

Kiekkosuodattimen kuorirakenteen kestävyys

Kuorimallin staattinen tarkastelu

LAB-ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK), Konetekniikka

2022

Johanna Nykopp

Tiivistelmä

Tekijä(t) Nykopp, Johanna	Julkaisun laji Opinnäytetyö, AMK Sivumäärä 49	Valmistumisaika 2022
Työn nimi Kiekkosuodattimen kuorirakenteen kestävyys Kuorimallin staattinen tarkastelu		
Tutkinto Insinööri (AMK)		
Toimeksiantajan nimi, titteli ja organisaatio Esa Huttunen, partner, Oy ProTCorb Ab		
Tiivistelmä <p>Työssä tarkasteltiin kiekkosuodattimen kuorirakenteen kestävyyttä ja stabiiliteettia. Rakenne poikkesi jonkin verran perinteisistä kiekkosuodattimista, joten kestävyystarkastelulle oli tarve. Rakenne koostui allasosasta, huuvasta, päätylevyistä aukkoineen, tuennasta ja jäykisteistä.</p> <p>Kestävyys ja stabiiliteetti arvioitiin aluksi perinteisiä menetelmiä hyväksi käyttäen, mutta tarkemmat analyysit suoritettiin elementtimenetelmällä. Analyyseihin käytettiin kolmea ohjelmistoa, joista kaksi olivat suunnittelupohjaisia ja kolmas Siemens simcenterin FEMAP. Alkuperäisestä kokoonpanosta tehtiin yksinkertaisempi malli analyysijä varten poistamalla turhat osat. Mallille tehtiin lineaarinen analyysi, lommahdusanalyysi, ominaistajuusanalyysi sekä geometrinen epälineaarinen analyysi. Staattinen tarkastelu riitti, sillä käyntitaajuus on vain 0,025 Hz.</p> <p>Kaikkien kolmen ohjelmiston tulosten pohjalta rakenteen kestävyys on puutteellinen. Kriittinen kohta mallissa on sen päätylevyt, joissa materiaali ylittää myötörajan laajoilta alueilta eli plastisoituu. Kuoren siirtymät ovat lisäksi suuria. Myös geometrisella epälineaarilla analyysillä malliin muodostuu jännityskonsentraatioita ja suuria siirtymiä. Päätylevyjen rakenne vaatii muutosta, jotta sen kestävyys saadaan paremmaksi. Rakenteen stabiiliteetti oli kuitenkin riittävä, mutta uudelleenarviointi on tarpeen, kun rakenne muuttuu.</p>		
Asiasanat kiekkosuodatin, elementtimenetelmä, FEA		

Abstract

Author(s) Nykopp, Johanna	Type of Publication Thesis, UAS	Published 2022
	Number of Pages 49	
Title of Publication Strength and stability of a disc filter Static examination		
Name of Degree Engineer (UAS)		
Name, title and organization of the client Esa Huttunen, partner, Oy ProTCorb Ab		
Abstract <p>The goal was to investigate strength and stability of a disc filter structure. The structure of this filter differed a bit from traditional filters. The structure to be studied consisted of a vat, a hood, stiffeners, end plates with holes and a support.</p> <p>Study was performed with an analysis by simplified classical method and by finite element analysis. The FEA was conducted with three different software. Main software to be used was Siemens simcenter FEMAP. The original model was prepared for FEA by removing redundant features. Analyses consisted of linear static, linear buckling, modal and geometrically nonlinear. No dynamic studies were needed because the loading could be considered as quasistatic as the frequency of even the highest speed is only 0,025 Hz.</p> <p>Every software gave similar results and based on these values the structure is not durable enough. Critical areas for the structure seem to be the end plates where material starts to yield and enters the plastic region. Even with geometrically nonlinear analysis the results are not promising. By the looks of these results some redesigning is needed particularly in the area of the end plates. Stability in the other hand seems to be fine, although it should be reassessed with the final configuration.</p>		
Keywords disc filter, finite element analysis, FEA		

Sisällys

1	Johdanto.....	1
2	Kiekkosuodattimen teoria.....	2
2.1	Yleistä kiekkosuodattimesta.....	2
2.2	Käyttö paperiteollisuudessa	3
3	Suunniteltavan suodattimen ominaisuudet.....	5
3.1	Suodattimen rakenne.....	5
3.2	Kiekkosuodattimen tuenta.....	5
3.3	Käyttöolosuhteet ja kuormitus.....	6
4	Suodattimen kuoren alustava mitoitus	8
4.1	Kuori- ja laattateoria.....	8
4.2	Kuoriteorian ja palkkiteorian erot.....	10
4.3	Mallin käsittely käsinlaskennassa	10
4.4	Mitoituksessa käytetyt arvot.....	11
4.5	Käytetyt analyysityypit ja kaavat	15
4.6	Klassisen laskennan tulokset.....	20
5	FE-analyysi.....	22
5.1	Matemaattisen mallin luonti	22
5.2	Materiaaliparametrit ja reunaehdot	24
5.3	Matemaattisen mallin verkotus.....	26
5.4	Käytetyt analyysit.....	28
5.5	FE-analyysin tulokset.....	29
5.5.1	FEMAP.....	30
5.5.2	SolidWorks	36
5.5.3	SIMSOLID	38
6	Tulosten vertailu	43
7	Johtopäätökset	46
	Lähteet	48

Termit ja lyhenteet

bar	baari, paineen yksikkö
BC	reunaehto
C	integraalivakio
CC	seuraamusluokka
CDI	center disc type I
CDP	center disc type P
$\Delta\sigma_C$	väsymislukko
$\Delta\sigma_D$	vakioamplitudinen väsymisraja
$\Delta\sigma_L$	alempi väsymisraja
dw/dx	kiertymä
E	kimmomoduuli, kimmokerroin
e_z	neutraaliakselin etäisyys
FAT	väsymislukko
FEM	elementtimenetelmä
FX, FY, FZ	voimakomponentit
γ_F	nestekuorman osavarmuuskerroin
G_k	oma paino
GMNA	geometrinen ja materiaallinen epälineaarinen analyysi
GNA	geometrinen epälineaarinen analyysi
h	korkeus
h_v	tasaisen vesikerroksen korkeus
Hz	hertsi, taajuuden yksikkö
I	neliömomentti
k	vakio; arvo 0,25
L	säiliön pituus
l	veden pinnan vaakasuora pituus
LA	lineaarinen analyysi
LC	load case, kuormitustapaus
M	taivutusmomentti
MX, MY, MZ	momenttikomponentit
v (nu)	suppeumaluku
ppm	parts per million, miljoonasosa
Q	leikkausvoima
Q_k	muuttuva kuorma

QUAD	nelikulmioelementti
r	kaarevuussäde
R	sisäpinnan kaarevuussäde
RC	luotettavuusluokka
ρ_{H_2O}	veden tiheys
R_k	keskipinnan säde
R_u	ulkopinnan kaarevuussäde
σ_{cr}	kriittinen globaali lommahdusjännitys
$\sigma_{eq,Ed}$	vertailujännitys
σ_e	kehän suuntainen jännitys
σ_x	taivutusjännitys
t	levyn paksuus
TET	tetraedrielementti
ton	tonni; 1000 kg
VDF	vacuum disc filter
w	siirtymä kuoren pintaa vastaan kohtisuoraan
x	pituuskoordinaatti

1 Johdanto

Tämä opinnäytetyö sai alkunsa Oy ProTCorb Ab:n kehitysideasta. Kehityksen tuloksena alkunsa sai kiekkosuodattimen uudenlainen akselirakenne. Koska suunniteltavan kiekkosuodattimen akseli poikkeaa normaalista, myös suodattimen ulkoista rakennetta piti muuttaa. Rakenteen alustavalla kokoonpanolle tehdään lujuus- ja stabiliteettitarkastelu, joka on tämän työn keskiössä.

Rakenteen kestävyys arvioidaan aluksi yksinkertaistetun käsin lasketun approksimaation avulla, ja lopuksi yksityiskohtaista rakennetta tarkastellaan FE-analyysillä, johon työ painotuu. Työ rajataan rakenteen kestävyuden ja stabiliteetin tarkasteluun, eikä malliin tehdä tulosten pohjalta rakenteellisia muutoksia tai iteraatioita, vaan muutosten tarve ja toteutus jätetään jatkokehitystä varten. FE-analyysillä pyritään kuitenkin löytämään mahdolliset rakenteen vaurioitumis muodot ja varmistamaan rakenteen kestävyys. Mallin mahdolliset jännityskonsentraatiot tuodaan esille, ja niiden syytä sekä vaikutusta arvioidaan.

FE-analyysi tehdään kolmella eri ohjelmistolla. Tarkoituksena ei ole saada mahdollisimman tarkkoja numeraalisia tuloksia, vaan tarkastella kestävyuden kannalta kriittisiä kohteita ja niiden laajuutta. Tällöin saadaan selville ne yksityiskohdat, jotka kaipaavat kenties rakenteellisia muutoksia tai tarkempaa analyysiä, joka tarkoittaa todennäköisesti hitsien mallintamista kyseiseen kohtaan. Näihin yksityiskohtiin voidaan tehdä esimerkiksi tarkempi väsymistarkastelu. Tarkemman analyysin avulla havaitaan myös valmistuksen kannalta kriittiset hitsit, joiden hitsaamiseen tulee kiinnittää erityistä huomiota.

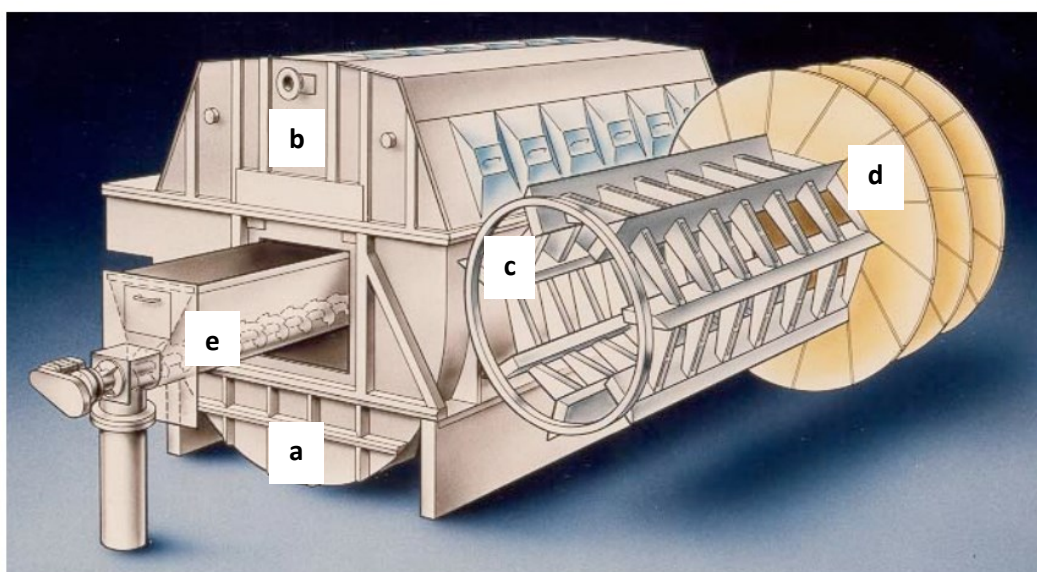
2 Kiekkosuodattimen teoria

2.1 Yleistä kiekkosuodattimesta

Kiekkosuodatin erottelee kiinteän aineen virtaavasta liuksesta mekaanisesti huokoisten suodattimien avulla. Liuoksen virtaus saadaan aikaan paine-erolla. Kiekkosuodattimia käytetään esimerkiksi jäteveden käsittelyssä, kaivostuotteiden ja -jätteiden käsittelyssä sekä paperin ja kartongin valmistuksessa kuidun talteenotossa tai massan sakeuttamisessa. Suodatinkiekkojen lukumäärä vaihtelee muutamasta kiekosta useaan kymmeneen ja niiden halkaisija on usein muutaman metrin. Tällöin molemminpuolinen suodatuspinta-ala on monta neliometriä per kiekko eli suodatuspinta-ala suhteessa laitteen viemään lattiatilaan on hyvä. Kiekkojen lukumäärään vaikuttaa liuksen tilavuusvirtaus ja kiintoaineksen konsentraatio. Kun suodatettava liuos syötetään altaaseen, saatetaan joutua käyttämään sekoitinta, jotta liuos pysyy homogeenisena. Kiekkosuodattimen rakenteeseen (kuva 1) kuuluu yleisesti:

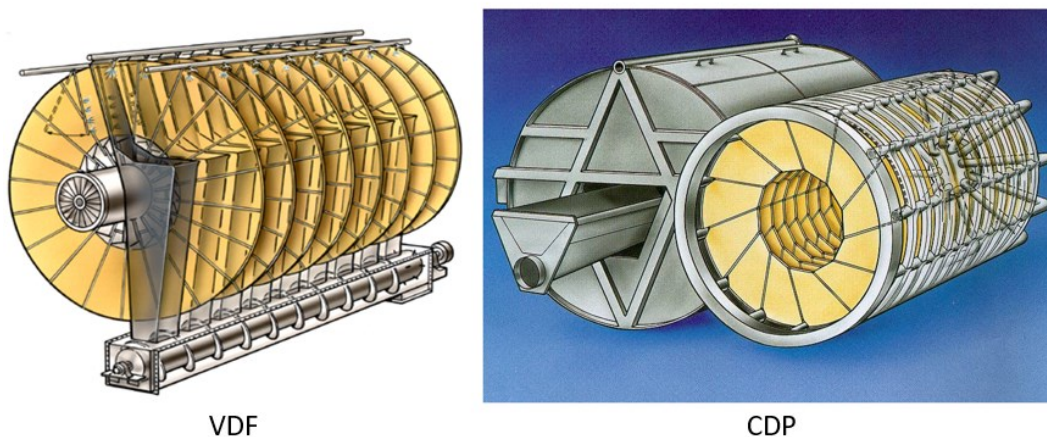
- Allas (a)
- Huuva (b)
- Keskiakseli tai roottori (c)
- Suodatinkiekot (d)
- Ruuvikuljetin (e)

(Paulapuro 2008; Valmet 2021.)



Kuva 1. Kiekkosuodattimen rakenne (GL&V)

Kuvan 1 kiekkosuodatin on CDI-mallinen (center disc type I), jolloin sillä on akselin sijasta avoin roottori (c). Lisäksi yleisessä käytössä on VDF (vacuum disc filter) ja CDP-tyyppiset (center disc type P) kiekkosuodattimet (kuva 2).



Kuva 2. VDF ja CDP suodatinmallit (GL&V)

Kuten kuvista 1 ja 2 nähdään, mallien välillä on eroja muun muassa kiekkojen kiinnityksessä ja ruuvikuljettimen sijainnissa. CDP ja CDI malleissa suodattunut massa kulkee roottorin keskellä, kun VDF mallissa ruuvikuljetin sijaitsee laitteen alapuolella. Eri valmistajilla voi lisäksi olla muita pieniä rakenteellisia eroja, kuten päivityksiä tai parannuksia esimerkiksi imujaloissa, kiekkojen kiinnityksessä tai akselin rakenteessa. Eri mallien käsittelykapasiteeteissa on myös eroja – CDP on tarkoitettu lähinnä pienille virtauksille, CDI pystyy käsittelemään suurempia virtauksia. VDF-malli on suunniteltu tehokkaaseen kuitujen, hienojen partikkeleiden ja täyteainesten suodatukseen, mutta se toimii myös massan saostamisessa. CDP ja CDI on suunniteltu ensisijaisesti massan saostamiseen. (Valmet 2021.)

2.2 Käyttö paperiteollisuudessa

Paperiteollisuudessa kiekkosuodatin kerää paperikuidut ja muun kiintoaineksen kiertovedestä ja siirtää saostuneen paperimassan, eli kakun, takaisin paperin valmistukseen. Suodatus alkaa syöttämällä kiertovettä syöttölaatikon kautta altaaseen. Kiertovesi sisältää noin yhdestä kahteen prosenttia paperikuituja, kiintoainesta ja mahdollisesti paperin valmistuksessa käytettyjä kemikaaleja. Allas on melkein kokonaan täynnä kiertovettä, lähes massarännin suuaukkoon asti, ja suodatinkiekot pyörivät hitaasti altaassa, noin 0,3–1,5 kierrosta minuutissa. Tämä pyörimisnopeusalue on kakunmuodostuksen kannalta optimaalinen. (Paulapuro 2008; Marttinen 2021.)

Itse suodatinkiekot koostuvat irrotettavista segmenteistä tai sektoreista, jotka kiinnittyvät akseliin koostaen suuren kiekon. Segmentit ovat onttoja rakenteita, joiden päällä on

huokoinen suodatinmateriaali, joka on usein muovia, metallia tai kangasta. Paperiteollisuudessa käytettävä suodatinmateriaali on sileä tai aaltomainen muovimateriaali, johon paperikuidut jäävät kiinni nesteen virratessa suodattimen läpi onttoon akseliin. Suodattavan segmentin täytyy olla täysin upoksissa, jotta virtaus muodostuu. Virtaus saadaan aikaan yli- tai alipaineella. VDF-typin suodattimessa virtauksen luo akselissa oleva alipaine. Tämä alipaine muodostuu suodattimen toisessa päässä olevien imujalkojen 6–7 m korkeuseron avulla Bernoullin lain mukaan, ja sen absoluuttinen paine on noin 0,4 bar. Segmentin noustua liuoksen pinnan yläpuolelle alipaine kuivattaa suotimeen kiinnittynyttä kakkua, ja segmentin yläasennossa alipainetta ei enää ole, jotta kiinnittynyt kakku voidaan irrottaa. Kiekkoon tarttunut massa irrotetaan kiekon molemmiin puoliin olevilla irrotussuuttimilla, jotka sijaitsevat kiekkosuodattimen ilmatilassa eli huurossa. Nämä suuttimet pudottavat massan massaränniin vesisuihkun tai paineilman avulla. Oskilloiva vesisuutin pesee suodattimen vielä puhtaaksi, ja suodatus alkaa uudelleen. Kiekkosuodattimessa on mahdollista käyttää pitkäkuituista apumassaa, joka tuottaa suodattimen päälle kuitukerroksen, joka toimii toisena suodattavana kerroksena. Saostetun massan konsentraatio on noin 10 %, ja siirtoruvien avulla se revitään sekä siirretään säiliöön. (Paulapuro 2008; Marttinen 2021.)

Suodatuksesta on mahdollista erotella samea vesi, kirkas vesi ja tarvittaessa superkirkas vesi. Samea suodos muodostuu, kun puhdas suodatinkiekko osuu kiertoveteen, eikä suodattimen pinnalle ole vielä kertynyt kuituja, jolloin pienet partikkelit pääsevät suodattimesta läpi. Kun pinnalle on kertynyt kuituja kiekon jatkaessa matkaansa altaassa, yhä pienemmät partikkelit jäävät suodattimeen, ja erottuva suodos on kirkkaampaa kuin alussa eli sen kiintoainemäärä per litra on pieni. Superkirkkaan veden kiintoainekonsentraatio on vain noin 10 mg per litra eli 10 ppm. Suodatettu vesi virtaa akselin läpi eri imujalkoja pitkin suodoksen puhtautta vastaaviin vesisäiliöihin. Suodatuksessa puhdistettua vettä käytetään esimerkiksi paperikoneiden pesusuihkuissa ja paperimassan laimennuksissa. Näin kiekkosuodatin vähentää puhtaan raakaveden tarvetta. (Paulapuro 2008; Marttinen 2021.)

3 Suunniteltavan suodattimen ominaisuudet

3.1 Suodattimen rakenne

Mitoitettava suodatin on tyypiltään VDF-mallinen (kuva 2, s. 3), mutta poiketen yleisistä rakenteista, joissa akseli on tuettu altaaseen, suunniteltavassa suodattimessa keskiakseli on tuettu suodattimen rakenteen ulkopuolelle. Tällöin altaan reunoilla ei tarvita kantavaa palkkirakennetta, vaan tuenta tehdään valettuun perustaan, mikä vähentää altaan painoa. Akselin sisällä on sektorimuodostelmaan hitsattujen kulmarautojen sijasta pyöreät putket. Lisäksi rakenteessa ajatuksena on, että kyseisen kiekkosuodattimen allas on mahdollista valmistaa ja kasata tuotantopaikalla, jolloin sitä ei tarvitse lähettää valmiiksi kokoonpantuna. Tällöin kiekkosuodattimen kuljettamiseen ei tarvita suurta konttia. Asiakkaalle lähetetään siten vain akseli, massarännit sekä suodatuslaitteiston muut komponentit kuten suuttimet, yms. (Marttinen 2021.)

