

TIIVISTELMÄ

LAPPEENRANNAN-LAHDEN TEKNILLINEN YLIOPISTO LUT
LUT School of Energy Systems
LUT Konetekniikka

Jukka Koskinen

Paljetasaimen lujuuslaskenta ja väsymislajuuden tarkastelu

Diplomityö

2021

89 sivua, 32 kuvaa, 19 taulukkoa

Tarkastaja: Professori Timo Björk
DI Tapio Meriläinen

Hakusanat: paljetasain, painelaite, putkisto, väsyminen

Tämän diplomityön tavoitteena oli laatia paljetasaimien lujuuslaskentaohjelma, joka palauttaa yhdellä syötteellä kolmen eri standardin mukaiset mitoituslaskennan tulokset ja kertoo, että onko suunniteltu tuote standardin vaatimusten mukainen. Tavoitteena oli myös laatia kattava selvitys siitä, millaisille kuormitustapauksille paljetasain altistuu sisäisen paineen ja toistuvien siirtymien vaikutuksen seurauksena ja miten nämä kuormitustapaukset eri standardeissa käsitellään. Käsiteltävät standardit ovat eurooppalainen paljetasaimien tuotestandardi, amerikkalainen painelaitteiden standardi sekä paljetasaimien valmistajien yhdistyksen laskentaohje.

Rakenteellisesti työ jakautuu kahteen osaan. Ensimmäinen on kirjallisuuskatsaus, jossa käsitellään lyhyesti työn sisällön kannalta merkityksellistä aineistoa. Ensimmäinen osa kattaa katsauksen käsiteltäviin standardeihin ja niiden taustoihin. Tämän jälkeen kirjallisuustutkimus keskittyy lujuuslaskennan perusteoriaan ja materiaalioppiin. Syvemmin käsitellään toistuvan kuormituksen aiheuttamaa metallin väsymistä ilmiönä, väsymislaskennan perusperiaatteita, menetelmiä sekä käyttötapoja. Toisessa osuudessa tutkimusmetodinä toimii tekninen laskenta ja tässä osiossa laaditaan Excel-pohjainen laskentaohjelma, joka palauttaa yhdellä syötteellä kolmen eri standardin lujuuslaskennan tulokset. Toisessa osuudessa tarkastellaan myös laskentaohjelman luotettavuutta vertailulaskentojen avulla. Laskentaohjelmalle suoritetaan myös herkkyystarkastelut.

Tutkimuksessa havaittiin, että standardien suunnittelua koskevat vaatimukset ovat varsin samankaltaisia. Tutkimuksen perusteella ei olisi erityisen vaikeaa täyttää tuotesuunnittelussa kaikkien käsiteltävien standardien vaatimuksia paineenkeston ja stabiiliteetin osalta. Tutkimuksessa havaittiin, että liikkeiden käsittely ja niiden yhdistäminen käsitellään standardeissa keskenään eri tavalla. Lujuuslaskentaohjelmaa laatiessa sovellettiin amerikkalaista paljetasaimien valmistajien yhdistyksen laskentaohjetta siten, että tämän väsymislaskennan luotettavuus nostettiin eurooppalaisen tuotestandardin tasolle.

ABSTRACT

LAPPEENRANTA-LAHTI UNIVERSITY OF TECHNOLOGY LUT
LUT School of Energy Systems
LUT Mechanical Engineering

Jukka Koskinen

Strength analysis of an expansion joint and an inspection of fatigue life

Master's thesis

2021

89 pages, 32 figures, 19 tables

Examiner: Professor Timo Björk
M.Sc. (Tech.) Tapio Meriläinen

Keywords: expansion joint, bellows, pressure equipment, piping, fatigue

The objective of this master's thesis was to develop a strength calculation program for expansion joints that returns the results of design calculations according to three different standards with one input and tells whether the designed product is in conformance with the requirements of the standard. The aim was also to prepare a comprehensive study of the loadings that an expansion joint needs to be designed against, when exposed to internal pressure and repetitive displacement cycles. The standards covered in this thesis are the European standard for expansion joints, the American standard for pressure vessels and the design calculation of the Expansion Joint Manufacturer's Association.

Structurally, the work is divided into two parts. The first part is a literature review, in which material relevant to the content of the thesis is briefly discussed. The first part provides an overview of the addressed standards and their backgrounds. After this, the literature review focuses on the basic theory of strength of materials. Fatigue caused by repetitive loading is discussed as a phenomenon, and the basic principles and methods of fatigue calculation are also portrayed. In the second part, the used research method is technical calculation, and in this section an Excel-based calculation program is developed, which retrieves the results of the design calculations of three different standards with one input. The second section also examines the reliability of the calculation program using benchmark calculations. A sensitivity analysis is also performed on the calculation program.

It was observed that the design requirements of the standards are very much alike. Based on the study, it would not be particularly difficult to meet the requirements of all the addressed standards in product design in terms of pressure resistance and stability. The study found that the handling of displacements is treated differently in the standards. While developing the calculation program, the design calculations of the Expansion Joint Manufacturer's Association were applied in such a way that the reliability of fatigue calculation was increased to the level of the European product standard.

ALKUSANAT

Tahdon esittää kiitokset Timo Björkille ja Tapio Meriläiselle tämän diplomityön tarkastamisesta sekä asiantuntevista kommentteista.

Kiitokset kuuluvat myös kaikille muille, jotka ovat olleet myötäelämässä tässä opintojen aikana. You know who you are!

Jukka Koskinen

Jukka Koskinen

Tampereella 6.6.2021

SISÄLLYSLUETTELO

TIIVISTELMÄ	2
ABSTRACT.....	3
ALKUSANAT	4
SISÄLLYSLUETTELO	5
SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO.....	8
1 JOHDANTO.....	13
1.1 Masino Industry ja monikerroksiset metallipaljetasaimet	13
1.2 Tutkimusongelma ja tutkimuskysymykset	15
1.3 Työn tavoitteet ja rajausta.....	16
1.4 Työn rakenne ja tutkimusmenetelmät	17
2 KIRJALLISUUSKATSAUS.....	18
2.1 Paljetasaimia koskevat standardit	18
2.1.1 EJMA-standardi	18
2.1.2 ASME BPVC	19
2.1.3 Painelaitedirektiivi, harmonisoidut standardit ja EN 14917.....	19
2.2 Soveltuvuuden ehdot.....	21
2.2.1 EJMA 10th Edition	22
2.2.2 EN 14917	22
2.2.3 ASME BPVC Mandatory Appendix 26.....	23
2.3 Teräksen myötölujuuttuminen	24
2.4 Toistuva kuormitus ja väsyminen	25
2.4.1 Yleistä	25
2.4.2 Väsymismurtuma	26
2.4.3 Väsymislaskennan menetelmät.....	27
2.4.4 Jännitysmenetelmä.....	29
2.4.5 Väsymislajuuden luotettavuus	30
2.4.6 Muuttuva kuormitus ja kumulatiivinen vauriosumma.....	31
3 PALJE-ELEMENTIN KUORMITUSTILANTEET.....	33
3.1 Sisäisen paineen kuormitus.....	33
3.1.1 Kehänsuuntainen kalvojännitys palje-elementin suoralla osuudella	35

3.1.2	Kehänsuuntainen kalvojäännitys palje-elementissä	36
3.1.3	Pituussuuntainen kalvojäännitys palje-elementissä.....	37
3.1.4	Pituussuuntainen taivutusjäännitys palje-elementissä	37
3.1.5	Palje-elementin stabiiliteetti.....	39
3.1.6	Yksittäisen aallon stabiiliteetti	40
3.2	Liikkeistä syntyvät toistuvat kuormitukset	41
3.2.1	Aksiaalisiirtymä	42
3.2.2	Kulmakiertymä	43
3.2.3	Lateraalisiirtymä	43
3.2.4	Liikkeiden yhdistäminen ja liikealueen määrittäminen	45
3.2.5	Pituussuuntainen kalvojäännitys palje-elementissä.....	47
3.2.6	Pituussuuntainen taivutusjäännitys palje-elementissä	47
3.3	Paljetasaimen eliniän laskenta	48
3.3.1	Sallittujen syklien laskenta	49
3.3.2	Useamman jännitysalueen huomiointi.....	51
4	TUTKIMUSMETODIT	52
4.1	Laskentaohjelman laatimisen vaiheet	52
4.1.1	Kartoitus, vaatimusmäärittely ja suunnittelu	52
4.1.2	EJMA-standardin mitoituslaskenta.....	53
4.1.3	ASME materiaalispesifikaatiot	54
4.1.4	ASME BPVC mitoituslaskenta.....	54
4.1.5	EN materiaalispesifikaatiot.....	55
4.1.6	EN 14917 mitoituslaskenta	56
4.2	Luotettavuustarkastelut	57
4.2.1	Vertailulaskenta yksiosaiselle paljetasaimelle	57
4.2.2	Vertailulaskennan tulokset yksiosaiselle paljetasaimelle	60
4.2.3	Vertailulaskenta kaksiosaiselle paljetasaimelle	62
4.2.4	Vertailulaskennan tulokset kaksiosaiselle paljetasaimelle	63
4.3	Virhe- ja herkkyystarkastelut.....	66
4.3.1	Kokonaisekvivalenttiliikkeen muodostumisen tarkastelu	66
4.3.2	EN-laskennan soveltaminen	71
4.3.3	Väsymislujuuden tarkastelu ja EJMA-laskennan luotettavuuden aste	73
4.4	Testaus, pilotointi ja käyttöönotto	76

5	LASKENTAOHJELMAN SISÄLTÖ	78
5.1	Toimintaperiaate ja suunnittelun lähtötiedot	78
5.2	Kahden kuormitustapauksen laskenta.....	80
5.3	Materiaalispesifikaatio.....	81
5.4	Laskennan tulokset ja vertailuehdot	82
6	POHDINTA	84
6.1	Paljetasaimien suunnittelusta ja standardien sisällöstä.....	84
6.2	Tutkimuskysymyksistä	84
6.3	Keskeisistä tuloksista.....	85
6.4	Jatkotutkimusaiheista.....	86
7	YHTEENVETO	87
	LÄHTEET	88

SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

Latinalaiset aakkoset

A	Murtovenymä
A_c	Palje-elementin yksittäisen aallon pinta-ala [mm ²]
b	Materiaalivakio
c	Materiaalivakio
C_1	Muotokerroin
C_2	Muotokerroin
C_d	Laskentakerroin
C_f	Laskentakerroin
C_m	Materiaalin lujuuskerroin
C_p	Laskentakerroin
C_{wb}	Palje-elementin pituussuuntaisen hitsin lujuuskerroin
C_{wc}	Tukipannan pituussuuntaisen hitsin lujuuskerroin
D	Vauriosumma
D_b	Palje-elementin suoran osuuden sisähalkaisija [mm]
D_m	Tukipannan keskihalkaisija [mm]
D_s	Palje-elementtiin liitettävän putken halkaisija [mm]
f_b	Palje-elementin sallittu jännitys
f_c	Tukipannan sallittu jännitys
f_c	Väsymislujuuden korjauskerroin
f_i	Palje-elementin yksittäisen aallon teoreettinen kimmoisa jäykkyys [N/mm]
f_w	Palje-elementin yksittäisen aallon käytönaikainen jäykkyys [N/mm]
r_{ic}	Palje-elementin aallon sisäsäde aallonharjalla [mm]
r_{ir}	Palje-elementin aallon sisäsäde aallonpohjassa [mm]
r_i	Palje-elementin aallon sisäsäteiden keskiarvo [mm]
r_m	Palje-elementin aallon pyörähdyspinnan keskisäde [mm]
E	Kimmokerroin [MPa]
E_0	Palje-elementin kimmokerroin [MPa]

E_b	Palje-elementin kimmokerroin suunnittelulämpötilassa [MPa]
E_c	Tukipannan kimmokerroin suunnittelulämpötilassa [MPa]
k	Palje-elementin päätypoimun jännityksen korjauskerroin
k_e	Luotettavuuskerroin
K_0	Laskentavakio
K_m	Muovauskerroin
K_r	Kehänsuuntaisen jännityksen kerroin
L_b	Palje-elementin aallotetun osan pituus [mm]
L_c	Tukipannan pituus [mm]
L_s	Palje-elementtiin liitettävän putken pituus [mm]
L_t	Palje-elementin suoran osuuden pituus [mm]
L_u	Väliputken pituus kaksiosaisessa paljetasaimessa [mm]
n	Materiaalivakio
n	Jännityssyklien määrä jännitysalueella
n	Paljelevyn kerroksien määrä
n_b	Palje-elementtien määrä paljetasaimessa
n_t	Materiaalivakio suunnittelulämpötilassa
N	Palje-elementin aaltojen määrä
N	Jännityssyklien määrä
N_{alw}	Sallittujen syklien määrä
N_{spe}	Määritettyjen syklien määrä
P	Suunnittelupaine
P_{sc}	Suunnittelupaineen rajoitus nurjahduksen suhteen
P_{si}	Suunnittelupaineen rajoitus yksittäisen aallon stabiliteetin menetyksen suhteen
q	Palje-elementin aallonpituus [mm]
Δq_x	Ekvivalenttinen aksiaalisiirtymä aaltoa kohti [mm]
Δq_y	Ekvivalenttinen aksiaalisiirtymä aaltoa kohti lateraalisiirtymästä [mm]
Δq_θ	Ekvivalenttinen aksiaalisiirtymä aaltoa kohti kulmakiertymästä [mm]
Δq	Ekvivalenttinen kokonaisliikealue [mm]
Δq_c	Yksittäisen aallon suurin puristus [mm]
Δq_e	Yksittäisen aallon suurin venytys [mm]
R_e	Myötöraja

R'_e	Myötöraja kylmämuovauksen jälkeen
R_m	Murtoraja
R_{p0}	Myötöraja
$R_{0,2}$	Alempi venymäraja
$R_{1,0}$	Ylempi venymäraja
$R_{1,0t}$	Ylempi venymäraja suunnittelulämpötilassa
R_m	Murtoraja
S_0	Laskentavakio
S_a	Sallittu jännitys
S_u	Murtolujuus
S_{yc}	Myötölujuus
S_y	Myötölujuus palje-elementiksi muovaamisen jälkeen
t	Paljelevyn yksittäisen kerroksen nimellisvahvuus [mm]
t_c	Tukipannan vahvuus [mm]
t_p	Paljelevyn yksittäisen kerroksen nimellisvahvuus muovaamisen jälkeen [mm]
t_s	Palje-elementtiin liitettävän putken halkaisija [mm]
w	Palje-elementin aallon korkeus [mm]
x	Paljetasaimen aksiaalisiirtymä [mm]
y	Paljetasaimen lateraalisiirtymä [mm]
z	Normitettu arvo

Kreikkalaiset aakkoset

α	Tasomaisen nurjahdustapauksen laskentakerroin
β	Palje-elementin aallon seinämän kaltevuuskulma [°]
$\Delta\sigma$	Jännitysalue
ε	Venymä
ε_e	Elastinen venymä
ε_p	Plastinen venymä
σ	Jännitys
σ_1	Kehänsuuntainen kalvojännitys palje-elementin suoralla osuudella
σ'_1	Kehänsuuntainen kalvojännitys tukipannassa
σ_2	Kehänsuuntainen kalvojännitys palje-elementissä
$\sigma_{2.E.A}$	Kehänsuuntainen kalvojännitys reunimmaisissa poimussa (ASME BPVC)
$\sigma_{2.E.E}$	Kehänsuuntainen kalvojännitys reunimmaisissa poimussa (EN 14917)
σ_3	Pituussuuntainen kalvojännitys palje-elementissä
σ_4	Pituussuuntainen taivutusjännitys palje-elementissä
σ_5	Pituussuuntainen kalvojännitys palje-elementissä
σ_6	Pituussuuntainen taivutusjännitys palje-elementissä
σ_a	Jännitysamplitudi
σ_D	Väsymisraja
σ_{eq}	Vertailtava jännitysalue
σ_m	Keskijännitys
σ_{max}	Ylempi rajajännitys
σ_{min}	Alempi rajajännitys
σ_N	Väsymislujuus
σ_{Nred}	Redusoitu väsymislujuus
σ_w	Vaihtolujuus
θ	Kulmakiertymä

Lyhenteet

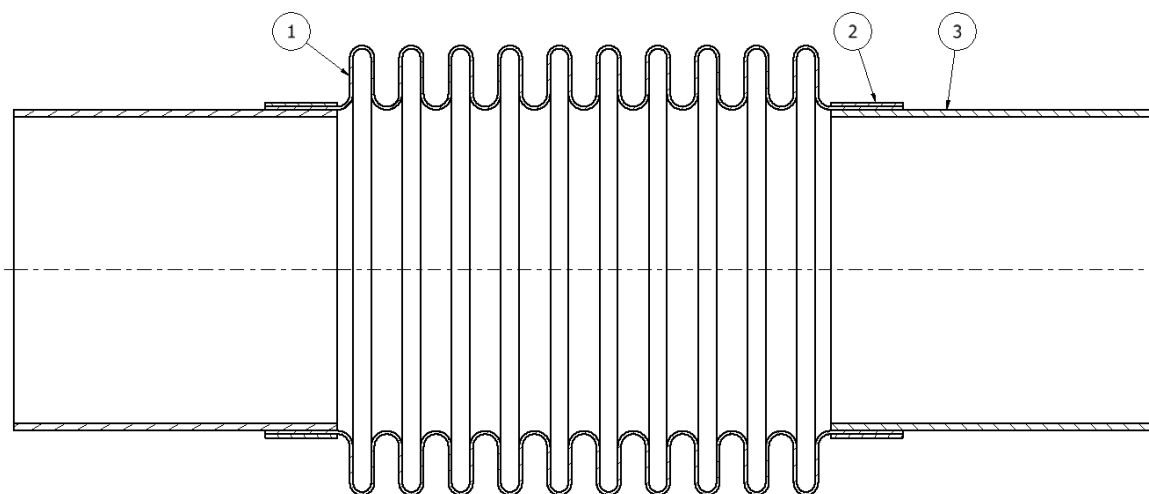
ASME	American Society of Mechanical Engineers
BPVC	Boiler and Pressure Vessel Code
EJMA	Expansion Joint Manufacturers Association
HCF	High Cycle Fatigue
LCF	Low Cycle Fatigue

1 JOHDANTO

1.1 Masino Industry ja monikerroksiset metallipaljetasaimet

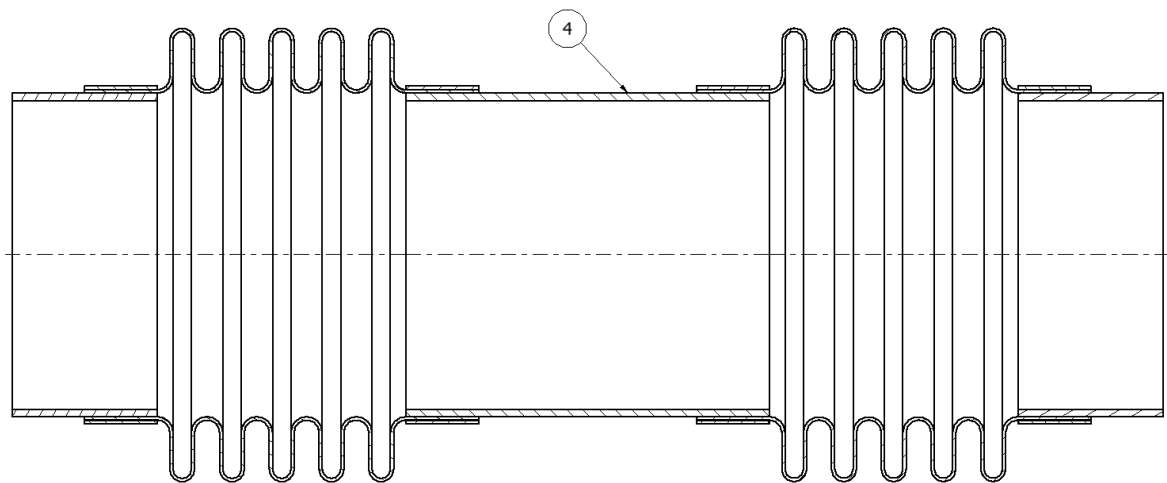
Tämä diplomityö käsittelee Masino Industry Oy:ssä valmistettavien metallipaljetasaimien palje-elementin mitoittamista sisäistä painetta ja toistuvaa siirtymää vastaan. Masino Industry on osa vuonna 1958 alkunsa saanutta Masino-konsernia, johon kuuluu seitsemän itsenäistä tulosyksikköä keskittyen voimansiirtoon, liitostekniikkaan, hitsaustekniikkaan, kalliionlujitustuotteisiin sekä LVI- ja rakennusalan tarvikkeisiin. Konsernin liikevaihto on noin 60 miljoonaa euroa ja se työllistää noin 150 henkeä toimien Suomessa neljällä paikkakunnalla (Masino 2021.) Masino Industryn toimialana ovat putkistotuotteet sekä niiden valmistus. Yritys on alun perin perustettu vuonna 1978 nimellä Prospero Ky ja osaksi Masino-konsernia yritys liittyi vuonna 1989 (Salonsalmi 2008, s. 71.) Masino Industrylla on kaksi päätuotelinjaa: joustavat metalliletkut ja monikerroksiset metallipaljetasaimet.

Paljetasain on yhdestä tai useammasta palje-elementistä koostuva putkiston osa, joka on suunniteltu kompensoimaan putkistossa tapahtuvia pituuden muutoksia, tavallisesti lämpölaajenemista tai värähtelyä. Palje-elementti on paljetasaimen monikerroksinen joustava osa, joka koostuu yhdestä tai useammasta aallosta, joka mahdollistaa paljetasaimen altistumisen erilaisille siirtymille. (EJMA 2016.) Kuvassa 1 on yksiosaisen paljetasaimen poikkileikkauksen piirustus.



Kuva 1. Yksiosainen paljetasain

Kuvan 1 paljetasain on varustettu putkipäillä ja se koostuu kolmesta eri komponentista seuraavasti: palje-elementti (1), tukipanta (2) ja putkipäät (3). Paljetasainta, jossa on kaksi palje-elementtiä, kutsutaan kaksiosaiseksi paljetasaimeksi (myös universaalitasain). Kaksiosaisessa paljetasaimessa palje-elementit yhdistetään toisiinsa väliputkella. Kaksiosaisen paljetasaimen etuna verrattuna yksiosaiseen on sen kyky kompensoida suurempia liikkeitä. (EJMA 2016.) Kuvassa 2 on kaksiosaisen paljetasaimen poikkileikkauksen piirustus.

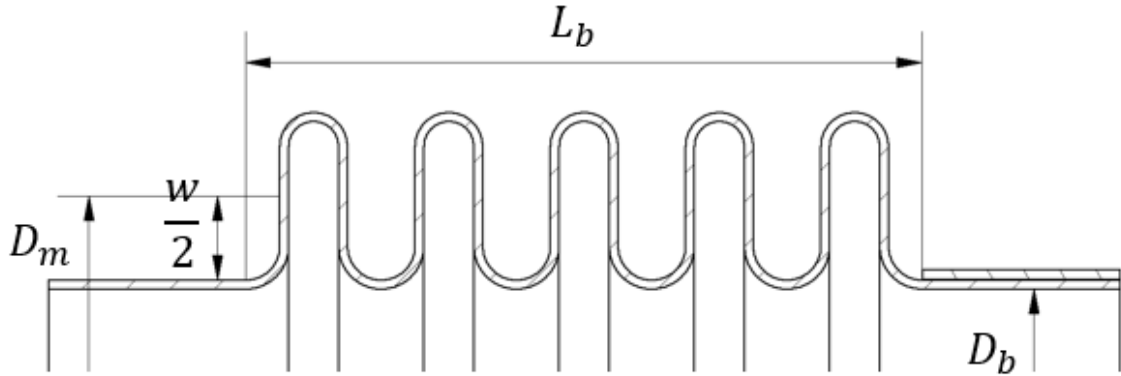


Kuva 2. Kaksiosainen paljetasain (universaalitasain)

Kuvan 2 paljetasain koostuu samoista komponenteista kuin kuvan 1 paljetasain, mutta erona kuvan 1 paljetasaimen on väliputki (4), joka yhdistää kaksi palje-elementtiä. Palje-elementin tehtävänä on kompensoida putkistossa tapahtuvat liikkeet ja tukipannan tehtävänä on tukea palje-elementin suoraa osuutta sisäisen paineen vaikutukselta. Hitsattavat putkipäät toimivat kuvan paljetasaimen liitoselementteinä. Putkipäiden sijaan paljetasain voidaan varustaa esim. laippaliitännällä. Paljetasain voi olla myös nivelöity tukiraudoin sallien jouston joko yhteen tai useampaan tukiraudoilla rajoitettuun tasoon.

Paljetasain on hyvä esimerkki laitteesta, joka altistuu toistuvalla kuormituksella ollen näin altis väsymiselle. Monikerroksisen paljetasaimen palje-elementti valmistetaan ohuesta metallilevystä, joka mankeloidaan ja hitsataan pituushitsillä lieriöksi ja jonka jälkeen kerrokset asetetaan sisäkkäin. Poimut palje-elementtiin voidaan valmistaa esim. hydraulisesti puristamalla tai painosorvaamalla. Kehänsuuntaisia hitsejä ei itse palje-elementissä ole lainkaan.

Palje-elementin geometriaa esitellään tarkemmin kuvassa 3.



