



Poraussulkuventtiilien mallinnus ja  
lujuustarkastelu

Paineistettujen linjojen haaroitusventtiilit

Sergey Lokko

Opinnäytetyö  
Toukokuu 2012  
Kone- ja tuotantotekniikka  
Tuotekehitys

## TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu  
Kone- ja tuotantotekniikka  
Tuotekehitys

LOKKO, SERGEY:

Poraussulkuventtiilien mallinnus ja lujuustarkastelu  
Paineistettujen linjojen haaroitusventtiilit

Opinnäytetyö 58 sivua, josta liitteitä 16 sivua  
Toukokuu 2012

---

Tämä työ on osa Tonisco System Oy:n projektia, jossa yritys pyrkii standardisoimaan valmistamiaan tuotteita kansainvälisille markkinoille. Yrityksellä on vankka kokemus ja osaaminen viennistä, mutta sen alati laajeneva kansainvälinen toiminta edellyttää yrityksen tuotteilta yhä tarkempaa tuotedokumentaatiota ja asiaankuuluvaa sertifiointia. Haasteita syntyy muun muassa yrityksen toimiessa Venäjän viranomaisten kanssa, sillä Venäjällä laadun ja sertifiointin määrittelyt ja vaatimukset poikkeavat jonkin verran eurooppalaisista.

Työ koskee yrityksen valmistamia poraussulkuventtiilejä, joiden rakenteen ansiosta on mahdollista haaroittaa vesi-, lämpö- ja kaasuputkistoja niiden ollessa paineen alla. Työn tavoitteena oli osoittaa, että venttiilit valmistetaan ja kootaan painelaitedirektiivin ja voimassa olevien standardien mukaisesti ja että painealadirektiiviä ja esitettyjä standardeja voidaan soveltaa kyseisiin sulkuventtiileihin.

Tavoite edellytti kahta vaihetta: ensiksi työssä mallinnettiin uudet päivitettyt sulkuventtiilien osa- ja kokoonpanopiirustukset, jonka jälkeen tehtiin lujuustarkastelu FEM-ohjelmalla 25 baarin paineella. Työkaluna piirustusten tekemiseen käytettiin Vertex G4 v17 -ohjelman mekaanisen suunnittelun moduulia. FEM-analyysit tehtiin Catia Dassault Systemes -mallinnusohjelmaan integroidulla FEM-ratkaisijalla ja ANSYS-ohjelmalla. Työn toteuttaminen perustui konesuunnittelualan kirjallisuuteen, asiantuntijoiden haastatteluihin ja voimassaoleviin standardeihin.

Työn tuloksena suurempien venttiilien rakenteesta löydettiin kriittiset kohdat, joille ehdotettiin muutoksia. Tulosten perusteella todettiin, että venttiilit kestävät 25 baarin suurinta käyttöpainetta.

Tämä on työn julkinen versio eikä sisällä luottamuksellisia liitteitä.

## **ABSTRACT**

Tampere University of Applied Sciences  
Degree Program in Mechanical and Production Engineering  
Product Development

SERGEY LOKKO:  
Modelling and Strength Analysis of Branching Valves  
Branching Valve for Pressurized Pipeline

Bachelor's thesis 58 pages, appendices 16 pages  
May 2012

---

This work is part of the Tonisco System Oy's project in which the company aims to standardize its products for international markets. The company has solid experience and expertise in exports, but its ever-expanding international operations require more and more detailed product documentation and relevant certification. Challenges arise in dealing with the Russian authorities whose requirements for a certification of quality are different from European standards.

This survey was performed on valves that were manufactured by Tonisco System Oy. The valve's structure makes it possible to branch pressured heating and gas piping systems.

The aim of this survey is to prove that the valves are manufactured and assembled in accordance with The Pressure Equipment Directive 97/23/EC norms which were updated in 2005. The survey also aims to prove that the directive and suggested standards can be applied to the valves manufactured by Tonisco System Oy.

In the project, Vertex G4 V17 3D-modeling program was used to make drawings. FEM analyses were performed by Finite Element Method solver, which was integrated in 3D-modeling program Dassault Systemes Catia. Another used FEM analysing program was ANSYS Workbench.

In the analysis, valves were tested with a pressure of 25 bars of fluid which is the highest working pressure declared by the manufacturer.

Knowledge and data were obtained from machine design literature, expert interviews and current standards. During analysis in valves was observed critical points for that had been proposed changes in the structure. Based on the results it was found that the valves DN125 – DN600 are resistant to maximum operating pressure of 25 bar.

This is a public version of the thesis and does not include any confidential attachments.

---

Key words: valve, check valve, pressurized piping, branching, FEM analysis

## SISÄLLYS

1	JOHDANTO.....	7
2	PAINELAN DIREKTIIVIT JA STANDARDIT .....	8
	2.1 Painelaidedirektiivi 97/23/EY .....	8
	2.2 Suunnittelu .....	8
	2.3 Valmistusmenetelmän hyväksyntä .....	9
	2.4 Laadunvarmistus .....	9
	2.5 Dokumentointi .....	10
	2.6 Porausluventtiilien asemointi direktiiviin ja standardeihin .....	10
3	PORAUSSULKUVENTTIILI .....	12
	3.1 Venttiilien rakenne, asennus ja toimintaperiaate .....	12
	3.2 Venttiilien tiivistys.....	13
	3.3 Porauslaite.....	14
	3.4 Venttiilien materiaalit .....	14
	3.5 Sallitut jännitykset .....	15
	3.5.1 Laippa.....	15
	3.5.2 Putki .....	16
	3.6 Materiaalin vaatimustenmukaisuus.....	16
	3.6.1 Laippamateriaalin vaatimustenmukaisuus .....	16
	3.6.2 Putkimateriaalin vaatimustenmukaisuus.....	16
	3.7 Venttiilien liitokset .....	17
	3.7.1 Laippa–putki .....	17
	3.7.2 Laippa–laippa.....	18
4	KUORMITUSTEN MALLINTAMINEN.....	20
	4.1 Kuormitustapaukset .....	20
	4.2 Kuormitusten vaikutukset venttiilien rakenteeseen .....	20
	4.3 Voimaresultantin määrittäminen kuormitustapauksessa 1 venttiilille DN125.....	22
5	FEM-MENETELMÄ .....	25
	5.1 Yleistä .....	25
	5.2 Venttiilien FEM-analyysiohjelman valinta.....	26
	5.3 Verkotus.....	26
	5.4 Verkon elementtien valinnat.....	28
	5.5 Kuormitusten ja kiinnitysten määrittäminen FEM-analyysissä .....	29
6	TULOKSET JA HAVAINNOT .....	31
	6.1 Piirustukset.....	31
	6.2 Syntyvät jännitykset.....	31
	6.3 Turvallisuusriskit .....	36

6.4 Parannusehdotukset .....	37
7 JOHTOPÄÄTÖKSET JA POHDINTA .....	39
8 LÄHTEET .....	41
9 LIITTEET .....	43
Liite 1. Mittauspöytäkirja koeavaus, venttiili DN125 .....	43
Liite 2. Piirustukset, venttiili DN125 .....	44
Liite 3. Lujuusanalyysi/raportit, DN125 .....	49
Liite 4. Lujuusanalyysitiivistelmä, DN125 .....	57

## LYHENTEET JA TERMIT

Pa	Pascal ( $\text{N}/\text{m}^2$ )
bar	ilmakehän paine (n. 100 kPa)
FEM	finite element method, elementtimenetelmä
$P_d$	suunnittelupaine
$\sigma_{\text{sall}}$	sallittu jännitys
$\sigma_{\text{VVEH}}$	vertailujännitys, Von Mises
DN	putkistokomponenttien nimelliskoko
$P_s$	suurin sallittu käyttöpaine
$n_1$	varmuus myötöön
$n_2$	varmuus sallittuun jännitykseen
k	lujuuskerroin (0,85)
VTT	Teknologian tutkimuskeskus VTT
PED 97/23/EY	the Pressure Equipment Directive 97/23/EY

## 1 JOHDANTO

Tonisco System Oy on vuonna 1969 perustettu tamperelainen yritys. Yritys suunnittelee, valmistaa ja myy laitteita putkistojen käytön aikaiseen kunnossapitoon. Tämän lisäksi yritys tarjoaa haaroituspalvelua paineenalaisille putkistoille.

