadaan tuhatta sykliä vastaava lovenvaikutusluku

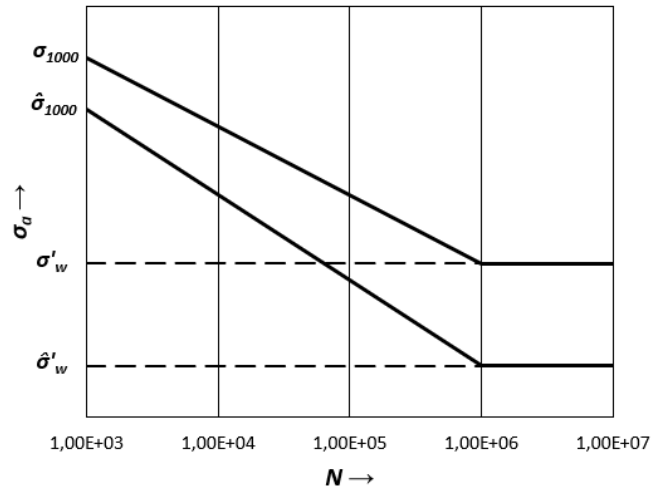
$$K_{f1000} = 1 + q_{1000}(K_f - 1) \quad (34)$$



Kuva 11. Teräsmateriaalien loviherkkyys tuhannen syklin kohdalla, mukailen lähdetä [16, s. 377].

Lovenvaikutuslukujen avulla voidaan edelleen määrittää vastaavat vaihtolajuudet ja muodostaa näistä kuvassa 12 esitetty lovivaikutuksen huomioiva Wöhler-käyrä korjausehdoin:

$$\hat{\sigma}'_w = \sigma'_w / K_f \quad \hat{\sigma}_{1000} = \sigma_{1000} / K_{f1000} \quad (35)$$

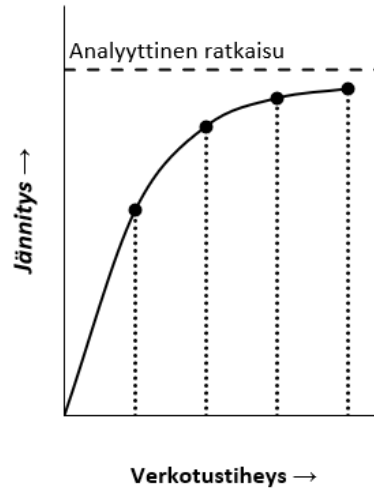


Kuva 12. Lovivaikutuksella korjattu Wöhler-käyrä, mukailten lähdettä [16, s. 377].

Lovenvaikutusluku K_f otetaan siis huomioon lujuutta alentavana tekijänä. Huomiona voidaan todeta, että kun rakennetta mitoitetaan väsymiskuormituksen suhteen äärettömään elinikään, niin tuhannen syklin lovivaikutuksen huomioiva arvo $\hat{\sigma}_{1000}$ ei ole merkittävä. Kuvasta 11 nähdään myös, että murtolujuuden pienetessä $q_{1000} \rightarrow 0$, jolloin $\hat{\sigma}_{1000} = \sigma_{1000}$. Perinteisen väsymislaskennan mukaista analyysiä varten riittää siis, että idealisoidun, lovivaikutuksen huomioivan, S-N käyrän piirrokseen määritetään pelkkä lovivaikutuksella korjattu vaihtolujuus $\hat{\sigma}'_w$.

3.3.2 Jännityskeskittymät lujuuslaskentaohjelmissa

Lujuuslaskentaohjelmien FEM-analyysit (FEA) perustuvat numeeriseen simulointiin, jolloin analyyseissä jännityskeskittymäalueita tulee osata tulkita oikein riittävän luotettavien tulosten saamiseksi. Tavallisesti numeerisen laskennan tulos tarkentuu, kun elementti-verkkoa tihennetään jännityskeskittymien alueella. Täysin tarkkaa analyyttistä ratkaisua pisteen jännitysarvolle ei numeerisella laskennalla saada määritettyä, mutta riittävän tarkka kylläkin, kun verkotusta tihennetään siten, ettei jännitysarvo enää huomattavan paljon muutu. Kuva 13 esittää iterointiperiaatteen verkotustiheyden kasvattamisena numeerisen ratkaisun tarkentumiselle. [13, s. 913-913].



Kuva 13. Verkotustiheyden vaikutus jännitysarvon numeerisen ratkaisun suhteen.

Simulointimalliin voi syntyä myös singulariteetti, joka näkyy jännityskeskittymänä. Singulariteetti perustuu siihen, että laskentamallin numeerinen jännitysarvo tietyssä pisteessä ei suppenekaan kohti tiettyä arvoa vaan kasvaa rajatta. Tämä huomataan, kun verkosta tarkennetaan toistuvasti jännityskeskittymäalueella, mutta pisteen jännitysarvo jatkaa äärettömästi kasvamistaan. Singulariteetti aiheutuu siitä, että simulointimallissa esiintyy pistevoima, joka ei todellisuudessa ole mahdollinen. Mitä pienemmälle pinta-alalle eli elementtikoolle voima vaikuttaa, sitä suurempi jännityksen arvo on. Käytännössä pistevoimia ei ole eikä materiaalin jännitys voi kasvaa rajatta, vaan se alkaa paikallisesti myötämään tai murtuu. Laskentaohjelmien manuaaleista [26] löytyy käytännön vinkkejä singulariteettiiongelmiin käsittelyyn.

4. STANDARDI EN 12663-1

EN 12663 on kaksiosainen eurooppalainen standardi, mikä tarkastelee kiskoajoneuvojen runkorakenteiden ja niihin kiinnittyvien rakenteiden vaatimuksia suunnittelun näkökulmasta. Kiskoajoneuvojen runkorakennesuunnittelu perustuu rakenteisiin vaikuttaviin voimiin sekä rakennemateriaalien ominaisuuksiin. Standardin tarkoituksena on tarjota yleinen perusta runkorakennesuunnitteluun. Normin ensimmäinen osa, EN 12663-1 [24], käsittelee veturien ja matkustajavaunujen runkorakenteita. Toinen osa EN 12663-2 [25] on keskittynyt tavaravaunujen rakenteisiin. Tässä aineistokatsauksessa ja diplomityössä keskitytään ainoastaan standardin ensimmäiseen osaan ovijärjestelmien näkökulmasta.

Normin mukaan määritetyt kuormitusvaatimukset suunnittelulle ja testaamiselle perustuvat todistettuihin testeihin ja kokemukseen, joiden taustana on tieteellistä dataa ja julkaistua tietoa aiheesta. Standardin tavoitteena on pyrkiä siihen, että kiskoajoneuvon rungon ja sen osien valmistukseen osallistuvilla tahoilla on vapaus optimaaliseen suunnitteluun, mutta samanaikaisesti säilytetään vaadittu turvallisuustaso [24, s. 13].

4.1 Standardin laajuus ja vaatimukset

EN 12663-1 määrittelee vähimmäisvaatimukset kiskoajoneuvojen runkorakenteille. Standardi määrittelee kuormitukset, joita kiskoajoneuvon rungon ja siksi katsottavien rakenteiden tulee kestää. Lisäksi normi esittää noudatettavat periaatteet analyyseille ja testaamiselle suunnittelun validoimiseksi.

Standardin mukaan kiskoajoneuvon rungon tulee kestää niihin kohdistuvat maksimikuormitukset normaalikäyttöolosuhteissa ajoneuvon eliniän ajan riittävän suurella todennäköisyydellä. Kyky kestää näitä kuormituksia ilman pysyvää muodonmuutosta tai murtumaa tulee määrittää normin mukaisen validointiohjelman määräämien laskelmien ja/tai testien mukaisesti [24, s. 28].

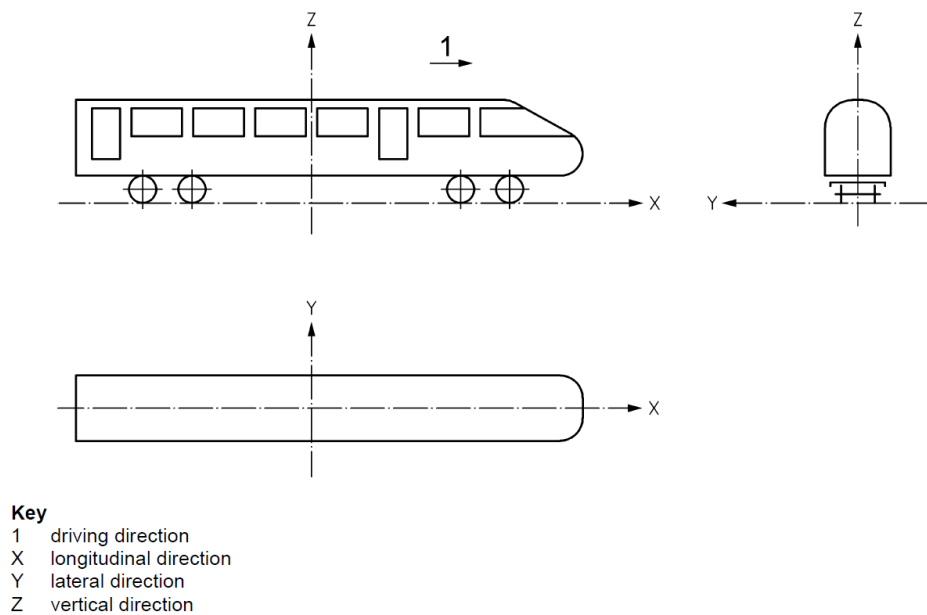
EN 12663 määräämien rakenteellisten vaatimusten tarkoituksena on määrittää [24, s. 8]

- poikkeuksellisesta kuormituksesta aiheutuva suurin staattinen kuorma runkorakenteelle, kuitenkin säilyttäen sen täyden toimintakunnon
- varmuuskerroin rakenteelle, siten että poikkeuksellinen kuorma saa ylittyä huomattavasti, ennen kuin syntyy vakavaa vauriota

- rakenteen kesto siten, että sille asetettu elinikävaade toteutuu aiheuttamatta turvallisuushaittaa

4.2 Kuormitustapaukset

Kiskoajoneuvon kohdistuvasta värinästä ja iskuista, jotka aiheutuvat muun muassa rai-
teiden geometriasta ja aerodynamiikasta, syntyy rakenteisiin kohdistuvia voimia. Nämä
voimat määritetään standardissa dynamiikan peruslain mukaisesti kertomalla tutkitta-
vaan rakenteeseen vaikuttavat massat kiihtyvyysskomponenteilla synnyttäen tietyn suun-
taisen kuormittavan voiman aiheuttaen rakenteeseen jännityksiä. Standardin mukainen
koordinaatisto on esitetty kuvassa 14.



Kuva 14. Kiskoajoneuvon koordinaatisto [24, s. 8].

Kuormitustapaukset tutkitaan erikseen x-, y- ja z-suunnassa, joista x- ja y-suuntien kuor-
mitustarkasteluissa tulee huomioida myös z-akselin pystysuuntainen painovoiman kiih-
tyvyysuure $g = -9,81m/s^2$. Kiihtyvyysskomponenttien arvot määräytyvät suunnasta, kis-
koajoneuvon tyyppiluokasta sekä tutkittavasta rakenteesta. Tässä työssä sovelletaan
normin kuormituksia sellaiselle paikallisesti kuormaa kantavalle rakenteelle, joka kiinnit-
tää varusteen tai laitteen kiskoajoneuvon runkoon. Liite A esittää standardin staattisten
kuormitustapausten kiihtyvyysskomponentit suuntakohtaisesti, ja liitteessä B on vastaavat
kertoimet dynaamisille kuormitustapauksille.

4.3 Osoitus staattisesta kestoista

EN 12663 mukaan tulee osoittaa, ettei rakenteessa tapahdu huomattavaa pysyvää muodonmuutosta tai murtumista. Osoitus tehdään määrittäen kuormitustapaukselle käyttöaste [24, s. 11]

$$U = \frac{R_d S}{R_L} \leq 1, \quad (36)$$

jossa R_d on laskemalla tai mittaamalla määritetty jännitysarvo, S on epävarmuustekijät huomioiva varmuuskerroin ja R_L sallittu jännitys tai sen raja-arvo. Rakenne ja sen mitoitustekijöiden luonne vaikuttaa siihen, määritetäänkö rakenne kriittiseen myötörajaan, murtolujuuteen vai nurjahdukseen nähden.

Huomiona, yhtälö (36) voidaan ilmaista myös muodossa

$$\frac{R_L}{R_d} \geq S, \quad (37)$$

joka on luvussa 3.1.1 esitetyn kaavan (1) mukainen tapa ehdolla, että jännityksien suhteen tulee olla suurempi kuin haluttu varmuusluku.

Määritettäessä rakenne myötörajaan nähden staattisessa kuormituksessa, normi merkitsee yhtälön (36) muotoon

$$U_e = \frac{\sigma_c S_1}{R_e} \leq 1, \quad (38)$$

jossa σ_c on laskennallinen jännitys [N/mm^2], S_1 on varmuuskerroin ja R_e on materiaalin vetomyötöraja [N/mm^2]. Rakenteen kesto määrittäessä laskennallisesti $S_1=1,15$. Mikäli kuormitustapaus pystytään verifioimaan käytännön testillä tai laskentamalli saadaan vastaamaan todellisuutta, voidaan käyttää arvoa $S_1=1,0$ [24, s. 12].

Määritettäessä rakenne murtorajaan nähden staattisessa kuormituksessa, normi merkitsee yhtälön (1) muotoon

$$U_m = \frac{\sigma_c S_2}{R_m} \leq 1, \quad (39)$$

jossa σ_c on laskennallinen jännitys [N/mm^2], S_2 on varmuuskerroin ja R_m on materiaalin vetomurtoraja [N/mm^2]. Yleensä $S_2=1,5$, mutta vastaavasti kuin myötörajatarkastelussa, voidaan käyttää matalampaa arvoa ($S_2=1,3$), mikäli se pystytään verifioimaan testeillä tai vaihtoehtoisesti laskentamallin ja käytännön testien välille saadaan muodostettua korrelaatio [24, s. 12].

Standardin mukaan jännityskeskittymien osalta laskennallinen jännitys saa ylittää paikallisesti materiaalin myötörajan, mikäli plastinen muodonmuutos on suhteellisen pientä

eikä se aiheuta merkittävää pysyvää muodonmuutosta kappaleeseen. Jännityskeskittymien osalta voidaan käyttää kriteerinä

$$|\sigma_{max} - \sigma_{min}| \leq 2 \times \frac{R_e}{S_1}, \quad (40)$$

jossa σ_{max} on paikallisen jännityskeskittymän suurin jännitys ja σ_{min} pienin jännitys saman akselin suhteen huomioiden kaikki staattiset kuormitustapaukset. Yhtälön (40) kriteeriä voidaan käyttää sekä myötö- että murtorajatarkasteluissa, jos käyttöasteen epäyhtälö ei toteudu paikallisella jännityskeskittymäalueella.

EN 12663-1 esittää myös yleiset vaatimukset rakenteen nurjahduksen ja jäykkyyden tutkimiseksi [24, s. 24]. Nurjahdukselle on esitetty oma menetelmä käyttöasteen määrittäykseksi, mutta jätän sen esittämättä sillä tässä työssä nurjahdusilmiö ei ole aiheellinen eikä sitä siksi sovelleta. Rakenteen jäykkyydelle on asetettu ehto sen vaatimisesta erikseen teknisessä spesifikaatiossa tietynä raja-arvona, mikäli osoitus riittävästä jäykkyydestä vaaditaan. Tämä voi olla esimerkiksi minimivärähtelyarvo, jota rakenne ei saa ylittää.

4.4 Väsymiskeston demonstrointi

Väsymiskuormituksen vaikutus näkyy rakenteen kriittisissä pisteissä, joita ovat esimerkiksi ulkoisten voimien kuormituskohdat, liitokset (kuten hitsi- ja ruuviliitokset) ja rakenteen geometriasta johtuvat jännityskeskittymäalueet. Rakenteen väsymiskesto tulee standardin mukaan osoittaa joko materiaalin kestävyysrajaan nähden tai kumulatiivisen vaurion lähestymistavalla [24, s. 14-15]. Olennaista väsymislaskennassa on tunnistaa ja huomioida eri kuormitustapauksien yhdistelmät, jotka rakenteeseen vaikuttavat.

Standardissa kestävyysrajan lähestymistapa perustuu rakenteen sykliseen keston, jossa raja-arvona on 10^7 sykliä, joka on sama kuin luvun 3.2.1 väsytykokeisiin perustuva rajajännityksen arvo. Normin mukaan voidaan myös vaihtoehtoisesti käyttää kappaleessa 3.2.5 esitettyä kumulatiivista vaurion lähestymistapaa, mikäli rakenteisiin vaikuttavan kuormitushistorian data on saatavilla ja se on tarpeeksi luotettavaa. Väsymislujuutta tulee standardin mukaan estimoida S-N käyrällä [24, s. 25], joka:

- arvioi väsymiskeston todennäköisyydeksi vähintään 97,5%
- huomioi rakenteen tai sen liitoksen geometriset vaikutukset väsymisessä jännityskeskittymät mukaan lukien

- ottaa huomioon testaus- ja arviointimenetelmät sekä aiemman kokemuksen siitä, miten piennäytteistä saadut väsymiskeston arvot ovat sovellettavissa täysikokoiseen, todelliseen rakenteeseen

Lisäksi datan, jolla materiaalin väsymiskestoa kuvataan, tulee perustua kansainvälisiin, eurooppalaisiin tai muihin kansallisiin standardeihin, mikäli sellaisia on saatavilla. Lisäksi tiedon tulee olla varmennettua tai vaihtoehtoisesti testaamalla oikeaksi todennettua.

4.5 Testaus ja validointi

Tutkittavan rakenteen kestoproovit tulee suorittaa spesifikaation vaatimusten mukaisesti, siten että lukujen 4.3 ja 4.4 mukaiset kriteerit täyttyvät. Testejä ei ole tarpeellista tehdä, mikäli ne ovat jo kertaalleen tehty samankaltaiselle rakenteelle, joka voidaan todentaa olevan hyväksyttävä edellisistä testeistä saadun verifioidun datan tai kappaleessa 4.3 mainitun laskentamallin korrelaation perusteella.

Testit voivat sisältää seuraavia asioita:

- staattiset simuloinnit valituille kuormitustapauksille
- jännitysmittaukset käyttäen sähköiseen resistanssiin perustuvaa mittalaitetta tai muuta soveltuvaa tekniikkaa
- rakenteen deformaation mittaus kuormituksen vaikuttaessa

EN 12663-1 mukaan ovijärjestelmän tapauksessa staattiset rasituskokeet sekä dynaamiset väsymiskokeet voidaan tulkita rajoittuvan lähtökohtaisesti pelkkään simulointiin, ellei suunnitteluspesifikaatio vaadi muuta eikä simuloinnin antamat tulokset sisällä kriittisiä epävarmuustekijöitä [24, s. 25-27].

Validoinnin [24, s. 28-30] tarkoituksena on todistaa, että suunniteltu rakenne kestää siihen kohdistuvat normin määrittämät toiminnallisten vaatimusten mukaiset maksimikuormitukset ja vaaditun käyttöiän riittävän suurella todennäköisyydellä normaaliolosuhteissa. Suunnittelun validointi tehdään liitteessä C esitetyn tiivistetyn taulukon mukaisesti. Testikategorioina ovat täydellinen rakenneanalyysi, vertaileva rakenneanalyysi sekä staattiset rasitus- ja väsymiskokeet. Rakenneanalyysit suoritetaan numeerisesti FEM-analyysinä, perustuen standardin mukaisiin kuormitustapauksiin, ja jota voidaan tarvittaessa täydentää käsin laskentana. Kun rakenneanalyysit on suoritettu hyväksytysti, voidaan tehdä mahdolliset käytännön rasitus- ja väsymiskokeet, mikäli ne nähdään tarpeellisiksi.

Validointiohjelman laajuus riippuu suunnitellun rakenteen uutuusarvosta. Yleisesti ohjelma määrää täysin uudelle rakenteelle tehtäväksi perusteelliset rakenneanalyysit sekä kesto- ja väsymistestit, kun taas jo hyväksytyyn rakenteen kehityksen tai sen uuden sovelluskohteen tapauksessa riittää rajatumpi tarkastelu. Tämän tarkempaa ohjeistusta ei standardi anna, joten valmistajan vastuulle jää arvioida validoinnin taso.

4.6 Standardin käyttö muissa tutkimuksissa

Julkisia tutkimuksia, jotka keskittyvät syvällisesti standardiin EN 12663-1, en tämän diplomityön aikana löytänyt. EN 12663 on kuitenkin mainittu muutamissa kiskoajoneuvon rakenteellista kestoä käsittelevissä julkaisuissa.

Benyam Adane on [1] keskittynyt selvittämään kevytrakenteisen raitiovaunun rungon hunajakennorakenteen staattista kestoä EN 12663-1:n mukaan vaihtoehtoina teräs- ja alumiinikennorakenne. Tutkimusmenetelmänä on käytetty FEM-simulointia Ansys-ohjelmistolla, jonka laskemista rakenteen suurimmista jännityksistä on edelleen määritetty luvussa 4.3 esitetyt standardin vaatimat käyttöasteet. Sekä teräs- että alumiinirakenne on todettu standardin vaatimukset täyttäväksi staattisen keston osalta. Tutkielman tarkoitus on vertailla terästä ja alumiinia hunajakennorakenteen materiaaleina, eikä niinkään validoida rakennetta EN 12663-1:n mukaan.

Kiinassa on tehty selvitystä 200 km/h kulkevan ruostumattomasta teräksestä valmistetun junavaunun staattisesta kehosta mainiten standardi EN 12663. Tutkimuslaitoksen julkaisemassa melko suppeassa artikkelissa [4] on määritetty standardin mukaisen kuormituksen vaunun rakenteeseen aiheutuvat suurimmat jännitykset ja siirtymät FEM-simulointina. Siirtymät ovat todettu hyväksyttäväksi ja jännitysten varmuuskertoimet on laskettu. Varmuuskertoimet ovat alle 1,15, joka viittaa siihen, että laskennallinen tulos ei ole riittävä EN 12663-1:n mukaan. Tästä ei kuitenkaan ole mitään mainintaa tulosten yhteydessä. Standardin mukaan tulisi soveltaa kaavan (40) lisäkriteeriä tai varmistaa staattinen kesto käytännön testauksella. Tämän jälkeen laskennallisena varmuuskertoimena on mahdollista käyttää lukua 1, jonka myötä standardin käyttöasteet toteutuisivat.

The Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering kirjoittaa lehdessään [27] vaihtoehtoisesta menetelmästä kiskoajoneuvon rakenteiden tutkimiseksi. Artikkelissa käsitellään dieselveturin kattorakennetta. Pääaiheena on esitellä ja verrata vaihtoehtoisista epälineaarista materiaalimallin menetelmää (GMNA) standardin EN 12663-1 line-

aarisen menetelmään käyttäen Solidworks 2014 ohjelmiston FEA-lisäosaa Cosmosworks. Tämä tunnetaan uudemmissa Solidworks versioissa nimellä Solidworks Simulation, jota käytetään myös tässä diplomityössä.

Napolin yliopistossa on tutkittu myös kattorakennetta, mutta tavaravaunulle [18]. Tutkimuksessa on viitattu muun muassa EN 12663 standardin molempiin osiin. Tutkimusmenetelmänä on jälleen kerran FEM-simulointi, jonka avulla tehdään EN 12663-1:n staattisen- ja dynaamisen keston arviointi. Näistä molemmista on esitetty vain tulokset, joissa simuloituja jännitysarvoja verrataan suurimpiin sallittuihin arvoihin, mitkä todetaan hyväksyttäviksi. Tutkimus sisältää myös nurjahdustarkastelun sekä värähtelyarvon määrittämisen.

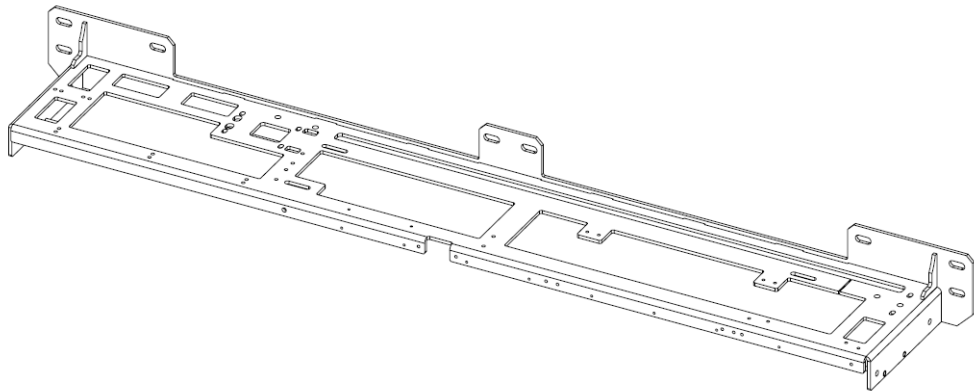
Standardin vanhempiin versioihin, joissa ei olla vielä eritelty matkustajavaunuja tavaravaunuista, viittaavia julkaisuja on myös muutamia. Esimerkiksi Varsovan yliopiston toimesta on tutkittu tavaravaunun telin kestoa [10] viitaten standardin vanhempaan julkaisuun. Tutkimuksessa hyödynnetään FEM-simulointia arvioimaan uuden vaunun prototyypin mekaanista kestoa. Tässäkin tutkimuksessa kriittisten pisteiden varmuusluvut olivat paikoin alle standardin raja-arvojen. Arvot kuitenkin sallitaan perusteineen ja lisäksi kerrotaan prototyypin onnistuneista käytännön testeistä, joilla todennetaan kriittisten alueiden riittävä kestävyys.

Myös Kragujevacin yliopiston tutkijat ovat soveltaneet myös standardin aiempaa julkaisua tarkastellessaan tavaravaunun telin kestoa [11] tietokonesimulointina. Tämä tutkimus keskittyi telin hitsien väsymiskeston tarkasteluun, sillä kyseisen vaunutyyppin tukirakenteeseen oli syntynyt murtumisvaurio, jonka säröytyminen oli alkanut hitsin juuresta. Simuloinnissa todettiin, että kuormasta johtuva jännitysvaihtelu oli liian suurta soveltaen muun muassa Eurocode 3 1-9 standardin [20] väsymismitoitusta.

Ilmeni, että laajamittaista tieteellistä tutkimustietoa kiskoajoneuvoista tai sen osista, kuten ovijärjestelmistä, on melko vähän saatavissa. Kokemuksesta kuitenkin tiedän, että tutkimusta on olemassa hyvinkin paljon. Monenlaisia testausraportteja tuotteesta tai sen osista koostetaan valmistavan organisaation sisällä tai vaihtoehtoisesti tutkimus ostetaan ulkopuoliselta palveluntarjoajalta salassapitosopimuksen ehdoin. Näiden raporttien piilottaminen julkisuudesta johtuu muun muassa erittäin kovasta kaupallisesta kilpailusta, jolloin tietoa yleisistä tutkimusmenetelmistä, tai tuotteen heikkouksista tai vahvuuksista ei haluta jakaa muille. Tutkimuksen ja testitulosten myötä kehitettyjä tuotteita ja ratkaisuja pyritään suojaamaan muun muassa patentein ja mallisuojin, sillä kopiointi on erittäin yleistä, ainakin ovijärjestelmien osalta.

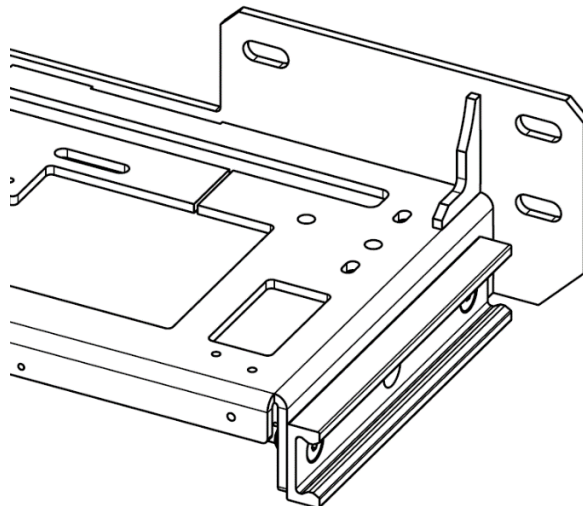
5. TUTKITTAVA RAKENNE

Tutkimuksen kohteena on liitteessä D esitetty raitiovaunun tulppaava liukuovijärjestelmä ja sen koneisto. Tutkimus rajoittuu kuvan 15 ovijärjestelmän koneiston liikkumattomaan peruselementtiin, koneistorunkoon, joka on hitsattu teräslevyrakenne. Koneistorunko on koneiston staattinen osa, joka on kiinnitetty kiskoajoneuvon runkoon ruuviliitoksien avulla. Se kantaa sekä koneiston muiden osien että osien ovilehtien painon.



Kuva 15. Koneistorunko.

Koneistorunkoon vaikuttavien kuormitusten tutkimisen havainnollistamiseksi ja helpottamiseksi, huomioidaan koneistorungon molempiin päihin ruuveilla kiinnitetty kuvassa 16 näkyvä jäykkä lineaarijohde. Lineaarijohteet tukevat suuren osan ovijärjestelmän sisäisestä massasta, josta syntyy koneistorunkoon kohdistuva nimelliskuormitus. Nimelliskuormituksella tarkoitetaan tässä tutkielmassa kuormitustilaa, jolloin koneistorunkoon ei vaikuta ulkoisista tekijöistä muodostuvia voimia. Nimellistilassa oven oletetaan olevan liikkumaton, jolloin järjestelmän itsensä tuottamaa kuormitusta ei ole ja nimelliskuormitus syntyy pelkästä painovoiman vaikutuksesta.



Kuva 16. Koneistorungon toinen pääty ja siihen kiinnitetty lineaarijohde.

5.1 Materiaaliominaisuudet

Koneistorunko on valmistettu 5mm vahvasta S355 teräslevystä, jolle pätee taulukon 3 mukaiset lujuusarvot [21, s. 26]. Pintakäsittelynä käytetään ISO 19598 standardin [8] sähkösaostusta, joka koostuu sinkkinikkelipinnoitteesta, passivoinnista ja sealerista. Pintakäsittelyn mahdollista vaikutusta taulukon 3 lujuusarvoissa ei ole otettu huomioon.

Taulukko 3. *Lujuusarvot huoneenlämpötilassa ainepaksuudelle ≤ 16 mm.*

Materiaali (EN 10025-2)	Myötöraja R_e	Murtolujuus R_m
S355	355 MPa	470-630 MPa

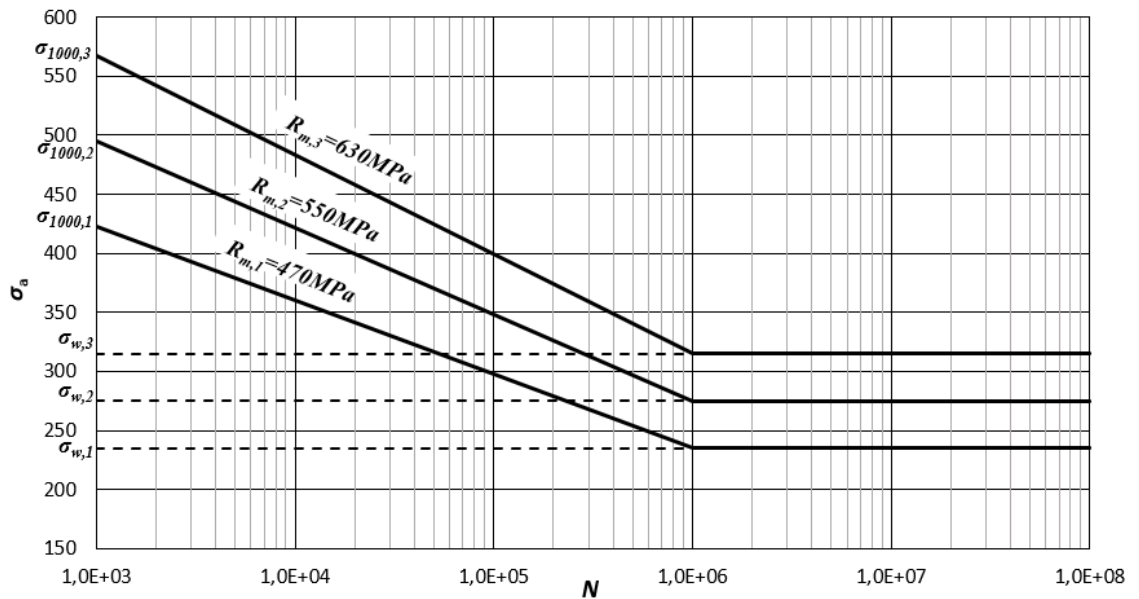
Koneistorungon mekaanisen keston arviointi staattisessa tarkastelussa materiaalin myötörajaan nähden on suoraviivaista myötörajan ollessa vakio, mutta murtolujuuden vaihtelun vuoksi sekä staattisesta että dynaamisesta murtorajatarkastelusta voidaan saada eroavia tuloksia. Ennen kuin voidaan tehdä murtoraja- tai väsymisljuustarkasteluja, tarvitsee siis estimoida tai vaihtoehtoisesti määrittää todellinen murtolujuuden arvo. Etenkin materiaalin väsyttävässä kuormituksessa murtolujuuden vaihteluvälillä on merkittävä vaikutus rakenteen varmuuslukuun vaurion suhteen.

Materiaalin väsymisljuutta voidaan alustavasti arvioida soveltaen luvussa 3.2.2 esitetyn estimoidun Wöhlerin käyrän menetelmää, jonka myötä saadaan kyseisen teräksen eri murtolujuuksien arvoilla taulukossa 4 esitetyt kaavojen (16) ja (17) mukaiset parametrit σ_{1000} ja σ_w . Näitä käyttäen voidaan piirtää kuvan 17 S-N käyrät, jotka havainnollistavat murtolujuuden riippuvuutta väsymisvaurion suhteen.

Taulukko 4. *S355 teräksen S-N käyrän idealisointiparametrit eri murtolujuuksien arvoilla.*

i	1	2	3
$R_{m,i}$ [MPa]	470	550	630
$\sigma_{1000,i}$ [MPa]	423	495	567
$\sigma_{w,i}$ [MPa]	235	275	315

Kuvasta 17 nähdään, ettei korkeintaan vaihtolujuuden arvo ylitä materiaalin myötörajaa (355 MPa), joka on ehto perinteisen väsymislaskennan sovellettavuudelle.



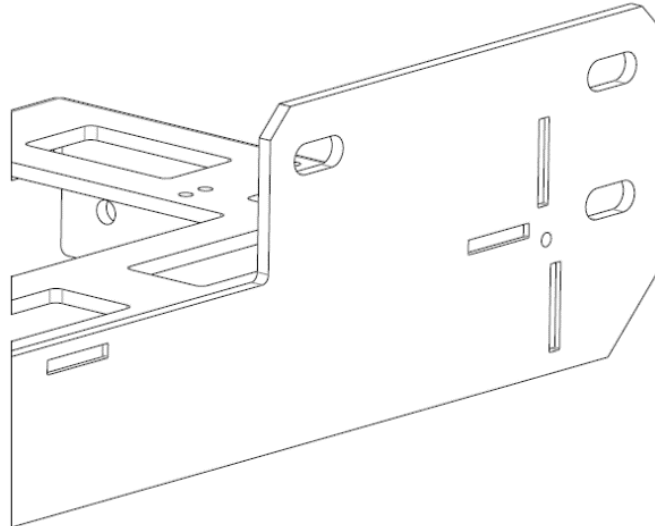
Kuva 17. Idealisoidut S355 teräksen S-N käyrät eri murtolujuuksien arvoilla.

Väsymislajuustarkasteluja varten tarvitsee määrittää murtolujuutta vastaava estimoitu tai tunnettu vaihtolujuus, jota sovelletaan. Jos käytetään estimoitua vaihtolujuutta, niin sen arvo tulee vielä redusoida kuormitustapauksen ja muiden siihen vaikuttavien tekijöiden perusteella.

