LUT-YLIOPISTO
LUT School of Energy Systems
LUT Kone
BK10A0402 Kandidaatintyö

KAIVINKONEEN TOIMILAITTEEN YLÄRUNGON VÄSYMISTARKASTELU

FATIGUE ANALYSIS OF EXCAVATOR ACTUATORS UPPER FRAME

Lappeenrannassa 06.04.2020
Akseli Kärkkäinen
Tarkastaja DI Antti Ahola
Ohjaajat DI Antti Ahola,
DI Asko Toropainen, Rotyx Oy

TIIVISTELMÄ

LUT-Yliopisto
LUT Energiajärjestelmät
LUT Kone

Akseli Kärkkäinen

Kaivinkoneen toimilaitteen ylärungon väsymistarkastelu

Kandidaatintyö

Työn valmistumisvuosi 2020

35 sivua, 24 kuvaa, 4 taulukkoa ja 1 liite

Tarkastaja: DI Antti Ahola

Ohjaajat: DI Antti Ahola

DI Asko Toropainen, Rotyx Oy

Hakusanat: Väsyminen, Väsymistarkastelu, FE-analyysi, ENS, Hot Spot

Tämän kandidaatintyön tavoitteena on määrittää kohdeyritys Rotyx Oy:n kaivinkoneeseen liitettävän toimilaitteen teräksisen ylärunkorakenteen laskennallinen väsymiskestoikä elementtimenetelmää käyttäen. Laskenta suoritetaan numeerisesti FE-ohjelmiston avulla. Tavoitteena on myös löytää rakenteen väsymisen kriittiset pisteet ja tarpeen mukaan hyödyntää väsymistarkastelun tuloksia toimilaitteen mekaniikkasuunnittelun jatkamisessa, sekä mahdollisessa väsymiskestävyyden optimoimisessa.

Tässä kandidaatintyössä käytetään työn laajuuden rajoittamana yksinkertaistettua vakioamplitudista käyttöä kuvaavaa työkiertoa, jossa jännitykset vaihtelevat vain maksimista minimiin. Tulokset eivät ole tämän takia suoraan verrattavissa ylärunkorakenteen todelliseen väsymiskestävyyteen. Työssä käytetty työkierto voidaan kuitenkin olettaa todellista käyttöä rasittavammaksi. Ylärunkorakenteelle luotiin 3D-mallin pohjalta FE-laskentamalli, johon mallinnettiin 2D-verkoilla rakenteeseen suunnitellut hitsit ja verkotukset. FE-analyysin perusteella rakenteelle suoritettiin väsymistarkastelu rakenteellisen hot spot jännityksen ja tehollisen lovijännityksen (ENS) menetelmillä, jotta tuloksia voidaan vertailla keskenään tulosten varmentamiseksi. ENS-menetelmän väsymiskestoiän tulos oletettiin tarkemmaksi ja rakenteelle asetettu tavoitekestoikä saavutettiin.

Väsymistarkastelun tuloksien perusteella rakenteen väsymisominaisuuksien optimoiminen ei ole tarpeellista. Työssä kuitenkin todetaan, että hitsien rajaviivojen pyöristyssädettä suurentamalla pystytään jopa moninkertaistamaan hitsiliitoksien elinikä. Koska hitsiliitoksien rajaviivojen jouhevuuden merkitys on suuri, niin kandidaatintyössä ylärunkorakenteelle laskettujen väsymiskestoikäarvioiden toteutuminen vaatii suurta tarkkuutta kappaleen valmistusvaiheessa.

ABSTRACT

LUT University
LUT School of Energy Systems
LUT Mechanical Engineering

Akseli Kärkkäinen

Fatigue analysis of excavator actuators upper frame

Bachelor's thesis

Year of completion of the thesis 2020

35 pages, 24 figures, 4 tables and 1 appendice

Examiner: M. Sc. (Tech.) Antti Ahola

Supervisors: M. Sc. (Tech.) Antti Ahola

M.Sc. (Tech.) Asko Toropainen, Rotyx Oy

Keywords: Fatigue, Fatigue analysis, FE-analysis, ENS, Hot Spot

The aim of this thesis is to define the fatigue durability of Rotyx Oy:s excavator actuators upper frame using element method. Thesis also aims to find the critical spots of the structure and use the results of fatigue analysis to optimize the fatigue durability of the upper frame. Calculations are done numerally using FE-program.

A simplified, constant amplitude work cycle with only maximum stress is used in this thesis. The results of the thesis cannot be therefore directly compared to the actual fatigue durability of the upper frame. The used work cycle can although be assumed to be more straining than the actual work cycle. A FE-calculation model was made based on a 3D-model. Welds and meshing were modelled to the model using 2D-meshes. Fatigue analysis was made based on the FE-analysis using structural hot spot stress – and effective notch stress (ENS) -method. Two methods were used to certify the results. As predicted, ENS-method gave more accurate results and the target durability was achieved.

Based on the results of the fatigue analysis, it is not necessary to further optimize the fatigue strength of the upper frame. However, thesis states that the fatigue durability of the welded joints can be multiplied by enlarging the radius of the welds notch root from the 1mm used. A great precision must be used in manufacturing the upper frame in order to achieve the fatigue durability estimation, as the smoothness of welds notch root plays such a huge role in the fatigue durability.

ALKUSANAT

Kandidaatintyö tehtiin yhteistyössä Rotyx Oy:n kanssa, jonne kuuluu kiitokset mahdollisuudesta toteuttaa opinnäytetyö henkilökohtaisesti mielenkiintoisesta aiheesta. Erityiskiitokset Asko Toropaiselle kandidaatintyöhön liittyneestä ohjauksesta, sekä mahdollisuudesta työskennellä opintojen ohessa ja annetusta luottamuksesta jo varhaisessa vaiheessa opintoja. Kiitos myös DI Antti Aholalle kandidaatintyön ohjauksesta ja tarkistamisesta, sekä arvokkaista ohjeista ja kommenteista.

Akseli Kärkkäinen

Akseli Kärkkäinen
Lappeenrannassa 06.04.2020

SISÄLLYSLUETTELO

TIIVISTELMÄ **2**
ABSTRACT **3**
ALKUSANAT **5**
SISÄLLYSLUETTELO **5**
SYMBOLILUETTELO **7**
1 JOHDANTO **8**
1.1 Tutkimusongelma ja tavoite 9
1.2 Rajaukset, tutkimusmenetelmät ja työn rakenne 9
2 HITSATUN TERÄSRAKENTEEN VÄSYMINEN **10**
2.1 Elementtimenetelmä 11
2.2 Hot spot -menetelmä 12
2.3 ENS-menetelmä 13
2.4 Väsymiskestävyyden optimointi 16
2.4.1 Sekundaarijännitysten pienentäminen 16
2.4.2 Jännityshuipun pienentäminen 18
2.4.3 Alkusärön poistaminen hitsin rajaviivalta 19
3 RUNKORAKENTEEN VÄSYMISTARKASTELU **20**
3.1 Kuormitukset 20
3.1.1 Tavoitekestoiän määritys 20
3.1.2 Käyttöä kuvaava työkierto 21
3.2 Runkorakenteen FE-laskenta 21
3.2.1 Laskennan tavoitteet ja kohteet 22
3.2.2 Analyysityypin valinta 22
3.2.3 Materiaaliominaisuudet 22
3.2.4 Runkorakenteen geometria 22
3.2.5 FE-mallin verkotus 23
3.2.6 Kuormien mallinnus 26
3.2.7 Reunaehdot 27
3.3 Väsymistarkastelun tulokset 28
3.3.1 Hot spot-menetelmä 28

3.3.2 ENS-menetelmä ja runkorakenteen kriittinen piste 29
4 VÄSYMISTARKASTELUN TULOKSET 31
5 JOHTOPÄÄTÖKSET JA VÄSYMISKESTÄVYYDEN OPTIOIMINEN 32
5.1 Väsymiskestävyyden optimointi 32
5.2 Jatkotutkimukset 33
6 YHTEENVETO 34
LÄHTEET 35
LIITTEET
LIITE I: Hot Spot -menetelmän laskenta.

SYMBOLILUETTELO

E	Materiaalin kimmokerroin [MPa]
m	S-N –käyrän kulmakerroin
N	Väsymisvaurioon johtavien työkiertojen lukumäärä
N_f	Kestoikä [Sykliä]
r	Pyöristyssäde [mm]
t	Levyn paksuus
v	Poissonin vakio
σ	Jännitys [MPa]
$\Delta\sigma$	Jännityksen vaihteluväli [MPa]
σ_b	Kuoren taivutusjännitys [MPa]
$\Delta\sigma_{ENS}$	ENS-jännitysvaihtelu [MPa]
σ_{hs}	Rakenteellinen hot-spot -jännitys [MPa]
σ_m	Kalvojännitys [MPa]
σ_p	Epälineaarinen huippujännitys [MPa]

ENS	Effective Notch Stress, tehollisen lovijännityksen menetelmä
FAT	Väsymislujuus, jännitys, jolla kestää väsyttävää kuormaa 2×10^6 sykliä [MPa]
FEM	Finite Element Method, elementtimenetelmä
PSH	Pääjännityshypoteesi, Principal stress hypothesis

1 JOHDANTO

Vaikka kaivinkoneen käyttö on pitkään jo mahdollistanut nopeat maansiirtotyöt, niin miten kaivinkoneella tehtävästä työstä on saatu tehokkaampaa? Kaivinkoneisiin liitettäväksi valmistetaan monia erilaisia toimilaitteita, jotka poistavat jatkuvan työstölaitteen vaihtamisen tarpeen. Tässä kandidaatintyössä tutkitaan kohdeyritys Rotyx Oy:n tuotekehitysvaiheessa olevaa kaivinkoneen toimilaitetta, jolla on mahdollista pyörittää ja kallistaa käytettäviä työlaitteita työkohteen vaatimiin asentoihin. Tuote on tarkoitus liittää käytettäväksi kaivinkoneissa tai vastaavanlaisissa työkoneissa. Toimilaite on kandidaatintyön aloittamisen aikaan tammikuussa 2020 pääosin esisuunniteltu ja ensimmäisten prototyyppien valmistus on ajankohtaista vuoden 2020 aikana. Kandidaatintyössä on tarkoituksena tarkastella toimilaitteen hitsatun teräksisen ylärungon väsymiskestävyyttä, löytää runkorakenteen väsymisen kannalta kriittiset kohdat ja pohtia yleisellä tasolla mahdollisia vaihtoehtoja runkorakenteen väsymiskestävyyden optimoimiseksi. Ylärunkorakenteen yleiskuva on esitetty kuvassa 1.

Kuva 1. Kandidaatintyössä tutkittava kaivinkoneen toimilaitteen ylärunkorakenne.

1.1 Tutkimusongelma ja tavoite

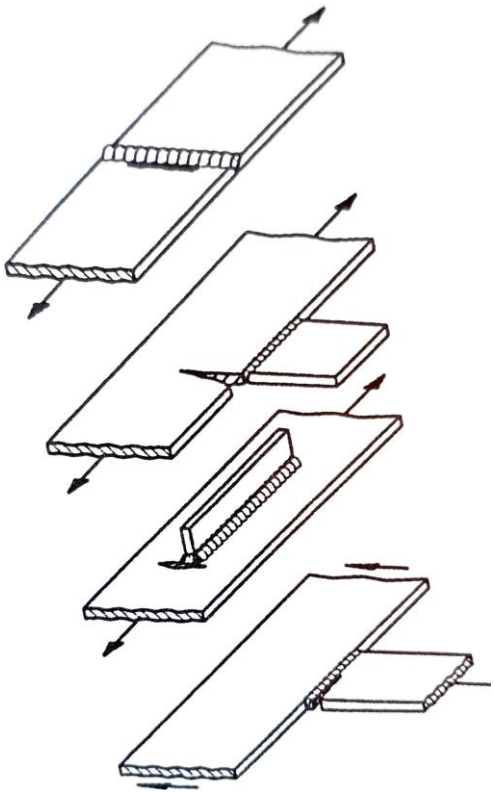
Kohdeyrityksen toimilaitteen ylärungon väsymiskestävyydestä ei ole aiempaa tutkimustietoa. Ylärungon tavoiteltu kestoikä kattaa koko toimilaitteen eliniän, eikä toimilaitteella voida työskennellä lainkaan ylärungon vaurioituessa. Ylärungon vaurioituessa aiheutuu myös välitön vaara ulkopuolisille henkilöille, jos toimilaite putoaa työlaitteen kanssa kaivinkonetta käyttäessä. Kandidaatintyön tavoitteena on määrittää tutkittavan toimilaitteen teräksisen ylärunkorakenteen laskennallinen elinikä väsyttävässä kuormitusvaihtelussa käyttäen elementtimenetelmää (Finite Element Method, FEM, FE-menetelmä). Tavoitteena on myös löytää runkorakenteen kriittiset pisteet väsymisen kannalta ja tarpeen mukaan hyödyntää väsymistarkastelusta saatuja tuloksia kohdeyrityksen toimilaitteen ylärungon mekaniikkasuunnittelun jatkamisessa ja väsymiskestävyyden optimoimisessa.

