

LAPPEENRANNAN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Teknillinen tiedekunta

LUT Kone

BK10A0400 Kandidaatintyö ja seminaari

PYÖRIVÄN PROSESSILAITTEEN RAKENTEEN KEHITYSTYÖ
DEVELOPMENT WORK OF A ROTATING PROCESS MACHINE

Jarkko Rahikainen 11.11.2013

Työn tarkastaja: Tkt Kimmo Kerkkänen

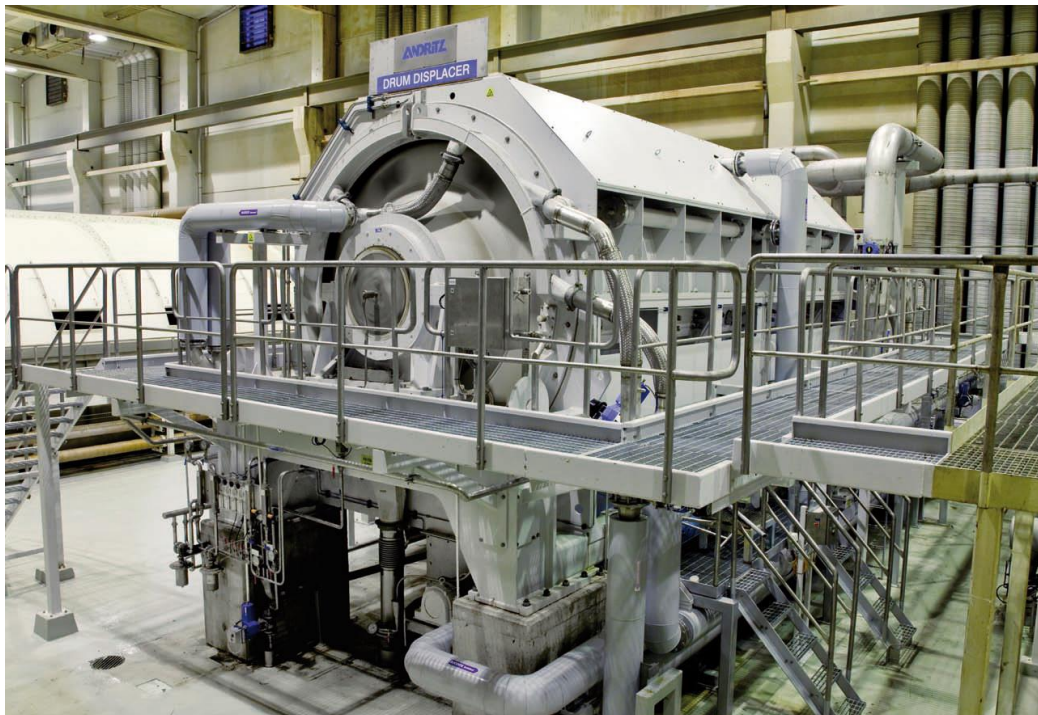
SISÄLLYS

SISÄLLYS

1	JOHDANTO	3
1.1	Työn tavoite	4
1.2	Työn rajaukset.....	4
2	TUTKIMUSKOHDE JA MENETELMÄT	5
2.1	Sellun valmistus.....	5
2.1.1	Massan pesu	5
2.1.2	DD-pesuri.....	6
2.2	FE-menetelmä.....	7
2.2.1	Periaate ja käyttökohteet	8
2.2.2	Femap.....	9
3	TULOKSET	10
3.1	Tutkittavien rakenteiden esittely.....	10
3.1.1	Case 1.....	10
3.1.2	Case 2.....	11
3.1.3	Case 3.....	12
3.1.4	Case 4.....	13
3.2	FE-mallit	13
4	TULOSTEN ANALYSOINTI	16
4.1.1	Case 1.....	16
4.1.2	Case 2.....	20
4.1.3	Case 3.....	22
4.1.4	Case 4.....	23
4.2	Vertailu	25
5	JOHTOPÄÄTÖKSET	27
	LÄHTEET	28
	LIITTEET	

1 JOHDANTO

Paperimassan valmistus on kokonaisuudessaan monivaiheinen prosessi. Eräs näistä vaiheista on massan pesu, jossa kuidut ja keiton aikana syntynyt jäteliemi erotetaan toisistaan. Tätä varten on kehitetty useita erilaisia menetelmiä ja laitteistoja. Eräs näistä on kuvassa 1 esitetty Andritz Oy:n valmistama syrjäytyspesuun perustuva DD-pesuri (Drum Displacer). Kuten laitteen nimi viittaa, se on rakenteeltaan rumpumainen pesulaitteisto, joka pyörii vaakatasossa keskiakselinsa ympäri.



Kuva 1. DD-pesuri. (Andritz Oy 2010)

Pesurin nykyinen rakenne on syntynyt useamman vuosikymmenen kehitystyön tuloksena. Sen eri malleihin liittyvää tutkimusta on tehnyt Andritz Oy:n henkilökunnan lisäksi mm. Kimmo Laamanen diplomityössään Sellupesurin rakenteellinen kehittäminen (2004). Rummun pitkä käyttöikä ja väsyttävä kuormitus ovat toimineet suunnittelua ohjaavina tekijöinä. Lisäksi prosessiin liittyvät tiiveysvaatimukset ovat asettaneet vaatimuksensa myös rakenteen suunnittelulle. Tuotantovaatimusten kasvaessa vanhempaa rakennetta on soveltuvien osien skaalattu ylöspäin. Ongelmaksi muodostuu suurikokoisen ja painavan laitteiston kuljettaminen ja asentaminen paikalleen siten, että se säilyttää muotonsa käyttöä

varten. Koon ja massan kasvaessa myös väsyttävän kuormituksen suuruus kasvaa. Koska DD-pesurituoteperheen modulaarisen suunnittelun vuoksi samoja osia ja ainevahvuuksia käytetään useammassa kokoluokassa, väsymisvaurioiden riski on suurin suurimmilla pesureilla (Laamanen, 2004, s.1). Lisäksi laitteiston hinnan on pysyttävä kilpailukykyisenä.

1.1 Työn tavoite

Tämän kandidaatintyön tarkoituksena on tarkastella uusia vaihtoehtoja DD-pesurin rummun päätyrakenteelle. Uusien rakennevaihtoehtojen ideointi on suoritettu jo aiemmin ennen työn varsinaista aloittamista. Tarkastelu on alustavaa eli tutkimuksessa haetaan suuntaa antavia tuloksia kullekin päätyrakenteelle. Mikäli yksi tai useampi esille tulleista ideoista vaikuttaa lupaavalta korvaajalta, sitä voidaan jatkokehittää myöhemmin joko Anditz Oy:n toimesta tai esimerkiksi diplomityön muodossa.

Tutkimuksessa mallinnetaan sekä nykyinen että ideoidut rakennevaihtoehdot FE-ohjelmiston (Finite Element) esikäsittelijällä. Malleja analysoimalla pyritään selvittämään erot rakenteiden käyttäytymisessä kuormituksen alaisena. Tutkimusongelmana on rummun päätyrakenteen muuttaminen kevyemmäksi ja helpommin valmistettavaksi lujuusominaisuudet säilyttäen.

Ongelman selkiyttämiseksi asetettiin seuraavat tutkimuskysymykset:

- Voidaanko nykyinen valukartio korvata levyrakenteella?
- Pysyvätkö jännitykset liitoskohdissa riittävän matalina?
- Pysyvätkö taipumat sallituissa rajoissa?
- Saavutetaanko vaihtoehtoisilla rakenteilla kevyempi kokonaisuus?

1.2 Työn rajaukset

Väsymistarkastelu ja muu tarkempi mitoitustyö rajattiin tutkimuksen ulkopuolelle. Uudet rakennevaihtoehdot ovat pääosin ennalta ideoituja, joten ideointiprosessi käydään vain lyhyesti läpi. Työn alustavasta luonteesta johtuen tutkimuksessa käytetään yksinkertaistettuja malleja.

2 TUTKIMUSKOHDE JA MENETELMÄT

Kuten edellä mainittiin, tässä työssä tutkitaan sellun pesuun käytettyä DD-pesuria. Sen merkitys valmistusprosessissa selvitetään alla olevalla kirjallisuuskatsauksella. Itse tutkimustyö tehdään kohdassa 2.2 esiteltyä FE-menetelmää hyödyntäen.

2.1 Sellun valmistus

Paperimassa eli sellu on kuitumassaa, joka on valmistettu lingoselluloosapitoisesta kasvimateriaalista. Tällä hetkellä suurin osa sellusta valmistetaan puusta ja sen tärkein käyttökohde on paperin valmistus. Lisäksi sellusta valmistetaan biohajoavia materiaaleja, esimerkiksi viskoosia, muihin käyttökohteisiin. Ensimmäiset suuressa teollisuusmittakaavassa käytetyt puulajit olivat pohjoisen havumetsävyöhykkeen pehmeitä lajikkeita. Massan valmistus on kuitenkin siirtymässä halvempien tuotantokustannusten, raaka-aineen paremman saatavuuden ja valmistuksellisten syiden vuoksi kovapuiden käyttöön. Voidaan olettaa, että Etelä-Amerikka ja Venäjä tulevat tulevaisuudessa kasvattamaan merkitystään massan tuotannossa. Vuonna 2000 maailmassa tuotettiin 187 miljoonaa tonnia massaa, josta yli 90 % oli valmistettu puusta. (Sixta, 2006, s. 3-11)

Puupohjaisen sellun valmistus alkaa puiden kuorinnalla, jonka jälkeen ne haketetaan. Syntynyt hake keitetään keittonesteessä, jolloin korkean lämpötilan, paineen ja keittonesteen kemikaalien vaikutuksesta puun kuidut yhdessä pitävä ligniini liukenee. Keiton jälkeen kuidut ja keittoliemi erotetaan toisistaan pesemällä ja saadusta kuitumassasta erotetaan epäpuhtaudet. Keittoliemi otetaan prosessissa talteen kemikaalien uudelleenkäyttöä ja energiantuotantoa varten. Sellun pesu on käsitelty tarkemmin seuraavassa kappaleessa. Tarvittaessa pesty ja lajiteltu massa voidaan tämän jälkeen vielä valkaista. (Hägglom & Ranta, 1966, s. 10-11)

2.1.1 Massan pesu

Sellun valmistuksessa keiton jälkeisellä pesuvaiheella on neljä eri tavoitetta. Näistä tärkein on kuitujen ja ns. jäteliemen eli keiton aikana liunneen puuaineksen ja keittokemikaalien erottaminen. Jäteliemestä käytetään myös nimitystä perusliemi. Jäljelle jäävän massan puhtaus on tärkeä seikka jatkokäsittelyn kannalta. Jäteliemen kemikaalit ovat

uudelleenhyödynnettävissä ja muu aines on haihdutuksen jälkeen poltettavissa, joten energiankäytön ja ympäristönäkökohtien vuoksi sen talteenotto on tärkeää. Keittokemikaalien ja liuenneen puuaineksen talteenotto ovatkin pesun toinen ja kolmas tavoite. Neljäs on ympäristölle haitallisten päästöjen ehkäiseminen. (Seppälä et al., 2002, s.101)