5.2 Liitostyypit

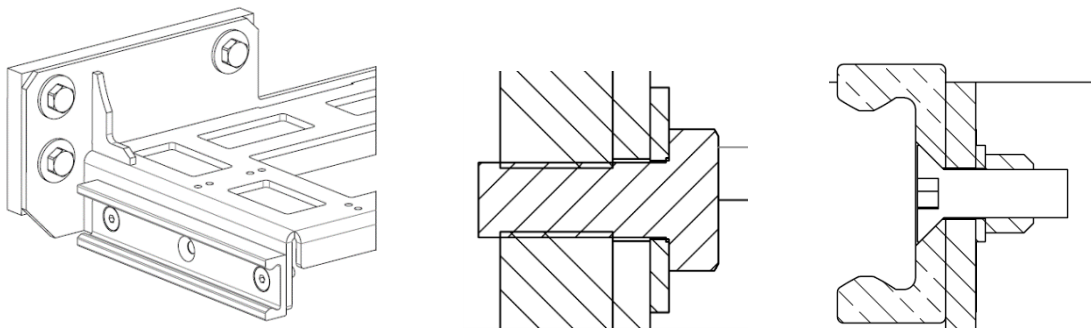
Koneistorunko sisältää sekä hitsi- että ruuviliitoksia. Liitosten suunnitteluvaiheessa pysytään jo osin arvioimaan niiden altistumista kuormituksessa, mutta tarkempi kuormitustarkastelu on syytä tehdä, jotta voidaan välttyä esimerkiksi rakenteen yli- tai alimitoituksesta. Mikäli kuormitustarkastelussa liitoksiin tai niiden alueille syntyy huomattavia jännityksiä, ne tulisi tutkia erikseen tapauskohtaisesti. Teräsrakenteiden liitosten suunnitteluun löytyy ohjeita esimerkiksi Eurocode 3 standardista SFS-EN 1993-1-8 [19].

Hitsatun koneistorungon sisältämät neljä osaa ja niiden hitsiliitokset ovat esitettynä sen rajoitetussa valmistuskuvassa liitteessä E. Suurin osa liitoksista on pienahitsejä, joilla osat on liitetty taustalevyyn, josta koneisto kiinnittyy edelleen kiskoajoneuvon runkoon. Lisäksi taustalevyyn liitetyissä levyosissa on jokaisessa kuvassa 18 näkyvät kohdistusnastat eli ulokkeet, jotka auttavat osan paikoituksessa ennen hitsausta. Kohdistusnastat hitsataan tulppahitseihin, jolloin levyn toisellekin puolelle tulee hitsiä tukemaan liitoksia.



Kuva 18. Koneistorungon taustalevyn kohdistavia liitoksia.

Tutkittavassa rakenteessa on kahta erilaista ruuviliitosta, jotka ovat esitettyinä kuvassa 19. Kumpikin lineaarijohde on kiinnitetty kahdella DIN 7991 10.9 Zn, M8x25 kuusiokoloruuvilla, DIN 125A HV140 Zn aluslevyllä ja DIN 980V 8 Zn M8 lukkomutterilla koneistorunkoon sen kummastakin päästä. Koneistorunko on kiinnitetty taustalevystä kiskoajoneuvoon yhteensä kahdeksalla DIN 933 8.8 Zn, M10 kuusioruuvilla ja DIN 9021 Zn 10,5 korialuslevyllä koneistettuun M10 kierrereikään. Kaksi ruviliitosta sijaitsee keskellä koneistolevyä ja loput kuusi on jaettu molempiin päihin kolmeksi ruvikiinnitykseksi (kts. kuva 15).



Kuva 19. Tutkittavan rakenteen ruviliitokset.

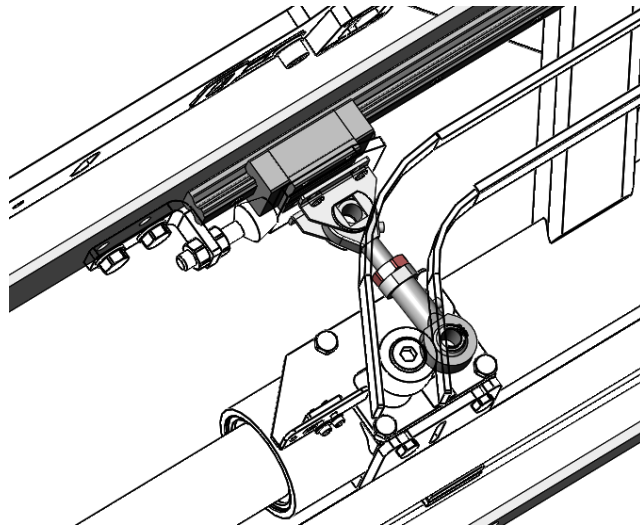
5.3 Tukireaktiot ja massat

Koneistorunkoon vaikuttavat massat ja niistä aiheutuvat tukireaktiot ovat kuormitustauskohtaisia. Koneistorunkoon kohdistuvan kuormituksen aiheuttajia ovat ovilehtien sekä koneiston oma massa.

Raitiovaunun kulkusuunnassa eli x-akselin suunnassa suurin kuorma välittyy kuvan 20 ohjaavan lineaarijohteen, joka tukee urallista johderullaa, kautta koneistolevyyn. Kiskoajoneuvon sivusuunnassa (y-akseli) lineaarijohteet ovat vapaita tuennoista. Niiden liikumisen kuitenkin estää kuvassa 21 esitetty koneiston mekaaninen nivellukitus, jonka nivelkiinnityksen muodostaman tukireaktion kautta koneistorunkoon syntyy kuormitusta. Pystysuunnassa (z-akseli) kuormitus kohdistuu pääosin kuvan 20 lineaarijohteiden laip-poihin ja välittyy sitä kautta koneistorunkoon.



Kuva 20. Ohjaava ja vapaa lineaarijohde.



Kuva 21. Nivelkiinnitys.

Koneistorunko kannattelee koneiston oman massan sekä suuren osan ovilehtien painosta lineaarijohteiden tuennan välityksellä. Konservatiivinen arvio nimelliskuormituksen muodostamasta koneistorungon tukemasta kokonaismassasta on 150 kg, josta 50 kg on koneiston omaa massaa ja 100 kg on ovilehtien yhteismassa.

5.4 Standardin EN 12663-1 soveltaminen

Raitiovaunu kuuluu EN 12663-1 mukaan rakenneluokkaan P-V [24, s. 10]. Rakenteen kestävyysä tutkittaessa tulee siis keskittyä tämän luokan kuormitustapauksiin. Ovijärjestelmä ja siten myös koneistorunko luokitellaan normin mukaan ajoneuvon runkoon kiinnitettäviin osiin [24, s. 7]. Kyseiselle kategorialle on voimassa liitteissä A ja B esitetyt kiihtyvyyssarvot, jotka perustuvat kappaleessa 4.2 esitettyihin kuormitustapauksiin. Näitä kiihtyvyyssarvoja tulee soveltaa yhdessä nimelliskuormituksen kanssa standardin mukaisen mekaanisen kestävyyn tarkasteluissa.

Standardin mukaisissa normaalikäyttöolosuhteissa, joissa voidaan olettaa syntyvän ulkoisia voimia rakenteisiin, raitiovaunu on liikkeessä, jolloin ovet ovat myös kiinni. Tällöin normin mukaiset ulkoisten voimien aiheuttamat kuormitustapaukset tulee huomioida ovet kiinni -asennossa. Liitteen F kontaktit ja kuvan 14 koordinaatisto huomioiden ovijärjestelmän komponenttien massojen arvioitu jakautuminen koneistorungon kuormituksen suhteen on esitetty taulukossa 5.

Taulukko 5. *Sovelletut koneistorunkoon vaikuttavat massat suunnittain.*

Suunta koordinaatistossa	$\pm x$	$\pm y$	$\pm z$
i	1	2	3
Koneiston vaikuttama massa $m_{1,i}$	50kg	35kg	50kg
Ovilehtien vaikuttama massa $m_{2,i}$	0	50kg	100kg
$m_{1,i} + m_{2,i} = m_{tot,i}$	50kg	85kg	150kg

X-suunnassa eli raitiovaunun pituussuunnassa ovilehdet ovat laakeroitu vapaiksi, joten koneistorungon kuormitus perustuu pelkkään koneiston massaan. Kun ovet ovat kiinni, ne ovat tukeutuneet tiivisteineen oviaukkoon. Ovista välittyy osittainen kuormitus niitä ohjaavaan rullakiskoon, joka edelleen on kiinnitetty jäykästi koneistorunkoon, mutta tämä kuormitus ei ole osa tarkasteltavaa x-suunnan lineaarijohteen tukireaktiota ja oletetaan siten merkityksettömäksi koneistorungon keston tarkastelussa. Lineaarijohteen kontaktipintaan oletetaan vaikuttavan ainoastaan koneiston massaosuus nimelliskuormituksesta eli 50 kg. X-suunnan massavaikutus voisi realisoitua voimaksi esimerkiksi kiskoajoneuvon hätäjarrutustilanteessa.

Y-suunnassa eli raitiovaunun sivusuunnassa ovilehdet ovat alaosaan tuettu ovijärjestelmän käyttötankoihin ja yläosasta koneistoon. Koneistoon tuettu osuus oletetaan olevan puolet ovien 100 kg:n kokonaismassasta, jolloin koneistorunkoon vaikuttava kuormitus puolittuu ovien osalta ja jäljelle jää 50 kg:n suuruinen massavaikutus. Koneiston

osalta kuormituksesta on vähennetty osa nimelliskuormituksen massaosuudesta. Tämän osuuden ei katsota vaikuttavan tarkasteltavaan nivelkiinnityksen muodostamaan tukireaktioon ja oletetaan siten merkityksettömäksi, jolloin vaikuttavaksi massaksi koneiston osalta y-suunnassa on arvioitu 35 kg. Lisäksi tukireaktion kontaktipinta-ala on yksinkertaistettu ja on konservatiivisuuden nojalla pienempi kuin todellisuudessa, jolloin voimakin jakautuu pienemmälle alueelle rakenneanalyysissä aiheuttaen suuremman paikallisen kuormituksen kuin oikeasti. Yhteensä y-suunnassa nivelkiinnityksen tukireaktioon vaikuttava massa on siis 85 kg. Tämä massavaikutus voisi muodostua rakennetta kuormittavaksi voimaksi esimerkiksi ihmisen nojautumisesta ovea vasten.

Z-suunnassa eli korkeussuunnassa oletetaan koneistorunkoon vaikuttavan ainoastaan nimelliskuormitus, joka koostuu ovilehtien 100 kg:n massan ja koneiston 50 kg:n massan vaikutuksesta. Todellisuudessa koneistorungon kuormitusta pienentää muun muassa suljettujen ovien tiivisteiden tukireaktion normaalivoima ja sen aikaansaama kitka. Z-suunnan massavaikutus on aina varmasti läsnä kuormituksena painovoiman myötä, toisin kuin x- ja y- suunnan massavaikutukset, joiden muodostuminen voimaksi aiheutuu ulkoisista tekijöistä.

5.4.1 Staattisen kestävyksen määrittäminen

Rakenteen staattisen keston tutkiminen perustuu luvussa 3.1.5 esitettyihin vaiheisiin. Tarkastelu toteutetaan tässä työssä luvun 4.5 vaatimukseen vedoten FEM-laskentana tekemällä simuloitujen tulosten pohjalta rakenneanalyysi. Jännitysmittauksia tai muita todelliseen testidataan perustuvia tutkimuksia ei tehdä. Staattisen kestävyksen määrittämiseksi käytetään liitteen A taulukkojen mukaisia kiihtyvyyssarvoja. Näistä arvoista ja taulukossa 5 esitetyistä rakenteeseen vaikuttavista massoista saadaan muodostettua kuormitusvoimat x-, y- ja z-suunnassa.

Simuloidun kuormituksen tuottamat jännitykset perustuvat luvun 3.1 teoriaan. Simuloitujen kuormitusten jännityskeskittymissä huomioidaan luvun 3.3.2 jännitysarvon tarkentuminen tai singulariteetin käsittely. Kun valitun kriittisen pisteen simuloidut jännitykset ovat tiedossa, voidaan määrittää luvussa 4.3 esitetyt käyttöasteet materiaalin myötö- ja murtorajaan nähden. Mikäli käyttöasteiden ehdot täyttyvät eikä muita epävarmuustekijöitä ilmene, tulosten perusteella tutkittava rakenne voidaan todeta staattisen keston osalta standardin täyttäväksi.

Luvussa 4.3 mainittua rakenteen jäykkyyttä ei erikseen käsitellä, koska normi ei sitä suoranaisesti vaadi eikä aseta tälle raja-arvoa.

5.4.2 Dynaamisen kestäkyvyn määrittäminen

Rakenteen dynaamisen keston, tarkemmin ottaen väsymiskeston, tarkastelu perustuu luvun 3.2 teoriaan huomioiden luvun 4.4 vaatimukset. Tarkoituksena on paikantaa kuormituksesta aiheutuvat rakenteen kriittiset pisteet, joissa väsymisvaurio voi tapahtua. Väsyttävä kuormitus toteutetaan staattisena FEM-simulointina, mutta käyttäen liitteen B taulukoissa esitettyjä kiihtyvyyksisarvoja. Taulukon 5 rakenteeseen vaikuttavat massat kerrotaan näillä dynaamisen kuormitustapauksen kiihtyvyyksillä x -, y - ja z -suunnassa. Rakenteeseen aiheutuvista kuormituksista määritetään jännitysvaihtelun tyyppi sekä arvot jännitysvaihtelulle, keskijännitykselle ja jännitysamplitudille.

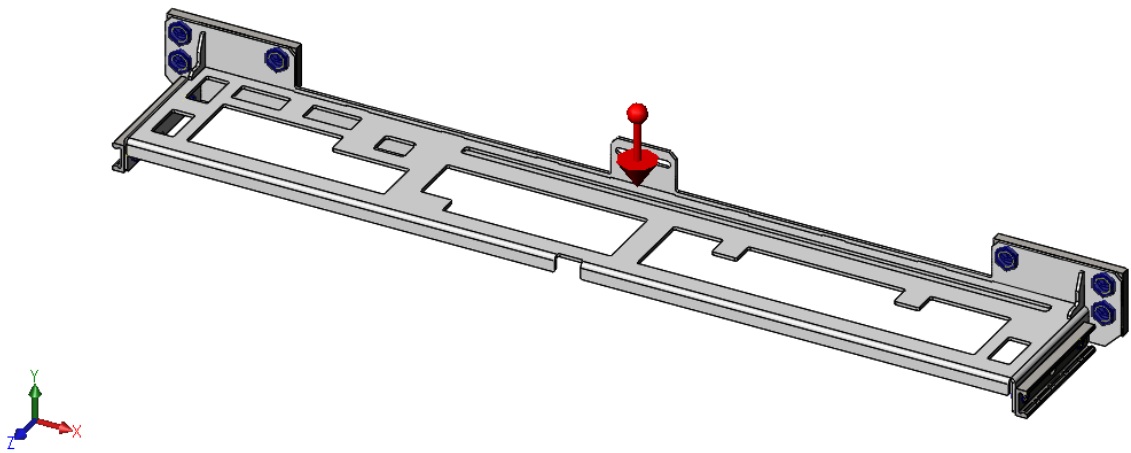
Väsymiskestoa käsitellään harmonisena kuormituksena luvussa 3.2.7 esitettyjä analyysin vaiheita hyödyntäen. Rakenteen tavoite-elinikä on ääretön, jolloin vaihtolujuuden lukuarvo estimoidaan tarkemman tiedon puuttuessa luvun 3.2.2 kaavan (17) mukaisesti. Tästä muodostetaan edelleen redusoitu vaihtolujuus hyödyntäen luvussa 3.2.3 esitettyjä redusointiparametreja. Rakennetta kuormittavan vaihtelevan kuormituksen amplitudi voidaan olettaa tärinäksi eli edestakaiseksi kuormitukseksi, jolloin jokaisessa suunnassa x , y ja z , kuormituksen suunta vaihtuu käsiteltävän akselin suhteen vuoron perään. Tärinän ja siitä aiheutuvan kuormituksen ei oleteta vaikuttavan samanaikaisesti useassa suunnassa vaan tapaukset tarkastellaan akselikohtaisesti.

Simuloinnin paljastamista jännityskeskittymistä voidaan arvioida, onko tarvetta soveltaa luvun 3.3 lovivaikutusta. Lovenmuotoluvun K_f ja loviherkkyyksiluvun q määrittämiseen sovelletaan kirjallisuutta, ja näistä lasketaan lovenvaikutusluku K_f . Kun kuormitustapaus on simuloitu ja tietokoneohjelmisto on laskenut kaikkien elementtien jännitystilojen komponentit, valitaan tarkasteltava elementti väsymistarkasteluun. Valitun elementin yleisen jännitystilan komponenteista saadaan laskettua jännitysamplitudi ja keskijännitys kuormitustapausta vastaavan akselin suhteen yhtälöillä (24) ja (25). Tämän jälkeen lasketaan von Misesin efektiivinen jännitysamplitudi ja keskijännitys kaavoilla (22) ja (23), jotka sijoitetaan materiaaliominaisuuksia vastaavaan väsymislukuuspiirroksen (σ'_m , σ'_a) jännitystasona. Lovivaikutus huomioidaan kertomalla jännitysamplitudin arvo loven vaikutusluvulla K_f ja keskijännityksen arvo luvulla K_{fm} .

Mikäli jännitystaso on väsymislukuuspiirroksen suhteen hyväksyttävä ja tarkasteluissa ei ilmene muita epävarmuustekijöitä, niin tutkittava rakenne voidaan todeta väsymiskeston osalta standardin täyttäväksi. Lisäksi väsymislukuuspiirroksista voidaan määrittää simuloitujen jännitystasojen varmuusluvut ja piirtää jännitystasoja vastaavat estimoidut Wöhlerin käyrät.

6. SIMULOINTIMALLI

Tutkittavasta rakenteesta muodostettiin 3D-malli standardin EN 12663-1 soveltamiseksi. Sekä mallinnus että simulointi suoritettiin Solidworks 2017 -ohjelmistolla. Simulointia varten kuvan 15 koneistorungosta muodostettiin kuvassa 22 esitetty simuloinnin näkökulmasta kevyempi malli poistamalla kaikki ylimääräiset ruuvien reiät, joille ei ole FEM-analyysin kannalta merkitystä sekä täyttämällä tulppahitsattavat kohdat perusaineella S355. Koneistorungon lisäksi simulointimallin komponentteja ovat päätyjen lineaarijohteet sekä tukilevyt, joihin koneistorunko kiinnittyy.



Kuva 22. Tutkittavan rakenteen simulointimalli.

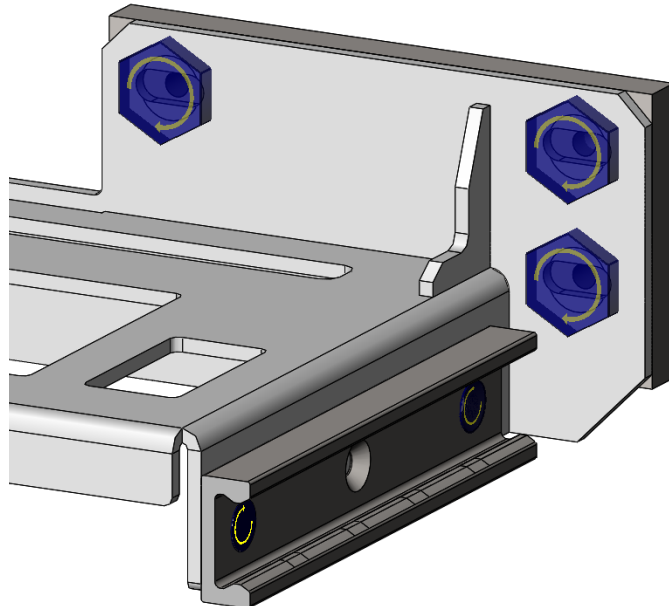
Simulointimallia määritettäessä ilmeni, että mallin alkuperäinen kuvassa 22 näkyvä koordinaatisto poikkeaa standardin EN 12663-1 koordinaatistosta, joka tulee huomioida kuormitustapausten simuloinnissa. Simulointimalliin luotiin uusi standardia vastaava apukoordinaatisto, jotta tarkasteltavan elementin yleisen jännitystilän komponenttien arvot saataisiin tarvittaessa sidottuna oikeaan koordinaatistoon. Taulukko 6 esittää standardia vastaavat kuvan 14 koordinaatiston suunnat simulointimallin pääkoordinaatistoon nähden. *Huomautuksena, tässä tutkielmassa koordinaatistoa ja sen suuntia käsitellään aina EN 12663-1:n koordinaatistossa.*

Taulukko 6. EN 12663-1 ja simulointimallin vastaavat koordinaatiston suunnat.

	Suunta koordinaatistossa		
EN 12663-1	x	y	z
Simulointimalli	-x	z	y

6.1 Tuennat, kontaktit ja kiinnitykset

Koneistorunko on kiinnitetty molemmista päistä 15 mm vahvoihin jäykkiin teräslevyihin, jotka eivät voi kokea muodonmuutosta eikä niihin synny jännityksiä. Nämä kiinnityspinnat simuloivat kiskoajoneuvon runkoa, jonka oletetaan olevan tehty riittävän jäykäksi. Koneistorungon keskikiinnitys on jätetty pois sekä konservatiivisuuden nimissä että uteliaisuutena sen todellisesta tarpeellisuudesta. Koneisto on siis kiinnitetty vain molemmista päädyistään ajoneuvonrunkoon. Kuva 23 esittää koneistorungon toisen pään ruuviliitokset. Liitoksissa aluslevyt on huomioitu suurentamalla kiinnitysruuvien kannan halkaisija todellisuudessa käytettävän aluslevyn kokoiseksi, jotta ruuvien esikiristyksen muodostama pintapaine mukailisi todellisuutta. Lineaarijohteiden ruuvikiinnitysten mutterien alle tulevat aluslevyt on huomioitu vastaavasti suurentamalla mutterin ulkohalkaisijaa.



Kuva 23. Simulointimallin ruviliitoksia.

Simulointimallin komponenttien väliset kontaktit ovat kaikki 'no penetration' -kontakteja, jolloin koneistorunko ja lineaarijohteet ovat tuettuja ainoastaan ruviliitosten puristavan voiman myötä.

Ruuvikiinnityksiin on asetettu Oy Tamware Ab:n suosittelemat esikiristysmomentit, jotka perustuvat standardiin VDI 2230 [29]. Koneistorungon M10 ruuveilla käytettävä arvo on 49Nm ja lineaarijohteiden M8 ruuveilla 24,5Nm. Ruuvien kovuusluokka on 8.8, jolloin ruuvien myötöraja on oletettu 640MPa ja murtorajaksi 800MPa [19, s. 21].

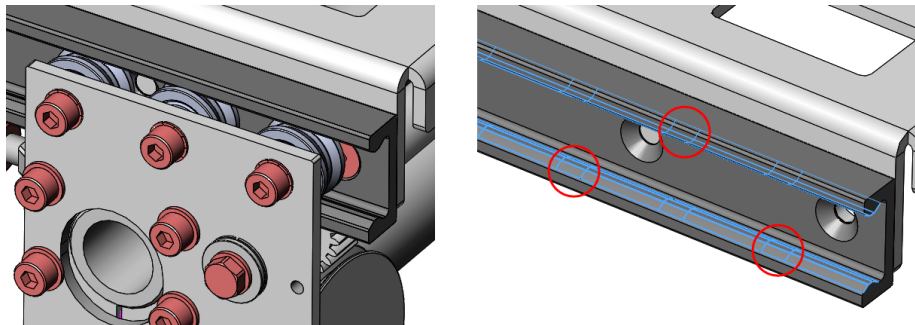
6.2 Elementtiverkko ja kuormitusalueet

Mallin elementtiverkko muodostettiin käyttäen siihen soveltuvaa ohjelmiston sisäistä työkalua. Taulukko 7 esittää verkotuksen perusarvot. Mesh control -työkalua käytettiin määrittäen tarkempaa verkotusta jännityskeskittymäalueille pienemmillä elementtikoilla, jotta voitiin tutkia sitä, että onko kyseessä simulointimallin singulariteetti vai suppeneeko jännityksen arvo kohti jotakin lukuarvoa. Verkotuskuvat ovat esitetty liitteessä G.

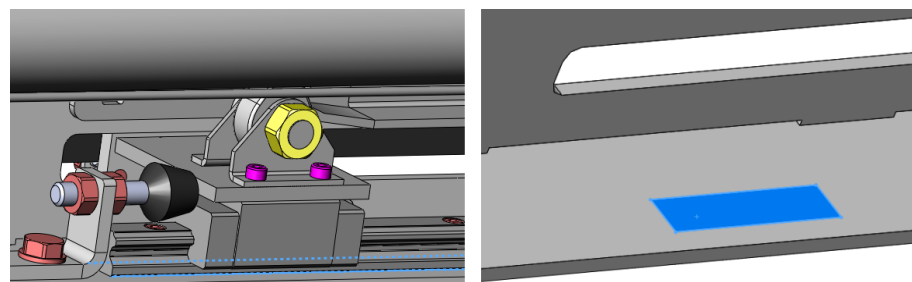
Taulukko 7. *Simulointimallin elementtiverkon arvoja*

Mesh type	Mixed mesh
Mesher used	Curvature-based mesh
Jacobian point	4
Jacobian check for shell	On
Mesh control	Defined
Mesh control min element size	0,3 mm
Max element size	28,5691 mm
Min element size	5,71382 mm
Mesh quality	High
Total nodes	208664
Total elements	123010

Simulointia varten mallin pintoihin rajattiin alueita luvussa 5.3 esitettyjen kuormitusten kohdentamiseksi. Kuva 24 esittää lineaarijohteiden rullien kontaktipintoja ja kuva 25 on nivelkiinnityksen välittämän kuormituksen suuntainen vaikutuspinta yksinkertaistettuna koneistonrungon suhteen.



Kuva 24. Lineaarijohteiden rullien kontaktipinnat (ohjaava pää).



Kuva 25. Nivelkiinnityksen välittämän voiman yksinkertaistettu vaikutuspinta.

6.3 Kuormituksen määrittäminen

Tarvittavat kiihtyvyyksikertoimet, jotka toimivat parametreina simulointimallin kuormituksille, saadaan liitteistä A ja B. Arvot staattisen kuormituksen tutkimiseksi on esitetty kootusti taulukossa 8 simulointi- ja suuntaakohtaisesti. Vastaavat arvot dynaamisille kuormituksille on esitetty taulukossa 9. Pystysuuntainen painovoima $g = -9,81 \text{ m/s}^2$ on läsnä jokaisessa simuloinnissa kuvastaen nimelliskuormitusta

Taulukko 8. Staattisen kuormituksen kiihtyvyyksisarvot.

		Parametri	$x_{S,i}$	$y_{S,i}$	$z_{S,i}$
		Suunta			
Kuormitustapaus i	1.	x	$2g$		g
	2.	-x	$-2g$		g
	3.	y		$1g$	g
	4.	-y		$-1g$	g
	5.	z			$3g$
	6.	-z			$-1g$

Taulukko 9. Dynaamisen kuormituksen kiihtyvyyksisarvot.

		Parametri	$x_{D,i}$	$y_{D,i}$	$z_{D,i}$
		Suunta			
Kuormitustapaus i	1.	x	$0,2g$		g
	2.	-x	$-0,2g$		g
	3.	y		$0,15g$	g
	4.	-y		$-0,15g$	g
	5.	z			$1,18g$
	6.	-z			$0,82g$

Koneistorungon mekaanisen keston simuloimiseksi staattisessa kuormituksessa määritetään Newtonin toisen lain mukaisesti voimat

$$F_{x,S,i} = m_{tot,1} * x_{S,i} \quad (41.1)$$

$$F_{y,S,i} = m_{tot,2} * y_{S,i} \quad (41.2)$$

$$F_{z,S,i} = m_{tot,3} * z_{S,i} \quad (41.3)$$

joissa $i=1..6$ ja näitä vastaavat parametrit $x_{S,i}$, $y_{S,i}$ ja $z_{S,i}$ on esitetty taulukossa 8 ja m_{tot} -arvot saadaan taulukosta 5.

Vastaavasti, dynaamisten kuormitusten simuloimiseksi määritetään voimat taulukon 9 mukaisilla parametreilla

$$F_{x,D,i} = m_{tot,1} * x_{D,i} \quad (42.1)$$

$$F_{y,D,i} = m_{tot,2} * y_{D,i} \quad (42.2)$$

$$F_{z,D,i} = m_{tot,3} * z_{D,i} \quad (42.3)$$

Kaavoilla (41.1), (41.2) ja (41.3) saadaan muodostettua taulukko 10, joka esittää staattisten tarkastelujen kuormitusarvot simuloinnille. Vastaavasti taulukko 11 esittää kaavojen (42.1), (42.2) ja (42.3) mukaiset dynaamisten kuormitustapausten arvot simuloinnille.

Taulukko 10. *Rakenteen staattiset kuormitusarvot.*

		Parametri	$F_{x,S,i}$ [N]	$F_{y,S,i}$ [N]	$F_{z,S,i}$ [N]
		Suunta			
Kuormitustapaus <i>i</i>	1.	x	-981		-1472
	2.	-x	981		-1472
	3.	y		-834	-1472
	4.	-y		834	-1472
	5.	z			-4415
	6.	-z			1472

Taulukko 11. *Rakenteen dynaamiset kuormitusarvot.*

		Parametri	$F_{x,D,i}$ [N]	$F_{y,D,i}$ [N]	$F_{z,D,i}$ [N]
		Suunta			
Kuormitustapaus <i>i</i>	1.	x	-196		-1472
	2.	-x	196		-1472
	3.	y		-125	-1472
	4.	-y		125	-1472
	5.	z			-1736
	6.	-z			-1207

Simuloidut rakenteen jännitykset saadaan kohdistamalla määritetyt kuormitusarvot liitteessä F sekä kuvissa 24 ja 25 esitettyihin simulointimallin vaikutuspintoihin suuntakohteisesti. Merkitään jatkossa kuormitustapauksia taulukon 12 mukaisesti helpottamaan niiden käsittelemistä simuloinnissa ja rakenneanalyysissä.

Taulukko 12. *Kuormitustapausten merkinnät rakenneanalyseissa.*

		Suunta			
Kuormitustapaus <i>i</i>	1.	x	Kuormitustapaus	Staatinen	Dynaaminen
	2.	-x		X_S	X_D
	3.	y		$-X_S$	$-X_D$
	4.	-y		Y_S	Y_D
	5.	z		$-Y_S$	$-Y_D$
	6.	-z		Z_S	Z_D
				$-Z_S$	$-Z_D$

7. RAKENNEANALYYSI

Tässä luvussa esitetään simuloinnin tulokset, joiden pohjalta tehdään rakenneanalyysit. Analyyseissä käsitellään ja arvioidaan simuloinnin antamia kuormitustapausten jännityksiä rakenteessa sekä tehdään tarpeen tullen lisätarkasteluja rakenteen riittävän kesto-
kyvyn varmentamiseksi.

Kuormitustapaukset tarkastellaan lukujen 5.4.1 ja 5.4.2 mukaisesti. Tarkastelut pohjautuvat kuormitustapauskohdaisen valitun kriittisen pisteen tarkasteluun, eli simulointimallin elementtiin, jossa katsotaan vaikuttavan rakenteen vaurion suhteen suurin huomion arvoinen jännitys.

Simulointi on toteutettu luvussa 3.3.2 esitetyllä iterointiperiaatteella, jossa paikallisesti verkotustiheyttä kasvattamalla haetaan jännityskeskittymien kriittisimmän pisteen tarkennettua arvoa ja toisaalta voidaan havaita mahdollinen laskentamallin singulariteetti.

7.1 Tutkittavan rakenteen staattinen kesto

Liitteessä H on esitetty taulukon 10 mukaiset staattisten kuormitusten simulointien jännityskuvat ja jännitystilat, joista edelleen on muodostettu taulukko 13, mihin on koottu kuormitustapauskohdaisesti kriittiseksi pisteeksi valitun elementin jännityskomponentit, pääjännityskomponentit sekä niistä määritetyt yhtälöiden (5) ja (8) mukaiset MLJH:n ja VVEH:n vertailujännityksen sekä maksimileikkausjännityksen arvot 1 MPa:n tarkkuudella. Arvot saatiin käyttämällä simulointimallin jännitysten listaustyökalua halutulle elementille pois lukien maksimileikkausjännityksen arvoa τ_{max} , joka on määritetty kaavalla (4) jakamalla MLJH:n mukainen σ_{vert} arvo kahdella. Staattisen keston laskennoissa käytetyt muut yleiset laskenta-arvot ja -kaavat ovat esitettynä vielä kootusti taulukossa 14.

Taulukko 13. Yhteenvedo staattisten kuormitustapausten jännityksistä.

Kuormitustapaus, EN 12663-1	X _s	-X _s	Y _s	-Y _s	Z _s	-Z _s
Jännityselementti (kriittinen piste)	27046	27046	56886	56886	28073	28073
σ_x [MPa]	118	-267	-96	90	0	0
σ_y [MPa]	2	-5	-112	100	124	-74
σ_z [MPa]	8	-21	-105	94	200	-123
τ_{xy} [MPa]	-3	11	-36	38	0	-2
τ_{xz} [MPa]	-12	35	-72	73	0	2
τ_{yz} [MPa]	0	0	-50	45	-155	94
σ_1 [MPa]	119	-4	-27	199	322	0
σ_2 [MPa]	7	-16	-75	66	3	-2
σ_3 [MPa]	2	-272	-211	18	0	-196
τ_{max} [MPa]	59	134	92	91	161	98
σ_{vert} MLJH [MPa]	117	268	183	181	322	196
σ_{vert} VVEH [MPa]	115	262	165	162	321	195

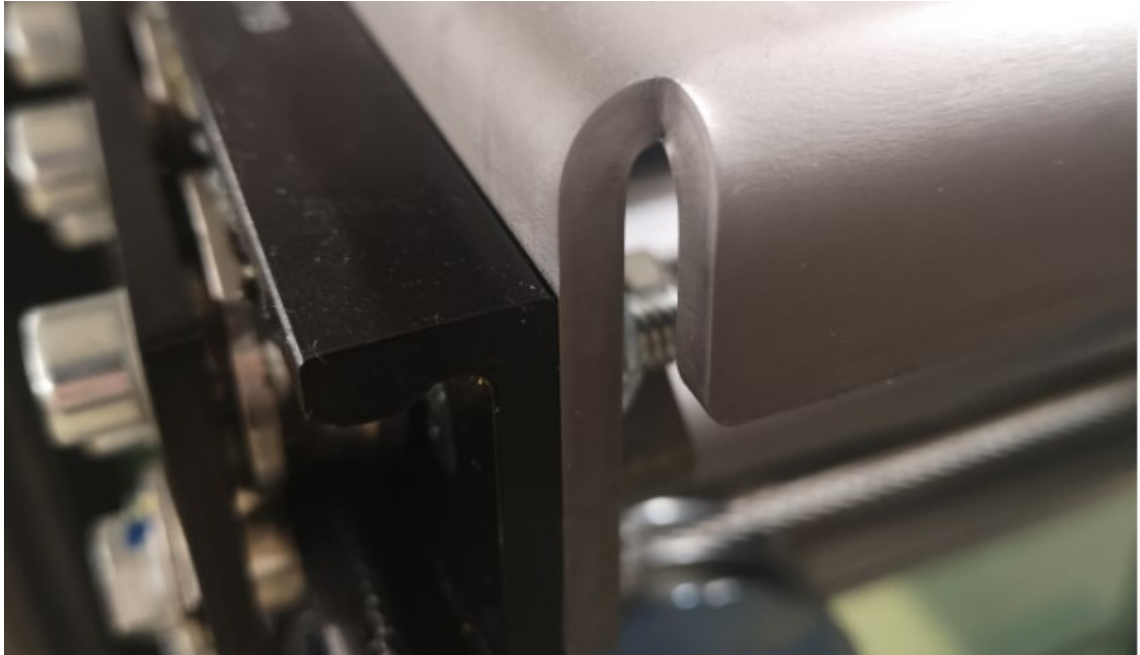
Taulukko 14. Staattisen kuormituksen tarkasteluissa käytettyjä yhtälöitä ja kaavoja.