1.2 Rajaukset, tutkimusmenetelmät ja työn rakenne

Toimilaitteen monimutkaisuudesta ja kandidaatintyön rajallisen laajuuden vuoksi tässä kandidaatintyössä tarkastellaan ainoastaan toimilaitteen ylärungon väsymiskestävyyttä, eikä toimilaitetta kokonaisuutena. Kandidaatintyössä ei myöskään määritetä laitteen käyttöä kuvaavaa työkiertoa, vaan FE-mallinnuksen analyysissä käytetään kuormituksina jo tiedossa olevia toimilaitteen käyttöä rajoittavia maksimaalisia kuormituksia. Työn sisältö painottuu teräsrakenteiden väsymislaskentaan ja siihen liittyvään teoriaan. Luvussa kaksi esitellään työhön liittyvää teoriaa teräsrakenteiden väsymisestä ja siihen liittyvistä tutkimusmenetelmistä. Kolmannessa luvussa käsitellään kuormitustilanne, jota tämän kandidaatintyön laskennallisessa puolessa käytetään ja esitellään myös runkorakenteelle tehty FE-mallinnus FEMAP/NASTRAN laskentaohjelmistolla. Kolmannen luvun lopussa esitetään runkorakenteen kestoiän arviointi. Jotta tutkimustuloksia voidaan pitää luotettavana, niin väsymiskestoiän määrittämisessä käytetään sekä rakenteellisen jännityksen (Hot spot) -, että tehollisen lovijännityksen (Effective Notch Stress, ENS) menetelmää vertailutulosten saamiseksi. Työn lopussa tarkastellaan tulosten perusteella saavuttaako toimilaitteen FE-menetelmän avulla arvioitu elinikä tavoitellut vaatimukset ja miten toimilaitteen väsymiskestävyyttä voitaisiin tarpeen vaatiessa optimoida.

2 HITSATUN TERÄSRAKENTEEN VÄSYMINEN

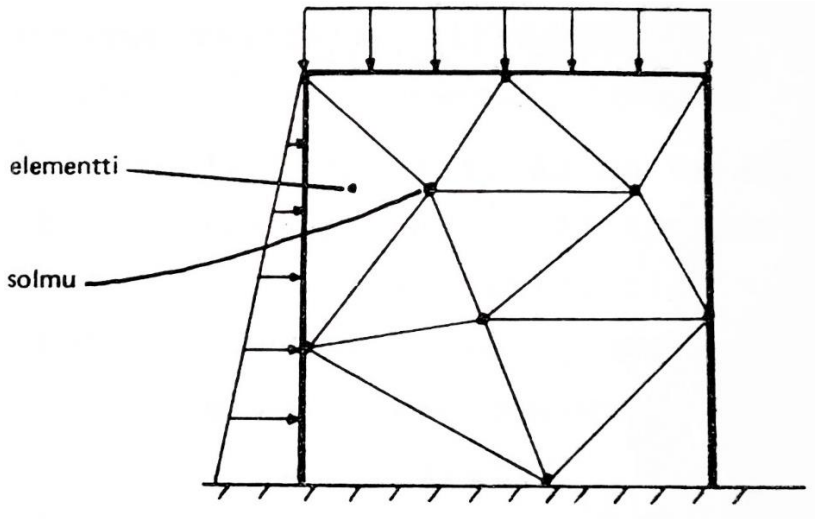
Arvioiden mukaan 80 … 90% rakenneosille tapahtuvista murtumisista aiheuttaa väsymisilmiö. Metallin väsymisessä on kyseessä särönkasvuilmiöstä, jonka saa aikaan toistuvat käytönaikaiset jännitysvaihtelut. Hitsauksen laadunvarmistustoimista huolimatta hitsausprosessissa syntyy helposti valmistusvirheitä ja epähaluttuja jännityskeskittymiä. Hitsatut rakenteet ovat tästä syystä erityisen alttiita väsymisvaurioille. Valmistusvaiheessa syntyneet pienetkin alkusäröt ydintyvät ja kasvavat käytön aikana. Tämän takia hyvin huolellisestikin valmistetut rakenteet voivat heikentyä ajan mittaan kestoiän jäädessä äärelliseksi. Tyypillisimmin hitsattujen rakenteiden väsyminen saa alkunsa hitsin rajaviivalta, rakenteen epäjatkuvuuskohdalta (Kuva 2). (Niemi & Kemppi 1993, s. 229-231)



Kuva 2. Tyypillisimpiä hitsausliitoksen säröjä hitsin rajaviivalla, jolla usein sijaitsee rakenteen epäjatkuvuuskohta. (Niemi & Kemppi 1993, s. 231)

2.1 Elementtimenetelmä

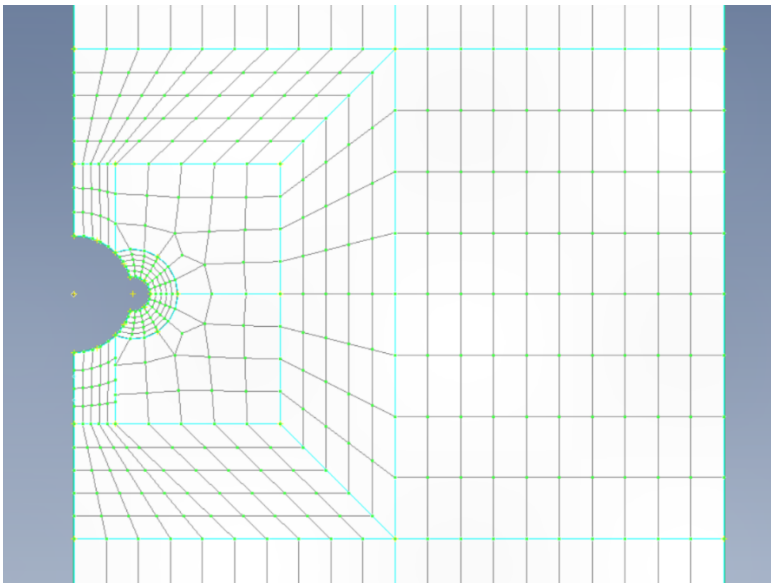
Tämän kandidaatintyön väsymistarkastelun laskennallinen puoli toteutetaan numeerisesti elementtimenetelmää käyttäen. Elementtimenetelmässä rakenne jaetaan pienempiin tarkasteltaviin osiin eli elementteihin ja kytketään toisiinsa niin sanotuilla solmupisteillä. Solmujen ja elementtien sijainti kappaleessa on esitetty Kuva 3. Tuntematonta suuretta valitaan kuvaamaan sopiva likimääräisfunktio ja yksi funktio kuvaa vain tiettyjen elementtien alueen ratkaisua. Tuntemattomia suureita ovat yleisesti voimat ja niitä vastaavat siirtymät. Funktioiden aluksi tuntemattomat kertoimet ovat samalla myös analyysissä tutkittavan suureen arvoja elementtien solmuissa. (Hakala 1980, s.13-21)



Kuva 3. Mielivaltaisilla elementeillä mallinnettu kappale ja solmupisteet (Hakala 1980, s.20)

Tuntemattomiin siirtymiin ja tunnettuihin voimiin perustuva siirtymäelementtimenetelmä on elementtimenetelmistä yleisin ja se onkin vakiinnuttanut paikkansa käytännön insinööritehtävissä. Elementtimenetelmään perustuvassa laskennassa muodostuu yleensä hyvin suuria yhtälöryhmiä ja elementtimenetelmää pystyttiinkin hyödyntämään kunnolla vasta nykyaikaisten tietokoneiden mahdollistamalla suurella laskentakapasiteetilla. (Hakala 1980, s.13-21) Rakenteen geometrialle luodun FE-mallin verkotuksen eli geometrian sisään luotujen elementtien kokonaisuuden tulee olla riittävän tiheä, jotta elementit kuvaavat riittävän hyvin rakenteen todellista muotoa. (Cook 1994, s.6-7.) Kaarevat muodot (esimerkiksi reiät) vaativat tyypillisesti elementtiverkon tihennystä, jotta elementti pystyy kuvaamaan rakenteen muotoa. Rakenteen yksinkertaisemmissa muodoissa ei taas puolestaan

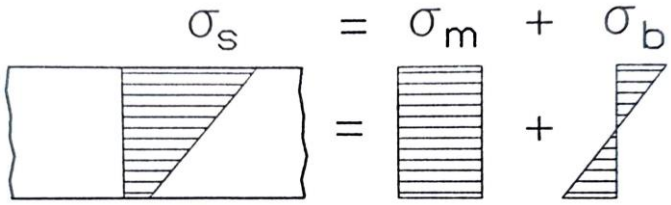
ole tarpeellista käyttää hyvin tiheää verkkoa, koska harvempi verkko kuvaa geometriaa yhtä hyvin. Tarpeettoman tiheä verkko lisää analyysin laskenta-aikaa ilman tulosten tarkkuuden paranemista. (Cook 1994, s.6-7.) Kuva 4 on esitetty esimerkki elementtiverkosta, jossa verkotusta on tulosten tarkentamiseksi tihennetty geometrisesti vaativissa kohdissa.



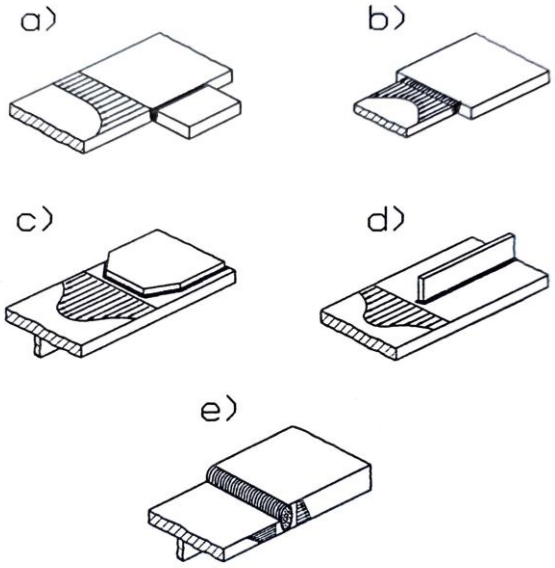
Kuva 4. FE-malliin geometriaan luotu elementtiverkko, jossa verkkoa on tihennetty geometrisesti haastavissa kohdissa tulosten tarkentamiseksi.

2.2 Hot spot -menetelmä

Teräsrakenteisiin väsymisilmiön seurauksena syntyvät säröt sijaitsevat yleensä jännityskeskittymässä sijaitsevan hitsin rajaviivalla. Tällä kriittisellä jännityskeskittymäalueella sijaitsevaa rakenteellisen jännityksen arvoa kutsutaan Hot spot jännitykseksi. Hot spot jännitys on kahden jännityskomponentin, kalvojännityksen σ_m ja taivutusjännityksen σ_b summa. Jännityskeskittymässä jännityksien oletetaan jakautuvan lineaarisesti koko levyn paksuudelle (Kuva 5). Kuva 6 esittää tyypillisiä rakenteellisia epäjatkuvuuskohtia jännityskeskittymineen. (Niemi & Kemppi 1993, s. 234)



Kuva 5. Rakenteellisen jännityksen jännityskomponentit levymäisessä osassa. (Niemi & Kemppi 1993, s. 234)



Kuva 6. Tyypillisiä rakenteellisia epäjatkuvuuskohtia jännityskeskittymineen. (Niemi & Kemppi 1993, s. 234)

Määrittäessä kestoikää Hot Spot -menetelmällä materiaalin ekvivalentti rakenteellinen jännitysvaihtelu $\Delta\sigma_{hs}$ sijoitetaan kaavaan (Hobbacher 2016, s. 34)

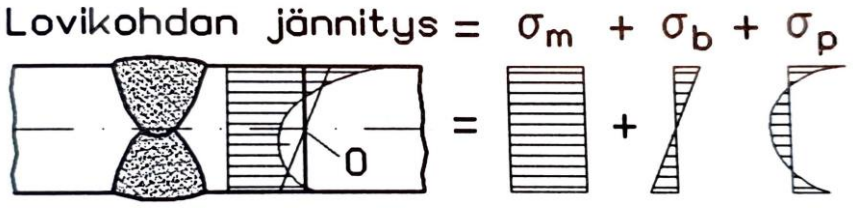
$$N_f = [\frac{\boldsymbol{FAT}}{\boldsymbol{\Delta\sigma_{hs}}}]^{\boldsymbol{m}} \times \mathbf{2} \times \mathbf{10^6} \qquad (1)$$

Kaavassa N_f on kestoikä (sykliä), FAT on mitoituksellinen jännitysarvo, jolla hitsi kestää 2×10^6 sykliä ja m on S-N käyrän kaltevuutta kuvaava kerroin (Hobbacher 2016, s.40).