Yritys on kasvattanut liiketoimintaansa ja markkinaosuuttaan vuosittain aina perustamisestaan saakka. Ensimmäiset kymmenen toimintavuotta tuotteita ja palveluita toimitettiin kotimaan markkinoille, minkä jälkeen yritys laajensi toimintaansa ensin Ruotsiin ja myöhemmin muualle Eurooppaan sekä muihin maanosiin. Vuonna 2010 noin 85 prosenttia tuotannosta kohdistui vientimarkkinoille, missä Keski-Euroopan EU-maat olivat suurin asiakasryhmä. Tonisco System palvelee asiakkaitaan suoraan tai edustajan kautta yli 20 maassa. (Nisso 2011.)

Yrityksen tuotteet ja tuoteperheet ovat sopivan laajoja suhteessa tuotannon laajuuteen ja teknisesti toimivia, mutta niiden tuotteistamiseen ja nimikkeiden hallintaan pitäisi panostaa enemmän. Tuotteistamisessa keskeisintä on saada tuotteet vastaamaan kansainvälisten direktiivien ja standardien vaatimuksia. Tässä opinnäytetyössä tehdyt sulkujen mallinnus ja lujuuslaskentaselvitys toimivat osana tätä tuotteistamisprosessia.

Suurin osa tuotteista menee vientiin, pääosin Euroopan maihin, mutta myös Euroopan ulkopuolelle. Tämä asettaa yrityksen tuotteille ja palveluille lukuisia vaatimuksia. Valmistuksen ja palveluiden on täytettävä kaikki eurooppalaisten ja kansainvälisten direktiivien ja standardien vaatimukset. Niinpä työssä selvitettiin venttiilien valmistusta koskevat standardit, säännökset ja ohjeet, jotka koskevat paineenalaisia komponentteja.

Tutkimus jaettiin kahteen osaan, joista yksi oli tämä työ. Tässä työssä analysoitiin yhteensä kahdeksan venttiilimallia, jotka olivat nimelliskooltaan DN125–DN350, DN500 ja DN600. Toisessa osassa insinööriopiskelija Niko Finska teki lujuustarkastelut venttiileille DN20–DN100.

## **2 PAINEALAN DIREKTIIVIT JA STANDARDIT**

### **2.1 Painelaitedirektiivi 97/23/EY**

Tonisco System Oy:n on erikoistunut putkiporauslaitteiden ja poraussulkuventtiilien (jatkossa venttiilit) valmistukseen. Paineenalaisten komponenttien valmistuksessa on nojattava painelaitedirektiivin 97/23/EY (jatkossa direktiivi) määräyksiin, asetuksiin ja standardeihin. Direktiivi on päivitetty vuonna 2005, ja siinä määritetään painealaisten komponenttien valmistuskriteerit ja laadunvarmistusmenetelmät. Siihen on myös kirjattu valmistajia sitovia ja suositeltavia standardeja ja ohjeita. Sitovat määräykset liittyvät yleensä turvallisuusriskeihin, ja suositeltavien standardien on tarkoitus taata kuluttajien odotusten mukainen laatu sekä helpottaa valmistajien välistä yhteistyötä.

Direktiiviä 97/23/EY sovelletaan sellaisten painelaitteiden ja laitekokonaisuuksien suunnitteluun, valmistukseen ja vaatimustenmukaisuuden arviointiin, joiden suurin sallittu käyttöpaine ( $P_s$ ) on yli 0,5 baria (PED 97/23/EY 2005, 4).  $P_s$ :n arvo ei ole absoluuttinen paine vaan ylipaine, jota verrataan ilmakehän paineeseen. PED:in tarkoittama absoluuttinen paine on tällöin yli 1,5 baaria.

### **2.2 Suunnittelu**

Painelaitetta suunniteltaessa on huomioitava käyttötarkoitusta vastaavat kuormitukset sekä muut kohtuudella ennakoitavissa olevat olosuhteet. Erityisesti on huomioitava sisäinen ja ulkoinen paine, käyttölämpötila ja ympäristön lämpötila, rakenteiden aiheuttamat vastavoimat ja -momentit, korrosio, eroosio ja väsyminen.

Suunnitteluun kuuluvat myös asianmukaiset varmuuskertoimet, joilla pyritään varmistamaan laitteen kestävyys erilaisten aine- tai valmistusvirheiden ja mahdollisten epäedullisten olosuhteiden yhtäaikaisesta vaikutuksesta huolimatta.

Esimerkiksi direktiivin kohdassa 7.2 hitseille on määritetty varmuuskertoimet, jotka riippuvat valmiin tuotteen laadun ja virheettömyyden valvontatavasta. Direktiivin

mukaan hitsausliitosten lujuuskerroin on  $n=0,85$  laitteilla, jotka on tarkastettu satunnaisotoksin ainetta rikkomattomin tarkastusmenetelmin. (PED 97/23/EY 2005, 32).

Suurempaa varmuuskerrointa ei tässä tutkimustyössä voitu soveltaa, sillä varmuuskertoimen 1 käyttö edellyttää ainetta rikkovia tarkastusmenetelmiä. Sellaisia olisivat esimerkiksi vetokoe, murtokoe, kovuuskokeet ja venttiilien kriittinen koeponnistus.

### **2.3 Valmistusmenetelmän hyväksyntä**

Vain pätevät henkilöt saavat tehdä painelaitteiden paineenkestoon vaikuttavien osien ja niihin suoraan kiinnitettyjen osien pysyviä liitoksia, ja liitokset on tehtävä pätevyöityjen menetelmien mukaisesti. Menetelmät ja henkilöt hyväksyy toimivaltainen kolmas osapuoli. Hyväksymistä varten mainittu kolmas osapuoli tekee tai teettää asianmukaisten yhdenmukaistettujen standardien mukaisia tutkimuksia ja koetuksia tai niitä vastaavia tutkimuksia ja koestuksia. (PED 97/23/EY 2005, 26).

Pysyvillä liitoksilla tarkoitetaan liitoksia, jotka voidaan irrottaa vain rikkovilla menetelmillä. Tonisco System Oy:n valmistamat venttiilit sisältävät vain pysyviä hitsattavia liitoksia, joten kokoonpanohenkilöstöllä on oltava asianmukaiset pätevyudet.

Standardit, joissa määritetään hitsaajan pätevyudet, ovat EN 287-1 ja EN 1418. Hyväksytyt menetelmät määritetään standardissa EN ISO 15614.

### **2.4 Laadunvarmistus**

Tonisco System Oy käyttää tuotteittensa tarkistusmenetelmänä koeponnistusta. Yritys haki tutkimustyön kirjoittamisen aikana koeponnistukselle VTT:n hyväksyntää, sillä sitä ei lueta ainetta rikkomattomaksi menetelmäksi. Sellaisia olisivat muun muassa ultraääni- ja röntgenkuvaukset, mutta niiden kustannukset ovat kuitenkin kohtuuttomat valmistusmäärään nähden.

Koeponnistus tehdään normaalisti 1,25-kertaisella paineella putkiston suurimpaan käyttöpaineeseen ( $P_s$ ) verrattuna. Kun venttiilien käyttökohde on vaativampi kuormituksiltaan, koestuspaine on 1,4-kertainen.

## 2.5 Dokumentointi

Jotta valmistusprosessi olisi direktiivin mukainen, sen täytyy olla dokumentoitu tarkasti alusta loppuun saakka. Suunnittelulle ja mitoituksille on laadittu omat ohjeensa, joista yksi esimerkki on standardi SFS-EN 13480: ”Metalliset teollisuusputkistot. Osa 3: Suunnittelu ja laskenta”. Siinä määritellään suunnittelun ja laskennan vaatimukset metallisille teollisuusputkistojärjestelmille kannatuksineen.