Kuva 3. Palje-elementin geometria

Kuvassa 3 esitetään palje-elementin kaksi merkittävää halkaisijaa, liitospään sisämitta D_b sekä aallon keskihalkaisija D_m . Kuvassa 3 esitetään myös aallotetun osan pituus L_b sekä aallon korkeus w . Palje-elementti koostuu N kappaleesta aaltoja, jotka ovat keskenään samankaltaisia. Palje-elementin yksittäisen aallon geometriaa esitellään tarkemmin kappaleessa 2.2.

1.2 Tutkimusongelma ja tutkimuskysymykset

Paljetasaimen rakenteen suunnitteluun ja hinnoitteluun on olemassa yrityksen sisäinen, Excel-pohjainen sovellus, joka käyttää hyväkseen erillisiä Excel-pohjaisia laskentaohjelmia. Ongelmana on, että tämänhetkiset eri normien mukaiset laskentaohjelmat ovat keskenään irrallisia ja näiden integrointi suunnitteluohjelmaan on vajavaista. Yritys valmistaa paljetasaimia kolmen eri standardin mukaisesti lopputuotteen asennuskohteen mukaan, taulukon 1 esittämällä tavalla.

Taulukko 1. Masino Industryn käyttämät standardit

SOVELLUS	NORMI
Eurooppalaiset painelaitteet	SFS-EN 14917
Merenkulun sovellukset	EJMA 10th Edition
Kansainväliset sovellukset	ASME BPVC VIII.1

Koska integrointi suunnittelun käyttämän sovelluksen ja laskentaohjelmien välillä on vajavainen tai sitä ei ole lainkaan, on paljetasaimen suunnittelu eri standardien välillä työlästä ja vaatii tapauskohtaista käsityötä. Nykyiset laskentaohjelmat myös käsittelevät sovelluksesta eri laskentaohjelmiin vietävää tietoa keskenään eri tavalla. Kaupallisia sovelluksia palkeiden suunnittelulaskentaan on saatavilla rajoitetusti, ja nämä koskevat lähes yksinomaan ainoastaan EJMA-standardin laskentaa. Näiden integroiminen yrityksen sisäiseen sovellukseen olisi todennäköisesti mutkikasta, jos lainkaan mahdollista. Pääasiallinen tutkimuskysymys on, että onko mahdollista laatia laskentaohjelma, joka yhdellä sovelluksen antamalla syötteellä suorittaa kolmen eri standardin mukaisen laskennan paljetasaimen palje-elementin mitoittamiselle. Hypoteesina on, että laskennan suorittaminen yhdellä syötteellä on mahdollista. Lisätutkimuskysymyksinä toimivat myös seuraavat aiheet:

- Millaisia kuormitustapauksia syntyy paljetasaimen palje-elementille ja miten ne eri standardeissa käsitellään?
- Mihin palje-elementin eliniän laskenta perustuu ja miten sen määrittäminen eri normeissa eroaa toisistaan?

1.3 Työn tavoitteet ja rajaus

Välittömänä päätavoitteena on laatia laskentaohjelma, joka palauttaa suunnitteluohjelmasta annetun syötteen perusteella taulukossa 1 esiteltyjen kolmen eri standardin mukaisen laskennan tulokset ja kertoo, onko tuote normin vaatimusten mukainen. Tavoitteena on, että kaikkien standardien eri vertailtavat ehdot selvitetään ja laskentaohjelman käyttäjä saa vertailujen tulokset suunnitteluarvojen syöttämisen jälkeen. Tavoitteena on myös, että jokaisesta eri standardista on mahdollista laatia tulostettava asiakirja, jossa standardin laskenta esitetään joko suunnittelijan, asiakkaan tai kolmannen osapuolen tarpeisiin. Välillisenä tavoitteena on laatia kattava selvitys siitä, millaisille eri kuormitustapauksille paljetasaimen altistuu ja miten ne eri standardeissa käsitellään. Välillisenä tavoitteena on myös perehdyttää diplomityön tekijä palje-elementin kuormitustapauksiin ja mitoitusperusteisiin siten, että diplomityön tekijä osaa näitä tulevaisuudessa asianmukaisesti käsitellä.

Työ rajattiin koskemaan ainoastaan palje-elementin mitoitusta, jättäen paljetasaimen muiden teräsosien, kuten putkien, virtausputkien, laippojen, kehärautojen ja muiden nivelrautojen mitoitus työn ulkopuolelle. Työ rajattiin myös käsittelemään ainoastaan poikkileikkaukseltaan pyöreän paljetasaimen laskenta, koska yhteistyöyritys ei valmista esim. suorakaiteen

muotoisia paljetasaimia. Laskentaan sisällytettiin alustavasti mahdollisuus ainoastaan auste-
niittisten teräslaatujen laskenta, rajaten ferriittiset teräkset ja nikkeliseokset tämän työn ul-
kopuolelle. Laskenta ei myöskään käsittele virumiskestävyyttä eikä paljetasaimen esijänni-
tystä oteta toistaiseksi huomioon. Laskennassa käsiteltävien palje-elementtien oletetaan ole-
van kylmämuovattuja, eli valmistuksen jälkeisiä lämpökäsittelyjä palje-elementille ei oteta
huomioon.

1.4 Työn rakenne ja tutkimusmenetelmät

Rakenteellisesti työ jakautuu kahteen osaan, joista ensimmäinen on kirjallisuuskatsaus, jossa
käsitellään lyhyesti työn sisällön kannalta merkityksellistä aineistoa. Ensimmäinen osa kat-
taa ensin katsauksen käsiteltäviin standardeihin ja niiden taustoihin. Standardien taustoitta-
misen jälkeen kirjallisuustutkimus keskittyy lujuuslaskennan perusteoriaan ja materiaaliop-
piin, käsitellen lähinnä teräksen perusominaisuudet ja teräksen kylmämuovauksen teoreetti-
sen perustan. Hieman syvemmin käsitellään toistuvan kuormituksen aiheuttamaa metallin
väsymistä ilmiönä, väsymislaskennan peruseräotteita, menetelmiä sekä käyttötapoja. Kir-
jallisuustutkimus jatkuu palje-elementtiin syntyvien kuormitustapausten tutkimisella aiem-
min alustettujen standardien mukaisesti. Työssä käydään lävitse soveltuvin osin merkityk-
sellisimmät kuormitustapaukset, niiden käsittely sekä kuormitustilanteiden muodostumisen
periaatteet ja lähtökohdat. Myös merkittävimmät paljetasaimen vaatimustenmukaisuuteen
vaikuttavat vertailuehdot esitetään.

Toisessa osuudessa tutkimusmenetelmä toimii tekninen laskenta ja tässä osiossa laaditaan Ex-
cel-pohjainen laskentaohjelma, joka annetuin rajauksin toteuttaa suunnitteluohjelmasta saa-
dulla syötteellä lujuuslaskennan tulokset ja vertailuehtojen toteutumisen kolmen eri standar-
din mitoitusperusteisiin verraten. Tässä osuudessa käydään lävitse laskentaohjelman laatimi-
sen vaiheet. Painelaitteita koskevan teknisen laskennan perustana luonnollisesti toimivat ma-
teriaalitiedot ja niiden käsittely on kuvattu myös tässä osuudessa. Toisessa osuudessa tarkas-
tellaan myös laskentaohjelman luotettavuutta vertailulaskentojen avulla. Tutkimuksen ai-
kana ongelmaksi muodostui ekvivalenttiliikkeen muodostuminen eri standardeissa ja tätä
tutkittiin herkkyystarkastelun avulla. Myös väsymislaskennan luotettavuuden astetta ja kei-
noja parantaa tätä tutkittiin herkkyystarkastelun ja teknisen laskennan avulla. Työn raken-
teeseen ja sisältöön kokonaisuutena on vaikuttamassa myös tarkoitus käyttää valmista työtä
koulutus- ja perehdytysmateriaalina sellaisenaan yrityksen sisällä.

2 KIRJALLISUUSKATSAUS

2.1 Paljetasaimia koskevat standardit

Tässä kappaleessa esitellään lyhyesti työssä käsiteltävät standardit, niiden historia sekä asema. Tässä kappaleessa esitellään myös tarkemmin palje-elementin aallon geometria ja soveltuvuuden ehdot eri standardien mukaan.

2.1.1 EJMA-standardi

Paljetasaimien valmistajien yhdistys Expansion Joint Manufacturers Association (EJMA) perustettiin vuonna 1955 yritysten toimesta, joilla oli kokemusta paljetasaimien käytöstä, suunnittelusta ja valmistuksesta. Vuonna 1958 EJMA julkaisi ensimmäisen standardinsa, joka sai nimen ”Standards of the Expansion Joint Manufacturers Association, Inc.”. Ensimmäinen julkaistu standardi oli luonnollisesti hyvin pelkistetty ja standardi käsitteleekin ainoastaan paljetasaimen pituussuunnassa tapahtuvaa joustoa. Yhdistyksen toiminta sekä jatkuva paljetasaimien tutkiminen ja testaaminen on kuitenkin johtanut siihen, että suunnittelutieto on tarkentunut vuosien edetessä. EJMA kuitenkin standardinsa esipuheessa korostaa, ettei kyseessä ole valmistusstandardi tai laadunvarmistusasiakirja, vaan standardi sisältää lähinnä suosituksia paljetasaimien soveltamiselle käytössä ja tarjoaa syventävää teknistä tietoa paljetasaimien suunnittelua varten. EJMA-standardi ei myöskään ota kantaa paljetasaimien valmistusmenetelmiin eikä tarjoa esim. ohjeita laadunhallintaan, kuten rikkomattoman aineen koetuksen laajuuteen, vaan näiden laajuus tulisi valita sovellettavasta tuotestandardista. Yhdistykseen kuuluu tällä hetkellä 13 paljetasaimien valmistajaa maailmanlaajuisesti ja EJMA-standardeja on julkaistu nyt kymmenen kappaletta, ajantasaisen version ollessa kirjoitushetkellä Tenth Edition, joka on julkaistu vuonna 2016. (EJMA 2016, s. ii.)

Siitä huolimatta, että EJMA ei pidä standardinsa sisältöä ns. virallisena valmistus- tai suunnittelunormina, on mainittava, että suuri osa merenkulun luokituslaitoksista tunnistaa EJMA-standardin ja nojaa vaatimustenmukaisuuden arviointinsa sille, että paljetasain on suunniteltu EJMA-standardin vaatimusten mukaisesti. Käytännössä EJMA-standardin mukainen suunnittelu on edellytys paljetasaimen tyyppihyväksynnälle. EJMA-standardi koostuu yhdeksästä kappaleesta käsitellen standardin soveltamisalan ja paljetasaimien käyttökohteet, suunnittelun, tarkastuksen ja testauksen, pakkaukseen ja asennukseen saakka. Tässä

työssä keskitytään lähes yksinomaan kappaleeseen neljä, jossa käsitellään pyöreän paljetasaimen suunnitteluun liittyvät seikat ja laaditaan laskentaohjelma, joka mitoittaa paljetasaimen EJMA-standardin mukaiseksi.

2.1.2 ASME BPVC

American Society of Mechanical Engineers (ASME) on pohjoisamerikkalainen vuonna 1880 perustettu voittoa tavoittelematon järjestö, jonka perustivat amerikkalaiset koneenrakentajat tavoitteenaan kehittää koneteollisuuden standardeja ja yhtenäistettyjä toimintatapoja. Parhaiten ASME tunnetaan kattiloiden ja painelaitteiden turvallisuuden eteen tehdystä työstä 1900-luvun alkupuolella. Vuonna 1915 ASME julkaisi Boiler & Pressure Vessel Coden (BPVC), jonka tarkoituksena oli muodostaa standardi painelaitteiden turvallista suunnittelua ja valmistusta varten. ASME BPVC on myöhemmin viety osaksi kansallista lainsäädäntöä suurimmassa osassa Pohjois-Amerikkaa ja ASME BPVC on käytössä maailmanlaajuisesti yli sadassa maassa. (ASME 2021.)

ASME BPVC sisältää 31 julkaisua ja ajantasainen versio on vuoden 2019 painos. Tämän työn kannalta merkittävin julkaisu on Section VIII, Rules for Construction of Pressure Vessels Division 1, joka sisältää suunnitteluohjeen paljetasaimille osuudessa Mandatory Appendix 26. Materiaalispesifikaatio suunnittelun tueksi annetaan julkaisussa Section II, Materials. Tässä työssä laadittavaan laskentaohjelmaan sisällytetään Mandatory Appendix 26 mukainen paljetasaimen laskenta.

2.1.3 Painelaitedirektiivi, harmonisoidut standardit ja EN 14917

Direktiivi 2014/68/EU:n (painelaitedirektiivi) tavoitteena on taata soveltamisalansa tuotteiden vapaa liikkuvuus Euroopan unionin alueella tähdäten samalla korkeaan turvallisuustasoon. Painelaitedirektiivi sisältää menettelyt painelaitteiden suunnitteluun, valmistukseen ja vaatimustenmukaisuuden arviointiin. (European Commission 2020.) Suomessa painelaitedirektiivi on osa kansallista lainsäädäntöä, joista mainittavimmat ovat Valtioneuvoston asetus painelaitteista 2016/1548 ja Painelaitelaki 2016/1144. Lainsäädäntöä valvova viranomainen on Turvallisuus- ja kemikaalivirasto Tukes (Painelaitelaki 2016/1144).

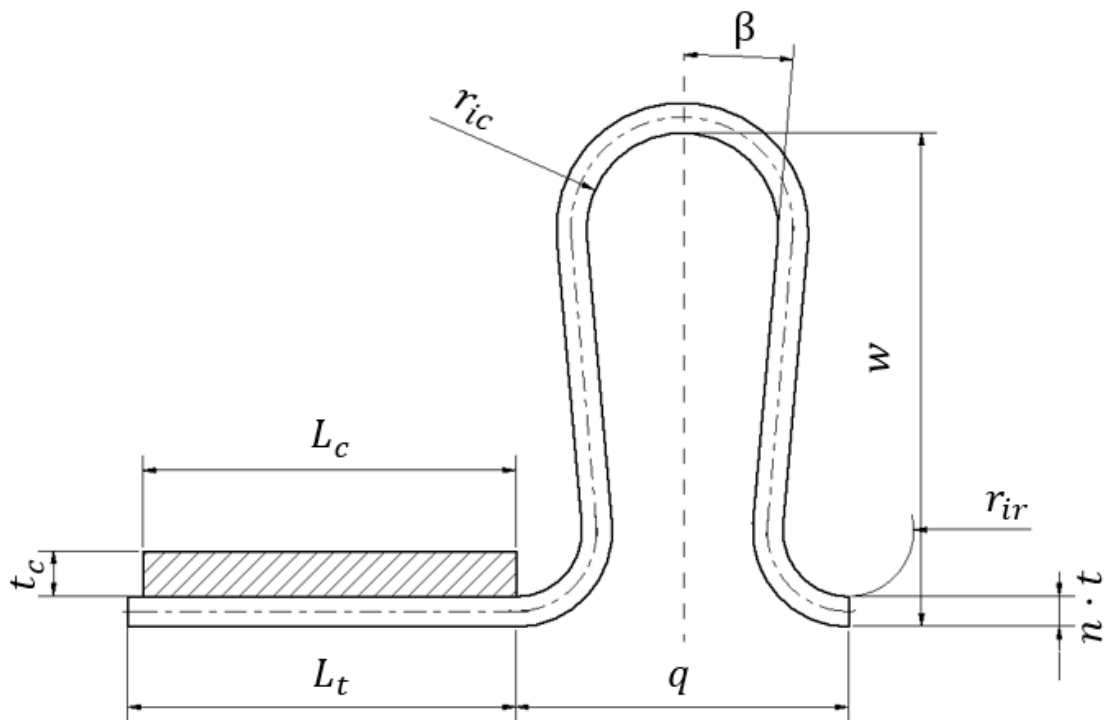
Painelaitelain (2016/1144) mukaan harmonisoidulla standardilla tarkoitetaan ”eurooppalaista standardia, joka on vahvistettu Euroopan komission esittämän pyynnön perusteella

unionin yhdenmukaistamislainsäädännön soveltamiseksi.” Paljetasaimia käsittelevä eurooppalainen standardi on SFS-EN 14917:2009+A1:2012 (Metal bellows expansion joints for pressure applications), jonka kappaleen mukainen laskenta sisällytetään tässä työssä laadittavaan laskentaohjelmaan.

Paljetasaimia käsitellään myös muissa EN-standardeissa, kuten putkistostandardissa SFS-EN 13480-3:2017 (Metallic industrial piping. Part 3: Design and calculation). Paljetasaimien osalta putkistostandardi viittaa suoraan standardiin EN 14917:2009 näiden suunnittelussa (SFS-EN 13480:2017, s. 209). Myös painesäiliöitä käsittelevä standardi SFS-EN 13445-3:2014 (Unfired pressure vessels. Part 3: Design) käsittelee paljetasaimet omana kokonaisuutenaan, sisältäen myös näiden suunnittelua koskevan laskennan. Laskenta mukailee standardia SFS-EN 14917 ollen suurilta osin täsmälleen samanlainen. Standardin SFS-EN 13445 mukaista laskentaa ei käsitellä tässä työssä.

2.2 Soveltuvuuden ehdot

Yleisesti standardinmukaisessa paljetasaimessa on enintään viisi kerrosta n , joilla on keskenään sama aineenvahvuus t ja ne ovat valmistettu samasta materiaalista. Tämän lisäksi on olemassa valmistusteknisiä rajoitteita, joka ohjaa palje-elementin aallon muodon pysymistä normin mukaisena. Kuvassa 4 on esitetty yksityiskohtainen poikkileikkaus palje-elementin yksittäisen aallon profiilista.



Kuva 4. Palje-elementin aallon geometria

Yleisesti on myös voimassa kuvan 4 mukaisille säteille r_{ic} ja r_{ir} sallittu 10 % keskinäinen ero. Aallonkorkeus on rajoitettu suhteessa palje-elementin sisähalkaisijaan seuraavasti:

$$w \leq \frac{D_b}{3} \quad (2.1)$$

Aallon poikkileikkauksen pystyseinämien ei tule olla täysin suorat, vaan ne saattavat olla keskenään eri linjassa, kunhan seuraava ehto täyttyy:

$$-15^\circ \leq \beta \leq 15^\circ \quad (2.2)$$

2.2.1 EJMA 10th Edition

Kaikkien normien kesken yhteisten soveltuvuusehtojen lisäksi EJMA-standardi esittää aallon geometriaan seuraavat rajoitteet palje-elementin kokonaisainevahvuudelle:

$$nt \leq 9.53 \text{ mm} \quad (2.3)$$

Sekä aallon pyöristyssäteelle suhteessa kokonaisainevahvuuteen:

$$r_{ic} \text{ \& } r_{ir} \geq 3t \quad (2.4)$$

2.2.2 EN 14917

EJMA-standardin ja yleisten soveltuvuusehtojen lisäksi on olemassa tuotestandardikohtaisia rajoituksia. EN 14917 rajoittaa aallonpituuden q suhteessa ainevahvuuteen ja aallon muotoon seuraavasti:

$$q > 2(r + nt) \quad (2.5)$$

Jossa r on joko r_{ic} tai r_{ir} . Näiden ollessa erisuuret, laskentaan valitaan näistä suurempi. Aallon profiilille on voimassa seuraava rajoitus:

$$r_i \geq 2t \quad (2.6)$$

Jossa r_i on säteiden r_{ic} ja r_{ir} aritmeettinen keskiarvo. EN 14917 rajoittaa myös aallonkorkeudelle vähimmäismitan suhteessa aallon profiiliin seuraavasti:

$$w \geq 2r_m \quad (2.7)$$

Jossa r_m on palje-elementin aallon pyörähdyspinnan keskisäde, joka määritetään seuraavasti:

$$r_m = r_i + \frac{nt}{2} \quad (2.8)$$

Lisäksi tukipantaa suositellaan käytettäväksi, jos palje-elementin pään suora osuus täyttää seuraavan ehdon:

$$L_t \geq 0,5\sqrt{D_b t} \quad (2.9)$$

2.2.3 ASME BPVC Mandatory Appendix 26

ASME BPVC:n asettamien rajoitusten painopiste on hieman erilainen. Mandatory Appendix 26 rajoittaa aallotetun osan pituuden suhteessa palje-elementin sisähalkaisijaan seuraavasti:

$$L_b \leq 3D_b \quad (2.10)$$

Sekä palje-elementin kokonaisainevahvuuden seuraavasti:

$$nt \leq 5 \text{ mm} \quad (2.11)$$

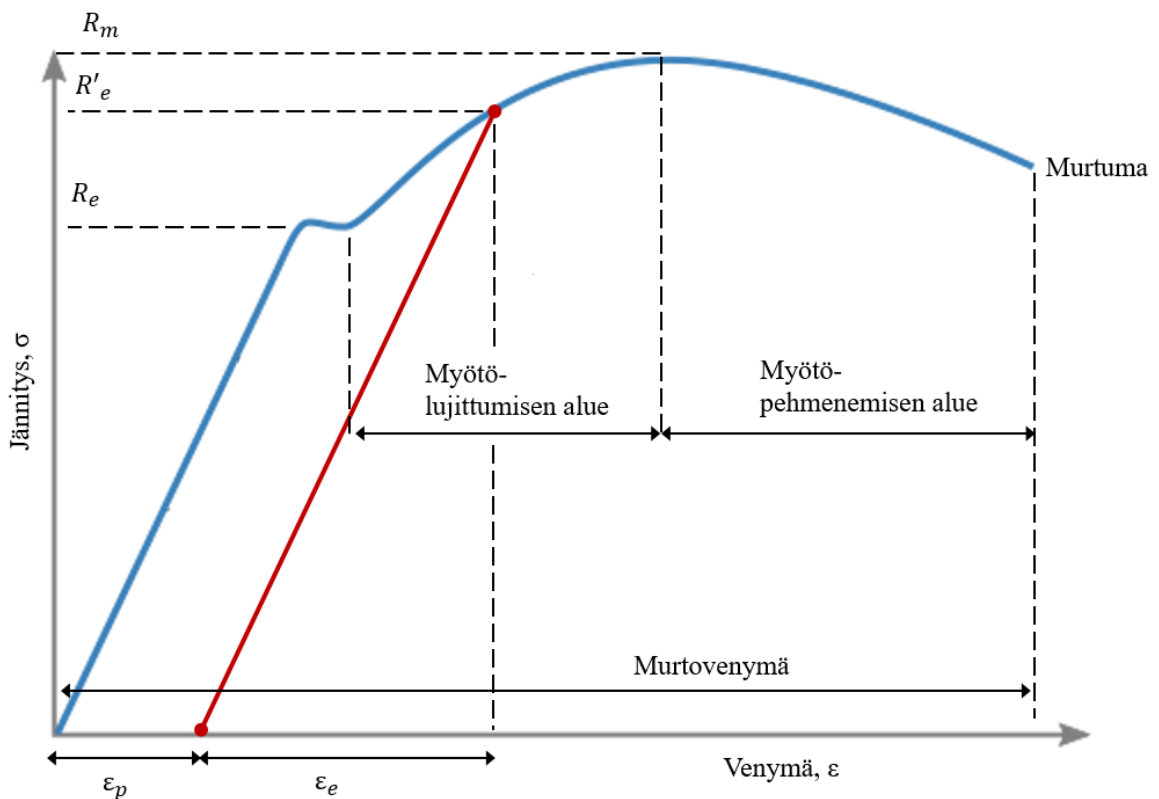
Jonka lisäksi rajoitukset ulottuvat myös liitoselementteihin, joihin palje-elementti kiinnitetään seuraavasti:

$$L_s \geq 1,8\sqrt{D_s t_s} \quad (2.12)$$

Jossa L_s on palje-elementtiin kiinnitettävän putken pituus, t_s on putken ainevahvuus ja D_s putken halkaisija.

2.3 Teräksen myötölujittuminen

Rekristallisaatiolämpötilan alapuolella tapahtuvaa metallilevyn muovausta kutsutaan kylmämuovaukseksi. Kylmämuovauksella tarkoitetaan kappaleeseen syntyvää plastista venymää muovauksen vaikutuksesta. Kuvassa 5 on esitetty tyypillinen sitkeän teräksen jännitys-venymäkäyrä, josta on tunnistettavissa materiaalin murtoraja R_m ja myötöraja R_e . (Budynas & Nisbett 2015, s. 50.)



