

LAPPEENRANNAN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Teknillinen tiedekunta

LUT Kone

Konstruktiotekniikan koulutusohjelma

Tuomas Laamanen

**FE-ANALYYSIN SOVELTAMINEN S960 QC TERÄKSISEN I-PROFILIN
ÄÄRIKESTÄVYYDEN MÄÄRITTÄMISESSÄ**

Työn tarkastajat:

Professori Timo Björk

TkT Tapani Halme

TIVISTELMÄ

Lappeenrannan teknillinen yliopisto
Teknillinen tiedekunta
LUT Kone

Tuomas Laamanen

FE-analyysin soveltaminen S960 QC teräksisen I-profiilin äärikestävyyden määrittämisessä

Diplomityö

2013

77 sivua, 45 kuvaa, 15 taulukkoa ja 16 liitettä

Tarkastajat: Professori Timo Björk
Tkt Tapani Halme

Hakusanat: I-profiili, mitoitus, äärikestävyys, väsymiskestävyys, S960 QC teräs, FE-analyysi

Tässä työssä tutkittiin FE-analyysin soveltamista S960 QC teräksisen I-profiilin kestävyuden määrittämisessä. Työn tavoitteena oli tarkastella nykyisten suunnitteluohjeiden soveltuvuutta ultralujille teräksille ja koota ohjemateriaali I-profiilin optimoimisesta sekä FE-analyysin hyödyntämisestä I-profiilin staattisen ja dynaamisen kestävyuden määrittämisessä.

I-profiili mitoitettiin ja optimoitiin Eurokoodi 3:ssa esitettyjen PL3 mukaisten mitoitushjeiden avulla. Rakenteelle suoritettiin Eurokoodi 3:n ja IIW:n mukaiset lommahdus-, kiepahdus- ja väsymiskestävyystarkastelut. Väsymistarkastelussa sovellettiin nimellisen jännityksen, rakenteellisen jännityksen ja tehollisen lovi-jännityksen menetelmiä sekä murtumismekaniikkaa. Rakenteellisen jännityksen menetelmässä sovellettiin lisäksi lineaarista ja parabolista pintaa pitkin ekstrapolointia, paksuuden yli linearisointia sekä Dong:in menetelmää. Lommahdus-, kiepahdus- ja väsymistarkasteluissa hyödynnettiin analyttistä laskentaa, FE-analyysiä sekä Frank2d sovellusta.

Tarkastelujen perusteella voidaan todeta, että analyttisillä menetelmillä saadaan numeerisia menetelmiä varmemmalla puolella olevia tuloksia. Lommahdustarkastelussa ero tulosten välillä on suurimmillaan 8 % ja kiepahdustarkastelussa suurimmillaan 20 % mutta väsymistarkastelussa saadut tulokset eroavat keskenään huomattavasti. Väsymistarkastelussa tehollisen lovi-jännityksen menetelmällä sekä rakenteellisen jännityksen menetelmän Dong:in menetelmällä saadaan huomattavasti muita menetelmiä pidempiä kestoikiä, kun taas yksinkertaisemmilla menetelmillä saadut kestoikat ovat lyhyempiä.

Rakenteen kestävyuden määrittäminen analyttisillä menetelmillä on melko helppoa, mutta tulokset ovat monesti liian konservatiivisia. FE-analyysillä saadaan puolestaan hyvin tarkkoja tuloksia mallin ollessa yksityiskohtainen. Mallintaminen on kuitenkin aikaa ja resursseja vievää ja vaatii käyttökokemusta. FE-analyysin mahdolliset hyödyt on aina arvioitava tapauskohtaisesti tarkasteltavan geometrian, kuormitusten ja reunaehtojen perusteella.

ABSTRACT

Lappeenranta University of Technology
Faculty of Technology
LUT Mechanical Engineering

Tuomas Laamanen

The use of FE-analysis in determining the ultimate strength of an S960 QC steel I-profile beam

Master's Thesis

2013

77 pages, 45 pictures, 15 tables and 16 appendixes

Examiners: Professor Timo Björk
D. Sc (Tech.) Tapani Halme

Keywords: I-profile, sizing, ultimate strength, fatigue strength, S960 QC steel, FE-analysis

In this paper the use of FE-analysis in determining the strength of an S960 QC steel I-profile beam was studied. The goal of the study was to evaluate the suitability of the present design guidelines for ultra-high strength steels, to create a design guideline for optimizing the size and shape of the I-profile and how to determine its static and dynamic strength using FE-analysis.

The studied I-profile was designed and optimized using the design guidelines for cross-section category 3 presented in Eurocode 3. The flexural buckling, lateral buckling and fatigue resistance of the profile was analyzed according to the methods presented in Eurocode 3 and IIW. The fatigue resistance was determined using nominal stress method, structural stress method, effective notch stress method and fracture mechanics. In structural stress method the stress components were determined using linear and parabolic extrapolation, cross thickness linearization and Dong's method. Analytical calculation, FE-analysis and Frank2d were used in the study.

It can be noted according to the comparison that analytical methods give more conservative results than numerical methods. A max difference of 8 % in buckling capacity and a max difference of 20 % in lateral buckling capacity can be noted but the fatigue life results have notable variance. In the fatigue resistance analysis the Dong's method and effective notch stress method give considerably higher fatigue lives than the more simple methods.

The durability of the structure can easily be evaluated using analytical methods, but the results are often too conservative. FE-analysis gives very accurate results when the FE-model is properly created. On the other hand FE-analysis consumes resources and time and requires sufficient skills from the person using the software. The possible advantages of using FE-analysis must always be considered case-by-case based on the geometry-, loading- and constraint cases.

SISÄLLYSLUETTELO

SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

1	JOHDANTO.....	10
2	MENETELMÄT.....	12
2.1	Poikkileikkauksen optimointi.....	12
2.1.1	Tuennat ja kuormitukset.....	12
2.1.2	Optimointimenetelmät.....	13
2.2	Lommahdustarkastelu eri menetelmillä.....	18
2.2.1	Analyyttinen lommahdustarkastelu.....	19
2.2.2	Lommahdusanalyysi FEA:lla.....	21
2.3	Kiepahdustarkastelu eri menetelmillä.....	26
2.3.1	Analyyttinen kiepahdustarkastelu.....	27
2.3.2	Kiepahdusanalyysi FEA:lla.....	30
2.4	Väsymistarkastelu.....	31
2.4.1	Jännitysten määrittämisessä käytettävä elementtimalli.....	32
2.4.2	Nimellisen jännityksen menetelmä.....	34
2.4.3	Rakenteellisen jännityksen menetelmä.....	36
2.4.4	Tehollisen lovijännityksen menetelmä.....	42
2.4.5	Murtumismekaniikka.....	44
3	TULOKSET.....	47
3.1	Poikkileikkauksen optimointi.....	47
3.2	Lommahdustarkastelu.....	48
3.2.1	Analyyttinen lommahdustarkastelu.....	48

3.2.2	Lommahdusanalyysi FEA:lla	48
3.3	Kiepahdustarkastelu.....	50
3.3.1	Analyyttinen kiepahdustarkastelu.....	50
3.3.2	Kiepahdusanalyysi FEA:lla	50
3.4	Väsytarkastelu.....	52
3.4.1	Nimellisen jännityksen menetelmä.....	52
3.4.2	Rakenteellisen jännityksen menetelmä.....	53
3.4.3	Tehollisen lovijännityksen menetelmä	58
3.4.4	Murtumismekaniikka.....	59
4	TULOSTEN TARKASTELU JA JOHTOPÄÄTÖKSET	62
4.1	Poikkileikkauksen optimointi	62
4.2	Lommahduskestävyys	63
4.3	Kiepahduskestävyys	64
4.4	Väsytkestävyys	66
5	YHTEENVETO	73
	LÄHDELUETTELO	76
	LIITELUETTELO	
	LIITTEET	

SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

Symbolit

A_f	Laipan pinta-ala	[mm ²]
A_k	Poikkileikkauksen kokonaispinta-ala	[mm ²]
A_w	Uuman pinta-ala	[mm ²]
b, b_f	Laipan leveys	[mm]
\bar{b}, b_i	Tarkasteltavan levyosan leveys	[mm]
B_I	Poikkileikkauksen kokonaisleveys	[mm]
B_{opt}	Poikkileikkauksen lopullinen kokonaisleveys	[mm]
C_0	Pari's:n lain mukainen parametri murtumismekaniikassa	[(mm/sykli) /(Nmm ^{-3/2}) ³]
C_1, C_2, C_3	Kuormituksesta riippuvat vakiot kiepahdustarkastelussa	[-]
da/dN	Särön kasvu jännitysjaksoa kohti murtumismekaniikassa	[mm/sykli]
E	Kimmomoduuli, Kimmokerroin	[MPa]
$f_y, R_{p0,2}$	Materiaalin myötölujuus	[MPa]
F_{min}	Palkin minimikuormitus	[kN]
F_{max}	Palkin maksimikuormitus	[kN]
F_{tot}	Palkin kokonaiskuormitus	[kN]
G	Liukumoduuli, Liukukerroin	[MPa]
h	Uuman korkeus, laippojen keskipisteiden välinen etäisyys	[mm]
h_k, h_f	Laippojen keskipisteiden välinen etäisyys	[mm]
h_o	Poikkileikkauksen optimikorkeus	[mm]
H_I	Poikkileikkauksen kokonaiskorkeus	[mm]
H_{opt}	Poikkileikkauksen lopullinen kokonaiskorkeus	[mm]
I	Poikkileikkauksen neliömomentti	[mm ⁴]
I_t	Poikkileikkauksen vääntövakio	[mm ⁴]
I_z	Poikkileikkauksen neliömomentti heikomman akselin suhteen	[mm ⁴]

I_{ω}	Poikkileikkauksen käyrästymisjäyhyys	[mm ⁶]
k, k_{ω}	Teholliseen pituuteen liittyvät tekijät kiepahdustarkastelussa	[-]
k_{σ}	Jännityssuhdetta ja reunaehtoja vastaava kerroin lommahdustarkastelussa	[-]
K_t	Jännityskonsentraatiokerroin	[-]
l_a	Hitsin oletettu kylkimitta	[mm]
L, L_1	Palkin tuentaväli	[mm]
L_2	Palkin kuormitusväli	[mm]
m	S-N käyrän kaltevuutta kuvaava kerroin väsymiskestävyystarkastelussa, Pari's:n lain mukainen parametri murtumismekaniikassa	[-]
M	Profiilin momenttikestävyys	[Nmm]
$M_{b,Rd}$	Kiepahduskestävyyden mitoitusarvo	[Nmm]
M_{cr}	Kimmenteorian mukainen kriittinen kiepahdusmomentti	[Nmm]
n_i	Jännitysheilahduksen i lukumäärä	[-]
N_{ref}	Käyttöikää kuvaava kestoiän yksikkö	[sykliä]
N_{Rd}	Kestoiän mitoitusarvo jännitysjaksoina	[sykliä]
r	Hitsin rajaviiva pyöristys tehollisen lovijännityksen menetelmässä	[mm]
R	Rajajännityssuhteen arvo	[-]
t, t_i	Levyosan paksuus, tarkasteltavan levyosan paksuus	[mm]
t_f	Laipan paksuus, laipan lopullinen paksuus	[mm]
t_{fo}	Laipan optimipaksuus	[mm]
t_w	Uuman paksuus, uuman lopullinen paksuus	[mm]
t_{wo}	Uuman optimipaksuus	[mm]
W	Poikkileikkauksen taivutusvastus	[mm ³]
W_y	Poikkileikkausluokka 3 mukainen taivutusvastus vahvemman akselin suhteen	[mm ³]
z_g	Kuormituksen vaikutuspisteen etäisyys vääntökeskiöstä kiepahdustarkastelussa	[mm]
z_j	Kiepahdustarkastelussa käytetty apukoordinaatti	[mm]

α_{LT}	Sovellettavan kiepahduskäyrän mukainen epätarkkuustekijä	[-]
β	Laipan vapaan reunan leveys-paksuussuhde	[-]
γ_{Ff}	Väsymismitoituksessa käytettävän kuormituksen osavarmuusluku	[-]
γ_{MI}	Kestävyyden osavarmuusluku kiepahdustarkastelussa	[-]
γ_{Mf}	Väsymismitoituksessa käytettävä materiaalin osavarmuusluku	[-]
δ	Referenssitason etäisyys hitsin rajaviivasta Dong:in menetelmässä	[mm]
ΔK	Särön jännitysintensiiteetikertoimen vaihteluväli	[Nmm ^{-3/2}]
ΔN	Kestoikien erotus sykleissä	[sykliä]
$\Delta N\%$	Kestoikien erotus prosenteissa	[%]
$\Delta\sigma_C, FAT$	Rakenneyksityiskohdan FAT-luokka	[MPa]
$\Delta\sigma_{ekv}$	Ekvivalentti vakioamplitudinen jännitysheilahdus	[MPa]
$\Delta\sigma_E$	Jännitysheilahduksen ominaisarvo	[MPa]
$\Delta\sigma_i$	Jännitysheilahduksen i suuruus	[MPa]
$\Delta\sigma_{min}$	Jännitysvaihtelun lineaarisen jakauman arvo alalaipan yläpinnassa	[MPa]
$\Delta\sigma_{max}$	Jännitysvaihtelun lineaarisen jakauman arvo alalaipan alapinnassa	[MPa]
ε	Materiaalin myötölujuudesta riippuva kerroin	[-]
η	Uuman leveys-paksuussuhde	[-]
λ_{LT}	Sauvan muunnettu hoikkuus kiepahdukselle	[-]
$\bar{\lambda}_p$	Taso-osan muunnettu hoikkuus	[-]
ρ	Lommahduksen huomioon ottava pienennystekijä	[-]
$\sigma_{0,4b}, \sigma_{0,9b}$	Alaindeksin ilmoittamalta etäisyydeltä hitsin rajaviivasta mitattu	[MPa]
$\sigma_{1,0t}, \sigma_{1,4t}$	maksimipääjännitys	
σ_b	Taivutusjännityskomponentti	[MPa]
σ_{hs}	Rakenteellinen jännitys, Hot-Spot jännitys	[MPa]
σ_m	Kalvojännityskomponentti	[MPa]
σ_{min}	Minimijännityskomponentti	[MPa]
σ_{max}	Maksimijännityskomponentti	[MPa]
σ_{nl}	Epälineaarinen lovijännityskomponentti	[MPa]
$\sigma_{nl,eff}$	Tehollinen lovijännitys	[MPa]
σ_{nom}	Nimellinen jännitys	[MPa]

$\sigma(x), \sigma_x(y)$	Levyn paksuuden yli vaikuttava jännitys jakauma	[-]
$\tau_{xy}(y)$	Levyn paksuuden yli vaikuttava leikkausjännitys jakauma	[-]
Φ_{LT}	Kiepahdustarkastelussa käytettävä kerroin	[-]
χ_{LT}	Muunnettua hoikkuutta vastaava pienennystekijä	[-]
ψ	Lommahdustarkastelussa käytettävä jännityssuhde	[-]

Lyhenteet

defX	Siirtymävapausaste X-akselin suunnassa
defY	Siirtymävapausaste Y-akselin suunnassa
defZ	Siirtymävapausaste Z-akselin suunnassa
FAT	Fatigue Class, Väsymiskestävyysluokka
FE	Finite Element, Äärellinen elementti
FEM	Finite Element Method, Elementtimenetelmä
GLUED	Reunaehto, jolla liitetään pintoja toisiinsa FE-analyysissä
IIW	International Institute of Welding
PL3	Poikkileikkausluokka 3
PLATE	Kuorielementti
rotX	Rotaatiovapausaste X-akselin ympäri
rotY	Rotaatiovapausaste Y-akselin ympäri
rotZ	Rotaatiovapausaste Z-akselin ympäri
SOLID	Solidielementti
VMVEH	Vakiomuodonvääristymisenergiayhdyntäjä, von Misesin hypoteesi

1 JOHDANTO

I-profiili on yksi yleisimmistä teräsrakentamisessa käytettävistä rakenne-elementeistä. Profiilin suuri kuormankantokyky suhteutettuna poikkileikkauksen päämittoihin ja palkin pituuspainoon tekevät tästä varteenotettavan vaihtoehdon monissa käyttötarkoituksissa. Avoimen profiilin ja suurten levykenttien takia I-profiilin suunnittelussa ja mitoituksessa on kuitenkin erityisesti kiinnitettävä huomiota levykentän lommahtamiseen ja profiilin kiepahtamiseen. Lommahdus- ja kiepahdustarkastelu on mahdollista suorittaa joko analyttisesti tai elementtimenetelmään perustuvi- en analyysiohjelmien avulla.

Teräs S960 QC kuuluu ultralujiin teräksiin, joiden soveltuvuutta eri käyttötarkoituksiin tutkitaan laajalti. Kiinnostus ultralujien terästen käyttömahdollisuuksista johtuu näiden suuresta myötölujuudesta, jonka ansiosta rakenteista on mahdollista suunnitella entistä kevyempiä ja lujempia. Ultralujien terästen laajamittaisempaa käyttöä rajoittavat kuitenkin tavallisia teräksiä korkeammat materiaalikustannukset ja voimassa olevien suunnittelustandardien hidas päivittyminen uusille teräslaaduille. Koska yksiselitteisiä suunnitteluohjeita ultralujille teräksille ei ole olemassa, on mitoituksessa ja suunnittelussa noudatettava perinteisille teräksille muodostettuja ohjeita. Tästä johtuen suunniteltu rakenne voi olla joko liian heikko, huonosti optimoitu tai jopa ylimitoitettu ultralujien terästen ominaisuuksien kannalta. Huonosti optimoidun tai ylimitoitettun rakenteen tapauksessa materiaalista aiheutuvat ylimääräiset kustannukset voivat nousta huomattavan suuriksi ja liian heikko rakenne voi puolestaan aiheuttaa vaaratilanteita tai jopa tapaturmia. Näiltä ongelmilta voidaan välttyä hyödyntämällä suunnittelun tukena FE-analyysiä. Ultralujille teräksille soveltuvien standardien puuttuessa rakenteen kestävyys on myös todistettava joko testein ja/tai tietokoneanalyysien avulla, joten FE-analyysin hyödyntäminen jo suunnitteluvaiheessa tukee tätäkin tarkoitusta.

Tarkasteltava I-profiilipalkki mitoitetaan ja optimoidaan ensin voimassa olevien suunnitteluohjeiden mukaisesti. Tämän jälkeen profiilille suoritetaan lommahdus- ja kiepahdustarkastelut. Tarkasteluissa käytetään hyväksi Eurokoodi 3 mukaista analyttistä laskentaa ja FE-analyysiä FE-MAP/NxNastran sovelluksella. Stabiilisuustarkastelun lisäksi palkille suoritetaan väsymistarkas-

telu hitsaamalla palkin alalappaan pienahitseillä paksu poikittaisriipa. Poikittaisrivan väsymiskes-
tävyyttä tarkastellaan nimellisen jännityksen, rakenteellisen jännityksen ja tehollisen lovi-
jännityksen menetelmillä sekä murtumismekaniikan avulla. Tarkasteluissa käytetään hyväksi IIW:n
mukaista analyttistä laskentaa, FE-analyysiä FEMAP/NxNastran sovelluksella sekä murtumis-
mekaniikan mukaista särön kasvun simulointia Frank2d sovelluksella. Lopuksi analyttisesti sekä
numeerisilla menetelmillä saatuja tuloksia verrataan keskenään.

Työn tavoitteena on tutkia nykyisten suunnittelu- ja mitoitusohjeiden soveltuvuutta uusille ultra-
lujille teräksille sekä tarkastella FE-analyysin soveltamista S960 QC teräksisen I-profiilin staatti-
sen ja dynaamisen äärikestävyyden määrittämisessä. Opinnäytetyö kuuluu Lappeenrannan teknil-
lisen yliopiston koordinoimaan Hitsattujen Rakenteiden Optimointi (HRO) foorumin tutkimusoh-
jelmaan ja työtä on tarkoitus käyttää AEL-koulutuksen opetusmateriaalina.

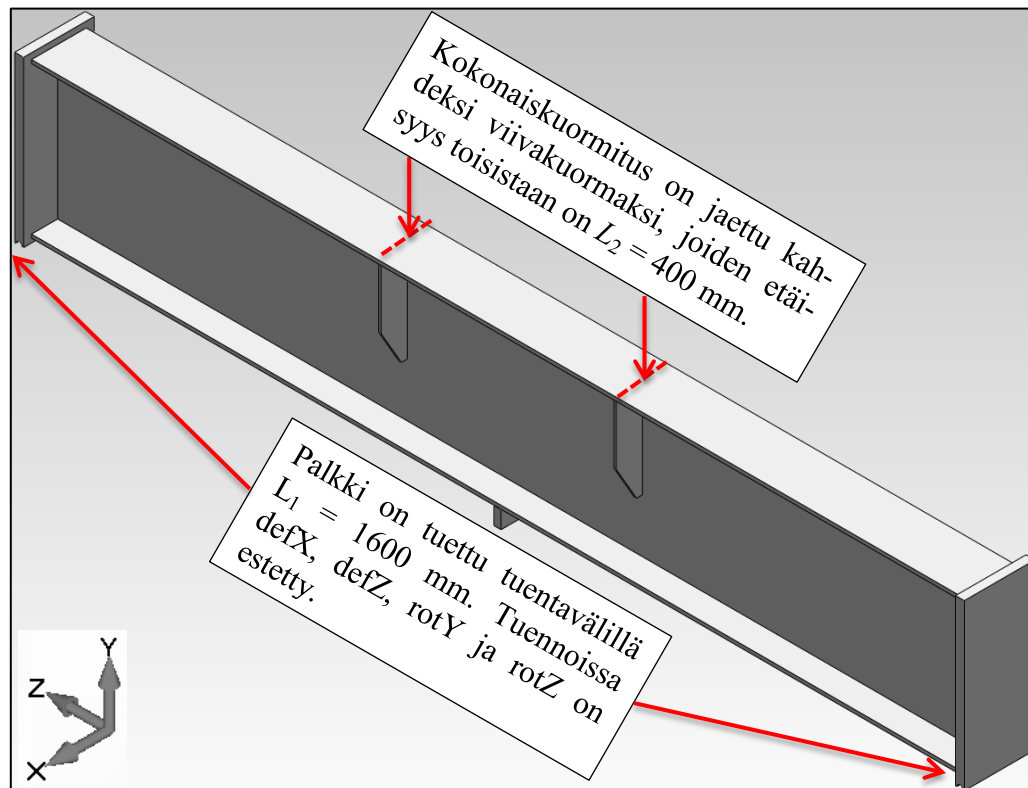
Charles Addai tutkii diplomityössään *Design of I-beam made of S960 DQ* aiheeseen liittyen hit-
saamalla valmistettavan I-profiilipalkin poikkileikkauksen optimointia ja mitoitusta keskittyen
analyttisten menetelmien soveltamiseen.

2 MENETELMÄT

2.1 Poikkileikkauksen optimointi

2.1.1 Tuennat ja kuormitukset

Tarkasteltava rakenne on nelipistetäivutuksella kuormitettu I-profiilipalkki. Palkin tuentaväli on $L_1 = 1600$ mm ja tuenta tapahtuu palkin päihin hitsattujen 15 mm paksujen jäykistelevyjen alalaidoista. Tuennoilla estetään siirtymät X ja Y-suunnissa sekä rotaatiot Y- ja Z-akselien ympäri. Palkin mitoituskuorma $F_{tot} = 400$ kN välitetään palkin ylälaippaan kahtena viivakuormituksena, joiden etäisyys toisistaan on $L_2 = 400$ mm. Viivakuormitukset määritetään vaikuttamaan symmetrisesti palkin pituussuuntaisen keskipisteen molemmin puolin. Tuennat ja kuormitukset on esitetty kuvassa 1. Palkin kuormituspisteet on vahvistettu laippaan ja uumaan hitsattavilla vahvikelevyillä, joiden avulla estetään kuormituksen aiheuttamat paikalliset vauriot.



Kuva 1. Tarkasteltavan profiilin tuennat ja kuormitukset. Tuentaväli on $L_1 = 1600$ mm ja kuormitussväli on $L_2 = 400$ mm.

2.1.2 Optimointimenetelmät

I-profiilin optimipoikkileikkaus määritetään poikkileikkausluokka 3 (PL3) mukaiseksi käyttämällä Eurokoodi 3:ssa esitettyjä puristettujen taso-osien leveys-paksuussuhteita (SFS-EN 1993-1-1 2005, s. 45–46). Standardin mukaan poikkileikkausluokassa 3 rakenteen ääriosien jännitys voi saavuttaa myötörajan, mutta plastisuusteorian mukaista momenttikestävyyttä ei saavuteta paikallisen lommahduksen takia (SFS-EN 1993-1-1 2005, s. 42). PL3 mukaiset leveys-paksuussuhteen raja-arvot I-profiilin uumalle ja laipalle on esitetty kuvissa 2 ja 3.

Kahdelta reunalta tuetut puristetut taso-osat						
Poikkileikkausluokka	Taivutetut taso-osat	Puristetut taso-osat	Taivutetut ja puristetut taso-osat			
Taso-osan jännitysjakautuma (puristus positiivinen)						
1	$c/t \leq 72\epsilon$	$c/t \leq 33\epsilon$	$\text{kun } \alpha > 0,5: c/t \leq \frac{396\epsilon}{13\alpha - 1}$ $\text{kun } \alpha \leq 0,5: c/t \leq \frac{36\epsilon}{\alpha}$			
2	$c/t \leq 83\epsilon$	$c/t \leq 38\epsilon$	$\text{kun } \alpha > 0,5: c/t \leq \frac{456\epsilon}{13\alpha - 1}$ $\text{kun } \alpha \leq 0,5: c/t \leq \frac{41,5\epsilon}{\alpha}$			
Taso-osan jännitysjakautuma (puristus positiivinen)						
3	$c/t \leq 124\epsilon$ ¹⁾	$c/t \leq 42\epsilon$ ²⁾	$\text{kun } \psi > -1: c/t \leq \frac{42\epsilon}{0,67 + 0,33\psi}$ ³⁾ $\text{kun } \psi \leq -1^{3)}: c/t \leq 62\epsilon(1 - \psi)\sqrt{(-\psi)}$			
$\epsilon = \sqrt{235/f_y}$	f_y	235	275	355	420	460
	ϵ	1,00	0,92	0,81	0,75	0,71

*) Arvoa $\psi \leq -1$ käytetään, kun joko puristusjännitys $\sigma < f_y$, tai vedetyn puolen venymä $\epsilon_v > f_y/E$

Kuva 2. Eurokoodi 3 mukaiset leveys-paksuussuhteen raja-arvot kahdelta reunalta tuetuille taso-osille. (SFS-EN 1993-1-1 2005, s. 45, taulukko 5.2 (osa 1)). Kuvaan on korostettu PL3 mukaista taivutettua uumalevyä vastaava tapaus.

Ulokkeelliset laipat						
Valssatut profiilit			Hitsatut profiilit			
Poikkileik- kausluokka	Puristetut taso-osat	Puristetut ja taivutetut taso-osat				
		Vapaa reuna on puristettu		Vapaa reuna on vedetty		
Taso-osan jännitys- jakautuma (puristus positiivinen)						
1	$c/t \leq 9\epsilon$	$c/t \leq \frac{9\epsilon}{\alpha}$	$c/t \leq \frac{9\epsilon}{\alpha\sqrt{\alpha}}$	$c/t \leq \frac{9\epsilon}{\alpha\sqrt{\alpha}}$	$c/t \leq \frac{9\epsilon}{\alpha\sqrt{\alpha}}$	$c/t \leq \frac{9\epsilon}{\alpha\sqrt{\alpha}}$
2	$c/t \leq 10\epsilon$	$c/t \leq \frac{10\epsilon}{\alpha}$	$c/t \leq \frac{10\epsilon}{\alpha\sqrt{\alpha}}$	$c/t \leq \frac{10\epsilon}{\alpha\sqrt{\alpha}}$	$c/t \leq \frac{10\epsilon}{\alpha\sqrt{\alpha}}$	$c/t \leq \frac{10\epsilon}{\alpha\sqrt{\alpha}}$
Taso-osan jännitys- jakautuma (puristus positiivinen)						
3	$c/t \leq 14\epsilon$ ⁴⁾	$c/t \leq 21\epsilon\sqrt{k_\sigma}$ ⁵⁾ k _σ ks. EN 1993-1-5				
$\epsilon = \sqrt{235/f_y}$	f _y	235	275	355	420	460
	ε	1.00	0.92	0.81	0.75	0.71

Kuva 3. Eurokoodi 3 mukaiset leveys-paksuussuhteen raja-arvot ulokkeellisille laipoille. (SFS-EN 1993-1-1 2005, s. 46, taulukko 5.2 (osa 2)). Kuvaan on korostettu PL3 mukaista puristettua laippalevyä vastaava tapaus.

Eurokoodi 3 määrittelee tarvittavat kertoimet leveys-paksuussuhteiden määrittämiseksi teräksille, joiden myötölujuus f_y on välillä 235–460 MPa. Koska optimoitava I-profiili valmistetaan S960 QC teräksestä, jonka myötölujuus f_y on 960 MPa, on tarvittavat kertoimet ekstrapoloitava kuvissa 2 ja 3 esitetyn kaavan avulla. Materiaalin myötölujuudesta riippuva kerroin ϵ ratkaistaan kaavan 1 avulla. (SFS-EN 1993-1-1 2005, s. 45).

$$\epsilon = \sqrt{\frac{235}{f_y}} \quad (1)$$

Laipan vapaan reunan leveys-paksuussuhde β ja uuman leveys-paksuussuhde η ratkaistaan myötölujuuden perusteella määräytyvän kertoimen ϵ avulla. PL3 mukainen leveys-paksuussuhde laipalle ratkaistaan kaavan 2 ja uumalle kaavan 3 avulla. (SFS-EN 1993-1-1 2005, s. 45–46).

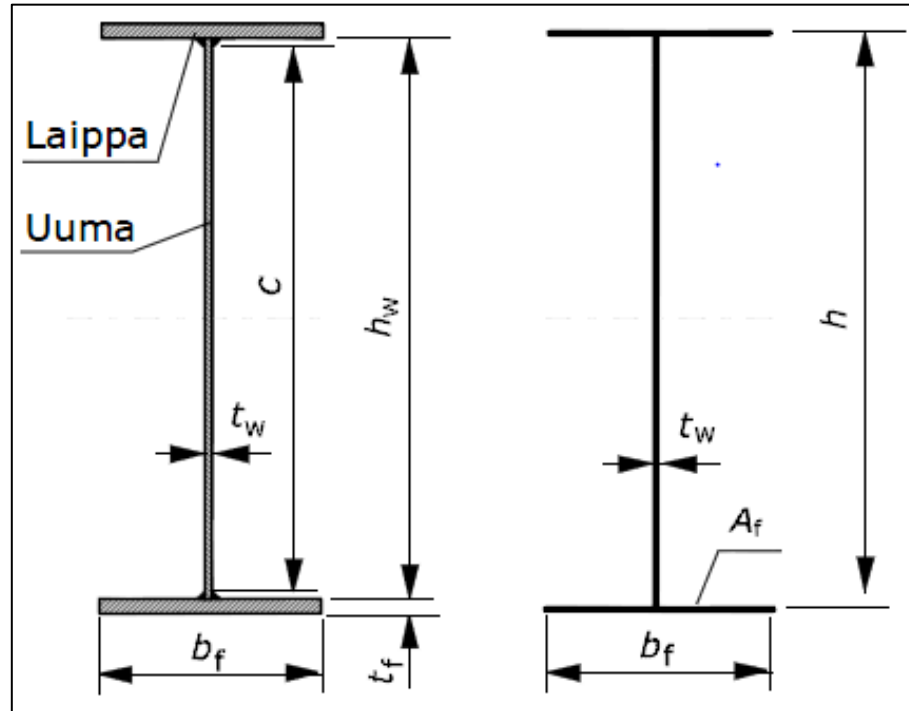
$$\frac{b}{t_f} \leq \beta, \text{ kun } \beta = 14\varepsilon \quad (2)$$

$$\frac{h}{t_w} \leq \eta, \text{ kun } \eta = 124\varepsilon \quad (3)$$

Kaavoissa b on laipan leveys, t_f laipan paksuus, h uuman korkeus ja t_w uuman paksuus. Poikkileikkauksen mittojen ja paksuuksien määrittämisessä käytetään apuna teoksessa Levyrakenteiden suunnittelu (Niemi 2003, s. 44–45) esitettyä menetelmää ja esimerkkiratkaisua kaksoissymmetrisen I-profiilin poikkileikkauksen optimoimiselle. Menetelmässä optimoitavan profiilin neliömomentti I määritetään kaavan 4 avulla (Niemi 2003, s. 44).

$$I \approx 2A_f \left(\frac{h}{2}\right)^2 + \frac{t_w h^3}{12} = \frac{A_f h^2}{2} + \frac{t_w h^3}{12} \quad (4)$$

Kaavassa A_f on I-profiilin laipan pinta-ala ja h I-profiilin laippojen keskipisteiden välinen etäisyys. Profiilin korkeutena käytetään todellisen korkeuden sijaan laippojen keskipisteiden välistä etäisyyttä h . Tästä aiheutuva virhe on erittäin pieni ja kaavoilla saatavat arvot ovat tämän seurauksena aina konservatiivisella puolella. Kuvassa 4 on esitetty todellinen I-profiilin poikkileikkaus ja tästä muodostettu keskiviivamalli, jonka perusteella poikkileikkaussuureet määritetään. (Niemi 2003, s. 44).



Kuva 4. I-profiilin todellinen poikkileikkaus ja tästä muodostettu keskiviivamalli, jonka perusteella poikkileikkaussuureet määritetään. (Niemi 2003, s. 44, kuva 4.1).

Poikkileikkauksen taivutusvastus W määritetään kaavan 5 avulla. Kaavaan on sijoitettu neliömomentin kaava (kaava 4) (Niemi 2003, s. 44).

$$W \approx \frac{2I}{h} = A_f h + \frac{t_w h^2}{6} \quad (5)$$

Poikkileikkaukselta vaadittava taivutusvastus ratkaistaan siltä vaadittavan momenttikestävyyden M perusteella kaavan 6 avulla. (Niemi 2003, s. 44).

$$W = \frac{M}{f_y} \quad (6)$$

Laipan pinta-ala ratkaistaan kaavasta 5 johdetun kaavan 7 avulla. Uuman pinta-ala A_w ratkaistaan kaavan 8 avulla. (Niemi 2003, s. 44).

$$A_f = \frac{W}{h} - \frac{t_w h}{6} \quad (7)$$

$$A_w = t_w h \quad (8)$$

Poikkileikkauksen kokonaispinta-ala A_k ratkaistaan summaamalla kaavat 7 ja 8 yhteen kaavan 9 mukaisesti (Niemi 2003, s. 44).

$$A_k = 2A_f + A_w = \frac{2W}{h} - \frac{t_w h}{3} + t_w h \quad (9)$$

Sijoittamalla kaavaan 9 kaavasta 3 johdettu uuman paksuuden yhtälö ja derivoimalla saatu yhtälö korkeuden suhteen, voidaan kokonaispinta-alan minimi palkin korkeuden suhteen ratkaista kaavan 10 avulla. (Niemi 2003, s. 44).

$$\frac{dA_k}{dh} = \frac{4h}{3\eta} - \frac{2W}{h^2} = 0 \quad (10)$$

Ratkaisemalla derivoitu yhtälö korkeuden suhteen, on profiilin optimikorkeus h_o mahdollista ratkaista kaavan 11 avulla. Uuman leveys-paksuussuhteen arvossa η otetaan huomioon hitsien oletetun kylkimitan $l_a = 3$ mm ja laippojen paksuuden vaikutus teholliseen leveyteen kasvattamalla arvoa kahdella. (Niemi 2003, s. 44–45).

$$h_o = \sqrt{1,5 \cdot \eta \cdot W} \quad (11)$$

Uuman optimipaksuus t_{wo} ratkaistaan sijoittamalla kaavan 11 avulla ratkaistu optimikorkeus yhtälöön 3. Uuman lopullinen paksuus t_w valitaan käytettävissä olevien materiaalipaksuuksien perusteella siten, että lopullinen paksuus on optimipaksuutta suurempi. Uuman lopullinen korkeus h ratkaistaan sijoittamalla valittu paksuus yhtälöön 3 ja pyöristämällä saatu tulos alaspäin. (Niemi 2003, s. 45).

Kun uuman optimipaksuus ja -leveys on ratkaistu, määritetään laipan pinta-ala kaavan 7 avulla. Laipan pinta-ala voidaan määrittää myös yhtälön 12 avulla (Niemi 2003, s. 45).

$$A_f = b_f t_{fo} \quad (12)$$

Kaavassa b_f on laipan leveys ja t_{fo} laipan optimipaksuus. Sijoittamalla kaavaan 12 kaavasta 2 johdettu laipan leveyden yhtälö sekä kaavasta 7 ratkaistu laipan pinta-ala ja ratkaisemalla saatu yhtälö laipan paksuuden suhteen on laipan optimipaksuus mahdollista ratkaista kaavan 13 avulla. Laipan leveys-paksuussuhteen arvossa β otetaan huomioon koko laipan leveys kertomalla arvo kahdella sekä hitsien ja uuman vaikutus teholliseen leveyteen kasvattamalla arvoa yhdellä. (Niemi 2003, s. 45).

$$t_{fo} = \sqrt{\frac{A_f}{\beta}} \quad (13)$$

Laipan lopullinen paksuus t_f valitaan käytettävissä olevien materiaalipaksuuksien perusteella siten, että lopullinen paksuus on optimipaksuutta suurempi. Laipan lopullinen leveys ratkaistaan kaavasta 12 sijoittamalla tähän valittu laipan paksuus ja pyöristämällä saatu tulos alapäin. (Niemi 2003, s. 45).

2.2 Lommahdustarkastelu eri menetelmillä

Lommahtamisella tarkoitetaan tasossa puristetun levyosan stabiliteetin menettämistä levyn muodostamasta tasosta pois päin. Levyosa kantaa puristavaa kuormitusta tiettyyn kriittiseen jännitykseen asti, kunnes levyn tasapainotila muuttuu indifferentiksi. Tällöin pienikin häiriö kuten esimerkiksi materiaalin heterogeenisuus tai tason normaalin suuntainen kuormitus aiheuttaa levyn taipumisen sinipuoliaallon muotoisesti. Lommahtamisherkyys määräytyy poikkileikkauksen leveys-paksuussuhteista sekä tasomaisten levyosien reunaehdoista: leveät, ohuet ja nivelellisesti tuetut levyosat ovat kapeita, paksuja ja jäykästi tuettuja levyosia herkempiä lommahtamaan. Profiilin lommahduskestävyys voi olla huomattavasti profiilin myötölujuutta vastaavaa äärikestävyyttä pienempi. (Niemi 2003, s. 17). Palkin lommahduskestävyyttä tarkastellaan analyyttisten

laskentakaavojen sekä FE-analyysin avulla. Eri tarkastelumenetelmät on esitelty seuraavissa kapaleissa.

2.2.1 Analyyttinen lommahdustarkastelu

Koska profiili optimoidaan PL3 mukaisten leveys-paksuussuhteiden avulla, ei levyosien lommahdamista pitäisi esiintyä. Poikkileikkaukselle suoritetaan kuitenkin oletuksen varmistamiseksi Eurokoodi 3:n (SFS-EN 1993-1-5 2006, s. 16–18) mukainen lommahdustarkastelu, joka perustuu levyosien tehollisen leveyden määrittämiseen. Levyosien lommahduksen huomioon ottava pienennystekijä ρ laipan vapaan reunan teholliselle leveydelle määritetään kaavan 14 tai 15 avulla. (SFS-EN 1993-1-5 2006, s. 16).

$$\rho = 1,0, \text{ kun } \bar{\lambda}_p \leq 0,748 \quad (14)$$

$$\rho = \frac{\bar{\lambda}_p - 0,188}{\bar{\lambda}_p^2}, \text{ kun } \bar{\lambda}_p > 0,748 \quad (15)$$

Pienennystekijä uumalevyn teholliselle leveydelle määritetään kaavan 16 tai 17 avulla. (SFS-EN 1993-1-5 2006, s. 16).

$$\rho = 1,0, \text{ kun } \bar{\lambda}_p \leq 0,673 \quad (16)$$

$$\rho = \frac{\bar{\lambda}_p - 0,055(3 + \Psi)}{\bar{\lambda}_p^2}, \text{ kun } \bar{\lambda}_p > 0,673 \quad (17)$$

Kaavoissa 14–17 $\bar{\lambda}_p$ on taso-osan muunnettu hoikkuus ja kaavan 17 kerroin ψ on taso-osan reunoilla vaikuttavien jännitysten suhdeluku. Taso-osan muunnettu hoikkuus $\bar{\lambda}_p$ määritetään kaavan 18 avulla. (SFS-EN 1993-1-5 2006, s. 16).

$$\bar{\lambda}_p = \frac{\bar{b}/t}{28,4\varepsilon\sqrt{k_\sigma}} \quad (18)$$

Kaavassa \bar{b} on tarkasteltavan lommahtavan levyosan leveys, t tarkasteltavan levyosan paksuus, ε myötölujuudesta riippuva kerroin (kaava 1, s. 12) ja k_σ jännityssuhdetta ψ ja reunaehtoja vastaava kerroin. (SFS-EN 1993-1-5 2006, s. 16). Jännityssuhdetta vastaava kerroin k_σ määritetään kuvissa 5 ja 6 esitettyjen taulukoiden perusteella (SFS-EN 1993-1-5 2006, s. 18.).

Jännitysjakautuma (puristus on positiivinen)		Tehollinen ^p leveys b_{eff}			
		$1 > \psi \geq 0$: $b_{eff} = \rho c$			
		$\psi \leq 0$: $b_{eff} = \rho b_c = \rho c / (1 - \psi)$			
$\psi = \sigma_2 / \sigma_1$	1	0	-1	$1 \geq \psi \geq -3$	
Lommahduskerroin k_σ	0,43	0,57	0,85	$0,57 - 0,21\psi + 0,07\psi^2$	
		$1 > \psi \geq 0$: $b_{eff} = \rho c$			
		$\psi \leq 0$: $b_{eff} = \rho b_c = \rho c / (1 - \psi)$			
$\psi = \sigma_2 / \sigma_1$	1	$1 > \psi > 0$	0	$0 > \psi > -1$	-1
Lommahduskerroin k_σ	0,43	$0,578 / (\psi + 0,34)$	1,70	$1,7 - 5\psi + 17,1\psi^2$	23,8

Kuva 5. Yhdeltä reunalta tuetun taso-osan jännityssuhdetta vastaavan kertoimen määrittäminen ja tehollisen leveyden ratkaiseminen (SFS-EN 1993-1-5 2006, s. 18, taulukko 4.2).