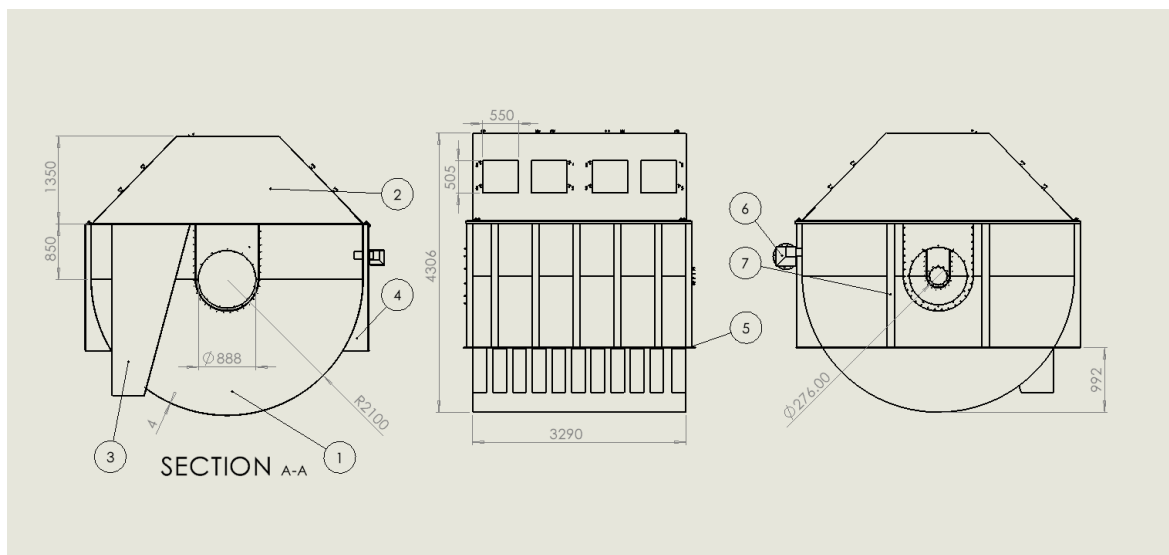
Kokoonpano tapahtuu hitsaamalla altaan sisäpuoli yhtenäisellä hitsillä ja ulkopuoli katkohaitein. Materiaalina käytetään vähähiillistä austeniittista haponkestävää terästä AISI 316L eli EN 1.4404 (Huttunen 2021). Sen hitsattavuus on erinomainen, mutta lämpölaajeneminen on suurempi ja lämmönjohtavuus pienempi kuin hiiliteräksillä, jolloin hitsauksen lämmöntuonti voi aiheuttaa valittuun materiaaliin helpommin jäännösjännityksiä kuin hiiliteräksiin. Alhainen hiilipitoisuus ehkäisee raerajakorroosion kehittymistä hitsauksen yhteydessä, mutta hitsit tulisi lopuksi käsitellä peittaamalla ja passivoimalla, jotta niiden korroosionkesto pysyisi hyvänä. (Outokumpu 2020.)

Kandidaatintyössään Kukkonen (2021) on analysoinut elementtimenetelmällä sylinterikuorelle hitsattujen jäykisteiden vaikutusta jännityksiin, ja työn tulosten perusteella, etenkin vetokuormitetulle rakenteelle, sisäpuolisilla jäykisteillä vaikutetaan saavutettavan parempi väsymiskestävyys sekä pienempi jännitys kuin ulkopuolisilla jäykisteillä. Tämä ilmiö voidaan huomioida prototyyppiä mallinnettaessa, jos se on mahdollista käytännöllisyyden kannalta. Sisäpuoliset jäykisteet voivat aiheuttaa sakan kerääntymistä, mikä taas voi aiheuttaa ongelmia prosessiin tai materiaalin korroosiota. Sisäpuolisten jäykisteiden kunnonvalvonta on myös hankalampaa kuin ulkoisten jäykisteiden. Tarkasteltavassa mallissa jäykisteet ovat rakenteen ulkopuolella. Jäykisteet ovat olennainen osa tarkasteltavaa rakennetta, ja siten myös kiinnostava tarkastelun kohde FE-analyyseissä.

3.2 Kiekkosuodattimen tuenta

Kiekkosuodatin tuetaan altaan alaosassa olevasta tukireunasta perustuksiin. Suodatin kiinnitetään betoniseen tai teräksiseen perustukseen ruuveilla, ja toisessa päässä on huomioitu

tarvittava välys lämpölaajenemisen aiheuttamalle pituuden muutokselle. Kylkiviivan suuntainen osa tukireunasta stabiloi rakennetta, muttei estä säteen suuntaisia muodonmuutoksia. Massarännien alaosa koskettaa siirtoruovin rakennetta ja on siten yksinkertaisesti tuettu. Massarännien sivuttaissuuntainen siirtymä estetään hitsaamalla pienet tuet altaan sisäpuolelle, jotta ne eivät osuisi suodatinkiekkoihin – tämä tuenta ei kannu kuormaa. Kuvasssa 3 näkyy suodattimen altaan rakenne ja päämitat. (Huttunen 2021.)



Kuva 3. Rakenteen päämitat (mukailtu Emelianov & Frygin 2020)

Kuvaan 3 on merkitty numeroin analyysille tärkeimmät osat, jotka on eritelty taulukossa 1.

Nro	1	2	3	4	5	6	7
Osa	Allas	Huuva	Massaränni	Kyljen jäykiste	Tukireuna	Syöttölaatikko	Päädyn jäykiste

Taulukko 1. Kiekkosuodattimen osaluettelo

Kaikkien levyjen mitattu paksuus on 4 mm, mutta päädyn jäykisteet ovat u-profilia, jolla on 8 mm ainepaksuus. Altaan ulkosäde on 2,1 m ja koko rakenteen korkeus on 4,3 m. Kokonaispituus on 3,29 m. Tukireunan korkeus altaan pohjalta on noin metrin ja massarännien yläreuna on 0,85 m aukon keskikohdan yläpuolella. Päädyn suuri aukko on halkaisijaltaan lähes 0,9 m ja pieni aukko noin 0,28 m. (Emelianov & Frygin.)

3.3 Käyttöolosuhteet ja kuormitus

Rakenteeseen vaikuttaa oman painon lisäksi veden paino eli hyötykuorma. Kiekkosuodattimen normaaleissa käyttöolosuhteissa prosessiveden lämpötila on keskimäärin noin 55 °C ja maksimissaan 65 °C. Ulkolämpötila eli hallin lämpötila on noin 10–20 °C veden lämpötilaa

alempi. Lämpötilaerot sekä -vaihtelut ovat pieniä, joten niistä muodostuva kuormitus on pieni verrattuna hyötykuormaan. Prosessiveden tiheys vastaa veden tiheyttä, sillä kiintoainesten konsentraatio on hyvin pieni. Veden tiheytenä tässä lämpötilassa käytetään approksimaationa 1000 kg/m^3 , sillä tiheys käyttölämpötilassa on vain noin 2 % pienempi kuin approksimaatio (Valtanen 2007, s. 136). Veden pinta on noin 200 mm akselin pinnan yläpuolella eli noin 200 mm massarännin yläpään alapuolella. (Marttinen 2021.)

Suodatinkiekot pyörivät vedessä maksimissaan noin kaksi kierrosta minuutissa ja saavat myös veden liikkumaan, jolloin siitä aiheutuu dynaamista kuormitusta. Kuormitus voidaan kuitenkin olettaa kvasistaattiseksi, sillä pyörimisen taajuus on suurimmillaan vain 0,025 Hz eli hyvin hidas, jolloin hitausvoimatkin ovat pieniä, ja staattinen tarkastelu on riittävä rakenteen jännitysten arviointiin. Tämä herätetaajuus on varmasti myös pienempi kuin rakenteen ominaistaajuus eli se ei aiheuta rakenteeseen resonanssia. Väsymistarkastelu voidaan myös jättää tarkastelun ulkopuolelle, jos käyttöiän aikana tapahtuva syklien lukumäärä on alle 10 000 (SFS-EN 1993-4-2). Jos rakenteen käyttöiäksi arvioidaan 20 vuotta, syklien määräksi suurimmalla taajuudella jatkuvalla käytöllä saadaan noin 16 miljoonaa sykliä eli $1,6 * 10^7$, jolloin väsymiskestävyys tulee arvioida. Malliin ei kuitenkaan tässä työssä tehdä tarkempia väsymisanalyyskejä, sillä malli ei ole lopullinen, ja väsymisanalyysien tekeminen on erittäin työlästä, miksi se kannattaa tehdä vain tarvittaviin yksityiskohtiin hitsit mallintaen. Väsymiskestävyys vaikuttaa suuresti hitsin ja valmistuksen laatu. Väsymistarkasteluun vaikuttaa jonkin verran myös laitteen käyttö, sillä veden pinta vaihtelee jonkin verran, ja lisäksi allasta tyhjennetään tarvittaessa, esimerkiksi huollon tai korjauksen ajaksi.

4 Suodattimen kuoren alustava mitoitus

4.1 Kuori- ja laattateoria

Kuorimallina pidetään rakennetta, jossa materiaalin seinämän paksuus (t) suhteessa kaarevuussäteeseen (r) on pieni. Standardin SFS-EN 1993-1-6:2007 mukaan suositeltava minimiraja-arvo $(r/t)_{\min}$ on 25. Myös levyä voidaan käsitellä yksinkertaisena kuorirakenteen erikoistapauksena, jolla ei ole kaarevuutta, ja paksuuden suhde pituuteen tai leveyteen on pieni. Levyt voidaan jaotella paksuuden ja pituuden tai kaarevuuden mukaan. Paksuilla levyillä suhde r/t on välillä 8–10, ohuilla levyillä suhde r/t on tyypillisesti 10–80 ja kalvoilla suhde r/t on yli 80. Paksuilla levyillä jännitys jakauma ei ole tasainen vaan se on jakautunut epälineaarisesti paksuuden yli. Ohuet levyt jaetaan lisäksi jäykkiin sekä joustaviin levyihin niiden maksimaalisen muodonmuutoksen ja levyn paksuuden suhteen (w/t). Raja-arvot voivat hieman vaihdella käytetyn analyysin tarkkuuden mukaan, mutta tässä karkeasti arvioituna jäykälle levyille käytetään suhdetta $w/t \leq 0,2$ ja joustavalle levyille suhdetta $w/t \geq 0,3$. Jäykässä levyssä ei oikeastaan tapahdu keskipinnan muodonmuutoksia kuormituksen takia, mutta joustavassa levyssä keskipinta venyy, kun kappaleen muodonmuutokset ylittävät tietyn rajan. (Ventsel & Krauthammer 2001.)

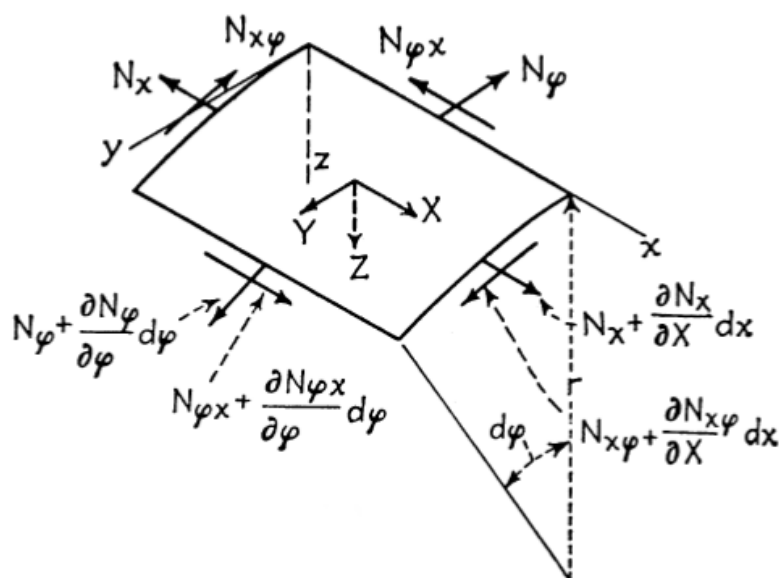
Kuorirakenteiden matemaattinen teoria ei ole muuttunut aikojen saatossa kovinkaan paljon, vaan lineaarinen pienen siirtymän kimmoteoria pohjautuu yhä laajasti Kirchoffin laattateorian oletuksiin homogeeniselle, isotrooppiselle ja ohuelle levyille. Tällöin oletetaan, että

- Kuormituksesta aiheutuvat taipumat ovat pieniä verrattuna kuoren paksuuteen.
- Keskitasoon ei muodostu taivutusjännityksiä, pinnan pisteet keskitason normaalilla säilyvät taivutuksessa edelleen keskitason normaalilla – eli pinnan ja keskitason pisteet eivät liu’u toistensa suhteen.
- Keskitason normaalin suuntainen jännitys verrattuna muihin jännityksiin on häviävän pieni.

Näistä oletuksista saadaan, että keskitason normaalin suuntainen jännitys sekä paksuuden yli kulkeva leikkausjännitys voidaan jättää tarkastelun ulkopuolelle. Oletukset pätevät, jos leikkauskuormitus on tasaisesti jakautunut, ja kun edellä mainittu minimiraja-arvo täyttyy, sillä oletuksista aiheutuvien virheiden suuruus on verrannollinen suhteeseen t/r . Tulee kuitenkin huomioida, että paksuuden yli on olemassa leikkausvoimia, jotka vaikuttavat kuoren tasapainotilaan. Siitä huolimatta laattateorian ratkaisut muuttuvat kaksiulotteiseksi eli tasojännitystilaksi. Nämä lineaarisen approksimaation ratkaisut antavat rakenteelle yksiselitteisen ratkaisun eli tietyn tasapainotilan. Todellisuudessa

kuorirakenteella voi olla monta erilaista tasapainotilaa, joiden selvittämiseksi voidaan käyttää epälineaarisia analyysejä. (Ugural 1981; Ventsel & Krauthammer 2001.)

Yleinen kuoren lineaariteoria käsittää kuusi sisäistä voimaa ja neljä sisäistä momenttia, joista muodostuu viisi differentiaalista tasapainoyhtälöä. Yleinen kuoriteoria on kuitenkin erittäin hankala ratkaista ilman yksinkertaistuksia. Laskenta helpottuu, jos taivutus- ja vääntöjännitykset ovat pieniä kalvojäännityksiin nähden eli kyseessä on kalvotila, jolloin sekä taivutuksen että väännön aiheuttamat jännitykset ja leikkausvoimat paksuuden yli voidaan jättää huomioimatta. Tällöin jäljelle jäävät normaalivoimat sekä tason suuntaiset leikkausvoimat (kuva 4). (Ugural 1981; Timoshenko & Woinowsky-Krieger 1987; Ventsel & Krauthammer 2001.)



Kuva 4. Kalvotilan sisäiset voimat (Timoshenko & Woinowsky-Krieger 1987)

Jotta kalvotilan taivutus- ja vääntöjännitykset pysyvät pieninä, täytyy kuoren taivutusvastus olla erittäin pieni tai kuoren muodonmuutokset olla hyvin pieniä. Jos kuoren taivutusvastus oletetaan mitättömäksi, kuori on joustava ja vastustaa ulkoisia voimia vain vetojäännityksellä eli se ei kestä puristuskuormitusta. Pienillä muodonmuutoksilla kuorella on jokin äärellinen taivutusvastus, joten se kestävä puristusta tiettyyn kriittiseen pisteeseen asti. (Ugural 1981; Timoshenko & Woinowsky-Krieger 1987; Ventsel & Krauthammer 2001.)

Kalvotilaa käyttäessä tulee kuitenkin huomioida siihen liittyvät oletukset, kuten kuoren pinnan sileys ja jouhevat muutokset sekä reunaehtoien vaikutus että kuormien jakautuminen. Taivutuskuormitusta tulisi muutenkin välttää, sillä ohuiden kuorien taivutusvastus on pieni, jolloin pienikin taivuttava voima saa aikaan suuria jännityksiä sekä muodonmuutoksia.

Taivutustila, jossa taivutus- tai vääntöjännitys on kalvojännitysten luokkaa, voi kuitenkin ilmaantua esimerkiksi kiinnikkeiden tai tukien läheisyyteen ja säiliön päätyjen liitoksiin, jolloin kalvotilan ratkaisu tulee täydentää ottamalla taivutus huomioon. Tämä taivutusjännitys on toisaalta paikallinen ja vaimenee nopeasti Saint Venantin säännön mukaan. Taivutusmomentin vaikutus kuitenkin näkyy tuloksissa, jos kuori on lyhyt. Lyhyet kuoret myös vaativat molempien päiden kiinnitysten käsittelyä yhtä aikaa, kun pitkillä kuorilla päät voidaan käsitellä itsenäisesti. Kuoren materiaalin paksuus vaikuttaa myös taivutusjännityksiin. Mitä ohuempi kuori on, sitä nopeammin paikallinen taivutusjännitys vaimenee. On kuitenkin huomattava, että puristuskuormituksella paikallinen lommahdus tapahtuu hyvinkin pienillä jännityksillä kuoren pinnan epätarkkuuksien vuoksi, ja materiaalin paksuus on ainoa, joka vaikuttaa tähän kestävyYTEEN. (Ugural 1981; Timoshenko & Woinowsky-Krieger 1987; Ventsel & Krauthammer 2001.)

4.2 Kuoriteorian ja palkkiteorian erot

Palkkiteorian hypoteesit muodostavat laatta- ja kuoriteorian pohjan. Palkkiteorian hypoteesit perustuvat Bernoullin taivutusteoriaan. Oletuksena on, että palkin pinnan normaalin poikileikkaustasot säilyvät tasona myös taivutuksen jälkeen, ja palkin poikittaiset normaalijännitykset ovat pieniä. Palkin neutraaliakselilla olevan tason pituus ei myöskään muutu eli taivutuksessa neutraaliakselille ei aiheudu pituussuuntaista normaalijännitystä. Lisäksi taivutuksesta aiheutuvien muodonmuutosten tulee pysyä pieninä suhteessa palkin muihin mittoihin. Edellisistä ehdoista nähdään, että ne ovat analogisia kuoriteorian kanssa. (Ugural 2010, Bažant & Cedolin 2010.)

Kun käytetään yksinkertaista kalvoteorian mukaista käsittelyä, sylinterimäisen kuoren yhtälöistä saadaan yhtenevät tasaisen kuormituksen palkkiteorian kanssa (Timoshenko & Woinowsky-Krieger 1987, s. 459). Koska tämän työn painotus on FE-analyysissä, geometrian klassiseen käsittelyyn ei käytetä tarkempia kuoriteorian mukaisia kaavoja, vaan approksimaatioon käytetään suoraviivaista palkkiteorian mukaista laskentaa, missä ei oteta huomioon leikkausvoimien aiheuttamia muodonmuutoksia, vaan taivutuksesta aiheutuvan muutoksen oletetaan dominoivan.

4.3 Mallin käsittely käsinlaskennassa

Koska geometrisesti epämääräisen muotoiseen rakenteeseen on hankala löytää yksiselitteistä ratkaisua, rakenne yksinkertaistetaan pyörähdyssymmetriseksi suoran ympyrälieriön muotoiseksi säiliöksi, jossa on tasaiset päätylaipat, ja joka on yli puoliksi täynnä vettä. Approksimoidaan veden paino puolikkaan säiliön ja tasaisen osuuden summana. Nämä approksimaatiot eivät ole kovin kaukana todellisesta tilanteesta, sillä rakenteen korkeus on

melkein sama kuin sen halkaisija, kuten päämittakuvasta (kuva 3, s. 6) nähdään. Tällöin lieriön keskipinnan säde (R_k) on 2098 mm ja kylkiviivan pituus (L) 3290 mm. Näin säteen suhde materiaalin paksuuteen on 524 eli suurempi kuin 25. Käsin laskemalla arvioidaan vain rakenteen kestävyuden, lommahduskuormituksen ja muodonmuutosten likimääräiset arvot, jotka toimivat vertailuarvoina FE-analyysin tuloksille.

Lisäksi yksinkertaistuksen vuoksi tukirakenteita tai jäykisteitä ei alustavassa käsinlaskennassa huomioida, sillä niiden vaikutus aiheuttaa laskentaan epäjatkuvuuskohtia, joiden käsittelyyn vaikuttaa jäykisteiden oma jäykkyys. Tämä yksinkertaistus voidaan tehdä, sillä ilman tukirakenteita saadut arvot ovat staattisessa tarkastelussa konservatiivisella puolella. Rengasjäykisteitä voidaan kuitenkin tarkistella erillisenä kokonaisuutena kuorirakenteesta, jos niiden etäisyys toisistaan on standardin SFS-EN 1993-1-6:2007 mukaan enemmän kuin $1,5 \times \sqrt{rt}$. Kuoreissa olevien aukkojen vaikutusta ei tarvitse huomioida, jos aukon suurin mitta on alle $0,5 \times \sqrt{rt}$ (SFS-EN 1993-1-6:2007). Tässä se tarkoittaa noin 45 mm:n kokoista aukkoa, jolloin tätä suuremmat aukot jätetään malliin mukaan.