Kuva 5. Sitkeän teräksen tyypillinen jännitys-venymäkäyrä

Kuvasta on huomattavissa myös elastisen venymän ϵ_e ja plastisen venymän ϵ_p osuus tilanteessa, jossa materiaali on rasitettu yli myötörajan pisteeseen R'_e . Kuvasta voidaan päätellä, että rasittamalla materiaalia kimmoisan alueen yli, esimerkiksi kylmämuovaamalla metallilevy haluttuun muotoon, materiaali myötölujittuu, jolloin myötöraja nousee ja vastaavasti materiaaliin jäljelle jäävä sitkeys vähenee (Budynas & Nisbett 2015, s. 50)

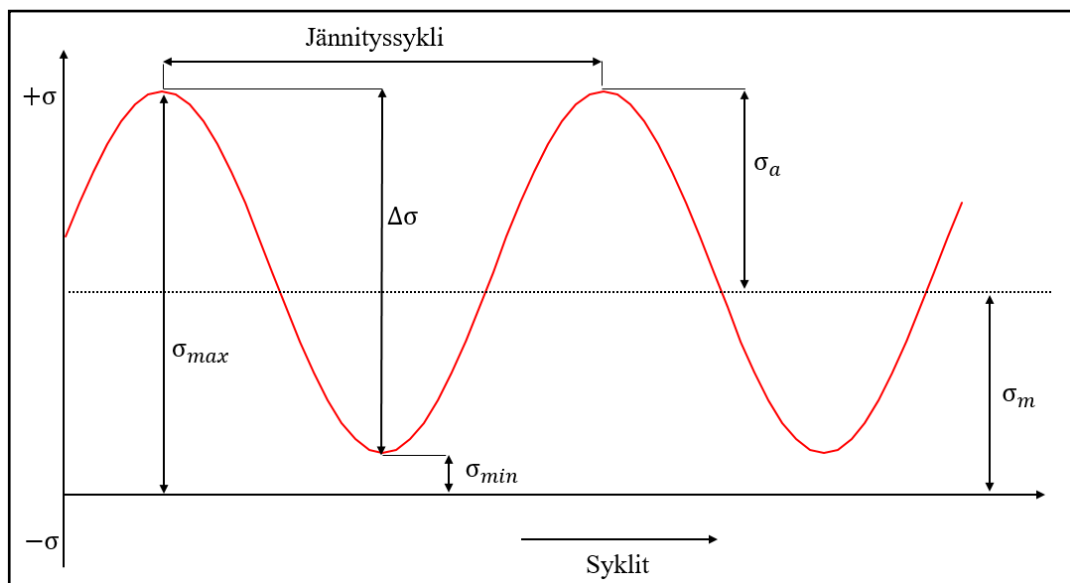
2.4 Toistuva kuormitus ja väsyminen

Tässä kappaleessa käsitellään lyhyesti väsymistä ilmiönä, keskittyen lähinnä väsymisen syntymekanismiin, väsymismurtumaan, keskeisiin peruskäsitteisiin sekä väsymislaskennan erilaisiin menetelmiin soveltuvien osin. Kappaleessa käsitellään myös lyhyesti väsymislaskennan luotettavuutta ja mahdollisuutta huomioida muuttuva kuormitus.

2.4.1 Yleistä

Perinteinen jännitys-venymäkäyrä kuvastaa hyvin materiaalin ominaisuuksia silloin, kun kappaleen kuormitustapaus on staattinen ja kappaleeseen kohdistunut kuormitus altistetaan vain kerran. On kuitenkin tavallista, että erilaiset kappaleet, kuten koneenosat, altistuvat kuormitukselle, joka muuttuu ajan funktiona. Näitä kuormituksia kutsutaan muuttuviksi, toistuviksi tai vaihtuviksi kuormituksiksi. On havaittu, että koneenosille on tyypillistä murtuminen toistuvan tai muuttuvan kuormituksen alla. Huomattavaa on, että näissä tapauksissa jännitystaso on ollut huomattavasti matalampi kuin materiaalin murtolujuus. Useissa tapauksissa nimellinen jännitystaso on jäänyt jopa materiaalin myötölujuuden alapuolelle. Yhdistävä tekijä näiden tapauksien kesken on ollut jännityksen vaihtelu. Tätä ilmiötä kutsutaan väsymiseksi ja vauriomekanismia väsymismurtumaksi. (Budynas & Nisbett 2015, s. 274.)

Kuvassa 6 on esitetty toistuva kuormitus sekä siihen liittyvät peruskäsitteet ylempi rajajännitys σ_{max} ja alempi rajajännitys σ_{min} yhdessä jännityssykliä.



Kuva 6. Toistuvan kuormituksen käsitteet ja jännityssykli

Kuvassa 6 esitetty jännityksen vaihtelu on toistuva, jaksollinen ja harmoninen, mutta ei muuttuva. Keski­jännityksen σ_m voi määrittää ylemmän ja alemman rajanjännityksen summan keskiarvona yhtälön 2.11 mukaisesti.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (2.11)$$

Jännityksen amplitudin σ_a voi määrittää ylemmän ja alemman rajanjännityksen erotuksen keskiarvona yhtälön 2.12 mukaisesti.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (2.12)$$

Jännityksen vaihteluvälin, eli jännitysalueen $\Delta\sigma$, voi määrittää jännitys­amplitudin perusteella yhtälön 2.13 mukaisesti.

$$\Delta\sigma = 2\sigma_a \quad (2.13)$$

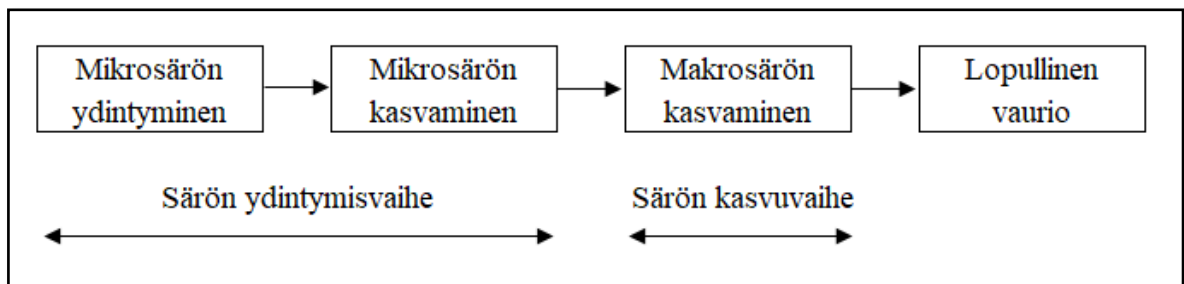
Toistuvassa kuormituksessa jokainen jännitystason vaihtelu aiheuttaa materiaaliin mikro­skooppitasolla tapahtuvan muutoksen, joka ajan kanssa kumuloituu aiempien vaihteluiden aiheuttamien muutosten kanssa, johtaen lopulta väsymismurtumaan. Yleisenä arviona pidetään, että yli 50 % koneenosien ja laitteiden mekaanisista vaurioista aiheutuu väsymisen seurauksena ja, että näistä suurin osa näistä vaurioista olisi vältettävissä tuntemalla väsymisen ilmiönä nykyistä paremmin. (Salmi & Pajunen 2010, s. 353.)

2.4.2 Väsymismurtuma

Koneiden, laitteiden ja rakenteiden suunnittelu staattisia kuormitustapauksia varten on verrattain yksinkertaista, mutta väsyminen on huomattavasti monimukaisempi ilmiö, joka tunnetaan ainoastaan osittain. Staattisesti kuormitettu kappale tavallisesti murtuu materiaalin saavutettua murtorajan ja jos kyseessä on sitkeä materiaali kuten teräs, on murtuma ennalta havaittavissa huomattavan plastisen muodonmuutoksen ansiosta. Väsymismurtuma syntyy haurasmurtuman tavoin hyvin pienen plastisen muodonmuutoksen seurauksena, tehden vä-

symismurtumasta vaarallisen ja huonosti ennustettavan vauriomuodon. Kuten haurasmurtumalla, väsymismurtuman pinnat ovat tasaiset sekä kohtisuorassa rasituksen suuntaan nähden, eikä pinnoilla ole huomattavaa kuroutumista. Väsymismurtuman vauriomekanismi on kuitenkin hyvin toisenlainen kuin haurasmurtuman. (Budynas & Nisbett 2015, s. 274.)

Väsymismurtuman keskiössä on materiaalissa oleva alkusärö ja sen kasvaminen, johtaen lopulta kappaleen murtumiseen. Kaikissa materiaaleissa on olemassa erilaisia epäjatkuvuuskohtia ja tavallisesti mikrotason särönä pidetään kokoluokaltaan 1–1000 µm säröä. Väsymismurtuman eteneminen voidaan jakaa kolmeen vaiheeseen: alkusärön ydintymiseen, särön kasvuun ja lopulliseen murtumaan kuvan 7 mukaisesti (Ranta 1992, s. 346.)



Kuva 7. Väsymismurtuman vaiheet (Ranta 1992, s. 346)

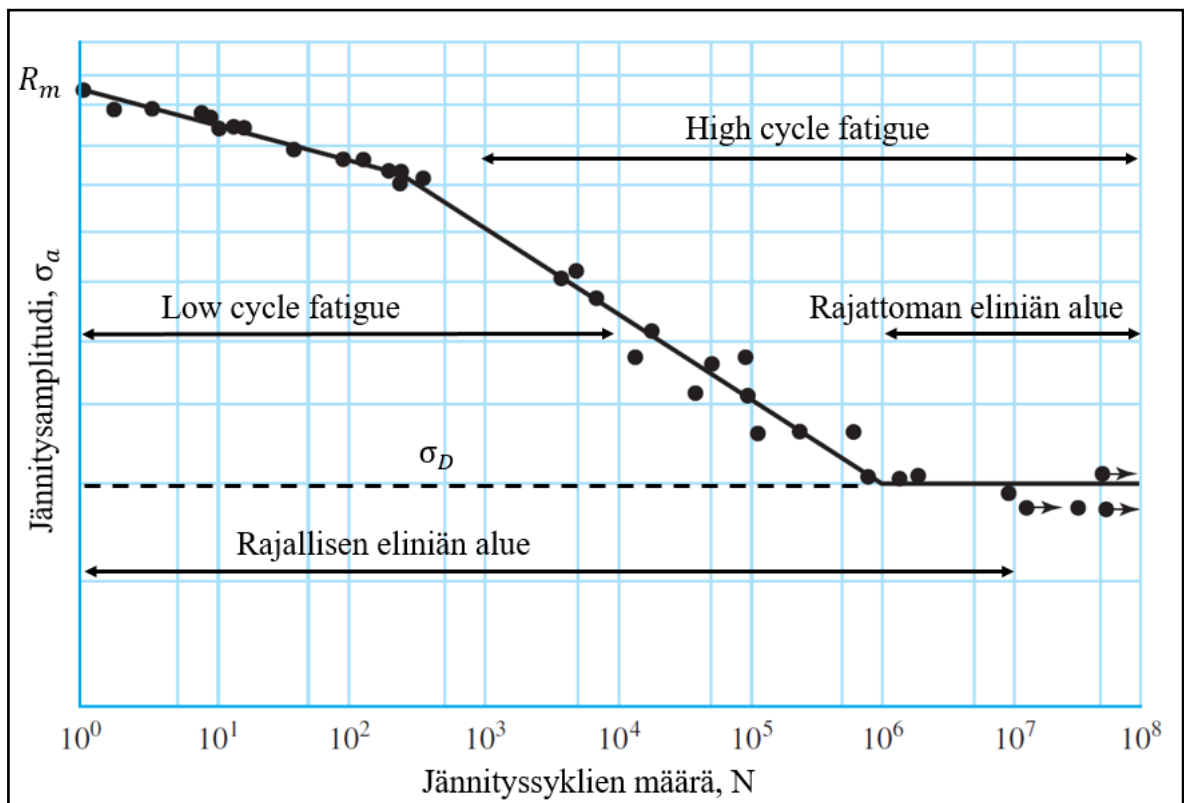
Väsymismurtuman vauriomekanismi siis tunnetaan ja väsymismurtuman tiedetään aina syntyvän toistuvasta plastisesta muodonmuutoksesta ja murtuman syntyessä, kun kappaleessa oleva särö saavuttaa kriittisen mitan. Matalilla jännitystasoilla ja korkeilla syklimäärillä plastinen muodonmuutos voi olla jopa mikroskooppisen pienellä alueella materiaalissa. Korkeammilla jännitystasoilla plastinen muodonmuutos syntyy laajemmalle alueelle ja syklimäärä, jonka materiaali kestää murtumatta, on tuntuvasti pienempi. (Salmi & Pajunen 2010, s. 355.)

2.4.3 Väsymislaskennan menetelmät

Mikäli kappaleessa on jo havaittava särö tai muu tunnistettu epäjatkuvuuskohta, voidaan kappaleen väsymiskestävyyttä ennustaa lineaarisen murtumismekaniikan mallin mukaan, joka keskittyy tunnistamaan ja määrittämään jännityshuipun epäjatkuvuuskohdassa ja tämän avulla ennustamaan särön kasvamisen kriittiseen mittaan (Budynas & Nisbett 2015, s. 281.)

Väsymiskestävyyden ennustamiseen on olemassa tämän lisäksi myös kaksi muuta laskentamenetelmää, riippuen toistuvan kuormituksen luonteesta. Matalan jännitystason ja korkean syklimäärän aluetta kutsutaan high cycle fatigue -alueeksi (HCF), jonka laskentamenetelmäksi kutsutaan ns. jännitysmenetelmää (perinteinen väsymislaskenta). HCF:n soveltamisalue on karkeasti ottaen n. 1 000 syklin ja miljoonien syklien välillä. Vastaavasti, jännitystason ollessa korkea ja syklimäärän ollessa matala, muutamista sykleistä n. 10 000 sykliin, on kyseessä low cycle fatigue -alue (LCF), jonka laskentamenetelmänä toimii ns. venymämenetelmä (myötöväsymislaskenta) (Salmi & Pajunen 2010; Budynas & Nisbett 2015.)

Kuvassa 8 on esitetty LCF-alueen ja HCF-alueen sijoittuminen jännitys-elinikäkuvaajassa, jossa vaaka-akselilla on jännityssykliden määrä N ja pystyasteikolla jännityksen amplitudi σ_a .



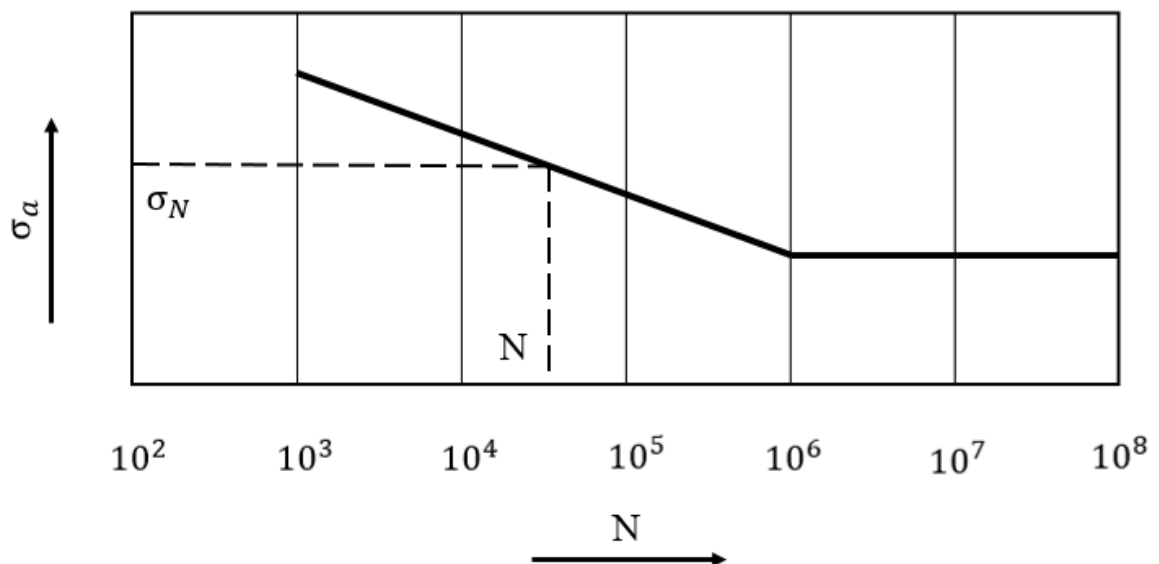
Kuva 8. Jännitys-elinikäkuvaaja (Budynas & Nisbett 2015, muokattu)

Kuvassa R_m on materiaalin murtolujuus ja σ_D on materiaalin väsymisraja. Salmen ja Pajusen mukaan (2010, s. 355) raja LCF-alueen ja HCF-alueen välillä on käytännössä häilyvä ja on mahdotonta määrittää tarkalleen, milloin olisi syytä käyttää jännitysmenetelmää venymä-

netelmän sijasta. Kuvassa näkyykkin näiden alueiden limittäisyys 1 000 ja 10 000 syklin välillä. Työssä käsiteltävien standardien lähestymistapa väsymislaskentaan perustuu austeniittisten teräslaatujen osalta jännitysmenetelmään, joten venymämenetelmää eikä murtumismekaniikan mallia käsitellä tässä työssä erikseen.

2.4.4 Jännitysmenetelmä

Jännitysmenetelmä (perinteinen väsymislaskenta) on tapa ennustaa kappaleeseen elinikä tietyllä jännitystasolla silloin, kun operoidaan HCF-alueella syklien ollessa n. 1 000 ja äärettömän välillä. Perinteinen väsymislaskenta nojaa koetuloksiin, joista mainittavin on R. R. Mooren väsytyksko, jossa ehjää koekappaletta rasitetaan täysin vaihtuvalla taivutusjännityksellä, jolloin keskijännitys on nolla. Koetuloksista muodostetaan jännitys-venymäkäyrä, joka kuvaa jännitystason ja kappaleen eliniän välistä yhteyttä. Tätä kuvaajaa kutsutaan yleisesti myös Wöhler-käyräksi (Budynas & Nisbett 2015, s. 281.) Kuvassa 9 on esitetty teräkselle ominainen jännitys-venymäkäyrä, josta on mahdollista määrittää keistoluku N ja tätä vastaava jännityksen amplitudi, eli väsymislujuus σ_N .



Kuva 9. Teräksen yksinkertaistettu Wöhler-käyrä

Huomattavaa jännitys-venymäkäyrässä on, että kun jännitys ja syklien määrä asetetaan logaritmiselle asteikolle (kantaluku 10), on muutos tuhannen ja miljoonan syklin välillä lineaarinen, sekä miljoonan syklin ylittyessä vaakasuora. Teräkselle on ominaista, että tietyn

jännitystason alapuolella materiaali kestää rajattoman määrän syklejä murtumatta. Tätä rajaa kutsutaan väsymisrajaksi σ_D . Keskiäännityksen ollessa nolla, tätä kutsutaan vaihtolujuudeksi σ_w . (Salmi & Pajunen 2010, s. 358-360.)

2.4.5 Väsymislujuuden luotettavuus

Jännitysmenetelmä on väsymislaskentamenetelmänä kaikista epätarkin menetelmä, varsinkin LCF-alueella. Toisaalta jännitysmenetelmä on myös kaikista käytetyin menetelmä, koska sitä on verrattain yksinkertaista soveltaa erilaisiin väsymislujuuden määrittystä vaativiin kohteisiin (Budynas & Nisbett 2015, s. 281.) Koska jännitysmenetelmän soveltaminen perustuu taustalla olevaan empiiriseen testiaineistoon, on otettava huomioon testeissä esiintyvä hajonta. Ellei väsymislujuutta ole reducedoitu lainkaan, on luotettavuuden aste 50 %, joka toisen testikappaleen alittaessa keskimääräisen arvon. Suurin osa saatavilla olevista väsymislujuuden arvoista on keskimääräisiä lukuja ja tavallinen väsymislujuuden keskihajonta on alle 8 % (Budynas & Nisbett 2015, s. 300.) Näin ollen halutun luotettavuuden asteen mukaan voidaan väsymislujuudelle laskea vähennyskerroin k_e seuraavasti:

$$k_e = 1 - 0,08z \quad (2.14)$$

Yhtälössä 2.14 z on normitettu arvo, jolla voidaan määrittää, kuinka monen keskihajonnan etäisyydellä ollaan keskiarvoisesta luvusta, kun katsotaan aineiston noudattelevan normaali-jakamaa. Luotettavuuskertoimia on taulukoitu taulukkoon 2.

Taulukko 2. Luotettavuuskertoimia (Budynas & Nisbett 2015, s. 301)

Normitettu arvo	Luotettavuuskerroin	Luotettavuus (%)
0	1,000	50
1,288	0,897	90
1,645	0,868	95
2,326	0,814	99
3,091	0,753	99,9
3,719	0,702	99,99

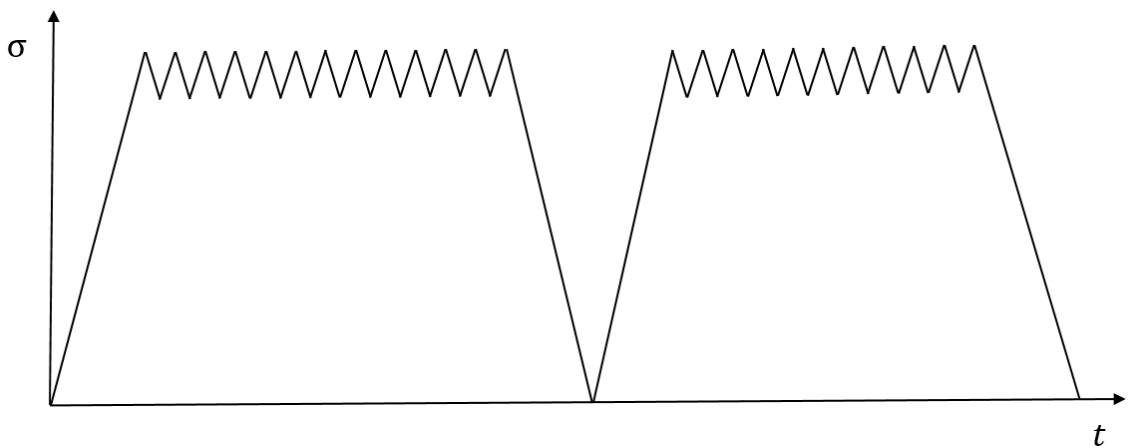
Luotettavuuskerrointa voi soveltaa alentamalla testiaineiston perusteella määritettyä väsymiskestolukua N vastaavaa väsymislujuutta σ_N seuraavasti:

$$\sigma_{Nred} = \sigma_N k_e \quad (2.15)$$

2.4.6 Muuttuva kuormitus ja kumulatiivinen vauriosumma

On tavallista, että toistuvalla kuormituksella altistuvat koneenosat ja rakenteet altistuvat myös kuormitukselle, joka ei ole jännitysalueeltaan vakio, vaan kuormitus on joko satunnaista tai tietyt, keskenään erilaiset jännitysalueen vaihtelut, toistuvat ajoittain. Useampi jännitysalue voidaan ottaa väsymislujuuden määrittämisessä huomioon ns. Palmgren-Minerin vaurioteorian avulla. Salmen ja Pajusen (2010, s. 396) mukaan ”jokainen kuormitus sykli kuluttaa rakenneosan eliniästä osuuden, joka on tätä kuormitus sykliä vastaavan kestoluvun N käänteisluku. Vaurio tapahtuu, kun kaikkien kuormituskertojen eliniästä kuluttamien osuuksien summa on yksi.”

Kuvassa 10 on esitetty yksinkertainen tilanne muuttuva-amplitudisesta jännityksestä ajan funktiona.



Kuva 10. Muuttuva-amplitudinen jännitys ajan funktiona

Palmgren-Minerin vauriosäännön yhtälö voidaan esittää yhtälön 2.16 mukaisessa muodossa:

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = D \quad (2.16)$$

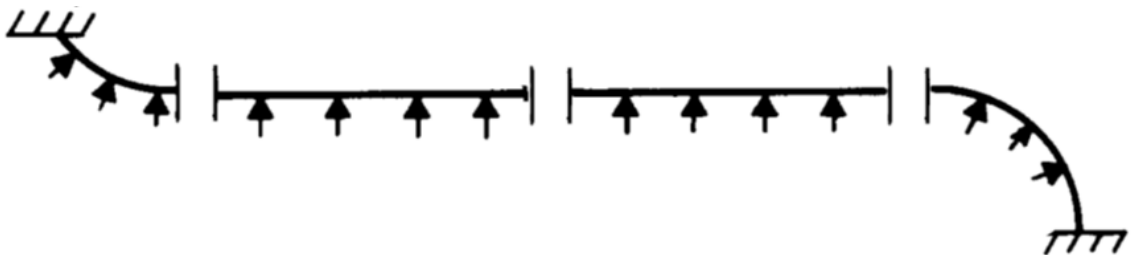
Jossa n_i on jännityssyklien määrä jännitystasolla σ_i ja N_i on jännitystasoa σ_i vastaava kestoluku. Materiaaliin seuraa vaurio, kun $D = 1$ (Budynas & Nisbett 2015, s. 330–331). Käytännössä vauriosumman arvo voi vaihdella suurestikin, riippuen kuormituksen luonteesta, mutta ilman tarkempaa tietoa on suotavaa käyttää arvoa yksi.

3 PALJE-ELEMENTIN KUORMITUSTILANTEET

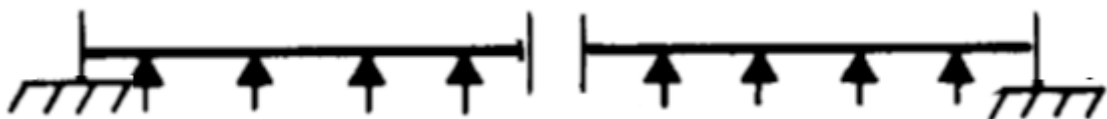
3.1 Sisäisen paineen kuormitus

Paljetasainta kuormittaa ensisijaisesti sisäinen paine. Tässä kappaleessa käsitellään tavan-omaisimmat sisäisestä paineesta johtuvat kuormitustilanteet, joiden mukaisesti paljetasaimen lujuustekniset ominaisuudet on tarkastettava kaikkien käsiteltävien standardien mukaan. EJMA-standardin laskennan lausekkeet perustuvat suurilta osin Yhdysvaltain atomienergiakomission vuonna 1964 julkaisemaan tutkimukseen NAA-SR-4527, jonka laskentatapa jännityksille on johdettu kimmoisen kuoren kalvoteorian perusteella (EJMA 2016, s. 4/22.)