Kuvaus	Kaava / yhtälö	Lähde
Simuloitu / laskennallinen jännitys (EN 12663-1)	$\sigma_c = \sigma_{vert}$	Taulukko 13, VVEH
Materiaalin vetomyötölujuus	$R_e = 355MPa$	Taulukko 3
Materiaalin vetomurtolujuus	$R_m = 550MPa$	Taulukko 3
Varmuusluku vetomyötölujuuden suhteen	$S_e = \frac{R_e}{\sigma_{vert}}$	Kaava (1)
Varmuusluku vetomurtolujuuden suhteen	$S_m = \frac{R_m}{\sigma_{vert}}$	Kaava (1)
Varmuusluku leikkausmyötölujuu- den suhteen	$S_\tau = \frac{\tau_s}{\tau_{max}} = \frac{0,577R_e}{\tau_{max}}$	Kaava (1) sovellettuna leikkaukselle
Vaadittu myötövarmuusluku (EN 12663-1)	$S_1 = 1,15$	Luvusta 4.3
Vaadittu murtovarmuusluku (EN 12663-1)	$S_2 = 1,5$	Luvusta 4.3
Käyttöaste-ehto myötölujuudelle (EN 12663-1)	$U_e = \frac{\sigma_c S_1}{R_e} \leq 1$	Kaava (38)
Käyttöaste-ehto murtolujuudelle (EN 12663-1)	$U_m = \frac{\sigma_c S_2}{R_m} \leq 1$	Kaava (39)
Käyttöaste leikkausmyötölujuudelle (ekstra)	$U_\tau = \frac{\tau_{max} S_1}{\tau_s} = \frac{\tau_{max} S_1}{0,577R_e} \leq 1$	Kaava (38) sovellet- tuna leikkaukselle
Jännityskeskittymien kriteeri (EN 12663-1)	$ \sigma_{max} - \sigma_{min} \leq 2 \times \frac{R_e}{S_1}$	Yhtälö (40)

Sovellettavaksi kuormituksen aiheuttamaksi jännitykseksi on valittu von Misesin vertailujännitys sen hyvän tarkkuuden vuoksi. Materiaalin myötölujuuden ja murtolujuuden arvot esitettiin taulukossa 3, josta murtolujuuden arvoksi on valittu vaihteluvälin keskiarvo 550 MPa. Kuormitustapauksissa tarkasteltavan kriittisen pisteen varmuusluku myötöön nähden saadaan laskettua kaavalla (1), kun $\sigma_{kr}=R_e$ ja vastaavasti murtoon nähden, kun asetetaan $\sigma_{kr}=R_m$. EN 12663-1 mukaiset käyttöasteet myötölle ja murtumiselle lasketaan kaavoilla (38) ja (39). Jos käyttöaste ei toteudu paikallisen jännityskeskittymän osalta, voidaan soveltaa yhtälöä (40). Lisäksi sovelletaan käyttöasteen ja varmuusluvun määritelmää kaavan (11) von Misesin leikkausmyötölujuudelle τ_s analysoimaan pelkän suurimman leikkausjännityksen vaikutusta.

7.1.1 Simuloitu staattinen kuormitus X_s ja $-X_s$

Kiskoajoneuvon kulkusuuntaisissa kuormitustapauksissa X_s ja $-X_s$ jännityskeskittymä muodostui kuvissa H.1.2 ja H.2.2 esitetyn koneistorungon terävsärmäisen nurkan alueelle, jossa runkolevy on kantattu molemmilta sivuilta. Simulointimallissa jännityskeskittymäalueelle syntyi luvussa 3.3.2 mainittu singulariteetti, jossa jännitykset kasvavat rajatta. Singulariteetin todentamiseksi verkotustiheyden kasvattamisen ohella käytettiin Solidworks Simulation -ohjelman omaa jännityskeskittymien tutkimiseen tarkoitettua työkalua. Singulariteetin aiheutuminen johtuu todennäköisesti mallin terävästä nurkasta, jota ei kuitenkaan todellisuudessa ole mahdollista valmistaa. Kuva 26 esittää todellisen tilanteen jännityskeskittymäalueesta, jossa levyn kyseisessä särmässä on oikeasti jonkin suuruinen pyöritys. Mikäli jännitys pyöritysalueella ylittää kriittisen arvon, niin materiaali alkaa kyseisestä kohdasta myötää tai murtuu [26]. Jännityskeskittymän singulariteettialuetta suodatettiin Stress hot spot analysis -työkalulla. Tämä on esitetty kuvissa H.1.3 ja H.2.3.



Kuva 26. Levyn särmäyksestä ja muodosta aiheutuva jännityskeskittymäalue.

Suurin jännitys muodostui kuormitustapauksessa $-X_S$. Jännityskeskittymäalueelta valittiin tarkasteltavaksi kuvassa H.2.4 esitetty sellainen suodattamaton jännityselementin arvo, joka oli vähintään yhtä suuri kuin singulariteetin tuntumassa olevien suodattamattomien jännitysten keskiarvo. Kyseisen tarkasteltavaksi valitun elementin vertailujännityksen arvo on 262 MPa (von Mises) olettaen se suurimmaksi todelliseksi jännitykseksi. Vastaavan elementin vertailujännityksen arvo kuormitustapauksessa X_S on noin 115 MPa (von Mises).

Simuloidusta jännityskeskittymästä voidaan yleisesti todeta, että rakenteen muotoilua voisi tarpeen mukaan hieman parantaa esimerkiksi pienellä loveuksella terävän nurkan kohdalla, jolloin päästäisiin todennäköisesti simuloinnissa aiheutuvasta singulariteetista eroon. Terävän nurkan alueella on myös mahdollista aiheutua jo valmistusvaiheessa särö, joka voi teoriassa johtaa suurempaan vaurioon, kuten luvun 3.1.5 staattisen vaurioanalyysin tutkimisprosessin viimeisessä kohdassa on mainittu. Nykyisellään jännityskeskittymä ja singulariteetti vaikuttaa myös koko ainevahvuuden läpi simulointimallissa, jolloin staattinen vaurio särövaikutus huomioiden saattaisi olla mahdollinen, mikäli jännitys kasvaa suuremmaksi kuin materiaalin myötöraja.

Tarkasteltavaksi valitun jännityselementin jännityksistä saadaan kuormitustapausten X_s ja $-X_s$ käyttöasteiksi ja varmuusluvuiksi

$$U_{e,X} = \frac{\sigma_{vert,X_s} \cdot S_1}{R_e} = \frac{115MPa \cdot 1,15}{355MPa} = 0,37 \quad (43.1)$$

$$S_{e,X} = \frac{R_e}{\sigma_{vert,X_s}} = \frac{355MPa}{115MPa} = 3,1 \quad (43.2)$$

$$U_{m,X} = \frac{\sigma_{vert,X_s} \cdot S_1}{R_m} = \frac{115MPa \cdot 1,5}{550MPa} = 0,31 \quad (43.3)$$

$$S_{m,X} = \frac{R_m}{\sigma_{vert,X_s}} = \frac{550MPa}{115MPa} = 4,8 \quad (43.4)$$

$$U_{\tau,X} = \frac{\tau_{max,X_s} \cdot S_1}{\tau_s} = \frac{59MPa \cdot 1,15}{0,577 \cdot 355MPa} = 0,33 \quad (43.5)$$

$$S_{\tau,X} = \frac{\tau_s}{\tau_{max,X_s}} = \frac{0,577 \cdot 355MPa}{59MPa} = 3,5 \quad (43.6)$$

$$U_{e,-X} = \frac{\sigma_{vert,-X_s} \cdot S_1}{R_e} = \frac{262MPa \cdot 1,15}{355MPa} = 0,85 \quad (43.7)$$

$$S_{e,-X} = \frac{R_e}{\sigma_{vert,-X_s}} = \frac{355MPa}{262MPa} = 1,4 \quad (43.8)$$

$$U_{m,-X} = \frac{\sigma_{vert,-X_s} \cdot S_1}{R_m} = \frac{262MPa \cdot 1,5}{550MPa} = 0,71 \quad (43.9)$$

$$S_{m,-X} = \frac{R_m}{\sigma_{vert,-X_s}} = \frac{550MPa}{262MPa} = 2,1 \quad (43.10)$$

$$U_{\tau,-X} = \frac{\tau_{max,-X_s} \cdot S_1}{\tau_s} = \frac{134MPa \cdot 1,15}{0,577 \cdot 355MPa} = 0,75 \quad (43.11)$$

$$S_{\tau,-X} = \frac{\tau_s}{\tau_{max,-X_s}} = \frac{0,577 \cdot 355MPa}{134MPa} = 1,5 \quad (43.12)$$

Elementin jännitysten perusteella määritettyjen käyttöasteiden ($U \leq 1$) ja varmuuslukujen yhtälöiden (43.1)...(43.12) nojalla voidaan todeta tutkittavan rakenteen staattinen kesto hyväksytyksi kuormitustapauksissa X_s ja $-X_s$ riittävällä tasolla.

7.1.2 Simuloitu staattinen kuormitus Y_s ja $-Y_s$

Kiskoajoneuvon sivusuuntaisissa kuormitustapauksissa Y_s ja $-Y_s$ simulointimallin suurin jännityskeskittymä sijaitsee kuormituskohtaa lähimmän pienahitsin alueella kuvien H.3.2 ja H.4.2 mukaisesti. Jännityskeskittymäalueella vaikuttaa jälleen kuvissa H.3.3 ja H.4.3 esitetty singulariteetti, jota suodatettiin pois. Tämän jälkeen pienahitsin alueelta valittiin tutkittavaksi suurimman jännityksen omaava elementti vastaavalla menetelmällä kuin kuormitustapauksissa X_s ja $-X_s$. Kuormitustapauksessa Y_s kriittisimmän pisteen simuloitu VVEH:n mukainen jännityksen arvo on 165 MPa, ja kuormitustapauksessa $-Y_s$ saman elementin jännitys on 162 MPa. Käyttöasteiksi ja varmuuslukuiksi saadaan

$$U_{e,Y} = \frac{\sigma_{vert,Y_s} \cdot S_1}{R_e} = \frac{165MPa \cdot 1,15}{355MPa} = 0,53 \quad (44.1)$$

$$S_{e,Y} = \frac{R_e}{\sigma_{vert,Y_s}} = \frac{355MPa}{165MPa} = 2,2 \quad (44.2)$$

$$U_{m,Y} = \frac{\sigma_{vert,Y_s} \cdot S_1}{R_m} = \frac{165MPa \cdot 1,5}{550MPa} = 0,45 \quad (44.3)$$

$$S_{m,Y} = \frac{R_m}{\sigma_{vert,Y_s}} = \frac{550MPa}{165MPa} = 3,3 \quad (44.4)$$

$$U_{\tau,Y} = \frac{\tau_{max,Y_s} \cdot S_1}{\tau_s} = \frac{92MPa \cdot 1,15}{0,577 \cdot 355MPa} = 0,52 \quad (44.5)$$

$$S_{\tau,Y} = \frac{\tau_s}{\tau_{max,Y_s}} = \frac{0,577 \cdot 355MPa}{92MPa} = 2,2 \quad (44.6)$$

$$U_{e,-Y} = \frac{\sigma_{vert,-Y_s} \cdot S_1}{R_e} = \frac{162MPa \cdot 1,15}{355MPa} = 0,52 \quad (44.7)$$

$$S_{e,-Y} = \frac{R_e}{\sigma_{vert,-Y_s}} = \frac{355MPa}{162MPa} = 2,2 \quad (44.8)$$

$$U_{m,-Y} = \frac{\sigma_{vert,-Y_s} \cdot S_1}{R_m} = \frac{162MPa \cdot 1,5}{550MPa} = 0,44 \quad (44.9)$$

$$S_{m,-Y} = \frac{R_m}{\sigma_{vert,-Y_s}} = \frac{550MPa}{162MPa} = 3,4 \quad (44.10)$$

$$U_{\tau,-Y} = \frac{\tau_{max,-Y_s} \cdot S_1}{\tau_s} = \frac{91MPa \cdot 1,15}{0,577 \cdot 355MPa} = 0,51 \quad (44.11)$$

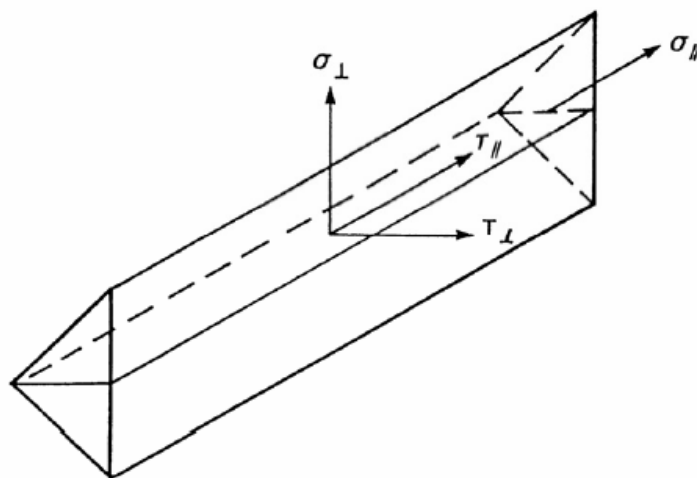
$$S_{\tau,-Y} = \frac{\tau_s}{\tau_{max,-Y_s}} = \frac{0,577 \cdot 355MPa}{91MPa} = 2,3 \quad (44.12)$$

Vaikka simuloitunut jännitykset ovat alle myötörajan eivätkä vaikuta ainevahvuuden yli, niin niitä on syytä tutkia hieman tarkemmin, koska ne sijaitsevat kuvassa 27 esitetyn pienahitsin alueella.



Kuva 27. Jännityskeskittymä pienahitsin alueella.

Eurocode 3 1-8 [19] antaa ohjeita pienahitsin kestävyuden mitoitusarvon määrittämiseksi. Yleisenä ehtona on, että pienahitsin tehollisen vähimmäispituuden on oltava 30 mm, jotta sitä voidaan käsitellä voimia siirtävänä eli kuormitusta kestäväenä hitsinä. Liitteen E mukaan hitsin pituudeksi on määritetty 30 mm, eli yleisen mitoitusehdon voidaan olettaa toteutuvan, mikäli hitsi on täysikokoinen koko teholliselta pituudeltaan. Pienahitsin kestävyuden mitoitusarvo voidaan laskea standardin mukaisella menetelmällä, jossa hitsin yksikköpituuden siirtämät voimat jaetaan kuvassa 28 esitettyihin komponentteihin, jossa σ_{\perp} on laskentapintaa vastaan kohtisuora normaalijännitys, σ_{\parallel} on hitsin akselin suuntainen normaalijännitys, τ_{\perp} on hitsin akselin vastaan kohtisuora leikkausjännitys ja τ_{\parallel} on hitsin akselin suuntainen leikkausjännitys.



Kuva 28. Pienahitsin laskentapoikkipinnan jännitykset [19, s. 46].

Eurocoden mukaan pienahitsin kestävyys on riittävä, jos molemmat seuraavat ehdot ovat voimassa:

$$[\sigma_{\perp}^2 + 3(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)]^{0,5} \leq f_u / (\beta_w \gamma_{M2}) \quad (45.1)$$

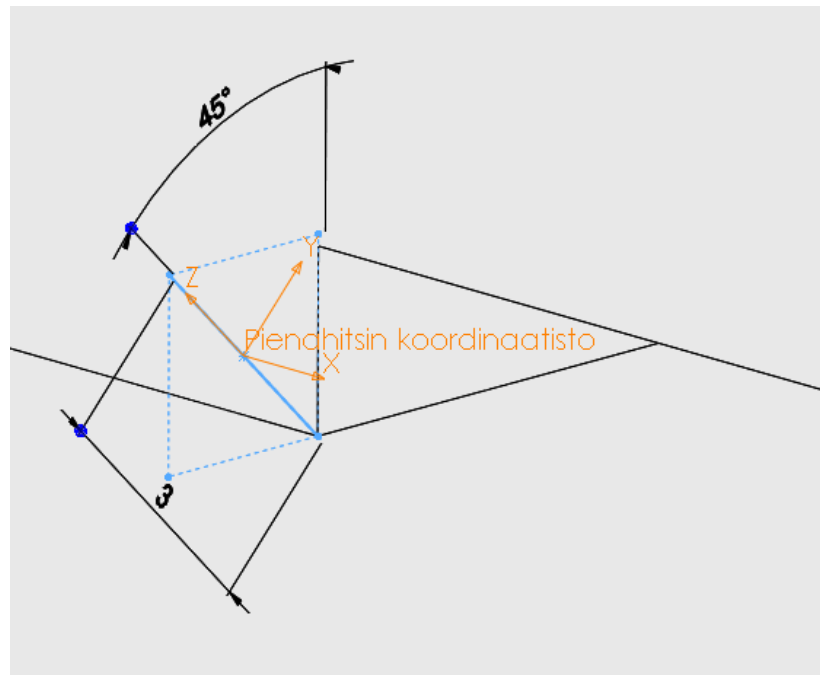
$$\sigma_{\perp} \leq 0,9 f_u / \gamma_{M2} \quad (45.2)$$

Kaavoissa (45.1) ja (45.2) f_u on heikomman liitettävän osan vetomurtolujuus, β_w on pienahitsin korrelaatiokerroin ja γ_{M2} on standardin mukainen osavarmuusluku. S355 teräkselle $\beta_w=0,9$ [19, s. 47] ja $\gamma_{M2}=1,25$ [19, s. 19].

Komponenttimenetelmää varten muodostettiin pienahitsille kuvassa 29 esitetty koordinaatisto ja määritettiin simulointimallin $-Y_S$ kuormitustapauksesta kaavoihin (45.1) ja (45.2) tarvittavat arvot σ_{\perp} , τ_{\perp} ja τ_{\parallel} . Nämä saadaan liitteestä I, kun hitsin alueen tarkasteltavan elementin tarvittavat jännitykset sovitetaan pienahitsin koordinaatistoon. Taulukko 15 on yhteenveto suureista pienahitsin kestävyuden mitoitusarvon määrittämiseksi.

Taulukko 15. Suureet pienahitsin kestävyuden mitoitusarvon määrittämiseksi.

Jännitysarvot (Liite I)	Vakiot (S355), Eurocode 3 1-8
$\sigma_{\perp} = \sigma_y = 141$ MPa	$f_u = 550$ MPa
$\tau_{\perp} = \tau_{yz} = 3$ MPa	$\beta_w = 0,9$
$\tau_{\parallel} = \tau_{xy} = -78$ MPa	$\gamma_{M2} = 1,25$



Kuva 29. Pienahitsin koordinaatisto

Kaavojen (45.1) ja (45.2) epäyhtälöksi saadaan

$$[\sigma_{\perp}^2 + 3(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)]^{0,5} \leq \frac{f_u}{\beta_w \gamma_{M2}} \leftrightarrow 196MPa \leq 533MPa \quad (46.1)$$

$$\sigma_{\perp} \leq \frac{0,9f_u}{\gamma_{M2}} \leftrightarrow 141MPa \leq 432MPa \quad (46.2)$$

jotka molemmat toteutuvat, jolloin hitsin voidaan olettaa kestävän siihen syntyvä staattinen jännitys.

Pienahitsin alue tutkittiin nyt yksittäisessä elementissä vaikuttavan oletetun maksimijännityksen perusteella. Standardin mukaan jännitysten kuitenkin oletetaan jakautuvan tasan hitsin laskentapoikkipinnalla, jolloin hitsin koko pituusalueen jännitysten keskiarvo voisi olla vaihtoehtoinen lähestymistapa tutkia hitsin kestävyyttä yhden pisteen sijaan, etenkin jos pisteen jännitysarvot eivät olisi toteuttaneet epäyhtälöä (45.1) tai (45.2). Lisäksi voidaan todeta, että levyn kyseinen liitos ei ole pelkästään pienahitsin varassa, vaan myös taustan tulppahitsi parantaa liitoksen kesto.

Määritettyjen käyttöasteiden ja varmuuslukujen yhtälöiden (44.1)...(44.12) sekä erillisen pienahitsin kestävyystarkastelun myötä tutkittava rakenne voidaan todeta staattisesti validoiduksi y-akselin suuntaisissa kuormitustapauksissa Y_s ja $-Y_s$.

7.1.3 Simuloitu staattinen kuormitus Z_s ja $-Z_s$

Pystysuuntaisissa kuormitustapauksissa Z_s ja $-Z_s$ jännityskeskittymä syntyi kuvissa H.5.2 ja H.6.2 esitetyn koneistorungon hitsatun kulmavahvikkeen nurkkapyöritykseen. Jännityskeskittymäalueella ei ilmennyt singulariteettia, kun jännityskeskittymäalueen verkotustiheyttä kasvatettiin tarkemman jännitysarvon saamiseksi. Jännityskeskittymäalue on vielä havainnollistettuna kuvassa 30.



Kuva 30. Jännityskeskittymäalue hitsatun tukilevyn nurkkapyörityksessä.

Simuloiduista jännityksistä (kuva H.6.4) huomataan, että tarkastellussa elementissä vaikuttaa tasojännitystila, sillä yleisen jännitystilan yksi normaalijännityksistä ja sitä vastaavat leikkausjännitykset ovat hyvin lähellä nollaa. Tämä on loogista, sillä z-suunnan kuormitustapauksissa rakenteeseen vaikuttavat voimat ovat kaikki saman akselisia. Pääjännitysten suhteen kahden pääjännityksen arvot ovat lähellä nollaa ja pienenevät jatkuvasti, kun simuloinnin verkotustiheyttä kasvattaa. Kolmas pääjännityksistä sen sijaan lähestyy simulointimallin tuottamaa vertailujännityksen arvoa. Tarkasteltavassa jännityselementissä vaikuttaa tällöin aksiaalinen pääjännitystila, jolloin vertailujännityksen arvo on käytännössä sama kuin suurin pääjännitys. Aksiaalisen pääjännitystilan vuoksi myös lujuushypoteesien (MLJH ja VVEH) tulokset eivät eroa toisistaan, kuten luvussa 3.1.4 todettiin.

Suurin jännitys syntyi oletetusti kuormitustapauksessa Z_S , joka oli voimallisesti kolminkertainen verrattuna kuormitustapaukseen $-Z_S$, kuten taulukoista 8 ja 10 nähdään. Tarkasteltavaksi elementiksi valittiin jännityskeskittymäalueen suurimman jännityksen omaava elementti. Kuormitustapauksessa Z_S tarkasteltavan elementin jännitys on kuvassa H.5.3 esitetty 321 MPa (von Mises) ja kuormitustapauksessa $-Z_S$ saman elementin jännitys on kuvassa H.6.3 esitetty 195 MPa.

Voidaan todeta, että elementin jännitys on kuormitustapauksessa Z_s lähellä materiaalin myötörajaa. Kuvan H.5.3 jännityskeskittymästä kuitenkin nähdään, että jännitys ei vaikuta koko levyn ainevahvuuden läpi, jolloin voidaan puhua korkeintaan paikallisesta plastisesta muodonmuutoksesta suhteellisen pienellä alueella kulmavahviketta, mikäli jännitys ylittäisi myötörajan.

Käyttöasteiksi ja varmuusluvuiksi saadaan kuormitustapauksissa Z_s ja $-Z_s$

$$U_{e,Z} = \frac{\sigma_{vert,Z_s} \cdot S_1}{R_e} = \frac{321MPa \cdot 1,15}{355MPa} = 1,04 \quad (47.1)$$

$$S_{e,Z} = \frac{R_e}{\sigma_{vert,Z_s}} = \frac{355MPa}{321MPa} = 1,1 \quad (47.2)$$

$$U_{m,Z} = \frac{\sigma_{vert,Z_s} \cdot S_1}{R_m} = \frac{321MPa \cdot 1,5}{550MPa} = 0,88 \quad (47.3)$$

$$S_{m,Z} = \frac{R_m}{\sigma_{vert,Z_s}} = \frac{550MPa}{321MPa} = 1,7 \quad (47.4)$$

$$U_{\tau,Z} = \frac{\tau_{max,Z_s} \cdot S_1}{\tau_s} = \frac{161MPa \cdot 1,15}{0,577 \cdot 355MPa} = 0,9 \quad (47.5)$$

$$S_{\tau,Z} = \frac{\tau_s}{\tau_{max,Z_s}} = \frac{0,577 \cdot 355MPa}{161MPa} = 1,3 \quad (47.6)$$

$$U_{e,-Z} = \frac{\sigma_{vert,-Z_s} \cdot S_1}{R_e} = \frac{195MPa \cdot 1,15}{355MPa} = 0,63 \quad (47.7)$$

$$S_{e,-Z} = \frac{R_e}{\sigma_{vert,-Z_s}} = \frac{355MPa}{195MPa} = 1,8 \quad (47.8)$$

$$U_{m,-Z} = \frac{\sigma_{vert,-Z_s} \cdot S_1}{R_m} = \frac{195MPa \cdot 1,5}{550MPa} = 0,53 \quad (47.9)$$

$$S_{m,-Z} = \frac{R_m}{\sigma_{vert,-Z_s}} = \frac{550MPa}{195MPa} = 2,8 \quad (47.10)$$

$$U_{\tau,-Z} = \frac{\tau_{max,-Z_s} \cdot S_1}{\tau_s} = \frac{98MPa \cdot 1,15}{0,577 \cdot 355MPa} = 0,55 \quad (47.11)$$

$$S_{\tau,-Z} = \frac{\tau_s}{\tau_{max,-Z_s}} = \frac{0,577 \cdot 355MPa}{98MPa} = 2,1 \quad (47.12)$$

Koska $U_{e,Z} > 1$ ja $S_{e,Z} < S_1$, tulee standardin mukaan tarkastella vielä yhtälön (40) mukaista jännityskeskittymän lisäkriteeriä. Jotta voidaan määrittää tarkasteltavan jännityselementin suurin ja pienin jännitys saman akselin suhteen huomioiden kaikki staattiset

kuormitustapaukset, täytyy elementin jännitystilaa käsitellä yleisessä muodossa pääjännitysten sijaan. Voidaan olettaa, ja tarvittaessa tarkistaakin, että tarkasteltavan elementin suurin jännitys esiintyy kuormitustapauksessa Z_S ja vastaavasti saman akselin suhteen pienin jännitys esiintyy kuormitustapauksessa $-Z_S$.

Taulukon 13 mukaan elementin jännitystila kuormitustapauksessa Z_S on

$$\begin{bmatrix} \sigma_{x,Z} & \tau_{xy,Z} & \tau_{xz,Z} \\ \tau_{yx,Z} & \sigma_{y,Z} & \tau_{yz,Z} \\ \tau_{zx,Z} & \tau_{zy,Z} & \sigma_{z,Z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 124MPa & -155MPa \\ 0 & -155MPa & 200MPa \end{bmatrix} \quad (48.1)$$

ja elementin jännitystila kuormitustapauksessa $-Z_S$ on

$$\begin{bmatrix} \sigma_{x,-Z} & \tau_{xy,-Z} & \tau_{xz,-Z} \\ \tau_{yx,-Z} & \sigma_{y,-Z} & \tau_{yz,-Z} \\ \tau_{zx,-Z} & \tau_{zy,-Z} & \sigma_{z,-Z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -2MPa & 2MPa \\ -2MPa & -74MPa & 94MPa \\ 2MPa & 94MPa & -123MPa \end{bmatrix} \quad (48.2)$$

Jännitystilojen yhtälöistä (48.1) ja (48.2) nähdään, että komponenteista suurimman jännitysvaihtelun saman akselin suhteen omaa normaalijännitys σ_z , jolloin suurin jännitysvaihtelu on

$$|\sigma_{max} - \sigma_{min}| \leftrightarrow |\sigma_{z,Z} - \sigma_{z,-Z}| \quad (49.1)$$

ja josta edelleen kaavan (40) mukaiseksi epäyhtälöksi tulee

$$|\sigma_{z,Z} - \sigma_{z,-Z}| \leq 2 \times \frac{R_e}{S_1} \leftrightarrow 323MPa \leq 617MPa \quad (49.2)$$

mikä on tosi. Yleisessä jännitystilassa on tärkeää huomioida myös leikkautumisilmiö mahdollisen materiaalivaurion suhteen. Tarkistetaan siis varmuuden vuoksi leikkausjännityksen $\tau_{yz}=\tau_{zy}$ vaikutus huomioimalla kaava (11), jolloin epäyhtälö sovellettuna leikkausjännityksen raja-arvolle VVEH:n mukaan on

$$|\tau_{yz,Z} - \tau_{yz,-Z}| \leq 2 \times \frac{0,577R_e}{S_1} \leftrightarrow 249MPa \leq 356MPa \quad (49.3)$$

Vastaavasti konservatiivisemmän MLJH:n kaavaa (12) soveltamalla saadaan

$$|\tau_{yz,Z} - \tau_{yz,-Z}| \leq 2 \times \frac{0,5R}{S_1} \leftrightarrow 249MPa \leq 309MPa \quad (49.4)$$

Kumpikin lujuushypoteesi toteuttaa epäyhtälön myös leikkausjännityksen suhteen.

Yhtälöiden (47.1)...(47.12) sekä kaavan (40) tarkastelujen perusteella kuormitustapauksen Z_S käyttöaste voidaan siis hyväksyä EN 12663-1 mukaan, vaikka se ylittääkin paikallisesti arvon 1. Näin ollen tutkittavan rakenteen staattinen kesto on riittävä myös pysyvuunnissa kuormitustapauksissa Z_S ja $-Z_S$.

7.2 Tutkittavan rakenteen dynaaminen kesto

Rakenteen dynaamisen keston simulointi toteutettiin samalla verkotusmallilla kuin staattiset simuloinnit. Ainoat muuttujat kuormitustapauksissa olivat rakenteeseen kohdistuvat voimien suuruudet. Näin ollen jännityskeskittymät syntyvät samoihin kohtiin kuin rakenteen staattisessa analyysissä, jolloin myös tarkasteltavat jännityselementit pysyvät samoina.

Liitteessä J on esitetty taulukon 11 mukaiset dynaamisten kuormitussimulointien jännityskuvat ja jännitystilat, joista on muodostettu yhteenvedona taulukko 16. Simuloitujen tulosten yhtenäistämismielessä taulukossa on esitetty vastaavat suuret kuin staattisessa tarkastelussa, mutta nyt dynaamiselle kuormitukselle sovitettuna 1 MPa:n tarkkuudella. Lisäksi taulukossa 17 on vielä kootusti esillä väsymisanalyyseissa käytettyjä dynaamisen kuormituksen arvoja ja kaavoja.

Taulukko 16. *Yhteenvedo dynaamisten kuormitustapausten jännityksistä.*

Kuormitustapaus, EN 12663	X_D	$-X_D$	Y_D	$-Y_D$	Z_D	$-Z_D$
Jännityselementti (kriittinen piste)	27046	27046	56886	56886	28073	28073
$\sigma_{x,i}$ [MPa]	-34	-109	-17	11	0	0
$\sigma_{y,i}$ [MPa]	-1	-2	-21	10	48	33
$\sigma_{z,i}$ [MPa]	-3	-9	-20	9	78	54
$\tau_{xy,i}$ [MPa]	2	5	-5	6	0	0
$\tau_{xz,i}$ [MPa]	6	15	-10	11	0	0
$\tau_{yz,i}$ [MPa]	0	0	-10	4	-60	-42
σ_1 [MPa]	-1	-2	-7	25	125	86
σ_2 [MPa]	-2	-7	-15	6	1	1
σ_3 [MPa]	-35	-112	-36	-1	0	0
τ_{max} [MPa]	17	55	15	13	63	43
σ_{vert} MLJH [MPa]	34	110	29	26	125	86
σ_{vert} VVEH [MPa]	34	107	26	23	124	86

Taulukko 17. Dynaamisen kuormituksen tarkasteluissa käytettyjä yhtälöitä ja kaavoja.

Kuvaus	Kaava / yhtälö	Lähde
Simuloitu / laskennallinen jännitys	$\sigma_c = \begin{bmatrix} \sigma_{x,i} & \tau_{xy,i} & \tau_{xz,i} \\ \tau_{yx,i} & \sigma_{y,i} & \tau_{yz,i} \\ \tau_{zx,i} & \tau_{zy,i} & \sigma_{z,i} \end{bmatrix}$	Taulukko 16
Materiaalin vetomyötölujuus	$R_e = 355 \text{ MPa}$	Taulukko 3
Materiaalin vetomurtolujuus	$R_m = 550 \text{ MPa}$	Taulukko 3
Materiaalin vaihtolujuus	$\sigma_w = 0,5 \cdot R_m = 275 \text{ MPa}$	Kaava (17)
Redusoitu vaihtolujuus ilman lovi-vaikutusta	$\sigma'_w = (c_1 c_2 c_3 c_4 c_5) \sigma_w$	Kaava (18)
Loven vaikutusluku	$K_f = 1 + q(K_t - 1)$	Kaava (29)
Loviherkkyyysluku, Neuber	$q = \frac{1}{1 + a/r}$	Kaava (30)
Efektiivinen von Misesin jännitys-samplitudi	σ'_a	Kaava (22)
Efektiivinen von Misesin keskijännitys	σ'_m	Kaava (23)
Väsymislujuuspiirros, Goodmanin malli	$\frac{\sigma_a}{\sigma_w} + \frac{\sigma_m}{R_m} = 1$	Yhtälö (19.2)

Materiaalin myötölujuudelle ja murtolujuudelle pätevät samat arvot kuin staattisen keston tutkimisessa. Vaihtolujuuden estimaatti σ_w saadaan taulukosta 4, joka määritettiin kaavalla (17).

Vaihtolujuuden redusointiparametrien määrittämiseksi sovelletaan taulukkoa 1. Kappaleen koosta määräytyvä kerroin $c_1=1$, sillä materiaalin vahvuus on 5 mm. Kuormitustyyppin kerroin $c_2=1$, sillä laskennassa käytettävä efektiivinen von Misesin jännitys kuvaa vaihtelevaa vetojännitystä, jota voidaan verrata Nortonin mukaan [13, s. 326] suoraan taivutuskokeen vaihtolujuuteen σ_w . Pinnanlaadun kertoimeksi c_3 saadaan taulukossa esitetyllä kaavalla

$$c_3 = A(R_m)^b = 57,7 \cdot (550)^{-0,718} \approx 0,62 \quad (50)$$

jonka arvon voidaan todeta olevan taulukon 1 murtolujuuksia $R_m=400$ MPa ja $R_m=800$ MPa vastaavien pinnanlaatukertoimien välissä, joten kaavan (50) antama estimaatti vaikuttaa luotettavalta. Pintakäsittelyn vaikutuskertoimelle c_4 ei ole tarkkaa määritelmää, mutta tehdään oletus $c_4=0,9$ perustuen materiaalin sinkkinikkelipintakäsittelyyn, sillä nikkelin käyttö pinnoitteena heikentää väsymislujuutta [13, s. 330]. Luotettavuudeksi vaadittiin luvun 4.4 mukaan vähintään 97,5%. Valitaan konservatiivisuuden nojalla taulukosta 1 luotettavuutta 99,9% vastaava kerroin $c_5=0,753$.

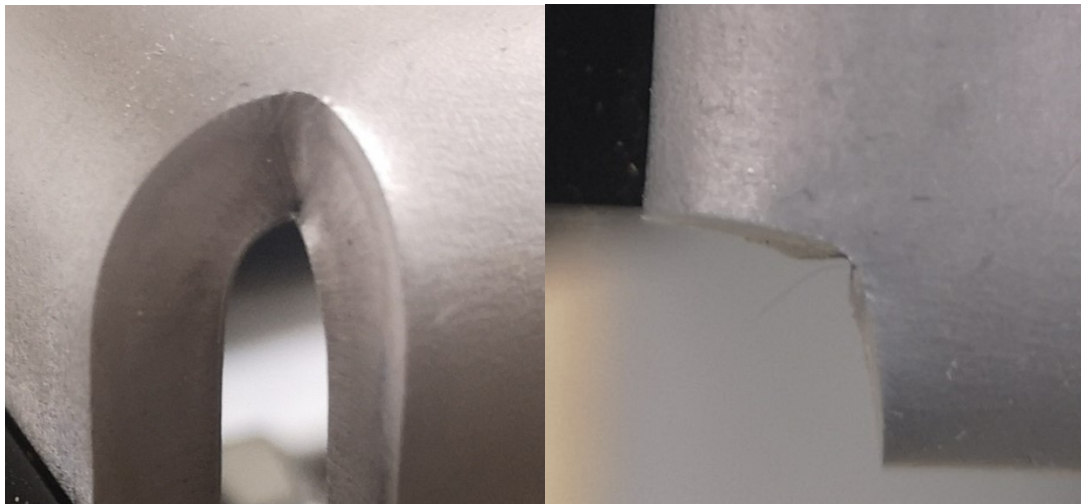
Redusoidun vaihtolujuuden arvoksi saadaan kaavalla (18)

$$\sigma'_w = (c_1 c_2 c_3 c_4 c_5) \sigma_w = (1 \cdot 1 \cdot 0,62 \cdot 0,9 \cdot 0,753) \cdot 275 \text{MPa} \approx 116 \text{MPa} \quad (51)$$

Jännitysamplitudin ja keskijännityksen laskenta mahdollinen lovivaikutus huomioiden tehdään erikseen kuormitustapauskohtaisesti taulukon 16 simuloituja jännityksiä käyttäen. Väsyttävässä kuormituksessa simuloituja jännityksiä käsitellään yleisessä tilassa $(\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz})$, jolloin voidaan verrata jännityselementin jännitysten muuttumista sidottuna ne samaan koordinaatistoon, josta edelleen voidaan laskea efektiivisen von Misesin jännitysamplitudin ja keskijännityksen arvot. Saadut jännitystasot kuormitustapauksittain tullaan sijoittamaan modifioituun Goodmanin väsymislujuuspiirrokseen tutkitavan rakenteen dynaamisen keston arvioimiseksi määrittämällä jännitystasoja vastaavat varmuusluvut.