Jännitysjakautuma (puristus on positiivinen)		Tehollinen ^p leveys b_{eff}			
		$\psi = 1$: $b_{eff} = \rho \bar{b}$ $b_{e1} = 0,5 b_{eff}$ $b_{e2} = 0,5 b_{eff}$			
		$1 > \psi \geq 0$: $b_{eff} = \rho \bar{b}$ $b_{e1} = \frac{2}{5 - \psi} b_{eff}$ $b_{e2} = b_{eff} - b_{e1}$			
		$\psi \leq 0$: $b_{eff} = \rho b_c = \rho \bar{b} / (1 - \psi)$ $b_{e1} = 0,4 b_{eff}$ $b_{e2} = 0,6 b_{eff}$			
$\psi = \sigma_2 / \sigma_1$	1	$1 > \psi > 0$	0	$0 > \psi > -1$	-1
Lommahduskerroin k_σ	4,0	$8,2 / (1,05 + \psi)$	7,81	$7,81 - 6,29\psi + 9,78\psi^2$	23,9
					$-1 > \psi > -3$

Kuva 6. Khdelta reunalta tuetun taso-osan jännityssuhdetta vastaavan kertoimen määrittäminen ja tehollisen leveyden ratkaiseminen (SFS-EN 1993-1-5 2006, s. 18, taulukko 4.1).

Kun laipan ja uumalevyn teholliset leveydet, teholliset pinta-alat sekä tehollisen pinta-alan jakautuminen levyosan leveydellä on määritetty, ratkaistaan I-profiilin lommahduskestävyys laskemalla profiilin tehollinen taivutusvastus ja tätä vastaava maksimikuormitus.

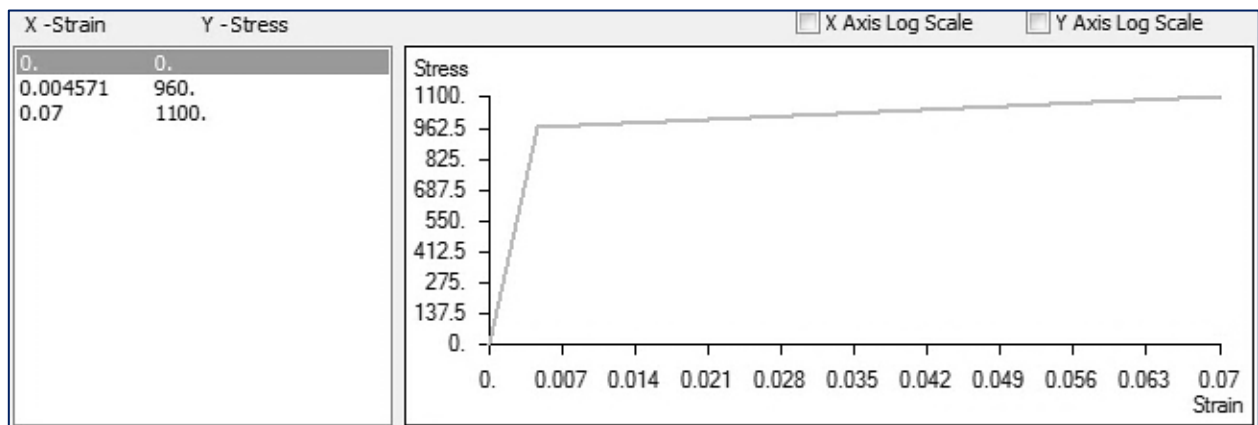
2.2.2 Lommahdusanalyysi FEA:lla

Lommahdusanalyysiä varten S960 QC teräkselle muodostetaan materiaalmalli valmistajan ilmoittamista nimellisistä lujuusarvoista (Rautaruukki Oyj 2013). Materiaalimallina käytetään epälineaarista elastista (Nonlinear Elastic) jännitys-venymä käyrää, joka muodostetaan taulukossa 1 esitettyjen materiaaliarvojen perusteella. Materiaalimallia varten tarvittava myötövenymän ε arvo ratkaistaan materiaalin kimmomoduulin E ja myötölujuuden $R_{p0,2}$ perusteella kaavan 19 avulla. Materiaalimalli on esitetty kuvassa 7.

Taulukko 1. FE-analyysien materiaalmalleissa käytetyt S960 QC teräksen materiaaliarvot.

	Kimmomoduuli E [MPa]	Liukumoduuli G [MPa]	Myötölujuus $R_{p0,2}$ [MPa]	Murtolujuus R_m [MPa]	Murtovenymä A_5 [%]
S960 QC	210000	81000	960	1000	7

$$f_y = R_{p0,2} = E\varepsilon \Rightarrow \varepsilon = \frac{R_{p0,2}}{E} \quad (19)$$



Kuva 7. FE-analyysissä materiaalimallina käytetty S960 QC teräksen nimellisistä materiaaliarvoista muodostettu jännitys-venymä käyrä.

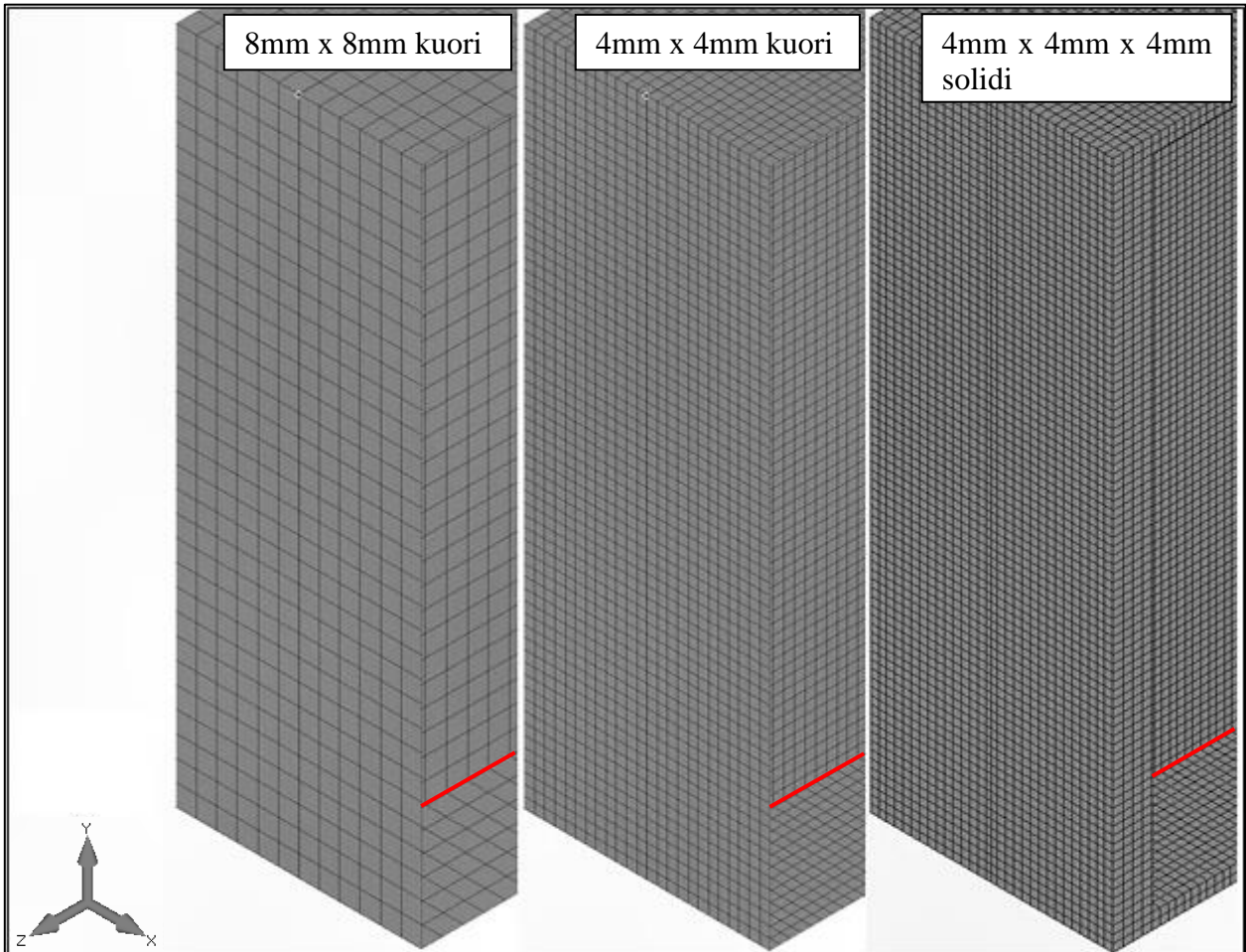
Lommahdusanalyysissä käytetään Siemens PLM Software Inc. FEMAP/NxNastran (versio 11.0.0) elementtimenetelmäsovellusta ja ratkaisijaa. Palkin kiepahtamista tarkastellaan käyttä-

mällä kolmea eri verkotusta, jotka on lueteltu taulukossa 2. Analyysityyppinä käytetään epälineaarista analyysiä.

Taulukko 2. Lommahdusanalyysissä käytetyt elementtityypit, elementtikoot, solmujen määrä elementissä sekä elementtien ja solmujen kokonaislukumäärä mallissa.

Elementtityyppi	Elementtikoko (maksimi)	Solmuja elementissä	Elementtejä yhteensä	Solmuja yhteensä
Lineaarinen kuorielementti (PLATE)	8mm x 8mm	4	12 328	12 565
Lineaarinen kuorielementti (PLATE)	4mm x 4mm	4	48 620	49 069
Lineaarinen solidielementti (SOLID)	4mm x 4mm x 4mm	8	176 152	262 775

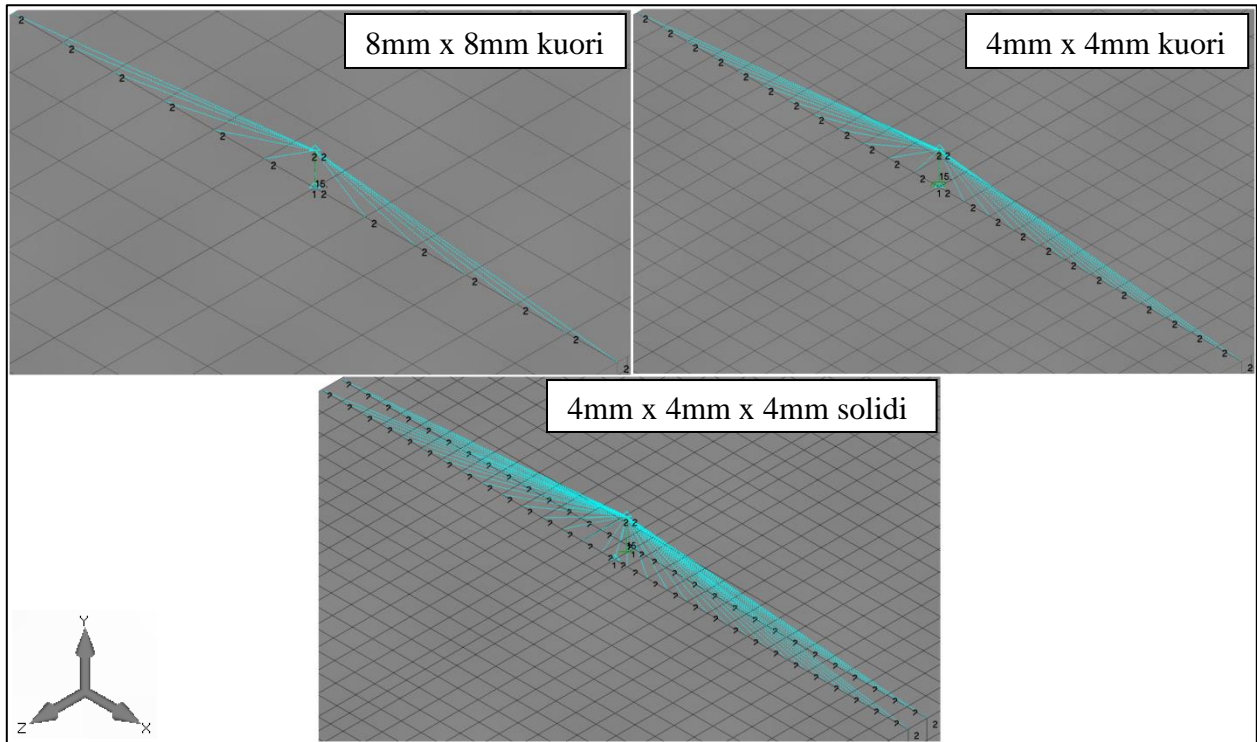
Kuorielementtejä käytettäessä palkki mallinetaan keskiviivamallina eli laippalevyt, uumalevy, päätylevyt ja vahvikelevyt liittyvät toisiinsa levyjen keskitasoista ja näiden reunoista. Tämä aiheuttaa malliin hieman epätarkkuutta koska todellisessa rakenteessa levyt eivät ole sisäkkäin. Epätarkkuutta vähennetään jättämällä levyosien väliset hitsit mallintamatta, koska hitsien ja sisäkkäin olevin levyosien tilavuudet sekä sijainnit profiilin poikkileikkauksessa ovat lähes samat. Solidielementtejä käytettäessä hitsit jätetään mallintamatta, koska levyosat liitetään toisiinsa läpihitsatuilla K-hitseillä, joiden vaikutus poikkileikkausominaisuuksiin on vähäinen. Käytetyt elementtiverkot käyttäen palkin toista päätyä esimerkkinä on esitetty tarkemmin kuvassa 8. Verkotus on yhtenevä koko palkin pituudella.



Kuva 8. Taulukossa 2 luetellut lommahdusanalyysissä käytettävät elementtiverkot palkin toisesta päästä kuvattuna. Alalaipan ja uuman liitoskohta korostettu kuvaan yksityiskohdan selventämiseksi.

Elementtimalleissa kuormituksia, tuentoja ja reunaehtoja esittävässä kuvissa käytetään estettyjen vapausasteiden kuvaamisessa seuraavia merkintöjä: $\text{defX} = 1$, $\text{defY} = 2$, $\text{defZ} = 3$, $\text{rotX} = 4$, $\text{rotY} = 5$ ja $\text{rotZ} = 6$. Palkkiin kohdistuva kokonaiskuormitus jaetaan palkin ylälaipasta irti oleviin kahteen solmuun, joista kuormitus välitetään viivakuormiksi palkin ylälaippaan kuormitustukien kohdalle (kuva 1. s. 10) Y-suuntaisilla reunaehtoyhtälöillä. Kuormituksena käytetään Y-akselin suuntaista 15 mm suuruista pakkosiirtymää, koska voimaohjattu FE-analyysi loppuu heti palkin lommahtamisesta aiheutuvaan kuormankantokyvyn menettämiseen. Siirtymäohjatulla analyysillä saadaan tietoa myös lommahtamisen jälkeisistä muodonmuutoksista ja jännityksistä. Kiepahtaminen estetään elementtimallin symmetrian avulla sekä estämällä viivakuorman keskimmäisten

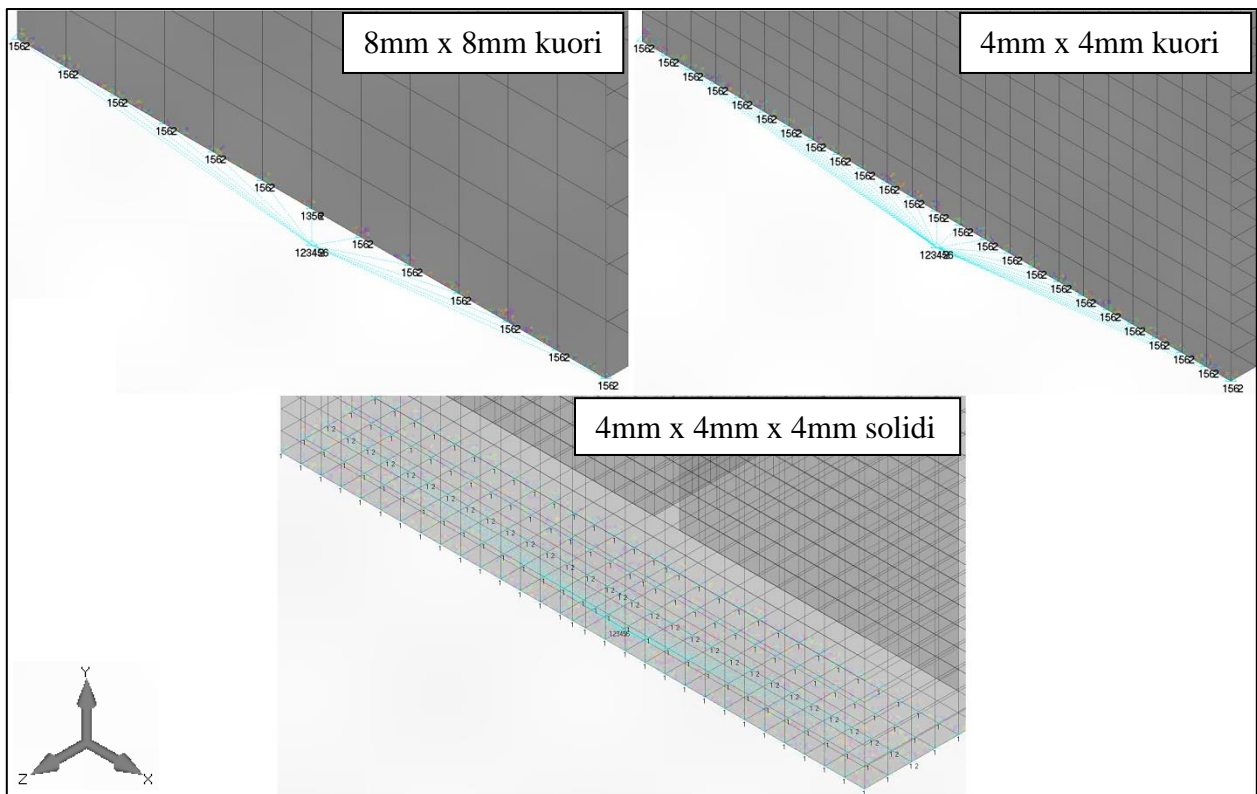
solmujen X-akselin suuntaiset siirtymät. Kuormitus ja sen määrittäminen palkin ylälaippaan eri verkotuksilla on esitetty tarkemmin kuvassa 9.



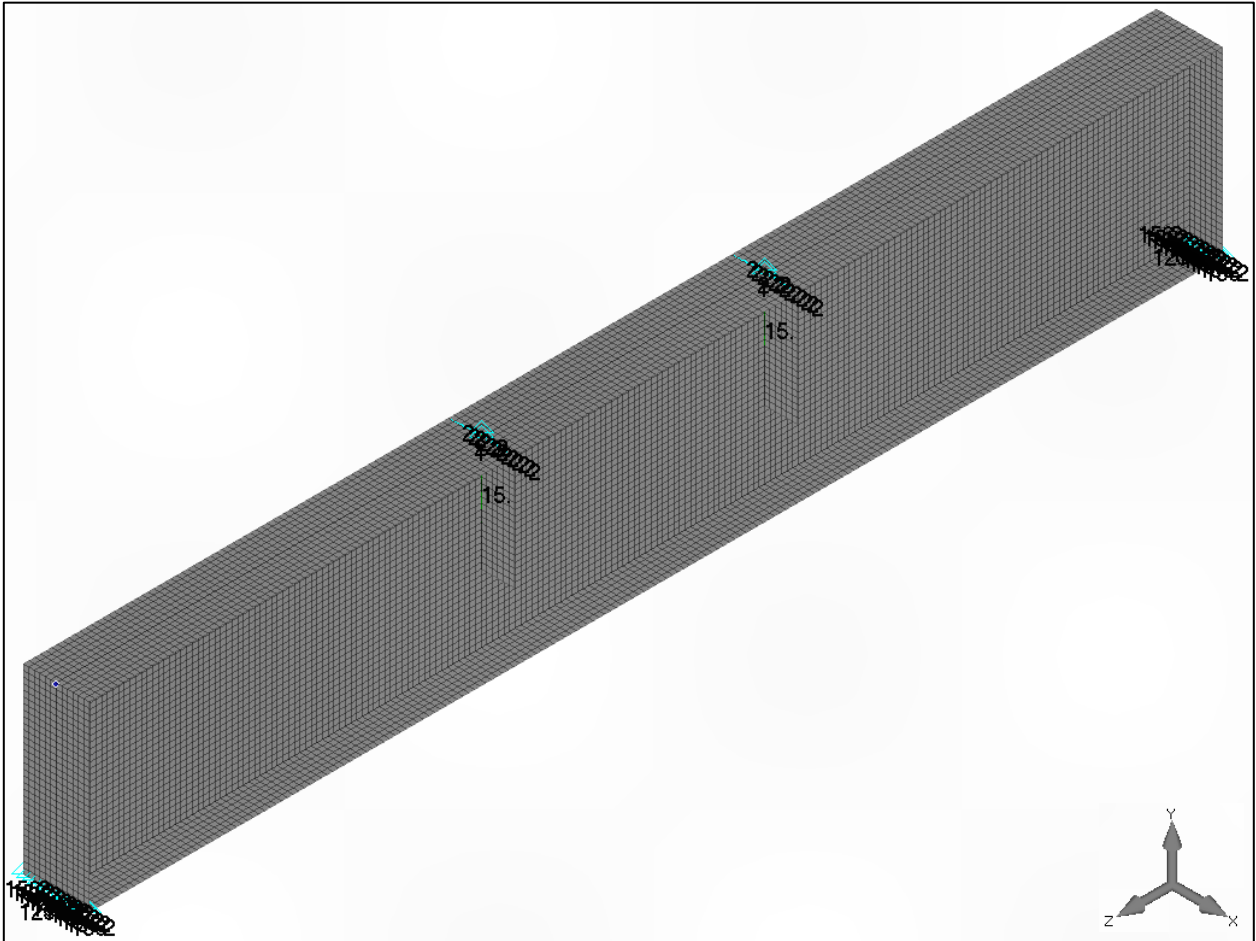
Kuva 9. Y-akselin suuntaisen pakkosiirtymän määrittäminen palkin ylälaippaan sekä kiepahduksen estäminen X-suuntaisella reunaehdolla. Y-suuntaiset reunaehtoyhtälöt on kuvissa kuvattu sinisillä viivoilla.

Palkki tuetaan sen päissä olevien päätylaippojen alareunoista (kuva 1. s. 10). Kuorielementtimallissa palkki tuetaan sitomalla päätylaipan alareunan solmut Y-suuntaisilla reunaehtoyhtälöillä yhteen alalaidasta irti olevaan solmuun, jonka kaikki vapausasteet on estetty. Lisäksi siirtymät X-akselin suunnassa ja rotaatiot Y- ja Z-akselien ympäri estetään kaikista päätylaipan alalaidan solmuista. Solidielementtimallissa palkki tuetaan sitomalla päätylaipan alalaidan keskimäinen rivi solmuja Y-suuntaisilla reunaehtoyhtälöillä yhteen alalaidasta irti olevaan solmuun, jonka kaikki siirtymät on estetty. Tämä estää myös rotaation Z-akselin ympäri. Lisäksi siirtymät X-akselin suunnassa estetään kaikista päätylaipan alalaidan solmuista. Tämä estää myös rotaation Y-akselin ympäri.

Palkin tuenta Y-suunnassa välitetään alalaipasta irti oleviin solmuihin kokonaistukivoiman määrittämisen helpottamiseksi. Tukivoimat voidaan tämän seurauksena määrittää suoraan kahdesta solmusta eikä kaikkien tuettujen solmujen tukivoimia tarvitse erikseen summata. Päätylaippojen tuennat eri verkotuksilla on esitetty kuvassa 10. Koko elementtimalli tuentoineen ja kuormituksiineen on kokonaisuuden havainnollistamiseksi esitetty kuvassa 11. Kuvan elementtimalli on muodostettu lineaarisilla 4-solmuisilla kuorielementeillä (8mm x 8mm).



Kuva 10. Palkin päätylaippojen tuennat analyysissä käytettävillä elementtityypeillä ja verkotuksilla. Solidielementeillä mallinnettu palkki on esitetty läpinäkyvänä tuennan havainnollistamiseksi. Y-suuntaiset reunaehtoyhtälöt on kuvissa kuvattu sinisillä viivoilla.



Kuva 11. Linearisilla 4-solmuisilla (8mm x 8mm) kuorielementeillä mallinnettu elementtimalli kokonaisuudessaan.

Analyysien tulosten avulla muodostetaan palkin lommahduskäyttäytymistä kuvaavat voima-siirtymä kuvaajat, joiden avulla palkin lommahtamista eri verkotuksilla ja eri menetelmien kesken on mahdollista vertailla. Palkkiin kohdistuva kokonaiskuormitus määritetään summaamalla palkin päiden tukivoimat keskenään ja palkin siirtymä määritetään toisesta pakkosiirtymällä kuormitetusta solmusta.

2.3 Kiepahdustarkastelu eri menetelmillä

Kiepahduksella tarkoitetaan palkin stabiiliteetin menettämistä poikkileikkauksen heikomman akselin suhteen, kun palkkia taivutetaan sen vahvemman akselin suhteen. Tällöin palkin poikkileikkaus siirtyy ja kiertyy palkin pituusakseliin nähden kohtisuorassa tasossa. Kiepahtamisen aiheuttaa joko poikkileikkauksen epäsymmetrinen lommahtaminen tai epäsymmetrisen kuormituksen

aiheuttamat poikittaisvoimat tai momentit. Kiepahduserkkyys määräytyy poikkileikkausprofiilin mittasuhteista ja profiilin tyypistä: avoimet, korkeat tai hoikat profiilit ovat suljettuja, matalia tai leveitä profiileja herkempiä kiepahtamaan. Profiilin kiepahduskestävyys voi olla huomattavasti profiilin staattista maksimikestävyyttä pienempi. Palkin kiepahduskestävyyttä tarkastellaan analyttisten laskentakaavojen sekä FE-analyysin avulla. Eri tarkastelumenetelmät on esitelty seuraavissa kappaleissa.

2.3.1 Analyttinen kiepahdustarkastelu

Analyttinen tarkastelu suoritetaan vuonna 1993 julkaistussa Eurokoodi 3:ssa (SFS-EN 1993-1-1 1993, s. 131–140 ja liite F) sekä vuonna 2005 julkaistussa Eurokoodi 3:ssa (SFS-EN 1993-1-1 2005, s. 65–67) esitetyn yleisen tapauksen mukaisesti. Yleisen tapauksen mukaisesti tehty kiepahdustarkastelu antaa varmalla puolella olevia tuloksia. Kiepahduskestävyyden mitoitusarvo $M_{b,Rd}$ eli taivutusmomentti, jonka rakenne kestää kiepahtamatta määritetään kaavan 20 avulla. (SFS-EN 1993-1-1 2005, s. 65).

$$M_{b,Rd} = \chi_{LT} W_y \frac{f_y}{\gamma_{M1}} \quad (20)$$

Kaavassa χ_{LT} on muunnettua hoikkuutta vastaava pienennystekijä, W_y poikkileikkausluokka 3 mukainen taivutusvastus vahvemman akselin suhteen, f_y materiaalin myötölujuus ja γ_{M1} kestävyden osavarmuusluku (SFS-EN 1993-1-1 2005, s. 65–67). Määritettäessä profiilin äärikestävyyttä, käytetään kestävyden osavarmuuskertoimena γ_{M1} arvoa 1. Muunnettua hoikkuutta vastaava pienennystekijä χ_{LT} määritetään kaavan 21 tai 22 avulla (SFS-EN 1993-1-1 2005, s. 66–67).

$$\chi_{LT} = 1,0, \text{ kun } \bar{\lambda}_{LT} \leq 0,2 \quad (21)$$

$$\chi_{LT} = \frac{1}{\Phi_{LT} + \sqrt{\Phi_{LT}^2 - \bar{\lambda}_{LT}^2}} \leq 1, \text{ kun } \bar{\lambda}_{LT} \geq 0,2 \quad (22)$$

Kaavassa 22 Φ_{LT} on kaavan 23 avulla määritetty kerroin ja λ_{LT} kaavan 24 avulla määritetty sauvan muunnettu hoikkuus kiepahdukselle (SFS-EN 1993-1-1 2005, s. 66).

$$\Phi_{LT} = 0,5[1 + \alpha_{LT}(\bar{\lambda}_{LT} - 0,2) + \bar{\lambda}_{LT}^2] \quad (23)$$

$$\bar{\lambda}_{LT} = \sqrt{\frac{W_y f_y}{M_{cr}}} \quad (24)$$

Kaavassa 23 tarvittava kerroin α_{LT} on sovellettavan kiepahduskäyrän mukainen epätarkkuustekijä, joka valitaan profiilin leveys-korkeussuhteen perusteella. (SFS-EN 1993-1-1 2005, s. 66). Kaavassa 24 M_{cr} on kimmoteorian mukainen kriittinen kiepahdusmomentti, joka määritetään kaavan 25 avulla (SFS-EN 1993-1-1 1993, liite F/2).

$$M_{cr} = C_1 \frac{\pi^2 EI_z}{(kL)^2} \left[\sqrt{\left(\frac{k}{k_\omega}\right)^2 \cdot \frac{I_\omega}{I_z} + \frac{(kL)^2 GI_t}{\pi^2 EI_z} + (C_2 z_g - C_3 z_j)^2} - (C_2 z_g - C_3 z_j) \right] \quad (25)$$

Kaksoissymmetrisen profiilin tapauksessa $z_j = 0$ ja kaava 25 yksinkertaistuu kaavan 26 muotoon (SFS-EN 1993-1-1 1993, liite F/3).

$$M_{cr} = C_1 \frac{\pi^2 EI_z}{(kL)^2} \left[\sqrt{\left(\frac{k}{k_\omega}\right)^2 \frac{I_\omega}{I_z} + \frac{(kL)^2 GI_t}{\pi^2 EI_z} + (C_2 z_g)^2} - C_2 z_g \right] \quad (26)$$

Kaavassa C_1 , C_2 ja C_3 ovat kuormituksesta ja reunaehdoista riippuvia vakioita (SFS-EN 1993-1-1 1993, liite F/2), E on materiaalin kimmokerroin, G materiaalin liukukerroin, L palkin tuentojen etäisyys toisistaan, I_z profiilin neliömomentti heikomman akselin suhteen, I_ω profiilin käyristymisjäyhyys, I_t profiilin vääntövakio, k ja k_ω ovat palkin teholliseen pituuteen liittyviä tekijöitä ja z_g on kuormituksen vaikutuspisteen etäisyys profiilin vääntökeskiöstä (SFS-EN 1993-1-1 1993, liite F/2). Profiilin käyristymisjäyhyys I_ω ratkaistaan kaavan 27 (SFS-EN 1993-1-1 1993, liite F/9) avulla ja vääntövakio I_t ratkaistaan I-profiilille johdetun kaavan 28 (SFS-EN 1993-1-3 + AC 2006, s. 118). avulla.

$$I_\omega = 0,25 h_f^2 I_z \quad (27)$$

$$I_t = \frac{1}{3} \sum_{i=1}^3 b_i t_i^3 \quad (28)$$

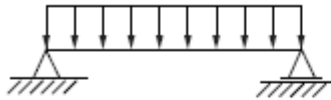

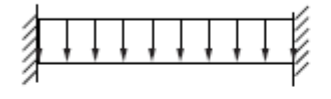

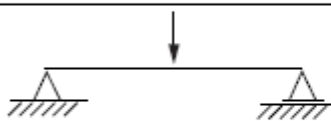
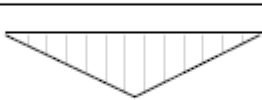

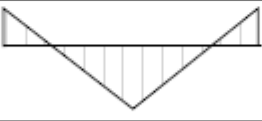
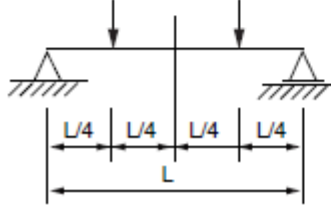
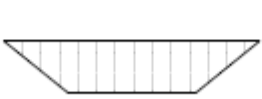
Kaavoissa h_f on laippojen keskipisteiden välinen etäisyys, b_i tarkasteltavan levyosan leveys ja t_i tarkasteltavan levyosan paksuus.

Kaavoissa 25 ja 26 tarvittavien kertoimien k ja k_ω arvot valitaan kuvassa 12 esitetyn taulukon perusteella vastaamaan elementtimallin tuentoja. Palkin päädyn pysty akselin ympäri tapahtuva kiertymä ja poikki pinnan käyristyminen on lähes kokonaan estetty palkin molemmissa päissä. Tuntoja vastaavat kertoimet ovat näin ollen $k = 0,5$ ja $k_\omega = 0,5$, vaikka kertoimien edellyttämä täysin jäykkä tuenta ei kokonaan toteudu.

Tuentatapaukset sauvan päissä pysty akselin ympäri tapahtuvan kiertymän suhteen	Poikki pinnan käyristyminen estetty sauvan molemmissa päissä	Poikki pinta voi käyristyä sauvan molemmissa päissä	Poikki pinnan käyristyminen estetty sauvan toisessa päässä, toinen pää voi käyristyä
Kiertymä estetty sauvan molemmissa päissä	$k = 0,5$ $k_\omega = 0,5$	$k = 0,5$ $k_\omega = 1,0$	$k = 0,5$ $k_\omega = 0,7$
Kiertymä vapaa sauvan molemmissa päissä	$k = 1,0$ $k_\omega = 0,5$	$k = 1,0$ $k_\omega = 1,0$	$k = 1,0$ $k_\omega = 0,7$
Kiertymä estetty sauvan toisessa päässä, toinen pää voi kiertyä vapaasti	$k = 0,7$ $k_\omega = 0,5$	$k = 0,7$ $k_\omega = 1,0$	$k = 0,7$ $k_\omega = 0,7$

Kuva 12. Teholliseen pituuteen liittyvien tekijöiden valinta eri tuentatapauksien perusteella (Ongelin et al. 2010, s. 145, taulukko 2.16). Kuvaan on korostettu tuentojen perusteella valitut kertoimet.

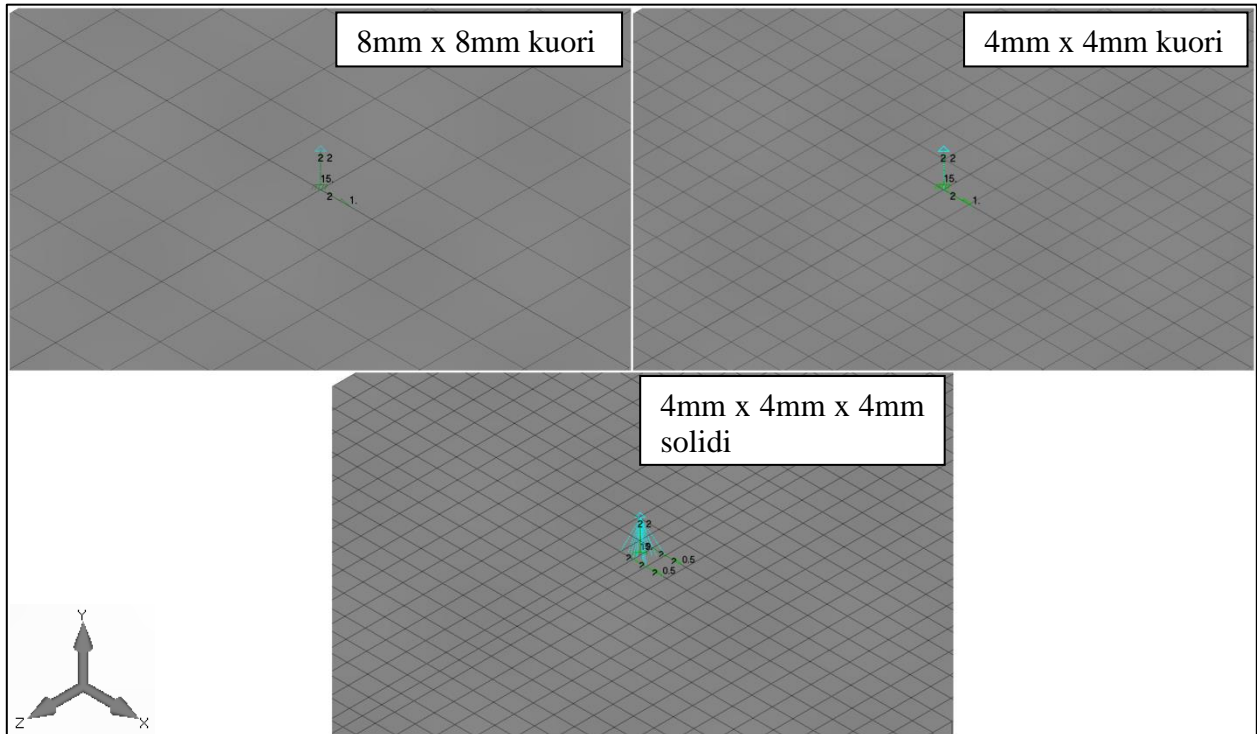
Kaavoissa 25 ja 26 tarvittavat kuormitus- ja tukiehdosta sekä kertoimesta k riippuvat vakiot C_1 , C_2 ja C_3 valitaan kuvan 13 taulukon avulla. FE-analyysissä käytettävä kuormitustapaus ei vastaa suoraan mitään kuvassa 13 esitettyjä tapauksia, koska tarkasteltavan tapauksen kuormitusväli on pienempi kuin taulukoidussa tapauksessa. Tämän seurauksena kiepahtaminen ratkaistaan kolmannen ja viidennen kuormitustapauksen avulla ja lopullinen FE-analyysin kuormitustapausta vastaava kiepahdusvoima ratkaistaan interpoloimalla lineaarisesti näiden arvojen perusteella.

Kuormitus ja tukiehdot	Taivutusmomenttipinnan muoto	k	Tekijöiden arvot		
			C ₁	C ₂	C ₃
		1,0 0,5	1,132 0,972	0,459 0,304	0,525 0,980
		1,0 0,5	1,285 0,712	1,562 0,652	0,753 1,070
		1,0 0,5	1,365 1,070	0,553 0,432	1,730 3,050
		1,0 0,5	1,565 0,938	1,267 0,715	2,640 4,800
		1,0 0,5	1,046 1,010	0,430 0,410	1,120 1,890

Kuva 13. Vakioiden C_1 , C_2 ja C_3 valinta kuormitus- ja tukiehtojen sekä kertoimen k perusteella (Ongelin et al. 2010, s. 145, taulukko 2.16). Kuvaan on korostettu tutkittavien tapausten perusteella valitut kertoimet.

2.3.2 Kiepahdusanalyysi FEA:lla

Kiepahdusanalyysissä hyödynnetään samoja materiaali- ja elementtimalleja kuin kappaleessa 2.2.2 esitettyssä lommahdusanalyysissä. Elementtimalleissa verkotukset sekä tuennat ovat samat, mutta kuormitus määritetään kiepahduksen suhteen herkeemmäksi. Kuormituksena käytettävä 15 mm pakkosiirtymä määritetään kuorielementeillä uuman, laipan ja kuormitustuen liitoskohdan yhteiseen solmuun Y-suuntaisella reunaehto-tyhtälöllä. Solidielementeillä otetaan huomioon elementtien paksuus ja pakkosiirtymä välitetään uuman, laipan ja kuormitustuen liitoskohdassa sijaitseviin 18 solmuun. Pistemäisen kuormituksen ansiosta palkista tulee herkkä kiepahdukselle XY -tasossa. Palkin tasapainoa poikkeutetaan lisäksi määrittämällä pakkosiirtymällä kuormitettuihin solmuihin X-akselin suuntainen 1 N suuruinen kuormitus. Kuormitus ja tämän määrittäminen palkin ylälaippaan eri verkotuksilla ja elementtityypeillä on esitetty tarkemmin kuvassa 14.



Kuva 14. Y-akselin suuntaisen pakkosiirtymän määrittäminen palkin ylälaippaan sekä kiepahduksen aiheuttaminen X-akselin suuntaisella 1 N suuruisella voimalla. Y-suuntaiset reunaehtoyhtälöt on kuvissa kuvattu sinisillä viivoilla.

Analyysien tulosten avulla muodostetaan palkin kiepahduskäyttäytymistä kuvaavat voima-siirtymä kuvaajat, joiden avulla palkin kiepahtamista eri verkotuksilla ja eri menetelmien kesken on mahdollista vertailla. Palkkiin kohdistuva kokonaiskuormitus määritetään summaamalla palkin päiden tukivoimat keskenään ja palkin siirtymä määritetään toisesta pakkosiirtymällä kuormitetusta solmusta.