Kyseisen tutkimusraportin mukaan palje-elementin jännitysten laskennassa sovelletaan rengasmaisen kuoren mitoitusyhtälöitä, katsoen palje-elementin koostuvan useasta rengasmaisen kuoren osuudesta. Samoja lausekkeitä sovelletaan mm. putkikäyrien jännitysten ratkaisuun. Tutkimuksessa määritettiin kolme laskentakeroa, joiden avulla on mahdollista yksinkertaistaa kompleksiset geometriset muodot yksinkertaisempaan muotoon, helpottaen laskentaa ja vähentäen laskennassa vaadittavien parametrien määrää. Paineenalaisen palje-elementin aallon puolikkaan käyttäytyminen pelkistettiin yksinkertaisesti tuetuksi rengaslaataksi kuvien 11 ja 12 mukaisesti. (Anderson 1964, s. 8)

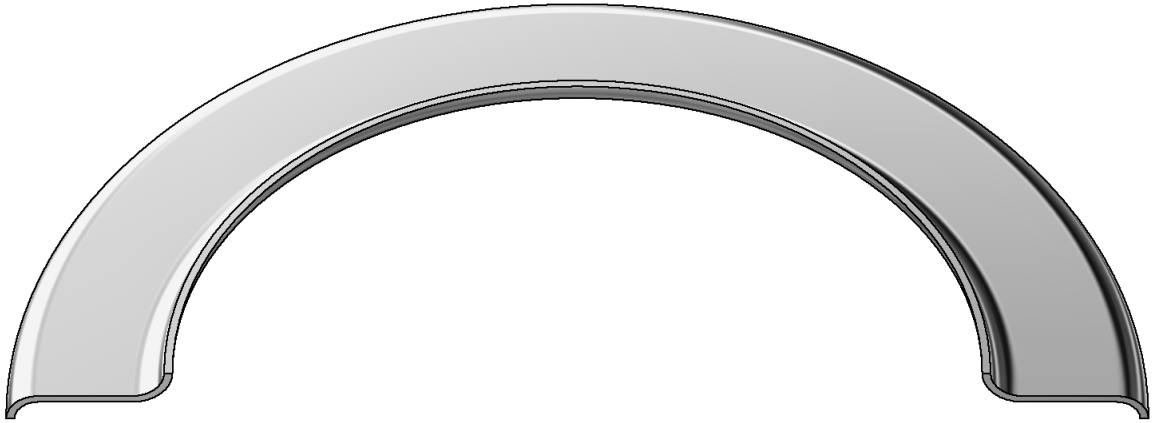


Kuva 11. Painekuormitus palje-elementin aallon puolikkaassa (Anderson 1965, muokattu)



Kuva 12. Painekuormitus yksinkertaisesti tuetussa rengaslaatassa (Anderson 1965, muokattu)

Redusoinnin periaate on intuitiivisemmin ymmärrettävissä kolmiulotteisesta näkymästä. Kuvassa 13 on esitetty palje-elementin aallon puolikkaan poikkileikkaus ennen sen yksinkertaistamista poikkileikkaukseltaan suoraksi rengaslaataksi.



Kuva 13. Palje-elementin aallon puolikkaan poikkileikkaus

Tutkimuksessa havaittiin myös, että rengaslaatan säteensuuntainen suikaleen pelkistäminen palkiksi toteutti tyydyttäviä tuloksia (Anderson 1964, s. 12.) Kolme oleellista laskentakeroainta ovat C_p , C_f , ja C_d , jotka määritetään kahden muotokertoimen avulla, jotka puolestaan perustuvat palje-elementin geometriaan seuraavasti:

$$C_1 = \frac{2r_m}{w} \quad (3.1)$$

$$C_2 = \frac{1,82r_m}{\sqrt{D_m t_p}} \quad (3.2)$$

Jossa t_p on yksittäisen paljelevyn vahvuus palje-elementiksi muovaamisen jälkeen. Redusoitu aineenvahvuus voidaan arvioida seuraavasti:

$$t_p = t \sqrt{\frac{D_b}{D_m}} \quad (3.3)$$

Sen jälkeen laskentakertoimet C_p , C_f , ja C_d voidaan määrittää muotokertoimien C_1 ja C_2 avulla erillisestä käyrästä. Koska sekä ASME BPVC että EN 14917 perustuvat mitoitusyhtälöiltään EJMA-standardiin, käsitellään tässä kappaleessa laskennan lausekkeet selkeyden vuoksi pääosin EJMA-standardissa esiintyvien yhtälöiden mukaisesti ja poikkeukset mainitaan erikseen.

3.1.1 Kehänsuuntainen kalvojäännitys palje-elementin suoralla osuudella

Ensimmäiset vertailtavat jännitykset liittyvät staattiseen paineenkestoon palje-elementin päässä, joka on muodoltaan lieriö. Merkitään palje-elementin suoran osuuden kehänsuuntaista kalvojäännitystä symbolilla σ_1 , joka määritetään seuraavasti:

$$\sigma_1 = \frac{P(D_b + nt)^2 L_t E_b k}{2(nt E_b L_t (D_b + nt) + t_c k E_c L_c D_c)} \quad (3.4)$$

Yhtälössä 3.4 D_c on tukipannan keskihalkaisija, L_c on tukipannan pituus, t_c on tukipannan vahvuus ja k on korjauskerroin, joka ottaa huomioon päätypoimun ja suoran osuuden hitsaamisen jälkeisen jäykistymisen vaikutuksen paineenkestoon (EJMA 2016, s. 4/23). E_b on palje-elementin kimmokerroin suunnittelulämpötilassa ja E_c on tukipannan kimmokerroin suunnittelulämpötilassa. Huomattavaa tämän jännityksen laskennassa on nimittäjässä esiintyvä tukipannan komponentit sisältävä termi $t_c k E_c L_c D_c$ joka osoittaa, että päätyyn vaikuttavaa jännitystä saadaan tehokkaasti rajattua käyttämällä tukipantaa suoralla osuudella.

$$\sigma_1 \leq C_{wb} f_b \quad (3.5)$$

Yhtälössä 3.5 f_b on palje-elementin sallittu jännitys ja C_{wb} on palje-elementin pituussuuntaisen hitsin lujuuskerroin. EN 14917 mukaan (2009, s. 34) lujuuskertoimia ei sovelleta lainkaan ja ASME BPVC mukaan (Section VIII 2019, s. 516) liitoksen lujuuskerroin on arvoltaan yksi. Jännitystä verrataan siis suoraan sallittuun jännitykseen. Palje-elementin tukipannan jännitys määritetään tämän lisäksi erikseen. Merkitään tukipannan kehänsuuntaista kalvojäännitystä symbolilla σ'_1 , joka määritetään seuraavasti:

$$\sigma'_1 = \frac{P D_c^2 L_t E_c k}{2(nt E_b L_t (D_b + nt) + t_c k E_c L_c D_c)} \quad (3.6)$$

Tukipannan jännitykselle pätee ehto:

$$\sigma'_1 \leq C_{wc} f_c \quad (3.7)$$

Yhtälössä 3.7 f_c on tukipannan sallittu jännitys ja C_{wc} tukipannan pituussuuntaisen hitsin lujuuskerroin. ASME BPVC mukaan (Section VIII 2019, s. 513) lujuuskertoimet luetaan taulukosta UW-12. EN 14917 tapauksessa jää tulkinnanvaraiseksi se, onko lujuuskerrointa sovellettava.

3.1.2 Kehänsuuntainen kalvojännitys palje-elementissä

Seuraavat vertailtavat jännitykset koskevat palje-elementin aallotettua osaa. Merkitään palje-elementin kehänsuuntaista kalvojännitystä σ_2 , joka määritetään seuraavasti:

$$\sigma_2 = \frac{PD_m q}{2A_c} K_r \quad (3.8)$$

Yhtälössä 3.8 A_c on palje-elementin yksittäisen aallon kehänsuuntainen poikkipinta-ala ja K_r on kehänsuuntaisen jännityksen kerroin, jota sovelletaan ainoastaan EJMA-laskennassa. σ_2 pätee EJMA-laskennan mukaan kaikille aalloille, mutta EN 14917 ja ASME BPVC mukaan ainoastaan keskimmäisille aalloille. ASME BPVC määrittää päätypoimun jännityksen seuraavasti:

$$\sigma_{2.E.A} = \frac{1 [qD_m + L_t(D_b + nt)]E_b}{2 (A_c + ntL_t)E_b + t_c L_c E_c} P \quad (3.9)$$

EN 14917 määrittää päätypoimun jännityksen seuraavasti:

$$\sigma_{2.E.E} = \frac{1 qD_m + L_t(D_b + nt)}{2 A_c + ntL_t} P \quad (3.10)$$

Koska liitosten lujuuskertoimia ei sovelleta, pätee jännityksille ehto:

$$\begin{pmatrix} \sigma_2 \\ \sigma_{2.E.A} \\ \sigma_{2.E.E} \end{pmatrix} \leq f_b \quad (3.11)$$

Palje-elementin kehänsuuntaisen kalvojännityksen käsittelyssä on standardien kesken merkittäviä eroavaisuuksia. EJMA-standardi on kolmesta normista selvästi pelkistetyin, eikä se ota päätypoimujen suurempaa rasiusta huomioon lainkaan. ASME-standardissa tämä on huomioitu ja tukipannan katsotaan ottavan osan päädyn kuormituksesta vastaan.

EN-standardi taas käsittelee tapauksen vielä konservatiivisemmin, jättäen laskennasta tukipannan termin kokonaan pois. EN-laskennan käsittelytapa johtaa väistämättä siihen, että korkeapaineisissa sovelluksissa, joissa syntyy tarve käyttää vahvempaa tukipantaa jännityksen σ_1 rajaamiseksi, muodostuu $\sigma_{2.E.E}$ staattisen paineenkeston osalta mitoittavaksi tekijäksi.

3.1.3 Pituussuuntainen kalvojännitys palje-elementissä

Paineen aiheuttama pituussuuntainen kalvojännitys palje-elementissä käsitellään kaikissa kolmessa standardissa samalla tavalla. Merkitään palje-elementin pituussuuntaista kalvojännitystä σ_3 , joka määritetään seuraavasti:

$$\sigma_3 = \frac{Pw}{2nt_p} \quad (3.12)$$

Jännitys σ_3 saa muihin jännityksiin verrattuna hyvin pieniä arvoja, eikä sitä itsessään käytetä vertailuun lainkaan.

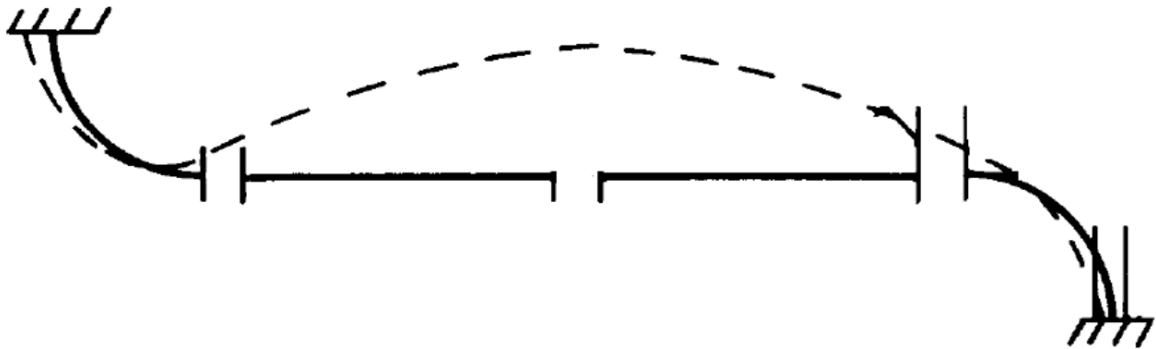
3.1.4 Pituussuuntainen taivutusjännitys palje-elementissä

Pituussuuntaista kalvojännitystä merkittävämpi pituussuuntainen jännitys palje-elementissä on palje-elementin aallon seinämään sisäisen paineen vaikutuksesta syntyvä taivutusjännitys.

Merkitään palje-elementin pituussuuntaista taivutusjännitystä σ_4 , joka määritetään seuraavasti:

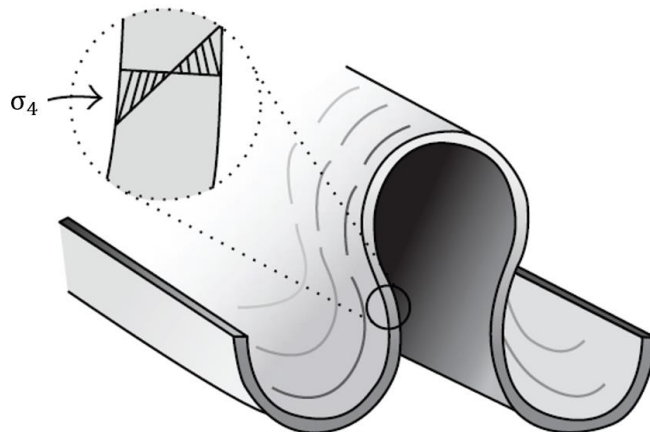
$$\sigma_4 = \frac{P}{2n} \left(\frac{w}{t_p} \right)^2 C_p \quad (3.13)$$

Jännityksen konsentraatio on palje-elementin aallon harjassa ja aallon pohjassa. Jännitys syntyy, kun sisäisen paineen vaikutus pyrkii muovaamaan aallon seinämän suoraa osuutta kaarelle sekä oikaisemaan päätyjen kaarevuutta kuvan 14 mukaisesti.



Kuva 14. Sisäisen paineen aiheuttaman taivutusjännityksen muodostuminen palje-elementin aallossa (Anderson, 1965, muokattu)

Sisäisen paineen aiheuttaman pituussuuntaisen taivutusjännityksen jakautuminen on esitetty kuvassa 15.



Kuva 15. Sisäisen paineen aiheuttaman taivutusjännityksen jakautuminen (Gawande et al. 2015, muokattu)

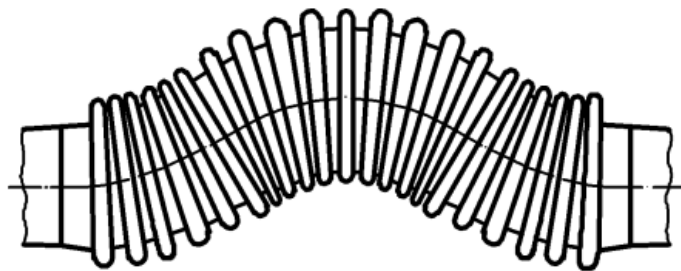
Jännityksen muodostuminen sekä vertailulogiikka ovat kaikissa standardeissa samankaltaiset. Jännitystä verrataan yhdessä σ_3 kanssa seuraavasti:

$$\sigma_3 + \sigma_4 \leq K_m f_b \quad (3.14)$$

Yhtälössä 3.14 K_m on standardikohtainen korotuskerroin. K_m saa EJMA- ja ASME-standardin laskennan perusteella arvoja käytännössä lukujen 2-3 välillä, palje-elementin valmistuksessa tapahtuvasta muokkausasteesta riippuen. EN-laskennassa kertoimen arvo on austeniittisille teräksille vakio, jonka arvo on 3 (EN 14917, 2009, s. 42). Tässä huomattavaa kääntäen on, että sallittu jännitys on siis tuntuvasti korkeampi kuin materiaalin alkuperäinen myötölujuus. Tästä voidaan päätellä, että palje-elementiksi muovatun teräslevyn muokkauslujittuminen on otettu laskennassa huomioon.

3.1.5 Palje-elementin stabiliteetti

Päistään tuetun ja sisäisen paineen kuormittama palje-elementti on altis stabiliteetin menetykselle ja se voi nurjahtaa samaan tapaan kuin puristavalle kuormalle altistettu palkki. Koko palje-elementin nurjahtaminen on ominaista palje-elementille, jossa on monta aaltoa ja verrattain korkea suhde pituuden ja halkaisijan välillä (EJMA 2016, s. 4/27.) Kuvassa 16 on esitetty palje-elementin nurjahdustapaus.



Kuva 16. Palje-elementin nurjahtaminen (EN 14917, 2009)

Suunnittelupaineen rajoitus nurjahduksen suhteen määritetään seuraavasti:

$$P_{sc} = \frac{0,34\pi C_\theta f_i}{(n_b N)^2 q} \quad (3.15)$$

Yhtälössä 3.15 C_θ on paineenalennuskerroin kulmakiertymän tapauksessa, n_b on palje-elementtien määrä paljetasaimessa ja f_i on palje-elementin yksittäisen aallon teoreettinen kimmoisa jäykkyys, joka voidaan arvioida seuraavasti:

$$f_i = 1,7 \frac{D_m E_b t_p^3 n}{w^3 C_f} \quad (3.16)$$

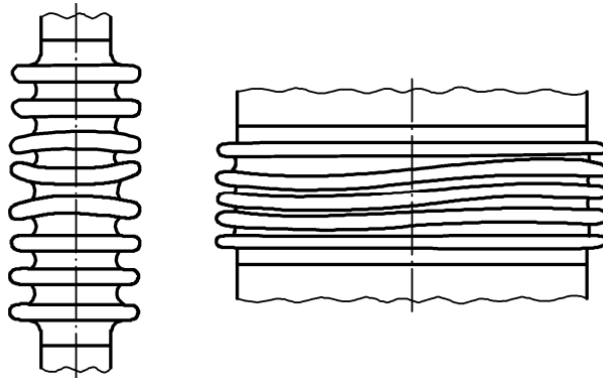
Suunnittelupaineen on täytettävä ehto:

$$P \leq P_{sc} \quad (3.17)$$

Koko paljetasaimen nurjahduksen käsittely on kaikkien kolmen standardin kesken hieman erilainen, mutta perustuu ennen kaikkea jäykkyyden arviointiin ja paljetasaimen aaltojen määrään. Jäykkyydet määritetään myös tuotestandardeissa hieman eri tavalla, eikä kaikkia tapauksia ole järkevää käsitellä tässä.

3.1.6 Yksittäisen aallon stabiliteetti

Toinen nurjahdustapaus, jolle palje-elementti on altis, on yksittäisen aallon stabiliteetin menetyks. Yksittäisen aallon stabiliteetin menetyksellä tarkoitetaan tilannetta, jossa palje-elementin yksi tai useampi ei ole enää kohtisuorassa tasossa palje-elementin keskihalkaisijaan nähden. Aalto näyttäytyy tuolloin kiemurtelevana muotona suoran aallon sijasta. (EJMA 2016, s. 4/29.) Kuvassa 17 on esitetty yksittäisen aallon stabiliteetin menetyks.



Kuva 17. Yksittäisen aallon stabiliteetin menetyks (EN 14917, 2009)

Toisin kuin koko palje-elementin nurjahdustapauksessa, alttius yksittäisen aallon stabiliteetin menetykselle koskee palje-elementtejä, joilla on verrattain matala suhde pituuden ja halkaisijan välillä. Ilmiön aiheuttajana toimii pääasiassa korkea sisäisestä paineesta syntyvä taivutusjännitys. (EJMA 2016, s. 4/29.) Suunnittelupaineen rajoitus yksittäisen aallon stabiliteetin menetyksen suhteen määritetään seuraavasti:

$$P_{si} = \frac{1,3A_c R'_e}{K_r D_m q \sqrt{\alpha}} \quad (3.18)$$

Yhtälössä 3.18 α on tasomaisen nurjahdustapauksen laskentakerroin. Suunnittelupaineen on täytettävä ehto:

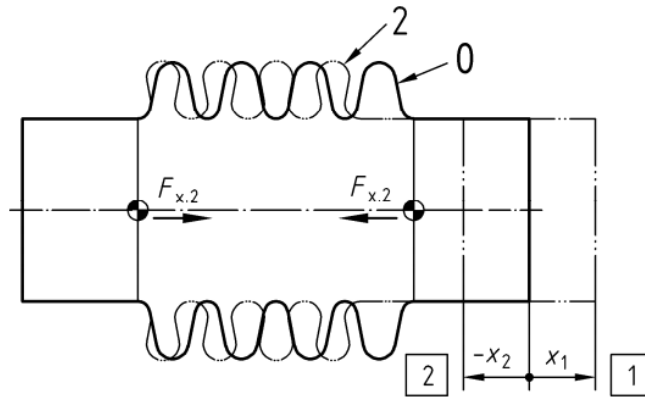
$$P \leq P_{si} \quad (3.19)$$

3.2 Liikkeistä syntyvät toistuvat kuormitukset

Paljetasainta kuormittavat sisäisen paineen lisäksi siirtymistä, kuten lämpöliikkeistä, syntyvät toistuvat kuormitukset. Tässä kappaleessa käsitellään erilaiset tapaukset, jotka otetaan huomioon paljetasainta suunniteltaessa. Kappaleessa käsitellään myös erilaisten liikkeiden yhdistäminen yhdeksi kokonaisekvivalentiksi siirtymäksi sekä paljetasaimen liikealueen määrittäminen, joka määrittää väsymislaskennassa käytettävän jännitysalueen. Varsinaiset siirtymätiedot joihin laskenta perustuu, saadaan tavallisesti putkistoille tehtävän FE-analyysin perusteella. Siirtymien määrittäminen ei kuulu tämän diplomityön soveltamisalaan.

3.2.1 Aksiaalisiirtymä

Aksiaalisiirtymä on tavallisin kompensoitava liikemuoto palje-elementissä. Aksiaalisiirtymä on palje-elementin pituusakselin suunnassa tapahtuvaa pituuden muutosta. Kuvassa 18 on esitetty Aksiaalisiirtymä palje-elementissä.



Kuva 18. Aksiaalisiirtymä palje-elementissä (EN 14917, 2009)

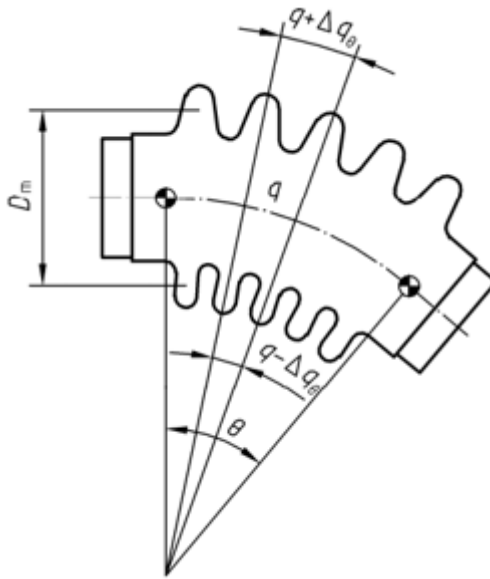
Aksiaalisiirtymän katsotaan jakautuvan tasaisesti kaikille palje-elementin aalloille. Yksittäisen aallon kokema pituuden muutos määritetään seuraavasti:

$$\Delta q_x = \frac{x}{n_b N} \quad (3.20)$$

Yhtälössä 3.20 x kokonaisliikemäärä, jolle palje-elementti altistetaan. Luku voi olla negatiivinen tai positiivinen, liikesuunnasta määräytyen. Aksiaalisiirtymän käsittely on kaikissa käsitellyissä standardeissa samanlainen.

3.2.2 Kulmakiertymä

Kun paljetasaimen pääty altistuu kiertymiselle, syntyy palje-elementtiin liike, jossa palje-elementin aaltojen toinen puoli altistuu puristukselle ja toinen puoli altistuu vedolle. Kulmakiertymä on esitetty kuvassa 19.



Kuva 19. Kulmakiertymä palje-elementissä (EN 14917, 2009)

Kulmakiertymä jakautuu tasaisesti kaikille palje-elementin aalloille. Kulmakiertymä muunnetaan ekvivalenttiseksi aksiaalisuunnan pituuden muutokseksi. Yksittäisen aallon kokema pituuden muutos määritetään seuraavasti:

$$\Delta q_\theta = \frac{D_m \theta}{2n_b N} \quad (3.21)$$

Yhtälössä 3.21 θ on kiertymä, jolle palje-elementti altistetaan. Luku annetaan positiivisena. Kulmakiertymän käsittely on kaikissa käsitellyissä standardeissa samanlainen.

