

LAPPEENRANNAN TEKNILINEN YLIOPISTO

LUT School of Energy Systems

LUT Kone

Ossi Aaltonen

KALKINJÄÄHDYTTIMEN TUENNAN KEHITTÄMINEN

Tarkastaja(t) Professori Timo Björk

DI Mika Mussalo

TIIVISTELMÄ

Lappeenrannan teknillinen yliopisto
LUT School of Energy Systems
LUT Kone

Ossi Aaltonen

Kalkinjäähdyttimen tuennan kehittäminen

Diplomityö

2017

82 sivua, 52 kuvaa, 4 taulukkoa ja 8 liitettä

Tarkastaja: Professori Timo Björk
DI Mika Mussalo

Hakusanat: meesauuni, kalkinjäähdytin, lämpölaajeneminen, FE-analyysi, lovijännitys, väsymismurtuma, kontaktijännitys

Tässä diplomityössä kehitetään uusi tuenta meesauuniin integroituun kalkinjäähdyttimeen. Nykyisen tuennan kestoikä on rajoitettu ja sen korjaaminen on hyvin haastavaa. Rakenteen kuormitus on muuttuvaa ja siihen kohdistuu suuria lämpötilojen vaihteluja. Suunnittelun lähtötietojen saamiseksi tutkitaan nykyisen tukirakenteen kuormituksia, vaurioita sekä olosuhteita.

Nykyiseen rakenteeseen kohdistuvat kuormat laskettiin sekä analyttisesti että FE-analyysin avulla. Rakenteessa on havaittu väsymismurtumia, joita tutkittiin analysoimalla murtopintoja sekä laskemalla väsymiskestoikä tehollisen lovijännityksen menetelmällä. Tuennan liukupinnoissa on tapahtunut kulumista, jota tutkittiin kontaktijännityslaskennalla. Kuormitusten havaittiin jakautuvan epätasaisesti tukiristikon geometriasta johtuen. Liian suuret välykset liukupinnoissa lisäsivät kuormituspiikkejä. Kontaktipintojen muoto ja pinta-ala johtivat kiihtyvään kulumiseen ja kuormitushuippujen kasvuun. Tukikehien liitoskohdassa syntyi sekundääritaivutus, mikä aiheutti liitososan väsymismurtuman. Suuri juurenpuoleinen lovivaikutus vähensi väsymiskestoikää merkittävästi. Laskettu väsymiskestoikä oli noin vuosi.

Uusi tuentakonstruktio suunniteltiin systemaattisen koneensuunnittelun teorian mukaisesti. Ideointivaiheen ratkaisut pisteytettiin ja kaksi lupaavinta ideaa otettiin jatkokehitykseen. Pisteytysmatriisille suoritettiin herkkyysoanalyysiä, jotta sen objektiivisuus ja oikeellisuus pystyttiin varmistamaan. Jatkokehityksen tuloksena päädyttiin uuteen alkuperäisen rakenteen kaltaiseen tuentaan, jossa aikaisemmat ongelmakohdat on poistettu. Uuden kiinnitystavan ansiosta suurta lovijännitystä ei pääse muodostumaan ja rakenteen huolto sekä valmistus ovat helpompaa. Uusi rakenne mahdollistaa pienemmät välykset, mikä tasoittaa kuormienjakautumista ja vähentää kulumista. Suunnitellun rakenteen kestoikä on moninkertainen vanhaan tukirakenteeseen verrattuna.

ABSTRACT

Lappeenranta University of Technology
LUT School of Energy Systems
LUT Mechanical Engineering

Ossi Aaltonen

Development of support structure of a lime cooler

Master's thesis

2017

82 pages, 52 figures, 4 tables and 8 appendices

Examiner: Professor Timo Björk
M. Sc. (Tech.) Mika Mussalo

Keywords: Lime kiln, lime cooler, thermal expansion, FE-analysis, notch stress, fatigue failure, contact stress

In this thesis new support structure is designed for lime cooler that is integrated to lime kiln. Current support's lifetime is insufficient and its maintenance is very difficult. Loading of the structure is fluctuating and it is influenced by large temperature fluctuations. In order to obtain initial data for the design process, current support's loading, failures and conditions are studied.

Loads of the current structure were calculated both analytically and with FE-analysis. There have been fatigue failures, which were investigated by analyzing fracture surfaces and by calculating fatigue life with effective notch stress. Wear of support's sliding surfaces was researched using contact stress calculation. Force distribution was observed to be uneven due to geometry of the support grid. Load peaks were increased by too large clearances between sliding surfaces. Shape and size of contact surfaces lead to accelerated wear and expansion of load peaks. Secondary bending formed in connection point of support frames caused fatigue failure of the joint. Large notch effect on root side of the weld decreased fatigue life significantly. Calculated fatigue life was approximately one year.

New support structure was designed using theory of systematic engineering design. Conceptual designs were evaluated numerically and two most promising ideas were selected for further development. Evaluation matrix was examined using sensitivity analysis in order to confirm its objectivity and accuracy. Further development resulted in a structure, similar to original design with its problems eliminated. Because of the new mounting method, large notch effect is not generated while maintenance and manufacturing of the structure is easier. New structure allows smaller clearances, which balances load distribution and reduces wear. Lifetime of the designed structure is multiple compared to original support structure.

ALKUSANAT

Haluan kiittää Andritz Oy:tä mielenkiintoisen diplomityön sekä rahoituksen hankkimisesta. Työhön liittyneet tehtävät olivat erittäin opettavaisia ja haastavia. Kiitokset työn ohjaamisesta ja kaikesta tuesta Mika Mussalolle. Kiitos myös kaikille muille työssä tukeneille ja etenkin Mika Karttuselle lujuuslaskentaan liittyvästä avusta. Haluan osoittaa kiitokseni Lappeenrannan teknillisen yliopiston professori Timo Björkille diplomityön ohjaamisesta sekä sen tarkastamisesta.

Kiitos ystäväilleni Lappeenrannassa tärkeän tasapainon luomisesta opiskelun ja opiskeluelämän välille. Haluan erityisesti kiittää Hyvärisen veljeksiä, sillä teidän vuoksi kehoni on saattanut olla väsynyt, mutta mieleni on ollut sitäkin virkeämpi. Suurimmat kiitokset kuuluvat vanhemmilleni kaikesta elämäni aikana saamastani henkisestä ja taloudellisesta tuesta. Teidän luottamuksen ja opiskeluun rohkaisun ansiosta olen nyt tässä, valmistumassa diplomi-insinööriksi.

Ossi Aaltonen

Kotkassa 30.8.2017

SISÄLLYSLUETTELO

TIIVISTELMÄ

ABSTRACT

ALKUSANAT

SISÄLLYSLUETTELO

SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

1	JOHDANTO	9
	1.1 Tutkimusongelma ja -kysymykset.....	9
	1.2 Tavoitteet.....	9
	1.3 Rajaukset.....	10
2	PROSESSIN JA LAITTEIDEN KUVAUS	11
	2.1 Meesanpoltto.....	11
	2.2 Meesauuni.....	13
	2.3 Kalkinjäähdytin.....	14
	2.3.1 Andritz sektorijäähdyttimen kehityshistoria.....	14
	2.3.2 Nykyisen Andritz kalkinjäähdyttimen rakenne	16
3	NYKYISEN ALAMÄEN TUENNAN ONGELMAKOHTIEN SELVITYS	21
	3.1 Lämpölaajeneminen.....	21
	3.2 Vaikuttavat kuormat	22
	3.2.1 Kuormien jakautumisen analyyttinen laskenta.....	26
	3.2.2 Kuormien jakautumisen FE-analyysi.....	26
	3.3 Tapin väsymismurtuma.....	38
	3.3.1 Murtumismekanismin tutkinta.....	38
	3.3.2 Tehollisen lovijännityksen menetelmä	40
	3.4 Tapin ja tukikehän reikien kuluminen	45
4	SUUNNITTELUPROSESSI	52
	4.1 Ongelman määrittäminen ja tehtävänasettelun selvitys.....	52
	4.1.1 Vaatimuslista	52
	4.1.2 Abstrahointi	53
	4.1.3 Toimintorakenne.....	54
	4.2 Uusien konseptien suunnittelu.....	55

4.2.1	Tärkeimpien ratkaisuvaihtoehtojen valinta.....	57
4.2.2	Vaihtoehtojen arviointi	66
4.3	Valittujen ratkaisujen suunnittelu	68
4.3.1	Liukutuen jatkokehitys	68
4.3.2	Tappimallin jatkokehitys	69
5	TULOSTEN ARVIOINTI JA JATKOTUTKIMUS	72
5.1	Uusi alamäen tukirakenne.....	72
5.2	Jatkotutkimuskohteet	75
6	YHTEENVETO	77
	LÄHTEET	79
	LIITTEET	

LIITE I: Vanhan rakenteen kuormituksen laskenta

LIITE II: Kuormien jakautumisen analyttinen laskenta

LIITE III: Vanhan rakenteen FE-analyysin eri kulma-asennot

LIITE IV: Vanhan rakenteen FE-analyysin tappien numerointi

LIITE V: Vaatimuslista

LIITE VI: Ratkaisuvaihtoehtojen pisteytys

LIITE VII: Pistearvostelutaulukon osittaisherkkyyksanalyysien kuvaajat

LIITE VIII: Tukikehien korvaaminen profiilyhdistelmillä

SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

a	Kosketusalueen tasaisen pinnan puoliakseli [mm]
A_c	Kontaktipinta-ala [mm ²]
b	Kosketusalueen puoliakseli [mm]
D_1	Tapin halkaisija [mm]
D_2	Reiän halkaisija [mm]
E	Kimmokerroin [GPa]
e	Etäisyys neutraaliakselilta [mm]
FAT	Väsymislukko [MPa]
F_i	Tukivoimat [N]
F_μ	Kitkavoima [N]
G	Painovoima [N]
I	Neliömomentti [mm ⁴]
K	Geometrioiden suhdeluku [-]
L	Kontaktin pituus [mm]
M	Momentti [Nm]
M_t	Taivutusmomentti [MPa]
N_f	Väsymiskestoikä sykleinä [-]
q	Tasaisesti jakautunut kuormitus [N/mm]
x_v	Viisteen leveys [mm]
α	Meesauunin kallistuskulma [°]
β	Lämpölaajenemiskerroin [10^{-6}K^{-1}]
γ	Ekvivalentti kimmokerroin [GPa ⁻¹]
Δl	Lämpölaajentuma [mm]
μ	Kitkakerroin [-]
ν	Poissonin vakio [-]
ρ	Tiheys [kg/m ³]
σ_c	Kosketusjännitys [MPa]
σ_{eff}	Tehollinen lovijännitys [MPa]
σ_s	Sekundääritaiivutusjännitys [MPa]

σ_t	taivutusjännitys [MPa]
CIDECT	Comité International pour le Développement et l'Étude de la Construction Tubulaire
DOE	Koesuunnittelu (Design of experiments)
ENS	Tehollisen lovi­jännityksen menetelmä (Effective Notch Stress)
FE	Äärelliset elementit (Finite Element)
IIW	International Institute of Welding
OFAT	Yksi tekijä kerrallaan (One-factor-at-a-time)
WLP	Valkolipeälaitos (White Liquor Plant)

1 JOHDANTO

Tässä diplomityössä tutkitaan kalkinjäähdyttimen tuennan ongelmakohtia ja suunnitellaan uusi paranneltu tuentakonstruktio. Kalkinjäähdytin on sellutehtailla käytettävä laite, jolla jäähdytetään regeneroitua kalsiumoksidia. Nykyisessä tuentaratkaisussa on havaittu puutteita sen kestoikässä. Lisäksi nykyisen rakenteen huoltaminen on hyvin vaikeaa.

Työ toteutetaan Andritz Oy:ssä Kotkan toimipisteellä. Andritz Oy on yksi johtavista laitteiden ja palveluiden toimittajista sellu- ja paperiteollisuudelle. Yritys toimittaa muun muassa puun sekä kuitujen käsittelylaitteita, kemikaalien kierrätyksen ratkaisuja ja erilaisia energiantuotantolaitoksia. Andritz Oy on kansainvälisen Andritz Groupin suomalainen tytäryhtiö ja se työllistää yli 1000 henkilöä. (Andritz Oy, Finland 2017.)

1.1 Tutkimusongelma ja -kysymykset

Andritz Oy:n toimittaman kalkinjäähdyttimen mekaaninen kestoikä ei ole riittävä ja sen kunnossapito on hankalaa. Laitteen kuormitus on dynaaminen ja siihen kohdistuu suuria lämpövaikutuksia. Päättökysymys tälle työlle on: *miten pidentää jäähdyttimen tuennan kestoikää ja parantaa huollettavuutta?* Tutkimusongelmaan etsitään ratkaisua tutkimalla nykyisen rakenteen kuormituksia ja vaurioita sekä olosuhteita, joissa jäähdytin toimii. Lisäksi tutkitaan, miten rakenteen materiaalit käyttäytyvät korkeissa lämpötiloissa.

1.2 Tavoitteet

Työn tavoitteena on kehittää uusi konstruktio kalkinjäähdyttimen tuennalle. Työssä tutkitaan vanhan rakenteen ongelmakohtia sekä olosuhteiden aiheuttamia vaikutuksia. Lopputuloksena on parametrinen 3D-mallinnettu tuentaratkaisu, joka on yhdistettävissä jo käytössä oleviin jäähdyttimiin. Työn ansiosta Andritz saa kilpailukykyisemmän tuotteen kehittyneen kestävyuden ja huollettavuuden myötä. Toiveena on myös valmistuskustannuksien pienentäminen.

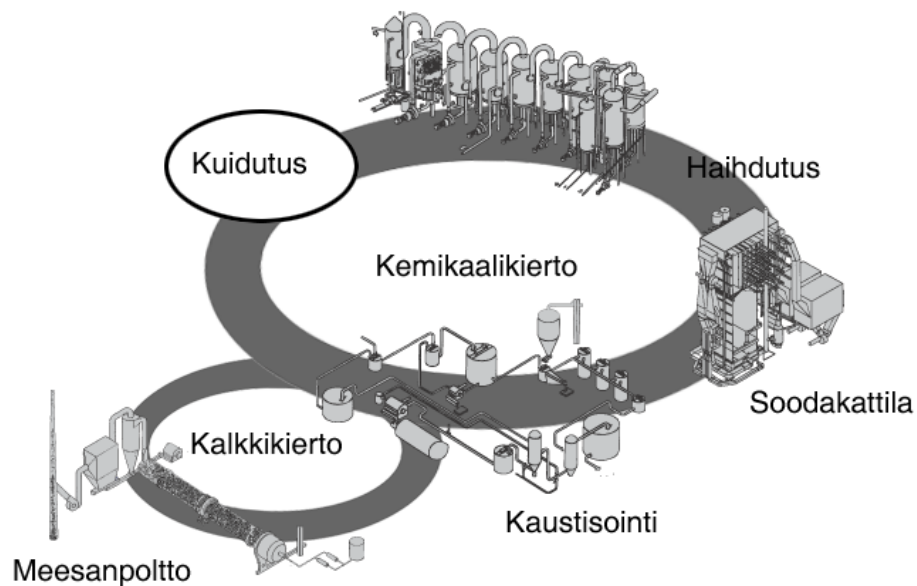
1.3 Rajaukset

Kehitys- ja tutkimustyö rajataan tässä työssä kalkinjäähdyttimen alamäen tuentaan. Tämä tarkoittaa uunin vaipan ja jäähdyttimen sisävaipan välistä tukirakennetta meesauunin polttopään alueella. Alamäen tuenta on kuvattu tarkemmin luvussa 2.3.2.

Prosessin kuvauksessa keskitytään meesanpolttoon, sen laitteisiin sekä kalkinjäähdyttiin. Tämän lisäksi kuvataan nykyisen jäähdyttimen rakenne ja sen kehityshistoria. Tuennan ongelmakohtia tutkitaan laskemalla siihen kohdistuvat kuormitukset analyttisesti sekä FE-analyysin (Finite Element, äärellisten elementtien) avulla. Kuormitustietoa hyödynnetään tutkittaessa tuennan vaurioita sekä todennettaessa uuden ratkaisun kestävyys. Vaurioita tutkitaan väsymis- ja kosketusjännityslaskennan avulla. Uuden rakenteen suunnittelussa noudatetaan systemaattisen koneensuunnittelun menetelmää. Tutkimustietoa etsitään kirjallisuudesta, Andritz Oy:n omista arkistoista sekä keskustelemalla asiakkaiden ja toimittajien kanssa.

2 PROSESSIN JA LAITTEIDEN KUVAUS

Sulfaattisellun valmistuksen yksi osakokonaisuus on kemikaalikierto, jossa keittokemikaalit käsitellään uudelleen hyödynnettäviksi. Tämä vähentää sellun keitossa syntyvää jätettä ja tuotannossa tarvittavia kemikaaleja tehostaen koko prosessin toimintaa. Kemikaalien talteenotto aikaansaa merkittäviä taloudellisia etuja. (Sixta 2006, s. 967.) Valkoliipeälaitos (White Liquor Plant, WLP) on kemikaalikierron prosessi, jossa soodakattilalta tuleva viherlipeä muutetaan sellun kuidutuksessa tarvittavaksi valkoliipeäksi. WLP ylläpitää kemikaalikiertoa, joka jakautuu kaustisointiin ja meesanpoltoon. Kaustisoinnissa tehdään lipeän muutos kalkin avulla. Kalkki on apukemikaali, joka pidetään kierrossa meesanpolton avulla. Kuva 1 havainnollistaa kemikaalikiertoa. (Tikka 2008, s. 124–125; KnowPulp 2016.)



Kuva 1. Kemikaalien talteenottokierrot sulfaattiprosessissa (KnowPulp 2016).

2.1 Meesanpoltto

Meesanpolton tarkoitus on pitää kalkki kaustisoinnin käytössä ja näin minimoida tuorekalkin tarve. Kaustisoinnin sivutuotetta, kalsiumkarbonaattia (CaCO_3), kutsutaan meesaksi ja kaustisoinnin raaka-ainetta, kalsiumoksidia (CaO), poltetuksi kalkiksi. Meesa regeneroidaan poltetuksi kalkiksi korkeassa lämpötilassa meesauunissa. Tässä reaktiossa kalsium-

karbonaatti hajoaa kalsiumoksidiksi ja hiilidioksidiksi seuraavan yhtälön mukaisesti. (Tikka 2008, s. 131; KnowPulp 2016.)



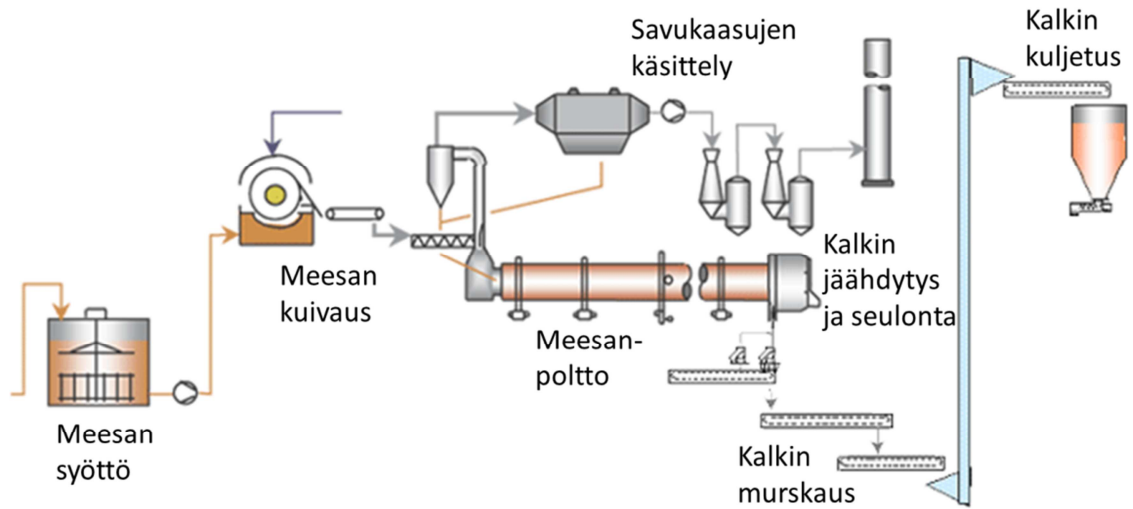
Yllä kuvattu hajoaminen alkaa, kun lämpötila ylittää 800 °C. Lämpötilan nousu tästä arvosta kiihdyttää reaktionopeutta tehokkaasti. Meesanpoltto suoritetaan noin 1100 °C lämpötilassa, jotta reaktionopeus olisi riittävä. (Tikka 2008, s. 131.)

Meesanpoltto jakautuu osaprosesseihin kuvan 2 mukaisesti. Ensimmäisessä vaiheessa meesa syötetään varastosäiliöistä meesasuodattimelle, jossa meesan kuiva-ainepitoisuus nousee noin 25–30 prosentista 75–80 prosenttiin. Tämän mekaanisen kuivauksen jälkeen meesaa kuivataan termisesti erotussyklonissa 100 % kuiva-ainepitoisuuteen. Kuivauksen jälkeen kalsiumkarbonaatti poltetaan kalsiumoksidiksi meesauunissa. (Tikka 2008, s. 162–165; KnowPulp 2016.)

Poltettu kalkki jäähdyytetään kalkinjäähdyttimessä. Tyypillisesti jäähdytin on integroitu uunin vaippaan. Tämän jälkeen karkea kalkki murskataan ja poltettu kalkki kuljetetaan kalkkisiiloon. (Tikka 2008, s. 166; KnowPulp 2016.)

Meesanpoltossa ja termisessä meesan kuivauksessa tarvittava korkea lämpö saadaan aikaan polttoprosessin avulla. Tyypillisesti polttoaine on joko raskas polttoöljy tai maakaasu. Suurin osa meesanpoltossa vaadittavasta energiasta siirtyy säteilemällä. Energiasta noin puolet kuluu halutun kemiallisen reaktion luomiseksi. (Sixta 2006, s. 991.)

Poltosta syntyy savukaasuja, jotka johdetaan meesauunin ja erotussyklonin läpi sähkösuotimelle. Savukaasujen käsittelyssä savukaasut puhdistetaan ja mukana kulkeutunut meesapöly erotetaan. Sähkösuodin polarisoi pölypartikkeleita erottaakseen ne savukaasuisista. (Tikka 2008, s. 168; KnowPulp 2016.)



Kuva 2. Meesanpolton osaprosessit (mukailen KnowPulp 2016).

2.2 Meesauuni

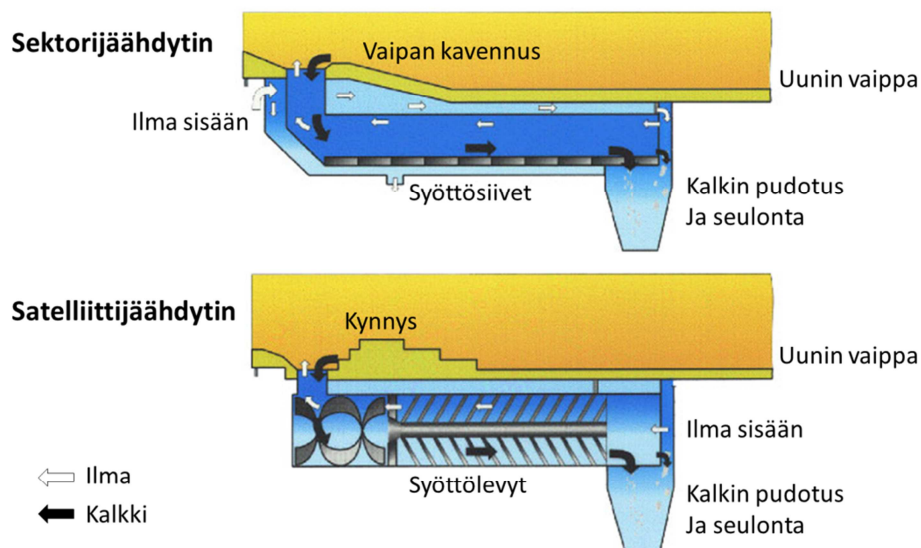
Meesauuni on kannatusrullastoilla tuettu teräksinen putki, joka on sisäpuoleltaan vuorattu tiilillä. Uuni pyörii 0,5–2,4 kierrosta minuutissa ja se on kallistettu tyypillisesti 2,5 % uunin pituussuunnassa. Pyörimisliike yhdessä kallistuksen kanssa kuljettavat meesan syötöstä polttopäähän. Nykyään uunit ovat halkaisijaltaan 2,5–6 m ja pituudeltaan 50–165 m. Mekaaniset dimensiot määräytyvät tuotantokapasiteetista, joka pyörivillä meesauuneilla on noin 130–1300 tonnia poltettua kalkkia päivässä. Kuvassa 3 on tyypillinen nykyaikainen meesauuni. (Tikka 2008, s. 161; KnowPulp 2016.)



Kuva 3. Meesauuni (KnowPulp 2016).

2.3 Kalkinjäähdytin

Kuuma, poltettu kalkki jäähdytetään kalkinjäähdyttimessä, mikä tyypillisesti on integroitu uunin vaippaan uunin polttopäädystä. Tärkeimpiä jäähdytintyyppöjä ovat perinteinen satelliittijäähdytin ja uudempi sektorijäähdytin. Näiden kahden konstruktion toimintaperiaate on esitetty kuvassa 4. Molemmissa rakenteissa jäähdytin on uunin ympärillä ja se pyörii uunin mukana kuljettaen kalkkia ylämäkeen uunin suuntaisesti. Jäähdytin toimii lisäksi lämmönsiirtäjänä, sillä jäähdyttävä ilma kulkeutuu savukaasupuhaltimen avulla jäähdyttimen läpi uuniin. Ilma kuljettaa poltetun kalkin lämpöä mukanaan ja toimii esilämmitettynä sekundääri-ilmana meesauunin polttimelle. (Tikka 2008, s. 166.)



Kuva 4. Sektori- ja satelliittijäähdyttimen toimintaperiaate (mukaiillen Tikka 2008, s. 166).

Sektorijäähdyttimet on jaettu pituussuuntaisiin sektoreihin, joissa kalkki kulkeutuu eteenpäin. Tämän tyyppisessä jäähdyttimessä on huuva, joka vähentää lämpöhäviötä. (Know-Pulp 2016) Satelliittijäähdyttimen poikkileikkaus jakautuu putkiin, joissa kuuma kalkki kulkeutuu uunin suuntaisesti. (Adams 2007, s. 3–4.)

2.3.1 Andritz sektorijäähdyttimen kehityshistoria

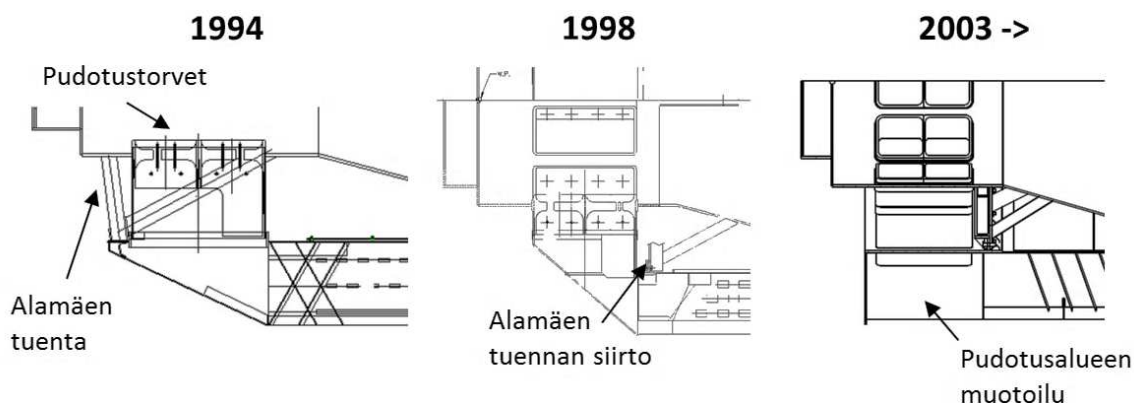
Andritz Oy on valmistanut sektorijäähdyttimiä vuodesta 1991 lähtien, jolloin ne kehitettiin kapasiteetin kasvattamiseksi sekä lämpöhäviöiden pienentämiseksi. Jäähdyttimen rakennetta on jatkuvasti paranneltu, jotta se pystyisi vastaamaan kasvaviin tuotantovaatimuksiin. Tärkeimmät kehityskohteet ovat historian aikana olleet materiaalivalinnat ja tuentaratkai-

sut. Sektorijäähdyttimen toimintaperiaate on säilynyt muuttumattomana, mutta jatkuvasti kasvavat kapasiteettivaatimukset ovat tuoneet kehitystarpeita etenkin rakenteen kestävyydelle. (Pat. US 6419481 B2 2002, s. 1; Mussalo 2016b, s. 2.)

Ensimmäiset jäähdyttimet valmistettiin hiiliteräksestä ja ne hitsattiin uunin vaippaan kiinteäksi rakenteeksi. Toisen sukupolven konstruktiossa kuumimpia kohtia suojattiin lisäämällä ruostumatonta terästä jäähdytimeen. Nykyään koko jäähdytin valmistetaan ruostumattomasta teräksestä. Jäähdyttimen historian aikana on käytetty erikoismateriaaleja, kuten tulenkestävää terästä. (Pat. US 6419481 B2 2002, s. 4; Mussalo 2016b, s. 2.)

Alamäen tuennan sijainti on vaihdettu toiselle puolelle pudotustorvia ja pudotusalueen muotoilua on muokattu kartiomaisesta muodosta sylinterimäiseksi. Näiden muutoksien ansiosta tukirakenne on voitu sijoittaa pudotustorvien linjalle, mikä on mahdollistanut huoltohenkilöstön liikkumisen meesauunin vaipan ja jäähdyttimen sisäsynterinin välisessä tilassa. Lisäksi materiaalivehvuuksia on kasvatettu, jotta rungon rakenne olisi jäykempi. (Mussalo 2016b, s. 3.)

Alamäen tuentaa on muutettu, jotta rakenne voidaan valmistaa konepajalla. Lisäksi tukiristikon tiheyttä on lisätty ja momenttia välittävien tappien paksuutta kasvatettu. Historiansa aikana näiden hitsattujen tappien tilalla on käytetty myös erikokoisia ruuveja. Tukiristikon ja jäähdyttimen liitoskohdassa on ollut useita eri konstruktioita, joiden jatkokehittämiseen myös tämä diplomityö keskittyy. Kuvassa 5 on nähtävillä kalkin pudotusalueen kehitysversioita. (Mussalo 2016b, s. 7–10.)



Kuva 5. Pudotusalueen kehitys. Kuvissa on poikkileikkaus jäähdyttimestä polttopäässä. (mukaillen Mussalo 2016b, s. 3.)

Ylämäen tuenta on modernisoitu 2010-luvulla, jolloin uudenlaiset liukutuet otettiin käyttöön. Näissä liukutuissa on vaihdettavat itsevoitelevat pronssista valmistetut kulutuspalat, joiden ansiosta tuennan välykset pysyvät pienenä. Tukien määrää on lisätty, mikä vähentää yksittäisen tuen kuormitusta merkittävästi. Valmistettavuutta ja väsymiskestävyyttä on kehitetty parantamalla hitsien jouhevuuatta. Uusi rakenne on myös merkittävästi aikaisempia versioita kestävämpi. (Mussalo 2016b, s. 2; 12.)

2.3.2 Nykyisen Andritz kalkinjäähdyttimen rakenne

Tämän hetkiseen konstruktion tutustuttiin 3D-mallien ja valmistuspiirustusten avulla sekä tutkimalla kehityshistoriaa ja testilaittevideoita. Lisäksi tutustuttiin valmiiseen jäähdyttiin sekä osakokoonpanojen valmistukseen useilla konepajoilla ja käytössä oleviin laitteisiin Andritz Oy:n asiakkaiden tehtailla. Näillä käynneillä käydyt keskustelut paremman valmistettavuuden ja huollettavuuden kehittämiseksi otetaan huomioon suunnitteluvaiheessa, luvussa 4. Kuvassa 6 on esillä uunin vaipan kartio-osa ja kalkinjäähdyttimen sisäsylin-
terin pudotusalue konepajalla. Kuvan uunin halkaisija on 5,5 metriä.