Standardin SFS-EN 13480 osa 5 koskee putkiston ja sen osien testausta ja tarkastusta. Jos jännitysanalyysi tehdään FEM-suunnittelumenetelmällä, niin kuin tässä työssä tehtiin, dokumentaation pitää kohdan 6.2.2 mukaan sisältää vähintään:

- selvitys merkintätavoista
- tietokoneohjelman yksityiskohtaiset tiedot
- oletukset laskentaa varten
- laskelmien lähtötiedot
- graafiset esitykset geometriseen malliin sisältäen reuna- ja kelpoisuusehdot
- jännitykset, siirtymät ja venymät tarvittavissa kohdissa
- jännitykset kriittisimmillä alueilla
- lasketut jännitykset verrattuna sallittuihin jännityksiin. (SFS-EN 13480-5, 14)

## 2.6 Poraussulkuventtiilien asemointi direktiiviin ja standardeihin

Poraussulkuventtiilejä kutsutaan venttiileiksi varauksella, sillä venttiili muuttuu asennuksen jälkeen hitsatuksi yhteeksi eikä sillä sen jälkeen ole venttiilin piirteitä. Tässä onkin keskeinen syy, miksi sulkuventtiilit eivät kuulu suoraan minkään standardin piiriin: sulkuventtiileillä on samanaikaisesti venttiilien ja yhteiden piirteet.

Koska venttiileiden valmistukselle ei ole yhdenmukaistettuja standardeja, voidaan tässä tapauksessa käyttää painelaitedirektiivin soveltamisohjeessa 6/11 kuvattua menettelyä:

”Kun yhdenmukaistettuja standardeja ei ole olemassa, valmistajan tulee soveltaa jotakin olemassa olevaa asiakirjaa (yhdenmukaistetun standardin luonnosehdotus, ammatillinen asiakirja, opas, tunnustetun kolmannen osapuolen / ilmoitetun laitoksen laatima asiakirja, yrityksen asiakirja jne.) tai valmistajan on itse laadittava asiasta erityinen asiakirja. Asiakirjassa on oltava vähintään seuraavat tiedot:

- menetelmään sisältyvät oleelliset muuttujat, jotka saattavat vaikuttaa pysyvän liitoksen ominaisuuksiin
- menetelmän asianmukaisuuden varmentamiseksi tarvittavat tarkastukset ja testaukset
- hyväksymiskriteerit” (Blomberg 2009, 147.)

Tämä tarkoittaa, että venttiilien suunnittelussa ja valmistuksessa voidaan nojautua olemassa olevien standardien tiettyihin osiin, mutta näistä prosesseista pitää laatia tarkka dokumentaatio, jotta direktiivin vaatimustenmukaisuus voidaan osoittaa.

Tässä työssä yritettiin osoittaa, että vaikka poraussulkuventtiileillä onkin venttiileille kuuluvia ominaispiirteitä, niiden funktionaalinen tarkoitus on enemmän yhdistää putkiston osat yhteen. Erillistä standardia putkiyhteille ei ole, ja siksi haaroituksen suunnittelussa pitää nojautua standardiin SFS-EN 13480.

### 3 PORAUSSULKUVENTTIILI

#### 3.1 Venttiilien rakenne, asennus ja toimintaperiaate

Venttiilit kootaan tehtaalla tarkoin suunnitellun prosessin mukaisesti. Venttiilit nimelliskooltaan 20DN – DN100 työstetään kokonaisina puolikkaina ja sitä suuremmat venttiilien puolikkaat (DN125–DN700) kootaan putkesta ja jyrsimällä työstetystä laipasta. Puolikkaiden väliin asennetaan tiivisteet ja ne hitsataan umpeen, ja yhdelle sivulle jätetään aukko sulkulevyä varten. Kuviossa 1 on esitetty kokoonpanovalmis valmiiksi koottu venttiili. Keltaiset suojat estävät asennuspäiden korroosion.



Kuvio 1. Valmiiksi koottu poraussulkuventtiili DN60

Venttiilien asennuspää hitsataan haaroitettavaan putkeen pienahitsillä ja suoritetaan hitsaussauman tiiviyden tarkistus paineistamalla venttiili kaasulla siihen tarkoitettuun, porauslaitteen kyljessä olevan venttiilin kautta. Testauspaine on putkiston käyttöpaineeseen verrattuna 1,25-kertainen ja vaativissa käyttöolosuhteissa 1,4-kertainen. Vaativat käyttöolosuhteet tarkoittavat esimerkiksi vaihtelevaa painetta tai korroosiovaaraa. Tämän jälkeen venttiilin kautta haaroitettavaan putkeen porataan aukko erikoisrakenteisella porauslaitteella.

Porauksen jälkeen pora peruutetaan venttiilin sulkutason taakse, sulkulevy työnnetään paikalle ja lopuksi porauslaite poistetaan. Nyt putkistoon voidaan liittää haara, ja

liittämisen jälkeen sulkulevy voidaan poistaa ja sulkulevyn aukko voidaan hitsata umpeen. Tämän jälkeen asennus on valmis.

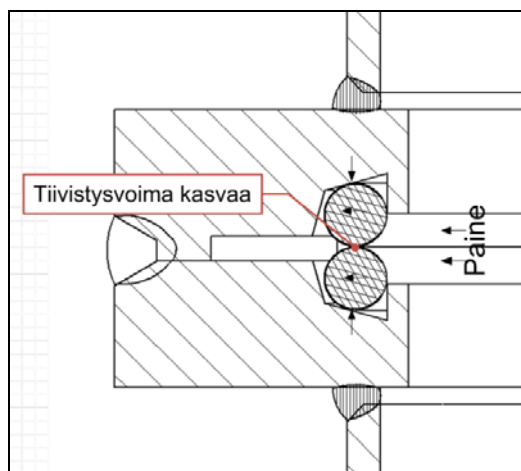
Tiiviste on kokoonpanohitsauksen jälkeen 0,3–0,5 millimetrin puristuksessa. Tiivisteeseen esipuristusta tarvitaan, ettei paine purkautuisi siinä vaiheessa asennusta, kun sulkulevy on vedetty ulos ja aukko on hitsattavana. Kun sulkulevy vedetään pois, tapahtuu vähäistä ja merkityksetöntä fluidin vuotoa.

Tiiviste on siis kestävä korkeintaan asennusvaiheen yli. Tiivisteeseen vioittumisella asennuksen jälkeen ei ole merkitystä, koska venttiili muuttuu asennuksen jälkeen hitsatuksi yhteeksi.

Tiivisteiden kestoa asennusvaiheessa ei ole tässä työssä tutkittu.

### 3.2 Venttiilien tiivistys

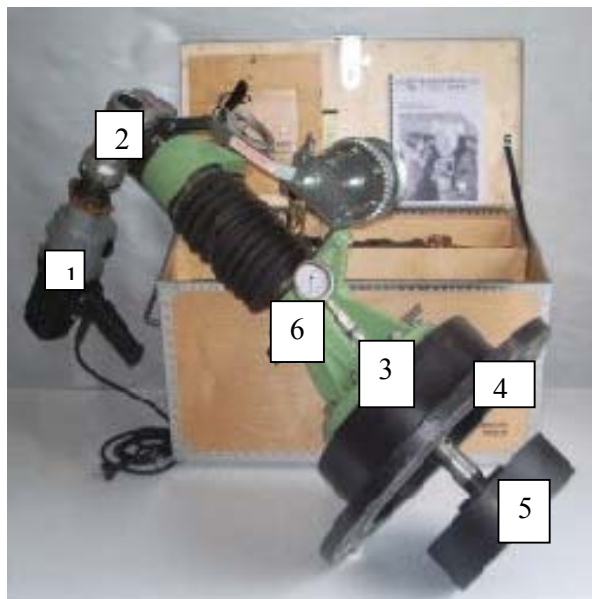
Yhtenä esteenä venttiilien suosion kasvulle ovat olleet epäilykset tiivisteiden varmatoimisuudesta asennusvaiheessa. Kuvio 2 kuitenkin nähdään, että kun tiivisteet pyrkivät paineen vaikutuksesta ulommalle kehälle, ne altistuvat uran pinnan kaltevuuden takia entistä suuremmalle puristukselle. Täten tiivistys on itsetehostuva ja paranee paineen noustessa.