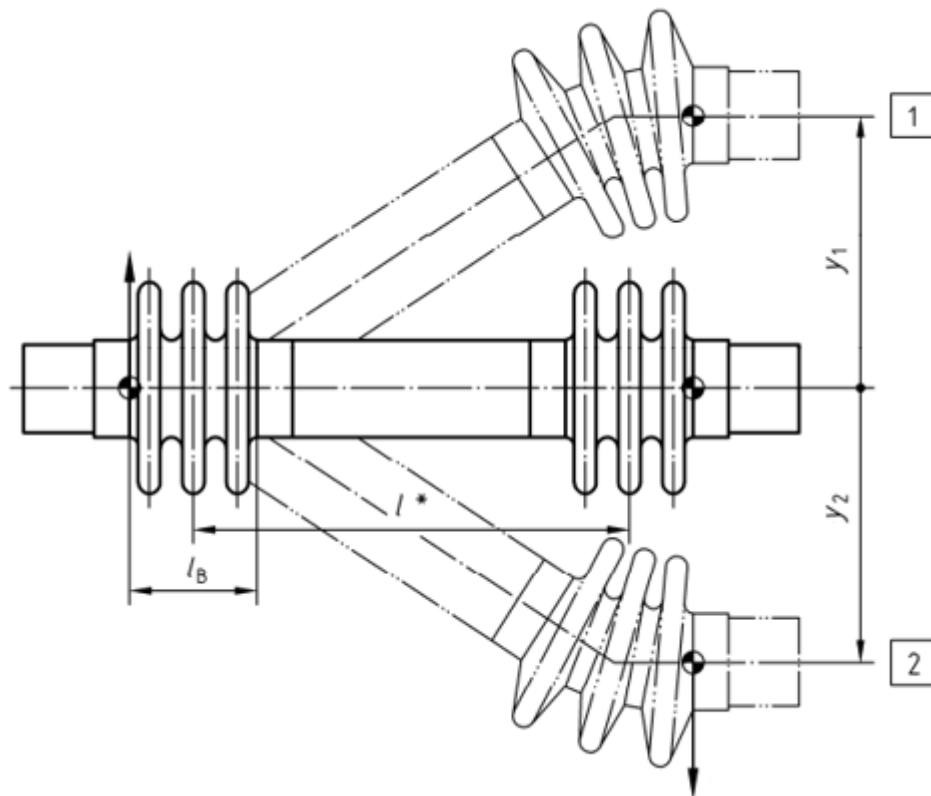
3.2.3 Lateraalsiirtymä

Lateraalsiirtymä on myös yleinen kompensoitava liikemuoto palje-elementissä. Lateraalsiirtymä on palje-elementin pituusakselin kohtisuorassa suunnassa tapahtuvaa aseman muutosta. Toisin kuin kulmakiertymän tapauksessa, lateraalsiirtymässä palje-elementin poimu-

jen pituudenmuutos ei ole yhtenevä. Lateraalsiirtymän tapauksessa poikittaissuunnassa tapahtuva liike muunnetaan ekvivalenttiseksi aksiaalisuunnan pituuden muutokseksi yksittäiselle aallolle. Yksiosaisen paljetasaimen tapauksessa se määritetään seuraavasti:

$$\Delta q_y = \frac{3D_m y}{N(L_b \pm x)} \quad (3.22)$$

Yhtälössä 3.22 y on kokonaisliikemäärä poikittaissuunnassa, jolle palje-elementti altistetaan. Luku annetaan positiivisena. Lateraalisen liikkeen kompensointiin käytetään tavallisesti kaksiosaista paljetasainta, jolloin palje-elementtien välisellä putkella saavutetaan suuremmat liikemahdollisuudet. Kuvassa 20 on esitetty lateraaliliike kaksiosaisella paljetasaimella.



Kuva 20. Lateraalsiirtymä kaksiosaisessa paljetasaimessa (EN 14917, 2009)

Kuten kuvasta voi päätellä, suurin aallon pituuden muutos syntyy keskikohdasta kauimpana olevaan aaltoon, toisen puolen puristuessa ja toisen puolen venyessä (EN 14917, 2009, s. 72).

Kaksiosaisen paljetasaimen lateraali siirtymästä aiheutuva ekvivalenttinen aksiaalisuunnan pituudenmuutos yksittäiselle aallolle määritetään seuraavasti:

$$\Delta q_y = \frac{3 D_m}{2 N L_b} \frac{1 + (L^*/L_b)}{1 + 3(L^*/L_b)^2} \frac{L^*}{L^* \pm 0,5x} y \quad (3.23)$$

Yhtälössä 3.23 L^* on palje-elementtien keskikohtien välinen pituus. Lausekkeet ovat järjestetty siten, että ne palauttavat suurimman pituudenmuutoksen arvo (EJMA 2016, s. 4/1). Kaksiosaisen paljetasaimen lateraaliliikkeen käsittely on kaikissa standardeissa samanlainen sillä poikkeuksella, että ASME BPVC laskenta ei tunnista kaksiosaista paljetasainta lainkaan.

3.2.4 Liikkeiden yhdistäminen ja liikealueen määrittäminen

Yhdistämisessä on kolme pääperiaatetta: tunnistaa suurin veto ja suurin puristus, jolle yksittäinen aalto altistuu, sekä määrittää suurimman kokonaissiirtymän itseisarvo, jolle yksittäinen aalto toistuvasti altistuu. Aiemmin esitellyt aksiaali- ja lateraali siirtymät sekä kulma kiertymä yhdistetään yhdeksi kokonaisekvivalentiksi, josta muodostuu myöhemmin jännitysalue väsymislaskennan perustaksi. Liikealueen laskemiseen vaikuttaa oleellisesti tilanne, jossa paljetasaimen oletetaan toimivan ja nämä lausekkeet soveltuvat tilanteeseen, jossa paljetasain operoi kahden eri pisteen välillä. Lausekkeet liikkeiden yhdistämiselle ekvivalenttiseksi eroavat jonkin verran kaikissa standardeissa ja tässä esitetyt lausekkeet perustuvat ASME-koodin esitykseen yksinkertaisen esitystapansa puolesta. Kuten kappaleessa 2.2. todettiin, on paljetasaimen aallon profiilille voimassa tietyt rajoitukset, jotka vielä keskenään eri normeissa ovat hieman erilaiset. Suurin puristus yksittäiselle aallolle saadaan seuraavasti:

$$\Delta q_c = \Delta q_x - \Delta q_y - \Delta q_\theta \quad (3.24)$$

Liiallinen aallon puristuma on rajoitettu, joten suurimman puristuksen tulee täyttää ehto:

$$|\Delta q_c| \leq q - 2r_m - nt \quad (3.25)$$

Suurin veto yksittäiselle aallolle saadaan vastaavasti:

$$\Delta q_c = \Delta q_x + \Delta q_y + \Delta q_\theta \quad (3.26)$$

Liiallinen aallon venyminen on rajoitettu, joten suurimman vedon tulee täyttää ehto:

$$\Delta q_c \leq q - 2r_m - nt \quad (3.27)$$

Suurimmat puristumat ja venymät lasketaan molemmille paljetasaimen toimintapisteille erikseen. Tämän jälkeen kokonaiskvivalentti voidaan näiden perusteella laskea seuraavasti:

$$\Delta q = |\Delta q_{e.2} - \Delta q_{c.1}| \quad (3.28)$$

$$\Delta q = |\Delta q_{c.2} - \Delta q_{e.1}|$$

Näistä valitaan kokonaisliikealueeksi suurempi. Soveltamalla yhtälöä 3.28 päädytään tulokseen, jossa sallitaan neutraaliasennon ylitys sekä lateraalsiirtymälle että kulmakiertymälle. ASME BPVC esittää myös suoraan mahdollisuuden operoida ainoastaan yhdellä puolella lateraalsiirtymän tai kulmakiertymän neutraaliasentoa. Tällöin ekvivalenttinen kokonaisliikealue määritetään seuraavasti:

$$\Delta q = |\Delta q_{e.2} - \Delta q_{e.1}| \quad (3.29)$$

$$\Delta q = |\Delta q_{c.2} - \Delta q_{c.1}|$$

Joista valitaan kokonaisliikealueeksi suurempi.

3.2.5 Pituussuuntainen kalvojännitys palje-elementissä

Siirtymät aiheuttavat palje-elementtiin kahdenlaista jännitystä, joista ensimmäinen on pituussuuntainen kalvojännitys. Merkitään tätä jännitystä σ_5 , joka määritetään seuraavasti:

$$\sigma_5 = \frac{E_0 t_p^2}{2w^3 C_f} \Delta q \quad (3.30)$$

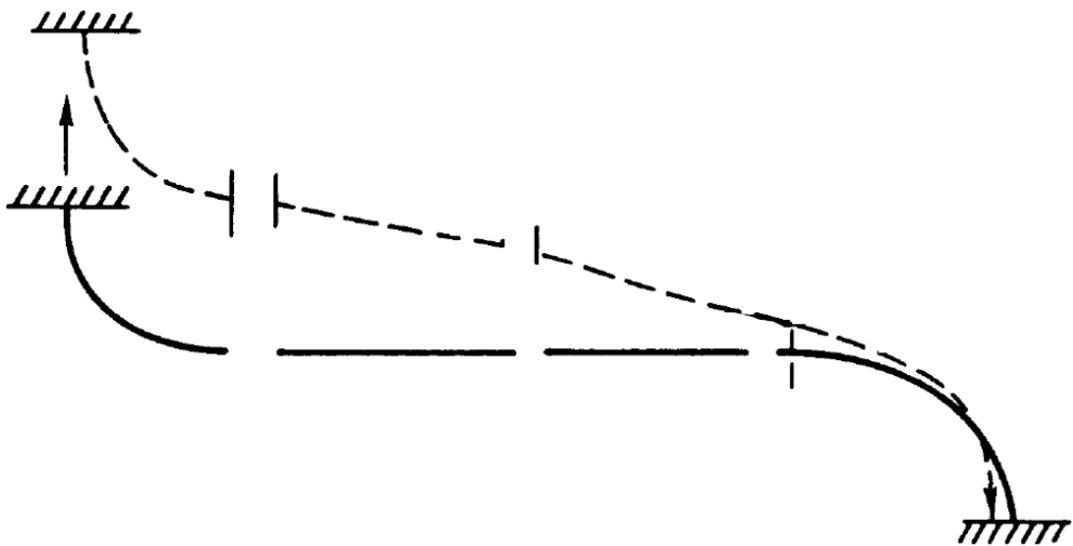
Yhtälössä 3.30 E_0 on palje-elementin kimmokerroin huoneenlämpötilassa. Liikkeistä syntyvä pituussuuntainen kalvojännitys on voimakkuudeltaan tavallisesti melko mitätön jännitys.

3.2.6 Pituussuuntainen taivutusjännitys palje-elementissä

Toinen siirtymien aiheuttama jännitys on palkeen seinämän kuoren pituussuuntainen taivutusjännitys, joka on merkittävä jännitys. Merkitään tätä jännitystä σ_6 , joka määritetään seuraavasti:

$$\sigma_6 = \frac{5E_0 t_p}{3w^2 C_d} \Delta q \quad (3.31)$$

Taivutusjännityksen muodostumista palje-elementin aallossa havainnollistaa kuva 21.



Kuva 21. Taivutusjännityksen muodostuminen palje-elementin aallossa (Anderson, 1965, muokattu)

Liikkeistä syntyvät jännitykset σ_5 ja σ_6 ovat pseudojännityksiä, eli niiden arvot lasketaan ideaalikimmoisen materiaalimallin mukaisesti, eikä todellisen materiaalin myötölujuuden ylitystä oteta huomioon. Tyypilliset arvot voivat olla 350–3500 MPa luokkaa. Jännitysarvot ovat käyttökelpoisia, kun sovelletaan jännitysmenetelmään perustuvaa väsymislaskentaa. (EJMA 2016 s.4/24)

3.3 Paljetasaimen eliniän laskenta

Tässä kappaleessa käsitellään aiemmin määritetystä liikealueesta syntyvän jännitysalueen määrittäminen, joka toimii väsymislaskennan perustana. Kappaleessa käsitellään myös itse väsymislaskenta kolmen eri standardin ohjeiden mukaan. Käsitellessä austeniittisia teräksiä perustuu eliniän laskenta täysin jännitysmenetelmään kaikkien käsiteltyjen standardien mukaan. Kappaleessa otetaan huomioon myös useamman jännitysalueen käsittely eliniän määrittämisessä. Vertailujännityksen muodostuminen on kaikissa standardeissa sama. Merkitään jännitysalueita σ_{eq} , joka määritetään seuraavasti:

$$\sigma_{eq} = 0,7(\sigma_3 + \sigma_4) + (\sigma_5 + \sigma_6) \quad (3.32)$$

Tavallisesti jännitysalueita ei myöskään verrata, mutta poikkeuksen tekee EJMA-standardi, joka asettaa ehdon, jonka mukaan kaksiosaisen paljetasaimen on täytettävä ehto:

$$\sigma_{eq} \leq 1,5C_m f_b \quad (3.33)$$

Jossa C_m on materiaalin lujuuskerroin, jonka arvo voi olla maksimissaan 3. Vertailu ottaa siis huomioon sen, että σ_{eq} teoreettiset arvot voivat nousta kohtuullisen korkeiksi.

3.3.1 Sallittujen syklien laskenta

EJMA-standardin mukaan paljetasaimen sallittujen syklien määrä määritetään seuraavasti:

$$N_{alw} = \left(\frac{c}{145 \frac{\sigma_{eq}}{f_c} - b} \right)^{3,4} \quad (3.34)$$

Jossa N_{alw} on sallittujen syklien määrä, c ja b ovat materiaalivakioita, jotka austeniittisten terästen tapauksessa saavat seuraavat arvot:

$$b = 54\,000 \quad (3.35)$$

$$c = 1,86 \cdot 10^6$$

f_c on väsymislujuuden korjauskerroin, joka on vakiona yksi. Kertoimen f_c käyttäminen mahdollistaa käytännössä luotettavuuden asteen määrittämisen väsymislaskentaan, joka muutoin perustuu täysin korjaamattomaan keskiarvoiseen käyrään. σ_{eq} , jossa kohdataan σ_D , ei ole erikseen EJMA-laskennassa määritetty. Laskenta palauttaa numeeriset tulokset aina äärettömiin sykleihin asti. Laskentaohjeessa on kuitenkin maininta, että väsymislaskennan tulosten voidaan katsoa testiaineiston perusteella olevan voimassa sadan ja miljoonan syklin välillä (EJMA 2016, s. 4/50.)

EN 14917 –standardin mukaan paljetasaimen sallittujen syklien määrä määritetään seuraavasti:

$$N_{alw} = \left(\frac{8\,900}{\frac{E_0}{E_b} \sigma_{eq} - 280} \right)^{3,6} \quad (3.36)$$

EN 14917 tulkitsee, että σ_D on saavutettu, jos seuraava ehto täyttyy:

$$\frac{E_0}{E_b} \sigma_{eq} \leq 471 \text{ MPa} \quad (3.37)$$

ASME BPVC mukaan paljetasaimen sallittujen syklien määrä määritetään seuraavasti:

$$N_{alw} = \left(\frac{K_0}{\frac{E_0}{E_b} \sigma_{eq} - S_0} \right)^2 \quad (3.38)$$

Jossa K_0 ja S_0 ovat laskentavakioita, joilla on seuraavat arvot:

$$K_0 = 35\,850 \quad (3.39)$$

$$S_0 = 264$$

Kun:

$$\frac{E_0}{E_b} \sigma_{eq} \geq 448 \text{ MPa} \quad (3.40)$$

Ja seuraavat arvot:

$$K_0 = 46\,200 \quad (3.41)$$

$$S_0 = 211$$

Kun:

$$\frac{E_0}{E_b} \sigma_{eq} < 448 \text{ MPa} \quad (3.42)$$

ASME BPVC tulkitsee, että σ_D on saavutettu, jos seuraava ehto täyttyy:

$$\frac{E_0}{E_b} \sigma_{eq} \leq 257 \text{ MPa} \quad (3.43)$$

Sekä EN 14917 että ASME BPVC pätee myös:

$$\sigma_D = 10^6 \quad (3.44)$$

Sekä ASME BPVC että EN 14917 ottavat suunnittelun korotetussa lämpötilassa huomioon korottamalla σ_{eq} arvoa väsymislaskennassa E_0 ja E_b suhteiden mukaisesti. Näistä kahdesta tuotestandardista ASME BPVC käsittelee väsymislaskennan selvästi EN 14917 -standardia konservatiivisemmin. Kaikki laskentamenetelmät antavat eri suuruisen sallitun syklimäärän, vaikka laskennassa olisi käytetty samaa σ_{eq} . Yhteistä kaikille standardeille on se, että ne perustuvat jännitysmenetelmään. Tosin EN 14917 -standardi tekisi poikkeuksen, mikäli tässä työssä käsiteltäisiin myös ferriittiset teräkset. Ferriittisten terästen väsymislaskenta perustuu EN 14917 -standardissa esitettyyn venymämenetelmään.

3.3.2 Useamman jännitysalueen huomiointi

Paljetasain laitteena voi hyvinkin altistua useammalle kuin yhdelle jännitysalueelle ja ainoastaan yhden jännitysalueen huomiointi ei ole suunnittelussa aina tarkoituksenmukaista. Esimerkiksi tavallisen käytön aikaiset liikkeet, jolle paljetasain altistuu, voivat olla hyvin erilaiset sekä frekvenssiltään että amplitudiltaan kuin esimerkiksi prosessissa tapahtuvan alaspäin aikaiset liikkeet. Näiden huomioon ottamiseen annetaan menettelyohjeet standardeissakin. EJMA-standardi ja ASME BPVC sisältävät hyvin seikkaperäisetkin ohjeet eri tilanteiden käsittelyyn, ottaen jopa huomioon sen, ovatko eri jännitysalueet keskenään superpositiossa vai eivät. EN 14917 käsittelee asian paljon lakonisemmin.

Kaikkien standardien peruseriaate kuitenkin perustuu kappaleessa 2.4.6 käsiteltyyn Palmgren-Minerin vauriosummaan ja sen soveltamiseen. Kaikkien standardien ohjeille pätee yhteisesti:

$$D \leq 1 \quad (3.45)$$

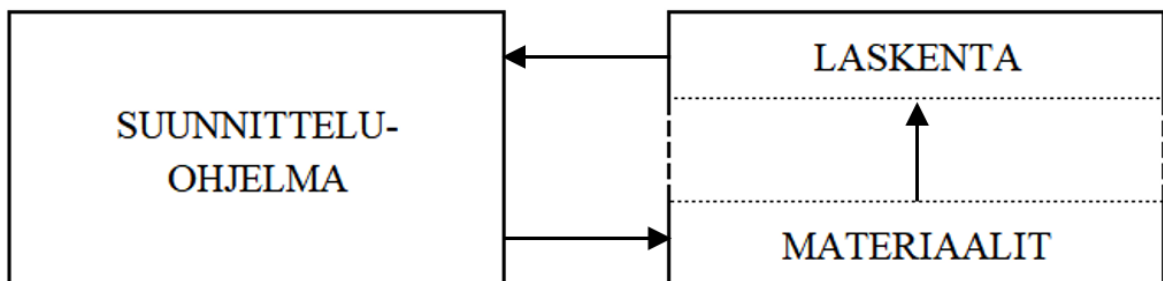
4 TUTKIMUSMETODIT

4.1 Laskentaohjelman laatimisen vaiheet

Tässä kappaleessa kuvataan laskentaohjelman laatiminen mitoitussyhtälöistä laskentataulukoiksi. Suuri osa laskennan laatimista on lausekkeiden lisäksi materiaalitiedon käsittelyä ja kappaleessa kuvataan sitä. Kappaleessa kuvataan myös sallittujen jännitysten muodostuminen eri tuotestandardeissa.

4.1.1 Kartoitus, vaatimusmäärittely ja suunnittelu

Työn tarkoituksena oli laatia laskentaohjelma, joka suorittaa laskennan kolmen eri standardin mukaisesti. Laskentaohjelmaa ja sen toimintaa hahmotellessa oli tärkeää ymmärtää, mihin kohtaan jo käytössä olevia järjestelmiä laskentaohjelma sijoittuu ja mitä se tulee tekemään. Yrityksessä on käytössään Excel-pohjainen sovellus paljetasaimien rakenteen suunnittelua varten ja tuossa sovelluksessa hallinnoidaan valmistustietoa, joka koostuu suurilta osin käytettävissä olevien nimelliskokojen ja aaltoprofiilien yhdistelmistä. Sovellus siis ohjaa, että sillä suunnitellaan sellaista tuotetta mikä on valmistettavissa. Sovellus vie suunnittelijan syöttämät lähtötiedot laskentaohjelmaan, joka palauttaa sovellukseen laskennan tulokset. Laskentaohjelman tarkoitus ei ole ottaa kantaa siihen, onko tuote, eli annettujen parametrien yhdistelmä valmistettavissa vai ei. Laskentaohjelma ainoastaan suorittaa laskennan ja palauttaa tiedon siitä, vastaako annettujen parametrien mukaan suunniteltu tuote standardien vaatimustenmukaisuutta. Kuvassa 22 on esitetty tiedonkulku suunnitteluun käytettävän sovelluksen ja laskentaohjelman välillä.



Kuva 22. Tiedonkulku suunnitteluohjelman ja laskentaohjelman välillä

Sovelluksen tarkoitus on tuoda siis suoraan laskennassa käytettävät tiedot, kuten palje-elementtien määrä, suunnittelupaine, käytetyn levyn vahvuus sekä kerrosten määrä ja aaltojen määrä, muoto sekä muut geometriatiedot laskentaohjelman käytettäväksi. Suunnitteluun käytettävä sovellus ei sisällä materiaalispesifikaatiota, joten sovelluksen on tuotava käytettävien materiaalien tunnisteen ja suunnittelulämpötila laskentaohjelmaan, joka näiden perusteella vie laskentaan tarvittavat materiaalispesifikaatiot annetussa lämpötilassa. Täsmällisempi kartoitus laskennassa vaadittavista lähtötiedoista tarkentui käytännössä ensimmäisen laskentasisivun, EJMA-standardin laskennan valmistuttua.

4.1.2 EJMA-standardin mitoituskalkulaatio

Itse laskentaohjelman laatiminen alkoi EJMA-standardin kappaleen 4 (Circular expansion joint design) mitoitussyhtälöiden laadinnalla Mathcad Prime -ohjelmiston avulla. Matemaattikkaohjelman käyttö oli alkuvaiheessa perusteltua, koska tämän avulla oli helppoa varmistaa lausekkeiden oikeellisuudesta sekä yksikötarkastelusta. Koska yksi- ja kaksiosaisen paljetasaimen mitoitussyhtälöt eroavat toisistaan, luotiin aluksi kaksi erillistä laskentatiedostoa, jotka myöhemmin siirrettiin yhteen Excel-työpöytäkirjaan. Työpöytäkirjan puolella eri paljetasaintyyppien yhtälöiden käyttöä ohjattiin JOS-lauseella, jonka mukaan laskentaohjelma valitsi mitä yhtälöä tulisi käyttää. Laskentaohjelma laadittiin käyttämällä EJMA-standardin vertailulaskennan lähtöarvoja ja laskemalla kaikki tarkoituksenmukaiset lausekkeet, jotta vertailulaskennan tulokset voitiin määrittää.

Laskennan apuvälineenä käytettiin myös EJMA-standardissa esitettyjä esimerkkilaskelmia eri tilanteille ja näiden käyttäminen toi varmuutta laskennan oikeellisuuteen, sillä ainoastaan mitoitussyhtälöitä seuraamalla jäi monen osion laskenta tuloksinvaraiseksi. Varsinkin liikkeiden yhdistämiseen keskittyvä esimerkkilaskenta ”Example 9: Equivalent movement per convolution” koettiin erityisen tarpeelliseksi laskentaohjelmaa laatiessa. Palje-elementin geometrian perusteella muodostuvat laskentakertoimet ovat suuressa osassa palje-elementin laskentaa ja niiden määrittäminen perustuu taulukoituun tietoon, joka syötettiin omalle välilehdelle laskentaohjelmaan. Arvojen haku taulukosta toteutettiin käyttämällä taulukkolaskennan INDEKSI- ja VASTINE-funktioita ja suorittamalla taulukosta haetuille arvoille interpolointi EJMA-standardin liitteen I ohjeiden mukaisesti.

4.1.3 ASME materiaalispesifikaatiot

EJMA-standardin laskennan laatimiseen ei vielä ollut tarvetta perustaa erillistä materiaali-kirjastoa, koska EJMA-laskennan pystyi rakentamaan toimivaksi käyttämällä EJMA vertailulaskennan lähtöarvoja, jossa oli erikseen annettu sallittu jännitys määrättyinä lähtöarvona, kun se oikeassa laskennassa muodostuisi käytettävän materiaali- ja suunnittelunormin mukaan. Myös materiaalien kimmokertoimet annettiin vertailulaskennassa lähtötietona. Mitään erillistä tietokantaa materiaalitiedolle ei ollut, joten oli kehitettävä materiaalien tietokanta, joka määrättyllä tunnisteella osaa palauttaa laskennassa vaadittavat materiaaliveikot. Tunnisteeksi valikoitui viisinumeroinen tunniste standardin EN 10027-2 (Terästen nimikejärjestelmät. Osa 2: Numeerinen järjestelmä) mukaisen numeerisen materiaalitunnisteen perusteella jättäen käytettävyyden vuoksi ensimmäisen numeron jälkeinen piste tunnisteesta pois. ASME materiaalitietojen löytämiseksi oli selvitettävä EN-tunnistetta vastaava amerikkalainen UNS-tunniste (Unified numbering system). Taulukon 3 mukaiset materiaalitiedot materiaaleista taulukoitiin käytettäväksi laskennassa.

Taulukko 3. ASME materiaalikirjaston sisältämät tiedot ja niiden lähteet

SPESIFIKAATIO	SYMBOLI	STANDARDI	LÄHDE
Murtolujuus	S_u	BPVC Section II, Part D	Table U
Myötölujuus	S_{yc}	BPVC Section II, Part D	Table Y-1
Sallittu jännitys	S_a	BPVC Section II, Part D	Table 1A
Kimmokerroin	E	BPVC Section II, Part D	Table TM-1

ASME materiaalitietojen muodostaminen tietokannaksi tapahtui viemällä materiaalitiedot Excel-tilaukseen ja luomalla lineaarinen interpolointi taulukoitujen arvojen välille, jotta oli mahdollista saada tarkka materiaalin spesifikaatio halutussa lämpötilassa. Materiaalitietojen haku toteutettiin käyttämällä taulukkolaskennan INDEKSI- ja VASTINE-funktioita.