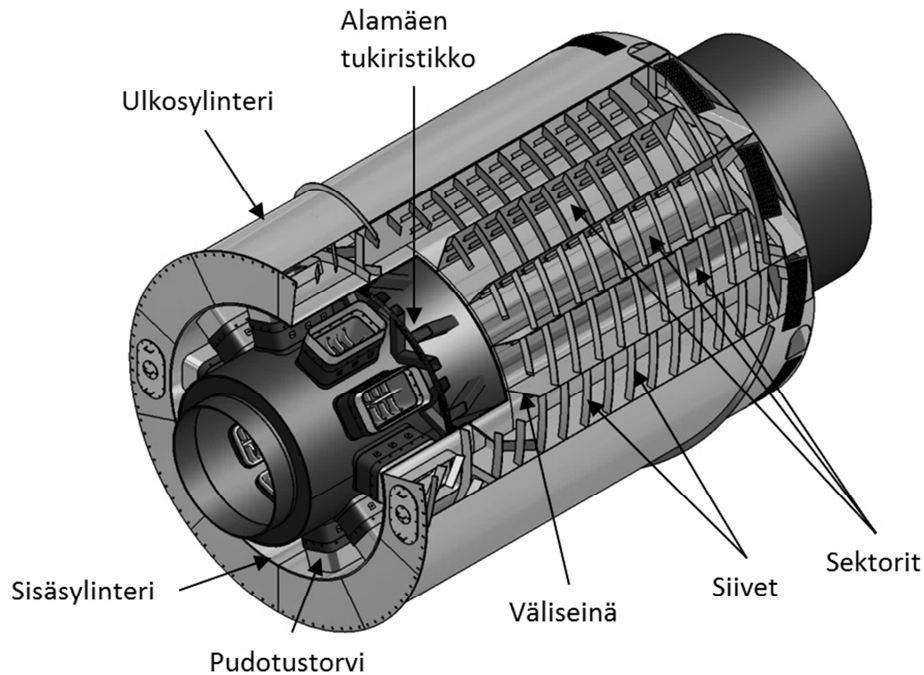


Kuva 6. Uunin kartio-osa sekä jäähdyttimen sisäsynterinin osa.

Nykyinen Andritz Oy:n toimittama kalkinjäähdytin valmistetaan kahdessa tai useammassa osassa ja se on mahdollista asentaa joko uuteen tai käytössä olevaan meesauuniin, jolloin puhutaan niin sanotusta ”retrofit-asennuksesta”. Jäähdyttimiä valmistetaan erikokoisina ja ne mitoitetetaan uunin halkaisijan mukaan. Tässä diplomityössä tehdyissä laskelmissa käytetään ensisijaisesti referenssimittoja halkaisijaltaan 4,5 metrin uunista ja sen jäähdyttimestä.

Sektorijäähdytin koostuu kahdesta sisäkkäisestä sylinteristä, joiden välissä kalkki kulkee siirtosiipien avulla ylämäkeen. Näiden kahden lieriön välinen tila on jaettu väliseinillä sektoreihin, joita on mallin ja koon mukaan 16–24. Poltettu kalkki putoaa uunin polttopäästä pudotustorvien läpi jäähdyttimeen, josta se etenee siipien työntämänä sektoreihin. Sektoreissa lämpö siirtyy jäähdyttimen läpikulkevaan ilmaan, mikä kiertää lopulta uuniin sekundääri-ilmaksi. Kun kalkki on saavuttanut jäähdyttimen ylämäen päädyn, se pudotetaan seulonnan mukaan kalkinkuljettimille tai kalkinmurskaimelle. (KnowPulp 2016.)

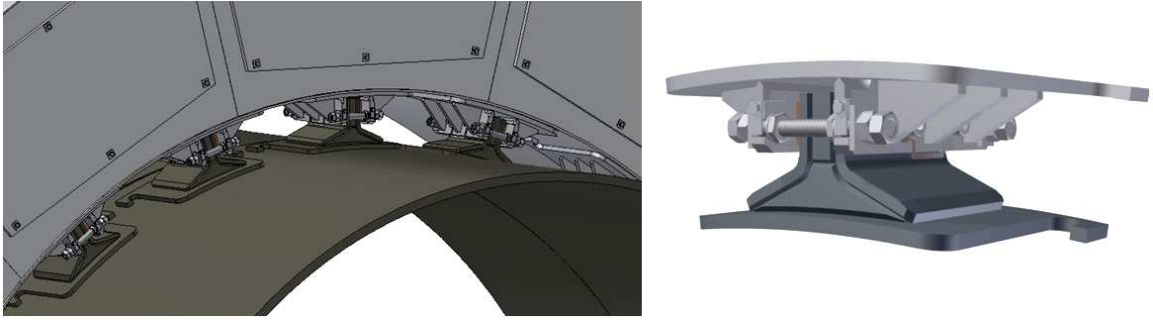
Jäähdyttimen ja uunin vaipan välissä on vapaa tila, jotta jäähdyttimeen kohdistuva lämpösäteily olisi vähäisempää. Jäähdytysilma kulkee tästä välistä jäähdyttäen samalla uunin vaippaa. Ilman kierto on esitetty aikaisemmin kuvassa 4. Kuvassa 7 on esitetty Andritz kalkinjäähdytin ja sen pääosat leikkauskuvan muodossa.



Kuva 7. Andritz kalkinjähdytin, vasemmalla alamäen/polttopään pääty.

Yllä olevassa kuvassa materiaalit on esitetty eri värein. Mustana näkyvät osat ovat uunin vaippa, pudotustorvien alkupää sekä alamäen tukiristikko. Ne on valmistettu kuumalujasta teräksestä 16Mo3, jonka eurooppalaisen standardin numerotunnus on 1.5415. Kuvassa harmaan sävyiset osat ovat jäähdyttimen osia ja ne ovat ruostumatonta terästä X2CrNi18-9, jonka standardi numerotunnus on 1.4307. (SFS-EN 13445-2 2012, s. 92–100.)

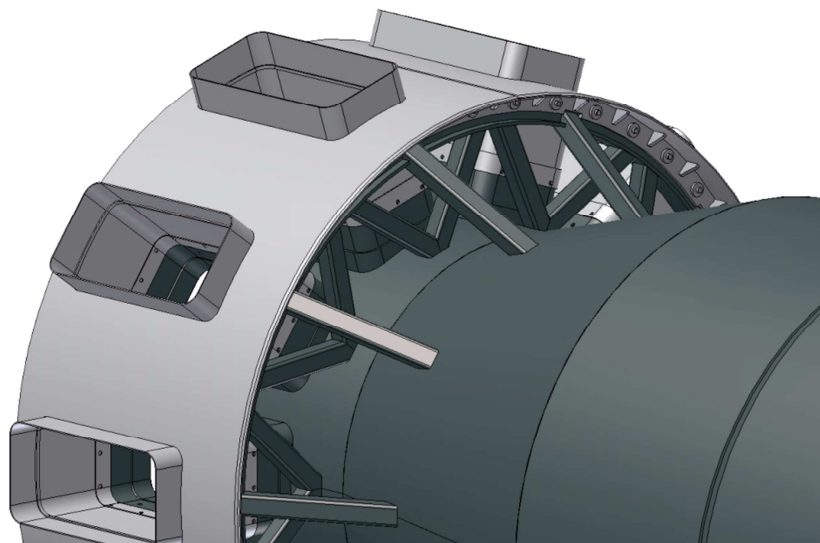
Jäähdytin pyörii uunin nopeudella tukirakenteen välittämän momentin ansiosta. Jäähdyttimen kohdistuu suuria lämpölaajentumia. Tämän vuoksi se on tuettu ylä- ja alamäen päistä tukirakentein, jotka sallivat vaipan säteen suuntaisen laajenemisen. Ylämäen tuki koostuu uuniin ja jäähdyttimen sisävaippaan hitsattavista tuista, jotka asennetaan sisäkkäin. Näiden osien välissä on pronssiset itsevoitelevat liukupalat, jotka ovat helposti vaihdettavissa. Liukupalat pienentävät kitkaa, mikä vähentää kulumista. Rakenteen ansiosta välykset pysyvät pieninä, minkä ansiosta käynti on tasaista. Ylämäen tuki kantaa jäähdytintä ainoastaan radiaalisuunnassa, jotta se sallii jäähdyttimessä tapahtuvan aksiaalisuuntaisen lämpölaajenemisen. Alla olevassa kuvassa 8 on nähtävillä nykyinen ylämäen tuennan konstruktio.



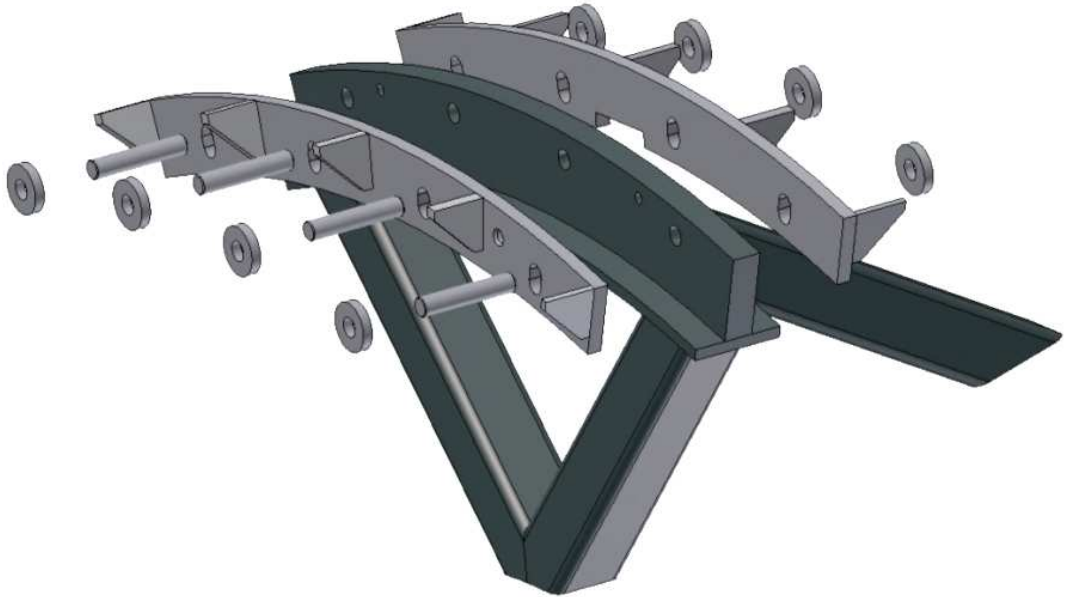
Kuva 8. Ylämäen liukutuenta. Oikealla yksi liukutuki.

Alamäen tuenta koostuu uuniin hitsatusta tukiristikosta, tukirenkaista ja voimaa välittävistä tapeista. Kuumalujasta teräksestä valmistettu ristikkorakenne on hitsattu samasta materiaalista valmistettuun tukikehään. Renkaan molemmin puolin ovat samankeskkiset ruostumattomasta teräksestä valmistetut tukikehät, jotka on hitsattu jäähdyttimen sisävaippaan. Tällöin jäähdyttimen aksiaalisuuntainen kuorma välittyy renkaiden otsapintojen välillä. Tukiristikko on liitetty uunin vaippaan hitsaamalla.

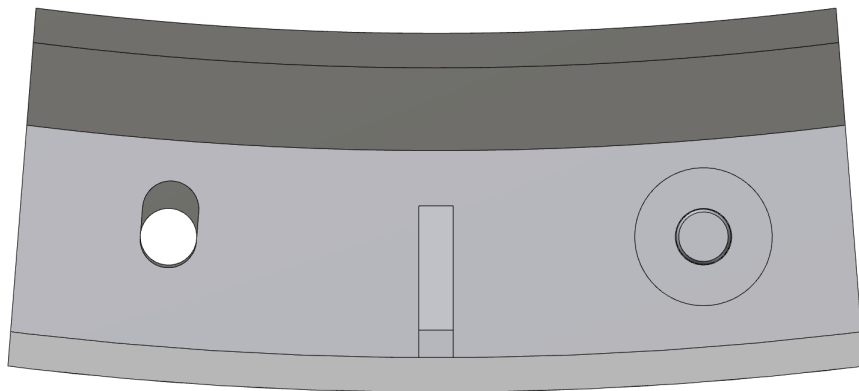
Radiaalisuuntainen pääkuormitus välittyy renkaisiin tehtyihin reikiin asetettujen tappien avulla. Säteen suuntainen lämpölaajeneminen on mahdollistettu laajentamalla ruostumattoman tukikehän reiät hahloiksi. Tapit on asennettu reikiin ja tappien päihin on ympäröity aluslevyt pienahitseillä. 4,5 m uunissa tappeja on 40 kappaletta ja sitä käytetään laskennassa alkuarvona. Kuvat 9, 10 sekä 11 havainnollistavat alamäen tuentaa. Kuvissa näkyviä osia on leikattu selvyiden vuoksi.



Kuva 9. Alamäen tuenta. Harmaa lieriö on osa jäähdyttimen sisävaippaa.



Kuva 10. Alamäen tuennan osakokonaisuuden räjäytyskuva.



Kuva 11. Alamäen tuennan tukikehien reikien muotoilu.

3 NYKYISEN ALAMÄEN TUENNAN ONGELMAKOHTIEN SELVITYS

Nykyisessä alamäen tuennassa on havaittu toistuva vika voimaa välittävien tappien kestoikässä. Tapit ovat väsymismurtuneet aluslevyn liittävän pienahitsin juuresta murtaen koko tapin. Lisäksi alamäen tuennassa on tapahtunut myös kulumista tappien ja tukikehien reikien pinnoilla. Koska tukikehä on yhtenäinen hitsattu rakenne, ovat kulumisen aiheuttamat muutokset haasteellisia korjata. Jäähdyttimen historian aikana on tapahtunut myös satunnaisia tukikehikon murtumia, mutta pääosin ongelmat keskittyvät tappien kestoikään.

Tässä luvussa tarkastellaan tuentaan vaikuttavia kuormia ja lämpövaikutuksia. Kuormitukset selvitetään myöhempää suunnittelua varten sekä analyttisesti että FE-analyysin avulla. Tapissa tapahtuvaa väsymismurtumaa tutkitaan tehollisen lovijännityksen menetelmää hyödyntäen. Lisäksi selvitetään tappien ja tukikehien rajapinnalla vaikuttavat kontaktijännitykset. Väsymiskestoikä- sekä kontaktijännityslaskennassa käytetään hyväksi kuormituksen jakauman FE-analyysin tuloksia.

3.1 Lämpölaajeneminen

Jäähdytintä asennettaessa ja sen ollessa huoltoseisokissa rakenne on ympäristön lämpöinen. Prosessin mukana uunista putoava kalkki on noin 1100 °C ja se kuumentaa jäähdyttimen runkoa epätasaisesti. Jäähdyttimen ulkovaipan lämpötila on alamäen päässä noin 600 °C ja ylämäen päässä noin 300 °C. Tukikehikko kuumenee yleensä maksimissaan 340 asteeseen, liikutukien lämmitessä 280 asteeseen ja uunin vaipan kartio-osuuden lämpötilan noustessa 400 asteeseen. Tässä diplomityössä tehtävissä laskennoissa käytetään lämpötilan arvona 450 °C, minkä yli tuennan lämpötilan ei pitäisi nousta. (Mussalo 2016a, s. 4–5.)

Lämpötilojen epätasaisen jakautumisen lisäksi materiaalien lämpölaajenemiskertoimet ovat erisuuruisia. Ruostumattoman teräksen lineaarinen lämpölaajenemiskerroin on huomattavasti suurempi kuin kuumalujan teräksen. (SFS-EN 13445-2 2012, s. 92–100; SFS-EN 13445-3 2014, s. 740–741.) Tästä johtuen rakenteen sisällä sekä etenkin jäähdyttimen ja tukikehikon välillä tapahtuu erisuuruisia lämpölaajentumia. Jotta rakenteeseen ei syntyisi plastisia muodonmuutoksia, on tukirakenteen sallittava säteen suuntainen laajentuma.

Taulukossa 1 on esitetty molempien teräksien lämpölaajenemiskertoimet huoneen lämmössä sekä laskennassa käytettävässä ääriämpötilassa.

Prosessista johtuen uunin vaippa saavuttaa maksimilämpötilansa käynnistysvaiheessa ensin, jolloin suurin lämpölaajentuma alamäen tuennassa tapahtuu kuormalujassa rakenteessa. Merkittävin lämpölaajentuma tapahtuu normaalin käynnin aikana jäädyttimen alueella, koska ruostumattomalla teräksellä on suurempi lämpölaajenemiskerroin. Koska prosessi aiheuttaa kaksisuuntaisen lämpölaajenemisen, täytyy tukirakenteen sallia liike tukikehien välillä säteen molempiin suuntiin. (Mussalo 2016a, s. 5.)

Jotta pystyttäisiin arvioimaan lämpölaajenemisen suuruus, laskettiin suurimmat lämpölaajentumat molemmille materiaaleille 450 °C ääriämpötilassa. Laskenta suoritettiin käyttämällä pituuden lämpölaajenemisen yhtälöä. Alkuarvoina laskennassa käytettiin taulukossa 1 esitettyjen kertoimien keskiarvoa, sillä kertoimet ovat lineaarisia. alkuperäisen pituuden arvona käytettiin 2708 mm, mikä on sisävaipan säde. Molempien materiaalien säteen suuntaiset laajentumat on esitetty taulukossa 1. Materiaalien eri kertoimista johtuva suhteellinen laajentuma on näiden erotus, mikä on 4,73 mm. (Valtanen 2012, s. 237.)

Taulukko 1. Lämpölaajenemiskertoimet sekä laajentuma huoneenlämmöstä 450 asteeseen (SFS-EN 13445-2 2012, s. 92–100; SFS-EN 13445-3 2014, s. 740–741).

Materiaali	Lämpölaajenemiskerroin	Lämpölaajenemiskerroin	Lämpölaajentuma
	$\beta_{20^{\circ}\text{C}} [10^{-6}\text{K}^{-1}]$	$\beta_{450^{\circ}\text{C}} [10^{-6}\text{K}^{-1}]$	$\Delta l [\text{mm}]$
16Mo3	11,30	13,88	14,66
X2CrNi18-9	15,29	18,02	19,39

Yllä oleva laskenta varmistettiin myös yksinkertaisella FE-analyysillä. Analyysin tulos vastasi analyyttisen laskennan tulosta. FE-analyysi todisti myös, ettei tangentin suuntainen lämpölaajentuma ole merkittävä, vaan laajeneminen tapahtuu pääosin säteen suuntaisesti.

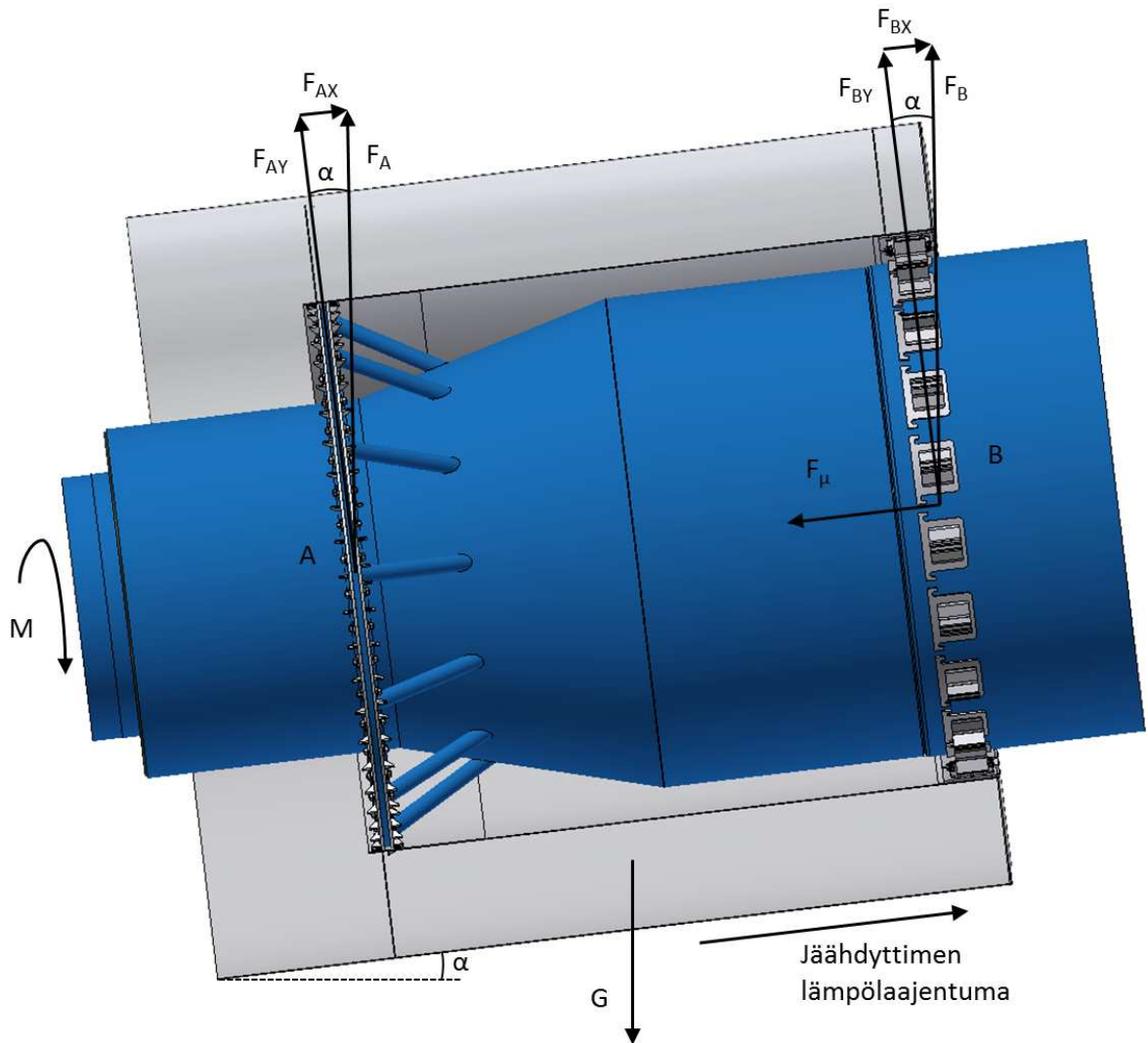
3.2 Vaikuttavat kuormat

Jotta nykyisen rakenteen vaurioituminen pystyttäisiin ymmärtämään paremmin, suoritetaan kuormitusten laskenta analyyttisesti sekä FE-analyysin avulla. Tarkka tieto kuormitukses-

ta auttaa uuden rakenteen suunnittelua. Lisäksi kuormituksen laskentadataa hyödynnetään muissa analyyseissä.

Jäähdyttimeen ja sen tukirakenteeseen kohdistuu pystysuora painovoima G sekä kalkin epätasaisesta jakautumisesta johtuva momentti M , joka vastustaa pyörimisliikettä. Alkuarvot kuormituksen laskennalle selvitettiin kalkin ja jäähdyttimen massan avulla hyödyntäen tuotantoarvoja ja käyttämällä 4,5 metrisen uunin jäähdyttimen mittoja. Laskennassa käytetty kalkin ja jäähdyttimen kokonaispaino on 755 000 N, josta jäähdyttimen oma massa on noin 70 %.

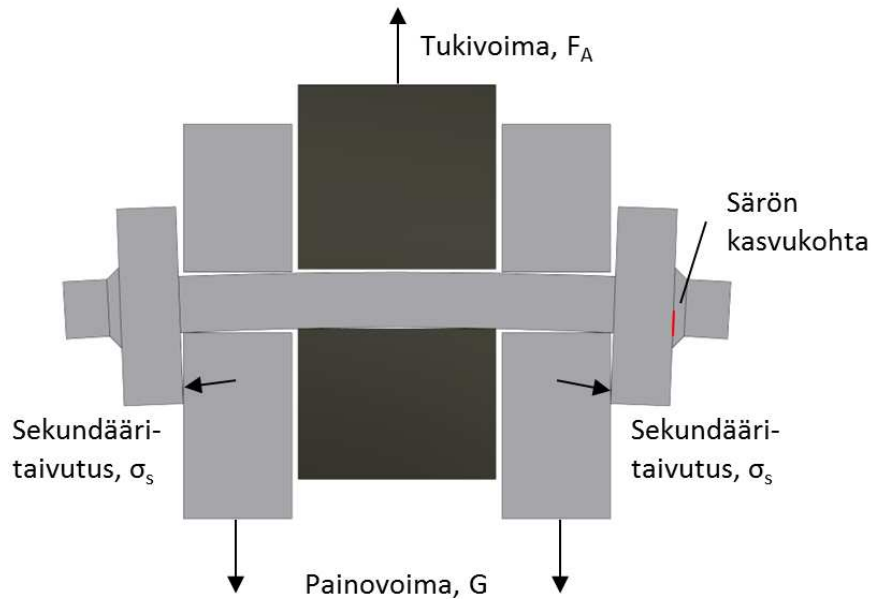
Jäähdyttimen tuentaan kohdistuvat kuormitukset ja tukireaktiot on esitetty vapaakappalekuvassa 12, jossa siniset osat ovat uunin ja tuennan kuumalujasta teräksestä valmistettuja osia. Kuvassa alamäen tuenta on piste A ja ylämäen tuki piste B. Tukireaktioita kuvaavat voimat F_i , jotka on jaettu tukipisteiden A ja B mukaan sekä komponentteihin jäähdyttimen säteen sekä pituusakselin suuntiin. Kuten kuvasta on havaittavissa, osa painovoimaa vastustavista tukireaktioista suuntautuu jäähdyttimen aksiaalisuuntaan uunin kallistuksen α vuoksi. Alamäen tuenta on aksiaalisuunnassa jäykkä, minkä vuoksi jäähdyttimen pituus-suuntainen lämpölaajentuma suuntautuu ylämäkeen. Ylämäen tuki sallii pituus-suuntaisen liikkeen, mutta tuennan kitkavoima F_μ vastustaa tätä liikettä. Näin ollen suurimmat aksiaalivoimat kohdistuvat alamäen tuentaan.



Kuva 12. Jäähdyttimen tuennan kuormituksen vapaakappalekuva. Kallistuskulmaa α on korostettu ilmiön havainnollistamiseksi.

Aksiaalisuuntaiset kuormitukset on laskettu käsin ja ne on esitetty liitteessä I. Painovoiman aiheuttama aksiaalikuorma laskettiin trigonometrian avulla hyödyntämällä jäähdyttimen ja kalkan kokonaismassaa. Koska ylämäen tuenta ei välitä aksiaalikuormaa muutoin kuin kitkan avulla, on alamäen tukeen kohdistuva lämpölaajenemiskuorma tällöin suurimmillaan ylämäen tuen kitkavoiman maksimi. Laskennassa käytettiin kitkakerrointa $\mu = 0,115$, mikä on liukulaakerin valmistajan antamien kertoimien keskiarvo (D&E Bearings 2016, s. 1–2). Laskennan tuloksena voidaan päätellä, että kitkavoima ei ole rakenteelle merkittävä, joten pituussuuntainen lämpölaajeneminen ei aiheuta suuria jännityksiä rakenteeseen. Myöskään painovoiman aiheuttama aksiaalikuorma ei ole kovin merkittävä rakenteen kestävyden kannalta, mutta se on otettava huomioon suunnittelussa.

Voimaa siirtävä tappi joutuu taivutukseen, kun kuumaluja tukikehä pyrkii pitämään tapin paikallaan ja ruostumattomat tukikehät vetävät sitä alaspäin jäädyttimen kohdistuvan painovoiman ja momentin vuoksi. Tämän taipuman vuoksi aluslevy vastaanottaa sekundaaritaiivutusta σ_s tukikehästä. Tämä kuormituksen geometria on havainnollistettu poikkileikkauksella kuvassa 13.



Kuva 13. Sekundääritaiivutuksen muodostuminen ja särönkasvukohta.

Tukivoima on suurimmillaan pitkittäisen hahlon ollessa lähellä vaaka-asentoa, joten suurimmat kuormituspiikit asettuvat tukikehän oikealla ja vasemmalla sivulla oleville tapeille. Jäähdyttimen pyörimisen vuoksi kuormitus on muuttuvaa. Myös kuormituksen suunta vaihtuu kehän pyöriessä 180 astetta. Suunnan muuttumisen vuoksi aluslevyn ja tapin liitokseen kohdistuu vuoroin puristus- ja vetojännitystä. Näin ollen kyseessä on väsyttävä vaihtokuormitus. (Airila et al. 2010, s. 14–15.)

Nykyisen rakenteen tapit on mitoitettu kestäämään pystysuorasta kuormituksesta johtuva leikkausvoima. Mitoitus on suoritettu siten, että yksi tappi molemmiin puolin kestää koko rakenteen painon. Suunnittelussa ei ole ennen huomioitu sekundaaritaiivutusta eikä juuren muotoa. Aikaisemmissa tutkimuksissa on havaittu, että noin 65 % jäädyttimen sekä kalkin massasta kuormittaa alamäen tuentaa. (Tarhonen 2008.)

Pyörimistä vastustava momentti laskettiin käyttämällä alkuarvoina syöttö- ja sektorivaiheen mittoja, aikaisemmin tutkittua kalkin sortumakulmaa sekä aikaisempia koejärjestelyjä kalkin virtauksesta. Andritz Oy on suorittanut lukuisia koeajoja eri sektorikonstruktioilla tutkien materiaalien liikettä sektorin pyöriessä. Testivideoiden avulla määritettiin kalkin massakeskipisteet jokaisen sektorin vaihekulmalle. Lisäksi kalkin liike varmennettiin hyödyntämällä videomateriaaleja eri sellutehtaiden käytössä olevista jäähdyttimistä. Kalkin laskettiin aikaan saavan 60 kNm suuruisen momentin, mikä on noin 3,5 % koko uunin pyöritysmomentista. Momentin laskenta on esitetty liitteessä I.

3.2.1 Kuormien jakautumisen analyttinen laskenta

Tappeihin kohdistuva voima haluttiin selvittää, jotta uuden rakenteen suunnitteluun saataisiin tarkemmat lähtötiedot. Kuormien selvittäminen mahdollistaa murtumismekanismin tarkemman tutkimisen. Analyttisessä laskennassa tappi oletettiin täysin pyöreäksi, jolloin vain yksi piste koskettaa reikää. Yksinkertaistuksen vuoksi momentti jätettiin huomioimatta. Reikä oletettiin täysin välyksettömäksi, jolloin kaikki tapit kantavat kuormaa, pois lukien tapit, jotka ovat täysin pystysuorassa asennossa olevissa hahloissa aivan tukikehän ylä- ja alareunassa.

Tappien ja ruostumattoman tukikehän hahlon välisestä tukivoimasta laskettiin y-akselin suuntainen komponentti jokaiselle tapille eri kulma-asennoissa. Y-komponenttien arvot yhdistettiin ja niiden avulla laskettiin tukivoimien prosentuaaliset osuudet jokaiselle tapille. Tätä aikaansaatuja kuormitustietoja hyödynnetään seuraavassa kappaleessa, missä FE-analyysillä tehty laskelma varmennetaan analyttisellä tuloksella. Analyttinen laskenta on esitetty liitteessä II ja sen tulokset on esitetty kuvaajana luvussa 3.2.2.

Suurimmat arvot saatiin, kun hahlo on täysin vaakatasossa. Suurin kuormituksen arvo yhdellä tapilla oli 19 300 N, joka on 3,94 % koko alamäen tuentaan kohdistuvasta kuormituksesta. Normaalitylanteen lisäksi laskettiin tapin vaurioitumisen merkitys muiden osien kuormituksille. Yhden tapin murtuminen lisää jäljellä olevien tappien kuormitusta 8,5 %.

3.2.2 Kuormien jakautumisen FE-analyysi

FE-analyysi kuormien jakautumiselle suoritettiin käyttämällä olemassa olevaa tuennan 3D-mallia. FE-analyysi suoritettiin Ansys Mechanical 17.2:lla ja geometrian korjaukset Ansys

DesignModelerilla. Rakenteeseen sisällytettiin tukikehät, tukiristikko ja tapit. Lisäksi mallinnettiin yksinkertainen kuorirakenne kuvaamaan jäädyttimen jäykkyyttä.