4.4 Mitoituksessa käytetyt arvot

Rakenteen kuormien mitoitusarvojen laskemiseen käytetään standardien mukaisia osavarmuuslukuja sekä mahdollisia yhdistelykertoimia, jotka koskevat normaalia käyttötilannetta. Seuraamusluokaksi oletetaan standardin SFS-EN 1993-4-2:2007 mukaan CC1, koska kyseessä oleva rakenne on oikeastaan vesisäiliö. Rakenteen pettämisestä ei myöskään seuraa suuria henkilövahinkoja tai taloudellisia menetyksiä, koska yhden suodattimen vaurioituminen ei vielä aiheuta seisakkia. Nestekuorman suositeltu osavarmuusluku (γ_F) staattisella kuormituksella on standardin SFS-EN 1993-4-2:2007 (s.19) mukaan 1,35. Koska voidaan aina käyttää tiukemman luokan vaatimuksia, kuormien yhdistelyssä käytetään standardin SFS-EN 1990:2006 mukaista mitoituskuormaa, kun vaurioituminen tapahtuu rakenteen lujuuden pettämisestä eikä geoteknisiä kuormia ole eli käytetään sarjaa B (s. 116 kaava 6.10b). Tällöin edellisen standardin mukaan pysyvien kuormien, eli oman painon, kertoimen kansallisen liitteen mukaan luotettavuusluokassa RC2 on 1,15 ja määräävän muuttuvan kuorman, eli nesteen, painon kertoimen on 1,5. Koska rakenteeseen ei vaikuta tuulitai lumikuormaa, muita muuttuvia kuormia ei ole. Näin kuormitustapaukseksi saadaan kaava 1.

$$LC = 1,15 * G_k + 1,5 * Q_k \quad (1)$$

Tässä kaavassa G_k on pysyvä kuorma eli oma paino ja Q_k on muuttuva kuorma eli hyötykuorma. Kuorirakenteen massa syöttöputkineen ja massaränneineen on käytetyn 3D-suunnitteluhjelman avulla arvioituna noin 4200 kg, kun teräksen tiheydeksi on asetettu

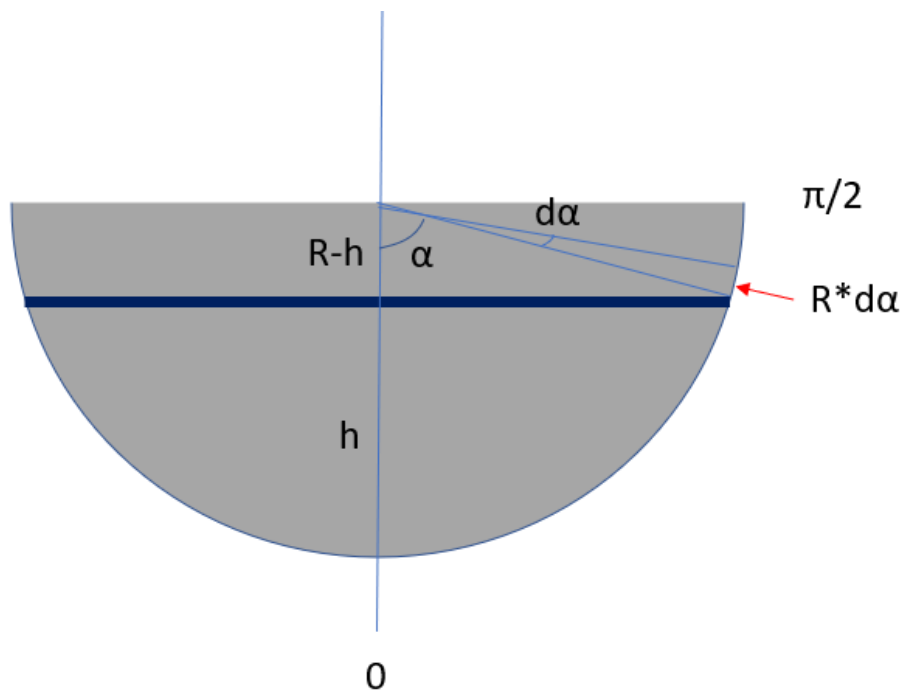
7800 kg/m³ ja materiaalin paksuus on 4 mm. Tämä massa vastaa suodattimen asennuksen aikaista omamassaa eli siitä puuttuvat pesulaitteistot, suodatinkiekot, laakerit ja muut erilliset osat. Käytetyn materiaalin myötölujuutena käytetään arvoa 240 MPa ja murtolujuutena arvoa 530 MPa (SFS EN 10088-4:2009).

Veden massa saadaan arvioitua veden pinnan korkeuden avulla. Tällöin muodostetaan lauseke veden differentiaaliselle pinta-alalle, ja summattu pinta-ala kerrotaan säiliön pituudella, jolloin tuloksena saadaan veden tilavuus. Veden tilavuus kerrotaan vielä veden tiheydellä, jolloin saadaan säiliössä olevan veden massa. Kuvassa 5 on havainnollistettu veden pinnan korkeutta (h) säiliön pohjasta. Tällöin säiliön keskipisteen ja veden pinnan välille muodostuu kulma (α). Pieni veden pinnan muutos aiheuttaa pienen kulmamutoksen ($d\alpha$), ja näiden avulla saadaan pinta-alan muutos. Tarkastellaan vain neljäsosa kuorisektoria välillä 0 ja $\pi/2$ (kuva 5), sillä veden päätypinta-ala on symmetrian takia kaksinkertainen. Tällöin veden pinnan vaakasuora etäisyys (l) pysty akselilta säiliön seinämään on trigonometrian avulla (kaava 2) lausuttuna

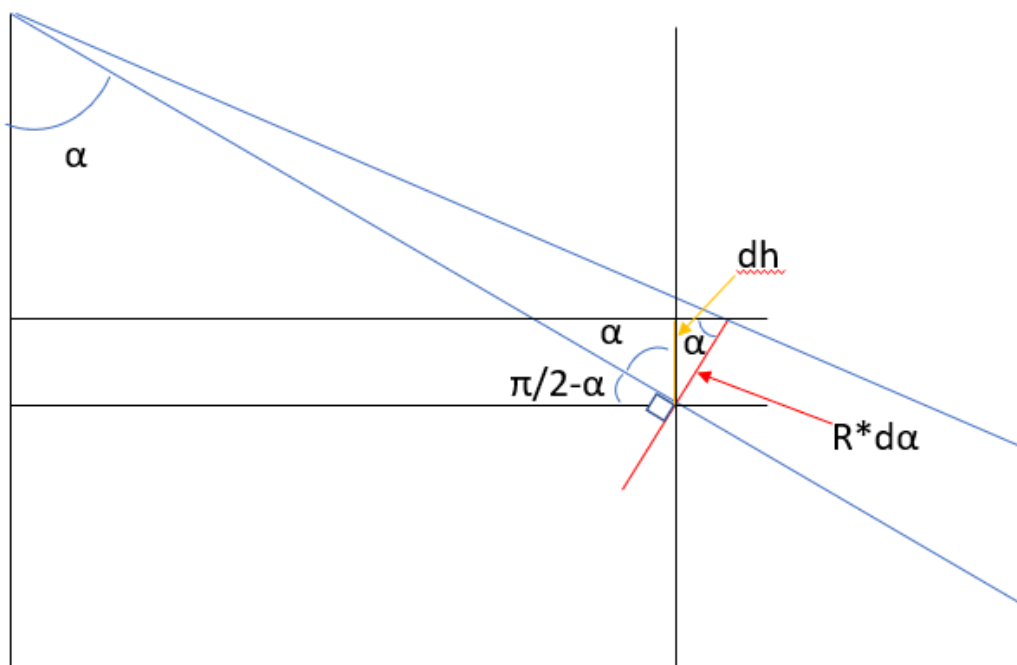
$$l = R \sin \alpha \quad (2)$$

Kaavassa R on säiliön sisäpinnan kaarevuussäde ja α on veden pinnan ja keskipisteen välinen kulma radiaaneina. Jotta pinta-aladifferentiaali saadaan muodostettua, tarvitaan vielä korkeuden muutos (dh). Tähän lausekkeeseen päästään, kun ympyrästä tiedetään sen kaaren pituuden olevan kulman, radiaania, ja säteen tulo. Kun kulman muutos on infinitesimaalinen, ympyrän kaarevuutta ei tässä mittakaavassa erota, joten sitä voi käsitellä riittäväällä tarkkuudella suorana. Kuvassa 6 on käytetty hyväksi mustien viivojen ortogonaalisuutta, ristikulmia sekä säteen tangenttia, jolloin huomataan, että korkeuskolmion yksi kulma on sama kuin kulma α . Näin korkeuden muutos (dh) saadaan ilmaistua kulman avulla (kaava 3)

$$dh = R \sin \alpha \, d\alpha \quad (3)$$



Kuva 5. Veden pinta-aladifferentiaalin johtaminen



Kuva 6. Pinta-aladifferentiaalin korkeuden määrittäminen

Kun tiedetään kuvien 5 ja 6 avulla sekä korkeus että pituus, pystytään laskemaan pinta-aladifferentiaali, joka saadaan pituuden ja korkeuden muutoksen tulona (kaava 4)

$$dA = R \sin \alpha * R \sin \alpha d\alpha = R^2 \sin^2 \alpha d\alpha \quad (4)$$

Koko pinta-ala saadaan tällöin integroimalla lauseke 4 suljetulla välillä $[0, \alpha]$ ja kertomalla tulos kahdella. Lausekkeen 4 sinimuotoisen yhtälön yleinen ratkaisu (kaava 5) on (Råde & Westergren 2008, s. 167)

$$\int \sin^2 ax dx = \frac{x}{2} - \frac{\sin 2ax}{4a} \quad (5)$$

Koska tässä tapauksessa säiliö on puolilleen vettä, h on R ja tällöin kulma α on $\pi/2$. Sijoitetaan kaavaan 5 integraalin päätepisteet muuttujan x paikalle sekä integraalivakiot $2, R$ ja $a = 1$, jolloin saadaan kaava 6

$$2R^2 \left[\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\sin \pi}{4} \right) - \left(0 - \frac{\sin 0}{4} \right) \right] = 2R^2 \frac{\pi}{4} = \frac{\pi R^2}{2} \quad (6)$$

Kaavan 6 antama tulos pätee tunnettuun ympyrän pinta-alan kaavaan. Kaavaan 6 lisätään akselin keskipisteen ylittävän vesimäärän pinta-ala eli ylittävän osuuden korkeus kertaa säiliön sisähalkaisija. Mittakuvista nähdään, että ylittävän vesimäärän korkeus (h_v) on noin 650 mm. Kun tämä summa kerrotaan vielä säiliön pituudella ja veden tiheydellä (kaava 7), saadaan veden massa.

$$\left(\frac{\pi R^2}{2} + h_v * 2R \right) * L * \rho_{h_2o} =$$

$$\left(\frac{\pi * (2,096m)^2}{2} + 0,65m * 2 * 2,096m \right) * 3,29m * 1000 \frac{kg}{m^3} \approx 27\,190\,kg \quad (7)$$

Sijoitetaan kaavan 7 tulos kaavaan 1, jolloin saadaan kuormitustapaus, kun $g = 9,81 \frac{m}{s^2}$

$$LC = 1,15 * g * 4200\,kg + 1,5 * g * 27\,190\,kg \approx 381\,469\,N = 447,5\,kN$$

Koska kuormitus on tasainen ja kiinnitys oletettu symmetriseksi, ulkoiset tukivoimat sylinterin molemmissa päissä ovat tällöin puolet kuormitustapauksesta.

Lämpötilojen eroista aiheutuva kuormitus on vähäinen, eikä lämpötila ole lähelläkään materiaalin virumislämpötilaa tai päästöaurautta (teräksillä yli $350\,^{\circ}C$), joten lämpötilan vaikutuksien tarkastelu voidaan jättää työn ulkopuolelle. Lämpötila vaikuttaa lähinnä säiliön lämpölaajenemiseen, ja koska lämpölaajenemista ei ole kiinnityksellä estetty, materiaaliin ei aiheudu tästä jännityksiä.

Kimmokerroin (E) sekä suppeumaluku (ν) saadaan ruostumattomille teräksille standardista SFS-EN 1993-1-4:2006. Kimmokertoimena käytetään tällöin arvoa 200 GPa ja suppeumalukuna arvoa 0,3. Reunaehdot valitaan käsinlaskuihin siten, että ne vastaisivat todellista kiinnitystä mahdollisimman tarkasti (kuva 7).

Reunaehdon merkintä	Yksinkertainen termi	Sanallinen kuvaus	Kuorta vastaan kohtisuora siirtymä	Kylkiviivan suuntainen siirtymä	Kiertymä kehäviivan ympäri
BC1r	Jäykästi kiinnitetty	säteen suuntainen siirtymä estetty kylkiviivan suuntainen siirtymä estetty kiertymä estetty	$w = 0$	$u = 0$	$\beta_{\varphi} = 0$
BC1f	Nivelviivatuenta	säteen suuntainen siirtymä estetty kylkiviivan suuntainen siirtymä estetty kiertymä pääsee vapaasti tapahtumaan	$w = 0$	$u = 0$	$\beta_{\varphi} \neq 0$
BC2r	Johdetuenta	säteen suuntainen siirtymä estetty kylkiviivan suuntainen siirtymä pääsee vapaasti tapahtumaan kiertymä estetty	$w = 0$	$u \neq 0$	$\beta_{\varphi} = 0$
BC2f	Johteinen nivelviivatuenta	säteen suuntainen siirtymä estetty kylkiviivan suuntainen siirtymä pääsee vapaasti tapahtumaan kiertymä pääsee vapaasti tapahtumaan	$w = 0$	$u \neq 0$	$\beta_{\varphi} \neq 0$
BC3	Vapaa reuna	säteen suuntainen siirtymä pääsee vapaasti tapahtumaan kylkiviivan suuntainen siirtymä pääsee vapaasti tapahtumaan kiertymä pääsee vapaasti tapahtumaan	$w \neq 0$	$u \neq 0$	$\beta_{\varphi} \neq 0$

HUOM. Kehän suuntainen siirtymä v liittyy läheisesti pintaa vastaan kohtisuoraan siirtymään w , joten näiden kahden parametrin suhteen ei käytetä erillisiä reunaehdotuksia (ks. alakohtaa (4)), vaan siirtymälle v käytetään sarakkeen 4 arvoja.

Kuva 7. Kuoren reunaehdot (SFS-EN 1993-1-6:2007)

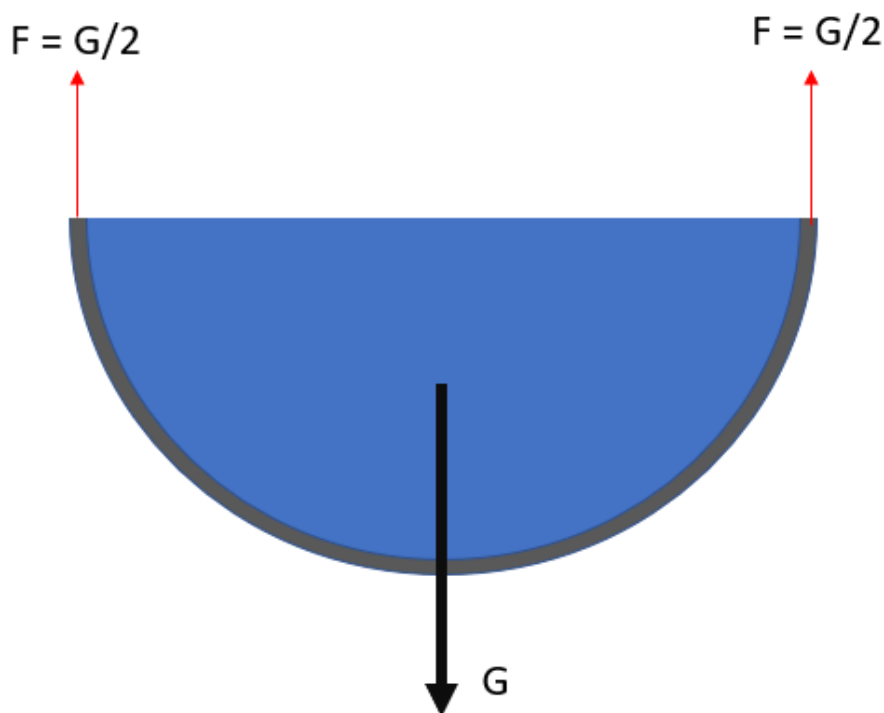
Kuvan 7 mukaan toinen pää olisi tällöin BC1f ja toinen BC2f, jolloin säteen suuntainen siirtymä on kiinnitysten kohdalla estetty, kiertymä on sallittu ja toisessa päässä kylkiviivan suuntainen siirtymä on sallittu ja toisessa estetty. Kiertymää ei ole estetty, jos kiinnitys ei ole esikiristetty, ja liitos on lyhyt. Kylkiviivan suuntainen tuenta oletetaan lähinnä stabilisovaksi, sillä muuten tapaus muuttuu staattisesti määräämättömäksi, ja laskenta vaikeutuu huomattavasti. Perustaa käsitellään jäykkänä eli sen kimmokerrointa ei huomioida eikä sitä näin ollen mallinneta.

4.5 Käytetyt analyysityypit ja kaavat

Merkinnöissä käytetään standardin SFS-EN 1993-1-6:2007 mukaisia merkintöjä. Seuraamusluokassa 1 rakenteelle riittää standardin mukaan kalvotilan tarkastelu, ja paikalliset taivutusjännitykset voidaan huomioida kertoimien avulla – myöskään vaihtoplastisoitumista tai

väsymisrajatilaa ei tarvitse tarkastella kyseisessä seuraamusluokassa (SFS-EN 1993-4-2:2007). Murtorajatila käsitellään ainoastaan FE-analyysissä, ja siinä riittää tarkastella plastista murtorajatilaa sekä lommahdusta mitoituskuormilla (SFS-EN 1993-1-6:2007). Plastinen murtorajatila voidaan arvioida käyttämällä kimmoteoriaa, jolloin plastinen rajatila on vain arvio eikä oikea arvo. Käyttörajatilassa tarkastellaan pelkästään taipumia todellisilla kuormilla.

Jännitysten laskennassa käytetään yksinkertaistettua tapausta, jossa tarkastellaan avo-naista osaa sylinteristä. Laskennassa käytetään palkkiteorian mukaisia oletuksia. Kehän suuntainen jännitys pystytään ratkaisemaan kuvan 8 mukaisesti tasapainotilan avulla.



Kuva 8. Kehän suuntaisen jännityksen määrittely

Tässä tapauksessa suurin voima, F , saavutetaan kuvaan 8 merkityissä kohdissa. Jännitys saadaan käyttämällä tunnettua normaalijännityksen kaavaa – eli tasapainotilan mukainen sisäinen voima jaetaan sitä vastaan kohtisuoralla poikkipinta-alalla. Näin kehän suuntaiseksi jännitykseksi (kaava 8) tulee

$$\sigma_{\theta} = \frac{LC}{2 * t * L} = \frac{447\,500\,N}{2 * 4\,mm * 3290\,mm} \approx 17,0 \frac{N}{mm^2} \quad (8)$$

eli noin 17 Mpa, kun kaavassa 8 on laskettu jännitys käyttäen koko kuormitustapausta. Jännitys on vetoa ja siten plusmerkkinen.

Taipumisesta aiheutuva normaalijännitys voidaan arvioida ajattelemalla vain altaan eli lie-riön alaosan taipumista. Tällöin suurimmat normaalijännitykset muodostuvat altaan ala- ja yläosiin neutraaliakselin pysyessä vapaana jännityksistä. Neutraaliakselin etäisyys (e_{z1}) puolikkaan ympyrän kaaren vapailta reunoilta mitattuna saadaan Tekniikan taulukkokirjasta (Valtanen 2007, s. 311) tapauksesta 19. Kaavan voi sieventää polynomien muistikaavojen avulla muotoon (kaava 9)

$$e_{z1} = \frac{4 * (R_u^3 - R^3)}{3 * \pi * (R_u^2 - R^2)} \quad (9)$$

Tässä kaavassa R_u on ulkopinnan kaarevuussäde ja R on sisäpinnan kaarevuussäde. Si-joitetaan kaavaan 9 suodattimen altaan mitat, jolloin neutraaliakselin etäisyydeksi saadaan

$$e_{z1} = \frac{4 * ((2100mm)^3 - (2096mm)^3)}{3 * \pi * ((2100mm)^2 - (2096mm)^2)} \approx 1335,6 \text{ mm}$$

Puolikkaan ympyräkaaren neliömomentti löytyy myös Tekniikan taulukkokirjasta (Valtanen 2007, s. 311), kun suhde t/R_u on pieni eli tässä alle 1/25. Koska ehto täyttyy, profiilin neliö-momentiksi saadaan (kaava 10)

$$I_y \approx 0,3 * t * R_k^3 = 0,3 * 4 \text{ mm} * (2098 \text{ mm})^3 \approx 11\,081 * 10^6 \text{ mm}^4 \quad (10)$$

missä R_k on keskipinnan kaarevuussäde ja t materiaalin paksuus.