4.1.4 ASME BPVC mitoituslaskenta

ASME BPVC Section VIII, Division 1, Mandatory Appendix 26:n sisältämät mitoitusyhtälöt laskettiin omalle välilehdelle laskentaohjelmaan. Laskennan sisältö oli huomattavan samankaltainen EJMA-standardin laskennan kanssa, mutta sisälsi monia yksittäisiä, jopa vaa-

rallisen pieniä eroavaisuuksia EJMA-standardin laskentaan nähden. Käytännössä tämä tarkoitti sitä, että tästä seuraavan virhealttiuden vuoksi ei ollut tarkoituksenmukaista käyttää EJMA-standardin laskentaa pohjana, vaan laatia laskenta kokonaan uudelleen.

Yksi merkittävä ero EJMA-standardin laskentaan oli käytännössä se, että ASME BPVC ei tunnista lainkaan kaksiosaista paljetasainta, joten laskentarivien määrä oli hieman vähäisempi ja laskennan laatiminen suoraviivaisempaa. Toinen merkittävä ero oli paljetasaimen geometrian perusteella muodostuvat muotokertoimet, joiden määrittämiseen käytetään ASME BPVC:ssä erilaista aineistoa kuin EJMA-standardissa, eikä taulukkoarvoja interpoloida tarkoiksi arvoiksi lainkaan kuten EJMA-standardin laskennassa. Aineisto taulukoitiin ja arvojen haku toteutettiin PHAKU-, INDEKSI- ja VASTINE-funktioiden avulla.

Sallittujen jännitysten muodostuminen ASME BPVC:ssä on suoraviivaista, sillä sallittuja jännityksiä käsitellään suoraan materiaalitietona ja tieto on saatavilla kirjassa ASME BPVC Section II – Materials. Materiaalien sallitut jännitykset taulukoitiin ja tarkkojen arvojen haku suunnittelulämpötilan perusteella toteutettiin PHAKU-, INDEKSI- ja VASTINE-funktioiden avulla luoden samalla lineaarinen interpolointi hakuarvojen välille.

4.1.5 EN materiaalispesifikaatiot

Jo ASME materiaalikirjasto taulukoidessa tuli päätetyksi, että materiaalin tunnisteena toimisi viisinumeroinen tunniste, joka perustui eurooppalaiseen merkintätapaan. Samaa logiikkaa noudattaen taulukoitiin myös materiaalien eurooppalaiset spesifikaatiot taulukoiksi. Koska työ rajattiin koskemaan ainoastaan austeniittisia teräslaatuja, oli lähes kaikki tarvittava materiaalispesifikaatio saatavilla SFS-EN 10028-7 (Painelaiteteräkset. Levytuotteet. Osa 7: Ruostumattomat teräkset) -standardissa. Paljetasaimien tuotestandardi, EN 14917 (Metal bellows expansion joints for pressure applications) asetti omat lisävaatimuksensa materiaalitiedon laajentamiselle.

Lopulta taulukoiduksi materiaalitiedoksi päätyi taulukon 4 mukainen aineisto.

Taulukko 4. EN materiaalikirjaston sisältämät tiedot ja niiden lähteet

SPESIFIKAATIO	SYMBOLI	STANDARDI	LÄHDE
Murtolujuus	R_m	EN 10028-7	Taulukko 9
Murtovenymä	A	EN 10028-7	Taulukko 9
Alempi venymäraja	$R_{p0,2}$	EN 10028-7	Taulukko 9 ja taulukko 13
Ylempi venymäraja	$R_{p1,0}$	EN 10028-7	Taulukko 9 ja taulukko 13
Myötölujuus	R_{p0}	EN 14917	Table 6.2.9.2
Materiaalivakio	n	EN 14917	Table 6.2.9.2
Materiaalivakio	n_t	EN 14917	Table 6.2.9.2

EN materiaalikirjaston toimintaperiaate muodostui identtiseksi ASME materiaalikirjaston kanssa: materiaalitiedot vietiin Excel-taulukkaan ja taulukkoarvojen välille laadittiin lineaarinen interpolaatio tarkkojen arvojen saamiseksi suunnittelulämpötilassa ja materiaalitietojen haku toteutettiin käyttämällä taulukkolaskennan INDEKSI- ja VASTINE-funktioita.

4.1.6 EN 14917 mitoituslaskenta

Viimeisenä valmistunut EN 14917 –standardin laskenta eteni hyvin samalla tavalla kuin aiemmatkin laskennat. Merkittävin ero oli ensinnäkin mitoitusyhtälöiden määrä, joka oli suurempi kuin kahdessa aiemmin laaditussa laskennassa yhteensä. Ero muodostui suurilta osin useista stabiliteettiin liittyvistä tarkasteluista ja jäykkyysarvojen laskennasta erityyppisille tilanteille. Kuten EJMA-laskennassa, paljetasaimen tyyppi tunnustetaan jo ylätasen JOS-funktiolla, jonka mukaan ohjelma osaa poimia oikeat lausekkeet yksi- ja kaksiosaisille paljetasaimille. Sallittujen jännitysten muodostuminen EN-standardissa poikkeaa ASME BPVC:n lähestymistavasta. EN 14917 –standardin mukaan palje-elementin sallittu jännitys on:

$$f_b = \frac{R_{p1,0t}}{1,5} \quad (4.1)$$

Jossa $R_{p1,0t}$ on austeniittisen teräksen ylempi venymäraja suunnittelulämpötilassa.

4.2 Luotettavuustarkastelut

Laadittujen laskentaohjelmien luotettavuutta tarkasteltiin EJMA-standardin mahdollistamalla vertailulaskennalla. EJMA-standardin vertailulaskenta on ensisijaisesti tarkoitettu validointityökaluksi EJMA-laskentaohjelmaa laativalle, mutta kuten kappaleen 3 perusteella jo on mahdollista ymmärtää, ovat laskentamenetelmät kaikkien käsiteltyjen standardien kesken hyvin samankaltaiset, jolloin EJMA-standardin vertailulaskentaa voi soveltuvin osin perustellusti käyttää luotettavuustarkastelun työkaluna myös muiden standardien laskentoja käsitellessä. Käytännössä esimerkiksi jännitysten suuruuden muodostumisessa ei useinkaan ole merkittävää eroa, jos ylipäätään lasketaan samaa asiaa. Erot standardien kesken tulevat esiin enemmän sallittujen jännitysten muodostumisessa ja eri jännitysten vertailuehdoissa.

Vertailulaskenta suoritettiin vertaamalla ensin EJMA-laskentaohjelman tuloksia annettuihin vertailulaskennan tuloksiin yksi- ja kaksiosaisella paljetasaimella, jonka jälkeen verrattiin yksiosaisen paljetasaimen EJMA-laskentaa ASME-laskennan vastaavaan ja kaksiosaisen paljetasaimen EJMA-laskentaa EN-laskennan vastaavaan.

4.2.1 Vertailulaskenta yksiosaiselle paljetasaimelle

Laskentaohjelman luotettavuuden tarkasteluun käytettiin EJMA-standardin sisältämää vertailulaskentaa, joka sisältää ennalta määrätyt lähtöarvot sekä yksi- että kaksiosaiselle paljetasaimelle ja antaa näiden lähtötietojen perusteella saatavat laskennan tulokset. EJMA-standardin vertailulaskennan lähtöarvot yksiosaiselle paljetasaimelle ovat esitetty taulukossa 5.

Taulukko 5. EJMA vertailulaskennan lähtöarvot yksiosaiselle paljetasaimelle (EJMA 2016, s. 4/41)

SYMBOLI	ARVO
D_b	609,6 mm
$D_b + 2(w + nt)$	658,8 mm
D_m	647,7 mm
t	0,762 mm
n	2

Taulukko 5 jatkuu. EJMA vertailulaskennan lähtöarvot yksiosaiselle paljetasaimelle (EJMA 2016, s. 4/41)

SYMBOLI	ARVO
r_m	6,35 mm
q	25,4 mm
N	12
L_t	25,4 mm
t_c	0 mm
L_c	0 mm
L_u	0 mm
A_{tc}	0 mm ²
P	0,28 MPa
x (Comp)	25,4 mm
x (Ext)	12,7 mm
y	1,52 mm
θ	5 °
E_0	195 200 MPa
E_b	177 900 MPa
E_c	0 MPa
S_y	411,9 MPa

Jossa L_u on väliputken pituus, A_{tc} on palje-elementin tukipinnan poikkipinta-ala ja S_y on myötölujuus palje-elementiksi muovaamisen jälkeen.

EJMA-standardin (2016, s. 4/42) vertailulaskennan ohjeissa tarkennetaan, että yksi sykli koostuu seuraavasta tapahtumaketjusta:

1. Aksiaalisuunnan puristus, jonka yhteydessä tapahtuvat kaikki lateraali- ja kulmaliikkeet
2. Paluu alkuperäiseen asemaan
3. Aksiaalisuunnan veto
4. Paluu alkuperäiseen asemaan

Poistamalla vertailulaskentaa varten annetuista lähtötiedoista toisistaan määräytyvät parametrit ja ottamalla ohjeet liikkeiden yhdistämisestä sykliksi huomioon, voidaan vertailulaskennan lähtötiedot korjata laskentaohjelman käsittelemään muotoon taulukon 6 mukaisesti.

Taulukko 6. EJMA vertailulaskennan korjatut lähtöarvot yksiosaiselle paljetasaimelle

SYMBOLI	ARVO
D_b	609,6 mm
w	36,576 mm
t	0,762 mm
n	2
q	25,4 mm
N	12
L_t	25,4 mm
t_c	0 mm
L_c	0 mm
P	0,28 MPa
x_1	12,7 mm
x_2	-25,4 mm
y_1	0 mm
y_2	1,52 mm
θ_1	0 °
θ_2	5 °
E_0	195 200 MPa
E_b	177 900 MPa
E_c	0 MPa
S_y	411,9 MPa
n_b	1
L_u	0 mm

4.2.2 Vertailulaskennan tulokset yksiosaiselle paljetasaimelle

Laskentaohjelman avulla lasketut tulokset taulukoitiin yhdessä vertailulaskennan tulosten kanssa ja ohjelman toimivuutta arvioitiin tämän perusteella. Taulukossa 7 on sekä vertailulaskennan että laskentaohjelman tulokset.

Taulukko 7. EJMA vertailulaskennan tulokset yksiosaiselle paljetasaimelle (EJMA 2016, s. 4/42)

SYMBOLI	VERTAILULASKENNAN ARVO	LASKENTAOHJELMAN ARVO
σ_1	43,5 MPa	44,1 MPa
σ'_1	0 MPa	0 MPa
σ_2	18,2 MPa	18,5 MPa
σ_3	3,4 MPa	3,5 MPa
σ_4	124,2 MPa	126,1 MPa
σ_5	4,8 MPa	4,8 MPa
σ_6	752,0 MPa	752,0 MPa
σ_{eq}	846,1 MPa	847,4 MPa
P_{sc}	0,64 MPa	0,64 MPa
P_{si}	0,88 MPa	0,88 MPa
Δq	6,41 mm	6,41 mm
f_i	2200,21 N/mm	2200,21 N/mm
f_w	1473,82 N/mm	1474,14 N/mm
C_p	0,7357	0,7357
C_f	1,4701	1,4701
C_d	1,5326	1,5326
K_r	1,0417	1,0417
N_{alw}	74 218	73 596

Taulukossa 7 K_r on kehäsuuntaisen jännityksen kerroin ja f_w on palje-elementin yksittäisen aallon käytönaikainen jäykkyys. Laskentaohjelman tulokset vastasivat hyvin vertailulaskennan tuloksia.

EJMA-laskennan avulla voitiin validoida soveltuvien osien myös ASME-standardin mukainen laskenta. Vertailu kahden eri laskentamenetelmän avulla osoittautui tehokkaaksi keinoksi validoida laskentaohjelman luotettavuutta, koska kyseessä on täysin samat lähtöarvot ja tulokset ovat suurilta osin mekaniikan perusteisiin nojautuvia laskentatuloksia. Merkittävät virheet oli helppo huomata ja pienemmän mittakaavan erotuksissa lausekkeet olivat järkevä tarkastaa luotettavuuden saavuttamiseksi. EJMA-standardin ja ASME-standardin laskennan tulokset yksiosaiselle paljetasaimelle vertailulaskennan lähtöarvoilla on esitetty taulukossa 8.

Taulukko 8. Vertailulaskennan tulokset laskentaohjelmalla yksiosaiselle paljetasaimelle

SYMBOLI	EJMA-LASKENTA ARVO	ASME-LASKENTA ARVO
σ_1	44,1 MPa	44,1 MPa
σ'_1	0 MPa	0 MPa
σ_2	18,5 MPa	17,8 MPa
σ_3	3,5 MPa	3,5 MPa
σ_4	126,1 MPa	129,0 MPa
σ_5	4,8 MPa	4,3 MPa
σ_6	752,0 MPa	703,9 MPa
σ_{eq}	847,5 MPa	800,9 MPa
P_{sc}	0,64 MPa	0,63 MPa
P_{si}	0,88 MPa	0,76 MPa
Δq	6,41 mm	6,41 mm
f_i	2200,21 N/mm	2169,82 N/mm
C_p	0,7357	0,7529
C_f	1,4701	1,5136
C_d	1,5326	1,4922
N_{atw}	73 596	3 400

Taulukosta 8 voi huomata erot esim. laskentakertoimissa C_p , C_f ja C_d . Eroa syntyy koska kertoimet muodostava aineisto on standardeissa erilainen. Tämän lisäksi EJMA-laskennassa

laskentakertoimille interpoloidaan tarkka arvo, kun taas ASME-laskennassa ei. Myös yksittäisen aallon stabiiliteetissa P_{si} on huomattava ero, joka selittyy laskentamenetelmän eroavaisuudella. Eroavaisuus oli tämän rinnakkaisvalidoinnin jälkeen helppo tarkastaa.

4.2.3 Vertailulaskenta kaksiosaiselle paljetasaimelle

Koska yksiosaisen ja kaksiosaisen paljetasaimen laskenta poikkeaa toisistaan merkittävästi, oli vertailulaskenta suoritettava myös kaksiosaiselle paljetasaimelle toisilla lähtöarvoilla ohjelman toimivuuden varmistamiseksi. Kaksiosaisen paljetasaimen laskennassa olivat voimassa samat ohjeet syklin muodostamisesta ja liikkeiden yhdistämisestä kuin yksiosaisen paljetasaimen laskennassa ja vertailulaskennan lähtötiedot voitiin korjata laskentaohjelman käsittelemään muotoon. Taulukossa 9 on esitetty sekä alkuperäiset että korjatut vertailulaskennan lähtöarvot kaksiosaiselle paljetasaimelle.

Taulukko 9. EJMA vertailulaskennan alkuperäiset ja korjatut lähtöarvot kaksiosaiselle paljetasaimelle (EJMA 2016, 4/42, muokattu)

ALKUPERÄISET LÄHTÖÄRVOT		KORJATUT LÄHTÖÄRVOT	
SYMBOLI	ARVO	SYMBOLI	ARVO
D_b	609,6 mm	D_b	609,6 mm
$D_b + 2(w + nt)$	658,8 mm	w	36,576 mm
D_m	647,7 mm	t	0,762 mm
t	0,762 mm	n	2
n	2	q	25,4 mm
r_m	6,35 mm	N	4
q	25,4 mm	L_t	31,75 mm
N	4	t_c	6,35 mm
L_t	31,75 mm	L_c	25,4 mm
t_c	6,35 mm	P	0,69 MPa
L_c	25,4 mm	x_1	12,7 mm
L_u	914,4 mm	x_2	-25,4 mm
A_{tc}	161,29 mm ²	y_1	0 mm
P	0,69 MPa	y_2	50,8 mm
x (Comp)	25,4 mm	θ_1	0 °

Taulukko 9 jatkuu. EJMA vertailulaskennan alkuperäiset ja korjatut lähtöarvot kaksiosaiselle paljetasaimelle (EJMA 2016, 4/42, muokattu)

ALKUPERÄISET LÄHTÖÄRVOT		KORJATUT LÄHTÖÄRVOT	
SYMBOLI	ARVO	SYMBOLI	ARVO
x (Ext)	12,7 mm	θ_2	0 °
y	50,8 mm	E_0	195 200 MPa
θ	0 °	E_b	177 900 MPa
E_0	195 200 MPa	E_c	188300 MPa
E_b	177 900 MPa	S_y	411,9 MPa
E_c	188 300 MPa	n_b	2
S_y	411,9 MPa	L_u	914,4 mm

4.2.4 Vertailulaskennan tulokset kaksiosaiselle paljetasaimelle

Laskentaohjelman avulla lasketut tulokset taulukoitiin yhdessä vertailulaskennan tulosten kanssa ja ohjelman toimivuutta arvioitiin jälleen tämän perusteella. Taulukossa 10 on sekä vertailulaskennan että laskentaohjelman tulokset.

Taulukko 10. EJMA vertailulaskennan ja EJMA laskentaohjelman tulokset kaksiosaiselle paljetasaimelle

SYMBOLI	VERTAILULASKENNAN TULOS	LASKENTAOHJELMAN TULOS
σ_1	30,1 MPa	30,1 MPa
σ'_1	32,7 MPa	32,7 MPa
σ_2	46,5 MPa	46,5 MPa
σ_3	8,5 MPa	8,5 MPa
σ_4	310,4 MPa	310,7 MPa
σ_5	7,8 MPa	7,8 MPa
σ_6	1233,5 MPa	1233,5 MPa
σ_{eq}	1464,6 MPa	1464,7 MPa
P_{sc}	1,45 MPa	1,45 MPa
P_{si}	0,88 MPa	0,88 MPa

Taulukko 10 jatkuu. EJMA vertailulaskennan ja EJMA laskentaohjelman tulokset kaksiosaiselle paljetasaimelle

SYMBOLI	VERTAILULASKENNAN TULOS	LASKENTA-OHJELMAN TULOS
Δq	10,52 mm	10,52 mm
f_i	2200,21 N/mm	2200,21 N/mm
f_w	1473,82 N/mm	1474,14 N/mm
C_p	0,7357	0,7357
C_f	1,4071	1,4701
C_d	1,5326	1,5326
K_r	1,0625	1,0625
N_{alw}	4342	4338

Laskentaohjelman tulokset vastasivat jälleen vertailulaskennan tuloksia ja näin olleen EJMA vertailulaskennan tuloksia verrattiin EN-laskennan tuloksiin kaksiosaisen paljetasaimen laskennan osalta. Tulokset ovat esillä taulukossa 11.

Taulukko 11. EJMA vertailulaskennan ja EN laskentaohjelman tulokset kaksiosaiselle paljetasaimelle

SYMBOLI	EJMA VERTAILU-LAS- KENNAN TULOS	EN 14917 LASKENTA-OHJEL- MAN TULOS
σ_1	30,1 MPa	30,1 MPa
σ'_1	32,7 MPa	30,9 MPa
σ_2	46,5 MPa	43,8 MPa
σ_3	8,5 MPa	8,5 MPa
σ_4	310,4 MPa	309,4 MPa
σ_5	7,8 MPa	6,1 MPa
σ_6	1233,5 MPa	952,6 MPa
σ_{eq}	1464,6 MPa	1181,3 MPa
P_{si}	0,88 MPa	0,52 MPa
Δq	10,52 mm	9,60 mm
f_i	2200,21 N/mm	2241,78 N/mm

Taulukko 11 jatkuu. EJMA vertailulaskennan ja EN laskentaohjelman tulokset kaksiosaiselle paljetasaimelle

SYMBOLI	EJMA VERTAILU- LASKENNAN TULOS	EN 14917 LASKENTA- OHJELMAN TULOS
C_p	0,7357	0,7350
C_f	1,4071	1,4700
C_d	1,5326	1,5330
N_{atw}	4 342	2 470

Koko paljetasaimen nurjahduksen käsitteleviä arvoja ei vertailtu, koska EN-laskenta käsittelee useamman nurjahdustapauksen sekä käyttöolosuhteissa suunnitteluarvoihin perustuen että testiolosuhteissa standardin määrittämään testipaineeseen ja huoneenlämpöön perustuen. Suoraa vertailukelpoista arvoa ei siis ole vertailtavaksi. EJMA-standardi ei määrää paljetasaimelle mitään koeponnistuspaineen suuruutta, vaan tämä jätetään sovellettavien tuotestandardien piiriin. Laskentaa laatiessa kuitenkin myös havaittiin, että konepajalla suoritettavan koeponnistuksen testipaineen arvo muodostuu usein nurjahdustapausten mitoittavaksi tekijäksi EN-laskennan mukaan. Yksittäisen aallon stabiliteetin menetys P_{Si} sen sijaan käsitellään selvästi konservatiivisemmin EN-laskennassa. Eron ollessa huomattavan suuri, lausekkeiden oikeellisuus tarkistettiin. Ero syntyy materiaalitiedoista sekä kylmämuovauksen asteesta, joissa molemmissa on standardien kesken käsittelyeroja. Myös stabiliteetin laskennassa käytettävien kertoimien muodostumisessa on eroja. Todennäköisin selitys eroille lienee standardien asemassa; siinä missä EN 14917 on tuotestandardi, on EJMA ainoastaan laskentaohje ja olisi järkeenkäypää, jos EN-laskennassa mitoitusyhtälöihin olisi sisäänrakennettu ylimääräinen varmuusluku. Erot laskentakertoimissa C_p , C_f ja C_d selittyvät erilaisella käyrästöllä sekä erilaisella interpolointimenetelmällä. Näiden erot tosin ovat merkityksettömän pieniä.

Merkittävää sen sijaan on väsymislaskentaan vietävän kokonaisekvivalentin Δq suuruus. Ero Δq suuruudessa johtaa täysin erilaisiin jännitysarvoihin σ_5 ja σ_6 joka muodostaa jännitysalueesta $\Delta \sigma$ aivan erilaisen. Tämä puolestaan johtaa täysin erilaiseen sallittujen syklien määrään. On äärimmäisen tärkeää huomata, että sallittujen syklien määrä ei ole EJMA- ja EN-laskennassa keskenään vertailukelpoinen, vaikka sen laskennassa käytettäisiinkin yhtä

suurta $\Delta\sigma$ arvoa, kuten kappaleessa 3.3.1 jo todettiin. Tämä havainto aiheutti selvän tarpeen virhe- ja herkkyystarkastelulle.

4.3 Virhe- ja herkkyystarkastelut

Luotettavuustarkastelussa havaittiin, että EN-laskennan liikkeiden yhdistäminen kokonaisekvivalentiksi erosi suurilta osin EJMA-laskennan vastaavasta ja syntyi tarve tarkastella, miten tämä ero eri yhdistämistapauksilla käyttäytyy ja millaiseen suuntaan ero kumuloituu. Tässä kappaleessa käsitellään myös sallittujen syklien laskennan eroavaisuuksia.

4.3.1 Kokonaisekvivalenttiliikkeen muodostumisen tarkastelu

Kuormitustapaukset, joissa käsitellään ainoastaan yhtä aksiaalisuunnassa tapahtuvaa liikettä, kokonaisekvivalentti muodostuu suoraan jakamalla syötetty x_1 tai x_2 aaltojen kokonaismäärällä. Tätä ei ollut tarpeen käsitellä, joten herkkyystarkastelu aloitettiin käyttämällä laskentaohjelmaa ja syöttämällä kaksi aksiaalisuunnan toimintapistettä. Tulokset ovat taulukossa 12. Kaikissa herkkyystarkasteluissa käytettiin EJMA-vertailulaskennan geometriaa, jossa $N = 4$ ja $n_b = 2$.

Taulukko 12. Aksiaalisiiirtymän herkkyystarkastelu symmetrisillä ja asymmetrisillä lähtöarvoilla etumerkit huomioiden

PARAMETRI	ARVO	Δq	
		EJMA	EN
x_1	10	2,50	2,50
x_2	-10		
x_1	20	5,00	5,00
x_2	-20		
x_1	10	3,75	3,75
x_2	-20		
x_1	20	7,50	7,50
x_2	-40		
x_1	20	3,75	3,75
x_2	-10		
x_1	40	7,50	7,50
x_2	-20		

Taulukosta 12 voidaan päätellä, että syöttämällä arvot toimintapisteille noudattaen logiikkaa, että toinen asema on puristusta ja toinen asema on vetoa, ovat tulokset odotetut molemmilla laskentaohjelmilla. Tarkastelua jatkettiin syöttämällä laskentaan yhtä suuret luvut. Tulokset ovat taulukossa 13.

Taulukko 13. Aksiaalisiirtymän herkkyystarkastelu syöttäen yhtä suuret luvut

PARAMETRI	ARVO	Δq	
		EJMA	EN
x_1	10	2,50	0,00
x_2	10		
x_1	20	5,00	0,00
x_2	20		
x_1	-10	2,50	0,00
x_2	-10		
x_1	-20	5,00	0,00
x_2	-20		

Taulukosta 13 voidaan päätellä, että laskentaohjelmat käsittelevät liikkeiden yhdistämisen eri tavalla ja syöttämällä yhtä suuret luvut EN-laskenta olettaa, ettei liikettä tapahdu lainkaan. Etumerkin vaikutusta tarkasteltiin edelleen ja tulokset kirjattiin taulukkoon 14.