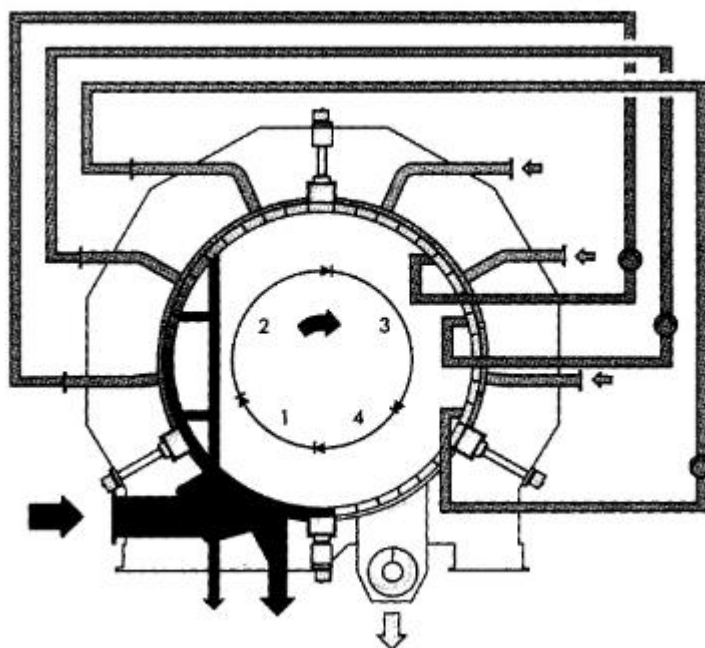
Massasulpussa eli kuitujen ja perusliemen seoksessa liemi on sekä vapaana että sidottuna nesteenä. Vapaa eli kuituihin ja kuitukimppuihin sekoittunut neste on sidottua nestettä helpommin erotettavissa massasulpusta. Käytännössä tähän voidaan soveltaa kahta erilaista pääperiaatetta. Syrjäytyspesussa likaisempi neste työnnetään pois massakakusta puhtaammalla nesteellä. Pesusuotimet ja diffusöörit perustuvat tähän periaatteeseen. Laimennus-sakeutuspesussa käytetään puhtaampaa pesulientä massasulpun laimentamiseen. Tämän jälkeen laimennettu massasulppu saostetaan, minkä seurauksena liemi laimenee. Pesupuristimet ovat tällä periaatteella toimivia laitteistoja. Kumpikaan menetelmä ei kuitenkaan poista sidottua nestettä, joka poistuu kuiduista diffuusioilmiöllä. Reaktion nopeus riippuu ensisijaisesti kuidun ulko- ja sisäpuolisen nesteen konsentraatioerosta. Massasulpun laimentamisella luodaan myös sopivat diffuusio-olosuhteet ja järjestämällä pesuvaiheiden välille odotusaikoja saadaan tämän reaktion avulla massa riittävän puhtaaksi. Hyvä pesutulos vaatii monivaiheisen pesuprosessin ja asianmukaisen laitteiston. (Seppälä et al., 2002, s.101-102)

2.1.2 DD-pesuri

DD-pesuri on syrjäytyspesuun perustuva painesuodin, joka mahdollistaa 1-4 pesuvaihetta yhdessä yksikössä. Pesuvaiheet erotetaan toisistaan rummun ulkopuoliselle vaipalle kiinnitettyjen tiiviste-elementtien ja rummun vaipalla olevien ripojen avulla. Pesurin vaipalla ripojen välissä on lokerot, joiden pohjalla on suodoksen läpi päästävä reikälevy. Massa syötetään pesurin syöttövyöhykkeeseen 30-50 kPa:n paineessa. Suodos läpäisee reikälevyn jättäen massakakun lokeroon. Ensimmäisen tiivistyslistan kohdalla ylimääräinen massa pyyhkiytyy pois jättäen lokeroon (U-kouruun) tasapaksun massakakun. (Seppälä et al., 2002, s.104)

Kuvassa 2 on esitetty DD-pesurin toimintaperiaate. Rumpu kuljettaa pyöriessään massan syöttövyöhykkeeltä purkuvyöhykkeelle. Pesuvyöhykkeiden määrästä riippuen massa

syрjäytyspestään tällä välillä 1-4 kertaa vastavirtaperiaatteella, jossa syрjäytysnesteinä käytetään seuraavan pesuvaiheen puhtaampaa suodosta. Syntynyt likaisempi neste johdetaan edelliseen pesuvaiheeseen, jossa se toimii puhtaampana syрjäytysnesteinä. Viimeisessä pesuvyöhykkeessä syрjäytysnesteinä toimii mahdollisimman puhdas prosessivesi. Lopuksi massakakku irrotetaan purkuvyöhykkeessä paineilman avulla, minkä jälkeen massa poistetaan pesurin alta purkuruuvilla ja siirretään seuraavaan prosessivaiheeseen. DD-pesurilla on sekä toimintaperiaatteensa, että rakenteensa puolesta tiettyjä etuja. Koska jokainen pesutapahtuma toimii hydraulisesti paineistetussa tilassa, pesuri kestää hyvin kuumia massoja. Lisäksi ilman pesu ja usean pesuvaiheen toteuttaminen yhdessä yksikössä vähentää kustannuksia pienentämällä vaahdonestoaineiden tarvetta, vähentämällä energiankulutusta ja minimoimalla poistokaasuja. (Seppälä et al., 2002, s.104-105)



Kuva 2. 2-vaiheisen DD-pesurin toimintaperiaate. 1. Radan muodostus. 2. 1-pesuvaihe. 3. 2-pesuvaihe. 4. Radan irrotus. (Seppälä et al., 2002, s.104)

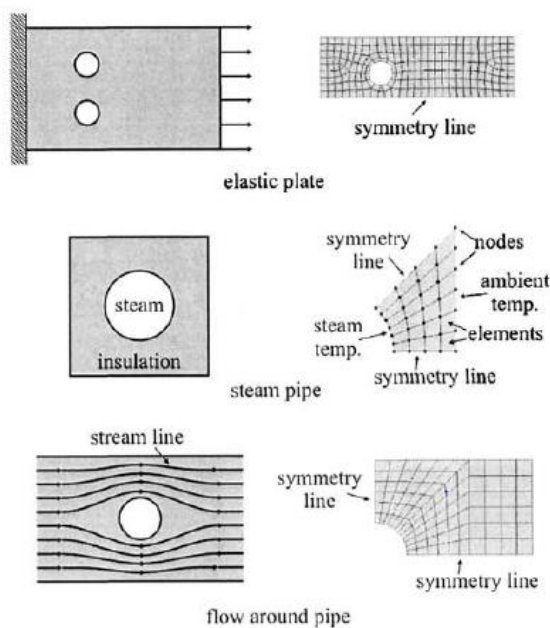
2.2 FE-menetelmä

Elementtimenetelmää sovellettiin ensimmäistä kertaa merkittävässä määrin lujuusanalyysiin 1950-luvulla lentokoneiteollisuudessa. Noin vuonna 1960 ilmaantunut termi elementtimenetelmä tulee englannin kielen sanoista finite element method (FEM).

Tietokoneiden kehittyminen samoihin aikoihin teki menetelmän käytännön sovellutuksista mahdollisia. (Hakala, 1986, s.13) Menetelmän pohjalta on kehitetty useita kaupallisia ohjelmistoja, joista tässä työssä käytetään kohdassa 2.2.2 esiteltyä Femap - rakenneanalyysiohjelmistoa.

2.2.1 Periaate ja käyttökohteet

FE-menetelmä on tehokas työkalu käytännön insinööriyön ongelmanratkaisuun. Ideana on jakaa tutkittava kohde pienempiin osiin eli elementteihin, jotka ovat liittyneinä toisiinsa solmuilla. Systeemille haetaan approksimoiva ratkaisu numeerisin menetelmin. Tämä mahdollistaa epäsäännöllisen muotoisten kappaleiden tutkimisen, mikä tekee menetelmästä käytännöllisen ja arvokkaan työkalun useilla eri insinöörialoilla. Kuvassa 3 on esitetty FE-menetelmällä mallinnettuja erilaisissa insinööritöissä vastaantulevia ongelmia. (Madenci & Guven, 2006, s.1-2)



Kuva 3. FE-menetelmässä esitettyjä insinööriyön ongelmia (Madenci & Guven, 2006, s.2).

Matemaattisesti elementtimenetelmää voidaan kuvata paloittaisena polynomi-interpolaationa. Yhden elementin kohdalla se tarkoittaa, että jokin kenttäsuure, esimerkiksi siirtymä, interpoloidaan kenttäsuureen arvoista solmujen kohdalla. Koko rakenteen siirtymätila saadaan ratkaistua paloittaisesti, kun elementit yhdistetään toisiinsa.

Kenttäsuureiden "parhaat" arvot solmuissa kuvaavat jonkin funktion, esimerkiksi potentiaalienergian, minimiä. Solmujen kohdalla kenttäsuureiden arvoja kuvaa minimointiprosessin luoma joukko algebrallisia yhtälöitä. Matriisimuodossa nämä yhtälöt voidaan esittää seuraavasti: (Cook 1994, s.1)

$$\mathbf{KD} = \mathbf{R} \quad (1)$$

Yhtälössä 1 matriisi \mathbf{K} kuvaa tunnettuja vakioita. Mekaniikassa siitä käytetään nimitystä jäykkyydematriisi. Vektori \mathbf{D} kuvaa tuntemattomia arvoja eli kenttäsuureiden arvoja solmukohdissa ja vektori \mathbf{R} tunnettuja kuormituksia. (Cook, 1994, s.1)

Ratkaisemalla yhtälöstä 1 \mathbf{D} saadaan tuntemattomat arvot selvitettyä. Mekaniikassa nämä arvot ovat solmujen siirtymiä, joista jännitykset voidaan laskea. Käytännössä FE-ohjelmisto suorittaa matriisien muodostamisen, yhtälön ratkaisun ja jälkikäsitteilyyn eli venymiin ja niistä johdettuihin jännityksiin liittyvän laskennan. (Cook, 1994, s. 17)

2.2.2 Femap

Siemens PLM:n Femap-ohjelmisto on CAD-riippumaton (Computer Aided Design) esi- ja jälkikäsitteily FE-analyysiin. Sillä voidaan siis esikäsitteilyjä avulla mallintaa kappaleita ja kokoonpanoja sekä käsitellä FE-analyysien tuloksia. Mallien geometria voidaan tuoda myös muista ohjelmistoista. Femap-ohjelmistoon on integroitu useita ratkaisijoita, mm. NX Nastran ja Ansys, jolla mallit voidaan analysoida. Ohjelmisto toimii Windows-alustalla. (Siemens, 2007)

3 TULOKSET

Uusien rakennevaihtoehtojen konsepteja ideoitiin keväällä 2013 pidetyssä palaverissa, jossa Timo Björk esitti levystä valmistettavaa päätyrakennetta valukartion korvaajaksi (rakenteiden tarkempi esittely on seuraavissa luvuissa). Ideana oli kehittää nykyistä valurakennetta halvempi, kevyempi ja valmistusystävällisempi rakenne, joka kantaisi sekä vääntö-, että taivutusmomentin. Tällöin vaippa toimisi rakenteiden kantavana osana. Toiveet alhaisemmasta massasta ja hinnasta sekä helpommasta valmistettavuudesta pyrittiin toteuttamaan levyrakenteita käyttämällä. Tutkituista rakenteista case 3 ja 4 ovat suoraan tästä ideasta johdettuja variaatioita. Case 2 on tutkimuksen tekijän ideoima, pohjautuen kuitenkin Björkin luonnoksiin.