2.3 ENS-menetelmä

ENS (Effective Notch Stress, Tehollisen Lovijännityksen) –menetelmässä otetaan laskennassa huomioon jo aiemmin rakenteellisen jännityksen menetelmässä mainittujen kalvo- ja taivutusjännityksen (σ_m ja σ_b) lisäksi myös paikallisen loven aiheuttaman

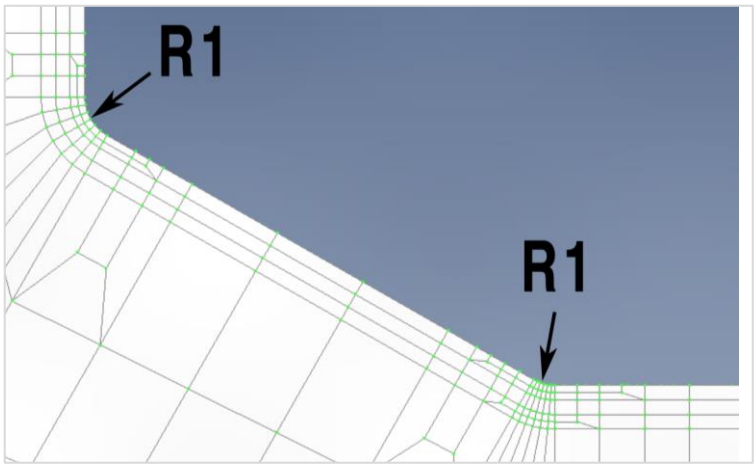
epälineaarisen huippujännityksen σ_p (Kuva 7). Lovijännitykset aiheuttavat tyypillisesti huippujännityksen, jonka vaikutus kohdistuu lähelle levyn pintaa. Huippujännitykselle on tyypillistä, ettei se muuta leikkauksessa jännityksen keskimääräistä arvoa, vaan aiheuttaa epälineaarisen jakautumisen, jonka suurin huippu tulee aiemmin mainitusti pintaan. (Niemi & Kemppi 1993, s. 235)



Kuva 7. ENS-menetelmässä huomioon otettavat jännityskomponentit. (Niemi & Kemppi 1993, s. 235)

ENS-menetelmää käytettäessä materiaalimallin oletetaan käyttäytyvän lineaariselastisesti. Menetelmä on rajoitettu käytettäväksi ainoastaan $t \geq 5$ mm ainevahvuuksilla, koska menetelmän toimivuutta ei ole vielä varmennettu pienemmillä ainevahvuuksilla. (Hobbacher 2016, s.27-28)

ENS-menetelmää voidaan hyödyntää, kun hitsatussa liitoksessa voi aiheutua väsymistä hitsin rajaviivan kohdalla tai hitsin juuren puolella. Menetelmää käyttäessä hitsin rajaviivalle mallinnetaan terävän liittymän sijaan säteeltään 1mm suuruinen pyöristys, jonka on varmistettu antavan johdonmukaisia tuloksia. Jos hitsin kupu on esimerkiksi koneistettu tiettyyn profiiliin tai siinä on jo tietty liittymän pyöristys, niin varsinaista pyöristystä tai profiilia suositellaan käytettävän. Jos hitsin profiilia ei ole ennakkoon erikseen määritetty, niin päittäishitseille suositellaan 30° ja pienahitseille 45° liittymäkulmaa. (Hobbacher 2016, s.27-28) Kandidaatintyön runkorakenteen hitseille ei oltu ennakkoon määritetty liittymäkohdan pyöristystä, vaan pelkästään profiili. Työssä käytetyn 2D-verkotuksen hitsin rajaviivan ENS-menetelmän vaatima r = 1mm pyöristys on esitetty kuvassa Kuva 8.



Kuva 8. ENS-menetelmän mukainen 1mm pyöritys kandidaatintyön hitsin 2D-verkon rajaviivoilla.

Kestoikää ENS-menetelmällä määrittäessä, FE-mallista saatu kappaleen kriittinen ENS-jännitysvaihtelu $\Delta\sigma_{ENS}$ sijoitetaan kestoiän kaavaan (Hobbacher 2016, s. 34)

$$N_f = [\frac{\boldsymbol{FAT}}{\boldsymbol{\Delta\sigma_{ENS}}}]^{\boldsymbol{m}} \times \mathbf{2} \times \mathbf{10^6} \qquad (2)$$

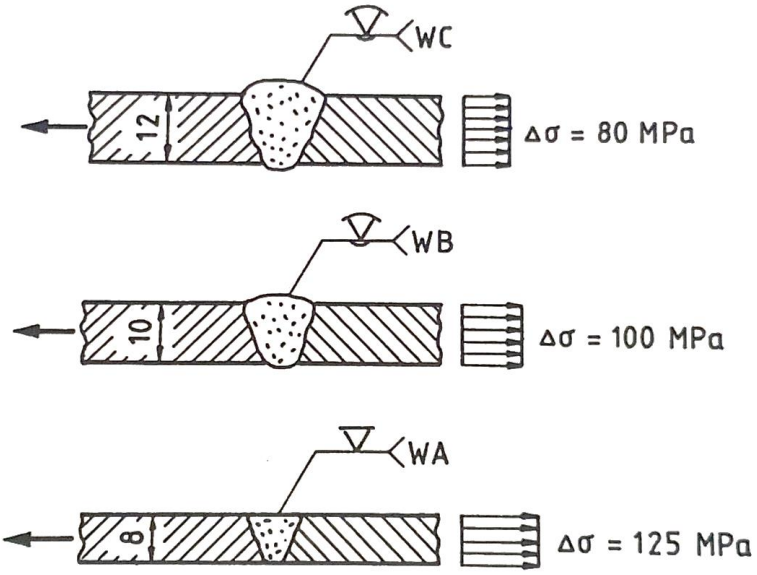
jonka FAT-arvo pohjautuu käytettävän jännityshypoteesin ja pyöristyssäteen *r* mukaisesti taulukkoon *Taulukko **1***. Taulukossa käytettävät hypoteesit ovat pääjännityshypoteesi (Principal stress hypothesis, PSH) ja von mises hypoteesi. Hypoteeseissa lasketaan rakenteen jännitykset hieman eri tavalla, jonka johdosta hypoteeseille on omat FAT-arvonsa.

Taulukko 1. ENS-menetelmässä käytettävät FAT-luokat. (Sonsino 2009, s. 4)

r_{ref} in mm	1.00	1.00	0.05	0.05
Hypothesis	PSH	von Mises	PSH	von Mises
Steel	225	200	575	512
Aluminium	71	63	178	158
Magnesium	28	25	73	65
All given allowable stress ranges $\Delta\sigma_{loc}$ are in MPa for N = 2 x 10^6; R = 0.5; P_s = 97.7 %; k = 3.0; N_k = 1 x 10^7; k* = 22.0; k' = 5.0.				

2.4 Väsymiskestävyyden optimointi

Hitsausliitosten väsymisominaisuuksia parantamalla voidaan säästää raaka-ainekustannuksissa, mutta väsymisominaisuuksien parannus lisää toisaalta hyvin herkästi myös tuotteen valmistuskustannuksia. Kuva 9 kuvaa ääritapausta, jossa hitsin laadun parantaminen sallii rakenteen ainepaksuuden huomattavan pienentämisen. Isoissa kappaleissa kuvan kaltainen ainepaksuuden kevennys johtaa helposti hyvinkin merkittävään painon kevenemiseen. (Niemi & Kemppi 1993, s.274).

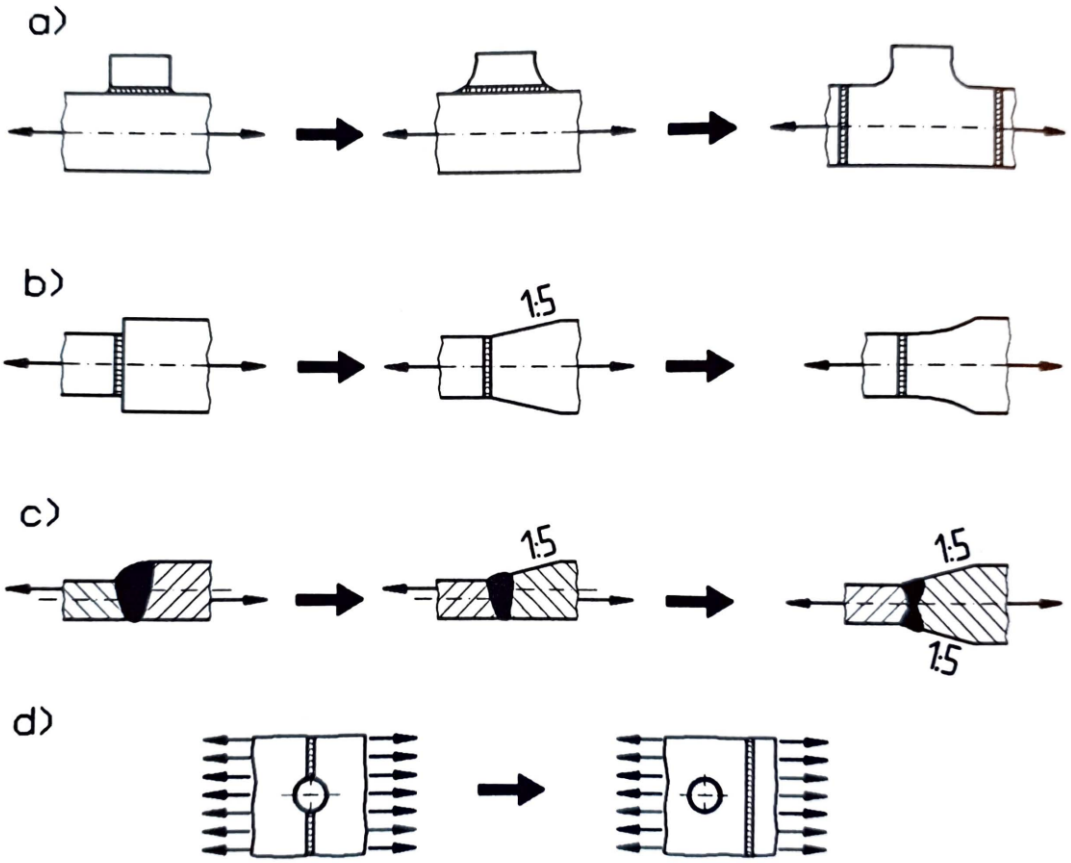


Kuva 9. Poikittaisen päittäishitsin laadun parantamisen sallima rakenteen keventäminen, ellei lähistöllä ole näitä liitoksia haitallisempia epäjatkuvuuskohtia (Niemi & Kemppi 1993, s.274).

