

LUT-YLIOPISTO
LUT School of Energy Systems
LUT Kone

Tomi Saarentola

EN 81-20 ja ASME A17.1 mukaisten suunnittelukuormien erot teolliselle tavarahenkilöhissille käytettäessä raskasta kuormankäsittelylaitetta sekä kuormauksen vaikutus teollisen tavarahenkilöhissin hitsatun levylaippaliitoksen väsymiskestoikään

Päivitetty 26.11.2020

Tarkastaja(t) Professori Timo Björk

DI Nina Lahti

TIIVISTELMÄ

LUT-Yliopisto
LUT Energiajärjestelmät
LUT Kone

Tomi Saarentola

EN 81-20 ja ASME A17.1 mukaisten suunnittelukuormien erot teolliselle tavarahenkilöhissille käytettäessä raskasta kuormankäsittelylaitetta sekä kuormauksen vaikutus teollisen tavarahenkilöhissin hitsatun levylaippaliitoksen väsymiskestoikään

Diplomityö

2020

57 sivua, 24 kuvaa, 6 taulukkoa ja 4 liitettä

Tarkastaja: Professori Timo Björk
DI Nina Lahti

Hakusanat: Haarukkatrukki, tavarahenkilöhissi, väsyminen, FE-analyysi

Työssä tutkitaan standardien EN 81-20 ja ASME A17.1 mukaisten suunnittelukuormien eroja tavarahenkilöhissin lastaustapahtumassa käytettäessä raskasta kuormankäsittelylaitetta. Mainituille standardeille yhteiseksi soveltuvan kuormitustapauksen luomiseksi kirjallisessa vertailussa on mukana eri haarukkatrukkimallien todellisia akselikuormia sekä EN 1991-1-1, joka käsittelee haarukkatrukeista aiheutuvia kuormia rakennuksissa. Edellä mainitut hissistandardit eivät erikseen tunnista hissikorin jatkuvan kuormauksen vaikutusta mahdollisen väsymisvaurion syntymiseen, joten myös väsymiskestoian tarkastelu on osana työtä.

Väsymiskestoian tarkastelu tehdään simuloimalla hissien normaali käyttö sekä kuormaus hyödyntäen FE-analyysiä. Tutkittavan levylaippaliitoksen hitsiltä luetaan tehollisen loviännitysvaihtelun tulokset, jotka käännetään analyttisesti vastaamaan liitoksen elinikää erikseen määritellyin hissien työkiertoain. Analyttisessä laskennassa tulokset skaalataan vastaamaan sekä useita hissien nimelliskuormatasoja että haarukkatrukin akselikuormatasoja, jotta kuormauksen vaikutusta liitoksen väsymiskestoikään voidaan yleisellä tasolla arvioida.

Kirjallisessa vertailussa EN 1991-1-1 on yleisesti hissistandardeja kattavampi kuormien määrityksessä ja vastaa paremmin haarukkamallien todellisia kuormia. Vertailun pohjalta luotu ja hissistandardeille yhteiseksi soveltuva kuormitustapaus korottaisi lievästi nykyistä EN 81-20 kynnyskuormatasoa, vaatisi kuorman asettelulta ASME A17.1 mukaista tarkastelua sekä asettaisi rajoituksen hissien nimelliskuormatasolle, jonka jälkeen kuormankäsittelylaitteesta aiheutuva kuorma tulisi selvittää tarkemman analyysin perusteella. Väsymiskestoian tarkastelun perusteella kuormauksella on vähintään suhteellisella tasolla merkittävä vaikutus väsymiskestoikään, mutta tarkastelua tulisi laajentaa useammalle liitokselle ennen tarkempia johtopäätöksiä.

ABSTRACT

LUT University
LUT School of Energy Systems
LUT Mechanical Engineering

Tomi Saarentola

Differences in design loads according to EN 81-20 and ASME A17.1 for industrial goods lift when using a heavy handling device and the effect of loading on the fatigue life of welded lap joint

Master's thesis

2020

57 pages, 24 figure, 6 table and 4 appendices

Examiner: Professor Timo Björk
M.Sc Nina Lahti

Keywords: Forklift, FE-analysis, Fatigue, Goods passenger lift

The work examines the differences between design loads according to EN 81-20 and ASME A17.1 for goods passenger lift when using a heavy handling device. In order to create a common design load case for the aforementioned standards, literary comparison includes actual axial loads of different forklift models and EN 1991-1-1, which defines some actions induced by forklifts. The lift standards do not specifically recognize if continuous loading of lift using a heavy handling device has any impact on fatigue phenomenon and thus, this study also includes a general level fatigue life examination.

Calculation for fatigue life is carried out by using FE-analysis to simulate lift normal operation and loading. Effective notch stresses are read from the welded lap joint and are analytically turned to corresponding fatigue life in specific lift cycles. In the analytical calculations, the results are scaled to reflect both, a number of rated load and forklift axle load levels in order to achieve a general view how lift loading using a handling device affects to fatigue life of the joint.

In the literary comparison, EN 1991-1-1 is generally more comprehensive than lift standards for the determination of loads and better reflects the actual axial loads from forklifts. The common design load created for aforementioned lift standards based on the literary comparison would raise the sill load slightly from current EN 81-20 level, would require load from handling device to be placed as defined in ASME A17.1 and sets a certain rated load limit after which the load caused by the handling device should be determined by a more detailed analysis. Based on the fatigue life results of the joint, loading of the lift using a heavy handling device has significant proportional impact on the fatigue life of the joint, but study should be extended to several joints before further conclusions are drawn.

ALKUSANAT

Lappeenrannasta reppuselässä alkaneen pitkän prosessin päätös, paljon on nähty, kaikkea on koettu ja jotakin on opittu. Työ on vihdoin hakenut muotonsa ja on aika pistää homma pakettiin. Aluksi kiitos professori Timo Björkille tuesta varsinkin työn loppumetreillä ja KONE:lle mahdollisuudesta tämän työn tekemiseen. Kiitos opiskelukavereille rennoista ja mahtavista opiskeluvuosista sekä kiitos kaikille, jotka ovat tämän etapin tai opiskeluvuosien aikana tavalla tai toisella tsempanneet.

Tomi Saarentola

Tomi Saarentola

Tampereella 26.11.2020

SISÄLLYSLUETTELO

TIIVISTELMÄ

ABSTRACT

ALKUSANAT

SISÄLLYSLUETTELO

SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

1	JOHDANTO	9
	1.1 Työn tausta ja tavoitteet	10
	1.2 Rajaukset	11
2	HISSIN KUORMAUSTA KOSKEVAT STANDARDIT.....	13
	2.1 EN 81-20 Lastaustilanteen kuormat.....	13
	2.1.1 Tulkinnan ongelmat.....	15
	2.2 ASME A17.1	16
	2.2.1 Luokka C1.....	17
	2.2.2 Luokka C2.....	18
	2.3 EN 1991-1-1 Trukkikuorma	18
3	TEORIA	20
	3.1 Väsymisilmiö.....	20
	3.2 Jännitysvaihtelu	20
	3.3 FAT-Luokat.....	21
	3.4 Jännityshistoria	22
	3.5 Nimellisen jännityksen menetelmä.....	24
	3.6 Tehollisen lovi-jännityksen menetelmä.....	24
	3.6.1 Elementtimenetelmä ENS:lle.....	26
4	VÄSYMISKESTOIAN MÄÄRITYS	28
	4.1 FE-malli.....	30
	4.1.1 Päämalli	30
	4.1.2 Alimalli.....	32
	4.1.3 Kuormitus	33
	4.2 Vesisäiliömenetelmä	36
5	TULOKSET	37

5.1	EC1, EN 81-20, ASME A17.1 ja trukkimallien akselikuorman vertailu.....	37
5.2	Kuormauksen vaikutus hitsiliitoksen väsymiskestoikään.....	40
6	TULOSTEN TARKASTELU.....	45
6.1	Väsymiskestoiän laskennan tulosten tarkastelu.....	45
6.2	Vastaukset tutkimuskysymyksiin	46
6.3	Kynnyskuorman vaihtoehtoinen EN 81-20 mukainen mitoitustapa.....	49
6.4	Työn jatkokehitys	51
7	JOHTOPÄÄTÖKSET	53
	LÄHTEET	54
	LIITE I: Haarukkatrukkimallit.	
	LIITE II: Johteiden jousivakiot.	
	LIITE III: Väsymiskestoiän laskenta.	
	LIITE IV: Käytetyt materiaaliominaisuudet FE-analyysissä.	

SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

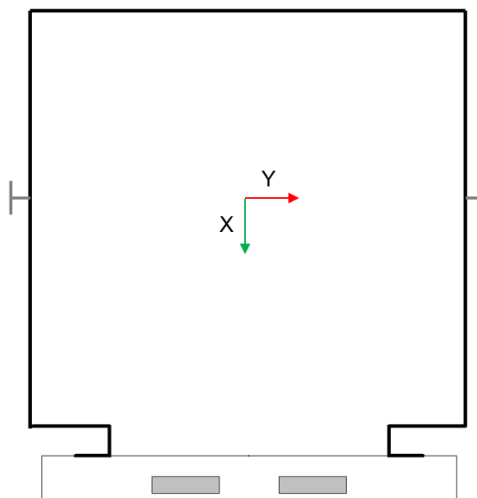
a	Hitsin a-mitta [mm]
a_n	Hissin kiihtyvyys [$\frac{m}{s^2}$]
d_I	Reiän halkaisija [mm]
D	Minerin summa
E	Kimmomoduuli [GPa]
FAT	Väsymiskestävyysluokka [MPa]
F_s	Hissin kynnyskuorma [N]
g_n	Vapaan pudotuksen standardikiihtyvyys [$\frac{m}{s^2}$]
m	S-N käyrän (Wöhler-käyrän) kulmakerroin
M	Laskennallinen osuus hissien nimelliskuormasta [kg]
N_D	Kuormitus syklien lukumäärä [kpl]
l_I	Hitsin pituus [mm]
K_f	Lovivaikutusluku
K_{fmax}	Lovivaikutusluvun maksimiarvo
K_t	Jännityskonsentraatiokerroin
Q	Hissin nimelliskuorma [kg]
r	Pyörityssäteen referenssiarvo ENS menetelmälle [mm]
s	Kolmiaksisiaalisuuskerroin loven pohjalla
t_1	Diagonaalilevyn paksuus [mm]
t_2	Levyliippaliitoksen päällimmäisten levyjen paksuus [mm]
ν	Poissonin vakio
V	Akselikuorman osuus hissien nimelliskuorman osuudesta [%]
w_1	Diagonaalilevyn leveys [mm]
w_2	Levyliippaliitoksen päällimmäisten levyjen leveys [mm]
$\Delta\sigma_{nom}$	Nimellinen jännitys [MPa]
$\Delta\sigma_D$	Elementtimallin lovi-jännitys [MPa]
$\Delta\sigma$	Jännityksen vaihteluväli [MPa]
ρ_f	Fiktiivisen loven pyörityssäde [mm]
ρ_t	Tiheys [kg/m^3]

ρ	Rajaviivan todellinen pyöristyssäde [mm]
ρ^*	Materiaalin mikrorakenteellinen pituus [mm]
σ_b	Taivutusjännitys [MPa]
σ_m	Kalvojännitys [MPa]
σ_{max}	Jännitysvaihteluvälin suurin jännitys [MPa]
σ_{min}	Jännitysvaihteluvälin pienin jännitys [MPa]
σ_{nl}	Epälineaarinen jännitys [MPa]
C1	ASME A17.1 Lastausluokka haarukkatrukeille soveltuville tavarahisseille
C2	ASME A17.1 Lastausluokka ylikuormauksen sallivalle tavarahissille
C3	ASME A17.1 Lastausluokka tavarahisseille, muu lastaustapaus raskaille kuormille
EC1	Eurocode 1, tässä tapauksessa EN 1991-1-1 Eurocode 1: Rakenteiden kuormitukset
ENS	Effective Notch stress, Tehollinen lovijännitys
FE	Finite element, määrällinen elementti
FL	Forklift, haarukkatrukki. Käytetään viitatessa Eurocode 1:n haarukkatrukkiluokkiin
IIW	International Institute of Welding
KTI	KONE Technology and Innovation, KONE:n tuotekehityksen osasto
S-N	Jännitys-väsymiskestoikä

1 JOHDANTO

Hissit voidaan luokitella käyttötarkoituksen perusteella erilaisiin kategorioihin, esimerkiksi henkilö-, tavara- tai autohisseihin. Työssä tulkitaan ja vertaillaan kolmen eri standardin tapaa määrittää tavarahenkilöhissien lastauksen aikaiset kuormat käytettäessä lastausapuvälinettä ja pyritään selkeyttämään eurooppalaisen EN 81-20 standardin tapaa näiden kuormien määrittämisessä.

Työn tavoitteena on esittää vaihtoehtoinen mitoitus tapa, joka tavarahenkilöhissien tapauksessa toisi raskaalla lastauslaitteella suoritettavan kuormauksen osalta paikoitellen toisistaan eroavia standardeja lähemmäksi toisiaan. Lisäksi esitettävän mitoitus tavan on tarkoitus vastata perustellummin nykypäivän vaatimuksia, kattaen edelleen myös EN 81-20. Raskaat kuormankäsittelyapuvälineet, kuten haarukkatrukit, voivat täyteen lastattuna täyttää koko hissien nimelliskuorman, haarukkatrukin painon lähes täysin kohdistuessa yhdelle akselille. Pahimmassa tapauksessa kyseessä on voi olla yksipyöräinen haarukkatrukki peruuttamassa kuorman kanssa hissiin, aiheuttaen hissien kynnykselle pistemäisen kuormituksen (Questions/Answers to EN 81-20:2014 & EN 81-50:2014 2015). Tällöin haarukkatrukin painopisteestä määräytyen saattaa lähes koko hissien nimelliskuorma kohdistua hissikorin kynnykselle. Kynnyskuormasta ja hissikorista on esitetty yksinkertaistettu esimerkki kuvassa 1.



Kuva 1. Hissikori ja kynnyskuormitus ylhäältä kuvattuna. Harmaalla merkityt alueet kuvaavat kuormanlastauslaitteen kuorman sijaintia korin kynnyksellä.

Hissikori on yksinkertaisimmillaan edellä kuvatun mukainen. Korin sivuilla olevat harmaat T-muotoiset merkit kuvaavat johteita, joita pitkin hissikori liikkuu hissikuilussa. Korin kuormauksessa yleensä köydet kannattelevat vertikaalin kuorman, mutta korin kallistumisen kuvan y-akselin ympäri estävät johteet. Korin kynnyksen ja johteiden välinen etäisyys käyttäytyy momenttivartena kuormankäsittelylaitteen akselista aiheutuvalle voimalle. Momentista aiheutuvan voimaparin kannattelevat hissikorin ylä- ja alapuolella sijaitset ohjauskengät, jotka ovat yhteydessä itse johteisiin. Kynnyksen kuormitus raskaalla kuormankäsittelylaitteella on vaativa kuormitustapaus sekä hissi- että kuilumekaniikan kannalta.

Varsinkin teollisuudessa raskaiden kuormankäsittelylaitteiden käyttö on yleistä ja hissi saattaa olla lähes jatkuvasti käytössä. Raskaiden kuormankäsittelylaitteiden tyhjäpaino on jo itsessään korkea, joten hissien aktiivinen hyödyntäminen kuormien siirtämisessä kerrosten välillä saattaa hissikorin kuormaustilanteissa aiheuttaa merkittävää vaihtelevaa rasitusta paitsi hissikorin ja sen kehysrakenteen liitoksissa, mutta myös kuilumekaniikan eri komponenteissa. Hissin päivittäisten käyttömäärien noustessa hissikorin kuormauksella saattaa olla merkittävä vaikutus hitsattujen rakenteiden väsymiskestoikään. EN 81-20 (2014) ei erikseen tunnista kuormauksen mahdollista vaikutusta väsymisilmiöön. Työssä tarkastellaan erityisesti kuormauksen vaikutusta lattiarakennetta kannattelevan diagonaalien hitsiliitoksen väsymiskestoikään. Työssä hissikoria ja sen kynnystä kuormitetaan nimelliskuorman osuuksilla. Väsymiskestöt hitsiliitokselle esitetään vastaavilla nimelliskuorman osuuksien erisuuruuksilla prosentuaalisilla kynnyskuormituksilla, jotka tässä tapauksessa vastaavat lastausapuvälineestä kynnukseen kohdistuvaa kuormaa. Lisäksi, kuormauksen vaikutusta liitoksen väsymiskestoikään verrataan tapaukseen, jossa otetaan huomioon vain hissikorin liikkeestä aiheutuvat rasitukset.

1.1 Työn tausta ja tavoitteet

Työn tarjoajana toimii KTI-osasto (KONE Technology and Innovation) and KONE Oyj:stä. Työn ensimmäisenä päätavoitteena on esittää vaihtoehtoinen mitoitus tapa tavarahenkilöhissille käytettäessä raskasta lastauslaitetta. Mitoitustavan tulee kattaa EN 81-20 sekä olla sovellettavissa vastaavalle amerikkalaiselle ASME A17.1 hissistandardille. Toisena päätavoitteena on selvittää ja havainnollistaa hissikorin kuormauksen vaikutusta

valitun hitsin väsymiskestoikään käytettäessä lastauslaitetta. Tutkimusongelmana on EN 81-20:n tulkinnanvarainen tapa ottaa huomioon raskaiden lastauslaitteiden aiheuttama staattinen kuormitus sekä se, ettei standardi erikseen tunnista hissikorin jatkuvan raskaan kuormauksen vaikutusta hitsattujen rakenteiden väsymiskestoikiin. Tutkimuskysymys voidaan jakaa täsmällisempiin tutkimusteemoihin seuraavasti. (ASME A17.1 2016, s. 72 ja s. 278.):

- Miten EN 81-20, ASME A17.1 ja Eurocode 1 EN 1991-1-1 määrittelevät haarukkatrukista johtuvan akselikuorman lattiarakenteen kannalta?
- Miten edellisessä kysymyksessä mainittujen kolmen standardin määrittelemä haarukkatrukin kuormitus eroaa haarukkatrukkivalmistajien antamista etuakselin kuormista ja voidaanko eroa pitää merkittävänä?
- Millaisia muutoksia EN 81-20 vaatisi haarukkatrukista johtuvan kuorman osalta, jotta se olisi sovellettavissa myös ASME A17.1 lastausluokassa C1?
- Millaisin menetelmin hissikorin kuormauksen vaikutusta työssä tutkitun hitsiliitoksen väsymiskestoikään voidaan arvioida?
- Millainen on työn hitsiliitoksen väsymiskestoikä tarkasteltaessa vain hissien kuljetettavaksi tarkoitettun kuorman ja pystysuuntaisen kiihdytyksen aiheuttamaa rasitusta verrattuna tapaukseen, jossa myös hissien kuormaus otetaan huomioon ja onko ero tarkasteltavan hitsin kannalta merkittävä?

Aiemmin johdannossa esitettyjen asioiden lisäksi työhön sisältyy tilausohjeen laatiminen, jolla tavarahenkilöhissin käyttötarkoitusta tarkennetaan asiakkaan ja toimittajan välillä. Tilausohjeen sekä eurooppalaista ja amerikkalaista hissistandardia yhtenäistävän vaihtoehtoisen mitoitustavan avulla pyritään lisäämään asiakkaalta saatavan informaation määrää, parantamaan hissikorin turvallisuutta ottamalla mitoituksessa paremmin huomioon todellinen käyttötarkoitus sekä yhtenäistämään suunnittelutyötä eri standardien välillä. Lisäksi työssä käsiteltävän liitoksen väsymiskestoikä tarkastelulla pyritään havainnollistamaan kuormaustapauksen merkitystä teolliseen käyttöön tarkoitetuissa kohteissa.

1.2 Rajaukset

Vaihtoehtoinen mitoitustapa perustuu johdannossa mainittuihin standardeihin sekä työssä mainittujen haarukkatrukkimallien tuoteluetteloihin, joista selviää todelliset mitoitukseen

vaikuttavat kuormat. Väsymislaskennassa tutkitaan kuormauksen vaikutusta väsymiskestoikään eri kuorman tasoilla. Tutkittavan kaksipuoleisen levylaippaliitoksen väsymiskestävyyttä tarkastellaan hyödyntäen ENS (Effective Notch Stress, tehollinen loviännitys) menetelmää.