Nyt taivutuksesta aiheutuva puristusjännitys altaan vapaisiin reunoihin lasketaan kaavalla 11 (Timoshenko 1948)

$$\sigma_x = \frac{M_{max} * e_{z1}}{I_y} \quad (11)$$

jossa M_{max} on leikkausjännityksistä muodostuva suurin taivutusmomentti. Koska kuorma on jakautunut tasaisesti, leikkausvoimakuvaaja ja siten momenttikuvaaja ovat symmetriset. Leikkausvoima (kaava 12) etäisyydellä x saadaan määriteltä yhtälöstä

$$Q(x) = \frac{LC}{2} - \frac{LC}{L} * x, \{x \in \mathbb{R} | 0 \leq x \leq L\} \quad (12)$$

jossa LC on suodattimen kuormitustapausta, L on kylkiviivan pituus ja x on pituuskoordinaatti kummasta tahansa tuesta katsottuna. Koska taivutusmomentti saadaan integroimalla leik-kausvoiman yhtälö (Timoshenko 1948), taivutusmomentin yhtälöksi (kaava 13) saadaan

$$\int_0^x dM = \int_0^x Q(x) dx = \int_0^x \frac{LC}{2} - \frac{LC}{L} * x dx = \frac{LC * x}{2} \left(1 - \frac{x}{L}\right) \quad (13)$$

Kun kaavaan 13 sijoitetaan kuormitustapaus, kylkiviivan pituus sekä pituuskoordinaatti, jossa taivutusmomentti saavuttaa maksimiarvonsa, saadaan maksimitaivutusmomentti. Taivutusmomentin maksimiarvoa vastaava pituuskoordinaatti saadaan yhtälöstä 12, kun funktio saa arvon 0. Tällöin x saa arvon L/2. Sijoitetaan pituuskoordinaatti yhtälöön 13, jolloin maksimimomentiksi saadaan kaavan 13 mukaan

$$M_{max} = \frac{447\,500\,N * 3,29\,m}{8} \approx 184,1\,kNm$$

Sijoitetaan saatu taivutusjännityksen maksimiarvo kaavaan 11, jolloin saadaan laskettua puristusjännitys suodattimen altaan yläosassa

$$\sigma_x = \frac{184,1 * 10^6\,Nmm * 1335,6\,mm}{11\,081 * 10^6\,mm^4} \approx 22,2 \frac{N}{mm^2}$$

Koska tämä on puristusjännitys, se on miinusmerkkinen. Altaan alaosasta voitaisiin laskea vetojännitys samalla tavalla, mutta sen arvo on pienempi pienemmän neutraaliakselin etäisyyden takia, joten sitä ei tarvitse tässä tarkastella. Lasketaan saaduista jännityksistä vielä von Misesin vertailujännitys (kaava 14) (SFS-EN 1993-1-6:2007)

$$\begin{aligned} \sigma_{eq,Ed} &= \sqrt{\sigma_\theta^2 + \sigma_x^2 - \sigma_\theta * \sigma_x} \\ &= \sqrt{(17,0\,MPa)^2 + (22,2\,MPa)^2 + 17,0\,MPa * 22,2\,MPa} \approx 34,1\,MPa \end{aligned} \quad (14)$$

Näin vertailujännitykseksi saadaan noin 34 Mpa.

Rakenteeseen aiheutuvat taipumat voidaan laskea käyttämällä hyväksi levy- ja palkkiteorian ominaisuutta, jossa taipumaviiva ratkaistaan momenttiyhtälön ja reunaehtojen avulla. Taipumia tarkastellessa käytetään kuormitustapausta ilman osavarmuuskertoimia. Siirtymäkäyrän ja taivutusmomentin välillä on yhteys (Timoshenko & Woinowsky-Krieger 1987), josta on mahdollista ratkaista kuoren pintaa vastaan kohtisuora siirtymä (w) (kaava 15). Tämä yhtälö on muotoa

$$-EI \frac{d^2w}{dx^2} = M(x) \quad (15)$$

Kun yhtälöön 15 sijoitetaan aiemmin muodostettu funktio taivutusmomentille, ja yhtälön molemmat puolet kerrotaan tekijällä dx ja integroidaan (kaava 16), saadaan

$$-EI \frac{dw}{dx} = \frac{LC * x^2}{12} \left(3 - \frac{2x}{L}\right) + C \quad (16)$$

C on integraalivakio, joka voidaan ratkaista reunaehtojen avulla. Koska tarkasteltavassa kiinnityksessä kiertymät molemmissa päissä ovat sallitut, eli tuenta on nivelellinen, ei integraalivakiota pystytä vielä ratkaisemaan. Yhtälö 16 kerrotaan vielä tekijällä dx ja integroidaan uudestaan (kaava 17), jolloin saadaan yhtälö

$$-EI * w(x) = \frac{LC * x^3}{12} - \frac{LC * x^4}{24L} + Cx + C_1 \quad (17)$$

Nyt integraalivakiot on mahdollista ratkaista, sillä reunaehdoista seuraa, että siirtymä kohtisuoraan kuoren pintaa vastaan on molemmissa päissä estetty. Eli kun $x = 0, w = 0$ ja kun $x = L, w = 0$. Yhtälö 17 toteuttaa ehdot, kun $C_1 = 0$ ja $C = \frac{LC * L^2}{24}$. Kirjoitetaan vielä siirtymän kaava viimeisteltyyn muotoon (kaava 18)

$$w(x) = \frac{LC * x}{24EI} \left(\frac{x^3}{L} - 2x^2 + L^2 \right) \quad (18)$$

Maksimisiirtymän pituuskoordinaatti x saadaan ratkaistua yhtälöstä 16, sillä tämä yhtälö antaa kiertymän radiaaneina. Kiertymän nollakohta on siirtymän maksimissa eli dw/dx saa arvon 0. Yhtälöstä ratkaistaan x-koordinaatti, joka tässä on L/2. Sijoitetaan saatu arvo yhtälöön 18, jolloin siirtymäksi saadaan

$$\begin{aligned} w_{max} &= \frac{308\,000\,N * \frac{1}{2}L}{24 * 200\,000\,MPa * 11\,081 * 10^6\,Nmm^4} \left(\frac{L^3}{8L} - \frac{2L^2}{4} + L^2 \right) \\ &= \frac{308\,000\,N * 0,5 * 3290\,mm}{24 * 200\,000\,MPa * 11\,081 * 10^6\,Nmm^4} \left(\frac{5}{8} * (3290\,mm)^2 \right) \approx 0,07\,mm \end{aligned}$$

Näin maksimisiirtymä ilmenee pituussuunnassa altaan keskikohtaan ja on noin 0,07 mm alaspäin.

Kriittinen jännitys paikalliselle lommahdukselle voidaan arvioida kaavasta 19 (Ugural 1981)

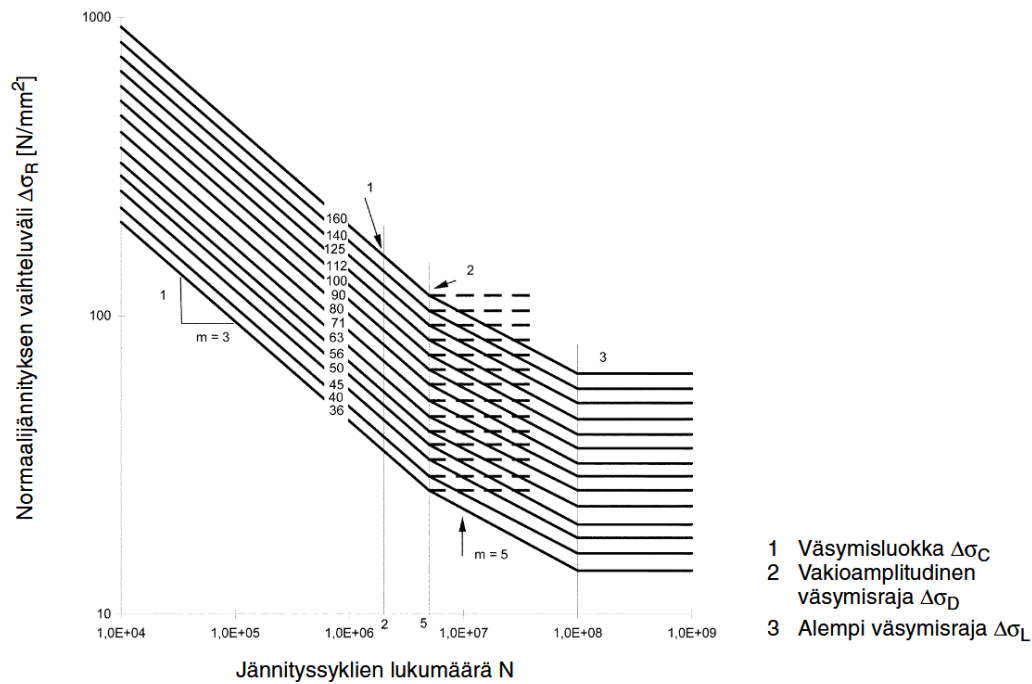
$$\sigma_{cr} = k * \frac{Et}{R_k} \quad (19)$$

Vakion k arvona käytetään usein lukua 0,25. Tällöin yhtälöstä 19 saadaan kriittiseksi jännitykseksi

$$\sigma_{cr} = 0,25 * \frac{200\,000\,MPa * 4\,mm}{2098\,mm} \approx 95\,MPa$$

Lopuksi tarkastellaan rakenteen väsymiskestävyyttä. Hyötykuorma eli vesi liikkuu kiekkojen mukana jonkin verran, joka aiheuttaa dynaamista kuormitusta. Koska todellinen jännitysvaihtelu tässä rakenteessa on lähes mahdoton laskea, väsymistä tarkastellaan eräänlaisen pahimman tapauksen mukaan. Tämä tapaus saisi alkunsa, jos koko vesikuorma lähtisi juuri

ja juuri pyörimään – eli veden ollessa lakipisteessä painovoima on yhtä suuri kuin tarvittava normaalikiikthyvyys. Koska tilanne on absurdi tarvittavan energian takia, arvioidaan alimman pisteen tukivoimaksi puolet oikeasta eli kaksinkertainen veden massa kertaa putoamiskiikthyvyys. Väsymistarkastelussa ei huomioida kuormituskertoimia, jolloin jännitysvaihtelu olisi pahimmillaan noin 40 MPa, kun von Mises ekvivalenttijännitys vaihtelee kuormittamattoman ja kuormitetun tilan välillä. Koska hitsissä on juurituki, ja hitsi on päittäishitsi, kuormitusta vastaava luokka olisi arviolta FAT 71 (kuva 9).



Kuva 9. Väsymislukat (SFS-EN 1993-1-9:2006)

Kuvasta 9 nähdään, että tällä väsymislukalla ($\Delta\sigma_C = 71$ MPa) vakioamplitudinen väsymisraja ($\Delta\sigma_D$) on noin 52,3 MPa ja alempi väsymisraja ($\Delta\sigma_L$) noin 38,9 MPa. Tässä väsymislukassa kestoikä sijoittuu kohdalle $m = 5$, jolloin kestoikä olisi suurempi kuin 10 miljoonaa kuormanvaihtoa tai sykliä – suunnilleen 11 miljoonaa sykliä (SFS-EN 1993-1-9:2006). Todellisuudessa jännitysvaihtelu ei tietenkään tule olemaan näin suuri, koska vesimassa liikkuu hyvin vähän, joten rakenteen väsyminen ei tule olemaan ongelma.

4.6 Klassisen laskennan tulokset

Muodonmuutoksen eli maksimisiirtymän ($w_{\max} = 0,07$ mm) suhde kuoren paksuuteen (t) on noin 0,02, joka täyttää pienen muodonmuutoksen oletuksen ($w/t < 0,2$), jolloin keskipinnassa ei tapahdu muodonmuutoksia. Vertailujännitykseksi altaan puolikkaan yläreunassa saatiin noin 34 MPa. On huomattava, että tulokset pätevät vain yksinkertaistettuun tapaukseen, ja käytetyt oletukset on tehty laskennan helpottamiseksi.

Tässä on tarkasteltu vain altaan jännityksiä ja taipumia. Päätyjen tapaus vaatisi laajemman käsittelyn, mikä olisi työlästä ja toisaalta työn kannalta epärelevanttia. Tämä työläs käsittely on seurausta lieriön kehän ja päätyjen välisestä epäjatkuvuudesta. Koska epäjatkuvuutta ei saa ilmetä, kehän ja päädyn muodonmuutosten tulee olla yhtenevät. Tästä seuraa, että liitoskohdassa aiheutuu taivutusta, sillä päädyn ja lieriön jännitykset kylkiviivan suunnassa eivät ole samat, jolloin myöskään venymät eivät ole yhtenevät. Ratkaisu voidaan saavuttaa, jos päätyjen oletetaan muuttavan muotoaan pallomaisesti. (Ugural 1981.) Lisäksi huuva on jätetty pois tarkastelusta, sillä sen kiinnitys on oletettu heikoksi eli rakenne ei toimisi jäyhyydellisesti yhtenä kokonaisuutena. Kuitenkin FE-analyyseissä koko rakennetta tarkastellaan yhtenä kappaleena.

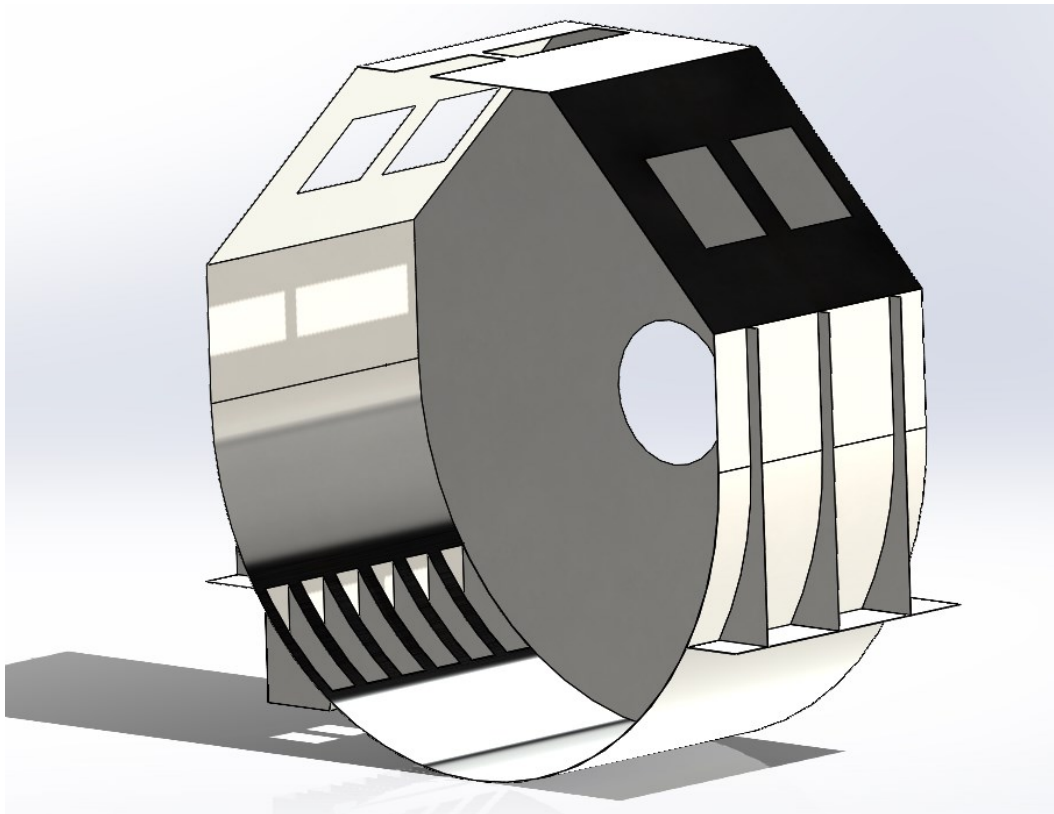
Kuoriyhtälöiden avulla voisi käyttää paremmin todellisuutta vastaavia oletuksia, mutta tämä ei kuitenkaan poista geometrian yksinkertaistamisen tarvetta. Tässä laskettujen tulosten tarkoitus oli vain antaa jonkinlaista suuntaa klassisen käsittelyn kautta.

5 FE-analyysi

5.1 Matemaattisen mallin luonti

Koska tarkan rakenteen jännitysten ja muodonmuutosten tarkastelu käsin on erittäin ongelmallista geometrian ja sekundaaristen jännitysten takia, ja prototyyppien rakentaminen sekä testaaminen kallista, apuun tulevat nykyaikaiset numeeriset elementtimenetelmäohjelmistot. Tässä työssä tehtävä FE-analyysi suoritetaan pääasiallisesti Siemens Simcenter FEMAP-ohjelmistolla. FEMAP on yksikötön, joten yksiköiden käytössä tulee olla tarkka – tässä analyysissä käytettiin yksiköinä mm, ton ja MPa eli N/mm^2 , jolloin esimerkiksi taajuuden yksikkö on oikea eli hertsi (Hz). FE-analyysin tarkoituksena on selvittää jännitykset, globaali maksimisiirtymä, kriittinen globaali lommahduskuorma sekä rakenteen ominaistuujuudet. Lopuksi pienimuotoisella herkkyysoanalyysillä tarkastellaan erilaisten reunaehtojen vaikutusta rakenteen jännityksiin.

Rakennetta analysoidaan tuomalla yksinkertaistettu ja tarpeettomista osista siivottu SolidWorks-malli FEMAP-ohjelmistoon. Yksinkertaisen mallin lähtökohtana on ollut alkuperäinen kokoonpanomalli, josta tehtiin yhtenäinen osa kokoonpanomallin kontaktihäiriöiden takia. Rakenteen poikkileikkauksesta (kuva 10) nähdään, että mallista on poistettu sekä pienet yksityiskohdat että rakenteen toimivuuteen vaikuttamattomat kappaleet – eli komponentit, jotka huonontaisivat verkotuksen laatua, mutta eivät juurikaan vaikuttaisi lopputuloksiin, kuten kaikki ruuvit, kannet ja putkistot. Malliin on jätetty isoimmat aukot, jäykisteet, massarännien ulkoiset osat sekä tukireuna.



Kuva 10. Yksinkertaistetun geometrian poikkileikkauskuva

SolidWorksin yksinkertaistetusta tilavuusmallista tehdään keskipinnan kuorimalli FEMAP-ohjelmiston työkalujen avulla. Tämä rakennettu pintamalli, yhdessä materiaaliparametrien, kuormituksen ja tuennan kanssa, toimii analyysin matemaattisena mallina, johon verkotus tehdään. Mahdolliset virheet, raot tai päällekkäisyydet, pinnoissa korjataan. Yhtenäinen geometria luodaan yhdistämällä pinnat toisiinsa, jolloin malliin ei jää ylimääräisiä vapaita reunoja. Kuorimalli on toimiva ratkaisu FEMAP-ohjelmistolla tässä rakenteessa, sillä ainepaksuus on pieni verrattuna rakenteen muihin mittoihin. Kuorimallin etuna on lisäksi tilavuusmallia nopeampi prosessointiaika, sillä kuorimallissa on huomattavasti vähemmän solmuja ja elementtejä kuin tilavuusmallissa.

Dassault Systemesin SolidWorks sisältää myös oman FE-analyysimahdollisuuden, joten ohjelmalla tehdään oma analyysinsä, jotta tuloksia voidaan vertailla eri ohjelmien kesken. SolidWorksin ratkaisija on tietenkin rajoitetumpi kuin nimenomaan lujuuslaskentaan tarkoitettu FEMAP-ohjelmisto. SolidWorks ei tarjoa kuormitusten tai tuennan monipuolista muokkausta, mutta ohjelman etuna ovat h- ja p-adaptiiviset verkotusmenetelmät tilavuusmalleille eli solideille. SolidWorksin p-adaptiivinen käyttää jopa 5. asteluvun p-elementtejä ja h-adaptiivinen menetelmä mahdollistaa elementtikoon pienentämisen sekä suurentamisen paikan mukaan, kun karkeuden lisääminen on sallittu. Kun h-elementin tarkkuutta lisätään kokoa pienentämällä, p-elementin tarkkuutta lisätään kasvattamalla sen astelukua suuremmaksi.

Koska menetelmä on adaptiivinen, ohjelma havaitsee lokaalit kohteet, joissa elementtien tarkkuutta tulee lisätä, ja muuttaa elementtien kokoa tai astelukua verkolle määritellyn tarkkuuden saavuttamiseksi. Kun tulokset konvergoituvat käyttäjän määrittelemän rajan alle tai iteraatioiden maksimimäärä saavutetaan, prosessi pysähtyy. (Kurowski 2017.)

Kolmantena ohjelmistona käytetään kokeiluvärsiota Altairin SIMSOLIDista, joka ei käytä analyysissään aivan perinteistä elementtimenetelmää (FEM). Kyseinen ohjelmisto on hyvin helppokäyttöinen, mutta toki esimerkiksi tuennan vapausasteiden muokkaaminen on tässä ohjelmistossa vielä suppeampaa kuin SolidWorksissä – ainakin kyseisessä kahden viikon ilmaisversiossa. Ohjelma on helppokäyttöisyytensä lisäksi erittäin nopea verrattuna perinteiseen elementtimenetelmään, sillä mallia ei tarvitse verkottaa. Nopeudesta ja helppoudesta on hyötyä etenkin silloin, kun rakenteessa halutaan nähdä erot erilaisten iteraatioiden välillä. Ohjelmiston etuna on sen liittyminen suoraan tietokoneavusteiseen suunnitteluohjelmaan, jolloin mallin saa helposti ladattua analyysiin. Ymmärrettävästi ohjelmiston helppokäyttöisyys ja epätavanomainen ratkaisutapa saattavat kuitenkin herättää kyseenalaisuuksia tulosten oikeellisuudesta.