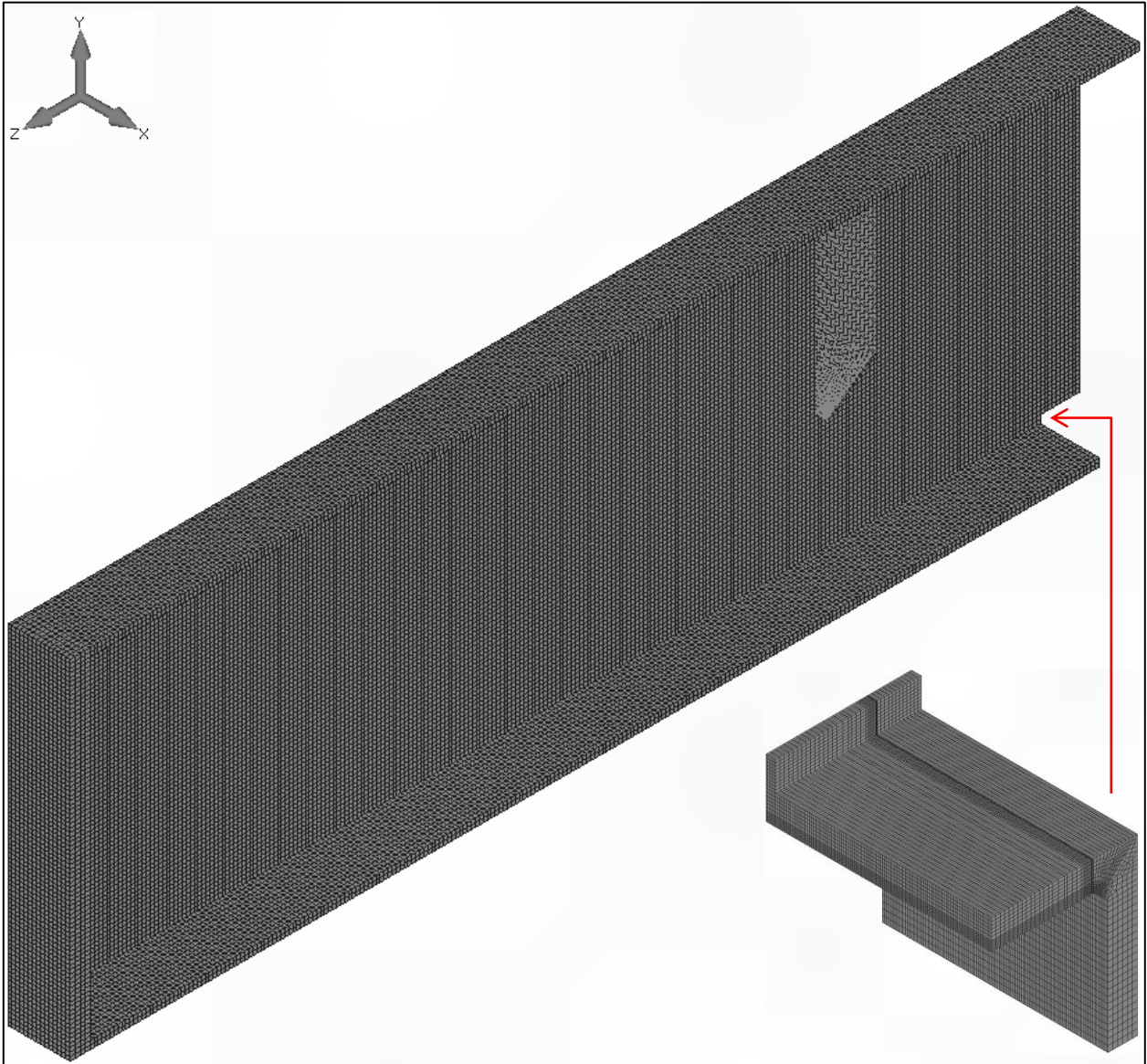
2.4 Väsymistarkastelu

Väsymistä ilmenee rakenteessa, jota kuormitetaan jatkuvalla tai syklistä kuormitusvaihtelulla, jonka aiheuttamat jännitykset ovat alle materiaalin myötörajan. Kuormitusvaihtelu aiheuttaa rakenteeseen säröjä, jotka riittävän suuren toistomäärän jälkeen voivat suurentua ja lopulta aiheuttaa rakenteen murtumisen. Väsymistä ilmenee rakenteessa, jossa esiintyy samanaikaisesti syklistä jännitusvaihtelua, myötöjännitystä sekä plastista venymää. (Boardman 1990, s. 678).

Väsyväksi yksityiskohdaksi valitaan palkin alalaippaan pienahitsein kiinnitettävä poikittaisripa. Yksityiskohdan väsymistä tarkastellaan analyyttisten menetelmien, FE-analyysin sekä murtumismekaniikan avulla. Puhtaasti analyyttinen tarkastelu suoritetaan vain nimellisen jännityksen menetelmällä ja rakenteessa vaikuttavat jännitykset määritetään lujuusopin kaavojen avulla. Toisessa nimellisen jännityksen menetelmän mukaisessa tarkastelussa, rakenteellisen jännityksen menetelmässä sekä tehollisen lovi-jännityksen menetelmässä jännitysten määrittämiseksi sovelletaan FE-analyysiä ja rakenteen kestoikä lasketaan analyyttisten laskentakaavojen avulla. Rakenteellisen jännityksen menetelmässä hyödynnetään lisäksi jännitysten ekstrapolointia pintaa pitkin, jännitysten linearisointia paksuuden yli sekä jännitysten määrittämistä Dong:in menetelmän avulla. Murtumismekaniikassa särönkasvua simuloidaan Frank2d sovelluksen avulla.

2.4.1 Jännitysten määrittämisessä käytettävä elementtimalli

Analyttisessä väsymistarkastelussa hyödynnetään kiepahdus- ja lommahdustarkasteluissa muodostettua solidielementtimallia. Palkin alalaippaan mallinnetaan 12 mm paksu, 30 mm korkea ja koko alalaipan levyinen poikittaisripa sekä sen molemmin puolin sijaitsevat pienahitsit, joiden kylkimitta l_a on 3 mm. Väsyttävä yksityiskohta sekä sitä ympäröivä alue irrotetaan muusta mallista ja alue verkotetaan siten, että samasta mallista voidaan ratkaista kaikkien eri menetelmien tarkasteluissa tarvittavat jännitykset. Verkottamisessa käytetään epälineaarisia 20-solmuisia solidielementtejä. Yksityiskohta ja sitä ympäröivä alue liitetään muuhun malliin GLUED reunaehdoilla, joiden avulla voidaan liittää toisiinsa kaksi pintaa, joiden elementti- tai solmumäärät eivät täsmää keskenään. Mallista muokataan lopuksi XY- ja YZ- tasojen suhteen symmetrinen laskennan nopeuttamiseksi. XY-symmetriatasossa Z-suuntaiset siirtymät ja YZ-symmetriatasossa X-suuntaiset siirtymät on estetty. Kuvassa 15 on esitetty kahden tason suhteen symmetrinen elementtimalli, jonka alalaippaan on kiinnitetty GLUED -reunaehdoilla tiheämmällä elementtiverkolla mallinnettu ripa ja sitä ympäröivä rakenne.



Kuva 15. Kahden tason suhteen symmetrinen solidielementeillä mallinnettu I-profiilipalkki. Tiheämmällä elementtiverkolla mallinnettu ripa ja sitä ympäröivä alue on kiinnitetty alalaippaan GLUED -reunaehdoilla. Palkissa ja poikittaisrivassa XY- ja YZ-symmetriareunaehdot.

Väsymistarkasteluissa käytetään väsyttävää syklistä kuormitusta, jonka vaihteluväli $F_{min} - F_{max}$ on 25 kN – 150 kN = 125 kN. Tarkastettava alue on tällöin koko ajan vedolla ja rajajännityssuhteen R arvo määritetään kaavan 29 avulla. (Niemi 2003, s.115).

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{F_{min}}{F_{max}} = 0,167 \quad (29)$$

Jännitysvaihtelun (125 kN) suuruinen kuormitus määritetään vaikuttamaan kahtena viivakuormana, kuten lommahdusanalyyseissä määritetty kuormitus. Eri menetelmillä suoritettavat väsymistarkastelut ja elementtimallin verkotukselta vaadittava elementtijako on eritelty tarkemmin seuraavissa kappaleissa.

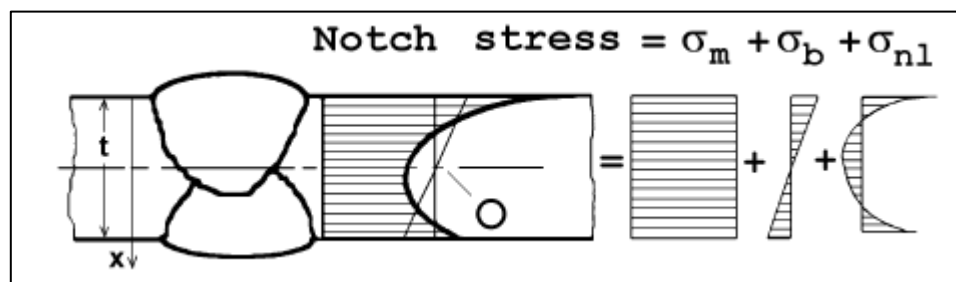
2.4.2 Nimellisen jännityksen menetelmä

Nimellisellä jännityksellä σ_{nom} tarkoitetaan rakenteessa vaikuttavaa jännitystä, jossa otetaan huomioon rakenteen makrogeometristen muotojen kuten isojen reikien tai käyrän palkin taivutuksen vaikutus mutta ei hitsin aiheuttamaa paikallista jännityskeskittymää (kuva 16) (Hobbacher 2013, s. 15). Kuvassa 17 on esitetty hitsin rajaviivalla vaikuttavan jännityksen jako komponentteihin.

Jännitysuure	Makrogeometria	Muotovirhe	Rakent. epäjatkuvuus	Paikallinen lovi	Alkusärön koko
σ_{nom}	X	*			
σ_{hs}	X	X	X		
$\sigma_{in,eff}$	X	X	X	X	
K_I	X	X	X	X	X

* Vain tyypillistä muotovirhettä suuremman virheen lisävaikutus otetaan tarvittaessa huomioon

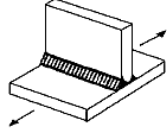
Kuva 16. Jännityssuureiden määrittämisessä huomioon otettavat epäjatkuvuudet eri väsymistarkastelumenetelmissä. (Niemi 2003, s. 95, taulukko 6.1).



Kuva 17. Hitsin rajaviivalla vaikuttavat jännityskomponentit. Kuvassa σ_m on rakenteessa vaikuttava kalvojäännitys, σ_b rakenteessa vaikuttava taivutusjäännitys ja σ_{nl} hitsin aikaansaama epälineaarinen jännityspiikki. (Hobbacher 2013, s. 14, kuva (2.2)-1).

Erilaisille rakennedetaljeille on määritetty kokeellisesti joukko nimellisen jännityksen väsymiskestävyysluokkia (FAT -luokkia). Nämä kuvaavat detaljissa vaikuttavan nimellisen jännityksen vaihteluvälin arvoa, jolla rakenne kestää väsymättä vähintään $2 \cdot 10^6$ jännitysvaihtelujaksoa.

(Niemi 2003, s.95–96). Kuvassa 18 on esitetty IIW:n määrittämä nimellisen jännityksen menetelmän mukainen FAT-luokka vedettyyn levyyn hitsatulle poikittaisriville.

No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT Al.	Requirements and Remarks
500	Non-load-carrying attachments				
511		Transverse non-load-carrying attachment, not thicker than main plate K-butt weld, toe ground Two sided fillets, toe ground Fillet weld(s), as welded thicker than main plate	100 100 80 71	36 36 28 25	Grinding marks normal to weld toe An angular misalignment corresponding to $k_m = 1.2$ is already covered

Kuva 18. Nimellisen jännityksen menetelmän mukainen FAT-luokka vedettyyn levyyn hitsatulle poikittaisriville. (Hobbacher 2013, s. 63, taulukko {3.2}-1).

Rakenteen nimelliset jännitykset määritetään joko analyttisesti laskemalla tai pelkistetyn FE-analyysin avulla. Verkotus voi olla hyvinkin yksinkertainen ja harva, mutta kaikki jännityskonsentraatioita aiheuttavat hitsatun rakenneosan detaljit pitäisi jättää mallintamatta (Hobbacher 2013, s. 17). Koska hitsattu ripa ja sitä ympäröivä alue mallinnetaan myöhemmin esiteltäviä menetelmiä varten erittäin tarkalla verkotuksella, luetaan nimelliset jännitykset kaukaa hitsin raja- viivasta läheltä kuormitustukia. Näin voidaan toimia, koska nimellinen jännitys on kuormitustukien välissä lähes vakio ja poikittaisrivän vaikutus jännityksiin vähenee lähestyttäessä kuormitustukia. I-profiilin alalaippaan hitsattavan rivän ollessa paksumpi kuin alalaippa, käytetään nimellisen jännityksen menetelmässä FAT-luokkana arvoa 71.

Jännitysheilahduksen ominaisarvo määritetään rakenteen jännityshistorian perusteella. Rakennetta kuormitetaan vakiona pysyvällä tykyttävällä kuormitusvaihtelulla, joten jännitysheilahduksen ominaisarvona voidaan suoraan käyttää minimi- ja maksimijännitysten erotusta. Vaihtuvalla kuormitusamplitudilla kuormitetussa tapauksessa jännitysheilahduksen ominaisarvona on käytettävä ekvivalenttia vakioamplitudista jännitysheilahdusta $\Delta\sigma_{ekv}$, joka määritetään Rainflow -menetelmää sekä kaavaa 30 apuna käyttäen. (Niemi 2003, s. 92–94 ja s. 96–97).

$$\Delta\sigma_{ekv} = \sqrt{\frac{\sum(n_i \cdot \Delta\sigma_i^3)}{N_{ref}}} \quad (30)$$

Kaavassa n_i jännitysheilahduksen i lukumäärä, $\Delta\sigma_i$ jännitysheilahduksen i suuruus ja N_{ref} käyttöikä kuvaava kestoian yksikkö. (Niemi 2003, s. 97).

Kun tiedetään hitsin rajaviivalla vaikuttava jännitysheilahduksen ominaisarvo $\Delta\sigma_E$ tai ekvivalentti vakioamplitudinen jännitysvaihtelu $\Delta\sigma_{ekv}$ ja hitsin FAT -arvo (merkitään FAT tai $\Delta\sigma_C$), on hitsin väsymiskestävyys sykleissä mahdollista määrittää kaavan 31 avulla. Kun kaavalla 30 ratkaistu ekvivalentti vakioamplitudinen jännitysheilahdus $\Delta\sigma_{ekv}$ sijoitetaan kaavaan 31, saadaan rakenteen kestoikä muuttujan N_{ref} mukaisissa yksiköissä. (Niemi 2003, s.96).

$$N_{Rd} = \left(\frac{\Delta\sigma_C}{\gamma_{Mf} \cdot \gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma_E} \right)^m \cdot 2 \cdot 10^6 = \left(\frac{FAT}{\Delta\sigma_E} \right)^m \cdot 2 \cdot 10^6 \quad (31)$$

Kaavassa N_{Rd} on kestoian mitoitusarvo jännitysjaksoina, $\Delta\sigma_C$ rakenneyksityiskohdan FAT-luokka, γ_{Mf} väsymimitoituksessa käytettävä materiaalin osavarmuusluku, γ_{Ff} väsymimitoituksessa käytettävän kuormituksen osavarmuusluku, $\Delta\sigma_E$ jännitysheilahduksen ominaisarvo ja m S-N käyrän kaltevuutta kuvaava kerroin. Nimellisen jännityksen menetelmässä kaavan 31 kerroin m on 3. (Niemi 2003, s. 96). Koska työssä tutkitaan rakenteen todellista kestävyyttä, käytetään väsymiskestävyden laskuissa varmuuskertoimien γ_{Mf} ja γ_{Ff} arvoina arvoa 1.

2.4.3 Rakenteellisen jännityksen menetelmä

Rakenteellisella (Hot-Spot) jännityksellä σ_{hs} tarkoitetaan rakenteessa vaikuttavaa jännitystä, jossa otetaan kuvan 16 taulukon mukaisesti huomioon rakenteen kaikki jännitystä korottavat vaikutukset lukuun ottamatta hitsin rajaviivan paikallista lovivaikutusta ja alkusäröä (Hobbacher 2013, s. 19). Kuvan 17 merkintöjä apuna käyttäen rakenteellinen jännitys määritetään kalvojännityskomponentin σ_m ja taivutusjännityskomponentin σ_b summana kaavan 32 mukaisesti.

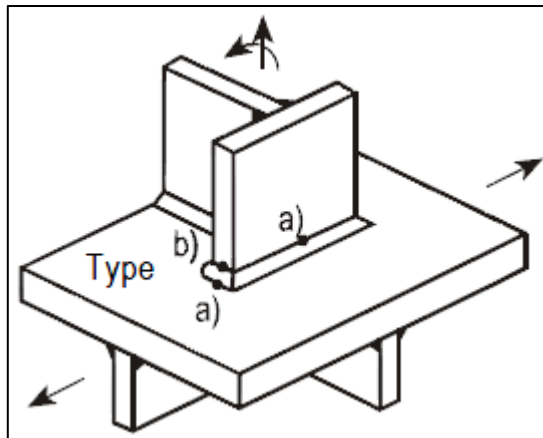
$$\sigma_{hs} = \sigma_m + \sigma_b \quad (32)$$

Rakenteellisen jännityksen menetelmää sovelletaan yleensä tapauksissa, joissa nimellistä jännitystä ei ole yksiselitteisesti mahdollista määrittää tutkittavan detaljin monimutkaisen geometrian takia tai jos vastaavalle yksityiskohdalle ei ole määritetty nimellisen jännityksen menetelmän

mukaista FAT-luokkaa. Rakenteellisen jännityksen menetelmässä hitsin rajaviivalla vaikuttava rakenteellinen jännitys määritetään ennalta määritetyissä pisteissä vaikuttavien jännitysten perusteella joko ekstrapoloimalla tai integroimalla. (Hobbacher 2013, s. 19–20). Jännityksen määrittämiseen sovelletaan kolmea lähestymistapaa, jotka ovat ekstrapolointi pintaa pitkin, linearisointi paksuuden yli sekä Dong:in menetelmä. Lähestymistavat on esitelty seuraavissa kappaleissa.

Ekstrapolointi pintaa pitkin

Pintaa pitkin ekstrapoloinnissa hitsit jaetaan kuvan 19 mukaisesti tyyppiin *a* tai *b*. Tyypissä *a* hitsin rajaviiva sijaitsee levyn pinnalla ja tyypissä *b* hitsin rajaviiva sijaitsee levyn reunalla. (Hobbacher 2013, s. 21). Alalaipassa oleva poikittaisrivan hitsi on tyyppiä *a*, joten väsymistarkastelu suoritetaan tälle hitsityypille annettujen ohjeiden mukaisesti.



Kuva 19. Hitsien erittely eri tyypeihin rakenteellisen jännityksen menetelmässä. (Hobbacher 2013, s. 22, kuva (2.2)-10).

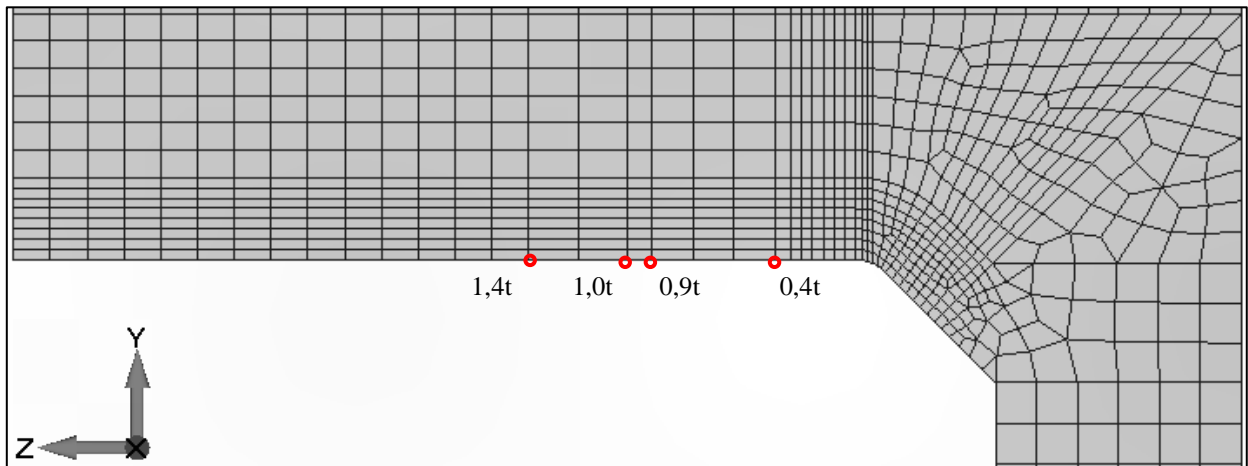
Käytettäessä suhteellisen tiheää verkotusta, on Hot-Spot jännityksen määrittämisessä mahdollista käyttää joko lineaarista tai parabolista ekstrapolointia. Lineaarista ekstrapolointia sovelletaan, kun rakenteellisen jännityksen oletetaan kasvavan lähes lineaarisesti lähestyttäessä hitsin rajaviivaa levyn pintaa pitkin ja tällöin jännitys määritetään kahdessa referenssipisteessä ($0,4t$ ja $1,0t$) vaikuttavien maksimipääjännitysten ($\sigma_{0,4t}$ ja $\sigma_{1,0t}$) sekä kaavan 33 avulla. Parabolista ekstrapolointia sovelletaan, kun rakenteellisen jännityksen oletetaan käyttäytyvän vahvasti epälinearisesti lähestyttäessä hitsin rajaviivaa levyn pintaa pitkin ja tällöin jännitys määritetään kolmessa refe-

renssipisteessä (0,4t, 0,9t ja 1,4t) vaikuttavien maksimipääjännitysten ($\sigma_{0,4t}$, $\sigma_{0,9t}$ ja $\sigma_{1,4t}$) sekä kaavan 34 avulla. (Hobbacher 2013, s. 24).

$$\sigma_{hs} = 1,67\sigma_{0,4t} - 0,67\sigma_{1,0t} \quad (33)$$

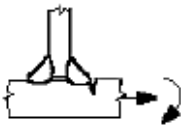
$$\sigma_{hs} = 2,52\sigma_{0,4t} - 2,24\sigma_{0,9t} + 0,72\sigma_{1,4t} \quad (34)$$

Referenssipisteissä vaikuttavien jännitysten lukemisen helpottamiseksi elementtimallin verkotus muodostetaan siten, että näissä pisteissä sijaitsevat elementtien solmut, joista jännitykset on mahdollista lukea suoraan. Poikittaisrivin ja sitä ympäröivän alalaipasta irrotetun alueen tiheämpi verkotus ja siihen mallinnetut ekstrapolointipisteet on esitetty kuvassa 20. Verkotuksen koko syvyysuunnassa on pienimmän elementin suhteen korkeintaan 3:1. Kuvaan on korostettu jännitysten ekstrapoloinnissa tarvittavat mittauspisteet.



Kuva 20. Alalaipasta irrotettu tarkemmalla verkotuksella mallinnettu poikittaisriipa ja sitä ympäröivä alue. Kuvaan on korostettu ekstrapoloinnissa tarvittavat pisteet.

Hot-Spot menetelmän mukainen FAT-luokka vedettyyn levyyn hitsatulle poikittaisriville on esitetty kuvassa 21. Kun hitsin rajaviivalla vaikuttava Hot-Spot jännitys sekä rakennedetaljin Hot-Spot menetelmän mukainen FAT-luokka tiedetään, on hitsin väsymiskestävyys kuormitusyhteisessä mahdollista määrittää kaavan 31 avulla. Pintaa pitkin ekstrapoloinnissa kaavan 31 kerroin m on 3.

N o.	Structural detail	Description	Requirements	FAT Steel	FAT Alu.
3		Non load-carrying fillet welds	Transverse non-load carrying attachment, not thicker than main plate, as welded	100	40

Kuva 21. Hot-Spot menetelmän mukainen FAT-luokka vedettyyn levyyn hitsatulle poikittaisriiville. (Hobbacher 2013, s.76, taulukko {3.3}-1).

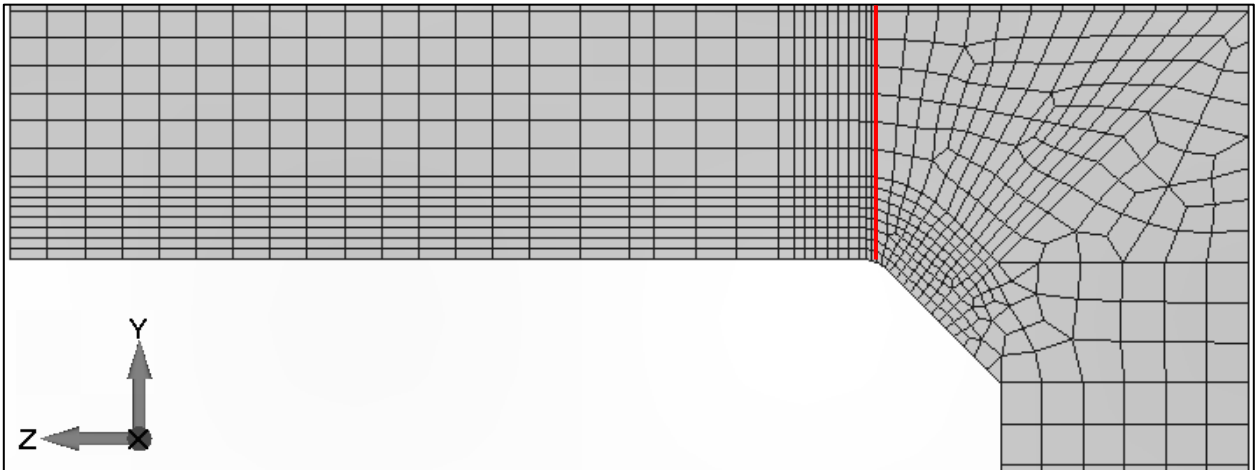
Linearisointi paksuuden yli

Paksuuden yli linearisointi perustuu alalaidan suuntaisen jännitys jakauman integrointiin hitsin rajaviivasta levyn paksuuden yli. Menetelmässä sovelletaan FE-analyysiä, sillä levyn paksuuden yli vaikuttava jännitys jakauma on muilla tavoin käytännössä mahdoton määrittää. (Hobbacher 2013, s. 14). Hitsin rajaviivalla vaikuttavat jännityskomponentit on eritelty kuvassa 17. Kalvo- ja taivutusjännityskomponenttien määrittäminen integroimalla paksuuden t yli vaikuttavasta jännitys jakaumasta $\sigma(x)$ on esitetty kaavoissa 35 ja 36 (Hobbacher 2013, s. 15).

$$\sigma_m = \frac{1}{t} \cdot \int_0^t \sigma(x) \cdot dx \quad (35)$$

$$\sigma_b = \frac{6}{t^2} \cdot \int_0^t \sigma(x) \cdot \left(\frac{t}{2} - x\right) \cdot dx \quad (36)$$

Hitsin rajaviivalla vaikuttava Hot-Spot jännitys ratkaistaan summaamalla kaavoilla 35 ja 36 ratkaistut jännitykset yhteen kaavan 32 mukaisesti. Hitsin väsymiskestävyys sykleissä määritetään kaavan 31 avulla. Paksuuden yli linearisoinnissa kaavan 31 kerroin m on 3. Paksuuden yli linearisointi ei aseta elementtimallin verkotukselle tarkkoja vaatimuksia, mutta tiheämmällä verkotuksella saadaan lähempänä todellista oleva jännitys jakauma kuin harvalla verkotuksella. Tarkastelutaso elementtimallissa on esitetty kuvassa 22.



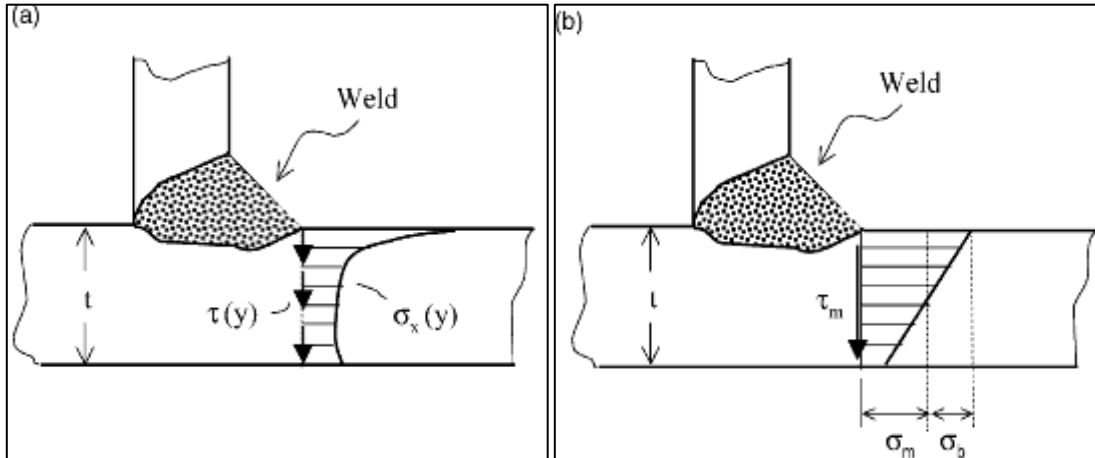
Kuva 22. Paksuuden yli linearisoinnissa hitsin rajaviivalla sijaitseva tarkastelutaso.

Dong'in menetelmä

Dong on kehittänyt vallitsevien väsymistarkastelumenetelmien (nimellisen jännityksen menetelmä, rakenteellisen jännityksen menetelmän muut lähestymistavat ja tehollisen lovijännityksen menetelmä) rinnalle menetelmän, jonka tarkkuus ei ole riippuvainen hitsin rajaviivan elementti-verkon tiheydestä eikä tutkittavan detaljin vastaavuudesta taulukoitujen FAT-luokkien geometriaan tai kuormitustapaukseen. (Dong 2001, s. 866–868). Dong esittää menetelmälle seuraavat perusolettamukset:

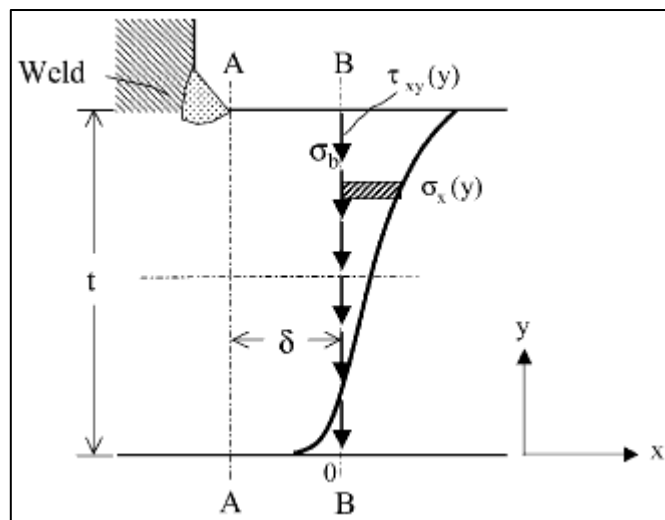
- Jokaista levyn paksuuden yli vaikuttavaa jännitysjakautamaa $\sigma_x(y)$ kohden on mahdollista määrittää vastaava yksinkertaistettu rakenteellinen jännitysjakautama kuvan 23 mukaisesti.
- Rakenteellisen jännityksen jakauman täytyy täyttää yhtäsuuruusehdot kuvitteellisen murtumispinnan ja etäisyydellä δ sijaitsevan referenssitason välillä.
- Muodostamalla näiden tasojen välille tasapainoehdot, on verkotuksen koon vaikutus rakenteelliseen jännitykseen hitsin rajaviivalla mahdollista minimoida tai poistaa kokonaan.

(Dong 2001, s. 866–868).



Kuva 23. Hitsin rajaviivalla vaikuttava todellinen jännitysjaakauma (a) sekä kalvo- ja taivutusjännituskomponentteihin jaettu rakenteellinen jännitys (b). (Dong 2001, s. 867, kuva 2).

Perusolettamuksien mukaisesti voidaan muodostaa tasapainoyhtälöt hitsin rajaviivan tasossa A-A sekä hitsistä etäisyydellä δ sijaitsevassa tasossa B-B vaikuttavien jännitysten välille (kuva 24). Hitsin rajaviivalla vaikuttava kalvojännituskomponentti σ_m ratkaistaan tasossa A-A paksuuden t yli vaikuttavasta jännitysjaakaumasta $\sigma_x(y)$ integroimalla kaavan 37 mukaisesti. Taivutusjännituskomponentti σ_b ratkaistaan sijoittamalla tasossa A-A ratkaistu kalvojännituskomponentti kaavaan 38 ja integroimalla tasossa B-B vaikuttava normaalijännitysjaakauma $\sigma_x(y)$ sekä leikkausjännitysjaakauma $\tau_{xy}(y)$ paksuuden t yli kaavan 39 mukaisesti. (Dong 2001, s. 867).



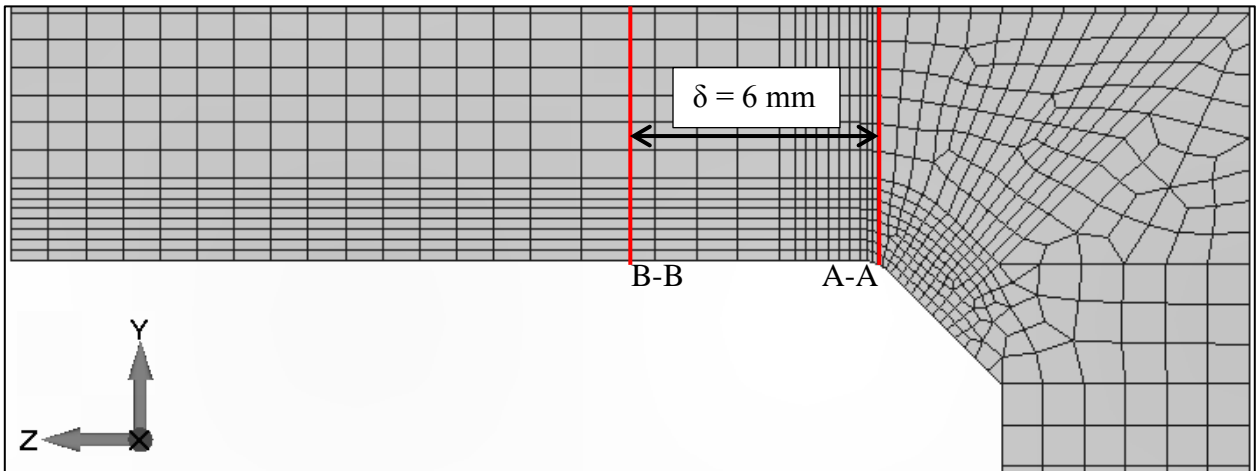
Kuva 24. Dong'in menetelmän mukaiset tarkastelutasot kalvo- ja taivutusjännituskomponenttien määrittämiseksi. (Dong 2001, s. 867, kuva 3).

$$\sigma_m = \frac{1}{t} \cdot \int_0^t \sigma_x(y) \cdot dy \quad (37)$$

$$\sigma_m \cdot \frac{t^2}{2} + \sigma_b \cdot \frac{t^2}{6} = \int_0^t \sigma_x(y) \cdot y \cdot dy + \delta \cdot \int_0^t \tau_{xy}(y) \cdot dy \quad (38)$$

$$\sigma_b = \frac{6}{t^2} \left[\int_0^t \sigma_x(y) \cdot y \cdot dy + \delta \cdot \int_0^t \tau_{xy}(y) \cdot dy - \sigma_m \cdot \frac{t^2}{2} \right] \quad (39)$$

Hitsin rajaviivalla vaikuttava Hot-Spot jännitys ratkaistaan summaamalla kaavoilla 37 ja 39 ratkaistut jännitykset yhteen kaavan 31 mukaisesti. Hitsin väsymiskestävyys sykleissä määritetään kaavan 31 avulla. Dong'in menetelmässä FAT arvona käytetään arvoa 134 ja kertoimen m arvona arvoa 3,6 (Radaj et al. 2006, s. 69). Dong'in menetelmän mukaiset tarkastelutasot elementtitalissa on esitetty kuvassa 25.



Kuva 25. Dong'in menetelmän mukaiset tarkastelutasot ja näiden välinen etäisyys elementtitalissa.

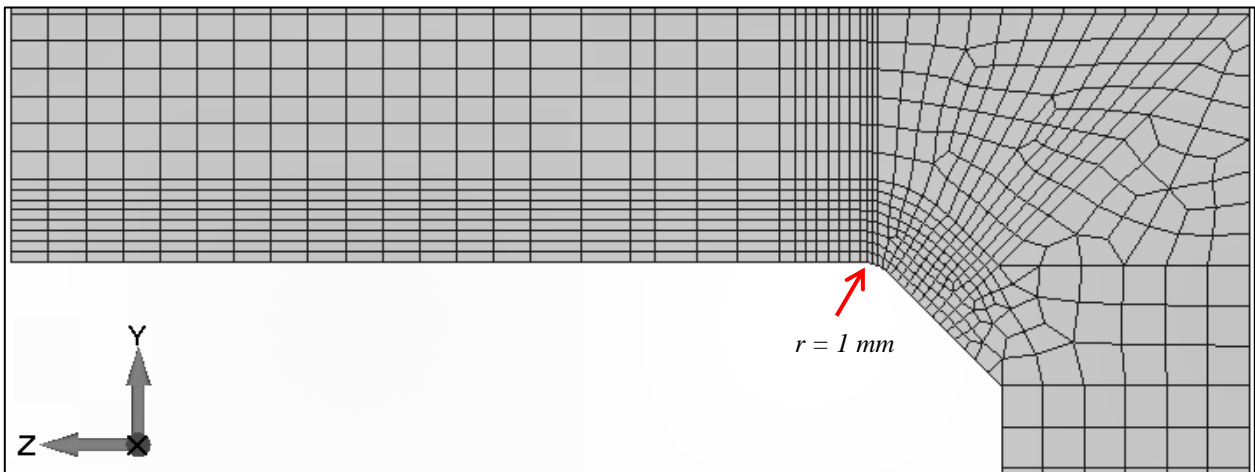
2.4.4 Tehollisen lovijännityksen menetelmä

Tehollisella lovijännityksellä $\sigma_{nl,eff}$ tarkoitetaan loven rajaviivalla vaikuttavaa kokonaisjännitystä, jossa otetaan huomioon rakenteen kaikki jännitystä korottavat vaikutukset (kuva 16) (Hobbacher 2013, s. 29). Kuvan 17 merkintöjä apuna käyttäen tehollinen lovijännitys määritetään kalvojänni-

tyskomponentin σ_m , taivutusjännityskomponentin σ_b ja epälineaarisen lovijännityskomponentin σ_{nl} summana kaavan 40 mukaisesti.

$$\sigma_{nl,eff} = \sigma_m + \sigma_b + \sigma_{nl} \quad (40)$$

Tehollisen lovijännityksen määrittäminen on käytännössä mahdollista vain FE-analyysin avulla. Elementtimallissa hitsin terävä rajaviiva korvataan $r = 1$ mm pyöristyksellä, joka on esitetty kuvassa 26. Tällä poistetaan hitsin rajaviivan singulariteettien vaikutus ja menetelmän soveltuvuutta eri hitsityypeille saadaan paremmaksi. Menetelmän vaatimuksena on, että pyöristyksen alueella elementtien sivun pituus on lineaarisilla elementeillä korkeintaan $1/6 \cdot r$ tai parabolisilla elementeillä korkeintaan $1/4 \cdot r$. Elementtimallissa tarkasteltava alue on mallinnettu parabolisilla elementeillä, joiden sivun pituus on noin 0,17 mm:ä. Samaa elementtikokoa jatketaan pyöristyksen välittömässä läheisyydessä. (Hobbacher 2013, s. 29–30). Verkotuksen koko syvyysuunnassa on pienimmän elementin suhteen korkeintaan 3:1.



Kuva 26. Tehollisen lovijännityksen menetelmässä käytettävä $r = 1$ mm pyöristys hitsin rajaviivalla.

Hitsin rajaviivalla vaikuttava tehollinen lovijännitys on suoraan luettavissa mallinnetun pyöristyksen pohjalta. Kun tiedetään hitsin rajaviivalla vaikuttava tehollinen lovijännitys sekä tehollisen lovijännityksen menetelmän mukainen FAT-luokka ja m -kerroin maksimipääjännitykselle (kuva 27), on hitsin väsymiskestävyys kuormitusykleissä mahdollista määrittää kaavan 31 avulla.

No.	Quality of weld notch	Description	FAT
1	Effective notch radius equal to 1 mm replacing weld toe and weld root notch	Notch as-welded, normal welding quality $m=3$	225

Kuva 27. Hitsatun perusmateriaalin FAT-luokka tehollisen loviännityksen menetelmässä teräkselle. (Hobbacher 2013, s. 79, taulukko {3.4}-1).

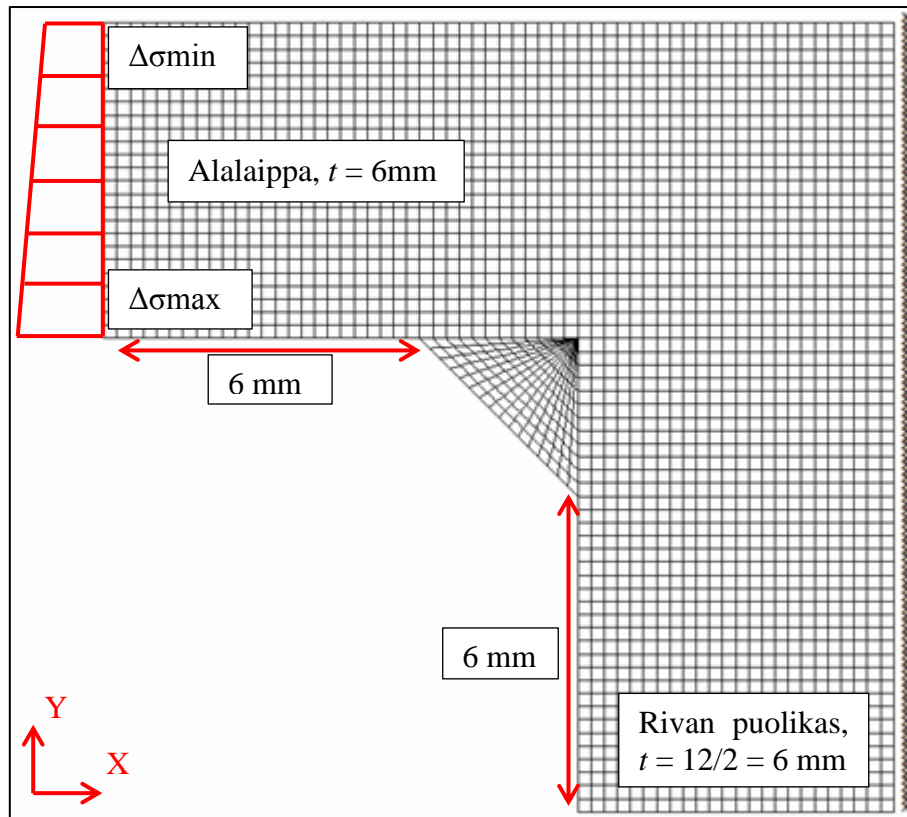
Fricke esittää julkaisussaan, että rakenteessa vaikuttava Von Mises jännitys voi kuormitustapauksesta riippuen olla maksimipääjännitystä suurempi (Fricke 2010, s. 6). Tehollisen loviännityksen menetelmän mukainen väsymistarkastelu suoritetaan vertailun vuoksi käyttämällä myös Von Mises jännityksiä sekä Fricke:n suosittelemaa yhtä luokkaa pienempää FAT-arvoa ($FAT = 200$) (Fricke 2010, s. 18). Kertoimen m arvo on sama kuin maksimipääjännityksellä.

2.4.5 Murtumismekaniikka

Murtumismekaniikassa väsymiskestoikä määritetään kasvattamalla rakenteeseen mallinnettu alkusärö rakenteen murtumiseen johtavaan särökokoon asti. Tarkasteluissa keskitytään särön kärjen läheisyydessä vaikuttaviin jännityksiin ja muodonmuutoksiin. Ideaalis-elastisessa materiaalissa särön kärki on terävä, joten särön etenemissuunnan suhteen kohtisuora jännityskomponentti kasvaa kuormituksen vaikutuksesta lähes äärettömäksi. Todellisuudessa jännityksen kasvua rajoittaa aineen myötäminen ja särön kärkeen muodostuu plastinen alue. Kun kuormitus poistetaan, särön kärkeen muodostuu vastakkaissuuntaista myötäämistä syklisellä plastisella alueella. Syklisen kuormituksen jatkuessa aine muokkautuu ja särön kärki etenee. (Niemi 2003, s.106–108).