2.4.1 Sekundaarijännitysten pienentäminen

Kuten luvussa 2.2 todettiin, niin rakenteellisissa epäjatkuvuuskohdissa on paikallisesti isoja jännityskeskittymiä. Jännityskeskittymien pienennystä voidaan pitää lähes yhtä tehokkaana väsymiskestävyyden parantamisen keinona kuin nimellisten jännitysten pienentämistä. Nimellisten jännityksien pienentäminen toteutetaan esimerkiksi kappaleen ainevahvuutta kasvattamalla, eli itse rakennetta vahvistamalla. Jännityskeskittymien pienentämisen lisäksi yleisesti käytetty keino väsymiskestävyyden parantamiseksi on siirtää särön potentiaalisin ydintymiskohta (eli hitsi) pois jännityskeskittymän isoimmalta vaikutuskohdalta. Kuva 10

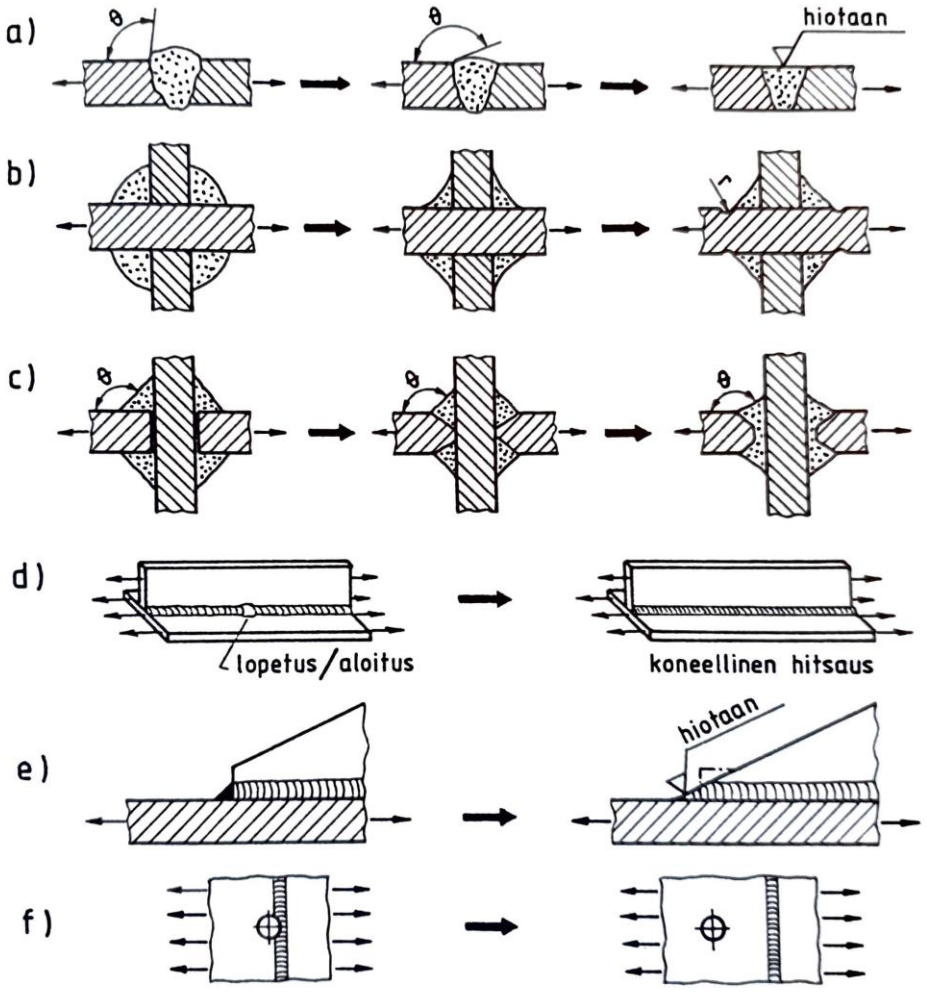
esittää eräitä keinoja sekundaarijännitysten vaikutusten pienentämiseksi siirtämällä hitsin paikkaa ja muuttamalla kappaleen muotoa tai valmistustapaa.



Kuva 10. ” Jännityskeskittymien lieventäminen; a) liitoslevy tai risteys juohevammaksi; hitsit pois epäjatkuvuuskohdasta, b) muuttuvan leveyden juohevoittaminen; hitsit pois epäjatkuvuuskohdasta, c) levyjen paksuuseron juohevoittaminen; epäkeskisyyden poistaminen, d) hitsi pois reiän vaikutusalueelta. ” (Niemi & Kemppi 1993, s.276).

2.4.2 Jännityshuipun pienentäminen

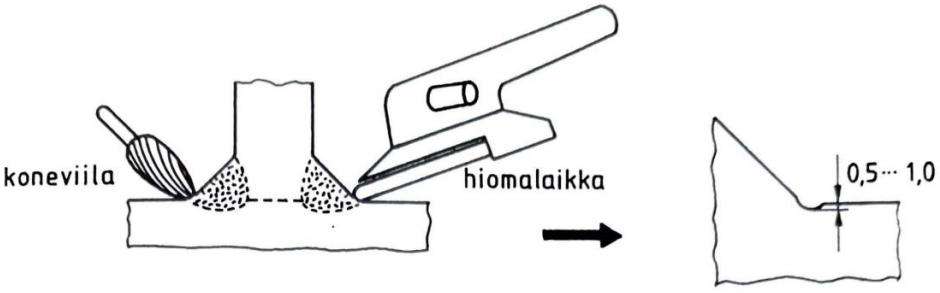
Hitsin rajaviivalle aiheutuu sekundaarijännityksien takia paikallisesti isoja jännityskeskittymiä, kuten luvussa 2.4.1 todettiin. Rajaviivan jännityskeskittymän jännityshuippua voidaan myös pienentää monella eri keinolla. Mitä juohevammaksi hitsin kuvun ja rakenneosan pinnan välinen liittymä saadaan, niin sitä paremmin liitos kestää väsyttävää kuormitusta. Kuva 11 esittää eräitä keinoja paikallisen lovivaikutuksen pienentämiseksi hitsatuissa teräsrakenteissa.



Kuva 11. ”Keinoja paikallisen lovivaikutuksen pienentämiseen; a) hitsin kupu tehdään pieneksi ja juohevaksi, b) vältetään suuria ja kuperia pienahitsejä: rajaviivalle pyöristys, c) kantavat pienahitsit vaihdetaan juohevammin liittyviksi K-hitsiksi, d) käsin hitsattu pitkittäishitsi vaihdetaan koneellisesti hitsattuun, e) rivan tms. pääte hiotaan jouhevaksi, f) vältetään ruuvinreikiä hitsivyöhykkeellä.” (Niemi & Kemppi 1993, s.279).

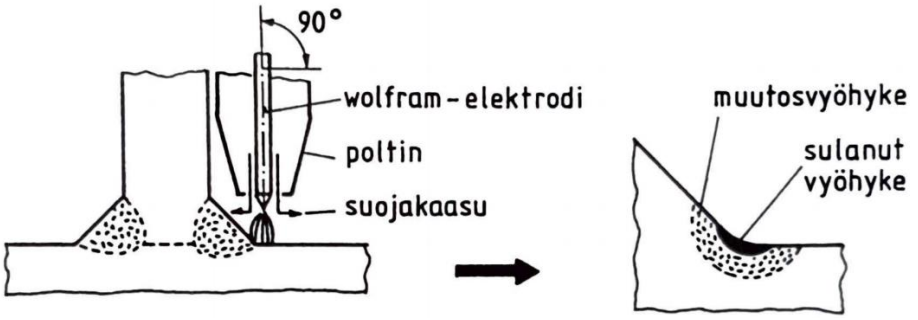
2.4.3 Alkusärön poistaminen hitsin rajaviivalta

Hitsausliitoksen väsymisraja ja kestoikä kasvavat merkittävästi alkusärön pienentyessä. Alkusärö voidaan poistaa esimerkiksi hiomalla tai uudelleensulattamalla. Näistä kahdesta menetelmästä hionta on kallein tapa poistaa alkusäröjä, jolloin sitä käytetään yleensä vain esimerkiksi väsymiskriittisissä hitsin kohdissa. Kuva 12 esittää hitsin juohevuuden parantamista hiomismenetelmällä. (Niemi & Kemppi 1993, s.280)



Kuva 12. Hitsin jouhevuuden parantaminen hiomalla ja alkusäröjen poisto rajaviivalta n. 0,5 mm:n syvyydeltä. (Niemi & Kemppi 1993, s.281)

Hitsin rajaviivaa voidaan uudelleen muotoilla myös esimerkiksi TIG-menetelmällä ilman lisäaineen käyttöä. Sulatusmenetelmä on hiontaa taloudellisempaa, mutta vaatii työstäjältä ammattitaitoa ja kokemusta. Kuva 13 esittää hitsin rajaviivan uudelleensulatusta TIG-menetelmällä. (Niemi & Kemppi 1993, s.281)



Kuva 13. Hitsin rajaviivan uudelleensulatus TIG-hitsausmenetelmällä ilman lisäainetta. (Niemi & Kemppi 1993, s.281)

Hitsin jälkikäsittely hionnalla tai TIG-menetelmällä parantaa oikein tehtynä väsymislujuuden arvoa (FAT) n. 25%. (Niemi & Kemppi 1993, s.281)

3 RUNKORAKENTEEN VÄSYMISTARKASTELU

Tässä luvussa esitellään kandidaatintyön runkorakenteen väsymistarkastelussa käytetyn FE-laskentamallin tiedot.

3.1 Kuormitukset

Kandidaatintyön rajallisen laajuuden vuoksi tässä kandidaatintyössä ei mitata eikä määritetä toimilaitteen varsinaista käyttöä kuvaavaa työkiertoa. Tämän rajauksen vuoksi kandidaatintyössä suoritettava väsymistarkastelu tehdään jo tiedossa olevilla toimilaitteen käyttöä rajoittavilla maksimikuormituksilla. Rakenteelle annettu rajoitettu maksimikaivuuvoima on 140 kN.

3.1.1 Tavoitekestoiän määritys

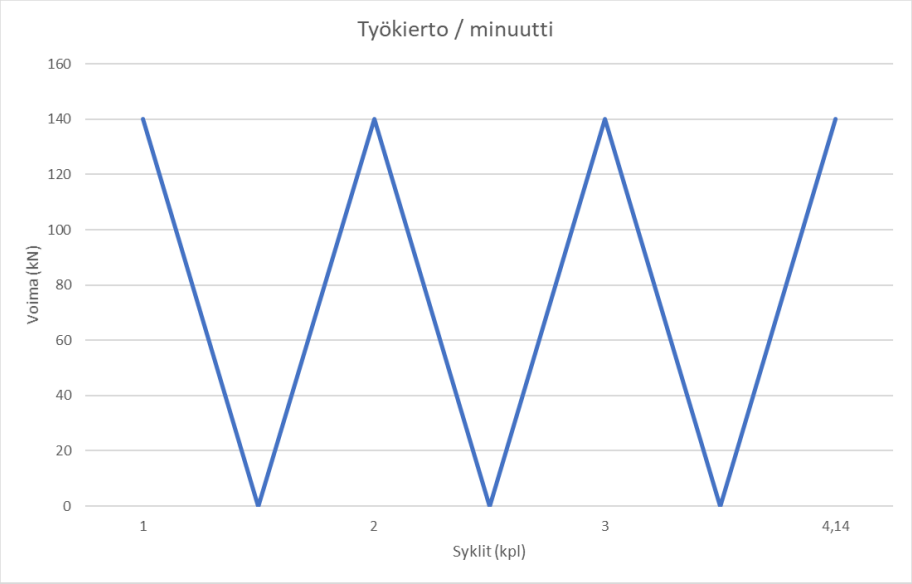
Ylärunkorakenteelle on määritetty tavoitekestoikä ja tavoitesyklimäärä oheisen taulukon*Taulukko **2*** mukaisesti. Tavoitekestoikätavoitteeksi haluttiin kohdeyrityksen puolesta minimissään viisi vuotta. Kaivinkoneen kaivuutyön kauhaisun yhden työkierron kesto on Boylen (2015) John Deere -työkoneelle tehdyn tutkimuksen mukaan 14.5 sekuntia tyypillisen kokoisella kauhalla ja vastaavan kokoisella kaivinkoneella, johon kohdeyritys Rotyx Oy:n toimilaite on suunniteltu.

Taulukko 2. Ylärunkorakenteen tavoitellut käyttömäärät.

Yhden työkierron kesto (Boyle, M. 2015)	14.5 s
Työkiertojen määrä tunnissa	248.28 kpl/h
Käyttötunnit vuorokaudessa	8 h/vrk
Käyttöpäivät vuodessa	300 vrk/v
Käyttötuntien määrä vuodessa	2 400 h/v
Työkiertojen määrä vuodessa	595 862 kpl/v
Työkiertojen määrä viidessä vuodessa	2 979 310 kpl

3.1.2 Käyttöä kuvaava työkierto

Tämän kandidaatintyön käyttöä kuvaava työkierto on kandidaatintyön laajuuden rajoittamana yksinkertaistettu vakioamplitudiseksi jännitysvaihteluksi maksimijännityksestä minimiin. Normaalisti kaivuutyöt ovat vaihtuva-amplitudista ja hyvin harvoin jatkuvasti yhtä rasittavaa jatkuvaa äärikuormitusta, joten työn väsymistarkastelussa käytettävät kuormitukset ovat oletettavasti tavanomaista käyttöä suuremmat. Kaivinkoneen kauhan asennon muutoksia ei myöskään tarkastella. Maksimijännityksillä toteutetun työkierron takia runkorakenteen todellinen kestoikä voidaan kuitenkin useammissa tapauksissa olettaa olevan väsymistarkastelusta saatua kestoikää suuremmaksi. Tällainen ääritapauksen käyttöä kuvaava työkierto on kuitenkin mahdollista saavuttaa kaivaessa hyvin tiheää maata (esimerkiksi savea), joten väsymistarkastelun tulokset ovat todellisestikin saavutettavissa. Kuva 14 esittää käyttöä kuvaavaa työkiertoa minuutin aikana.



Kuva 14. Väsymistarkastelun käyttöä kuvaava työkierto / minuutti.