3D-mallinnus suoritettiin Autodesk Inventor 2015:lla. Laskennan nopeuttamiseksi sekä sen oikeellisuuden varmistamiseksi tehtiin seuraavat yksinkertaistukset: tukiristikon palkkien pyöristykset poistettiin, tapit, aluslevyt sekä kuormalujan kehän reiät muutettiin poikkileikkaukseltaan neliön muotoisiksi sekä voitelureiät, hitsausviisteet ja muut vastaavat yksityiskohdat poistettiin. Jotta tapin taivutusjäykkyys säilyisi geometrian muutoksesta huolimatta samana, laskettiin neliötapin sivun pituuden arvo asettamalla pyöreän ja neliön muotoisen tapin neliömomentti yhtä suureksi. Laskenta suoritettiin käyttämällä yleisiä poikkipintojen yhtälöitä (Valtanen 2012, s. 410; 413).

Laskenta suoritettiin kolmessa vaiheessa aloittaen yksinkertaisemmalla mallilla. Yksinkertaisemman mallin avulla pystyttiin tutkimaan mallin, reunaehto- ja kuormitusten toimivuus varmemmin ennen siirtymistä yksityiskohtien tarkasteluun. Laskennan kolme vaihetta olivat

- 1) Tukirenkaiden välysten ja tukiristikon asennon tutkinta
- 2) Tapin ja reikien välysten vaikutuksen selvitys
- 3) Aluslevyjen vaikutus kuormitukseen.

Mallissa käytetyt materiaaliarvot ovat standardin SFS-EN 13445-3 mukaisia. Kimmokerroin $E_{450^{\circ}C}$ redusoidtiin maksimilämpötilan mukaan. Käytetyt materiaaliarvot on esitetty taulukossa 2. (SFS-EN 13445-2 2012, s. 92–100; SFS-EN 13445-3 2014, s. 739–741.)

Taulukko 2. FE-analyysissä käytetyt materiaaliarvot (SFS-EN 13445-2 2012, s. 92–100; SFS-EN 13445-3 2014, s. 739–741).

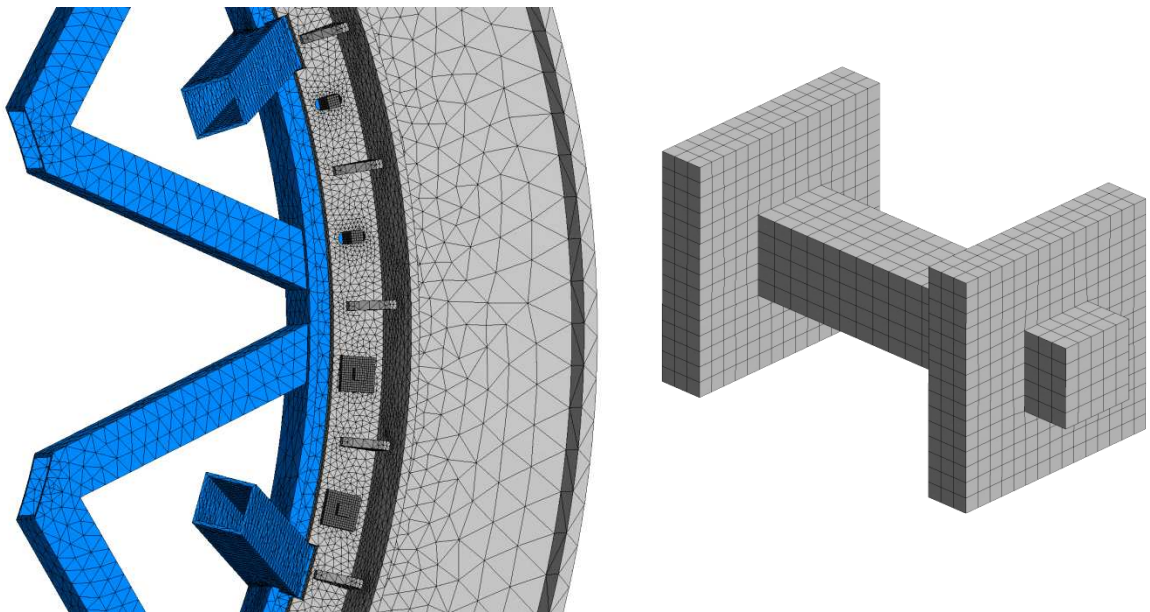
Materiaali	Numerotunnus	Kimmokerroin $E_{450^{\circ}C}$ [GPa]	Tiheys ρ [kg/m ³]	Poissonin vakio ν [-]
16Mo3	1.5415	178,4	7850	0,3
X2CrNi18-9	1.4307	165,3	7930	0,3

Malliin määritettiin kiinteän tuen reunaehto ristikon sisäreunoihin eli pintoihin, jotka on hitsattu uunin vaippaan. Kuormitukset kohdistettiin jäädyttimen sisemmän sylinterin

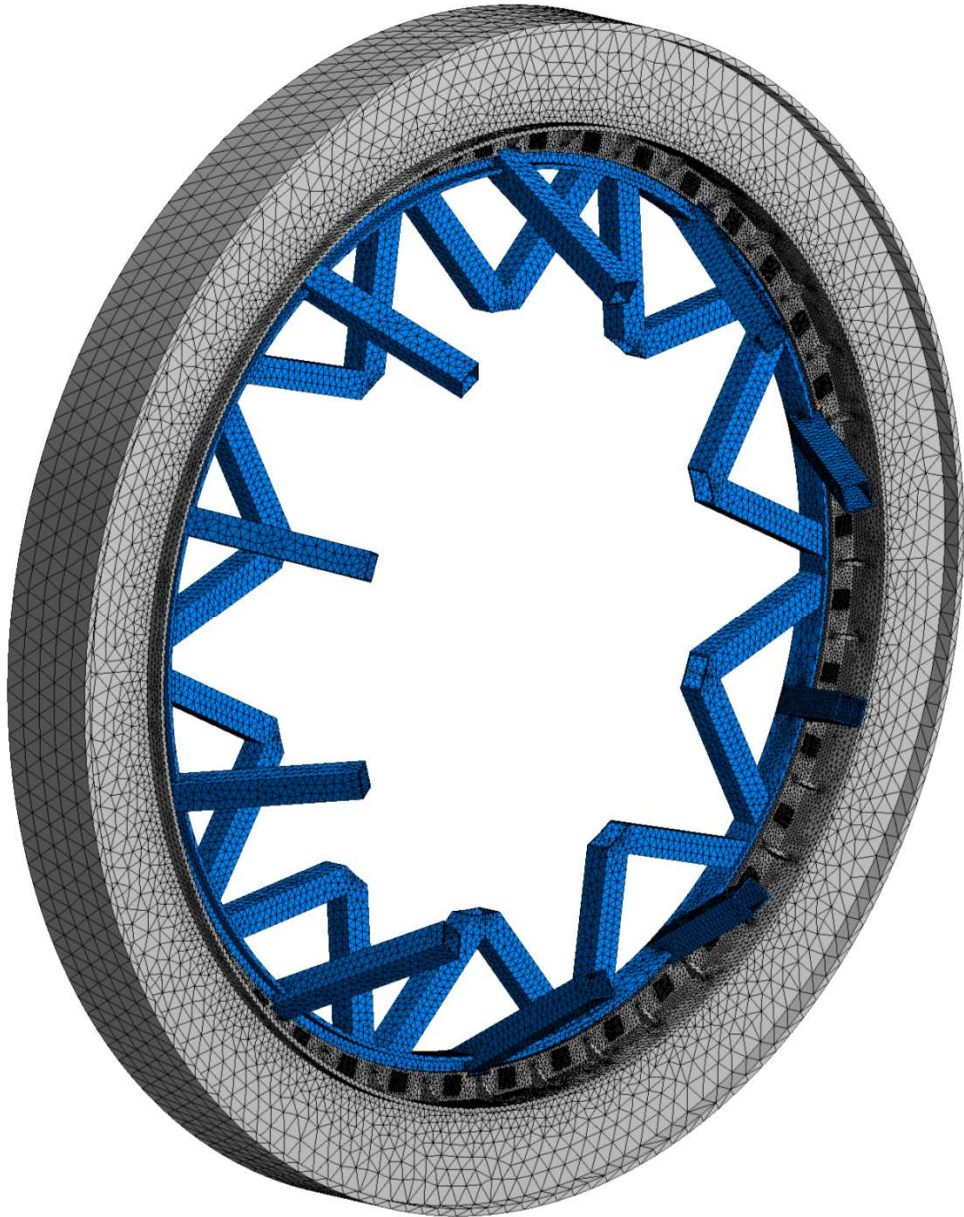
ulkopintaan. Painovoimaa asetettiin kuvaamaan aiemmin laskettu pystysuora 490 kN kuorma, jonka lisäksi määritettiin jäädyttimen kallistuneesta asennosta johtuva pieni 1000 N suuruinen aksiaalikuorma. 60 kNm momentti sijoitettiin vaikuttamaan pyörähdysakselin ympärille.

Tappien ja reikien välisille pinnoille sekä aluslevyjen ja tukirenkaiden väliin asetettiin kontaktielementit. Nämä elementit ovat kitkattomia apuelementtejä, jotka estävät kappaleiden siirtymät toistensa läpi. Lisäksi kontaktit mahdollistavat kuormitusten laskemisen halutuissa pisteissä. Laskenta suoritettiin käyttämällä epälineaarista analyysiä, jotta rakojen sulkeutuminen ja aukeneminen pystytään huomioimaan. (Cook 2001, s. 619–621)

Malli verkotettiin käyttämällä 10- ja 20-solmuisia solidielementtejä. Verkotus tihennettiin voimaa siirtävien osien alueille, joita ovat tukikehät, tapit ja aluslevyt sekä niiden läheiset osat. Erityisen suurta verkontiheyttä käytettiin tappien, aluslevyjen ja reikien alueella. Yhteensä laskennassa käytettiin yksinkertaistuksista riippuen noin miljoonaa elementtiä. Kuvassa 14 on havainnollistettu verkotus tapin alueelta ilman aluslevyjä sekä niiden kanssa. Kuvassa 15 on esitetty koko analysoitu malli verkotuksineen. Kuvissa siniset osat ovat kuumalujaa ja harmaat osat ruostumatonta terästä.



Kuva 14. Vanhan rakenteen FE-mallin yksityiskohtia. Oikealla tapin ja aluslevyn verkotus.



Kuva 15. Vanhan rakenteen verkotettu FE-malli.

FE-analyysin 1. vaihe: Tukirenkaiden välysten ja tukiristikon asennon tutkimus

FE-analyysin ensimmäinen vaihe suoritettiin yksinkertaisemmalla mallilla, jossa tapin ja reiän välissä ei ollut lainkaan vällyksiä. Lisäksi aluslevyt poistettiin mallista. Näin varmistettiin mallin muiden osioiden toimivuus sekä selvitettiin nopeammalla laskennalla suurimman kuormituksen aiheuttava tukiristikon asento. Laskenta suoritettiin aluksi ilman momenttia, jotta se vastaisi analyyttistä laskentaa mahdollisimman hyvin.

Simuloidussa tukirakenteessa on 40 tappia 9 asteen välein. Jotta pystyttäisiin löytämään suurimmat mahdolliset kuormitukset tapeille, laskettiin rakenteen käyttäytyminen neljässä eri kulma-asennossa jäähdyttimen pituusakselin ympäri kiertyneenä. Nämä kulma-asennot olivat 4,5 asteen välein sekä 9 asteen välein, jotta tukirakenteen vaikutukset voidaan ottaa huomioon. Liitteessä III ja IV on esitetty ja nimetty nämä asennot sekä tappien numerointi, jota käytetään tuloksien esittämisessä.

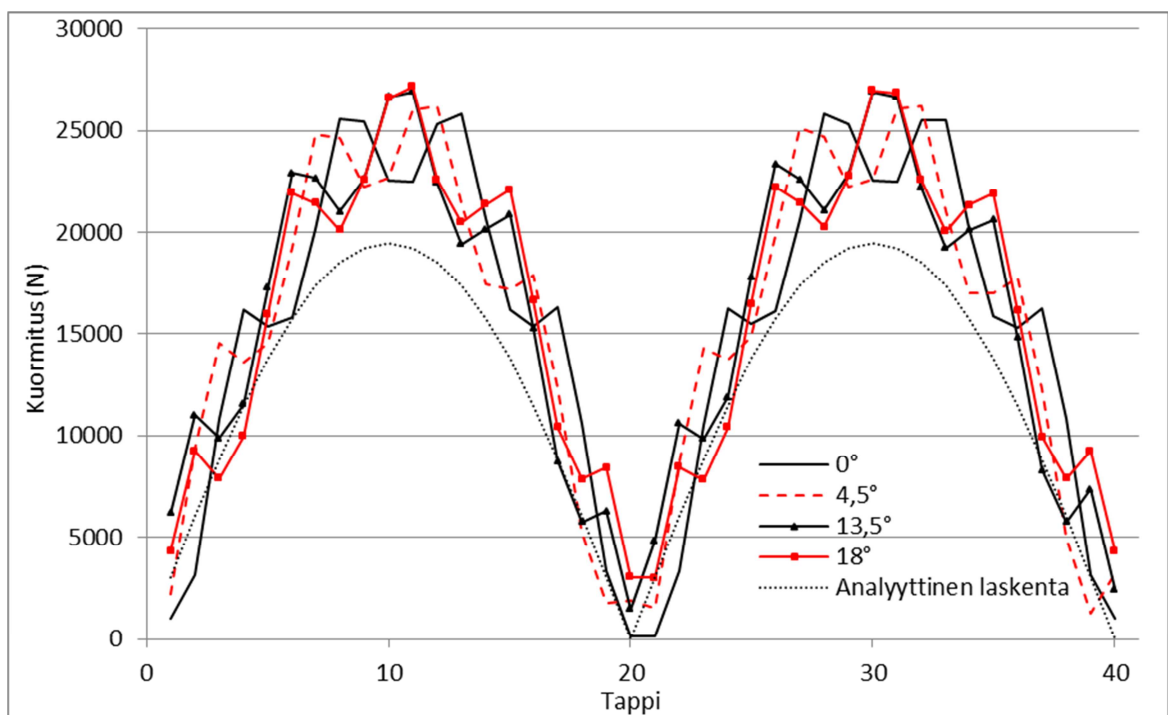
Analyttinen laskenta ei ottanut huomioon tukirakenteen epäsäännöllisyyttä ja tämän vuoksi suurimmat kuormat tappien kontakteille muodostuivat hahlon ollessa täysin vaakatasossa. FE-analyysin tuloksena havaittiin, että v-kirjaimen muodossa olevat radiaalitulkipalkit kantavat suurimman kuormituksen yksittäin asetettujen diagonaalitukien ollessa huomattavasti kevyemmällä rasituksella. Tämä johtuu kuorman suunnasta, sillä radiaalitulkipalkit kohtaavat kuorman pääosin omassa aksiaalisuunnassaan, diagonaalitukien ollessa taivutuksessa. Koska tukikehä ei diagonaalitukien kohdalla pysty tukemaan rakennetta yhtä tehokkaasti, siihen muodostuu suuria muodonmuutoksia, jolloin jäykempi jäähdyttimen runko ei kuormita tämän alueen tappeja yhtä voimakkaasti. Tämä näkyy suurempana kuormana radiaalitulkipalkkien kohdalla olevilla tapeilla.

Ensimmäisen vaiheen tärkein osuus oli tappeihin kohdistuvan kuormituksen jakautumisen selvittäminen. Kuormitus selvitettiin ruostumattoman tukikehän reiän ja tapin välisiin kontaktielementteihin kohdistuvien voimien resultanttien avulla. Laskenta osoitti, että suurin kuormituspiikki tappiin kohdistuu, kun tukirakenne on 18° asennossa. Kuormituksen huippuarvo tappia kohden ilman momentin huomioon ottamista oli tällöin 27 155 N, kun se analyttisellä laskennalla oli 19 500 N. Rakenteessa tapahtuu muodonmuutoksia, minkä johdosta ruostumattoman tukirenkaan hahlon kulma-asento muuttuu epälineaarisesti. Tämän vuoksi kuormitus jakautuu epätasaisesti, jolloin myös huippukuorman arvo nousee.

Kuvassa 16 on esitetty kuormituksen jakautuminen jokaiselle tapille eri kulma-asennoissa FE-analyysillä sekä analyttisesti laskettuna. Tuloksissa ei ole otettu huomioon momentin vaikutusta. Analyttisesti laskettu jakauma muuttuu tasaisesti ja se saavuttaa nolla-arvon hahlon ollessa täysin pystysuorassa asennossa. FE-analyysillä tämä tapahtuu myös $13,5^\circ$

asennossa, muiden asentojen pienimpien arvojen jäädessä lähelle nollaa. Pienet arvot selittyvät muodonmuutoksista johtuvilla resultanttivoimilla.

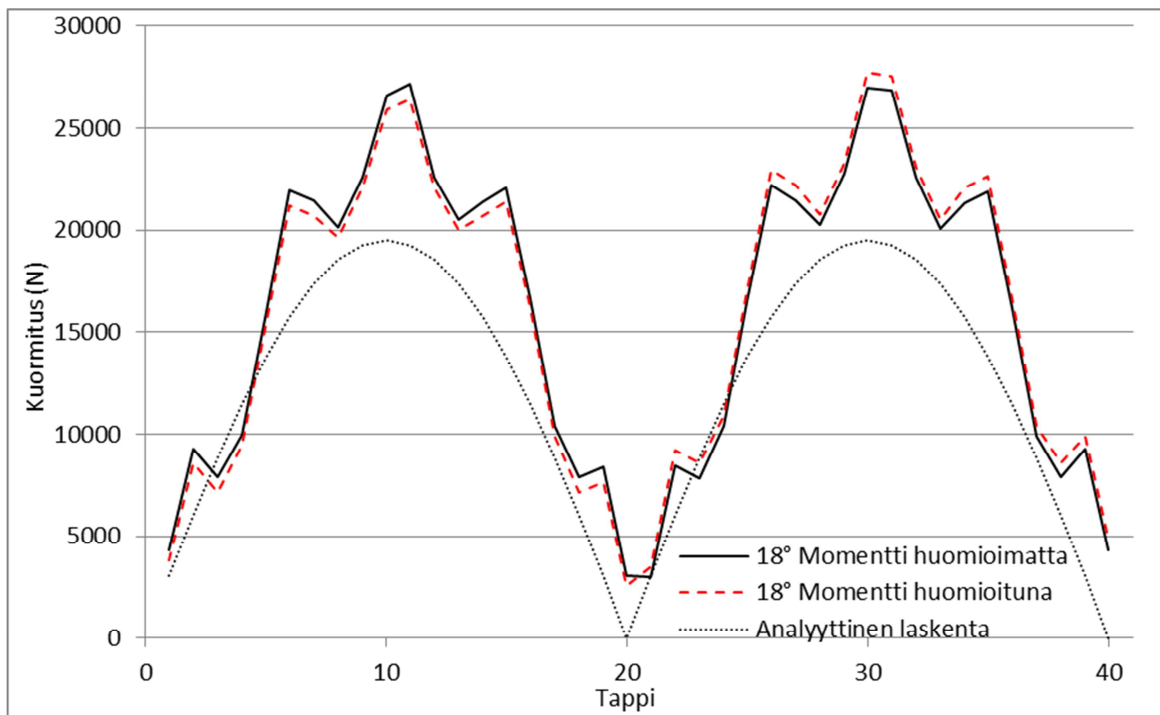
Huomattavaa kuvaajassa on myös eri asentojen kuormituspiikkien sijainnit. Kaikilla asennoilla piikit sijoittuvat radiaalitukien kohdalla oleviin tappeihin. Kuormituspiikit muodostuvat kahden tapin alueelle, mikä johtuu tukirakenteen muuttuvasta jäykkyydestä eri tukipalkkien kohdalla.



Kuva 16. Kuormituksen jakautuminen tapeille tukirakenteen eri asennoilla.

Eri kulma-asentojen lisäksi analyysin ensimmäisessä vaiheessa kokeiltiin tukirenkaiden välisten välysten vaikutusta tuloksiin. Tulosten perusteella pystyttiin päättämään, että jäähdyttimen pituussuunnassa olevan vällyksen sijainnilla ei laskennan alkutilanteessa ole käytännön merkitystä, koska pääkuormitus on paino y-akselin suunnassa ja momentti jäähdyttimen pituusakselin ympäri. Jäähdyttimen kallistunut asento aiheuttaa pienen aksiaalisuuntaisen kuormituksen, jolloin jäähdyttimeen pyrkii liikkumaan alamäen suuntaan ja näin sulkee kuumalujan renkaan ja ylämäen puoleisen ruostumattoman renkaan vällyksen. Jotta laskenta vastaisi mahdollisimman hyvin todellista tilannetta, välly asetettiin jatkossa tehtävissä laskentavaiheissa vain alamäen puoleiseen väliin.

Kun tärkein asento sekä aksiaalisuuntainen vällys oli määritetty, tutkittiin momentin vaikutusta kuormituksiin näillä asetuksilla. Momentti asetettiin vaikuttamaan vastapäivään syöttöpäädystä katsottuna. Tällöin se lisää kuormitusta kehän vasemmalla puolella olevilla tapeilla ja keventää oikean puolen tappien kuormaa. Momentin vaikutuksen havaittiin olevan hyvin pieni, sillä sen seurauksena huippuarvo oli 27 701 N eli kuormitus kasvoi vain 2 %. Oikealla muutos oli samansuuruinen mutta kuormitusta keventävä. Momentin vaikutus on esitetty kuvassa 17 kuvaajalla, jossa on kuormituksen jakauma 18° asennossa ilman momenttia sekä sen kanssa. Lisäksi kuvaajassa on referenssiarvona analyttisen laskennan tulos.



Kuva 17. Momentin vaikutus kuormienjakautumiseen.

Ensimmäinen vaihe tuotti kaksi merkittävää havaintoa uuden rakenteen suunnittelua varten. Tukirakenteen vaiheella oli suuri merkitys kuormienjakautumiseen. Tämä johtui diagonaalitukien heikosta kyvystä kantaa kuormaa niiden joutuessa taivutukseen. Uuden rakenteen suunnittelussa on huomioitava radiaalitukien sijainnin ja asennon vaikutus. Lisäksi voidaan harkita diagonaalitukien keventämistä niiden pienen vaikutuksen vuoksi. Laskenta kertoi myös momentin vaikutuksen olevan erittäin pieni. Tämän johdosta rakenteen täytyy pystyä kantamaan saman verran kuormaa molemmiin puolin rakennetta, mikä on otettava huomioon konstruktiovaihtoehtoja suunniteltaessa.

FE-analyysin 2. vaihe: Tapin ja reikien välysten vaikutuksen selvitys

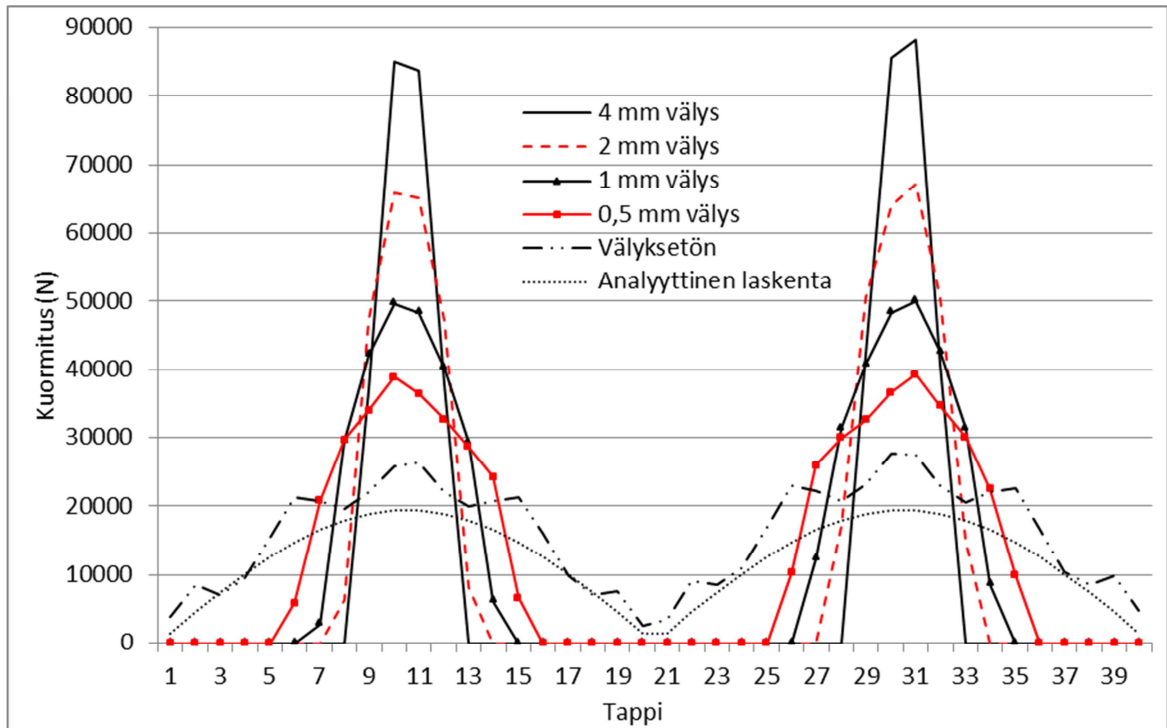
Toisen vaiheen tarkoitus oli selvittää, miten tapin ja tukikehien reikien sekä hahlojen väliset vällykset vaikuttavat kuormienjakautumiseen. Tapit pääsevät liikkumaan, jolloin rakenteessa tapahtuu kulumista, mikä johtaa vällysten kasvuun. Tukirakenteen koko on suuri, joten nykyisellä konstruktiolla äärimmäisen pieniin vällyksiin on vaikea päästä kohtuullisilla valmistuskustannuksilla. Nykyrakenne on valmistettu siten, että tapin ja reikien välissä on sekä ruostumattomassa että kuumalujassa tukikehässä 1 mm välly. Tällöin kyseessä on 2 mm kokonaisvälly eli matka, minkä tappi pääsee liikkumaan.

FE-analyysi suoritettiin edellä kuvatuin reunaehdoin ja asetuksin. Kaikissa toisen vaiheen laskuissa huomioitiin momentti ja tukirakenne säilytettiin 18° asennossa. Vaikutusta tutkittiin neljällä eri halkaisijavällyksen arvolla ja ne asetettiin tasan kaikkien kolmen tukikehän kesken. Analyysin kuvauksessa ja tuloksissa käytetään kokonaisvällyksiä. 1 mm ja 0,5 mm vällystä tutkittiin, jotta tulevan rakenteen suunnittelussa tiedettäisiin pienten toleranssien aikaansaamat hyödyt. 2 mm välly on rakenteen nykytilanne uutena ilman kulumista. 4 mm välly otettiin laskentaan, jotta reikien ja tappien kulumisen vaikutus saataisiin selville.

Toisen vaiheen tärkeimmät tulokset olivat kuormienjakautuminen sekä kontaktissa olevien tappien lukumäärä eri vällyksillä. Ideaalitulanteessa jokainen tappi on kontaktissa. Kuitenkin vällysten ollessa läsnä, ainoastaan vaakatasossa olevat hahlot ovat alkutilanteessa kosketuksessa tappeihin. Koko rakenteessa ja etenkin tukikehissä tapahtuva muodonmuutos aikaansaa useamman tapin kontaktin. Tämä vaikutus pienenee vällysten kasvaessa ja näin yhä harvempi tappi kantaa kuormaa.

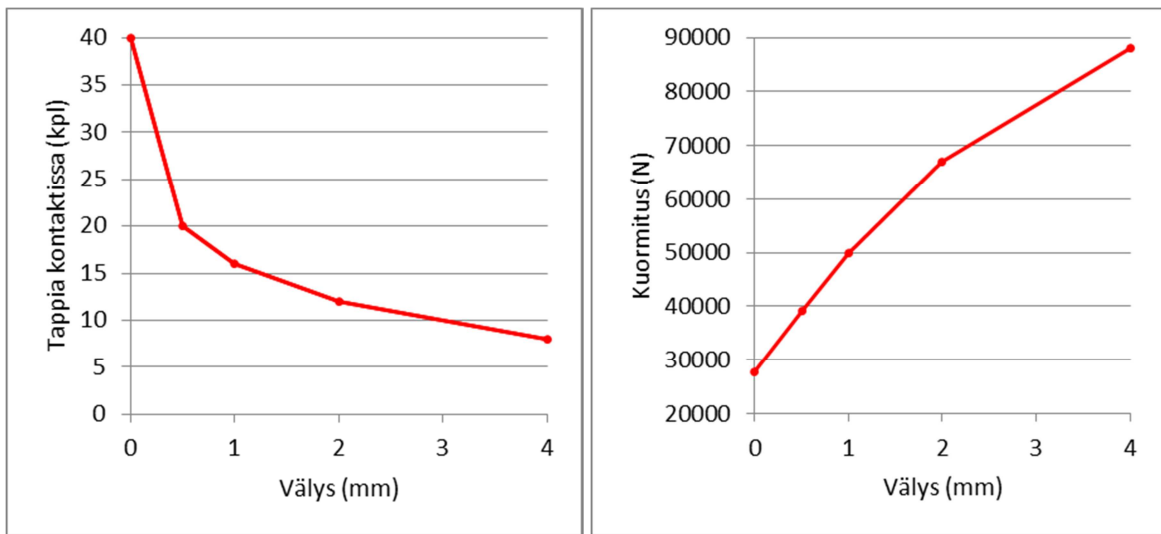
Kuvassa 18 on esitetty kuormienjakautuminen eri vällyksillä. Lisäksi kuvaajassa on vertailuarvoina analyttinen tulos sekä edellisessä vaiheessa saatu vällyksettömän mallin tulos. Kuvaajasta on havaittavissa kuormituksen kohdistuminen pienemmälle määrälle tappeja vällysten kasvaessa. Tällöin jokaisen kontaktissa olevan tapin kuormitus kasvaa merkittävästi, mikä näkyy huippukuormituksen kasvuna. Lisäksi kuorman kohdistuessa enemmän tukikehän keskitasoon vähenee tukirakenteen vaikutus. Tämä näkyy vällyksettömän kuvaajan aaltoiluna ja vällyksellisten kuvaajien tasaisempana muotona.

Nykyinen rakenne valmistetaan 2 mm kokonaisvälyksin, jolloin kuormaa kantaisi analyysin mukaan 6 tappia molemmin puolin. Tällöin kuorman kanto tapahtuu jäädyttimen keskitason alueella. Analyysin varmistamiseksi asiaa selvitettiin myös Andritzin huollosta vastaavilta insinööreiltä, joiden mukaan analyysin tulos vastaa käytännön havaintoja. (Palmu 2017)



Kuva 18. Tappin ja reikien välysten vaikutus kuormienjakautumiseen.

Kontaktissa olevien tappien lukumäärän muutos sekä huippukuorman kasvu välysten suhteen on esitetty kuvassa 19. Kuvaajista pystytään havaitsemaan, että muutos tapahtuu sekä lukumäärässä että kuorman huippuarvossa tasaisesti. Etenkin tappien kontaktikuvauksessa on huomattava, että alun muutos on jyrkkä, jonka jälkeen kehitys tasaantuu. Jyrkkä muutos muodostuu, sillä välykset ovat suhteellisen suuria verrattuna rakenteessa tapahtuviin muodonmuutoksiin.



Kuva 19. Vasemmalla välysten vaikutus kontaktissa olevien tappien lukumäärään ja oikealla sen vaikutus huippukuormaan.