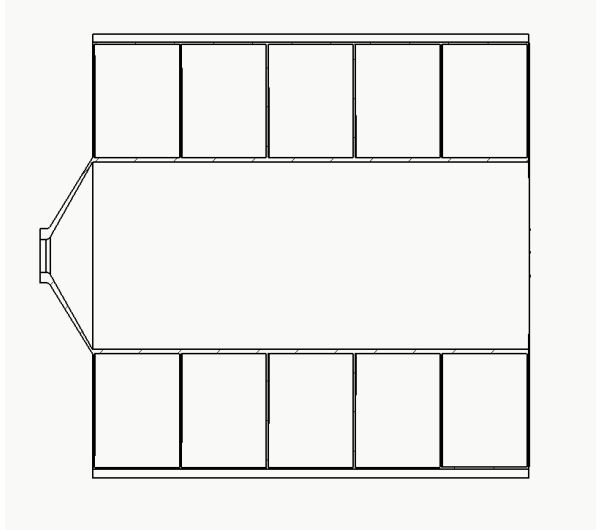
3.1 Tutkittavien rakenteiden esittely

Työssä tutkitaan neljän erilaisen rakenteen käyttäytymistä kuormitettuna. Yksi niistä (Case 1) on nykyisin käytetty rakenne, joka toimii vertailukohteena ideoiduille rakenteille. Kaikissa kohteissa käytetään seuraavaa koordinaatistoa: Origo on laakeroinnin keskipisteessä, josta positiivinen x -akseli osoittaa vaakatasossa kohti keskirengasta. Positiivinen y -akseli osoitti painovoimaan nähden vastakkaiseen suuntaan. Z -akseli oli x -akselin kanssa horisontaalisessa tasossa. Tätä systeemiä käytetään myös alla olevissa rakenteiden kuvauksissa ja tulosten käsittelyssä. Kunkin rakenteen kohdalla on kuvattu rakenteen geometria ja lisäksi lyhyesti kerrottu rakenteen suunnittelussa taustalla olleet ideat. Leikkauskuvat rakenteista on tehty havainnollistamisen vuoksi eivätkä ne välttämättä ole mittatarkkoja.

3.1.1 Case 1

Kuvassa 4 on esitetty vertailukohteena käytettävä nykyinen keskiputkirakenne. Tukipiste yhdistetään keskiputkeen valurakenteella, jonka halkaisija on 2200 mm ja pituus akselin suunnassa 500 mm. Valukartion ja putken liitoksesta lähtee vaipalle ulottuva päätylevy, jonka etäisyys mallinnuksessa käytetystä tukipisteestä x -akselin suunnassa on 600 mm. Lisäksi putken ja vaipan välillä on tukirenkaita, jotka pyrkivät pitämään vaipan ympyrämäisenä. Nämä tukirenkaat on kiinnitetty keskiputkeen, joka toimii rakenteen

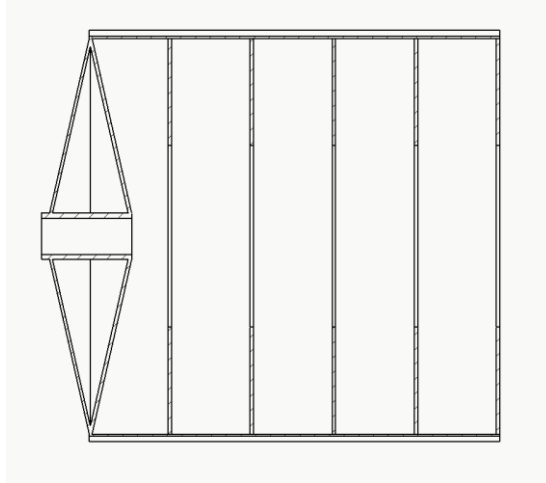
kantavana osana. Vaipan tärkein tehtävä on toimia prosessipintana. Sen lujuustekninen merkitys on siis pienempi kuin vastaavilla rakenteilla, joissa keskiputkea ei ole.



Kuva 4. Yksinkertaistettu havainnekuva sisärakenteesta.

3.1.2 Case 2

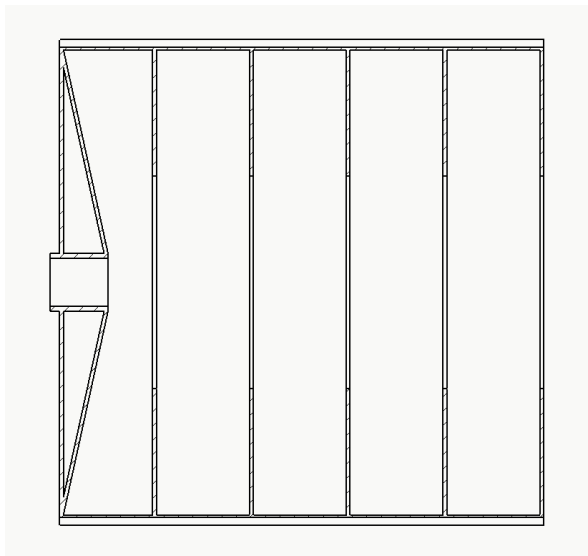
Kuvassa 5 on esitetty kaksoiskartiorakenne, jota tutkitaan mahdollisena keskiputkirakenteen korvaajana. Siinä valupääty korvataan suoraan laakeroinnilta vaipalle vietävällä katkaistun kartion muotoisella levyrakenteella, jonka korkeus x -akselin suunnassa on 500 mm. Tukipisteen ja vaipan ulkoreunan x -akselin suuntainen etäisyys on 600 mm eli sama kuin vertailukohteella. Sisäpuolella oleva kartio on ulkopuolella olevan rakenteen peilikuva eli vaipan reunalta keskelle ulottuva levykenttä. Laakeroinnilta viedään rakenteen sisään kuvan mukainen putki, johon sisäpuolinen kartio kiinnitetään. Systemin kokonaismassan pienentämiseksi keskiputki jätetään pois, jolloin sen kantama kuorma siirtyy vaipalle. Kahdella vastakkaisella kartiolla pyritään lisäämään taivutusmomentin kantokykyä. Keskiputken puuttumista lukuun ottamatta sisäpuoliset tukirakenteet pidetään samanlaisina kuin vertailukohteellakin.



Kuva 5. Havainnekuva Case 2:n sisärakenteesta

3.1.3 Case 3

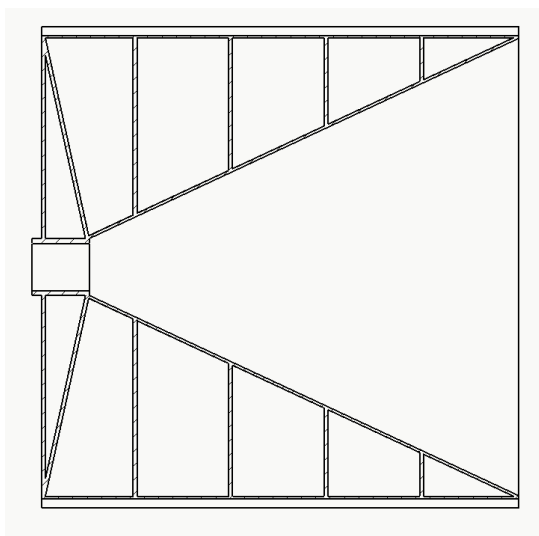
Kuvassa 6 on esitetty kolmas tutkittava vaihtoehto, joka on päätyrakenteeltaan epäsymmetrinen kotelo. Sisäpuolinen päätyrakenne on samanlainen kuin kaksoiskartiolla eli x -akselin suunnassa 500 mm korkea katkaistu kartio. Päädyssä sen sijaan on tasainen levykenttä, joka on 100 mm etäisyydellä tukipisteestä. Tässäkin tapauksessa keskiputki jätetään massan pudottamiseksi pois ja muut sisäpuoliset tukirakenteet pidetään samanlaisina kuin vertailukohteessa. Levystä valmistettavalla kotelorakenteella pyritään muodostamaan taivutusjäykkä ja kevyt pääty rummulle.



Kuva 6. Havainnekuva Case 3:n sisäpuolisesta rakenteesta

3.1.4 Case 4

Viimeinen tutkittava kohde on sisäpuolisella tukikartiolla varustettu vaihtoehto. Siinä lyhyen akselin päästä viedään tukikartio suoraan rummun puoliväliin asti. Tämä muodoltaan katkaistu kartio on 4500 mm korkea ja sen pohjan säde on 2400 mm. Rakenne on esitetty kuvassa 7 ja kuten siitä ilmenee, sen pääty on samanlainen kuin epäsymmetrisellä kotelorakenteella. Case 4:n tarkoituksena oin tutkia mahdollisuutta vahvistaa edellistä rakennetta siinä tapauksessa, että case 3 ei kykene vastaamaan sille asetettuihin vaatimuksiin.



Kuva 7. Leikkauskuva Case 4:n sisärakenteesta.

3.2 FE-mallit

Rakenteet mallinnetaan suoraan Femap-ohjelmiston esikäsittelijällä ja niille suoritetaan staattinen analyysi lineaarisella materiaalimallilla. Ratkaisijana käytetään NxNastrania. Tulokset kootaan taulukoihin, jotka esitetään kohdissa 4.3 ja 4.4.

Symmetrian perusteella voidaan mallinnustyötä keventää tekemällä kustakin rakenteesta vain puolikas malli. Laakerointi mallinnetaan jokaisessa kohdassa spider curves -toiminnolla, joka luo jäykät elementit ympyräkaaren kehältä keskipisteeseen. Painekuormituksen vaikutuksia tutkittaessa käytetään seuraavanlaisia reunaehtoja: Keskipisteessä olevan solmun kaikki siirtymät ja kiertymä x -akselin ympäri estetään ja toisella puolella olevan keskirenkaan pinnan sallitaan liikkua ainoastaan pinnan tasossa (yz -taso). Vaipan pinnalla olevien ripojen päiden x -suuntainen liike estetään keskirenkaan

puolelta. Väännön vaikutuksia tutkittaessa vaipan reunan siirtymät ja kiertymät keskirenkään puolelta estetään. Laakeroinnin keskellä olevan solmun siirtymät lukitaan, mutta kiertymät sallitaan.

Painekuorman vaikutuksia tutkittaessa vaippaan kohdistuu 0,08 MPa painekuorma aina 42 astetta keskitason (xz -tason) alapuolelle. Lisäksi painovoima vaikuttaa rakenteeseen y -akselin negatiivisessa suunnassa. Kyseinen kuormitusilanne on näkyvässä kuvassa 8. Vääntöä tutkittaessa momentti asetetaan vaikuttamaan laakeroinnin keskipisteessä olevaan solmuun. Rakenteisiin kohdistetaan tällöin 200 kNm vääntömomentti, jolla 90 000 kg rumpu saataisiin minuutissa kiihtymään hieman yli 3 rpm kierrosnopeuteen. Kitkaa ja nesteestä johtuvia vastusvoimia ei huomioida. Vääntömomentin suuruudella ei tässä tosin ole käytännön merkitystä, koska mitoitustyö on rajattu tutkimuksen ulkopuolelle. Rakenteita tarkastellessa keskitytään lähinnä keskiputken merkitykseen rumpua väännettäessä. Materiaalivahvuudet pidetään yhteneväisinä niiltä osin kuin se on mahdollista.

Tulosten vertailukelpoisuuden säilyttämiseksi osa mitoista ja ainevahvuuksista pidetään vakiona. Näitä ovat vaipan halkaisija 2400 mm ja pituus 5000 mm. U-kouruista mallinnetaan vain joka toinen eli 30 kpl, mutta niiden ainevahvuudet vastaavasti kerrotaan kahdella. Vaipan ympyrämäisenä pitävien tukirenkaiden korkeus on 1300 mm eli keskiakselin ja vaipan etäisyys. Taulukossa 1 on esitetty vakiona pidettävät ainevahvuudet.

Taulukko 1. Vakiona pidettävät ainevahvuudet.