Murtumismekaniikan mukainen särön kasvun simulointi suoritetaan Cornell Fracture Group Frank2d sovelluksella (versio 3.2-3, 15.11.2007). Alalaippa, poikittaisripa ja hitsi mallinnetaan tasopoikkileikkauksena ja poikittaisrivasta mallinnetaan paksuussuunnassa vain puolet symmetriareunaehdon takia. Hitsiä ympäröivää aluetta (oletetaan kylkimitaksi 3 mm) mallinnetaan laippaa ja poikittaisripaa pitkin 6 mm verran. Mallin yksinkertaistamiseksi poikkileikkaukseen ei mallinnetta I-profiilin uumalevyä. Elementtityyppinä ja -kokona käytetään alalaipan ja poikittaisrivän alueella 8 solmuisia 0,25 mm x 0,25 mm tasolementtejä ja hitsin alueella tätä pienempiä 8

ja 6 solmuisia tasoelementtejä. Hitsin alueen verkotuksella ei ole suurta merkitystä särön kasvun simuloinnissa, sillä särö sijaitsee hitsin rajaviivalla laipassa. Elementtimalli tuetaan poikittaisriivan keskitason symmetriatasosta (oikea reuna) X-suuntaisin reunaehdoin ja kuormitus määritetään vaikuttamaan lineaarisesti muuttuvana jännitys jakaumana alalaipan reunan solmuihin. Frank2d sovelluksella mallinnettu yksityiskohta sekä tuennat ja kuormitukset on esitetty kuvassa 28.



Kuva 28. Frank2d sovelluksella mallinnettu alalaippa ja puolet poikittaisriivan paksuudesta tuentoineen ja kuormituksineen.

Lineaarinen jännitys jakauma määritetään aiemmissä väsymistarkasteluissa käytetystä FE-mallista 6 mm hitsin rajaviivasta sijaitsevassa tasossa B-B (kuva 25). Jännitys jakauma määritetään tästä kohdasta, koska muuten jakauma ottaisi virheellisesti huomioon rajaviivan lovivaikutuksen. Jakauman normaali- ja taivutusjännityskomponentit tarkastelutasossa ratkaistaan paksuuden yli linearisoinnilla kaavojen 35 ja 36 avulla. Jännitysvaihtelun lineaarisen jakauman minimi- ja maksimi arvot määritetään kaavojen 41 ja 42 avulla.

$$\Delta\sigma_{min} = \sigma_m - \sigma_b \quad (41)$$

$$\Delta\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_b \quad (42)$$

Kaavoissa $\Delta\sigma_{min}$ on jännitysvaihtelun lineaarisen jakauman arvo alalaipan yläpinnassa, $\Delta\sigma_{max}$ jännitysvaihtelun lineaarisen jakauman arvo alalaipan alapinnassa, σ_m normaalijännityskomponentti ja σ_b taivutusjännityskomponentti. Frank2d -sovellus käyttää särön kasvun tarkasteluun Paris'n lakia, joka on esitetty kaavassa 43. (Niemi 2003, s.109).

$$\frac{da}{dN} = C_0(\Delta K)^m \quad (43)$$

Kaavassa da/dN on särön kasvu jännitysjaksoa kohti (mm/sykli), ΔK särön jännitysintensiiteetti-kertoimen vaihteluväli ja kertoimet C_0 ja m ovat Paris'n lain mukaisia parametreja. (Niemi 2003, s.109). Paris'n yhtälön kertoimet C_0 ja m teräkselle on esitetty kuvassa 29 esitettyssä taulukossa.

Units	Paris power law parameters	Threshold values ΔK_{th}			
		$R \geq 0.5$	$0 \leq R \leq 0.5$	$R < 0$	surface crack depth <1 mm
K [N·mm ^{-3/2}] da/dN [mm/cycle]	$C_0 = 5.21 \cdot 10^{-13}$ $m = 3.0$	63	170-214·R	170	≤63
K [MPa·m] da/dN [m/cycle]	$C_0 = 1.65 \cdot 10^{-11}$ $m = 3.0$	20	5.4-6.8·R	54	≤2.0

Kuva 29. Paris'n yhtälön kertoimet teräkselle. (Hobbacher 2013, s. 92, taulukko 3.6-1).

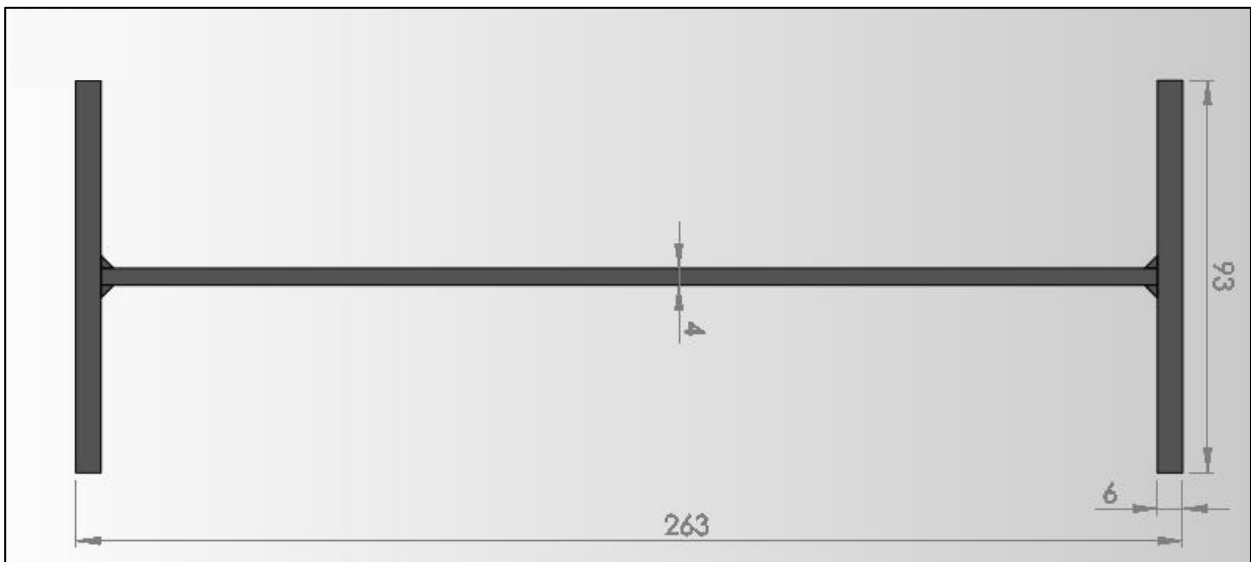
Frank2d elementtimalliin mallinnetaan 0,05 mm syvä alkusärö (Hobbacher 2013, s. 36). Säröä kasvatetaan 50 askelta 0,05 mm inkrementillä, kunnes särö on 2,55 mm syvä (kokeilemalla määritetty kriittinen särökoko). Sovellus määrittää vallitsevan kuormituksen, reunaehtojen sekä särökoon perusteella jännitysintensiiteetikertoimen ja vaadittavan syklimäärän joka analyysiaskeleella. Analyysidatan avulla muodostetaan kuvaajat, joista rakenteen äärikestävyys voidaan määrittää.

3 TULOKSET

3.1 Poikkileikkauksen optimointi

I-profiilin optimipoikkileikkauksen uuman paksuudeksi t_w valitaan 4 mm ja tämän avulla laippojen keskipisteiden väliseksi etäisyydeksi h_k saadaan 253 mm. Laipan paksuudeksi t_f valitaan 5 mm ja tämän avulla laipan leveydeksi b saadaan 74 mm. Laipan paksuuden ollessa 5 mm, profiilin kokonaiskorkeudeksi H_I saadaan 258 mm ja kokonaisleveydeksi B_I 74 mm. Ideaalisen optimipoikkileikkauksen mitoittaminen on esitetty kokonaisuudessaan liitteessä 1.

Laipan materiaaliksi valittu 5 mm levy ei kuulu standardipaksuuksiin, joten laipaksi valitaan seuraava standardipaksuus eli 6 mm. Valittujen paksuuksien ja PL3 mukaisten leveys-paksuussuhteiden avulla profiilin optimikorkeudeksi H_{opt} saadaan 263 mm ja optimileveydeksi B_{opt} 93 mm. Mitoituksessa on otettu tarkemmin huomioon hitsien oletetun kylkimitan $l_a = 3$ mm sekä laipan ja uuman liitoskohdan vaikutus profiilin äärikestävyyteen. Levyosien leveydet on myös kasvatettu leveys-paksuussuhteiden mukaisiin maksimiarvoihin. Profiilin päämitat on esitetty kuvassa 30 ja poikkileikkauksen uudelleenmitoitus liitteessä 2.



Kuva 30. Uudelleenmitoitettun I-profiilin poikkileikkauksen lopulliset päämitat.

Koska uuman paksuudeksi valittiin ideaalista optimipaksuutta 1 mm suurempi paksuus ja profiilin leveys ja korkeus kasvatettiin PL3 mukaisiin maksimiarvoihin, on profiilin todellinen kuormankantokyky suurempi kuin alustava mitoituskuormitus. Profiilin taivutusvastuksen ja materiaalin myötölujuuden mukaan lasketuksi myötörajan mukaiseksi staattiseksi maksimikestävyydeksi nelipistetaivutuksella saadaan 577 kN.

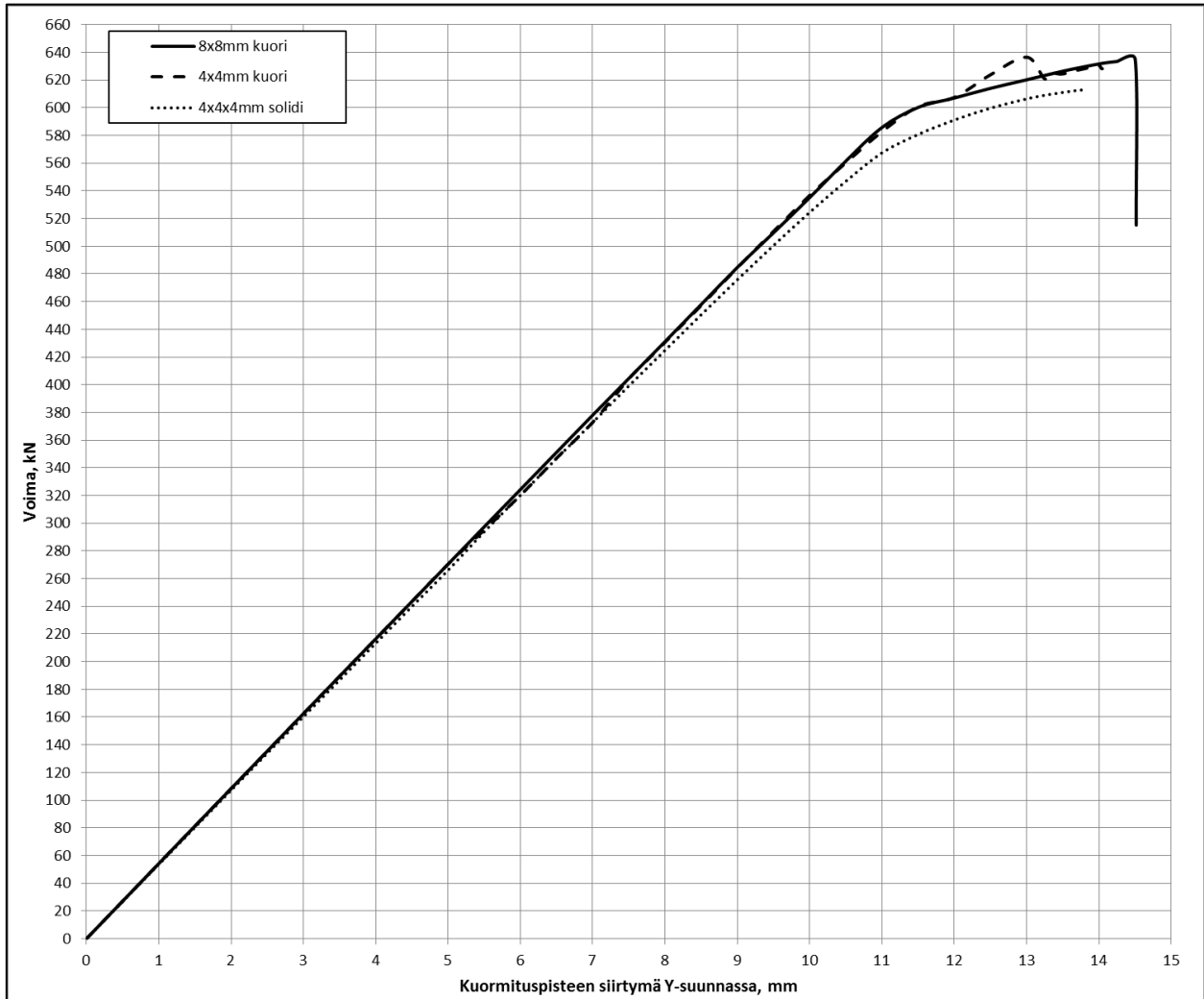
3.2 Lommahdustarkastelu

3.2.1 Analyyttinen lommahdustarkastelu

Analyttinen lommahdustarkastelu on kokonaisuudessaan esitetty liitteessä 3. Koska laipan ja uuman pienennyskertoimiksi saadaan lähes 1 (laipalla 0,999 ja uumalla 0,983) ja profiilin tehollisen keskiakselin paikka ei käytännössä muutu, voidaan ilman laajempia jatkolaskutoimituksia todeta, että profiilin lommahduskestävyys on sama edellisessä kappaleessa määritetyn myötörajan mukaisen staattisen maksimikestävyyden (577 kN) kanssa. Analyttisesti ratkaistulla lommahduskuormituksella saadaan palkkiteorian (Tekniikan taulukkokirja 2008. s. 383.) mukaiseksi kuormituspisteen siirtymäksi 16,7 mm. Leikkausmuodonmuutoksen vaikutusta ei ole tässä otettu huomioon.

3.2.2 Lommahdusanalyysi FEA:lla

Numeeristen lommahdusanalyysien tulosten perusteella muodostetut voima-siirtymä kuvaajat on esitetty kuvassa 31. Elementtimallien palkit olivat täysin symmetrisiä eikä näihin mallinnettu esikäyryyttä. Voima-siirtymä kuvaajista voidaan havaita se, että kuormankantokyvyn lineaarinen alue loppuu siirtymän ollessa noin 11,5 mm ja palkki lommahtaa siirtymän ollessa noin 14 mm. Pienillä kuorielementeillä on 13 mm siirtymän kohdalla havaittavissa muista käyristä eroava paikallinen poikkeama, joka johtuu todennäköisesti analyysiaskeleen koosta ja elementtiverkon hetkellisestä jäykistymisestä. Eri elementtityypeillä määritetyt voima-siirtymä arvoparit kuormankantokyvyn lineaarisen alueen lopussa ja palkin lommahtaessa on esitetty taulukossa 3. Vakio-*muodonvääristymisenergi*hypoteesin (VMVEH) mukaiset Von Mises jännitykset kuormankantokyvyn lineaarisen alueen lopussa on esitetty liitteessä 4 ja Von Mises jännitykset palkin lommahtaessa on esitetty liitteessä 5.



Kuva 31. Linearisilla kuori- ja solidielementtimalleilla suoritettujen lommahdusanalyysien voima-siirtymä kuvaajat.

Taulukko 3. Lommahdusanalyysin perusteella määritetyt kuormankantokyvyn lineaarisen alueen loppumisen ja lommahdushetken voima-siirtymä arvot.

Elementtityyppi ja maksimikoko	Lineaarinen alue, Kuormitus	Siirtymä	Lommahdus, Kuormitus	Siirtymä
8x8mm lin. kuori	600 kN	11,5 mm	630 kN	14,5 mm
4x4mm lin. kuori	600 kN	11,5 mm	630 kN	14 mm
4x4x4mm lin. solidi	580 kN	11 mm	610 kN	13,5 mm

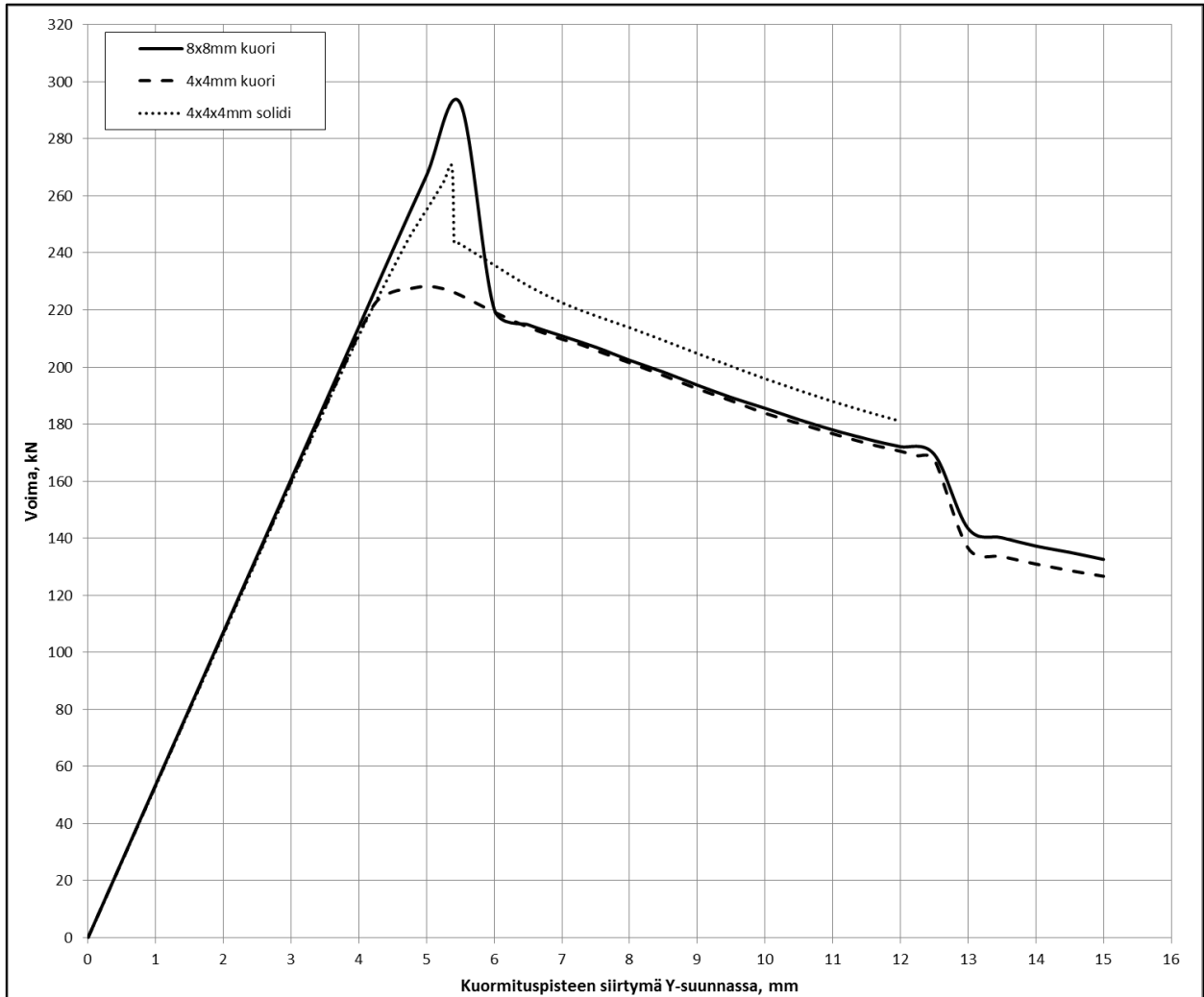
3.3 Kiepahdustarkastelu

3.3.1 Analyyttinen kiepahdustarkastelu

Analyyttinen kiepahdustarkastelu on kokonaisuudessaan esitetty liitteessä 6. Kolmipistetaivutuksella kuormitetun palkin kiepahdusvoimaksi saadaan 238 kN ja nelipistetaivutuksella kuormitetun palkin kiepahdusvoimaksi saadaan 312 kN. Tarkasteltavaa tapausta vastaavan nelipistetaivutuksella kuormitetun palkin kiepahdusvoimaksi saadaan lineaarisen interpoloinnin avulla 275 kN. Ratkaistulla kiepahdusvoimalla palkkiteorian (Valtanen 2008, s. 383) mukaiseksi kuormitus pisteen siirtymäksi saadaan 7,9 mm.

3.3.2 Kiepahdusanalyysi FEA:lla

Numeeristen kiepahdusanalyysien tulosten perusteella muodostetut voima-siirtymä kuvaajat on esitetty kuvassa 32. Voima-siirtymä kuvaajista voidaan havaita se, että palkki kiepahtaa siirtymän ollessa välillä 4,5–5,5 mm. Eri elementtityypeillä määritetyt voima-siirtymä arvoparit kiepahdushetkellä on esitetty taulukossa 4. VMVEH mukaiset Von Mises jännitykset palkin kiepahdushetkellä on esitetty liitteessä 7.



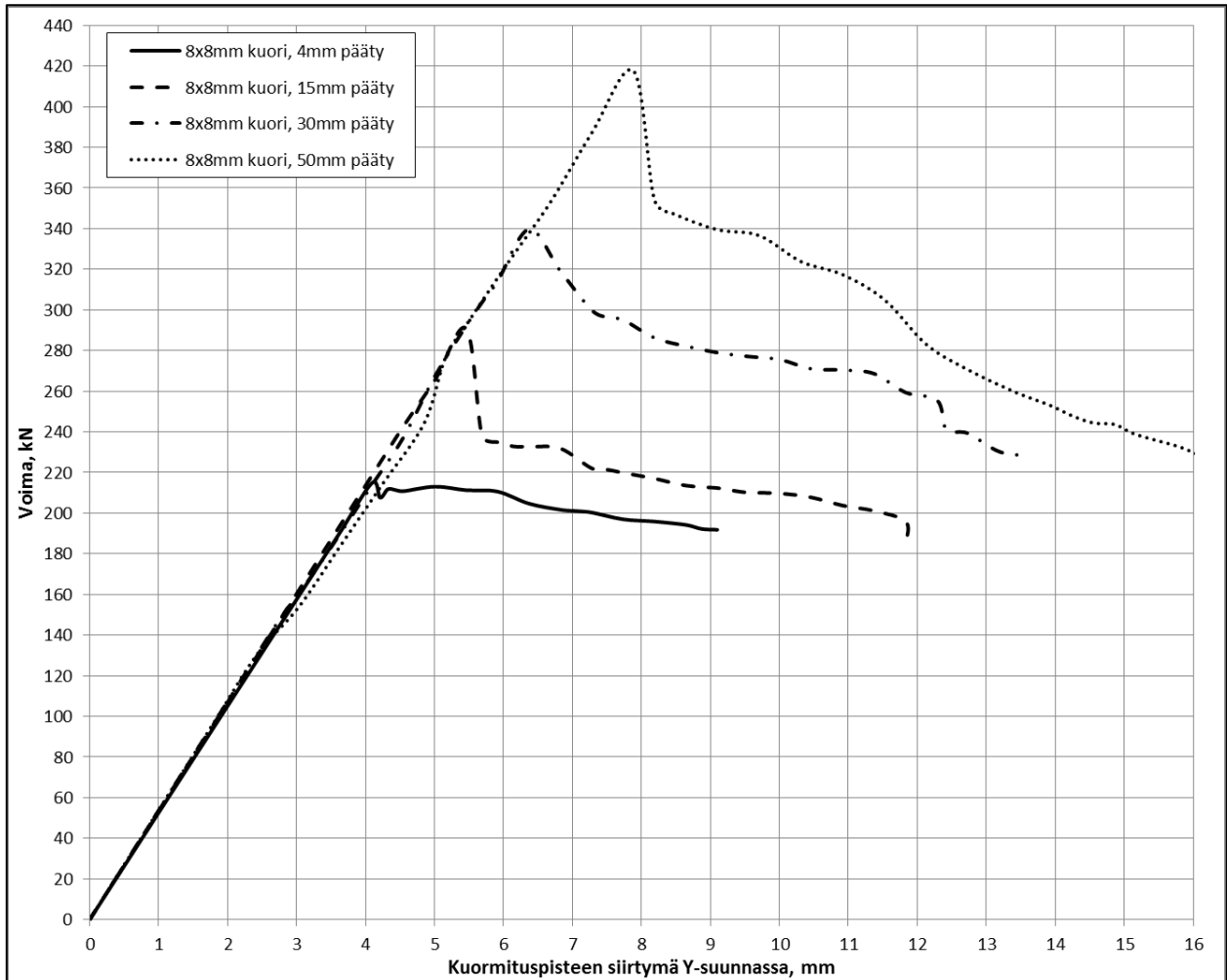
Kuva 32. Lineaarisilla kuori- ja solidielementtimalleilla suoritettujen kiepahdusanalyysien voima-siirtymä kuvaajat.

Taulukko 4. Kiepahdusanalyysien perusteella määritetyt voima-siirtymä arvot kiepahdushetkellä.

Elementtityyppi ja maksimikoko	Voima	Siirtymä
8x8 lin. kuori	290 kN	5,5 mm
4x4 lin. kuori	230 kN	4,5 mm
4x4x4 lin. solidi	270 kN	5,5 mm

Kiepahdusanalyysin lisäksi 8x8mm kuorielementtimallia hyödynnettiin analyyseissä, joissa tarkasteltiin päätylaipan paksuuden vaikutusta palkin kiepahduskestävyyteen. Analyysissä käytettiin neljää eri päätylaipan paksuutta, jotka olivat 4mm, 15mm, 30mm ja 50mm. Päätylaipan paksuutta

varioimalla suoritetuista kiepahdusanalyseistä saadut voima-siirtymä kuvaajat on esitetty kuvassa 33.



Kuva 33. Päätylaipan paksuuden vaikutus palkin kiepahduskestävyyteen 8x8mm kuorielementeillä.

3.4 Väsymistarkastelu

3.4.1 Nimellisen jännityksen menetelmä

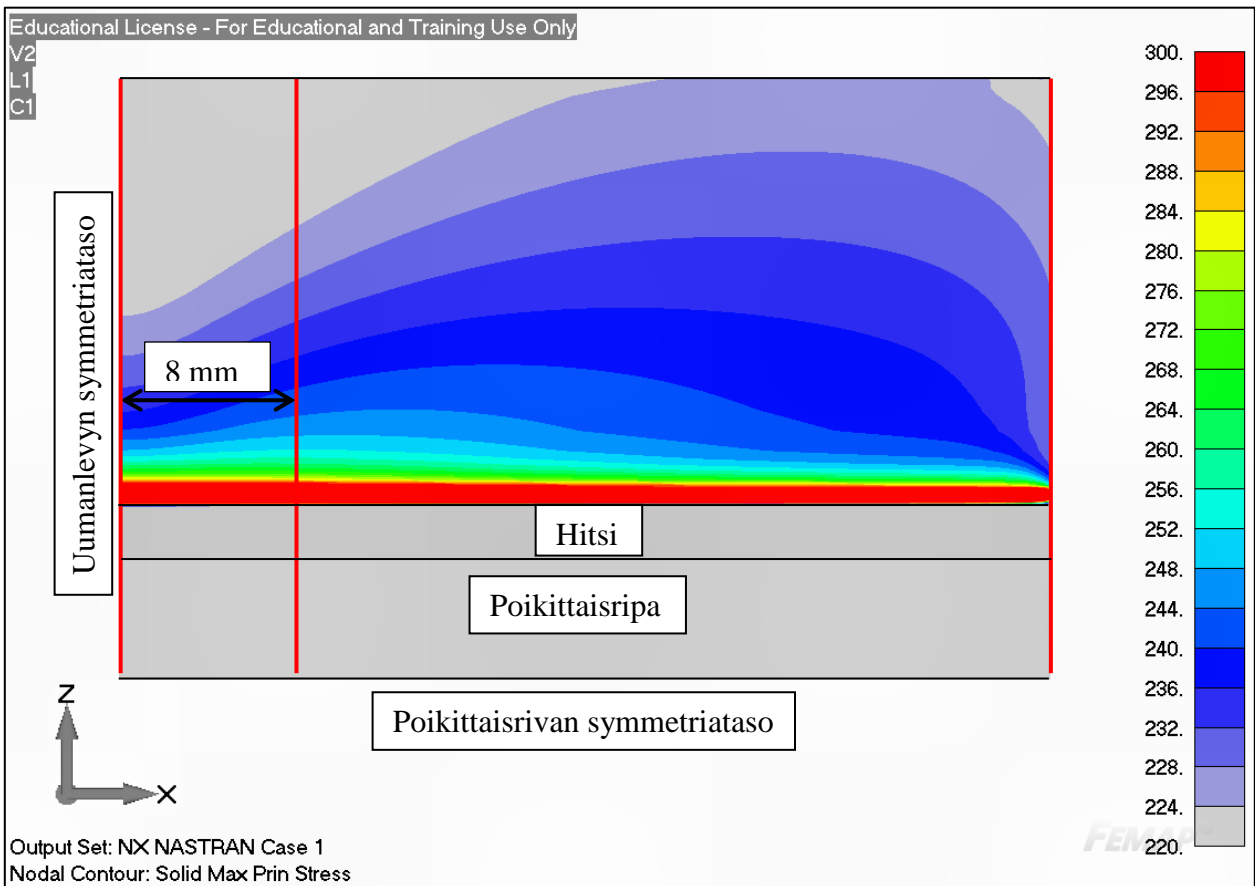
Maksimipääjännitykset 125 kN kuormitusvaihtelulla sekä jännitysten määritysetäisyys palkin alalaipassa on esitetty liitteessä 8. Menetelmän mukainen väsymistarkastelu on kokonaisuudessaan esitetty liitteessä 9. Nimellisen jännityksen menetelmän mukaisesti ratkaistut väsymiskestävyydet on esitetty taulukossa 5.

Taulukko 5. Nimellisen jännityksen menetelmän mukainen väsymiskestävyys sykleissä

Jännitykset ratkaistu analyytisesti	Jännitykset ratkaistu FE-analyysin avulla
79 430	75 130

3.4.2 Rakenteellisen jännityksen menetelmä

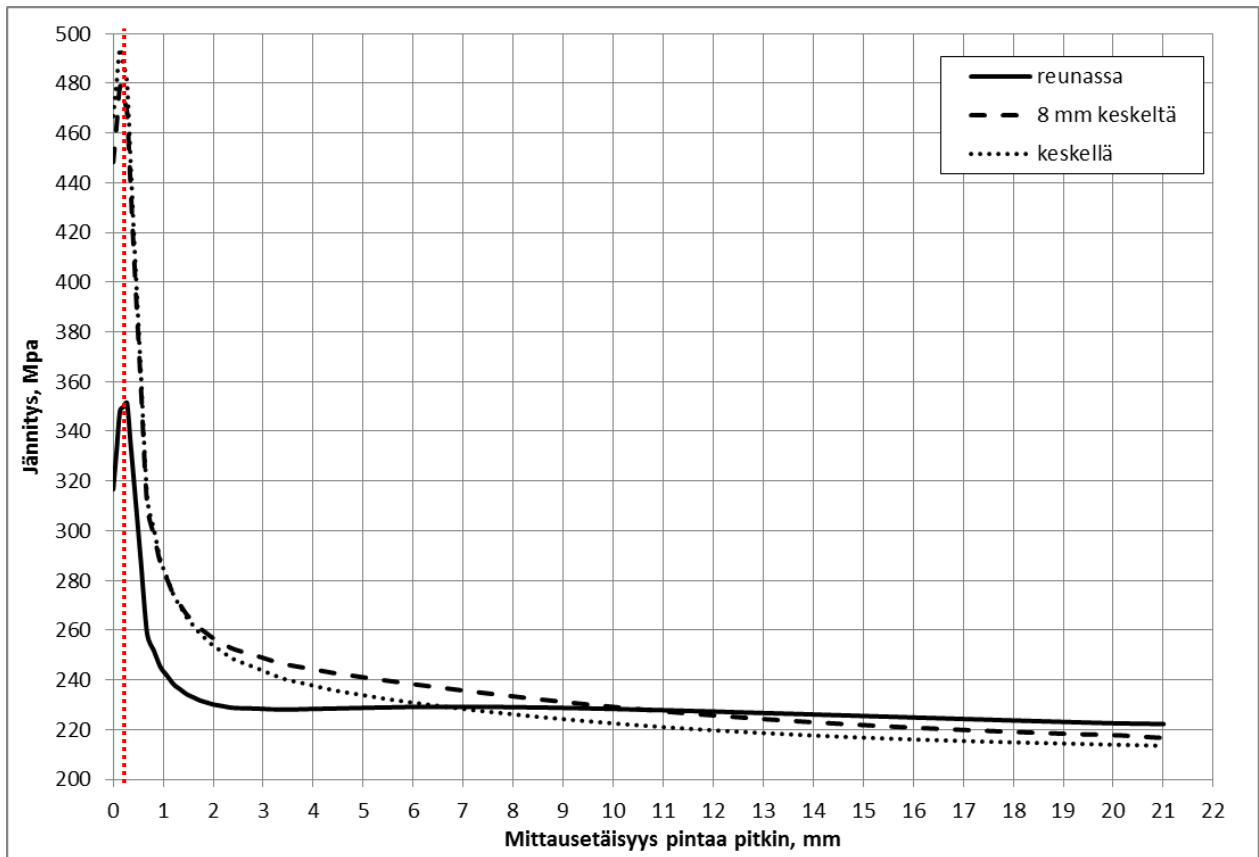
Poikittaisrivan väsymistä tutkitaan kolmessa eri tarkastelutasossa, jotka sijaitsevat alalaipan reunassa, alalaipan keskellä sekä 8 mm laipan keskeltä laipan reunaa kohti (jännityskäyrien perusteella havaittu taso). Samoja tarkastelutasoja käytetään myös lopuissa menetelmissä. Tutkittavat tasot on esitetty kuvassa 34. Rakenteellisen jännityksen menetelmän eri lähestymistapojen mukaisten väsymistarkastelujen tulokset on esitetty seuraavissa kappaleissa.



Kuva 34. Rakenteellisen jännityksen menetelmän mukaisen väsymistarkastelun tarkastelutasot ja tarkasteltavan alueen maksimipääjännitykset kuormitusvaihtelun ollessa 125 kN.

Ekstrapolointi pintaa pitkin

Kuvassa 35 on esitetty tarkastelutasoissa vaikuttavat maksimipääjännitykset alalaipan pintaa pitkin mitattuna mittausetäisyyden funktiona kuormitusvaihtelun ollessa 125 kN. Kuvaajasta on otettava huomioon se, että jännityksen maksimiarvo sijaitsee 0,3 mm mittausetäisyydellä teräväkärkisen hitsin rajaviivasta. Tässä kohtaa sijaitsee hitsin rajaviivaan tehollisen lovijännityksen menetelmää varten mallinnetun $r = 1$ mm pyöristyksen pohja.



Kuva 35. Maksimipääjännitykset alalaipan pintaa pitkin mittausetäisyyden funktiona kuormitusvaihtelun ollessa 125 kN. Kuvaan on korostettu 0,3 mm kohdalla sijaitseva rajaviivapyöristys.

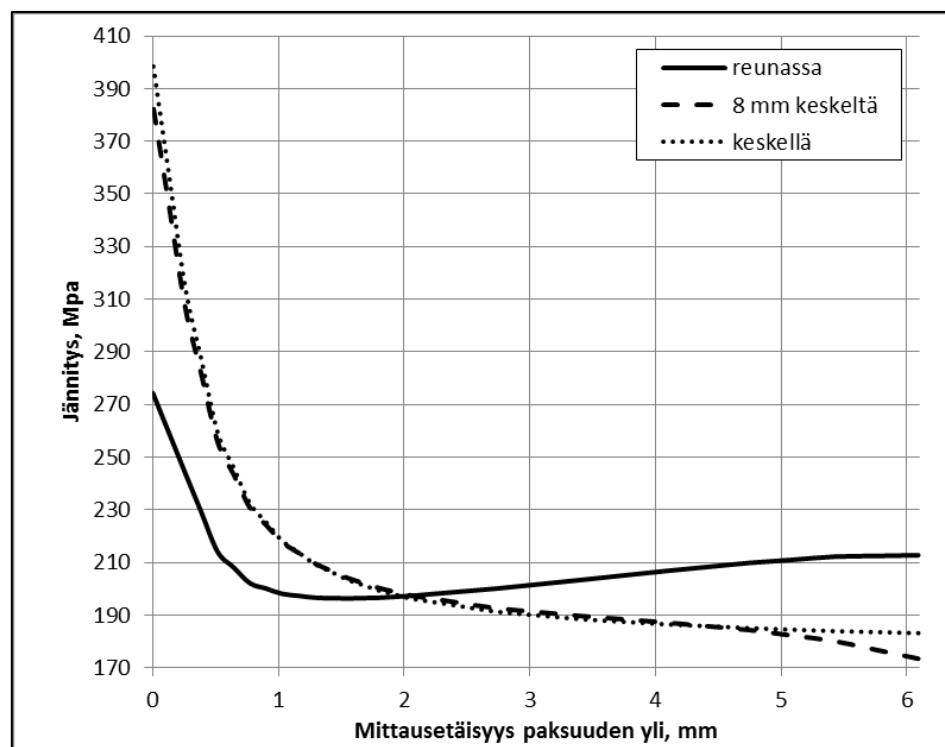
Menetelmän mukainen väsymistarkastelu on kokonaisuudessaan esitetty liitteessä 10. Lineaarisella ja parabolisella pintaa pitkin ekstrapoloinnilla ratkaistut väsymiskestävyydet eri tarkastelutasoissa on esitetty taulukossa 6. Maksimipääjännityksen jakauma sekä tarkastelutasot ja määritysetäisyydet levyn pinnassa kuormitusvaihtelun ollessa 125 on esitetty liitteessä 11.

Taulukko 6. Lineaarisella ja parabolisella ekstrapoloinnilla määritetty poikittaisrivan väsymiskestävyys sykleissä.

	Reunassa	8 mm keskeltä	Keskellä
Lineaarinen	167 800	111 400	113 800
Parabolinen	167 900	106 300	104 900

Linearisointi paksuuden yli

Kuvassa 36 on esitetty tarkastelutasoissa vaikuttavat Z-suuntaiset normaalijännitykset alalaipan paksuuden yli mittausetäisyyden funktiona kuormitusvaihtelun ollessa 125 kN. Kuvista on otettava huomioon se, että hitsin rajaviivapyöristys kasvattaa tarkasteltavan levynpaksuuden 6,09 mm:iin alkuperäisestä 6 mm:stä.



Kuva 36. Z-suuntaiset normaalijännitykset alalaipan paksuuden yli mittausetäisyyden funktiona kuormitusvaihtelun ollessa 125 kN

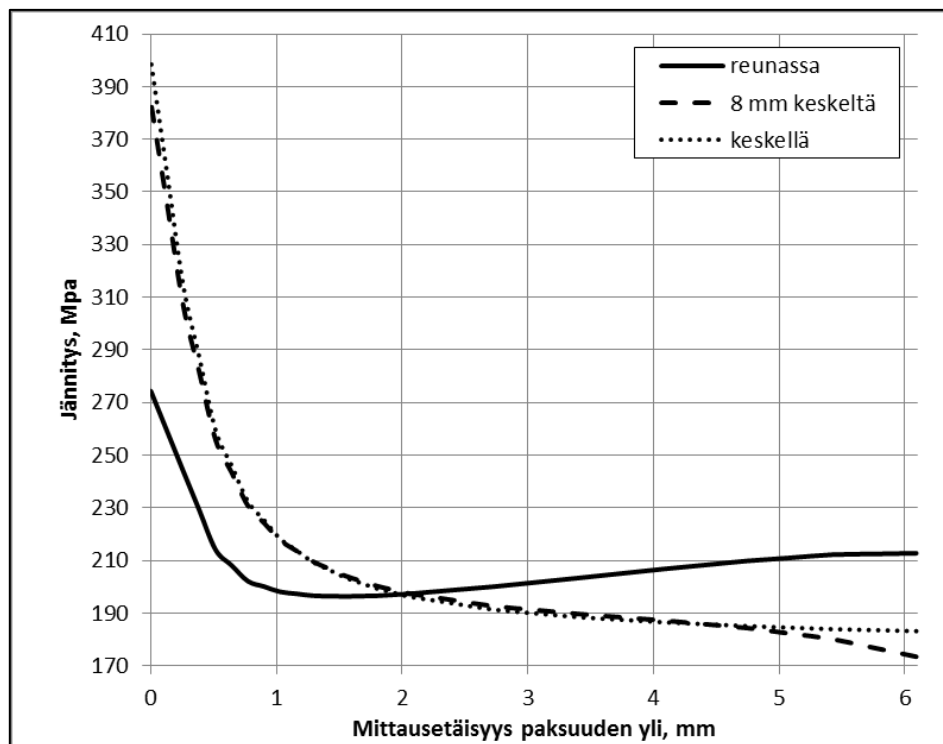
Menetelmän mukainen väsymistarkastelu on kokonaisuudessaan esitetty liitteessä 12. Paksuuden yli linearisoinnilla ratkaistut väsymiskestävyudet eri tarkastelutasoissa on esitetty taulukossa 7. Normaalijännityksen jakauma Z-suunnassa levyn paksuuden yli kuormitusvaihtelun ollessa 125 kN on esitetty liitteessä 13.

Taulukko 7. Paksuuden yli linearisoinnilla määritetty poikittaisrivan väsymiskestävyys sykleissä.