2 HISSIN KUORMAUSTA KOSKEVAT STANDARDIT

Luvussa käydään läpi kolmen eri standardin tapaa ottaa huomioon lastausapuvälineestä aiheutuva akselikuorma hissien kynnyskuormana. Luku alkaa eurooppalaisen EN 81-20 sekä amerikkalaisen ASME A17.1 hissistandardin tavasta määrittellä hissien kuorman lastauksesta ja purusta aiheutuneet kuormat. EN 81-20 osalta käydään läpi myös sen tapaa esittää raskaasta lastausapuvälineestä johtuvia kuormia, joka jättää tulkinnanvaraisuutta. Hissistandardien jälkeen esitellään eurooppalaisen kantavien rakenteiden suunnittelustandardisarjaan kuuluvan EN 1991 Eurocode 1: Rakenteiden kuormitukset -osan (jatkossa EC1) tapa määrittellä haarukkatrukeista johtuvat kuormat. Myöhemmin, kappaleessa 6.1 esitetään näiden kolmen standardin keskinäinen vertailu sekä niiden kuormaerot haarukkatrukkivalmistajien antamiin lukuihin todellisista haarukkatrukeista.

2.1 EN 81-20 Lastaustilanteen kuormat

Standardi määrittelee hissien kuormaustilanteesta aiheutuvat kuormat lyhyesti. Hissikorin kulkuaukon keskelle tulee asettaa pystysuora kynnyskuorman voima F_s seuraavasti (EN 81-20 2014, s. 178):

$$F_s = 0,4 \times g_n \times Q \quad (1)$$

Yhtälö 1 kuvaa henkilöhissien kynnyskuormitusta, missä Q on hissien nimelliskuorma eli normaalissa käytössä kuljetettavaksi tarkoitettu kuorma ja g_n on vapaan pudotuksen standardikiihtyvyys.

$$F_s = 0,6 \times g_n \times Q \quad (2)$$

$$F_s = 0,85 \times g_n \times Q \quad (3)$$

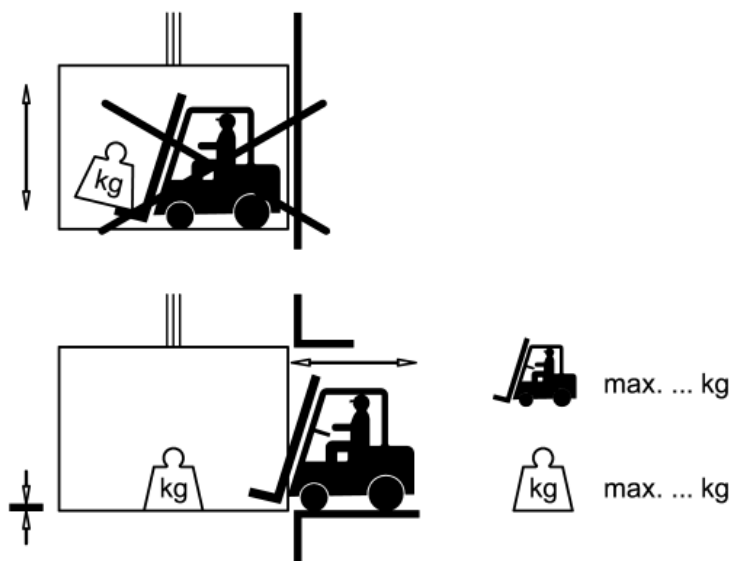
Yhtälö 2 on tavarahenkilöhissille jota saa kuormata korkeintaan käsikäyttöisellä kuormankäsittelylaitteella ja yhtälö 3 tavarahenkilöhisseille, jos raskaiden lastauslaitteiden paino ei sisälly nimelliskuormaan ja niitä käytetään (EN 81-20 2014, s. 178).

Raskaiden lastauslaitteiden kuormituksen osalta kerroin 0,85 on avattu EN 81-20:ssä (2014, s. 178) seuraavasti, ”Arvo 0,85 perustuu olettamukseen $0,6 \times Q$ ja puolet haarukkatrukin painosta, joka kokemuksen perusteella ei ole suurempi kuin puolet nimelliskuormasta $0,6 + 0,5 \times 0,5 = 0,85$.” Kynnyskuormitusta laskiessa kori tulee olettaa tyhjäksi. (EN 81-20 2014, s. 178.)

Kuorman määrittämisen lisäksi standardi ei suoraan kerro kuormarajoja tai muita vaatimuksia. Hissin tulee kuitenkin EN 81-20 mukaan olla varustettu ylikuormauksen tunnistavalla laitteella. Ylikuormausilanteessa käyttäjiä tulee varoittaa ääni- tai valomerkillä, normaali hissin käynnistys tulee estää ja ovet on ohjattava auki asentoon. Mekaanisen suunnittelun osalta standardi vaatii suunnittelua ylikuormauksen varalta useissa kohdissa. Esimerkiksi mekaanisten jarrujen sekä kuilussa olevien puskureiden on kyettävä pysäyttämään liikkeessä oleva kori 25 % ylikuormauksella. Kuilumekaniikan liittyvien köysien osalta ja vetopyörän välisen kitkan tulee pitää hissi paikallaan, kun kori on kuormitettu 125 % nimelliskuormalla. (EN 81-20 2014, s. 114, s. 138, s. 190 ja s. 238.)

Tavarahenkilöhissien yleisissä vaatimuksissa EN 81-20 (2014, s. 116) antaa suunnittelulle ohjeistuksen seuraavasti:

- a) Kuormankäsittelylaitteiden paino on sisällytetty nimelliskuormaan tai
- b) Kuormankäsittelylaitteiden paino otetaan huomioon erillisenä nimelliskuormasta seuraavilla ehdoilla:
 - 1) Kuormankäsittelylaitteita käytetään vain korin lastaamiseen ja purkamiseen ja niitä ei ole tarkoitettu kuljetettavaksi kuorman mukana.
 - 2) Vetopyörä- ja tela- ja ketjuhisseillä korin, korin kehyksen, tarraimen, johteiden, jarrun, kitkan ja tarkoittamattoman korin liikkeen suojauksen suunnittelun on perustuttava kokonaiskuormaan, joka on nimelliskuorma lisätynä kuormankäsittelylaitteiden painolla.
 -
 - 5) kuormankäsittelylaitteiden enimmäispaino on ilmoitettava pysähdystasolla kuvan 2 mukaisesti.



Kuva 2. Hissin pysähdystasolla ilmoitettava enimmäispaino kuormankäsittelylaitteilla kuormausta varten (EN 81-20 2014, s. 116).

Edellisestä listasta on jätetty pois kohta kolme, joka koskee hydraulihissejä ja kohta neljä, joka koskee suurimman sallitun hissien pysähtymisvirheen ylitystä, 20 mm (EN 81-20 2014, s. 116).

2.1.1 Tulkinnan ongelmat

EN 81-20 antaa standardin lukijalle mahdollisuuden tulkita kuormaustilannetta eri tavoin, sillä kuormaustilanteesta aiheutuvat kuormat on selitetty vain muutamalla sanalla ja raskaimman kuormitustapauksen tarkennus sekä lisäselvitys ovat vaikeasti ymmärrettäviä.

Nimelliskuormasta Q EN 81-20 (2014, s. 32) sanoo seuraavasti: ”Normaalissa käytössä kuljetettavaksi tarkoitettu kuorma, johon voi kuulua kuormankäsittelylaitteisto” sekä viittaa yleisiin oletuksiin (2014, s. 14), ”asiakas ja toimittaja ovat neuvotelleet ja saavuttaneet yhteisymmärryksen -- tavarahenkilöhissin kuormaamiseen ja kuorman purkamiseen käytettävien laitteiden tyypistä ja painosta.”

Edelliseen liittyen, suorana lainauksena esitetty yhtälön 3 tarkennus antaa ymmärtää, ettei lastauslaitteiden painoa välttämättä kuulu nimelliskuormaan laskettaessa kynnyskuormaa. Kirjaimellisesti tulkittuna standardin noudattaminen voi johtaa pahimmillaan huolestuttaviin väärinymmärryksiin. Kyseiselle kuormaukselle annettu lisäselvitys (esitetty aiemmin

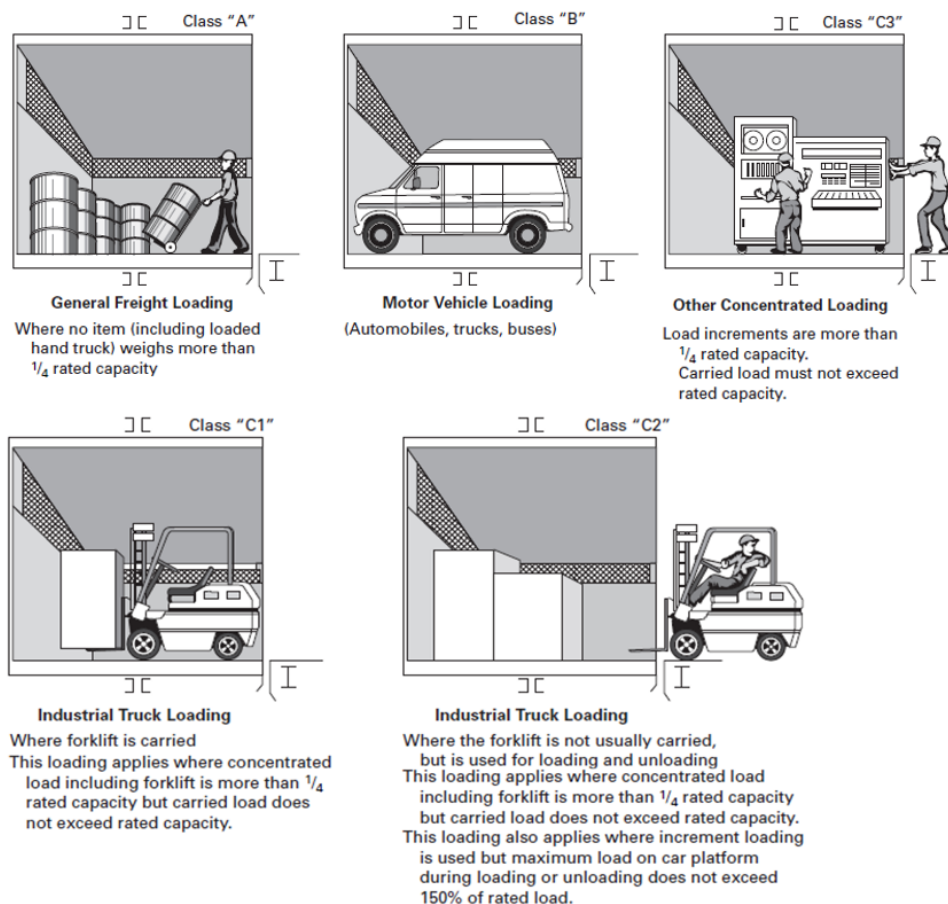
kappaleessa 2.1) lastauslaitteen painon sisällyttämisestä jo itse yhtälöön viittaa kokemusperäisyyteen ja olettamukseen haarukkatrukkien painosta, mutta mainitulle kokemukselle ei tarjota perusteeksi viitettä tai tarkentavaa tietoa.

Tavarahenkilöhissi voidaan myös kappaleessa 2.1 esitettyjen tietojen perusteella kuormaustilanteessa ylikuormita, mutta tällöin käytännössä merkittävä osuus hissi- ja kuilumekaniikasta tulee lisäselvityksen mukaan olla mitoitettuna kuormitusta vastaavaksi (EN 81-20 2014, s. 116).

Kuormaustilanteen yhtälön 3 mukainen kuormitustapaus jää epäselväksi. Tiivistettynä, nimelliskuormaan voi kuulua kuormankäsittelylaitteisto, joka standardin mukaan tulisi olla selvitetty asiakkaan ja toimittajan välillä. Kynnyskuorman yhtälön 3 selvennyksessä kuitenkin viitataan, ettei lastauslaitteen painoa sisällytetäisi nimelliskuormaan ja tämän lisäselvityksessä tarkennetaan epämääräisesti yhtälön 3 vakion jo sisällyttävän haarukkatrukin paino.

2.2 ASME A17.1

Amerikkalainen hissistandardi ASME A17.1 (2016) luokittelee tavarahissit käyttötarkoituksen mukaan viiteen lastausluokkaan, tavarahenkilöhissit A, autohissit B sekä raskaille kuormille tavarahissit luokkiin C1 - C3, joista C3 vastaa luokkaa muu lastaustapaus raskaille kuormille. Lastausluokat on esitettyä seuraavassa kuvassa 3.



Kuva 3. Lastausluokat ASME A17.1 mukaisina. Kuva muokattu. (Donoghue 2010, s. 146.)

Työn osalta keskitytään kuvan C1 ja C2 lastausluokkiin, jotka käsittelevät tavarahenkilöhissiä ja trukkilastausta. Nämä lastausluokat on esitelty erikseen seuraavissa kappaleissa 2.2.1 ja 2.2.2.

2.2.1 Luokka C1

Tavarahissi, jonka lastauksessa voidaan hyödyntää haarukkatrukkia. Haarukkatrukkia voidaan kuljettaa hississä, mutta hissien nimelliskuorman ei tule ylittyä. Paikallisena kuormana toimii 80 % hissien nimelliskuormasta tai varsinainen lastatun trukin paino, joista painavampi tapaus valitaan. Yli 9000 kg nimelliskuorman hisseissä valitaan seuraavista vaihtoehdoista raskaampi, 80 % 9000 kg:sta tai varsinaisen lastatun trukin paino. Kuorma jaetaan kahdelle yhtä suurelle alueelle 765 mm päähän toisistaan. (Liberty Elevator Co. 2019; ASME A17.1 2016, s. 72 ja s. 278.)

2.2.2 Luokka C2

Tavarahissi, jonka lastauksessa voidaan hyödyntää haarukkatrukkia. Haarukkatrukkia tai vastaavaa raskasta lastauslaitetta tulee käyttää vain lastaustapaukseen ja poistaa laite korista ennen hissien varsinaista käyttöä, mikäli laitteen paino ei kuulu hissien nimelliskuormaan. Hissi tulee suunnitella kestäväksi lastaustapahtuma 150 %:lla nimelliskuormalla. Hissin ja kuilumekaniikan tulee kestää 150 % ylikuormaus myös mm. koneiston, jarrujen ja kitkakäytön osalta. Paikallisena kuormana toimii 80 % hissien nimelliskuormasta tai varsinainen lastatun trukin paino, joista painavampi tapaus valitaan. Yli 9000 kg nimelliskuorman hisseissä valitaan seuraavista raskaampi, 80 % 9000 kg:sta tai varsinaisen lastatun trukin paino. Kuorma jaetaan tasan kahdelle yhtä suurelle alueelle 765 mm päähän toisistaan. (ASME A17.1 2016, s. 72 ja s. 278.)

2.3 EN 1991-1-1 Trukkikuorma

EC1 jakaa haarukkatrukit valmiiksi kuvan 4 mukaisiin kuuteen haarukkatrukkiluokkaan *FL*, kuorman, mittojen ja nettopainon mukaan. Pääpainona on haarukkatrukin pystysuuntaisen akselikuorman havainnollistaminen eri kokoluokan haarukkatrukeille. EC1 suosittelee ottamaan huomioon myös mahdolliset vaakasuuntaiset kuormat, joidenka suuruudeksi voidaan valita 30 % pystysuuntaisesta akselikuormasta. Vaakasuuntainen kuormitus aiheutuu EC1 mukaan kiihtyvyydestä tai hidastuvuudesta. (EN 1991-1-1 2002, s. 36-40.)

Haarukkatrukin luokka	Nettopaino [kN]	Taakan paino [kN]	Raideleveys <i>a</i> [m]	Kokonaisleveys <i>b</i> [m]	Kokonaispituus <i>l</i> [m]
FL 1	21	10	0,85	1,00	2,60
FL 2	31	15	0,95	1,10	3,00
FL 3	44	25	1,00	1,20	3,30
FL 4	60	40	1,20	1,40	4,00
FL 5	90	60	1,50	1,90	4,60
FL 6	110	80	1,80	2,30	5,10

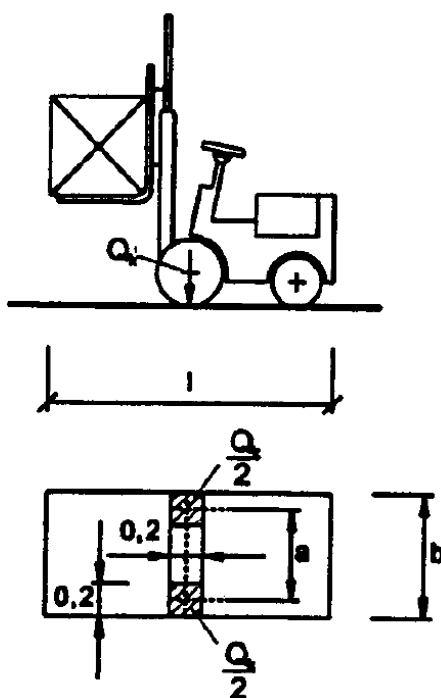
(2) Haarukkatrukin staattinen pystysuuntainen akselikuorma Q_k , joka riippuu trukkiluokasta FL1...FL6, saadaan taulukosta 6.6.

Taulukko 6.6 Haarukkatrukkien akselikuormat

Trukkiluokka	Akselikuorma Q_k kN
FL 1	26
FL 2	40
FL 3	63
FL 4	90
FL 5	140
FL 6	170

Kuva 4. EC1 mukaiset FL-luokat (EN 1991-1-1 2002, s. 36).

Haarukkatrukkiin akselikuormaa käsitellään staattisena voimana, joka kerrotaan dynaamisella suurennuskertoimella ja johonka sisältyy kuorman kiihtyvyydestä sekä hidastuvuudesta aiheutuvat hitausvoimat. Dynaamisen suurennuskertoimen arvo määräytyy käytettävästä rengastyypistä; 1,4 jos trukissa on ilmarenkaat ja 2,0 jos trukissa on umpirenkaat (EN 1991-1-1 2002, s. 36). Akselikuorma jaetaan kuvan 5 mukaisesti kahdelle yhtä suurelle alueelle, joidenka keskinäinen välimatka lasketaan taukukon 1 raidelevydestä.



Kuva 5. Haarukkatrukin akselikuorman pystysuuntaisen kuormituksen kuormakaavio (EN 1991-1-1 2002, s. 38).

Kuvassa yhden renkaan kuormittama pinta-ala oletetaan 200 mm x 200 mm kokoiseksi. EC1:n trukkiluokat yltyvät nettopainoltaan 11000 kg haarukkatrukkeihin. Tätä suuremman kokoluokan trukkiin akselikuormat tulee EC1:n mukaan selvittää tarkemmalla analyysillä. (EN 1991-1-1 2002, s. 36 ja s. 40.)

3 TEORIA

Luvussa esitellään väsymisilmiön periaate sekä jännityshistorian hyödyntäminen väsymiskestojän arvioinnissa. Kappaleen lopussa käydään läpi hitsattujen rakenteiden väsymistä nimellisen jännityksen ja tehollisen lovi-jännityksen menetelmän kautta. Luvun lopussa esitetään vielä erikseen tehollisen lovi-jännityksen menetelmän asettamia edellytyksiä elementtimenetelmälle.

3.1 Väsymisilmiö

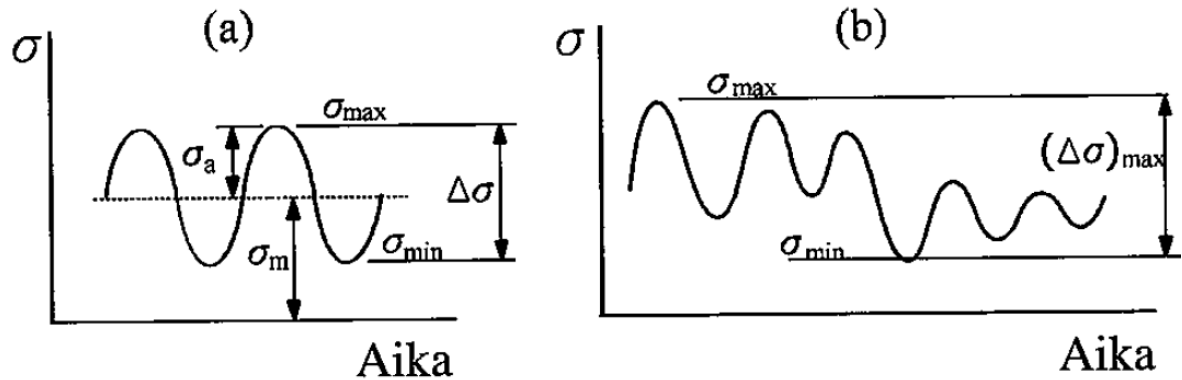
Väsymisvaurion syntymiseen tarvitaan jännitysvaihtelun aiheuttava vaihteleva kuormitus, esimerkiksi kuormituksen suunnan, suuruuden tai lämpötilan vaihtelu. Jännitysvaihtelu voi vaikuttaa rakenneosassa esiintyvän alkusärön kasvuun johtaen särön ydintymisvaiheeseen sekä loppuvaiheessa rakenneosan äkilliseen murtumiseen. Väsymisilmiöön vaikuttaa useita eri tekijöitä, kuten kappaleen geometria, alkusärön koko tai hitsatuissa rakenteissa hitsin aiheuttamat epäjatkuvuuskohdat tai erilaiset hitsausvirheet. (Niemi 2003, s. 92-95.)