Osa	Ainevahvuus, [mm]
Tukirengas	20
U-kouru	40
Keskirengas	20
Valukartio (vain keskiputkirakenteessa)	87,5

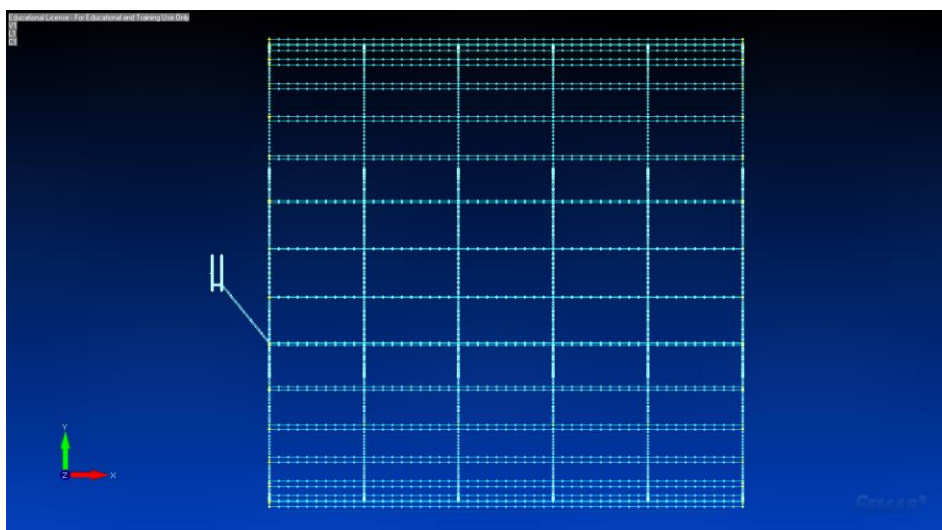
Rakenteiden yhteneväisyyden vuoksi kaikissa FE-malleissa voidaan käyttää hyvin samankaltaista verkotusta. Kuvassa 8 on esitetty keskiputkirakenne "rautalankamallina" päädyistä katsottuna. Siinä ulommaisena olevalle ympyräkehälle on määritetty 10 elementtiä jokaista U-kourua kohden eli yhteensä 300 elementtiä. Koska solmujen määrän

vähentäminen sisemmillä kehillä ei vaikuta laskenta-aikaan merkittävästi, sisäkehille asetetaan hyvälaatuisen verkotuksen aikaansaamiseksi sama määrä solmuja kuin ulommille kehille.



Kuva 8. Keskiputkirakenteen rautalankamalli päädystä katsottuna.

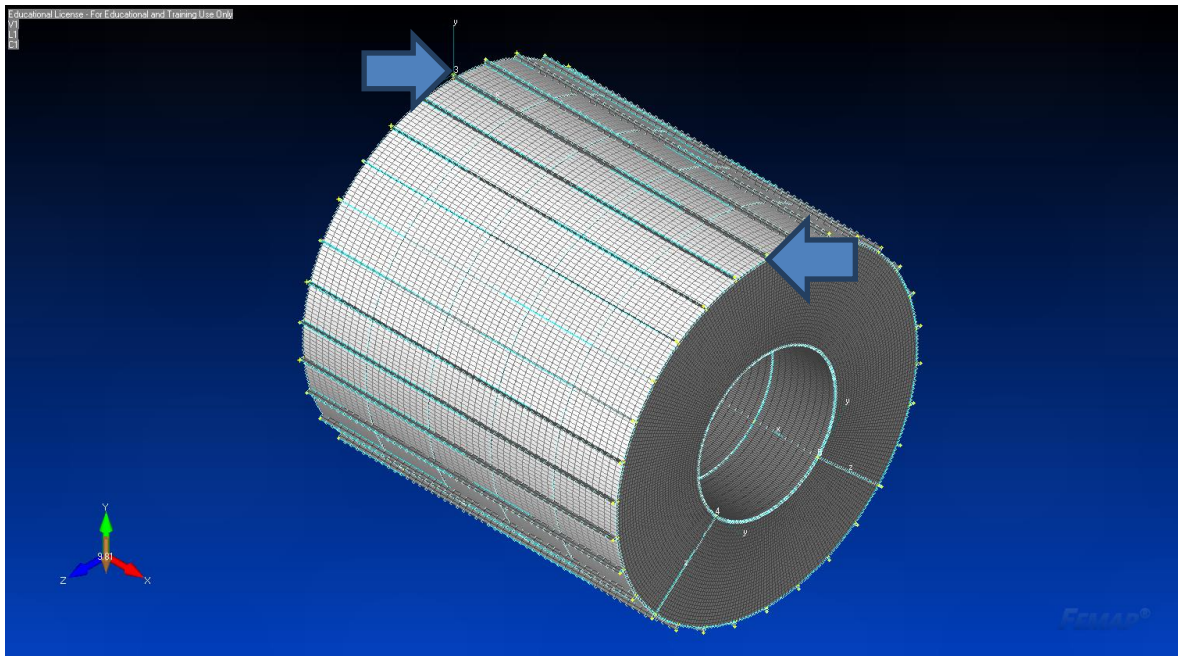
Vaipan pituussuunnassa oleville käyrille asetetaan 50 elementtiä eli 10 elementtiä tukirenkaiden väliä kohden ja U-kourujen seinämille pystysuunnassa kaksi elementtiä. Kuvassa 9 on esitetty sivusta katsottuna keskiputkirakenteen rautalankamalli, jossa verkotuksen tiheys on nähtävissä. Tukipisteeseen kiinnittyviä jäykkiä elementtejä lukuun ottamatta kaikki elementit ovat nelisolmuisia levyelementtejä (plate).



Kuva 9. Keskiputkirakenteen rautalankamalli sivusta katsottuna.

4 TULOSTEN ANALYSOINTI

Jokainen malli analysoitiin useaan otteeseen materiaalivahvuuksia varioiden ja tuloksista kirjattiin Excel-taulukoihin taipumat ja jännityshuiput. Taipuma laskettiin ylimmän U-kourun rivan päiden y -suuntaisten siirtymien erotuksesta. Kyseiset mittauspisteet on havainnollistettu kuvassa 10. Lisäksi taulukkolaskennan avulla selvitettiin suuntaa antavasti kunkin variaation kokonaismassa. Kunkin casen kohdalla käsiteltiin ensin painekuorman ja sen jälkeen väännön vaikutukset.



Kuva 10. Taipuman mittauspisteet.

4.1.1 Case 1

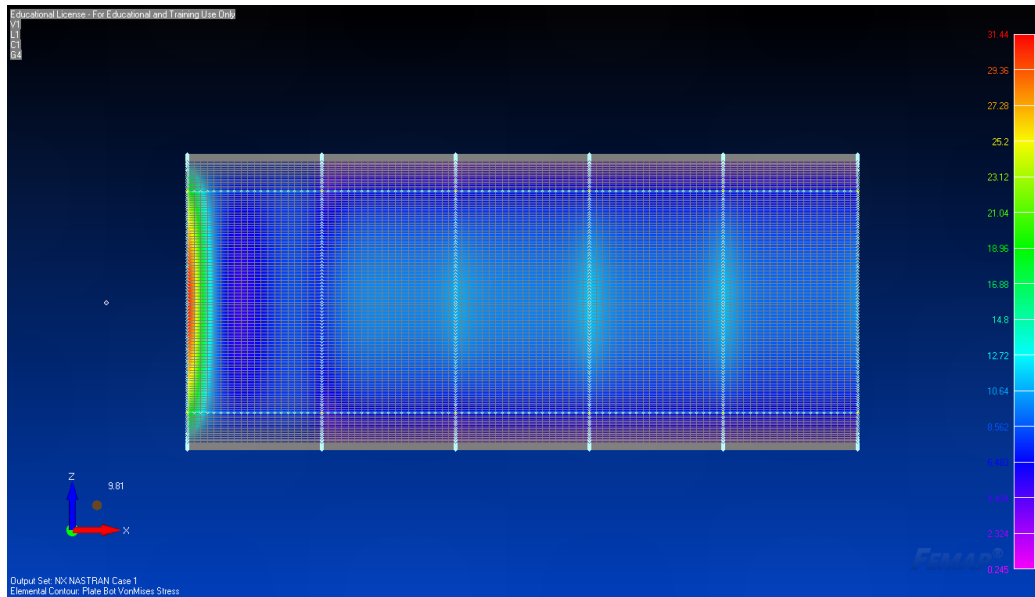
Vertailupohjan luomiseksi tarkasteltiin ensimmäisenä nykyisen rakenteen käyttäytymistä kuormitettuna. Taulukkoon 3 on koottu kunkin variaation taipuma, jännityshuippu keskiputki-valukartio liitoksessa ja massa. Näitä arvoja pidettiin vertailukohteina muille rakenteille. Toisin sanoen taipuma pyrittiin siis pitämään samassa hieman yli puolen millimetrin suuruusluokassa ja jännitys n. lähellä 31 MPa:a. Kokonaismassaa pyrittiin pienentämään vertailukohteeseen nähden. Neljästä ensimmäisestä kohdasta voidaan havaita, että päätylevyn paksuus ei juuri vaikuttanut taipuman suuruuteen. Kokonaismassaan päätylevy vaikutti merkittävästi, sillä jokainen millimetri

levynpaksuudessa toi noin 224 kg lisää massaa rakenteelle. Seuraavista kolmesta kohdasta (5-7) nähdään, että keskiputki puolestaan vaikutti merkittävästi sekä taipumaan että kokonaisuudessaan. Lisäksi keskiputken paksuus vaikutti sen ja valukartion liittoksessa esiintyvän jännitysvaihtelun suuruuteen.

Taulukko 2. Nykyisen rakenteen analyysien tulokset.

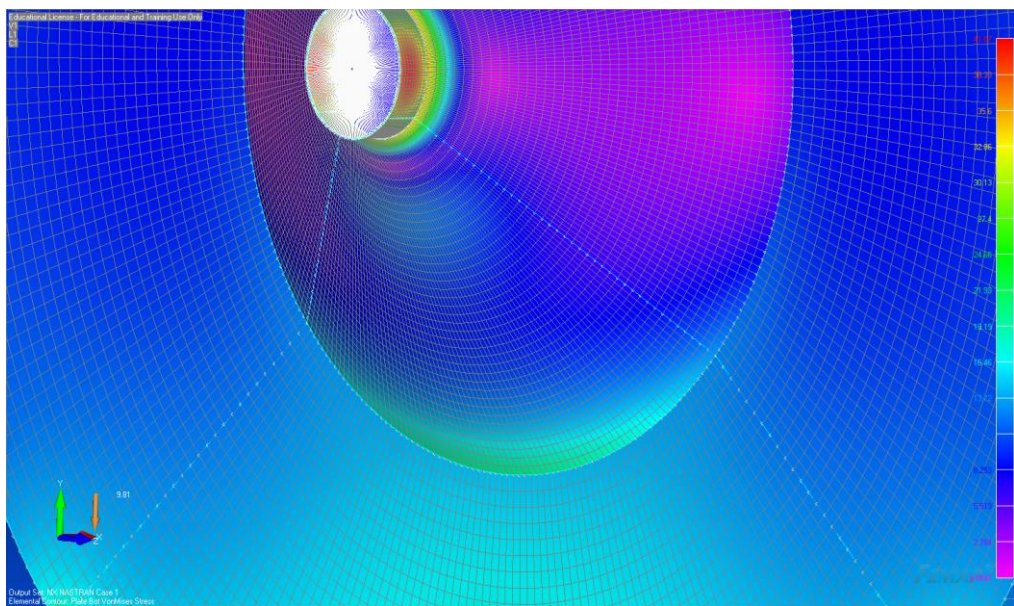
Variaatio	Ainevahvuudet, [mm]			Taipuma, [mm]	Jännityshuippu, [MPa] (Von Mises)	Massa, 1000 kg
	Päätylevy	Keskiakseli	Vaippa			
1	20	50	25	0,56	31,44	94,8
2	30	50	25	0,56	31,44	97
3	10	50	25	0,56	31,44	92,4
4	5	50	25	0,56	31,44	91,4
5	20	40	25	0,60	35,22	89,6
6	20	30	25	0,64	38,66	84,2
7	20	20	25	0,68	41,29	79
8	20	50	20	0,62	31,35	88,8
9	20	50	30	0,52	31,54	100,6

Kuten aiemmin mainittiin, nykyisessä rakenteessa tukirenkaat kiinnittyvät keskiputkeen aiheuttaen siinä kuvan 11 mukaisia rakennetta väsyttäviä jännitysvaihteluita. Kyseinen kuva on otettu alhaalta ja siinä vasemmassa päädyssä (punainen) on liitos päätyrakenteeseen. Jännityksen vaihtelu oli sillä kohtaa putkea suurimmillaan, minkä vuoksi se on väsymisilmiön kannalta kriittisin kohde kyseisessä rakenneosassa.