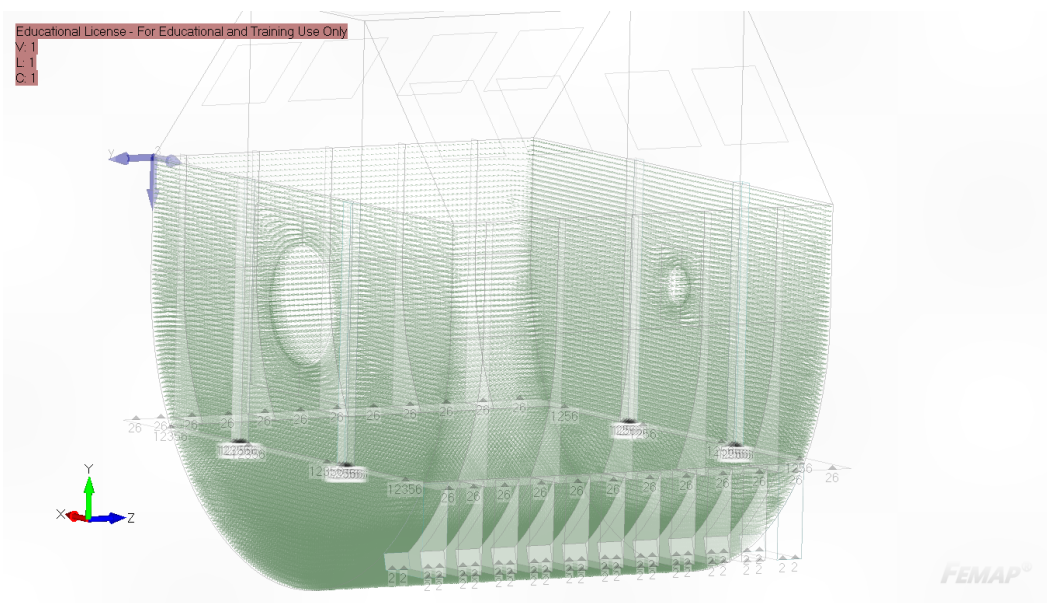
5.2 Materiaaliparametrit ja reunaehdot

Materiaaliparametrit on asetettu yhtäpitäviksi käsinlasketun mallin kanssa eli materiaalin tiheytenä on käytetty arvoa 7800 kg/m^3 , kimmomoduulina (E) arvoa 200 GPa ja suppeumalukuna arvoa 0,3. Kaikissa analyyseissä käytetään vauriokriteerinä von Mises vertailujännitystä, koska materiaali on sitkeä. Myötölujuudeksi on asetettu 240 MPa, vaikka myötölujuuden arvolla ei ole väliä lineaarisissa analyyseissä tai geometrisessa epälinearisessa analyysissä. Myötölujuutta tarvitaan lähinnä laskettaessa varmuuskerrointa. Siksi esimerkiksi SolidWorksissä materiaalina on käytetty materiaalikirjaston rakenneterästä, jolla on oikeat tarvittavat materiaaliparametrit. FEMAP tarvitsee materiaaliparametrien lisäksi tiedot kuorimallin paksuudesta, jotta ohjelmisto osaa laskea jännitykset oikein. Kaikkien pintojen paksuudeksi on asetettu 4 mm, vaikka päätyjäykisteet ovatkin paksumpaa materiaalia. Tilavuusmalleissa päätyjäykisteiden paksuus on sama kuin alkuperäisessä kokoonpanossa.

Tuennassa on otettava huomioon, mitä elementtejä käytetään. 2D-elementeissä tuennalle ja kuormitukselle on käytettävä viivoja tai pinta-aloja, sillä pistemäiset kuormat ja tuet muodostavat singulariteetin. 3D-elementeille käytetään pinta-aloja, jotta singulariteetteja ei muodostuisi (Kurowski 2017; Madier 2020). Tuennassa on yritetty ottaa huomioon rakenteen realistinen käyttäytyminen eli miten rakenne pääsee siirtymään, ja millaisia muodonmuutoksia voi tapahtua sitä kuormitettaessa. Realistisen tuennan lisäksi herkkyyksianalyyseissä on otettu kaksi ääripäätä mukaan, jotta nähdään, miten tuennan muutokset muuttavat tuloksia. Herkkyyksianalyysi on suoritettu FEMAP-ohjelmistolla.

SolidWorksissa tuenta on toteutettu niin, että rakenteen tukireunapinnan toiseen pätyyn tehtiin alue, joka asetettiin täysin jäykäksi. Toisessa päädyssä pinnan tuki muokattiin siten, että se kantaa pystysuuntaisten voimien lisäksi myös vaakasuuntaiset voimat – pituussuunnassa tämä pinta on vapaa. Kylkiviivojen suuntainen osa tukireunasta on asetettu rullatuelliseksi. Myös massarännien koko alapinta on asetettu rullatuelliseksi. Tuenta ei aivan vastaa todellisuutta, mutta todenmukaisemman tuennan luonti SolidWorksissa on hankalaa. Kuormitus on toteutettu SolidWorksissa painekuormana luomalla malliin vedenpinnan korkeudelle origo ja määrittämällä tuttu hydrostaattisen paineen yhtälö origosta mitatun pinnan korkeuden mukaan. Tässä vedenpinnaksi on valittu massarännien yläpää, sillä sen määrittäminen oli yksinkertaista sekä lähellä todellisuutta, ja näin kuormitus on konservatiivisella puolella. Suodattimen pinnat on jaettu tarvittaessa vedenpinnan tason korkeudelta, jotta vedenpaine on saatu kohdistumaan vain pintoihin, jotka ovat vedessä.

FEMAP-ohjelmassa tuenta (kuva 11) on kiinnitetty päätyjen pintoihin siten, että toisessa päädyssä ainoastaan kiertyminen pituusakselin suuntaan on sallittu. Toisessa päädyssä kiertyminen pituusakselin suuntaan ja translaatio kylkiviivan suunnassa on sallittu. Lisäksi tukireunapinnan kylkiviivan suuntaiset reunaviivat on tuettu niin, että vain pystysuora translaatio ja kiertyminen pituusakselin ympäri on kiinnitetty. Massarännien kylkiviivan suuntaisille reunoille on kiinnitetty vain pystysuora translaatio – kohtisuorat reunat ovat vapaita.



Kuva 11. FEMAP reunaehdot

Kuvassa 11 kiinnitetyt vapausasteet näkyvät numeroina. 1,2 ja 3 ovat translaatiot x-, y- ja z-akselin suunnassa. 4, 5 ja 6 ovat rotaatiot vastaavien akselien ympäri. Tässä vapausasteet on määritetty suhteessa globaaliin koordinaatistoon eli kuvassa vasemmassa alakulmassa näkyvään origoon. Toisessa päädyssä näkyvät numerot 12356 siis tarkoittavat, että

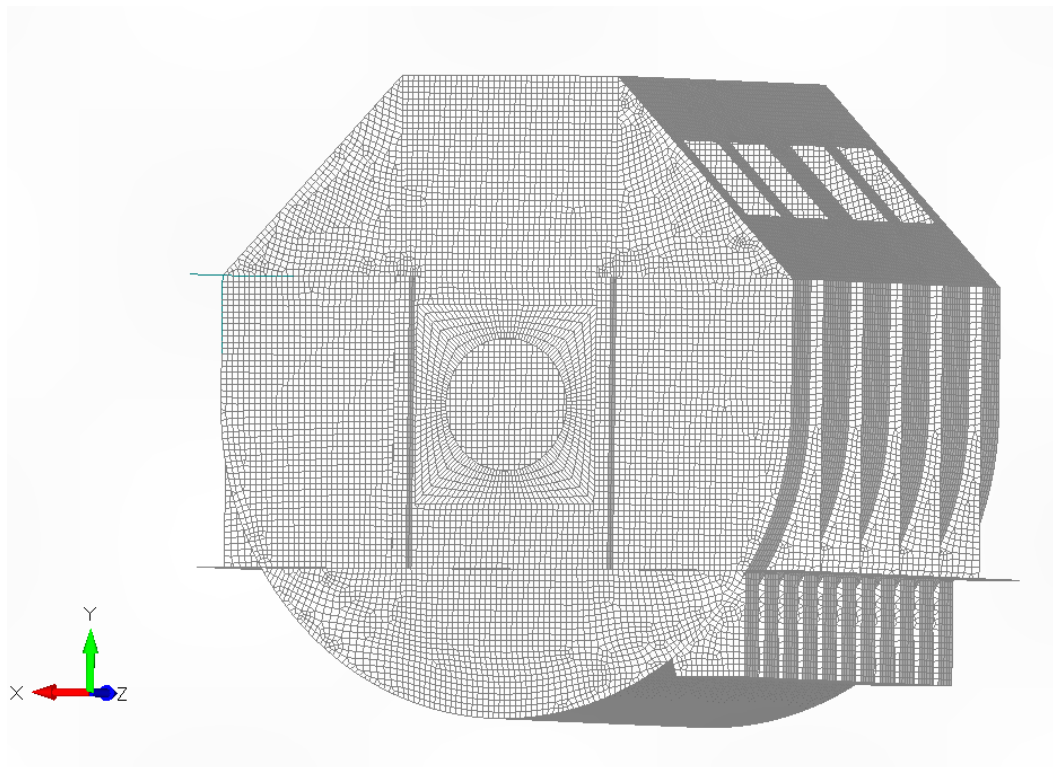
rotaatio x-akselin ympäri on sallittu. Toisessa päässä numerot 1256 taas merkitsevät, että translaatio z-akselin suuntaan ja rotaatio x-akselin ympäri on sallittu. Kylkiviivan suunnassa tukireunalla on numerot 2 ja 6 eli translaatio y-akselin suunnassa ja rotaatio z-akselin ympäri on estetty. Massaränneillä on vain numero 2 eli translaatio y-akselin suunnassa estetty.

Herkkyysanalyysissä kylkiviivan ja massarännien tuenta on säilytetty muuttumattomana, mutta päätyjen tuentaa on muutettu siten, että toisena ääripäänä on käytetty molemmissa täysin jäykkää tuentaa ja toisena ääripäänä mahdollisimman pientä määrää kiinnitettyjä vapausasteita, joilla malli vielä toimii ilman jäykän kappaleen liikettä (ns. kevyt kiinnitys). Kuoritus on luotu edelleen painefunktiona määrittämällä yhtälölle origo vedenpinnan korkeudelle. Tämä origo näkyy kuvassa 11 vasemmassa yläkulmassa sinisenä. Origo korkeus on määritetty samalle tasolle edellisen mallin kanssa. Tässäkin kuoripinta on tarvittaessa jaettu erillisiin osiin, jotta vedenpaine kohdistuu veden kanssa kosketuksissa oleviin pintoihin. Solmuihin kohdistuvat voimavektorit näkyvät kuvassa 11 vihreinä nuolina, joiden pituus kasvaa alaspäin mennessä.

SIMSOLIDissa molemmat päätypinnat tukireunasta on jäykästi kiinnitetty, ja kylkiviivan suuntainen tukireunan osuus on rullatuki yhdessä massarännien alapinnan kanssa. Veden aiheuttama painekuorma on simuloitu samalla tavalla kuin edellisissäkin tapauksissa kiinnittämällä painefunktio vedenpinnan korkeudella olevaan origoon. Vedenpinnan korkeus on asetettu yhteneväksi muiden mallien kanssa.

5.3 Matemaattisen mallin verkotus

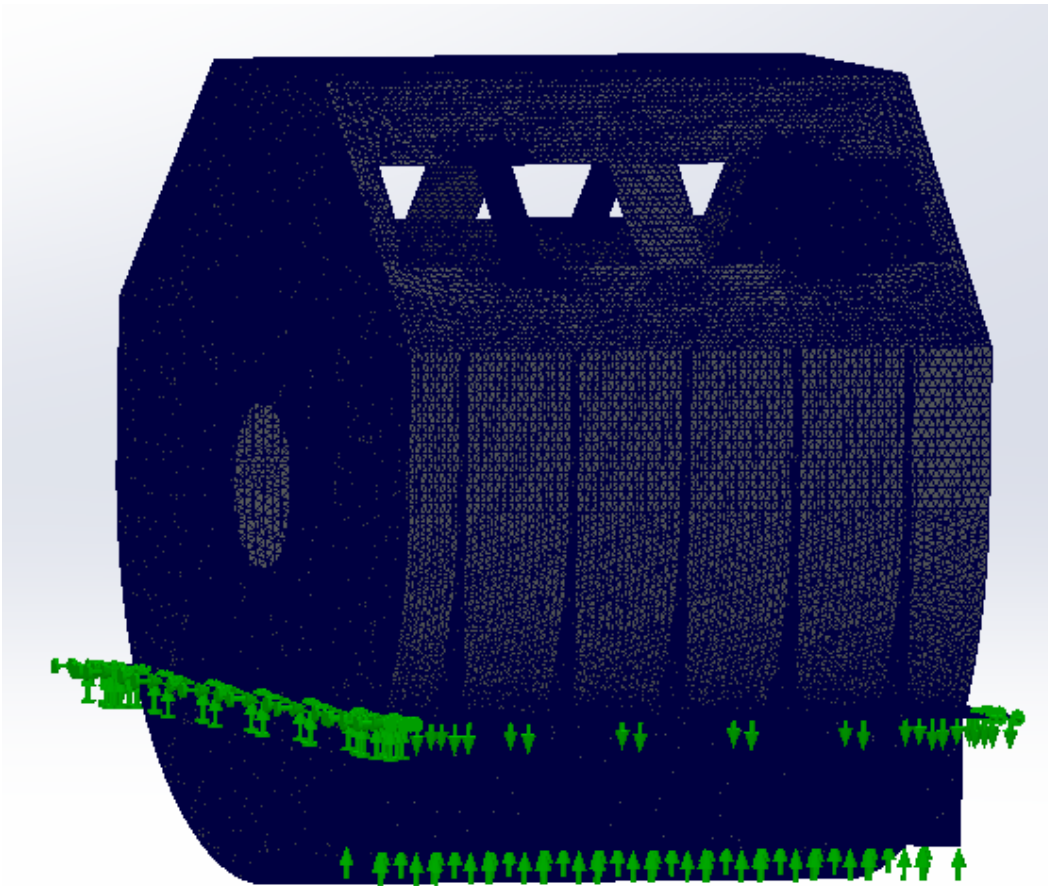
Matemaattinen malli on verkotettu FEMAP-ohjelmiston lineaarisilla nelikulmiollisilla (QUAD) elementeillä, joiden koko on asetettu alustavasti 40:een (kuva 12). Joissakin paikoissa verkon koko on asetettu 35:een, jotta virheellisistä elementeistä on päästy eroon. Lopuksi on tarkastettu ja yhdistetty elementtien vierekkäiset solmut, jotta pinta olisi yhtenäinen.



Kuva 12. FEMAP elementit

Kuten kuvasta 12 nähdään, pinnan geometriaa on pitänyt jakaa osiin esimerkiksi päädyn yläosassa, jotta elementit asettuisivat siististi. Verkotus on tehty läpi mallin mahdollisimman samantyyppisillä elementeillä eli käytössä on ollut max quad -asetus, jolla on yritetty minimoida jäykkien kolmiomallisten elementtien lukumäärä. Ympyrän muotoisiin aukkoihin on käytetty pad-toimintoa, jotta elementit mukailisivat aukon muotoa tarkasti. Verkotuksessa tapahtuneet elementtien liian suuret vääristymät tai virheet on löydetty FEMAP-ohjelmiston omalla tarkastustyökalulla, ja vialliset elementit on korjattu joko uudelleen verkottamalla tai manuaalisesti verkotustyökaluilla. Liiallista manuaalista muokkausta on kuitenkin pyritty välttämään, sillä uudelleen verkotettaessa nämä muutokset häviävät. Elementtejä oli lopullisessa versiossa 64 199 kappaletta. Näistä vain 419 oli kolmion muotoisia eli alle prosentti kaikista elementeistä. Viallisia elementtejä oli noin 5 %, jotka eivät läpäisseet FEMAP-ohjelmiston omaa check elements -työkalulla tehtyä tarkastusta.

SolidWorksissä verkotus (kuva 13) on tehty aluksi asettamalla elementeille pienin ja suurin koko sekä kasvusuhte. Lopullinen elementtien koko on tehty h-adaptiivisella menetelmällä, jossa on sallittu elementtikoon suurentaminen. H-adaptiiviselle on asetettu vain kolme iteraatiota, sillä elementtien ja vapausasteiden suuren lukumäärän takia prosessointi olisi muuten kestänyt liian kauan.



Kuva 13. SolidWorks elementtiverkko

SolidWorks ei anna valita elementtien muotoa, joten verkotus on tehty toisen asteen tetraedrin (TET) muotoisilla 3D-elementeillä, kuten kuvasta 13 on mahdollista havaita. Verkon laadun parantamiseksi mallissa on käytetty pienemmissä yksityiskohtissa elementtien koon säätelyä. Hyvä verkotustulos on saatu, kun elementtien kokoa on säädelty erikseen päädyn jäykisteissä, massaränneissä ja huuvan pienissä kohteissa. Elementtien kokovaihteluksi asetettiin 9–40 mm ja kasvusuhteeksi 1,4. Tällöin elementtien muotosuhde pysyi kohtuullisena, ja vain noin 5 % elementeistä ylitti muotosuhdeluvun 10. Elementtien lukumäärä oli alussa yli 400 000, ja koska nämä olivat toisen asteen elementtejä, vapausasteita oli lähes 2 miljoonaa.

5.4 Käytetyt analyysit

FEMAP-ohjelman analyysi aloitettiin ominaistajuusanalyysillä ilman kuormitusta. Tällä saatiin varmistettua myös mallin toimiminen ja ennustetun lainen käyttäytyminen. Ominais-
taajuuksista kiinnostuksen kohteena on lähinnä alin taajuus. Lisäksi ohjelmistolla suoritettiin lineaarinen staattinen analyysi sekä lineaarinen lommahdusanalyysi. Koska lineaarinen analyysi antoi suuren muodonmuutoksen verrattuna kuoren paksuuteen, ohjelmistolla

ajettiin myös geometrinen epälineaarinen staattinen analyysi (GNA). Epälinearisessa analyysissä käytettiin modifioitua Riksin metodia, joka on yleisesti käytetty. Herkkyysanalyysissä suoritettiin vain ominaistajuusanalyysi sekä lineaarinen staattinen analyysi.

SolidWorksillä analyysinä olivat ominaistajuus, lineaarinen staattinen sekä lineaarinen lommahduskuorma. Lineaarinen staattinen ajettiin sekä omilla elementtiverkon asetuksilla että h-adaptiivisella menetelmällä. SIMSOLIDilla ajettiin ominaistajuus ja lineaarinen staattinen analyysi. Lisäksi hieman muokatulla mallilla ajettiin geometrinen epälineaarinen analyysi, sillä lineaarisella mallilla muodonmuutokset olivat taas suuria kuoren paksuuteen nähden. Muokatussa mallissa päätyjen aukkojen ympärille on asetettu akselin kiinnityslaippoja kuvaava levy, jonka paksuus oli 8 mm. Tällä haluttiin kokeilla, miten materiaalin paksuntaminen vaikuttaisi tuloksiin. Koska SIMSOLIDin analyysi on hyvin nopea, oli kokeilu vaivatonta.

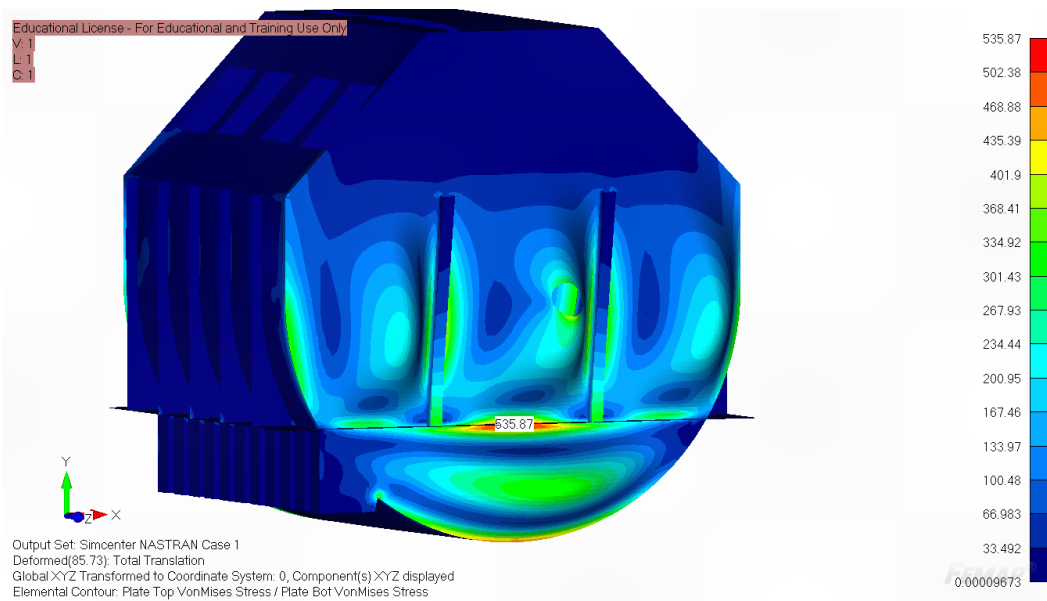
5.5 FE-analyysin tulokset

FE-analyysi on numeerinen diskreetti menetelmä, joten ohjelmien antamat tulokset ovat approksimaatioita, joille tulee hyväksyä jokin tietty virhemarginaali. Täysin tarkka tulos on lisäksi usein irrelevantti. FE-analyysin virhelähteitä ovat geometria, reunaehdot, verkotus ja jälkikäsitteily. Geometriasta on helppo poistaa liikaa piirteitä, jotka vaikuttavat lopputuloksiin. Geometria luo myös pohjan verkotukselle, ja siten virheet geometriassa kasautuvat. Yksi suuri virhelähde on reunaehdot, jotka ovat parhaimmillaankin hyviä arvauksia. Usein todellinen tulos sijaitsee reunaehto- ja ääripäiden välissä, minkä takia herkkyysanalyysi tehtiin. Verkotuksessa taas on mahdollista päästä hyvinkin virheettömiin elementteihin, mutta jos geometria ja reunaehdot ovat väärin asetettu, ei täydellisenkään elementtiverkko pienennä tulosten virheellisyyttä. (Kurowski 2017; Madier 2020.)