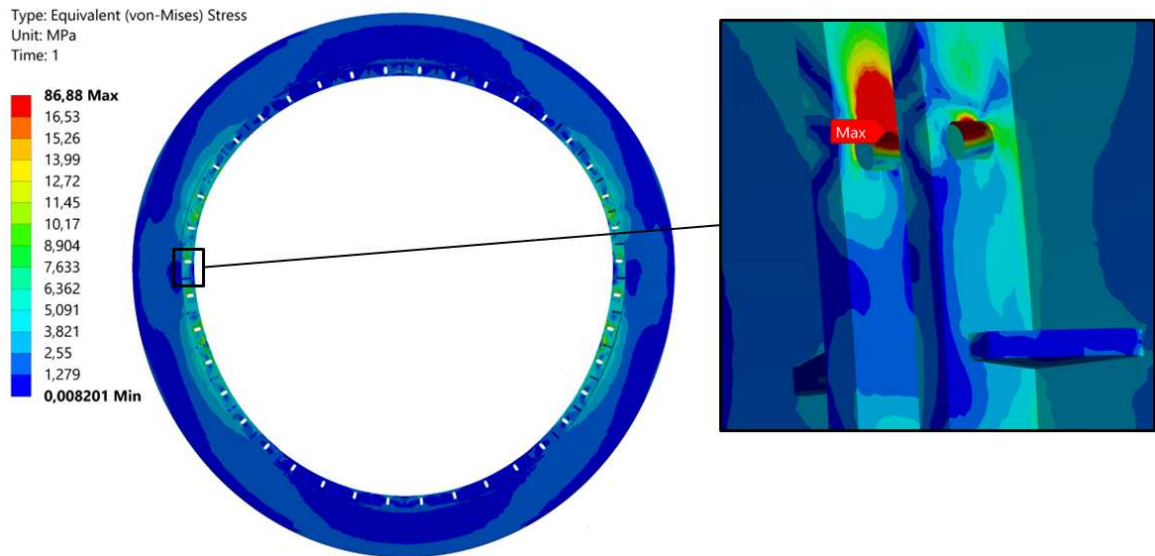
Tämän laskentavaiheen tuloksena voidaan todeta vastaavanlaisten voimaa siirtävien osien sovitteiden mitoituksen olevan erittäin kriittistä rakenteen kestävyydelle. Vain osa tapeista kerrallaan on kontaktissa, mikä johtaa kuormitusten nousuun. Tämä lisää tapeissa tapahtuvaa kulumista sekä kasvattaa väsyttävää kuormaa. Nämä tulokset huomioiden on uuden rakenteen suunnittelussa pyrittävä konstruktion, mikä on mahdollista valmistaa mahdollisimman pienin välyksin. Vaihtoehtoisesti voidaan myös tavoitella ratkaisua, joka ei ole yhtä altis vastaavalle ilmiölle.

FE-analyysin 3. vaihe: Aluslevyjen vaikutus kuormitukseen

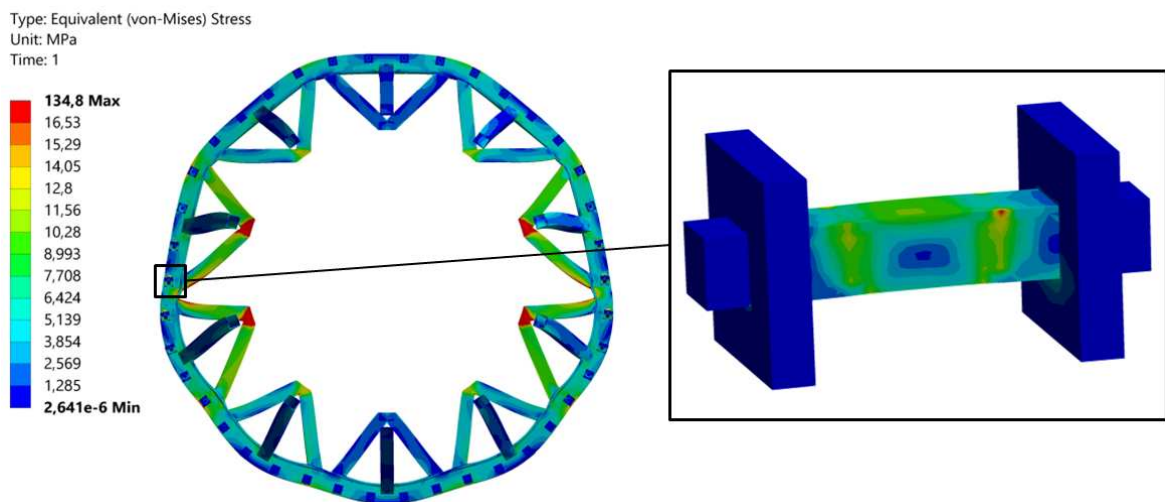
Kolmannessa vaiheessa laskentaan lisättiin tappien aluslevyt, jotta pystyttäisiin tutkimaan tapin väsyttävää sekundääritäivutusjännitystä. Sekundäärijännityksen muodostuminen ja siihen vaikuttavat komponentit on kuvattu tarkemmin luvussa 3.2. Tapin ja reikien välille asetettiin 2 mm kokonaisvälys. Aluslevyn sijaintia vaihdeltiin määrittämällä erikokoisia välyksiä aluslevyn ja tukikehän otsapinnan välille. Tämän huomattiin kuitenkin vaikeuttavan sekundäärijännityksen havainnointia, joten tulokset käsitellään ääritilanteessa, jolloin aluslevy on kiinni ruostumattomassa tukikehässä.

Mallin sisältäessä kaikki kuormitukseen olennaiset ominaisuudet tutkittiin koko rakenteen jännityskuvaajia. Kuvassa 20 on esitetty Von Misesin jännitys jakauma ruostumattomalle tukikehälle. Kuvassa 21 on vastaava kuvaaja, jossa on kuormalujaa terästä oleva rakenne

sekä tapit ja aluslevyt. Kuvaajien väriasteikko on kirkkaimman punaisen osalta laajennettu, jotta jännityspiikit ovat paremmin nähtävissä. Molempien kuvaajien eniten kuormitetuimmat kohdat on esitetty suurennoksina.



Kuva 20. Ruostumattoman teräksisen tukikehän Von Misesin jännitysjaakauma.

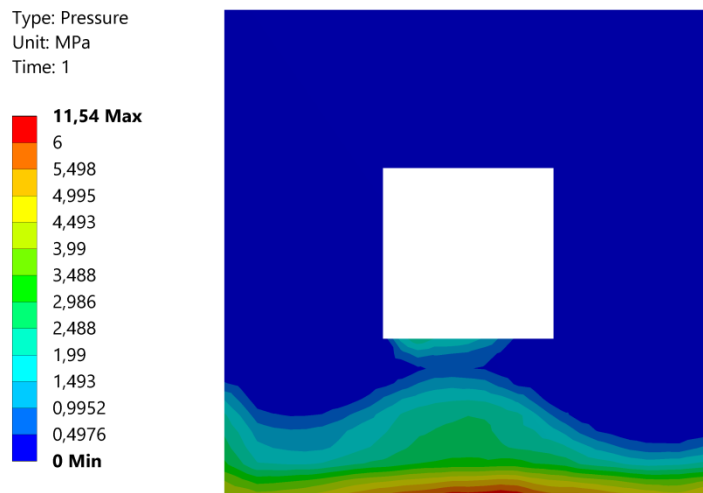


Kuva 21. Von Misesin jännitysjaakauma kuumalujan teräksen rakenteelle sekä tapeille.

Kuten yllä olevista kuvaajista voidaan havaita, kohdistuvat jännityskeskittymät reikien läheisyyteen, tukiristikon kiinnityskohtiin ja tapin alueelle. Suurimmat jännitykset kohdistuvat tapin pintaan. Tukiristikon voidaan nähdä kuormittuvan eniten vaakatasoa lähimpänä olevien radiaalitukien uunin vaippaan kiinnitettävistä päistä. Vastaava jännityskeskittymä näkyy myös kirkkaan tukirenkaan reikien alueella. Tukikehien muodonmuutosta tarkastel-

lessa voidaan havaita, että ruostumattomat teräksiset osat eivät joudu niin suuren venymän alaiseksi kuin kuunalujasta teräksestä valmistetut osat. Aikaisemmissa kuormitusjakauman kuvaajissa havaittu aaltoilu esiintyy kuvassa 21 tukikehän aaltoilevana muodonmuutoksena.

Oletettu sekundäärijännitys esiintyy myös FE-mallissa. Tappi taipuu tukikehien kuormituksista johtuen, jolloin aluslevy puristuu tukikehää vasten. Aluslevyyn kohdistuva tukivoima esiintyy voimakkaimmin aivan levyn alareunassa. Sekundäärijännityksestä johtuva aluslevyn painejakauma on esitetty kuvassa 22. Kuvan väriasteikkoa on muokattu, jotta kuormituksen huippualue erottuu selvemmin.



Kuva 22. Painejakauma aluslevyn sisäpinnalla.

Yllä oleva painejakauma osoittaa, että suurin tapin taipumaa vastustava tukivoima esiintyy aluslevyn alareunalla. Tämä johtaa taivutusmomentin syntyyn. Väsymislaskentaa varten tarvittava taivutusmomentti M_t laskettiin seuraavan yhtälön mukaisesti. (Valtanen 2012, s. 471.)

$$M_t = \frac{I}{e} \sigma_t \quad (2)$$

Yhtälössä I on neliömomentti, e etäisyys neutraaliakselilta ja σ_t taivutusjännitys. Taivutusjännitys selvitetiin FE-mallin eniten kuormitetun tapin aluslevyn juuresta. Jännitys määri-

tettiin tapin koko poikkipinnan keskiarvona. Näin laskettuna tappiin kohdistuu sekundääritauvutusjännitys, $\sigma_t = 29$ MPa. Taivutusmomentti M_t on yhtälön 2 mukaan 205 Nm.

Kolmannen vaiheen tärkeimpinä tuloksina oli taivutusmomentin arvo myöhempää laskentaa varten. Lisäksi sekundäärijännityksen todistettiin tapahtuvan. Tukivoima aluslevyn pinnalla pieneni merkittävästi, kun aluslevyn ja tukikehän väliin asetettiin 0,1–0,5 mm välys. Näin ollen suunniteltaessa vastaavanlaisia konstruktioita pitää suunnittelussa kiinnittää huomiota tukiosien muotoiluun ja asennusvälyksiin. Tukikehien reikien alueille kohdistuvat jännityskeskittymät eivät ole kohtuuttoman suuria, joten uuden rakenteen suunnittelussa voidaan tutkia myös mahdollisten tukikehien ainevahvuuksien ohentamista.

3.3 Tapin väsymismurtuma

Suurimmat ongelmat tuennan kestävyydelle on aiheuttanut tappien murtuminen. Murtumat ovat lähteneet aluslevyn hitsin juuresta ja ne ovat edenneet tapin lävitse sen poikkipinnan suuntaisesti. Tämän tyyppisiä vaurioita on tapahtunut eri jäädyttimissä ja lukuisissa eri tapeissa. Kuvassa 23 on esillä murtumapinnat ja aluslevyn pienahitsi.

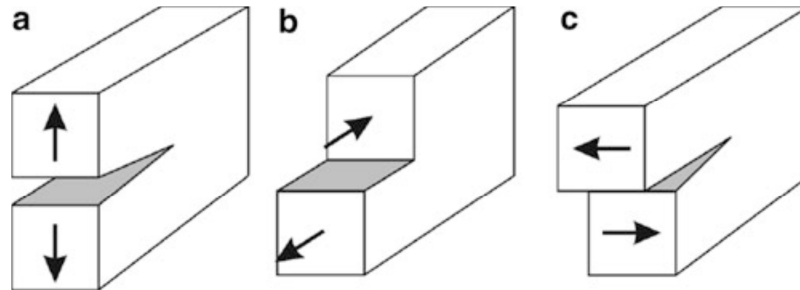


Kuva 23. Vasemmalla kuva tapin murtumapinnasta, keskellä aluslevyn ja tapin pienahitsi ja oikealla tapin aluslevyn sisälle jäävä murtumapinta.

3.3.1 Murtumismekanismin tutkinta

Kyseessä oleva vauriomekanismi on väsymismurtuma. Vaurion aiheuttanut kuormitus on aluslevyyn kohdistuva sekundääritauvutus. Kuormituksen geometria ja särönkasvukohta on esitetty kuvassa 13. Nimelliskuormitukset eivät ole riittävän suuret, jotta kyseessä oleva vaurio voisi tapahtua ilman väsymistä ja pitkään kestävä särönkasvua. Särön siirtymäkuormitustavat jaetaan kolmeen luokkaan, tapaan I, II ja III ja ne on esitetty kuvassa 24.

Tapin murtumiseen johtaa tässä tapauksessa tapa I eli särön avautuminen. (Salmi & Virtanen 2008, s. 318.)



Kuva 24. Särön kuormitustavat: tapa I (a), tapa II (b) ja tapa III (c) (Carlson, Kardomateas & Craig 2012, s. 14).

Eri tapauksissa löydettyjä säröpintoja tarkasteltaessa voidaan havaita kaareva särönkasvurintama, joka esiintyy osittain molemmiin puolin poikkipintaa. Molemmiin puolin esiintyvät rintamat johtuvat kuormituksen kaksisuuntaisuudesta. Tämä muodostuu tukikehän tappiin, kun sekundääritaivutus vaihtaa suuntaa kehän kiertäessä 180 astetta. Särörintama kaartuu tapin tangentin suuntaisesti, koska akselissa on voimakas lovivaikutus ja siihen kohdistuu suuri jännityskeskittymä. Alamäen tuennassa tämä vaikutus johtuu pitkästä lovesta, mikä muodostuu tapin ja aluslevyn väliin jäävästä välyksestä. (Metals Handbook 1987, s. 215–216.)

Eri tuotantolaitoksissa murtuneita tappeja tutkittaessa, voitiin havaita, että sileänä esiintyvä väsymisvyöhyke on usein karkeaa jäännösmurtumavyöhykettä huomattavasti suurempi. Kaareva väsymisvyöhyke on muodostunut väsymismurtuman toisen vaiheen eli etenemisvaiheen aikana, kun murtuneet pinnat hankaavat toisiaan vasten. (Ikonen & Kantola 1986, s. 50.) Tällainen murtumapintojen suhde muodostuu, kun kyseessä on suhteellisen pienet nimelliskuormat. (Metals Handbook 1987, s. 216–217.) Karkea jäännösmurtuma syntyy viimeisen kuormitusyökylin aikana johtaen yhtäkkieseen, nopeaan murtumaan. (Budynas & Nisbett 2007, s. 258–259.)

Kun aluslevyn alareunaan kohdistetaan kuormitus tapin suuntaisesti, pyrkii aluslevy kääntymään siihen kohdistuvan momentin vaikutuksesta. Aluslevyn ja pienahitsin jäykkyyden vuoksi kuormitus välittyy hitsin juureen sekä tapin ylä- että alapuolella. Jännityskeskittymä

kohdistuu juuren alueelle ja alkusärö lähtee kasvamaan hitsin sularajalta. Poikittain kuormitetut pienahitsit altistuvat tyypillisesti hitsin rajaviivalta kasvaville murtumille. Juuren alue muodostuu kuitenkin merkittäväksi, kun osittaisesta hitsautumissyvyydestä johtuva hitsattavien kappaleiden väliin jäävä juurirako on erityisen pitkä. Tämä rako on aluslevyn hitsissä hyvin pitkä, minkä vuoksi murtuma tapahtuu juuren puolella. Koska särö kasvaa juuren eikä rajaviivan puolelta, on se rakenteelle erityisen vaarallinen, sillä säröä ei voi ulkoisesti havaita ennen murtumaa. (Maddox 2011, s. 170–171; Fricke 2013, s. 753.)

3.3.2 Tehollisen loviännityksen menetelmä

Jotta yllä kuvattu murtumismekanismi pystyttäisiin varmentamaan sekä saamaan suuntaa antava suunnittelu-arvo väsymiskestoille, suoritettiin väsymistarkastelu yksittäiselle tapille. Laskentamenetelmäksi valittiin tehollisen loviännityksen menetelmä (Effective Notch Stress, ENS), sillä se soveltuu hyvin juuren puolen tarkasteluun. ENS ottaa huomioon lokaalin geometrian vaikutukset, kuten a-mitan, juuriraon sekä lokaalin jännitysjakauman. ENS on menetelmänä riittävän tarkka ja se on helposti implementoitavissa FE-analyysin tuloksiin. Kappaleen pyörähdyssymmetrisyyden ja kuormituksen geometrian vuoksi päädyttiin väsymistarkastelu suorittamaan 3D-mallin avulla. Aluslevy välittää kuormituksen tapin molemmille puolille eikä 2D-malli pysty kuvaamaan tätä tehokkaasti. (Baumgartner & Bruder 2013, s. 137; Fricke 2013, s. 763–764.)

Tehollisen loviännityksen menetelmässä FE-analyysiä hyödynnettäessä selvitetään kuormituksesta johtuva jännitysvaihtelu tarkastelukohteessa. Jännitysvaihtelun huippuarvot keskittyvät tässä tapauksessa juuren alueelle. Koska kuormitus tapahtuu kahteen suuntaan rakenteen pyöriessä, on tarkastelukohteena juuren alue tapin ylä- sekä alapuolella. Näin ollen yhdellä FE-analyysillä saadaan koko jännitysvaihtelu. Väsymiskestoikä N_f lasketaan kuormitusyhteisyydenä seuraavan yhtälön mukaisesti. (Hobbacher 2013, s. 29; 40.)

$$N_f = \left[\frac{FAT}{\Delta\sigma_{eff}} \right]^3 \cdot 2 \cdot 10^6 \quad (3)$$

Yhtälön tehollisen loviännityksen vaihtelu $\Delta\sigma_{eff}$ selvitetään käyttämällä pääjännityksiä ja Von Misesin yhdistettyä jännitystä. Yhtälössä väsymisluokan FAT arvona käytetään 225

MPa, kun jännitysvaihtelu on laskettu pääjännityksien avulla ja 200 MPa Von Misesin yhdistettyä jännitystä käytettäessä. (Sonsino et al. 2012, s. 4.) Väsymiskestoikä saadaan muutettua sykleistä vuosiksi jakamalla se vuosittain tapahtuvien kuormitus syklien määrällä. Tässä tapauksessa vuosittain laskettiin tapahtuvan 788 400 kuormanvaihtoa, mikä tarkoittaa 1,5 kertaa vuoden jokaisena minuuttina. Käytännössä jäädytin ei ole toiminnassa yhtäjaksoisesti ympäri vuoden, mutta tämä laskenta antaa riittävän tarkkoja arvoja.

Materiaalien kimmokerroin pienenee lämpötilan nousun takia, mikä heikentää rakenteiden väsymislujuutta. Aikaisemmat FE-analyysit suoritettiin epälineaarilla laskennalla, joka ottaa huomioon materiaaliominaisuudet ja tällöin materiaaliarvot laskettiin vastaamaan korkeaa lämpötilaa. Tässä laskentavaiheessa käytetään lineaarista analyysiä. International Institute of Weldingin (IIW) suositusten mukaan lämpötilan vaikutus voidaan ottaa huomioon redusoidulla väsymisluokalla seuraavan yhtälön mukaisesti. (Hobbacher 2013, s. 90.)

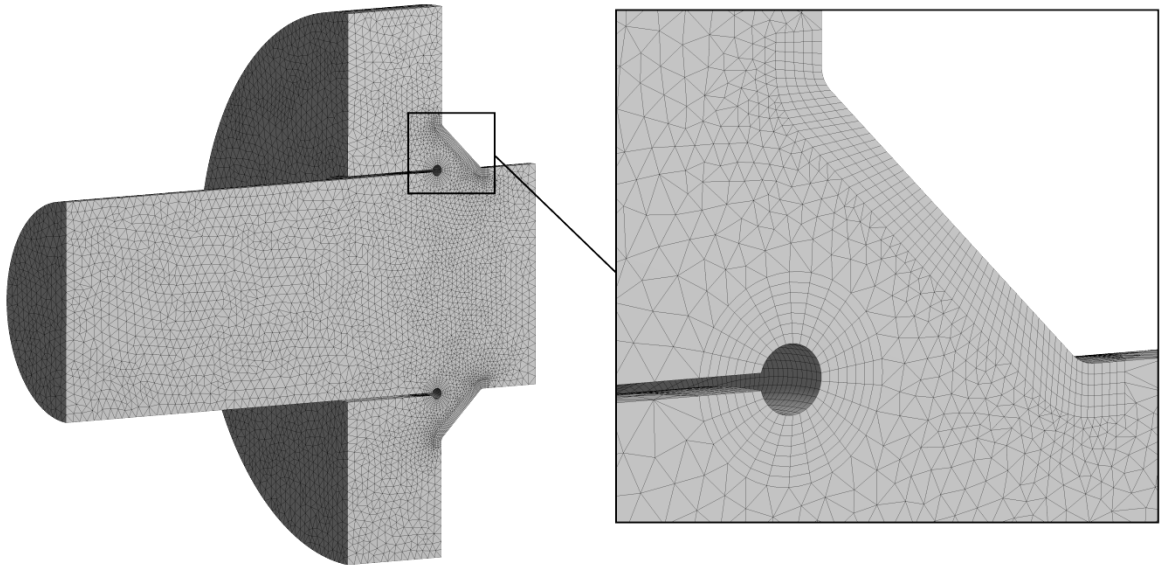
$$FAT_{450^{\circ}C} = FAT_{20^{\circ}C} \cdot \frac{E_{450^{\circ}C}}{E_{20^{\circ}C}} \quad (4)$$

Ruostumattoman teräksen 1.4307 kimmokerroin huoneenlämpötilassa $E_{20^{\circ}C}$ on 200 GPa ja väsymisluokat menetelmästä riippuen yllä kuvatut. Alkuperäiset ja lämpötilan mukaan redusoidut väsymisluokat on esitetty taulukossa 4. Väsymisluokka pienenee 18 %, kun lämpötila nousee 450 asteeseen. (SFS-EN 13445-3 2014, s. 741.)

FE-analyysiä varten tapin puolikkaasta, aluslevystä ja pienahitsistä tehtiin 3D-malli Inventorilla. FE-analyysi suoritettiin Ansyskella ja siinä käytettiin samoja ruostumattoman teräksen materiaaliarvoja kuin aikaisemmassa laskennassa. Nämä arvot on esitetty taulukossa 2. Laskennassa hyödynnettiin symmetriaa ja lopullinen laskentamalli käsitti neljäsosan tapin ja kahden aluslevyn kokonaisuudesta. Tässä laskennassa tapin muoto ja mitat vastasivat täysin nykyrakennetta.

Hitsin juureen ja pienen rajaviivaan tehtiin pyöritykset 1 mm säteellä IIW:n ohjeiden mukaisesti. Hitsin geometria mallinnettiin 45° kulmassa ohjeistuksen mukaisesti. (Hobbacher 2013, s. 29.) Juuren pyöritys tehtiin ”keyhole”-muotoilulla, jotta myös hitsaamattomiin pintoihin kohtisuorassa olevat jännityskeskittymät esiintyisivät tuloksissa. Pyöris-

tykset tehtiin, jotta jännityksen keskiarvo saatiin halutulta, laajennetulta alueelta. Laskennassa käytetty malli verkotuksineen on esitetty kuvassa 25. (Fricke 2013, s. 763–764.)



Kuva 25. Tehollisen lovijännityksen FE-malli verkotuksineen. Oikealla hitsin geometria ja tihennetty verkotus.

Käytetty FE-malli verkotettiin toisen asteen solidi-elementeillä, minkä on todettu parantavan laskennan konvergointia tällaisissa tapauksissa. Juuren ja pienen alue verkotettiin heksaedri-elementeillä, mikä on suositeltavaa lovijännitystä laskettaessa. (Baumgartner & Bruder 2013, s. 141.) Verkon tiheys asetettiin noudattaen IIW:n suosituksia. Näiden ohjeistusten mukaan pyöristyksien alueella parabolisilla elementeillä elementin sivunpituuden pitää olla alle neljäsosa pyöristyssäteestä. Muu rakenne verkotettiin tetraelementeillä. Mallissa oli yhteensä 1,5 miljoonaa elementtiä. (Hobbacher 2013, s. 30.)

Kuormitus asetettiin aluslevyn alareunan särmälle, jotta yhteen elementtiin ei kohdistuisi liian suurta kuormituspiikkiä. Kuormituksen arvona käytettiin 2050 N, joka on johdettu luvun 3.2.2 FE-analyysin tuloksista muuntamalla M_t vastaavan momentin tuottavaksi voimaksi. Jotta saataisiin aikaan tasapainotilanne, tapin symmetrian vuoksi katkaistu pää asetettiin reunaehdoilla kiinteäksi. Laskenta suoritettiin lineaarisella staattisella analyysillä.

Juuren alueen jännitysvaihtelu selvitettiin minimi ja maksimi pääjännityksillä sekä Von Misesin ekvivalentilla jännityksellä. Väsymiskestojen selvittämisessä tarvittava jännitys-

vaihtelu $\Delta\sigma_{eff}$ saadaan laskemalla yhteen tapin yläpuolella ja alapuolella oleva lovijännityksen huippuarvo. FE-analyysin tuloksena saadut lovijännitykset ovat esitetty taulukossa 3. Jännityskuvaajat molemmilla metodeilla ovat esillä kuvissa 26 ja 27.

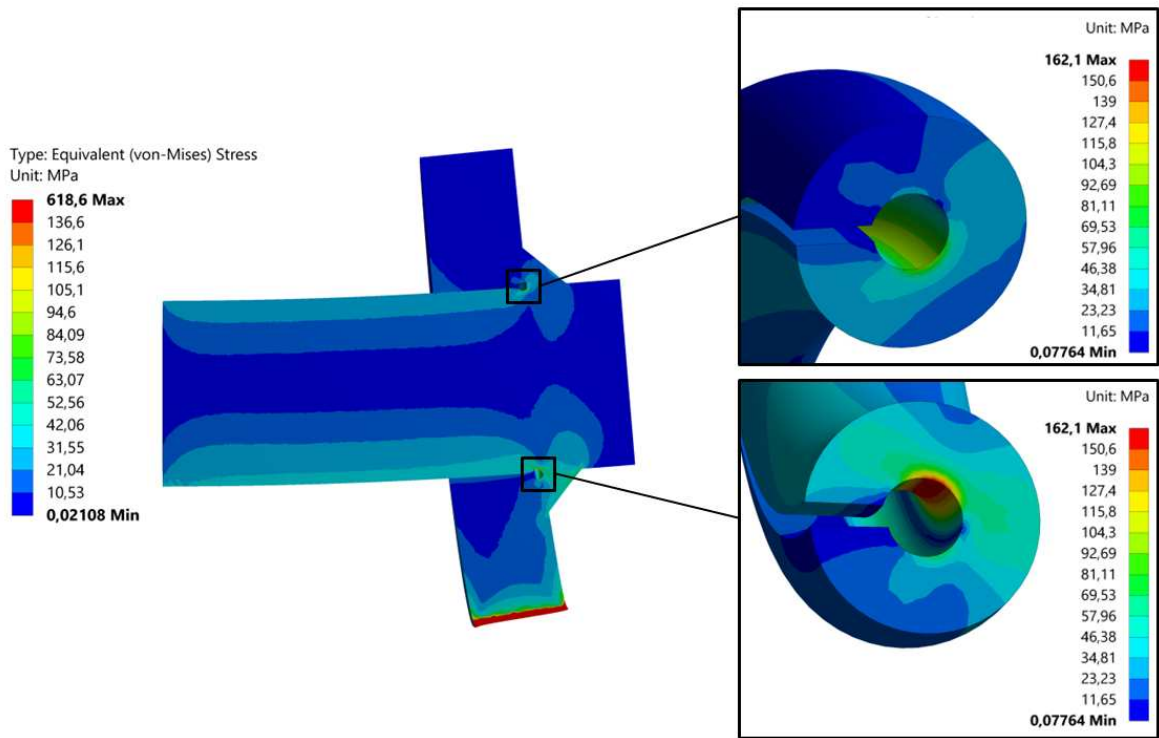
Taulukko 3. Lovijännitykset FE-analyysillä laskettuna.

Metodi	Lovijännitys [MPa]		
	Yläpuoli	Alapuoli	Yhteensä $\Delta\sigma_{eff}$
Von Mises	101	162	263
Pääjännitys	113	183	296

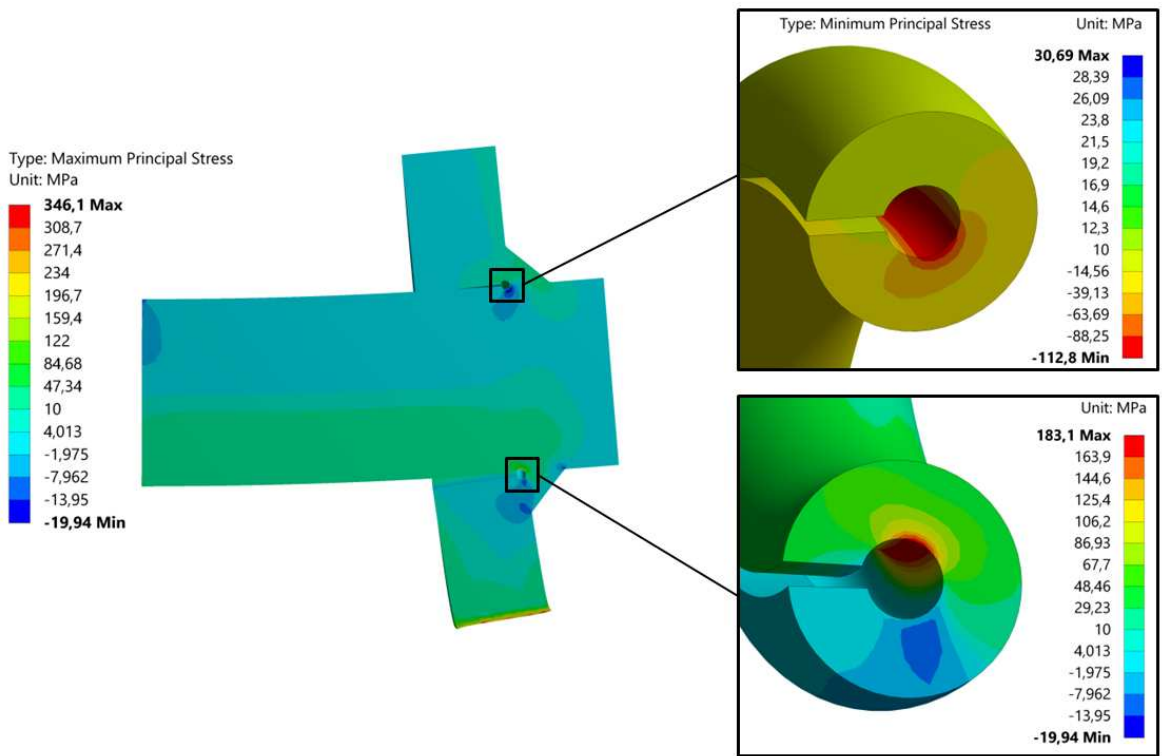
Väsymiskestoikä laskettiin yhtälön 3 avulla eri väsymisluokkien avulla hyödyntäen yllä olevia FE-analyysin tuloksia. Väsymiskestoiät ovat esitetty taulukossa 4. Taulukossa olevat korkean lämpötilan väsymisluokat ovat laskettu käyttämällä yhtälöä 4.

Taulukko 4. Laskettu väsymiskestoikä (Sonsino et al. 2012, s. 4).

Metodi	20 °C			450 °C		
	Väsymisluokka $FAT_{20^{\circ}C}$ [MPa]	Sykliä N_f [-]	Kestoikä [a]	Väsymisluokka $FAT_{450^{\circ}C}$ [MPa]	Sykliä N_f [-]	Kestoikä [a]
Von Mises	200	881 544	1,12	163,5	481 623	0,61
Pääjännitys	225	879 311	1,12	183,9	480 403	0,61



Kuva 26. Tehollisen lovijännityksen FE-analyysin Von Misesin jännitykset.



Kuva 27. Tehollisen lovijännityksen FE-analyysin pääjännitykset.