3.2 Jännitysvaihtelu

Kuorma tai siitä aiheutuva rasitus voi olla joko vakio- tai muuttuva-amplitudista. Yleensä jännitysvaihteluväli on muuttuvaa, jolloin nimellisen keskijännityksen suuruus määräytyy tarkasteluajankohdasta. Matala- tai keskilujista teräksistä tehtyjen hitsattujen rakenteiden suunnittelun kannalta korkeaa nimellistä keskijännitystä merkittävämpää on jännityksen vaihteluvälin suuruus $\Delta\sigma$, eli pienimmän σ_{min} ja suurimman σ_{max} jännitysarvon erotus. Tutkittavan hitsiliitoksen jännitysvaihtelu voi koneen tai laitteen käyttötarkoituksesta mukaan johtua esimerkiksi seuraavista tekijöistä tai niiden yhteisvaikutuksesta (Niemi 2003, s. 92):

- Nimelliskuorman massan vaihtelu
- Kuorman suunnan muutos
- Rakenteen dynaaminen värähtely
- Kuorman liikkuminen rakenteeseen nähden
- Aalto- ja tuulikuormat
- Lämpötilan muutoksen aiheuttama jännitysvaihtelu

Seuraavassa kuvassa 6 on esitettyä vakio- ja muuttuva-amplitudinen jännityshistoria.



Kuva 6. Vakioamplitudinen (a) ja muuttuva-amplitudinen (b) jännityshistoria (Niemi 2003, s. 92).

Jännityshistorian ollessa muuttuva-amplitudista (kuva 6 b), tulee mittausdatan olla riittävän pitkältä ajalta mitattua, jotta jännityshistoriaa voidaan hyödyntää tuotteen tai laitteen väsymiskestojen selvityksessä (Niemi 2003, s. 97).

Vakioamplitudiselle kuormitukselle hitsiliitoksen kestoajan laskenta on muuttuva-amplitudista selkeämpi. Jännitysheilahduksen suuruus pysyy lähes vakiona, jolloin liitoksen väsymiskestoikä voidaan laskea seuraavasti (EN 1993-1-9 2005, s. 14).

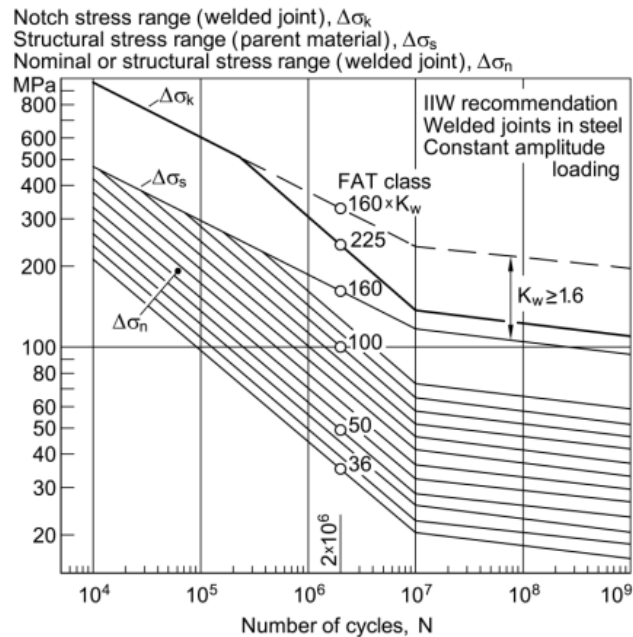
$$N_D = \left(\frac{FAT}{\Delta\sigma_D} \right)^m \cdot 2 \cdot 10^6 \quad (4)$$

Yhtälössä 4 N_D on kuormitusyhtälön lukumäärä, m S-N käyrän (Wöhler-käyrän) kulmakertoimen ja FAT-väsymiskestävyysluokka.

3.3 FAT-Luokat

Hitsiliitoksen väsymiskestävyysluokkaa kuvaava FAT-arvo esittää liitoksen sitä jännitysvaihtelun raja-arvoa, jolla hitsiliitoksen väsymiskestoikä saavuttaa yhtälöllä 4 kahden miljoonan syklin rajan. Väsymisluokka on määräytyy useista tekijöistä, kuten käytetystä väsymiskestoajan laskentamenetelmästä tai hitsiliitostyypistä. FAT-luokat esitetään usein S-N käyrillä, joista ilmenee jännityksen ja kuormitusyhtälön suhde logaritmisella asteikolla. Kuvassa 7 on esitettyä vakio-amplitudisen kuormituksen S-N

käyrät yhdistetysti nimellisen jännityksen, rakenteellisen jännityksen sekä tehollisen lovijännityksen menetelmälle. FAT-luokkien kulmakerroin m suurenee taitekohdan jälkeen. (Hobbacher 2016, s. 38-42.)



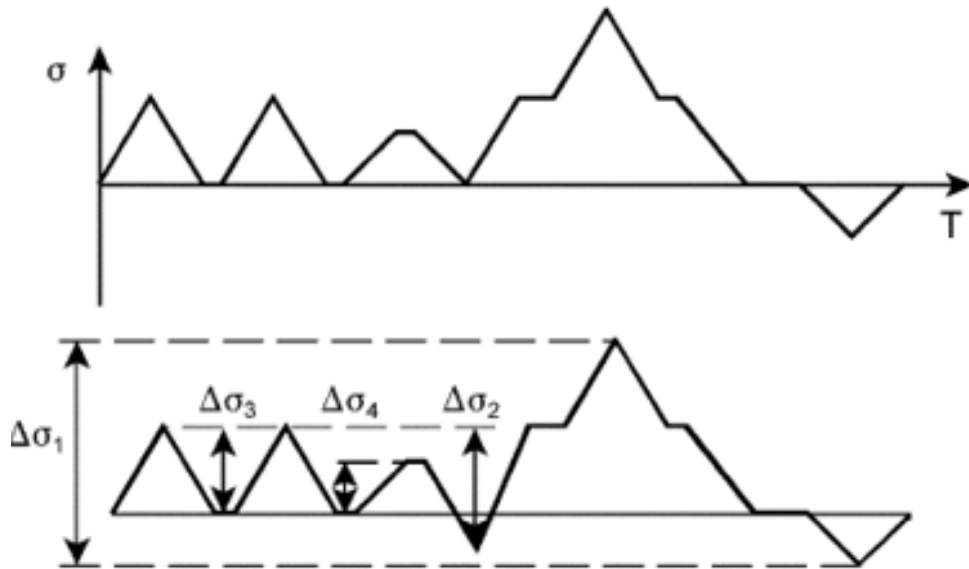
Kuva 7. Kuvan pystyakseli kuvaa liitoksessa esiintyvää vertailujännityksen suuruutta, vaaka-akseli laskennallista väsymiskestoaikaan mukaista syklimäärää ja käyrät FAT-luokkia. (Fricke 2012, s. 17.)

IIW:n eli International Institute of Welding (Hobbacher 2016, s. 40) julkaisemissa hitsattujen liitosten nimellisen jännityksen SN-käyrissä kulmakerroin muuttuu 10^7 syklin kohdalla $m = 3$:sta $m = 22$:een kuormanvaihtelun ollessa vakioamplitudista ja $m = 3$:sta $m = 5$:een kuormanvaihtelun ollessa muuttuva-amplitudista. Tässä työssä kuormitus oletetaan jälkimmäiseksi, muuttuva-amplitudiseksi.

3.4 Jännityshistoria

Kappaleen 3.2 jännitysvaihtelulistan muuttujista moni on varsinkin suunnitteluvaiheessa huonosti ennustettavissa, eikä edes tarkka mittausdata ole välttämättä sovellettavissa eri kohteisiin tai laitteisiin. Jos mahdollista, muuttuva-amplitudinen jännityshistoria voidaan jakaa työkiertoihin, jotka toistuvat tietyin ajanjaksoin. Yhden työkierron tai koekäytön vaikutusta rakenteen yksityiskohdalle voidaan arvioida laskemalla jännityshistoriasta erikokoiset jännitysheilahdukset $\Delta\sigma_i$ sekä niiden lukumäärä n_i . Jännitysheilahduksien

laskemiseen voidaan käyttää esimerkiksi EC3:ssa esitettyä vesisäiliömenetelmää, kuva 8. (Niemi 2003, s. 92-93.)



Kuva 8. Vesisäiliömenetelmä jännitysheilahdusten laskemiseen yksittäisestä jännityshistorian työkierrosta (EN 1993-1-9 2005, s. 38).

Jännitysheilahdusten laskemisen tarkoituksena on kääntää muuttuva-amplitudinen jännityshistoria sarjaksi vakioamplitudisia jännityssyklejä, joidenka aiheuttama vaurion summa vastaa alkuperäistä (Hobbacher 2016, s. 35). Eri suuruisten vakioamplitudisten jännityssykliden sarjaa voidaan Hobbacherin (2016, s. 96-99) mukaan hyödyntää kumulatiivisessa vaurionlaskentamenettelyssä käyttämällä Palmgren-Minerin sääntöä, missä tarkasteltavan kappaleen kestoiän kuvitellaan päättyvän, kun kumulatiivinen vauriosumma saavuttaa arvon 1,0:

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} \quad (5)$$

missä D on Minerin summa, n_i jännitysheilahdusten lukumäärää tasolla i , ja N_i tuotteen tai laitteen mitoituskestoikä vastaavissa yksiköissä, joissa yksittäisten heilahdusten lukumäärä on määritetty. Hitsatuissa liitoksissa Palmgren-Minerin summan raja-arvo riippuu keskijännityksen vaihtelun suuruudesta. Suurilla keskijännityksen vaihteluilla tulisi harkita alhaista raja-arvoa $D = 0,2$, mutta yleisemmin muuttuva-amplitudiselle kuormitukselle suositellaan raja-arvoksi $D = 0,5$ ja vakioamplitudiselle $D = 1,0$. (Hobbacher 2016, s. 93.)

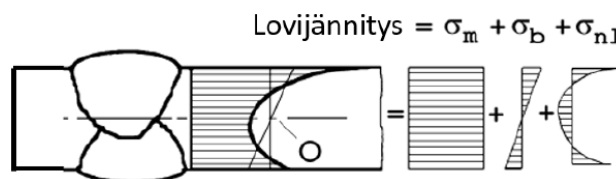
3.5 Nimellisen jännityksen menetelmä

Hitsatun liitoksen väsymiskestoikä voidaan laskea käyttäen nimellisen jännityksen menetelmää. Menetelmässä tarkasteltavan liitoksen jännitykset luetaan kriittisestä kohdasta, ottamatta huomioon rakenteellisia tai lokaalisia epäjatkuvuuskohtia jännitystilän määrittämisessä.

Menetelmä soveltuu laajasti eri hitsausliitostyyppien väsymiskestoajan tarkasteluun sekä hitsin juuresta että rajaviivalta alkavaan väsymiseen. Hitsille lasketaan menetelmän nimen mukaisesti vain nimellinen jännitys $\Delta\sigma_{nom}$, sillä liitostyyppin mukaan valittava FAT-luokka sisältää erilaisten hitsattujen liitostyyppien vaikutukset väsymiskestoikään. FAT-luokka valitaan nimellisen jännityksen menetelmässä liitostyyppin mukaan, mutta se sisältää myös liitoksen rakenteelliset epäjatkuvuuskohdat, lovijännitykset, valmistuksen virheet sekä jäännösjännitykset. (Hobbacher 2016, s. 15-17, 42-60.)

3.6 Tehollisen lovijännityksen menetelmä

Tehollisen lovijännityksen menetelmä hyödyntää materiaalin lineaaris-elastista kimmoteoriaa, jossa jännityksillä on lineaarinen suhde venymiin. Lovijännitys koostuu kolmesta jännityskomponentista; kalvojännityksestä σ_m , taivutusjännityksestä σ_b , sekä epälineaarista jännityksestä σ_{nl} . Lovijännityksessä esiintyvät jännityskomponentit on esitettyä kuvassa 9. (Hobbacher 2016, s. 27-29.)

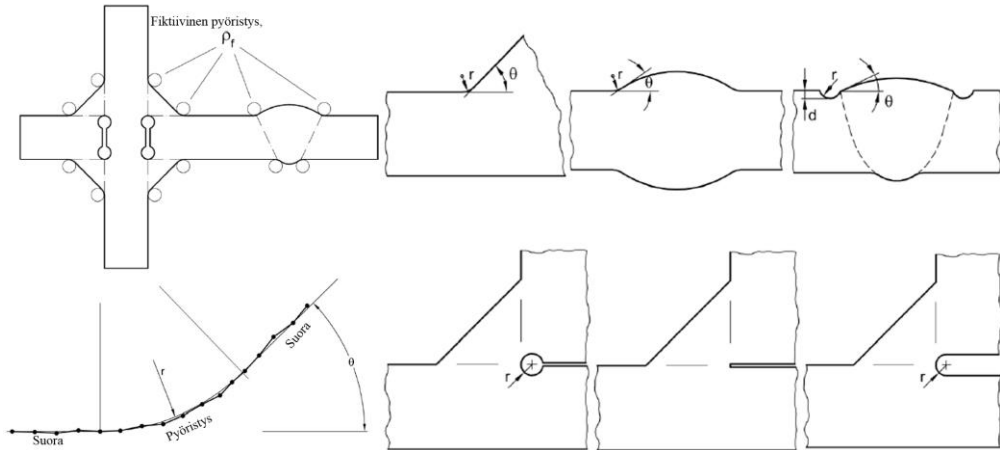


Kuva 9. Lovijännitys ja jännityskomponentit. Muokattu. (Hobbacher 2016, s. 14).

ENS-menetelmässä lovijännitys luetaan fiktiiviseltä hitsin rajaviivan tai juuren puolen pyöristykseltä. Hobbacher (2016, s. 27) suosittelee pyöristyksen säteen referenssipituudeksi muodostunutta arvoa $r = 1,0$ mm, kun levypaksuus on 5 mm tai enemmän. Fiktiivinen loven pyöristyssäde ρ_f voidaan myös laskea seuraavasti.

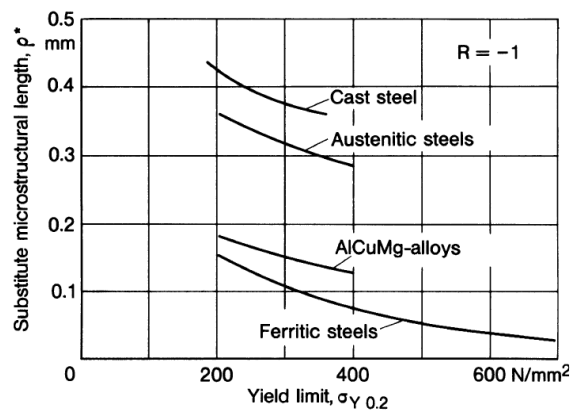
$$\rho_f = \rho + s \times \rho^* \quad (6)$$

Missä ρ on rajaviivan todellinen pyörityssäde, s kolmiaksaalisuuskerroin loven pohjalla ja ρ^* materiaalin mikrorakenteellinen pituus. Esimerkki Hitsin rajaviivan pyörityksen mallinnustavasta on esitettyä seuraavassa kuvassa 10.



Kuva 10. Hitsin rajaviivan fiktiivisen pyörityksen sekä useita eri mallinnustapoja hitsin rajaviivan sekä juurenpuolen pyöritykselle. Muokattu. (Fricke 2012, s. 2-7.)

IIW (Hobbacher 2016) suosittelee yleisesti käytettyä konservatiivista oletusta, missä $\rho = 0$. Näin ollen fiktiivisen loven pyörityssäteen määrittävät materiaaliominaisuudet yhdessä käytetyn lujuushypoteesin kanssa (Niemi 1996, s. 18). Kun yhdistetään vakio muodonvääristymisenergia (von Mises)-lujuushypoteesi olettamukseen terävän loven pohjalla esiintyvistä tasovenymätilasta, voidaan olettaa että $s = 2,5$ ja kuvan 11 mukaisesti matalalujuusteräksen mikrorakenteellinen pituus $\rho^* = 0,4$ mm. (Radaj, Sonsino & Fricke 2006, s. 128.)



Kuva 11. Materiaalin myötölujuudesta ja mikrorakenteesta riippuva kerroin (Radaj et al. 2006, s. 127).

Lovijännitys esiintyy nimensä mukaisesti loven pohjalla esimerkiksi kuvan 10 rajaviivan pyöristyksillä ja siihen sisältyy hitsatun liitoksen elastinen jännityskonsentraatiokerroin K_t , jota käytetään selvittäessä väsymisen jännityskonsentraatiokerrointa eli lovivaikutuslukua K_f . (Radaj et al. 2006, s. 127.)

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{\sqrt{1 + \frac{s \cdot \rho^*}{\rho}}} \quad (7)$$

Yhtälön 7 lovivaikutusluku K_f on yhtä suuri kuin K_t , kun loven muoto oletetaan jouhevaksi ja teräksen ollessa lujaa kuvan 11 mukaisesti. Tällöin yhtälön neliöjuuressa $\frac{s \cdot \rho^*}{\rho} = 0$. Edellä esitetyn perusteella, yhtälö 7 voidaan supistaa yksinkertaisempaan muotoon, kun $\rho_f = 1$ mm. (Radaj et al. 2006, s. 128.)

$$K_{fmax} = K_t \quad (8)$$

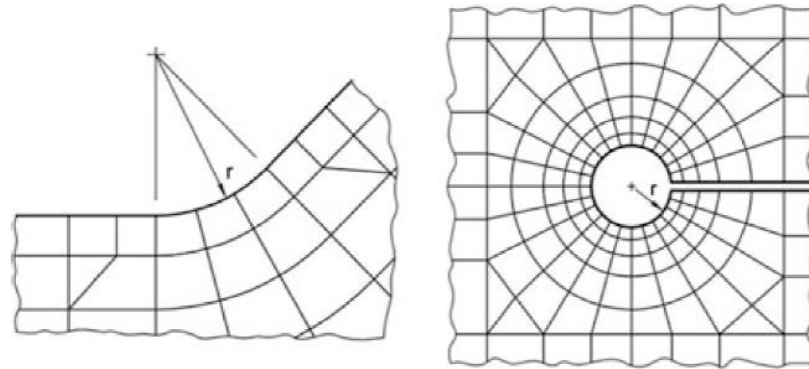
Yhtälöstä 8 käy ilmi, että lovivaikutusluku ja jännityskonsentraatiokerroin ovat nyt yhtä suuret. Lovijännitys muodostuu lovivaikutusluvusta ja nimellisestä jännityksestä.

$$\Delta\sigma_D = K_f \cdot \Delta\sigma_{nom} \quad (9)$$

Yhtälössä 9 $\Delta\sigma_D$ on elementtimallista saatava lovijännitys ja $\Delta\sigma_{nom}$ nimellinen kalvo- tai taivutusjännitys. Hitsatun liitoksen väsymiskestoikä saadaan sijoittamalla lovijännitys aiemmin esitettyyn yhtälöön 4.

3.6.1 Elementtimenetelmä ENS:lle

Elementtien koko vaikuttaa herkästi ENS menetelmän jännitystulokseen, joten IIW:llä on erikseen suositus Fricke (2010, s. 12) mukaan käytettävästä elementtikoosta sekä rajaviivan loven pyöristykselle että juuren puolen reiälle. Seuraava kuva 12 sekä taulukko 1 havainnollistavat IIW:n (Fricke 2010, s. 12) suositusten mukaista verkotustapaa.



Kuva 12. Suositeltu verkotustapa hitsin rajaviivalla ja juurenpuolella. (Hobbacher 2016, s. 29)

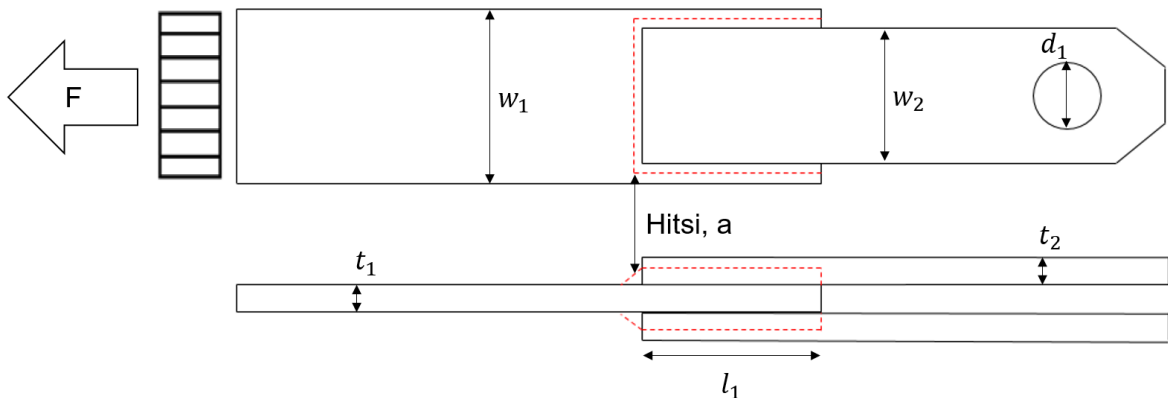
Taulukko 1. Elementti koot ENS menetelmälle. (Fricke 2010, s. 12). Muokattu.