3.2 Runkorakenteen FE-laskenta

Toimilaitteen ylärungon esisuunnitellusta 3D-mallista luotiin väsymistarkastelua varten laskentamalli FE-ohjelmaan. FE-ohjelmana laskentamallille käytettiin Siemens Simcenter Femap version 2020.1 ohjelmistoa. Laskentamallia käydään tarkemmin läpi seuraavissa kappaleissa.

3.2.1 Laskennan tavoitteet ja kohteet

Laskentamallista on tavoitteena saada väsymistarkastelun kautta arvio runkorakenteen eliniästä ääritapauksen väsyttävässä kuormituksessa. Laskentaohjelman jälkikäsittelyn luomien graafisten tulosten perusteella voidaan todeta myös runkorakenteen väsymisen kannalta kriittiset kohdat. Kriittisten kohtien paikallistamisen jälkeen on mahdollista pohtia mahdollisia keinoja runkorakenteen väsymiskestävyyden optimoimiseksi, jotta kriittisten kohtien jännityksiä saadaan pienennettyä.

3.2.2 Analyysityypin valinta

Koska väsymisvauriot syntyvät rakenteeseen ajan myötä tyypillisesti jännityksien pysyessä materiaalin myötörajan alapuolella, niin FE-laskennassa käytettiin lineaarista analyysiä ja materiaalimallia. Lineaarisessa analyysissä ja materiaalimallissa jännitykset ovat Hooken lain (kimmolaki) mukaisesti suoraan verrannollisia suhteelliseen venymään, kuten ENS-menetelmä vaatii (Luku 2.3). (Niemi & Kemppi 1993, s.329)

3.2.3 Materiaaliominaisuudet

Kohdeyrityksen toimilaitteen ylärunkorakenne on esisuunnittelun mukaisesti tarkoitus valmistaa S355 teräksestä. FE-laskentamallissa on käytetty standardin EN 1993-1-1 mukaisia teräksen materiaalivakioita. Käytetyt materiaalivakiot on esitetty alla olevassa taulukossa Taulukko ***3***:

Taulukko 3. FE-laskentamallissa käytetyt materiaalivakiot.

Kimmokerroin	E = 210 000 N/mm^2
Poissonin vakio	ν = 0.3

3.2.4 Runkorakenteen geometria

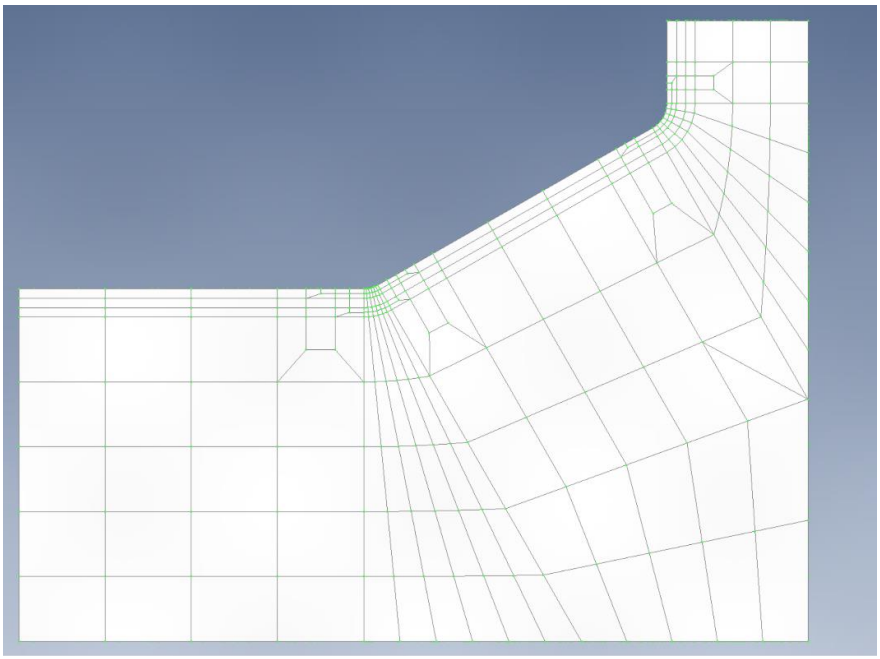
Toimilaitteen runkorakenteen 3D-mallia yksinkertaistettiin ennen Femap-ohjelmistoon tuontia. 3D-mallista poistettiin väsymistarkastelun kannalta epäoleellisia rakennedetaljeja kuten pieniä reikiä, jotka eivät olleet lähellä levyrakenteiden reunoja. Rakenteesta poistettiin myös pieniä hitsattavia suojalevyjä ja koneistuspintoja. FE-laskentamallia varten yksinkertaistettu 3D-malli on esitetty kuvassa Kuva 15. Rakenne vietiin 3D-mallinnusohjelmasta parasolid (.x_t) muodossa ja tuotiin Femap-ohjelmistoon

skaalauskertoimella 1000, jolloin mitat ovat SI-järjestelmän mukaiset ja yhteneväiset ohjelmien välillä.

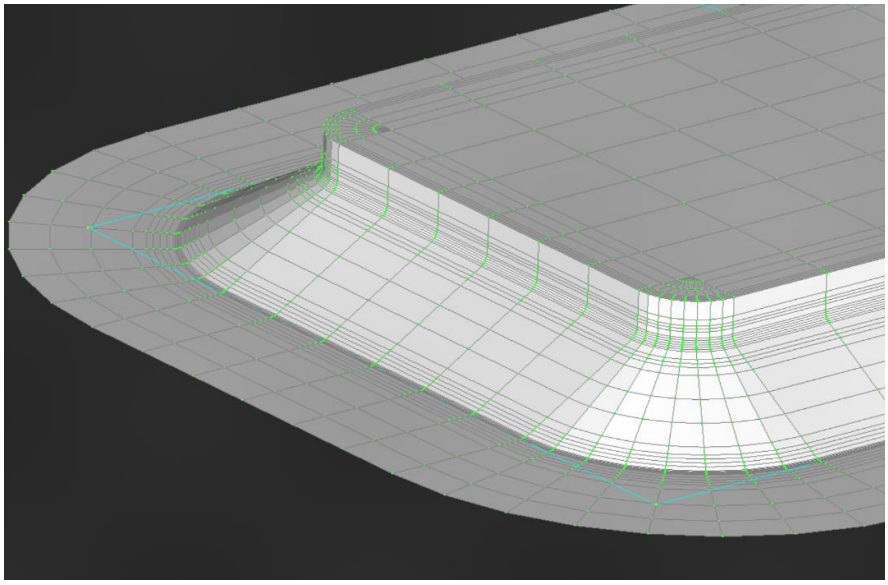
Kuva 15. FE-laskentamallia varten yksinkertaistettu 3D-malli.

3.2.5 FE-mallin verkotus

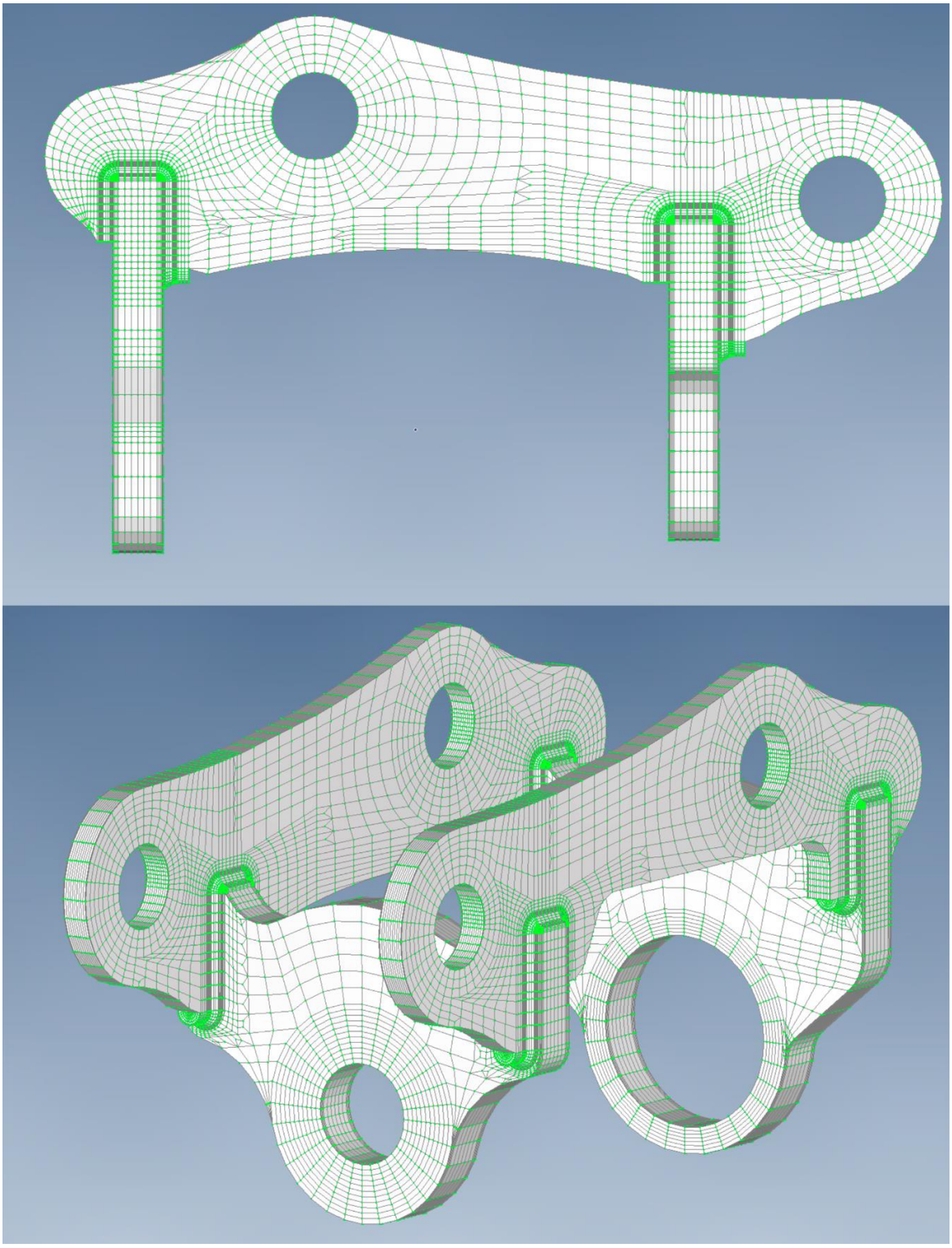
FE-laskentamalli verkotettiin 2D-geometrioita hyödyntämällä. Hitseille mallinnettiin ja verkotettiin esisuunnittelun rakenteen piirustusten mukainen 2D-geometria, joka sijoitettiin malliin suunniteltuihin paikkoihin (Kuva 16). Tämän jälkeen hitsien 2D-geometriat pursotettiin riittävällä elementtitiheydellä käyttäen Femap ohjelmiston ”Extrude” ja ”Revolve” toimintoja (Kuva 17). Levypinnoille luotiin vastaavalla tavalla 2D-geometriat, jotka kiinnitettiin jo pursotettujen hitsien samalla tasolla oleviin solmuihin. Levyrakenteiden 2D-geometriat pursotettiin tämän jälkeen levyn paksuuden läpi hitseille luodulla elementtitiheydellä, jotta solmut ovat yhtenäiset ja kiinnittyvät toisiinsa (Kuva 18).



Kuva 16. Hitsien mallinnuksessa käytetty 2D-verkko.