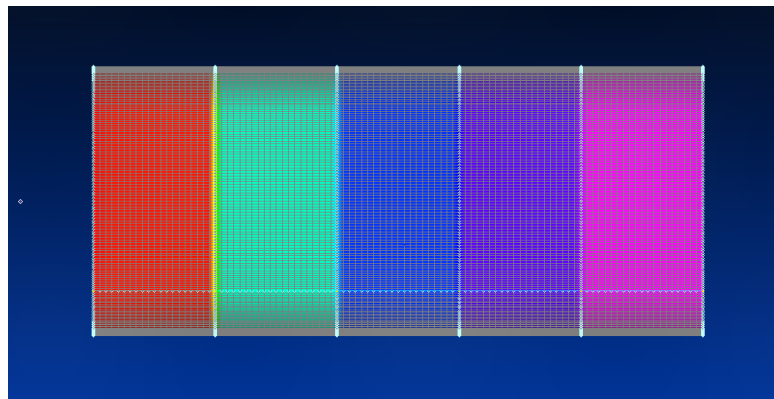
Kuva 11. Tukirenkaiden aiheuttamat jännitysvaihtelut keskiputkessa.

Mallissa esiintyi suurempikin jännityshuippu navan kyljessä, joka on näkyvässä kuvassa 11. Se ei kuitenkaan sijainnut kriittisessä kohdassa kuten hitsisauman kohdalla, joten sillä ei ollut tässä kohtaa käytännön merkitystä. Lisäksi mallissa navan ja valukartion liitoskohtaa kiersi toinen hieman pienempi jännityshuippu, joka puolestaan syntyi mallin yksinkertaistusten vuoksi. Kriittinen kohta on yllä olevaan taulukkoon kirjattu valukartion ja keskiputken liitos, jota käytetään jännitysten osalta tärkeimpänä vertailukohteena muille rakenteille. Kuvassa 12 kyseinen kohta on näkyvässä rakenteen ulkopuolelta katsottuna.

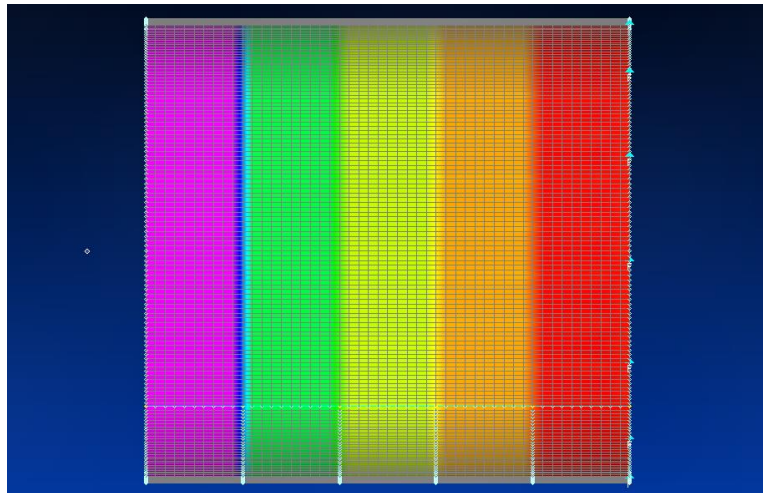


Kuva 12. Jännitys keskiputken, navan ja valukartion välisessä liitoksessa.

Nykyisellä rakenteella vääntömomentti välittyi sekä keskiputken että vaipan kautta. Käytännössä keskiputki toimi kuitenkin väännön osalta kantavana rakenteena. Kuvissa 13 ja 14, jotka molemmat on otettu samasta suunnasta, on esitetty väännön aiheuttamat jännitysjaakaumat navalla ja vaipalla. Kuten kuvista hyvin ilmenee, vääntömomentti siirtyi keskiputkelta tukirenkaiden välityksellä vaipalle, minkä vuoksi jännitysarvot pysyvät vakioina renkaiden välillä. Koska käytetty ohjelmisto muokkaa väriskaalausta aina näkyvässä olevalle osalle sopivaksi, kuvissa eri värien kuvaamat jännitysarvot eivät ole keskenään vertailukelpoisia.



Kuva 13. Väännön jännitysjaakauma keskiputkella.



Kuva 14. Väännön aiheuttama jännitysjaakauma vaipalla.

Kuten aiemmin mainittiin, vääntömomentti siirtyy keskiakselilta vaipalle tukirenkaiden välityksellä. Tämän vuoksi väännön aiheuttama jännitysjaakauma kääntyy vaipalla päinvastaiseksi kuin keskiakselilla.

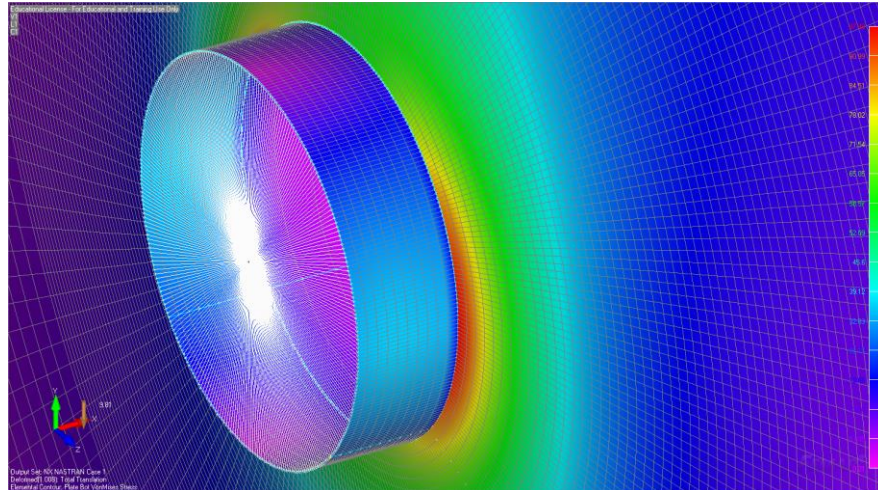
4.1.2 Case 2

Ideoitujen rakenteiden tarkastelu aloitettiin symmetrisestä kaksoiskartiorakenteesta. Tulokset on koottu taulukkoon 4. Niistä voidaan havaita, että päätykartion paksuudet vaikuttivat merkittävästi taipumaan, mutta vain vähän kokonaismassaan. Eniten päätyrakenteen ainevahvuudet vaikuttivat kuitenkin suurimpaan paikalliseen jännitykseen, joka on jokaisessa kohdassa vähintään kaksinkertainen vertailukohteen vastaavaan jännityshuippuun verrattuna. Keskiputken poistaminen ja valupään korvaaminen levykentällä vähensi kokonaismassaa merkittävästi, mutta samalla rakenteen taipuma kasvoi hieman.

Taulukko 3. Kaksoiskartiorakenteen analyysien tulokset.

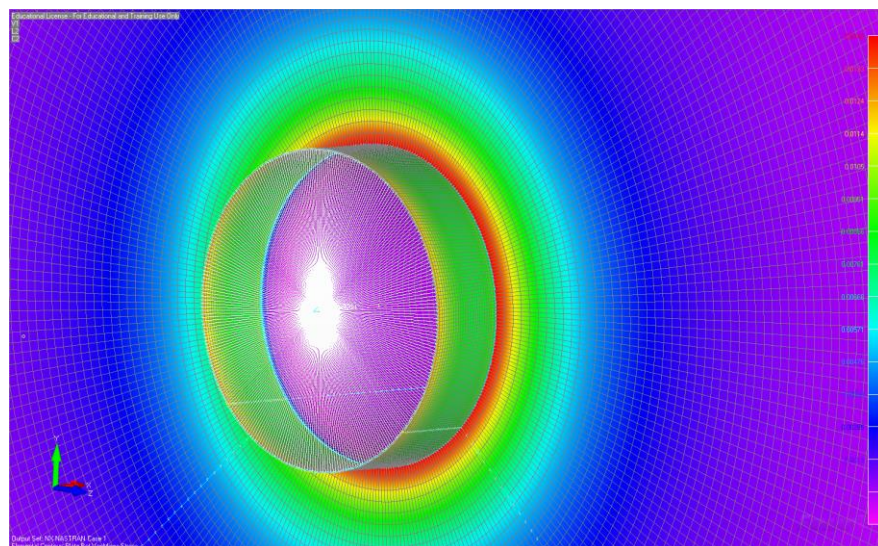
Variaatio	Ainevahvuudet, [mm]		Taipuma, [mm]	Jännityshuippu, [MPa] (Von Mises)	Massa, 1000 kg
	Päätykartio	Vaippa			
1	35	25	0,64	83,96	83
2	30	25	0,67	97,48	79,6
3	25	25	0,72	116,80	76
4	35	20	0,74	82,75	77,2
5	30	20	0,77	96,23	73,6
6	25	20	0,83	115,4	70,2

Kuvassa 15 on esitetty navan ja päätykartion liitoskohta, johon suurin jännityksen arvo syntyi. Lisäksi rummun sisäpuoliseen kartioon syntyi navan ylä- ja alareunojen kohdalle vastaavat jännityshuiput. Suuruudeltaan ne olivat noin puolet maksimiarvosta, mutta siitä huolimatta suuremmat kuin nykyisellä rakenteella. Vertailukohteeseen nähden syntynyt ero johtui epäjatkuvamasta muodosta ja kartion ohuemmasta materiaalivehvuudesta. Rakenteen ideana oli valupäädyn korvaaminen halvemmalla levyrakenteella, joten jännityspiikki kartion ja navan liitoksessa on väsymisen kannalta erittäin kriittinen.



Kuva 15. Jännityshuipun sijainti rakenteessa.

Ehdotetuista rakenteista sekä kaksoiskartio että epäsymmetrinen kotelo käyttäytyivät väännön suhteen hyvin samankaltaisesti, joten molemmat käsitellään tässä samassa kohtaa. Kummallakaan rakenteella ei ollut keskiputkea, joten vaippa toimi kantavana rakenteena myös väännön osalta. Aivan kuten vertailukohteellakin, myös näillä rakenteilla jännityshuippu oli navan ja levykentän liitoskohdassa, josta jännitysarvot tippuivat vaippaa lähestyttäessä. Kuvassa 16 on esitetty jännitysjaakauma epäsymmetrisen rakenteen päädyssä.



Kuva 16. Väännön aiheuttama jännitysjaakauma navan ja levyrakenteen liitoksessa.

Vaipalla vääntö aiheutti molemmille rakenteilla samanlaisen tasaisen jännitys jakauman, jossa jännitysarvo on vakio koko vaipan alueella. Liitteessä 3 on esitetty kuva kyseisestä tilanteesta.