Elementtityyppi	Suhteellinen koko	Absoluuttinen koko, kun $r = 1 \text{ mm}$	Elementtejä 360° kaarella	Virhemarginaali
Kvadraattinen	$\leq \frac{r}{4}$	$\leq 0,25 \text{ mm}$	≥ 24	$\approx 2 \%$
Lineaarinen	$\leq \frac{r}{6}$	$\leq \mathbf{0,15 \text{ mm}}$	$\geq \mathbf{40}$	$\approx \mathbf{10 \%$

FAT-luokka tehollisen lovijännityksen menetelmälle määräytyy kolmesta tekijästä; rajaviivan pyöristyssäteestä ρ_f , perusaineen materiaalista sekä käytetystä hypoteesista. Jännityksien tarkastelu tapahtuu hitsin reunaviivalla ja juurella, joten tarkastelu tehdään seuraavien kahden FAT-luokan avulla. Pääjännityksille on käytössä $FAT = 225 \text{ MPa}$ ja von Mises jännityshypoteesille $FAT = 200 \text{ MPa}$. (Sonsino et al., 2012, p. 4.) Von Mises jännityshypoteesia voidaan käyttää tapauksissa joissa leikkausjännitysten osuus normaalijännityksistä ylittää 15 % (Hobbacher 2016, s. 91).

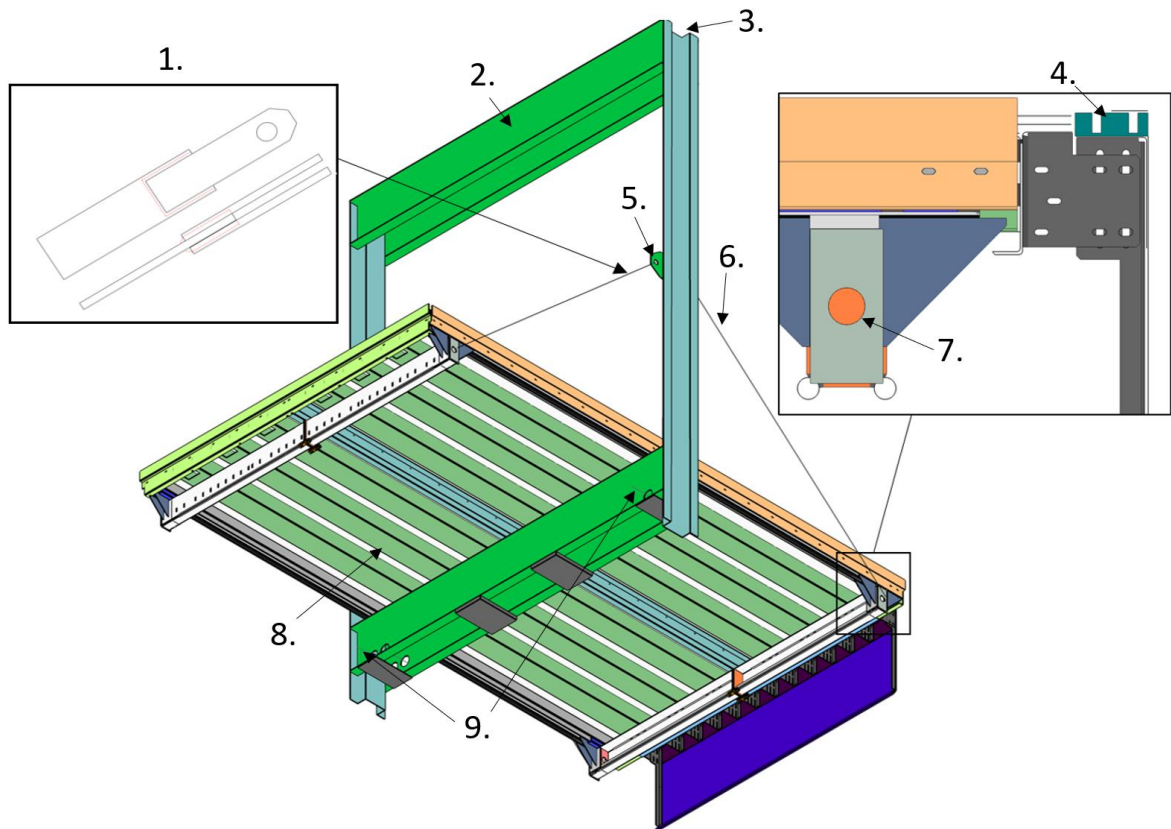
4 VÄSYMISKESTOIAN MÄÄRITYS

Luvussa käydään läpi väsymiskestoisuuden määrittämiseen käytettyjä elementtilaskentamalleja ja laskentaprosessia. FE-analyysissä (Finite Element, määrällinen elementti) esitellään olennaiset asiat kuten kuormitus, reunaehdot, oletukset sekä yksinkertaistukset, mutta salassapitosopimusten vuoksi kokoonpanojen rakenteista ja mitoista esitetään vain työn kannalta olennaiset asiat. FE-analyysillä simuloidaan kuormanlastauslaitteella kuormitetun tavarahissin yksittäisen hitsin kokema rasitusta lastaus- ja käyttötilanteissa. Tuloksia käytetään myöhemmin analyttisestä väsymiskestoikä tarkastelussa. Tarkasteltavana hitsiliitoksena on hissien lattiarakennetta kannattelevan diagonaalin kaksipuolinen levyliitos. Levyliitoksen havainnekuva on esitetty seuraavassa kuvassa 13.



Kuva 13. Tarkasteltava pienahitsiliitos diagonaalin yläkiinnityksessä. Kuvassa w_1 on diagonaalilevyn leveys, w_2 päällimmäisten levyjen leveys, t_1 diagonaalilevyn paksuus ja t_2 päällimmäisten levyjen paksuus. Liitoksia kuvaa a eli hitsin a -mitta, l_1 hitsin pituus ja d_1 reiän halkaisija.

Levyliitos on kuvan 13 oikeasta päästä niveloitu kiinni korirakennetta tukevaan kehysrakenteeseen niveltappiliitoksella, eikä se siten kannata akselinsa ympäri momenttia. Diagonaalin alakiinnitys on kiinni lattiarakenteen etunurkassa lähes vastaavaan tapaan niveloitulla liitoksella. Diagonaalin oletetaan kantavan vain puhdasta vetoa kaikissa kuormitustapauksissa. Tässä työssä käytettävän laskentamallin geometria kuorimallina on esitetty seuraavassa kuvassa 14.



Kuva 14. Kuorimallin oleelliset osat: 1. diagonaalien yläpään levylaippaliitos, 2. korin kehysrakente, 3. ohjaimen sijainti, 4. kynnyksiprofiili, 5. diagonaalien yläpään niveltappiliitos, 6. etudiagonaali, 7. diagonaalien alapään niveltappiliitos, 8. lattiarakenne ja 9. taittopöyryksen akseli.

Kuormatessa hissikoria lastauslaitteella, kuorma ajetaan aluksi korin kynnyksiprofiilille (4.) aiheuttaen etudiagonaaleihin (6.) merkittävän rasituksen. Lattiarakenteeseen (8.) ja lattiarakennetta kannatteleviin etudiagonaaleihin sekä korin kehysrakenteen (2.) alapalkkiin välittyy lastauslaitteen renkaiden kautta akselikuorma. Varsinaista hissikoria kannattelee pystysuunnassa köysitys, joka kulkee korin kehysrakenteen alapalkissa olevien taittopöyryjen (9.) kautta. Kynnyksellä oleva kuorma pyrkii kallistamaan hissikoria, mutta kallistuksen estävät korin kehysrakenteen ylä- ja alakulmissa olevat ohjaimet (3.). Ohjaimet kantavat kynnyskuormasta aiheutuvan momenttikuorman tukeutumalla koko hissinkuilun läpi pystysuunnassa kulkeviin johteisiin.

Lastauslaitteen siirtyessä kokonaan korin sisälle kuorman jakautuminen painottuu korin kehysrakenteen alapalkille. Hissikorin lähtiessä liikkeelle, korin ja sisällä olevan kuorman kokema rasitus määräytyy liikkeen suunnasta. Hissin saavuttaessa halutun kerroksen, hissi

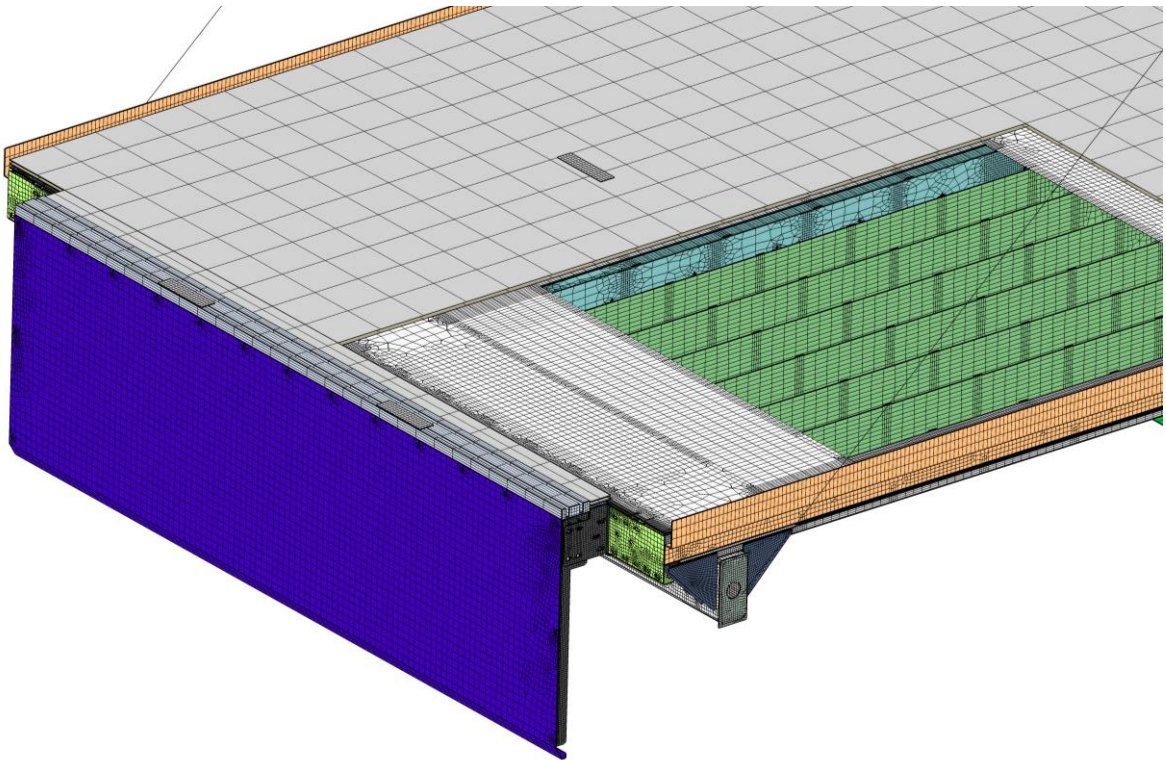
jarruttaa aiheuttaen vastakkaissuuntaisen kiihdytyksen kuin liikkeelle lähtiessä. Pysähdyksissä oleva hissi tyhjennetään, jolloin kuorma ajetaan uudelleen kynnyksen yli.

4.1 FE-malli

FE-Analyysi koostuu kahdesta eri elementtimallista, päämallista ja alimallista. Päämalli koostuu kuvan 14 rakenteesta. Mallin tarkoituksena on simuloida hissikorin käyttäytymistä hissien eri käyttötilanteissa. Päämallista luetaan diagonaaleissa esiintyvät voimat, joita hyödynnetään varsinaisen hitsiliitoksen tarkastelussa. Hitsiliitoksen tarkka mallinnus päämallissa olisi turhan raskas laskettavaksi, jonka vuoksi hyödynnetään erillistä FE-mallia pelkän hitsiliitoksen tarkasteluun. Alimalli koostuu kuvan 13 laippaliitoksesta. Mallin avulla selvitetään pienahitsissä esiintyvät väsymiskestoisien kannalta merkittävät jännitykset, joita käytetään myöhemmin analyysisessä laskennassa. Elementtimalleissa käytettävät materiaaliominaisuuksien lähtöarvot ovat esitettyinä liitteessä IV.

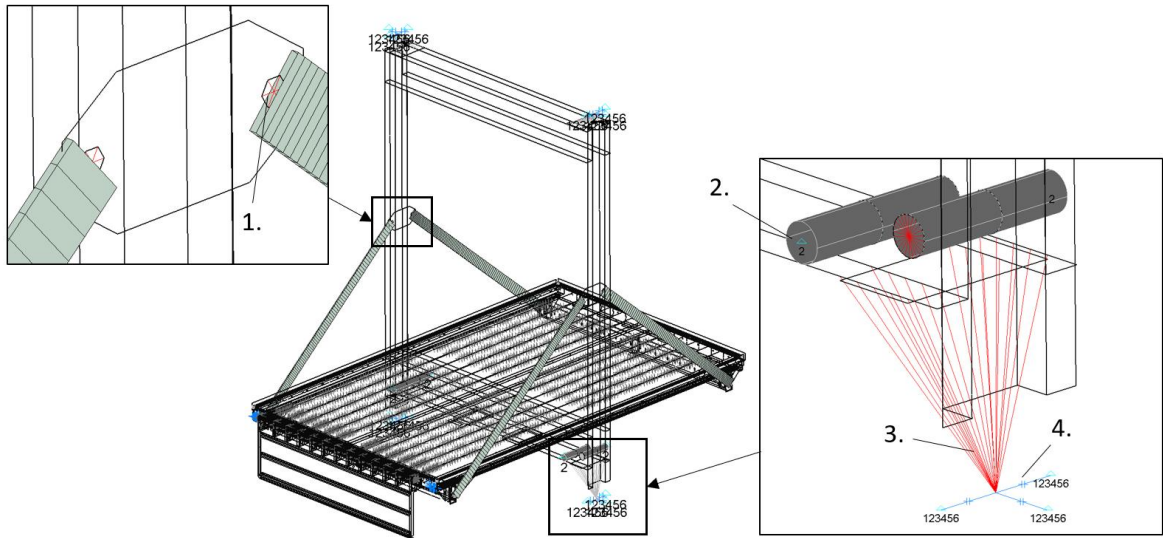
4.1.1 Päämalli

FE-mallin on rakennettu vastaamaan jäykkyydeltään tasolla todellista lattiarakennetta. Levyrakenteet on mallinnettu kuorielementeillä. Hitsit on mallinnettu käyttäen pääosin kuorielementtejä, mutta muutamien hitsien kohdalla on yksinkertaisemman mallinuksen vuoksi käytetty liimakontaktia kappaleen reunan ja vastakkaisen kappaleen pinnan välillä. Kuorielementtien elementtipaksuus vastaa hitsin a-mittaa. Kummallakaan menetelmällä ei saavuteta täysin realistista liitoksen jäykkyyttä esimerkiksi yksipuoleisen tai läpihitsaamattoman pienen tapauksessa, mutta tämän vaikutus koko mallin toimivuuteen tai käyttäytymiseen on pieni. (Weld Modeling and Analysis with FEMAP and NX Nastran, 2017). Pulttiliitokset on käytetty rigid- ja palkkielementtien yhdistelmää. Liitoksissa ei ole käytetty pulttien esikiristystä, sillä työn kannalta tällä ei ole merkitystä. Teräksisten rakenteiden lisäksi lattiarakenne sisältää levyvanerin lattian pintarakenteen alla. Vanerin kiinnitys on yksinkertaistettu sitomalla vaneri kulmistaan muuhun rakenteeseen palkkielementeillä. Toisissaan kosketuksissa olevien pintojen välillä on käytetty kitkallista kontaktia 0,2 kitkakertoimella. Päämallin, jonka esi- ja jälkikäsitteilyohjelmistona toimii Siemensin Simcenter Femap 2020 R2 ja ratkaisijana Simcenter Nastran 2020.1, elementtiverkko on havainnollistettu kuvassa 15.



Kuva 15. Hissin lattia- ja kehysrakenteen yleiskuva verkotuksesta. Kuvassa lattianpintaa on osittain piilotettu

Diagonaalit on yksinkertaistettu käyttäen palkkielementtejä, joidenka poikkipinta-ala ja jäykkyysominaisuudet vastaavat diagonaalien lattaraudan osuutta. Levyliitoksia ei ole päämallissa otettu huomioon. Diagonaalit ovat kiinnitetty kummastakin päästään rigid-elementteihin. Rigid-elementtien keskisolmuista kiertymät on vapautettu niiden niveltappiliitosta kuvaavan niveltapin akselisuunnan ympäri. Liitoksen mallinnustapa on havainnollistettu seuraavassa kuvassa 16.

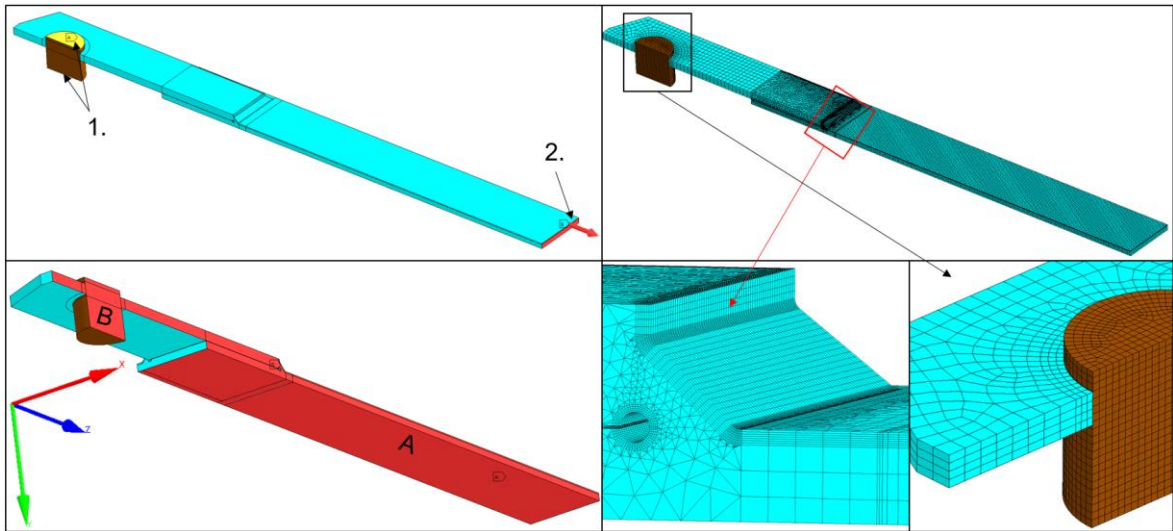


Kuva 16. Liitokset ja reunaehdot: 1. rigidi-elementin käyttö niveltappiliitoksen mallinnuksessa, 2. pystysuunnan reunaehto asetettuna taittopyörän akselille, 3. rigid-elementti ohjaimena ja 4. jousielementtien johteena.

Edellisestä kuvasta ilmenee rigid-elementtien käyttö myös hissien ohjainten (3.) paikalla. Rigid-elementit on asetettu niin, että ohjainten kosketus johteisiin tapahtuu todellisella sijainnillaan ja ohjainten välinen etäisyys vastaa todellista rakennetta. Ohjainten tukeutuminen T140-1/B -tyypin (ISO 7465 2007, s. 8) johteisiin on yksinkertaistettu hyödyntämällä jousielementtejä (4.). Johteiden jäykkyys horisontaalisissa x- ja y-tasossa vastaa johdetta, jonka vapaaksi jännepituudeksi on asetettu tavarahenkilöhissille soveltuva brakettiväli. Jousielementtien vapaalle päälle on asetettu jäykkä reunaehto.

4.1.2 Alimalli

Levyliappaliitoksen FE-analyyssissä käytetään liitoksen tutkimiseen tarkoitettua tarkoin verkotettua elementtimallia, jonka kuormana toimii päämallista saadut tulokset diagonaalien rasiusten osalta. Mallin avulla ratkaistaan tehollisen loviännityksen menetelmän pääjännitykset pienahitsin juuressa ja reunaviivalla. Alimallin mallinnustapa on esitetty seuraavassa kuvassa 17. Esi- ja jälkikäsitteilyohjelmistona sekä ratkaisijana toimii Ansys Mechanical 2020 R2.



Kuva 17. Diagonaalin FE-malli tehollisen lovijännitysten laskentaan, 1. niveltapin päissä oleva reunaehto voiman suuntaisia siirtymiä vastaan keltaisella ja 2. voima lattaraudan poikkileikkauksella. Symmetriareunaehtoja kuvaavat punainen diagonaalilevyn pohja A ja niveltapin sekä levylaippaliitoksen poikkileikkaus B.