7.2.1 Simuloitu dynaaminen kuormitus X_D – $-X_D$

Kuormitustapauksissa X_D ja $-X_D$ jännityskeskittymä muodostuu koneistorungon teräväsärmäisen nurkan alueelle, joka todettiin luvun 7.1.1 staattisessa tarkastelussa. Jännitysalueella voidaan olettaa esiintyvän lovivaikutus johtuen levyn terävästä nurkasta. Estimoidaan tämän lovivaikutusta Pilkeyn teoksessa esitellyllä yleisellä kaavalla elliptisen uran esiintyessä ohuessa elementissä, jossa lovenmuotoluku K_f määräytyy loven syvyyden t ja loven säteen r perusteella. Käytännössä rakenteen terävässä särmässä on pieni pyöristys ja levyn kanttaaminen muodostaa terävään reunaan pienen kuopan, jota voidaan käsitellä lovena.



Kuva 31. Levyn muodon aiheuttama lovivaikutus särmäyksessä.

Arvioidaan kuvan 31 lovivaikutuksen lovisyvyydeksi $t=0,3$ mm ja pyöristyssäteeksi $r=0,3$ mm, jolloin kriittisen pisteen lovenmuotoluvun estimaatiksi kuormitustapauksissa X_D ja $-X_D$ saadaan [14, s. 19]

$$K_{t,X} = 1 + 2 \sqrt{\frac{t}{r}} = 1 + 2 \sqrt{\frac{0,3mm}{0,3mm}} = 3 \quad (52.1)$$

Arvioidaan edelleen loviherkkyyslukua q kaavalla (30). Oletetaan taulukon 2 arvon a muuttuvan lineaarisesti murtolujuuden suhteen, jolloin $R_m=550 \text{ MPa} \rightarrow a \approx 0,23$. Loviherkkyysluvuksi saadaan

$$q_X = \frac{1}{1 + a/r} = \frac{1}{1 + 0,23mm/0,3mm} \approx 0,57 \quad (52.2)$$

josta edelleen määritetään kaavalla (29) lovenvaikutusluvuksi

$$K_{f,X} = 1 + q_X(K_{t,X} - 1) = 1 + 0,57(3 - 1) \approx 2,13 \quad (52.3)$$

Jännityskeskittymäalueelta valitun kriittisen elementin jännityskomponenttien taulukon 16 kuormitustapausten X_D ja $-X_D$ arvoista voidaan määrittää yhtälöllä (24) elementin jännitysamplitudiksi σ_a ilman lovivaikutusta

$$\begin{aligned} \sigma_{a,X} &= \begin{bmatrix} \sigma_{x_{a,X}} & \tau_{xy_{a,X}} & \tau_{xz_{a,X}} \\ \tau_{yx_{a,X}} & \sigma_{y_{a,X}} & \tau_{yz_{a,X}} \\ \tau_{zx_{a,X}} & \tau_{zy_{a,X}} & \sigma_{z_{a,X}} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \frac{|\sigma_{x,X_D} - \sigma_{x,-X_D}|}{2} & \frac{|\tau_{xy,X_D} - \tau_{xy,-X_D}|}{2} & \frac{|\tau_{xz,X_D} - \tau_{xz,-X_D}|}{2} \\ \frac{|\tau_{yx,X_D} - \tau_{yx,-X_D}|}{2} & \frac{|\sigma_{y,X_D} - \sigma_{y,-X_D}|}{2} & \frac{|\tau_{yz,X_D} - \tau_{yz,-X_D}|}{2} \\ \frac{|\tau_{zx,X_D} - \tau_{zx,-X_D}|}{2} & \frac{|\tau_{zy,X_D} - \tau_{zy,-X_D}|}{2} & \frac{|\sigma_{z,X_D} - \sigma_{z,-X_D}|}{2} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} 37,5MPa & 1,5MPa & 4,5MPa \\ 1,5MPa & 0,5MPa & 0 \\ 4,5MPa & 0 & 3,0MPa \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (53.1)$$

Saman elementin keskijännitys σ_m yhtälön (25) mukaan on

$$\begin{aligned}\sigma_{m,X} &= \begin{bmatrix} \sigma_{x_{m,X}} & \tau_{xy_{m,X}} & \tau_{xz_{m,X}} \\ \tau_{yx_{m,X}} & \sigma_{y_{m,X}} & \tau_{yz_{m,X}} \\ \tau_{zx_{m,X}} & \tau_{zy_{m,X}} & \sigma_{z_{m,X}} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \frac{\sigma_{x_{X_D}} + \sigma_{x_{-X_D}}}{2} & \frac{\tau_{xy_{X_D}} + \tau_{xy_{-X_D}}}{2} & \frac{\tau_{xz_{X_D}} + \tau_{xz_{-X_D}}}{2} \\ \frac{\tau_{yx_{X_D}} + \tau_{yx_{-X_D}}}{2} & \frac{\sigma_{y_{X_D}} + \sigma_{y_{-X_D}}}{2} & \frac{\tau_{yz_{X_D}} + \tau_{yz_{-X_D}}}{2} \\ \frac{\tau_{zx_{X_D}} + \tau_{zx_{-X_D}}}{2} & \frac{\tau_{zy_{X_D}} + \tau_{zy_{-X_D}}}{2} & \frac{\sigma_{z_{X_D}} + \sigma_{z_{-X_D}}}{2} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} -71,5MPa & 3,5MPa & 10,5MPa \\ 3,5MPa & -1,5MPa & 0 \\ 10,5MPa & 0 & -6,0MPa \end{bmatrix}\end{aligned}\quad (53.2)$$

Kriittiseksi pisteeksi valitun elementin von Misesin efektiivisen jännitysamplitudin σ'_a ja keskijännityksen σ'_m arvoiksi saadaan kaavoilla (22) ja (23)

$$\begin{aligned}\sigma'_{a,X} &= \sqrt{\frac{(\sigma_{x_{a,X}} - \sigma_{y_{a,X}})^2 + (\sigma_{y_{a,X}} - \sigma_{z_{a,X}})^2 + (\sigma_{z_{a,X}} - \sigma_{x_{a,X}})^2 + 6(\tau_{xy_{a,X}}^2 + \tau_{yz_{a,X}}^2 + \tau_{zx_{a,X}}^2)}{2}} \\ &= \sqrt{\frac{(37,5 - 0,5)^2 + (0,5 - 3,0)^2 + (3,0 - 37,5)^2 + 6(1,5^2 + 0^2 + 4,5^2)}{2}} MPa \\ &= 36,7MPa\end{aligned}\quad (53.3)$$

$$\begin{aligned}\sigma'_{m,X} &= \sqrt{\frac{(\sigma_{x_{m,X}} - \sigma_{y_{m,X}})^2 + (\sigma_{y_{m,X}} - \sigma_{z_{m,X}})^2 + (\sigma_{z_{m,X}} - \sigma_{x_{m,X}})^2 + 6(\tau_{xy_{m,X}}^2 + \tau_{yz_{m,X}}^2 + \tau_{zx_{m,X}}^2)}{2}} \\ &= \sqrt{\frac{(-71,5 + 1,5)^2 + (-1,5 + 6,0)^2 + (-6,0 + 71,5)^2 + 6(3,5^2 + 0^2 + 10,5^2)}{2}} MPa \\ &= 70,5MPa\end{aligned}\quad (53.4)$$

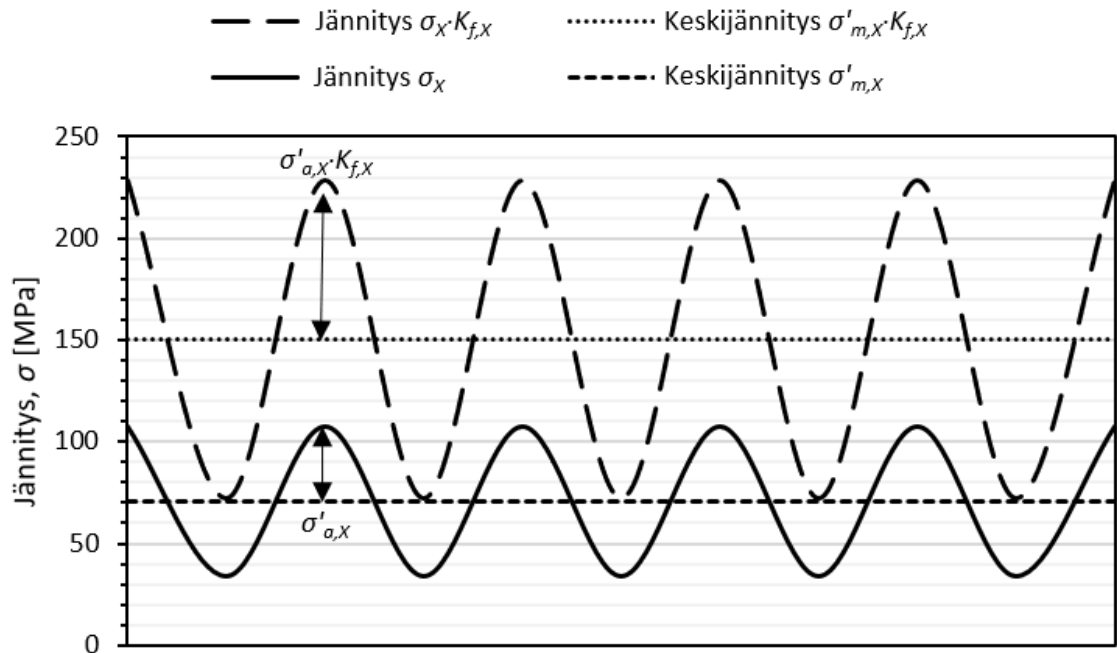
Kun huomioidaan vielä lovivaikutus, niin jännitysarvoiksi jännitysamplitudille tulee

$$\sigma'_{a,X} \cdot K_{f,X} = 36,7MPa \cdot 2,13 \approx 78,3MPa \quad (53.5)$$

ja keskijännitykselle yhtälö (32.1) huomioiden saadaan

$$\sigma'_{m,X} \cdot K_{f,m,X} = \sigma'_{m,X} \cdot K_{f,X} = 70,5MPa \cdot 2,13 \approx 150,3MPa \quad (53.6)$$

Kuormituksen $X_D - -X_D$ jännitystaso lovivaikutuksella ja ilman on esitetty kuvassa 32, josta nähdään, että lovivaikutuksen $K_{f,X}$ suuri arvo on merkittävä tekijä väsyttävässä kuormituksessa. Jännitystason varsinainen arviointi tehdään luvussa 7.2.4.



Kuva 32. Kriittisen pisteen jännitystaso lovivaikutuksella ja ilman väsyttävässä kuormituksessa $X_D - -X_D$.

7.2.2 Simuloitu dynaaminen kuormitus $Y_D - -Y_D$

Luvun 7.1.2 staattisessa tarkastelussa todettiin, että jännityskeskittymä muodostuu pienahitsin alueelle. Voidaan olettaa, että hitsissäkin vaikuttaa jonkin asteinen lovivaikutus, joka tulee huomioida dynaamisessa väsyttävässä kuormituksessa. Arvioidaan kuormitusten Y_D ja $-Y_D$ kriittisen pisteen lovivaikutusta olettaen

$$\sigma_{nim} = \min\{|\sigma_{vert,Y_D}|, |\sigma_{vert,-Y_D}|\} = \sigma_{vert,-Y_D} = 23MPa \quad (54.1)$$

$$\sigma_{max} = \max\{|\sigma_{Y_D}|, |\sigma_{-Y_D}|\} = \sigma_{Y_D} = 30MPa, \quad (54.2)$$

jossa σ_{nim} on taulukon 16 pienempi VVEH:n vertailujännityksen simuloituista arvoista kuormitustapausten välillä ja σ_{max} on suurin simuloitu jännitys jännityskeskittymäalueella kuormitustapausten välillä, joka nähdään kuvasta J.3.2. Näillä oletuksilla lovenmuotoiluksi saadaan yhtälöstä (26)

$$K_{t,Y} = \sigma_{max} / \sigma_{nim} \approx 1,30 \quad (54.3)$$

Loviherkkyyksluvun laskemiseksi täytyy määrittää loven pohjan säde r . Eurocoden mukaan [20, s. 39] pienahitsin tapauksessa särön ydintyminen tapahtuu hitsin rajaviivoilta. Arvioidaan kuvissa 27 ja 33 esitetyn pienahitsin juuren säteeksi $r=1$ mm. Loviherkkyyksluvuksi saadaan kaavalla (30)

$$q_Y = \frac{1}{1 + a/r} = \frac{1}{1 + 0,23\text{mm}/1\text{mm}} \approx 0,81 \quad (54.4)$$

josta edelleen kaavalla (29) lovenvaikutusluvuksi tulee

$$K_{f,Y} = 1 + q_Y(K_{t,Y} - 1) = 1 + 0,81(1,3 - 1) \approx 1,21 \quad (54.5)$$



Kuva 33. Jännityskeskittymäalueen pienahitsi, jossa oletettu lovivaikutus.

Lasketaan taulukon 16 kuormitustapausten Y_D ja $-Y_D$ hitsin alueelta valitun elementin muuttuvan jännitystilän jännitysamplitudi σ_a ja keskijännitys σ_m ilman lovivaikutusta. Yhtälöistä (24) ja (25) saadaan

$$\begin{aligned} \sigma_{a,Y} &= \begin{bmatrix} \sigma_{x_{a,Y}} & \tau_{xy_{a,Y}} & \tau_{xz_{a,Y}} \\ \tau_{yx_{a,Y}} & \sigma_{y_{a,Y}} & \tau_{yz_{a,Y}} \\ \tau_{zx_{a,Y}} & \tau_{zy_{a,Y}} & \sigma_{z_{a,Y}} \end{bmatrix} \quad (55.1) \\ &= \begin{bmatrix} \frac{|\sigma_{x,Y_D} - \sigma_{x,-Y_D}|}{2} & \frac{|\tau_{xy,Y_D} - \tau_{xy,-Y_D}|}{2} & \frac{|\tau_{xz,Y_D} - \tau_{xz,-Y_D}|}{2} \\ \frac{|\tau_{yx,Y_D} - \tau_{yx,-Y_D}|}{2} & \frac{|\sigma_{y,Y_D} - \sigma_{y,-Y_D}|}{2} & \frac{|\tau_{yz,Y_D} - \tau_{yz,-Y_D}|}{2} \\ \frac{|\tau_{zx,Y_D} - \tau_{zx,-Y_D}|}{2} & \frac{|\tau_{zy,Y_D} - \tau_{zy,-Y_D}|}{2} & \frac{|\sigma_{z,Y_D} - \sigma_{z,-Y_D}|}{2} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} 13,7\text{MPa} & 5,5\text{MPa} & 10,7\text{MPa} \\ 5,5\text{MPa} & 15,7\text{MPa} & 7,0\text{MPa} \\ 10,7\text{MPa} & 7,0\text{MPa} & 14,7\text{MPa} \end{bmatrix} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\sigma_{m,Y} &= \begin{bmatrix} \sigma_{x,m,Y} & \tau_{xy,m,Y} & \tau_{xz,m,Y} \\ \tau_{yx,m,Y} & \sigma_{y,m,Y} & \tau_{yz,m,Y} \\ \tau_{zx,m,Y} & \tau_{zy,m,Y} & \sigma_{z,m,Y} \end{bmatrix} \\
&= \begin{bmatrix} \frac{\sigma_{x,Y_D} + \sigma_{x,-Y_D}}{2} & \frac{\tau_{xy,Y_D} + \tau_{xy,-Y_D}}{2} & \frac{\tau_{xz,Y_D} + \tau_{xz,-Y_D}}{2} \\ \frac{\tau_{yx,Y_D} + \tau_{yx,-Y_D}}{2} & \frac{\sigma_{y,Y_D} + \sigma_{y,-Y_D}}{2} & \frac{\tau_{yz,Y_D} + \tau_{yz,-Y_D}}{2} \\ \frac{\tau_{zx,Y_D} + \tau_{zx,-Y_D}}{2} & \frac{\tau_{zy,Y_D} + \tau_{zy,-Y_D}}{2} & \frac{\sigma_{z,Y_D} + \sigma_{z,-Y_D}}{2} \end{bmatrix} \\
&= \begin{bmatrix} -2,8MPa & 0,8MPa & 0,6MPa \\ 0,8MPa & -5,8MPa & -2,6MPa \\ 0,6MPa & -2,6MPa & -5,3MPa \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{55.2}$$

Tarkasteltavan elementin von Misesin efektiivisen jännitysamplitudin σ'_a ja keskijännityksen σ'_m arvoiksi saadaan kaavoilla (22) ja (23)

$$\begin{aligned}
\sigma'_{a,Y} &= \sqrt{\frac{(\sigma_{x_{a,Y}} - \sigma_{y_{a,Y}})^2 + (\sigma_{y_{a,Y}} - \sigma_{z_{a,Y}})^2 + (\sigma_{z_{a,Y}} - \sigma_{x_{a,Y}})^2 + 6(\tau_{xy_{a,Y}}^2 + \tau_{yz_{a,Y}}^2 + \tau_{zx_{a,Y}}^2)}{2}} \\
&= \sqrt{\frac{(13,7 - 15,7)^2 + (15,7 - 14,7)^2 + (14,7 - 13,7)^2 + 6(5,5^2 + 7,0^2 + 10,7^2)}{2}} MPa \\
&= 24,0MPa
\end{aligned} \tag{55.3}$$

$$\begin{aligned}
\sigma'_{m,Y} &= \sqrt{\frac{(\sigma_{x_{m,Y}} - \sigma_{y_{m,Y}})^2 + (\sigma_{y_{m,Y}} - \sigma_{z_{m,Y}})^2 + (\sigma_{z_{m,Y}} - \sigma_{x_{m,Y}})^2 + 6(\tau_{xy_{m,Y}}^2 + \tau_{yz_{m,Y}}^2 + \tau_{zx_{m,Y}}^2)}{2}} \\
&= \sqrt{\frac{(-2,8 + 5,8)^2 + (-5,8 + 5,3)^2 + (-5,3 + 2,8)^2 + 6(0,8^2 + (-2,6)^2 + 0,6^2)}{2}} MPa \\
&= 5,4MPa
\end{aligned} \tag{55.4}$$

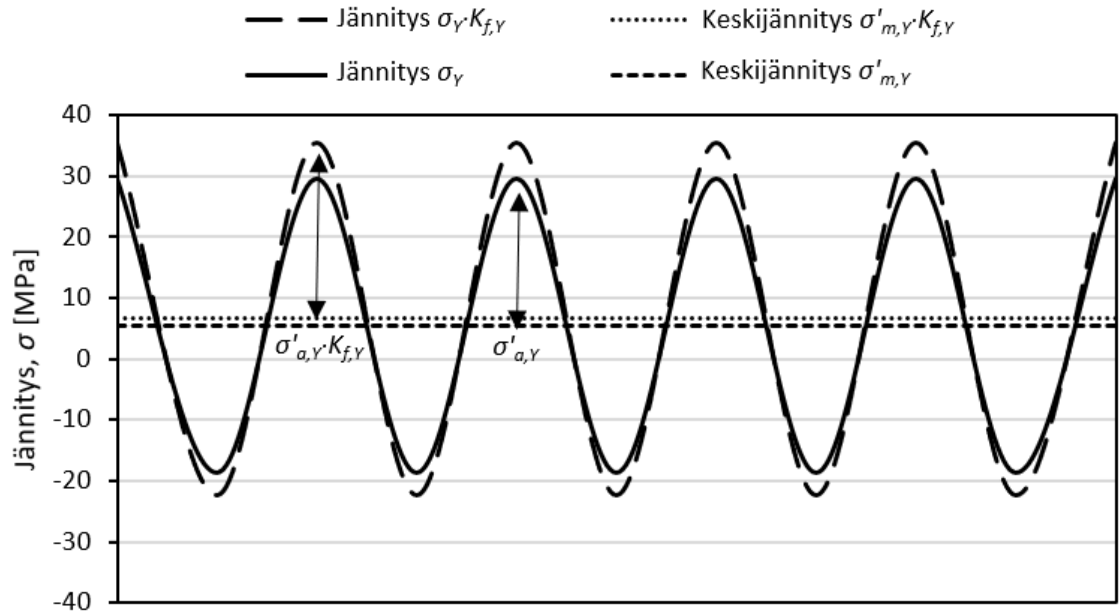
Kun huomioidaan arvioitu lovivaikutus, niin jännitysarvoiksi jännitysamplitudille tulee

$$\sigma'_{a,Y} \cdot K_{f,Y} = 24,0MPa \cdot 1,21 \approx 29,0MPa \tag{55.5}$$

ja keskijännitykselle yhtälö (32.1) huomioiden

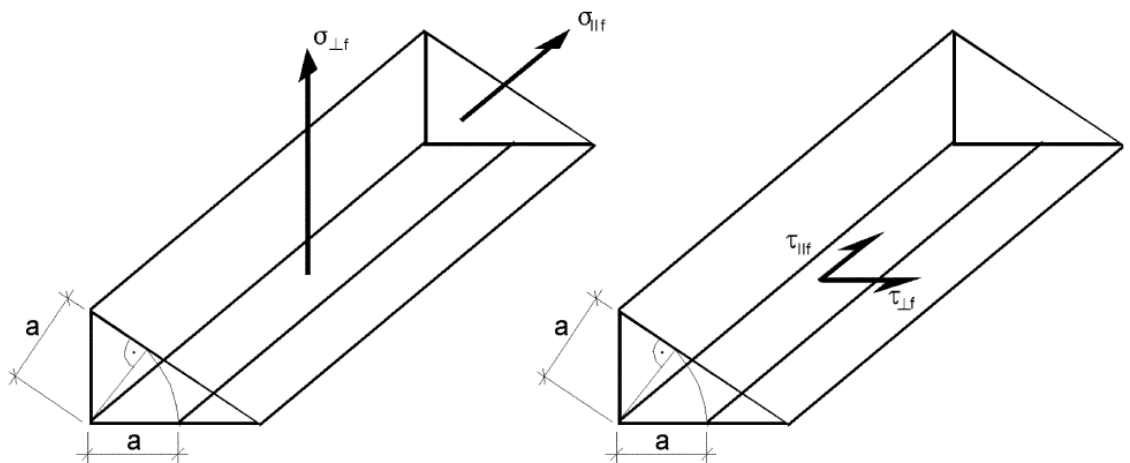
$$\sigma'_{m,Y} \cdot K_{f,m,Y} = \sigma'_{m,Y} \cdot K_{f,Y} = 5,4MPa \cdot 1,21 \approx 6,6MPa \tag{55.6}$$

Jännitystaso kuormituksessa $Y_D - -Y_D$ lovivaikutuksella ja ilman on esitetty kuvassa 34. Kuvasta nähdään, että kyseessä on vaihtokuormitus, jolloin siinä vaikuttaa vetävä- ja puristava jännitys vuoron perään. Tämänkin jännitystason arviointi koneistorungon perusaineen S355 osalta tehdään luvussa 7.2.4.



Kuva 34. Kriittisen pisteen jännitystaso lovivaikutuksella ja ilman väsyttävässä kuormituksessa $Y_D - -Y_D$.

Pienahitsin väsymiskesto voidaan arvioida esimerkiksi hyödyntäen standardia Eurocode 3 1-9 [20]. Kuva 35 esittää normin mukaiset pienahitsin väsymismitoituksen jännitykset, jotka poikkeavat kuvan 28 staattisen mitoituksen jännityksistä.



Kuva 35. Eurocode 3 1-9 pienahitsin jännitykset [20, s. 13].

Taulukko 18. Eurocode 3 1-9:n pienahitsin jännityksiä vastaavat simulointimallin kriittisen elementin jännitykset.

Eurocode 3 1-9	Simulointimallin elementti (Taulukko 16)
$\sigma_{\perp f, Y_D}$	σ_{y, Y_D}
$\sigma_{\perp f, -Y_D}$	$\sigma_{y, -Y_D}$
$\sigma_{ f, Y_D}$	σ_{x, Y_D}
$\sigma_{ f, -Y_D}$	$\sigma_{x, -Y_D}$
$\tau_{\perp f, Y_D}$	τ_{xy, Y_D}
$\tau_{\perp f, -Y_D}$	$\tau_{xy, -Y_D}$
$\tau_{ f, Y_D}$	τ_{yz, Y_D}
$\tau_{ f, -Y_D}$	$\tau_{yz, -Y_D}$

Hitsin jännityksiä vastaavat simulointimallin elementin jännitysarvot ovat esitetty taulukossa 18. Nähdään, että Eurocode ei huomioi kaikkia elementin jännityksiä, toisin kuin yhtälöiden (55.3) ja (55.4) muodostama jännitystaso. Standardissa väsymiskeston arviointi perustuu yhtälön (13) jännitysvaihtelun $\Delta\sigma$ tarkasteluun. Jännitysvaihtelun lisäksi on tärkeä tietää jännitystason keskijännityksen suuruus, jolla on suuri vaikutus väsymisvaurion kestolukuun N . Normi määrittää muunnetun jännitysvaihteluvälin kaavaksi, jossa hitsissä vaikuttaa sekä puristava että vetävä jännitys [20, s. 18]

$$\Delta\sigma = |\sigma_{max}| + 0,6|\sigma_{min}| \quad (56.1)$$

Huomiona, jos jännitys on koko ajan vetoa, niin jännitysvaihtelu lasketaan kaavalla (13). Kuormituksen $Y_D - -Y_D$ jännitystaso on kuitenkin kuvan 34 perusteella vaihtokuormitusta, jolloin kaavaa (56.1) voidaan käyttää ja laskea lukuarvot pienahitsin jännitysten vaihteluille. Kun käytetään yhtälöiden (55.3) ja (55.4) arvoja, niin jännitysvaihtelun suuruudeksi saadaan kaavalla (56.1)

$$\Delta\sigma_Y = (\sigma'_{m,Y} + \sigma'_{a,Y}) + 0,6(\sigma'_{m,Y} - \sigma'_{a,Y}) = 18,3MPa \quad (56.2)$$

Sovelletaan hitsin väsymisen arviointiin Eurocoden Hot spot-menetelmän määräämää väsymisluokkaa $\Delta\sigma_C=100$ MPa [20, liite B, s. 40], joka kuvaa S-N käyrällä syklimäärää $N=2 \cdot 10^6$. Vakioamplitudiseksi väsymisrajaksi $N=5 \cdot 10^6$ normi määrittää [20, s. 15]

$$\Delta\sigma_D = 0,737\Delta\sigma_C = 73,7MPa \quad (56.3)$$

Standardin mukaan tätä voidaan pitää riittävänä raja-arvona, sillä yhtälön (56.2) jännitysvaihtelu on alle väsymisrajan $\Delta\sigma_D$. Kun sovelletaan varman kestämisen periaatetta,

tulee väsymisraja vielä jakaa aineosavarmuusluvulla $\gamma_{Mf}=1,35$ [20, s. 11]. Arvioidaan pienahitsin väsymiskestoä yhtälöllä

$$\frac{\Delta\sigma_Y K_{f,Y}}{\Delta\sigma_D/\gamma_{Mf}} \leq 1,0 \quad \leftrightarrow \quad 0,4 \leq 1,0 \quad (56.4)$$

joka on tulkinnallinen versio normin yhtälöstä [20, yhtälö 8.2, s. 18]. Yhtälössä (56.4) verrataan lovivaikutuksellista efektiivistä von Misesin jännitysvaihtelua Eurocoden mukaiseen väsymisrajaan.

Yhtälön (56.4) perusteella pienahitsin väsymiskesto on riittävä. Yhtälö (56.4) ei kuitenkaan sisällä jännitystason keskijännitystä ja sen lovivaikutusta $\sigma'_{m,Y} K_{fm,Y}$. Tällöin täytyy olettaa keskijännityksen olevan jo huomioituna standardin väsymisluokassa $\Delta\sigma_C$ tai sen kestorajassa $N=2 \cdot 10^6$, kuin myös jännitysrajan yhtälössä (56.3). Koska kuormituksessa $Y_D - -Y_D$ keskijännityksen $\sigma'_{m,Y}$ arvo on verraten pieni, se voidaan olettaa merkityksettömäksi analyysin lopputuloksen kannalta. Käytännössä hitsiä kuormittava jännitysvaihtelu keskijännityksineen tulisi huomioida määrittäen väsymisluokan $\Delta\sigma_C$ kestopuolelle N todellinen arvo tai vaihtoehtoisesti määrittää väsymisluokan arvo sellaiseksi, joka kattaa vaaditun kestopuolen.

7.2.3 Simuloitu dynaaminen kuormitus $Z_D - -Z_D$

Kuormitustapauksissa Z_D ja $-Z_D$ jännityskeskittymä muodostuu levyn nurkkapyöritykseen, kuten luvun 7.1.3 staattisessa tarkastelussa. Nurkan alueella, joka on havainnollistettu kuvassa 36, voidaan olettaa muodostuvan lovivaikutus. Arvioidaan lovenmuotoa $K_{t,Z}$ Pilkeyn teoksen käyrästäillä, jossa suorakaidetangossa olevaa elliptistä lovea kuormittaa momentti. Kun tarkastellaan vain koneistorunkoon hitsatun tukilevyn muotoa ja sen kuormittamista, niin nurkan pyörityssäteellä $r=5\text{mm}$ käyrästäistä [14, s. 160, s. 164] voidaan arvioida loven muotoaluvuksi $K_{t,Z}=1,22$



Kuva 36. Lovivaikutus tukilevyn nurkkapyörityksessä.

Neuberin yhtälöä (30) soveltamalla saadaan loviherkkyyksiluiksi

$$q_z = \frac{1}{1 + a/r} = \frac{1}{1 + 0,23\text{mm}/5\text{mm}} \approx 0,96 \quad (57.1)$$

ja edelleen lovenvaikutusluvaksi kaavalla (29)

$$K_{f,z} = 1 + q_z(K_{t,z} - 1) = 1 + 0,96(1,22 - 1) \approx 1,21 \quad (57.2)$$

Määritetään taulukon 16 kuormitustapausten Z_D ja $-Z_D$ arvoista kriittisen pisteen elementin jännitystilat yhtälöllä (24) jännitysamplitudille σ_a ja yhtälöllä (25) keskijännitykselle σ_m ilman lovi vaikutusta

$$\sigma_{a,Z} = \begin{bmatrix} \sigma_{x_{a,Z}} & \tau_{xy_{a,Z}} & \tau_{xz_{a,Z}} \\ \tau_{yx_{a,Z}} & \sigma_{y_{a,Z}} & \tau_{yz_{a,Z}} \\ \tau_{zx_{a,Z}} & \tau_{zy_{a,Z}} & \sigma_{z_{a,Z}} \end{bmatrix} \quad (58.1)$$

$$= \begin{bmatrix} \frac{|\sigma_{x,Z_D} - \sigma_{x,-Z_D}|}{2} & \frac{|\tau_{xy,Z_D} - \tau_{xy,-Z_D}|}{2} & \frac{|\tau_{xz,Z_D} - \tau_{xz,-Z_D}|}{2} \\ \frac{|\tau_{yx,Z_D} - \tau_{yx,-Z_D}|}{2} & \frac{|\sigma_{y,Z_D} - \sigma_{y,-Z_D}|}{2} & \frac{|\tau_{yz,Z_D} - \tau_{yz,-Z_D}|}{2} \\ \frac{|\tau_{zx,Z_D} - \tau_{zx,-Z_D}|}{2} & \frac{|\tau_{zy,Z_D} - \tau_{zy,-Z_D}|}{2} & \frac{|\sigma_{z,Z_D} - \sigma_{z,-Z_D}|}{2} \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0,1\text{MPa} \\ 0 & 7,5\text{MPa} & 9,3\text{MPa} \\ 0,1\text{MPa} & 9,3\text{MPa} & 12,0\text{MPa} \end{bmatrix}$$

$$\begin{aligned}
\sigma_{m,Z} &= \begin{bmatrix} \sigma_{x_{m,Z}} & \tau_{xy_{m,Z}} & \tau_{xz_{m,Z}} \\ \tau_{yx_{m,Z}} & \sigma_{y_{m,Z}} & \tau_{yz_{m,Z}} \\ \tau_{zx_{m,Z}} & \tau_{zy_{m,Z}} & \sigma_{z_{m,Z}} \end{bmatrix} \\
&= \begin{bmatrix} \frac{\sigma_{x_{Z_D}} + \sigma_{x_{-Z_D}}}{2} & \frac{\tau_{xy_{Z_D}} + \tau_{xy_{-Z_D}}}{2} & \frac{\tau_{xz_{Z_D}} + \tau_{xz_{-Z_D}}}{2} \\ \frac{\tau_{yx_{Z_D}} + \tau_{yx_{-Z_D}}}{2} & \frac{\sigma_{y_{Z_D}} + \sigma_{y_{-Z_D}}}{2} & \frac{\tau_{yz_{Z_D}} + \tau_{yz_{-Z_D}}}{2} \\ \frac{\tau_{zx_{Z_D}} + \tau_{zx_{-Z_D}}}{2} & \frac{\tau_{zy_{Z_D}} + \tau_{zy_{-Z_D}}}{2} & \frac{\sigma_{z_{Z_D}} + \sigma_{z_{-Z_D}}}{2} \end{bmatrix} \\
&= \begin{bmatrix} 0,1MPa & -0,1MPa & 0 \\ -0,1MPa & 40,9MPa & -51,0MPa \\ 0 & -51,0MPa & 65,7MPa \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{58.2}$$

Efektiiivisten jännitysamplitudin $\sigma'_{a,Z}$ ja keskijännityksen $\sigma'_{m,Z}$ arvoiksi saadaan kaavoilla (22) ja (23)

$$\begin{aligned}
\sigma'_{a,Z} &= \sqrt{\frac{(\sigma_{x_{a,Z}} - \sigma_{y_{a,Z}})^2 + (\sigma_{y_{a,Z}} - \sigma_{z_{a,Z}})^2 + (\sigma_{z_{a,Z}} - \sigma_{x_{a,Z}})^2 + 6(\tau_{xy_{a,Z}}^2 + \tau_{yz_{a,Z}}^2 + \tau_{zx_{a,Z}}^2)}{2}} \\
&= \sqrt{\frac{(0 - 7,5)^2 + (7,5 - 12,0)^2 + (12,0 - 0)^2 + 6(0^2 + 9,3^2 + 0,1^2)}{2}} MPa \\
&= 19,1MPa
\end{aligned} \tag{58.3}$$

$$\begin{aligned}
\sigma'_{m,Z} &= \sqrt{\frac{(\sigma_{x_{m,Z}} - \sigma_{y_{m,Z}})^2 + (\sigma_{y_{m,Z}} - \sigma_{z_{m,Z}})^2 + (\sigma_{z_{m,Z}} - \sigma_{x_{m,Z}})^2 + 6(\tau_{xy_{m,Z}}^2 + \tau_{yz_{m,Z}}^2 + \tau_{zx_{m,Z}}^2)}{2}} \\
&= \sqrt{\frac{(0,1 + 40,9)^2 + (40,9 + 65,7)^2 + (65,7 + 0,1)^2 + 6((-0,1)^2 + (-51)^2 + 0^2)}{2}} MPa \\
&= 105,3MPa
\end{aligned} \tag{58.4}$$