Kuten taulukon 4 tuloksista havaitaan, jännityksien selvittämisessä käytetty metodi (pääjännitykset tai Von Mises) ei vaikuta kestoikään. Väsymiskestoikä vaihtelee lämpötilasta riippuen 0,61 ja 1,12 vuoden välillä, mikä vastaa tuotantolaitosten vaurioraportteja. Näin ollen tulokset vaikuttavat uskottavilta. 450 °C lämpötila on ääritilanne, joten todellisuudessa kestoikä asettuu näiden arvojen välille. Korkealla lämpötilalla voidaan havaita olevan erittäin merkittävä vaikutus kestoikään, sillä näillä laskennan arvoilla se lyhentää kestoikää 46 %.

Väsymiskestoikän laskenta osoittaa nykyisen konstruktion haavoittuvaisuuden sekundäärijännityksen alaisena. Loven kärkeen muodostuva jännitys määräytyy kappaleen muodosta sekä loven syvyydestä ja säteestä. Aluslevyn ja tukikehän kontaktista syntyvä tukivoima taivuttaa aluslevyä ja aluslevyn geometriasta johtuen juureen syntyvä lovijännitys on suuri. Syvä lovi tapin ja aluslevyn reiän välissä korostaa tätä vaikutusta. (Milella 2013, s. 365.)

Jännityskuvaajat osoittavat rakenteen taipumuksen jakaa lovijännitys tapin molemmille puolille. Vaikka kuormituksen puoleinen (alapuoli) jännitys on suurempi, on yläpuolen jännitys myös merkittävä. Tämä johtuu aluslevyn ja pienahitsin kyvystä välittää taivutus myös kuormituksen vastakkaiselle puolelle. Tästä johtuu myös tapin taipuminen aluslevyn alueella, mikä särön kasvaessa kiihdyttää tapin murtumista.

Kuvasta 27 voidaan havaita, että suurimmat lovijännitykset kohdistuvat juuren sisäreunaan, josta myös särönkasvu on vaurioituneissa tapeissa alkanut. Tyypillisesti väsymissärö kasvaa kohtisuorassa suurinta pääjännitystä vastaan, joka tässä tilanteessa suuntautuu juuren pyöristsympyrän tangentin suuntaisesti. Nopeasti kasvavilla säröillä murtuman taso tapahtuu usein alle 45° kulmassa pääjännityksen kanssa. Tästä johtuen murtumassa on syntynyt pienet niin sanotut leikkaushuulet. (Ikonen & Kantola 1986, s. 52–53.)

3.4 Tapin ja tukikehän reikien kuluminen

Väsymismurtuman lisäksi ruostumattoman ja kuumalujan teräksen liitoskohdissa on havaittu pintojen kulumista. Tämä kuluminen on keskittynyt erityisesti tappien pinnoille, sekä ruostumattomien tukikehien reikien sisäpinnoille. Lisäksi kulumista on havaittu kuumalujan tukikehän reikien sisäpinnoilla. Hahlon kuluminen on esitetty kuvassa 28.



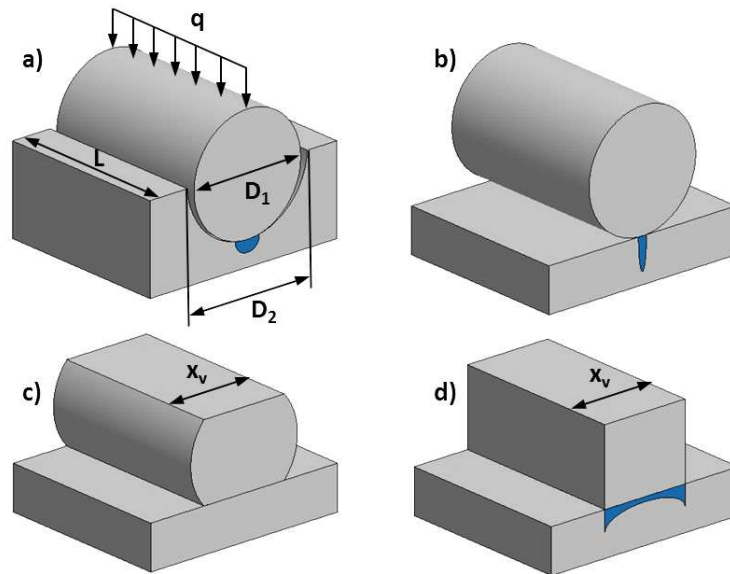
Kuva 28. Kuluminen ruostumattoman tukikehän hahlon pinnalla.

Jotta rakenteen geometria ja siitä johtuvat kuormitukset ymmärrettäisiin paremmin, analysoitiin kontaktijännityksiä tapin ja tukikehien reikien välillä. Kontaktijännitykset lasketaan tässä vaiheessa ohjeelliseksi suunnitteluarvoksi, joten laskenta suoritetaan kirjallisuudesta löytyvien yhtälöiden avulla ilman FE-analyysiä. Kuormituksen lähtöarvo on tästä poiketen edellisten FE-analyysien tulos.

Koska tappi on pyöreä, ovat siihen kohdistuvat kontaktit viivamaisia. Pienikin kuormitus aiheuttaa paikallisia jännityksiä pyöreän muodon deformatiivissa, sillä materiaalit ovat elastisia. Tapin ja reiän kaarevuussäteet ovat erisuuruiset, joten on perusteltua käyttää Hertzin esittämää laskentamenetelmää nykyisen rakenteen laskennassa. (Airila et al. 2010, s. 70–71.)

Kontaktijännitykset lasketaan käyttämällä kolmea eri geometriaa. Nämä ja viitteelliset kontaktijännityskuvaajat on esitetty kuvassa 29. Kuvan jännityskuvaajat eivät ole mitta-kaavassa, vaan ne havainnollistavat niiden muotoa suhteessa kappaleiden geometriaan. Nykyisessä rakenteessa oleva tapin ja kuormalujan tukikehän reiän kontakti laskettiin käyttämällä kuvassa 29a näkyvää geometriaa ja arvoja, missä D_1 on tapin halkaisija ja D_2 reiän halkaisija. Kuvaajassa q on tasaisesti jakautunut kuormitus, jonka arvo on 67 kN. Tämä on aikaisemman FE-analyysin huippuarvo kontaktipinnoille. Tapin ja ruostumattoman kehän kontakti laskettiin yhdistämällä molempien tukikehien leveys. Näin kontaktin pituus L on yhtä suuri kuormalujan ja ruostumattoman kehän kontaktin tapauksessa. Kuvassa 29b on esitetty ruostumattoman tukikehän ja tapin kontakti.

Nykyisessä rakenteessa on kokeiltu myös viistettyä tappia, jotta saataisiin suurempi kontaktipinta-ala ja ettei tappi pääsisi pyörimään. Tällainen geometria on esillä kuvassa 29c. Yksinkertaistuksen vuoksi tappin pyöreät sivut jätetään huomioimatta niiden vähäisen merkityksen vuoksi. Näin ollen viistetyn tappin kontaktijännitykset lasketaan kuvassa 29d esitetyn geometrian mukaisesti siten, että viisteen leveys x_v on kontaktin leveys.



Kuva 29. Kontaktijännitysten laskentageometriat ja jännityskuvaajat sinisellä värillä (a) kuumalujan tukikehän (b) ruostumattoman tukikehän tapaus (c) viistetty tappi (d) viistetyn tappin laskennan yksinkertaistus.

Jotta kontaktipintojen deformaatio ottaisi huomioon materiaaliparin erilaiset elastiset kerroimet, lasketaan niille ekvivalentti kimmokerroin γ . Tämä lasketaan käyttämällä aiemmin taulukossa 2 ilmoitettuja kimmokertoimia sekä Poissonin vakioita seuraavan yhtälön mukaisesti. (Airila et al. 2010, s. 778.)

$$\gamma = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (5)$$

Tapauksessa a kahden eri säteisen ympyrän geometrioiden suhde, K , lasketaan halkaisijoiden avulla seuraavasti (Airila et al. 2010, s. 780).

$$K = \frac{D_1 D_2}{D_2 - D_1} \quad (6)$$

Tapauksessa b vain toinen kappale on pyöreä, jolloin geometrian suhdeluku on yhtä kuin tapin halkaisija. Molemmissa tilanteissa a ja b kosketusalueen pinta-ala A_c sekä kosketusjännitys σ_c lasketaan samoilla yhtälöillä. A_c lasketaan kertomalla kosketusalueen puoliakseli b kahdella sekä pituudella L . Suurin kosketusjännitys ja kosketusalueen leveyden puoliakseli lasketaan alla olevien yhtälöiden mukaan. (Airila et al. 2010, s. 778–780.)

$$\sigma_c = 0,798 \sqrt{\frac{q}{K\gamma}} \quad (7)$$

$$b = 0,798 \sqrt{qK\gamma} \quad (8)$$

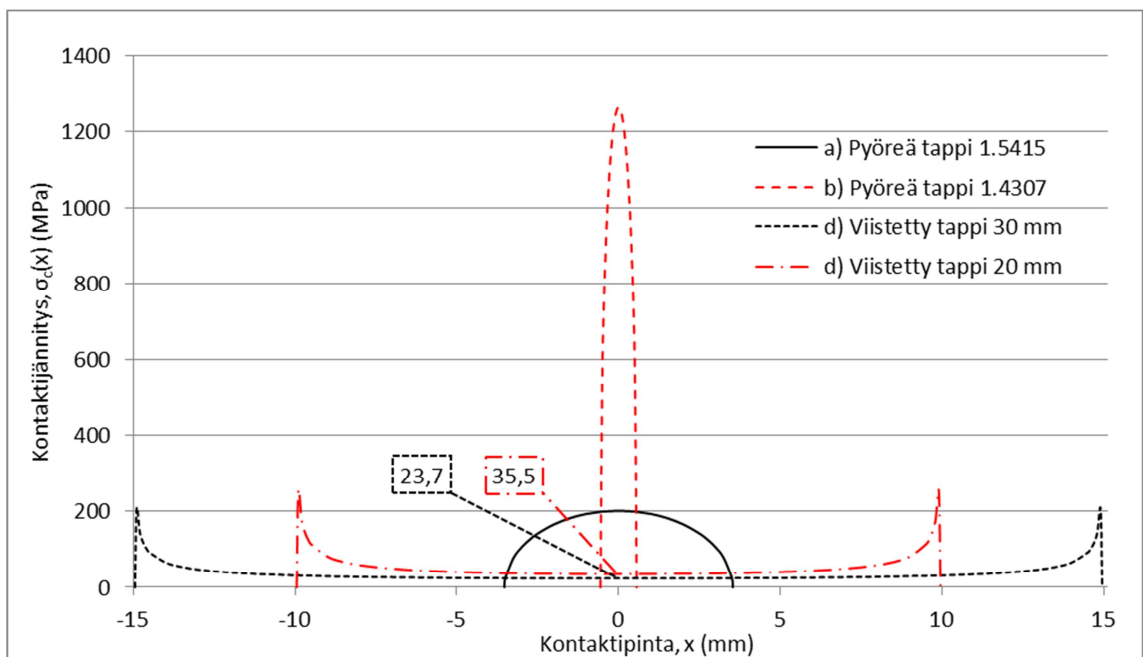
Näin laskettuna tapauksessa a σ_c on 202 MPa kun se tapauksessa b on 1264 MPa. Kosketusala A_c kuumalujan teräksen kontaktissa tapauksessa a on 423,3 mm² ja ruostumattoman teräksen kontaktissa (tapaus b) on 67,5 mm². Näin ollen tasaisen pinnan ja pyöreän tapin kontaktijännitys on huomattavasti suurempi ja kosketusala reilusti pienempi. Tämä johtaa terävämpään kuormitukseen ja suurempaan pintojen kulumiseen. Tulos oli odotetun mukainen, sillä tutkituissa jäähdyttimissä kulumista esiintyi voimakkaimmin juuri ruostumattoman teräksen kontakteissa. Kontaktijännityksen muoto on esitetty sekä kuvassa 29 geometriaan piirrettynä että kuvaajana kuvassa 30.

Viistetyn tapin kosketusjännitystä laskettaessa hyödynnettiin jäykän tasapäisen lävistimen laskentatapaa, josta löytyy useita tutkimuksia kirjallisuudessa. Tapin oletetaan olevan jäykkä kappale, joka uppoaa puoliavaruuteen. Koska kyseessä on suorakulmainen muoto pyöreän sijaan, kappaleen muodonmuutokset ovat niin pieniä, ettei niitä tarvitse ottaa huomioon. Näin ollen materiaaliarvoja ei tarvitse yhdistää laskentaan, sillä siirtymiä ei tutkita. Tilanne ajatellaan kitkattomaksi, jolloin siirtymille ei esiinny sivuttaissuuntaisia rajoitteita. Kosketusjännityksen jakauma lasketaan seuraavan yhtälön mukaisesti. (Bhusan 2001, s. 137.)

$$\sigma_c(x) = \frac{q}{\pi\sqrt{x_v^2 - x^2}} \quad (9)$$

Yllä olevassa yhtälössä x_v kuvaa lävistimen leveyttä ja x tarkastelupistettä leveyden suhteen. Laskenta suoritettiin viisteen ollessa 20 ja 30 mm leveä. Kappaleen ajatellaan olevan täydellisen suorakulmainen, jolloin kontaktijännityksen arvot sen kulmissa kasvavat kohti ääretöntä. Näitä huippupisteitä ei ole mielekästä tarkastella, sillä käytännössä kaikilla kappaleilla on niiden kulmissa jonkinlainen pyöristyssäde. Vertailuarvona voidaan käyttää kosketuspinta-alan avulla laskettua jännityksen keskiarvoa. Viisteen ollessa 30 mm leveä kosketusjännityksen keskiarvo on 37,2 MPa. 20 mm viisteellä keskiarvo on 55,8 MPa. Nämä arvot ovat huomattavasti pienempiä kuin pyöreällä tapilla, mikä johtuu merkittävästi suuremmasta kontaktipinta-alasta. (Bhushan 2001, s. 137–138.)

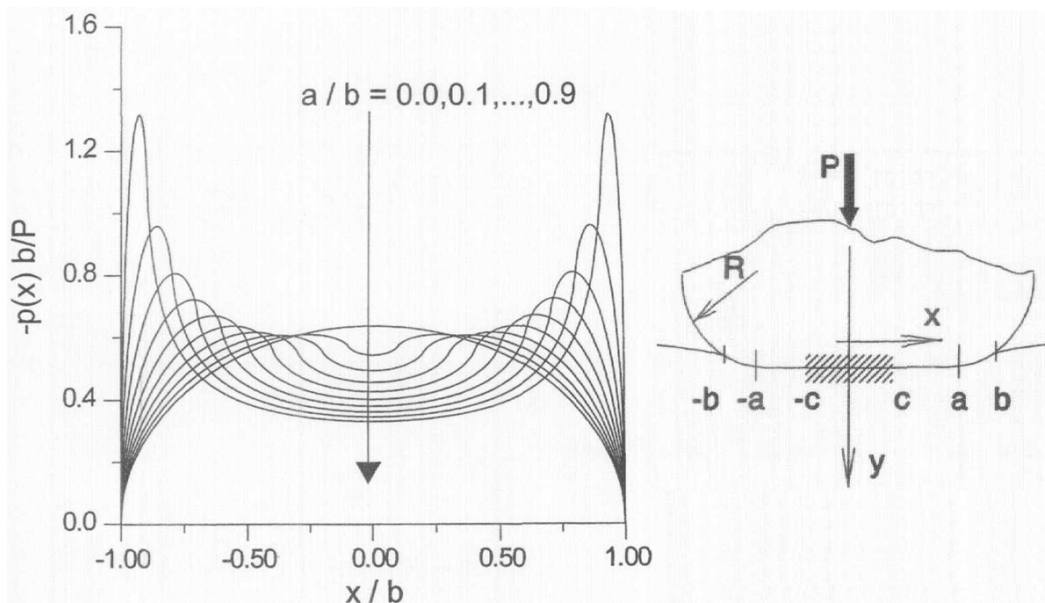
Kun kontaktissa on pyöreä kappale, kontaktijännityksen kuvaaja on puoliellipsi, jonka leveys on kontaktialueen leveys ja korkeus jännityksen huippuarvo (Bhushan 2001, s. 123). Eri laskentamenetelmin lasketut kontaktijännitykset on piirretty kuvaajaan kontaktipinnan leveyden suhteen. Tämä on esitetty kuvassa 30. Kuvaajan selitteessä on esitetty sekä kuvan 29 nimetyt tapaukset että tapin muoto ja kontaktissa oleva materiaali. Viistetyt tapin tapauksiin on selkeyden vuoksi lisätty lukuarvot nollakohdissa.



Kuva 30. Kontaktijännitysjaumat eri kontaktigeometrioilla.

Kuten yllä olevasta kuvaajasta havaitaan, kontaktijännityksen arvo määräytyy suoraan kontaktialan suuruudesta. Suurin piikki muodostuu oletetun mukaisesti tapauksessa b. On myös otettava huomioon tapauksien d jännityksien alhainen arvo, kulmien jännityspiikkejä lukuun ottamatta. Tuloksista voidaan päätellä, että pintojen kulumiseen voidaan vaikuttaa geometrisilla ratkaisuilla. Tämä vaikutusmahdollisuus korostuu etenkin tapauksessa b. Materiaaliparilla ei havaittu olevan suurta merkitystä, sillä esimerkiksi kuumalujan teräksen vaihtaminen ruostumattomaan teräkseen pienentäisi jännityshuippua vain 2 prosenttia.

Pienet virheet pinnoilla, kuten lastut, aiheuttavat suuria jännitysvaihteluja täysin tasapintaisilla kontakteilla. Tämä tapahtuu etenkin lähellä kontaktipinnan kulmia. Kulmien pyöristämisen on havaittu poistavan tällaiset ilmiöt lähes täysin. Lisäksi jännitysjakauman piikkejä pystytään tasaisen kontaktin tapauksessa hallitsemaan pyöristämällä kulmia. Kulmien pyöristyksen vaikutuksista on tehty useita tutkimuksia ja niiden mukaan on koostettu dimensioista riippumaton kuvaaja, missä esitetään kontaktijännitys eri geometrioita. Tämä kuvaaja ja siinä käytetyn geometrian selite on esitetty kuvassa 31. (Ciavarella, Hills & Monno 1998, s. 319–322.)



Kuva 31. Kulmien pyöristämisen vaikutus kontaktijännitykseen (mukaihen Ciavarella et al. 1998, s. 320; 322).

Yllä olevassa kuvassa *a* kuvaa kontaktin tasaisen pinnan puoliakselia. Geometria kuvataan koko kontaktipinnan ja tasaisen pinnan suhdelukuna. Arvo *a/b* on 0, kun lävistin on täysin

pyöreä noudattaen Hertzin mallia ja 1, kun lävistin on täysin teräväkulmainen. Kuvaajasta voidaan havaita, että täysin pyöreä tai suorakulmainen muoto ei ole optimaalinen. Paras tulos muodostuu sopivalla pyörityksen koolla, mikä tapahtuu, kun a/b on noin 0,1–0,3. (Ciavarella et al. 1998, s. 319–322.)

Kontaktilaskennan jälkeen voidaan todeta, että uutta rakennetta suunniteltaessa geometrian muotoilu suurten kontaktipintojen aikaansaamiseksi on tärkeää. Muotojen on oltava jatkuvia, ettei terävien kulmien aiheuttamia jännityspiikkejä syntyisi ja rakenne kuluisi. Muotojen on myös syytä olla jouhevia, jolloin jännityskeskittymiä ei synny kriittisille alueille. (Bayer 2004, s. 154.) Muotoilussa on myös huomioitava se, että osa kirkkaan kehän kulumisesta on voinut johtua tapin pyörimisliikkeestä.

4 SUUNNITTELUPROSESSI

Uuden rakenteen suunnittelussa noudatetaan systemaattisen koneensuunnittelun menetelmää. Tämän menetelmän on kuvannut Pahl, Beitz, Feldhusen ja Grote (2007). Suunnittelussa hyödynnetään aiemmin tässä diplomityössä tehtyjä laskentoja ja havaintoja. Prosessi on jaettu ongelman määrittämiseen, konseptien suunnitteluun, niiden arvosteluun sekä valittujen konseptien tarkempaan suunnitteluun. (Pahl et al. 2007, s. 1; 9.)

4.1 Ongelman määrittäminen ja tehtävänasettelun selvitys

Systemaattinen suunnittelu aloitetaan määrittämällä ongelma ja selvittämällä tehtävänasettelu. Tämän tuloksena luodaan vaatimuslista, abstrahoitu ongelma ja toimintorakenne. Nämä tekijät määrittävät suunnitteluprosessin tuloksen. (Pahl et al. 2007, s. 145.)

Tämän työn tehtävänä oli tutkia nykyisen Andritz kalkinjäähdyttimen alamäen tuennan vaurioita ja kehittää kestävämpi tuennan ratkaisu. Kyseessä olevassa rakenteessa on tapahtunut useita vaurioita ja nykyrakenteen korjaaminen on hyvin vaikeaa. Jäähdytin on haastavissa olosuhteissa sen kohtaaman suuren lämpötilan vaihtelun sekä dynaamisen kuormituksen vuoksi.

4.1.1 Vaatimuslista

Suunnittelun tueksi luodaan vaatimuslista, joka rajaa suunniteltavia konstruktioita. Listan kohdat jaetaan vaatimukseen ja toiveisiin. Suunnittelun tuloksen on kohdattava kaikki vaatimukset. Toiveet on pyrittävä ottamaan huomioon aina, jos se on mahdollista. Selkeyden vuoksi luotu lista jaotellaan päätunnusten alle. (Pahl et al. 2007, s. 146–147; 153.)

Vaatimuslista luotiin yhdessä Andritzin jäähdytinasiiantuntijoiden kanssa. Lisäksi selvitettiin asiakkaiden sekä toimittajien toiveita konepaja- sekä asiakasvierailujen avulla. Nämä toiveet liittyivät rakenteeseen, valmistukseen, asennukseen ja huoltoon. Työlle luotu vaatimuslista on esitetty liitteessä V.

Toimintaan ja olosuhteisiin liittyvät vaatimukset johdettiin kuormitustiedon ja kokemuksen perusteella. Lisäksi huomioitiin tuotantoprosessin aiheuttamat vaatimukset, kuten pitkä

huoltoseisokkiväli. Kehityshistorian aikana havaitut ominaisuudet, kuten lämpölaajentumat ja poltetun kalkin vaikutukset otettiin huomioon vaatimuslistassa. Koska kyseessä on jatkuvatoiminen prosessi, pitää rakenteen sietää satunnaisia poikkeamia olosuhteissa ja kuormituksissa.

Geometrian ja rakenteen kohdat liittyivät pääosin epäsuorasti huoltoon ja asennukseen. Huoltohenkilöstön liikkumisen mahdollistamiseksi uunin vaipan ja jäähdyttimen välissä oleva tila on säilytettävä. Jäähdytin on kooltaan suuri rakenne, minkä vuoksi suunnittelun pitää ottaa huomioon muun muassa sen kuljetus. Suuren koon vuoksi jäähdyttimen täydellisen pyöreäyden aikaansaaminen on mahdotonta hyväksyttävien valmistuskustannuksien, joten rakenteen pitää sietää pientä vaihtelua vaipan muodossa. Rakenteen tulisi olla asennettavissa jo käytössä oleviin jäähdyttimiin.

Valmistus, asennus ja huolto sisältävät asiakkaiden sekä toimittajien toiveita. Tuotantolaitosten prosessiaikataulut asettavat reunaehdoja laitteen huollolle. Huollon täytyy olla helppoa, nopeaa ja sen pitäisi olla tehtävissä varaosia vaihtamalla. Meesauunille tehtävät muut kunnossapitotyöt aiheuttavat vaatimuksia huollolle esimerkiksi rajoittamalla uunin pyörittämistä. Visuaalinen tarkastus on tärkeä osa huoltoa, jotta kuluneet osat voidaan havaita ajoissa ennen rakenteen vaurioitumista. Valmistuksen yksinkertaistaminen aiheuttaisi säästöjä sekä parantaisi laatua valmistustarkkuuden kasvaessa.

Suunnittelun vaatimukset ovat Andritzin suunnitteluorganisaation asettamia, joilla varmistetaan diplomityön tuloksen hyödyntäminen jatkossa. Muodostettu vaatimuslista on kattava ja se rajaa merkittävästi mahdollista rakennetta. Tätä listaa hyödynnetään jatkossa suunnittelun aikana myös eri ratkaisujen pisteytyksessä.

4.1.2 Abstrahointi

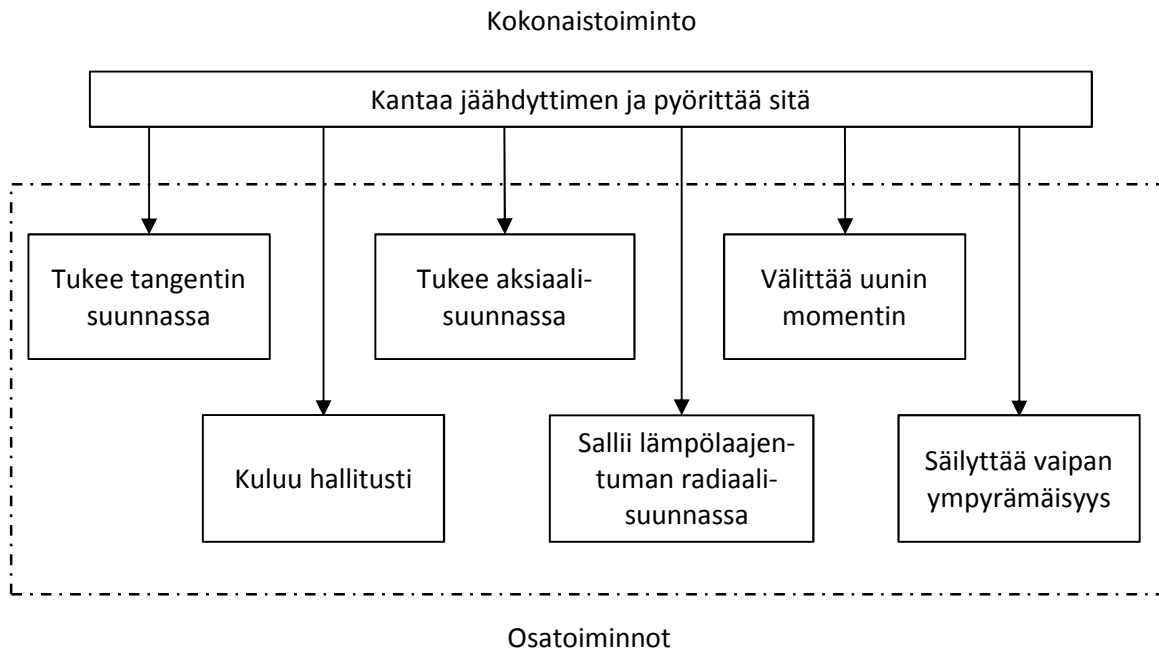
Suunnitteluongelmaa selkeytetään abstrahoinnilla, jossa selvitetään tehtävän ydin yleistyksessä muodossa. Tämä tehdään, jotta suunnittelutyössä ei rajoitauduttaisi jo olemassa oleviin ratkaisuihin ja ajattelutapoihin. Ongelman muotoilulla muokataan vanhasta rakenteesta määräytyviä reunaehdoja, jotta kehitetty ratkaisu olisi paras mahdollinen. (Pahl et al. 2007, s. 161.)

Abstrahointi suoritetaan askeleittain, mikä alkaa toiveiden poistamisella, jonka jälkeen poistetaan vaatimukset, jotka eivät suoraan vaikuta laitteen toimintaan. Seuraavissa askeleissa muokataan vaatimuksia ja lopulta ongelma muotoillaan neutraalisti yhdellä lauseella. Abstrahoidun ongelman ei pitäisi näin ollen suosia mitään tiettyä ratkaisua, jolloin objektiivisesti paras vaihtoehto valitaan kehitykseen. (Pahl et al. 2007, s. 165.) Tämän työn muotoiltu ongelma on *suunnitella kestoiältään parempi ja yksinkertaisemmin huollettava vaihtelevia olosuhteita ja kuormia kestävä tukirakenne*.

4.1.3 Toimintorakenne

Edellä muodostetun ongelman ja vaatimusten muotoilun avulla on mahdollista luoda toimintorakenne. Toimintorakenne jakautuu kokonais- ja osatoimintoihin. Osatoiminnot mahdollistavat ratkaisujen jaon osioihin. Tämä yksinkertaistaa suunnittelua, sillä kokonaistoiminto sisältää tyypillisesti monimutkaisen tehtävän. (Pahl et al. 2007, s. 169–170.)

Tässä työssä kokonaistoiminto sisältää tukirakenteen koko tehtävän yksinkertaisessa muodossa. Osatoiminnot puolestaan kuvaavat rakenteen tarkempia tehtäviä, jotta kokonaistoiminnon asettama tehtävä voidaan onnistuneesti suorittaa. Muodostettua toimintorakennetta hyödynnetään suunnittelussa jaottelemalla eri osakokonaisuuksien tehtävät osatoimintojen mukaisesti. Kuvassa 32 on esitetty työssä käytetty toimintorakenne kaavion muodossa.



Kuva 32. Jäähdyttimen alamäen tuennan toimintorakenne.

Tukirakenteelle haluttiin kehittää uusi rakenne, joka vastaisi vaatimuslistan kohtia. Tarkoituksena oli kehittää rakenne tukemaan jäähdytin alamäen päästä meesauuniin tavalla, joka sallii lämpölaajentuman säteen suunnassa. Kuten aikaisemmissa kappaleissa on kuvattu, aiheuttaa erisuuruiset materiaaliarvot haasteita eikä näin ollen jäykkä, hitsattu kiinnitys kuumalujan ja ruostumattoman välillä ole mahdollista rakenteeseen muodostuvien lämpöjännityksien vuoksi. Näin ollen kiinnityksen täytyy pystyä joko liikkumaan tai joustamaan. Tuennan on oltava erittäin vahva suurten kuormitusten vuoksi sekä sen täytyy olla huollettavissa lyhyissä seisokeissa. Tämän vuoksi hienomekaaniset ratkaisut eivät sovellu tukirakenteeseen.

4.2 Uusien konseptien suunnittelu

Uusia konsepteja alettiin luoda etsimällä ideoita eri lähteistä. Nykyiseen rakenteen lisäksi tutkittiin kilpailijoiden ratkaisuja sekä vastaavanlaisia teollisuudessa esiintyviä konstruktioita. Vastaavanlaisia säteen suuntaan muodonmuutoksen sallivia pyöriviä tukia esiintyy muun muassa sementtiuuneissa. Kuumalujan ja ruostumattoman teräksen liitospinta voidaan käsittää esimerkiksi joustavana kytkimenä, joka välittää pyörimisliikettä.

Ideoita kehitettiin ja arvioitiin yhdessä Andritzin suunnittelutiimin kanssa. Ideoihin etsittiin erilaisia variaatioita ja ratkaisuja pyrittiin yhdistelemään löytämällä hyviä osuuksia muista

ideoista. Valmistus- ja kunnossapitotekniset asiat pyrittiin ottamaan huomioon osana suunnittelua mahdollisimman aikaisessa vaiheessa. Suunnittelun edetessä tutkittiin erilaisia valmistusmenetelmiä, kuten teräsprofiilien rullamuovaus sekä materiaaleja, kuten erilaiset valuteräksset.

Uutta rakennetta suunniteltaessa lämpölaajeneminen on otettava huomioon siten, että ruostumaton ja kuumaluja tukikehä pääsevät laajenemaan säteen suunnassa. Rakenteessa tapahtuu suhteellisia lämpölaajenemisia eri lämpölaajenemiskertoimien vuoksi. Rakenteeseen vaikuttava lämpötilajakauma on ajasta riippuvainen, joten kyseessä on instationäärinen laajeneminen. Ajasta riippuvaisessa lämpötilajakaumassa tapahtuu suuria suhteellisia laajenemia, sillä komponenttien välille syntyy lämpötilaeroja. Rakenteen on siis joko oltava joustava tai sen pitää sisältää vapausaste joko liukupinnan tai nivelen muodossa. Liukuohjaus on käyttökelpoinen, kun ohjaus tapahtuu muodonmuutostilan symmetrialinjalla, mikä tässä tapauksessa on säteen suunnassa. (Pahl et al. 2007, s. 311–318.)