Matemaattiseen malliin on voinut jäädä pieniä mittavirheitä FEMAP-ohjelmassa, kun keskipintamalli on rakennettu, sillä pintoja piti jatkaa viereisiin pintoihin, jotta yhtenäinen pintamalli ilman rakoja saatiin luotua. Näin ollen jokaisen pinnan pituus tai leveys ei välttämättä vastaa täysin alkuperäistä 3D-mallia. 3D-mallissa itsessäänkin voi olla pieniä eroavaisuuksia joissakin mitoissa alkuperäiseen kokoonpanoon nähden. Kuitenkin nämä pienet mittavirheet ovat murto-osa koko rakenteen mitoista, ja täten ne eivät aiheuta ongelmaa. Kaikilta malleilta on tarkistettu massa, jonka arvosta voidaan päätellä, ettei malleihin ole tullut virheitä materiaalin tiheyden tai mallinnuksen kanssa.

5.5.1 FEMAP

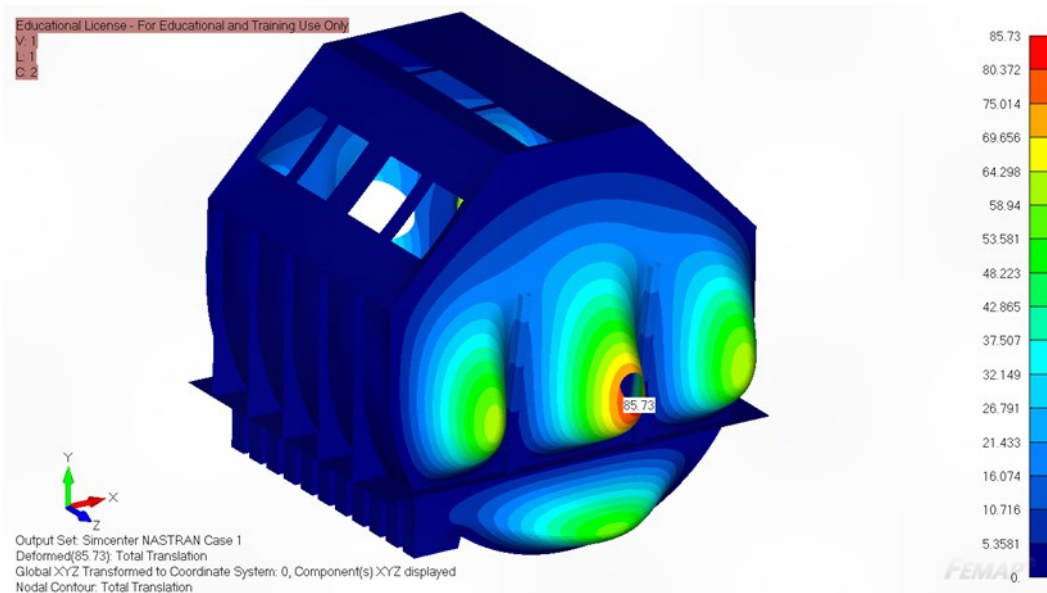
Kuten aiemmin on mainittu, FEMAP on yksikötön. Tämän työn tuloksissa jännitykset on ilmaistu megapascalissa (MPa) ja muodonmuutokset millimetreissä (mm). Kaikki ohjelmiston analyysit on suoritettu Simcenter Nastran -ratkaisijalla. Elementtien yhteenlaskettu massa mallissa on 2573 kg. Tulosten läpikäynti aloitetaan lineaarisen analyysin jännitysten (kuva 14) ja muodonmuutosten arvoilla. Seuraavaksi esitellään GNA:n tulokset jännitysten ja muodonmuutosten kautta. Alimman ominaistaajuuden muoto ja alimmat ominaistaajuudet käydään läpi. Lopuksi esitellään läpi herkkyysoanalyysin tuloksia sekä lommahduskuormia.



Kuva 14. FEMAP - lineaarinen, von Mises

Kuvasta 14 nähdään, että suurin jännityskonsentraatio muodostuu tukireunan ja päädyn yhtymäkohtaan. Jännitys jakauma näyttää suhteellisen tasaiselta, joten kyseessä ei välttämättä ole singulariteetti. Jännityskonsentraatiossa on suuria jännityksiä hyvin lokalisoituneella alueella, mutta jännitykset kuitenkin konvergoituvat toisin kuin singulariteetissa. Yksi syy tämän tapauksen konsentraatioon voi olla päädyn tuenta, joka ei käyttäydy elastisesti. Toinen suuri jännityskonsentraatio löytyy altaan ja päädyn välisestä kaaresta. Molemmissa paikoissa jännitys ylittää 500 MPa, joka on selvästi yli valitun materiaalin myötölujuuden, mikä aiheutuu tietenkin lineaarisesta materiaalmallista, jolloin jännityksiä ei rajoita mikään. Todellisuudessa materiaali alkaa plastisoitua saavutettuaan myötölujuuden. Koska rakenteet mitoitetaan kuitenkin myötölujuuden suhteen, lineaarinen analyysi usein riittää, kunhan myötölujuus ei ylitä suurilla alueilla. Kuvasta 14 nähdään lisäksi jännitysten nousevan päädyn alaosassa sekä aukon lähellä. Aukon lähistöllä jännitykset ovat noin 400 MPa, ja päädyn alaosassa yli 300 MPa. Nämäkin arvot ylittävät myötölujuuden. Ainoastaan

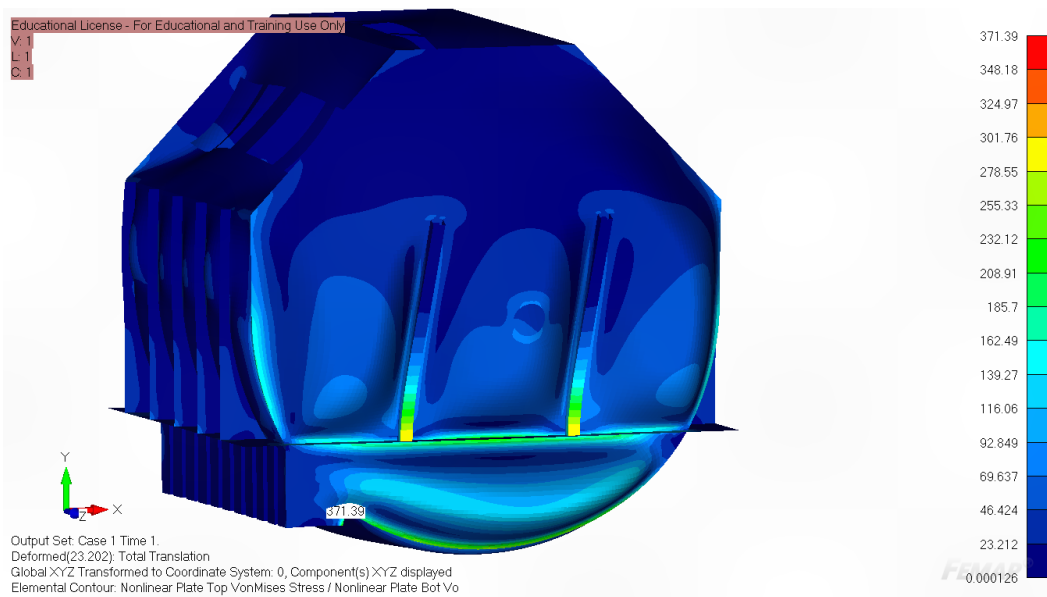
päätyjäykisteiden vieressä olevissa levyissä jännitykset jäävät suunnilleen myötölujuuden suuruisiksi. Kuvassa 15 on lineaarisen analyysin muodonmuutokset.



Kuva 15. FEMAP - lineaarinen, muodonmuutokset

Kuvasta 15 ilmenee, että muodonmuutosten suurin arvo saavutetaan akselin aukon kohdalla, ja sen lukuarvo on noin 86 mm. Muut suuret siirtymät muodostuvat suunnilleen samoihin paikkoihin suurten jännitysten kanssa eli päädyn alaosaan ja päätyjäykisteiden viereisiin levyihin. Alaosassa muodonmuutos on noin 60 mm ja päätylevyissä yli 60 mm. Kuvan muodonmuutoksia on tässä liioiteltu, jotta ne näkyisivät paremmin.

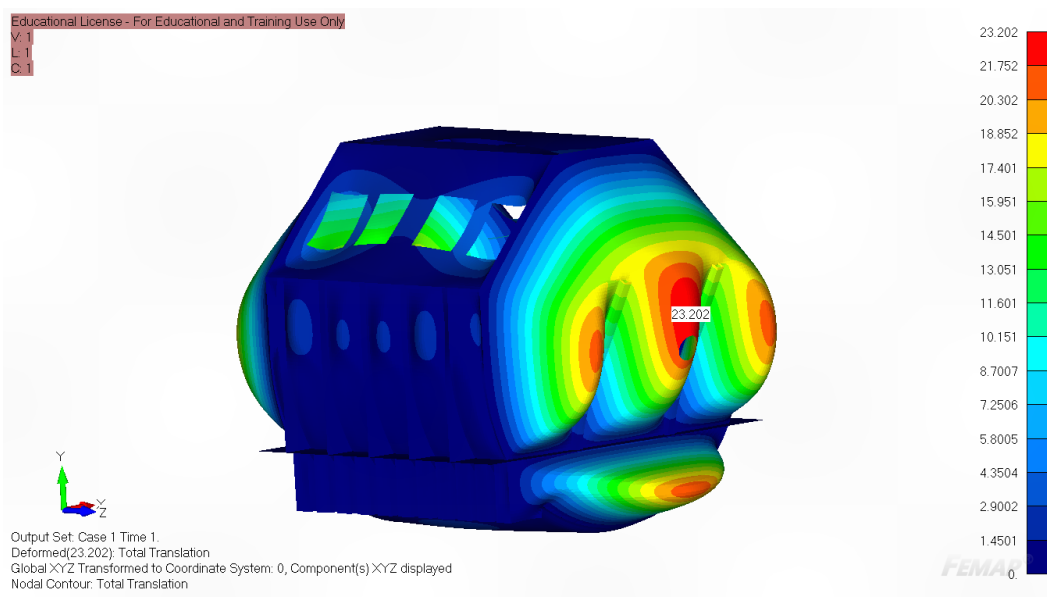
Muodonmuutoksen maksimiarvo on erittäin suuri verrattuna levyn paksuuteen, jolloin on perusteltua käyttää lineaarisen analyysin sijasta geometrista epälineaarista analyysiä (GNA), sillä lineaarisessa analyysissä oletuksena ovat pienet muodonmuutokset. Lineaarisessa analyysissä koko kuormitus vaikuttaa rakenteeseen kerralla eli rakenteen jäykkyyssmatriisia ei päivitetä. Tällöin lineaarisessa analyysissä ei oteta huomioon sitä, että muodonmuutosten tapahtuessa, levyn jäykkyyssmatriisi muuttuu, sillä kappaleeseen aiheutuu vetojännitystä. GNA lisää kuormitusta vähitellen ja päivittää jäykkyyssmatriisia kuormituksen lisäämisen jälkeen. Materiaalimalli GNA:ssa on kuitenkin yhä lineaarinen. Kuvassa 16 on geometrisen epälineaarisen analyysin jännitys jakauma.



Kuva 16. FEMAP - epälineaarinen, von Mises

Kuvan 16 jännitystapaus on saatu kuormituskertoimella 1 eli kun koko kuorma vaikuttaa rakenteeseen. Eri askeleiden kuormituskertoimia ja siirtymiä vertaamalla oli mahdollista nähdä, että stabiiliteetti säilyy loppuun asti. Nyt kuvasta 16 huomataan, että suurimmat jännitykset muodostuvat päätyjäykisteiden alaosaan, tukireunan ja päädyn yhtymäkohtaan sekä päädyn ja altaan väliseen kaareen. Nämä ovat lähes samat paikat kuin lineaarisessa analyysissä.

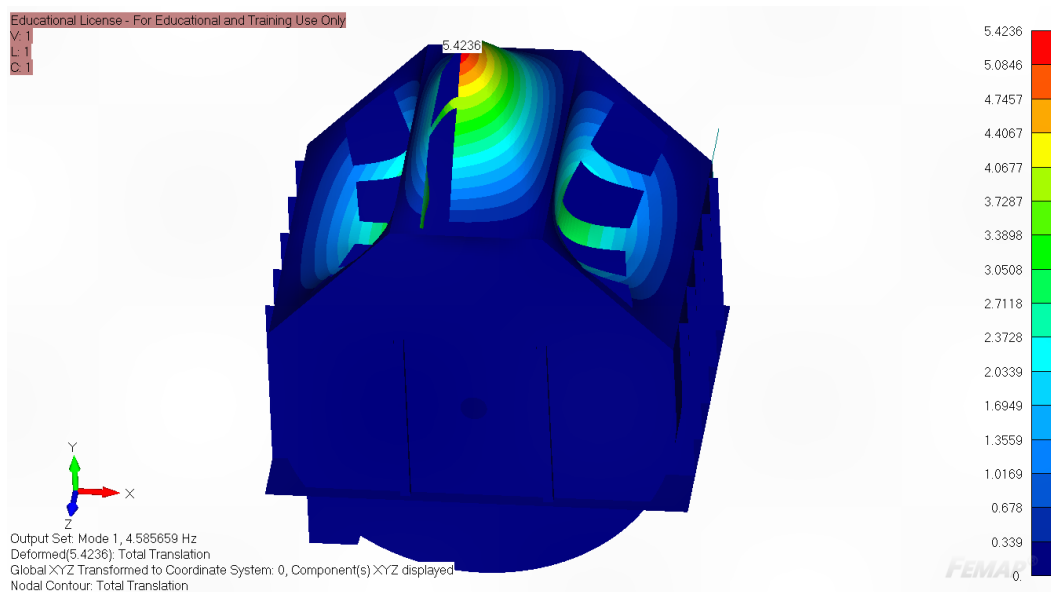
Suurin jännitys on kuvasta 16 katsottuna jossakin massarännin ja altaan yhtymäkohdassa, joskin se on hyvin paikallinen eli mitä luultavimmin terävän sisänurkan luoma singulariteetti. Päätyjäykisteet taipuvat, jolloin siitä aiheutuu suurin taivutusjännitys jäykisteiden kiinnitysten kohdalle. Tämä jännitys on suurimmillaan noin 300 MPa, joka menee yli valitun materiaalin myötölujuuden. Tukireunan ja päädyn yhtymäkohtaan näyttää muodostuvan noin 250 MPa jännitys – saman kaltainen jännitys muodostuu myös altaan ja päädyn kaareen. Nämäkin jännitykset ylittävät käytetyn materiaalin myötölujuuden. Päädyn alaosassa olevassa pullistumassa ja päätyjäykisteiden viereisissä levyissä jännitykset pysyvät alle 200 MPa:n. Jännitysten lisäksi kuvassa 17 on GNA:n muodonmuutokset.



Kuva 17. FEMAP - epälineaarinen muodonmuutos

Kuvan 17 tapauksessa muodonmuutokset on esitetty kuormituskertoimella 1 kuten edellisessäkin kuvassa. Muodonmuutosgraafikassa on edelleen käytetty liioittelua, jotta muutokset tulevat paremmin esiin. Geometrian käyttäytymisessä on selviä eroja lineaariseen tapaukseen nähden. Kun lineaarisessa lähinnä levyjen keskiosat pullistuvat, tässä lähes koko pääty pullistuu. Suurin muodonmuutos on yhä pienemmän aukon kohdalla, ja sen arvo on noin 23 mm. Päädyn alaosan ja päätyjäykisteiden viereisten levyjen muodonmuutokset ovat tätä hieman pienempiä, noin 20 mm. Nämä tulokset ovat edelleen hyvin suuria levyn paksuuteen verrattuna.

Ominaisaajuusanalyysistä saatu alin muoto on kuvassa 18.



Kuva 18. FEMAP - alin ominaistajuus

Kuvasta 18 ilmenee, että alin ominaistajuuden muoto muodostuu huuvaan. Tässäkin muodonmuutoksia on liioiteltu niiden selkeämmän näkymän takia. Taulukossa 2 on eritelty kuusi ensimmäistä alinta taajuutta.

Nro	1	2	3	4	5	6
Taajuus [Hz]	4,5857	5,9749	7,3480	7,3980	7,8618	7,9683

Taulukko 2. FEMAP – ominaistajuudet

Taulukosta 2 havaitaan, että rakenteen ominaistajuudet eivät ole lähelläkään käyttötaajuutta (0,025 Hz). Lähellä oleva laite voi kuitenkin aiheuttaa näillä taajuuksilla herätteitä. Usein kuitenkin alin ominaistajuus muodostaa suurimman amplitudin, joten korkeammat herätteet eivät ole välttämättä ongelma. Taulukon 2 taajuudet ovat lähinnä huuvaan tapahtuvia värähtelymuotoja. Taajuustulokset 3–6 ovat hyvin lähellä toisiaan ja hyvin samankaltaisia muodoiltaan. Tuloksesta 4 ylöspäin aaltomuotoja alkaa muodostua myös päätyjen yläosaan.

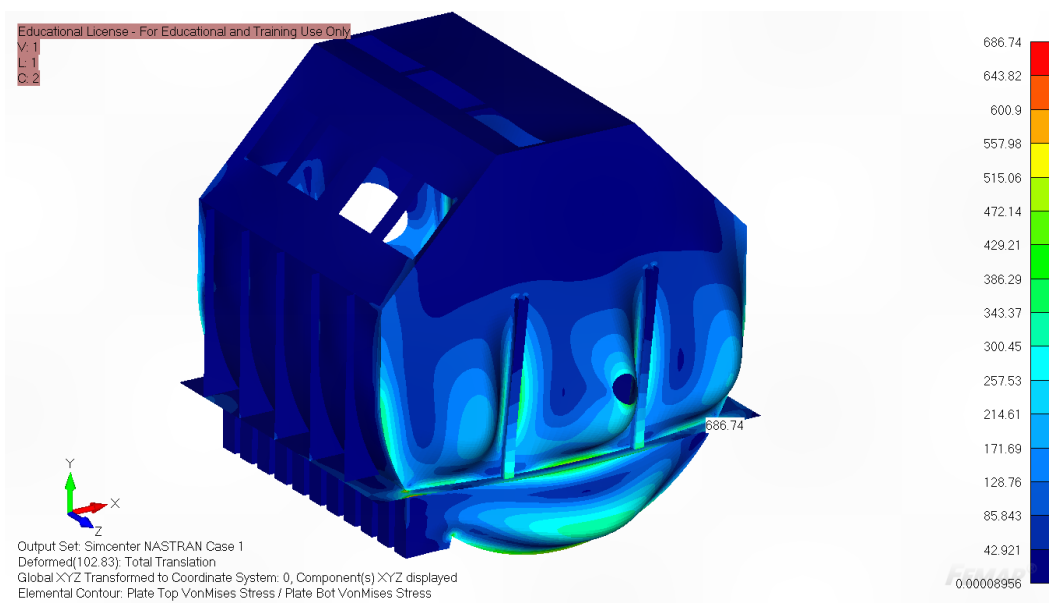
Herkkyysanalyysissä kaikilla tuentatapauksilla saatiin ominaistajuuksiksi käytännössä taulukon 2 mukaiset arvot – vasta 6. merkitsevä numero muuttui alkuperäisistä tuloksista. Erot ovat kuitenkin oikeaan suuntaan eli jäykemmällä tuennalla taajuus muuttui korkeammaksi kuin taulukon 2 tulokset ja suuremmilla vapausasteilla matalammaksi. Koska merkittäviä eroja tuentatapauksien välillä ei ollut, ei tapauskohtaisia tuloksia ole taulukoitu. Herkkyysanalyysistä voitiin myös havaita, että täysin jäykän tuennan ja realistisemman tuennan

välillä ei ollut suuria eroja jännityksissä ja niiden paikoissa eikä myöskään muodonmuutoksissa (taulukko 3).

Tuentatapaus	Jäykkä	Realistinen	Kevyt
Maksimijännitys [MPa]	536,74 (+0,16 %)	535,87	686,74 (+28,2 %)
Muodonmuutos [mm]	84,89 (-0,98 %)	85,73	102,83 (+19,9 %)

Taulukko 3. Herkkyysanalyysin tulokset

Kuitenkin vapausasteita lisäämällä maksimijännityksen paikka vaihtui (kuva 19) ja sen lukema kasvoi jonkin verran realistiseen tuentaan verrattuna. Myös muodonmuutos oli vapausasteita lisäämällä suurempi, kuten taulukosta 3 nähdään.