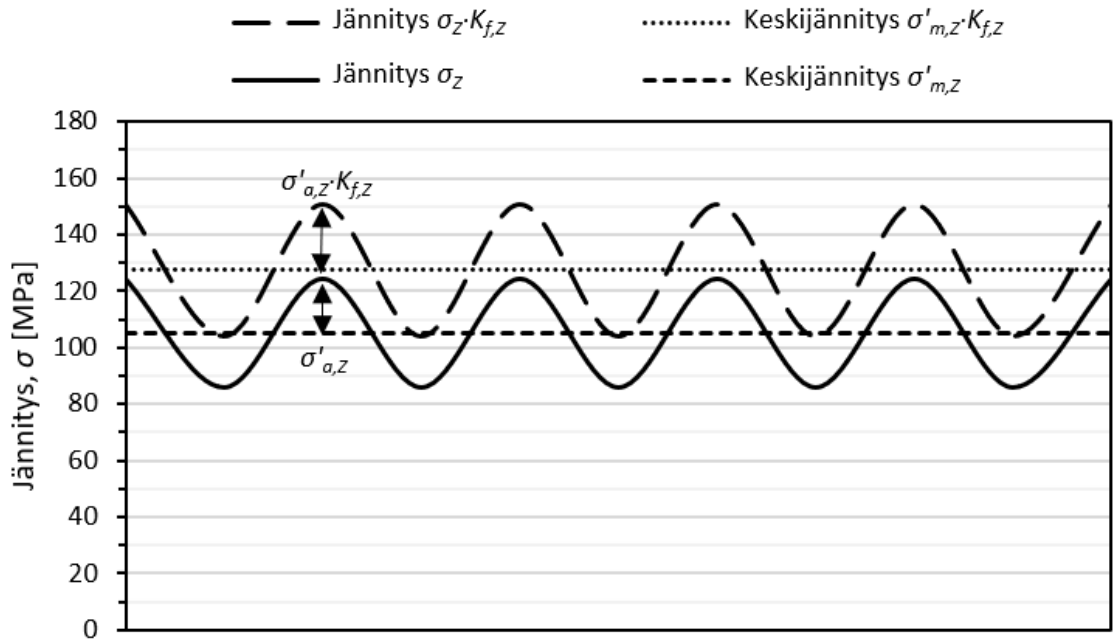
Lovivaikutus huomioiden jännitysarvoiksi jännitysamplitudille tulee

$$\sigma'_{a,Z} \cdot K_{f,Z} = 19,1MPa \cdot 1,21 \approx 23,1MPa \tag{58.5}$$

ja keskijännitykselle jälleen yhtälö (32.1) huomioiden

$$\sigma'_{m,Z} \cdot K_{f,m,Z} = \sigma'_{m,Z} \cdot K_{f,Z} = 70,5MPa \cdot 1,21 \approx 127,4MPa \tag{58.6}$$

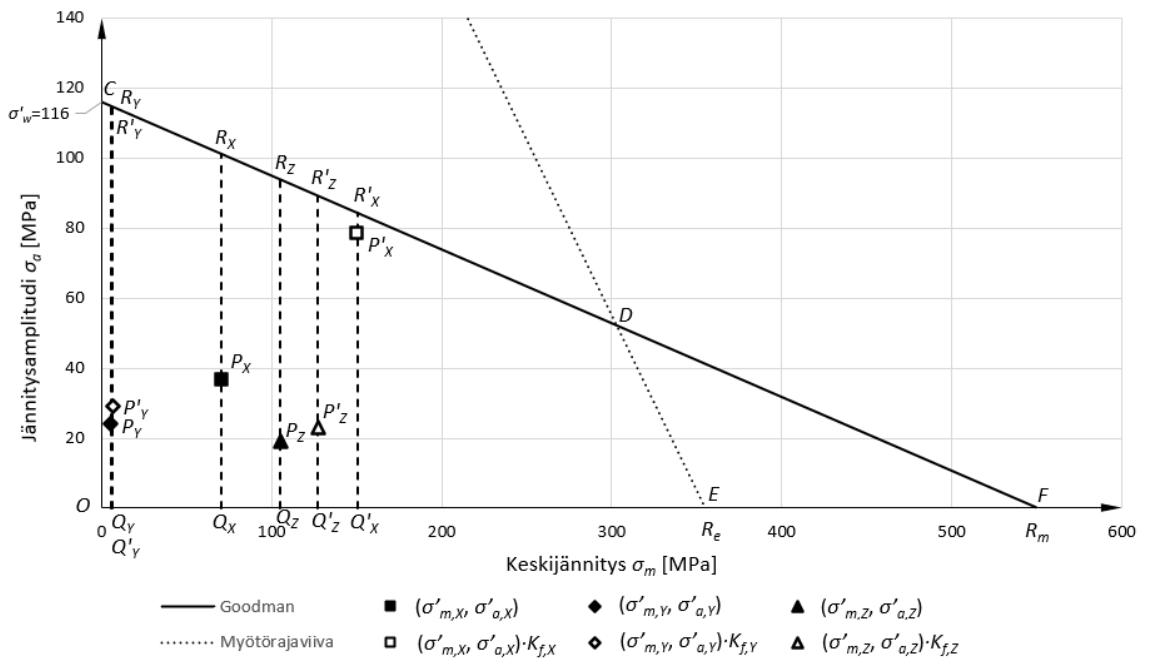
Kuormituksen $Z_D - -Z_D$ jännitystaso lovivaikutuksella ja ilman on esitetty kuvassa 37, jonka tarkempi arviointi tehdään seuraavassa luvussa.



Kuva 37. Kriittisen pisteen jännitystaso lovivaikutuksella ja ilman väsyttävässä kuormituksessa $Z_D - -Z_D$.

7.2.4 Simuloitujen jännitystasojen arviointi

Määritetään edellisten lukujen dynaamisten kuormitusten $X_D - -X_D$, $Y_D - -Y_D$ ja $Z_D - -Z_D$ kriittisten pisteiden jännitystasoja vastaavat varmuusluvut väsymisvaurion suhteen. Perustuen luvun 3.2.4 teoriaan, lasketut jännitystasot ovat sijoitettu kuvan 38 modifioituun Goodmanin piirrokseen.



Kuva 38. Laskennalliset dynaamisen kuormituksen jännitystasot sijoitettuna Goodmanin väsymislujuuspiirrokseen.

Kuvasta 38 nähdään, että kaikki jännitystasot ovat murtorajaviivan CD ja myötörajiin DE sisällä, joten Goodmanin mallin mukaan väsymisvauriota ei ilmene. Voidaan myös havaita, että kaikkien jännitystasojen kautta piirretyt suorat Q_xR_x , Q_yR_y ja Q_zR_z leikkaavat murtorajaviivan CD , jolloin varmuusluku vaurion suhteen luvussa 3.2.4 esitetyt seikat huomioiden voidaan määrittää jokaiselle jännitystasolle samalla periaatteella. Suorat olettavat, että kuormituksen muuttuessa keskijännitys pysyy vakiona ja jännitysamplitudi muuttuu, joka on 2. vaihtoehto luvussa 3.2.4 esitetyistä varmuusluvun määrittämisestä. Tämä ajatus on oletettavasti oikein, sillä EN 12663-1:n määrittämien kuormitusten suuruus määräytyy kiinteästä painovoimasta sekä erillisestä dynaamisesta kuormituksesta aiheutuvasta kiihtyvyydestä. Dynaamisen kuormituksen voidaan tällöin olettaa muuttavan tarkasteltavan pisteen maksimi- ja minimijännitystä yhtä paljon, jolloin jännitysamplitudin osuus voi muuttua ja painovoimasta aiheutuva keskijännitys puolestaan säilyy vakiona. Tällöin vaurion oletetaan tapahtuvan pisteessä R , jolloin jännitystason varmuusluku on janojen suhde QR/QP . Tämä on matemaattisesti ajateltuna jännitysten suhde $\sigma'_{a@R}/\sigma'_{a@P}$. Vastaavasti janojen suhde $Q'R'/Q'P'$ on varmuusluku lovivaikutus huomioiden. Yhtälöstä (19.2) saadaan

$$\sigma'_{a@R} = \sigma'_w \left(1 - \frac{\sigma'_{m@R}}{R_m}\right) = \sigma'_w \left(1 - \frac{\sigma'_{m@P}}{R_m}\right) = \sigma'_w \left(1 - \frac{\sigma'_m}{R_m}\right), \quad (59.1)$$

jolloin varmuusluvun yhtälö on

$$S_{QR/QP} = \frac{\sigma'_{a@R}}{\sigma'_{a@P}} = \frac{\sigma'_w}{\sigma'_a} \left(1 - \frac{\sigma'_m}{R_m}\right) \quad (59.2)$$

Huomioina, yhtälö (59.2) pätee ainoastaan tapauksiin, jossa piste R sijaitsee janalla CD ja lisäksi keskijännitys pysyy vakiona kuormituksen muuttuessa. Jos piste R sijaitisi janalla DE , niin yhtälön (59.1) sijasta tulisi käyttää kuvassa 10 näkyvää myötörajiin muodostamaa yhtälöä.

Varmuusluvuiksi edellisissä luvuissa arvioiduille kriittisen pisteen jännitystasoille ilman ja kera lovivaikutuksen saadaan kaavalla (59.2)

$$S_X = \frac{\sigma'_w}{\sigma'_{a,X}} \left(1 - \frac{\sigma'_{m,X}}{R_m}\right) \approx 2,75 \quad (60.1)$$

$$S'_X = \frac{\sigma'_w}{\sigma'_{a,X}K_{f,X}} \left(1 - \frac{\sigma'_{m,X}K_{f,m,X}}{R_m}\right) \approx 1,07 \quad (60.2)$$

$$S_Y = \frac{\sigma'_w}{\sigma'_{a,Y}} \left(1 - \frac{\sigma'_{m,Y}}{R_m}\right) \approx 4,78 \quad (60.3)$$

$$S'_Y = \frac{\sigma'_w}{\sigma'_{a,Y}K_{f,Y}} \left(1 - \frac{\sigma'_{m,Y}K_{f,m,Y}}{R_m}\right) \approx 3,95 \quad (60.4)$$

$$S_Z = \frac{\sigma'_w}{\sigma'_{a,Z}} \left(1 - \frac{\sigma'_{m,Z}}{R_m}\right) \approx 4,90 \quad (60.5)$$

$$S'_Z = \frac{\sigma'_w}{\sigma'_{a,Z}K_{f,Z}} \left(1 - \frac{\sigma'_{m,Z}K_{f,m,Z}}{R_m}\right) \approx 3,85 \quad (60.6)$$

Arvioiduista kriittisen pisteen lovivaikutuksista selkeästi merkitsevin on jännitystasolla $(\sigma'_{m,x}, \sigma'_{a,x})$, jonka yhtälön (60.2) mukaan varmuusluku on vain 1,07. Muutoin jännitystasojen lovivaikutukset eivät radikaalisti pienennä varmuutta. Kaikkien jännitystasojen varmuusluvut ilman lovivaikutusta ovat vähintään 2,5, joten kuormituksen tai vastaavasti redusoidun vaihtolujuuden arvioinnissa tai sen korjaamisessa on vielä reserviä.

Mikäli jännitystasojen väsymiskestoarviota halutaan esittää Wöhlerin käyrinä, tulee ensin määrittää jokaisen jännitystason raja-arvo, joka määrää S-N käyrän vaihtolujuuden tietyllä jännitystasolla. Kuvan 38 kunkin kriittisen pisteen jännitystason raja-arvo sijaitsee pisteessä R , jolloin varmuusluku on 1. Kaavalla (59.1) saadaan laskettua kriittisten pisteiden jännitysamplitudien arvot pisteessä R . Samaisessa pisteessä keskijännityksen arvot pysyvät vakioina. Jännitystasot pisteissä R ja R' eli ilman ja kera lovivaikutuksen ovat

$$\sigma'_{m,x@R_x} = \sigma'_{m,x} \approx 70,5MPa \quad \sigma'_{a,x@R_x} = \sigma'_w \left(1 - \frac{\sigma'_{m,x}}{R_m}\right) \approx 101,0MPa \quad (61.1)$$

$$\sigma'_{m,x@R'_x} = \sigma'_{m,x} K_{fm,x} \approx 150,3MPa \quad \sigma'_{a,x@R'_x} = \sigma'_w \left(1 - \frac{\sigma'_{m,x} K_{fm,x}}{R_m}\right) \approx 84,2MPa \quad (61.2)$$

$$\sigma'_{m,y@R_y} = \sigma'_{m,y} \approx 5,4MPa \quad \sigma'_{a,y@R_y} = \sigma'_w \left(1 - \frac{\sigma'_{m,y}}{R_m}\right) \approx 114,7MPa \quad (61.3)$$

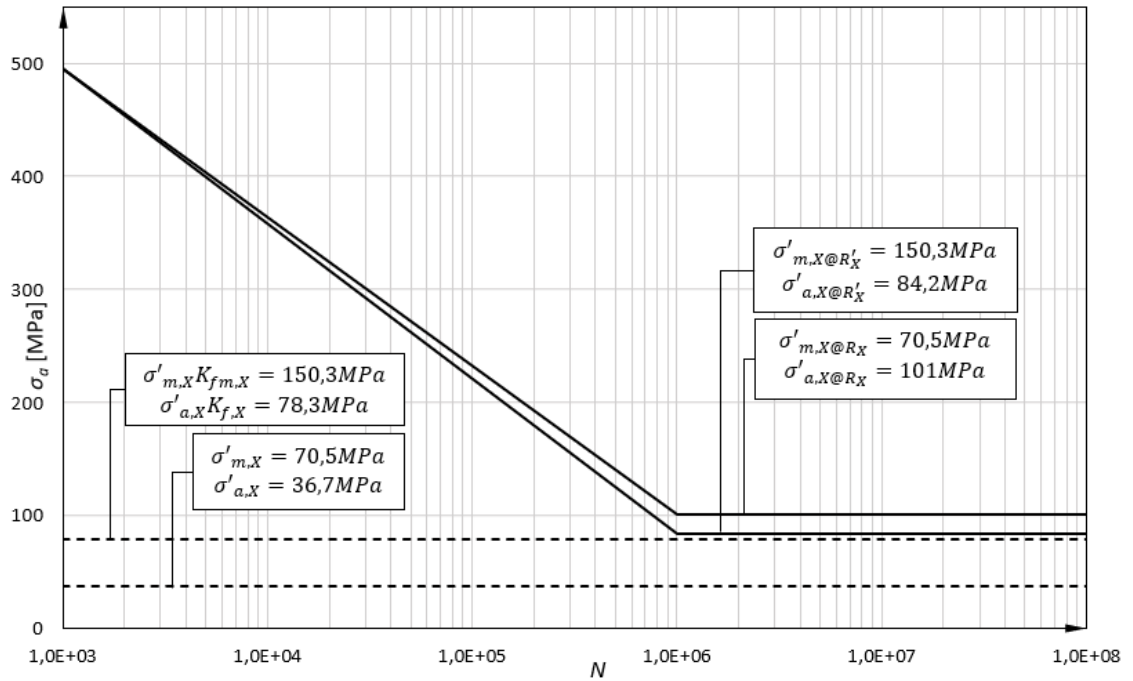
$$\sigma'_{m,y@R'_y} = \sigma'_{m,y} K_{fm,y} \approx 6,6MPa \quad \sigma'_{a,y@R'_y} = \sigma'_w \left(1 - \frac{\sigma'_{m,y} K_{fm,y}}{R_m}\right) \approx 114,5MPa \quad (61.4)$$

$$\sigma'_{m,z@R_z} = \sigma'_{m,z} \approx 105,3MPa \quad \sigma'_{a,z@R_z} = \sigma'_w \left(1 - \frac{\sigma'_{m,z}}{R_m}\right) \approx 93,7MPa \quad (61.5)$$

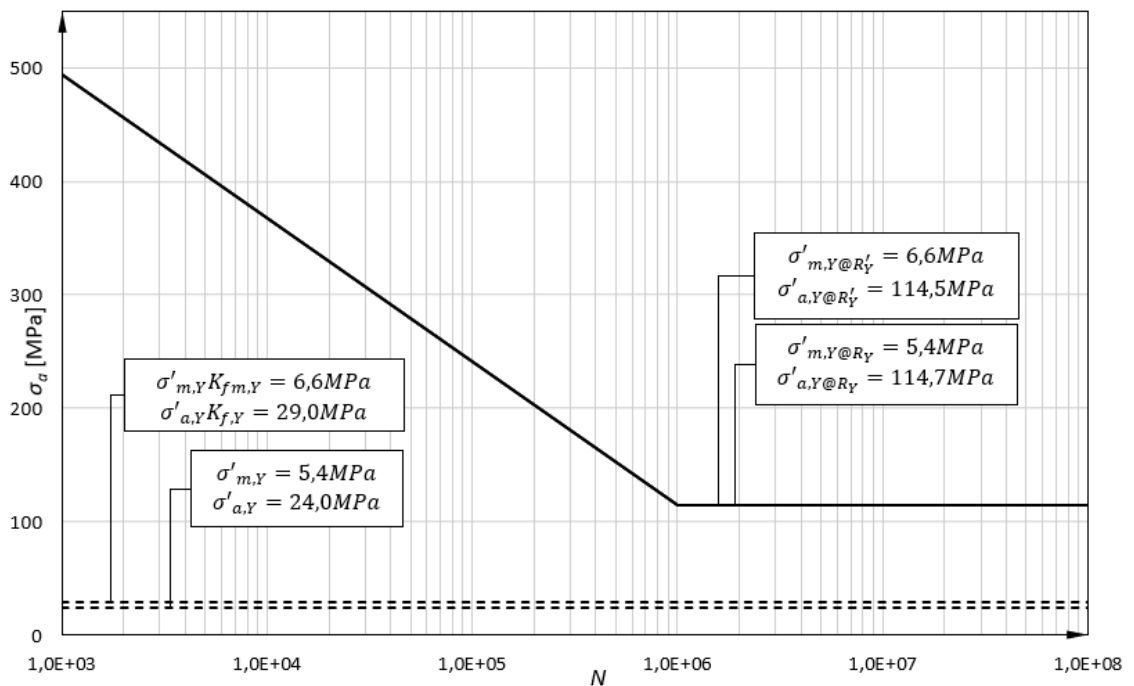
$$\sigma'_{m,z@R'_z} = \sigma'_{m,z} K_{fm,z} \approx 127,4MPa \quad \sigma'_{a,z@R'_z} = \sigma'_w \left(1 - \frac{\sigma'_{m,z} K_{fm,z}}{R_m}\right) \approx 89,0MPa \quad (61.6)$$

Goodmanin piirroksen mukaan pisteen R jännitysamplitudin arvo ei voi nousta aiheuttamatta materiaalivauriota, joten Wöhlerin käyrällä jännitysamplitudin $\sigma'_{a@R}$ arvo vastaa vaihtolujuutta keskijännityksen ollessa $\sigma'_{m@R}$.

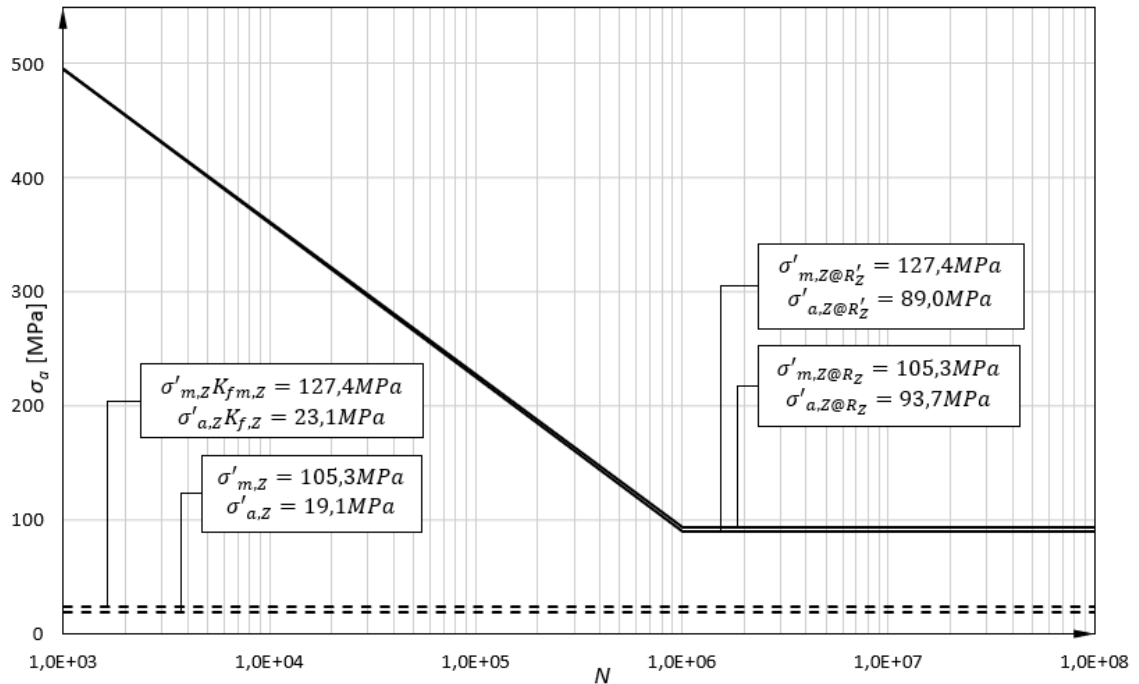
Lasketut pisteiden R ja R' jännitystasot (61.1)...(61.6) määrittävät kuvien 39, 40 ja 41 S-N käyrät valituissa kuormitustapauskohtaisissa kriittisissä pisteissä.



Kuva 39. Kuormituksen $X_D - X_D$ kriittisen pisteen jännitustason arviointi S-N käyrällä.



Kuva 40. Kuormituksen $Y_D - Y_D$ kriittisen pisteen jännitustason arviointi S-N käyrällä.



Kuva 41. Kuormituksen $Z_D - Z_D$ kriittisen pisteen jännitystason arviointi S-N käyrällä.

Kuvat 39, 40 ja 41 kertovat saman kuin kuva 38, eli määritetyt jännitystasot ilman ja kera lovivaikutuksen pysyvät vaihtolujuuden alapuolella, ja siten voidaan olettaa materiaalin kestävä vauriotta. *Huomiona, luvussa 3.3.1 esitetty Wöhlerin käyrän vaihtolujuuden redusointi lovivaikutuksella on jo huomioitu jännitystason nostamisella ($\sigma'_m K_{f,m}, \sigma'_a K_f$).* S-N käyrien käyttö on yleisesti hankalaa tämän työn kannalta, sillä jokaisessa kuormitustapauksessa on eri keskijännityksen arvo, eikä se pysy vakiona lovivaikutuksen myötä. Tästä syystä jokainen dynaaminen kuormitustapaus vaatii oman Wöhlerin käyrän. Väsymisvaurioanalyysi on yleensä iteroituva ja tarkentuva prosessi, joten mikäli arvioidut jännitystasot tai lovenvaikutusluvut muuttuvat, niin estimoidut Wöhlerin käyrät ja niiden määrittävät arvot pitää laskea uudelleen ja uudelleen. Tämä toistuu, kunnes löydetään esimerkiksi testauksen myötä kuormitustapauskohtaisesti kriittistä pistettä vastaava todellinen vaihtolujuuden arvo, joka huomioi myös lovivaikutuksen oikein.

Sen sijaan Goodmanin piirroksen päivittäminen uusilla jännitystaso- tai lovivaikutusarvoilla, määrittäen samalla uudet vaurioanalyysin varmuusluvut, on melko selkeä lähestymistapa, kun halutaan arvioida materiaalivauriota äärettömän eliniän suhteen. Lisäksi Goodmanin mallin etuna on se, että se ei sido jännitystasoa tai sen muuttumista samoin kuin Wöhlerin käyrä, vaan keskijännitys ja jännitysamplitudi saavat muuttua miten tahansa. Perinteisessä väsymislaskennassa ja estimoinneissa mielivaltaisella jännitystasolla on siis helpompi käyttää Goodmanin mallia. Simuloituja jännitystasoja vastaavat Wöhlerin käyrän estimaatitkin muodostettiin Goodmanin piirroksen avulla.

Tämän työn dynaamisen vaurioanalyysin lopputuloksena voidaan todeta, että koneistorungon kriittisten pisteiden jännitystasot eivät saavuttaisi vaihtolujuutta, jolloin rakenne tulisi kestävänsä väsyttävän kuormituksen ilman vauriota äärettömän monta sykliä. Arvio perustuu lähtöarvoihin ja oletuksiin sekä simuloituihin jännityksiin, ja näiden soveltamiseen. Tämä näkyy kuvan 38 Goodmanin mallissa sekä sitä hyödyntäen muodostetuissa kuvien 39, 40 ja 41 Wöhlerin käyrissä.

7.3 Tulosten arviointi ja johtopäätökset

Työn tulokset yleisellä tasolla perustuvat pitkälti muodostettuun simulointimalliin sekä sen tarkkuuteen. Esimerkiksi ruuviliitoksiin ei syntynyt suuria jännityskeskittymiä, joten niiden kestoa ei erikseen tutkittu. Malli saattaa siis olla liiankin konservatiivinen tai yksinkertaistettu voima-arvojen muodostaman kuormituksen tai niiden vaikutuspintojen suhteen, mikä vaikuttaa suoraan simuloituihin jännityksiin. Tämä ei silti ole haitaksi työn tarkoitukseen nähden, koska jännityksille tehdyt lujuusopilliset tarkastelut ja niiden jatkokeskittely voidaan tehdä mille tahansa muullekin valitulle kriittiselle elementille ja siinä vaikuttaville jännityksille.

Simulointimallin jännityskeskittymät kuitenkin paljastavat tutkittavassa rakenteessa sekä staattisen että dynaamisen tarkastelun myötä erinäisiä kriittisiä pisteitä, joiden jännityskäyttäytymistä voisi mahdollisesti optimoida. Etenkin jos haluttaisiin lisävarmuutta koneistorungon rakenteeseen, niin ilmenneitä kriittisiä alueita voisi tarvittaessa kehittää mekaanisen kestävyysparantamiseksi. Käytäntö on kuitenkin osoittanut tähän asti, että koneistorungon nykyinen rakenne kestää todellisen raitiovaunun käyttöprofiilin mukaista kuormitusta useissa eri käyttökohteissa ympäri maailmaa.

7.3.1 Staattisen keston tulokset

Luvun 7.1 staattisen keston tulokset perustuvat pääasiallisesti tunnettuihin Trescan ja von Misesin hypoteeseihin sekä niiden taustalla olevaan teoriaan. Tuloksissa käy hyvin ilmi esimerkiksi sitkeän materiaalin leikkautumisilmiö. Missään tarkasteltavista kriittisistä pisteistä ei ilmene puhdasta leikkausjännitystilaa, mutta elementin jännitystilan suurin leikkausjännityksen arvo on kuitenkin vaikuttavin arvo. Tämä nähdään siitä, että pelkän maksimileikkausjännityksen käytettävyyssarvo ja varmuusluku ovat lähellä kaikki jännityskomponentit huomioon ottavaa von Misesin vertailujännitystä ja sen käytettävyyssarvoa ja varmuuslukua. Voidaan siis todeta, että suurin osa varmuusluvun määräävästä jännitystilasta on suurimman leikkausjännityksen osuus.

Raitiovaunun kulkusuunnassa, eli kuormitustapauksissa X_S ja $-X_S$ todettiin, että terävä nurkka, jonka vierestä koneistorungon pohjalevy on särmäty kahteen suuntaan, on vaurioaltis kohta. Nurkkaan voi mahdollisesti jo valmistusvaiheessa muodostua särö ja tätä mahdollisuutta viestii myös simulointimallin singulariteetti. Mikäli alueelle syntyy riittävän suuri jännitys, niin särö voi aiheuttaa staattisen vaurion. Nurkan alue voitaisiin tarvittaessa suunnitella uusiksi siten, että säröytymisriski poistuisi. Vaihtoehtoja voisi olla esimerkiksi muotoilemalla kriittinen kohta levyaihioon erilaiseksi ennen särmäystä tai sulkea nurkka särmäyksen jälkeen hitsaamalla tai tukea muulla tavoin siten, ettei jännityskeskittymää muodostuisi tai että se selkeästi pienenesi.

Sivusuunnan kuormitustapauksissa Y_S ja $-Y_S$, jossa koneistorungon kokema kuormitus perustuu esimerkiksi matkustajan nojaamiseen ovia vasten, on hyvin konservatiivinen näkökulma kuormituksen suhteen. Pieneen suorakaiteen muotoiseen alueeseen kohdistuva voima saa aikaan sen, että lähimpään hitsisaumaan syntyy jännitys. Koska hitsisaumaa ei ole mallinnettu ja pienen nurkka on täten epäjatkuva, syntyy malliin toistamiseen singulariteetti. Joka tapauksessa jännityskeskittymän myötä huomataan, että kuormaa kantavan pienahitsin sauman pituus on Eurocode 3 standardin mukaan alarajalla. Hitsisaumaa voisi siis tarvittaessa tutkia lisää. Hitsin staattinen kesto on laskettu melko suurella varmuudella olettaen singulariteetista johtuvan suuren jännityksen pienellä alueella hitsiä vaikuttavan koko saumassa. Todennäköisesti tämä kohta ei ole siis kriittinen, vaikka hitsin alueelle jännitys muodostuisikin.

Pystysuunnan kuormitustapaukset Z_S ja $-Z_S$ ja niiden simulointitulokset ovat luotettavimpia, sillä jännityskeskittymäalueelle ei synny singulariteettia ja kuormituksen määrittely on varmasti konservatiivinen. Jännitys nousee koneistorungon pystysuuntaa tukevien päädyissä olevien kulmavahvikkeiden pyöreissä nurkissa, ja painovoiman vaikutuksen myötä kuormituksessa Z_S massan $3g$:n kiihtyvyyden saa jo pienen osuuden jännityskeskittymästä melko lähelle myötörajaa. Tästä syystä EN 12663-1 käytettävyyssarvo ei toteudu ja tarvitaan standardissa mainittua lisätarkastelua, joka perustuu jännitysvaihteluun, mikä on osin dynaamista tarkastelua.

Lisäkriteerin yhtälö (40) ei ole kovin tunnettu tai ainakaan sitä ei mainita alan teoksissa staattisen jännityksen analysoinnin yhteydessä, mutta sen ajatus on selkeä. Kriteerin tarkoitus on varmentaa, että jännityskeskittymässä ei vaikuta jatkuvasti myötörajan ylittävä jännitys, jolloin materiaali on jatkuvasti plastisessa tilassa. Kriteerin yhtälö löytyy esimerkiksi Nortonin teoksesta keskijännityksen lovivaikutusluvun K_{fm} määrittelyn yhteydessä [13, s. 360-361], joka itse asiassa kuvattiin jo yhtälössä (32.3). Aiheesta todettiin,

että tilanteessa, jossa dynaamisen kuormituksen maksimi- että minimijännitys ylittää materiaalin myötörajan, niin keskijännitys $\sigma_m=0$ ja materiaali on jatkuvasti plastinen. Tällä periaatteella lisäkriteeri on staattisen vaurion osalta selkeä, koska jos materiaali on jostakin kohdasta jatkuvasti plastinen, niin se on staattisesti pettänyt ja muovautuu siten jatkuvasti kuormituksen myötä.

Joka tapauksessa saadut tulokset ovat luotettavia ja vaurioille ei pitäisi olla todellista riskiä, koska jännityskeskittymä ei vaikuta koko rakenteen poikkipinnan läpi, kuten luvussa 7.1.3 jo todettiin. Näin ollen vaadittaisiin reilusti suurempi kuormitus, jotta koko poikkipinnan jännitys saataisiin myötörajan ylittäväksi ja rakenne voisi staattisesti pettää ja alkaa kokemaan muodonmuutosta. Koska tapauksen Z_s kuormitus vaikutti ajatustasolla melko suurelta, tein työkavereiden avustuksella vielä liitteessä K esitetyn käytännön testin. Testissä koneistorungon päätyjohteille asetettiin massaa yli 350 kg:aa demonstroimaan kuormitusta. Rakenteen todettiin kestävän ja näin ollen simuloinnin olevan luotettava.

Kokonaisuudessaan staattisen keston osalta voidaan todeta luvun 5.4.1 laskennallisten vaatimusten täyttyvän. Epävarmuustekijäksi nousseesta kuvan 26 terävän nurkan alueesta olisi syytä tehdä erillinen arviointi, onko tarve muutokselle vai ei. Myös kuvan 27 pienahitsisauman, joita on rakenteessa useampi, pituuden arviointi yleisesti olisi paikallaan. Vaikka rakenne kestää käytännössä, niin standardimielessä sauman pituus on lyhin sallittu.

7.3.2 Dynaamisen keston tulokset

Luvun 7.2 dynaamisten jännitystasojen tarkastelu ja arviointi perustuu vahvasti yleisesti tunnettuihin estimointimenetelmiin, joita käytiin läpi luvuissa 3.2 ja 3.3. Lovivaikutusta käsitellään poikkeuksellisesti kappaleen 3.2.7 esitykseen nähden kertomalla vasta efektiiviset jännitysarvot lovenvaikutusluvulla. Tämä tehdään kahdestakin syystä. Ensinnäkin laskennallisesta arvosta tulee sama riippumatta siitä, huomioidaanko lovivaikutus jo yhtälöissä (24) ja (25) vai vasta kertomalla kaavojen (22) ja (23) arvot lovivaikutuksella. Voidaan siis todeta, että kun käytetään von Misesin efektiivistä jännitysamplitudia ja keskijännitystä, niin näin voidaan menetellä ja päästään hieman vähemmällä yhtälömäärällä. Jollakin toisella menetelmällä todennäköisesti lovivaikutus tulisi huomioida jo jännitystason yleisessä muodossa, jossa se todella vaikuttaakin. Toisekseen, kun lovivaikutus eriytetään yleisestä jännitystasosta, pystytään helposti havainnollistamaan pelkätään sen vaikutusta vaurion suhteen, kuten esimerkiksi kuvan 38 väsymislujuuspiirroksessa, joka helpottaa myös arviointityötä.

Kuten staattisen keston osalta jo todettiin, simuloituissa jännityksissä voi olla virhettä, jolloin myös dynaamisen kuormituksen osalta määritetyt jännitystasot ovat mahdollisesti virheellisiä suuntaan tai toiseen. Lisäksi vaihtolujuuden redusointi ja lovivaikutusten suuruudet ovat käytännössä arvauksia kirjallisuutta hyödyntäen. Esimerkiksi kuormitustapauksessa $X_D - -X_D$ lovivaikutus on todennäköisesti arvioitu liiankin suureksi, minkä vuoksi varmuusluku on huomattavasti pienempi, kuin muissa tapauksissa. Tarkempien tulosten saavuttaminen vaatisi jonkinlaisia käytännön kuormitustestejä tai tarkempia materiaalin väsymiseen vaikuttavia tietoja. Myös luvussa 7.2.2 tehty pienahitsin väsymiskeston arvio tulisi varmentaa tulkinnanvaraisuutensa vuoksi.

Yleinen näkemys onkin, että väsymisvaurioanalyysin ensimmäinen iterointikierron on useimmiten joltain osin pielessä. Tämä ajatus pätee varmasti optimaaliseen rakennesuunnitteluun, mutta tämän tutkimuksen näkökulmasta ei kuitenkaan ole tarkoitus optimoida rakennetta väsymiskeston osalta, vaan arvioida nykytilaa ja sen riittävää dynaamista kestokykyä. Näin ollen riittävän suuret varmuusluvut antavat ymmärtää, että rakenne kestäisi EN 12663-1:n vaatimusten mukaisen kuormituksen. Saadut tulokset eivät siis todennäköisesti ole eksakteja, mutta niiden perusteella lasketut varmuusluvut huomioiden voidaan lähtökohtaisesti uskoa rakenteen dynaamisen kestokyvyn olevan riittävä.