Jos ratkaisu sisältää liikkuvia osia esimerkiksi liukupinnan tai nivelen muodossa, on osien välinen pintapaine otettava huomioon. Kuten luvussa 3.4 havaittiin, on voiman välittävän kontaktin pinta-alan suuruus tärkeää rakenteen kestävyydelle. (Bayer 2004, s. 154.) Koska alamäen tuentaan kohdistuu suurempi kuormitus kuin ylämäen tuentaan, olisi alamäen tuennassa suotavaa olla suurempi kontaktipinta-ala kuin ylämäen liukutuissa. Vähimmäisvaatimus on huomattavasti suurempi pinta-ala kuin nykyisessä konstruktiossa.

Toisiinsa nähden liikkuvat pinnat aikaansaavat kulumista. Kulumisen kasvattaa välyksiä ja lisää kuormituksen epätasaisuutta. Tämän vuoksi on pyrittävä konstruktion, jossa kuluvat pinnat ovat vaihdettavissa vaihto-osien avulla. Suunnittelun ja materiaalivalinnan avulla on saatava aikaan määrätty kulumisen halutuille pinnoille. Vaihto-osien lisääminen rakenteeseen parantaa merkittävästi huollettavuutta, sillä koko tukirakenteen kulumisen on haastavaa korjata.

Kulumiseen vaikuttaa merkittävästi materiaalien kovuusarvot. Standardin mukainen Brinellin kovuusarvo ruostumattomalla teräksellä 1.4307 on 215 HB. Kuumalujan teräksen 1.5415 kovuus on 150 HB eli huomattavasti pienempi kuin korkeammin seostetulla aus-

teniittisellä ruostumattomalla teräksellä. (SFS-EN 10088-3 2013, s. 46; SFS-EN 10028-2 2009, s. 18; SFS-EN 18265 2013, s. 32)

Kun kulumisen johtuu mekaanisesta kontaktista ja kovusero on suuri, merkittävin kulumisen tapahtuu pehmeämmässä materiaalissa. Abraasiokulumisessa kovempi aine kyntää pehmeämpää pintaa. Tyypillisesti tällaisessa tilanteessa kovuseron pitäisi olla vähintään 1:3. Tämä ei toteudu materiaaliparilla 1.4307-1.5415, joten kulumisen tapahtuu adhesiivisesti, ellei materiaaliparin välille aseteta selkeästi pehmeämpää kulutuspalaa. Adhesiivisessä kulumisessa pinnankarheudet leikkautuvat kiinni hetkellisesti. Näin ollen kova ja pienellä pinnankarheudella varustettu pinta vastustaa kulumista parhaiten. (Airila et al. 2010, s. 97.)

4.2.1 Tärkeimpien ratkaisuvaihtoehtojen valinta

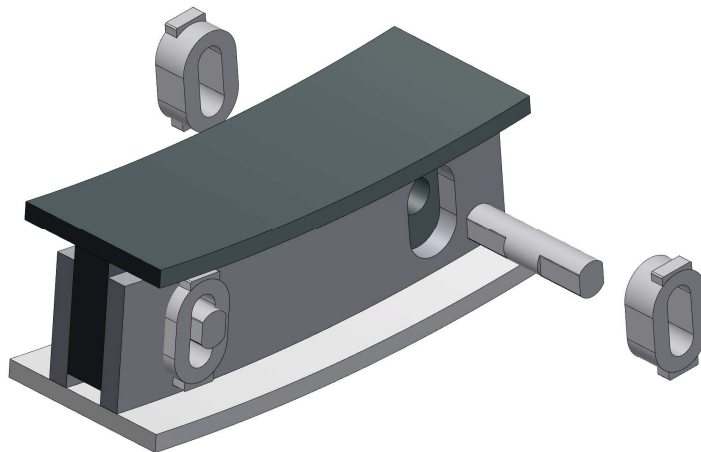
Lupaavimmat ideat valittiin pisteytettäväksi luvussa 4.2.2 esiteltävällä pisteytysmatriisilla. Tässä luvussa esitellään nämä ideatasolla olevat ratkaisuvaihtoehdot. Ideat on mallinnettu hyödyntämällä 4,5 m uunin jäähdyttimen mittoja. Ideoidut ratkaisut korvaavat kuvissa 9 ja 10 nähtävän nykyisen rakenteen. Ratkaisuvaihtoehtojen kuvissa musta väri kuvaa kuuma-lujaa terästä, harmaa ruostumatonta terästä ja sininen vaihdettavaa kulutusosaa, minkä materiaali poikkeaa muista osista.

Vaihtoehto 1: Osin viistetty tappi muotosulkeisilla kiinnityspaloilla

Ensimmäinen vaihtoehto on suurelta osin nykyisen ratkaisun kaltainen. Idea on esitetty kuvissa 33 ja 34. Mallissa on suurempi tappi, joka on päistä viistetty, mikä estää tapin pyörimisliikettä. Ruostumaton kiinnityspala koneistetaan tukikehän muotojen mukaiseksi ja hitsataan ulkopuolelta kiinni kehään. Tällöin pystysuoran kuormituksen tukivoima välittyy tapista kiinnityspalaan ja siitä pintoja pitkin ruostumattomaan tukikehään. Tappiin muodostuu olake, joka tukeutuu kiinnityspalaan ja estää tapin liikkeen sen aksiaalisuunnassa. Kiinnityspalan pienet osat ylä- ja alapuolella ovat väliaikaisia tukia asentamista varten.



Kuva 33. Ratkaisuvaihtoehto 1.



Kuva 34. Ratkaisuvaihtoehto 1 leikkauskuva.

Tässä mallissa on vanhaan rakenteeseen verrattuna suurempi kosketuspinta-ala, mikä vähentää kulumista. Ruostumattomalla teräksellä kosketuspinnat ovat kaksi suoraa pintaa, jolloin kuormitus jakautuu paremmin. Lisäksi tappia ei hitsata lainkaan, jolloin suurta lovivaikutusta ei muodostu. Myöskään vanhalle rakenteelle kriittistä sekundääritaivutusta ei synny. Muotosulkeisuus ruostumattoman tukikehän ja kiinnityspalan välillä lisää vaatimuksia koneistukselle. Vaihdeettava kiinnityspala toimii myös kulutusosana, jolloin kuluminen ei kohdistu suoraan tukikehään, mikä helpottaa huoltoa.

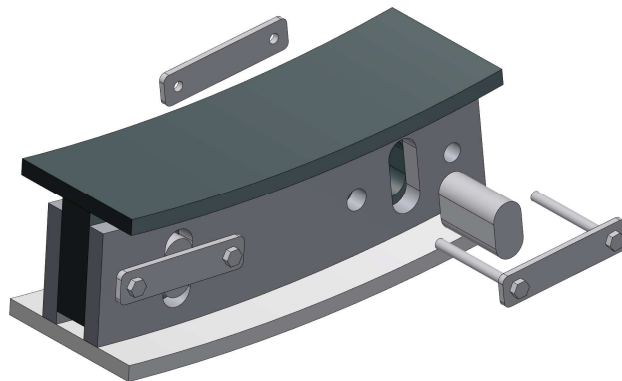
Vaihtoehto 2: Lyhyt ja levennetty tappi ulkopuolisilla kiinnityslevyillä

Toisessa vaihtoehdossa tappi on lyhyempi eikä se ulotu ruostumattomien tukikehien yli. Tapin muotoa on levennetty ja kuumalujan tukikehän reikä on tapin poikkileikkauksen

muotoinen. Ulkopuolelle asetettavat ruuvikiinnitteiset kiinnityslevyt pitävät tappin paikallaan, mutta eivät välitä kuormia. Malli on esitetty kuvissa 35 ja 36.



Kuva 35. Ratkaisuvaihtoehto 2.



Kuva 36. Ratkaisuvaihtoehto 2 leikkauskuva.

Lyhyempi tappi, jossa ei ole lainkaan lovia on huomattavasti lujempi vastustamaan taivutusta sekä väsymismurtumia. Pitkänmuotoinen poikkileikkaus vastustaa tappin pyörimistä ja lisää kosketuspinta-alaa. Kiinnityslevyt ovat kiinnitetty koko rakenteen läpimenevillä kierretangoilla, mikä nopeuttaa tappien vaihtoa. Tappien kunto ja pintojen kuluminen on helposti tarkastettavissa visuaalisesti.

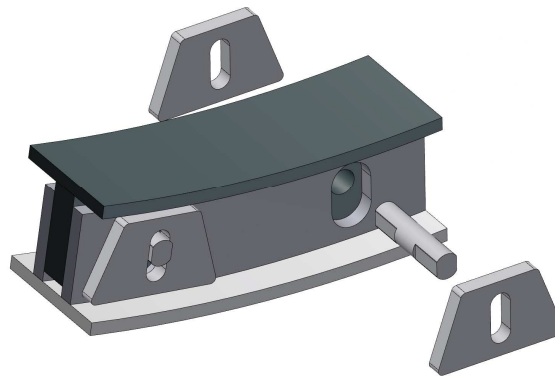
Vaihtoehto 3: Osin viistetty tappi ulkopuolisilla kiinnityspaloilla

Kolmas vaihtoehto on ensimmäisen ratkaisun tyyppinen malli. Rakenne on esillä kuvissa 37 ja 38. Tässä mallissa on samanlainen tappi kuin ratkaisu 1:ssä, mutta kiinnityspala on

muotoiltu eri tavalla. Kiinnityspalaa ei aseteta lainkaan ruostumattoman tukikehän sisälle vaan se hitsataan kehän ulkopintaan. Tällöin nämä hitsit välittävät koko kuorman. Tappien ja kiinnityspalojen vaihto toteutetaan poistamalla palan hitsaukset ja hitsaamalla uusi pala paikalleen. Ruostumattoman tukikehän reiät ovat suuremmat kuin tapin halkaisija, jolloin tappi ei ole kontaktissa tukikehään.



Kuva 37. Ratkaisuvaihtoehto 3.



Kuva 38. Ratkaisuvaihtoehto 3 leikkauskuva.

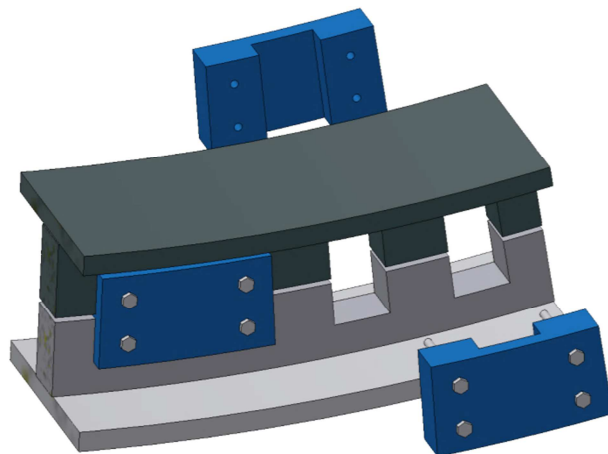
Hitsauksen kuormankanto on otettu huomioon mitoituksessa. Koneistus ja asennus helpottuvat, sillä pala voidaan paikoittaa helposti tapin avulla eikä ruostumattomalle tukikehälle vaadita tarkkoja toleransseja. Kiinnityspalan muotoilulla saadaan lisättyä hitsin määrää, mikä vahvistaa kiinnitystä. Kiinnityspalan paksuutta kasvattamalla saadaan suurempi kontaktipinta-ala ilman, että koko kehän paksuutta tarvitsisi lisätä. Rakenne estää ruostumattoman tukikehän kulumisen.

Vaihtoehto 4: Hammaskehä vaihdettavilla kulutuspalloilla

Tukirakennetta ideoitaessa kehitettiin lukuisia hammaskehäratkaisuja, joista lupaavin on vaihtoehto 4. Ratkaisu on esitetty kuvissa 39 ja 40. Rakenteessa on kaksi samanvaiheista hammaskehää, jotka on yhdistetty kulutuspallojen avulla. Nämä kulutuspalat ovat verrattavissa esimerkiksi teollisuuskytkimissä esiintyviin kytkinpalloihin. Kulutuspalat ovat U-kirjaimen muotoisia, mikä estää niiden kiertymisen kehien pyrkiessä liikkumaan eri suuntiin. Palat on kiinnitetty toisiinsa ruuvikiinnityksellä.



Kuva 39. Ratkaisuvaihtoehto 4.



Kuva 40. Ratkaisuvaihtoehto 4 leikkauskuva.

Tässä vaihtoehdossa voima välittyy pintoja ja kulutuspalloja pitkin. Kulutuspalan materiaalivalinnoilla pystytään määräämään suurin kulumisen vaihto-osaan ja näin suojaamaan hammaskehiä kulumiselta. Kulutuspallojen rakenne mahdollistaa helpon asennuksen ja

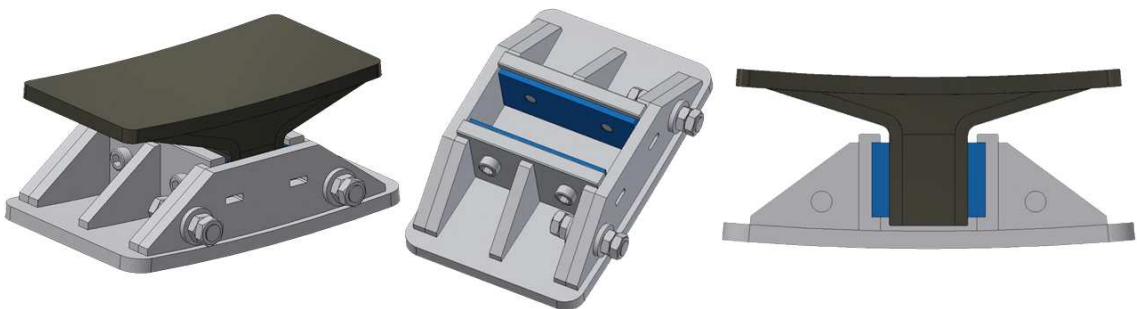
huollon. Hammaskehärakenne mahdollistaa voimaa välittävien elementtien tiheän asentamisen, mikä edesauttaa tasaista käyntiä.

Vaihtoehto 5: Säteen suuntaiset liukutuet

Vaihtoehto 5 on nykyisen ylämäen tuennan kaltainen ja se on esitetty kuvissa 41 ja 42. Ylämäen tuennasta poiketen tukielementtejä on huomattavasti tiheämmin. 4,5 m uunille mitoitettussa jäähdyttimessä tukia on 30 kappaletta, kun niitä ylämäen tuennassa on 20. Tuet koostuvat hitsatusta tai valetusta kuumalujasta tukikengästä sekä hitsatusta ruostumattomasta satulasta. Ruostumattomaan satulaosaan kiinnitetään kulutuspalat, jotka voidaan vaihtaa avaamalla ruuvikiinnitykset ja poistamalla satulan etulevy. Pystysuoran kuorman välittävät suuret pinnat kulutuspalojen välityksellä. Aksiaalikuorma välittyy tukikengästä satulan päätylevyihin.



Kuva 41. Ratkaisuvaihtoehto 5.

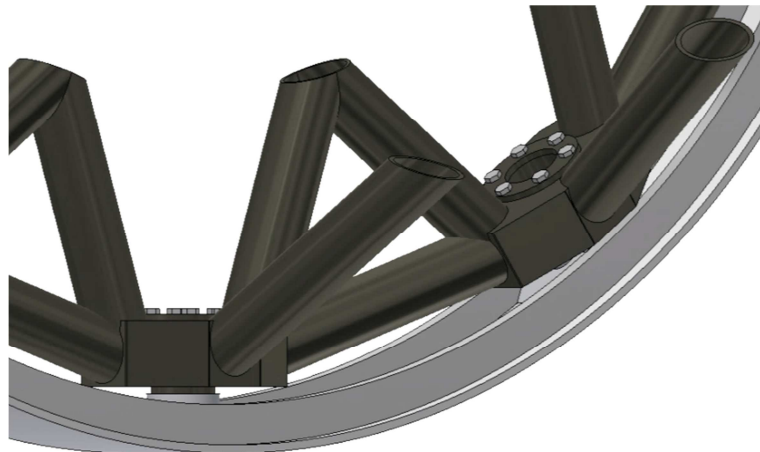


Kuva 42. Ratkaisuvaihtoehto 5 lähikuvien.

Tällaiset liukutuet mahdollistavat suuret kosketuspinta-alat, mitkä tasaavat kuormaa laajemmalla alueella ja näin pienentävät kulumista ja välysten muodostumista. Rakenteen kulutuspinnoihin ei myöskään liity suuria lovivaikutuksia. Liukutuki voidaan asentaa yhtenä kokonaisuutena, mikä helpottaa asennuksessa ja jälkeinpäin tapahtuvissa huoltoasennuksissa tehtävää asemointia. Yksinkertainen kulutuspalojen vaihto mahdollistaa pienten välysten ylläpidon, mikä parantaa kestoikää ja kuormien tasaista jakautumista.

Vaihtoehto 6: Säteen suuntainen voimaa välittävä rakenneputki

Kuudennessa vaihtoehdossa on poistettu voimaa välittävät tukikehät. Voiman tukiristikosta jäähdyttimen vaipalle siirtävät sisäkkäin asetettavat rakenneputket, jotka on kiinnitetty laippaliitoksella valettavaan tukipalaan. Jäähdyttimen vaippaa on vahvistettu kahdella jäykistekehällä. Ristikkoa on tuettu tukikehien sijaan tukipalojen välisillä rakenneputkilla. Idea on esillä kuvissa 43 sekä 44.



Kuva 43. Ratkaisuvaihtoehto 6.



Kuva 44. Ratkaisuvaihtoehto 6 leikkauskuva. Oikealla valuosa ja rakenneputket.

Rakenne säästää materiaalikustannuksissa, sillä kaikki mallissa oleva kuumaluja rakenneputki on samaa profiilia. Laippaliitoksella kiinnitetty putki on helposti vaihdettavissa eikä tukikehien vaatimia tarkkoja koneistuksia tarvitse tehdä. Lämpölaajentuma on sallittu rakenneputken pituussuunnassa, jolloin pinnat liikkuvat toisiinsa nähden hallitummin.

Vaihtoehto 7: Säteen suuntainen tappi

Seitsemäs ratkaisu sisältää tappin, joka on asetettu jäähdyttimen säteen suuntaisesti. Idea on havainnollistettu kuvassa 45. Tappi sallii lämpölaajentuman omassa aksiaalisuunnassa. Tappi hitsataan päästä kiinni kuumalujaan putkeen, joka on lisätty tukikehään pinta-alan kasvattamiseksi. Ruostumattoman tukikehän kulutuskestävyyden lisäämiseksi tappin vastin-kappale on vaihdettavissa oleva neliöholkki.



Kuva 45. Ratkaisuvaihtoehto 7. Oikealla leikkauskuva.

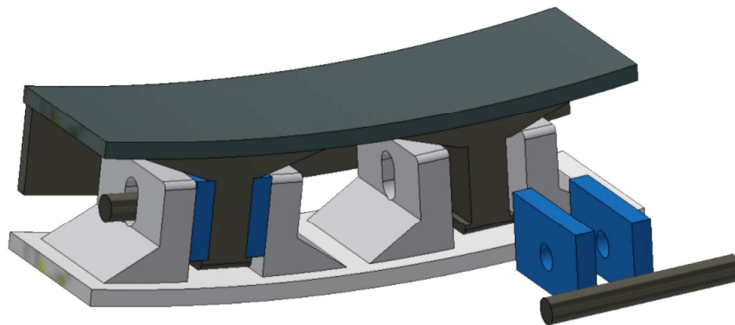
Kuten vaihtoehdossa 6, myös tässä ideassa vastinpinnat ovat kaksi ympyrämäistä pintaa, jolloin luvussa 3.4 tutkituista viivamaisista kosketusjännityksistä päästään eroon. Tappi sekä ruostumaton kulutusholkki ovat suhteellisen helposti vaihdettavissa. Rakenne asettaa omat haasteensa koneistettavuudelle valmistustarkkuuksien vuoksi. Lisäksi rakenne on suljettu, jolloin sen visuaalinen tarkistus ei ole mahdollista.

Vaihtoehto 8: Kolmiotuet ja tangentin suuntainen tappi

Viimeinen vaihtoehto sisältää vaikutteita alkuperäisestä ylämäen sekä alamäen tuennasta ja se on esitetty kuvissa 46 ja 47. Tässä mallissa pystysuoran kuorman sekä momentin välittävät ruostumattomat kolmiotuet sekä kuumalujat tukikengät. Aksiaalikuorma siirtyy tangentin suuntaisten tappien välityksellä. Tapit kiinnitetään päistään lukkorengailla. Tapit myös lukitsevat kulutuspalat, jotka pysyvät paikallaan kuumalujaan tukikenkään koneistetuissa urissa. Kuumaluja jäykisterengas tuo lisävahvistuksen rakenteelle.



Kuva 46. Ratkaisuvaihtoehto 8.



Kuva 47. Ratkaisuvaihtoehto 8 leikkauskuva.

Tässä vaihtoehdossa voimaa välittävät komponentit ovat asennettu tiheästi, jolloin käynti on tasaista. Lisäksi kulutuspalat ovat kohtalaisen helposti vaihdettavissa ja rakenne on visuaalisesti tarkastettavissa. Voiman komponentit on erotettu eri rakenneosille, tapille sekä kolmiotuille, mikä helpottaa rakenteen toiminnan ennakkointia.

4.2.2 Vaihtoehtojen arviointi

Luonnostelussa aikaansaadut ratkaisut arvostellaan, jotta saadaan selville parhaat vaihtoehdot jatkokehitystä varten. Arvostelu suoritetaan painotetulla pistearvioinnilla, jonka on oltava puolueeton ja otettava huomioon kaikki kokonaisuuteen vaikuttavat seikat. Pisteytyksen kriteerit selvitetään tyypillisesti vaatimuslistan avulla. Arvostelukriteerit ovat merkitykseltään eriarvoisia, joten jokainen kriteeri varustetaan painokertoimella. Ratkaisujen välinen hyvyys arvioidaan pisteytyksen painotetulla summalla. (Pahl et al. 2007, s. 110–112; 118)

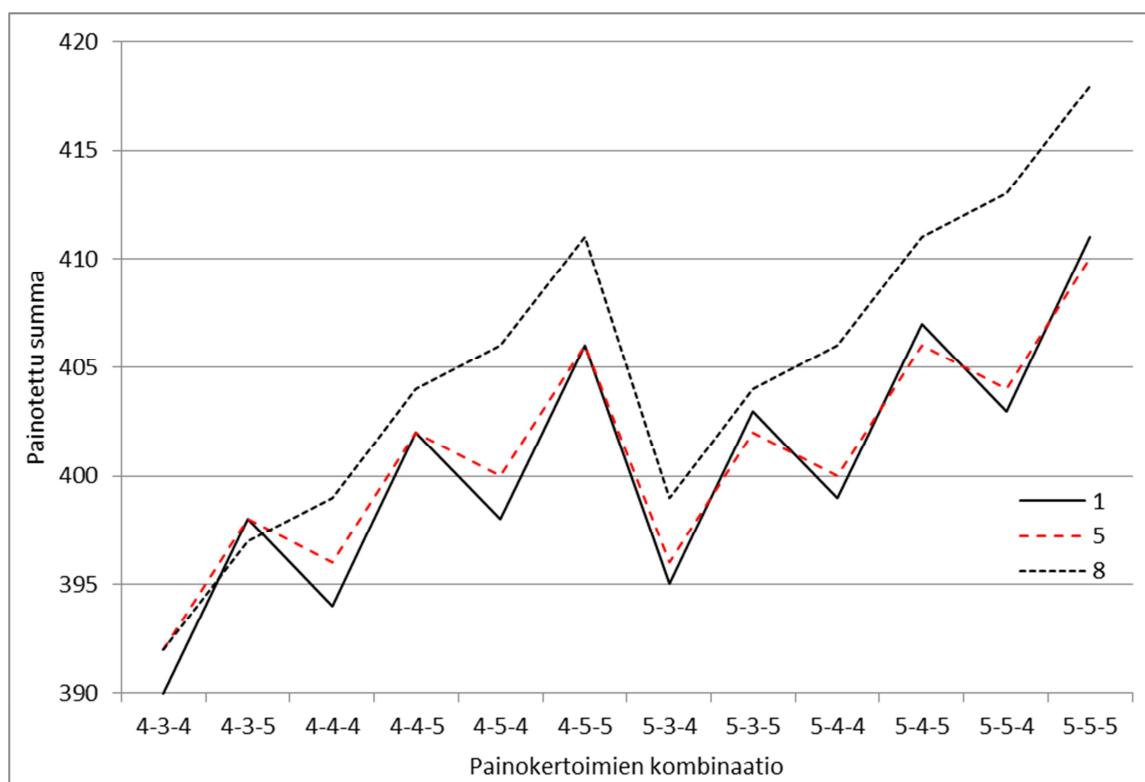
Pisteytysmatriisi luotiin vaatimuslistan avulla. Arviointikriteerit jaoteltiin päätunnusten alle, jotka olivat yhdistelmä tärkeimpiä vaatimuslistan päätunnuksia. Arvostelukriteerit ja niille luodut painoarvot valittiin yhdessä suunnitteluryhmän kanssa. Painokertoimien arvoasteikkona käytettiin lukuja 1–5. Pisteytys suoritettiin antamalla arvosana asteikolla 0–10 verraten ratkaisun hyvyttä vanhaan alamäen tuentaan. Pisteet 1–4 kuvaavat heikompa arvoa, 5 pistettä yhtä hyvää ja arvosanat 6–10 parempaa arvoa kuin vanhalla tappikonstruktiolla. Vanhaan rakenteeseen vertaamalla on helpompi saada konkreettisia arvoja pelkkien mielikuvien sijaan. Arvostelukriteerejä luotiin 17, jolloin vanhan rakenteen painotettu summa on 355. Luotu pisteytysmatriisi ja sen tulokset on esitetty liitteessä VI.

Luvussa 4.2.1 kuvatut ratkaisuvaihtoehdot pisteytettiin, jonka jälkeen pisteytysmatriisia tarkasteltiin, jotta voidaan varmentaa sen puolueettomuus. Tarkastelu suoritettiin tekemällä herkkyyksianalyysi eri painokertoimien kombinaatioilla sekä tekemällä osittaisherkkyyksianalyysi kertoimille. Tällä painokertoimien tutkimisella haluttiin selvittää, suosivatko valitut kriteerit ja niiden kertoimet jotakin vaihtoehtoa.

Osittaisherkkyyksianalyysi, joka tunnetaan myös lyhenteellä OFAT (One-factor-at-a-time, yksi tekijä kerrallaan), suoritettiin tutkimalla ideoiden 1,4,5 ja 8 pisteitä muokkaamalla yksittäisiä painokertoimia. Jokaista painokerrointa sekä pienennettiin että suurennettiin yksi kerroin kerrallaan ja muodostuneet painotetut summat asetettiin kuvaajaan. Nämä

kuvaajat on esitetty liitteessä VII. Kuvaajien avulla pystyttiin päättämään, että painotetut summat pitävät pääosin saman järjestyksen riippumatta yksittäisistä kertoimien muutoksista. Ainoastaan hitsattavuuden sekä varaosien vaihdon ilman hitsausta havaittiin vaikuttavan tuloksiin enemmän. Kuvaajat osoittavat, että kertoimet ovat valittu oikein. (Czitrom 1999, s. 126.)

Tämän jälkeen suoritettiin herkkyysanalyysi tutkimalla painokerrointen kombinaatioita. Kombinaatioiden suhteiden tutkiminen vastaa tilastotieteellistä menetelmää DOE (Design of experiments, koesuunnittelu). DOE-analyysin etu OFAT-analyysiin verrattuna on kyky havaita tekijöiden vaikutus toisiinsa sekä suurempi saavutettu tietomäärä testimääriin nähden. (Czitrom 1999, s. 126–127.) Herkkyysanalyysiin valittiin ideat 1,5 ja 8. Analyysiin valittiin arviointikriteerit: kokoonpanon yksinkertaisuus, koneistettavuus ja arvioitu kestävyys. Nämä kolme tekijää aiheuttivat valituissa ideoissa eniten hajontaa, joten niitä haluttiin tutkia tarkemmin. Näiden kolmen kriteerin alkuperäiset painokertoimet olivat 5-4-5 (kokoonpanon yksinkertaisuus-koneistettavuus-arvioitu kestävyys). Jokaista kerrointa kasvatettiin ja pienennettiin yhdellä. Muutos tehtiin kuitenkin siten, ettei arvoasteikkoa 1–5 ylitetty. Kombinaatioiden vaikutukset painotettuun summaan on esitetty kuvaajassa 48.



Kuva 48. Pistearvioinnin herkkyysanalyysin kuvaaja.

Analyysin perusteella havaittiin, että kombinaatiot 5-x-5 vaihtavat kappaleiden järjestyksen. Tämän perusteella pääteltiin, että kokoonpanon yksinkertaisuuden on oltava 4. Koneistettavuuden havaittiin sekoittavan pisteytyksen, jos sen arvo laskee kolmeen, joten sen arvo säilytetään ennallaan. Mitä suurempi kestävyuden arvo on, sitä pienemmäksi kokonaispisteiden hajonta muuttuu. Näin ollen lopullinen pisteytys on 4-4-5. Molempien analyysien (OFAT ja DOE) tuloksena voitiin havaita, että painokertoimet ja kriteerit ovat asetettu tasapuolisesti siten, ettei mitään tiettyä ratkaisua suosita. Pisteytystaulukon havaittiin olevan tasapainoinen eikä se reagoi vahvasti siihen tehtäviin yksittäisiin muutoksiin.

Parhaiten pisteytyksessä menestyivät vaihtoehdot 3 ja 5. Ideat 1 ja 8 saivat seuraavaksi eniten pisteitä, mutta koska nämä ovat parhaiden ideoiden kaltaisia, jätettiin ne analyytillisen pohdinnan jälkeen jatkokehityksen ulkopuolelle. Näin ollen päätettiin jatkokehittää ratkaisuvaihtoehtoja 3 ja 5.

4.3 Valittujen ratkaisujen suunnittelu

Jatkokehitykseen valittiin kaksi luonnosteltua vaihtoehtoa, liukutuki (idea 5) sekä tappiratkaisu ulkopuolisin kiinnityspaloin (idea 3). Molempia ideoita kehitettiin rinnakkain luoden niille variaatioita eri osa-alueille, kuten tukiristikon liitoksiin, kulutuspalojen vaihtoon ja tuen jäykistämiseen liittyen. Lisäksi tutkittiin eri materiaalien sekä valmistustapojen luomia mahdollisuuksia.

4.3.1 Liukutuen jatkokehitys

Liukutuen idea oli saatu jäädyttimen ylämäen tuesta. Ylämäen tuenta on kuitenkin erilainen sen kiinnityspintojen sekä käytettävissä olevan tilan suhteen. Tämän vuoksi alamäen liukutuki suunniteltiin matalampana ja tiheämpänä. Ideoitu malli on esitetty kuvissa 41 ja 42. Jatkokehityksessä keskityttiin rakenteen muotoiluun, tukikehien jäykistämiseen sekä pintojen kulutusosiin.

Kuumalujan kengän muotoilu uudistettiin ohentamalla suoraa kulutuspintaa sekä tukikolmioita kengän juuresta. Lisäksi muotoiltiin niin kutsuttua palstalevyä, millä kenkä kiinnitetään tukikehään. Kuumalujalle kulutuspinnalle haluttiin lisätä vaihtomahdollisuus, joten siihen suunniteltiin kulutuslevyjen koneistusura sekä kiinnitykset. Tärkeimmät kiinnitysvariantit olivat kulutuslevyn hitsaaminen sen levyn päistä ja ruuvikiinnitys hyväksikäyttäen

ruostumattoman satulaosan kulutuspalojen reikiä. Molemmat variantit vaativat ruostumattoman osakokoonpanon uudelleen suunnittelua.

Kuumalujan kehän havaittiin olevan altis taipumaan tukikengän palstalevyn juuresta. Tätä varten suunniteltiin jäykistekehäratkaisuja. Myös jäädyttimen sisävaipalla uskottiin olevan tämä ongelma, sillä ylämäen tuennasta on saatu tällaisia kokemuksia. Tämä ongelma poistettiin muokkaamalla ruostumattoman satulan pohjalevyt yhtenäisiksi, jolloin vaippaan ei kohdistu suuria jännityspiikkejä.