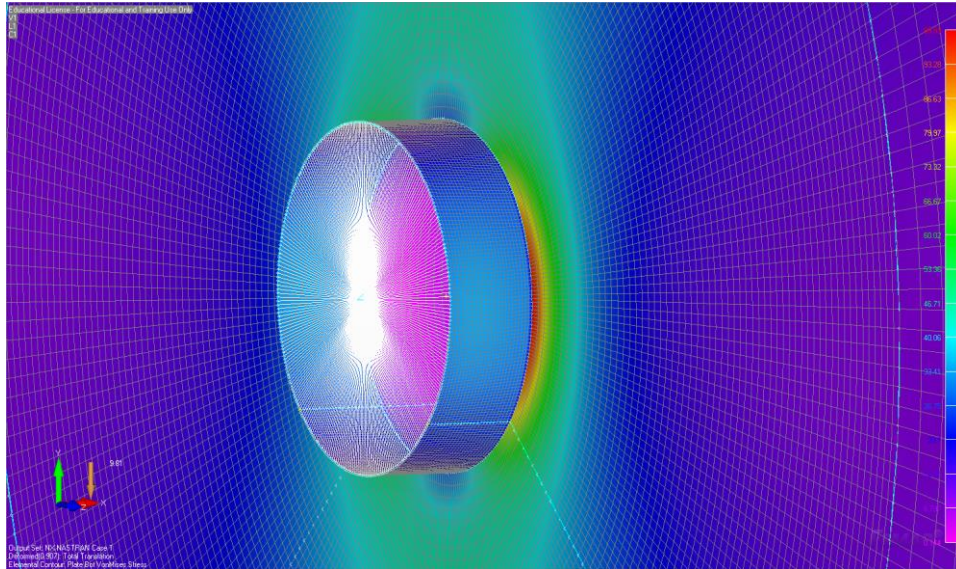
4.1.3 Case 3

Toisena ideoiduista rakenteista käsiteltiin epäsymmetristä kotelorakennetta. Taulukossa 5 esitetyistä tuloksista voidaan havaita taipuman pysyneen sallituissa rajoissa, mutta tässäkin tapauksessa jännityspiikit olivat suuruudeltaan yli kaksinkertaisia vertailukohteeseen verrattuna. Tuloksista voidaan päätellä jännityshuipun olleen riippuvainen ennen kaikkea päätylevyn paksuudesta. Kasvattamalla kyseisen rakenneosan ainevahvuutta 90 mm asti, saatiin liitoksen jännitys tippumaan lähelle vertailukohteen kriittisimmän liitoksen tasoa. Toisaalta samalla rakenteen kokonaismassa kasvoi samalle tasolle.

Taulukko 4. Epäsymmetrisen kotelorakenteen analyysien tulokset.

Variaatio	Ainevahvuudet, [mm]			Taipuma, [mm]	Jännityshuippu, [MPa] (Von Mises)	Massa, 1000 kg
	Päätylevy	Kartio	Vaippa			
1	30	30	25	0,57	99,9	77,4
2	40	30	25	0,55	76,61	80,4
3	30	25	25	0,58	100,0	75,8
4	30	20	25	0,59	100,1	74
5	30	15	25	0,60	100,1	72,2
6	40	15	25	0,56	76,47	75
7	90	30	25	0,49	36,17	94,2

Suurimman jännitysarvon sijainti oli vastaava kuin edelliselläkin rakenteella eli navan ja päätylevyn liitoskohta. Liitoskulman kasvaessa myös jännityksen minimiarvo liitoksessa pieneni, kuten kuvasta 17 voidaan havaita. Käytännössä tämä tarkoittaa, että jännitysarvojen vaihtelu kasvaa enemmän kuin jännityshuipun kasvun verran. Väännön osalta tämä rakenne käyttäytyi kuten kaksoiskartio, jonka yhteydessä tämä jo käsiteltiin.



Kuva 17. Jännityspiikki päätylevyn ja navan liitoksessa.

4.1.4 Case 4

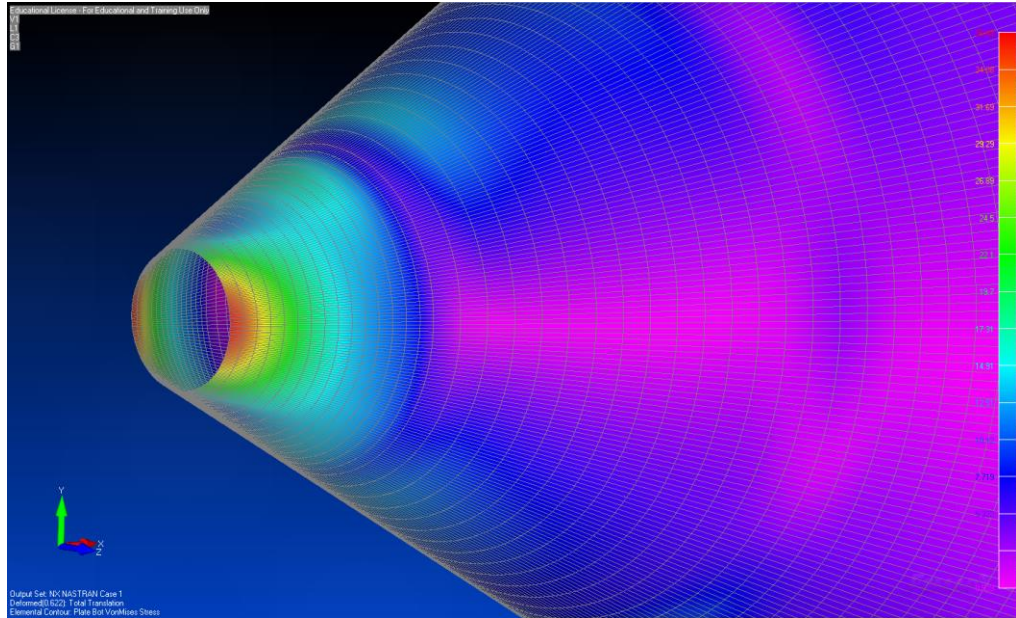
Viimeisenä tutkittavana kohteena käsiteltiin sisäpuolisella tukikartiolla varustettua rakennetta. Taulukossa 6 esitetyistä tuloksista voidaan havaita taipuman pysyvän tälläkin rakenteella sallituissa rajoissa, mutta jännityshuippu päätylevyn ja navan liitoksessa on edelleen huomattavasti vertailukohteen maksimiarvoa suurempi. Päätylevyn ainevahvuuden kasvattaminen pienentää jännityspiikkiä, mutta samalla kokonaismassa kasvaa.

Taulukko 5. Sisäpuolisella tukikartiolla varustetun rakenteen analyysien tulokset.

Variaatio	Ainevahvuudet, [mm]			Taipuma, [mm]	Jännityshuippu, [MPa] (Von Mises)	Massa, 1000 kg
	Päätylevy	Päätykartio	Sisäkartio			
1	30	30	30	0,43	67,0	80,3
2	30	15	30	0,44	67,1	79,2
3	40	15	30	0,42	60,0	81,9
4	50	15	30	0,41	48,3	84,7
5	50	15	25	0,42	48,5	81,5

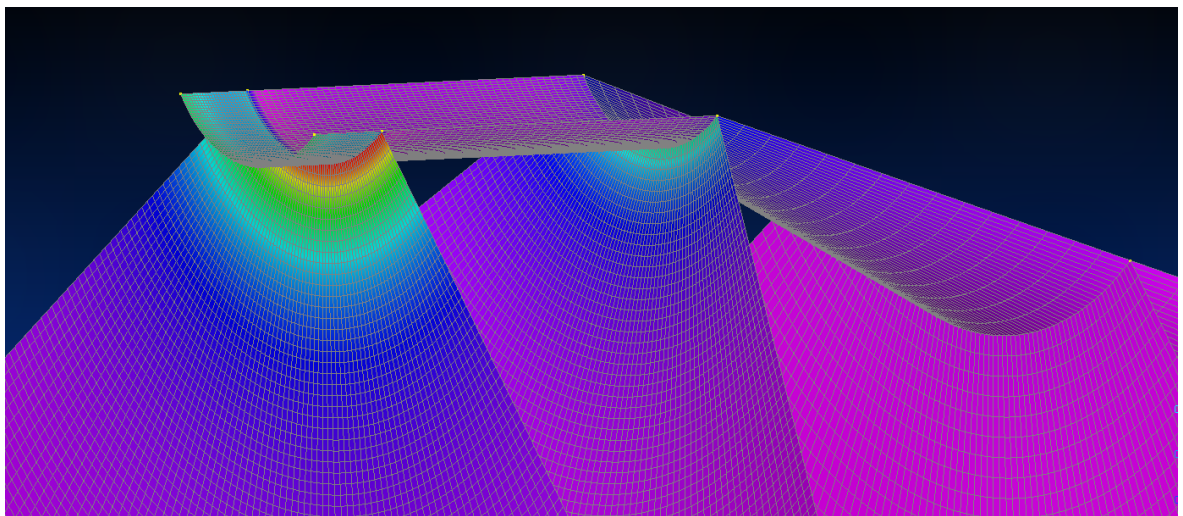
Yllä olevaan taulukkoon kirjatun maksimijännityksen lisäksi rakenteeseen syntyi toinen kestoian kannalta kriittinen kohta sisäkartioiden ja akselin liitokseen, joka on esitetty kuvassa

18. Samassa kuvassa näkyvät myös kartiolle syntyneet jännitysvaihtelut, jotka aiheutuivat tukirenkaiden vaikutuksesta samaan tapaan kuin vertailukohteellakin.



Kuva 18. Jännityspiikki sisäpuolisella tukikartiolla.

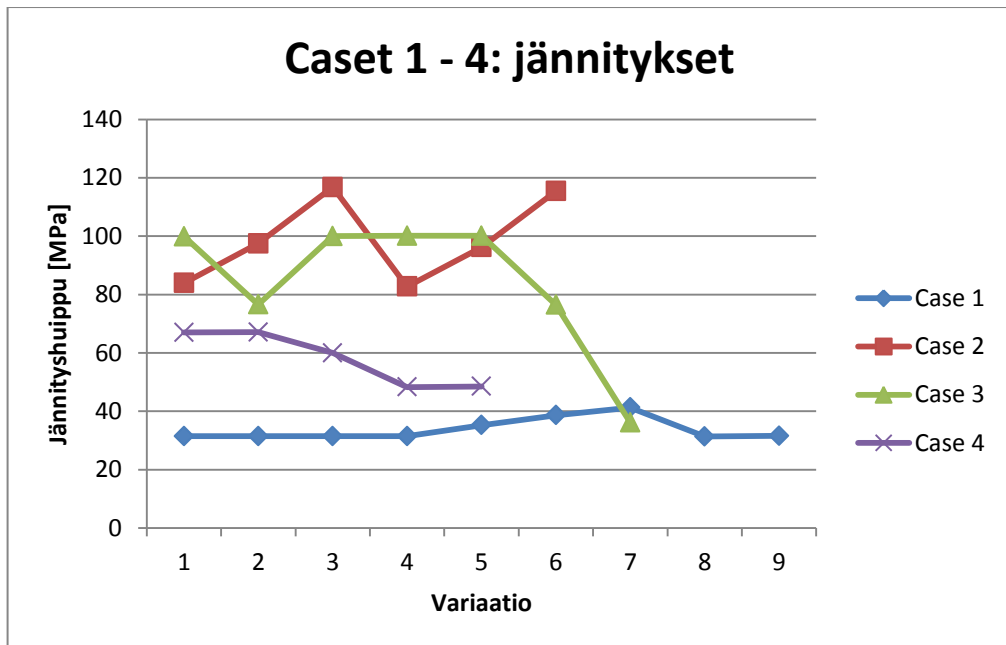
Tälläkin rakenteella vääntö aiheutti suurimman jännitysarvon päätylevyn ja navan liitoskohtaan. Jakauma on samanlainen kuin aiemmin esitetystä kuvasta 16, jossa on esitetty epäsymmetrisen rakenteen pääty vääntöä vaikuttaessa siihen. Kuten kuvasta 19 ilmenee, tällä rakenteella päätylevy ja -kartio välittivät suurimman osan vääntömomentista vaipalle. Tukirenkaiden osuus oli vähäinen.



Kuva 19. Vääntöä aiheuttamien jännityshuippujen sijainti.