Tarkasteltavassa diagonaalimallissa rajaviivan pyöristysmenetelmänä on fillet-pyöritys yhdistettynä $\rho_f = 1$ mm. Kvadraattisten 20-solmuisten elementtien koko hitsin rajaviivalla ja juuren puolen reiän välittömässä läheisyydessä on vakio 0,15 mm, joka on alempi kuin kappaleessa 3.6.1 esitetty IIW:n mukainen minimivaatimus. Diagonaalimallissa on hyödynnetty symmetriaa, jonka vuoksi varsinaisesta geometriasta on mallinnettuna vain $\frac{1}{4}$. Symmetriapinnoille on asetettu symmetriareunaehto, joka on kuvassa 17 esitettynä vasemmassa alareunassa punaisella. Diagonaalilevyn neljänneksen pohjapinta (A) edustaa vertikaalia symmetriareunaehto ja liitoksen ja niveltapin poikkileikkaus (B) horisontaalia symmetriareunaehto. Levylaippaliitos on kontaktilla, jonka kitkakerroin on asetettu 0,2:een, kosketuksissa niveltappiin. Niveltappi päistään tuettu (1.) diagonaalin kokemaa vetokuorman neljännestä (2.) vastaan. Mallissa kuorma on jaettu tasan lattaraudan poikkipinta-alalle.

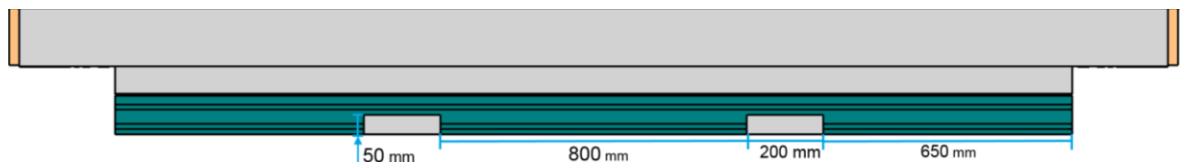
4.1.3 Kuormitus

Kuormitustapauksina toimivat tyhjän ja täyden hissikorin kiihdytys pystysuunnassa sekä kuormauksesta aiheutuva kynnyskuormitus. Jokainen sykli tai työkierto sisältää kiihdytyksen, jarrutuksen ja hissikorin lastauksen sekä purun kuvan 19 mukaisesti. Jännityksien voidaan olettaa muuttuvan lineaarisesti tyhjänkorin ja täydenkorin tai

kynnyskuorman välillä, jolloin arvio väsymiskestoikalle voidaan laskea sovellutukseen sopivilla nimelliskuorman tasoilla eikä muita kuormitustapauksia tarvita.

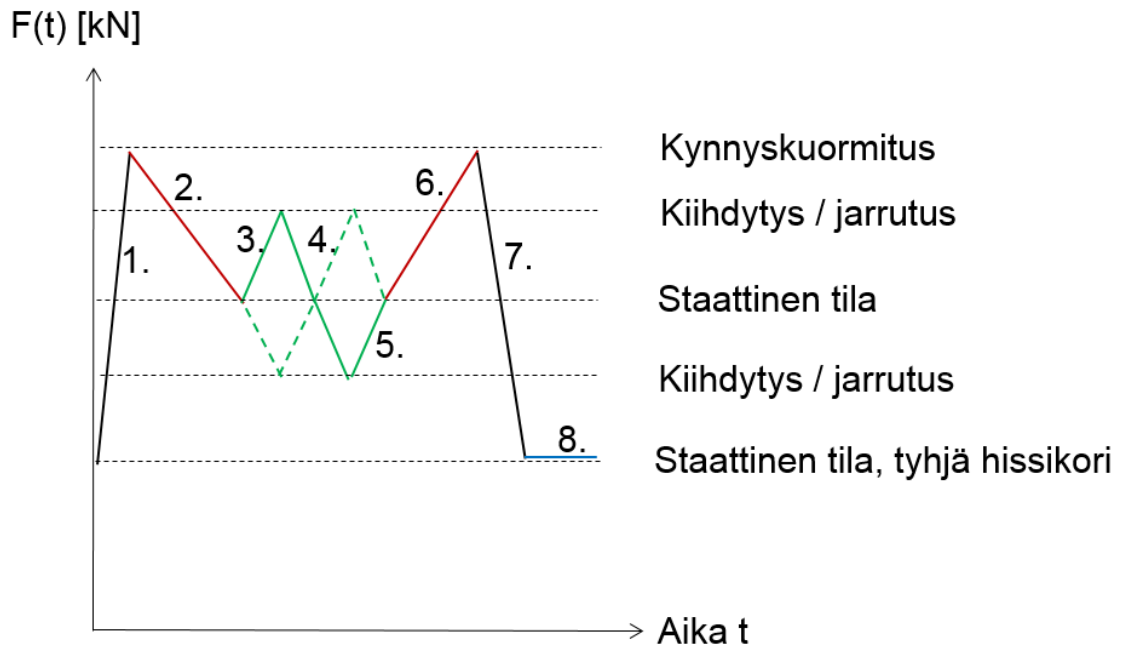
Hissin kiihdytys- ja jarrutustilanteissa nimelliskuorma oletetaan tasaisesti jakautuneeksi koko hissien lattiapinta-alalle. Hissin kiihdytykselle ja jarrutukselle sovelletaan arvoa $a_n = 0,5 \frac{m}{s^2}$. Kuormanvaihtelun vaikutus väsymiskestoikään lasketaan käyttäen Mathcad 15 -ohjelmistoa. FE-analyysissä putoamiskiihtyvyys on kuormituksessa on otettu huomioon päämallissa ja kappaleiden tiheys on asetettu vastaamaan todellista hissikoria ja sen rakenteita.

Kuormaustapahtumalle on oletuksena, että se tapahtuu lastausapuvälinettä käyttäen. Laitetyyppiä ei ole erikseen määritelty, sillä sen merkitys ei tässä tarkastelussa ole olennainen. Kuorma asetetaan päämallissa kynnyksen reunalle kuvan 18 mukaisesti kahdelle yhtä suurelle alueelle. Kuormauslaitteen rengasväliksi on valittu 1000 mm EC1:n haarukkatrukkiluokan FL 4 mukaan (EN 1991-1-1 2002, s. 36). Kynnyskuorma asetetaan täysin staattisena, eikä sille aseteta erillisiä dynaamisia kertoimia.



Kuva 18. Haarukkatrukin etuakselin renkaista aiheutuva kynnyskuorma.

Työkierron oletetaan alkavan hissikorin lastauksesta päättyen lastauksen purkuun. Yksittäisen hissien työkierrosta diagonaaleihin johtuva kuormanvaihtelu on havainnollistettu kuvassa 19.



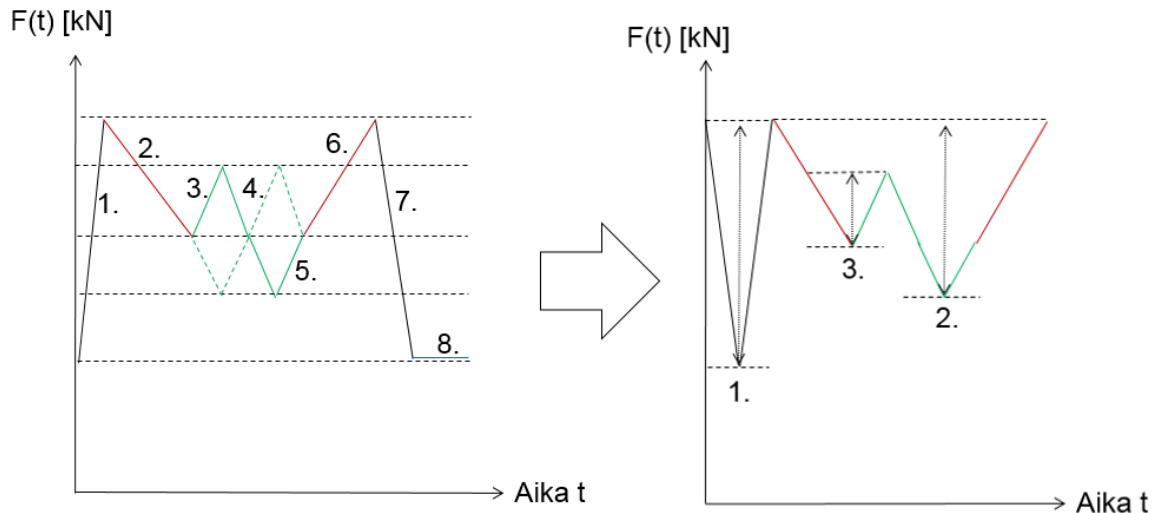
Kuva 19. Etudiagonaalien kokema kuormanvaihtelu yhden työkierron aikana. Kaavio on tarkoitettu havainnollistamaan diagonaalien kokemaa kuormanvaihtelua eikä se ole varsinaisessa mittakaavassa.

Hissiin lastattava kuorma kohdistuu aluksi kynnysen reunalle (1.), jolloin etudiagonaalien kokema rasitus on tavoittaa lakipisteensä. Kuormankäsittelylaitteen liikkuessa kohti korin keskiosaa, kuorma jakautuu etudiagonaalilta kehysrakenteelle ja takadiagonaaleille (2.). Staattisesta tilasta lähtevä täysin lastattu hissikori kiihdyttää (3.) vakionopeuteensa (4.), kunnes hissikorin lähestyessä haluttua kerrosta se jarruttaa (5.). Pysähtyneen hissikorin kuorma puretaan (6.), jolloin kuormankäsittelylaitteen raskaampi akseli kulkee uudelleen kynnysen yli (7.). Tyhjänä staattisessa tilassa oleva hissikori on diagonaalien kannalta minimissään (8.).

Edellisessä listassa sekä kuvan 19 graafissa kohtien (3.) ja (5.) voiman etumerkki riippuu hissin kulkusuunnasta. Kuormankäsittelylaitteen akseleista otetaan huomioon vain raskaampi akseli, sillä kuormanvaihtelun maksimi tapahtuu kynnyselle asetetun raskaammin kuormitetun akselin ja kuormittamattoman kynnysen välillä.

4.2 Vesisäiliömenetelmä

Kuormanvaihtelun oletetaan toistuvan samanlaisena työkierrosta toiseen. Työkierron kuorman- tai jännitysheilahdusten laskeminen kappaleen 3.4 mukaisesti vesisäiliömenetelmällä voidaan toteuttaa kuvan 19 graafia muokkaamalla. Seuraavassa kuvassa 20 työkierron aloituskohta on siirretty aloitettavaksi hissikorin purkutilanteesta.



Kuva 20. Työkierron muutos vesisäiliömenetelmään soveltuvaksi.

Kuvassa ensimmäinen kuormanvaihteluväli tapahtuu tyhjän korin ja kynnyskuormituksen välillä. Toinen kuormanvaihtelu kynnyskuormituksen ja kuormalla lastatun hissikorin kiihdytys negatiiviseen suhteessa putoamiskiihtyvyyteen, $g_n - a_n$. Kolmas kuormanvaihteluväli on kuormalla lastatun hissikorin kiihdytys positiiviseen suuntaan suhteessa putoamiskiihtyvyyteen, $g_n + a_n$.

5 TULOKSET

Tässä luvussa esitetään aluksi kappaleen 2 pohjalta tehty vertailu miten työn standardit määrittelevät lastausenaikaiset kuormat käytettäessä haarukkatrukkia. Vertailun lopussa standardien ilmoittamien akselikuormien keskinäisen tarkastelun lisäksi vertailussa on mukana muutamien eri trukki valmistajien todellisia trukkimalleja eri kokoluokissa. Vertailun jälkeen esitetään FE-analyysin avulla keskeisimmät tulokset hissien diagonaalien hitsatusta levylaippaliitoksesta. Tuloksia käytetään analyttisen laskennan lähtöarvoina. Kappaleen lopussa käydään läpi analyttisen väsymislaskennan tulokset, millä havainnollistetaan lastattavan nimelliskuorman ja lastauksesta aiheutuvan akselikuorman vaikutusta tarkasteltavan liitoksen väsymiskestoikään.

5.1 EC1, EN 81-20, ASME A17.1 ja trukkimallien akselikuorman vertailu

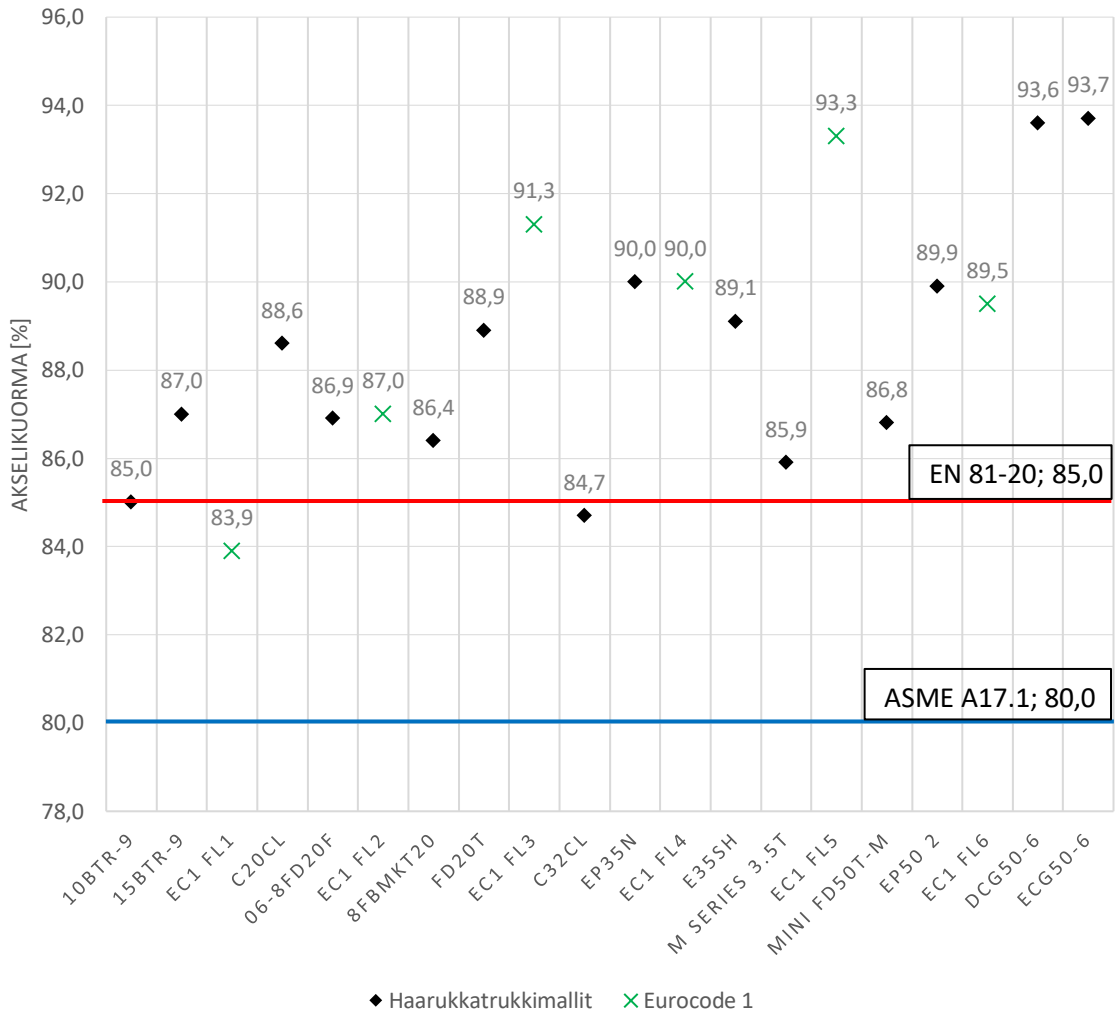
ASME A17.1:ssä ja EN 81-20:ssä määritellyt akselikuormat ovat suuruudeltaan EC1:tä ja työssä käytettyjen trukki valmistajien ilmoittamia kuormia alhaisempia. ASME A17.1:n määrittelemä akselikuorma $0,8 \times Q$ on neljästä vaihtoehdosta matalin. Raja akselikuorman tarkemmalle määrittelykselle on $Q = 9000$ kg:ssa. Hissin nimelliskuorman ylittäessä 9000 kg akselikuorma määritellään aina suurimman kuormituksen mukaisesti, joko $0,8 \times 9000$ kg tai todellisen trukin painon mukaan. Vastaavasti EC1:n ohjeistus todellisen trukin painon määrittelykseen menee 11000 kg:ssa. EN 81-20 määrittelemä akselikuorma on ASME A17.1:tä hieman korkeampi $0,85 \times Q$, mutta sekään ei saavuta muita työssä tarkasteltuja kuormia, eikä ASME A17.1:n tai EC1:n tapaista ylärajavaatimusta kuorman tarkemmalle määrittelykselle ole. (ASME A17.1 2016, s. 72 ja s. 278; EN 1991-1-1 2002, s. 36-40; EN 81-20 2014, s. 178.)

Standardeilla on kuorman asettelun näkökulmasta eri lähtökohta. EN 81-20:ssä kuorma asetetaan pistekuormana kynnyksen etureunan keskelle. ASME A17.1:n vaatimuksena on kahteen yhtä suureen tietyn välimatkan päähän toisistaan sijoitetun kuorman asettelu hissien lattian heikoimpaan kohtaan. EC1 ohjeistaa trukista aiheutuvien kuormien huomioimisen trukkiluokkien mukaan. Trukkiluokissa akselikuorma on jaettu kahdelle vakiokokoiselle alueelle, joidenka keskinäinen välimatka riippuu trukin kokoluokasta. ASME A17.1:n tapaisesti, myös EC1 vaatii kuorman asettelulta sijoittelua, missä se aiheuttaa rakenteen

kannalta epäedullisimmat vaikutukset. (ASME A17.1 2016, s. 72 ja s. 278; EN 1991-1-1 2002, s. 36-40; EN 81-20 2014, s. 178.)

Edellä mainittujen seikkojen lisäksi kolmen eri standardin välillä on eroja esimerkiksi trukkuormauksen esitystavoissa. Kolmesta standardista EN 81-20 on tulkinnanvaraisin (kappale 2.2.1) ja kuormituksen osalta vähiten kantaa ottava. Vastaavasti, EC1 on standardeista monipuolisin. Kappaleen 2.3 kuvassa 4 esitettyjen haarukkatrukkiluokkien lisäksi standardi huomioi dynaamisen kertoimen rengastyypin mukaan kahdessa eri luokassa. EC1 sisältää myös kehotuksen haarukkatrukin kiihtyvyydestä tai hidastuvuudesta aiheutuvien kuormien huomioon ottamisesta ainoana kolmesta tarkasteltavasta standardista. (ASME A17.1 2016, s. 72 ja s. 278; EN 1991-1-1 2002, s. 36-40; EN 81-20 2014, s. 178.)

Seuraavassa kuvassa 21 on kootusti esitelty edellä mainittujen kolmen eri standardin akselikuorman kokoerot. Kuvaan on myös lisätty muutamien eri haarukkatrukkimallien todellisia akselikuormaprosentteja. Keveimmät haarukkatrukkimallit sekä FL-luokat ovat esitettynä kuvan vasemmassa ja raskaimmat oikeassa laidassa.



Kuva 21. Haarukkatrukista aiheutuvan akselikuorman vertailu trukkimallistajien ja standardien välillä. Vertailussa on mukana muutamia trukkimalleja, Eurocode 1 FL-luokat sekä hissistandardit ASME A17.1 ja EN 81-20.

Kuva havainnollistaa EC1:n ja trukkimallistajien ilmoittamien haarukkatrukkien kuormien eroja EN 81-20:n ja ASME A17.1:n käyttämiin kuormiin. Otanta on suppea, mutta kuvaava. Kuvaajasta selviää, että ASME A17.1:llä on tämän työn vertailussa matalin kuormitus, kun EC1 sen sijaan myötäilee melko hyvin trukkimallistajien ilmoittamia arvoja. Hissistandardien kynnyskuormien absoluuttiset erot esitettiin haarukkatrukkimalleihin sekä EC1 FL-luokkiin on esitetty seuraavassa taulukossa 2. (ASME A17.1 2016, s. 72 ja s. 278; EN 1991-1-1 2002, s. 36-40; EN 81-20 2014, s. 178.)