Kuvio 2. Tiivistyksen itsetehostus

### 3.3 Porauslaite

Porauslaitteen käyttö ei rajoitu yrityksen valmistamiin sulkuventtiileihin, vaan laitetta voidaan käyttää muidenkin venttiilien kanssa, joiden rakenne sallii poranterän pääsyn venttiilin läpi haaroutettavan putken pintaan. Jos haaroituksen toiminta ei kuitenkaan edellytä venttiiliä, on suositeltava Tonisco System Oy:n valmistamien sulkujen käyttöä, sillä ne on suunniteltu juuri tällaisten haaroitusten tekemiseen ja ne vaativat huomattavasti vähemmän asennustilaa. Kuviossa 3 on esitetty toimintavalmis porauslaite.



Kuvio 3. Porauslaite. 1. Porakone, 2. kulmavaihde, 3. laippaliitin, 4. sovitelaippa, 5. poranterä ja 6. testauksen painemittari

### 3.4 Venttiilien materiaalit

Venttiileissä DN125–DN700 laippa on eri materiaalia kuin venttiilin rakenteessa käytetty putki. Laipoissa käytettävä materiaali on teräslaji S355K2+N. Tunnus N tarkoittaa normalisointia ja tunnus K2 iskutörmäenergiaa, josta jäljempänä tarkemmin kohdassa 3.6. ”Normalisointi: Poistaa aiempien lämpökäsittelyjen vaikutuksia sekä hienontaa raekokoa. Normalisointi tehdään yleisimmin alle 0,8 % hiiltä sisältäville teräksille, joissa on riski epätasaisen raekoon muodostumiselle (esim. valuille, paksuille tuotteille ja takeille, joissa on suuria poikkipintaeroja)” (Sten Oy, 2012, 1).

### 3.5 Sallitut jännitykset

#### 3.5.1 Laippa

Standardin SFS-EN 10025-2 taulukossa 7 teräslaadulle S355K2+N asetetaan seuraavat minimivaatimukset: ainevahvuuksille  $s < 16$  mm myötöraja  $R_{eH} = 355 \text{ N/mm}^2$ , ainevahvuuksille  $16 \text{ mm} < s < 40$  mm  $R_{eH} = 345 \text{ N/mm}^2$  ja ainevahvuuksille  $40 \text{ mm} < s$   $R_{eH} = 335 \text{ N/mm}^2$ . Näistä voidaan laskea direktiivissä hitseille määrätty sallitut jännitykset lujuuskertoimella  $k=0,85$ :

$$\sigma_{\text{sall}} = R_{eH} * k \quad (1)$$

Näin saadut sallitut jännitykset on esitetty taulukossa 1:

Taulukko 1. Sallitut jännitykset teräslaadun S355K2+N erilaisille ainevahvuuksille

Paksuudet s, mm	Myötöraja $R_{eH}$ (MPa)	Sallittu jännitys $\sigma_{\text{sall}}$ , (MPa)
<16	355	301
16<s<40	345	293
40<s	335	284

Venttiilien sallitut jännitykset jakautuvat ainevahvuuden mukaan taulukon 2 mukaisesti.

Taulukko 2. Venttiilien laippojen sallitut jännitykset

Venttiilin nimelliskoko (DN)	Sallittu jännitys, (MPa)
DN125	301
DN200	301
DN250	293
DN300	293
DN350	293
DN500	284
DN600	284

### 3.5.2 Putki

Standardissa SFS-EN 10028-2 teräslaadulle P235HG asetetaan seuraavat minimivaatimukset: ainevahvuuksille  $3 < s < 16$  mm myötöraja  $R_{eH} = 235$  N/mm<sup>2</sup>. Missään nimelliskoossa venttiilin putken seinämävahvuus ei ylitä 16:tta millimetriä, joten putken ja laipan hitsausliitoksen sallittu jännitys on kaavan (2) mukaan:

$$\sigma_{sall} = 235 \text{ N/mm}^2 * 0,85 = 199,75 \text{ MPa} \approx 200 \text{ MPa} \quad (2)$$

### 3.6 Materiaalin vaatimustenmukaisuus

Vähimmäisvaatimukset materiaalin murtolujuudelle ja -venymälle määritellään myös direktiivin kohdassa 7.5 ”Rakenneaineiden ominaisuudet” seuraavasti: ”...teräksen katsotaan olevan riittävän sitkeä [direktiivin] 4.1 kohdan vaatimusten mukaisesti, jos sen murtovenymä standardimenetelmällä tehdyssä vetolujuuskokeessa on vähintään 14 % ja jos sen iskusitkeysenergia ISO V -koesauvalle on vähintään 27 J lämpötilassa, joka on korkeintaan 20 °C mutta ei korkeampi kuin alin suunniteltu käyttölämpötila” (PED 97/23/EY, 32).

#### 3.6.1 Laippamateriaalin vaatimustenmukaisuus

Työssä tutkittujen sulkuventtiilien käyttölämpötila on -30...+200 °C. Käytetty teräs täyttää nämä vaatimukset reilusti, sillä sen iskusitkeys on sertifioitu 40 J:lle, kun lämpötila on 20 °C. Tämä vastaa 20 J:a lämpötilassa -30 °C. (SFS-EN 10025-2:2004, 50.)

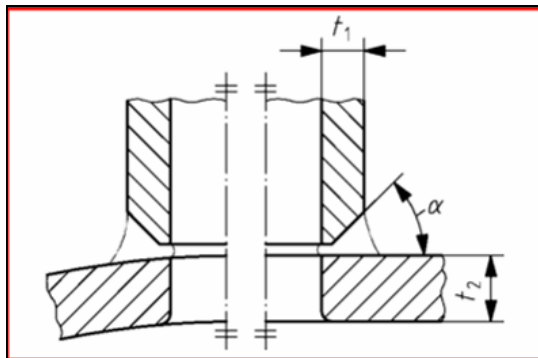
#### 3.6.2 Putkimateriaalin vaatimustenmukaisuus

Myös putken materiaali täyttää kohdan 3.5 vaatimukset, sillä standardissa SFS-EN 10028-2 painelaiteteräkselle P235HG murtovenymän vähimmäisarvoiksi määritetään 24 prosenttia ja iskusitkeyden energiaksi 34 J lämpötilassa 0 °C. Kyseinen teräs on myös suunniteltu nimenomaan putkistoja varten korkeisiin käyttölämpötiloihin.

### 3.7 Venttiilien liitokset

#### 3.7.1 Laippa-putki

Venttiilit DN125–DN700 on koottu laipoista ja putkista. Putken ja laipan hitsausliitokseen voidaan soveltaa standardia SFS-EN 1708-1, tarkemmin sanoen taulukossa 2 ”Vaipan pintaan hitsatut yhteen” esitettyä tapausta 2.1.1. Kyseinen liitos on esitetty kuviossa 4.



Kuvio 4. Vaipan pintaan hitsatut yhteen. Mitta  $t_1$  on putken seinämän paksuus,  $t_2$  on laipan paksuus ja  $\alpha$  on railon viistekulma.

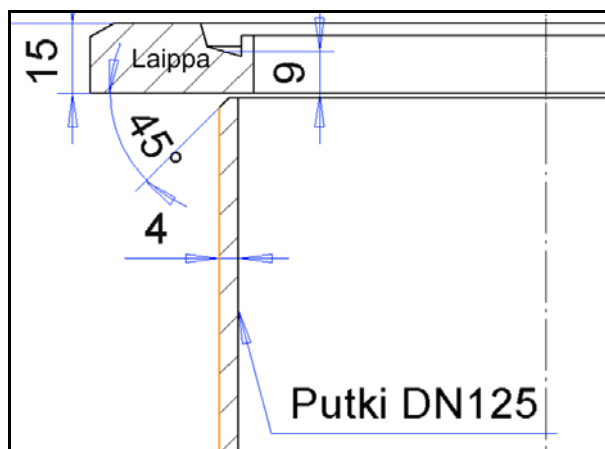
Tämä liitosmuoto pätee kaikkiin tässä työssä käsiteltäviin sulkuventtiileihin. Sen ehtona on, että

$$t_1 < 0,5 * t_2 \text{ ja}$$

$\alpha$  on  $45^\circ$ – $60^\circ$  (SFS-EN 1708-1, 18)

(3)

Kuviossa 5 esitetään vastaavan kohdan poikkileikkaus venttiilistä DN125.