Taulukko 14. Etumerkin vaikutuksen tarkastelu aksiaalisiirtymän syöttämisessä

PARAMETRI	ARVO	Δq	
		EJMA	EN
x_1	5	2,50	1,25
x_2	15		
x_1	5	2,50	2,50
x_2	-15		
x_1	10	5,00	2,50
x_2	30		
x_1	10	5,00	5,00
x_2	-30		

Taulukoista 13 ja 14 voidaan päätellä, että EJMA-laskenta olettaa automaattisesti, että neutraaliasento ylitetään pisteiden x_1 ja x_2 välillä, ottaen huomioon esimerkiksi epähuomiossa annetun syötteen, josta puuttuu etumerkki indikoimaan puristustilannetta. Tilanteessa, jossa EN-laskentaan syöttää molempiin toimintapisteisiin x_1 ja x_2 positiiviset luvut, muodostuu ekvivalentiksi $x_2 - x_1$, eli laskenta olettaa toimintapisteen x_1 arvon olevan esijännitetty asema. Työn viitekehyksen huomioon ottaen tämä ei ole tarkoituksenmukaista, sillä esijännityksen huomiointi on työn soveltamisalan ulkopuolella. EN-laskennan tilanne olisi mahdollista korjata esimerkiksi JOS-lauseen ja kertolaskun avulla, pakottaen parametrin x_2 syötteen negatiivinen luku. Vastaava tarkastelu tehtiin myös lateraalsiirtymälle, jonka tulokset kirjattiin taulukkoon 15.

Taulukko 15. Lateraalsiirtymän herkkyystarkastelu symmetrisillä ja asymmetrisillä lähtöarvoilla etumerkit huomioiden

PARAMETRI	ARVO	Δq	
		EJMA	EN
y_1	10	2,23	0,00
y_2	-10		
y_1	20	4,46	0,00
y_2	-20		
y_1	10	3,34	0,94
y_2	-20		
y_1	20	6,69	1,87
y_2	-40		
y_1	20	3,34	0,94
y_2	-10		
y_1	40	6,69	1,87
y_2	-20		

Taulukosta 15 voidaan päätellä, että laskentaohjelmat käsittelevät liikkeiden yhdistämisen eri tavalla ja EJMA-laskenta olettaa automaattisesti, että toimintapisteiden y_1 ja y_2 välillä neutraaliasento ylitetään, sallien siis lateraalisen liikkeen kumpaankin tahansa suuntaan. EN-laskenta taas käsittelee syötteen y_1 esijännitettyä asemana, josta liike tapahtuu toimintapisteeseen y_2 . Myös yhtä suurien lukujen syöttämistä tarkasteltiin samalla tavalla kuin aksiaalisiirtymän tapauksessa.

Tulokset kirjattiin taulukkoon 16.

Taulukko 16. Lateraalsiirtymän herkkyystarkastelu syöttäen yhtä suuret luvut

PARAMETRI	ARVO	Δq	
		EJMA	EN
y_1	10	2,23	0,00
y_2	10		
y_1	20	4,46	0,00
y_2	20		
y_1	-10	2,23	0,00
y_2	-10		
y_1	-20	4,46	0,00
y_2	-20		

Taulukosta 16 voidaan päätellä, että laskentaohjelmat käsittelevät liikkeiden yhdistämisen eri tavalla ja syöttämällä yhtä suuret luvut, EN-laskenta olettaa, ettei liikettä tapahdu lainkaan. Etumerkin vaikutusta tarkasteltiin edelleen ja tulokset kirjattiin taulukkoon 17.

Taulukko 17. Etumerkin vaikutuksen tarkastelu lateraalsiirtymän syöttämisessä

PARAMETRI	ARVO	Δq	
		EJMA	EN
y_1	5	2,23	0,94
y_2	15		
y_1	5	2,23	0,94
y_2	-15		
y_1	10	4,46	1,87
y_2	30		
y_1	10	4,46	1,87
y_2	-30		

Havainto on täsmälleen sama kuin aiemmin, EN-laskenta käsittelee syötettä y_1 esijännitetynä asemana, josta tapahtuu liike toimintapisteeseen y_2 . Myöskään tämä ei ole tarkoituksenmukaista, koska paljetasaimen esijännitys lateraalsiirtymään on harvinaista ja toimitustilassaan useimmiten mahdotonta.

Kulmakiertymälle suoritettiin aiempia vastaava tarkastelu ja sen tulokset koostettiin tauluk-
koon 18.

Taulukko 18. Kulmakiertymän herkkyystarkastelu

PARAMETRI	ARVO	Δq	
		EJMA	EN
θ_1	1	1,41	0,00
θ_2	-1		
θ_1	2	2,83	0,00
θ_2	-2		
θ_1	1	2,12	0,63
θ_2	-2		
θ_1	2	4,24	1,27
θ_2	-4		
θ_1	2	2,12	0,63
θ_2	-1		
θ_1	4	4,24	1,27
θ_2	-2		
θ_1	1	1,41	0,00
θ_2	1		
θ_1	2	2,83	0,00
θ_2	2		
θ_1	-1	1,41	0,00
θ_2	-1		
θ_1	-2	2,83	0,00
θ_2	-2		
θ_1	0,5	1,41	0,63
θ_2	1,5		
θ_1	0,5	1,41	0,63
θ_2	-1,5		
θ_1	1	2,83	1,27
θ_2	3		
θ_1	1	2,83	1,27
θ_2	-3		

Taulukosta 18 voidaan päätellä, että kulmakiertymän tapauksessa pätee täsmälleen sama logiikka kuin lateraalsiirtymän tapauksessa. Ainoa erotus on, että lateraalsiirtymän tilalla on kulmakiertymä. Näin ollen myös päätelmät ovat yhtenevät, aina tarkoituksenmukaisuuteen saakka.

4.3.2 EN-laskennan soveltaminen

EN 14917 -standardin mukaisen liikkeiden laskennan soveltaminen sellaisenaan ei ole laskentaohjelman tavoitteisiin nähden tarkoituksenmukaista, vaan pikemminkin ongelmallista. Edellisen kappaleen perusteella on selvää, etteivät eri standardien laskennat käytännössä laske samaa asiaa, tehden tuloksista keskenään vertailukelvottomia. Tulosten vertailukelvottomuus johtaa laskentaohjelman arvojen syöttämisen logiikan hämärtymiseen. Otetaan esimerkiksi tavanomainen tilanne, jossa paljetasain operoi kahden toimintapisteen välissä, jossa molemmissa toimintapisteissä tapahtuu sekä aksiaalisuunnan että lateraalisuunnan liikettä. Tämän tilanteen tulokset ovat taulukossa 19.

Taulukko 19. Yhdistetyn liikkeen herkkyystarkastelu

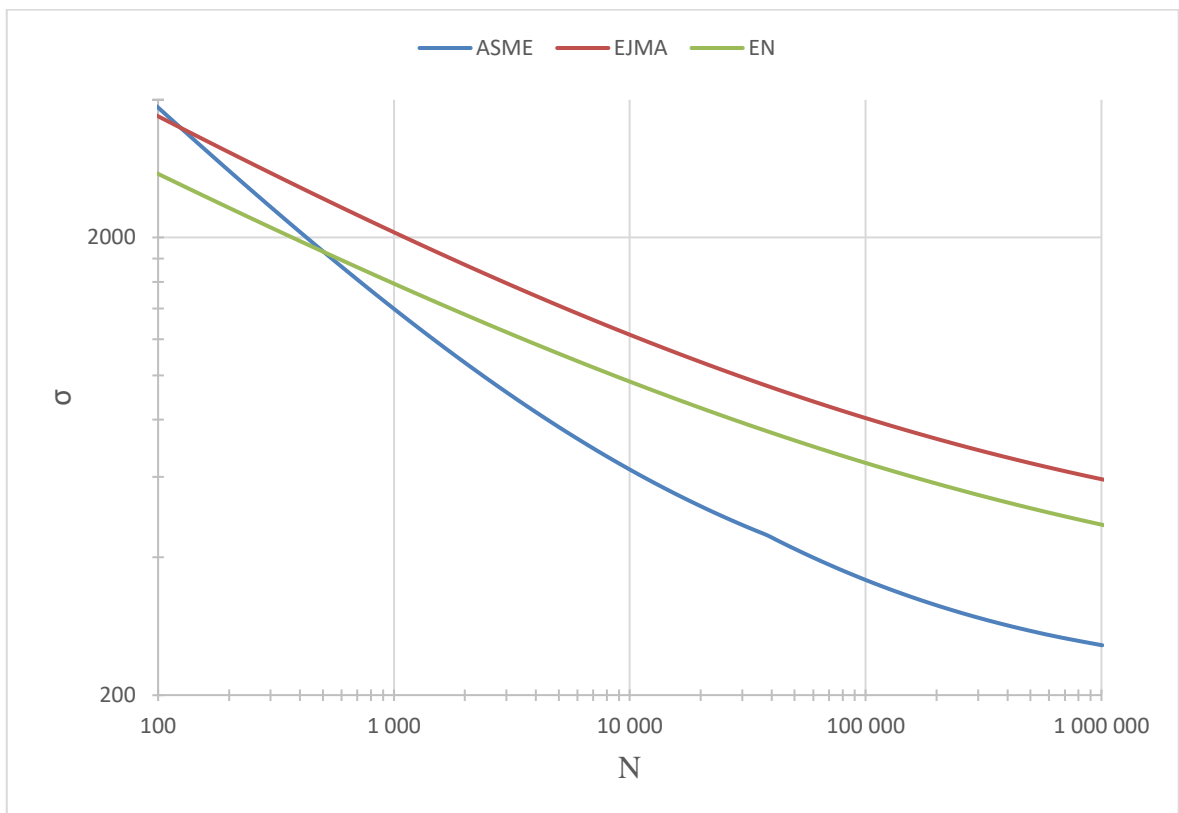
PARAMETRI	ARVO	Δq	
		EJMA	EN
x_1	5	4,11	2,82
x_2	-10		
y_1	5		
y_2	15		
x_1	10	8,24	5,66
x_2	-20		
y_1	10		
y_2	30		
x_1	20	15,56	11,41
x_2	-40		
y_1	20		
y_2	60		

Ekvivalenttisen liikealueen laskennassa on karkeasti ottaen noin 30 % eroavaisuus, johtuen siitä, että EN-laskennassa yhden syklin sekvenssi on erilainen kuin EJMA-laskelman mukaan. Käytännössä EN-laskennan liikkeiden yhdistämisen lausekkeet voisi todennäköisesti

järjestellä uudelleen siten, että ne nykytilan sijasta aidosti ottaisivat huomioon kaksi toimintapistettä, joiden välillä paljetasain operoi. Oletustilassa laskenta olettaa toimintapisteiden y_1 ja θ_1 olevan esijännitetyjä asemia. Lausekkeiden järjestely olisi kuitenkin monimutkaista, työlästä sekä äärimmäistä tarkkuutta vaativaa, jonka lisäksi herkkyytarkasteluun tulisi jälleen käyttää aikaa. Muutoin ei olisi varmuutta siitä, millaista tilannetta laskentaohjelma laskee. Käytännöllinen ratkaisu oli se, että EN-laskentaan viedään Δq suoraan EJMA-laskennasta. Ratkaisun valintaa puoltaa se, että näin ollen on täsmälleen selvää, millaisesta sekvenssistä yksi sykli koostuu ja mihin väsymislaskenta perustuu. Ratkaisu on myös mitoitussyhtälöiden perusteella järkevä koska lateraalisiirtymän ja kulmakiertymän pelkistäminen ekvivalenttiseksi aksiaalsiirtymäksi on molemmissa standardeissa täsmälleen samankaltainen. Käyttäen samaa Δq arvoa oli mahdollista tarkastella väsymislaskennan eroja ja niiden luotettavuuden tasoa keskenään.

4.3.3 Väsymislujuuden tarkastelu ja EJMA-laskennan luotettavuuden aste

Sallittujen syklien laskennassa on keskinäisiä eroja, jotka johtuvat käytännössä kahdesta asiasta. Ensimmäinen näistä on paljetasaimen liikealueen määrittäminen, joka edellisen kappaleen perusteella yhtenäistettiin siten, että tulosten vertailu on mahdollista. Toinen merkittävä asia on väsymislaskentaan sisällytetty luotettavuus. Paljetasaimen väsymislujuuden tarkastelu voidaan aloittaa piirtämällä eri standardien jännitys-elinikäkuvaajat samaan diagrammiin kaavojen 3.34, 3.36 ja 3.38 perusteella. Kuvaajat ovat piirretty kuvaan 23.



Kuva 23. Kolmen eri standardin jännitys-elinikäkuvaajat

Kuvassa 23 pätee EN 14917 sekä ASME BPVC osalta:

$$\frac{E_0}{E_b} = 1 \quad (4.2)$$

Sekä EJMA:n osalta:

$$f_c = 1 \quad (4.3)$$

Kuvan 22 käyrästä on havaittavissa, että väsymislaskennan tuloksissa on oltava eroja myös käyttämällä samalla vertailujännitystä, koska käyrät ovat keskenään erilaiset. Huomio eliniän tarkastelussa keskittyi kahteen sovelletuimpaan standardiin eli EJMA-standardiin ja EN 14917 –standardiin.

Ajatuksena oli hyödyntää EJMA-laskennan mahdollisuutta luotettavuuden lisäämiseen silloin, kun suoritetaan EJMA-standardin mukaista suunnittelua ilman varsinaisen tuotestandardin erikseen soveltamista. Kuten kappaleessa 2.4.5 todettiin, ellei jännitys-elinikäkuvaajalle ole laadittu korjauskertoimia, sen luotettavuus on testiaineistoon perustuen noin 50 %. Tavoitteeksi muodostui EJMA-standardin laskennan luotettavuuden tason nostaminen samalle tasolle kuin EN 14917 -standardin. Käytännössä tarve oli siis löytää sellainen f_c :n arvo, joka palauttaisi likimain yhtä suuren sallitun syklimäärän sekä EJMA-laskennasta että EN-laskennasta, kun käytetään yhtä suurta σ_{eq} arvoa. Koska yhtälöiden 3.34 ja 3.36 eksponentit ovat erisuuret, ratkaistiin f_c :n arvo kahdessa σ_{eq} pisteessä ja näistä laskettiin keskiarvo, jota käytettiin lopullisena f_c :n arvona.

Ensin luotiin yhtälö, jolla saavutetaan σ_D soveltaen kaavoja 3.34 ja 4.3:

$$\left(\frac{1,86 \cdot 10^6}{145 \frac{\sigma_{eq}}{1} - 54\,000} \right)^{3,4} = 10^6 \quad (4.4)$$

Josta oli mahdollista ratkaista:

$$\sigma_{eq} = 593 \quad (4.5)$$

Pitämällä yhtälöt 4.2 voimassa, asettamalla yhtälöt 3.34 ja 3.36 yhtä suuriksi ja sijoittamalla yhtälön 4.5 arvo, saadaan:

$$\left(\frac{1,86 \cdot 10^6}{145 \frac{593}{f_c} - 54\,000} \right)^{3,4} = \left(\frac{8\,900}{593 - 280} \right)^{3,6} \quad (4.6)$$

Josta oli mahdollista ratkaista:

$$f_c = 0,798 \quad (4.7)$$

Sama proseduuri toistettiin myös matalammalla toistoalueella ja toiseksi laskentapisteeksi muodostui raja-arvo, jossa EJMA-standardi ilmoittaa väsymisluvun olevan luotettava:

$$\left(\frac{1,86 \cdot 10^6}{145 \frac{\sigma_{eq}}{1} - 54\,000} \right)^{3,4} = 100 \quad (4.8)$$

Tästä oli mahdollista ratkaista:

$$\sigma_{eq} = 3\,683 \quad (4.9)$$

Ja asettaa yhtälöt 3.34 ja 3.36 yhtä suuriksi ja sijoittaa yhtälön 4.9 arvo:

$$\left(\frac{1,86 \cdot 10^6}{145 \frac{3\,683}{f_c} - 54\,000} \right)^{3,4} = \left(\frac{8\,900}{3\,683 - 280} \right)^{3,6} \quad (4.10)$$

Josta saatiin:

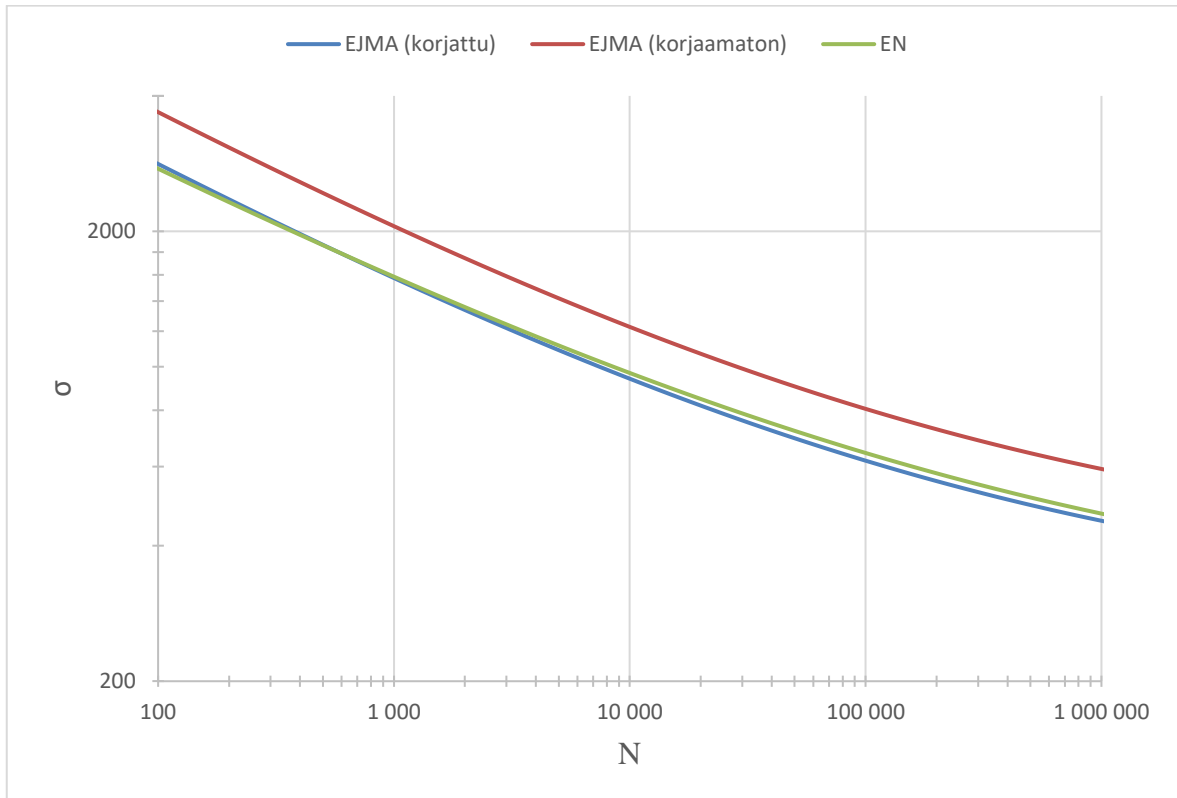
$$f_c = 0,735 \quad (4.11)$$

Jonka jälkeen lopullinen korjauskertoimen laskettiin kaavojen 4.7 ja 4.11 aritmeettisena keskiarvona:

$$f_c = \frac{0,798 + 0,735}{2} = 0,767 \quad (4.12)$$

Tämä korjauskertoimen sisällytettiin EJMA-laskentaan.

Muutos on helpoin käsittää visuaalisesti piirtämällä korjattu EJMA-standardin jännitys-elinikäkuvaaja samaan diagrammiin korjaamattoman EJMA-standardin kuvaajan sekä EN-laskennan kuvaajan kanssa. Kuvaajat ovat piirretty kuvaan 24.



Kuva 24. Kahden eri standardin jännitys-elinikäkuvaajat

Kuvasta 24 huomaa helposti, että luotettavuuden astetta EJMA-laskennan osalta on parannettu merkittävästi, tuomalla se käytännössä EN-standardin tasolle.

4.4 Testaus, pilotointi ja käyttöönotto

Laskentaohjelman testaaminen virheiden ja muiden epä johdonmukaisuuksien varalta jatkuu myös tämän diplomityön valmistumisen jälkeen, koska tämän laajuisen kokonaisuuden testaaminen täysin virheettömäksi on suuritöinen tehtävä. Varsinainen testaus ja pilotointi tapahtuu, kun integrointi jo olemassa olevaan sovellukseen aloitetaan ja käyttöönottoa tullaan kunnolla suunnittelemaan. Luvassa on siis vielä monenkaltaista pienien yksityiskohtien kanssa työskentelyä. Ennustettavimpina ovat esimerkiksi painosorvatun palje-elementin poikkeavan geometrian käsittely sekä esijännityksen lisääminen laskentaohjelman ominai-

suuksiin. Tässä diplomityössä suoritettavat validointitoimet toimivat jo sinällään hyvänä lähtökohtana siihen, miten luotettavuutta täytyy vielä tarkastella ennen kuin laskentaohjelma ratioidaan käyttöön. Käyttöönotto, sen aste ja laajuus jää päätettäväksi myöhemmin eikä varsinaisesti kuulu tämän työn soveltamisalan piiriin.

5 LASKENTAOHJELMAN SISÄLTÖ

5.1 Toimintaperiaate ja suunnittelun lähtötiedot

Laskentaohjelman lähtökohtana toimivat suunnittelutiedot, jotka tulevat ohjelman etusivulle joko suunnitteluohjelman tuomana tai käsin syötettynä. Paljetasaimen suunnittelua varten on syötettävä suunnitteluarvot, paljetasaimen tyyppi ja valmistusmenetelmä, palje-elementin geometria ja materiaali kuvan 25 mukaisesti.

SUUNNITTELUTIEDOT			
SUUNNITTELUARVOT			
Suunnittelupaine	P		2,8 bar
Suunnittelulämpötila	T		210 C
Alipaine	P_v		1 bar
Huoneenlämpötila	T_0		20 C
TYYPPI JA VALMISTUSMENETELMÄ			
Valmistusmenetelmä	Prässi		3
Tyyppi	Yksiosainen		1
Väliputken mitta	L_u		0 mm
Väliputken vahvuus	t_u		3 mm
PALKEEN TIEDOT			
Paljemateriaali			14404
Liitosmitta	D_b		609,6 mm
Aallonkorkeus	w		36,576 mm
Aallopituus	q		25,4 mm
Suoran osan pituus	L_t		25,4 mm
Kerros määrä	n		2
Levynvahvuus	t		0,762 mm
Aaltojen määrä	N		12

Kuva 25. Kuvankaappaus laskentaohjelman etusivulta

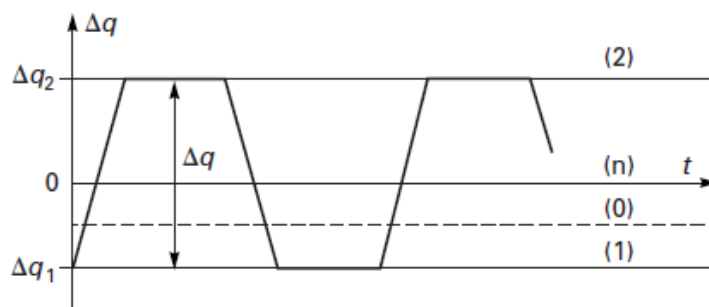
Näiden tietojen lisäksi on syötettävä liikkeet, joille paljetasain suunnitellaan altistuvan. Mikäli paljetasaimessa käytetään tukipantaa, syötetään myös tukipannan geometriatiedot ja materiaali kuvan 26 mukaisesti.

LIIKKEET			
Aksiaaliliike 1	x_1	12,7 mm	
Aksiaaliliike 2	x_2	-25,4 mm	
Lateraaliliike 1	y_1	0 mm	
Lateraaliliike 2	y_2	1,52 mm	
Kulmajousto 1	θ_1	0 deg	
Kulmajousto 2	θ_2	5 deg	

TUKIPANNAN TIEDOT			
Tukipannan materiaali		14404	
Tukipannan vahvuus	t_c	1 mm	
Tukipannan pituus	L_c	25,4 mm	

Kuva 26. Kuvankaappaus laskentaohjelman etusivulta

Liikearvojen syöttämisen periaatteena on, että paljetasain toimii liikkuen toistuvasti kahden toimintapisteen välillä. Syöttämällä arvot kenttiin x_1 , y_1 ja θ_1 määritetään ensimmäisen toimintapisteen liikkeet, joille paljetasain käytön aikana altistuu ja vastaavasti syöttämällä arvot kenttiin x_2 , y_2 ja θ_2 määritetään toisen toimintapisteen liikkeet. Mikäli paljetasain liikkuu ainoastaan neutraaliasennostaan yhteen toimintapisteeseen, voi toisen liikkeen tiedot jättää täyttämättä ja tämä otetaan laskennassa huomioon. Kummankin toimintapisteen eri liiketilanteet yhdistetään ekvivalenttiseksi aksiaalisiirtymäksi kappaleen 3.2.4. mukaisesti. Kuva 27 selventää paljetasaimen toimintaa kahden toimintapisteen välillä.



Kuva 27. Paljetasaimen toiminta kahden toimintapisteen välissä (ASME BPVC, s. 533)

Laskentaohjelma olettaa, että lateraalisiirtymän ja kulmakiertymän tapauksessa näiden neutraaliasento ylitetään kahden eri toimintapisteen välillä. Syöttölogiikka on selkein siten, että ensimmäinen toimintapiste edustaa tilannetta, jossa paljetasain venyy ja toinen toimintapiste edustaa tilannetta, jossa paljetasain puristuu.