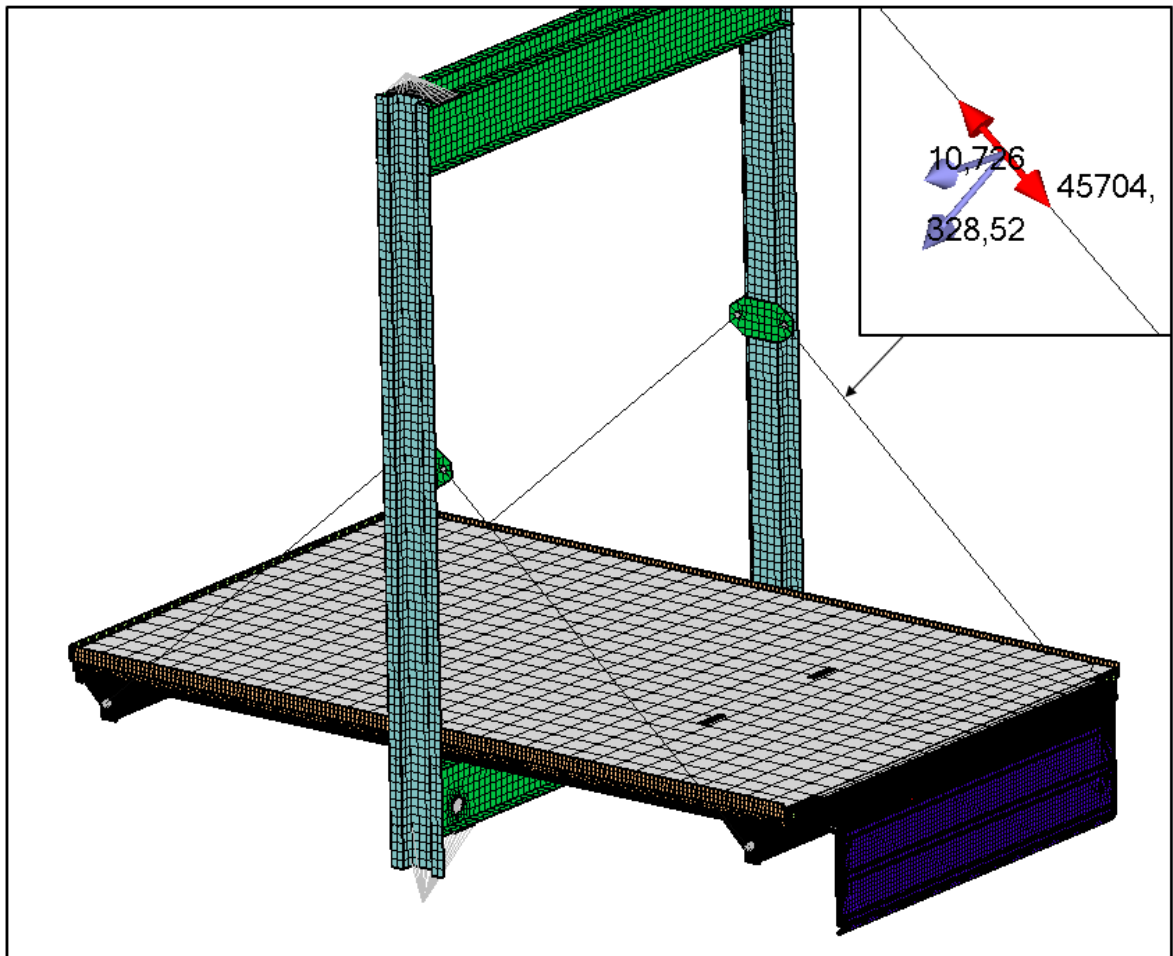
Taulukko 2. Kuvassa 21 esitettyjen hissistandardien ja EC1:n sekä haarukkatrukkimallien absoluuttiset erot.

	Eurocode 1		Haarukkatrukkimallit (14 kpl)	
	Min [%]	Max [%]	Min [%]	Max [%]
ASME A17.1	4,6	14,3	5,5	14,6
EN 81-20	-1,3	8,9	-0,4	9,3

EN 81-20 vastaa valmistajien ilmoittamia akselikuormia ASME A17.1:tä paremmin, mutta siitä huolimatta sen absoluuttinen ero maksimikuormiin tässä otannassa oli 9,3 % ja vastaavasti ASME A17.1:llä 14,6 %. Absoluuttista kynnyskuormien eroa edellä mainittujen hissistandardien välillä on 5,9 %.

5.2 Kuormauksen vaikutus hitsiliitoksen väsymiskestoikään

Väsymiskestoiän laskennassa käytetään menetelmänä ENS (tehollisen lovijännityksen menetelmää) IIW:n (Hobbacher 2016) suositusten mukaisesti sovellettuna. Väsymiskestoiän analyyttiseen laskemiseen tarvittavan lovijännityksen vaihtelun saamiseksi selvitettiin aluksi FE-analyysillä päämallista tarkasteltavan diagonaalin kokema kuormanvaihtelu. Päämallin tuloksia käytettiin seuraavaksi alimallissa kuormina varsinaisen lovijännityksen laskemiseksi. Päämallin tuloksista on esimerkki kuvan 22 muodossa.



Kuva 22. Diagonaalien palkkielementeissä vaikuttavat aksiaali- ja leikkaussuunnan voimat kynnyskuormaustilanteessa.

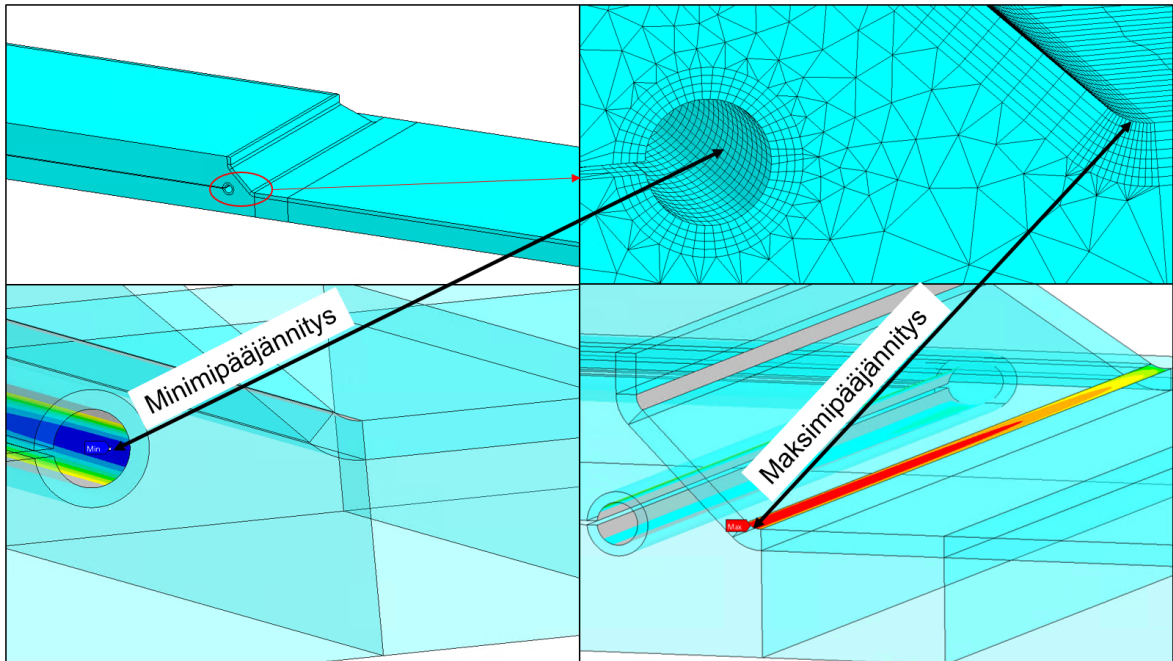
Esimerkkikuvan palkkielementeiltä luetuista kuormista ilmenee aksiaali- ja leikkaussuuntien voimat. Tulokset on koottu yhteen seuraavassa taulukossa 3.

Taulukko 3. Etudiagonaalien aksiaali- ja leikkausvoimat Newtonina.

Kuormitustapaus	Aksiaalivoima [N]	Leikkausvoima, resultantti [N]
Kynnyskuorma, 100 % Q	45704	331
Täysi hissikori, 100 % Q	12739	152
Tyhjä hissikori, 0 % Q	5769	141

Leikkausvoiman resultantin vaihteluväli on pieni, joten leikkausvoima jätetään jatkossa huomioimatta. Taulukon 3 aksiaalivoimia käytettiin alimallin levylaippaliitoksen

kuormitustapauksina. Levylaippaliitoksessa esiintyvät lovijännityksen maksimi- ja minimipääjännitykset sekä niiden sijainti mallissa on esitetty kuvassa 23.



Kuva 23. Maksimi- ja minimipääjännitykset tehollisen lovijännityksen menetelmällä laskettuna. Jännitykset esitetty solmujännityksinä solidielementtien pinnoilta.

Malli josta tulokset luetaan, täyttää kappaleiden 3.6.1 ja 4.1.2 mukaisesti IIW:n (International Institute of Welding) suositukset tehollisen lovijännityksen menetelmälle. Kuvassa 23 korkeimman maksimipääjännityksen kohdalla leikkausjännitysten määrä on vähäinen, joten kappaleessa 3.6.1 esitetyn mukaisesti väsymiskestöiän selvitys tehollisen lovijännityksen menetelmälle tehdään pääjännitystä käyttäen. Pääjännitykset eri kuormitustapauksille on esitetty seuraavassa taulukossa 4.

Taulukko 4. Tehollisen lovijännityksen menetelmällä lasketut pääjännitykset diagonaalin hitsiliitoksen juurella ja reunaviivalla.

Kuormitustapaus	Hitsin juuri, minimipääjännitys [MPa]	Hitsin reunaviiva, maksimipääjännitys [MPa]
Kynnyskuorma, 100 % Q	-129	137
Täysi hissikori, 100 % Q	-36	38
Tyhjä hissikori, 0 % Q	-16	17

Pääjännitykset ovat matalia, sillä kuormana on puhdas veto ja diagonaalilevyn poikkileikkauspinta-ala on kohtuullisen suuri kuormaan nähden. Liitos olisi mitoitettavissa yksinkertaisesti selkeän liitostyyppin ja kuormituksen vuoksi myös nimellisen jännityksen menetelmällä käyttämällä IIW:n (Hobbacher 2016, s. 55-56) FAT-luokkia 611 sekä 612 liitoksen otsa- ja kylkihitseille. Vertailuna nimellisen jännityksen menetelmä antaisi otsahitsille pelkän kynnyskuorman tapauksessa väsymiskestoiksi $3,3 \times 10^6$. Väsymiskestoikä on laskettu yhtälön 4 mukaan, missä nimellinen jännitys on laskettu taulukon 3 kynnyskuormasta aiheutuneen voiman ja poikkileikkauspinta-ala kuvan 13 päällimmäisen levyn leveyden w_2 sekä diagonaalilevyn paksuuden t_1 avulla IIW:n (Hobbacher 2016, s. 55) ohjeistuksen mukaisesti. Juuren puolen väsymisen FAT-luokkana on 45 MPa. Vastaavasti tehollisen lovi-jännityksen menetelmällä ja kynnyskuormauksen maksimipääjännityksellä saavutetaan merkittävästi pidempi väsymiskestoikä $8,9 \times 10^6$. Työssä tutkitaan kuormaustapauksen ja hissikäytön vaikutusta sekä eroja väsymiskestoikään, joten absoluuttisella väsymiskestoian arvolla ei ole suurta painoarvoa.

Varsinainen väsymiskestoian analyttinen laskenta liitteessä III tehdään seuraavasti. Arvio väsymiskestoialle lasketaan 10 % hissien nimelliskuorman Q välein niin, että jokaiselle nimelliskuorman osuudelle lasketaan eri akselikuorman tasot alkaen 50 %:sta aina 90 %:iin asti. Pääjännityksien oletetaan muuttuvan lineaarisesti tyhjän- ja täydenhissikorin tai kynnyskuorman välillä. Kappaleessa 4.1.3 esitelty hissien työkierto muunnetaan kappaleen 3.4 vesisäiliömenetelmän avulla kolmeksi eri jännitysvaihteluväliksi, joidenka laskemiseen käytetään taulukon 4 maksimipääjännityksiä. Saadut yksittäiset jännitysvaihtelut muunnetaan yhtälön 4 avulla sykleiksi. Nämä syklit, kolme arvoa jokaista kuorman tasoa kohti, ovat edellä laskettujen jännitysvaihteluiden avulla saatuja elinikiä, jotka tulee yhdistää takaisin kuvaamaan hissien työkiertoa. Kaikille yksittäisille sykleille lasketaan niitä vastaava vaurio yhtälön 5 Palmgren-Minerin avulla käyttäen verrannollisena työkiertona arvoa yksi. Työkierron jännitysvaihteluiden vaurioita kuvaavat desimaalit summataan yhteen kumulatiiviseksi vaurioksi ja tuloksesta otetaan käänteisarvo. Saatu lukema on levy-laippaliitoksen väsymiskestoikä hissien työkiertoina.

Taulukossa 5 on esitettyinä levy-laippaliitoksen väsymiskestoian tulokset. Pystysarake M kuvaa sitä laskennallista osuutta hissien nimelliskuormasta, jolla laippaliitoksen väsymiskestoian työkiertojen määrä saavutetaan. Vaakarivi V kuvaa lastauslaitteen akselin

kynnykselle kohdistamaa kuormaa, joka tässä tapauksessa tarkoittaa prosenttiosuutta edellä mainitusta kuormasta M . Vaakarivin ensimmäisellä sarakkeella kynnyskuormaa ei ole väsymiskestoian laskennassa otettu huomioon. Seuraavilla sarakkeilla lastauslaitteen akselin kuorma on jaettu 50 – 90 % välille.

Taulukko 5. Hitsiliitoksen väsymiskestoikä sykleittäin. Yksi sykli vastaa yhtä aiemmin kuvassa 19 esitettyä työkiertoa.

Hissin nimelliskuorma $Q = 5000$ kg

M [kg]	Väsymiskestoikä						
	V [%]						
	-	50	60	70	80	85	90
500	5,03E+18	4,03E+11	7,96E+11	1,42E+12	1,44E+12	1,13E+12	8,18E+11
1000	1,57E+17	9,91E+11	4,42E+11	1,58E+11	6,08E+10	3,94E+10	2,62E+10
1500	2,07E+16	1,31E+11	5,63E+10	1,88E+10	6,78E+09	4,29E+09	2,80E+09
2000	4,92E+15	2,87E+10	1,05E+10	3,30E+09	1,19E+09	7,57E+08	5,00E+08
2500	1,61E+15	7,55E+09	2,47E+09	7,92E+08	2,98E+08	1,94E+08	1,30E+08
3000	6,47E+14	2,34E+09	7,40E+08	2,48E+08	9,76E+07	6,45E+07	4,39E+07
3500	3,00E+14	8,54E+08	2,72E+08	9,51E+07	3,86E+07	2,59E+07	1,78E+07
4000	1,54E+14	3,60E+08	1,17E+08	4,21E+07	1,76E+07	1,19E+07	8,27E+06
4500	8,53E+13	1,70E+08	5,61E+07	2,08E+07	8,87E+06	5,06E+06	4,24E+06
5000	5,03E+13	8,80E+07	2,95E+07	1,12E+07	4,85E+06	3,44E+06	2,66E+06

6 TULOSTEN TARKASTELU

Luvussa käydään aluksi läpi kappaleessa 5 esitettyjä tuloksia levylaippaliitoksen väsymiskestoiän osalta. Kappale jatkuu tutkimuskysymyksiin vastaamisella sekä standardien vertailun pohjalta tehdyn EN 81-20 ja ASME A17.1 soveltuvan vaihtoehdoisen kuormitustavan esittelyllä. Luvun luvussa käydään läpi työhön liittyvät kehityskohteet.

6.1 Väsymiskestoiän laskennan tulosten tarkastelu

Taulukon 5 tulosten perusteella pelkällä hissien kiihdytyksellä ja jarrutuksella on korkeintaan marginaalinen vaikutus hitsin väsymiskestoiänsä, mikäli hissien kuormauksessa kynnykseen kohdistuu kuorma, jonka suuruus on vähintään puolet nimelliskuorman osuudesta M . Tuloksia on avattu seuraavissa esimerkeissä sekä taulukossa 6. Esimerkkien tuloksissa on jonkin verran hajontaa riippuen valittavista tuloksista. Tulokset on valittu taulukosta 5 niin, ettei S-N käyrän kulmakerroin muutu laskennassa valittujen arvojen välillä.

Ensimmäisessä esimerkissä muuttujana toimii nimelliskuorman osuus M . Kevyemmässä tapauksessa M on suuruudeltaan 2500 kg (50 %:a koko hissien nimelliskuormasta Q) ja raskaammassa 3500 kg (70 % Q :sta). Akselikuorman suhde nimelliskuorman osuuteen M pysyy vakiona kummassakin tapauksessa, $V = 70\%$ (1750 kg ja 2450 kg). Suhteellista eroa hitsin väsymiskestoiässä on 8,3 kertaisesti ja absoluuttisesti eroa $7,0 \times 10^8$ työkiertoa. Raskaampi nimelliskuorman osuus on 1,4-kertainen suhteessa kevyempään, absoluuttisen eron ollessa 1000 kg.

Toisessa esimerkissä muuttujana toimii akselikuorma. Nimelliskuorman osuus pysyy vakiona $M = 3500$ kg:ssa (70 % Q :sta), mutta akselikuorman osuus M :stä eli V on 50 % (1750 kg) ja 70 % (2450 kg). Suhteellista eroa hitsin väsymiskestoiälle syntyy 9,0 kertaisesti ja absoluuttista eroa $7,6 \times 10^8$ työkierron verran. Raskaamman akselikuorman suhde kevyempään on tässä tapauksessa 1,4-kertainen absoluuttisen eron ollessa 700 kg. Mikäli nimelliskuorman osuus laskettaisiin $M = 2500$ kg:aan (50 % Q :sta) ja V pidettäisiin vastaavilla tasoilla, nousisi suhteellisen väsymiskestoiän ero 9,5 kertaiseksi ja absoluuttista eroa syntyisi $6,8 \times 10^9$ työkiertoa. Vastaavasti akselikuorman ero laskisi 500 kg:aan.

suhteellisen pysyessä 1,4 kertaisena. Esimerkkien tulokset on kerättyä seuraavaan taulukkoon 6.

Taulukko 6. Taulukosta 5 poimittujen laskennallisten väsymiskestoikien vertailu sekä suhteellisesti että absoluuttisesti.

	<i>M</i> -muuttujana		Suhteellinen ero [%]	Absoluuttinen ero [-]
	<i>M</i> = 2500 kg	<i>M</i> = 3500 kg		
<i>V</i> = 50 %	$7,6 \times 10^9$	$8,5 \times 10^8$	884	$6,7 \times 10^9$
<i>V</i> = 70 %	$7,9 \times 10^8$	$9,5 \times 10^7$	833	$7,0 \times 10^8$

	<i>V</i> -muuttujana		Suhteellinen ero [%]	Absoluuttinen ero [-]
	<i>V</i> = 50 %	<i>V</i> = 70 %		
<i>M</i> = 2500 kg	$7,6 \times 10^9$	$7,9 \times 10^8$	953	$6,8 \times 10^9$
<i>M</i> = 3500 kg	$8,5 \times 10^8$	$9,5 \times 10^7$	898	$7,6 \times 10^8$

Laskennallisten tulosten perusteella merkittävin suhteellinen vaikutus hitsiliitoksen väsymiskestoikään on kuormanlastausapuvälineen tai ajoneuvon kuorman jakautumisessa etu- ja taka-akselin välillä. Väsymiskestoian suhteellinen ero on jonkin verran suurempi tapauksissa, joissa vain kynnyskuorma muuttuu. Kynnyskuorman muutoksella ei ole vaikutusta hissien käytönaikaisiin kuormaan, mutta kuten taulukosta 6 selviää, kiihdytyksen vaikutuksella on korkeintaan marginaalinen vaikutus tuloksiin.

6.2 Vastaukset tutkimuskysymyksiin

Miten EN 81-20, ASME A17.1 ja Eurokoodi 1 EN 1991-1-1 määrittelevät haarukkatrukista johtuvan akselikuorman lattiarakenteen kannalta?

Hissistandardeissa haarukkatrukin akselikuorma on sidottu nimelliskuorman suuruuteen ja tarkasteltavista standardeista ASME A17.1:n akselikuormaa voidaan pitää matalimpana. ASME A17.1 ja EC1 asettavat rajan, jonka jälkeen trukista aiheutuva kuorma tulee selvittää tarkemman analyysin perusteella. ASME A17.1:ssä raja on sidottu nimelliskuormaan kun EC1:ssä vastaavasti trukin painoon, mutta ASME A17.1:n asettama raja trukin painon perusteella tarkasteltuna on merkittävästi EC1:tä matalammalla. Muutoin kolmesta standardista EC1 määrittelee kuormat yksityiskohtaisimmin sekä monipuolisesta ja EN 81-20 vastaavasti standardeista suppeimmin. EC1 jakaa trukki kuormat kuuden eri trukki luokan

mukaan, jotka sisältävät yleisesti trukista aiheutuvien kuormien lisäksi myös haarukkatrukin yleisiä dimensioita. (ASME A17.1 2016, s. 72 ja s. 278; EN 1991-1-1 2002, s. 36-40; EN 81-20 2014.)