### Kuvio 5. Venttiilin DN125 kokoonpanon poikkileikkaus

Tarkistetaan standardin ehdot:

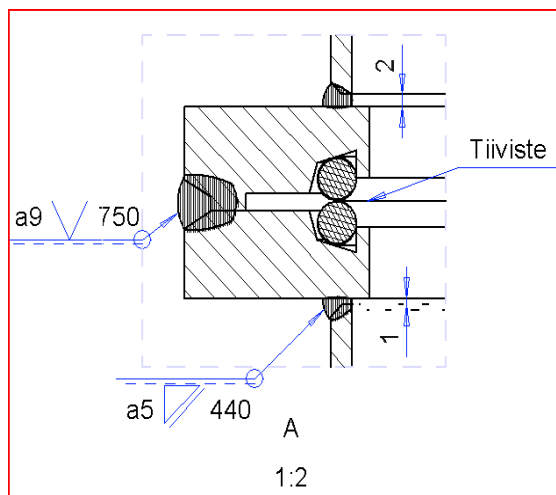
$t_1 = 4 \text{ mm}$ ,  $t_2$  (laipan minimivahvuus hitsausseaman kohdalla) = 9 mm,

$$4 \text{ mm} < 0,5 * 9 \text{ mm}, \alpha \text{ on } 45^\circ \quad \text{OK} \quad (4)$$

Suurempien venttiilien valmistuksessa liitos hitsataan myös sisäpuolelta. Tällaisen liitoksen lujuutta ei ole syytä tarkastella tässä työssä, koska liitos läpihitsattuna on tasaluja eikä ”sen kestävyyttä tarvitse laskea standardin SFS-EN 1993-1-1 pätevyysalueella” (Airila , Ekman, Hautala, Kivioja, Kleimola, Martikka, Miettinen, Ranta, Rinkinen, Salonen, Verho, Vilenius, Välimaa 1995, 268).

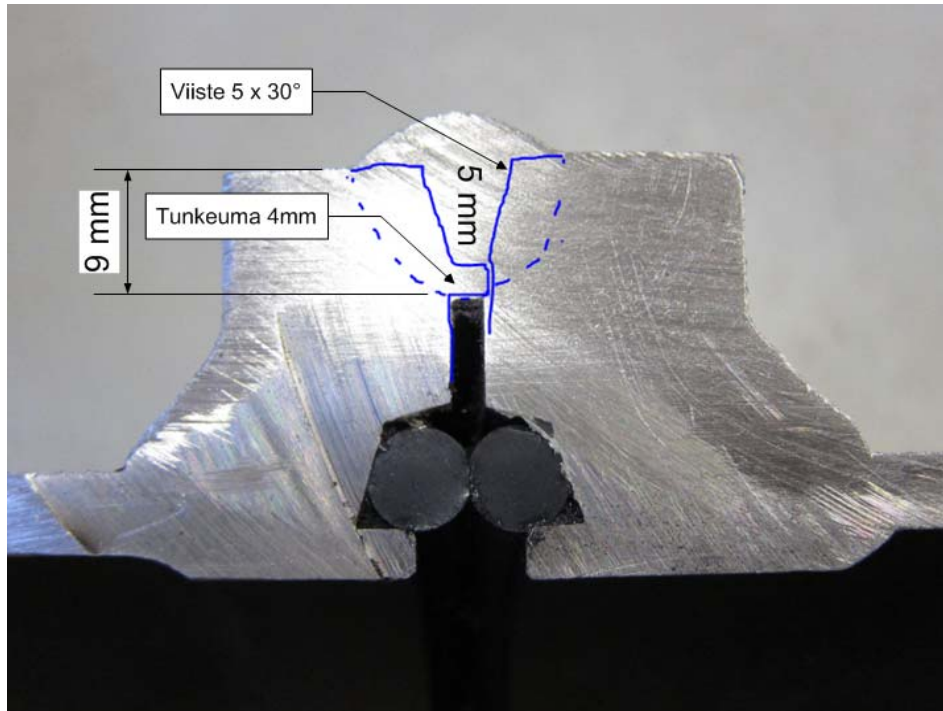
### 3.7.2 Laippa-laippa

Tässä työssä laippa-putki-liitoksen tutkimista olennaisempaa oli tutkia hitsausliitosta, jolla liitetään venttiilin laipat toisiinsa. Kuviossa 6 esitetään venttiilin putken nimelliskoolle DN125 osaleikkausta, jossa kriittisin hitsausseama on ”a9 V 750”.



Kuvio 6. Poraussulkuventtiilin DN125 poikkileikkaus laippojen liitoksesta.

Läpileikkaus on mallinnettu työn yhteydessä tehdystä todellisesta leikkauksesta. Sauman a-mitaksi on laskettu mitatuista arvoista 9 millimetriä. Poikkileikkaus esitetään kuviossa 7.



Kuvio 7. Venttiilin DN125 koeavaus hitsin tunkeuman tutkimiseksi

## 4 KUORMITUSTEN MALLINTAMINEN

### 4.1 Kuormitustapaukset

Analyysi koski vain sellaisia tilanteita, joille on voitu määrittää suhteellisen tarkasti kuormitukset ja tuennat. Muunlaisissa tilanteissa venttiileille ei pystytä luomaan matemaattista käyttäytymismallia, mutta niiden käyttäytyminen voidaan selvittää testauksien ja kokemusperäisten tietojen avulla.

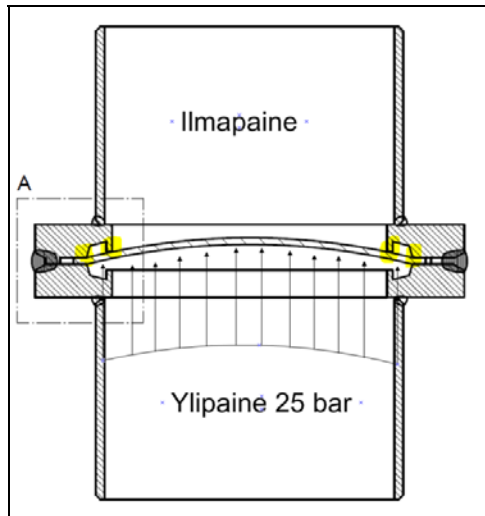
Käytännössä on kolme tilannetta, jotka voidaan mallintaa suhteellisen tarkasti. Ne ovat seuraavat:

1. Tilanne, jossa venttiiliä asennetaan. Niin kuin jäljempänä todetaan, kriittisin tilanne on silloin, kun venttiili on asennusvaiheessa. Tällöin laippojen välinen hitsaussauma on osittain auki, sulkulevy on sisällä ja tiiviste pitää. Koska rakenne ei ole symmetrinen, sulkulevyyn kohdistuva paine pyrkii repimään hitsaussaumaa sulkulevyaukon kohdalla. Jatkossa tilanteeseen viitataan nimityksellä ”kuormitustapaus 1”.
2. Tilanne, jossa venttiili on asennettu, putkisto on liitetty ja sulkulevy on vedetty ulos ja hitsattu valmiiksi, mutta tiiviste peittää 25 baarin paineessa. Jatkossa tilanteeseen viitataan nimityksellä ”kuormitustapaus 2”.
3. Tilanne, jossa venttiili on asennettu, putkisto on liitetty, sulkulevy on vedetty ulos ja hitsattu valmiiksi ja tiiviste pitää 25 baarin paineessa. Tämä tilanne jätettiin tarkastelujen ulkopuolelle, koska paine vaikuttaa aksiaalisuunnassa huomattavasti pienempään alueeseen kuin kuormitustapauksessa 2, ja syntyvät kuormitukset ovat sen takia pienemmät.