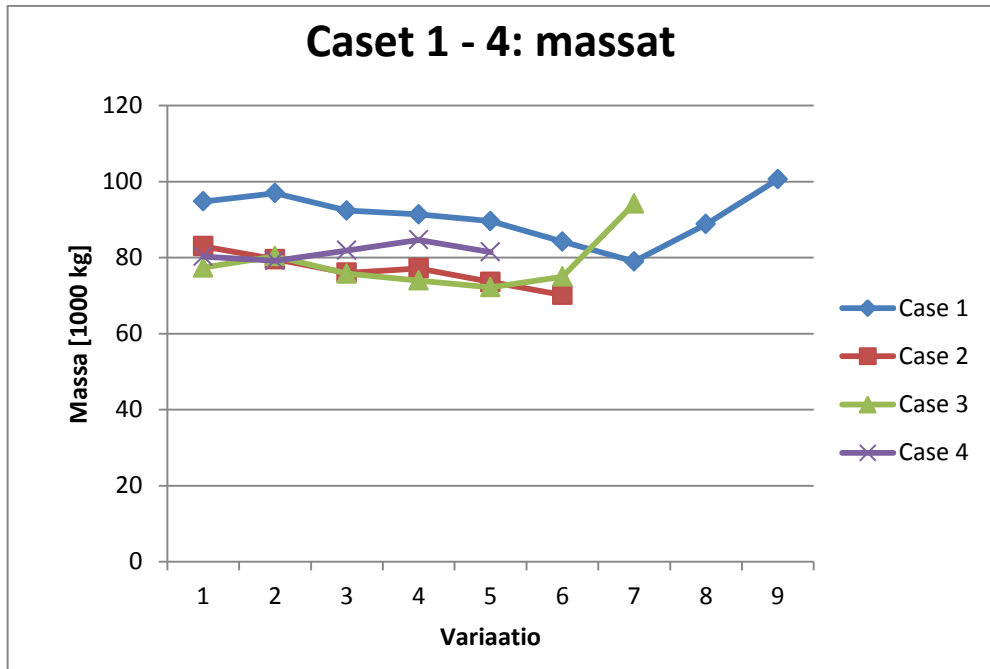
4.2 Vertailu

Kuvissa 20, 21 ja 22 on esitetty kunkin casen jännityshuiput, massat ja taipumat kukin omaan taulukkoonsa koottuna. Niistä voidaan havaita, että ehdotettujen rakenteiden jännityshuiput olivat miltei poikkeuksetta vähintään kaksinkertaisia vertailukohteeseen nähden. Taulukoihin merkityt variaatiot ovat vastaavia kuin aiemmin esitetyissä tuloksissa. Koska rakenteen keston kannalta kyseiset jännitykset ovat kriittisiä, voidaan todeta ehdotettujen rakenteiden olevan käytännössä kannattamattomia vaihtoehtoja. Uusista ideoista jännitystasoltaan lähimpänä vertailukohdetta oli case 4, joka tosin oli vielä pienimmilläänkin n. 50 % vertailukohdetta suurempi.



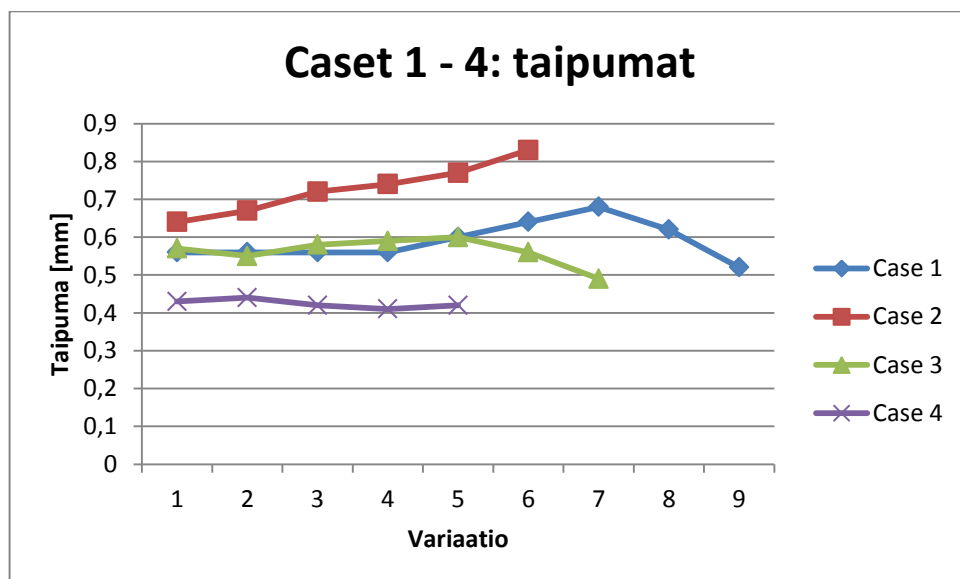
Kuva 20. Jännityshuiput eri malleilla ja variaatioilla

Kokonaismassoiltaan ehdotetut rakenteet olivat pienempiä kuin nykyisin käytetty rakenne. Yleisesti ottaen ero oli suuruusluokaltaan noin kymmenen tuhatta kilogrammaa, mikä vastaa hieman yli kymmentä prosenttia nykyisen rakenteen massasta. Vertailemalla yllä olevia jännityskuvaajia kuvan 21 massojen kuvaajiin, voidaan havaita jännitysten kasvavan massan pienentyessä. Tämä kääntäen verrannollisuus johtuu siitä, että käytännössä massan pienentäminen on johtanut ohuempiin ainevahvuuksiin kantavissa rakenteissa.



Kuva 21. Eri mallien ja variaatioiden massat.

Rakenteiden taipumat on koottu kuvaan 22. Siitä voidaan havaita, että yleisesti ottaen taipumat pysyivät lähellä vertailukohteen lukemia, joten siltä osin ideoidut rakenteet olisivat olleet päteviä vaihtoehtoja. Case 2:n taipumat variaatioilla 3 - 6 nousivat hieman muita ylemmäs, mutta toisaalta vastaavat variaatiot olivat poissuljettuja vaihtoehtoja jo jännitystensä puolesta.



Kuva 22. Kunkin casen taipuma variaatioittain.

5 JOHTOPÄÄTÖKSET

Tämän kandidaatintyön tavoitteena oli tutkia uusia vaihtoehtoja DD-pesurin päätyrakenteelle. Tutkituista rakenteista nykyisin käytössä oleva malli vaikuttaisi olevan järkevin vaihtoehto. Taipumat pysyivät ideoiduilla rakennevaihtoehtoilla sallituissa rajoissa ja niiden kokonaismassa oli alempi kuin nykyisellä rakenteella, mutta niihin syntyneet jännitykset olivat vähimmilläänkin yli kaksinkertaisia vertailukohteeseen nähden. Rakenteen muodon jatkuvuus ehkäisee jännityskeskittymien syntyä, mikä käytännössä sulkee esitettyjen vaihtoehtojen kaltaiset kotelorakenteet toteutettavissa olevien vaihtoehtojen ulkopuolelle.

Tutkimuksen alustavasta luonteesta johtuen tässä työssä käytettiin yksinkertaistettuja malleja rakenteista, minkä johdosta tuloksissa esiintyvät lukuarvot eivät välttämättä vastaa tarkasti todellisuutta. Esimerkiksi vaipan useammasta kerroksesta koostuva rakenne yksinkertaistettiin yhdeksi kuorirakenteeksi. Myös kuormitustilannetta yksinkertaistettiin hieman. Toisaalta kaikille rakenteille käytettiin samoja yksinkertaistuksia, joten mallien keskinäiseen vertailuun tulokset ovat edelleen päteviä.

Kuten tuloksissa todettiin, navan ja levykentän liitokseen syntyi kummassakin ehdotetussa rakenteessa suuri paikallinen jännityspiikki. Levykentän muilla osilla jännitykset olivat kuitenkin suhteellisen alhaisia eli materiaalin kapasiteetista käytetään siellä vain pieni osa. Liitoskohdan suunnittelu siten, että siihen syntyvät jännitykset pysyvät hallinnassa olisi mahdollinen jatkotutkimuksen aihe.

LÄHTEET

Cook, R. 1994. Finite element modeling for stress analysis. *Tuntematon paikka*. John Wiley & Sons, Inc. 320s.

Drum Displacer. [www-tuotedokumentti]. Andritz Group, 2010. [viitattu 3.10.2013].

Saatavissa: http://grz.g.andritz.com/c/com2011/00/01/24/12464/1/1/0/-876262724/pp-kk-dd-brochure_en_.pdf

Femap Overview. [Siemens PLM:n www-sivuilla]. Last revised August 23, 2009. [viitattu 10.10.2013].

Saatavissa:

http://www.plm.automation.siemens.com/en_us/products/velocity/femap/features/index.shtml

Hakala, M. 1986. Lujuusopin elementtimenetelmä. Espoo. Otapaino. 490s.

Hägglom, I. & Ranta, V. 1966 . Sulfiitti- ja sulfaattiselluloosan valmistus. Porvoo. Werner Söderström Oy. 295s.

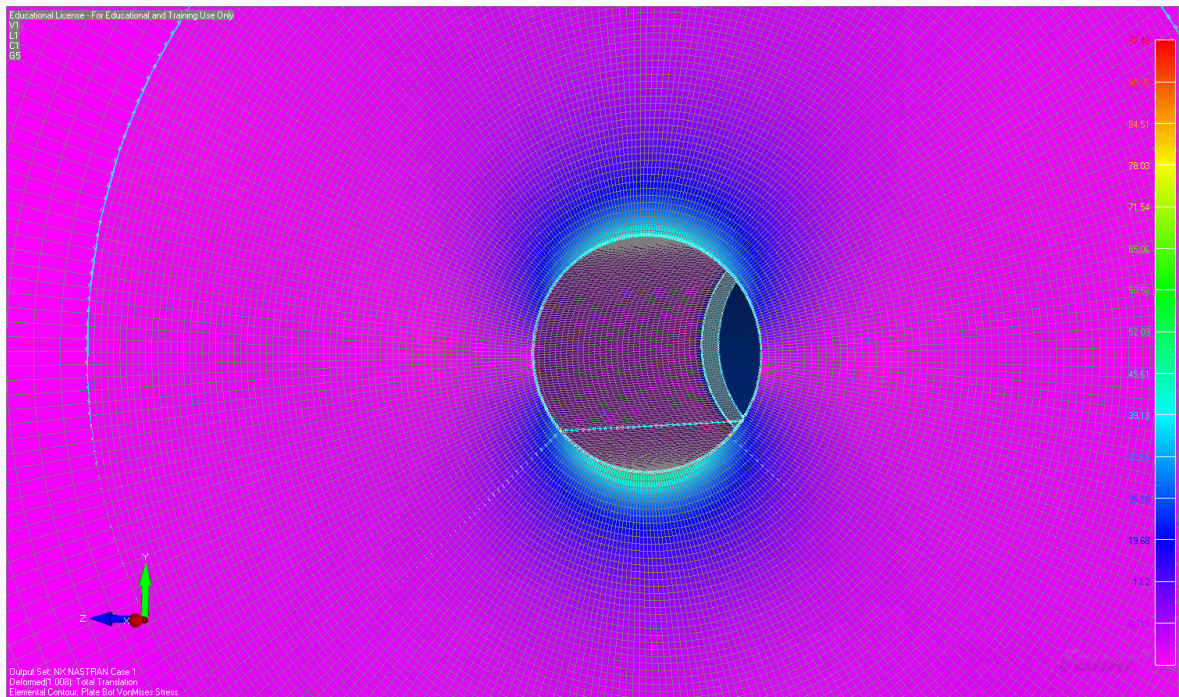
Laamanen, K. 2004. Diplomityö: Sellupesurin rakenteellinen kehittäminen. Lappeenranta. 69s.

Madenci, E. & Guven, I. 2006 The Finite Element Method and Applications in Engineering Using Ansys®. *Tuntematon paikka*. Springer Science + Business Media, LLC. 686s.