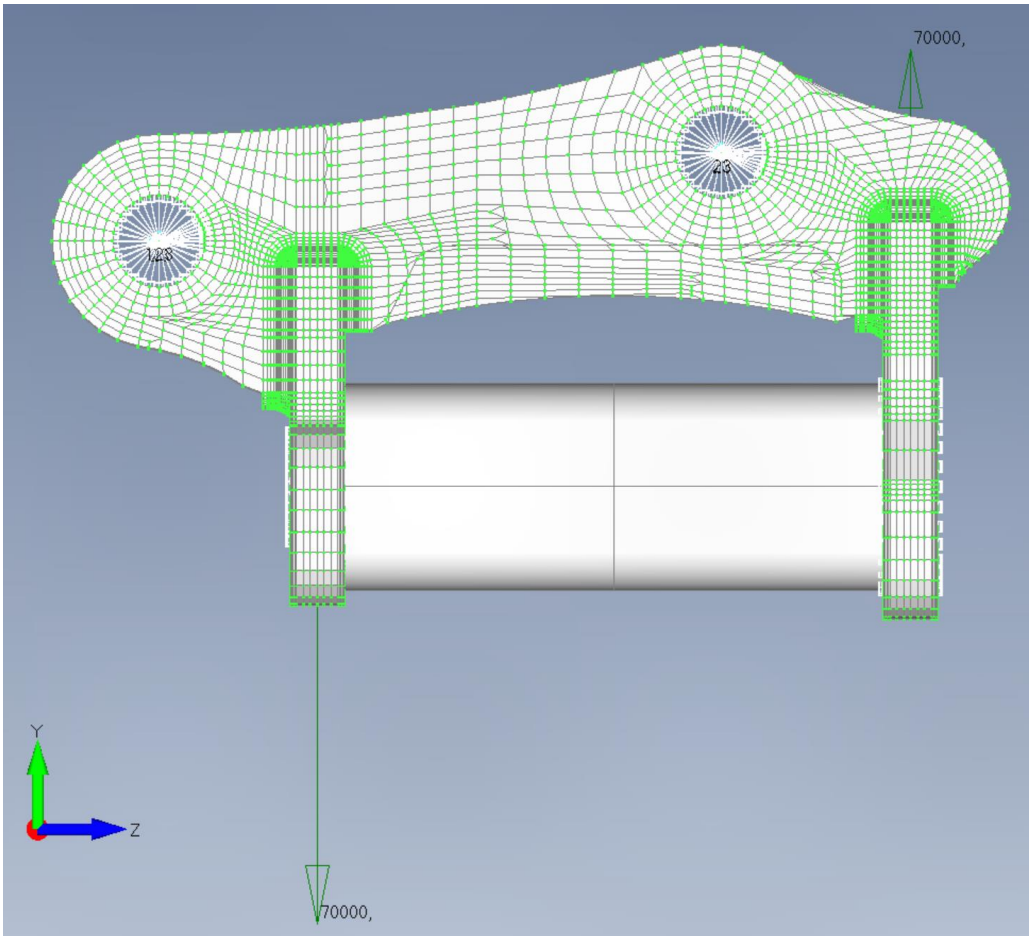
Kuva 17. Hitsien pursotusta Extrude ja Revolve toimintoja hyödyntäen.



Kuva 18. Hitsien solmuihin kiinnitetyt ja levyn paksuuden läpi pursotetut levypintojen 2D-verkotukset.

3.2.6 Kuormien mallinnus

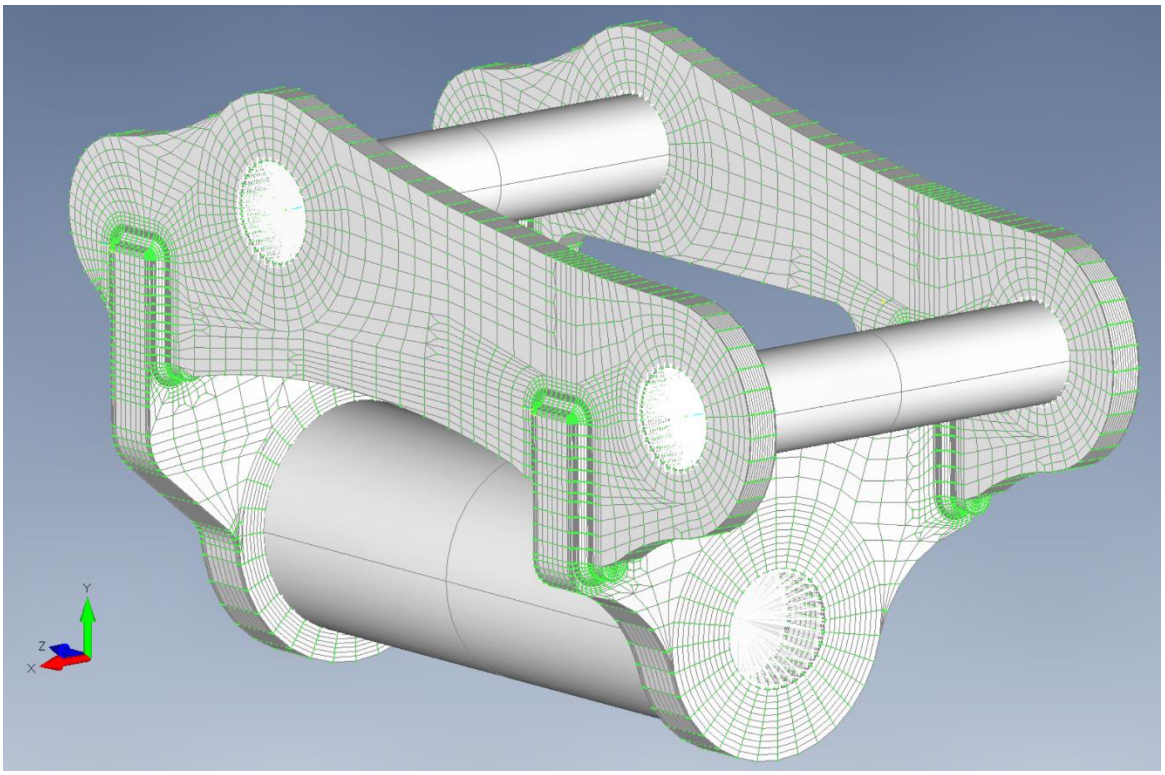
Tämän kandidaatintyön väsymistarkastelussa päätettiin tarkastella runkorakenteelle aiheutuvia kuormituksia tyypillisessä kaivuuliikkeessä, jossa kaivinkone kauhaisee maata kauha suorassa ilman kauhan kallistusta tai pyöritystä. Runkorakenteen kuormiksi mallinnettiin pistevoimilla kokonaisvoima 140 kN, jonka toimilaitteen maksimikaivuuvoima rajoittaa. Kuormat sijoitettiin sivukorvakkeiden reikien keskikohtaan samaan pisteeseen, johon rigid-elementti kytkeytyy. Kuormien oletetaan kohdeyrityksen mukaan jakautuvan ylärungon korvakkeille tasaisesti toimilaitteen keskirungon kautta. Molemmilla korvakkeille asetettiin 70 kN voima kaivuuvoimien aiheuttamien voimien suuntaisesti. Voimien mallinnus on esitetty kuvassa Kuva 19.



Kuva 19. Kuormien mallinnus runkorakenteeseen.

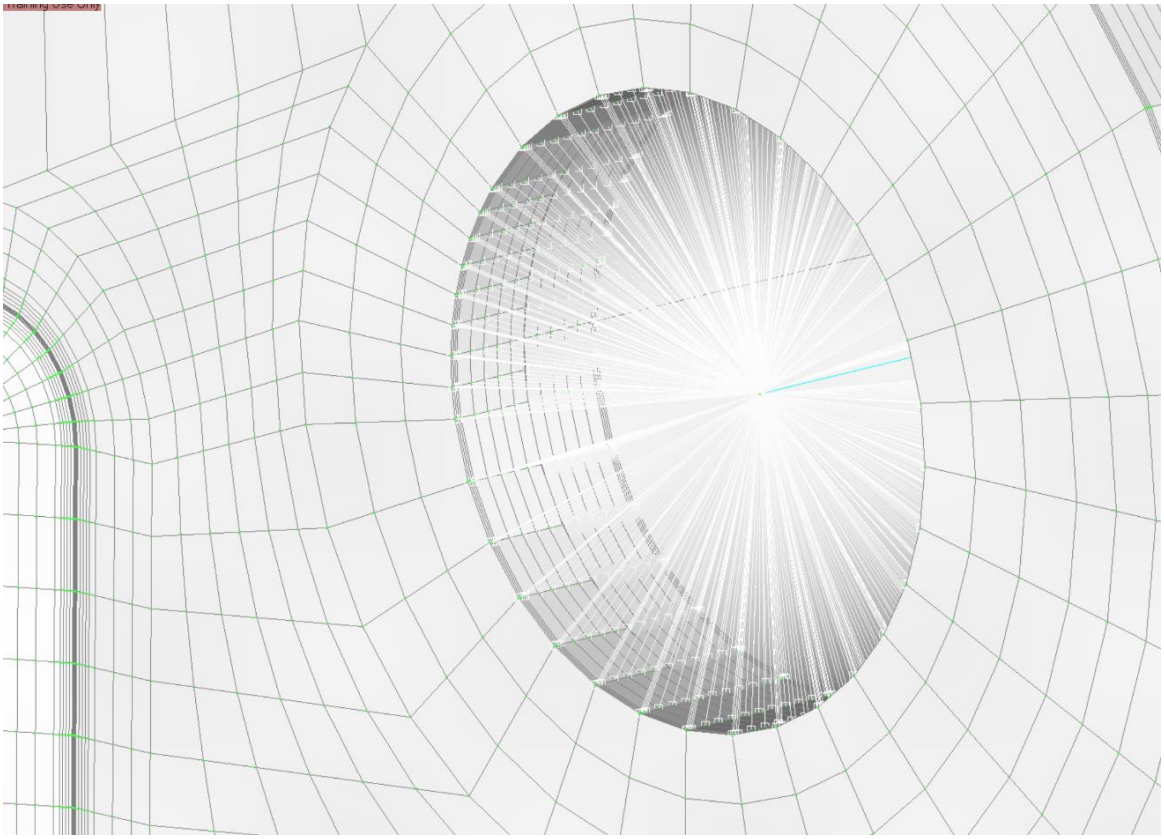
3.2.7 Reunaehdot

Runkorakenne kiinnitetään kaivinkoneeseen akselitapeilla. Akselitapit ja kaivinkoneen varsi jäykistävät runkorakenteen yläosan siirtymät x-suunnassa. Tämän vuoksi rakenteeseen mallinnettiin akselien kokoiset palkkielementit, jotka kiinnitettiin molemmista päädyistä rigid-elementillä. Rigid-elementit on esitetty tarkemmin kuvassa Kuva 21. Toimilaitteen ylärunkoon kiinnittyvä toinen runkorakenne jäykistää ylärungon alaosan siirtymät z-suunnassa, joten myös päätylevyjen välille mallinnettiin palkkielementti. Päätyjen välinen palkkielementti kiinnitettiin vastaavasti rigid-elementeillä. Akselitapeilla tapahtuvassa kiinnityksessä ei ole isoja välyksiä, joten se voidaan olettaa jäykäksi. Molemmille akselitapeille asetettiin reunaehdoksi jäykkä kiinnitys, jossa translaatiot estettiin y ja z suunnassa. Toiselle akselitapille asetettiin myös x-akselin suuntainen esto, joka tukee koko rakenteen. Runkorakennetta jäykistävät palkkielementit on esitetty Kuva 20.



Kuva 20. Ylärunkorakenteen jäykistävät palkkielementit levyrakenteiden välissä.

Jäykistävät palkkielementit kiinnitettiin päätypisteistään runkorakenteen solid-elementin akselitappien reikien sisäpinnan solmuihin käyttäen rigid-elementtejä (Kuva 21).



Kuva 21. Rigid-elementeillä yhdistetty palkkielementti runkorakenteen solid-elementin reiän solmupisteisiin.

3.3 Väsymistarkastelun tulokset

Runkorakenteen FE-laskentamallin analysoinnin jälkeen kappaleelle suoritettiin väsymistarkastelu ja teoreettinen kestoiän määrittäminen käyttäen sekä hot spot-, että ENS-menetelmää, jotta tuloksia voidaan pitää luotettavina. Väsymistarkastelua on esitelty seuraavissa alakappaleissa.

3.3.1 Hot spot -menetelmä

Tässä kandidaatintyössä käytettiin hot spot -jännityksen laskentatapana paksuuden yli integrointia. Tässä laskentatavassa hyödynnetään FE-laskentamallin tuloksia, koska hot spot -jännityksen laskemiseen tarvittava levyn paksuuden yli vaikuttavaa jännitysjakaumaa ei ole mahdollista laskea analyyttisin keinoin (Hobbacher 2016, s.21). Paksuuden yli

integroinnissa FE-mallin elementtijännitykset muutetaan solmujännityksiksi ja mallista poimitaan solmujännitysten arvot hitsin rajaviivalta alaspäin kappaleen paksuuden läpi (kuva, liite I). Poimituista solmujännityksistä muodostetaan jännitysjakauma levyn paksuuden yli ja poistetaan integroimalla jännityksistä epälineaarisen lovijännityksen osuus, jota ei oteta hot spot -menetelmässä huomioon (Hobbacher 2016, s.13-14). Runkorakenteen hot spot -jännityksen laskenta on esitetty tarkemmin liitteessä I.