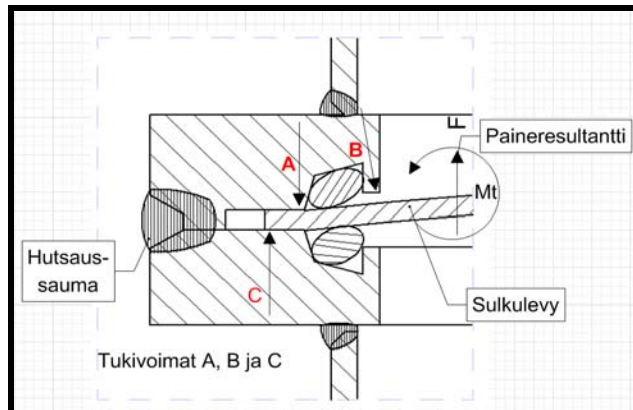
### 4.2 Kuormitusten vaikutukset venttiilien rakenteeseen

Suurin voima, joka kumuloituu kuormitustapauksen mukaan sulkulevyyn tai laipan sauman rajaavaan sisäpinta-alaan vaikuttavasta paineesta, kohdistuu laippojen liitoshitsaussaumaan kohdan 4.3 ensimmäisen esimerkkilaskun mukaisesti. Kuviossa 8

on esitetty tilanne, jossa sulkulevy on paikoillaan ja siihen kohdistuu painetta. Kuviossa 9 esitetään venttiiliin syntyvät tukivoimat sulkulevyyn kohdistuvasta paineesta.



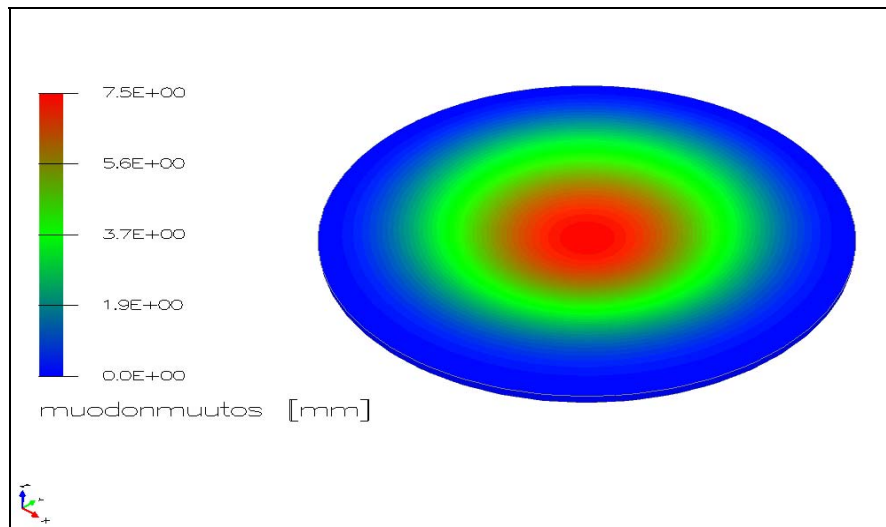
Kuvio 8. Sulkulevyn muodonmuutos (vääristetty) paineen vaikutuksesta.



Kuvio 9. Paineen vaikutuksesta syntyvät tukivoimat

Kuten kuviosta 9 huomataan, tukivoima B syntyy vain silloin, kun painetta on tarpeeksi. Kuviossa 10 on esitetty venttiilin DN125 sulkulevyn siirtymätilan FEM-analyysi kyseisessä tilanteessa. Tässä esimerkissä venttiilillä DN125 kosketus ei tapahdu vielä

25 baarin suunnittelupaineella, joten sulkulevyn ja venttiilin välissä on pelkästään tukivoimat A ja C. Tämä on tärkeä tieto jatkossa kuvatun FEM-analyysin kuormitusten määrittämistä varten.

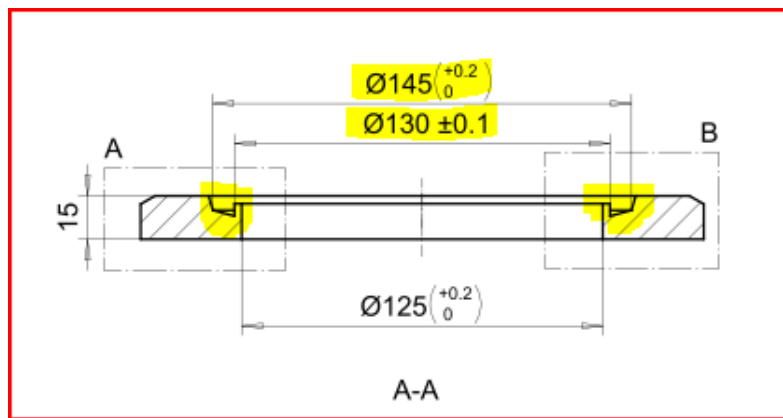


Kuvio 10. Venttiilin DN125 sulkulevyn siirtymäanalyysi.

Maksimisiirtymä 25 baarin paineessa on levyn keskellä noin 7,5 millimetriä. Kuvion tasa-arvokäyrästä arvioitu siirtymä olakkeen (tukivoiman B, kuvio 9) kohdalla on noin 2 millimetriä.

#### 4.3 Voimaresultantin määrittäminen kuormitustapauksessa 1 venttiilille DN125

Voimien määrittämiseksi tarvittiin tietoja pinta-alasta, johon paine vaikuttaa. Vaikutuspinta-alaa ei voitu määrittää tarkasti, vaan oli tehtävä tietyt oletukset. Esimerkiksi tiivisteiden rajaama pinta-alaa laskettaessa oletettiin, että tiivisteiden kosketusviiva on keskellä tiivisteuraa ja sen sijainti lasketaan uran sisä- ja ulkohalkaisijan keskiarvolla. Kuormitustapauksessa 2 oletettiin, että hitsausauman tunkeuma on tasainen koko matkalla. Esimerkiksi venttiilillä DN125 tunkeuma on koemittausten mukaan noin 4 millimetriä. Kuviossa 11 on esitetty venttiilin DN125 uran poikkileikkausmitoitus.



Kuvio 11. Venttiilin DN125 uran halkaisijan mitoitus

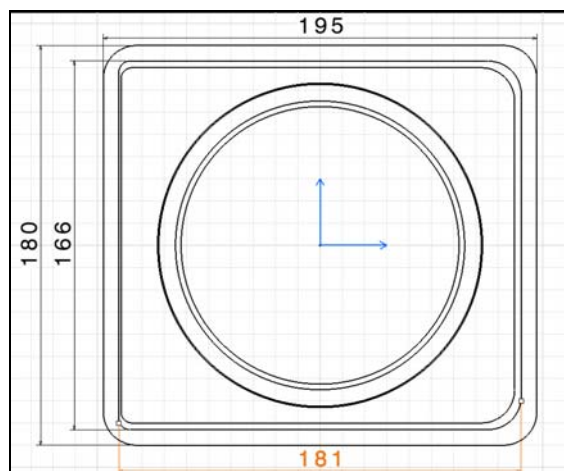
Esimerkiksi nimelliskoossa DN125 paineen vaikutuspinta-ala ja siitä aiheutuva voiman resultantti on Mathcad-ohjelmalla ([www.ptc.com](http://www.ptc.com)) esitettyinä:

$$\text{Vaikutuspinta-alan säde} \quad r_{\text{DN125}} := \left( \frac{145 - 130}{2} + \frac{130}{2} \right) \text{mm} = 72.5 \text{ mm} \quad (5)$$

$$\text{Pinta-ala} \quad A_{\text{DN125}} := r_{\text{DN125}}^2 \cdot \pi = 16513 \text{ mm}^2 \quad (6)$$

$$\text{Vaikuttava voima} \quad F_{\text{DN125}} := P \cdot A_{\text{DN125}} = 41.3 \text{ kN} \quad (7)$$

Tämän kuorman hitsausauma joutuu kantamaan, ja siitä aiheutuu jännitys vetosuuntaan. Sauman pinta-ala voidaan laskea kuvan 12 mitoituksesta.



Kuvio12. Venttiilin DN125 hitsausauman mitoitus

Yksinkertaisimmillaan jännitys voidaan laskea jakamalla voima  $F$  sauman poikkileikkauksen pinta-alalla, joka puolestaan on laskettu Mathcad-ohjelmalla kaavan 6 mukaan.

$$A_s := (195.180 - 181.166)\text{mm}^2 = 5054\text{mm}^{(2)} \quad (8)$$

$$\sigma_s := \frac{F_{DN125}}{A_s} = 8\text{MPa} \quad (9)$$

jossa  $A_s$  on sauman pinta-ala ja  $\sigma_s$  on sauman jännitys poikkipinnan keskikohdassa.