8. YHTEENVETO

Tässä diplomityössä tutkittiin raitiovaunun ovikoneiston runkorakenteen mekaanista kestävyttä standardin EN 12663-1 ehdoilla. Alkuperäinen tutkimuskysymys, että täyttääkö tuote standardin vaatimukset, rajoittui monimutkaisuutensa takia vain tuotteen yhteen osaan. Rakennetta tarkasteltiin sekä staattisen että dynaamisen kuormituksen alaisena. Molempien tapauksen vaurioanalyysien vaiheet esiteltiin mahdollisimman suoraviivaisesti, ja niitä sovellettiin esimerkinomaisesti koneistorunkoon. Vaurioanalyysit perustuvat tarkasteltavan elementin ekvivalenttiin jännitystilaan. Tämän lukuarvoa verrataan sitkeän teräsmateriaalin lujuusarvoihin, josta voidaan edelleen arvioida rakenteen perusaineen kestävyttä määrittämällä varmuusluku vaurion suhteen. Liitosten, kuten ruuvikiinnitysten tai hitsisaumojen, vauriotarkastelut on syytä tehdä erikseen hyödyntäen niille soveltuvia tapauskohtaisia lisäteorioita, joita tässä työssä ei laajalti käsitelty.

Standardin EN 12663-1 määrittämien kuormitusten FEM-simuloinnin myötä koneistorungosta löydettiin mahdollisia heikkoja kohtia, joihin vaurio syntyi, mikäli kuormitukset kasvaisivat riittävästi. Jokaisesta jännityskeskittymäalueesta valittiin kriittinen elementti, jolle suoritettiin staattinen ja dynaaminen vaurioanalyysi. Tulosten valossa rakenne kestää standardin mukaiset kuormitukset vauriotta ja voidaan täten validoida materiaalin keston osalta riittäväksi. Seuraavassa vaiheessa olisi syytä tutkia suurempaa kokonaisuutta ovikoneistosta, kuin pelkkää runkolevyä. Tämän myötä löydettäisiin uusia kriittisiä pisteitä muista komponenteista analysoitavaksi. Myös liitosten kesto tulisi varmentaa.

Diplomityön tavoite toteutui mielestäni melko hyvin. Standardin vaatimusten tarkasteluun löydettiin niille soveltuvia teorioita, joita hyödynnettiin monipuolisesti. Työn toimintatutkimuksen prosessi on suhteellisen helposti hyödynnettävissä jatkotutkimuksiin tai muihin saman tyyppisiin vaurioanalyysiin. Tarvittavat laskennat, kuvien piirtäminen, ynnä muut tarkastelut simuloinnin jälkeen pystytään tekemään esimerkiksi taulukkolaskentaohjelmalla, jota itse käytin helpottamaan työtä ja iterointia. Pääasiallisina muuttujina staattisessa arvioivassa vaurioanalyysissä toimivat tarkasteltavan elementin jännitystilan komponentit, jotka saadaan suoraan simuloinnin tuloksista. Toisena muuttujana toimivat materiaalin ominaisarvot. Dynaamisen arvioivan vaurioanalyysin tekemiseen tarvitaan näiden lisäksi vielä väsyttävän kuormituksen estimaatit, kuten lovivaikutus sekä väsymisluku ja sen redusointiparametrit.

Loppujen lopuksi standardi EN 12663-1 ei määrää rakenteelle kuin simulointimallin kuormituskertoimet ja tulosten raja-arvot. Näin ollen työn tiedoilla pystyy tekemään arviointia

muillekin teräsrakenteille hyvinkin yleisellä tasolla. Olen melko varma, että tulen hyödyntämään työtä vielä myöhemminkin, ja toivon että moni muukin hyöttyy tämän diplomityön sisällöstä.

LÄHTEET

- [1] B. Adane, Structural Analysis of Addis Ababa City Light Railway Transit Tram Car Body Using Steel and Aluminum Honeycomb Sandwich material, Master of Science in Mechanical Engineering (Rolling Stock Engineering), Addis Ababa University, 2014, 73 s.
- [2] M. Airila, Koneenosien suunnittelu, WSOY, 1997, 796 s.
- [3] T. Björk, P. Hautala, K. Huhtala, S. Kivioja, M. Kleimola, M. Lavi, H. Martikka, J. Miettinen, A. Ranta, J. Rinkinen, P. Salonen, Koneenosien suunnittelu, Sanoma Pro Oy, 2014, 517 s.
- [4] S. Cang, Analysis on the Strength and Rigidity of Weld Stainless Steel Body of 200 km/h Passenger Car Based on EN12663 Standard, International Conference on Information, Computer and Education Engineering (ICICEE 2017), Guidaojiaotong Polytechnic Institute, 2017, s. 459-463
- [5] 2008/57/EY, Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi rautatiejärjestelmän yhteentoimivuudesta yhteisössä, 18.7.2008
- [6] 2018/C 282/03, Euroopan unionin virallinen lehti, Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivin 2008/57/EY rautatiejärjestelmän yhteentoimivuudesta yhteisössä täytäntöönpanoon liittyvä komission tiedonanto
- [7] EVS-EN 14752:2015, Railway applications – Bodyside Entrance Systems for rolling stock, 82 p.
- [8] ISO 19598:2016 Metallic coatings. Electroplated coatings of zinc and zinc alloys on iron or steel with supplementary Cr(VI)-free treatment, 11 s.
- [9] M. Järvinen, Kiskokalustostandardit ovisuunnittelussa, kandidaatintyö, Tampereen teknillinen yliopisto, 2017, 24 s.
- [10] W. Krason, T. Niezgodna, FE numerical tests of railway wagon for intermodal transport according to PN-EU standards, Bulletin of the Polish Academy of Sciences: Technical Sciences, vol. 62, no. 4, 2014, s. 843-851
- [11] V. Milovanović, V. Dunić, D. Rakić, M. Živković, Identification causes of cracking on the underframe of wagon for containers transportation – Fatigue strength assessment of wagon welded joints, Engineering Failure Analysis, no. 31, 2013, s. 118-131
- [12] Y. Murakami, Theory of Elasticity and Stress Concentration, Wiley, 2017, 443 s.

- [13] Robert L. Norton, Machine Design: An Integrated Approach: International Edition, Pearson Education, 2005, 984 s.
- [14] Walter D. Pilkey, Deborah F. Pilkey, Peterson's stress concentration factors, John Wiley & Sons, Inc., 2017, 522 s.
- [15] T. Salmi, H. Outinen, Lujuusopin perusteet, Pressus Oy, 2004, 464 s.
- [16] T. Salmi, S. Pajunen, Lujuusoppi, Pressus Oy, 2010, 462 s.
- [17] T. Salmi, S. Virtanen, Materiaalien mekaniikka, Pressus Oy, 2008, 413 s.
- [18] R. Sepe, A. Pozzi, Static and modal numerical analyses for the roof structure of a railway freight refrigerated car, Frattura ed Integrità Strutturale, no. 33, 2015, s. 451-462
- [19] SFS-EN 1993-1-8, Eurocode 3: Teräsrakenteiden suunnittelu. Osa 1-8: Liitosten mitoitus, 148 s.
- [20] SFS-EN 1993-1-9, Eurocode 3: Teräsrakenteiden suunnittelu. Osa 1-9: Väsyminen, 41 s.
- [21] SFS-EN 10025-2:2019 Kuumavalssatut rakenneteräkset. Osa 2: Seostamattomat rakenneteräkset. Tekniset toimitusehdot, 76 s.
- [22] SFS 3099:1974, Metallien väsytykokeiden yleiset periaatteet, 13 s.
- [23] SFSedu, Mitä standardisointi on? Saatavissa (viitattu 15.6.2018): http://www.sfsedu.fi/standardien_abc
- [24] SFS-EN 12663-1:2010, Railway applications – Structural requirements of railway vehicle bodies – Part 1: Locomotives and passenger rolling stock (and alternative methods for freight wagons), 41 p.
- [25] SFS-EN 12663-2:2010, Railway Application – Structural requirements of railway vehicle bodies – Part 2: Freight wagons, 51 p.
- [26] Solidworks Help, Assessing Stress Hot Spots, Saatavissa (viitattu 19.3.2020): https://help.solidworks.com/2017/english/SolidWorks/cworks/r_assessing_stress_hot_spots.htm
- [27] P. Tomek, D. Středová, Proposal of a new method for strength evaluating of construction of railway vehicles – Optimization of hood of diesel electric locomotive, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, no. 39, 2017, s. 235-244
- [28] E. Valtanen, Tekniikan taulukkirja, Genesis-Kirjat Oy, 2016, 1296 s.

- [29] VDI 2230, Bolted Joint Design, Saatavissa (viitattu 3.7.2020)
<http://www.vdi2230.de/>

LIITE A: STAATTISTEN KUORMITUSTEN KIIHTYVYYSSUUREET

Lähde: EN 12663-1:2010, s. 20

Table 13 — Accelerations in x-direction

Acceleration in metres per square second

Locomotives	Passenger rolling stock					Freight wagons	
Category	Category	Category	Category	Category	Category	Category	Category
L	P-I	P-II	P-III	P-IV	P-V	F-I	F-II
$\pm 3 g$	$\pm 5 g$	$\pm 3 g$	$\pm 3 g$	$\pm 2 g$	$\pm 2 g$	$\pm 5 g$	

Table 14 — Accelerations in y-direction

Acceleration in metres per square second

Locomotives	Passenger rolling stock					Freight wagons	
Category	Category	Category	Category	Category	Category	Category	Category
L	P-I	P-II	P-III	P-IV	P-V	F-I	F-II
$\pm 1 g$							

Table 15 — Accelerations in z-direction

Acceleration in metres per square second

Locomotives	Passenger rolling stock					Freight wagons	
Category	Category	Category	Category	Category	Category	Category	Category
L	P-I	P-II	P-III	P-IV	P-V	F-I	F-II
$(1 \pm c) \times g^a$							
^a $c = 2$ at the vehicle end, falling linearly to 0,5 at the vehicle centre.							

LIITE B: DYNAAMISTEN KUORMITUSTEN KIIHTYVYYSSUUREET

Lähde: EN 12663-1:2010, s. 22-23

Table 16 — Acceleration in y-direction

Acceleration in metres per square second

Locomotives	Passenger rolling stock					Freight wagons	
Category	Category	Category	Category	Category	Category	Category	Category
L	P-I	P-II	P-III	P-IV	P-V	F-I	F-II
$\pm 0,2 g$	$\pm 0,15 g$					$\pm 0,2 g$ $\pm 0,4 g^a$	
^a Applies to equipment attachments, but may be reduced for bogie vehicle and two-axle wagons with improved suspensions.							

Table 17 — Acceleration in z-direction

Acceleration in metres per square second

Locomotives	Passenger rolling stock					Freight wagons	
Category	Category	Category	Category	Category	Category	Category	Category
L	P-I	P-II	P-III	P-IV	P-V	F-I	F-II
$(1 \pm 0,25) \times g$	$(1 \pm 0,15) \times g$			$(1 \pm 0,15) \times g^a$		$(1 \pm 0,3) \times g^b$	
^a $(1 \pm 0,18) \times g$ for operation on grooved rails. ^b For freight vehicle with double stage suspension $(1 \pm 0,25) \times g$. If the application produces a higher dynamic load factor (e.g. due to dynamic effects or loading conditions) then a higher value shall be applied and defined in the specification.							

Table 18 — Acceleration in x-direction

Acceleration in metres per square second

Locomotives	Passenger rolling stock					Freight wagons	
Category	Category	Category	Category	Category	Category	Category	Category
L	P-I	P-II	P-III	P-IV	P-V	F-I	F-II
$\pm 0,15 g$	$\pm 0,15 g$			$\pm 0,15 g^a$	$\pm 0,2 g$	$\pm 0,3 g^b$	
^a If vehicles interface with road traffic then they shall be designed to $\pm 0,2 g$. ^b Applies to equipment attachments only.							

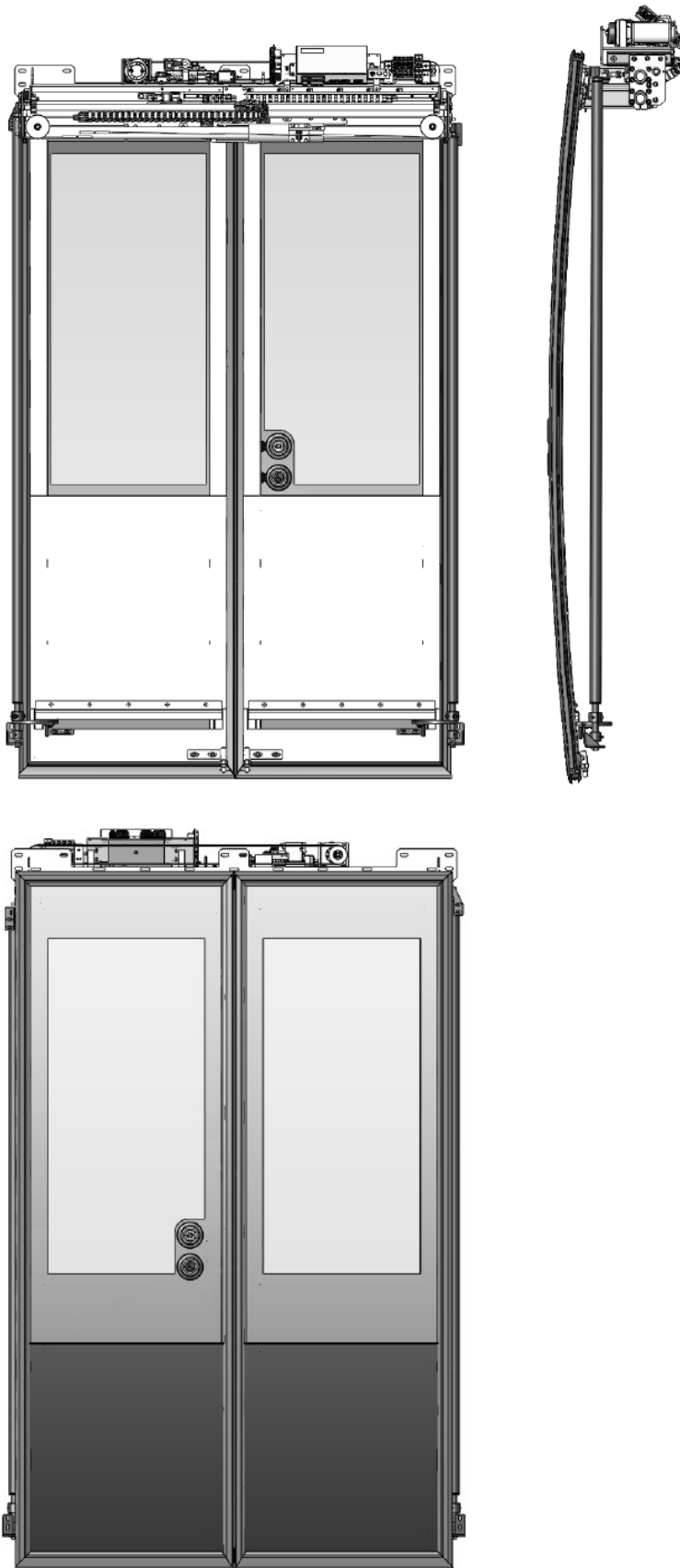
LIITE C: VALIDOINTIOHJELMA

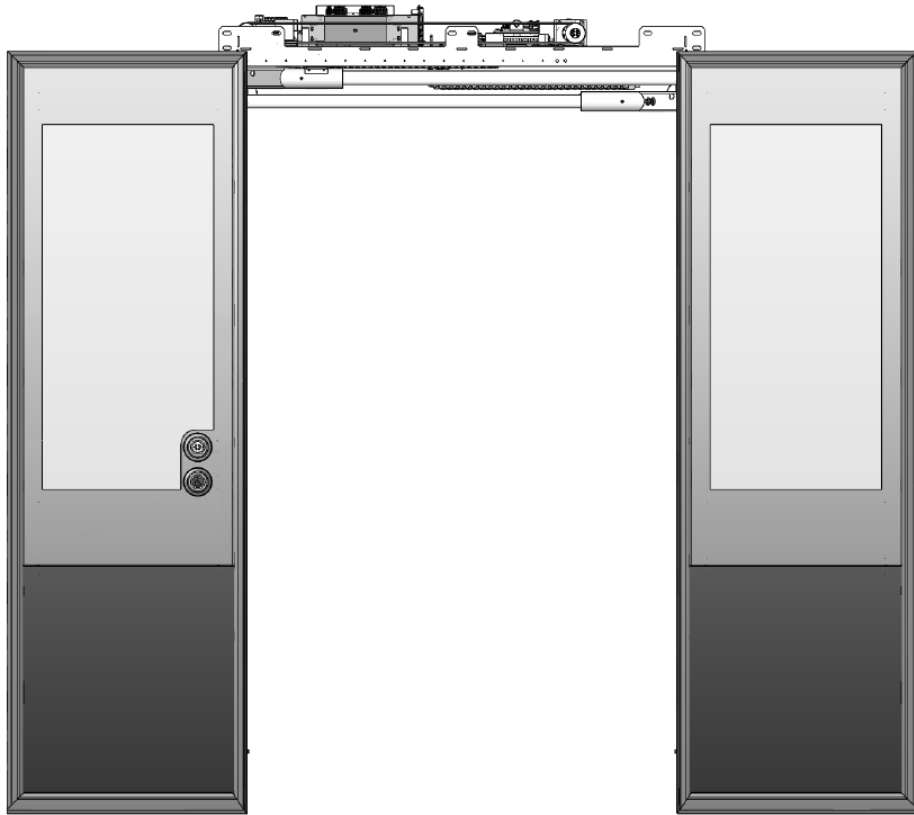
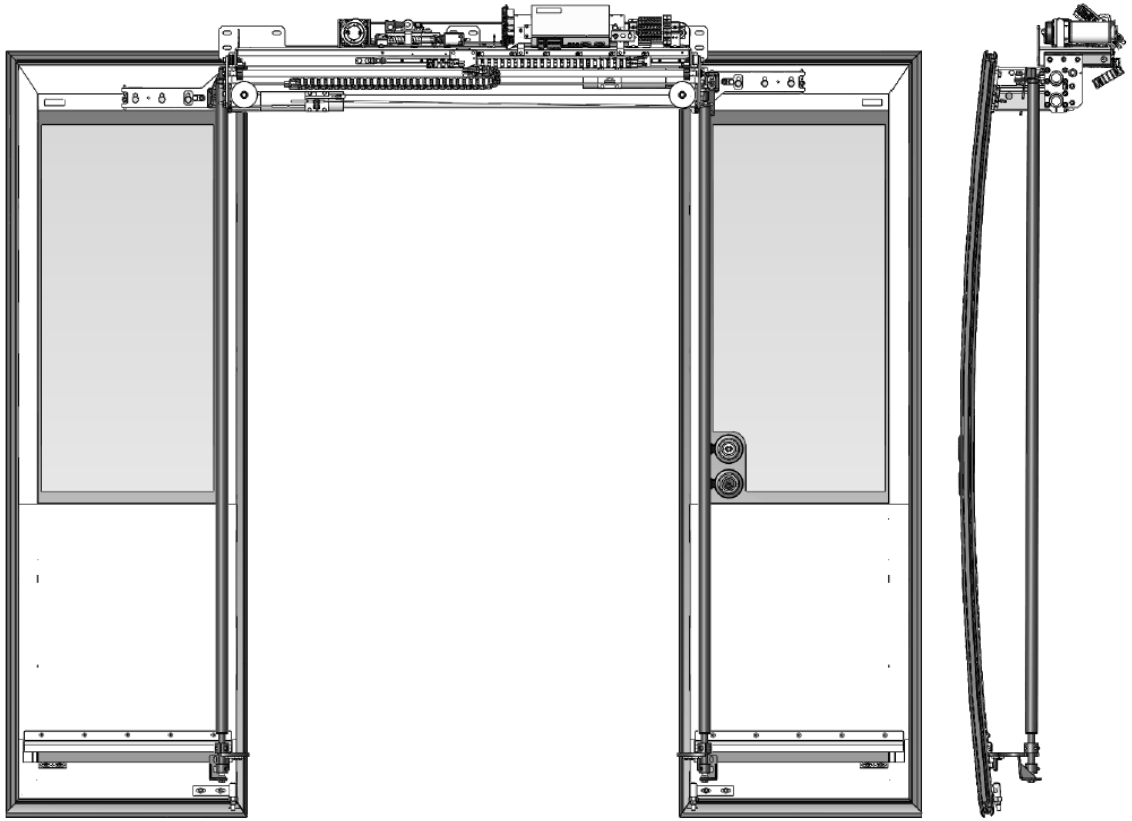
Lähde: EN 12663-1:2010, s. 28

Table 19 — Summary of validation programme

	Complete structural analysis	Local or global comparative structural analysis	Static tests	Fatigue and/or service tests
New design	yes	N/A	yes	only required if other methods do not show sufficient safety
Evolved design and/or new application Identical design and new application	no	yes	no or reduced test programme	only required if other methods do not show sufficient safety
Evolved design, similar application	no	yes	no or reduced test programme	no
<p>NOTE A new design is a product (vehicle or component part) that is newly created and has no direct connection with any existing similar product. An evolved design is a product (vehicle or component part) that is based on an existing similar product and has direct connection with that existing product.</p>				

LIITE D: OVIJÄRJESTELMÄN YLEISKUVA





LIITE E: KONEISTORUNGON VALMISTUSKUVA

Huomaa tulppahitsit toisella sivulla!
Ilmareikä sinkitysprosessia varten

1479

227

57 138 57 25 25

a3/150 a3/30 a3/100 a3/30 a3/150 a3/40 a3/30

5N 100 5N

2

3

3

VIEW A SCALE 2 : 5

VIEW B SCALE 2 : 5

ISOMETRIC VIEW SCALE 1:10

DETAIL C

PURISTE-
RUUVIEN
VOIMA
5000 N

ITEM NO.	DESCRIPTION	QTY.
1	Runkolevy, Vaaka koneisto 2L kapea - 00014014, - (MF) - D00053015, -	1
2	Runkolevy, Pysty koneisto 2L kapea - 00013990, - (MF) - D00052943, -	1
3	Kulmatuki, Koneistorunkoon - 00013991, - (MF) - D00052945, -	2
4	Ruuvi, Puristeruuvi WEFH M6x30 Zn - 00008887, - (MF) - D00038323, -	4

(13 KPL)

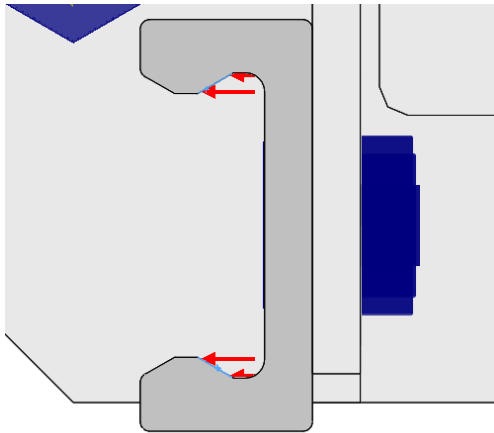
ISOMETRIC VIEW SCALE 1:5

Hitsausroiskeet poistetaan, terävät särmit pyöristetään
Pintakäsittely: Electroplated coating ISO 19598 – Fe//ZnNi8//An//T2

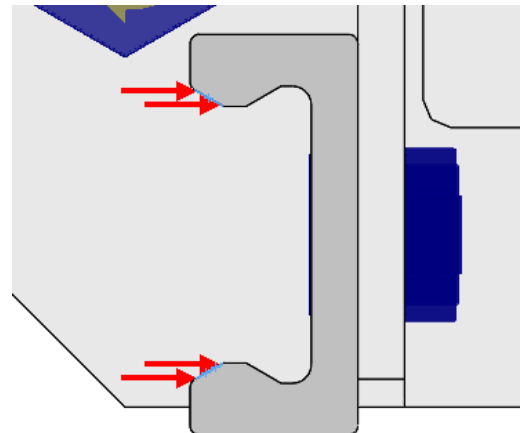
Säiliön pakkausneuvottelun tarkennus (mm)	
>10	>3
6-10	2-3
3-6	1-2
1-3	0,5-1
0,5-1	0,2-0,5
Toleranssivälit:	
>10	±0,10
6-10	±0,05
3-6	±0,02
1-3	±0,01
0,5-1	±0,005
Säiliön pintaolosuhteiden tarkennus (mm):	
>10	±0,10
6-10	±0,05
3-6	±0,02
1-3	±0,01
0,5-1	±0,005
Toleranssivälit:	
>10	±0,10
6-10	±0,05
3-6	±0,02
1-3	±0,01
0,5-1	±0,005

LIITE F: KUORMITUSTEN KONTAKTIPINNAT KONEISTORUNGOSSA

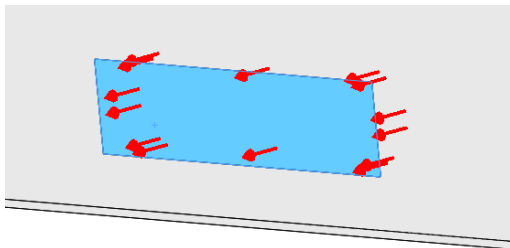
Kuvissa F.1-F.6 on esitetty simulointimallin kontaktipinnat EN 12663-1 standardin koordinaatiston mukaisissa kuormitustapauksissa X, -X, Y, -Y, Z, -Z.



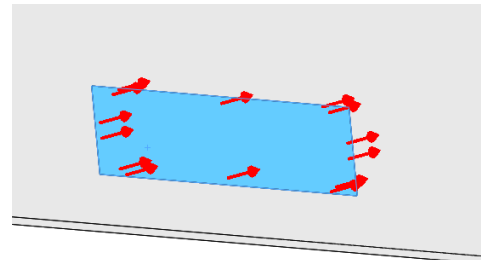
Kuva F.1. Kuormitus X.



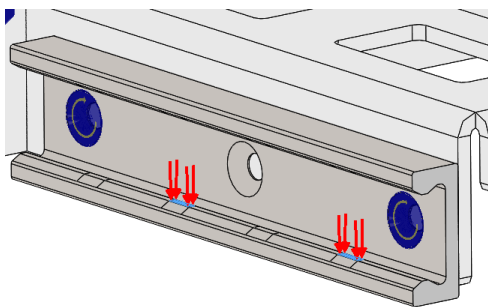
Kuva F.2. Kuormitus -X.



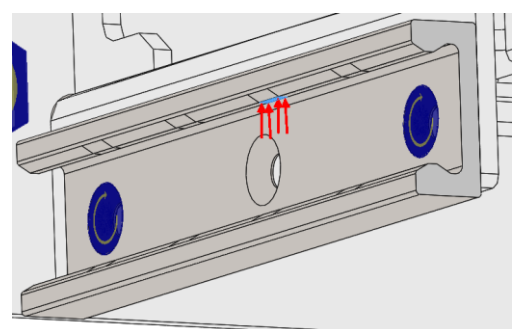
Kuva F.3. Kuormitus Y.



Kuva F.4. Kuormitus -Y.



Kuva F.5. Kuormitus Z.



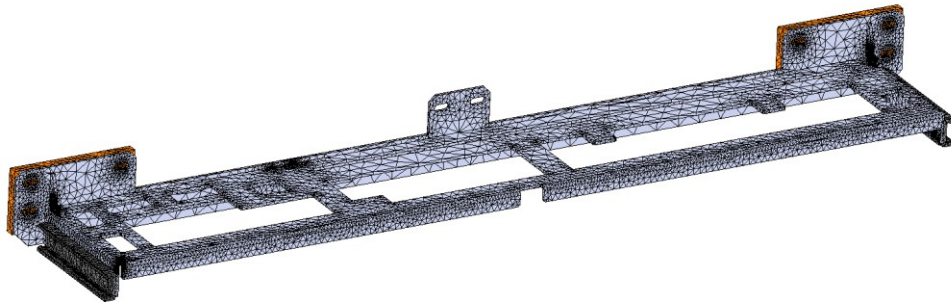
Kuva F.6. Kuormitus -Z.

LIITE G: SIMULOINTIMALLIN VERKOTUSKUVAT

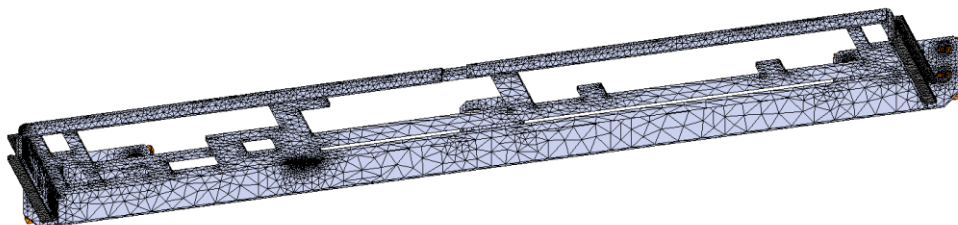
Kuvissa G.1-G.8 on esitetty simulointimallin elementtiverkotus ja sen tietoja. Samaa verkotusta käytettiin kaikissa simuloinneissa (X, -X, Y, -Y, Z, -Z).

Mesh Details	
Study name	EN12663_S_z (-Default2-)
Mesh type	Mixed Mesh
Mesher Used	Curvature-based mesh
Jacobian points	4 points
Jacobian check for shell	On
Mesh Control	Defined
Max Element Size	28.5691 mm
Min Element Size	5.71382 mm
Mesh quality	High
Total nodes	208664
Total elements	123010
Remesh failed parts with incompatible mesh	Off
Time to complete mesh(hh:mm:ss)	00:00:09
Computer name	TAMW-LT-030

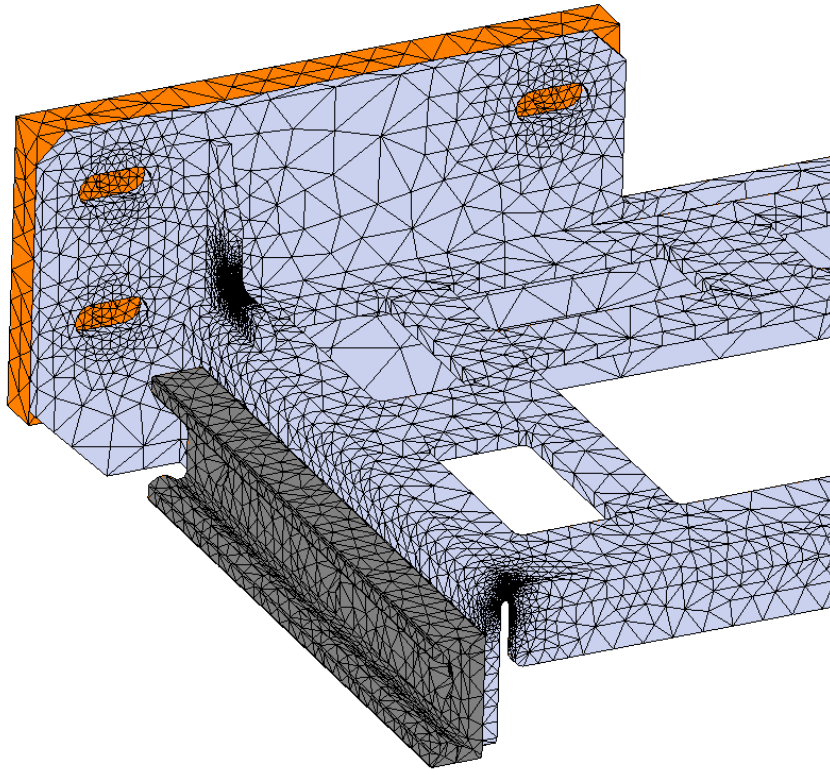
Kuva G.1 Verkotuksen yleiset tiedot.



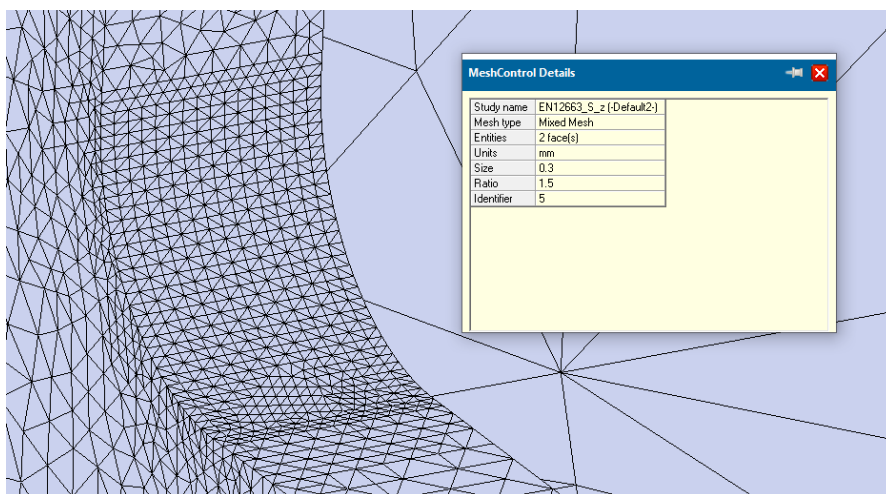
Kuva G.2. Yleiskuva simulointimallin elementtiverkosta, päältä.



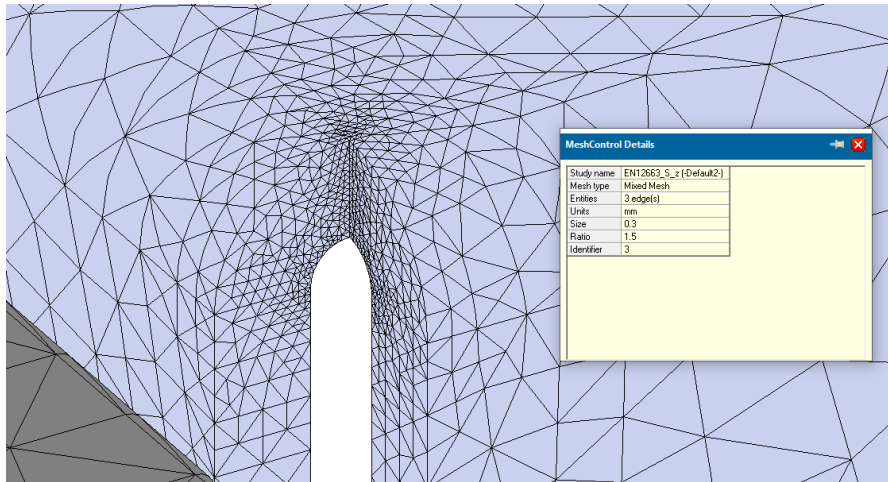
Kuva G.3 Yleiskuva simulointimallin elementtiverkosta, alta.



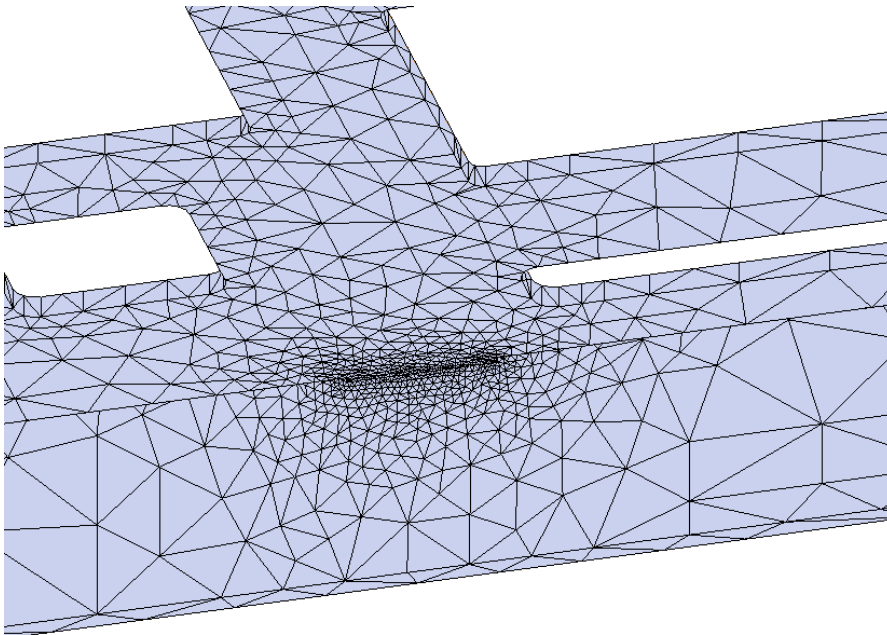
Kuva G.4 Jännityskeskittymä alueiden 1 ja 2 paikalliset verkon tihennykset.