Jatkokehitystä suoritettiin tappiratkaisun rinnalla. Molempia kehitysversioita verrattiin analyttisesti, jonka jälkeen päädyttiin hylkäämään liukutuki. Tämä perusteltiin heikomman tilankäytön, valmistettavuuden ja osien kasvaneen lukumäärän avulla. Lisäksi yhtenäisen pystysuuntaisen kehän puuttuessa rakenteesta puuttuu kuormien siirtoon liittyvä jatkuvuus. Rakenteeseen oletettiin muodostuvan kiertymiä, mikä voisi estää käynnin tasaisuuden ja kuormien tasaisen jakautumisen.

4.3.2 Tappimallin jatkokehitys

Jatkokehitykseen otettu tappirakenne sisälsi vaikutteita Andritzin aikaisemmin kehittämistä tukiratkaisuista, johon lisättiin uudelleen suunniteltu kiinnitys. Tämä ideoitu malli on esillä kuvissa 37 ja 38. Rakenteeseen päädyttiin poistamalla vanhan rakenteen ongelmakohtia ja vahvistamalla rakenteen tuomia etuja. Tärkeimmät ongelmakohdat liittyivät tappien väsymismurtumaan sekundääritaivutuksen takia sekä suuriin välyksiin ja pintojen kulumiseen.

Koska tappiliitoksen kulumista ei täysin voida eliminoida, suunniteltiin rakenteen mittasuhteet rajoitetun vahingon periaatteen (Fail Safe) mukaisesti. Tässä mallissa kehän putoaminen alaspäin tappien kuluessa estetään kehien mitoituksella. Tällöin rakenteen muut hitsausliitokset kantavat kuorman, eivätkä äkilliset kuormanmuutokset pääse vaurioittamaan koko rakennetta. (Airila et al. 2010, s. 26.)

Kuumalujan tukirakenteen poikkileikkaus tutkittiin tarkasti ja sen havaittiin sisältävän epäoleellisia komponentteja. Poikittaissuuntaisen kehän havaittiin olevan tarpeeton, jos pystysuuntaisia kehiä on vain yksi. Tukiristikolle etsittiin vaihtoehtoisia kiinnitystapoja teräsrakenteissa käytettävistä putkiliitoksista. Tällaisissa liitoksissa käytetään esimerkiksi

valuosia, niittiliitoksia ja hitsausliitoksia. Parhaaksi ristikon ja pystysuuntaisen kehän liitostavaksi havaittiin haarukkaliitos, jossa tukikehä hitsataan lovettuun rakenneputkeen. Tämä liitos on jäykkä, yksinkertainen ja se pystyy välittämään kuormaa eri suuntiin. Alustava mitoitus suoritettiin CIDECT:n (Comité International pour le Développement et l'Étude de la Construction Tubulaire) ohjearvojen mukaisesti. Tutkimusten mukaan lovi kannattaa tehdä rakenneputkeen kiinnityslevyn sijaan. (Wardenier et al. 2008, s. 57–58)

Malliin kokeiltiin myös valmiiden profiilien hyödyntämistä konepajalla tehtävän hitsauksen vähentämiseksi. Profiileja käytettäessä pyritäisiin standardimuotojen hyödyntämiseen valmistuskustannuksien laskemiseksi. Esimerkkejä tutkituista profiilipareista on esitetty liitteessä VIII. Profiilipareja tutkittiin FE-analyysin avulla, jolloin havaittiin, että 12,5 mm seinämänvahvuus on riittävä korvaamaan alkuperäisen 60 mm tukikehän. Lisäksi havaittiin, että profiili on kannattavaa ainoastaan kehien keskellä olevassa osiossa. Kuumalujan yksittäisen tukikehän korvaaminen profiililla mahdollistaisi tapin nelipistekontaktin alkuperäisen kolmipistekontaktin sijaan. Tämä aikaansaisi paremmin määrätyn kuormituksen. Ohutseinämäisen profiilin kontaktipinta-alaa lisättäisiin poikittaissuuntaisilla ainesputkilla, joiden sisälle tapit asennettaisiin.

Vanhassa rakenteessa tapin oli havaittu pyörivän, mikä lisää pintojen kulumista. Tämän estämiseksi pohdittiin useita vaihtoehtoja. Kuumalujan kehän reiän kierteyttämistä tutkittiin, jonka lisäksi tarkasteltiin eri vaihtoehtoja kiilaliitoksille. Tapin molemmille puolille asetetun woodruff-kiilan havaittiin toimivan kiilaliitoksista parhaiten, sillä kyseinen kiila ei aiheuta tasakiilan veroisia jännityskeskittymiä. Lisäksi kaksi kiilaa mahdollistaa pienemmän kiilan, jolloin lovivaikutus on pienempi. Ruostumattomien teräksisien kiinnityspalojen ja tapin liitoksessa pyörimisliikettä pyrittiin vastustamaan viistämällä tapin päät ja luomalla tasomainen kontakti. Lisäksi tutkittiin erilaisia tapin geometrioita. Kuumalujassa tukikehässä oleviin ainesputkiin suunniteltiin pyörimisenestokeinoja esimerkiksi erilaisien hitsattavien holkkien avulla. Tällaisia vaihtoehtoja olivat muun muassa aksiaalisuuntaiset uritukset ja viistetyn tapin pään muotoinen holkki.

Tapin kestävyyttä tutkittiin sen lovi- ja vääntöjännityksien avulla. Näitä arvoja verrattiin tapin myötölujuuteen. Tapin materiaaliksi valittiin nuorrutusteräs 25CrMo4 sen parempien lujuusominaisuuksien ja helpomman saatavuuden vuoksi. Vääntöjännitystä tutkittiin mah-

dollisten ulkopuolisten kiinnityspalojen asennusvirheiden vuoksi. Laskennassa havaittiin, että vaikka asennuksessa voi välyksistä johtuen tapahtua pieni kulmavirhe, ei jäähdytimen kuormitus aiheuta merkittävää vääntöjännitystä tappiin.

Tappiin muodostuu päätyjen viisteen takia lovi. Tämä aiheuttaa lovijännityksen tapin joutuessa taivutukseen, jota voidaan pienentää pyöristämällä viisteen juuri. FE-analyysin avulla tutkittiin erikokoisten viisteiden vaikutuksia lovijännitykseen. Lovijännityksiä verrattiin nuorrutusteräksen väsymislujuuteen, joka redusoi pinnanlaadun, koon ja lämpötilan kertoimilla. (Airila et al. 2010, s. 29–37.)

Kiinnityspalojen hitsien mitoitus suoritettiin sekä leikkausjännitys että väsymislujuus huomioon ottaen. Näistä väsymislujuus osoittautui määrääväksi tekijäksi. Mitoitus suoritettiin käyttämällä 36 MPa väsymisluokkaa. Alkuperäisen rakenteen FE-analyysin tuloksia käytettiin mitoituksen kuormitustietona. (Hobbacher 2013, s. 59.)

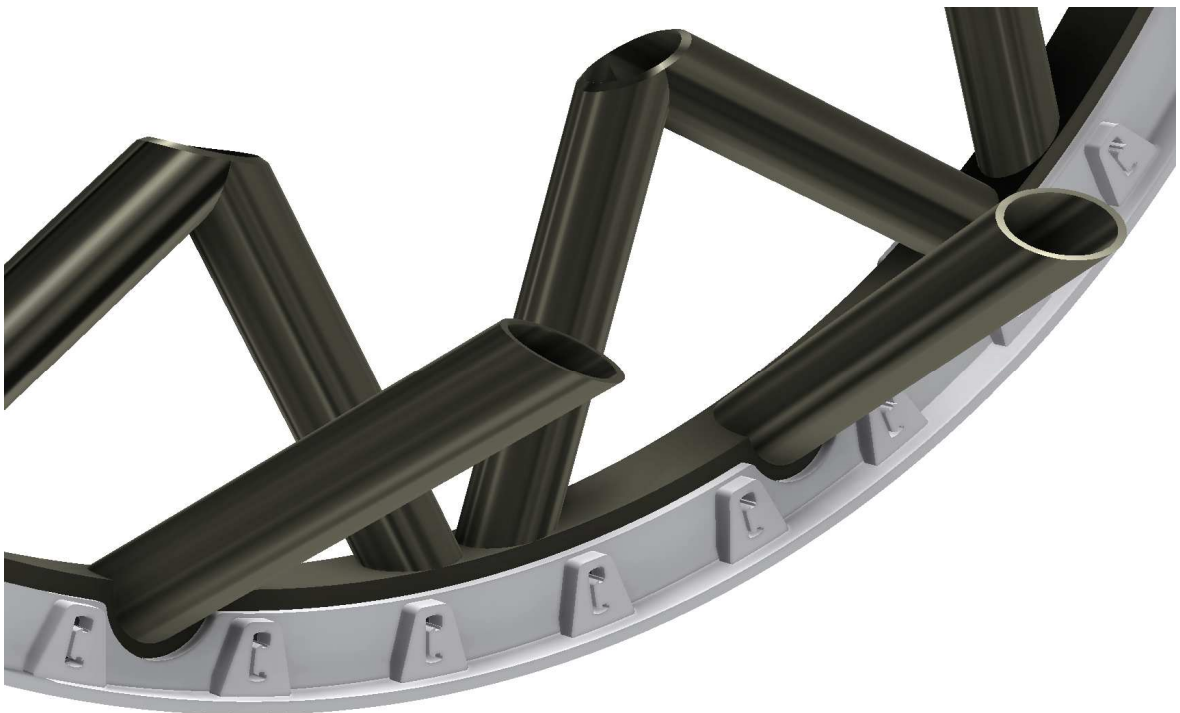
Suunnitteluprosessi päätettiin arvioimalla jatkokehitettyt mallit. Tappiratkaisu valittiin toteutettavaksi uuden konstruktion kehittyneen huollettavuuden, valmistettavuuden ja kestävyuden vuoksi. Tappiratkaisussa voimaa siirtäviä komponentteja on tiheämmin ja rakenne sisältää jatkuvan kehän. Nämä asiat edistävät tasaista käyntiä sekä kuormanjakautumista. Vanhan rakenteen ongelmakohdat saatiin poistettua, joten vastaavankaltainen rakenne on perusteltavaa toteuttaa.

5 TULOSTEN ARVIOINTI JA JATKOTUTKIMUS

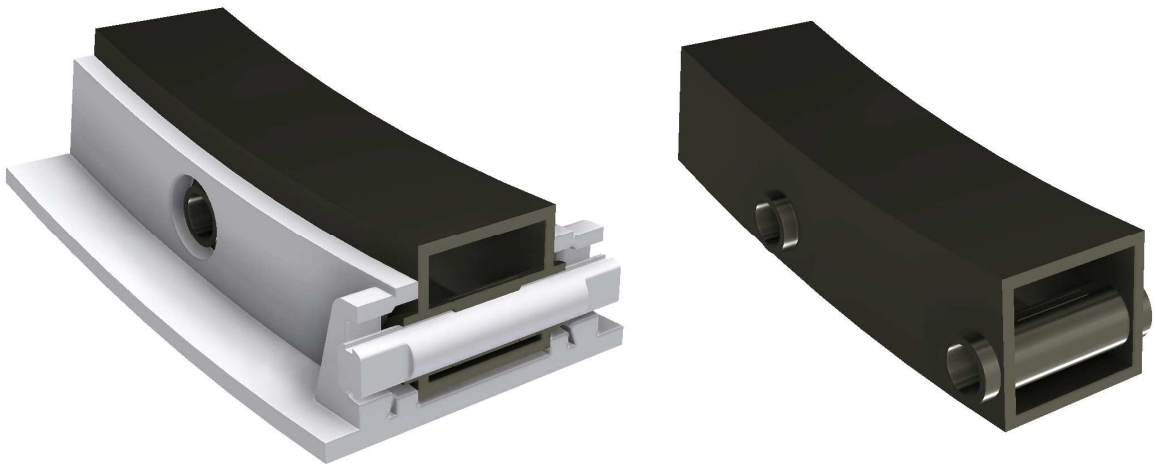
Tämä työ jakaantui vanhan rakenteen tutkimiseen sekä uuden konstruktion suunnitteluun. Vanhan rakenteen tutkimusten tulokset on esitetty luvussa 4. Tulosten arvioinnissa keskitytään uuden suunnitellun rakenteen kuvaamiseen ja arvioimiseen.

5.1 Uusi alamäen tukirakenne

Uusi tuenta on alkuperäisen tuennan kaltainen tappikonstruktio. Tukirakenteen kuormaluja tukikehä on korvattu hitsatulla suorakaideprofiililla, johon on lisätty poikittaissuuntaiset putket kasvattamaan kontaktipinta-alaa sekä jäykistämään rakennetta. Rakenteeseen lisättiin myös ulkopuoliset tappien kiinnityspalat, joiden hahloissa tapit pääsevät liikkumaan lämpölaajentumien tapahtuessa. Kiinnityspalat muotoiltiin siten, että ympäröivät hitsit on valmistettavissa mahdollisimman helposti. Uusi rakenne on esitetty kuvissa 49 ja 50.



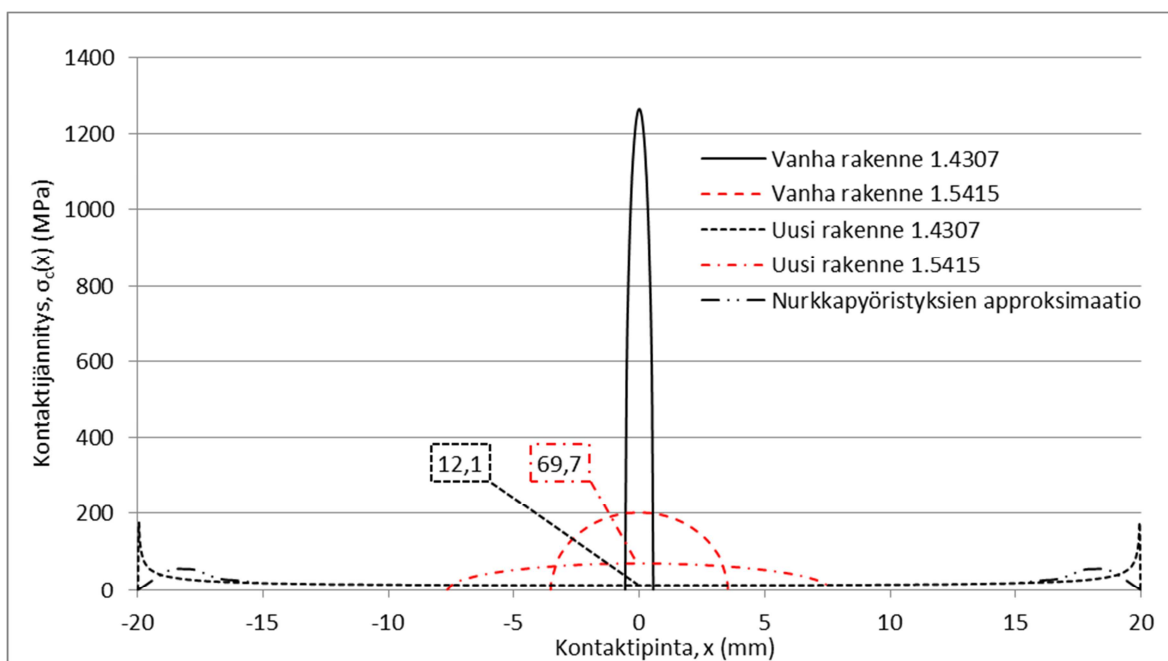
Kuva 49. Uusi alamäen tukirakenne.



Kuva 50. Uuden alamäen tukirakenteen leikkauskuva.

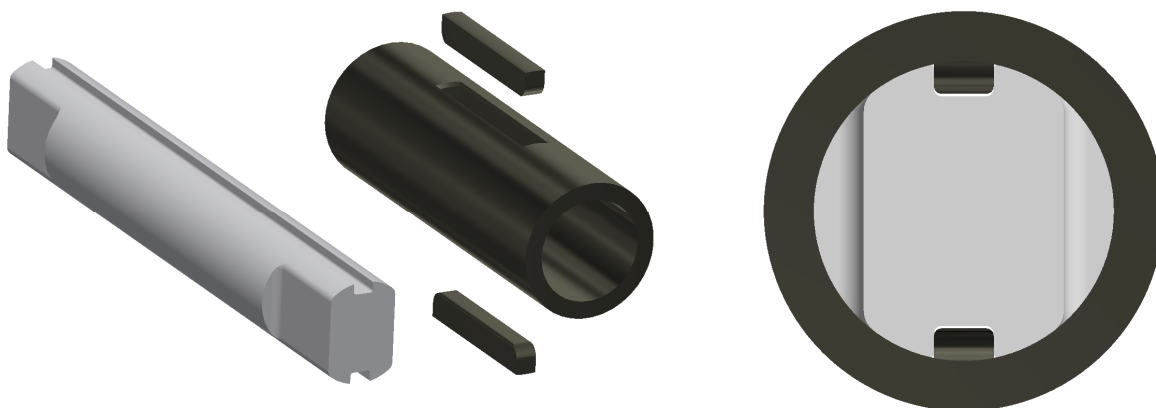
Uudessa konstruktiossa tappia ei hitsata, vaan ulkopuolinen kiinnityslevy hitsataan ruostumattomaan tukikehään. Näin väsymismurtuman aiheuttanutta lovea tai sekundäärikuormitusta ei muodostu. Kiinnityspala on vapaasti asennettavissa kehän pintaan, jolloin tukikehien rei'ille ei muodostu tarkkoja samankeskeyden vaatimuksia. Osat on mahdollista valmistaa pienemmällä toleransseilla, jolloin välykset muodostuvat pienemmiksi valmistuksen samaan aikaan helpottuessa. Tämä helpottaa myös huoltoa, sillä tappien vaihdettavuus paranee ja ruostumattoman tukikehän kulutuspinna on tarvittaessa mahdollista vaihtaa. Huoltoa helpottaa myös mahdollisuus tarkastaa tappien ja kiinnityspalojen kunto visuaalisesti ilman osien irrottamista.

Tapin halkaisijaa kasvatettiin ja sen päät viistettiin, jotta kontaktipinta-alat kasvavat. Ruostumattoman teräksen (1.4307) ja tapin välinen kontaktijännitys pienenee uudella rakenteella arvosta 1264 MPa keskiarvoon 19 MPa eli pintapaine vähenee monikymmenkertaisesti. Lisäksi tapin viisteen reunojen pyöristykset vähentävät kuormituspiikkejä. Kuumalujan teräksen (1.5415) ja tapin välinen kontaktijännitys laskee arvosta 202 MPa arvoon 70 MPa eli myös tämän kontaktin jännitys pienenee huomattavasti. Pienemmät jännityksien arvot vähentävät pintojen kulumisnopeutta merkittävästi. Kuvassa 51 on esitetty rinnakkain vanhan ja uuden rakenteen kontaktijännitykset ja kontaktipinta-alat. Kuvaajan selitteessä on tapin materiaalityyppi. Kuvaajaan on approksimoitu nurkkapyöristyksien vaikutus käyttäen Ciavarellan esittämää mallia. (Ciavarella et al. 1998, s. 321–322.)



Kuva 51. Uuden ja vanhan rakenteen kontaktijännitys kuvaajat.

Tapin pyöriminen estettiin sekä kiinnityspalojen muotoilulla että kiilaliitoksella. Pyörimisliikkeen estäminen vähentää tappiliitoksessa tapahtuvaa kulumista. Lukitsemismenetelmät valittiin siten, etteivät ne aiheuta suuria lovivaikutuksia tappiin, jotta sen väsymiskestävyys ei heikkene. Liitoksen kiilat hitsataan konepajalla kuimalujaan putkeen, jotta koneistettuihin putkiin ei tarvitse jyrsiä tarkan toleranssin kiilauraa. Tappiin tehdään kiilaura koko pituudelle. Kiilaliitos on sijoitettu tapin taivutuksen neutraaliakselille, jolloin uralla ei ole merkittäviä vaikutuksia rakenteen kestävyys. Kuvassa 52 on esitetty tappi, kiilat sekä kuimaluja putki.



Kuva 52. Uuden alamäen tuennan tappi, kiilat sekä kuimaluja putki. Oikealla näkymä tapin päästä osien ollessa paikallaan.

Tapin viisteen pohjassa oleva lovi on taivutukseen nähden kriittisellä alueella, joten sen muotoiluun kiinnitettiin erityistä huomiota. FE-analyysin tulosten avulla määritettiin optimaalinen pyörityssäde olakkeen särmälle. Tämän ansiosta tapin väsymiskestoikä muodostuu riittäväksi. Lisäksi tapin materiaaliksi valitulla nuorrutusteräksellä on suurempi väsymislujuus kuin ruostumattomalla teräksellä.

Uuden rakenteen kestävyys on merkittävästi parempi vanhaan konstruktion verrattuna. Kuumaluja profiili on huomattavasti jäykempi ja samanaikaisesti 20 % vanhaa tukikehää kevyempi. Vanhassa rakenteessa väsymiskestoikää pienentäneet ominaisuudet on uudessa rakenteessa eliminoitu ja uudet väsymiseen vaikuttavat tekijät kuten tapin lovi ja kiinnityspalojen hitsit on mitoitettu kestäväksi väsyttävä kuormitus. Kulumisen ja välyksien pienentäminen vähentää kuormien epätasaista jakautumista, mikä vähentää rakenteeseen kohdistuvia suuria rasituksia.

5.2 Jatkotutkimuskohteet

Kehitetylle mallille ei ole tehty tarkkaa aineenvahvuuksien optimointia. Näin ollen jatkotutkimuksiin olisi suotavaa sisällyttää FE-analyysi, jossa tarkastellaan rakenteen mittoja. Uusi rakenne sisältää varmuuskertoimia, jolloin hyvällä optimoinnilla voidaan saada aikaan merkittäviä säästöjä painossa sekä valmistuskustannuksissa. Aineenvahvuuksien keventämisen ansiosta hitsimääriä voidaan pienentää, mikä kustannuksien vähentämisen lisäksi pienentää hitsauksessa tapahtuvia muodonmuutoksia. Tärkeimmät optimoinnin kohteet ovat tukikehien aineenvahvuudet niiden muuttuneen konstruktion vuoksi.

Jatkossa olisi suotavaa tutkia tarkemmin eri materiaaliparien kulumista korkeissa lämpötiloissa. Uuden liitostavan toiminnan todentaminen ja kuormien jakautuminen olisi myös hyvä varmentaa uudella koko tukirakenteen FE-analyysillä. Lisäksi olisi suotavaa selvittää ruostumattomien tukikehien hitsausliitosten muodonmuutokset. Koska tukikehien rakenne on muuttunut, olisi suotavaa suorittaa tukirakenteen ja tukikehän välisen liitoksen tarkempi optimointi.

Tässä diplomityössä suunnitellun rakenteen mitoitus tehtiin yhdelle jäädytinkoolle. Jatkokehityksessä tulee tehdä mallisarjamitoitus, jossa määritetään erikokoisten jäädyttimien tukirakenteen mitoitus. Tärkeimmät tutkittavat kohteet ovat tarvittava tappien lukumäärä,

tapin halkaisija ja aineenvahvuudet tukikehissä sekä kiinnityspaloissa. Mallisarjoituksessa voidaan hyödyntää vanhasta rakenteesta opittuja tietoja esimerkiksi aineenvahvuuksien suhteen.

6 YHTEENVETO

Tämän työn tavoitteena oli kehittää uusi rakenne kalkinjäähdyttimen alamäen tuennalle. Lisäksi tavoitteena oli tutkia vanhan rakenteen kuormituksia ja ongelmakohtia, jotta uudessa rakenteessa vältettäisiin vastaavanlaiset ongelmat. Uuden rakenteen haluttiin olevan kestävämpi sekä helpompi huoltaa ja valmistaa.

Vanhan rakenteen tutkimukset sisälsivät lämpölaajenemisen, kuormituksen jakautumisen ja väsymiskestoisuuden tarkastelua. Nämä suoritettiin sekä analyyttisesti että FE-analyysin avulla. Lisäksi tutkittiin kappaleiden kulumista kontaktijännityslaskennan avulla ja väsymiskestoikkä tehollisen lovijännityksen menetelmällä. Kalkinjäähdyttimessä tapahtuu suuria lämpötilan vaihteluja ja sen materiaaleilla on vaihtelevia lämpölaajenemiskertoimia. Tämän vuoksi suhteelliset lämpölaajentumat ovat merkittäviä ja ne on huomioitava suunnittelussa rakenteen joustavuudella tai liukupinnoilla.

Jäähdyttimen kuormitus ja siitä johtuvat tukivoimat alamäen tuennassa selvitettiin analyyttisesti sekä FE-analyysin avulla laajoilla tutkimuksilla. Tuennan kuormien havaittiin jakautuvan epätasaisesti ympäri tukikehän. Rakenteessa olevat välykset lisäsivät tätä ilmiötä merkittävästi. Lujuuslaskenta osoitti, että tapit kuormittuivat sekundääritaivutuksen johdosta, mikä aiheutti rakenteeseen väsymismurtuman.

Tapin murtumismekanismia tutkittiin pintoja analysoimalla sekä väsymislaskennalla. Tapin ulkopuolisesta hitsistä johtunut suuri lovivaikutus kohdisti särönkasvun juuren puolelle. Rakenteen geometrian vuoksi sekundääritaivutus ja särönkasvu oli voimakasta tapin paksusta halkaisijasta huolimatta. Lisäksi epätasainen kuormitus lisäsi tapin korkeaa kuormituspiikkiä. Väsymiskestoikkä laskettiin FE-analyysin avulla eri lämpötilassa oleville tapeille. Lasketuksi kestoikkäksi saatiin lämpötilasta riippuen 0,6–1,1 vuotta, mikä vastasi vaurioraporttien tuloksia.

Kontaktijännityslaskenta osoitti, että tappiliitoksen pinnoilla tapahtunut kuluminen johtui vanhan rakenteen geometriasta. Kontaktipinnat eivät olleet riittävän suuria ja niiden muoto

aiheutti viivamaisen kontaktialueen. Erilaisten geometrioiden kosketusjännityksiä tutkimmalla selvitettiin kontaktien suunnitteluperusteet uudelle rakenteelle.

Uusi rakenne suunniteltiin systemaattisen koneensuunnittelun menetelmää noudattamalla. Vaatimuslista luotiin Andritzin suunnitteluryhmän sekä asiakkaiden ja toimittajien vaatimuksia ja toivomuksia noudattaen. Uusia konsepteja ideointiin tutkimalla vanhoja Andritzin ratkaisuja sekä muita teollisuudessa ja ympäristössä esiintyviä liukuvia ja joustavia rakenteita. Konseptit arvioitiin 17 arvostelukriteerin pistematriisilla vertaamalla ideoita vanhaan rakenteeseen. Pisteytysmatriisille suoritettiin herkkyysanalyysiä, jotta voitiin todentaa pisteytyksen puolueettomuus sekä oikeat painokertoimet. Pisteytyksen tuloksena valittiin kaksi vaihtoehtoa jatkokehitykseen: liukutuki ja tappimalli.

Molempia ideoita kehitettiin rinnakkain ja ne arvosteltiin analyyttisesti. Arvostelun perusteella päädyttiin tappimalliin muun muassa sen tiheimmän ja yhtenäisemmän rakenteen vuoksi. Uudessa konstruktiossa aikaisemmin ongelmia aiheuttaneet aluslevyt on poistettu ja tukikehiä on muotoiltu uudelleen. Näin pystyttiin eliminoimaan ongelmia aiheuttaneet piirteet, jotka johtivat väsymismurtumiin. Uusien osien mitoituksessa otettiin huomioon väsyttävä kuormitus. Lisäksi pinta-alojen kasvattamisella, muotoilulla sekä tapin pyörimisen lukitsemisella saatiin pienennettyä kulumiseen johtavia tekijöitä merkittävästi. Uusi rakenne sisältää vaihdettavat kulutusosat ruostumattoman teräksen tukikehille. Suunniteltu rakenne on helpompi valmistaa ja huoltaa vapaasti sijoitettavien kiinnityspalojen vuoksi. Tukirakenteen kestoikä kasvoi suunnittelun ansiosta merkittävästi.

Työn tavoitteessa onnistuttiin sekä vanhan rakenteen tutkimusten että uuden konstruktion suunnittelun osalta. Vanhan rakenteen ongelmakohdat selvitettiin kattavasti eri näkökulmat huomioiden. Uusi rakenne on kehitetty kestäväksi ja muiden vaatimusten mukaiseksi tutkimustulosten avulla.

LÄHTEET

- Adams, T. 2007. Lime kiln principles and operations. TAPPI Kraft Recovery Course 2007, 1. 15 s.
- Airila, M. et al. 2010. Koneenosien suunnittelu. 4. painos. Porvoo: WSOYpro Oy. 796 s.
- Andritz Oy, Finland. 2017. [Andritzin www-sivuilla]. [Viitattu 5.5.2017]. Saatavissa: <https://www.andritz.com/pp-andritz-oy>
- Baumgartner, J. & Bruder, T. 2013. An efficient meshing approach for the calculation of notch stresses. *Weld World*, 57: 1. S. 137–145.
- Bayer, R. 2004. *Engineering Design for Wear*. 2. painos. New York: Dekker. 422 s.
- Bhushan, B. 2001. *Modern Tribology Handbook: Principles of Tribology*. Volume 1. Boca Raton: CRC Press. 766 s.
- Budynas, R. & Nisbett., J. 2007. *Shigley's Mechanical Engineering Design*. 8. painos. Boston: McGraw-Hill Education. 1059 s.
- Carlson, R., Kardomateas, G. & Craig, J. 2012. *Mechanics of Failure Mechanisms in Structures*. Springer EBooks. 102 s. (Solid Mechanics and Its Applications 187/2012)
- Ciavarella, M., Hills, A. & Monno, G. 1998. The influence of rounded edges on indentation by a flat punch. *Teoksessa: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 212: 4. S. 319–328.
- Cook, R., Malkus, S., Plesha, M. & Witt, R. 2001. *Concepts and applications of finite element analysis*. 4. painos. New York: Wiley. 719 s.

Czitrom, V. 1999. One-Factor-at-a-Time versus Designed Experiments. *The American Statistician* 53: 2. S. 126-131.

D&E Bearings. 2016. Data Sheet Slide Bearing – BWG. 2 s.

Fricke, W. 2013. IIW Guideline for the assessment of weld root fatigue. *Weld World*, 57: 6. S. 753–791.

Hobbacher, A. 2013. Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components. IIW-document XIII-2460–13/XV-1440–13. 163 s.

Ikonen, K. & Kantola, K. 1986. *Murtumismekaniikka*. 2. painos. Helsinki: Otatieto Oy. 413 s.

KnowPulp. 2016. KnowPulp-oppimisympäristö. Versio 15.0. [Viitattu 30.1.2017]. Proledge Oy, AEL. Saatavissa: <http://www.knowpulp.com/suomi>. Palvelu on maksullinen ja vaatii käyttäjälisenssin.

Maddox, S. 2011, *Fatigue design rules for welded structures*. Teoksessa: Macdonald, K. *Fracture and fatigue of welded joints and structures*. UK: Woodhead Publishing. S. 168–207.

Metals Handbook. Volume 12: Fractography. 1987. Ohio: American Society for Metals. 857 s.

Milella, P. 2013. *Fatigue and Corrosion in Metals*. Dordrecht: Springer Milan. 844 s.

Mussalo, M. 2016a. *Design Guidelines - White Liquor Plant/LimeCool*. Andritz Oy Kotkan toimiston yksityisarkisto. 15 s.

Mussalo, M. 2016b. *Improvements of the LimeCool structure*. Andritz Oy Kotkan toimiston yksityisarkisto. 14 s.

Pahl, G., Beitz, W., Feldhusen, J. & Grote, K. 2007 Engineering Design - A Systematic Approach. 5. painos. Lontoo: Springer. 617 s.