Kuva 19. FEMAP - herkkyysanalyysi, suuri vapausaste, von Mises

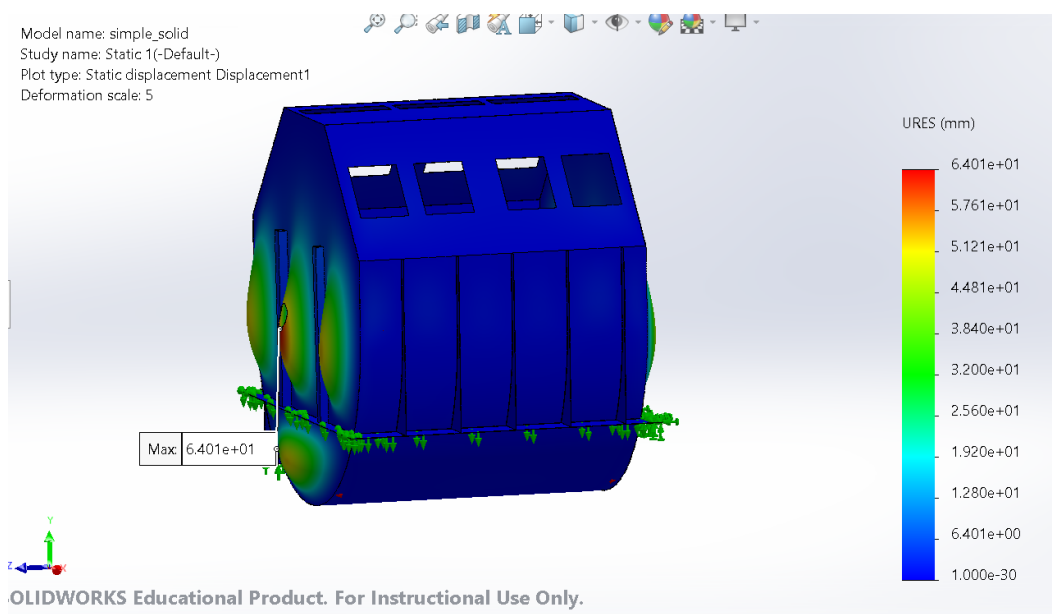
Kuvasta 19 havaitaan, että nyt maksimijännitys on muodostunut tukilevyn sisänurkkaan. Tämä jännitys näyttää olevan hyvin paikallinen eli se on todennäköisesti seurausta sisänurkan terävästä kulmasta, mikä saa aikaan singulariteetin. Tällöin jännitysarvo ei konvergoitu vaan jatkaa kasvua. Näin ollen jännitysarvoa ei oikeastaan voida käyttää vertailuarvona. Kuitenkaan muodonmuutoksissa tällaista ongelmaa ei ole, joten sen antamia arvoja voidaan käyttää vertailussa. Jännitys päädyn alaosassa on yli 300 MPa ja päätyjäykisteiden viereisissä levyissäkin lähes 300 MPa. Myös altaan ja päädyn kaariosassa jännitys nousee yli 300 MPa:n

Lomahdusanalyysissä saadut kuormituskertoimet ovat negatiivisia ja alle yhden. Tulokset siis tarkoittavat, että rakenne menettää stabiilitteettinsa, jos kuormitus olisi vastakkaiseen

suuntaan eli tässä painekuorma olisi sisäänpäin (= alipaine). Kuormituskertoimet ovat kuitenkin suhteellisen lähellä toisiaan, joka voi olla merkki rakenteen herkkyydestä häiriöille, jolloin tulee käyttää Riksin metodia (Ellobody ym. 2014).

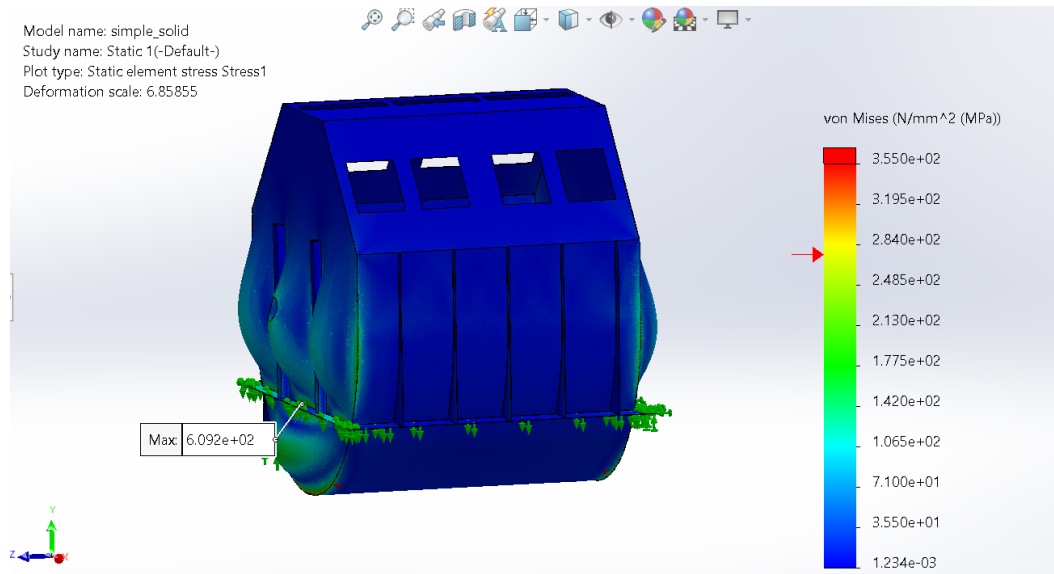
5.5.2 SolidWorks

SolidWorks-tilavuusmallin massa on 2816 kg. FEMAP-mallia hieman suurempaa massaa saattaa selittää osin se, että tässä u-profiili on paksuudeltaan 8 mm, kun FEMAP-mallissa se on 4 mm. SolidWorksilla tehdyistä analyyseistä tässä esitellään tulokset h-adaptiivisesta lineaarisesta analyysistä (kuvat 20 ja 21) sekä kolme alinta ominaistajuutta. Lisäksi käydään läpi lommahdusanalyysin tuloksia.



Kuva 20. SolidWorks - lineaarinen, h-adaptiivinen, muodonmuutokset

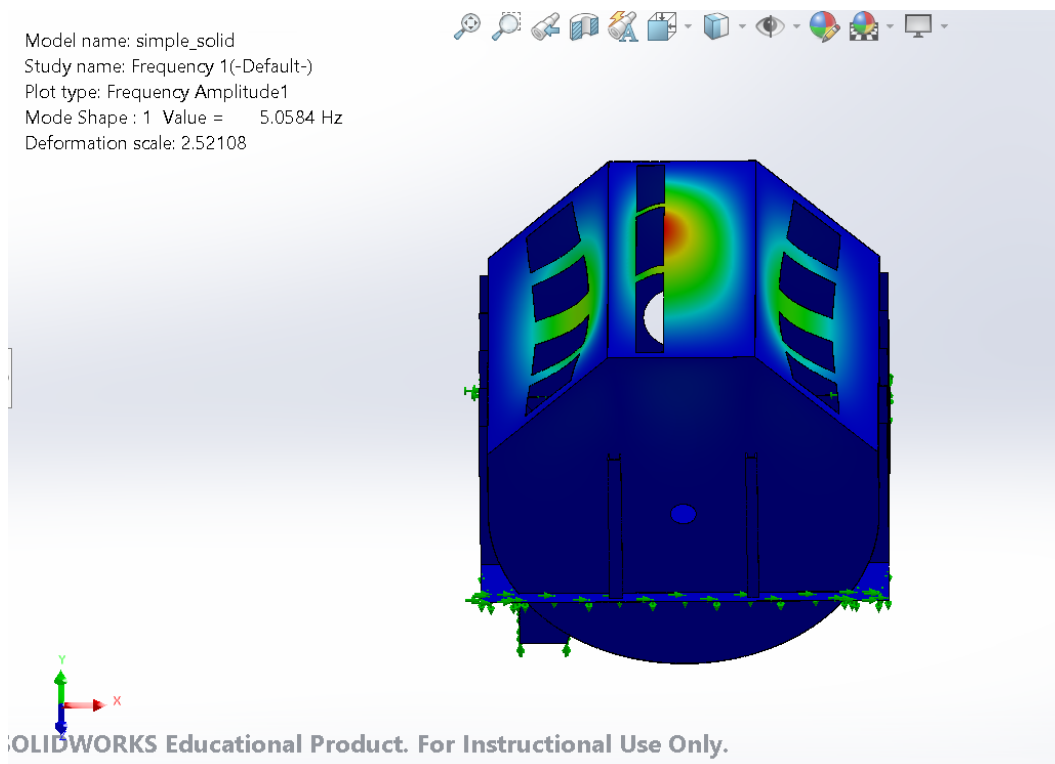
Kuvasta 20 havaitaan, että suurin muodonmuutos tapahtuu pienemmän reiän läheisyydessä, ja sen arvo on noin 64 mm. Lisäksi päädyn alaosassa ja päätyjäykisteiden viereisissä levyissä tapahtuu noin 50 mm:n siirtymät. Siirtymät ovat hyvin suuria levyn paksuuteen verrattuna. Kuvan muodonmuutoksia on skaalattu, jotta ne erottuisivat selkeämmin. Kuvassa 21 on esitelty jännitysjaakaumat.



Kuva 21. SolidWorks - lineaarinen, h-adaptiivinen, von Mises

Kuvasta 21 ilmenee, että suurin jännitys muodostuu tukireunan ja päädyn yhteyteen, ja sen suuruus on noin 600 MPa. Koska iteraatioita oli vain kolme, on mahdotonta sanoa, konvergoituko jännitys vai jatkaako se vain kasvua. Muut jännityskeskittymät ovat päädyn alaosassa ja päätyjäykisteiden viereisissä levyissä sekä altaan ja päädyn kaariosassa. Niissä jännitykset ovat hieman alle materiaalin myötörajan.

Alimman ominaistajuuden muoto on esitetty kuvassa 22, ja taulukkoon 4 on koottu kolme alinta ominaistajuutta.



Kuva 22. SolidWorks - alin ominaistaajuus

Kuvasta 22 nähdään, että alimman taajuuden muoto on huuvan liikettä. Kaikki taulukon 4 tapaukset olivat huuvan eri aaltomuotoja.

Nro	1	2	3
Taajuus, Hz	5,0584	6,6382	8,2516

Taulukko 4. SolidWorks – ominaistaajuudet

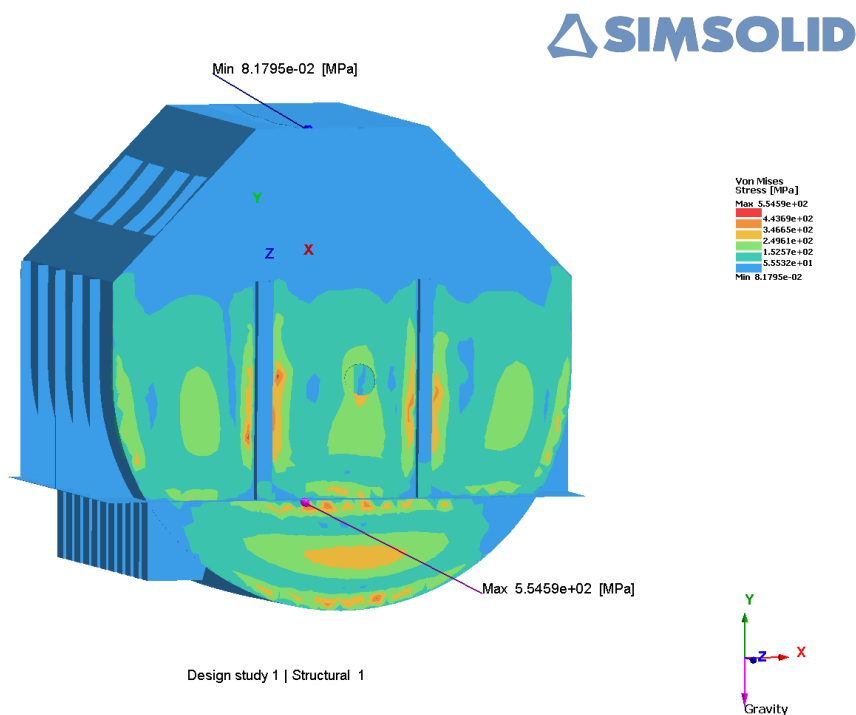
Taulukossa 4 on nähtävissä, että alin taajuus on käyttötaajuuden yläpuolella. Tuloksia on vain kolme, koska 3D-malli sisälsi niin paljon vapausasteita. Useamman tuloksen saamiseksi ajoaika olisi ollut useita tunteja.

Lommahdusanalyysistä saatiin vain yksi tulos, joka oli noin -1,6. Eli tässäkin rakenne lommahtaisi, jos kuormitus vaihtaisi suuntaa, ja sen arvo olisi 1,6-kertainen alkuperäiseen verrattuna.

5.5.3 SIMSOLID

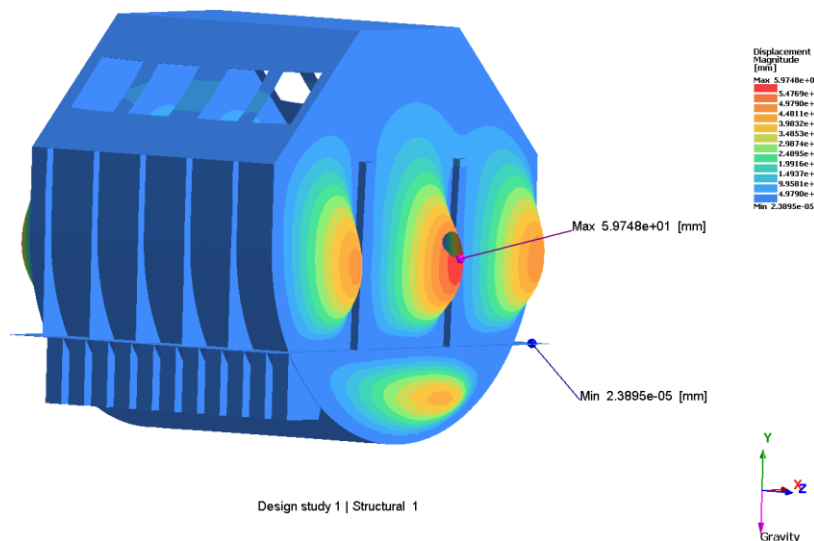
SIMSOLID-mallin massa on 2821 kg. SIMSOLIDilla suoritettiin lineaarinen analyysi ja ominaistaajuudet sekä hieman erilaisella mallilla geometrinen epälineaarinen analyysi (GNA). Mallin muutos jouduttiin tekemään ratkaisumatriisin virheen takia. Virheen syynä oli

luultavasti materiaalin yhteentörmäys tai jäykän kappaleen liike. Kuitenkin virheestä päästiin eroon lisäämällä aukkojen ympärille vahvikelevy. Lineaarisen analyysin tulokset jännitysten ja muodonmuutosten suhteen näkyvät kuvissa 23 ja 24. Tuloksissa esitellään ominaistaajuuden alin muoto ja kuusi alinta taajuutta. Lopuksi käydään läpi GNA:n tulokset jännitysten ja muodonmuutosten suhteen.



Kuva 23. SIMSOLID - lineaarinen analyysi, von Mises

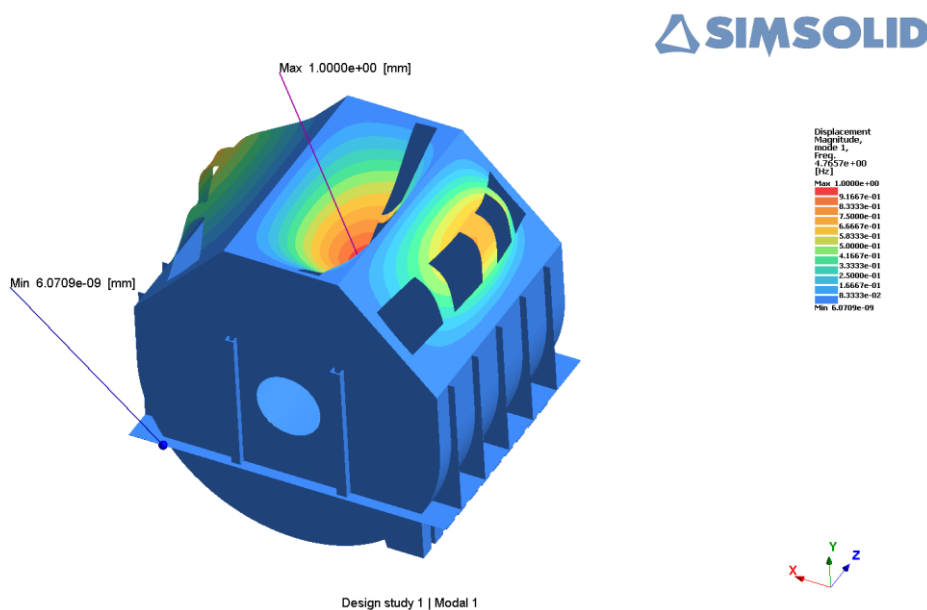
Kuvasta 23 ilmenee, että maksimijännitys muodostuu tukireunan ja päädyn yhtymäkohtaan. Sen jakauma on hieman epätasainen, joka voi aiheutua terävästä sisänurkasta. Maksimijännitys tässä kohdassa on yli 500 MPa. Altaan ja päädyn kaariosaan aiheutuu myös lähes 400 MPa suuruisia jännityksiä. Päädyn alaosassa jännitykset ovat noin 300 MPa, ja päätyjäykisteiden viereisissä levyissä on materiaalin myötölujuuden suuruisia jännityksiä. Paikallisia suurempia jännityksiä muodostuu myös aukon reunalle sekä päätyjäykisteiden pystysuuntaiselle reunalle, missä jännitysarvot ovat yli 300 MPa. Toisella mallilla kokeiltu lineaarinen analyysi ei muuta tuloksia muuten kuin aukon vahvikkeen kohdalta. Kuvassa 24 ovat lineaarisen analyysin muodonmuutokset.



Kuva 24. SIMSOLID - lineaarinen analyysi, muodonmuutokset

Kuvasta 24 nähdään, että suurimmat muodonmuutokset ilmenevät pienemmän aukon yhteydessä. Päädyn alaosassa ja päätyjäykisteiden viereisissä levyissä siirtymät ovat yli 40 mm. Muodostuvat siirtymät ovat tälläkin ohjelmistolla paljon suurempia kuin levyn paksuus. Kuvan muodonmuutoksia on liioiteltu niiden paremman näkyvyyden takia.

Alimman ominaistaajuuden muoto on nähtävissä kuvassa 25, ja taulukossa 5 on kuusi alinta ominaistaajuutta.



Kuva 25. SIMSOLID - lineaarinen, alin taajuus

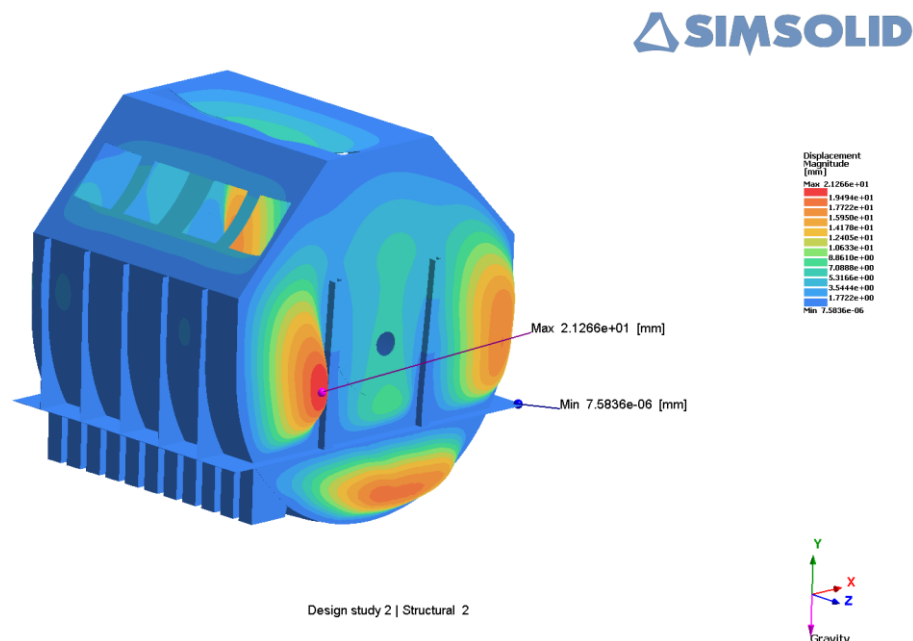
Kuvasta 25 havaitaan, että alimman ominaistajuuden muoto on huuvan aaltoilua.

Nro	1	2	3	4	5	6
Taajuus, Hz	4,7657	6,1954	7,7239	7,8078	8,6749	8,8352

Taulukko 5. SIMSOLID – ominaistajuudet

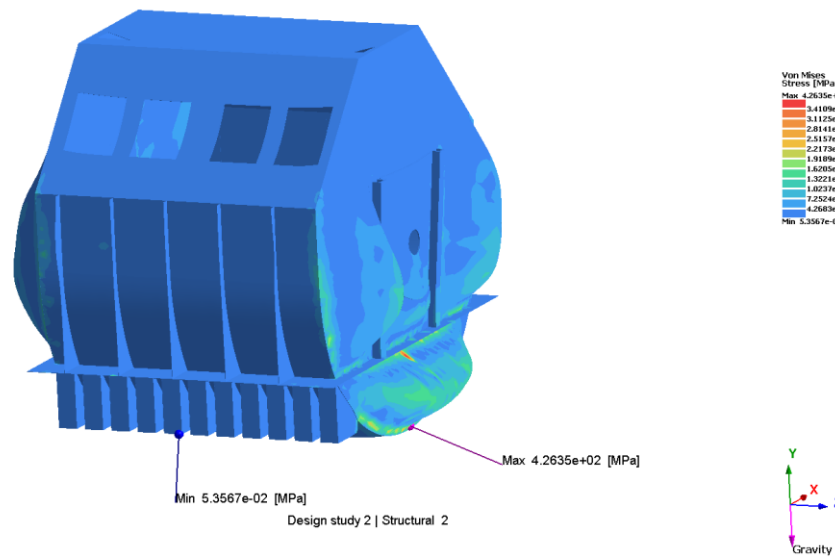
Taulukkoon 5 on koottu ohjelmiston antamat alimmat taajuudet. Näistäkin nähdään, että ne ovat kaukana käyttötaajuudesta. Taajuustuloksesta 3 alkaen myös päätyjen yläosissa tapahtuu värähtelyä.