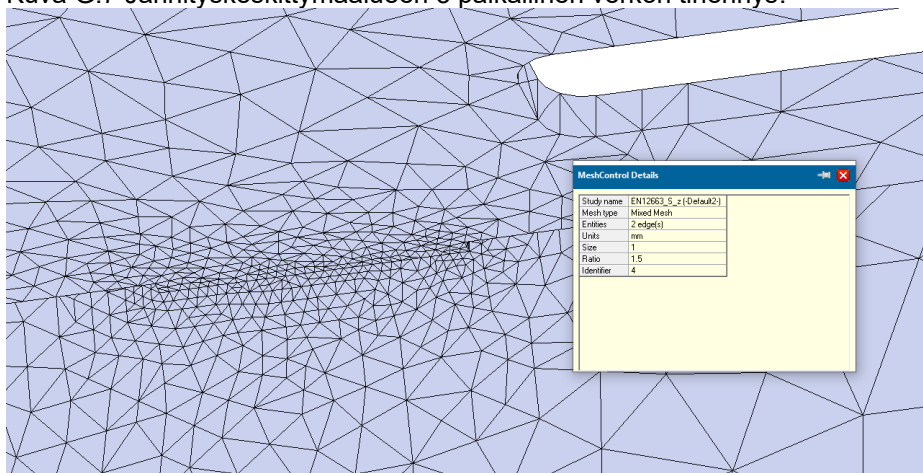
Kuva G.5 Jännityskeskittymäalueen 1 verkon tihennyksen tarkemmat tiedot.



Kuva G.6 Jännityskeskittymäalueen 2 verkon tihennyksen tarkemmat tiedot.



Kuva G.7 Jännityskeskittymäalueen 3 paikallinen verkon tihennys.



Kuva G.8 Jännityskeskittymäalueen 3 verkon tihennyksen tarkemmat tiedot.

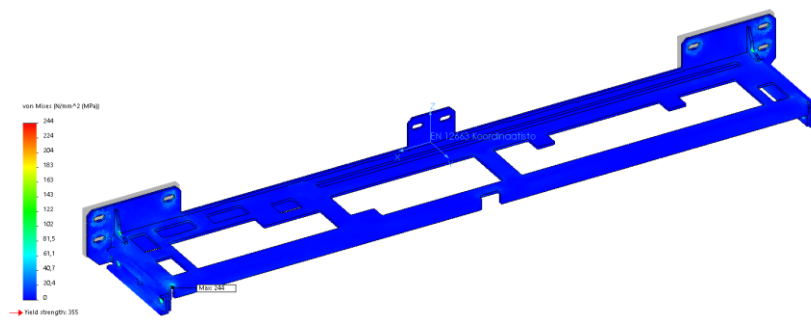
LIITE H: KONEISTORUNGON STAATTISTEN KUORMITUSTEN JÄNNITYKSET

Tässä liitteessä esitetään staattisen kuormituksen simuloitua jännitykset standardin EN 12663-1 koordinaatistoon sidottuna.

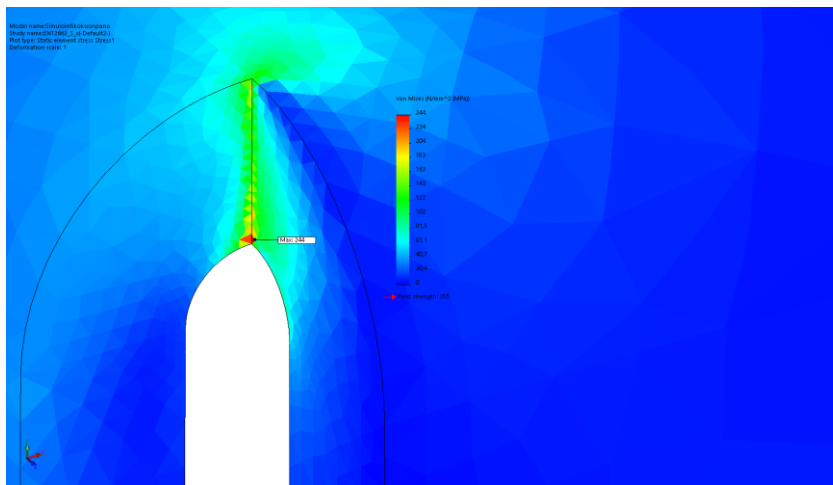
Huomautus! Kuvien alareunassa näkyvä simulointimallin pääkoordinaatisto ei vastaa standardin EN 12663-1 koordinaatistoa. Kuormitustapausten (X_s , $-X_s$, Y_s , $-Y_s$, Z_s , $-Z_s$) kuvatekstit vastaavat EN 12663-1 standardin mukaista koordinaatistoa.

1. Jännityskuvat kuormitustapauksessa X_s

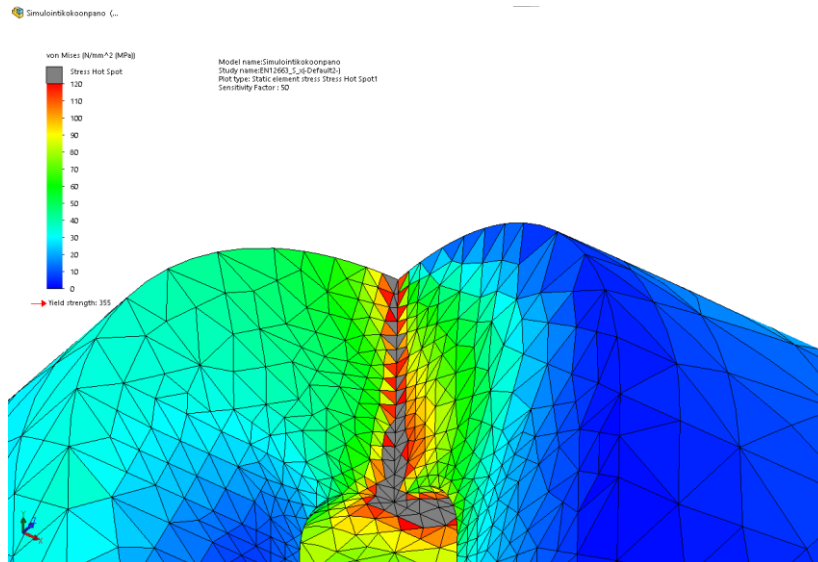
Model name: StaattinenKoneisto
Study name: EN12663_1_koneisto2
Plot type: Static element stress (stress)
Deformation scale: 1



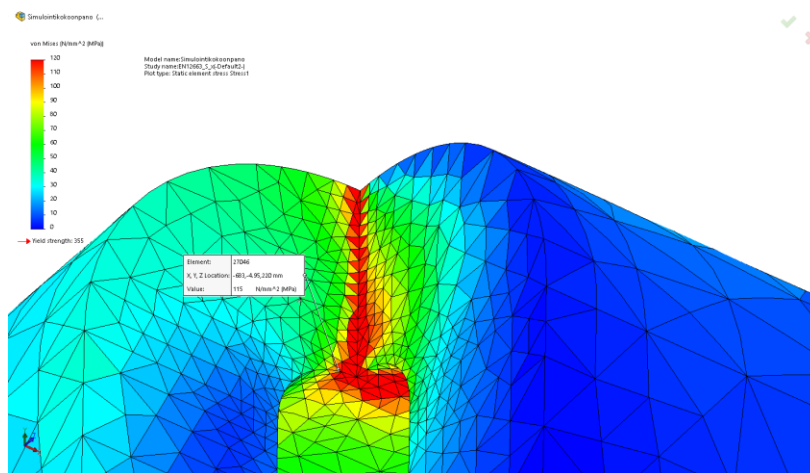
Kuva H.1.1. Kokonaiskuva rakenteen jännityksistä, X_s .



Kuva H.1.2. Suurin jännityskeskittymä, X_s .



Kuva H.1.3 Jännityskeskittymäalueen singulariteetti, Xs.



Kuva H.1.4. Jännityskeskittymäalueen tarkasteltavaksi valittu elementti (27046), Xs.

Study name: EN12663_S_x
Units: Step Number: 1

Selected reference : EN 12663 Koordinaatisto

Element	P1	P2	P3	VON	INT	TRI
27046	1.18821e+002	6.95182e+000	1.74793e+000	1.14560e+002	1.17073e+002	1.27521e+002

Study name: EN12663_S_x
Units: Step Number: 1

Selected reference : EN 12663 Koordinaatisto

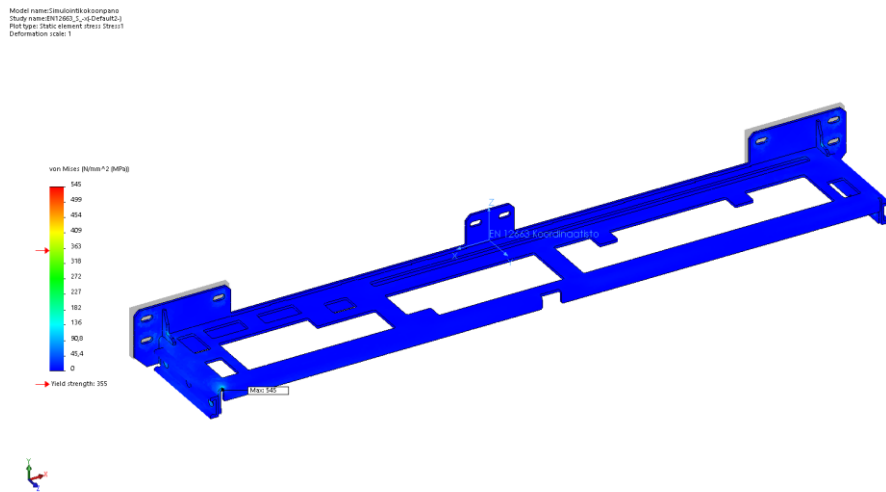
Element	SX	SY	SZ	TXY	TXZ	TYZ
27046	1.17512e+002	1.94632e+000	8.06199e+000	-3.20405e+000	-1.16394e+001	-4.29054e-001

Kuva H.1.5 Tarkasteltavan elementin jännitykset, Xs.

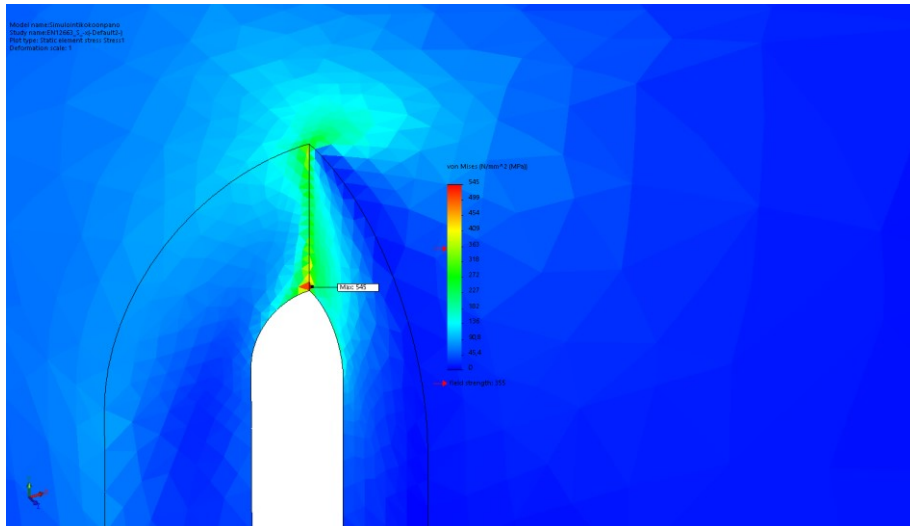
Tarkasteltavan elementin valintaehdot:

- ohjelma ei tulkinnut elementin jännitystä singulariteetin omaavaksi
- elementin jännitys oli vähintään yhtä suuri kuin singulariteettialueen tuntumassa olevien elementtien jännitysten keskiarvo
- sama elementti kuin kuormitustapauksessa -Xs

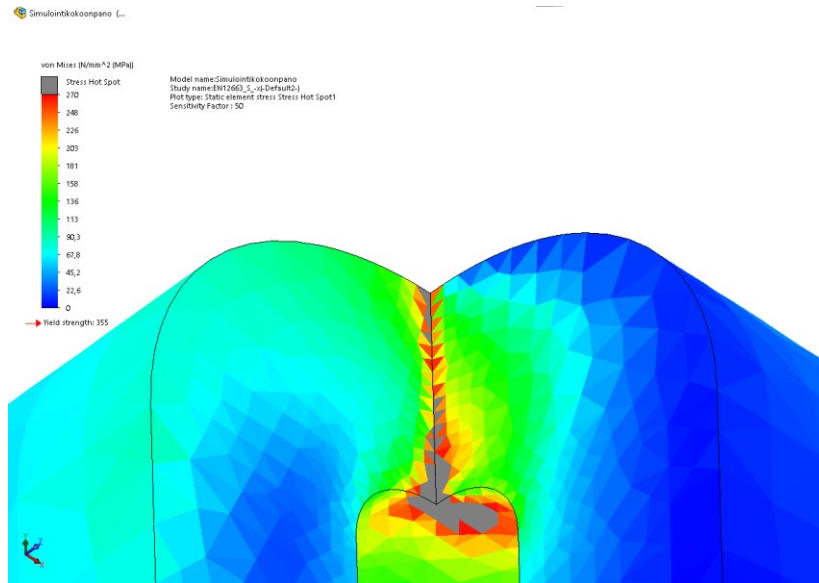
2. Jännityskuvat kuormitustapauksessa -X_s



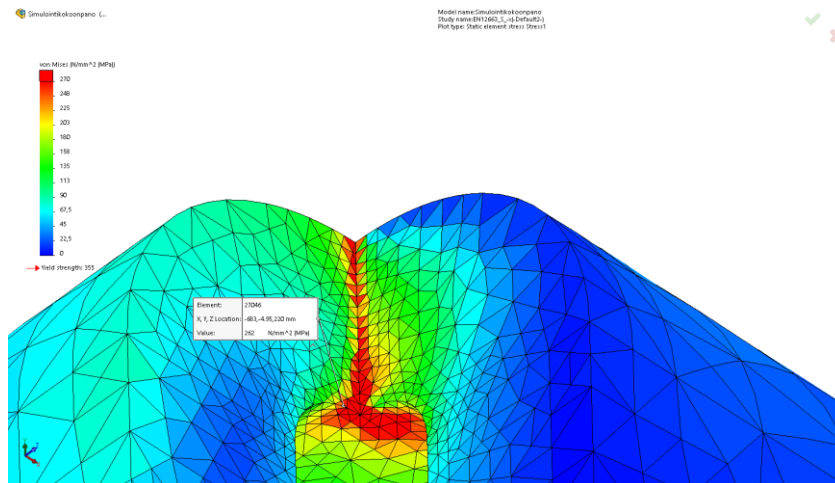
Kuva H.2.1. Kokonaiskuva rakenteen jännityksistä, -X_s.



Kuva H.2.2. Suurin jännityskeskittymä, -X_s.



Kuva H.2.3 Jännityskeskittymäalueen singulariteetti, -X_s.



Kuva H.2.4. Jännityskeskittymäalueen tarkasteltavaksi valittu elementti (27046), -X_s.

Study name: EN12663_S_-x

Units: N/mm² (MPa) Step Number: 1

Selected reference : EN 12663 Koordinaatisto

Element	P1	P2	P3	VON	INT	TRI
27046	-4.32850e+000	-1.64743e+001	-2.72243e+002	2.62053e+002	2.67914e+002	-2.93046e+002

Study name: EN12663_S_-x

Units: N/mm² (MPa) Step Number: 1

Selected reference : EN 12663 Koordinaatisto

Element	SX	SY	SZ	TXY	TXZ	TYZ
27046	-2.66951e+002	-4.94660e+000	-2.11478e+001	1.08982e+001	3.48864e+001	-2.60784e-002

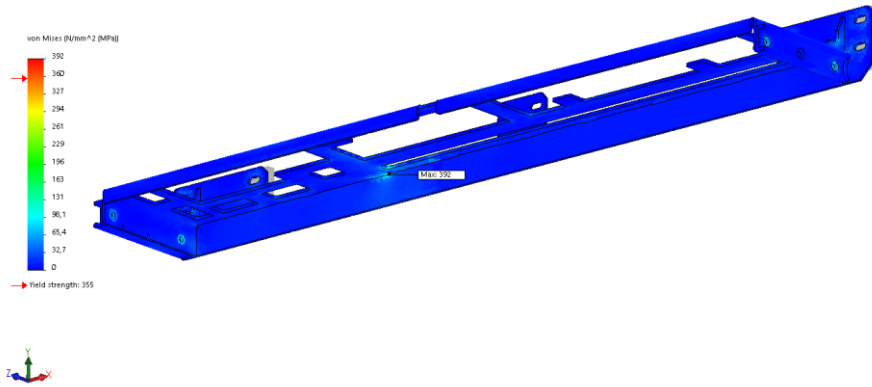
Kuva H.2.5. Tarkasteltavan elementin jännitykset, -X_s.

Tarkasteltavan elementin valintaehdot:

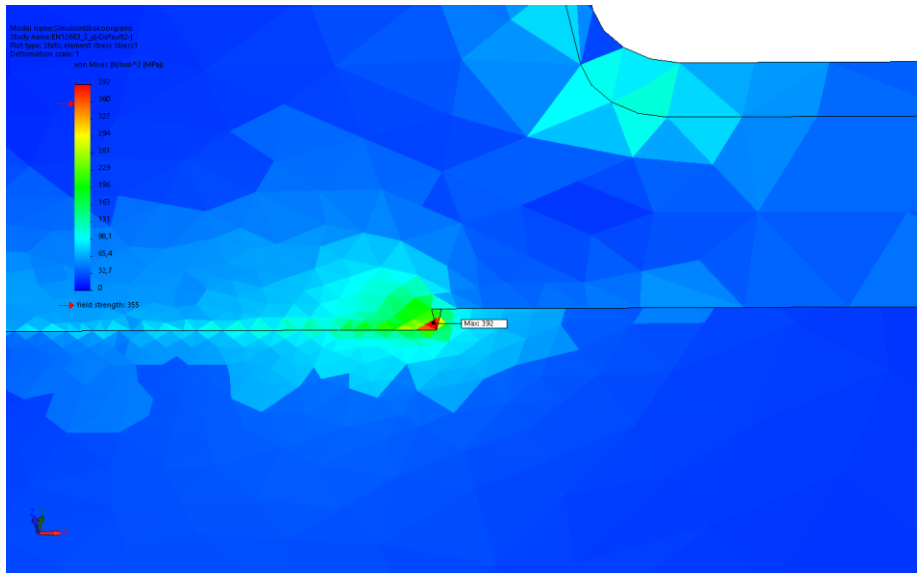
- ohjelma ei tulkinnut elementin jännitystä singulariteetin omaavaksi
- elementin jännitys oli vähintään yhtä suuri kuin singulariteettialueen tuntumassa olevien elementtien jännitysten keskiarvo
- sama elementti kuin kuormitustapauksessa X_s

3. Jännityskuvat kuormitustapauksessa Y_s

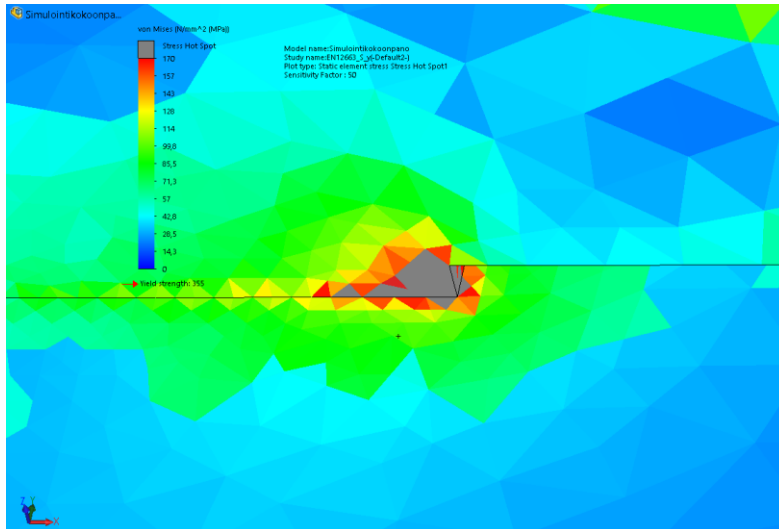
Model name: Simulointitekoonpano
 Study name: EN12693_1_36(Default2.1)
 Plot type: Static element stress (Stress1)
 Deformation scale: 1



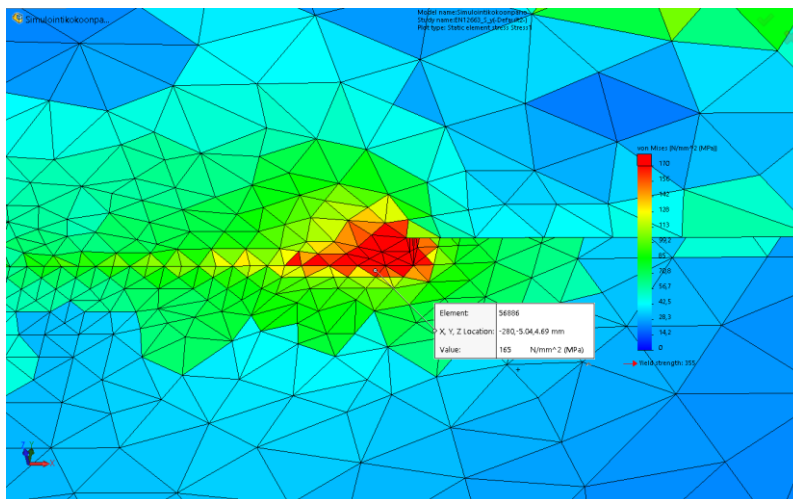
Kuva H.3.1. Kokonaiskuva rakenteen jännityksistä, Y_s.



Kuva H.3.2. Suurin jännityskeskittymä, Y_s.



Kuva H.3.3. Jännityskeskittymäalueen singulariteetti, Y_s .



Kuva H.3.4. Jännityskeskittymäalueen tarkasteltavaksi valittu elementti (56886), Y_s .

Study name: EN12663_S_y
 Units: Step Number: 1

Selected reference : EN 12663 Koordinaatisto

Element	P1	P2	P3	VON	INT	TRI
56886	-2.73592e+001	-7.49483e+001	-2.10791e+002	1.64872e+002	1.83432e+002	-3.13099e+002

Study name: EN12663_S_y
 Units: Step Number: 1

Selected reference : EN 12663 Koordinaatisto

Element	SX	SY	SZ	TXY	TXZ	TYZ
56886	-9.59014e+001	-1.12244e+002	-1.04954e+002	-3.64698e+001	-7.19621e+001	-4.98526e+001

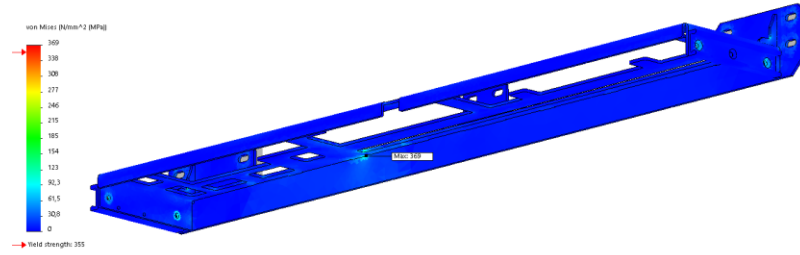
Kuva H.3.5. Tarkasteltavan elementin jännitykset, Y_s .

Tarkasteltavan elementin valintaehdot:

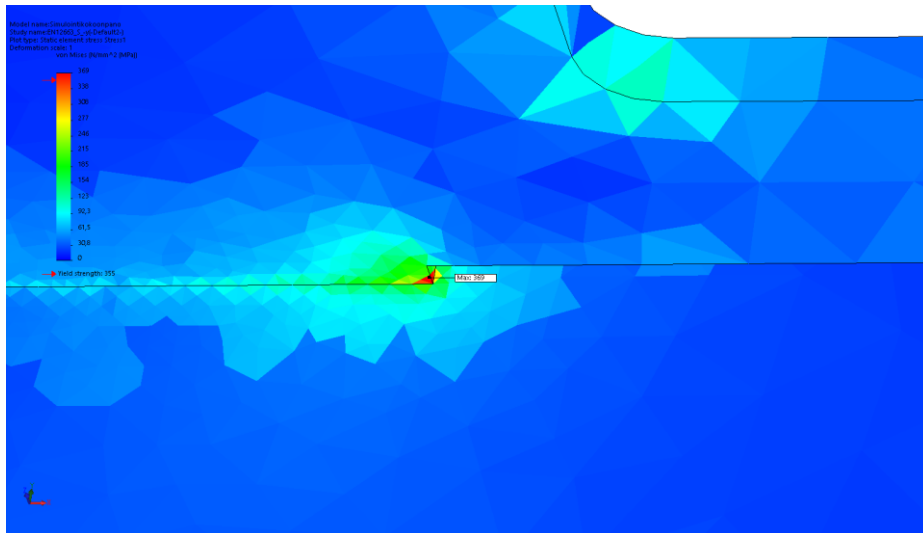
- ohjelma ei tulkinnut elementin jännitystä singulariteetin omaavaksi
- elementin jännitys oli vähintään yhtä suuri kuin singulariteettialueen tuntumassa olevien elementtien jännitysten keskiarvo
- sama elementti kuin kuormitustapauksessa - Y_s

4. Jännityskuvat kuormitustapauksessa -Y_s

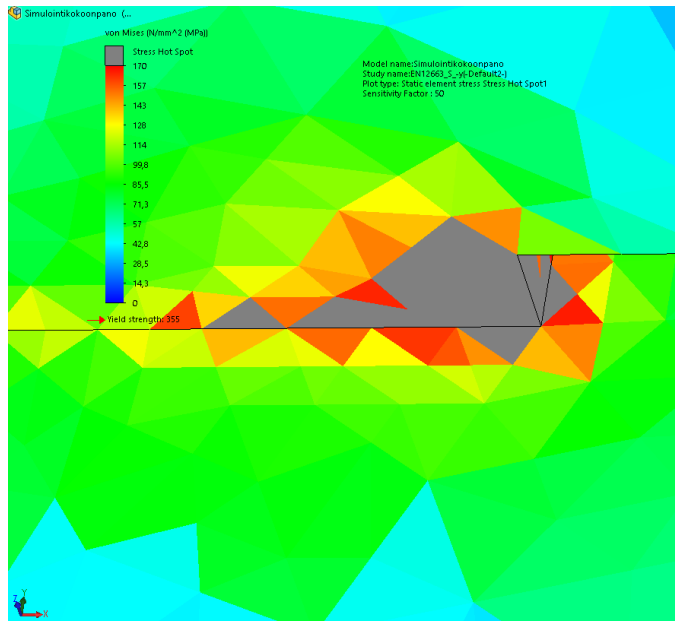
Model name: Simu20200104_kokorakenne
 Study name: EN12082_S_4000000001
 Plot type: Static element stress (Stress1)
 Deformation scale: 1



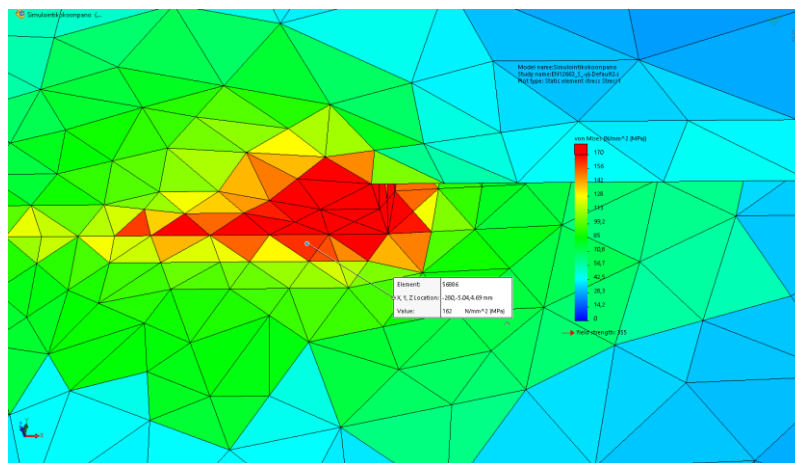
Kuva H.4.1. Kokonaiskuva rakenteen jännityksistä, -Y_s.



Kuva H.4.2. Suurin jännityskeskittymä, -Y_s.



Kuva H.4.3. Jännityskeskittymäalueen singulariteetti, -Ys.



Kuva H.4.4. Jännityskeskittymäalueen tarkasteltavaksi valittu elementti (56886), -Ys.

Study name: EN12663_S_y

Units: Step Number: 1

Selected reference : EN 12663 Koordinaatisto

Element	P1	P2	P3	VON	INT	TRI
56886	1.99088e+002	6.59262e+001	1.84774e+001	1.62179e+002	1.80611e+002	2.83492e+002

Study name: EN12663_S_y

Units: Step Number: 1

Selected reference : EN 12663 Koordinaatisto

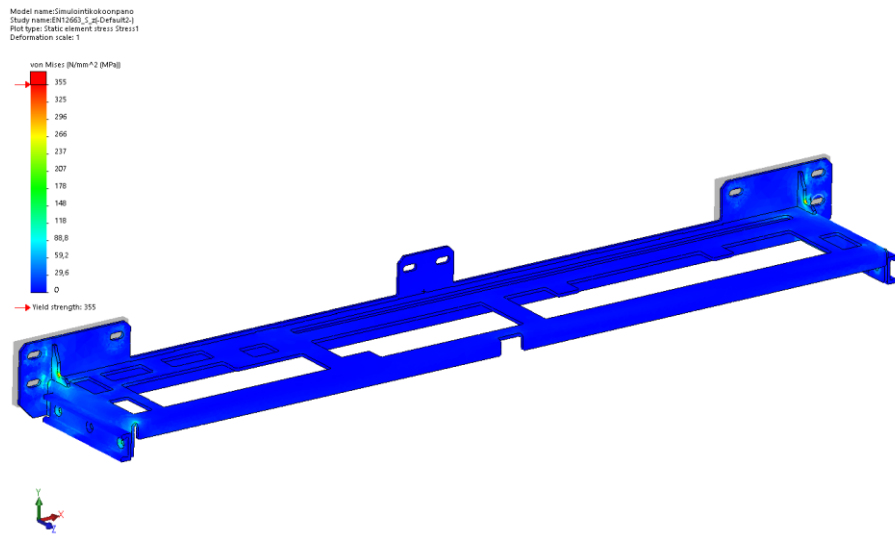
Element	SX	SY	SZ	TXY	TXZ	TYZ
56886	9.00325e+001	9.96752e+001	9.37842e+001	3.76300e+001	7.31140e+001	4.45197e+001

Kuva H.4.5. Tarkasteltavan elementin jännitykset, -Ys.

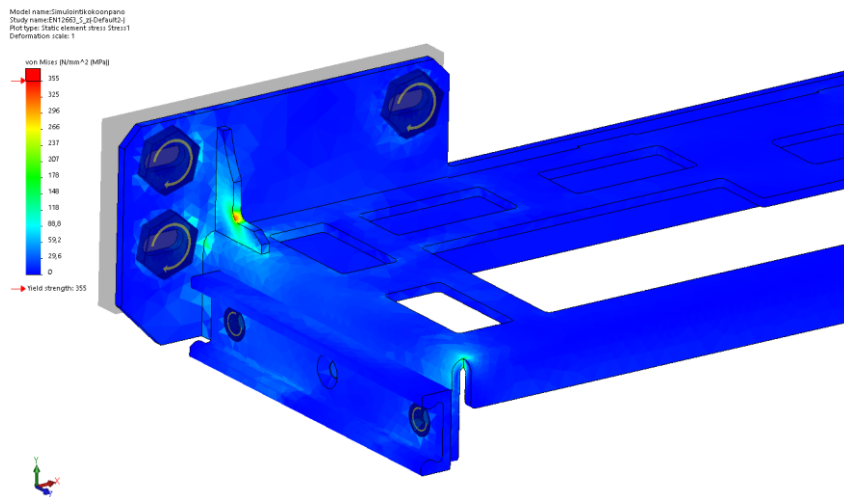
Tarkasteltavan elementin valintaehdot:

- ohjelma ei tulkinnut elementin jännitystä singulariteetin omaavaksi
- elementin jännitys oli vähintään yhtä suuri kuin singulariteettialueen tuntumassa olevien elementtien jännitysten keskiarvo
- sama elementti kuin kuormitustapauksessa Ys

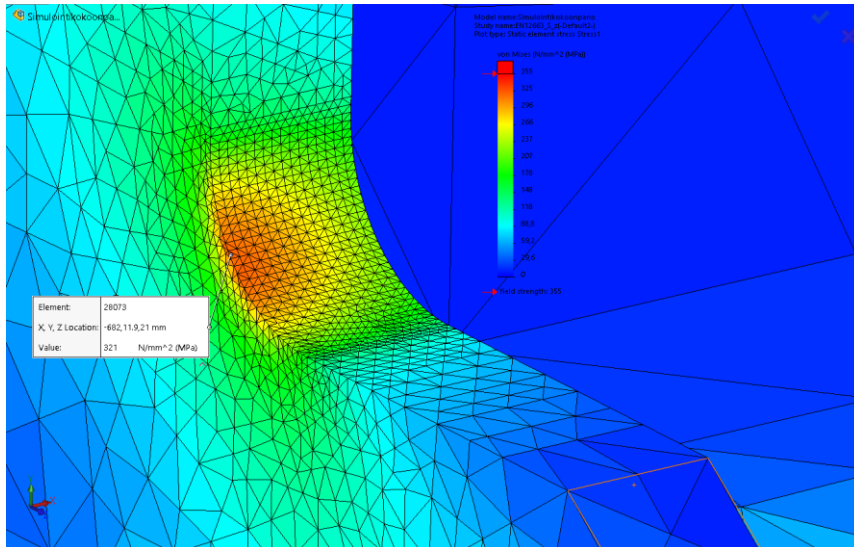
5. Jännityskuvat kuormitustapauksessa Z_s



Kuva H.5.1. Kokonaiskuva rakenteen jännityksistä, Z_s.



Kuva H.5.2. Suurin jännityskeskittymä, Z_s.



Kuva H.5.3. Jännityskeskittymäalueen tarkasteltavaksi valittu elementti (28073), Z_s .

Study name: EN12663_S_z
 Units: N/mm² (MPa) Step Number: 1

Selected reference : EN 12663 Koordinaatisto

Element	P1	P2	P3	VON	INT	TRI
28073	3.22042e+002	2.53087e+000	1.58544e-001	3.20704e+002	3.21884e+002	3.24731e+002

Study name: EN12663_S_z
 Units: N/mm² (MPa) Step Number: 1

Selected reference : EN 12663 Koordinaatisto

Element	SX	SY	SZ	TXY	TXZ	TYZ
28073	1.59767e-001	1.24488e+002	2.00083e+002	-3.12458e-001	3.42336e-001	-1.55220e+002

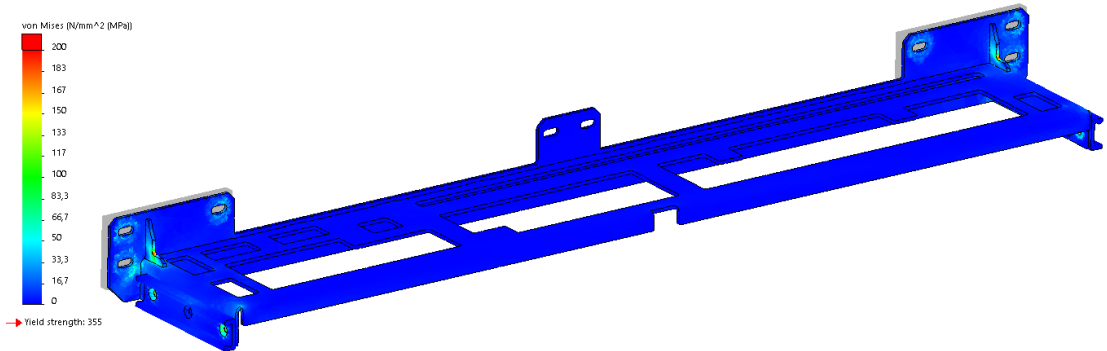
Kuva H.5.4 Tarkasteltavan elementin jännitykset, Z_s .