Palmu, M. 2017. RE: LimeCoolerin tappien ongelmat [yksityinen sähköpostiviesti]. Vastanottaja: Aaltonen Ossi. Lähetetty 27.2.2017 klo 16:51 (GMT +0200).

Pat. US 6419481 B2. 2002. Cooler for rotary kilns. Andritz Oy. (Ahvenainen, A.) Hak. US 09/822737, 30.3.2001. Julk. 16.7.2002. 7 s.

Salmi, T. & Virtanen, S. 2008. Materiaalien mekaniikka. Tampere: Pressus Oy. 413 s.

SFS-EN 10028-2. 2009. Painelaiteteräkset. Levytuotteet. Osa 2: kuumalujat seostamattomat ja seostetut teräkset. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS. 47 s. Vahvistettu ja julkaistu englanninkielisenä.

SFS-EN 10088-3. 2013. Ruostumattomat teräkset. Osa 3: Yleiseen käyttöön tarkoitetut korroosionkestävät puolivalmisteet, tangot, valssilangat, langat, profiilit ja kirkaat tuotteet. Tekniset toimitusehdot. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS. 139 s. Vahvistettu ja julkaistu englanninkielisenä.

SFS-EN 13445-2. 2012. Lämmittämättömät painesäiliöt. Osa 2: Materiaalit. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS. 139 s. Vahvistettu ja julkaistu englanninkielisenä.

SFS-EN 13445-3. 2014. Lämmittämättömät painesäiliöt. Osa 3: Suunnittelu. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS. 787 s. Vahvistettu ja julkaistu englanninkielisenä.

SFS-EN 18265. 2013. Metallien kovuusarvojen muuntaminen. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS. 161 s. Vahvistettu ja julkaistu englanninkielisenä.

Sixta, H. 2006. Handbook of Pulp. Weinheim: Wiley-VCH Verlag GmbH. 1348 s.

Sonsino, C., Fricke, W., de Bruyne, F., Hoppe, A., Ahmadi, A. & Zhang, G. 2012. Notch Stress Concepts for the Fatigue Assessment of Welded Joints - Background and Applications. *International Journal of Fatigue*, 34: 1. s. 2–16.

Tarhonen, K. 2008. Structural analysis of the new sector cooler supports. Andritz Oy Kotkan toimiston yksityisarkisto. 14 s.

Tikka, P. 2008. *Chemical Pulping Part 2, Recovery of Chemicals and Energy*. 2. painos. Jyväskylä: Gummerus Oy. 387 s. *Papermaking Science and Technology*.

Valtanen, E. 2012. *Tekniikan taulukkokirja*. 19. painos. Jyväskylä: Genesis-Kirjat Oy. 1200 s.

Wardenier, J., Kurobane, Y., Packer, J., van der Vegte, G & Zhao, X.-L. 2008. *Design guide for circular hollow section (CHS) joints under predominantly static loading*. Saksa: Verlag TUV Rheinland GmbH. 142 s.

Vanhan rakenteen kuormituksen laskenta.

Jäähdyttimen pituussuuntainen kuormitus

Jäähdyttimen ja
kalkin kokonaispaino:

$$G = 755000\text{N}$$

Uunin kallistus:

$$z = 2.5\%$$

Kuormituksen kulma:

$$\alpha = \text{atan}\left(\frac{z}{100\%}\right) = 1.43 \cdot \text{deg}$$

Tukivoimat:

$$G = F_A + F_B$$

Kallistuksen aiheuttama
pituussuuntainen kuorma:

$$F_X = F_{AX} + F_{AB}$$

$$F_X = \sin(\alpha) \cdot G = 18869.1 \cdot \text{N}$$

Ylämäen tuen normaalivoima: $F_{BY} = 35\% \cdot \sin(\alpha) \cdot G = 6604.2 \cdot \text{N}$

Ylämäen tuen
kitkakertoimen keskiarvo:

$$\mu = \frac{0.03 + 0.20}{2} = 0.115$$

Ylämäen tuen kitkavoima:

$$F_{\mu} = F_{BY} \cdot \mu = 759.5 \cdot \text{N}$$

Kalkin aiheuttama momentti

Kalkin massa: $m = 20000\text{kg}$

Kalkin tiheys: $\rho = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Kalkin tutkittu sortumakulma: $\beta = 35\text{deg}$

Syöttövaihe

Kalkkipatjan korkeus: $h = 400\text{mm}$

Kalkkipatjan pituus: $l = 1930\text{mm}$

Kalkkipatjan massakeskipiste: $x_{\text{syöttö}} = 1784.3\text{mm}$

(Laskettu yllä olevien alkuarvojen sekä videoanalyysin tuloksien perusteella trigonometrian avulla.)

Kalkin tilavuus: $V_s = 1.65\text{m}^3$

Kalkin massa: $m_{\text{syöttö}} = V_s \cdot \rho = 1650\text{kg}$

Kalkin aiheuttama momentti: $M_{\text{syöttö}} = x_{\text{syöttö}} \cdot m_{\text{syöttö}} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 28881.6 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$

Sektorivaihe

Kalkin massa/sektori: $m_{\text{sektori}} = \frac{m - m_{\text{syöttö}}}{20} = 917.5\text{kg}$

Kalkin massakeskipiste: $x_{\text{sektori}} = 3244\text{mm}$

(Laskettu videoanalyysin avulla.)

Kalkin aiheuttama momentti: $M_{\text{sektori}} = x_{\text{sektori}} \cdot m_{\text{sektori}} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 29198.2 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$

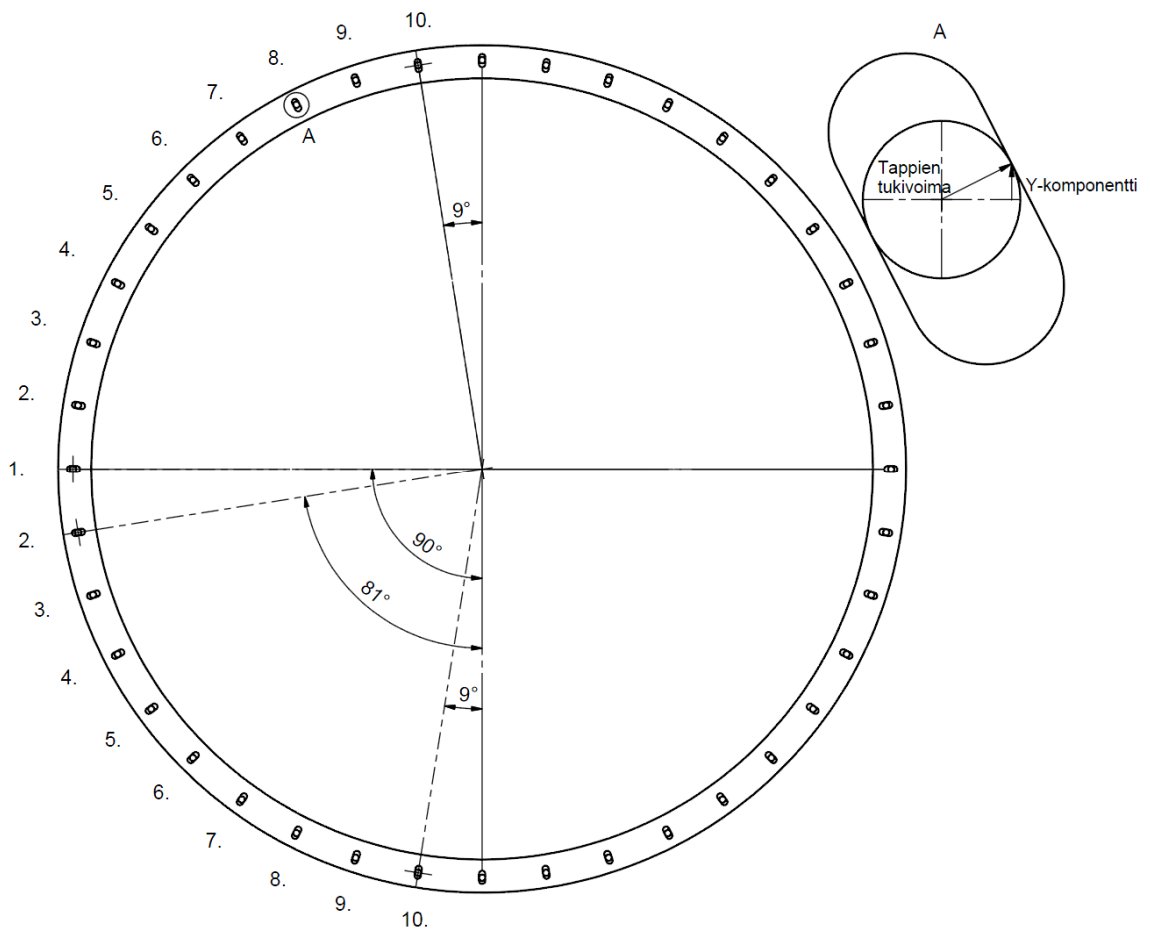
Kokonaismomentti

Kalkin luoma kokonaismomentti: $M = M_{\text{syöttö}} + M_{\text{sektori}} = 58079.8 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$

Kuormien jakautumisen analyytinen laskenta.

Kuorman jakautuminen voimaa välittäville tappeille

Lasketaan tilanteessa, jossa tuet 90 asteessa eli horisontaalinen tilanne.
 Tappi oletetaan täysin pyöreäksi, jolloin vain yksi piste koskettaa rengasta.
 Lasketaan geometrian avulla y-komponentti tukivoimista ja lasketaan prosentuaalinen osuus kuormasta. Kitkavoimat jätetään huomioimatta.



Kuorman osuudet yhdellä puolella:

$$y_1 = \sin(90\text{deg}) = 1$$

$$y_2 = \sin(81\text{deg}) = 0.988$$

$$y_3 = \sin(72\text{deg}) = 0.951$$

$$y_4 = \sin(63\text{deg}) = 0.891$$

$$y_5 = \sin(54\text{deg}) = 0.809$$

$$y_6 = \sin(45\text{deg}) = 0.707$$

$$y_7 = \sin(36\text{deg}) = 0.588$$

$$y_8 = \sin(27\text{deg}) = 0.454$$

$$y_9 = \sin(18\text{deg}) = 0.309$$

$$y_{10} = \sin(9\text{deg}) = 0.156$$

Kokonaisvoima toisella puolella:

$$y_{\text{kok}} = y_1 + (y_2 + y_3 + y_4 + y_5 + y_6 + y_7 + y_8 + y_9 + y_{10}) \cdot 2$$

Eri tukien prosentuaaliset osuudet, K_i , (kerrotaan kahdella, jolloin molemmat puolet huomioidaan).
 Alamäen tuen on arvioitu kantavan n. 65 % kokonaiskuormasta, jolloin voidaan laskea myös tapin kuormitus F_i .

Kuormien osuudet yhteensä: $K = y_{\text{kok}} \cdot 2 = 25.412$

Jäähdyttimen ja kalkin kokonaispaino: $G = 755000\text{N}$

Alamäen tuentaan kohdistuva paino: $G_{\text{alamaki}} = G \cdot 65\% = 490.8 \cdot \text{kN}$

Kuorman osuus:

$K1 = \frac{y1}{K} = 3.935 \cdot \%$	$F1 = K1 \cdot G_{\text{alamaki}} = 19.311 \cdot \text{kN}$
$K2 = \frac{y2}{K} = 3.887 \cdot \%$	$F2 = K2 \cdot G_{\text{alamaki}} = 19.074 \cdot \text{kN}$
$K3 = \frac{y3}{K} = 3.742 \cdot \%$	$F3 = K3 \cdot G_{\text{alamaki}} = 18.366 \cdot \text{kN}$
$K4 = \frac{y4}{K} = 3.506 \cdot \%$	$F4 = K4 \cdot G_{\text{alamaki}} = 17.207 \cdot \text{kN}$
$K5 = \frac{y5}{K} = 3.184 \cdot \%$	$F5 = K5 \cdot G_{\text{alamaki}} = 15.623 \cdot \text{kN}$
$K6 = \frac{y6}{K} = 2.783 \cdot \%$	$F6 = K6 \cdot G_{\text{alamaki}} = 13.655 \cdot \text{kN}$
$K7 = \frac{y7}{K} = 2.313 \cdot \%$	$F7 = K7 \cdot G_{\text{alamaki}} = 11.351 \cdot \text{kN}$
$K8 = \frac{y8}{K} = 1.786 \cdot \%$	$F8 = K8 \cdot G_{\text{alamaki}} = 8.767 \cdot \text{kN}$
$K9 = \frac{y9}{K} = 1.216 \cdot \%$	$F9 = K9 \cdot G_{\text{alamaki}} = 5.968 \cdot \text{kN}$
$K10 = \frac{y10}{K} = 0.616 \cdot \%$	$F10 = K10 \cdot G_{\text{alamaki}} = 3.021 \cdot \text{kN}$

Ylimmän tuen ja vaakatasossa olevan tuen välinen suhde:

$$\frac{K10}{K1} = 0.156$$

$$\frac{K1}{K10} = 6.392$$

Yhden tapin vaurioituminen

Lasketaan tapin vaurioitumisen vaikutus kuormituksiin.
Poistetaan eniten kuormaa kantava tappi (1.) laskennasta.

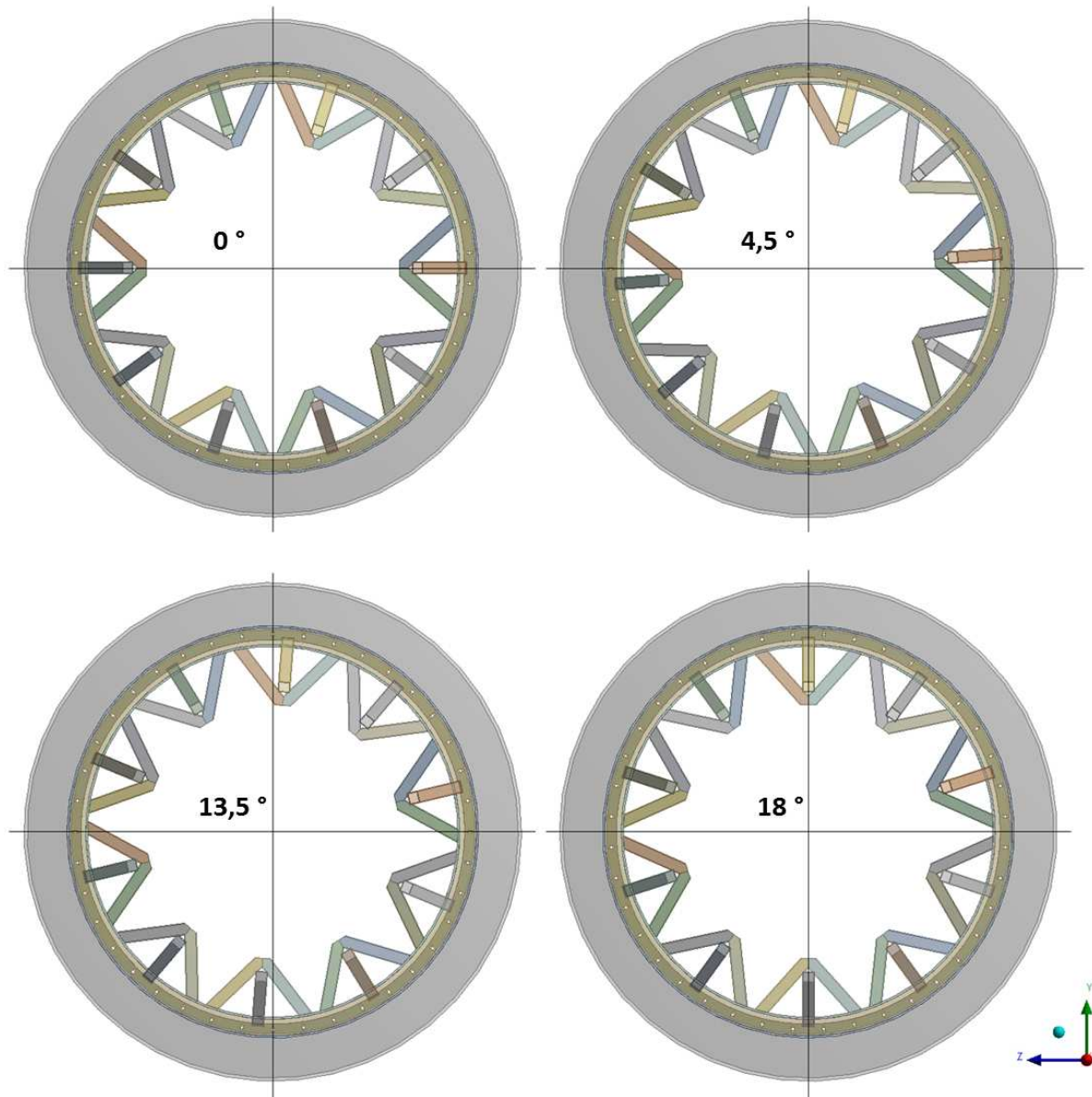
Kokonaisvoima: $y_{\text{kok}_v} = (y2 + y3 + y4 + y5 + y6 + y7 + y8 + y9 + y10) \cdot 2 = 11.706$

Kuormien osuudet yhteensä: $K_v = y_{\text{kok}_v} \cdot 2 = 23.412$

Kuorman kasvu: $\frac{y_{\text{kok}} - y_{\text{kok}_v}}{y_{\text{kok}_v}} = 8.542 \cdot \%$

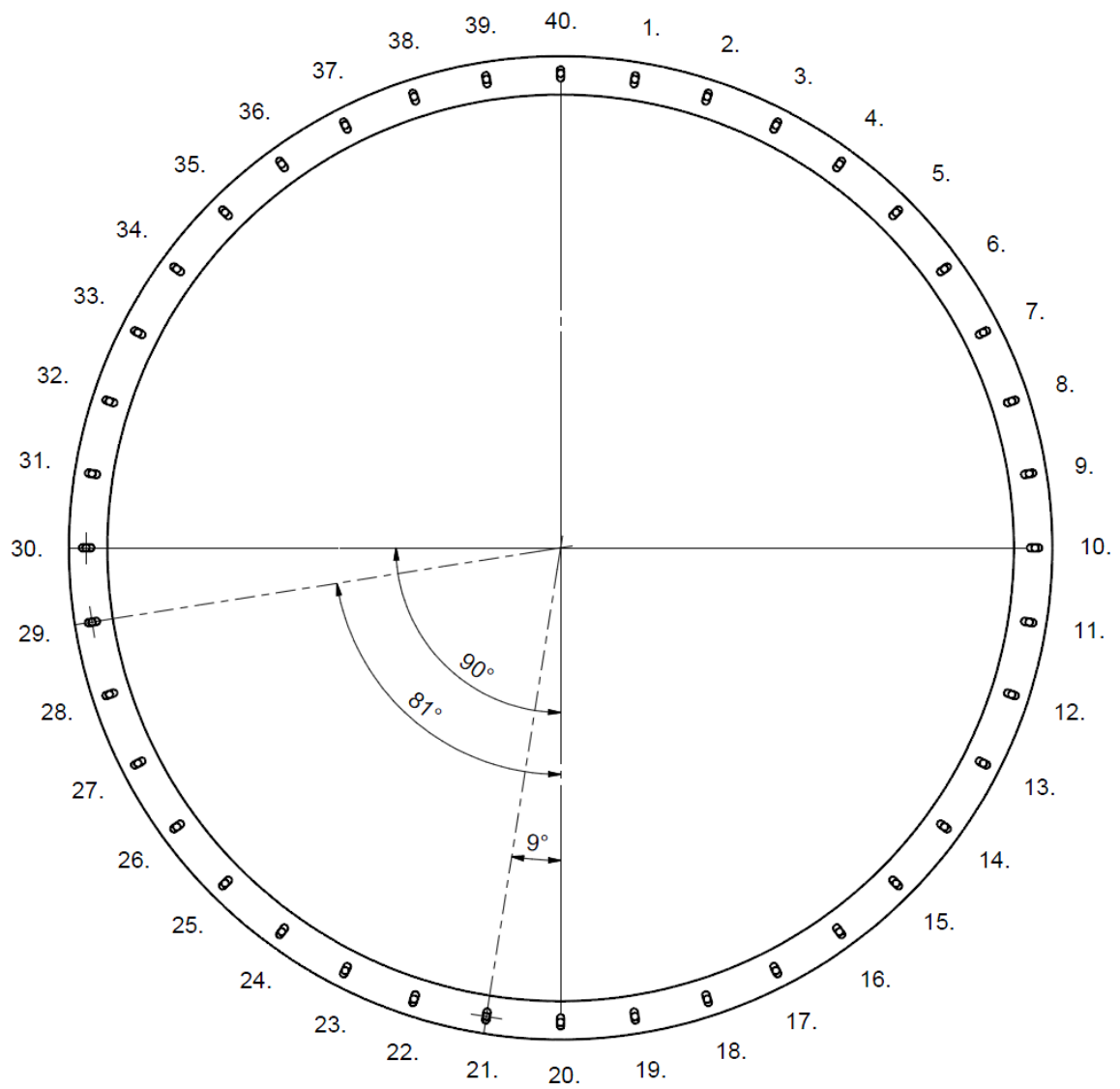
Kuorma kasvaa 8.542 % jokaisella tapilla.

Vanhan rakenteen FE-analyysin eri kulma-asennot.



Kuva III.1. FE-analyysissä käytetyt kulma-asennot.

Vanhan rakenteen FE-analyysin tappien numerointi.



Kuva IV.1. FE-analyysissä käytetty tappien numerointi.

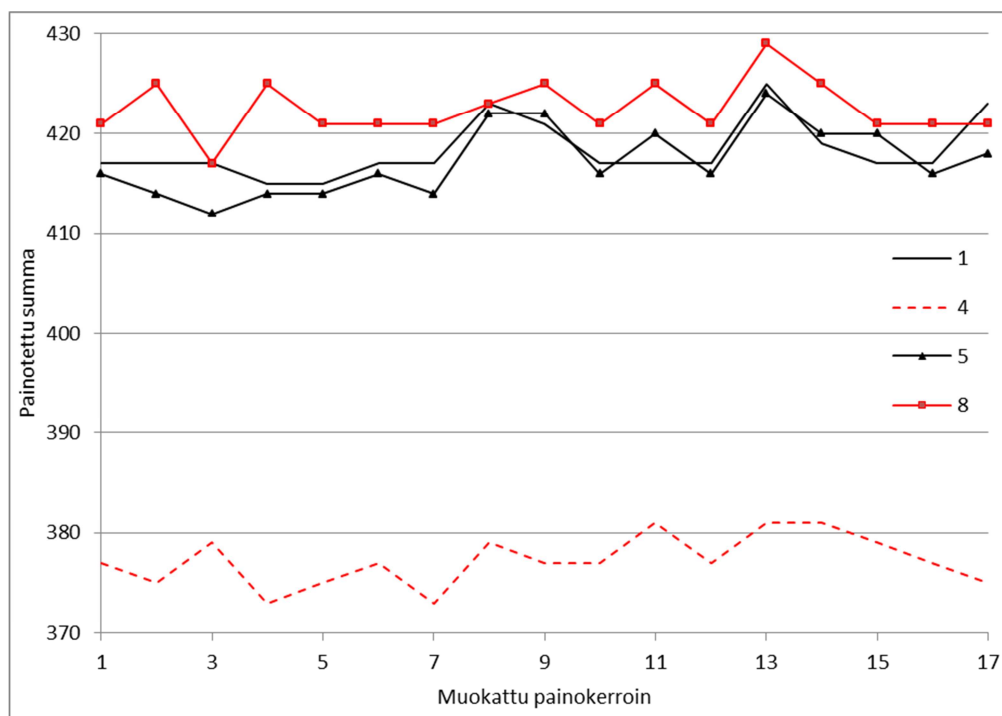
Vaatuslista.

Päätunnus	Vaatimukset (V = Vaatimus, T = Toive)	V/T
Toiminta	Kantaa jäähdyttimen aksiaali- ja radiaalisuunnassa	V
	Sietää dynaamista kuormitusta	V
	Koko jäähdyttimen tuenta kantaa koosta riippuen 25–120 tonnia	V
	Täytyy kestää seisokkiväli ilman huoltoa (12–18 kk)	V
	Sietää poikkeavia kuormituksia ja olosuhteita prosessista johtuen	V
	Lämpölaajentuman hallitseminen eri materiaalin välillä	V
Olosuhteet	Sietää korkeita ja vaihtelevia käyttölämpötiloja (+450 °C)	V
	Sallii epätasaisen lämpötilaprofiilin kehällä	V
	Sietää poltettua kalkkia	V
Geometria	Nykyinen tila uunin ja jäähdyttimen välissä on säilytettävä huoltoa varten	V
	Enemmän tilaa huoltoa varten	T
Rakenne	Rakenteen kestoiän parantaminen	V
	Rakenteen pitää sietää pieni epätäydellisyys vaipan pyöreudessa	V
	Kuljetuskoon oltava järkevä	V
	Yhteensopiva asentaa myös vanhoihin jäähdyttimiin	T
	Osien lukumäärän minimointi	T
	Koko rakenne valmistettavissa konepajalla yhtenä kappaleena	T
	Kustannusten täytyy olla perusteltavissa	V
Asennus ja Huolto	Huollon helpottaminen	V
	Rakenteen kunto pitää olla tarkastettavissa visuaalisesti	V
	Kunnossapidon onnistuttava seisokin aikana (5-7 pv)	V
	Yksinkertainen asennus	V
	Huollettavissa ilman uunin pyörittämistä	T
	Ei tarvetta voitelulle	T
	Modulaarinen varaosien vaihtaminen	V
Valmistus	Valmistuksen yksinkertaistaminen modulaarisella kokoonpanolla	T
	Valmistusystävällisyyden parantaminen	T
Suunnittelu	Parametrinen skeleton-3D-malli, joka on yhdistettävissä olemassa oleviin jäähdyttimen malleihin.	V
	Ratkaisun on sovellettava erikokoisille uuneille	V

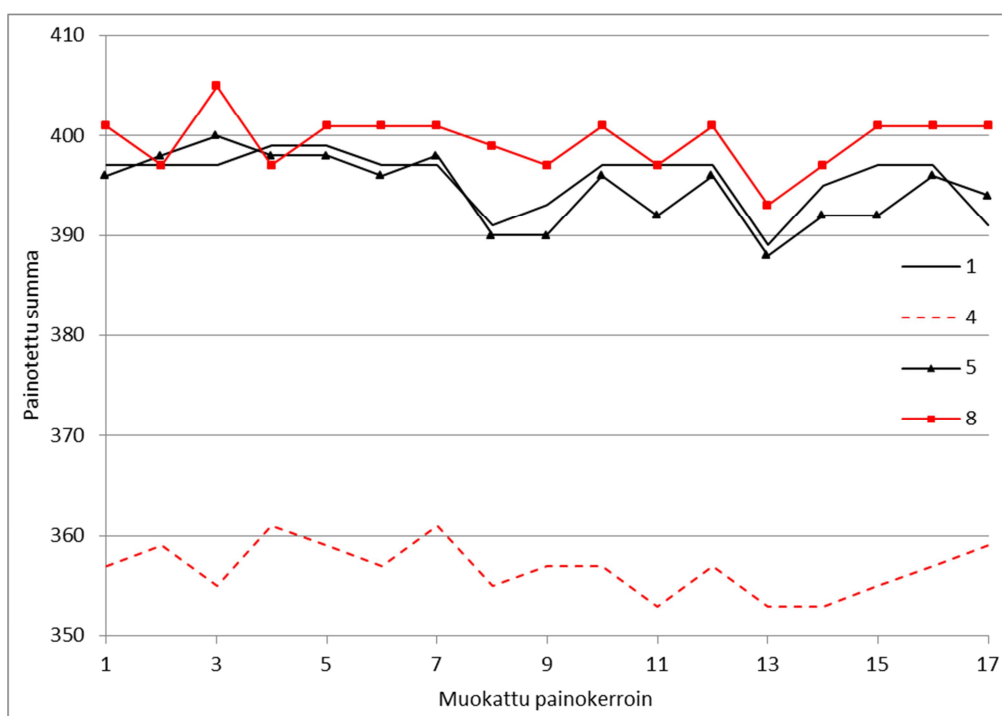
Ratkaisuvaihtoehtojen pisteytys.

Päätunnus	Arviointikriteeri	Painokerroin	Ratkaisuvaihtoehto									
			1	2	3	4	5	6	7	8		
Aseennus ja valmistus	Yhteensopivuus vanhoihin jäähdyttimiin	3	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
	Kokoonpanon yksinkertaisuus	4	5	5	5	4	4	4	7	4	7	7
	Hitsattavuus	5	5	6	5	6	3	6	3	6	5	3
	Koneistettavuus	4	4	4	7	3	4	6	4	6	4	7
Rakenne	Materiaalivalinta	2	4	5	5	4	4	4	5	5	4	4
	Paino	3	5	5	5	5	5	4	5	5	5	5
	Osien lukumäärän minimointi	4	5	4	5	3	4	7	5	5	5	5
	Huollon yksinkertaisuus	4	8	5	8	6	8	6	6	6	6	6
Huolto	Huoltovälin pituus (kuluminen)	5	7	7	7	5	8	6	6	6	7	7
	Huolto ilman uunin pyörittämistä	3	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
	Varaosien vaihto ilman hitsausta	4	5	7	5	7	7	7	7	5	7	7
	Kulkuväylän avoimuus	5	5	5	5	5	5	3	5	5	5	5
	Visuaalinen kunnan tarkistus	4	9	9	9	7	9	3	3	9	9	9
	Riippumattomuus voitelusta	5	6	5	5	7	7	5	5	7	5	7
Toiminta	Momentin välitys	5	5	5	5	6	7	5	4	5	5	5
	Aksiaalikuorman välitys	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
	Arvioitu kestävyys (lujuus)	5	8	7	7	4	7	4	5	5	5	5
	Summa		96	94	98	87	97	88	82	97		
Painotettu summa		402	391	406	363	407	363	338	402			
Sijoitus		3	5	2	6	1	6	8	3			

Pistearvostelutaulukon osittaisherkkyyksianalyysien kuvaajat.


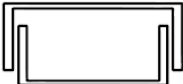

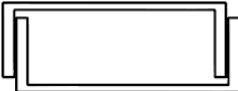
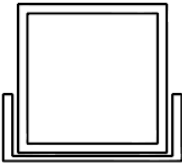

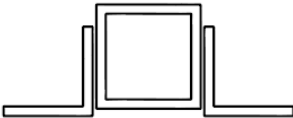
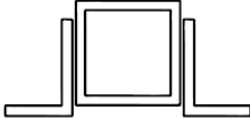
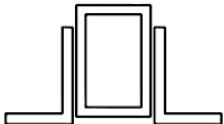
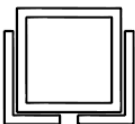
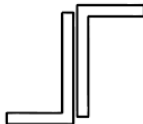
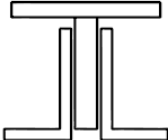


Kuva VII.1. Pistearvostelun osittaisherkkyyksianalyysi kasvatetuilla painokertoimilla.



Kuva VII.2. Pistearvostelun osittaisherkkyyksianalyysi pienennetyillä painokertoimilla.

Tukikehien korvaaminen profiilyyhdistelmillä.

			
30 60	UPE 240 (12,5) UPE 200 (11)	UPE 270 (13,5) UPE 210 (12,5)	UPE 300 (15)
			
Neliöputki 200 x 12,5 UPE 240 (12,5)	Suorakaideputki 200 x 150 x 12,5 UPE 240 (12,5)	Neliöputki 140 x 12,5 Tasakylkinen kulma 120 x 15	Neliöputki 140 x 12,5 Erikyllinen kulma 130 x 90 x 15
			
Suorakaideputki 150 x 100 x 12,5 Erikyllinen kulma 130 x 90 x 15	Neliöputki 140 x 12,5 Erikyllinen kulma 125 x 75 x 12	Erikyllinen kulma 150 x 90 x 15	30 Erikyllinen kulma 150 x 90 x 15

Kuva VIII.1 Eri profiilyyhdistelmien käyttö tukikehien korvaajana mittakaavassa. Ylimmän rivin vasemmassa reunassa oleva yhdistelmä kuvaa alkuperäisiä tukikehiä.