EN 81-20:n tapa huomioida akselikuorma pistekuormana on kolmesta standardista konservatiivisin. Lähin tällaista tilannetta kuvaava tapaus olisi kolmipyöräinen haarukkatrukki, jolloin merkittävä osa kuormasta asettuu yhden pyörän varaan. (Questions/Answers to EN 81-20:2014 & EN 81-50:2014 2015; EN 81-20 2014, s. 178.)

Kaksi muuta standardia määrittelee akselista tulevan kuorman kahdelle yhtä suurelle alueelle, jotka kuvastavat akselin kahta rengasta. EN 81-20 vaatii kuorman asettelun hissien lattian etureunan keskelle, kun työn kaksi muuta standardia vaativat kuorma asettelulta sijoittelua, jossa kuorma aiheuttaa rakenteen kannalta epäedullisimmat vaikutukset. Lisäksi EC1 ottaa huomioon rengastyypin vaikutuksen dynaamisena kertoimena ja mainitsee ainoana kolmesta standardista mahdolliset vaakasuuntaiset kuormitukset, jotka aiheutuvat haarukkatrukin kiihtyvyydestä ja hidastuvuudesta. Vaakasuuntaisen kuorman suuruus on sidottu haarukkatrukin akselikuormaan. (ASME A17.1 2016, s. 72 ja s. 278; EN 1991-1-1 2002, s. 36-40; EN 81-20 2014, s. 178.)

Miten edellisessä kysymyksessä mainittujen kolmen standardin määrittelemä haarukkatrukin kuormitus eroaa haarukkatrukkivalmistajien antamista etuakselin kuormista ja voidaanko eroa pitää merkittävänä?

EC1 vastaa kuormitusten osalta hissistandardeja paremmin todellisia tässä työssä esiteltyjä trukkimalleja. ASME A17.1:n suurin absoluuttinen ero tässä työssä käytettyihin trukkimalleihin sekä EC1:n trukkiluokkiin on 14,6 % ja vastaavasti EN 81-20:llä tämä ero oli matalampi 9,3 %. Hissistandardien keskinäinen absoluuttinen ero on 5,9 %. Erot akselikuormien välillä on havainnollistettu kuvassa 21 ja taulukossa 2. Eroa voidaan pitää merkittävänä. ASME A17.1:n (2016, s. 72 ja s. 278) vaatimus tarkemmasta haarukkatrukin kuorman määrittelystä on asetettu $Q = 9000$ kg, jolloin kynnyskuorman absoluuttinen virhe tätä matalamman nimelliskuorman hisseissä voi trukkimallista riippuen nousta teoriassa merkittäväksi. EN 81-20 (2014) ei sisällä nimelliskuorman rajaa tarkemmalle trukkipuorman määrittelylle, jonka vuoksi suuren nimelliskuorman hisseissä ero todelliseen voi muodostua merkittäväksi riskiksi.

Millaisia muutoksia EN 81-20 vaatisi haarukkatrukista johtuvan kuorman osalta, jotta se olisi sovellettavissa myös ASME A17.1 lastausluokassa C1?

Suoria eroja ja vaatimuksia on kaksi; nimelliskuorman raja, jolloin haarukkatrukista aiheutuvat kuormat tulee huomioida tarkemman analyysin perusteella, sekä kuorman asettelun määrittäminen. Hissin nimelliskuorman raja on asetettava korkeintaan $Q = 9000$ kg tasolle ja kuorman asettelussa huomioitava kynnyksen etureunan keskiosan lisäksi myös muu kuorman sijoittelu, jossa se voi aiheuttaa hissin kannalta epäedullisimmat vaikutukset. Kuorman asettelussa tulee huomioida C1:ssä ohjeistettu akselikuorman jakaminen pistekuorman sijaan kahdelle pienelle alueelle ohjeen mukaisesti. (EN 1991-1-1 2002, s. 36-40; EN 81-20 2014.)

Millaisin menetelmin hissikorin kuormauksen vaikutusta työssä tutkitun hitsiliitoksen väsymiskestoikään voidaan arvioida?

Tarkkaa väsymiskestoikää on vaikea arvioida, sillä keskimääräisen kuljetettavaksi tarkoitetun kuorman suhde hissin nimelliskuormaan voi vaihdella eri hissien välillä suuresti. Kuitenkin suunta antava arvio voidaan laskea työssä käytettyjä menetelmiä mukailien kappaleiden 3, 4 sekä liitteen III pohjalta. Perinteiselle tavarahenkilöhissille väsymiskestoian laskentaan soveltuvaa lastausapuvälineestä aiheutuvaa kuormaa voidaan olettaa matalammaksi kuin haarukkatrukkikäyttöön tarkoitetun hissin tapauksessa, sillä tavarahenkilöhississä vain käsikäyttöiset kuormankäsittelylaitteet ovat sallittuja. Haarukkatrukille soveltuviin hisseihin kuorman suhde hissin nimelliskuormaan voi nousta korkeaksi mikäli hissin nimelliskuormaa ei ole asetettu selvästi haarukkatrukkia korkeammaksi. (ASME A17.1 2016, s. 72 ja s. 278; EN 81-20 2014.)

Väsymiskestoian arviota voidaan tarkentaa mikäli tunnetaan hissin tarkempi käyttötarkoitus tai käytössä on tilastollista dataa vastaavan hissityypin sekä kokoluokan käytöstä. Mikäli tilastollista dataa ei ole sovellettavissa, tavarahenkilöhissille tehtävä väsymislaskenta sisältää helposti useita yksinkertaistuksia, kuten hissin tyhjennys jokaisella pysähdyksellä tai arvaus raskaasti kuormitettujen hissikäyttöjen osuus kaikista hissikäytöistä. Menetelmää voidaan silti hyödyntää väsymiskestoialtaan heikkojen liitosten tunnistamiseen sekä eri kuormitustyyppien väsymiskestoian vaikutuksen arviointiin. (Hobbacher 2016, s. 93-99.)

Millainen on tarkasteltavan hitsiliitoksen väsymiskestoikä huomioitaessa vain hissien kuljetettavaksi tarkoitettu kuorma ja kiihdytyksestä aiheutuva rasitus verrattuna tapaukseen, jossa myös hissien kuormaustapaus otetaan huomioon ja onko ero tarkasteltavan hitsin kannalta merkittävä?

Mikäli hissien kuormausta ei huomioida, väsymiskestoikä vaihteli taulukon 5 perusteella 5×10^{13} ja 5×10^{18} työkierron välillä. Yksi työkierto vastaa tässä tapauksessa liitoksen kokemaa rasitusta hissien liikkeellelähdon ja pysähdysten välillä, kuva 19. Väsymiskestoikää voidaan pitää äärettömänä. Lisättäessä tarkasteluun kuormauksesta aiheutuva kynnyskuormanvaihtelu, väsymiskestoian syklimäärä laski aiempaan verrattuna merkittävästi, vaihdellen 3×10^6 ja 4×10^{11} työkierron välillä. Taulukon 6 mukaisesti kynnyskuorman alentaminen 20 %-yksiköllä paransi väsymiskestoikää suhteellisesti lähes kymmenkertaisesti nimelliskuorman tason pysyessä vakiona 50 %:ssa. Kuormaustapauksella on laskennallisella tasolla selkeä vaikutus väsymiskestoikään.

Hitsiliitoksen kannalta varsinaista väsymiskestoikää voi kuvailla äärettömäksi tai vuosikymmeniä kestäväksi, sillä vasta väsymiskestoian kannalta epärealistisen korkeissa kuormitustasoissa väsymiskestoikä putoaa alle 10 miljoonan työkierron. Väsymiskestoian tarkastelu tulisi kuitenkin laajentaa useammalle kriittisemmälle liitokselle kappaleessa 6.4 esitetyn mukaisesti. Työhön valitussa hitsatussa liitoksessa ei esiinny esimerkiksi merkittävässä määrin taivutusjännityksiä.

6.3 Kynnyskuorman vaihtoehtoinen EN 81-20 mukainen mitoitus tapa

Kappaleen 2 mukaisesti tehty EN 81-20:en tarkempi mitoitus tapa kynnyskuormille. Päivityksen tarkoituksena on nostaa kynnyskuorma lähemmäs todellista kuormitusta sekä täydentää EN 81-20 vaatimuksia niin, että se olisi sovellettavissa myös ASME A17.1 C1 lastausluokalle. Ehdotus EN 81-20:n mukaisiksi kynnyskuormiksi on seuraava:

$$F_s = 0,90 \times g_n \times Q \quad (10)$$

Yhtälö 10 on tavarahenkilöhisseille, kun hissien kuormaus tapahtuu käyttäen raskasta kuormankäsittelylaitetta. Lastatun raskaan kuormankäsittelylaitteen kokonaismassan ei tule ylittää yli 100 %:a hissien nimelliskuormasta. Hissien nimelliskuorman ollessa 9000 kg tai enemmän, hissien suunnittelun tulee perustua varsinaiseen kuormitukseen, kuitenkin niin että

kuorma on vähintään yhtälön 10 verran. Hissin kori oletetaan tyhjäksi asettaessa renkaista aiheutuva pystysuuntainen voima korin kynnykselle tai lattialle, missä se aiheuttaa hissikorin kannalta epäedullisimmat vaikutukset.

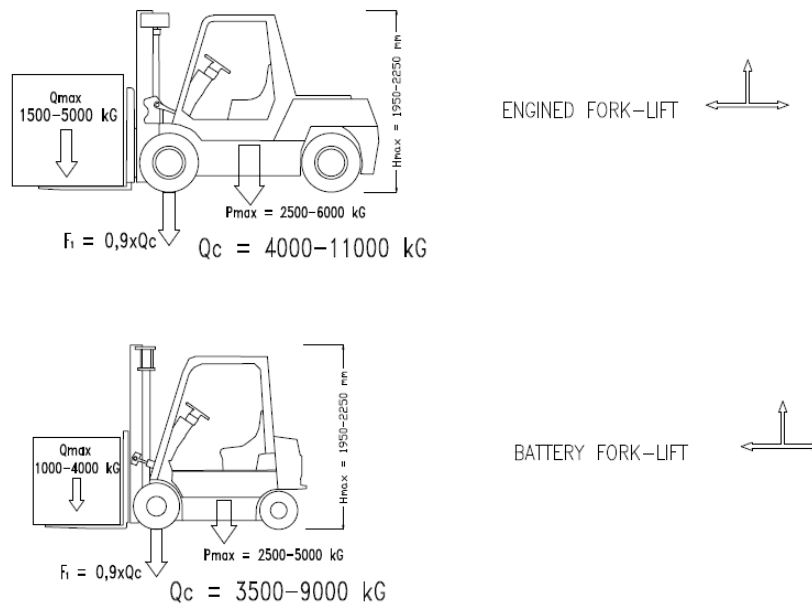
Yhtälö 10 ja siihen liittyvä tarkennus poikkeavat nykyisestä EN 81-20 mukaisesta haarukkatrukeille käytettävästä kynnyskuormasta, yhtälöstä 3. Kynnyskuorman 5 %-yksikön korotus perustuu sekä EC1 FL-luokkien sekä ennen kaikkea haarukkatrukkivalmistajien antamiin arvoihin. Kynnyskuormien kokoerot havainnollistettu työssä aiemmin kuvassa 21 ja taulukossa 2. (ASME A17.1 2016, s. 72 ja s. 278; EN 1991-1-1 2002, s. 36-40; EN 81-20 2014, s. 178.)

Lisäselvityksessä tarkennetaan tapaa, kuinka kuormauslaitteen paino tulee huomioida hissisuunnittelussa sekä asetetaan selkeä rajoitus ylikuormaukselle. Raja jolloin kuormankäsittelylaitteesta aiheutuva varsinainen kuormitus tulisi huomioida on asetettu 9000 kg, joka vastaa ASME A17.1 C1-lastausluokkaa. Vastaavasti EC1 asettaa rajan tarkemman kuormituksen analyysille 11000 kg:n kohdalle. Tarkemmassa kuormituksen määrittämisessä tulisi suunnittelussa arvioidavaksi EC1:ssä esitetty haarukkatrukin kiihdytyksestä ja jarrutuksesta johtuvan vaakasuuntaisen voimakomponentin tarpeellisuus. (ASME A17.1 2016, s. 72 ja s. 278; EN 1991-1-1 2002, s. 36-40.)

EN 81-20 määrittelee kuorman asettelun pistekuormana kynnyksen etureunan keskelle, mutta ehdotuksessa vastaavaa vaatimusta ei aseteta. Tällöin kuorman asettelu voidaan tehdä esimerkiksi ASME A17.1:n tai EC1 FL-luokkien mukaisesti. C1-Lastausluokka vastaavuus mahdollistaa ja yhtenäistää raskaimman lastausluokan hissikorin tarjonnan sekä EN että ASME A17.1 standardia vaativalle asiakkaalle. (ASME A17.1 2016, s. 72 ja s. 278; EN 1991-1-1 2002, s. 36-40; EN 81-20 2014, s. 178.)

6.4 Työn jatkokehitys

Kappaleen 5.1 vertailun perusteella tehty kynnyskuorman vaihtoehtoinen mitoitus tapa EN 81-20:lle kappaleessa 6.3 perustuu vertailun laadullista puolta tarkastellessa suppeaan kokonaisuuteen. Vertailun laatua voi parantaa lisäämällä standardien valikoimaan esimerkiksi amerikkalainen vastaavuus tässä työssä käytetylle EC1:lle ja laajentamalla haarukkatrukkimalleja sekä kokoluokittain että malleittain. Lisäksi vertailun kokonaisarvoa voidaan merkittävästi parantaa huomioimalla eri hissivalmistajien käytäntöjä mitoittaa haarukkatrukista aiheutuva akselikuorma, mikäli näiden mitoitus tapa eroaa selvästi ASME A17.1:stä tai EN 81-20:stä, kuten seuraavassa kuvassa 24 esitetyllä hissivalmistaja GMV:llä.



Kuva 24. GMV:n ilmaisema tapa ottaa huomioon trukista aiheutuvia kuormia. (Fork-lifts, 2015.) Kuva muokattu.

GMV on huomioinut mitoituksessa eri trukkien koon ja painon lisäksi esimerkiksi eri trukkityyppisiä. Mitoitettava akselikuorma on $0,90 \times g \times Q$, joka on nykyistä EN 81-20 ja ASME A17.1 vaativampi. (ASME A17.1 2016, s. 72 ja s. 278; EN 81-20 2014; Fork-lifts, 2015.)

Työssä väsymiskestoikä tarkastelu koskee yksittäistä diagonaalista hitsattua levy-laippaliitosta, jonka kokema kuormanvaihtelu on lähes puhtaasti vedonalaista. Väsymiskestoikä tarkastelun osalta työtä voisi laajentaa koskemaan useampaa kuormaa kantavaa hitsi- sekä pulttiliitosta niin, että hissien normaalista käytöstä aiheutuvaa jännitysvaihtelua tapahtuu

myös sekä leikkaus- että taivutusjännitysten osalta. Tällaisia liitoksia voidaan olettaa sijaitsevan esimerkiksi etudiagonaalin alakiinnityksen läheisyydessä lattiarakenteessa, kynnyksiprofiilin alla ja sen lattiarakennekiinnityksissä sekä ohjainkoonpanojen liitoksissa. Kuormauksen merkityksellisyyden tarkastelua voidaan selvästi parantaa, mikäli käytettävissä on tilastollista dataa hissien käytöstä. Tällaista dataa on esimerkiksi raskaiden kuormausten sekä tyhjien tai lähes tyhjien hissien osuus kaikista sykleistä. Kuormaustapaus ei koske pelkästään hissikoria ja sen rakenteita, vaan myös kuulumekaniikkaa. Laajan vaikutuksen vuoksi lisätarkastelua voi pitää perusteltuna.

7 JOHTOPÄÄTÖKSET

Kirjallinen vertailu haarukkatrukkista aiheutuvien kuormien osalta EN 81-20, ASME A17.1, EN 1991-1-1 ja muutamien eri haarukkamallien välillä osoitti, että hissistandardien välillä on selviä eroja, mutta suurimmat erot olivat hissistandardien ja EN 1991-1-1 tai haarukkamallien välillä. Absoluuttisesti suurimmat erot olivat kuvan 21 ja taulukon 2 mukaan ASME A17.1 ja EN 1991-1-1 sekä haarukkatrukkimallien välillä, eron ollessa yli 14 % kummassakin tapauksessa. EN 1991-1-1 oli kolmesta standardista yleisesti kattavin, vastasi parhaiten todellisia haarukkatrukkien kuormia ja otti ainoana standardina huomioon myös haarukkatrukin kiihtyvyydestä tai hidastuvuudesta mahdollisesti aiheutuvan horisontaalin voimakomponentin.

Löytyneitä eroja voidaan pitää merkittävänä ja siksi kummallekin hissistandardille yhteisesti sovellettavassa oleva ehdotus kappaleessa 6.3 sisälsi useita muutosehdotuksia varsinkin verrattuna nykyiseen EN 81-20 määritykseen, joka on yhtälön 2 ohessa avattuna. Keskeisimmät muutokset olivat 5 %-yksikön korotus nykyiseen yhtälön 2 EN 81-20 kynnyskuormitukseen, kuorma tulisi sijoittaa hissikorin kannalta epäedullisimpaan kohtaan ja hissien nimelliskuorman ylittäessä 9000 kg, haarukkatrukista aiheutuva kuormitus tulisi selvittää tarkemman analyysin perusteella.

Diagonaalin levyliitoksen väsymiskestoian tarkastelussa varsinkin suhteellinen väsymiskestoikä oli herkkä akselikuorman tasolle. Taulukon 6 esimerkissä akselikuorman tason laskeminen 20 %-yksiköllä hissien nimelliskuorman tason pysyessä vakiona 50 %:ssa, liitoksen väsymiskestoikä kasvoi suhteellisesti 9,6 kertaisesti. Tavarahenkilöhissien kiihdytyksellä ja jarrutuksella ei ollut merkittävää vaikutusta liitoksen väsymiskestoikiin. Ennen suurempia johtopäätöksiä väsymiskestoikiin liittyen, tarkastelu tulisi kuitenkin laajentaa useammalle kriittisemmälle liitokselle kappaleessa 6.4 esitetyn mukaisesti, sillä työhön valitussa liitoksessa ei esiintynyt esimerkiksi merkittävästi taivutusjännityksiä.

LÄHTEET

ASME A17.1-2016/CSA B44-16. 2016. Safety Code for Elevators and Escalators. An American National Standard. 2016. New York: The American Society of Mechanical Engineers. 514 s. Korjattu 2017.

Cargotec Finland Oy. 2020a. Kalmar light forklift DCG50-90. [Kalmar Global www-sivuilla]. Viimeksi päivitetty 24.11.2020. [Viitattu 24.11.2020]. Saatavissa: <https://www.kalmarglobal.com/equipment-services/forklift-trucks/forklift-trucks-5-9-ton/>

Cargotec Finland Oy. 2020b. Kalmar light electric forklift ECG50-90. [Kalmar Global www-sivuilla]. Viimeksi päivitetty 24.11.2020. [Viitattu 24.11.2020]. <https://www.kalmarglobal.com/equipment-services/forklift-trucks/ecg50-90/>

Clark Forklift. 2020. Cushion tire lift trucks. [Clark forklift www-sivuilla]. Viimeksi päivitetty 8.2.2019. [Viitattu 24.11.2020]. Saatavissa: https://www.clark.com.tr/images/pdf/E_C20-32C.pdf

Donoghue, E. 2010. ASME A17.1/CSA B44 Handbook. An American National Standard. 2011. New York: The American Society of Mechanical Engineers. s. 146.

EN 1991-1-1. 2002. Eurocode 1: Rakenteiden kuormat. Osa 1-1: Yleiset kuormat, tilavuuspainot, oma paino ja rakennusten hyötykuormat. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS. 36 s. Julkaistu suomenkielisenä 2003.

EN 1993-1-1. 2005. Eurocode 3: Teräsrakenteiden suunnittelu. Osa 1-1: Yleiset säännöt ja rakennuksia koskevat säännöt. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS. s. 28. Julkaistu suomenkielisenä 2006.

EN 1993-1-9. 2005. Eurocode 3: Teräsrakenteiden suunnittelu. Osa 1-9: Väsyminen. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS. s. 14. Julkaistu suomenkielisenä 2006.

EN 81-20. 2014. Hissien suunnittelua ja rakentamista koskevat turvallisuusohjeet. Henkilöiden ja tavaroiden kuljetukseen tarkoitettut hissit. Osa 20: henkilö- ja tavarahenkilöhissit. 2014. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS. 300 s. Julkaistu suomenkielisenä 2015.