Runkorakenteen hitsien FAT-arvona käytetään hot spot -menetelmässä 100 MPa (Hobbacher 2016, s.61) ja m=3. Sijoittamalla arvot kaavaan 1 saadan hot spot -menetelmän mukainen arvio runkorakenteen kestoiälle. Tulos on pyöristetty alaspäin lähimpään arvoon.

$$N_f = [\frac{100\text{MPa}}{100{,}9\text{MPa}}]^3 \times 2 \times 10^6 = 1\,944\,990\ (kpl)$$

Runkorakenteen FE-laskentamalli mallinnettiin tarkempi ENS-menetelmä etusijalla, joten verkotus ei ole täysin hot spot -menetelmän suositusten mukainen. Suositusten mukaisesti elementtiverkon pitäisi olla tasaisesti samankokoisilla elementeillä levyn paksuuden läpi mallinnettu. (Hobbacher 2016, s.24)

3.3.2 ENS-menetelmä ja runkorakenteen kriittinen piste

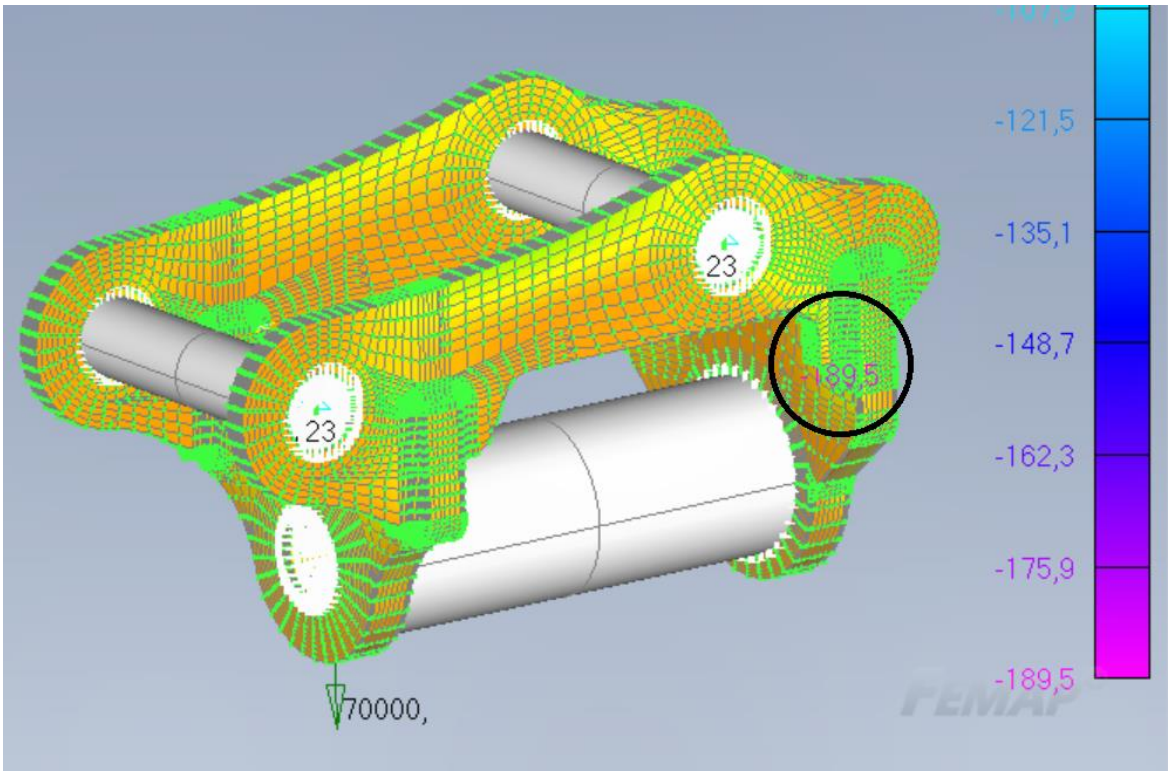
Kandidaatintyön FE-laskentamallissa käytettiin hitsin pyöristyssäteenä ENS-menetelmän mukaista r = 1mm ja jännityshypoteesina käytettiin pääjännityksiä. FAT-arvo on siis 225 MPa (*Taulukko **1***) ja m=3. FE-analyysista saatu ENS-jännityksen tulos on esitetty Kuva 22.

Sijoittamalla arvot kaavaan 2 saadaan ENS-menetelmän mukainen arvio runkorakenteen kestoiälle. Tulos on pyöristetty alaspäin lähimpään arvoon.

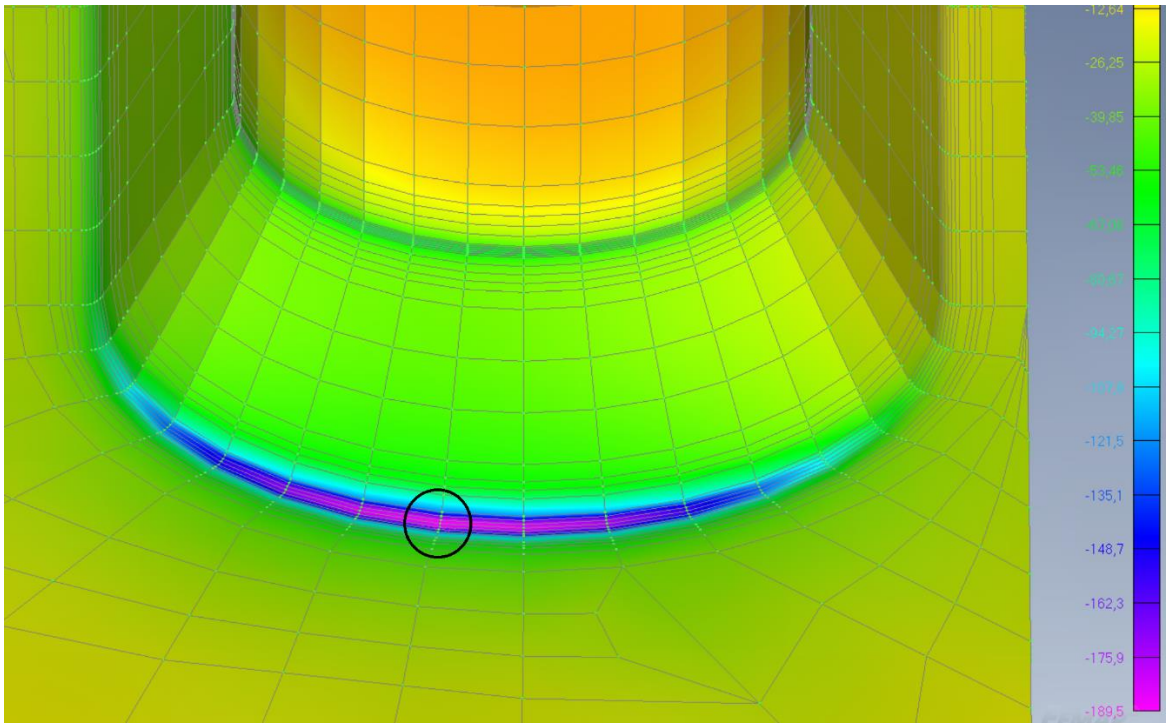
$$N_f = [\frac{225\text{MPa}}{189{,}5MPa}]^3 \times 2 \times 10^6 = 3\,347\,726\ (kpl)$$

Runkorakenteen kriittinen piste väsymisen kannalta syntyi rungon oikealle puolelle taaempaan etuhitsiin. Rungon toisella puolella vastaavassa kohdassa on myös jännityskeskittymä, mutta kriittinen piste muodostuu rungon oikealle puolelle sivulevyjen

epäsymmetrisyyden vuoksi. Kriittisen pisteen sijainti runkorakenteessa on esitetty Kuva 22 ja kriittinen piste itsessään on esitetty tarkemmin Kuva 23.



Kuva 22. FE-analyysin tulos ENS-menetelmällä pääjännityksillä. Kriittisen pisteen sijainti runkorakenteessa on merkitty kuvaan maksimijännityksen arvolla ja ympyröity.



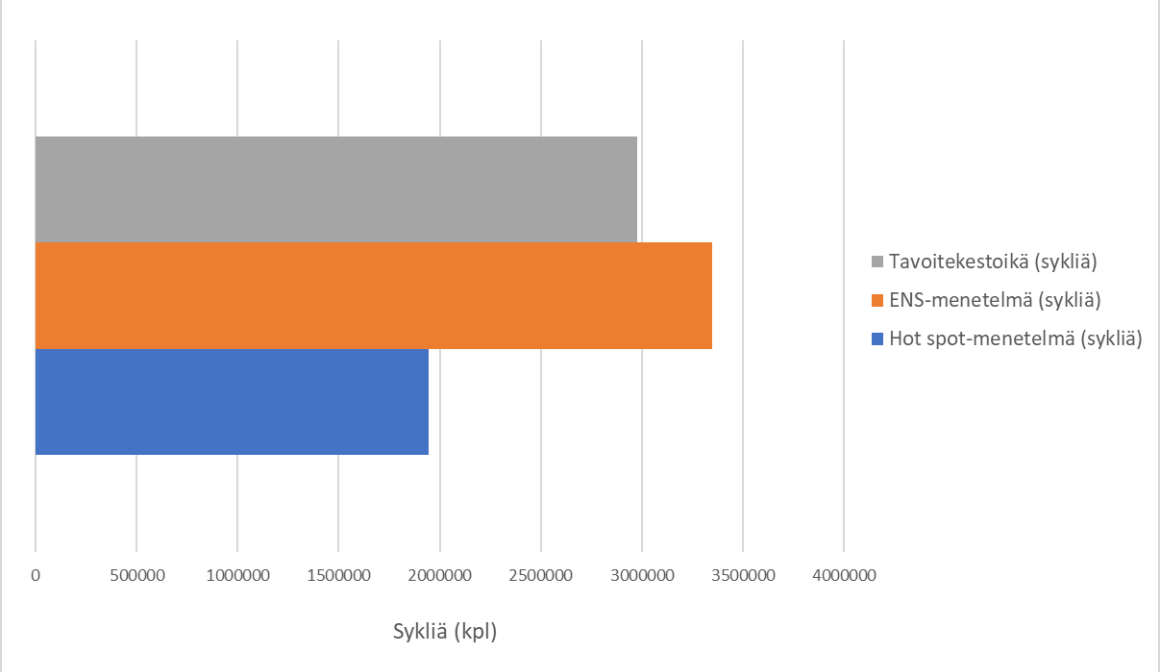
Kuva 23. Runkorakenteen kriittinen piste.

4 VÄSYMISTARKASTELUN TULOKSET

Kandidaatintyön väsymistarkastelun kestoikätulokset hot spot- ja ENS-menetelmistä on koottu *Taulukko **4***. Hot spot-jännitys laskettiin FE-laskentamallin avulla levyn paksuuden yli integroimalla ja ENS-jännitys määritettiin niin ikään FE-mallilla. Tulokset on esitetty myös graafisesti Kuva 24. Tulokset on pyöristetty alaspäin lähimpään arvoon.

Taulukko 4. Väsymistarkastelun kestoikätulokset hot spot - ja ENS-menetelmistä.

Menetelmä	Kestoikä (sykliä)	Kestoikä (vuotta)
Tavoitekestoikä	2 979 310	5
Hot spot	1 944 990	3.26
ENS	3 347 726	5.61



Kuva 24. Väsymistarkastelun kestoikätulokset graafisesti.

5 JOHTOPÄÄTÖKSET JA VÄSYMISKESTÄVYYDEN OPTIOIMINEN

Väsymistarkastelun tuloksien perusteella voidaan todeta, että toimilaitteen ylärunkorakenteelle asetetut tavoitekestoiän vaatimukset täyttyvät tarkemman väsymistarkastelumenetelmän (ENS) mukaan. ENS-menetelmän antama kestoikäarvio 5.61 vuotta ylittää tavoitekestoiän 5 vuotta. Hot spot - ja ENS-menetelmien ero väsymiskestoikäarvioissa johtuu menetelmien tarkkuuserosta. ENS-menetelmä antaa tarkemman tuloksen ottaessaan huomioon hot spot -menetelmän huomioon ottamien kalvo- ja taivutusjännityksien lisäksi myös paikallisen loven aiheuttaman epälineaarisen huippujännityksen osuuden. On syytä muistaa kuitenkin, että kandidaatintyössä suoritettujen väsymiskestoikäarvioiden toteutuminen vaatii ylärunkorakenteen valmistusteknillistä onnistumista varsinkin hitsien osalta. Hitsien tarkkaa jälkikäsittelyä suositellaan. Valmistusvaiheessa hitseihin mahdollisesti jääneet alkusäröt ja epäjouhevat liittymäkohdat heikentävät väsymiskestoikää merkittävästi.