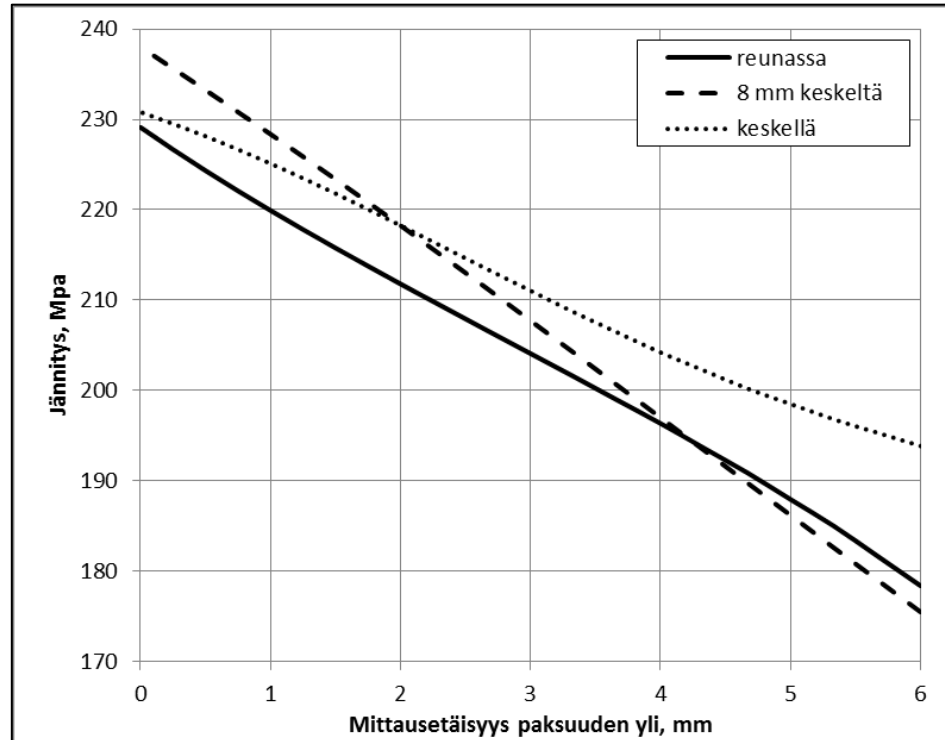
Reunassa	8 mm keskeltä	Keskellä
215 000	123 300	121 600

Dong:in menetelmä

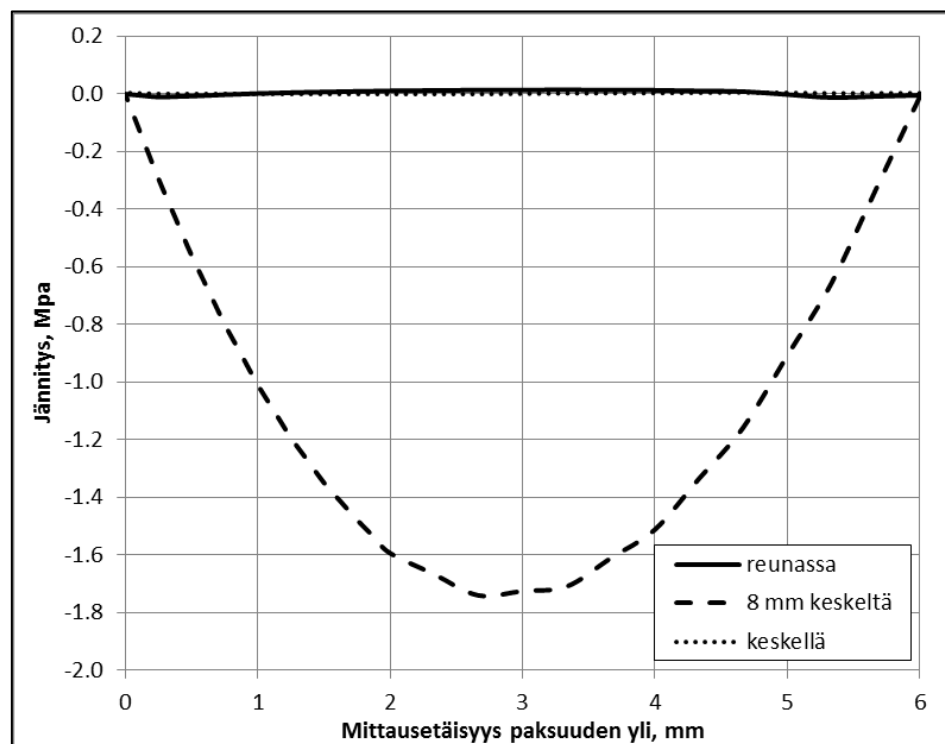
Tasossa A-A vaikuttavat Z-suuntaiset normaalijännitykset alalaipan paksuuden yli kuormitusvaihtelun ollessa 125 kN on esitetty kuvassa 37 ja tasossa B-B vaikuttavat Z-suuntaiset normaalijännitykset alalaipan paksuuden yli on esitetty kuvassa 38. Tasossa B-B vaikuttavat XY-tason suuntaiset leikkausjännitykset alalaipan paksuuden yli on esitetty kuvassa 39. Kuvassa 37 on otettava huomioon se, että hitsin rajaviivapyöristys kasvattaa tarkasteltavan levynpaksuuden 6,09 mm:iin alkuperäisestä 6 mm:stä.



Kuva 37. Z-suuntaiset normaalijännitykset alalaipan paksuuden yli tasossa A-A mittauetaisyyden funktiona kuormitusvaihtelun ollessa 125 kN.



Kuva 38. Z-suuntaiset normaalijännitykset alalaipan paksuuden yli tasossa B-B mittau-
 etäisyyden funktiona kuormitusvaihtelun ollessa 125 kN.



Kuva 39. XY-tason suuntaiset leikkausjännitykset alalaipan paksuuden yli tasossa B-B mittau-
 etäisyyden funktiona kuormitusvaihtelun ollessa 125 kN.

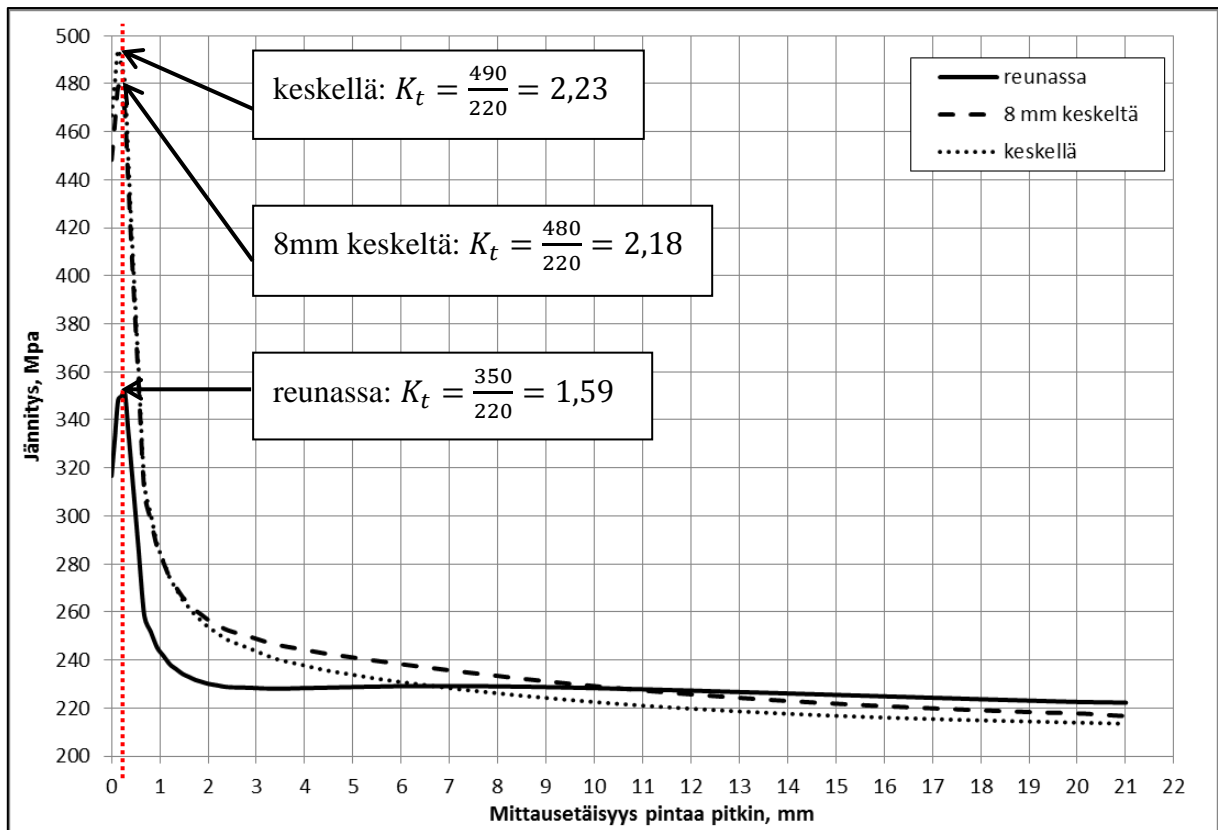
Menetelmän mukainen väsymistarkastelu on kokonaisuudessaan esitetty liitteessä 14. Dong'in menetelmällä ratkaistut väsymiskestävyudet eri tarkastelutasoissa on esitetty taulukossa 8.

Taulukko 8. Dong'in menetelmän avulla määritetty poikittaisrivän väsymiskestävyys sykleissä.

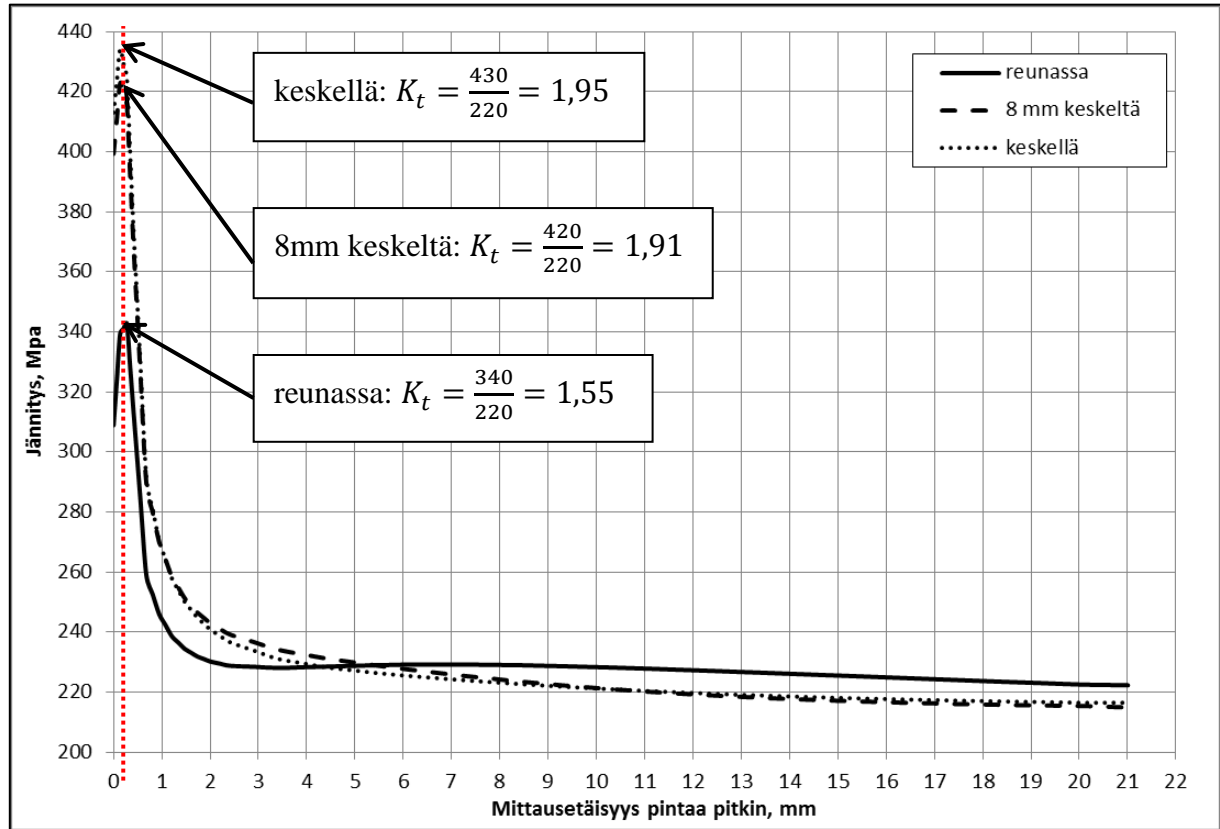
Reunassa	8 mm keskeltä	Keskellä
327 100	201 900	230 300

3.4.3 Tehollisen lovijännityksen menetelmä

Laipan pinnassa vaikuttavat maksimipääjännitykset kuormitusvaihtelun ollessa 125 kN on esitetty kuvassa 40 ja Von Mises jännitykset kuvassa 41. Kuviin on myös laskettu jännityskonsentraatiokertoimen K_t arvot. Tehollisen lovijännityksen menetelmän mukaiset jännitykset on luettavissa kuvista hitsin rajaviivapyörityksen kohdalta (0,3 mm). Menetelmän mukainen väsymistarkastelu on kokonaisuudessaan esitetty liitteessä 15. Tehollisen lovijännityksen menetelmällä ratkaistut väsymiskestävyudet eri tarkastelutasoissa on esitetty taulukossa 9.



Kuva 40. Maksimipääjännitykset alalaipan pintaa pitkin mittauasetäisyyden funktiona kuormitusvaihtelun ollessa 125 kN. Kuvassa on esitetty rajaviivapyöritys sekä konsentraatiokertoimet.



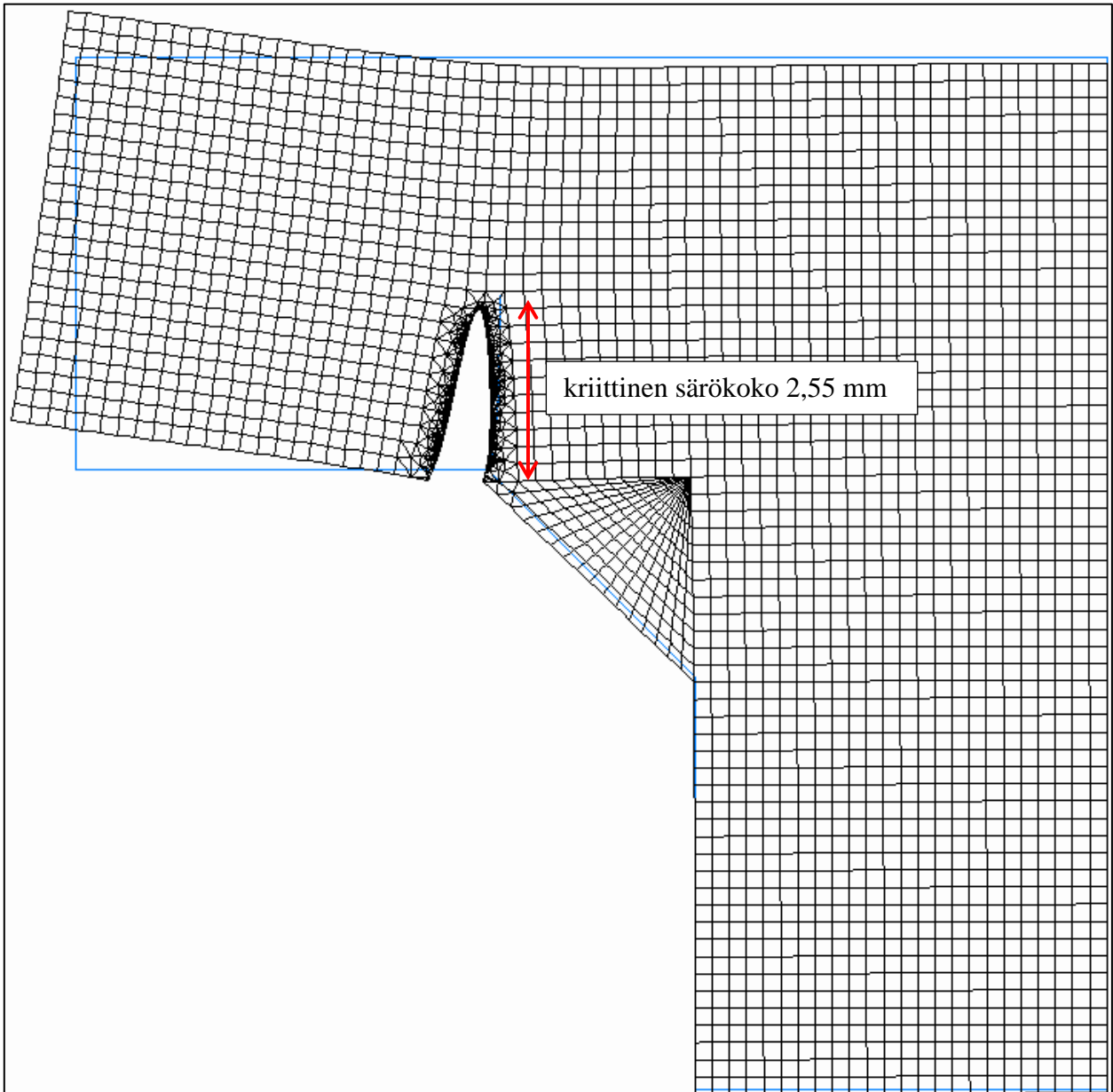
Kuva 41. Von Mises jännitykset alalaipan pintaa pitkin mittausetäisyyden funktiona kuormitusvaihtelun ollessa 125 kN. Kuvassa on esitetty rajaviivapyöristys sekä konsentraatiokertoimet.

Taulukko 9. Tehollisen lovijännityksen menetelmän avulla määritetty poikittaisrivan väsymiskestävyys sykleissä.

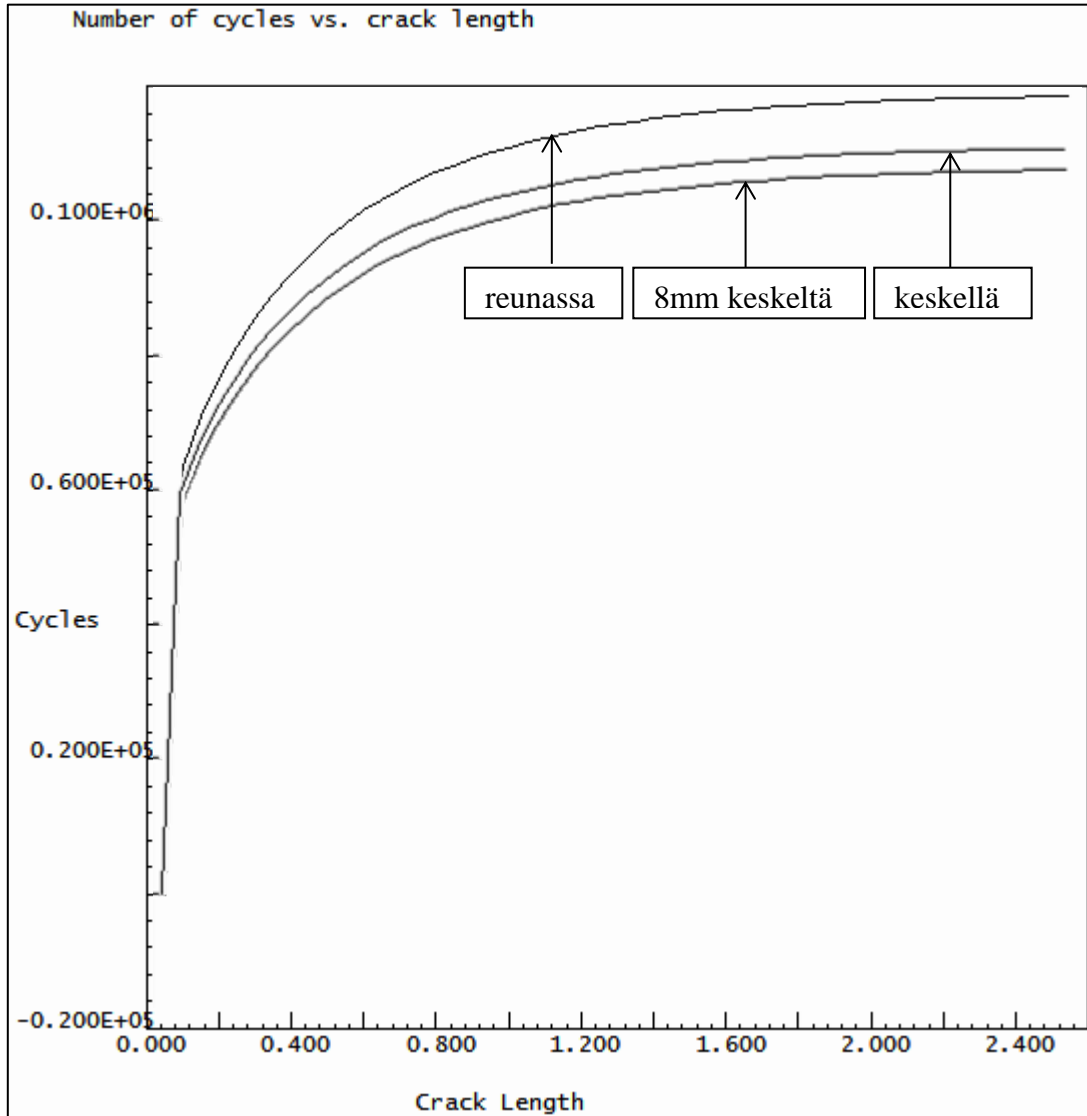
	Reunassa	8 mm keskeltä	Keskellä
Maksimipääjännitys	533 600	213 200	193 600
Von Mises	397 200	211 800	195 700

3.4.4 Murtumismekaniikka

Frank2d sovelluksen elementtimalleissa käytettyjen lineaaristen jännitysvaihtelujakaumien mini- ja maksimiarvojen määrittäminen on esitetty kokonaisuudessaan liitteessä 16. Kuvassa 42 on esitetty määritetyn jännitysvaihtelujakauman avulla simuloitu kriittinen särökoko 8mm keskeltä sijaitsevassa tarkastelupisteessä. Särön kasvun simuloinnilla saatu särön koko syklimäärän suhteen tarkastelupisteissä on esitetty kuvassa 43. Rakenteen lopullisen murtumisen vaatima syklimäärä eri tarkastelutasoissa on esitetty taulukossa 10.



Kuva 42. Frank2d sovelluksella simuloitu kriittinen särökoko 8mm keskeltä sijaitsevassa tarkastelupisteessä.



Kuva 43. Frank2d sovelluksella simuloitu särön koko syklimäärän suhteen tarkastelupisteissä.

Taulukko 10. Frank2d sovelluksella määritetty murtumismekaniikan mukainen poikittaisrivan väsymiskestävyys sykleissä.

Reunassa	8 mm keskeltä	Keskellä
118 000	108 000	110 000

4 TULOSTEN TARKASTELU JA JOHTOPÄÄTÖKSET

4.1 Poikkileikkauksen optimointi

Alkuperäisellä mitoituskuormituksella optimoidun sekä saatavilla olevien materiaali-paksuuksien perusteella uudelleen optimoidun lopullisen poikkileikkauksen poikkileikkauksominaisuudet on vertailtu taulukossa 11. Taulukossa on esitetty poikkileikkauksien päämitat, levynpaksuudet, taivutusvastukset, poikkileikkauksen pinta-alat, pituuspainot, myötörajatilan mukaiset maksimikuormitukset, kuormitus/pituuspaino -suhde sekä arvojen suhteellinen ero prosenteissa.

Taulukko 11. Mitoituskuormituksella mitoitettun profiilin ja lopullisen optimoidun profiilin poikkipintaominaisuuksien vertailu.

	Yksikkö	Alkuperäinen	Lopullinen	$\frac{\text{Lopul.} - \text{Alkup.}}{\text{Alkup.}}$
Laipan paksuus	mm	5	6	+20 %
Profiilin leveys	mm	74	93	+26 %
Uuman paksuus	mm	4	4	0 %
Profiilin korkeus	mm	258	263	+2 %
Neliömomentti	mm ⁴	16,9·10 ⁶	23,7·10 ⁶	+40 %
Pinta-ala	mm ²	1732	2120	+22 %
Pituuspaino	kg/m	13,51	16,54	+22 %
Myötörajatilan mukainen maksimikuormitus	kN	400	577	+44 %
Kuormitus/Pituuspaino	kN/kg/m	29,6	34,9	+18 %

Valitsemalla 1 mm paksumpi laippa sekä kasvattamalla laipan leveys PL3 mukaiseen raja-arvoon kasvaa palkin kestävä maksimikuormitus 44 % profiilin muiden mittojen muuttuessa hyvin vähän. Lopullisella profiililla on myös 18 % parempi kuormitus/pituuspaino -suhde kuin alkuperäisellä profiililla. Tämän perusteella voidaan todeta, että profiilin kuormankantokyvyssä saavutettava hyöty on pituuspainon kasvua suurempi, joten uudelleen mitoitettun profiilin käyttöä voidaan suositella.

4.2 Lommahduskestävyys

Analyttisillä laskentakaavoilla ja FE-analyysillä määritetyt lommahduskestävyydet ja lommahduskuormien aiheuttamat siirtymät on vertailtu taulukossa 12.

Taulukko 12. Eri menetelmillä lasketun lommahduskestävyyden vertailu.

		Yksikkö	Analyttinen	FEA		
				8x8mm kuori	4x4mm kuori	4x4x4mm solidi
Lineaarinen alue	Voima	kN	-	600	600	580
	Siirtymä	mm	-	11,5	11,5	11
Lommahdus	Voima	kN	577	630	630	610
	Siirtymä	mm	16,7	14,5	14	13,5

FE-analyseillä ratkaistut lommahduskestävyydet vastaavat hyvin toisiaan. Elementtityypillä tai elementin koolla ei ole huomattavaa vaikutusta lommahdusanalyysin tuloksiin. Ero FE-analyysillä ratkaistujen lommahduskestävyyksien kesken on alle 20 kN (3 %) ja siirtymien kesken alle 0,5 mm:ä (4 %). Analyttisesti ratkaistu lommahduskuorma on myös hyvin lähellä FE-analyysillä ratkaistua lommahduskestävyyttä. Analyttinen lommahduskestävyys on 33–53 kN (5–8 %) FE-analyysillä ratkaistuja kestävyksiä pienempi. Siirtymä on kuitenkin 2,2–3,2 mm (15–24 %) suurempi kuin FE-analyysillä ratkaistut siirtymät. Analyttinen laskenta olettaa siis palkin käyttäytyvän joustavammin kuin FE-analyysissä.

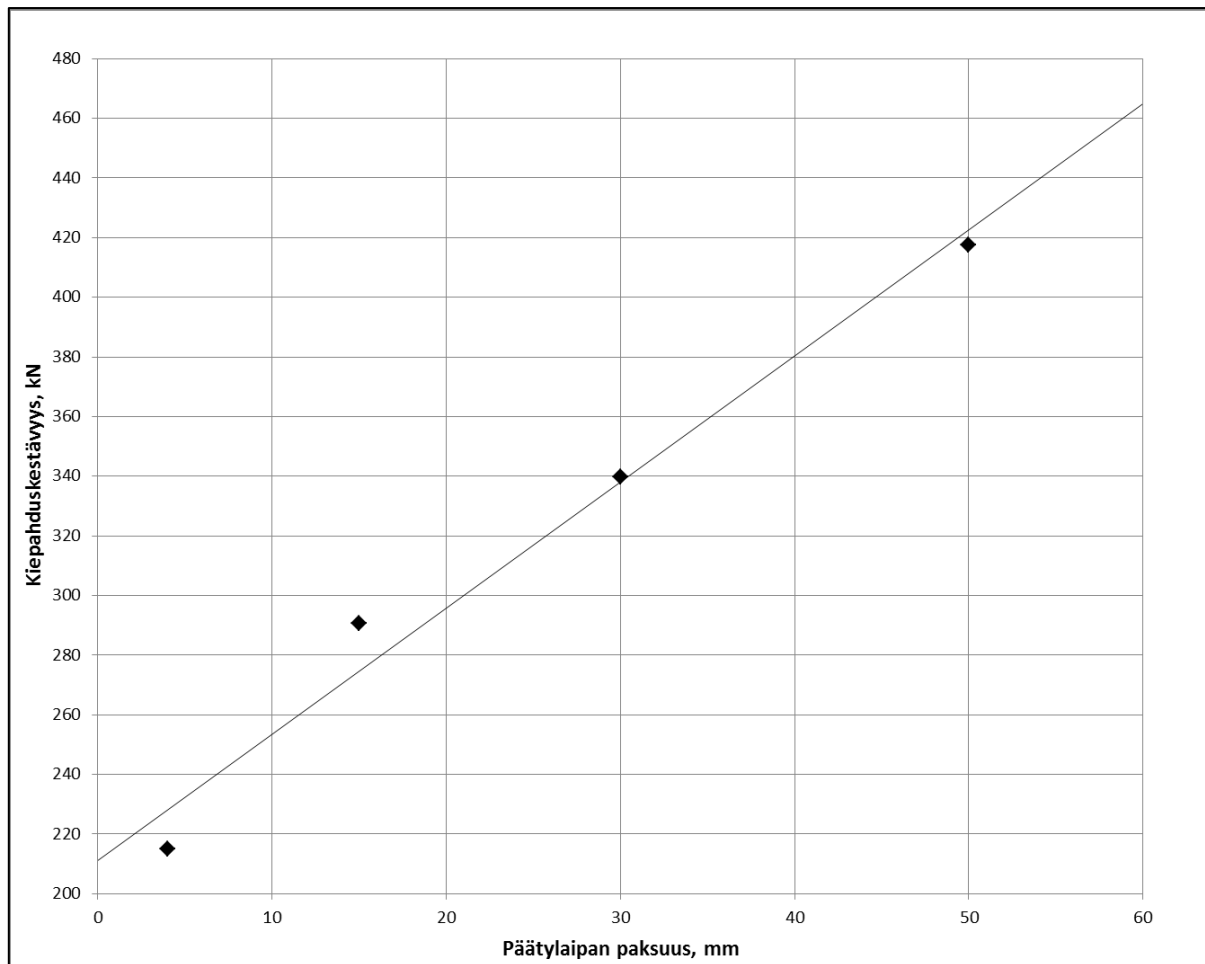
Tulosten tulkinnassa on otettava huomioon se, että eri menetelmät antavat keskenään hyvin samansuuruisia tuloksia. Analyttinen laskentakaava antaa FE-analyysiin verrattuna varmemmalla puolella olevan tuloksen. Todellisen lommahduskestävyyden voidaan arvioida olevan lähellä eri menetelmillä saatujen kestävyksien keskiarvoa (612 kN), mutta kokeellisten vertailutulosten puuttuessa tämän oikeellisuutta on kuitenkin mahdotonta arvioida. Vaikka analyttisten laskentamenetelmien voidaan olettaa antavan varmallalla puolella olevia tuloksia, on muiden menetelmien käyttäminen analyttisen laskennan tukena suositeltavaa.

4.3 Kiepahduskestävyys

Analyttisillä laskentakaavoilla ja FE-analyysillä määritetyt kiepahduskestävyydet sekä kiepahduskuormien aiheuttamat siirtymät on vertailtu taulukossa 13. Kuvan 33 tulosten perusteella arvioitu lineaarinen riippuvuus kiepahduskestävyyden ja päätylaipan paksuuden välillä on esitetty kuvassa 44.

Taulukko 13. Eri menetelmillä lasketun kiepahduskestävyyden vertailu.

	Yksikkö	Analyttinen	FEA		
			8x8mm kuori	4x4mm kuori	4x4x4mm solidi
Voima	kN	275	290	230	270
Siirtymä	mm	7,9	5,5	4,5	5,5



Kuva 44. Palkin kiepahduskestävyys päätylevyn paksuuden funktiona ja tulosten perusteella muodostettu lineaarinen riippuvuus.

FE-analyyseissä käytettävällä elementtityypillä ja elementin koolla on huomattava vaikutus kiepahdusanalyysin tuloksiin. Kuorielementtimallilla saatujen tulosten perusteella voidaan todeta, että elementin sivun pituuden puolittaminen pienentää kiepahduskestävyyttä 60 kN (21 %) ja siirtymää 1 mm (18 %). Pienillä kuorielementeillä mallinnettu palkki on siis herkin kiepahdukselle. Tämä johtuu todennäköisesti siitä, että suurempi elementtimäärä mallintaa tarkemmin kiepahdukseen johtavia taso-osien lommahdusmuotoja. Kuorielementtimallilla saadut tulokset ovat suoraan verrannollisia keskenään, sillä tuennat ja kuormitukset on molemmissa malleissa määritetty täsmälleen samalla tavalla.

Solidielementtimallilla saatu tulos sijoittuu kuorielementtimalleilla saatujen tulosten väliin ja kiepahduskestävyys eroaa 4x4mm kuorielementtimallilla saadusta kestävydestä 40 kN (15 %) ja siirtymä 1 mm (18 %). Ero solidi- ja kuorielementtimalleilla saatujen tulosten välillä johtuu osittain siitä, että kuorielementtimallissa rakenteen levyosien liitoskohdat sijaitsevat levyjen keskitasoissa ja reunoissa, kun taas solidielementtimallissa vastaavat liitoskohdat sijaitsevat levyosien todellisissa pinnoissa ja reunoissa. Tämän ansiosta kiepahtamisen aiheuttavan lommahtavan taso-osan leveys on kuorielementtimallissa suurempi kuin solidielementtimallissa.

Analyttisesti ratkaistu kiepahduskestävyys eroaa FE-analyysiin verrattuna enimmillään 45 kN (20 %). Siirtymissä ero tulosten välillä on enimmillään 3,4 mm (76 %). Solidielementtimallilla saatu kiepahduskestävyys on hyvin lähellä analyttisesti ratkaistua kestävyyttä, mutta siirtymissä on lommahdusanalyysin tavoin huomattavasti suurempi ero. Suurin ero analyttisesti ratkaistuun kiepahduskestävyyteen saadaan 4x4mm kuorielementtimallilla.

Tulosten tulkinnessa on otettava huomioon se, että eri menetelmillä ratkaistuissa kiepahduskestävyyksissä voidaan olettaa olevan monesta tekijästä riippuvaa epätarkkuutta. Analyttisessä tarkastelussa epätarkkuutta aiheuttaa varmalla puolella oleva laskentamenetelmä. Epätarkkuutta seuraa myös siitä, että tarkasteltavalle kuormitustyyppille ei ole olemassa täsmälleen tätä vastaavaa laskentakaavaa ja kiepahdusvoima interpoloitiin kahdella eri kuormitustyyppillä saatujen tulosten perusteella.

FE-analyyseissä epätarkkuutta puolestaan aiheuttaa elementtimalleissa käytettävän päätylaipan paksuus. Kuten kuvasta 44 voidaan todeta, on päätylaipan paksuudella huomattava vaikutus palkin kiepahduskestävyyteen. Analyyseissä käytetty 15 mm paksu päätylaippa ei täysin vastaa analyttisten laskentakaavojen olettamaa täysin jäykkää tuentaa. Tätä oli kuitenkin käytettävä, jotta analyysi ja tulevaisuudessa tehtävä todellinen testi vastaisivat mahdollisimman tarkasti toisiaan. Epätarkkuutta seuraa myös siitä, että solidielementtimallissa palkin kuormitusten ja tuentojen määrittäminen täsmälleen samalla tavalla kuin kuorielementtimallissa on mahdotonta. Kuorielementtimallissa kuormitus voitiin määrittää pistemäisesti laipan ja uuman liitoskohdan solmuihin, kun taas solidielementtimallissa kuormitus oli jaettava laajemmalle alueelle, jotta välttyttiin analyysin keskeyttävien singulariteettien muodostumiselta.

Todellisen kiepahduskestävyyden voidaan arvioida olevan lähellä eri menetelmillä saatujen kestävyksien keskiarvoa (266 kN), mutta kokeellisten vertailutulosten puuttuessa tämän oikeellisuutta on kuitenkin mahdotonta arvioida.

4.4 Väsymiskestävyys

Analyttisillä laskentakaavoilla, FE-analyysillä ja Frank2d sovelluksella määritetyt väsymiskestävyydet on vertailtu taulukossa 14. Taulukossa on esitetty eri menetelmillä määritetty väsymiskestävyys sykleissä kolmessa eri tarkastelupisteessä. Taulukkoon on tummennettu menetelmäkohtainen lyhin kestoikä. Nimellisen jännityksen menetelmässä kestoikä on sama koko rivan leveydellä. Nimellisen jännityksen menetelmästä eteenpäin väsymiskestävyyttä tarkastellaan kolmessa eri pisteessä: laipan reunassa, 8mm laipan keskeltä reunaa kohti sekä laipan keskipisteessä. Kestoikien ero sykleissä (kaava 44) ja prosenteissa (kaava 45) nimellisen jännityksen menetelmään verrattuna on esitetty taulukossa 15.

$$\Delta N = \text{kestoikä} - \text{nimel. kestoikä} \quad (44)$$

$$\Delta N\% = \frac{\text{kestoikä} - \text{nimel. kestoikä}}{\text{nimel. kestoikä}} \quad (45)$$

Taulukko 14. Eri menetelmillä määritetyt rakenteen kestoajat.

		Reunassa	8 mm keskeltä	Keskellä
Nimell. jännityksen menetelmä	Jännitykset määritetty analyttisesti	79 430		
	Jännitykset määritetty FE-analyysillä	75 130		
Rakent. jännityksen menetelmä	Pintaa pitkin ekstrapolointi, lin.	167 800	111 400	113 800
	Pintaa pitkin ekstrapolointi, parab.	167 900	106 300	104 900
	Paksuuden yli linearisointi	215 000	123 300	121 600
	Dong:in menetelmä	327 100	201 900	230 300
Tehollisen lovi-jännityksen menetelmä	Maksimipääjännitys	533 600	213 200	193 600
	Von Mises	397 200	211 800	195 700
Murtumismekaniikka	-	118 000	108 000	110 000

Taulukko 15. Eri menetelmillä määritettyjen kestoikien ero.

		Reunassa	8 mm keskeltä	Keskellä
Nimell. jännityksen menetelmä	Jännitykset määritetty analyttisesti	$\Delta N = 0$ $\Delta N\% = 0$		
	Jännitykset määritetty FE-analyysillä	-4 300 (-5 %)		
Rakent. jännityksen menetelmä	Pintaa pitkin ekstrapolointi, lin.	+88 370 (+111 %)	+31 970 (+40 %)	+34 370 (+43 %)
	Pintaa pitkin ekstrapolointi, parab.	+88 470 (+111 %)	+26 870 (+34 %)	+25 470 (+32 %)
	Paksuuden yli linearisointi	+135 570 (+171 %)	+43 870 (+55 %)	+42 170 (+53 %)
	Dong:in menetelmä	+247 670 (+312 %)	+122 470 (+154 %)	+150 870 (+190 %)
Tehollisen lovi-jännityksen menetelmä	Maksimipääjännitys	+454 170 (+572 %)	+133 770 (+168 %)	+114 170 (+144 %)
	Von Mises	+317 770 (+400 %)	+132 370 (+167 %)	+116 270 (+146 %)
Murtumismekaniikka	-	+38 570 (+49 %)	+28 570 (+36 %)	+30 570 (+38 %)

Nimellisen jännityksen menetelmässä molemmilla lähestymistavoilla saadaan lähes yhtä suuri kestoikä. Tämä johtuu siitä, että alalaidassa vaikuttava nimellinen jännitys on lähes yhtä suuri analyttisillä kaavoilla ja FE-analyysillä määritettynä. FE-analyysillä määritetyillä jännityksillä ratkaistu kestoikä on 4300 sykliä (5 %) lyhyempi kuin analyttisesti määritetyillä jännityksillä ratkaistu kestoikä. Nimellisen jännityksen menetelmällä saaduista väsymiskestävyyksistä on otettava huomioon se, että tulos on sama koko poikittaisrivän alueella koska nimellinen jännitysvaihtelu määritetään kaukaa hitsin rajaviivasta sijaitsevalta alueelta, jossa jännitys on lähes vakio koko laipan leveydeltä.

Rakenteellisen jännityksen menetelmässä pintaa pitkin ekstrapoloinnilla saadaan nimellisen jännityksen menetelmään verrattuna 25 000-88 000 sykliä pidempiä kestoikiä. Linearisella ja parabolisella ekstrapoloinnilla saadaan laipan reunalle lähes yhtä suuret kestoikat. Parabolisella ekstrapoloinnilla saadaan kuitenkin laipan välipisteelle 5 100 sykliä (5 %) ja laipan keskipisteelle 8 900 sykliä (8 %) lyhyempi kestoikä lineaariseen ekstrapolointiin verrattuna. Linearisessa ekstrapoloinnissa laipan välipiste on väsymisen suhteen kriittisin ja parabolisessa ekstrapoloinnissa laipan keskipiste on kriittisin. Erot väli- ja keskipisteen väsymiskestoissa eivät kuitenkaan ole suuret. Kun verrataan lineaarista ja parabolista ekstrapolointia keskenään voidaan todeta, että laipan reunassa jännityksen kasvu laipan pintaa pitkin on lähes lineaarista, kun taas lähestyttäessä laipan keskipistettä kasvu on vahvasti parabolista. Parabolinen ekstrapolointi antaa lineaarisella alueella lähes saman tuloksen kuin lineaarinen ekstrapolointi, joten parabolista ekstrapolointia voidaan suositella käytettävän yksinkertaisiinkin tarkasteluihin.

Rakenteellisen jännityksen menetelmässä paksuuden yli linearisoinnilla saadaan nimellisen jännityksen menetelmään verrattuna 42 000-135 000 sykliä pidempiä kestoikiä. Paksuuden yli linearisoinnilla saadaan laipan reunalle 47 200 sykliä (28 %), laipan välipisteelle 11 900 sykliä (11 %) ja laipan keskipisteelle 7 800 sykliä (7 %) pidempi kestoikä lineaariseen pintaa pitkin ekstrapolointiin verrattuna. Paksuuden yli linearisoinnissa laipan keskipiste on väsymisen suhteen kriittisin, mutta ero laipan välipisteen kestoikään ei ole huomattava. Paksuuden yli linearisointi ottaa pintaa pitkin ekstrapolointia paremmin huomioon laipan paksuuden yli vaikuttavan jännitysjakauman vaikutuksen, mikä näkyy kaikissa tarkastelupisteissä hieman pidempinä kestoikinä.