Tarkasteltavan elementin valintaehdot:

- jännityskeskittymäalueen suurimman jännityksen omaava elementti
- sama elementti kuin kuormitustapauksessa - Z_s

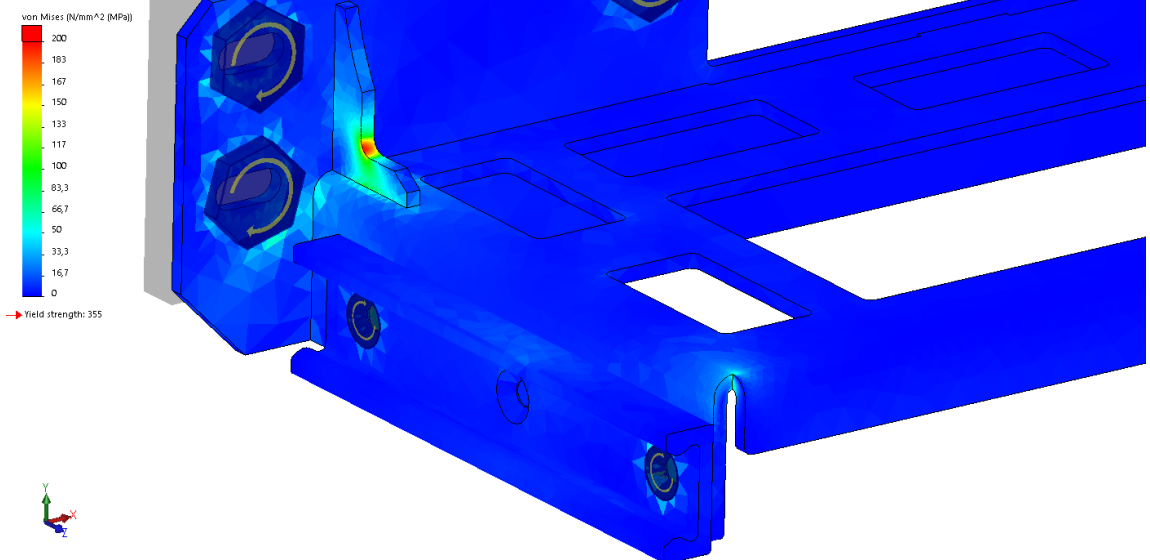
6. Jännityskuvat kuormitustapauksessa -Z_s

Model name: Simulointikokooppaso
 Study name: EN12663_S_-Z(-Default2-)
 Plot type: Static element stress Stress1
 Deformation scale: 1

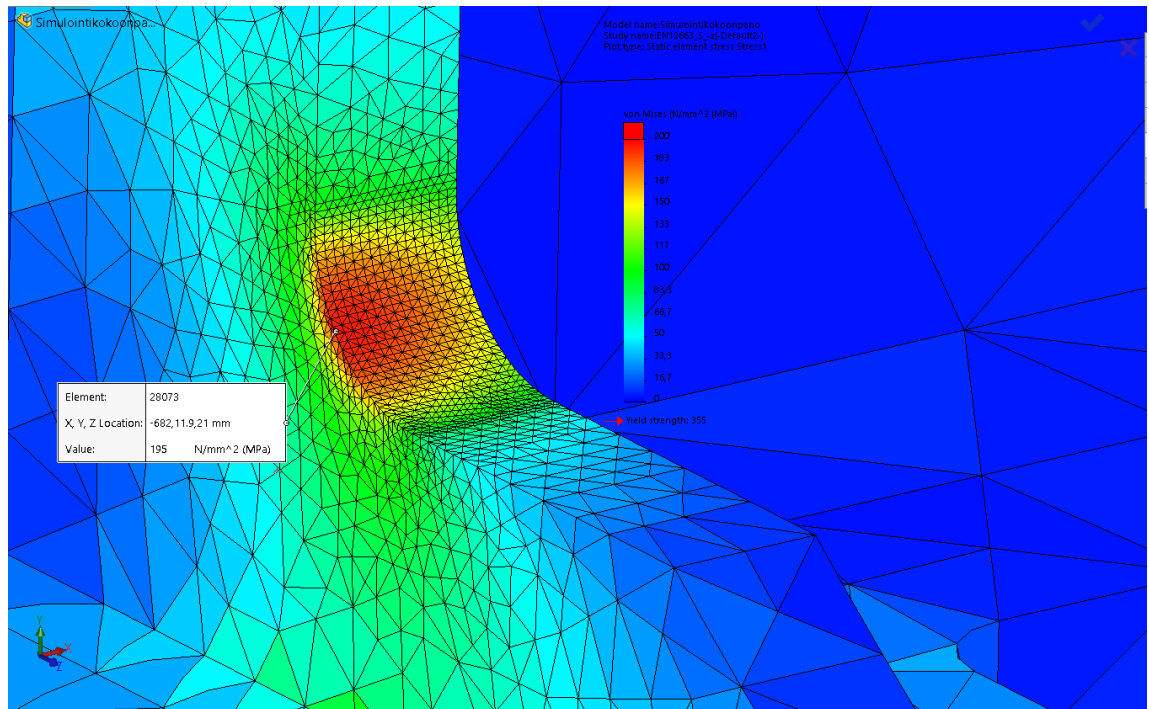


Kuva H.6.1. Kokonaiskuva rakenteen jännityksistä, -Z_s.

Model name: Simulointikokooppaso
 Study name: EN12663_S_-Z(-Default2-)
 Plot type: Static element stress Stress1
 Deformation scale: 1



Kuva H.6.2. Suurin jännityskeskittymä, -Z_s.



Kuva H.6.3. Jännityskeskittymäalueen tarkasteltavaksi valittu elementti (28073), -Z_s.

Study name: EN12663_S_-z
Units: N/mm² (MPa) Step Number: 1

Selected reference : EN 12663 Koordinaatisto

Element	P1	P2	P3	VON	INT	TRI
28073	-5.86200e-002	-1.53598e+000	-1.96263e+002	1.95470e+002	1.96204e+002	-1.97857e+002

Study name: EN12663_S_-z
Units: N/mm² (MPa) Step Number: 1

Selected reference : EN 12663 Koordinaatisto

Element	SX	SY	SZ	TXV	TXZ	TYZ
28073	-8.93829e-002	-7.42942e+001	-1.23474e+002	-1.50102e+000	1.94082e+000	9.41913e+001

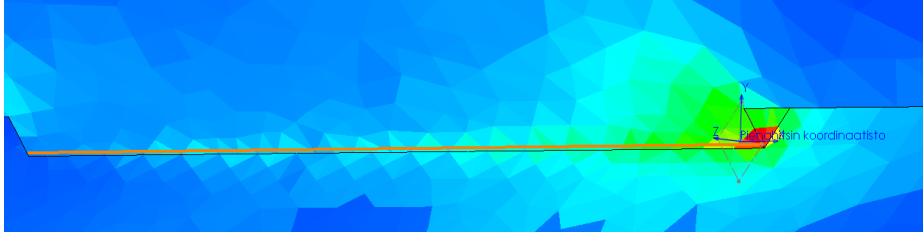
Kuva H.6.4. Tarkasteltavan elementin jännitykset, -Z_s.

Tarkasteltavan elementin valintaehdot:

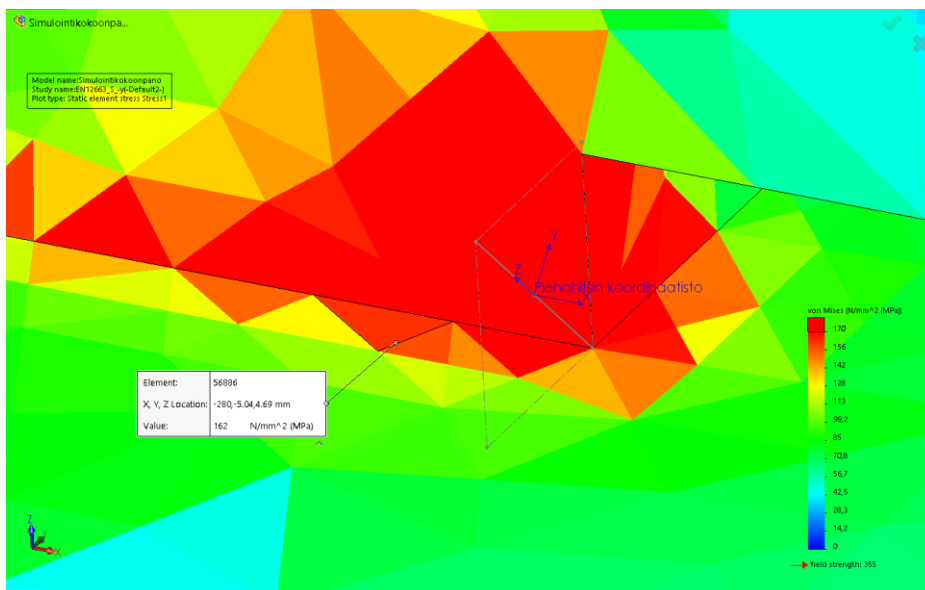
- jännityskeskittymäalueen suurimman jännityksen omaava elementti
- sama elementti kuin kuormitustapauksessa +Z_s

LIITE I: JÄNNITYKSET PIENAHITSIN ALUEELLA KUORMITUKSESSA -Y_s

Pienahitsin jännitykset, kuormitustapaus -Y_s



Kuva I.1. Pienahitsialue ja hitsin koordinaatisto.



Kuva I.2. Tarkasteltavaksi valittu elementti (56886) hitsin alueelta.

Tarkasteltavan elementin valintaehdot:

- sama elementti kuin kuormitustapauksessa -Y_s

Study name: EN12663_S_-y
 Units: N/mm² (MPa) Step Number: 1

Selected reference : Pienahitsin koordinaatisto

Element	SX	SY	SZ	TXY	TXZ	TYZ
56886	9.00325e+001	1.41249e+002	5.22100e+001	-7.83079e+001	2.50910e+001	2.94550e+000

Kuva I.3. Tarkasteltavan elementin jännitykset pienahitsin koordinaatistossa, -Y_s.

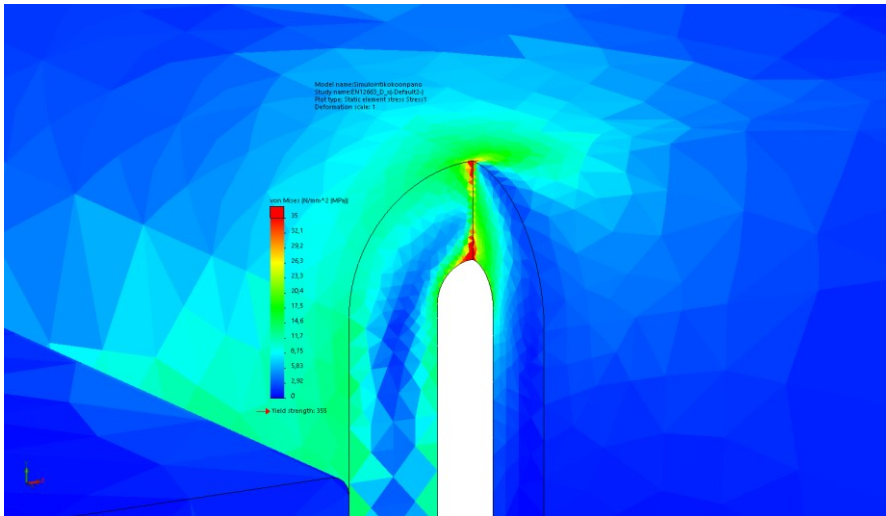
LIITE J: KONEISTORUNGON DYNAAMISTEN KUORMITUSTEN JÄNNITYKSET

Tässä liitteessä esitetään dynaamisen kuormituksen simuloitut jännitykset standardin EN 12663-1 koordinaatistoon sidottuna.

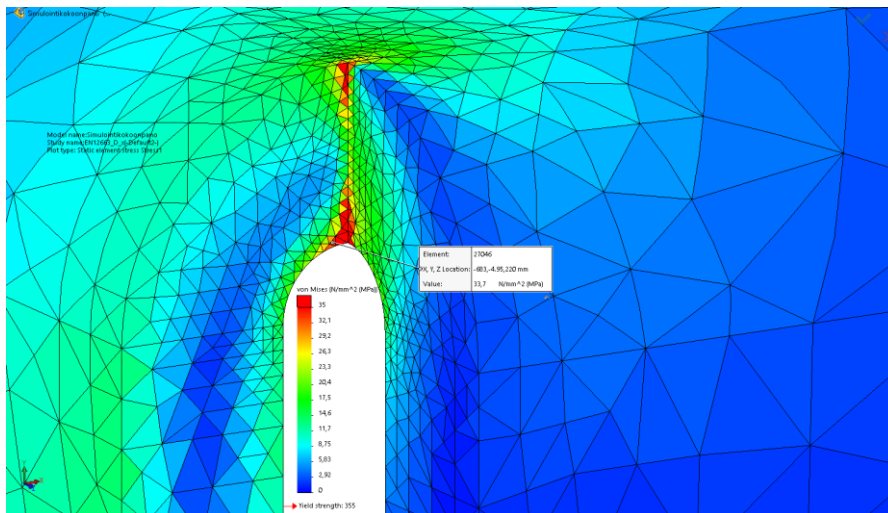
Tarkasteltavat kriittiset pisteet (elementit) vastaavat kuormitustapauskohteisesti staattisen simuloinnin vastaavia pisteitä.

Huomautus! Kuvien alareunassa näkyvä simulointimallin pääkoordinaatisto ei vastaa standardin EN 12663-1 koordinaatistoa. Kuormitustapausten (X_D , $-X_D$, Y_D , $-Y_D$, Z_D , $-Z_D$) kuvatekstit vastaavat EN 12663-1 standardin mukaista koordinaatistoa.

1. Jännityskuvat, dynaaminen kuormitus X_D



Kuva J.1.1. Suurin jännityskeskittymä, X_D .



Kuva J.1.2. Jännityskeskittymäalueen tarkasteltavaksi valittu elementti (27046), X_D .

Study name: EN12663_D_x
Units: N/mm² (MPa) Step Number: 1

Selected reference : EN 12663 Koordinaatisto

Element	P1	P2	P3	VON	INT	TRI
27046	-5.80098e-001	-2.11025e+000	-3.49901e+001	3.36710e+001	3.44100e+001	-3.76805e+001

Study name: EN12663_D_x
Units: N/mm² (MPa) Step Number: 1

Selected reference : EN 12663 Koordinaatisto

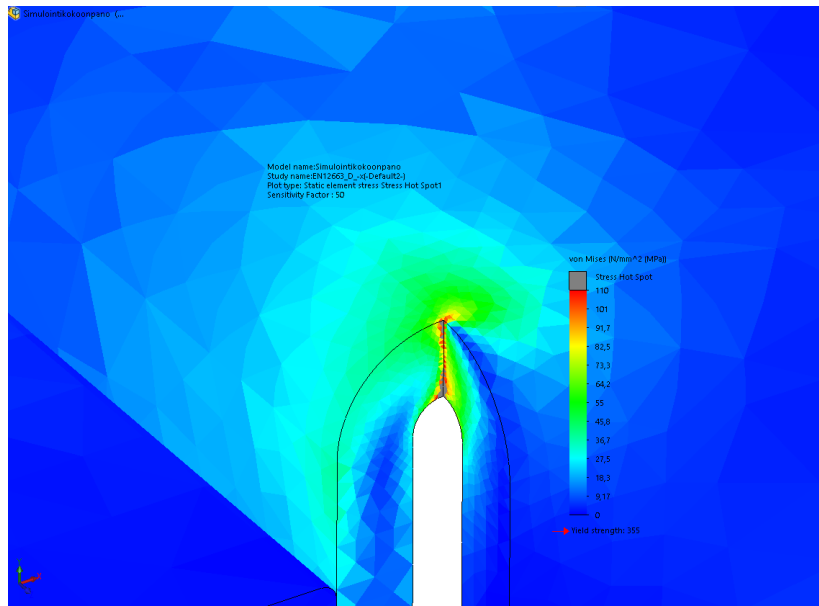
Element	SX	SY	SZ	TXY	TXZ	TYZ
27046	-3.35457e+001	-7.76354e-001	-3.35838e+000	2.37063e+000	6.34544e+000	-2.55990e-001

Kuva J.1.3. Tarkasteltavan elementin jännitykset, X_D .

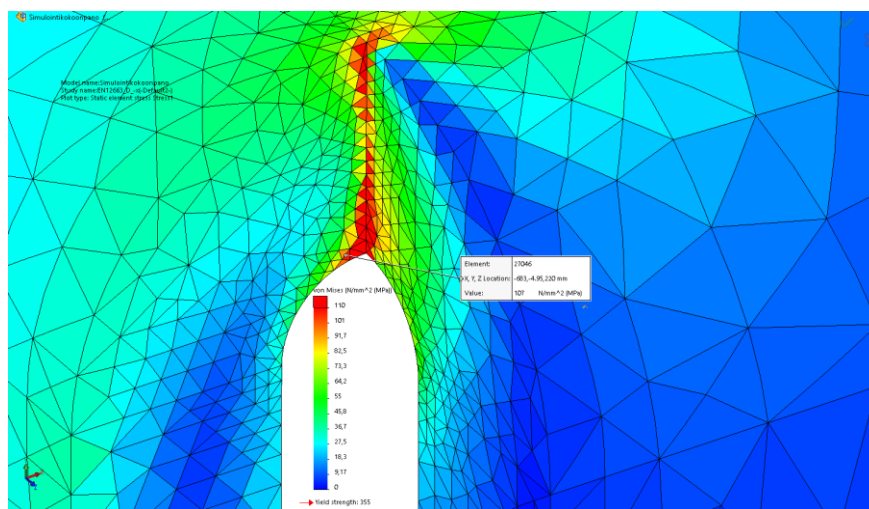
Tarkasteltavan elementin valintaehdot:

- sama elementti kuin staattisessa kuormitustapauksessa X_s

2. Jännityskuvat, dynaaminen kuormitus -X_D



Kuva J.2.1. Suurin jännityskeskittymä, -X_D.



Kuva J.2.2. Jännityskeskittymäalueen tarkasteltavaksi valittu elementti (27046), -X_D.

Study name: EN12663_D_x
 Units: N/mm² (MPa) Step Number: 1

Selected reference : EN 12663 Koordinaatisto

Element	P1	P2	P3	VON	INT	TRI
27046	-1.82629e+000	-6.83997e+000	-1.11606e+002	1.07361e+002	1.09780e+002	-1.20273e+002

Study name: EN12663_D_x
 Units: N/mm² (MPa) Step Number: 1

Selected reference : EN 12663 Koordinaatisto

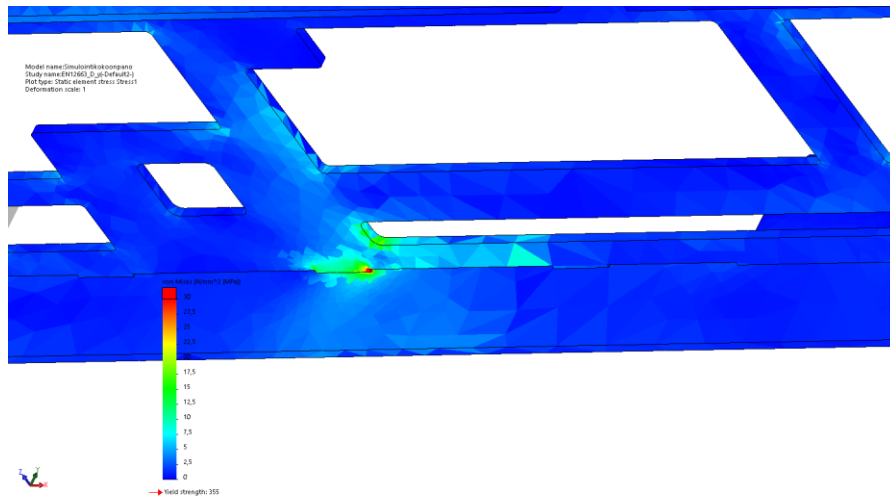
Element	SX	SY	SZ	TXY	TXZ	TYZ
27046	-1.09049e+002	-2.13984e+000	-9.08392e+000	5.17518e+000	1.53903e+001	-1.75471e-001

Kuva J.2.3. Tarkasteltavan elementin jännitykset, -X_D.

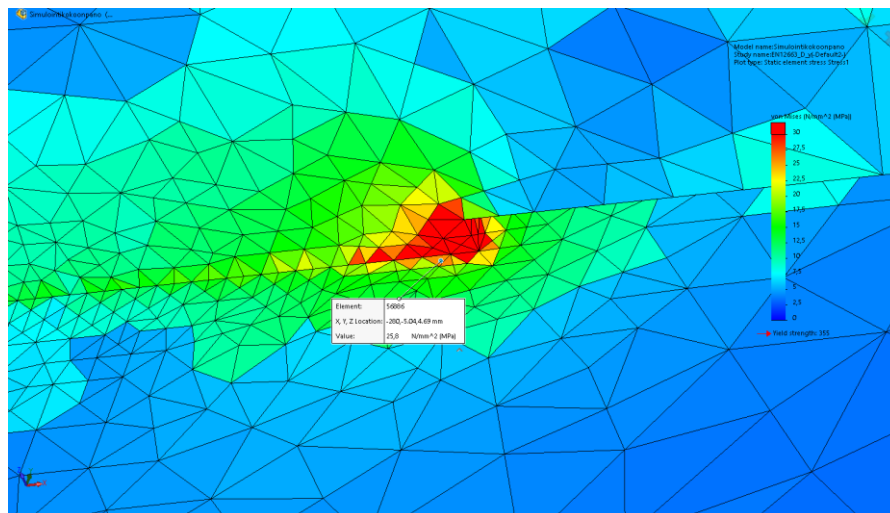
Tarkasteltavan elementin valintaehdot:

- sama elementti kuin staattisessa kuormitustapauksessa -X_s

3. Jännityskuvat, dynaaminen kuormitus Y_D



Kuva J.3.1. Suurin jännityskeskittymä, Y_D .



Kuva J.3.2. Jännityskeskittymäalueen tarkasteltavaksi valittu elementti (56886), Y_D .

Study name: EN12663_D_y
 Units: N/mm² (MPa) Step Number: 1

Selected reference : EN 12663 Koordinaatisto

Element	P1	P2	P3	VON	INT	TRI
56886	-7.22050e+000	-1.46370e+001	-3.59063e+001	2.57902e+001	2.86858e+001	-5.77638e+001

Study name: EN12663_D_y
 Units: N/mm² (MPa) Step Number: 1

Selected reference : EN 12663 Koordinaatisto

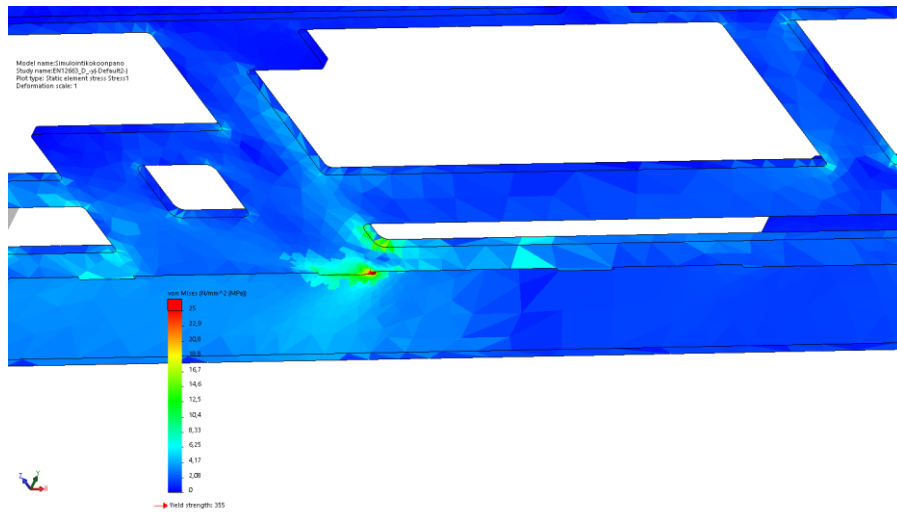
Element	SX	SY	SZ	TXY	TXZ	TYZ
56886	-1.65084e+001	-2.13849e+001	-1.98705e+001	-4.75429e+000	-1.01438e+001	-9.48583e+000

Kuva J.3.3. Tarkasteltavan elementin jännitykset, Y_D .

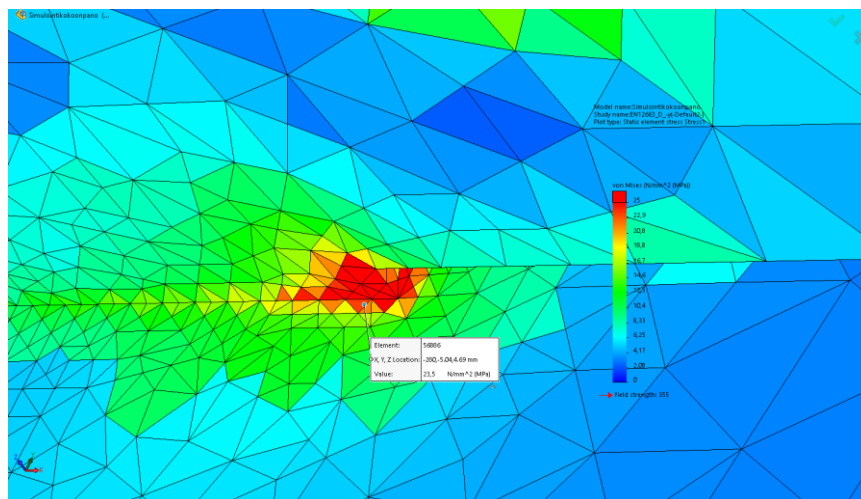
Tarkasteltavan elementin valintaehdot:

- sama elementti kuin staattisessa kuormitustapauksessa Y_s

4. Jännityskuvat, dynaaminen kuormitus $-Y_D$



Kuva J.4.1. Suurin jännityskeskittymä, $-Y_D$.



Kuva J.4.2. Jännityskeskittymäalueen tarkasteltavaksi valittu elementti (56886), $-Y_D$.

Study name: EN12663_D_y
Units: N/mm² (MPa) Step Number: 1

Selected reference : EN 12663 Koordinaatisto

Element	P1	P2	P3	VON	INT	TRI
56886	2.51021e+001	6.27004e+000	-1.19279e+000	2.34709e+001	2.62949e+001	3.01794e+001

Study name: EN12663_D_y
Units: N/mm² (MPa) Step Number: 1

Selected reference : EN 12663 Koordinaatisto

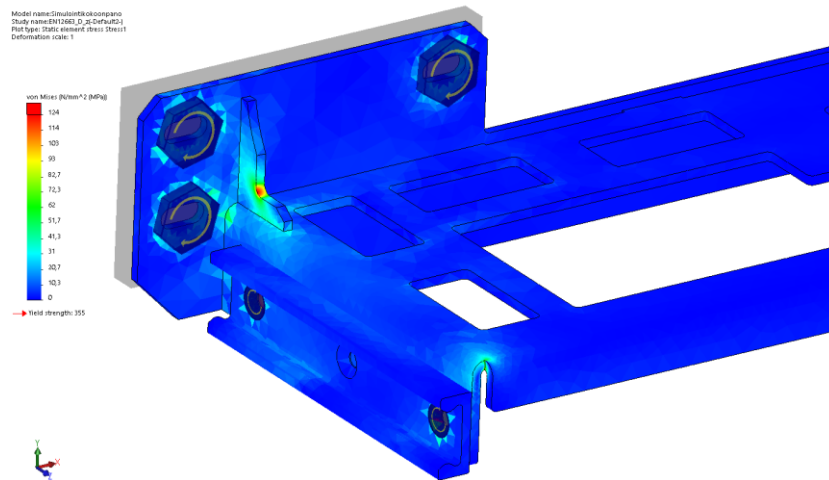
Element	SX	SY	SZ	TXY	TXZ	TYZ
56886	1.08574e+001	9.88486e+000	9.43709e+000	6.16230e+000	1.12035e+001	4.42807e+000

Kuva J.4.3. Tarkasteltavan elementin jännitykset, $-Y_D$.

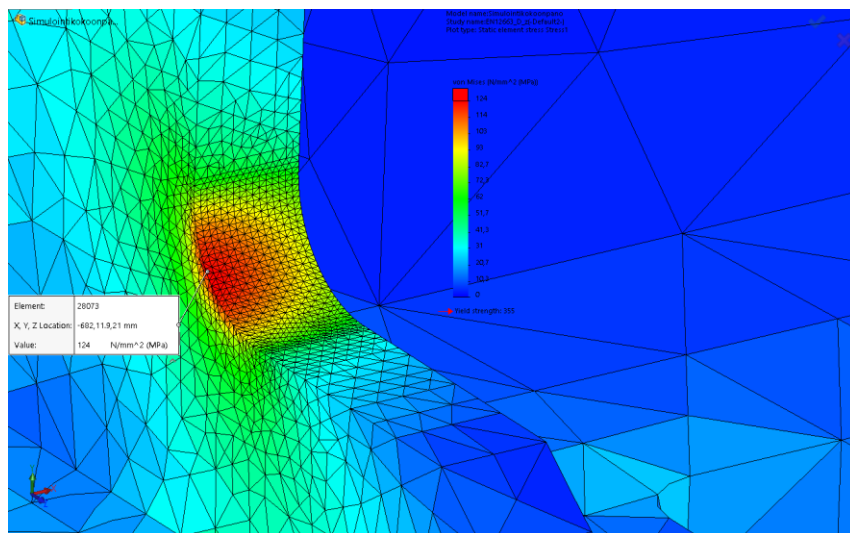
Tarkasteltavan elementin valintaehdot:

- sama elementti kuin staattisessa kuormitustapauksessa $-Y_s$

5. Jännityskuvat, dynaaminen kuormitus Z_D



Kuva J.5.1. Suurin jännityskeskittymä, Z_D .



Kuva J.5.2. Jännityskeskittymäalueen tarkasteltavaksi valittu elementti (28073), Z_D .

Study name: EN12663_D_z
 Units: Step Number: 1

Selected reference : EN 12663 Koordinaatisto

Element	P1	P2	P3	VON	INT	TRI
28073	1.24927e+002	9.81636e-001	6.15560e-002	1.24408e+002	1.24865e+002	1.25970e+002

Study name: EN12663_D_z
 Units: Step Number: 1

Selected reference : EN 12663 Koordinaatisto

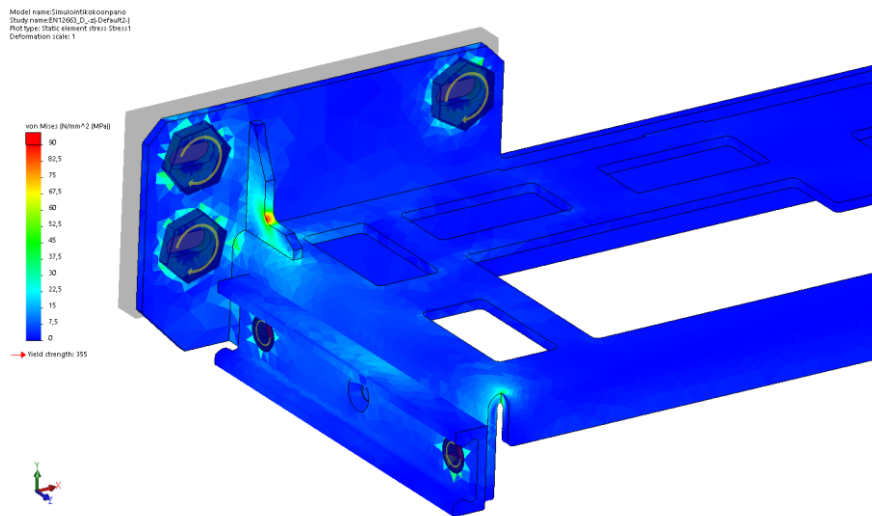
Element	SX	SY	SZ	TXY	TXZ	TYZ
28073	6.20650e-002	4.83065e+001	7.76013e+001	-1.35808e-001	1.51336e-001	-6.02166e+001

Kuva J.5.3. Tarkasteltavan elementin jännitykset, Z_D .

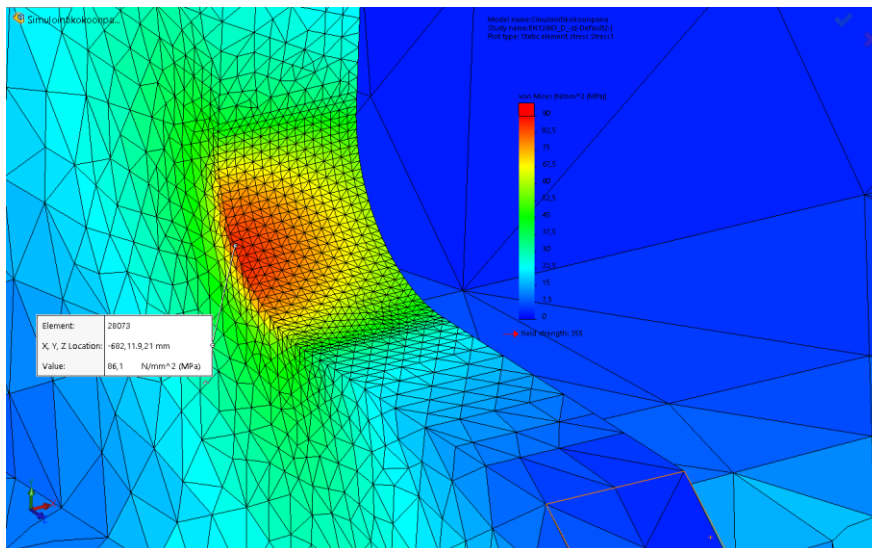
Tarkasteltavan elementin valintaehdot:

- sama elementti kuin staattisessa kuormitustapauksessa Z_s

6. Jännityskuvat, dynaaminen kuormitus -Z_D



Kuva J.6.1. Suurin jännityskeskittymä, -Z_D.



Kuva J.6.2. Jännityskeskittymäalueen tarkasteltavaksi valittu elementti (28073), -Z_D.

Study name: EN12663_D_-z

Units: Step Number: 1

Selected reference : EN 12663 Koordinaatisto

Element	P1	P2	P3	VON	INT	TRI
28073	8.64162e+001	6.79046e-001	4.26280e-002	8.60571e+001	8.63735e+001	8.71378e+001

Study name: EN12663_D_-z

Units: Step Number: 1

Selected reference : EN 12663 Koordinaatisto

Element	SX	SY	SZ	TXY	TXZ	TYZ
28073	4.30490e-002	3.34200e+001	5.36748e+001	-9.95073e-002	1.11730e-001	-4.16551e+001

Kuva J.6.3. Tarkasteltavan elementin jännitykset, -Z_D.

Tarkasteltavan elementin valintaehdot:

- sama elementti kuin staattisessa kuormitustapauksessa -Z_D

LIITE K: KUORMITUKSEN Z_s DEMONSTROINTI KÄYTÄNNÖSSÄ



Kuva K.1. Punnuksia (350kg) ja kuormalavaa.



Kuva K.2. Koneistorungon testivalmistelut.



Kuva K.3. Kuorman asettaminen.



Kuva K.4. Kuormituksen testaus.

Testin kulku:

Kuormalavalle lastattiin 35x10kg punnuksia (Kuva K.1). Paino oli tarkoitus asettaa 400kg:aan, mutta putkirunko ei ollut tarpeeksi tukeva, vaan olisi kaatunut suuremmasta massasta. Testiin ei siis saatu täysin haluttua massaa, mutta suuntaa antava testi saatiin kuitenkin tehtyä.

Testattavaan koneiston runkolevyyn asennettiin päätyjen lineaarijohteet ja näiden väliset johdeakselit (Kuva K.2). Kuormaliinat sidottiin siten, että molemmat johdeakselit ottivat kuormituksen vastaan.

Kuorma asetettiin pumppukärryllä keskelle johdeakseleita (Kuva K.3). Tämän jälkeen pumppukärry laskettiin alas, jolloin punnusten ja kuormalavan massa jäi roikkumaan johdeakseleista kuormittaen koneistorunkoa (Kuva K.4). Koneistolevyn pinnan kaltevuus muuttui molemmista päädyistä $0,3^\circ$ kuorman asettamisen myötä alkuperäisestä asemasta.

Kuorman poistamisen jälkeen runkolevy palautui nimellistilaan, eli plastista muodonmuutosta ei aiheutunut. Lopputuloksena staattisen kestävyys todettiin olevan riittävä testatulla kuormalla.