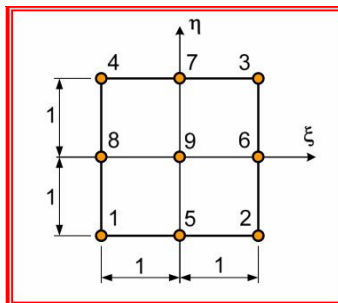
Tulos on kuitenkin epätarkka, eikä siinä tullut huomioitua voiman resultantin sijaintia, hitsausauman tai geometrian lovivaikutuksia eikä putkiston painetta radiaalisuunnassa. Tulos pätee melko tarkasti sauman keskikohtaan, missä lovet ja terävät reunat eivät vaikuta enää niin paljon ja jännitykset tasaantuvat. Tarkemman ratkaisun tarjoaa tietokoneavusteinen FEM-elementtimenetelmä.

## 5 FEM-MENETELMÄ

### 5.1 Yleistä

FEM-menetelmän ratkaisut perustuvat myös likimääräisiin laskusuorituksiin, mutta niiden tarkkuus paranee, kun käyttöön otetaan moniasteisempia elementtejä ja elementtiverkkoa tihennetään. Kuitenkin jo karkea verkotus ja lineaariset elementit tarjoavat hyvät suuntaa-antavat arvot. (Lähteenmäki.)

On kuitenkin mahdotonta laskea jännitysten tarkat arvot mallinnetun kappaleen (jatkossa malli) koko alueessa. Niinpä elementtimenetelmässä malli jaetaan äärellisiin osiin, joita sanotaan elementeiksi. Elementeillä on tietyt pisteet eli solmut, jotka sijaitsevat elementin rajoilla ja joille pystytään määrittämään tyydyttävät likiarvot interpoloimalla. Kuviossa 13 esitetään bi-kvadraattinen Lagrangen elementti. Bi-kvadraattinen tarkoittaa, että interpolointifunktiot ovat toisen asteen funktioita  $\eta$ - ja  $\xi$ -suuntiin.



Kuvio 13. Bi-kvadraattinen Lagrangen elementti, emoneliö.

Interpoloinnin tarkkuus riippuu solmujen lukumäärästä. Mitä enemmän elementillä on solmuja, sitä tarkempi on interpolointi. Interpolointifunktioiden asteen nostaminen yli kolmannen asteen lisää solmujen määrää eksponentiaalisesti. Se ei kuitenkaan lisää huomattavasti tarkkuutta mutta tuottaa reilusti enemmän laskutoimituksia. Esimerkiksi bi-kuutiollisen elementin perusyhtälöt sisältävät matriisin, jonka dimensio on  $60 \times 60$ . Laskettavissa malleissa voi helposti olla miljoonia elementtejä, joilla on samat perusyhtälöt, joten laskenta käy tietokoneillekin raskaaksi.

Toisaalta verkon tihentämisellä on myös tarkentava vaikutus, ja elementin solmumäärä voidaan näin pitää alhaisena. Verkon tihennys ei lisää laskentamäärää samassa määrin kuin interpoloinnin asteen nosto. Kuviossa 14 on esitetty erään kappaleen elementtiverkko, jota on tihennetty kriittisissä kohdissa (merkitty punaisella).



Kuvio14. Erään kappaleen mallin elementtiverkko.

## 5.2 Venttiilien FEM-analyysiohjelman valinta

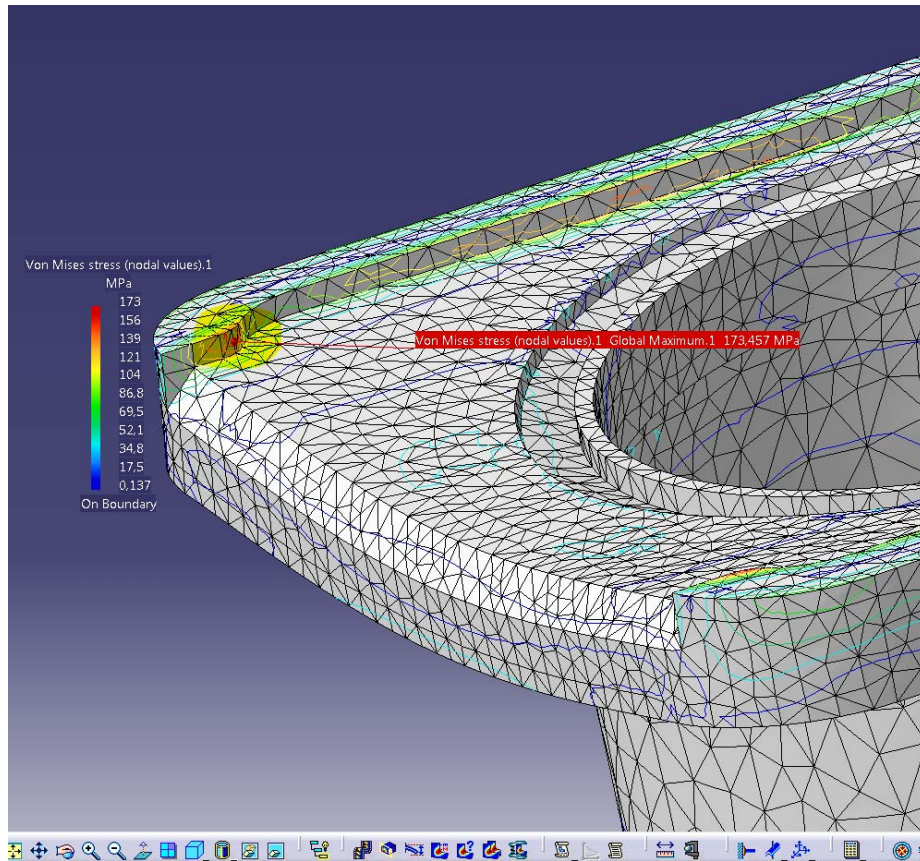
Kokeilujen ja vertailujen jälkeen venttiilien DN125–DN250 FEM-analyysi päätettiin tehdä Catia Dassault Systèmes –ohjelman ([www.3ds.com](http://www.3ds.com)) FEM-ratkaisijalla eikä ANSYS:n ([www.ansys.com](http://www.ansys.com)) Workbench-ohjelmalla, kuten aluksi suunniteltiin. Tähän päädyttiin, koska tulokset ovat samansuuruiset molemmilla ohjelmilla, mutta ANSYS:n ratkaisijaa varten Catialla luodut 3D-mallit joutuu kääntämään ensin geometrian siirtomuotoon \*.stp. Tämän jälkeen mahdolliset korjaukset malliin joutuisi tekemään taas Catialla ja ne pitäisi muuntaa uudelleen siirtomuotoon, mikä on työlästä.

Venttiilit DN300–DN600 analysoitiin kuitenkin ANSYS-ohjelmalla, sillä niissä jouduttiin käyttämään materiaalin ideaaliplastista materiaalimallia, mihin Catian ratkaisija ei tarjonnut mahdollisuutta.

## 5.3 Verkotus

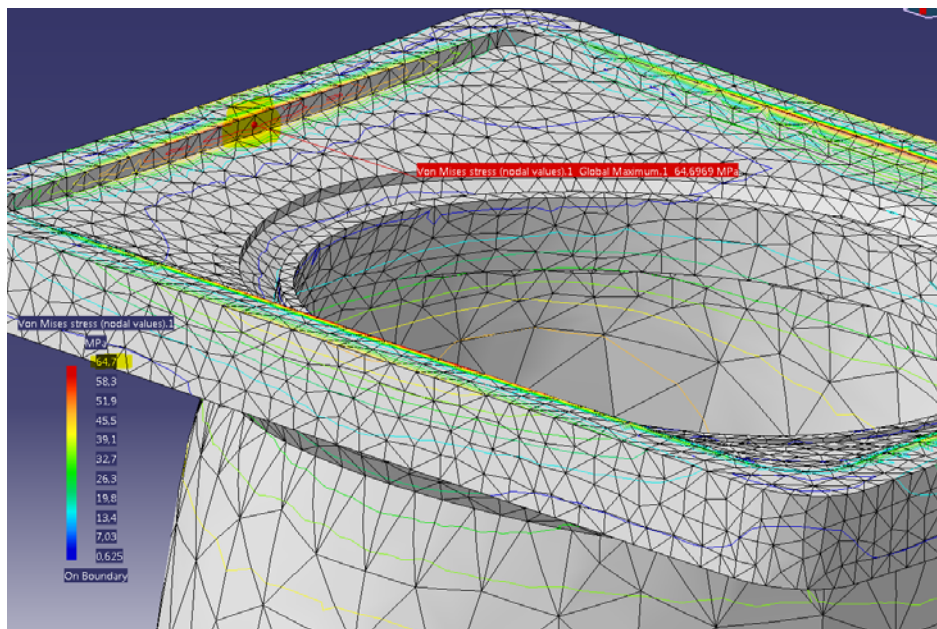
Karkealla verkotuksella haettiin mahdolliset jännitysten huippukohdat. Sen jälkeen verkkoa tihennettiin kriittisissä kohdissa. Hyvin tiheä verkko koko mallin alueella