Lopuksi käydään läpi GNA:n tuloksia. Kuvassa 26 näkyvät analyysin muodonmuutokset.



Kuva 26. SIMSOLID - malli 2, epälineaarinen, muodonmuutokset

Kuva 26 esittää selkeästi, miten 8 mm paksu vahvike aukon ympärillä on muuttanut tilanetta. Muodonmuutos aukon vahvikkeen alaosaan on noin 10 mm. Maksimisiirtymä muodostuu nyt päätyjäykisteen viereiseen levyyn, ja on suuruudeltaan noin 21 mm. Pädyn alaosaan muodonmuutos on hieman alle 20 mm. Kuitenkin siirtymät ovat suuria levyn paksuuteen verrattuna. Kuvassa 27 on nähtävissä GNA:n jännitysjaakaumat.



Kuva 27. SIMSOLID - malli 2, epälineaarinen, von Mises

Kuvasta 27 huomataan, että maksimijännityksen paikka muodostuu altaan ja päädyn kaariosaan, ja se on arvoltaan yli 400 MPa. Päädyn alaosassa ja päädyn yläosassa jännitykset jäävät alle 200 MPa:n. Päädyn ja tukireunan yhteydessä ilmenee myös jännityskonsentraatio, jossa näyttää olevan lisäksi hyvin paikallinen suuri jännityspiikki.

Analyysistä saatiin myös tukivoimat ja momentit, jotka ovat taulukossa 6.

Name	FX	FY	FZ	MX	MY	MZ	Force Magnitude	Moment Magnitude
Immovable 1	-13823.3	107596	70742	18081.2	20140.7	-11311.7	129509	29334.9
Immovable 2	-14355.8	120638	-75400.9	-22447.2	-19195.1	-2140.63	142986	29612.7
Slider 1	0	208914	0	18096	0	-108153	208914	109657
Slider 2	0	-96997.3	0	3214.65	0	2331.29	96997.3	3971.01

Taulukko 6. SIMSOLID – tukireaktiot

Taulukossa 6 on eriteltyä tukireaktiot komponenteittain sekä resultanttivoimina, joista huomataan, että päätytukien (immovable) pystysuuntaiset komponentit (FY) eivät ole samansuuruiset eli kuorma ei jakaudu aivan tasaisesti päätyuille. Slider 1 on tukireunan kylkiviivan suuntainen osa ja slider 2 on massarännien alaosan pinta. Massarännien alaosassa pystysuuntainen komponentti on eri suuntaan kuin muilla, mikä ei välttämättä ole mahdollista massarännin ja ruuvikuljettimen liitoksen kiinnittämistavan takia.

6 Tulosten vertailu

Tuloksissa ei huomioida rakenteen pyöreyspoikkeamia, liitosten epäkeskisyyksiä, mahdollisia alkulommoja ja muita rakenteeseen tai materiaaliin vaikuttavia virheitä, joita voi muodostua valmistuksen ja kuljetuksen aikana. Seuraamusluokassa 1 kuoren mittaepätarkkuutta ei kuitenkaan tarvitse mitata valmistuksen jälkeen (SFS-EN 1993-4-2). Hitsit on käsitelty tasalujina perusmateriaalien kanssa eli niiden kestävyyttä ei ole redusoitu. Hitsejä ei myöskään ole tästä syystä mallinnettu rakenteeseen erikseen.

Kaikissa malleissa on jonkin verran eroja keskenään – tuentoja tai kuormituksia ei pysty saamaan täysin samanlaisiksi keskenään. Kuitenkin kaikki analyysit antavat samansuuntaisia tuloksia, ja mallit ovat massaltaan lähellä toisiaan. Päätyjen käyttäytyminen ja muoto ovat jokaisessa analyysissä melkein identtiset. Tuloksista voidaan helposti havaita, että päädyn ja altaan välinen kaarimainen liitos antaa jokaisessa analyysissä suuria jännityksiä, mikä oli odotettavissa, sillä altaan muodonmuutokset aiheuttavat taivutusta päätyihin, kuten jo aiemmin työssä on mainittu.

Voidaan myös havaita, että tukilevyn ja päädyn liitoskohtaan muodostuu paikallinen jännityskeskittymä, jonka syynä saattaa olla liitoskohdan terävä sisänurkka tai tuennan ominaisuus. Tällaiset terävät sisänurkat usein aiheuttavat jännitystuloksiin singulariteetteja, paikallisia suuria jännityksiä, joiden ilmeneminen varmistetaan hienontamalla elementtiverkkoa lokaalisti. Jos jännitystulos konvergoituu, ei ongelmaa ole. Singulariteetin ilmeneminen ei kuitenkaan tarkoita, että koko analyysi on huono, vaan matemaattisen ongelman voi kiertää käyttämällä plastista materiaalimallia, jos tulos halutaan juuri siltä kohdalta. Toinen keino on mallintaa pyöristys tai piena kyseiseen kohtaan.

Tämän analyysin tarkoituksena oli löytää suurimmat jännitykset, jolloin mahdollinen singulariteetti antaa väärän maksimijännityksen. Tämä ei kuitenkaan ole ainoa jännityskeskittymä, vaan päätylevyihin muodostuu suuria jännityksiä myös kauemmas sisänurkasta, jolloin analyyseistä saadaan näiltä osin vertailukelpoisia tuloksia, koska singulariteetin vaikutus vaimenee etäisyyden kasvaessa. Jos kyseessä on kuitenkin tuennasta aiheutuva ongelma, voi tuennan muuttaa jousitueksi tai mallintaa oikeine materiaaliparametreineen. Oikean kontaktin muuttaminen reunaehdoksi voi aiheuttaa yli- tai alijäykän matemaattisen mallin.

Jännityskonsentraatioiden lisäksi päätyihin ilmaantuu suuria jännityksiä laajoille alueille. Jännitykset menevät kaikissa tapauksissa huomattavasti yli myötölujuuden, vaikkakaan ylitys ei ole todellinen ilmiö, eli rakenteen kestävyys ei ole riittävä. Rakenteita suunniteltaessa varmuuskertoimet lasketaan juuri materiaalin myötölujuuteen nähden, ja kertoimien arvo on

usein suurempi kuin yksi. Myötölujuuden ylittyessä suurilta alueilta rakenteeseen alkaa muodostua plastisia alueita ja muodonmuutoksia. Pienet paikalliset myötölujuuden ylitykset tuskin olisivat ongelma, ja tämän voisi verifioida käyttämällä geometrista ja materiaalista epälineaarista analyysiä (GMNA), mutta koska myötäävät alueet ovat laajoja, ei tällaiseen raskaaseen analyysiin kannata ryhtyä. Vertaillaan vielä eri ohjelmistojen antamia tuloksia keskenään taulukossa 7.

Ohjelmisto	LA [MPa]	LA [mm]	GNA [MPa]	GNA [mm]
FEMAP	330	86	160	21
SolidWorks	200	64	-	-
SIMSOLID	300	60	190	21

Taulukko 7. Tulosten vertailu, jännitykset ja siirtymät

Taulukossa 7 on vertailtu tuloksia lineaarisen analyysin (LA) tapauksessa päädyn ala- osasta. Muodonmuutokset ovat maksimisiirtymiä. Epälinearisessa (GNA) vertailussa on käytetty jännityslukemia päädyn alaosaan ja siirtymiä päätyjäykisteen viereiseltä levyllä, koska SIMSOLIDin epälinearisessa on käytetty hieman erilaista mallia. Jännitysarvot eivät ole tarkkoja lukemia vaan aina kyseisen alueen maksimiarvioita. Vaikka geometrisesti epälinearisella analyysillä rakenne vaikuttaisi kestävämmän, paikallisesti kuitenkin muodostuu suuria jännityksiä ja plastisoitumista päätyjäykisteisiin ja kaariosuudelle, joissa on myös hitsejä. Jos tähän vielä yhdistetään hitsien redusointi ja syklinen kuormitus, ei rakenne todennäköisesti tule näiltä osin kestävämmän.

Vertaillaan vielä eri ohjelmistojen antamia ominaistajuuksia taulukossa 8.

Ohjelmisto	Taajuus [Hz]					
	4,5857	5,9749	7,3480	7,3980	7,8618	7,9683
FEMAP						
SolidWorks	5,0584 (+10,3 %)	6,6382 (+11,1 %)	8,2516 (+12,3 %)	-	-	-
SIMSOLID	4,7657 (+3,9 %)	6,1954 (+3,7 %)	7,7239 (+5,1 %)	7,8078 (+5,5 %)	8,6749 (+10,3 %)	8,8352 (+10,9 %)

Taulukko 8. Ominaisaajuusvertailu

Taulukossa 8 on vertailtu ominaistajuuksia, ja kahden viimeisen ohjelmiston antamia tuloksia on verrattu FEMAP-ohjelmiston tuloksiin. Muutos on merkitty sulkuihin luvun perään.

Taulukosta 8 huomataan, että FEMAP ja SIMSOLID antavat aluksi hyvin yhteneviä lukuarvoja, ja aaltomuodot ovat lisäksi samanlaisia. Lopussa tuloksissa on jo enemmän eroja, koska ohjelmistoilla on usein vaikeuksia erotella hyvin tiheässä olevia taajuuksia toisistaan. Mikään näistä taajuusarvoista ei osu käyttötaajuuteen. Lähellä olevista laitteista voi kuitenkin aiheutua herätetaajuuksia. Jos nämä herätetaajuudet tiedetään, voidaan vielä tutkia, osuuko tämä taajuus rakenteen ominaistaajuudelle.

Jäykisteet olivat lisäksi yksi mielenkiinnon kohde, ja näyttää siltä, että kyljen jäykisteet eivät ole jännitysten kannalta kriittisiä. Niillä on kuitenkin merkitystä rakenteen käytöksen kannalta. Päädyn jäykisteet taas olivat jännitysten ja käyttäytymisen kannalta kriittisiä. Huonolla kiinnityksellä ne eivät tukeneet rakennetta, jolloin muodonmuutokset ja jännitykset olivat suuria. Kunnolla kiinnitettynä ne toimivat tarkoituksenmukaisesti. Kuitenkin työn tuloksista havaitaan, ettei päädyssä ole tarpeeksi jäykisteitä.

Linearisesta lommahdusanalyysistä saadut negatiiviset kertoimet ovat toisaalta järkeviä, sillä altaan rakenne on vetokuormitettu eikä sivuissa ole aukkoja. Negatiivinen kerroin tarkoittaa, että lommahdus tapahtuu, kun kuormituksen suunta muuttuu. Kuitenkin vetokuormitetulla levyllä voi tapahtua paikallinen lommahdus varsinkin aukkojen ja säröjen kohdalla, mutta myös säröttömässä ja aukottomassa levyssä. Lommahdus kuitenkin tapahtuu aina puristusjäännityksessä, joka tässä tapauksessa aiheutuu materiaalin ominaisuuksista eli suppeumaluvusta. (Rammerstorfer 2017.) Lineaarinen lommahdusanalyysi kuitenkin etsii useimmiten pienimmät mahdolliset kuormituskertoimet, jolloin ne saattavat olla negatiivisia, esimerkiksi tämän työn tapauksessa positiivinen kuormituskerroin on todennäköisesti suuri ja siksi ei esiinny vielä muutaman kuormituskertoimen tuloksessa. Joissakin ohjelmistoissa voi valita alueen, jolta tuloksia etsitään, ja muutamissa on mahdollisuus estää negatiiviset kertoimet. Tämän työn kannalta stabiliteetti ei vaikuta kuitenkaan olevan ongelma, joskin rakenteen muuttuessa, stabiliteettia kannattaa tarkastella uudelleen.

Kuten kuvista ja taulukoista nähdään, kaikkien analyysien tulokset ovat yhteneviä. Jotta tulosten oikeellisuuteen voisi ottaa paremmin kantaa, tulisi tiedossa olla edes joitakin todellisia mittaustuloksia. Valmiin rakenteen mittaustulokset auttavat myöhemmin säätämään mallin tuentaa totuudenmukaisemmaksi, jolloin analyysit antavat realistisempia tuloksia. Myös käsinlaskujen ja FE-analyysien tulokset ovat toisaalta yhtenevät – vaikka tulosten lukuarvot eivät ole samat, molemmista tapauksista voidaan päätellä, että altaan rakenne läpäisee tämän työn tarkastelun.

7 Johtopäätökset

Tässäkin työssä käytetyt standardit määrittelevät, että FE-analyysien käyttäjällä tulee olla riittävä osaaminen elementtimenetelmistä. Tämä siksi, että elementtimenetelmällä on mahdollista saada haluttuja, joskin virheellisiä, tuloksia. Analyysin suorittavalla henkilöllä tulee olla tiedot ja taidot tehdä kaikki vaiheet oikein. Tulosten ymmärtäminen olisi myös suotavaa.

Suurimmat ongelmat aiheutuivat juuri geometrian käsittelystä. Osa ongelmaa oli huonosti tehty kokoonpanomalli. Lisäksi työn alussa geometrisiä piirteitä tuli karsittua liikaa, jolloin malli ei toiminut odotetusti. Matemaattisten mallien luonnissa ja korjaamisessa kului suurin osa ajasta. Verkotusten tekeminen ja korjaaminen oli hyvin haastavaa ja vaati useamman yrityksen ennen onnistumista. Ohjelmistojen vaatima ajoaika oli käytössä olevilla laitteistoilla ja yhteyksillä usein hyvinkin pitkä. Analyysit vaativat myös paljon tallennustilaa, jonka riittävyys oli välillä koetuksella. Tästä syystä epälineaarisia (GMNA eli geometrinen ja materiaallinen epälineaarinen) analyysejä ei pystynyt järkevästi tekemään, sillä pelkästään lineaarisetkin mallit veivät paljon aikaa – esimerkiksi SolidWorksin tapauksessa epälineaarinen malli olisi läpi mennessään vienyt päiviä ajoaikaa, mihin vaikutti suuri tilavuuselementtien ja vapausasteiden määrä. Myös nopeimmalla ohjelmistolla (SIMSOLID) geometrinen epälineaarinen analyysi kesti huomattavan kauan, ja onnistui vain toisella mallilla. Toisaalta epälineaariset materiaalmallianalyysit olisivat olleet turhia, kun tulokset olivat selviä, että rakenteeseen pitää tehdä muutoksia.

Analyysin kaikki tulokset viittaavat siihen, että päätyjen kestävyyttä tulee tarkastella tarkemmin. Luultavasti päätyjen rakennetta joutuu muuttamaan joko levyn paksuutta lisäämällä tai kenties lisäämällä jäykisteitä. Kuitenkin FEMAP-ohjelmiston geometrinen epälineaarinen analyysi osoitti, että päädyn jäykisteissä saattaa esiintyä suuria taivutusjännityksiä, joten materiaalin lisääminen voisi olla kuitenkin parempi vaihtoehto, mikä vähentää myös hitsaamisen tarvetta. Ehkä on myös mahdollista optimoida näiden kahden välillä.

Lopullisesta rakenteesta voidaan tehdä vielä analyysejä, joissa otetaan rakenteen herkkyyden huomioon käyttämällä alinta lommahduksen ominaisarvoa geometrisena epätarkkuutena. Rakenteessa voisi myös huomioida mahdolliset jäännösjännitykset. Analyysien nopeuttamiseksi mallin voisi tehdä symmetrisenä, vaikkei se täysin symmetrinen olekaan. Kuitenkin kuten olettaa voi, pienimmän aukon ympärille muodostuvat suurimmat jännitykset, jolloin symmetriatarkastelussa on järkevää käyttää tätä osaa mallista. Lisäksi lopulliseen malliin, tai osaan siitä, voidaan mallintaa hitsit, jotta pystytään varmistumaan niiden kestävydestä. Eräs kriittinen hitsi vaikuttaisi tämän työn perusteella olevan päädyn ja altaan kaariliitos sekundääristen taivutusjännitysten seurauksena.

Työ onnistui loppujen lopuksi hyvin eli täytti asetetut tavoitteet. Vaikka alkuperäinen rakenne ei täytä vaatimuksia, kriittiset kohteet on saatu selville ja jatkokehitykseen on otettu kantaa. Työn aikana tuli tutustuttua uuteen mielenkiintoiseen ohjelmistoon ja opittua paljon uutta FEMAP-ohjelmistosta, joka oli yksi henkilökohtainen tavoite työlle.

Lähteet

Bažant, Z.P. & Cedolin, L. 2010. Stability of structures. Elastic, inelastic, fracture and damage theories. Singapore: World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd. 1011 s. ISBN 978-981-4317-02-3

Ellobody, E., Feng, R., Young, B. 2014. Finite element analysis and design of metal structures. USA: Elsevier. 211 s. ISBN 978-0-12-416561-8

Emelianov, V. & Frygin, E. 2020. Checkpoint 4: Final report, simulations. Kurssityö. LAB University of Applied Sciences. 21 s.

GL&V. Kiekkosuodin CDI. PowerPoint-esitys.

Huttunen, E. 2021. Partner. Oy ProTCorb Ab. Haastattelu 22.6.2021.

Kukkonen, O. 2021. Hitsatun jäykisteen sijoittamisen vaikutus sylinterikuoren jännityskonsentraatioihin. Kandidaatintyö. Lappeenrannan-Lahden Teknillinen yliopisto LUT. 41 s.

Kurowski, P. M. 2017. Finite element analysis for design engineers. 2nd edition. USA, Pennsylvania: SAE International. 267 s. ISBN 978-0-7680-8369-9

Madier, D. 2020. Practical finite element analysis for mechanical engineers. 1st edition. Canada: FEA Academy. 639 s. ISBN 978-1-9990475-2-8

Marttinen, J. 2021. Partner. Oy ProTCorb Ab. Haastattelu 31.5.2021.

Outokumpu. 2020. Stainless Steel Finder. Supra 316L/4404. EN 1.4404, ASTM TYPE 316L/UNS S31603 [verkkoaineisto]. Viitattu 23.6. 2021. Saatavissa: <https://secure.outokumpu.com/steelfinder/Properties/GradeDetail.aspx?OKGrade=4404&Category=Supra>

Paulapuro, H. 2008. Papermaking science and technology. Book 8. Papermaking Part 1, Stock Preparation and Wet End. Second edition. Helsinki: Finnish Paper Engineers' Association/Paperi ja Puu Oy. 516 s. ISBN 978-952-5216-25-7

Rammerstorfer, F.G. 2017. Buckling of elastic structures under tensile loads. Acta Mechanica 229, 881-900. Viitattu 17.2. 2022. Saatavissa: <https://doi.org/10.1007/s00707-017-2006-1>

Råde, L. & Westergren, B. 2008. Mathematics Handbook for Science and Engineering. 5th edition. Lund: Studentlitteratur. 562 s. ISBN 91-44-03109-2

SFS-EN 10088-4. 2009. Ruostumattomat teräkset. Osa 4: Rakennuskäyttöön tarkoitettut korroosionkestävät levyt ja nauhat. Tekniset toimitusehdot. Helsinki: Suomen standardisoimisliitto SFS ry. 91 s.

SFS-EN 1990. 2006. Eurokoodi. Rakenteiden suunnitteluperusteet. Helsinki: Suomen standardisoimisliitto SFS ry. 185 s.

SFS-EN 1993-1-4. 2006. Eurokoodi 3: Teräsrakenteiden suunnittelu. Osa 1–4: Yleiset säännöt. Ruostumattomia teräksiä koskevat lisäsäännöt. Helsinki: Suomen standardisoimisliitto SFS ry. 38 s.

SFS-EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 + A1:2017. 2019. Eurokoodi 3: Teräsrakenteidensuunnittelu. Osa 1–6: Kuorirakenteiden lujuus ja stabiilius. Helsinki: Suomen standardisoimisliitto SFS ry. 108 s.

SFS-EN 1993-1-9. 2006. Eurokoodi 3: Teräsrakenteiden suunnittelu. Osa 1–9: Väsyminen. Helsinki: Suomen standardisoimisliitto SFS ry. 40 s.

SFS-EN 1993-4-2. 2007. Eurokoodi 3: Teräsrakenteiden suunnittelu. Osa 4–2: Säiliöt. Helsinki: Suomen standardisoimisliitto SFS ry. 51 s.

Timoshenko, S. & Woinowsky-Krieger, S. 1987. Theory of Plates and shells. Second edition. USA: McGraw-Hill Book Company. 580 s. ISBN 0-07-064779-8

Timoshenko, S. 1948. Strength of materials. Part I. Elementary theory and problems. 2nd edition. USA: D. Van Nostrand Company, Inc. 359 s.

Ugural, A.C. 1981. Stresses in Plates and Shells. USA: McGraw-Hill Book Company. 317 s. ISBN 0-07-065730-0

Ugural, A.C. 2010. Stresses in beams, plates and shells. 3rd edition. USA, Florida: CRC Press. 574 s. ISBN 978-1-4398-0270-0

Valmet. 2021. Filtration [verkkoaineisto]. Viitattu 1.9. 2021. Saatavissa: <https://www.valmet.com/board-and-paper/stock-preparation/white-water-system/Filtration-technology/>

Valtanen, E. 2007. Fysiikan taulukkirja. 2. painos. Jyväskylä: Genesis-Kirjat Oy. 200 s. ISBN 978-952-9867-30-1

Ventsel, E. & Krauthammer, T. 2001. Thin plates and shells. Theory, analysis and applications. USA, New York: Marcel Dekker Inc. 688 s. ISBN 0-8247-0575-0