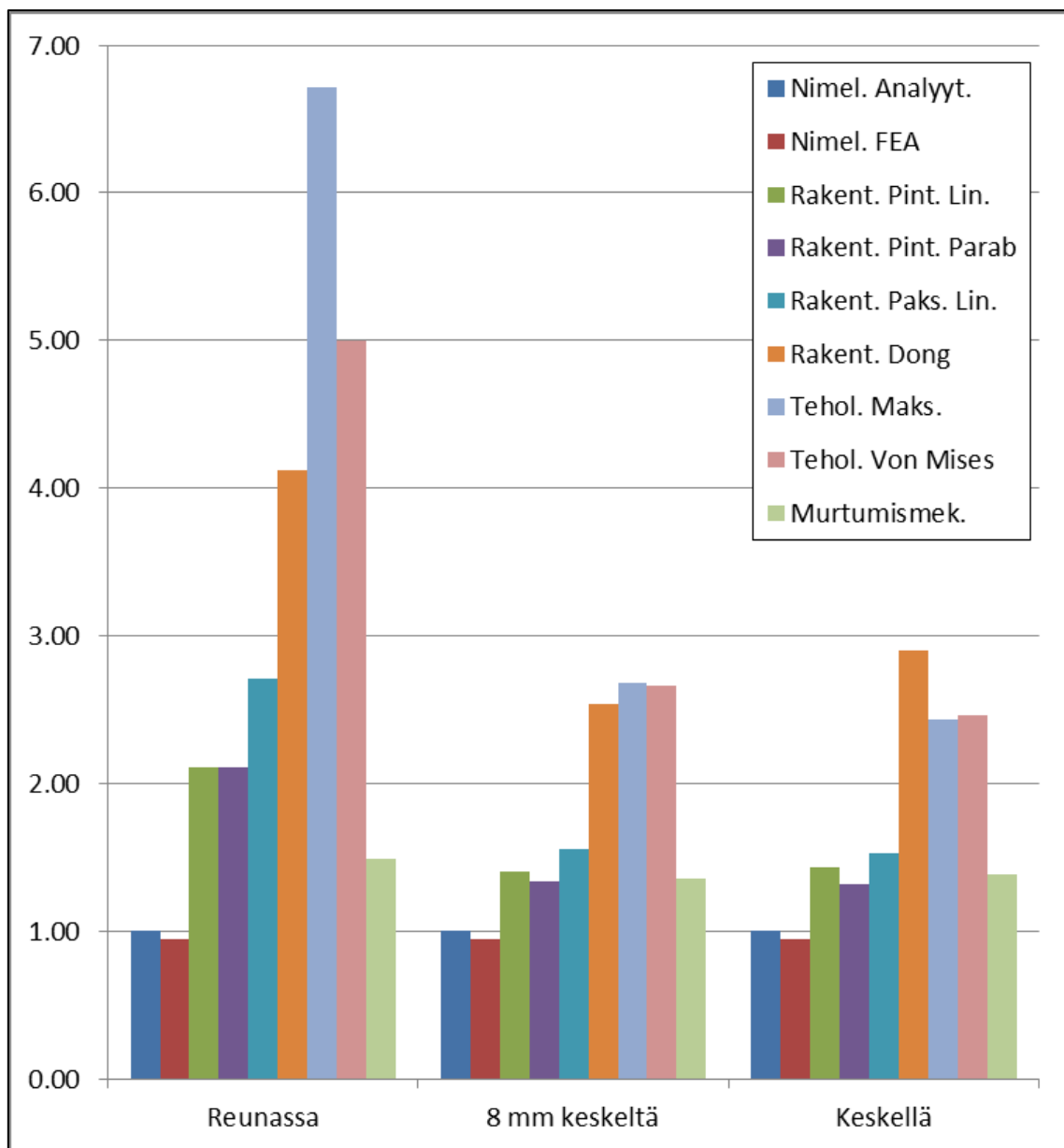
Rakenteellisen jännityksen menetelmässä Dong:in menetelmällä saadaan nimellisen jännityksen menetelmään verrattuna 122 000-247 000 sykliä pidempiä kestoikiä. Dong:in menetelmällä saadaan laipan reunalle 112 100 sykliä (52 %), laipan välipisteelle 78 600 sykliä (64 %) ja laipan keskipisteelle 108 700 sykliä (89 %) suurempi kestoikä paksuuden yli linearisointiin verrattuna. Dong:in menetelmässä laipan välipiste on väsymisen suhteen kriittisin ja ero laipan keskipisteen väsymiskeston on huomattava. Vertaamalla Dong:in menetelmää pintaa pitkin ekstrapolointiin ja paksuuden yli linearisointiin voidaan todeta, että Dong:in menetelmä ottaa hyvin tarkasti huomioon levyn pintaa pitkin sekä paksuuden yli muuttuvien jännitysten vaikutuksen, mikä näkyy huomattavasti aiempia menetelmiä pidempinä kestoikoina. Tämä tukee Dong:in menetelmän väitettä poistaa verkotuksen koon vaikutus rakenteellisesta jännityksestä.

Tehollisen lovijännityksen menetelmällä saadaan nimellisen jännityksen menetelmään verrattuna 114 000-454 000 sykliä pidempiä kestoikiä. Maksimipääjännityksen mukaisella tarkastelulla saadaan laipan reunalle 206 500 sykliä (63 %) ja laipan välipisteelle 11 300 sykliä (6 %) suurempi kestoikä ja laipan keskipisteelle 36 700 sykliä (16 %) lyhyempi kestoikä Dong:in menetelmään verrattuna. Maksimipääjännityksen ja Von Mises jännityksen mukaisella tarkastelulla laipan väli- ja keskipisteelle saadaan lähes yhtä suuret kestoikat. Von Mises jännityksen mukaisella tarkastelulla saadaan kuitenkin laipan reunalle 136 400 sykliä (26 %) lyhyempi kestoikä maksimipääjännityksen mukaiseen tarkasteluun verrattuna. Molempien jännitysten mukaisissa tarkasteluissa laipan keskipiste on väsymisen suhteen kriittisin ja ero laipan välipisteen väsymiskeston on huomattava. Vertaamalla tehollisen lovijännityksen menetelmää Dong:in menetelmään voidaan todeta, että huomattavasti yksinkertaisemmalla Dong:in menetelmällä päästään hyvinkin lähelle tehollisen lovijännityksen menetelmän tuloksia.

Murtumismekaniikalla saadaan nimellisen jännityksen menetelmään verrattuna 28 000-38 000 sykliä pidempiä kestoikiä. Kestoikä sijoittuu nimellisen jännityksen menetelmällä ja rakenteellisen jännityksen menetelmällä saatujen kestoikien väliin ja on huomattavasti tehollisen lovijännityksen menetelmällä saatua kestoikää lyhyempi. Murtumismekaniikan mukaisessa tarkastelussa laipan välipiste on väsymisen suhteen kriittisin, mutta ero laipan keskipisteen kestoikään ei ole huomattava. Laipan reunan kestoikä on hieman suurempi. Murtumismekaniikka olettaa raken-

teessa olevan alkusäröjä, joten kestoiässä ei ole otettu huomioon särön ydintymiseen kuluva aikaa.

Kuvassa 45 eri menetelmillä saadut poikittaisrivan väsymiskestävyydet on esitetty palkkidiagrammina, jossa kaikki kestoiät on jaettu nimellisen jännityksen menetelmällä analyytisesti ratkaistulla kestoiällä. Nimellisen jännityksen menetelmän analyytinen ratkaisu saa siis arvon 1.



Kuva 45. Eri tarkastelumenetelmillä määritetyt väsymiskestoiät jaettuna nimellisen jännityksen menetelmällä analyytisesti ratkaistulla kestoiällä.

Kuvan 45 palkkidiagrammista voidaan todeta, että poikittaisrivan kestoikä muuttuu huomattavasti rivan leveyssuunnassa. Laipan reunassa suurin ero kestoikien välillä on noin 6,7-kertainen kun taas laipan väli- ja keskipisteessä ero kestoikien välillä on 2,7–2,9-kertainen nimellisen jännityksen menetelmällä saatuun kestoikään verrattuna. Laipan reunassa sekä välipisteessä maksimipääjännityksen mukainen tehollisen lovijännityksen menetelmä antaa pisimmän kestoiän kun taas laipan keskipisteessä rakenteellisen jännityksen menetelmän Dong:in menetelmä antaa pisimmän kestoiän. Kuvaajasta 45 ja taulukoista 14 ja 15 voidaan todeta laipan reunan kestoiän olevan kaikilla menetelmillä pisin kun taas se, että onko laipan väli- vai keskipisteen kestoikä lyhyempi riippuu käytettävästä menetelmästä.

Nimellisen jännityksen menetelmällä saatu kestoikä on kaikkein konservatiivisin ja selvästi lyhyempi muilla menetelmillä saatuihin kestoikiin verrattuna. Rakenteellisen jännityksen menetelmällä saadaan pidempiä kestoikiä, joista paksuuden yli linearisoinnilla ei näyttäisi olevan suurta vaikutusta pintaa pitkin ekstrapolointiin verrattuna, mutta Dong:in menetelmällä saadaan erittäin hyvin tehollisen lovijännityksen menetelmän kanssa vastaavia tuloksia laipan väli- ja keskipisteissä. Tehollisen lovijännityksen menetelmällä maksimipääjännityksen ja Von Mises jännityksen mukaisilla tarkasteluilla saadaan kuitenkin Dong:in menetelmää huomattavasti suurempi kestoikä laipan reunassa. Murtumismekaniikalla saatu kestoikä on noin 1,4-kertainen nimellisen jännityksen menetelmään verrattuna koko rivan leveydellä.

Tulosten tarkastelussa on otettava huomioon se, että nimellisen jännityksen ja murtumismekaniikan mukaisissa tarkasteluissa keskitytään vain poikittaisrivan, alalaipan ja hitsin rajaviivan väsymiskestävyuden tarkastelemiseen. Tämä johtuu siitä, että I-profiilin uuman alapuolinen tarkastelupiste ei täysin vastaa nimellisen jännityksen menetelmän FAT-luokkaa eikä murtumismekaniikassa mallin geometriaa ja reunaehtoja ole mahdollista määrittää vastaamaan täysin todellista tapausta. Rakenteellisen jännityksen menetelmässä Dong:in menetelmään asti uumalevyn alapuolisessa tarkastelupisteessä on sama ongelma eli tarkastelupiste ei täysin vastaa taulukoitua FAT-luokkaa. Näissä menetelmissä uuman alapuolella sijaitsevan tarkastelupisteen kestoikä on hyvin todennäköisesti saatua arvoa suurempi. Rakenteellisen jännityksen menetelmän Dong:in menetelmä sekä tehollisen lovijännityksen menetelmät ottavat uumalevyn vaikutuksen oikein huomioon, sillä menetelmissä käytetään perusmateriaalin FAT-luokkaa detaljin FAT-luokan sijasta.

Rakenteellisen jännityksen menetelmän Dong:in menetelmällä sekä tehollisen lovijännityksen menetelmillä saatujen kestoikien keskiarvojen voidaan olettaa olevan hyvin lähellä rakenteen todellista kestoikää. Oletetuksi kestoiäksi saadaan siten laipan reunalle 419 000 sykliä, laipan välipisteelle 209 000 sykliä ja laipan keskipisteelle 207 000 sykliä. Tämän perusteella laipan keskikohdan väsymiskestävyys muodostuisi väsymiskestävyuden kannalta kriittisimmäksi, kun taas alussa oletettiin jonkin laipan keskikohdan vieressä sijaitsevan pisteen olevan kriittisempi. Tulosten verifiointi on kuitenkin mahdotonta ilman todellista väsytestiä, jossa puolestaan ongelmana on hitsin rajaviivan laadun vaikutus väsytestin tuloksiin. Tuloksista on huomattavissa myös se, että mitä yksinkertaisempaa ja helppokäyttöisempää menetelmää käytetään, sitä konservatiivisempia ovat tulokset verrattuna edistyneempiin ja tarkempiin menetelmiin. Tämä on positiivista etenkin suunnittelun näkökulmasta, sillä rakenteen väsyminen on mahdollista ottaa huomioon jo suunnittelun alkuvaiheissa yksinkertaisilla ja helppokäyttöisillä menetelmillä ja suunnittelun loppuvaiheessa rakenteen todellinen kestävyys voidaan varmistaa tarkemmilla menetelmillä.

5 YHTEENVETO

Työssä tutkittiin FE-analyysin soveltamista S960 QC teräksestä valmistetun I-profiilin äärikestävyyden määrittämisessä. Standardien mukaan mitoitettulle I-profiilille suoritettiin lommahdus-, kiepahdus-, ja väsymistarkastelut, joissa sovellettiin analyyttistä laskentaa, FE-analyysiä ja murtumismekaniikan mukaista tarkastelua Frank2d sovelluksella. Eri menetelmillä saatuja tuloksia verrattiin keskenään.

Analyyttinen lommahdustarkastelu on dokumentoitu hyvin yksityiskohtaisesti Eurokoodissa ja tarkastelussa keskitytään poikkileikkauksesta helposti määritettävissä olevien leveyspaksuussuhteiden tarkastelemiseen. Menetelmä on selkeä ja helposti sovellettavissa. Analyyttinen lommahdustarkastelu antaa FE-analyysiä pienemmän lommahduskestävyyden ja suhteellinen ero lommahduskuormien välillä on 5-8 %, joten lommahdusanalyysillä ei näin yksinkertaisessa tapauksessa saada suurta lisäarvoa. Analyyttistä lommahdustarkastelua voidaan suositella käytettävän selkeisiin ja yksinkertaisiin tapauksiin. Tarkasteltaessa geometrisesti monimutkaista rakennetta, jonka kuormitukset ja reunaehdot eivät ole yksiselitteisiä on FE-analyysi lähes pakollinen ja säästää huomattavasti aikaa ja resursseja.

Analyyttinen kiepahdustarkastelu on myös dokumentoitu hyvin Eurokoodissa, mutta tarkastelussa tarvittavan kimmoteorian mukaisen kriittisen momentin määrittäminen ei ole aivan yksiselitteistä. Koska menetelmä perustuu kuormituksen ja tuennan perusteella määritettyjen kerrointen avulla korjattuihin kaavoihin, määräytyy tulosten tarkkuus sen perusteella kuinka hyvin taulukoidut tapaukset vastaavat tarkasteltavaa tapausta. Menetelmä on näin ollen monimutkainen ja vaatii asiaan perehtymistä. Analyyttinen kiepahdustarkastelu antaa FE-analyysiä pienemmän kiepahduskestävyyden ja suhteellinen ero kiepahduskuormien välillä on suurimmillaan 20 %. FE-analyysillä suoritettulla kiepahdusanalyysillä saadut tulokset eroavat siis huomattavasti analyytisesti saaduista tuloksista. Koska palkin kiepahtaminen on seurausta stabiliteetin menettämisestä, vaikuttavat pienetkin erot elementtimallin, kuormitusten tai reunaehtojen määrittämisessä lommahdusvoimiin ja siirtymiin. Jos FE-malli on mahdollista muodostaa materiaalmallin, kuormitusten ja reunaehtojen osalta vastaamaan todellista rakennetta saadaan FE-analyysillä lähellä to-

dellista vastaavia tuloksia. Analyyttistä tarkastelua voidaan suositella sovellettavan vain äärimmäisen yksinkertaisiin tapauksiin, joille on olemassa täysin vastaavat taulukoidut tapaukset. Useimmiten yksinkertaistenkin tapausten kiepahdustarkastelu voi olla tehokkaampaa suorittaa FE-analyysillä analyttisten menetelmien monimutkaisuuden ja virhemahdollisuuksien takia.

Väsymistarkastelumenetelmät voidaan jakaa saatujen kestoikien perusteella kahteen eri ryhmään. Ensimmäiseen ryhmään kuuluvat nimellisen jännityksen menetelmä, rakenteellisen jännityksen menetelmän pintaa pitkin ekstrapolointi, rakenteellisen jännityksen menetelmän paksuuden yli linearisointi sekä murtumismekaniikka. Näillä menetelmillä saadaan laipan reunan kestoiksi alle 215 000 sykliä ja laipan väli- ja keskipisteiden kestoiksi alle 125 000 sykliä. Ryhmään kuuluvat menetelmät lukuun ottamatta murtumismekaniikka ovat helposti sovellettavia ja yksinkertaisia menetelmiä kestoian määrittämiseksi. Saadut kestoiat ovat kuitenkin hyvin konservatiivisia verrattuna muihin menetelmiin ja vahva riippuvuus testien perusteella määritettyihin FAT-luokkiin rajoittaa näiden soveltamista etenkin monimutkaisempien yksityiskohtien väsymistarkasteluissa. Murtumismekaniikan mukainen tarkastelu on puolestaan todennäköisesti turhan hienostunut menetelmä tällaiseen perustapaukseen, eikä saatu kestoikä eroa huomattavasti rakenteellisen jännityksen menetelmällä saadusta kestoikästä.

Toiseen ryhmään kuuluvat rakenteellisen jännityksen menetelmän Dong:in menetelmä sekä tehollisen lovijännityksen menetelmä. Näillä menetelmillä saadaan laipan reunan kestoiksi yli 327 000 sykliä ja laipan väli- ja keskipisteiden kestoiksi yli 193 000 sykliä. Ryhmään kuuluvat menetelmät ovat huomattavasti yksityiskohtaisempia ja näiden tarkkuus ei ole riippuvainen tarkasteltavan rakenteen geometriasta, kuormituksista tai reunaehdoista. Dong:in menetelmä on sovellettavuudeltaan tehollisen lovijännityksen menetelmää hieman yksinkertaisempi sillä tämä ei vaadi tehollisen lovijännityksen menetelmän tavoin elementtimallin hitsin rajaviivan muokkausta ja jännitysten määrittämiseksi voidaan hyödyntää hyvinkin karkeaa elementtiverkkoa. Dong:in menetelmällä saatu kestoikä on lisäksi hyvin lähellä tehollisen lovijännityksen menetelmällä saatua kestoikää. Tehollisen lovijännityksen menetelmän voidaan kuitenkin edelleen olettaa olevan käytetyistä menetelmistä tarkin vaikka tämän soveltaminen onkin työläistä.

Käytännössä menetelmien soveltamisessa voidaan suositella sitä, että tarkastelu aloitetaan yksinkertaisimmalla menetelmällä, jolla saatavan kestoian oletetaan olevan riittävä. Jos näin saatu kestoikä ei täytä vaatimuksia, siirrytään tarkastelemaan rakennetta seuraavalla tarkemmalla menetelmällä. Usein nimellisen jännityksen tai rakenteellisen jännityksen menetelmä on riittävä osoittamaan rakenteen kestävyuden mutta etenkin monimutkaisia tai äärimmilleen optimoituja rakenteita tarkasteltaessa voi tehollisen lovijännityksen menetelmän käyttö olla jopa välttämätöntä.

Nykyiset suunnittelu- ja mitoitusohjeet vaikuttavat soveltuvan käytettäväksi ultralujille teräksille. Analyttiset laskentamenetelmät antavat hyvän konservatiivisen lähtökohdan rakenteen suunnittelulle ja mitoitukselle, mutta jo hyvinkin yksinkertaiset FE-analyysit antavat paljon lisätietoa rakenteen todellisesta käyttäytymisestä. Analyttisillä menetelmillä suunniteltu ja mitoitettu rakenne kestää siltä vaadittavan kuormituksen, mutta rakenteen tarkempi optimointi on vaikeaa. Käyttämällä hyväksi FE-analyysiä tai muita tietokoneavusteisia laskentamenetelmiä rakenteen tarkempi optimointi on helpompaa. Tällä on vaikutusta etenkin suurissa tuotantoerissä saavutettavaan materiaali- ja rahtikustannussäästöihin tai keveämmän rakenteen tuomiin muihin etuihin kuten työkoneissa pienempään polttoaineen kulutukseen tai kevyemmän rakenteen yleiseen parempaan käytettävyyteen. FE-analyysin tärkeimmät edut tulevat esiin vasta monimutkaisten rakenteiden tarkastelussa, jolloin elementtimalli voidaan muodostaa yksityiskohtaiseksi vastaamaan todellista tarkasteltavaa rakennetta, eikä oletuksia reunaehdoista, kuormituksista tai muista tuloksiin vaikuttavista tekijöistä tarvitse tehdä.

Työssä saadut tulokset perustuvat täysin siihen oletukseen, että kiepahdus- ja lommahdustarkastelussa kaikkien tulosten keskiarvo ja väsymistarkastelussa rakenteellisen jännityksen menetelmän Dong:in menetelmän ja tehollisen lovijännityksen menetelmän tulosten keskiarvo on hyvin lähellä rakenteen todellista kestävyyttä. Tulosten lopulliseksi verifioimiseksi työssä tarkasteltu I-palkki on valmistettava ja palkille on suoritettava työssä esitetyt lommahdus-, kiepahdus- ja väsymystestit.

LÄHDELUETTELO

Boardman B., *Fatigue Resistance of Steels. ASM Handbook, Volume 1: Properties and Selection: Irons, Steels and High-Performance Alloys*, ASM Handbook Committee p. 673-688, [verkkodokumentti, viitattu 28.6.2013],

http://www.asminternational.org/content/ASM/StoreFiles/06181G_Sample.pdf, 1990

Dong P., *A structural stress definition and numerical implementation for fatigue analysis of welded joints*, International Journal of Fatigue vol. 23 p. 865-876, 2001

Fricke W., *Guideline for the Fatigue Assessment by Notch Stress Analysis for Welded Structures*, International Institute of Welding (IIW), July 2010

Hobbacher A., *Recommendations for fatigue design of welded joints and components*, International Institute of Welding (IIW), Sep. 2013

Niemi E., *Levyrakenteiden suunnittelu*, Tekninen tiedote 2/2003, Teknologiateollisuus ry, 2003

Ongelin P., Valkonen I., *Hitsatut profiilit, EN 1993-käsikirja*, Rautaruukki Oyj, 2010

Radaj D., Sonsino C. M., Fricke W., *Fatigue assessment of welded joints by local approaches*, 2. painos, The Institute of Materials, Minerals & Mining, 2006

Rautaruukki Oyj, *Optim QC rakenneteräkset*, [verkkodokumentti, viitattu 16.1.2013], <http://www.ruukki.fi/Tuotteet-ja-ratkaisut/Terastuotteet/Kuumavalssatut-terakset/Rakenneterakset/Optim-QC/>, 2013

SFS-EN 1993-1-1, Eurokoodi 3: *Teräsrakenteiden suunnittelu, Osa 1-1: Yleiset säännöt ja rakennuksia koskevat säännöt*, Suomen Standardisoimisliitto SFS, 1993

SFS-EN 1993-1-1, Eurokoodi 3: *Teräsrakenteiden suunnittelu, Osa 1-1: Yleiset säännöt ja rakennuksia koskevat säännöt*, Suomen Standardisoimisliitto SFS, 2005

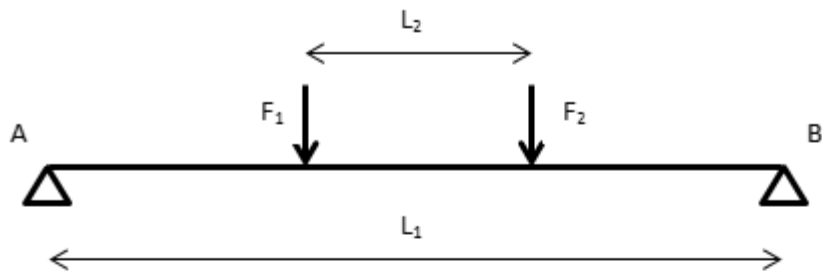
SFS-EN 1993-1-3 + AC, Eurokoodi 3: *Teräsrakenteiden suunnittelu, Osa 1-3: Yleiset säännöt. Lisäsäännöt kylmämuovatuille sauvoille ja levyille*, Suomen Standardisoimisliitto SFS, 2006

SFS-EN 1993-1-5, Eurokoodi 3: *Teräsrakenteiden Suunnittelu, Osa 1-5: Levyrakenteet*, Suomen Standardisoimisliitto SFS, 2006

Valtanen E., *Tekniikan taulukkokirja*, 16. painos, Genesis-Kirjat Oy, 2008

LIITELUETTELO

- LIITE 1 Poikkileikkauksen optimointi
- LIITE 2 Profiilin uudelleenmitoittaminen
- LIITE 3 Analyyttinen lommahdustarkastelu
- LIITE 4 Von Mises jännitykset palkissa kuormankantokyvyn lineaarisen alueen loppuessa
- LIITE 5 Von Mises jännitykset palkissa lommahtamisen hetkellä
- LIITE 6 Analyyttinen kiepahdustarkastelu
- LIITE 7 Von Mises jännitykset palkin ylälaipassa kiepahtamisen hetkellä
- LIITE 8 Maksimipääjännitykset palkin alalaipassa väsytytkuormalla
- LIITE 9 Väsymistarkastelu nimellisen jännityksen menetelmän mukaisesti
- LIITE 10 Väsymistarkastelu rakenteellisen jännityksen menetelmän mukaisesti, pintaa pitkin ekstrapolointi
- LIITE 11 Maksimipääjännitykset palkin alalaipassa rakenteellisen jännityksen menetelmän mukaisissa tarkastelutasoissa ja pisteissä
- LIITE 12 Väsymistarkastelu rakenteellisen jännityksen menetelmän mukaisesti, paksuuden yli linearisointi
- LIITE 13 Z-suuntaiset normaalijännitykset palkin alalaipan paksuuden yli tarkastelutasoissa
- LIITE 14 Väsymistarkastelu rakenteellisen jännityksen menetelmän mukaisesti, Dong:in menetelmä
- LIITE 15 Väsymistarkastelu tehollisen lovijännityksen menetelmän mukaisesti
- LIITE 16 Jännityskomponenttien määrittäminen Frank2d analyysiä varten

I-profiilin optimipoikkileikkauksen mitoitusTukipistevoimien määrittäminen 4-pistetäivutuksessa

palkin tuentaväli $L_1 := 1600$ mm

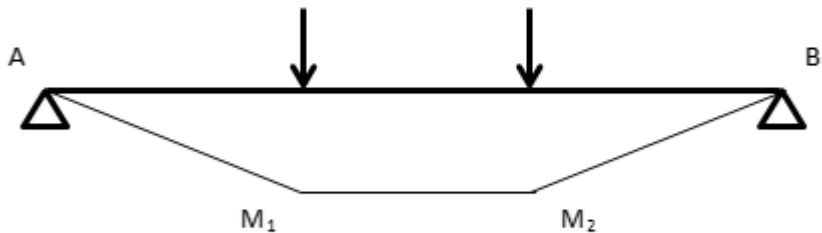
kuormituspisteiden etäisyys $L_2 := 400$ mm

alustava mitoituskuormitus $F_{\text{tot}} := 400 \cdot 10^3$ N

Symmetrinen tapaus, joten kuormitus- ja tukivoimat ovat

$$F_1 := \frac{F_{\text{tot}}}{2} = 2 \times 10^5 \quad \text{N} \quad F_A := \frac{F_{\text{tot}}}{2} = 2 \times 10^5 \quad \text{N}$$

$$F_2 := F_1 = 2 \times 10^5 \quad \text{N} \quad F_B := F_A = 2 \times 10^5 \quad \text{N}$$

Täivutusmomenttien määrittäminen 4-pistetäivutuksessa

Symmetrinen tapaus, joten täivutusmomentit ovat

$$M_1 := F_A \cdot \frac{(L_1 - L_2)}{2} = 1.2 \times 10^8 \quad \text{Nmm}$$

$$M_2 := M_1 = 1.2 \times 10^8 \quad \text{Nmm}$$

Poikkileikkaukselta vaadittava taivutusvastus

I-profilin mitoitetaan poikkileikkausluokka 3:n mukaisesti.

S960 DQ myötölujuus $\sigma_y := 960$ MPa

Profililta vaadittava taivutusvastus on

$$W_{\min} := \frac{M_1}{\sigma_y} = 1.25 \times 10^5 \quad \text{mm}^3$$

Poikkileikkaussuhteet S960 DQ teräkselle arvioidaan PL3 mukaan

σ_y :stä riippuva tekijä $\epsilon_{\text{rw}} := \sqrt{\frac{235}{\sigma_y}} = 0.495$

Puristetun laipan poikkileikkaussuhde määritetään PL3 mukaan

laipan vapaan reunan leveys/paksuus -suhde $\beta_1 := 14 \cdot \epsilon = 6.927$

(vapaa reuna laipan molemmin puolin, uuman paksuus ja hitsit => $\beta = 2\beta_1 + 1 = 14.853$)

Taivutetun uuman poikkileikkaussuhde määritetään PL3 mukaan

uuman korkeus/paksuus -suhde $\eta_1 := 124 \cdot \epsilon = 61.351$

(etäisyys laipan keskeltä keskelle ja hitsit => $\eta = \eta_1 + 2 = 63.351$)

Laipan ja uuman poikkileikkaussuhteet

laipan leveys/paksuus -suhde $\frac{b}{t_f} \leq \beta \Rightarrow t_f := \frac{b}{\beta}$

uuman korkeus/paksuus -suhde $\frac{h}{t_w} \leq \eta \Rightarrow t_w := \frac{h}{\eta}$

Poikkileikkauksen mittojen määrittäminen

oletettu hitsin a-mitta $a := 3 \text{ mm}$

oletetaan K-hitsin kylkimitan olevan sama a-mitan kanssa $l_a := a = 3 \text{ mm}$

Poikkileikkausprofiilin taivutusvastuksen likiarvo on (h_k =laippojen keskiakseleiden etäisyys)

$$W := 2 \cdot A_f \cdot \frac{h_k}{2} + \frac{t_w \cdot h_k^2}{6}$$

Tästä ratkaistaan laipan pinta-ala

$$A_f := \frac{W}{h_k} - \frac{t_w \cdot h_k}{6}$$

Poikkileikkauksen kokonaispinta-ala on siten

$$A_k := A_f + t_w \cdot h_k$$

$$A_k := 2 \left(\frac{W}{h_k} - \frac{t_w \cdot h_k}{6} \right) + t_w \cdot h_k$$

Sijoitetaan kaavaan korkeus/paksuus -suhteen avulla ratkaistu seinämäpaksuus ja derivoidaan korkeuden suhteen

$$A_k := \frac{2W}{h_k} + \frac{(2h_k)^2}{3\eta}$$

$$\frac{dA_k}{dh_k} := \frac{-2W}{h_k^2} + \frac{4h_k}{3\eta}$$

Ratkaistaan yhtälöstä optimikorkeus (laippojen keskiakselien etäisyys) kun derivaatta saa arvon 0

$$0 := \frac{-2W}{h_k^2} + \frac{4h_k}{3\eta}$$

$$h_o := \sqrt[3]{\frac{3}{2} \cdot \eta \cdot W_{\min}} = 228.166 \text{ mm}$$

Uman optimipaksuudeksi saadaan (seinämän maksimipaksuus 8 mm)

$$t_{wo} \geq \frac{h_o}{\eta} \quad t_{wo} := \frac{h_o}{\eta} = 3.602 \text{ mm}$$

$$t_w := 4 \text{ mm}$$

Uuman lopulliseksi korkeudeksi (laippojen keskiakselien etäisyydeksi) valitaan

$$h \leq t_w \cdot \eta \quad t_w \cdot \eta = 253.403 \quad \text{mm}$$

$$h_k := 253 \quad \text{mm}$$

Lasketaan laipalle jäävä pinta-ala

$$A_f := \frac{W_{\min}}{h_k} - \frac{t_w \cdot h_k}{6} = 325.404 \quad \text{mm}^2$$

Laipan pinta-alan kaava on

$$A_{f1} := b \cdot t_f$$

Sijoitetaan kaavaan leveys/paksuus -suhteen avulla ratkaistu uuman leveys ja ratkaistaan laipan optimipaksuus (valitaan seuraava standardipaksuus)

$$A_{f1} := \beta \cdot t_f^2 \quad t_{f0} := \sqrt{\frac{A_f}{\beta}} = 4.681 \quad \text{mm}$$

$$t_f := 5 \quad \text{mm}$$

Laipan lopulliseksi leveydeksi valitaan

$$b \geq \frac{A_f}{t_f} \quad \frac{A_f}{t_f} = 65.081 \quad \text{mm}$$

$$b \leq t_f \cdot \beta \quad t_f \cdot \beta = 74.267 \quad \text{mm}$$

$$b := 74 \quad \text{mm}$$

Tarkistetaan täyttääkö laippa leveys/paksuus -suhteen asettaman reunaehdon

$$\beta_o := \frac{b - (t_w + 2 \cdot l_a)}{2 \cdot t_f} = 6.4 \quad \beta_w := \beta_1 = 6.927 \quad \beta_o \leq \beta$$

$$\beta_{\%} := \frac{\beta_o}{\beta} \cdot 100 = 92.396 \quad \text{OK}$$

Tarkistetaan täyttääkö todellinen uuma korkeus/paksuus -suhteen asettaman reunaehdon

$$\eta_o := \frac{h_k - (t_f + 2 \cdot l_a)}{t_w} = 60.5 \quad \eta_w := \eta_1 = 61.351 \quad \eta_o \leq \eta$$

$$\eta_{\%} := \frac{\eta_o}{\eta} \cdot 100 = 98.613 \quad \text{OK}$$

Tarkistetaan riittävätkö profiilin poikkileikkauksominaisuudet vaaditulle kuormitukselle

I-profiilin kokonaisleveys

$$B_I := b = 74 \quad \text{mm}$$

I-profiilin kokonaiskorkeus

$$H_I := h_k + t_f = 258 \quad \text{mm}$$

I-profiilin kokonaispinta-ala

$$A_I := 2B_I t_f + (H_I - 2 \cdot t_f) \cdot t_w = 1.732 \times 10^3 \quad \text{mm}^2$$

I-profiilin taivutusjäyhyys

$$I_I := \frac{t_w (H_I - 2 \cdot t_f)^3}{12} + 2 \left[\frac{B_I t_f^3}{12} + B_I t_f \left(\frac{H_I - t_f}{2} \right)^2 \right] = 1.693 \times 10^7 \quad \text{mm}^3$$

Optimoidun I-profiilin taivutusvastus

$$W_I := \frac{2I_I}{H_I} = 1.312 \times 10^5 \quad \text{mm}^3$$

$$W_{\min} = 1.25 \times 10^5 \quad \text{mm}^3$$

$$\frac{W_I}{W_{\min}} \cdot 100 = 104.977 \quad \%$$

$$W_I \geq W_{\min} \quad \text{OK}$$

Profiilin uudelleenmitoittaminen**I-profiilin alustavat mitat**

I-profiilin leveys	$B_I = 74$	mm
laipan paksuus	$t_f = 5$	mm
vapaan reunan leveys	$b_{\text{w}} := \frac{B_I - (t_w + 2l_a)}{2} = 32$	mm
I-profiilin korkeus	$H_I = 258$	mm
uuman paksuus	$t_{\text{w}} := 4$	mm
vapaan uuman korkeus	$h := H_I - (2t_f + 2l_a) = 242$	mm

Uudelleen määritetyn I-profiilin mitat (kasvatetaan mittoja, kunnes PL3 mukainen optimipoikkileikkaus saavutettu)

laippalevyn leveys	$b_f := 93$	mm
laippalevyn paksuus	$t_{\text{f}} := 6$	mm
vapaan reunan leveys	$b_{\text{w}} := \frac{b_f - (t_w + 2l_a)}{2} = 41.5$	mm
uumalevyn korkeus	$h_w := 251$	mm
vapaan uuman korkeus	$h_{\text{w}} := h_w - 2l_a = 245$	mm

Tarkistetaan täyttääkö laippa leveys/paksuus -suhteen asettaman reunaehdon

$$\beta_{\text{w}} := \frac{b}{t_f} = 6.917 \quad \beta_{\text{w}} := \beta_1 = 6.927$$

$$\beta_{\text{w}} := \frac{\beta_0}{\beta} \cdot 100 = 99.855 \quad \%$$

$$\beta_0 \leq \beta \quad \text{OK}$$

Tarkistetaan täyttääkö todellinen uuma korkeus/paksuus -suhteen asettaman reunaehdon

$$\eta_{\text{w}} := \frac{h}{t_w} = 61.25 \quad \eta_{\text{w}} := \eta_1 = 61.351$$

$$\eta_{\text{w}} := \frac{\eta_0}{\eta} \cdot 100 = 99.836 \quad \%$$

$$\eta_0 \leq \eta \quad \text{OK}$$

Tarkistetaan kestäkö uudelleenmitoitettu profiili vaaditun kuormituksen

I-profiilin taivutusjäyhyys

$$I_{\text{opt}} := \frac{t_w \cdot h_w^3}{12} + 2 \left[\frac{b_f \cdot t_f^3}{12} + b_f \cdot t_f \cdot \left(\frac{h_w + t_f}{2} \right)^2 \right] = 2.37 \times 10^7 \quad \text{mm}^3$$

Optimoidun I-profiilin taivutusvastus

$$W_{\text{opt}} := \frac{2I_{\text{opt}}}{(h_w + 2 \cdot t_f)} = 1.802 \times 10^5 \quad \text{mm}^3$$

$$W_{\text{min}} = 1.25 \times 10^5 \quad \text{mm}^3$$

$$\frac{W_{\text{opt}}}{W_{\text{min}}} \cdot 100 = 144.195 \quad \%$$

$$W_{\text{opt}} \geq W_{\text{min}} \quad \text{OK}$$

Määritetään lopuksi kuinka suuren kuormituksen PL3 mukainen optimipoikkileikkaus kestää

$$S960 \text{ DQ myötölujuus} \quad \sigma_{yk} := 960 \quad \text{MPa}$$

Profiilin kuormankantokyky lommahtamatta on

$$M_{\text{max}} := W_{\text{opt}} \cdot \sigma_y = 1.73 \times 10^8 \quad \text{Nmm}$$

$$F_{\text{max}} := 2 \frac{M_{\text{max}}}{\left(\frac{L_1 - L_2}{2} \right)} = 5.768 \times 10^5 \quad \text{N}$$

$$F_{\text{max}} := 576.8 \quad \text{kN}$$

Optimoidun lopullisen I-profiilin päämitat

$$B_{\text{opt}} := b_f = 93 \quad \text{mm} \quad H_{\text{opt}} := h_w + 2 \cdot t_f = 263 \quad \text{mm}$$

$$t_f = 6 \quad \text{mm} \quad t_w = 4 \quad \text{mm}$$

Lommahduskestävyyden määrittäminen

Optimoidun lopullisen I-profiilin päämitat

$$B_{\text{opt.}} := b_f = 93 \text{ mm} \quad H_{\text{opt.}} := h_w + 2 \cdot t_f = 263 \text{ mm}$$

$$t_f = 6 \text{ mm} \quad t_w = 4 \text{ mm}$$

hitsin kylkimitta

$$l_a = 3 \text{ mm}$$

puristetun laipan tehollisen leveyden määrittäminen

$$\varepsilon_{\text{ww}} := \sqrt{\frac{235}{\sigma_y}} = 0.495$$

$$\psi := 1$$

$$k_{\sigma} := 0.43$$

$$b_{\text{ww}} := \frac{(B_{\text{opt}} - t_w - 2 \cdot l_a)}{2} = 41.5 \text{ mm}$$

$$\lambda_p := \frac{\frac{b}{t_f}}{28.4 \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{k_{\sigma}}} = 0.751$$

yhdeltä reunalta tuetun taso-osan pienennyskerroin, kun $\lambda > 0.748$

$$\rho := \frac{\lambda_p - 0.188}{\lambda_p^2} = 0.999$$

vapaan reunan tehollinen leveys

$$b_{\text{eff}} := \rho \cdot b = 41.439 \text{ mm}$$

puristetun uuman tehollisen korkeuden määrittäminen

$$\varepsilon_{\text{ww}} := \sqrt{\frac{235}{\sigma_y}} = 0.495$$

$$\psi_{\text{ww}} := -1$$

$$k_{\text{ww}} := 23.9$$

$$h_{\text{ww}} := (H_{\text{opt}} - 2 \cdot t_f - 2 \cdot l_a) = 245 \text{ mm}$$

$$\lambda_p := \frac{\frac{h_w}{t_w}}{28.4 \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{k_\sigma}} = 0.892$$

kahdelta reunalta tuetun taso-osan pienennyskerroin, kun $\lambda > 0.673$

$$\rho_w := \frac{\lambda_p - 0.055(3 + \psi)}{\lambda_p^2} = 0.983$$

puristetun uuman osan tehollinen korkeus

$$h_c := \frac{(H_{\text{opt}} - 2 \cdot t_f - 2 \cdot l_a)}{2} = 122.5 \quad \text{mm}$$

$$h_{\text{eff}} := \rho \cdot h_c = 120.438 \quad \text{mm}$$

$$h_{e1} := 0.4 \cdot h_{\text{eff}} = 48.175 \quad \text{mm}$$

$$h_{e2} := 0.6 \cdot h_{\text{eff}} = 72.263 \quad \text{mm}$$

Profilin tehollisen taivutusvastuksen määrittäminen

Määritetään keskiakselin uusi sijainti tehollisen pinta-alan avulla. Etäisyydet lasketaan alalaipasta. Vetopuoli on kokonaisuudessaan tehollista

$$A_{f,w} := B_{\text{opt}} \cdot t_f = 558 \quad \text{mm}^2$$

$$y_f := \frac{t_f}{2} = 3 \quad \text{mm}$$

$$A_{f,\text{eff}} := (2 \cdot b_{\text{eff}} + t_w + 2 \cdot l_a) \cdot t_f = 557.264 \quad \text{mm}^2$$

$$y_{f,\text{eff}} := \left(H_{\text{opt}} - \frac{t_f}{2} \right) = 260 \quad \text{mm}$$

$$A_{w,t} := \frac{H_{\text{opt}} - 2(t_f + l_a)}{2} \cdot t_w = 490 \quad \text{mm}^2$$

$$y_{w,t} := \left[\frac{H_{\text{opt}} - 2(t_f + l_a)}{4} + t_f + l_a \right] \quad \text{mm}$$

$$A_{e1} := h_{e1} \cdot t_w = 192.701 \quad \text{mm}^2$$

$$y_{e1} := \left(H_{\text{opt}} - t_f - l_a - \frac{h_{e1}}{2} \right) \quad \text{mm}$$

$$A_{e2} := h_{e2} \cdot t_w = 289.051 \quad \text{mm}^2$$

$$y_{e2} := \frac{H_{\text{opt}}}{2} + \frac{h_{e2}}{2} = 167.631 \quad \text{mm}$$

$$y_{\text{eff}} := \frac{A_f \cdot y_f + A_{f,\text{eff}} \cdot y_{f,\text{eff}} + A_{w,t} \cdot y_{w,t} + A_{e1} \cdot y_{e1} + A_{e2} \cdot y_{e2}}{A_f + A_{f,\text{eff}} + A_{w,t} + A_{e1} + A_{e2}} = 131.165 \quad \text{mm}$$

$$\frac{H_{\text{opt}}}{2} = 131.5 \quad \text{mm}$$

Koska keskiakselin paikka on lähes sama ja pienennyskerroimet ovat lähes 1, on koko poikkileikkaus tehollista.