Fork Force Australia. 2020a. 3 Tonne — 3.5 Tonne LPG forklift. [Fork Force Australia www-sivuilla]. Viimeksi päivitetty 24.11.2020. [Viitattu 24.11.2020]. Saatavissa: <http://www.maximalforklifts.com.au/3-tonne-3-5-tonne-lpg-forklift/>

Fork Force Australia. 2020b. 4 Tonne — Mini 5 tonne diesel forklift. [Fork Force Australia www-sivuilla]. Viimeksi päivitetty 24.11.2020. [Viitattu 24.11.2020]. Saatavissa: <http://www.maximalforklifts.com.au/4-tonne-mini-5-tonne-diesel-forklift/>

Fork-lifts. 2015. [GMV Poland www-sivuilla]. Viimeksi päivitetty 10.11.2020. [Viitattu 10.11.2020]. Saatavissa: <https://www.gmv.pl/eng/dwg/Fork-lifts.pdf>

Fricke, W. 2012. IIW Recommendations for the Fatigue Assessment by Notch Stress Analysis for Welded Structures. Cambridge: Woodhead Publishing Limited. 36 s.

Hobbacher, A. F. 2016. Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components. 2. Painos. Switzerland: Springer International Publishing. 158 s.

Hyundai Construction Equipment Europe. 2020. 3-Wheeled forklift trucks. [Hyundai Construction Equipment Europe www-sivuilla]. Viimeksi päivitetty 24.11.2020. [Viitattu 24.11.2020]. Saatavissa: <https://www.hyundai-mh.eu/en/products/electric-forklifts/3-wheeled-forklift-trucks>

ISO 7465. 2007. Passenger lifts and service lifts. Guide rails for lift cars and counterweights. T-Type. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS. s. 8. Vahvistettu 2012.

Liberty Elevator Co. 2019. 5 Freight Elevator Types. [Liberty Elevator Corporation www-sivuilla]. Viimeksi päivitetty 06.01.2019. [Viitattu 06.01.2019]. Saatavissa: <https://libertyelevator.com/5-freight-elevator-types/>

Linde Material Handling. 2020. Electric counterbalanced trucks. [Linde Material Handling www-sivuilla]. Viimeksi päivitetty 10.02.2020. [Viitattu 24.11.2020]. Saatavissa: <https://www.lindemhe.com/wp-content/uploads/2017/05/series-1276-data-sheet.pdf>

Logisnext Finland Oy. 2020. Cat Sähkökäyttöiset vastapainotrukit. [Rockla www-sivuilla]. Viimeksi päivitetty 24.11.2020. [Viitattu 24.11.2020]. Saatavissa: <https://www.rocla.fi/trukit/cat-vastapainotrukit-roclasta>

Niemi, E. 1996. Hitsattujen rakenteiden väsymistarkastelussa käytettävät jännitykset. Tekninen tiedotus 3/96. Tampere: Tammer-Paino. 45 s.

Niemi, E. 2003. Levyrakenteiden suunnittelu. Tekninen tiedotus 2/2003. Helsinki: Teknologiateollisuus. 136 s.

Puuinfo Oy. 2020. Puurakenteiden lyhennetty suunnitteluohje. [Puuinfo Oy www-sivuilla]. Viimeksi päivitetty 23.11.2020. [Viitattu 24.11.2020]. Saatavissa: <https://puuinfo.fi/suunnittelu/ohjeet/eurokoodi-5-lyhennetty-suunnitteluohje/>

Questions/Answers to EN 81-20:2014 & EN 81-50:2014. 2015. [Afnor Groupe www-sivuilla]. Viimeksi päivitetty 19.09.2020. [Viitattu 20.09.2020]. Saatavissa: http://portailgroupe.afnor.fr/public_espacenormalisation/CENTC10/Published%20answers%20to%20questions%20on%20EN%2081-20-50%20-%20Rev5..PDF

Sonsino, C. M., Fricke, W., de Bruyne, F., Hoppe, A., Ahmadi, A. & Zhang, G. 2010. Notch stress concepts for the fatigue assessment of welded joints – Background and applications. International Journal of Fatigue, 34: 1. s 4.

Toyota Material Handling Europe. 2020a. Engine powered forklift 2.0 – 2.5 ton. [Toyota Material Handling Europe www-sivuilla]. Viimeksi päivitetty 24.11.2020. [Viitattu 24.11.2020]. Saatavissa: https://media.toyota-forklifts.eu/published/20144_Original%20document_toyota%20mh.pdf

Toyota Material Handling Europe. 2020b. Electric powered forklift 2.0 – 5.0 ton. [Toyota Material Handling Europe [www-sivuilla](#)]. Viimeksi päivitetty 08.09.2020. [Viitattu 24.11.2020]. Saatavissa: https://media.toyota-forklifts.eu/published/21483_Original%20document_toyota%20mh.pdf

Weld Modeling and Analysis with FEMAP and NX Nastran. 2017. [Applied CAx [www-sivuilla](#)]. Viimeksi päivitetty 05.11.2020. [Viitattu 15.04.2020]. Saatavissa: <https://appliedcax.com/support-and-training/technical-online-seminars/seminars/Femap-and-NX-Nastran-Technical-Seminar-Weld-Modeling-and-Analysis-Rev-0.pdf>

Haarukkatrukkimallit

Haarukkatrukkimallien tuotetietoja sekä laskettu akselikuormaprosentti hissistandardien, EC1 ja haarukkatrukkimallien vertailua varten.

Taulukko. Haarukkatrukkimallien akselikuormat. (Hyundai Construction Equipment Europe 2020; Clark Forklift 2020; Toyota Material Handling Europe. 2020a; Toyota Material Handling Europe. 2020b.)

Nimelliskuorma [kg]		1000	1500	2000	2000	2000
Malli		Hyundai 10BTR-9	Hyundai 15BTR-9	Clark C20CL	Toyota 06-8FD20F	Toyota 8FBMKT20
Paino [kg]	Tyhjä	2405	2840	3691	3290	4198
	Täynnä	3405	4340	5691	5290	6198
Akselikuorma [kg]		2895	3775	5045	4600	5358
Akselikuorma-%		85.0	87.0	88.6	86.9	86.4
Rengasväli [mm]		1065	1220	1080	1150	1150

Taulukko. Haarukkatrukkimallien akselikuormat. (Clark Forklift 2020; Fork Force Australia 2020a; Logisnext Finland Oy 2020; Linde Material Handling 2020.)

Nimelliskuorma [kg]		2000	3200	3500	3500	3500
Malli		MaxHolland FD20T	Clark C32CL	Rocla EP35N	Linde E35SH	Maximal M-series 3.5t
Paino [kg]	Tyhjä	3350	4490	5591	5592	4750
	Täynnä	5350	7690	9091	9092	8250
Akselikuorma [kg]		4756	6513	8186	8103	7090
Akselikuorma-%		88,9	84.7	90.0	89.1	85.9
Rengasväli [mm]		1150	1110	1190	1325	1210

Taulukko. Haarukkatrukkimallien akselikuormat. (Fork Force Australia 2020b; Logisnext Finland Oy 2020; Cargotec Finland Oy 2020a; Cargotec Finland Oy 2020b.)

Nimelliskuorma [kg]		5000	5000	5000	5000
Malli		Maximal Mini FD50T-M	Rocla EP50 2	Kalmar DCG50-6	Kalmar ECG50-6
Paino [kg]	Tyhjä	7100	7549	8300	8500
	Täynnä	12100	12549	13300	13500
Akselikuorma [kg]		10500	11282	12450	12650
Akselikuorma- %		86.8	89.9	93.6	93.7
Rengasväli [mm]		1480	1303	1550	1550

Johteiden jousivakiot

FE-analyyssissä päämalli on yksinkertaistettu kuvaamalla johteiden tuki hissikoriin jousina fyysisten johdegeometrioiden sijaan.

$$L := 1400\text{mm}$$

$$E := 207\text{GPa}$$

$$I_x := 404\text{cm}^4$$

$$I_y := 310\text{cm}^4$$

Bracketti väli

Kimmomoduuli teräkselle

Johteen taivutusjähyys x-suunnassa

Johteen taivutusjähyys y-suunnassa

$$u_x = \frac{FL^3}{48 \cdot E \cdot I_x}$$

$$k_x = \frac{F}{u_x}$$

$$k_x := \frac{48 \cdot E \cdot I_x}{L^3}$$

$$u_y = \frac{FL^3}{48 \cdot E \cdot I_x}$$

$$k_y = \frac{F}{u_y}$$

$$k_y := \frac{48 \cdot E \cdot I_y}{L^3}$$

Hitsiliitoksen väsymiskestojen laskenta

Laskennassa aluksi nimellis- ja akselikuormatasojen määrittäminen, joille FE-analyysin pääjännitykset skaalataan.

Hissin kiihtyvyys liikkeellelähtö ja jarrutustilanteissa

$$a_n := 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Osuus hissiniemelliskuormasta Q

$$M := (10 \ 20 \ 30 \ 40 \ 50 \ 60 \ 70 \ 80 \ 90 \ 100)^T \%$$

Akselikuorma kynnyksellä eri nimelliskuorman tasoilla M

$$\begin{aligned} V_{50\%} &:= 50\% \cdot M & V_{60\%} &:= 60\% \cdot M & V_{70\%} &:= 70\% \cdot M \\ V_{80\%} &:= 80\% \cdot M & V_{85\%} &:= 85\% \cdot M & V_{90\%} &:= 90\% \cdot M \end{aligned}$$

Maksimipääjännitys, FE-analyysi

$$\sigma_{\text{Silload.fea}} := 137\text{MPa} \quad \sigma_{\text{KQT.fea}} := 38\text{MPa} \quad \sigma_{\text{KT.fea}} := 17\text{MPa}$$

Vesisäiliömenetelmä kappaleen 4.2 mukaisesti.

Vesisäiliö menetelmä, 0% akselikuormitus. Vertailutapaus

$$\Delta\sigma_0 := 2 \cdot \frac{a_n}{g} \cdot \sigma_{\text{KQT.fea}} \cdot M$$

Vesisäiliö menetelmä, 50% akselikuormitus kynnyksellä

$$\begin{aligned} \Delta\sigma_{1_50} &:= \sqrt{(\sigma_{\text{Silload.fea}} \cdot V_{50\%} - \sigma_{\text{KT.fea}})^2} \\ \Delta\sigma_{2_50} &:= \sqrt{\left[\sigma_{\text{Silload.fea}} \cdot V_{50\%} - \sigma_{\text{KQT.fea}} \cdot \frac{(g - a_n)}{g} \cdot M \right]^2} \\ \Delta\sigma_{3_50} &:= \sigma_{\text{KQT.fea}} \cdot \frac{(g + a_n)}{g} \cdot M \\ \Delta\sigma_{50} &:= \text{stack}(\Delta\sigma_{1_50}, \Delta\sigma_{2_50}, \Delta\sigma_{3_50}) \end{aligned}$$

Vesisäiliö menetelmä, 60% akselikuormitus kynnyksellä

$$\begin{aligned} \Delta\sigma_{1_60} &:= \sqrt{(\sigma_{\text{Silload.fea}} \cdot V_{60\%} - \sigma_{\text{KT.fea}})^2} \\ \Delta\sigma_{2_60} &:= \sqrt{\left[\sigma_{\text{Silload.fea}} \cdot V_{60\%} - \sigma_{\text{KQT.fea}} \cdot \frac{(g - a_n)}{g} \cdot M \right]^2} \\ \Delta\sigma_{3_60} &:= \sigma_{\text{KQT.fea}} \cdot \frac{(g + a_n)}{g} \cdot M \\ \Delta\sigma_{60} &:= \text{stack}(\Delta\sigma_{1_60}, \Delta\sigma_{2_60}, \Delta\sigma_{3_60}) \end{aligned}$$

Vesisäiliö menetelmä, 70% akselikuormitus kynnyksellä

$$\begin{aligned} \Delta\sigma_{1_70} &:= \sqrt{(\sigma_{\text{Silload.fea}} \cdot V_{70\%} - \sigma_{\text{KT.fea}})^2} \\ \Delta\sigma_{2_70} &:= \sqrt{\left[\sigma_{\text{Silload.fea}} \cdot V_{70\%} - \sigma_{\text{KQT.fea}} \cdot \frac{(g - a_n)}{g} \cdot M \right]^2} \\ \Delta\sigma_{3_70} &:= \sigma_{\text{KQT.fea}} \cdot \frac{(g + a_n)}{g} \cdot M \\ \Delta\sigma_{70} &:= \text{stack}(\Delta\sigma_{1_70}, \Delta\sigma_{2_70}, \Delta\sigma_{3_70}) \end{aligned}$$

Vesisäiliö menetelmä, 80% akselikuormitus kynnyksellä

$$\begin{aligned} \Delta\sigma_{1_80} &:= \sqrt{(\sigma_{\text{Silload.fea}} \cdot V_{80\%} - \sigma_{\text{KT.fea}})^2} \\ \Delta\sigma_{2_80} &:= \sqrt{\left[\sigma_{\text{Silload.fea}} \cdot V_{80\%} - \sigma_{\text{KQT.fea}} \cdot \frac{(g - a_n)}{g} \cdot M \right]^2} \\ \Delta\sigma_{3_80} &:= \sigma_{\text{KQT.fea}} \cdot \frac{(g + a_n)}{g} \cdot M \\ \Delta\sigma_{80} &:= \text{stack}(\Delta\sigma_{1_80}, \Delta\sigma_{2_80}, \Delta\sigma_{3_80}) \end{aligned}$$

Vesisäiliö menetelmä, 85% akselikuormitus kynnyksellä

$$\begin{aligned} \Delta\sigma_{1_85} &:= \sqrt{(\sigma_{\text{Silload.fea}} \cdot V_{85\%} - \sigma_{\text{KT.fea}})^2} \\ \Delta\sigma_{2_85} &:= \sqrt{\left[\sigma_{\text{Silload.fea}} \cdot V_{85\%} - \sigma_{\text{KQT.fea}} \cdot \frac{(g - a_n)}{g} \cdot M \right]^2} \\ \Delta\sigma_{3_85} &:= \sigma_{\text{KQT.fea}} \cdot \frac{(g + a_n)}{g} \cdot M \\ \Delta\sigma_{85} &:= \text{stack}(\Delta\sigma_{1_85}, \Delta\sigma_{2_85}, \Delta\sigma_{3_85}) \end{aligned}$$

Vesisäiliö menetelmä, 90% akselikuormitus kynnyksellä

$$\begin{aligned} \Delta\sigma_{1_90} &:= \sqrt{(\sigma_{\text{Silload.fea}} \cdot V_{90\%} - \sigma_{\text{KT.fea}})^2} \\ \Delta\sigma_{2_90} &:= \sqrt{\left[\sigma_{\text{Silload.fea}} \cdot V_{90\%} - \sigma_{\text{KQT.fea}} \cdot \frac{(g - a_n)}{g} \cdot M \right]^2} \\ \Delta\sigma_{3_90} &:= \sigma_{\text{KQT.fea}} \cdot \frac{(g + a_n)}{g} \cdot M \\ \Delta\sigma_{90} &:= \text{stack}(\Delta\sigma_{1_90}, \Delta\sigma_{2_90}, \Delta\sigma_{3_90}) \end{aligned}$$

Väsymiskestoian laskenta kaikille jännitysvaihteluille

FAT := 225 MPa Väsymiskestoluokka, ENS

 γ_{Mf} := 1.35 Osavarmuuskerroin

D := 0.5 Minerin summa

 $\Delta\sigma_{vec} := \text{stack}(\Delta\sigma_0, \Delta\sigma_{50}, \Delta\sigma_{60}, \Delta\sigma_{70}, \Delta\sigma_{80}, \Delta\sigma_{85}, \Delta\sigma_{90})$ lkm := rows($\Delta\sigma_{vec}$) - 1 = 189

$$N_i := \begin{cases} \text{for } i \in 0..lkm \\ N_i \leftarrow D \cdot \left(\frac{FAT}{\gamma_{Mf} \cdot \Delta\sigma_{vec_i}} \right)^3 \cdot 2 \cdot 10^6 \\ N_i \leftarrow D \cdot \left(\frac{\sqrt[3]{\frac{2}{10}} \cdot FAT}{\gamma_{Mf} \cdot \Delta\sigma_{vec_i}} \right)^5 \cdot 10^7 \text{ if } \Delta\sigma_{vec_i} < \left(\sqrt[3]{\frac{2}{10}} \cdot \frac{FAT}{\gamma_{Mf}} \right) \end{cases}$$

n := 1 Työkiertojen vertailuarvo

Jännitysvaihteluita vastaavien syklien erottelu, yhdistely ja kääntö kuvaamaan väsymiskestoikää työkiertojen kappalemäärinä. Taulukossa vaakarivit kuvaavat muuttujaa M ja pystysarakkeet muuttujaa V eri kuormien tasoilla.

$$P_0 := \frac{n}{\text{submatrix}(N_i, 0, 9, 0, 0)}$$

$$P_{50} := \frac{n}{\text{submatrix}(N_i, 10, 19, 0, 0)} + \frac{n}{\text{submatrix}(N_i, 20, 29, 0, 0)} + \frac{n}{\text{submatrix}(N_i, 30, 39, 0, 0)}$$

$$P_{60} := \frac{n}{\text{submatrix}(N_i, 40, 49, 0, 0)} + \frac{n}{\text{submatrix}(N_i, 50, 59, 0, 0)} + \frac{n}{\text{submatrix}(N_i, 60, 69, 0, 0)}$$

$$P_{70} := \frac{n}{\text{submatrix}(N_i, 70, 79, 0, 0)} + \frac{n}{\text{submatrix}(N_i, 80, 89, 0, 0)} + \frac{n}{\text{submatrix}(N_i, 90, 99, 0, 0)}$$

$$P_{80} := \frac{n}{\text{submatrix}(N_i, 100, 109, 0, 0)} + \frac{n}{\text{submatrix}(N_i, 110, 119, 0, 0)} + \frac{n}{\text{submatrix}(N_i, 120, 129, 0, 0)}$$

$$P_{85} := \frac{n}{\text{submatrix}(N_i, 130, 139, 0, 0)} + \frac{n}{\text{submatrix}(N_i, 140, 149, 0, 0)} + \frac{n}{\text{submatrix}(N_i, 150, 159, 0, 0)}$$

$$P_{90} := \frac{n}{\text{submatrix}(N_i, 160, 169, 0, 0)} + \frac{n}{\text{submatrix}(N_i, 170, 179, 0, 0)} + \frac{n}{\text{submatrix}(N_i, 180, 189, 0, 0)}$$

Väsymiskestoikä

$$N_{total} := \frac{1}{\text{augment}(P_0, P_{50}, P_{60}, P_{70}, P_{80}, P_{85}, P_{90})} =$$

	0	1	2	3	4	5	6
0	5.03·10 ¹⁸	4.03·10 ¹¹	7.96·10 ¹¹	1.42·10 ¹²	1.44·10 ¹²	1.13·10 ¹²	8.18·10 ¹¹
1	1.57·10 ¹⁷	9.91·10 ¹¹	4.42·10 ¹¹	1.58·10 ¹¹	6.08·10 ¹⁰	3.94·10 ¹⁰	2.62·10 ¹⁰
2	2.07·10 ¹⁶	1.31·10 ¹¹	5.63·10 ¹⁰	1.88·10 ¹⁰	6.78·10 ⁹	4.29·10 ⁹	2.80·10 ⁹
3	4.92·10 ¹⁵	2.87·10 ¹⁰	1.05·10 ¹⁰	3.30·10 ⁹	1.19·10 ⁹	7.57·10 ⁸	5.00·10 ⁸
4	1.61·10 ¹⁵	7.55·10 ⁹	2.47·10 ⁹	7.92·10 ⁸	2.98·10 ⁸	1.94·10 ⁸	1.30·10 ⁸
5	6.47·10 ¹⁴	2.34·10 ⁹	7.40·10 ⁸	2.48·10 ⁸	9.76·10 ⁷	6.45·10 ⁷	4.39·10 ⁷
6	3.00·10 ¹⁴	8.54·10 ⁸	2.72·10 ⁸	9.51·10 ⁷	3.86·10 ⁷	2.59·10 ⁷	1.78·10 ⁷
7	1.54·10 ¹⁴	3.60·10 ⁸	1.17·10 ⁸	4.21·10 ⁷	1.76·10 ⁷	1.19·10 ⁷	8.27·10 ⁶
8	8.53·10 ¹³	1.70·10 ⁸	5.61·10 ⁷	2.08·10 ⁷	8.87·10 ⁶	6.06·10 ⁶	4.24·10 ⁶
9	5.03·10 ¹³	8.80·10 ⁷	2.95·10 ⁷	1.12·10 ⁷	4.85·10 ⁶	3.44·10 ⁶	2.66·10 ⁶

Käytetyt materiaaliominaisuudet FE-analyysissä.

Taulukko. Materiaaliominaisuudet teräksisille materiaaleille ja vanerille. (EN 1993-1-1 2005, s. 28; Puuinfo 2020, s. 17-19.)

Materiaali	Tiheys, ρ_t [kg/m ³]	Kimmomoduuli, E [GPa]	Poissonin vakio, ν
Teräkset	7850	207.0	0.3
Suomalainen koivuvaneri, 18 mm	678	7.4	0.3