Kandidaatintyössä käytetty vakioamplitudinen käyttöä kuvaava työkierto maksimijännityksiä käyttäen ei vastaa toimilaitteen todenmukaista vaihtuva-amplitudista käyttöä kuvaavaa työkiertoa, vaan on todellista käyttöä kuormittavampaa. Poikkeavuuden takia tämän kandidaatintyön tulokset eivät ole suoraan verrattavissa ylärunkorakenteen todelliseen väsymiskestävyyteen. Kandidaatintyössä ei myöskään tutkittu rajausten takia kuin yksi tyypillinen kuormitustilanne, joka ylärungolle syntyy toimilaitetta käytettäessä. Koska kandidaatintyön väsymiskestoiän määrityksessä käytettyjen työkiertojen jännitykset ovat todellista käyttöä suuremmat, niin ylärunkorakenteen todellisen kestoiän voidaan olettaa olevan vastaavanlaisessa kuormitustilanteessa työn arviota suurempi.

5.1 Väsymiskestävyyden optimointi

Koska tutkittavan ylärunkorakenteen väsymiskestoikäarvio ylitti maksimikuormituksilla tehdyllä työkierrollakin vaaditun väsymiskestoiän, niin runkorakenteen optimointi väsymiskestävyyden suhteen ei ole välttämättä tarpeellista. Ylärunkorakenteen teräslevyjen geometriat ovat juohevia ja kriittinen piste muodostui odotetusti hitsin rajaviivan lähettyville. Hitsien rajaviivoilla vaikuttavia jännityksiä saadaan kuitenkin pienennettyä huomattavasti esimerkiksi suurentamalla rajaviivan pyöristyssädettä, jolloin hitsin

liittymäkohdasta saadaan juohevampi ja jännityskeskittymät pienenevät. ENS-menetelmässä käytettiin suositusten mukaista 1 mm pyöristyssädettä, koska hitseille ei ollut erikseen määritetty pyöristyssädettä ylärunkorakenteen valmistuspiirustuksissa. On kuitenkin muistettava, että pyöristyssäteen kasvattaminen lisää hitsin juuren puolen jännityksiä. (Tourula 2017, s. 21) Kandidaatintyössä tutkittavan ylärunkorakenteen hitsit ovat kuitenkin läpihitsattuja, joten juuren puolen väsymistä ei tarvita ottaa laskennassa huomioon. Tourulan kandidaatintyön tuloksien mukaan X-liitoksen väsymiskestoikä melkein nelinkertaistui, kun hitsin rajaviivan pyöristyssäde kasvatettiin ENS-menetelmän mukaisesta 1 mm:stä kappaleen todelliseen r=3,678 (mallissa 4,678). (Tourula 2017, s. 20-21, Liite II)

5.2 Jatkotutkimukset

Ylärunkorakenteelle tai vaihtoehtoisesti toimilaitteen muulle mahdollisesti vielä väsymisen kannalta kriittisemmälle osalle voitaisiin toteuttaa normaalin käyttöä kuvaavan työkierron kenttämittaus venymäliuskoilla. Kenttämittauksesta saadulla todenmukaisella käyttöä kuvaavalla työkierrolla saataisiin laskettua tarkempi väsymiskestoikäarvio, joka olisi suoraan verrattavissa toimilaitteen tyypilliseen käyttöön. Mittauksissa tulisi kuitenkin ottaa myös huomioon toimilaitteen erilaiset käyttötavat, sillä erilaisia kuormitustapauksia on tässä tapauksessa yhtä monta kuin kaivinkoneen kuljettajia. Kuljettajan lisäksi myös esimerkiksi maa-aineksen tyypillä on suuri vaikutus toimilaitteelle kohdistuviin kuormituksiin. Jos laboratoriossa suoritettavat väsytyskokeet eivät ole mahdollisia, niin olisi suotavaa suorittaa useita kenttämittauksia erilaisissa käyttötilanteissa, jotta väsymiskestoiästä saadaan mahdollisimman tarkka arvio laskennallisin keinoin.

6 YHTEENVETO

Tämän kandidaatintyön tavoitteena oli määrittää kohdeyritys Rotyx Oy:n kaivinkoneeseen liitettävän toimilaitteen teräksisen ylärunkorakenteen laskennallinen väsymiskestoikä elementtimenetelmää käyttäen. Tavoitteena oli myös löytää runkorakenteen kriittiset pisteet väsymisen kannalta ja tarpeen mukaan hyödyntää väsymistarkastelusta saatuja tuloksia kohdeyrityksen toimilaitteen ylärungon mekaniikkasuunnittelun jatkamisessa, sekä mahdollisessa väsymiskestävyyden optimoimisessa. Väsymiskestoikää oli tarkoitus tarkastella useammalla eri menetelmällä, jotta väsymislaskennan tuloksia voidaan verrata toisiinsa ja pohtia syitä menetelmien tuloksien mahdollisille eroille.

Kandidaatintyössä käytettiin rajallisen työmäärän vuoksi yksinkertaistettua vakioamplitudista käyttöä kuvaavaa työkiertoa, jossa jännitykset vaihtelivat vain maksimista minimiin. Väsymiskestoiän arvio ei ole tämän johdosta suoraan verrattavissa runkorakenteen todelliseen kestoikään. Työssä käytetty maksimijännityksillä toteutettu työkierto voidaan kuitenkin olettaa todellista käyttöä rasittavammaksi valitussa kuormitustilanteessa. Ylärunkorakenteelle luotiin olemassa olevien 3D-mallien pohjalta FE-laskentamalli, johon mallinnettiin FE-ohjelmistossa 2D-verkkojen avulla rakenteeseen suunnitellut hitsit ja verkotukset. FE-laskentamallista ajettiin valitun kuormitustilanteen mukainen lineaariselastinen analyysi, jonka tulosten mukaan kappaleelle suoritettiin väsymistarkastelu hot spot- ja ENS-menetelmiä hyödyntäen. Hot spot -menetelmällä laskettu väsymiskestoikä jäi selkeästi tavoitekestoikää alemmas, mutta ENS-menetelmän mukaisesti laskettu väsymiskestoikä ylitti kirkkaasti tavoitekestoiän. Työssä todettiin ENS-menetelmän olevan hot spot -menetelmää tarkempi, jolloin ENS-menetelmän tuloksia voidaan pitää luotettavina.

Vaikka ylärunkorakenteen optimoiminen ei tulosten perusteella ollut enää tarpeellista, niin työssä todettiin, että hitsien rajaviivojen pyöristyssädettä suurentamalla pystytään jopa moninkertaistamaan hitsiliitoksien elinikä. Koska hitsiliitoksien rajaviivojen jouhevuudella on hyvin suuri merkitys väsymiskestävyydessä, niin kandidaatintyössä ylärunkorakenteelle laskettujen väsymiskestoikäarvioiden toteutuminen vaatii suurta tarkkuutta kappaleen valmistusvaiheessa.

LÄHTEET

Niemi, E. & Kemppi, J. 1993. Hitsatun rakenteen suunnittelun perusteet. 1. painos. Helsinki: Painatuskeskus. 337 s.

Hobbacher, A. 2016. Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components. IIW-Document IIW-2259-15. Second Edition. 143 s.

Hakala, M. 1980. Lujuusopin elementtimenetelmä. 3. painos. Espoo: Otakustantamo. 490 s.

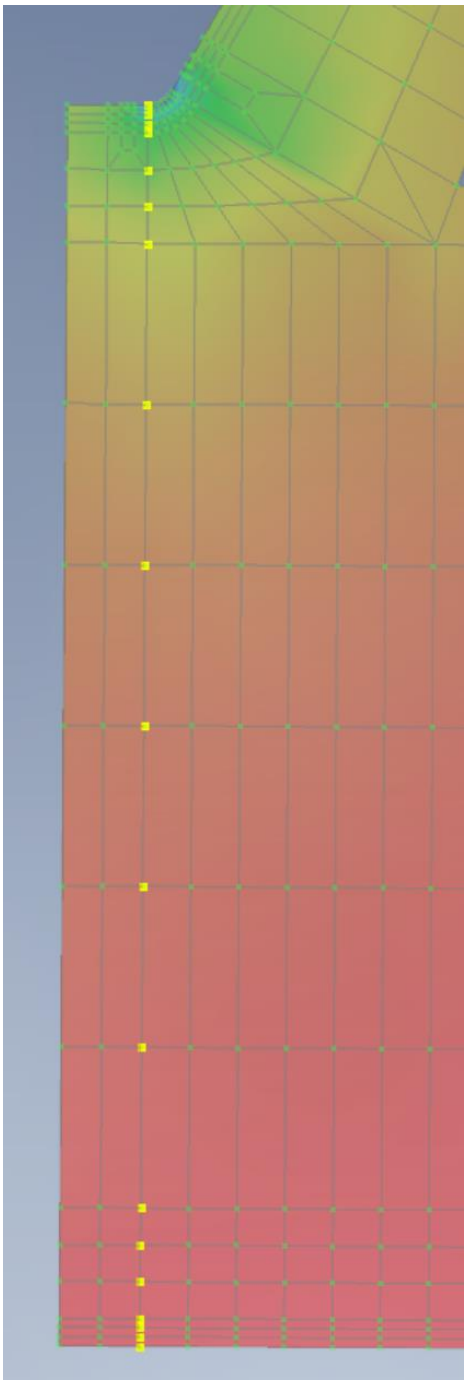
Cook, R.1994. Finite element modeling for stress analysis. Canada: John Wiley & Sons, Inc. 32

Boyle, M. 2015. Bucket Fill or Cycle Time? Which is More Important? [Verkkodokumentti] Julkaistu 2015 [Viitattu 17.03.2020]. Saatavissa: https://www.deere.com/en/construction/publications-and-articles/2015jan15-bucket-fill-cycle/

Sonsino, C. M. 2009. A Consideration of allowable equivalent stresses for fatigue design of welded joints. Welding in the World, Vol. 53, n° ¾. 12 s.

Tourula, M. 2017. Hitsiliitosten väsymistarkastelu eri menetelmillä. Kandidaatintyö. [Verkkodokumentti] Julkaistu 2017 [Viitattu 26.03.2020]. Saatavissa: https://lutpub.lut.fi/bitstream/handle/10024/143723/Kandidaatintyo_tourula_matias.pdf?sequence=2&isAllowed=y

Hot spot -jännityksen määrittämiseen poimitut solmujännitykset hitsin rajaviivalta.



Kandidaatintyö Akseli Kärkkäinen

Kaivinkoneen toimilaitteen ylärungon väsymistarkastelu

Hot Spot -jännityksen määrittäminen levyn paksuuden yli integroimalla

LUETAAN JÄNNITYSJAKAUMA LUODUSTA TIEDOSTOSTA: "stress_data.txt"

Sarake 1 = X arvo/koordinaatti (0...*h*)
Sarake 2 = Jännitysarvo *σ(x)*

Luetaan jännitysdata matriisiin:

$data := READPRN("stress_data.txt")$

Ensimmäinen sarake edustaa x-koordinaattia, ja toinen vastaavan kohdan jännitysarvoa ->

$\sigma_{data} := data^{\langle 2 \rangle} =$

	1
1	-141.4
2	-118.06
3	-103.32
4	-85.04
5	-75.09
6	-64.17
7	-45.46
8	-39.02
9	-26.61
10	-17.18
11	-11.62
12	-7.56
13	-4.36
14	-1.85
15	-0.75
16	...

$x_{data} := data^{\langle 1 \rangle} =$

	1
1	0
2	2.37
3	4.74
4	7.11
5	9.47
6	11.84
7	14.21
8	16.58
9	18.95
10	21.32
11	23.68
12	26.05
13	28.42
14	30.79
15	33.16
16	...

JÄNNITYSARVOJEN LINEAARINEN INTERPOLAATIO (PISTEET VIIVAKUVAAJAKSI)

$h := 45$

$x := 0, 2.37 .. h$

$\sigma(x) := \text{linterp}(x_{data}, \sigma_{data}, x)$

JÄNNITYSKOMPONENTIT

$$\sigma_m := \frac{1}{h} \cdot \int_0^h \sigma(x)\, dx = -35.323$$

$$\sigma_b := \frac{6}{h^2} \cdot \int_0^h \left(\sigma(x) - \sigma_m\right) \cdot \left(\frac{h}{2} - x\right) dx = -65.61014$$

Hot Spot Jännitys = Kalvojännityskomponentti σ_m + Taivutusjännityskomponentti σ_b

$$\sigma_{hs} := \left|\sigma_m + \sigma_b\right| = 100.934$$

stress_data.txt – Muistio

Tiedosto Muokkaa Muotoile Näytä Ohje

0	-141.40
2.37	-118.06
4.74	-103.32
7.11	-85.04
9.47	-75.09
11.84	-64.17
14.21	-45.46
16.58	-39.02
18.95	-26.61
21.32	-17.18
23.68	-11.62
26.05	-7.56
28.42	-4.36
30.79	-1.85
33.16	-0.75
35.53	-0.40
37.89	-0.17
40.26	0.11
42.63	0.11
45	0.10