Siirtymän määrittäminen lommahdusvoimalla

Myötörajan mukainen maksimikestävyys

$$F_{\max} := 578 \cdot 10^3 \quad \text{N}$$

Siirtymä kuormituspaikassa lommahdusvoimalla (palkkiteorian mukainen laskentakaava)

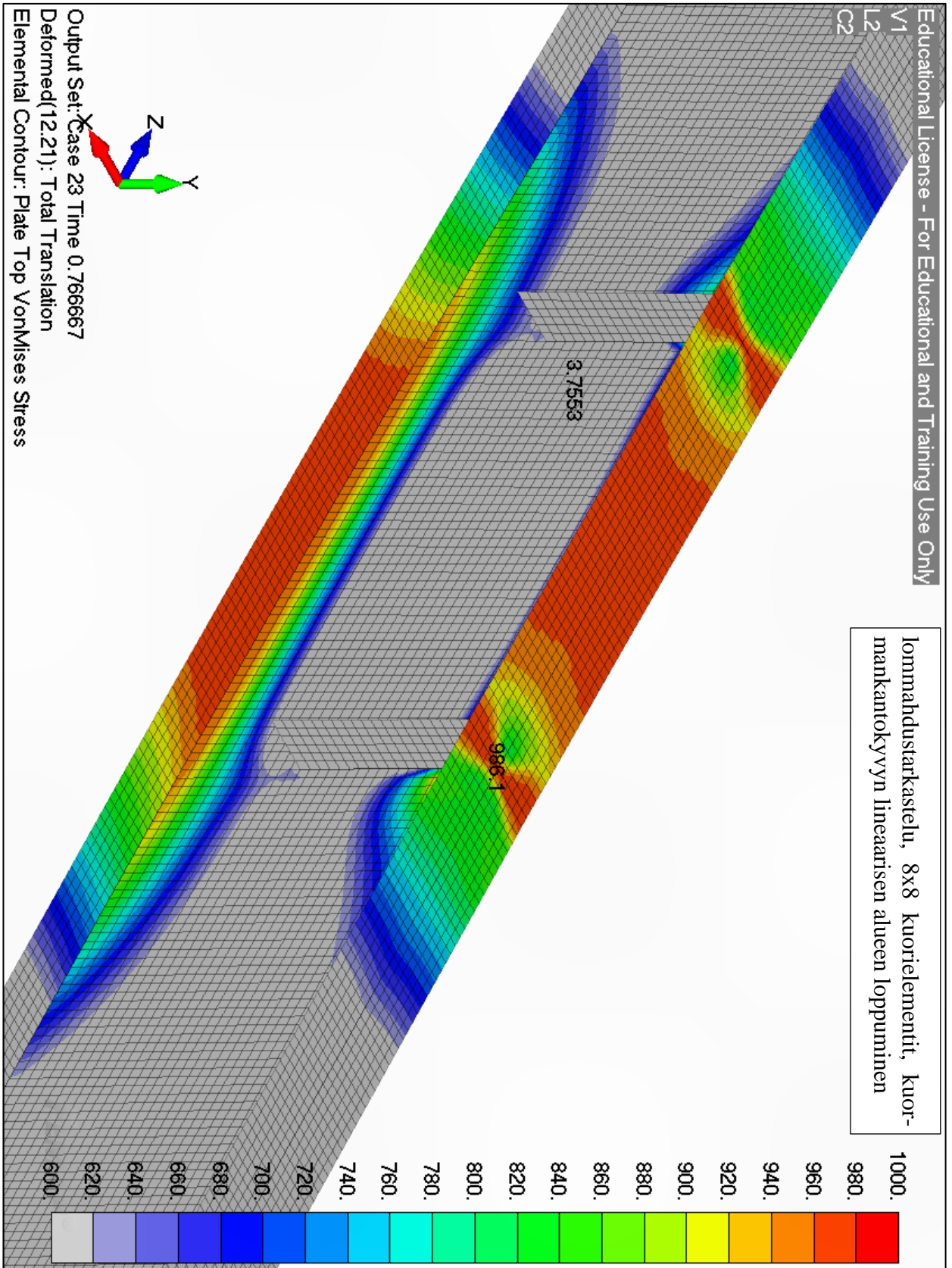
$$L := 1600 \quad \text{mm} \quad a := 1000 \quad \text{mm} \quad b := 600 \quad \text{mm}$$

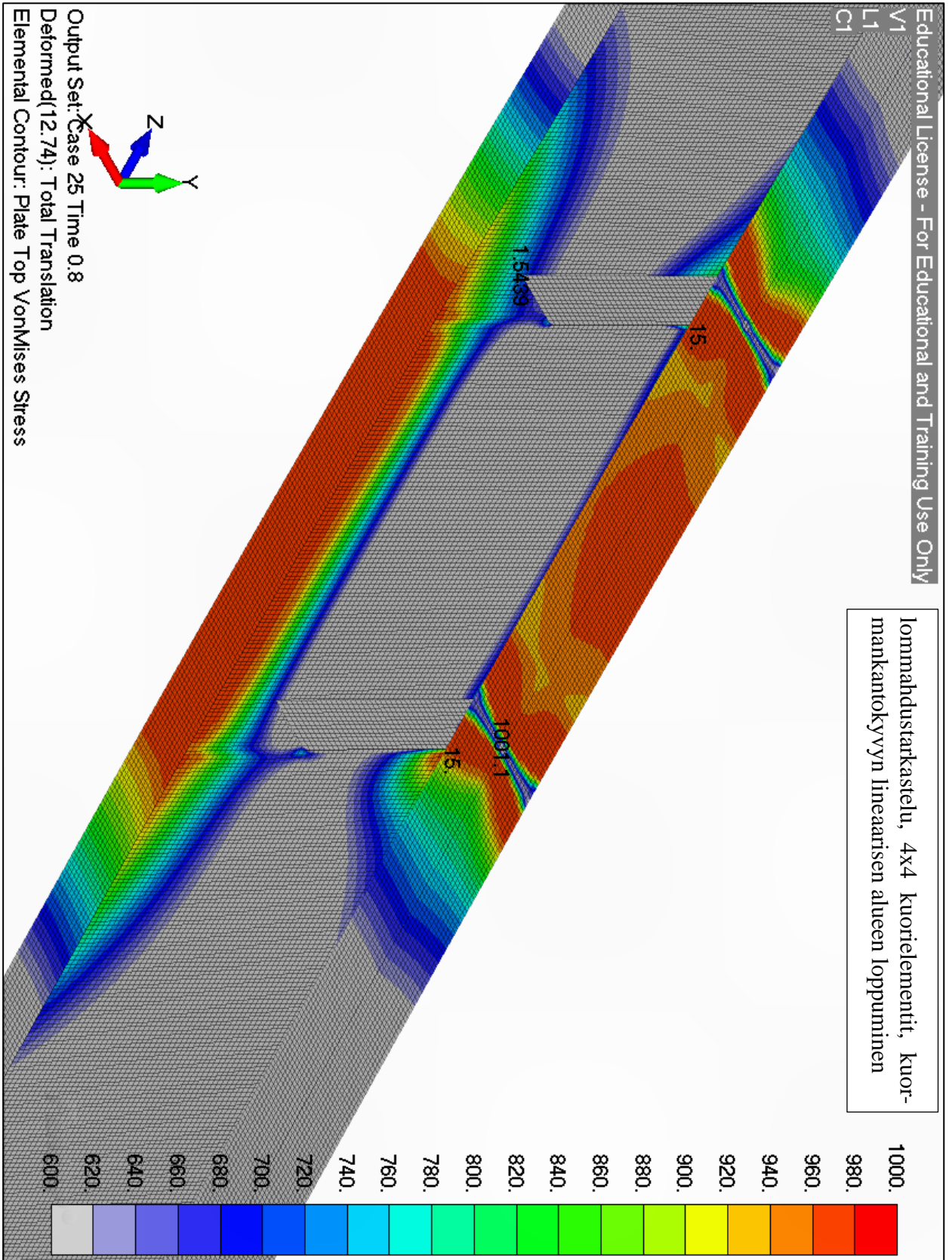
$$x_1 := 600 \quad \text{mm} \quad x_2 := 1000 \quad \text{mm}$$

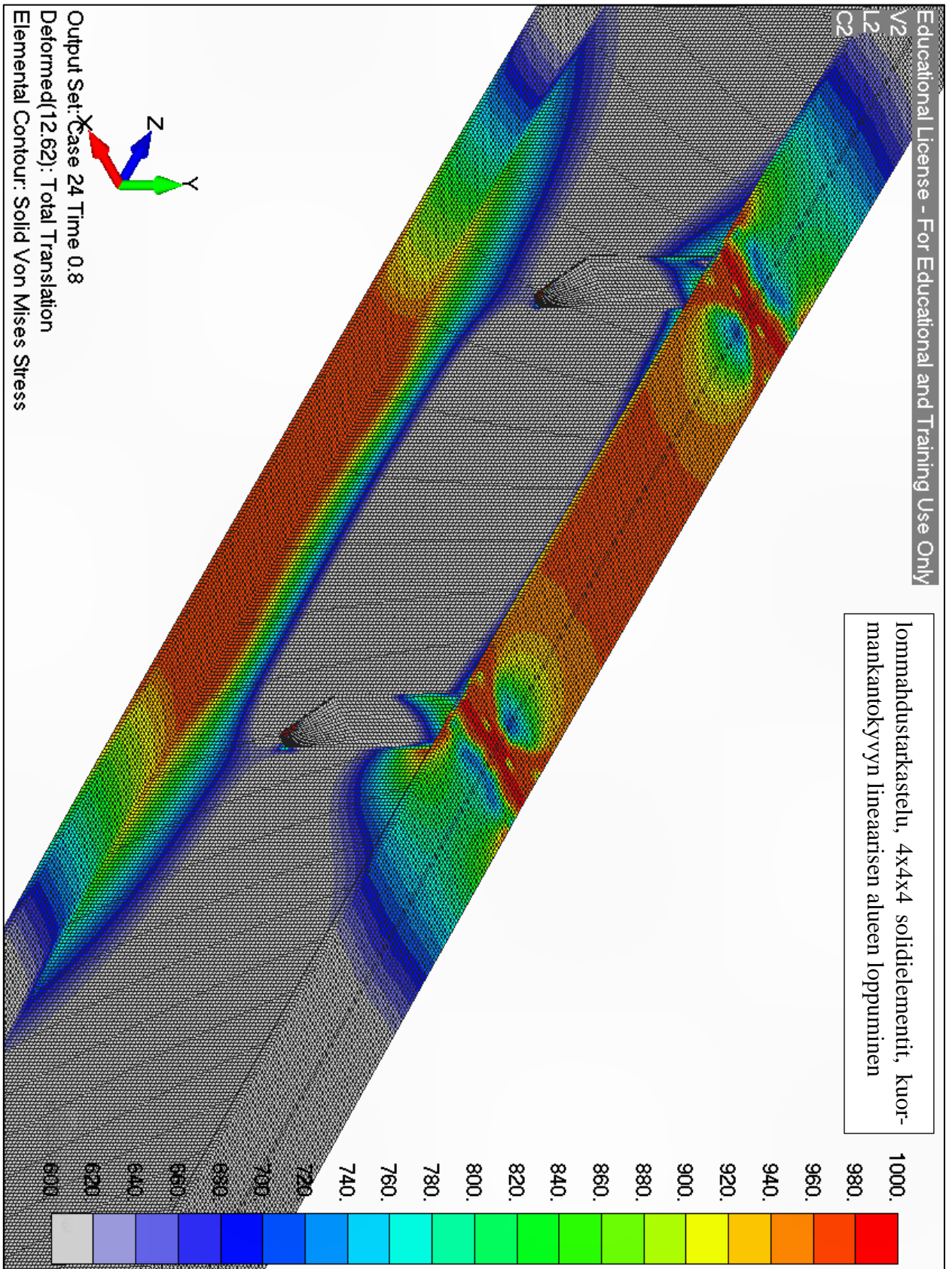
$$I_{\text{opt}} = 2.37 \times 10^7 \quad \text{mm}^4 \quad E := 210000 \quad \text{MPa}$$

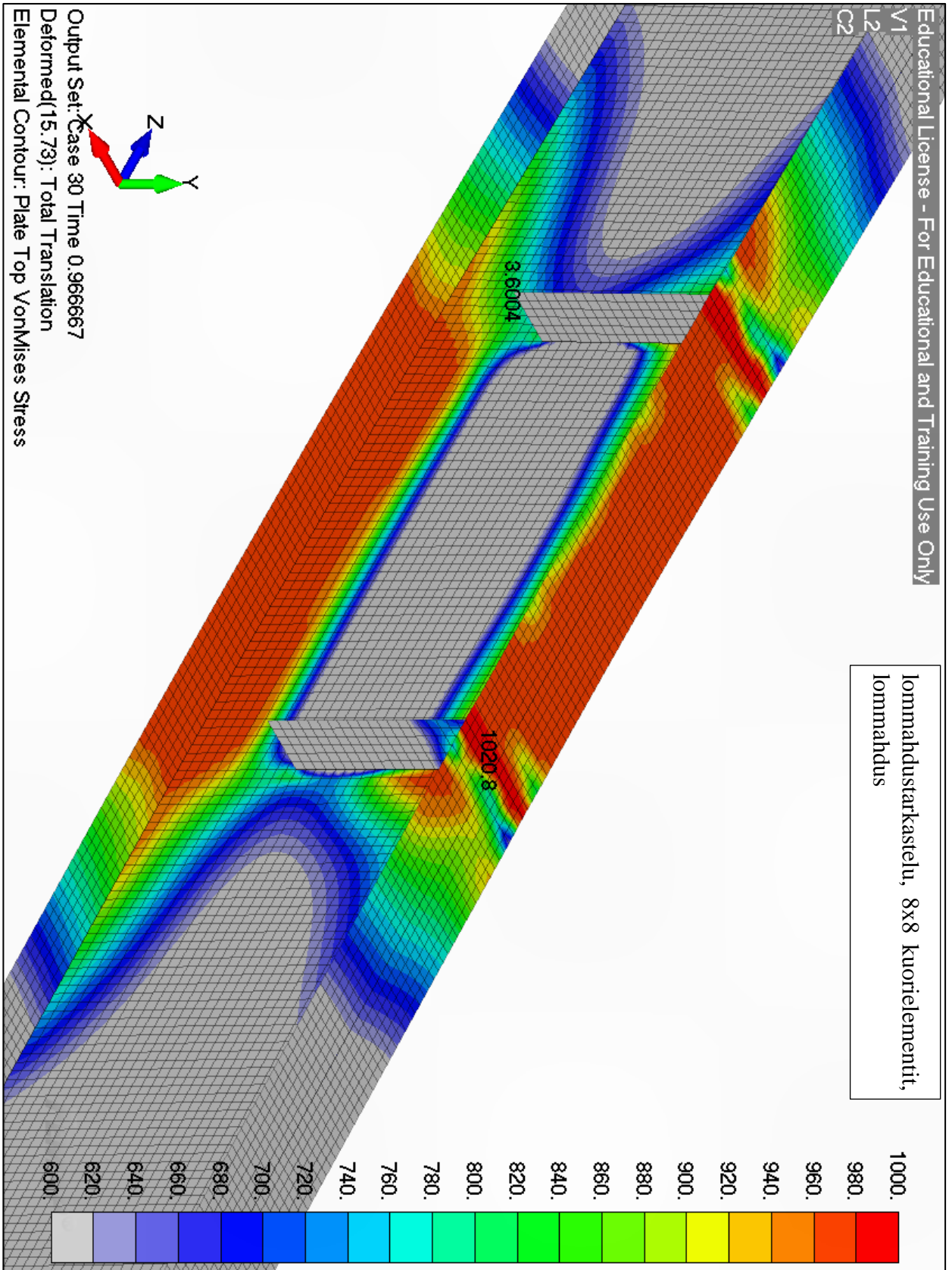
$$v := \frac{F \cdot a \cdot b^2}{6 \cdot E \cdot I_{\text{opt}}} \left[\left[\left(1 + \frac{L}{b} \right) \cdot \frac{x_1}{L} - \frac{x_1^3}{a \cdot b \cdot L} \right] + \left[\left(1 + \frac{L}{b} \right) \cdot \frac{x_2}{L} - \frac{x_2^3}{a \cdot b \cdot L} \right] \right] = 16.722 \quad \text{mm}$$

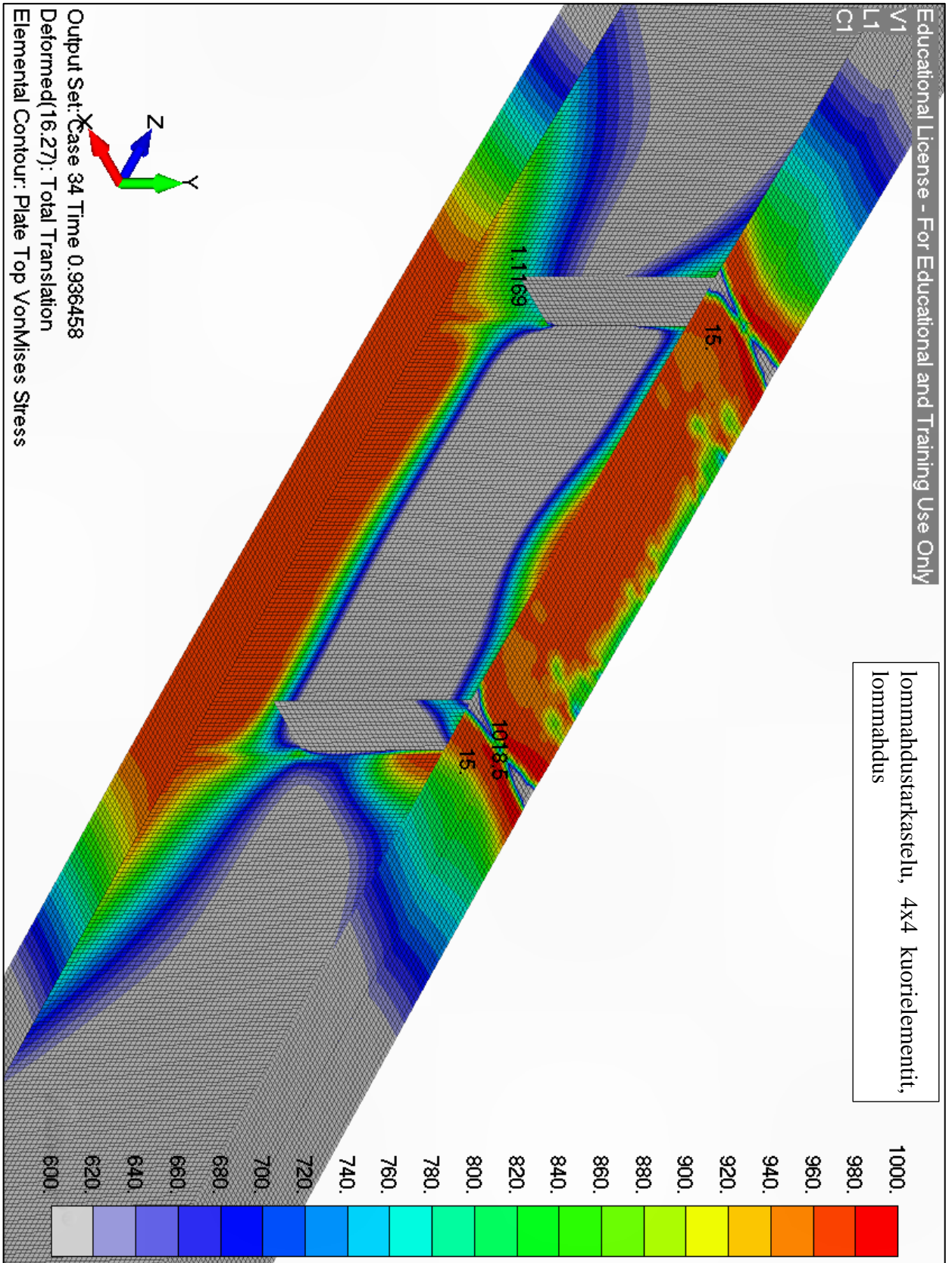
LIITE 4. Von Mises jännitykset palkissa kuormankantokyvyn lineaarisen alueen loppussa (1/3)

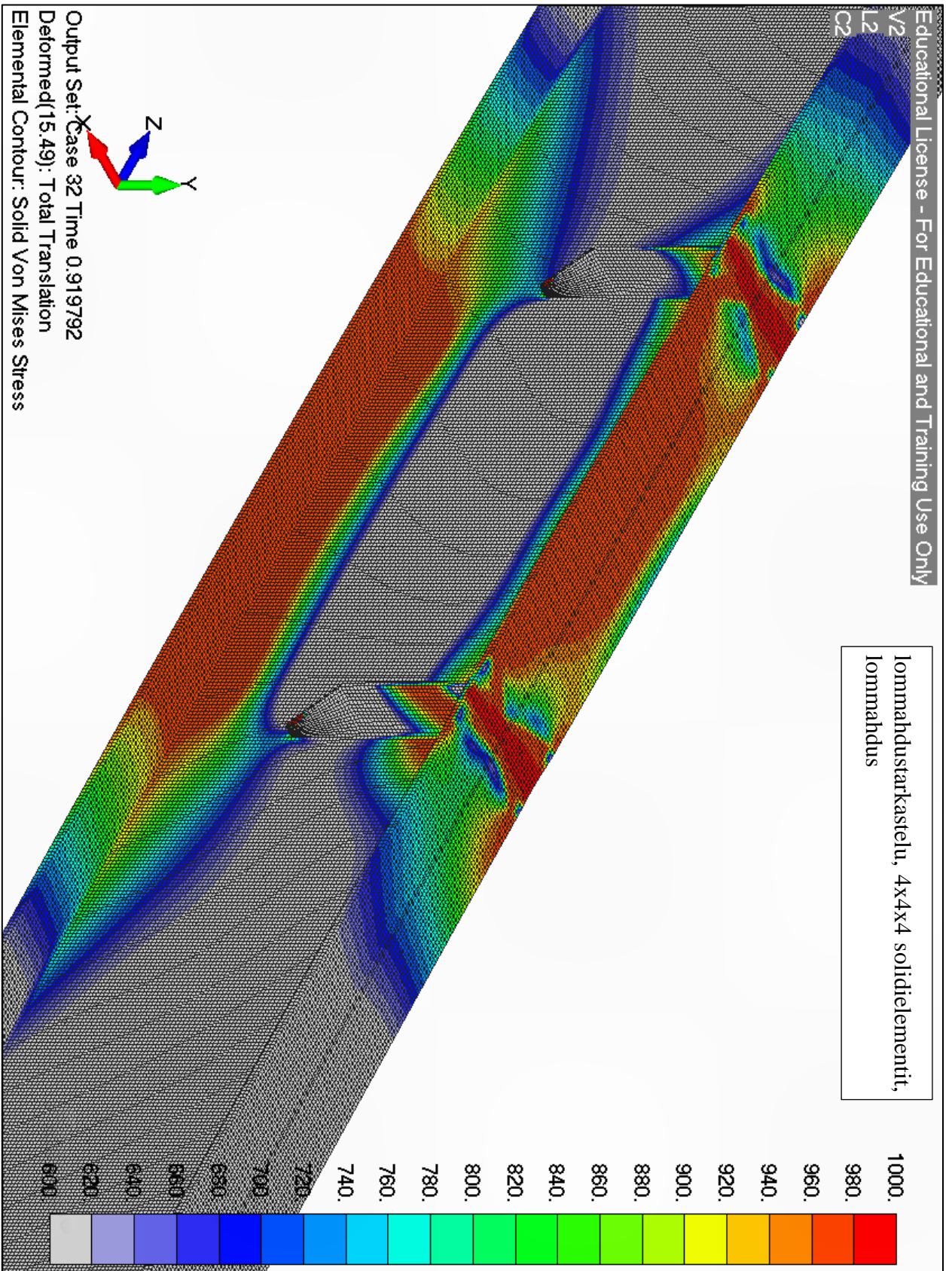












Kiepahduskestävyyden määrittäminen (pistekuorma keskellä)Kimmeteorian mukaisen kriittisen taivutusmomentin selvittäminen

Optimoidun I-profiilin päämitat

$$\underline{B}_{opt} := b_f = 93 \text{ mm} \quad \underline{H}_{opt} := h_w + 2 \cdot t_f = 263 \text{ mm}$$

$$t_f = 6 \text{ mm} \quad t_w = 4 \text{ mm}$$

Palkin tuentaväli

$$\underline{L} := 1600 \text{ mm}$$

Teräksen kimmo- ja liukumoduuli

$$E := 210000 \text{ MPa} \quad \underline{G} := 81000 \text{ MPa}$$

Profiilin neliomomentti heikomman akselin suhteen

$$I_z := 2 \cdot \frac{B_{opt}^3 \cdot t_f}{12} + \frac{t_w^3 \cdot H_{opt}}{12} = 8.058 \times 10^5 \text{ mm}^4$$

Valitaan kiepahduskäyrä profiilin korkeus-leveysuhteen perusteella

$$\frac{H_{opt}}{B_{opt}} = 2.828 \quad \text{hitsattu profiili, joten valitaan käyrä d}$$

Epätarkkuustekijä

$$\alpha_{LT} := 0.76$$

Profiilin elastinen taivutusvastus

$$W_y := W_{opt} = 1.802 \times 10^5 \text{ mm}^3 \quad f_y := \sigma_y = 960 \text{ MPa}$$

Reunaehtojen perusteella valitut kertoimet

$$\begin{aligned} k &:= 0.5 & C_1 &:= 1.070 \\ k_w &:= 0.5 & C_2 &:= 0.432 & z_g &:= \frac{H_{opt}}{2} = 131.5 \text{ mm} \\ & & C_3 &:= 3.050 \end{aligned}$$

Palkin käyritymisjäyhyys

$$I_w := 0.25 \cdot h_f^2 \cdot I_z \quad I_w := 0.25 \cdot (H_{opt} - t_f)^2 \cdot I_z = 1.33 \times 10^{10} \text{ mm}^6$$

Palkin vääntöneliomomentti

$$I_t := \sum b_i \cdot t_i^3 \quad I_t := \frac{1}{3} \left[2 \cdot B_{opt} \cdot t_f^3 + (H_{opt} - 2 \cdot t_f) \cdot t_w^3 \right] = 1.875 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$M_{cr} := C_1 \cdot \frac{\pi^2 E \cdot I_z}{(k \cdot L)^2} \left[\sqrt{\left(\frac{k}{k_\omega} \right)^2 \frac{I_\omega}{I_z} + \frac{(k \cdot L)^2 G \cdot I_t}{\pi^2 E \cdot I_z}} + (C_2 \cdot z_g)^2 - C_2 \cdot z_g \right] = 2.394 \times 10^8 \quad \text{Nmm}$$

$$\lambda_{LT} := \sqrt{\frac{W_y \cdot f_y}{M_{cr}}} = 0.85$$

$$\Phi_{LT} := 0.5 \left[1 + \alpha_{LT} (\lambda_{LT} - 0.2) + \lambda_{LT}^2 \right] = 1.108$$

$$\chi_{LT} := \frac{1}{\Phi_{LT} + \sqrt{\Phi_{LT}^2 - \lambda_{LT}^2}} = 0.55$$

$$M_{b,Rd} := \chi_{LT} \cdot W_y \cdot f_y = 9.509 \times 10^7 \quad \text{Nmm}$$

$$F_{tot_1} := \frac{4 \cdot M_{b,Rd}}{1600} = 2.377 \times 10^5 \quad \text{N}$$

Kiepahduskestävyyden määrittäminen (2 pistekuormaa L/2 etäisyydellä toisistaan)

Kimmoteorian mukaisen kriittisen taivutusmomentin selvittäminen

Optimoidun I-profilin päämitat

$$B_{opt} := b_f = 93 \quad \text{mm} \quad H_{opt} := h_w + 2 \cdot t_f = 263 \quad \text{mm}$$

$$t_f = 6 \quad \text{mm} \quad t_w = 4 \quad \text{mm}$$

Palkin tuentaväli

$$L := 1600 \quad \text{mm}$$

Teräksen kimmo- ja liukumoduuli

$$E := 210000 \quad \text{MPa} \quad G := 81000 \quad \text{MPa}$$

Profilin neliomomentti heikomman akselin suhteen

$$I_{yy} := 2 \cdot \frac{B_{opt}^3 \cdot t_f}{12} + \frac{t_w^3 \cdot H_{opt}}{12} = 8.058 \times 10^5 \quad \text{mm}^4$$

Valitaan kiepahduskäyrä profiilin korkeus-levyysuhteen perusteella

$$\frac{H_{opt}}{B_{opt}} = 2.828 \quad \text{hitsattu profiili, joten valitaan käyrä d}$$

Epätarkkuustekijä

$$\lambda_{LT} := 0.76$$

Profilin elastinen taivutusvastus

$$W_{yy} := W_{opt} = 1.802 \times 10^5 \text{ mm}^3 \quad f_{yw} := \sigma_y = 960 \text{ MPa}$$

Reunaehtojen perusteella valitut kertoimet

$$\begin{aligned} k_x &:= 0.5 & C_{1x} &:= 1.010 & z_{gw} &:= \frac{H_{opt}}{2} = 131.5 \text{ mm} \\ k_{yw} &:= 0.5 & C_{2x} &:= 0.410 & & \\ & & C_{2y} &:= 1.890 & & \end{aligned}$$

Palkin käyrymisjäyhyys

$$I_{\omega} := 0.25 \cdot h_f^2 \cdot I_z \quad I_{\omega} := 0.25 \cdot (H_{opt} - t_f)^2 \cdot I_z = 1.33 \times 10^{10} \text{ mm}^6$$

Palkin vääntöneliömomentti

$$I_t := \sum b_i t_i^3 \quad I_t := \frac{1}{3} [2 \cdot B_{opt} \cdot t_f^3 + (H_{opt} - 2 \cdot t_f) \cdot t_w^3] = 1.875 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$M_{max} := C_1 \cdot \frac{\pi^2 E \cdot I_z}{(k \cdot L)^2} \left[\sqrt{\left(\frac{k}{k_{\omega}} \right)^2 \frac{I_{\omega}}{I_z} + \frac{(k \cdot L)^2 G \cdot I_t}{\pi^2 E \cdot I_z}} + (C_2 \cdot z_g)^2 - C_2 \cdot z_g \right] = 2.306 \times 10^8 \text{ Nmm}$$

$$\lambda_{LT} := \sqrt{\frac{W_y \cdot f_y}{M_{cr}}} = 0.866$$

$$\Phi_{LT} := 0.5 \left[1 + \alpha_{LT} (\lambda_{LT} - 0.2) + \lambda_{LT}^2 \right] = 1.128$$

$$\chi_{LT} := \frac{1}{\Phi_{LT} + \sqrt{\Phi_{LT}^2 - \lambda_{LT}^2}} = 0.54$$

$$M_{b,Rd} := \chi_{LT} \cdot W_y \cdot f_y = 9.347 \times 10^7 \text{ Nmm}$$

$$F_{tot_2} := \frac{4 \cdot M_{b,Rd}}{1600 - 400} = 3.116 \times 10^5 \text{ N}$$

FE-mallia vastaavan kiepahdusvoiman interpolointi

Pistevoimalla kuormitetun palkin kiepahdusvoima

$$F_{\text{tot}_1} = 2.377 \times 10^5 \quad \text{N}$$

Kahdella pistevoimalla kuormitetun palkin kiepahdusvoima

$$F_{\text{tot}_2} = 3.116 \times 10^5 \quad \text{N}$$

Kuormituksen 1 etäisyys toisistaan

$$L_{F_{\text{tot}_1}} := 0 \quad \text{mm}$$

Kuormituksen 2 etäisyys toisistaan

$$L_{F_{\text{tot}_2}} := \frac{1600}{2} = 800 \quad \text{mm}$$

FE-mallia vastaavan kiepahdusvoiman tuentaväli

$$L_{\text{FE}} := 400 \quad \text{mm}$$

FE-mallin kuormitusväliä vastaava kiepahdusvoima

$$F_{\text{FE}} := F_{\text{tot}_1} + \left(\frac{F_{\text{tot}_2} - F_{\text{tot}_1}}{L_{F_{\text{tot}_2}} - L_{F_{\text{tot}_1}}} \right) \cdot L_{\text{FE}} = 2.746 \times 10^5 \quad \text{N}$$

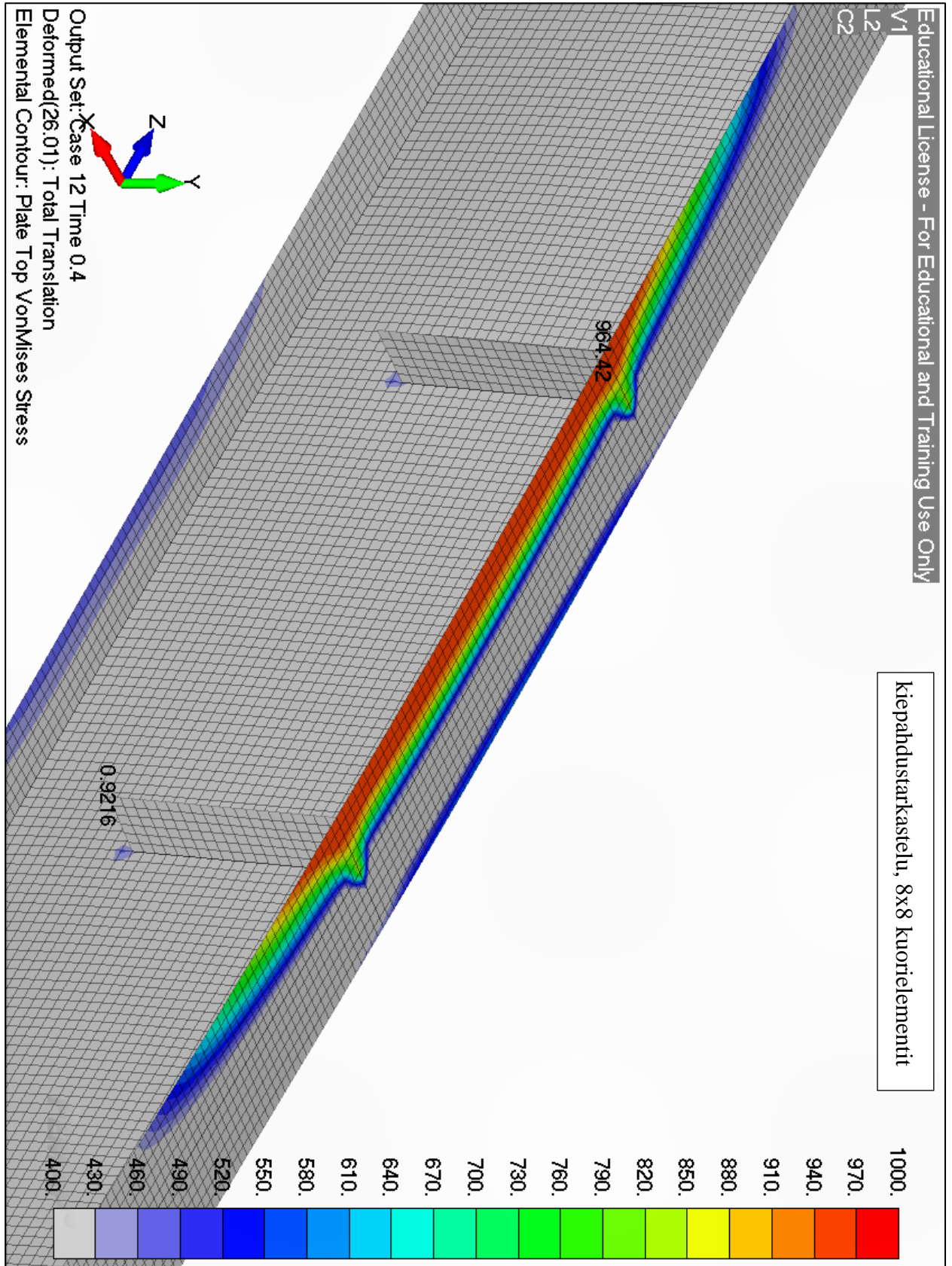
Siirtymä kuormituspisteessä kiepahdusvoimalla (palkkiteorian mukainen laskentakaava)

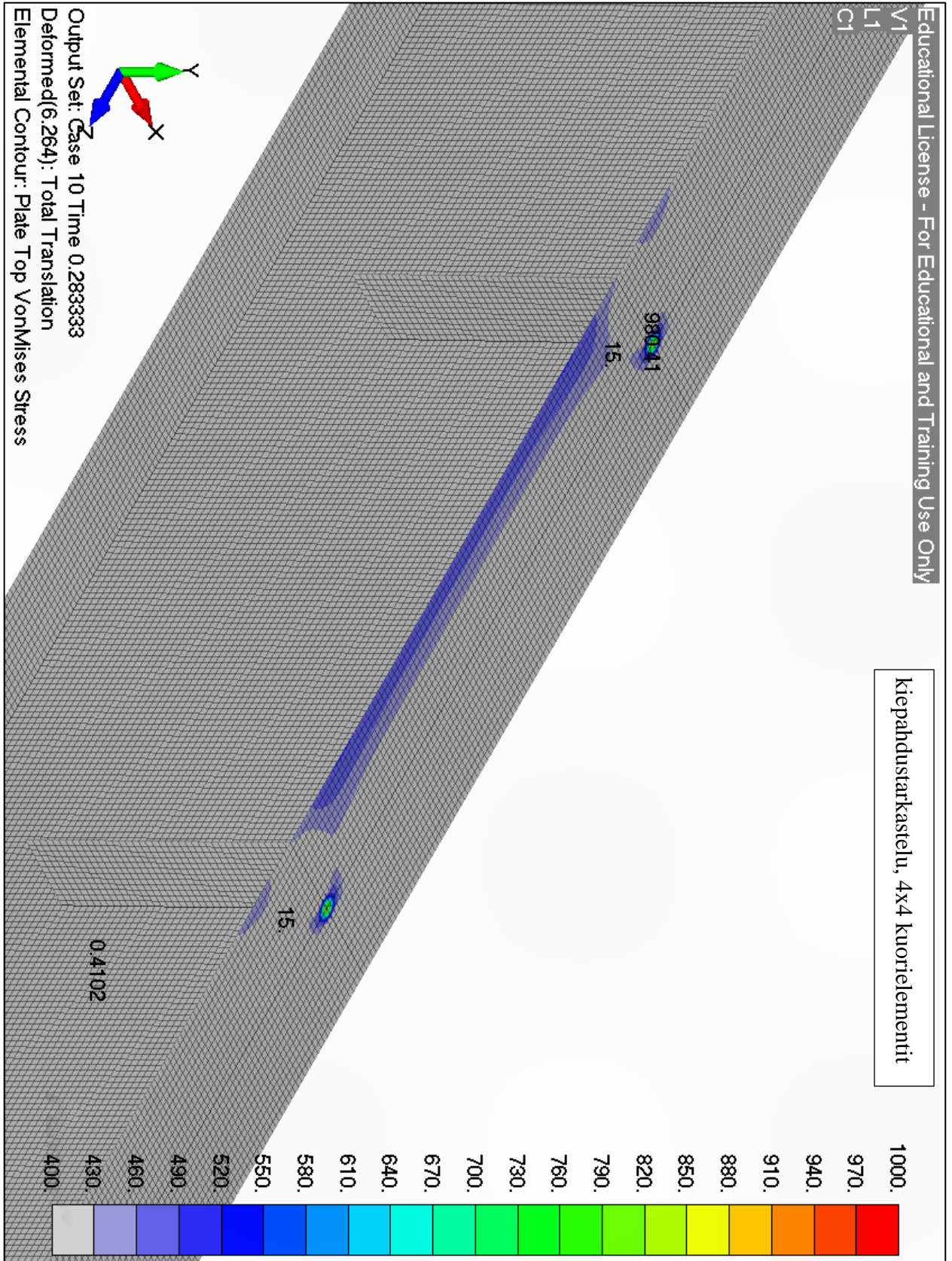
$$L := 1600 \quad \text{mm} \quad a := 1000 \quad \text{mm} \quad b := 600 \quad \text{mm}$$

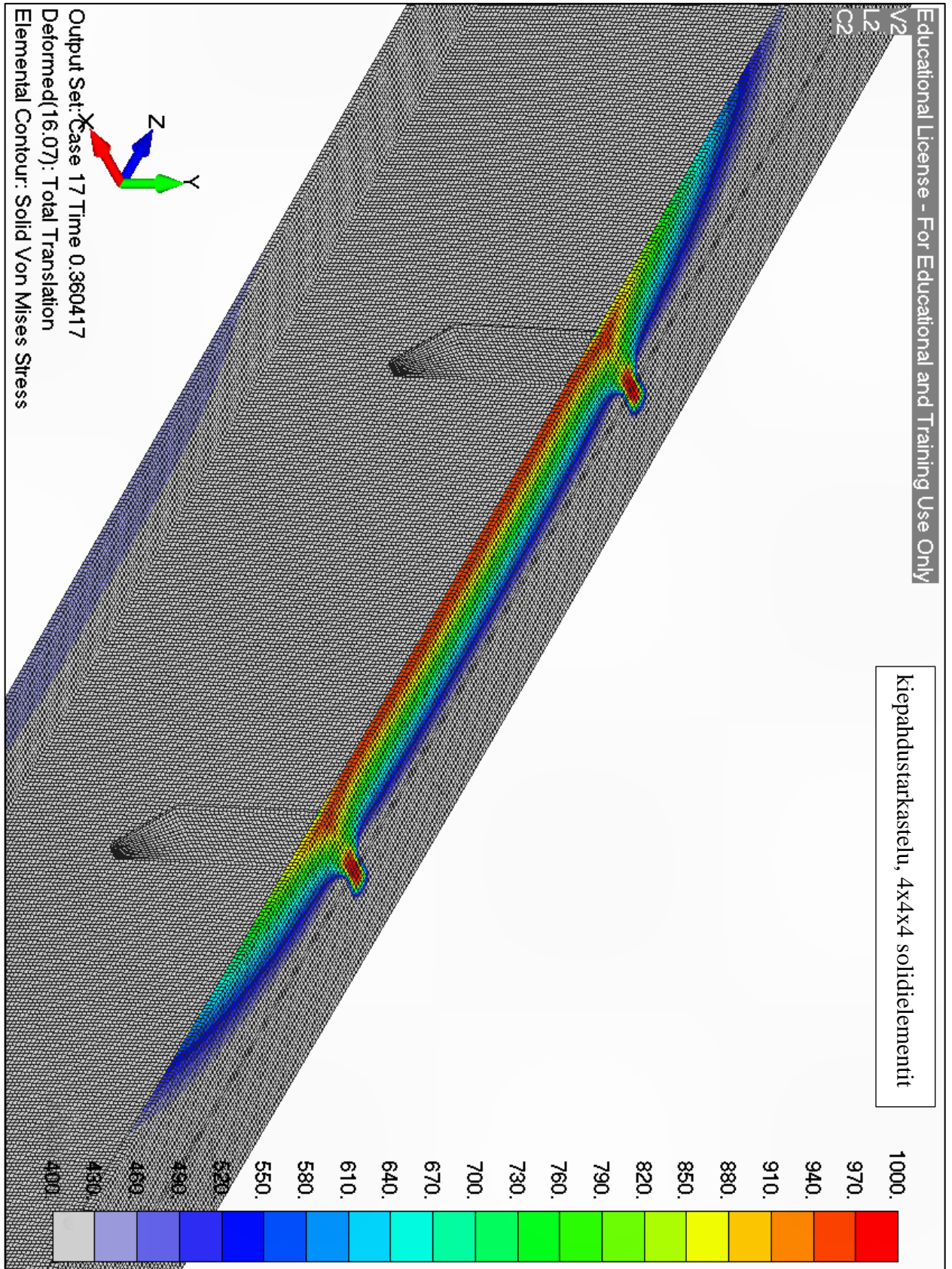
$$x_1 := 600 \quad \text{mm} \quad x_2 := 1000 \quad \text{mm}$$

$$I_{\text{opt}} = 2.37 \times 10^7 \quad \text{mm}^4 \quad E = 2.1 \times 10^5 \quad \text{MPa}$$