5.2 Kahden kuormitustapauksen laskenta

Laskentaohjelmalla voi ottaa huomioon myös kaksi erilaista liiketilaa, jolle paljetasain altistuu. Laskenta perustuu standardien antamiin laskentaohjeisiin ja Palmgren-Minerin vauriosummaan. Käytön aikaiset liiketiedot tulevat vauriosumman laskentaan suoraan etusivulta ja toisen, tavallisesti harvemmin esiintyvän, liikealueen tiedot voidaan syöttää kuvan 28 mukaisella tavalla.

SYÖTÄ AINOASTAAN HARMAISIIN KENTTIIN																																																	
KAHDEN LIIKEALUEEN KUMULATIIVISEN VAURIOSUMMAN LASKENTA																																																	
<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="3">LIIKEALUEEN 1 TIEDOT (ETUSIVULTA)</th> </tr> <tr> <th colspan="3">LIIKKEET</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Aksiaaliliike 1</td> <td>x_1</td> <td>12,7 mm</td> </tr> <tr> <td>Aksiaaliliike 2</td> <td>x_2</td> <td>-25,4 mm</td> </tr> <tr> <td>Lateraaliliike 1</td> <td>y_1</td> <td>0 mm</td> </tr> <tr> <td>Lateraaliliike 2</td> <td>y_2</td> <td>50,8 mm</td> </tr> <tr> <td>Kulmajousto 1</td> <td>θ_1</td> <td>0 deg</td> </tr> <tr> <td>Kulmajousto 2</td> <td>θ_2</td> <td>0 deg</td> </tr> </tbody> </table>	LIIKEALUEEN 1 TIEDOT (ETUSIVULTA)			LIIKKEET			Aksiaaliliike 1	x_1	12,7 mm	Aksiaaliliike 2	x_2	-25,4 mm	Lateraaliliike 1	y_1	0 mm	Lateraaliliike 2	y_2	50,8 mm	Kulmajousto 1	θ_1	0 deg	Kulmajousto 2	θ_2	0 deg	<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="3">LIIKEALUEEN 2 TIEDOT (SYÖTÄ)</th> </tr> <tr> <th colspan="3">LIIKKEET</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Aksiaaliliike 1</td> <td>x_1</td> <td>110 mm</td> </tr> <tr> <td>Aksiaaliliike 2</td> <td>x_2</td> <td>0 mm</td> </tr> <tr> <td>Lateraaliliike 1</td> <td>y_1</td> <td>0 mm</td> </tr> <tr> <td>Lateraaliliike 2</td> <td>y_2</td> <td>0 mm</td> </tr> <tr> <td>Kulmajousto 1</td> <td>θ_1</td> <td>5 deg</td> </tr> <tr> <td>Kulmajousto 2</td> <td>θ_2</td> <td>0 deg</td> </tr> </tbody> </table>	LIIKEALUEEN 2 TIEDOT (SYÖTÄ)			LIIKKEET			Aksiaaliliike 1	x_1	110 mm	Aksiaaliliike 2	x_2	0 mm	Lateraaliliike 1	y_1	0 mm	Lateraaliliike 2	y_2	0 mm	Kulmajousto 1	θ_1	5 deg	Kulmajousto 2	θ_2	0 deg
LIIKEALUEEN 1 TIEDOT (ETUSIVULTA)																																																	
LIIKKEET																																																	
Aksiaaliliike 1	x_1	12,7 mm																																															
Aksiaaliliike 2	x_2	-25,4 mm																																															
Lateraaliliike 1	y_1	0 mm																																															
Lateraaliliike 2	y_2	50,8 mm																																															
Kulmajousto 1	θ_1	0 deg																																															
Kulmajousto 2	θ_2	0 deg																																															
LIIKEALUEEN 2 TIEDOT (SYÖTÄ)																																																	
LIIKKEET																																																	
Aksiaaliliike 1	x_1	110 mm																																															
Aksiaaliliike 2	x_2	0 mm																																															
Lateraaliliike 1	y_1	0 mm																																															
Lateraaliliike 2	y_2	0 mm																																															
Kulmajousto 1	θ_1	5 deg																																															
Kulmajousto 2	θ_2	0 deg																																															
<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">TOISTOMÄÄRÄT LIIKEALUEELLA 1</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Vaaditut syklit</td> <td>1000</td> </tr> <tr> <td>Sallitut syklit</td> <td>1406</td> </tr> </tbody> </table>	TOISTOMÄÄRÄT LIIKEALUEELLA 1		Vaaditut syklit	1000	Sallitut syklit	1406	<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">TOISTOMÄÄRÄT LIIKEALUEELLA 2</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Vaaditut syklit</td> <td>70</td> </tr> <tr> <td>Sallitut syklit</td> <td>242</td> </tr> </tbody> </table>	TOISTOMÄÄRÄT LIIKEALUEELLA 2		Vaaditut syklit	70	Sallitut syklit	242																																				
TOISTOMÄÄRÄT LIIKEALUEELLA 1																																																	
Vaaditut syklit	1000																																																
Sallitut syklit	1406																																																
TOISTOMÄÄRÄT LIIKEALUEELLA 2																																																	
Vaaditut syklit	70																																																
Sallitut syklit	242																																																
<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">TULOKSET</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Poimun puristus liikealueella 2</td> <td>ALLOWED</td> </tr> <tr> <td>Poimun veto liikealueella 2</td> <td>ALLOWED</td> </tr> <tr> <td>Vauriosumma</td> <td>NOT ALLOWED</td> </tr> </tbody> </table>		TULOKSET		Poimun puristus liikealueella 2	ALLOWED	Poimun veto liikealueella 2	ALLOWED	Vauriosumma	NOT ALLOWED																																								
TULOKSET																																																	
Poimun puristus liikealueella 2	ALLOWED																																																
Poimun veto liikealueella 2	ALLOWED																																																
Vauriosumma	NOT ALLOWED																																																

Kuva 28. Kahden liikealueen määrittäminen laskentaohjelmassa

Syötettävänä tietona toimii aiemman logiikan lisäksi tieto siitä, mikä on vaatimus syklien määrälle kullakin liiketilanteella. Laskentaohjelma palauttaa kolme tietoa, jotka toimivat kahden liikealueen määrittämisessä suunnittelun perustana. Koska harvemmin tapahtuvien liiketilojen absoluuttiset pituudenmuutokset ovat tavallisesti suuria, ohjelma tarkistaa aallonpituuden ääritilanteessa, sekä puristuksessa että vedossa. Tämän jälkeen ohjelma tarkastaa liikealueiden synnyttämien jännitysalueiden ja niiden käyttöasteiden vauriosumman.

5.3 Materiaalispesifikaatio

Materiaalitieto on suuressa osassa kaikkea mekaanista suunnittelua. Kuvien 24 ja 25 mukaisella suunnittelulämpötilalla ja materiaalitunnisteella, palje-elementin ja tukipannan materiaaleista poimitaan tiedot vietäväksi laskentaan. Yleiset materiaalitiedot ja EN-laskentaan vietävät materiaalitiedot ovat esitetty kuvassa 29.

MATERIAALITIEDOT			
YLEISET PALJEMATERIAALIN TIEDOT			
	Kimmokerroin	E_0	195 300 MPa
	Kimmokerroin suunnittelulämpötilassa	E_b	182 200 MPa
YLEISET TUKIPANNAN TIEDOT			
	Kimmokerroin suunnittelulämpötilassa	E_c	182 200 MPa
PALJEMATERIAALIN TIEDOT EN-LASKENTAAN			
	Myötölujuus	R_p0	219 MPa
	Myötölujuus suunnittelulämpötilassa	R_p0.t	123 MPa
	Alempi venymäraja	R_p0,2	240 MPa
	Alempi venymäraja suunnittelulämpötilassa	R_p0,2.t	135 MPa
	Ylempi venymäraja	R_p1,0	270 MPa
	Ylempi venymäraja suunnittelulämpötilassa	R_p1,0.t	165 MPa
	Materiaalivakio	n	0,09
	Materiaalivakio suunnittelulämpötilassa	n_t	0,15
	Murtovenymä	A	40 %
TUKIPANNAN TIEDOT EN-LASKENTAAN			
	Ylempi venymäraja suunnittelulämpötilassa	R_p1,0.t.c	165 MPa

Kuva 29. Materiaalitietoa etusivulla

EJMA- ja ASME-laskentaan vietävät materiaalitiedot ovat esitetty kuvassa 30.

PALJEMATERIAALIN TIEDOT EJMA-LASKENTAAN			
	Myötölujuus	S _{yc}	170 MPa
	Myötölujuus aineodistuksesta	S _{ym}	240 MPa
	Myötölujuus suunnittelulämpötilassa	S _{yh}	120 MPa
	Sallittu jännitys suunnittelulämpötilassa	S _{ab}	108 MPa
TUKIPANNAN TIEDOT EJMA-LASKENTAAN			
	Sallittu jännitys suunnittelulämpötilassa	S _{ac}	108 MPa

Kuva 30. Materiaalitietoa etusivulla

5.4 Laskennan tulokset ja vertailuehdot

Tärkeimmät käyttäjälle näkyvät tulokset ovat tietenkin laskennan tulokset ja soveltuvuuden ehtojen täytyminen. Laskentaohjelma palauttaa etusivulle statuksen mm. staattisen paineenkeston ja alipaineen keston suhteen kuvan 31 mukaisella tavalla.

LASKENNAN TULOKSET	EN	EJMA	ASME
STAATTINEN PAINEENKESTO			
Tangentin kesto	ALLOWED	ALLOWED	ALLOWED
Tukipannan kesto	ALLOWED	ALLOWED	ALLOWED
Poimujen kesto	ALLOWED	ALLOWED	ALLOWED
Poimujen kesto	ALLOWED	ALLOWED	ALLOWED
ALIPAIINEEN VAIKUTUS			
Tangentin kesto	ALLOWED	ALLOWED	ALLOWED
Poimujen kesto	ALLOWED	ALLOWED	ALLOWED
Poimujen kesto	NOT ALLOWED	ALLOWED	NOT ALLOWED

Kuva 31. Laskennan keskeiset tulokset käyttäjälle

Alipaineen vaikutusta ei käsitelty työssä tarkemmin, mutta kyseessä on hyvin tavanomainen kuormitustapaus, joten sen sisällyttäminen laskentaan oli järkevää. Kappaleen 3.1 lausek-

keita soveltamalla voi varmistua alipaineen kestosta ottamalla laskennassa huomioon kokonaisainevahvuuden sijasta vain yhden kerroksen. Alipaineen kuormittaman palje-elementin katsotaan vastustavan alipaineen vaikutusta vain sisimmän kerroksen avulla.

Myös tulokset stabiiliteetin suhteen näkyvät etusivulla, yhdessä sallitun aallon asennon ja sallittujen kuormituskertojen, kuvan 32 mukaisella tavalla.

STABIILITEETTI			
Paljetasaimen stabiiliteetti	ALLOWED	NOT ALLOWED	NOT ALLOWED
Poimun stabiiliteetti	NOT ALLOWED	ALLOWED	NOT ALLOWED

LIIKKEET			
Poimun puristus	ALLOWED	ALLOWED	ALLOWED
Poimun veto	ALLOWED	ALLOWED	ALLOWED
Sallitut kuormituskerrat	91 077	79 232	23 380
Määritetyt kuormituskerrat	90 000	70 000	20 000

Kuva 32. Laskennan tuloksia etusivulla

Sallitut kuormituskerrat pyöristetään alaspäin tasaluvuksi määritetyiksi kuormituskerroiksi N_{spe} , joka on automaattisesti piirustukseen tulostuva tieto.

6 POHDINTA

6.1 Paljetasaimien suunnittelusta ja standardien sisällöstä

Kone- ja metalliteollisuudessa ohjeiden ja määräysten tunteminen on tärkeää, varsinkin jos toiminta keskittyy korkean vaatimustason tuotteisiin, jossa yrityksen ulkopuoliset hyväksyntämenettelyt ja vaatimustenmukaisuuden arviointi ovat keskeisessä roolissa. Viranomaisvaatimukset, asiakasvaatimukset ja tarkastuslaitosten asettamat vaatimukset täytyy ensinnäkin tuntea, jotta ne kykenee täyttämään ja standardien sisältö täytyy tuntea, jotta niitä kykenee soveltamaan. Tuotesuunnittelussa standardien asettamat mitoitusyhtälöt ovat se runko, jonka varaan suunnittelun toiminta rakennetaan ja sitä täydennetään ottamalla huomioon tarkoituksenmukaiset materiaalivalinnat ja valmistustekniset rajoitteet sekä niiden määräykset.

Tutkimuksessa havaittiin, että standardien suunnittelua koskevat vaatimukset ovat varsin samankaltaisia, suurimmilta osin kaikkien nojautuessa enemmän tai vähemmän samaan aineistoon, jonka lähteenä on Yhdysvaltain atomienergiakomission 60-luvulla teettämä tutkimus jännitysten määräytymisestä palje-elementissä. Paljetasaimien suunnittelun monimutkaisuus tunnustetaan useissa tuotestandardeissa, koska useasti vaatimukset paineenkeston ja liikevaatimusten suhteen on ristiriidassa keskenään. Tutkimuksen perusteella ei olisi erityisen vaikeaa täyttää tuotesuunnittelussa kaikkien käsiteltyjen standardien vaatimuksia paineenkeston ja stabiliteetin osalta. Liikkeiden käsittely ja niiden yhdistäminen käsitellään standardeissa keskenään eri tavalla, joka johtaa erilaiseen ekvivalenttisen liikealueeseen. Erilainen liikealue puolestaan johtaa erilaiseen väsymiskestävyyteen, koska liikkeiden erilaisesta yhdistämisestä johtuen kuormitusyhdöt ovat erilaiset. Tämän lisäksi myös itse väsymislaskennassa on keskinäisiä eroja. Paljetasaimien suunnittelussa yksittäistä mitoittavaa tekijää on mahdotonta kertoa ennalta, koska suunnitteluparametrien määrä on niin suuri. Mitoittavaksi muodostuva tekijä määräytyy tapauskohtaisesti annettujen vaatimusten ja tehdyn suunnittelun perusteella.

6.2 Tutkimuskysymyksistä

Tutkimuskysymyksinä toimivat mm. palje-elementille muodostuvat kuormitustapaukset ja se, miten näitä eri standardeissa käsitellään. Tutkimuksessa havaittiin, että kuormitustapaukset käsitellään pääpiirteissään hyvin samankaltaisella tavalla ja yleiskuvan muodostamiseksi

tavanomaisimmat tilanteet käsiteltiin työn kappaleessa 3, mitoitusyhtälöitä ja kuvia hyväksi käyttäen. Muista kuin työhön sisällytetyistä kuormitustilanteista voisi ensiksi mainita vääntörasituksen, joka käsitellään lyhyesti kaikissa standardeissa mutta sen vaikutusta ei oteta huomioon väsymislaskennassa. Toinen mainittava kuormitustilanne on värähtely, jonka tuomia ongelmia voidaan osaltaan välttää suorittamalla paljetasaimelle ominaistaajuuden laskenta. Tämä laskenta sisältyy EJMA-standardiin. Tutkimuksen ulkopuolelta tosin voitaneen mainita, että yksinkertaisella jousi-massasysteemin soveltamisella saavutetaan myös melko luotettavia ominaistaajuuden laskentatuloksia, jos jäykkyysarvot ovat olemassa. Standardeissa esitetään lausekkeet jäykkyyksien määrittämiseen. Jäykkyysarvojen on suotavaa olla luotettavia myös putkistosuunnittelussa tehtävässä FE-analyysissä, sillä väärin arvioitu jäykkyys johtaa väärin lähtötietoihin ja mahdollisesti paljetasaimen alimitoitukseen. Myös paljetasaimen koeponnistus on omanlaisensa kuormitustapaus, jota ei erikseen työssä käsitelty, mutta on suuressa osassa varsinkin painelaiteluokituksen alaista paljetasainta ja täytyy ottaa tuotesuunnittelussa ja laskentaohjelman sisällössä huomioon.

Lisätutkimuskysymyksenä toimi myös se, mihin palje-elementin eliniän laskenta perustuu ja miten sen määrittäminen eri normeissa eroaa toisistaan. Tutkimuksessa havaittiin, että eliniän määrittäminen perustuu kaikissa standardeissa toistuvien liikekuormitusten perusteella laskettavaan ekvivalenttiseen, yksittäisen aallon pituussuunnassa tapahtuvaan muutosalueeseen, joka käytännössä määrää väsymislaskennassa käytettävän vertailujännityksen suuruuden. Tämän muutosalueen määrittäminen on standardien kesken erilainen, koska muiden kuin paljetasaimen pituussuunnassa tapahtuvien toistuvien liikkeiden yhdistäminen ja käsittelytapa on erilainen paljetasaimen neutraaliasennon ylittämisen suhteen. Eliniän laskenta perustuu austeniittisilla teräslaaduilla jännitysmenetelmän soveltamiseen kaikissa käsitellyissä standardeissa.

6.3 Keskeisistä tuloksista

Keskeinen tavoite oli laatia laskentaohjelma, joka suorittaa palje-elementin mitoituslaskennan kolmen eri standardin mukaisesti yhdellä annetulla syötteellä. On tulkinnanvaraista, onko tavoite täysin saavutettu vai ei. Seuraamalla täysin tarkoin standardien ohjeita, ei kuvattujen kaltaisen ohjelman laatiminen ole mahdollista, koska laskentaohjelman sisään vietävä tieto käsitellään standardeissa eri tavalla. Tässä työssä laadittua laskentaohjelmaa perustellusti sovellettiin liikkeiden yhdistämislogiikan osalta siten, että tavoitteen saavuttaminen oli

mahdollista. Tämä soveltaminen mahdollistaa myös laaditun laskentaohjelman ja yrityksessä jo käytössä olevan suunnitteluohjelman jatkokehittämisen entistä tarkempaan suuntaan, esim. antamalla mahdollisuuden valita, suunnitellaanko lateraalsiirtymä ja kulmakieritymät ylittämään neutraaliasento toimintapisteiden välillä vai ei.

Tutkimuksessa havaittiin myös, että melko laajalti käytetyn EJMA-standardin eliniän laskenta ei sisällä varmuuslukuja eikä väsymiskäyrän sovittamislukuja. Teknisen laskennan avulla myös EJMA-standardin eliniän laskentaa perustellusti sovellettiin ja väsymislaskennan luotettavuus nostettiin eurooppalaisen tuotestandardin tasolle. Tässä työssä suoritettiin laaditulle laskentaohjelmalle luotettavuustarkastelut sekä virhe- ja herkkyystarkastelu soveltuvassa laajuudessa. Testaus ja virheiden etsintä tietenkin jatkuu myös työn valmistumisen jälkeen, luonnollisena osana käyttöönottoa. Tässä työssä ei laskentaohjelman käyttöönotosta vielä tehdä päätöksiä, koska integroiminen osaksi käytössä olevaa sovellukseen vaatii useamman sidosryhmän yhteistyötä. Tutkimustulosten hyödynnettävyyden voi katsoa olevan hyvää luokkaa, joskin hyvin rajatulle kohderyhmälle. Saavutetun tiedon ja ymmärryksen lisäksi laskentaohjelman laatimisessa tuli myös ns. sivutuotteena käyttökelpoisia työkaluja, kuten kahden liikealueen laskenta, jota tulisikin rajatapauksissa ja lähtötiedoiltaan vaativissa kohteissa käyttää nykyistä herkemmin. Myös organisoitu ja jäsennelty tapa hallita paljetuotannon materiaalitietoa voidaan laskea selväksi onnistumiseksi.

6.4 Jatkotutkimusaiheista

Ensisijainen jatkotutkimusaihe on luonnollisesti selvittää eri sidosryhmien tarpeet ja niiden perusteella ratifioida laadittu laskentaohjelma osaksi nykyistä sovellusta. Käyttäjälle tärkeintä kuitenkin on se, että ohjelma laskee ja antaa luotettavat tulokset. Ensiarvoisen tärkeää on kuitenkin myös se, että käyttäjä ymmärtää millaisia tuloksia annetuilla syötteillä on tarkoitus saada ja millaista tilannetta käyttäjä on laskemassa. Väsymistarkastelussa ylipäättään tärkeää on se, että käyttäjä ymmärtää millainen on syötteen muodostama sykli, jonka sallitun lukumäärän laskenta antaa tuloksena. Nämä ovat asioita, joita täytyy vielä käyttöönottovaiheessa jäsentää ja käyttäjille kouluttaa. Selviä kehityskohteita on myös laaditun laskentaohjelman ominaisuuksien laajentamisessa, esim. ferriittisten terästen ja nikkeli-seosten lisääminen laskentaohjelmaan. Myös eurooppalaisen painesäiliöstandardin vaatimukset laskennan suhteen olisi järkevää selvittää jatkoa ajatellen. Sovellusmielessä kehitettävää varmasti löytyisi myös paljetasaimen muiden osien suunnittelutyökalujen parista.

7 YHTEENVETO

Yhteenvetona voidaan todeta, että tämä diplomityö oli järkevällä tavalla haastava sekä mielenkiintoinen yhdistelmä konetekniikkaa ja tietojenkäsittelyä. Tässä diplomityössä laadittiin lujuuslaskentaohjelma, joka suorittaa palje-elementin mitoituslaskennan kolmen eri standardin mitoitusyhtälöiden mukaisesti. Lujuuslaskentaohjelmaa laatiessa sovellettiin eurooppalaista paljetasaimien tuotestandardia EN 14917 liikkeiden yhdistämisen osalta siten, että laskentaohjelma mitoittaa palje-elementin samanlaiselle toiminta-alueelle kuin amerikkalainen paljetasaimien valmistajien yhdistyksen laskentaohje EJMA 10th. Lujuuslaskentaohjelmaa laatiessa sovellettiin myös EJMA 10th -laskentaohjetta siten, että väsymislaskennan luotettavuus nostettiin eurooppalaisen tuotestandardin tasolle.

Itse laskentaohjelma laadittiin mahdollisimman yksinkertaiseksi ja läpinäkyväksi, mahdollistaen paremman päivitettävyyden ja sujuvamman ylläpidon tulevaisuudessa. Aiemmissä käytössä olleissa lujuusohjelmissa on ollut ongelmana se, että laskentalogiikkaa on vaikea seurata, koska mitoitusyhtälöt ovat usealla välilehdellä ja yhtälöiden sisältöä on kommentoitu niukasti. Tässä diplomityössä laaditussa lujuuslaskentaohjelmassa laskenta tapahtuu pääsääntöisesti yhdellä välilehdellä ja kaikki ulos vietävät ja sisään tuotavat parametrit on värikoodattu ja yhtälöiden sisältö selkeästi ilmaistu. Ylläpito- ja päivitysmahdollisuudet ovatkin ajantasaisia, sillä ASME BPVC:n päivitys ilmestyy heinäkuussa sekä eurooppalainen tuotestandardi EN 14917 on päivittymässä myöhemmin syksyllä 2021.

LÄHTEET

Masino. 2021. Masino Group. [Viitattu 28.4.2021]. Saatavissa: <https://www.masino.fi/masinogroup/>

Salonsalmi, A. 2008. Täysin palkein – Masino 50 vuotta. Erweko Painotuote Oy. Helsinki. 122 s.

Standards of the Expansion Joint Manufacturers Association, Inc. Tenth Edition. 2016. Tarrytown: Expansion Joint Manufacturers Association, Inc.

American Society of Mechanical Engineers. 2021. Engineering History. [Viitattu 30.3.2021]. Saatavissa: <https://www.asme.org/about-asme/engineering-history>

European Commission. 2020. Pressure Equipment Directive. [Viitattu 5.4.2021]. Saatavissa: https://ec.europa.eu/growth/sectors/pressure-gas/pressure-equipment/directive_en

Painelaitelaki 2016/1144. Annettu Helsingissä 16.12.2016.

SFS-EN 13480:2017. Metallic industrial piping. Part 3: Design and calculation. Helsinki: Suomen standardisoimisliitto. 363 s.

Salmi, T. & Pajunen, S. 2010. Lujuusoppi. Pressus. Tampere. 462 s.

Karhunen, J., Lassila, V., Pyy, S., Ranta, A., Räsänen, S., Saikkonen, M. & Suosara, E. 1992. Lujuusoppi. Otatieto Oy: Helsinki. 571 s.

Budynas, R. G. & Nisbett, J.K. 2015. Shigley's Mechanical Engineering Design, Tenth Edition. McGraw-Hill Education: New York. 1082 s.

SFS-EN 14917:2009. Metal bellows expansion joints for pressure applications. Helsinki: Suomen standardisoimisliitto. 206 s.

ASME Boiler & Pressure Vessel Code. Section VIII. Rules for Construction of Pressure Vessels. Division 1. 2019. New York: The American Society of Mechanical Engineers Boiler and Pressure Vessel Committee on Pressure Vessels. 796 s.

Anderson, W.F. NAA-SR-4527. Analysis of Stresses in Bellows Part I. Design Criteria and Test Results. 1964. Canoga Park: United States Atomic Energy Commission. Saataavissa: <https://www.osti.gov/servlets/purl/4676097>

Anderson, W.F. NAA-SR-4527. Analysis of Stresses in Bellows Part II. Mathematical. 1965. Canoga Park: United States Atomic Energy Commission. Saataavissa: <https://www.osti.gov/servlets/purl/4641639>

Gawande, S. H., Pagar, N. D., Wagh, V. B. & Keste, A. A. Numerical Investigations on Characteristics of Stresses in U-Shaped Metal Expansion Bellows. 2015. Pune: Department of Mechanical Engineering, M. E. Society's College of Engineering.