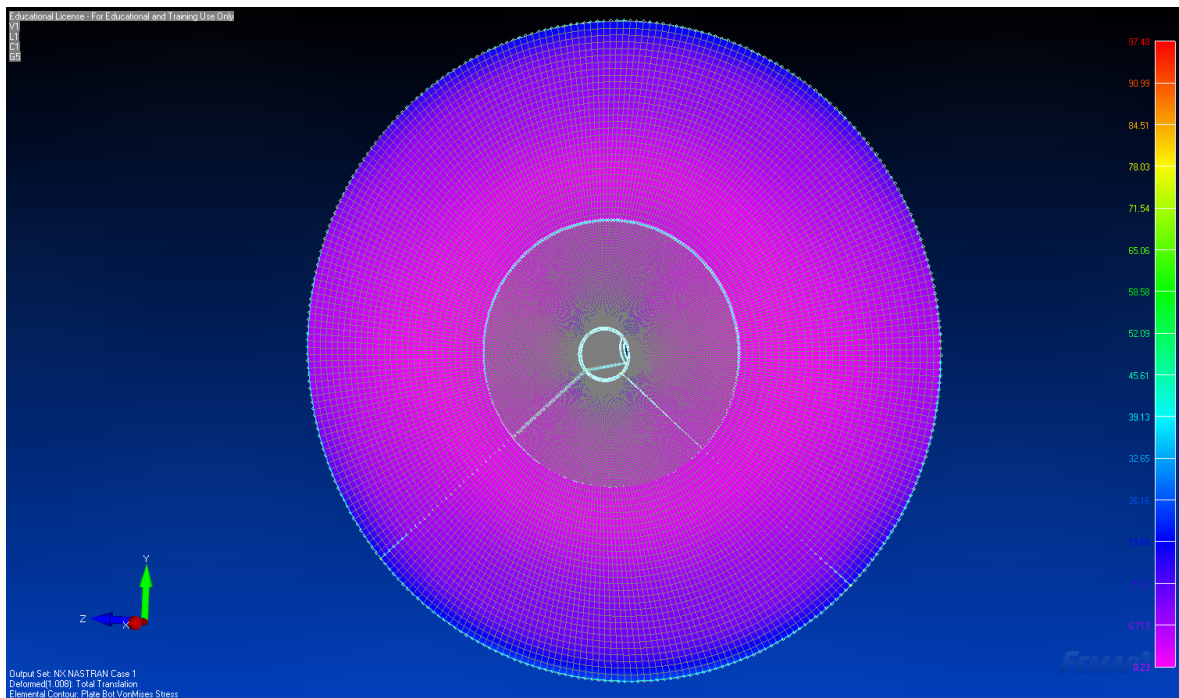
Seppälä, M., Klemetti, U., Kortelainen, V-A., Lyytikäinen, J., Siitonen, H. & Sironen, J. 2002. Paperimassan valmistus. 2-1. Painos. Saarijärvi, Gummerus Kirjapaino Oy. 196s.

Sixta, H. 2006. Introduction. Teoksessa: Sixta, H. Handbook of Pulp. Bleschmidt, J., Gruber, E., Heinemann, S., Koch, G., Krotscheck, A., Potthast, A., Putz, H-J., Ressel, J., Schwanninger, M. & Süss, H. Weinheim: WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA. 2006. S. 3-15. Volume 1.

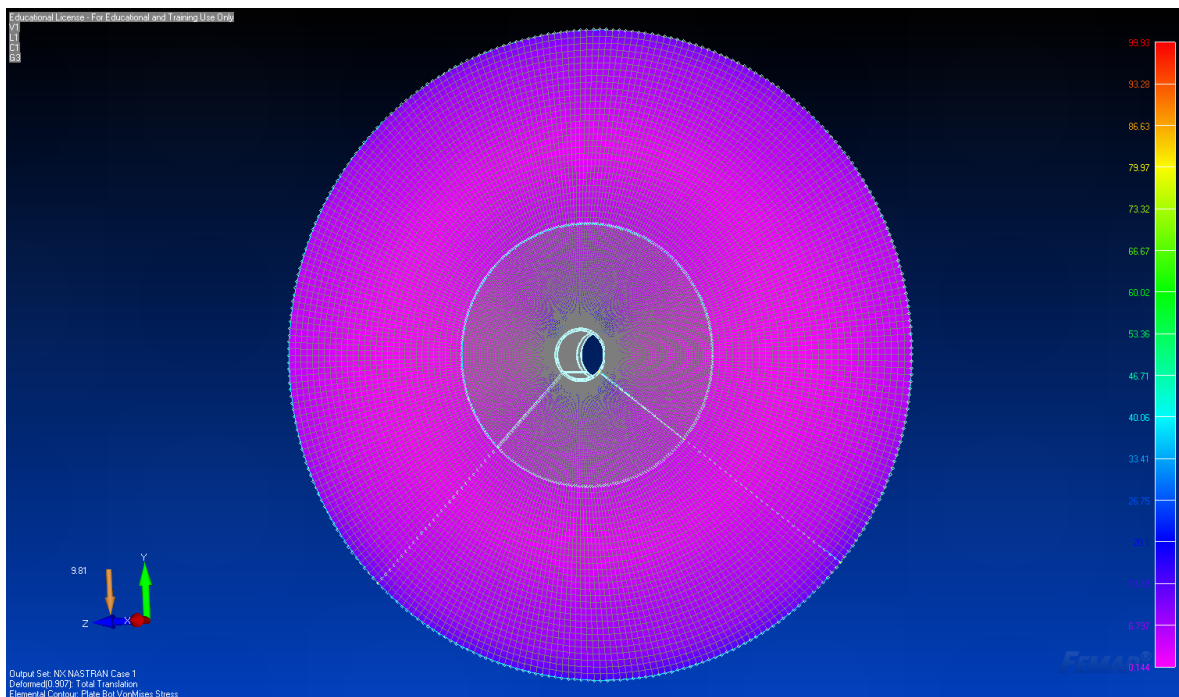
LIITE 1. Lisäkuvia jännitysjaakaumista rakenteissa.



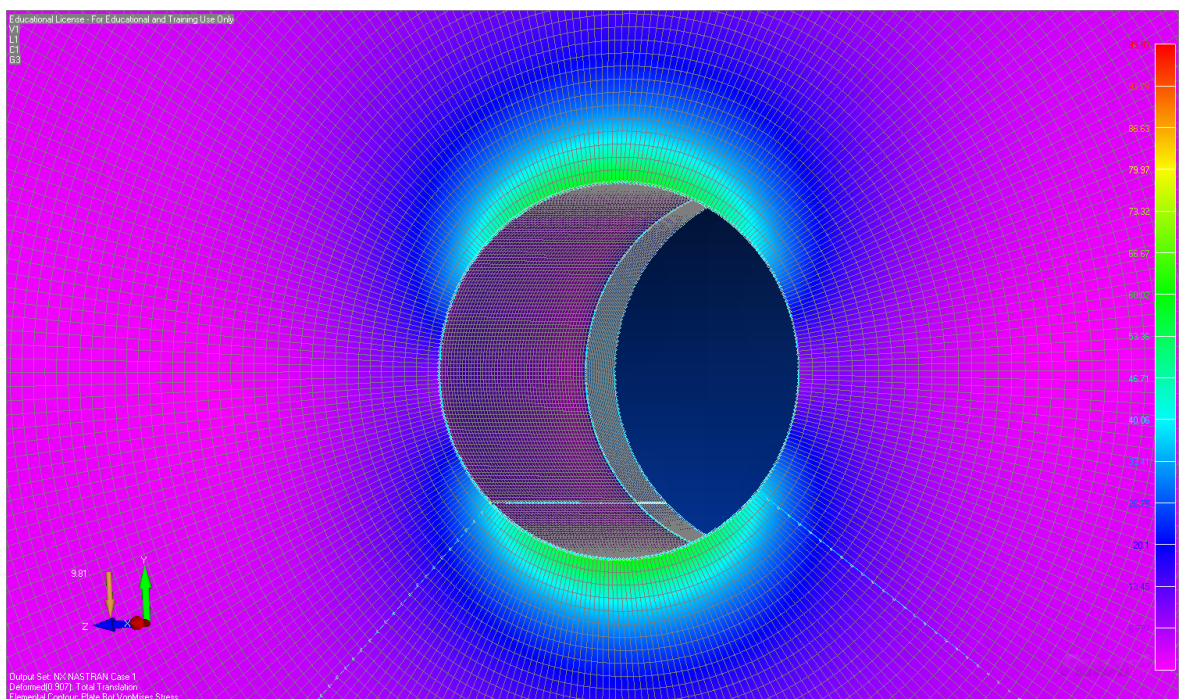
Kuva 1. Jännitykset liitoksessa rummun sisäpuolella kaksoiskartiassa (Case 2).



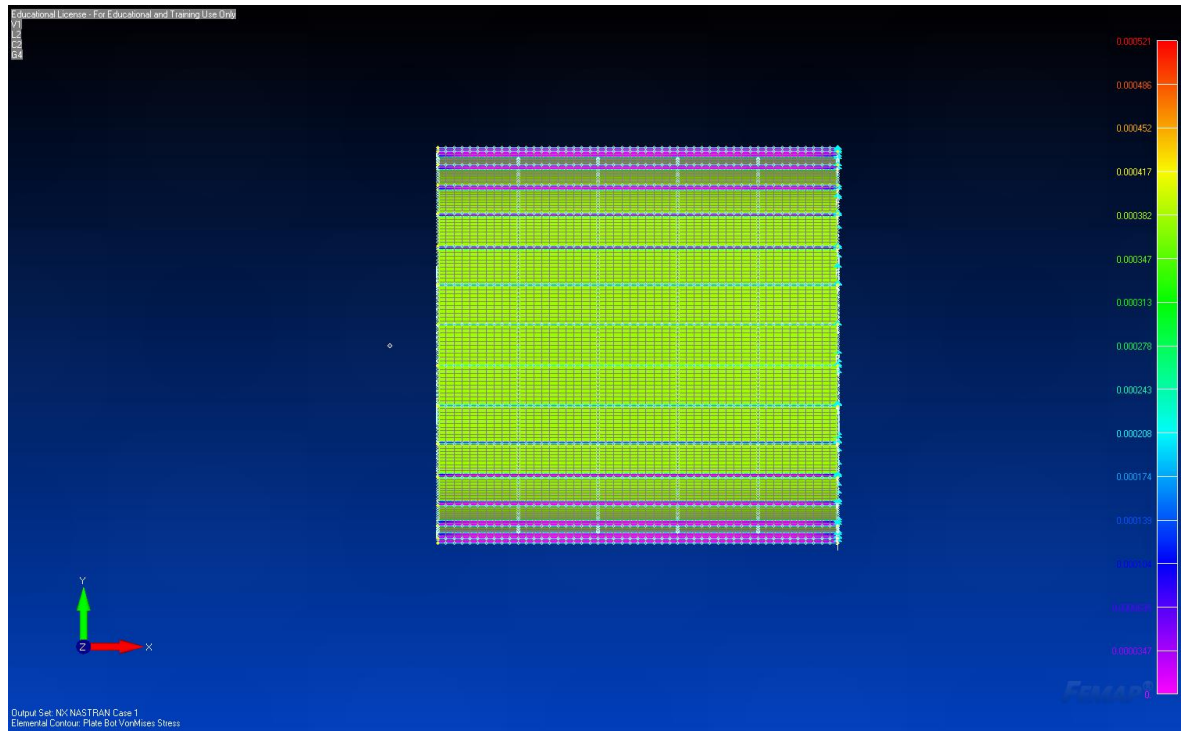
Kuva 2. Jännitykset liitoksessa rummun sisäpuolella kaksoiskartiassa (Case 2).



Kuva 3. Jännitykset epäsymmetrisessä päätyrakenteessa rummun sisäpuolella (Case 3).



Kuva 4. Jännitykset kartion ja akselin liitoskohdassa epäsymmetrisen rakenteen sisäpuolella (Case 3).



Kuva 5. Väännön aiheuttama tasainen jännitys jakauma epäsymmetrisen (Case 3) rakenteen vaipalla. Jakauma on samanlainen kuin kaksoiskartiolla (Case 2).