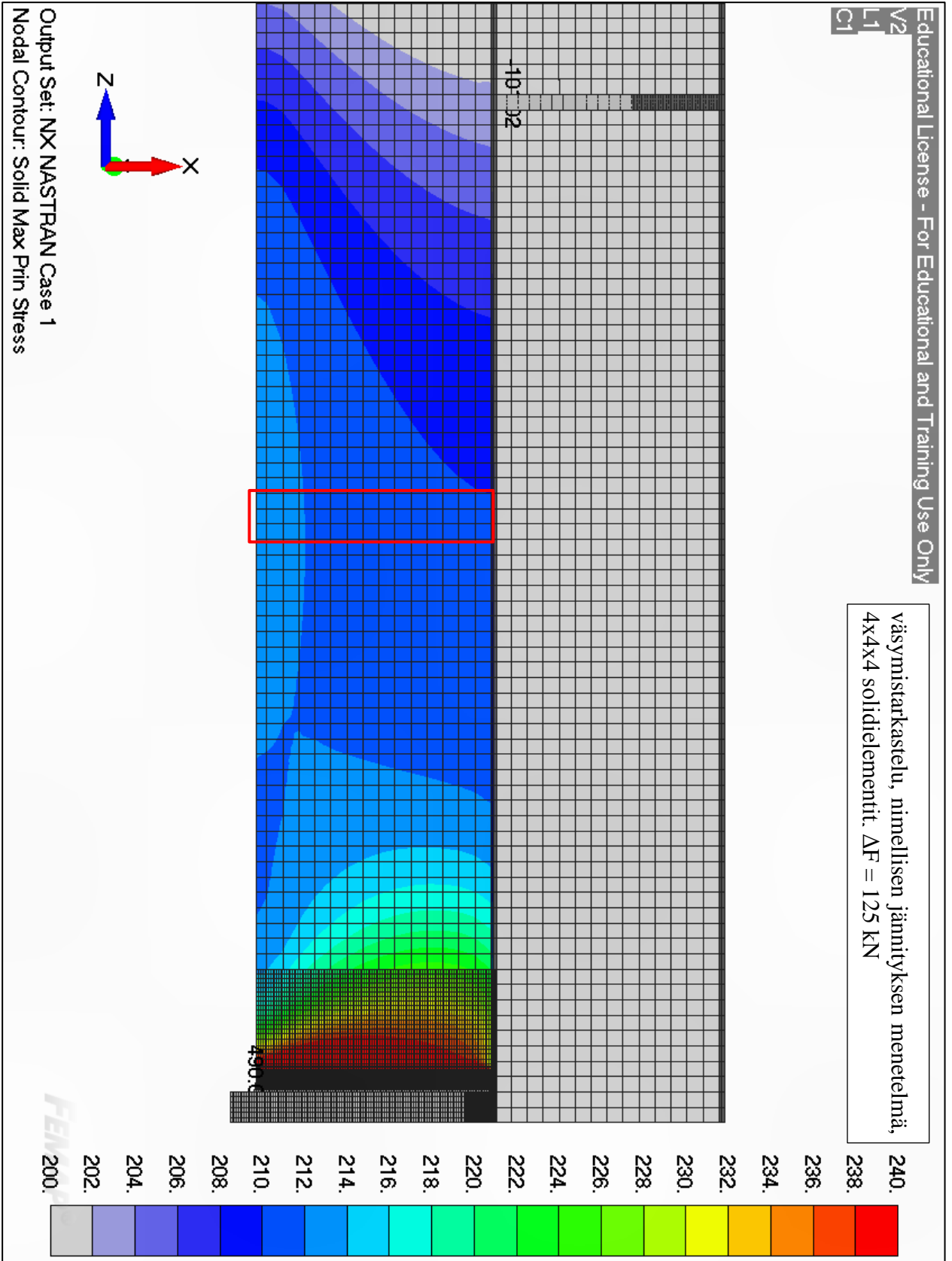
$$v := \frac{F_{\text{FE}} \cdot a \cdot b^2}{6 \cdot E \cdot I_{\text{opt}}} \left[\left[\left(1 + \frac{L}{b} \right) \cdot \frac{x_1}{L} - \frac{x_1^3}{a \cdot b \cdot L} \right] + \left[\left(1 + \frac{L}{b} \right) \cdot \frac{x_2}{L} - \frac{x_2^3}{a \cdot b \cdot L} \right] \right] = 7.946$$

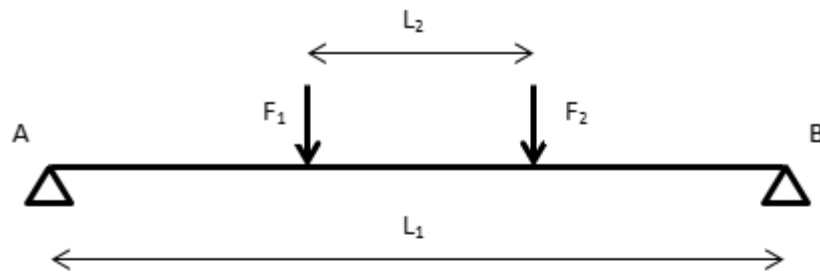






LIITE 8. Maksimipääjännitykset palkin alalaipassa väsytkuormalla

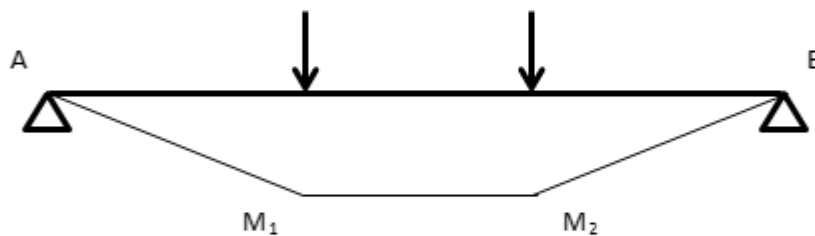


Väsymistarkastelu, nimellisen jännityksen menetelmä

Palkin tuentaväli	$L_1 := 1600$	mm
Kuormituspisteiden etäisyys	$L_2 := 400$	mm
Väsyttävä kuormitus	$F_{\Delta} := 125 \cdot 10^3$	N

Symmetrinen tapaus, joten min/max kuormitusvoimat ja min/max tukivoimat ovat samat

$$F_{\Delta,1} := \frac{F_{\Delta}}{2} = 6.25 \times 10^4 \quad \text{N} \quad F_{\Delta,A} := \frac{F_{\Delta}}{2} = 6.25 \times 10^4 \quad \text{N}$$

Taivutusmomenttien määrittäminen nelipistetaivutuksessa

Symmetrinen tapaus, joten suurin taivutusmomentti on ($M_1=M_2$)

$$M_{\Delta,1} := F_{\Delta,A} \cdot \frac{(L_1 - L_2)}{2} = 3.75 \times 10^7 \quad \text{Nmm}$$

Palkin taivutusvastus	$W_{\text{opt}} := 1.802 \times 10^5$	mm^4
S960 DQ myötölujuus	$\sigma_y := 960$	MPa
Hitsatun detaljin FAT-luokka	FAT := 71	MPa
S-N käyrän kulmakerroin	$m := 3$	

Analyttisesti ratkaistujen jännitysten perusteella laskettu väsymiskestävyys

$$\sigma_{\Delta} := \frac{M_{\Delta,1}}{W_{\text{opt}}} = 208.102 \quad \text{MPa}$$

$$N_f := \left(\frac{\text{FAT}}{\sigma_{\Delta}} \right)^m \cdot 2 \cdot 10^6 = 7.943 \times 10^4$$

FE-analyysillä ratkaistujen jännitysten perusteella laskettu väsymiskestävyys (ripa mallinnettu)

$$\sigma_{\Delta,FE} := 212 \quad \text{MPa}$$

$$N_{f,FE} := \left(\frac{\text{FAT}}{\sigma_{\Delta}} \right)^m \cdot 2 \cdot 10^6 = 7.513 \times 10^4$$

Väsymistarkastelu, Hot-Spot -menetelmä

Hitsatun detaljin FAT-luokka FAT := 100 MPa

S-N käyrän kulmakerroin $m := 3$

Ekstrapolointi pintaa pitkin, lineaarinen ekstrapolointi:

Ekstrapolointi pintaa pitkin, reunassa

$$\sigma_{0.4t} := 228.7 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{1.0t} := 229.1 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{hs} := 1.67 \cdot \sigma_{0.4t} - 0.67 \cdot \sigma_{1.0t} = 228.432 \quad \text{MPa}$$

$$N_f := \left(\frac{\text{FAT}}{\sigma_{hs}} \right)^m \cdot 2 \cdot 10^6 = 1.678 \times 10^5$$

Ekstrapolointi pintaa pitkin, 8 mm keskeltä

$$\sigma_{0.4t} := 252.4 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{1.0t} := 238.3 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{hs} := 1.67 \cdot \sigma_{0.4t} - 0.67 \cdot \sigma_{1.0t} = 261.847 \quad \text{MPa}$$

$$N_{f_{kkv}} := \left(\frac{\text{FAT}}{\sigma_{hs}} \right)^m \cdot 2 \cdot 10^6 = 1.114 \times 10^5$$

Ekstrapolointi pintaa pitkin, keskellä

$$\sigma_{0.4t} := 248.3 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{1.0t} := 230.8 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{hs} := 1.67 \cdot \sigma_{0.4t} - 0.67 \cdot \sigma_{1.0t} = 260.025 \quad \text{MPa}$$

$$N_{f_{kkv}} := \left(\frac{\text{FAT}}{\sigma_{hs}} \right)^m \cdot 2 \cdot 10^6 = 1.138 \times 10^5$$

Extrapolointi pintaa pitkin, parabolinen ekstrapolointi:

Extrapolointi pintaa pitkin, reunassa

$$\sigma_{0.4t} := 228.7 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{0.9t} := 228.9 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{1.4t} := 228.9 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{hs} := 2.52 \cdot \sigma_{0.4t} - 2.24 \cdot \sigma_{0.9t} + 0.72 \cdot \sigma_{1.4t} = 228.396 \quad \text{MPa}$$

$$N_{f,w} := \left(\frac{\text{FAT}}{\sigma_{hs}} \right)^m \cdot 2 \cdot 10^6 = 1.679 \times 10^5$$

Extrapolointi pintaa pitkin, 8mm keskeltä

$$\sigma_{0.4t} := 252.4 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{0.9t} := 239.9 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{1.4t} := 232.4 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{hs} := 2.52 \cdot \sigma_{0.4t} - 2.24 \cdot \sigma_{0.9t} + 0.72 \cdot \sigma_{1.4t} = 266 \quad \text{MPa}$$

$$N_{f,w} := \left(\frac{\text{FAT}}{\sigma_{hs}} \right)^m \cdot 2 \cdot 10^6 = 1.063 \times 10^5$$

Extrapolointi pintaa pitkin, keskellä

$$\sigma_{0.4t} := 248.3 \quad \text{MPa}$$

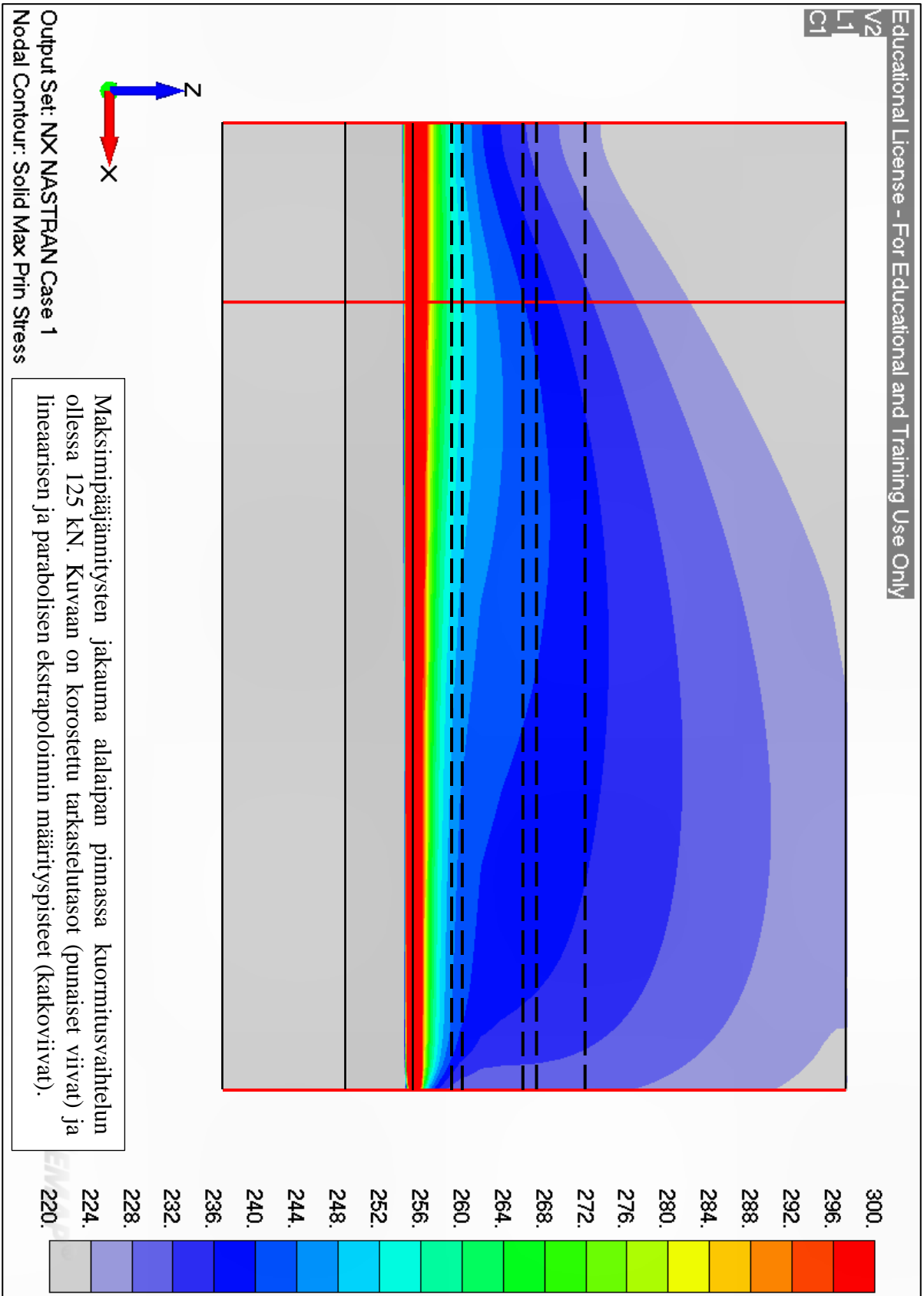
$$\sigma_{0.9t} := 232.5 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{1.4t} := 225.3 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{hs} := 2.52 \cdot \sigma_{0.4t} - 2.24 \cdot \sigma_{0.9t} + 0.72 \cdot \sigma_{1.4t} = 267.132 \quad \text{MPa}$$

$$N_{f,w} := \left(\frac{\text{FAT}}{\sigma_{hs}} \right)^m \cdot 2 \cdot 10^6 = 1.049 \times 10^5$$

LIITE 11. Maksimipääjännitykset palkin alalaipassa rakenteellisen jännityksen menetelmän mukaisissa tarkastelutasoissa ja pisteissä



Linearisointi paksuuden yli:

Hitsatun detaljin FAT-luokka $\underline{\underline{FAT}} := 100$ MPa

S-N käyrän kulmakerroin $\underline{\underline{m}} := 3$

Linearisointi paksuuden yli, reunassa

levyn paksuus $t := 6.09$ mm

$\sigma :=$

0.00	212.78
0.34	212.49
0.67	212.20
1.01	211.02
1.34	209.85
1.68	208.30
2.01	206.75
2.35	205.06
2.69	203.37
3.02	201.74
3.36	200.10
3.69	198.74
4.03	197.37
4.16	197.00
4.29	196.64
4.42	196.49
4.54	196.35
4.67	196.49
4.80	196.64
4.93	197.36
5.06	198.09
5.19	200.10
5.32	202.12
5.45	208.08
5.57	214.05
5.70	229.00
5.83	243.96
5.96	259.16
6.09	274.36

LIITE 12. Väsymistarkastelu rakenteellisen jännityksen menetelmän mukaisesti, paksuuden yli linearisointi (2/6)

$$X := \sigma^{(0)} \quad Y := \sigma^{(1)}$$

$$\sigma(y) := \text{linterp}(X, Y, y)$$

$$\sigma_m := \frac{1}{t} \int_0^t \sigma(y) \, dy = 207.679 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_b := \left| \frac{6}{t^2} \int_0^t \sigma(y) \left(\frac{t}{2} - y \right) \, dy \right| = 2.644 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{hs} := \sigma_m + \sigma_b = 210.323 \quad \text{MPa}$$

$$N_c := \left(\frac{\text{FAT}}{\sigma_{hs}} \right)^m \cdot 2 \cdot 10^6 = 2.15 \times 10^5$$

Linearisointi paksuuden yli, 8 mm keskeltä

levyn paksuus $t_w := 6.09$ mm

$\sigma_w :=$

0.00	173.47
0.34	176.82
0.67	180.18
1.01	182.27
1.34	184.35
1.68	185.79
2.01	187.23
2.35	188.45
2.69	189.68
3.02	191.15
3.36	192.61
3.69	195.01
4.03	197.40
4.16	198.82
4.29	200.23
4.42	202.20
4.54	204.17
4.67	206.91
4.80	209.66
4.93	213.66
5.06	217.66
5.19	224.21
5.32	230.76
5.45	243.30
5.57	255.84
5.70	281.39
5.83	306.95
5.96	345.52
6.09	384.09

$X := \sigma^{(0)}$ $Y := \sigma^{(1)}$

$\sigma(y) := \text{linterp}(X, Y, y)$

LIITE 12. Väsymistarkastelu rakenteellisen jännityksen menetelmän mukaisesti, paksuuden yli linearisointi (4/6)

$$\sigma_{\text{m}} := \frac{1}{t} \cdot \int_0^t \sigma(y) \, dy = 204.526 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{\text{b}} := \left| \frac{6}{t^2} \cdot \int_0^t \sigma(y) \left(\frac{t}{2} - y \right) \, dy \right| = 48.633 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{\text{hs}} := \sigma_{\text{m}} + \sigma_{\text{b}} = 253.159 \quad \text{MPa}$$

$$N_{\text{f}} := \left(\frac{\text{FAT}}{\sigma_{\text{hs}}} \right)^m \cdot 2 \cdot 10^6 = 1.233 \times 10^5$$

Linearisointi paksuuden yli, keskellä

levyn paksuus $t_w := 6.09$ mm

	0.00	183.16
	0.34	183.55
	0.67	183.93
	1.01	184.50
	1.34	185.07
	1.68	185.82
	2.01	186.56
	2.35	187.52
	2.69	188.48
	3.02	189.88
	3.36	191.28
	3.69	193.76
	4.03	196.24
	4.16	197.76
$\sigma_w :=$	4.29	199.28
	4.42	201.40
	4.54	203.52
	4.67	206.49
	4.80	209.45
	4.93	213.81
	5.06	218.17
	5.19	225.28
	5.32	232.39
	5.45	245.92
	5.57	259.45
	5.70	287.01
	5.83	314.57
	5.96	357.20
	6.09	399.83

$X := \sigma \langle 0 \rangle$ $Y := \sigma \langle 1 \rangle$

$\sigma(y) := \text{linterp}(X, Y, y)$

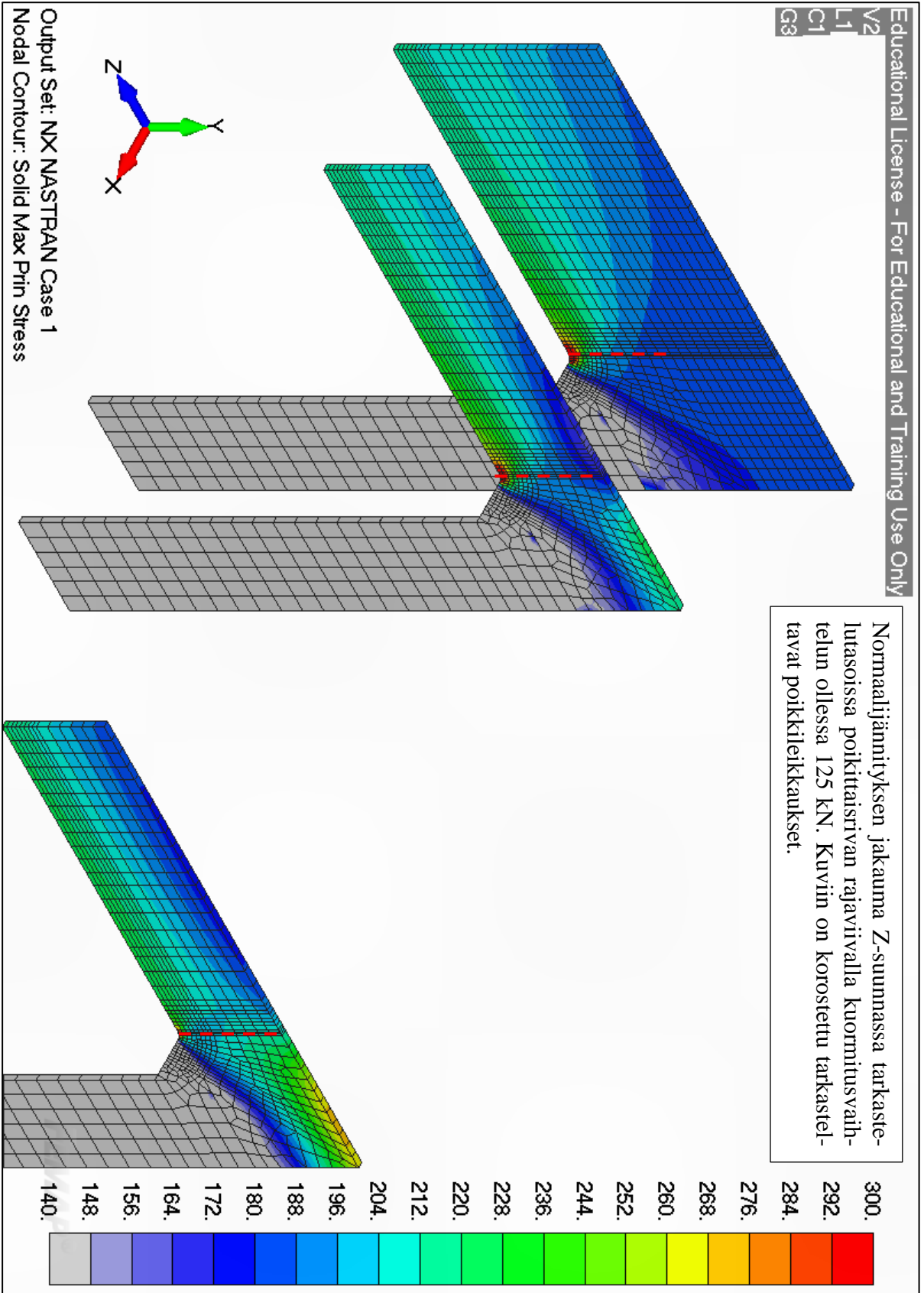
LIITE 12. Väsymistarkastelu rakenteellisen jännityksen menetelmän mukaisesti, paksuuden yli linearisointi (6/6)

$$\sigma_{\text{m}} := \frac{1}{t} \int_0^t \sigma(y) dy = 205.939 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{\text{b}} := \left| \frac{6}{t^2} \int_0^t \sigma(y) \left(\frac{t}{2} - y \right) dy \right| = 48.382 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{\text{hs}} := \sigma_{\text{m}} + \sigma_{\text{b}} = 254.322 \quad \text{MPa}$$

$$N_{\text{f}} := \left(\frac{\text{FAT}}{\sigma_{\text{hs}}} \right)^m \cdot 2 \cdot 10^6 = 1.216 \times 10^5$$



Dong'in menetelmä:

levyn paksuus $t_A := 6.06$ mm $t_B := 6$ mm
 tarkasteluetaisyys $\delta_{\text{mm}} := 6$ mm
 Hitsatun detaljin FAT-luokka $FAT := 134$ MPa
 S-N käyrän kulmakertoimen $m := 3.6$

Dong'in menetelmä, reunassa

$\sigma_A :=$	(0.00 212.78)		(0.00 178.39)		(0.00 -0.01)
	0.34 212.49		0.33 181.70		0.33 -0.01
	0.67 212.20		0.67 185.00		0.67 -0.01
	1.01 211.02		1.00 187.96		1.00 0.00
	1.34 209.85		1.33 190.91		1.33 0.01
	1.68 208.30		1.67 193.63		1.67 0.01
	2.01 206.75		2.00 196.36		2.00 0.01
	2.35 205.06		2.33 198.95		2.33 0.01
	2.69 203.37		2.67 201.54		2.67 0.01
	3.02 201.74		3.00 204.09		3.00 0.01
	3.36 200.10		3.33 206.64		3.33 0.01
	3.69 198.74		3.67 209.22		3.67 0.01
	4.03 197.37		4.00 211.79		4.00 0.01
	4.16 197.00		4.13 212.78		4.13 0.01
	4.29 196.64	$\sigma_B :=$	4.25 213.77	$\tau_B :=$	4.25 0.01
	4.42 196.49		4.38 214.77		4.38 0.01
	4.54 196.35		4.50 215.77		4.50 0.01
	4.67 196.49		4.63 216.80		4.63 0.00
	4.80 196.64		4.75 217.82		4.75 0.00
	4.93 197.36		4.88 218.87		4.88 0.00
	5.06 198.09		5.00 219.92		5.00 0.00
	5.19 200.10		5.13 221.01		5.13 0.00
	5.32 202.12		5.25 222.09		5.25 0.00
	5.45 208.08		5.38 223.21		5.38 -0.01
	5.57 214.05		5.50 224.34		5.50 -0.01
	5.70 229.00		5.62 225.51		5.62 -0.01
	5.83 243.96		5.75 226.68		5.75 -0.01
	5.96 259.16		5.87 227.90		5.87 -0.01
	(6.09 274.36)		(6.00 229.12)		(6.00 0.00)

LIITE 14. Väsymistarkastelu rakenteellisen jännityksen menetelmän mukaisesti, Dong'in menetelmä (2/6)

$$X_{\sigma_A} := \sigma_A^{(0)} \quad Y_{\sigma_A} := \sigma_A^{(1)} \quad X_{\sigma_B} := \sigma_B^{(0)} \quad Y_{\sigma_B} := \sigma_B^{(1)}$$

$$\sigma_A(y) := \text{linterp}(X_{\sigma_A}, Y_{\sigma_A}, y) \quad \sigma_B(y) := \text{linterp}(X_{\sigma_B}, Y_{\sigma_B}, y)$$

$$X_{\tau_B} := \tau_B^{(0)} \quad Y_{\tau_B} := \tau_B^{(1)}$$

$$\tau_B(y) := \text{linterp}(X_{\tau_B}, -Y_{\tau_B}, y)$$

$$\bar{\sigma}_m := \frac{1}{t_A} \int_0^{t_A} \sigma_A(y) dy = 207.357 \quad \text{MPa}$$

$$\bar{\sigma}_b := \left| \left(\frac{6}{t_B} \right) \left(\int_0^{t_B} \sigma_B(y) y dy + \delta \int_0^{t_B} \tau_B(y) dy - \sigma_m \cdot \frac{t_B^2}{2} \right) \right| = 14.227 \quad \text{MPa}$$

$$\bar{\sigma}_{hs} := \sigma_m + \sigma_b = 221.584 \quad \text{MPa}$$

$$N_{f_w} := \left(\frac{FAT}{\bar{\sigma}_{hs}} \right)^m \cdot 2 \cdot 10^6 = 3.271 \times 10^5$$

Dong'in menetelmä, 8 mm keskeltä

$\sigma_{A, \text{Mittelwert}} :=$	0.00 173.47	$\sigma_{B, \text{Mittelwert}} :=$	0.00 175.49	$\tau_{B, \text{Mittelwert}} :=$	0.00 -0.01
	0.34 176.82		0.33 179.04		0.33 -0.34
	0.67 180.18		0.67 182.59		0.67 -0.66
	1.01 182.27		1.00 186.19		1.00 -0.91
	1.34 184.35		1.33 189.79		1.33 -1.16
	1.68 185.79		1.67 193.40		1.67 -1.34
	2.01 187.23		2.00 197.00		2.00 -1.51
	2.35 188.45		2.33 200.59		2.33 -1.61
	2.69 189.68		2.67 204.17		2.67 -1.71
	3.02 191.15		3.00 207.72		3.00 -1.73
	3.36 192.61		3.33 211.27		3.33 -1.74
	3.69 195.01		3.67 214.76		3.67 -1.67
	4.03 197.40		4.00 218.25		4.00 -1.59
	4.16 198.82		4.12 219.54		4.12 -1.54
	4.29 200.23		4.25 220.83		4.25 -1.48
	4.42 202.20		4.37 222.10		4.37 -1.41
	4.54 204.17		4.50 223.37		4.50 -1.35
	4.67 206.91		4.62 224.63		4.62 -1.27
	4.80 209.66		4.75 225.89		4.75 -1.19
	4.93 213.66		4.87 227.13		4.87 -1.10
5.06 217.66	5.00 228.37	5.00 -1.01			
5.19 224.21	5.12 229.59	5.12 -0.90			
5.32 230.76	5.25 230.82	5.25 -0.80			
5.45 243.30	5.37 232.03	5.37 -0.68			
5.57 255.84	5.50 233.24	5.50 -0.56			
5.70 281.39	5.62 234.44	5.62 -0.43			
5.83 306.95	5.75 235.64	5.75 -0.30			
5.96 345.52	5.87 236.83	5.87 -0.15			
6.09 384.09	6.00 238.02	6.00 0.00			

$$X_{\sigma, A} := \sigma_A^{(0)} \quad Y_{\sigma, A} := \sigma_A^{(1)}$$

$$\sigma_A(y) := \text{linterp}(X_{\sigma, A}, Y_{\sigma, A}, y)$$

$$X_{\sigma, B} := \sigma_B^{(0)} \quad Y_{\sigma, B} := \sigma_B^{(1)}$$

$$\sigma_B(y) := \text{linterp}(X_{\sigma, B}, Y_{\sigma, B}, y)$$

$$X_{\tau, B} := \tau_B^{(0)} \quad Y_{\tau, B} := \tau_B^{(1)}$$

$$\tau_B(y) := \text{linterp}(X_{\tau,B}, -Y_{\tau,B}, y)$$

$$\sigma_{m_A} := \frac{1}{t_A} \int_0^{t_A} \sigma_A(y) dy = 203.659 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{m_b} := \left| \left(\frac{6}{t_B} \right) \left(\int_0^{t_B} \sigma_B(y) y dy + \delta \int_0^{t_B} \tau_B(y) dy - \sigma_m \cdot \frac{t_B^2}{2} \right) \right| = 49.698 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{hs} := \sigma_m + \sigma_b = 253.357 \quad \text{MPa}$$

$$N_{f_w} := \left(\frac{FAT}{\sigma_{hs}} \right)^m \cdot 2 \cdot 10^6 = 2.019 \times 10^5$$

Dong'in menetelmä, keskellä

$\frac{\sigma_A}{\sigma_{A,lim}} :=$	0.00 183.16	$\frac{\sigma_B}{\sigma_{B,lim}} :=$	0.00 193.86	$\frac{\tau_B}{\tau_{B,lim}} :=$	0.00 0.00
	0.34 183.55		0.33 195.33		0.33 0.00
	0.67 183.93		0.67 196.80		0.67 0.00
	1.01 184.50		1.00 198.51		1.00 0.00
	1.34 185.07		1.33 200.22		1.33 0.00
	1.68 185.82		1.67 202.21		1.67 0.00
	2.01 186.56		2.00 204.20		2.00 0.00
	2.35 187.52		2.33 206.43		2.33 0.00
	2.69 188.48		2.67 208.66		2.67 0.00
	3.02 189.88		3.00 211.04		3.00 0.00
	3.36 191.28		3.33 213.42		3.33 0.00
	3.69 193.76		3.67 215.84		3.67 0.00
	4.03 196.24		4.00 218.26		4.00 0.00
	4.16 197.76		4.12 219.16		4.12 0.00
	4.29 199.28		4.25 220.05		4.25 0.00
	4.42 201.40		4.37 220.93		4.37 0.00
	4.54 203.52		4.50 221.80		4.50 0.00
	4.67 206.49		4.62 222.65		4.62 0.00
	4.80 209.45		4.75 223.49		4.75 0.00
	4.93 213.81		4.87 224.31		4.87 0.00
5.06 218.17	5.00 225.12	5.00 0.00			
5.19 225.28	5.12 225.90	5.12 0.00			
5.32 232.39	5.25 226.67	5.25 0.00			
5.45 245.92	5.37 227.41	5.37 0.00			
5.57 259.45	5.50 228.14	5.50 0.00			
5.70 287.01	5.62 228.83	5.62 0.00			
5.83 314.57	5.75 229.52	5.75 0.00			
5.96 357.20	5.87 230.16	5.87 0.00			
6.09 399.83	6.00 230.81	6.00 0.00			

$$X_{\sigma,A} := \sigma_A^{(0)} \quad Y_{\sigma,A} := \sigma_A^{(1)}$$

$$\sigma_A(y) := \text{linterp}(X_{\sigma,A}, Y_{\sigma,A}, y)$$

$$X_{\sigma,B} := \sigma_B^{(0)} \quad Y_{\sigma,B} := \sigma_B^{(1)}$$

$$\sigma_B(y) := \text{linterp}(X_{\sigma,B}, Y_{\sigma,B}, y)$$

$$X_{\tau,B} := \tau_B^{(0)} \quad Y_{\tau,B} := \tau_B^{(1)}$$

$$\tau_B(y) := \text{linterp}(X_{\tau_B}, -Y_{\tau_B}, y)$$

$$\sigma_{m_A} := \frac{1}{t_A} \int_0^{t_A} \sigma_A(y) dy = 205.004 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{b_B} := \left| \left(\frac{6}{t_B} \right) \left(\int_0^{t_B} \sigma_B(y) y dy + \delta \int_0^{t_B} \tau_B(y) dy - \sigma_m \cdot \frac{t_B^2}{2} \right) \right| = 39.261 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{hs} := \sigma_m + \sigma_b = 244.265 \quad \text{MPa}$$

$$N_{f_w} := \left(\frac{FAT}{\sigma_{hs}} \right)^m \cdot 2 \cdot 10^6 = 2.303 \times 10^5$$

Väsymistarkastelu, tehollisen loviännityksen menetelmä**Maksimipääjännityksen mukaan**

Hitsatun detaljin FAT-luokka FAT := 225 MPa

S-N käyrän kulmakerroin $m := 3$ **Tehollinen loviännitys, reunassa** $\Delta\sigma_{nl,eff} := 349.5$ MPa

$$N_f := \left(\frac{FAT}{\Delta\sigma_{nl,eff}} \right)^m \cdot 2 \cdot 10^6 = 5.336 \times 10^5$$

Tehollinen loviännitys, 8 mm keskeltä $\Delta\sigma_{nl,eff} := 474.5$ MPa

$$N_c := \left(\frac{FAT}{\Delta\sigma_{nl,eff}} \right)^m \cdot 2 \cdot 10^6 = 2.132 \times 10^5$$

Tehollinen loviännitys, keskellä $\Delta\sigma_{nl,eff} := 490.0$ MPa

$$N_c := \left(\frac{FAT}{\Delta\sigma_{nl,eff}} \right)^m \cdot 2 \cdot 10^6 = 1.936 \times 10^5$$

Von Mises jännityksen mukaanHitsatun detaljin FAT-luokka $\underline{\underline{FAT}} := 200 \quad \text{MPa}$ S-N käyrän kulmakerroin $\underline{\underline{m}} := 3$ Tehollinen loviännitys, reunassa

$$\underline{\underline{\Delta\sigma_{nl,eff}}} := 342.8 \quad \text{MPa}$$

$$\underline{\underline{N_{f,w}}} := \left(\frac{\underline{\underline{FAT}}}{\underline{\underline{\Delta\sigma_{nl,eff}}}} \right)^m \cdot 2 \cdot 10^6 = 3.972 \times 10^5$$

Tehollinen loviännitys, 8 mm keskeltä

$$\underline{\underline{\Delta\sigma_{nl,eff}}} := 422.7 \quad \text{MPa}$$

$$\underline{\underline{N_{f,w}}} := \left(\frac{\underline{\underline{FAT}}}{\underline{\underline{\Delta\sigma_{nl,eff}}}} \right)^m \cdot 2 \cdot 10^6 = 2.118 \times 10^5$$

Tehollinen loviännitys, keskellä

$$\underline{\underline{\Delta\sigma_{nl,eff}}} := 434.0 \quad \text{MPa}$$

$$\underline{\underline{N_{f,w}}} := \left(\frac{\underline{\underline{FAT}}}{\underline{\underline{\Delta\sigma_{nl,eff}}}} \right)^m \cdot 2 \cdot 10^6 = 1.957 \times 10^5$$

Jännityskomponenttien määrittäminen Frank2d sovellusta vartenLinearisointi paksuuden yli, reunassa

levyn paksuus t := 6.0 mm

$\sigma :=$	(0.00 229.12)
	0.13 227.90
	0.25 226.68
	0.38 225.51
	0.50 224.34
	0.63 223.21
	0.75 222.09
	0.88 221.01
	1.00 219.92
	1.13 218.87
	1.25 217.82
	1.38 216.80
	1.50 215.77
	1.63 214.77
	1.75 213.77
	1.88 212.78
	2.00 211.79
	2.33 209.22
	2.67 206.64
	3.00 204.09
3.33 201.54	
3.67 198.95	
4.00 196.36	
4.33 193.63	
4.67 190.91	
5.00 187.96	
5.33 185.00	
5.67 181.70	
(6.00 178.39)	

$$X := \sigma^{(0)} \quad Y := \sigma^{(1)}$$

$$\sigma(y) := \text{linterp}(X, Y, y)$$

$$\sigma_m := \frac{1}{t} \int_0^t \sigma(y) dy = 203.991 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_b := \left| \frac{6}{t^2} \int_0^t \sigma(y) \left(\frac{t}{2} - y \right) dy \right| = 24.383 \quad \text{MPa}$$

Frank2D jännityskomponenttien laskeminen

$$\Delta\sigma_{\max} := \left(\sigma_m + \frac{\sigma_b}{2} \right) = 216.182 \quad \text{MPa}$$

$$\Delta\sigma_{\min} := \left(\sigma_m - \frac{\sigma_b}{2} \right) = 191.8 \quad \text{MPa}$$

Linearisointi paksuuden yli, 8mm keskeltälevyn paksuus $t := 6.0$ mm

$\sigma_{xx} :=$	(0.00 238.02)
	0.13 236.83
	0.25 235.64
	0.38 234.44
	0.50 233.24
	0.63 232.03
	0.75 230.82
	0.88 229.59
	1.00 228.37
	1.13 227.13
	1.25 225.89
	1.38 224.63
	1.50 223.37
	1.63 222.10
	1.75 220.83
	1.88 219.54
	2.00 218.25
	2.33 214.76
	2.67 211.27
	3.00 207.72
	3.33 204.17
	3.67 200.59
	4.00 197.00
	4.33 193.40
	4.67 189.79
	5.00 186.19
	5.33 182.59
	5.67 179.04
	6.00 175.49)

$$X := \sigma^{(0)} \quad Y := \sigma^{(1)}$$

$$\sigma(y) := \text{linterp}(X, Y, y)$$

$$\underline{\underline{\sigma_{\text{m}}}} := \frac{1}{t} \int_0^t \sigma(y) \, dy = 207.402 \quad \text{MPa}$$

$$\underline{\underline{\sigma_{\text{b}}}} := \left| \frac{6}{t^2} \int_0^t \sigma(y) \left(\frac{t}{2} - y \right) \, dy \right| = 31.54 \quad \text{MPa}$$

Frank2D jännityskomponenttien laskeminen

$$\underline{\underline{\Delta\sigma_{\text{max}}}} := \left(\sigma_{\text{m}} + \frac{\sigma_{\text{b}}}{2} \right) = 223.172 \quad \text{MPa}$$

$$\underline{\underline{\Delta\sigma_{\text{min}}}} := \left(\sigma_{\text{m}} - \frac{\sigma_{\text{b}}}{2} \right) = 191.632 \quad \text{MPa}$$

Linearisointi paksuuden yli, keskellälevyn paksuus $t := 6.0$ mm

σ_{xx}	
	(0.00 230.81)
	0.13 230.16
	0.25 229.52
	0.38 228.83
	0.50 228.14
	0.63 227.41
	0.75 226.67
	0.88 225.90
	1.00 225.12
	1.13 224.31
	1.25 223.49
	1.38 222.65
	1.50 221.80
	1.63 220.93
$\sigma_{xx} :=$	1.75 220.05
	1.88 219.16
	2.00 218.26
	2.33 215.84
	2.67 213.42
	3.00 211.04
	3.33 208.66
	3.67 206.43
	4.00 204.20
	4.33 202.21
	4.67 200.22
	5.00 198.51
	5.33 196.80
	5.67 195.33
	6.00 193.86)

$$X := \sigma \langle 0 \rangle \quad Y := \sigma \langle 1 \rangle$$

$$\sigma(y) := \text{linterp}(X, Y, y)$$

$$\sigma_m := \frac{1}{t} \int_0^t \sigma(y) dy = 211.572 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_b := \left| \frac{6}{t^2} \int_0^t \sigma(y) \left(\frac{t}{2} - y \right) dy \right| = 19.556 \quad \text{MPa}$$

Frank2D jännityskomponenttien laskeminen

$$\Delta \sigma_{\text{max}} := \left(\sigma_m + \frac{\sigma_b}{2} \right) = 221.35 \quad \text{MPa}$$

$$\Delta \sigma_{\text{min}} := \left(\sigma_m - \frac{\sigma_b}{2} \right) = 201.794 \quad \text{MPa}$$