hidastaa laskentaa eikä ole tarpeellinen tulosten näkökulmasta. Tässä tapauksessa jännityshuiput kohdistuivat laippojen väliseen hitsaussaumaan. Kuviossa 15 on esimerkki jännityshuipusta kuormitustapauksessa 1, jossa venttiilin nimelliskoko on DN125 ja putkistossa on painetta 25 baaria.



Kuvio 15. Poraussulkuventtiili DN125; maksimijännitys 173 MPa, kun putkiston paine on 25 baaria ja sulkulevy on paikoillaan ja porauslaite on vedetty ulos (kuormitustapaus 1). Deformaatio on liioiteltu.

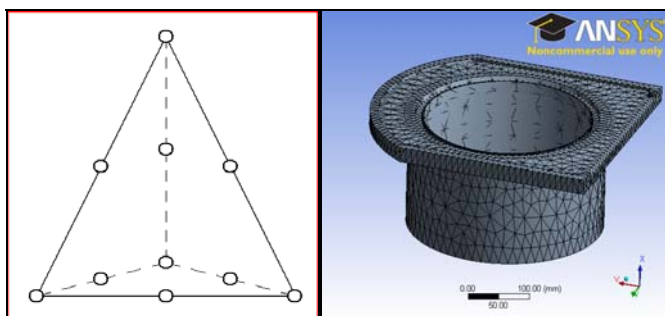
Kuviossa 16 on esitetty saman venttiilin jännitys jakauma kuormitustapauksessa 2. Tässä kuviossa nähdään myös tyypillisin kohta, johon jännityshuippu sijoittuu kaikissa venttiileissä nimelliskoosta ja kuormitustapauksesta riippumatta.



Kuvio 16. Poraussulkuventtiili DN125; maksimijännitys on 65 MPa, kun putkiston paine on 25 baaria, sulkulevy on vedetty ulos ja sulkulevyn aukko on hitsattu umpeen (kuormitustapaus 2). Deformaatio on liioiteltu.

#### 5.4 Verkon elementtien valinnat

Venttiilien verkotuksessa käytetyt elementit ovat 10-solmuisia parabolisia tetraedrejä TH10. Elementin koko nimelliskoossa DN125 on 5 millimetriä. Isommissa venttiileissä osa verkosta on harvennettu. Kuitenkin kriittisissä kohdissa elementin ja venttiilin kokojen suhde on pyritty säilyttämään samana. Terävien nurkkien ja kulmien oletussäteeksi asetettiin 0,1 millimetriä. Tarkemmat tiedot käytetyistä elementeistä on asiakkaalle toimitetuissa raporteissa. Kuviossa 17 on esitetty verkotuksessa käytetty elementti.

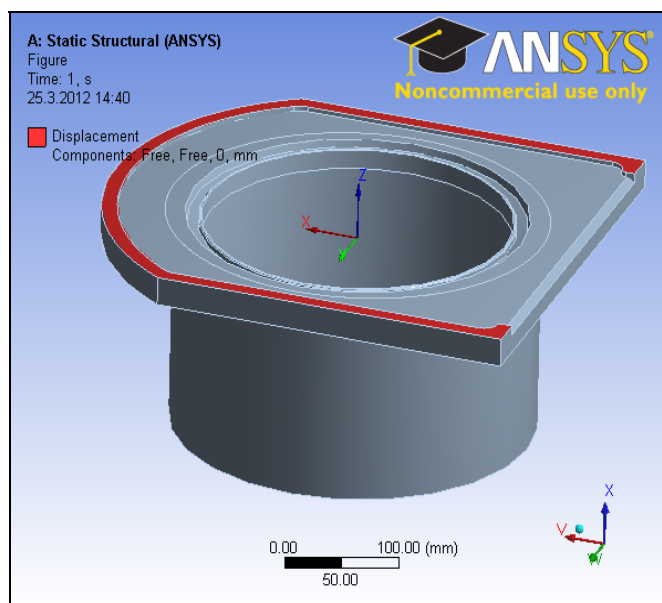


Kuvio 17: Solidielementti TH10 solmuineen ja venttiilin DN300 elementtiverkko

## 5.5 Kuormitusten ja kiinnitysten määrittäminen FEM-analyysissä

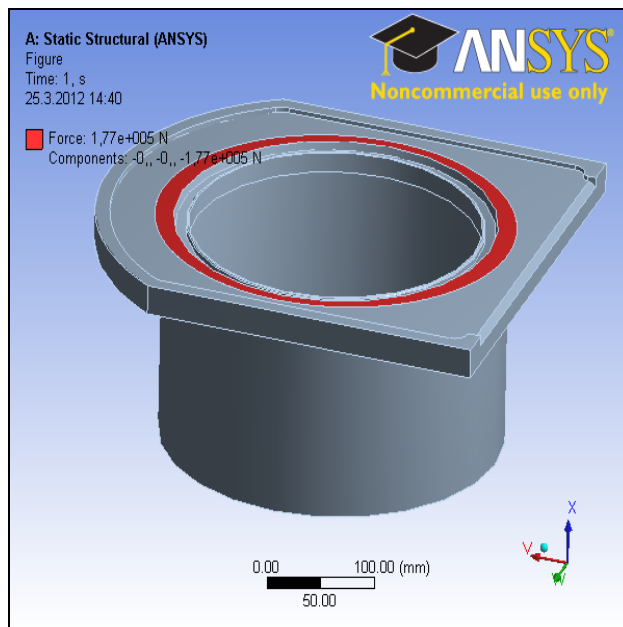
Hitsaussauman todenmukainen mallintaminen FEM-ohjelmaa varten oli keskeistä työn kannalta. Geometriaa jouduttiin approksimoimaan 3D-malleissa, ja FEM-ohjelman oletuksena on materiaalin homogeenisuus. Hitsin tunkeumaa selvitettiin tarkoin aksiaalisuunnassa halkaistaista venttiileistä.

Kuviossa 18 esitetään työssä käytetty kiinnityspinta, joka edustaa hitsaussauman radiaalisuunnan poikkileikkausta. Pinnan siirtymää on estetty sen normaalin suunnassa (z-suunta, sininen väri.).



Kuvio 18. Yleinen kiinnityspinta (punainen)

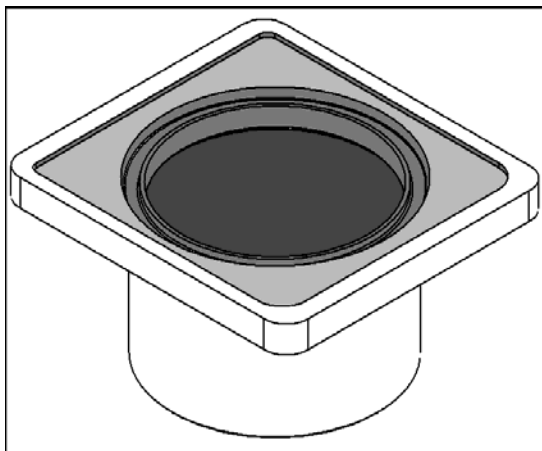
Kuormitustapauksen 1 analyysia varten malliin luotiin pinta (kuvio 19), joka mallintaa sulkulevyn vaikutusta venttiiliin voimalla  $F$ . Voima  $F$  määritettiin ohjelmassa pinta-alavoimaksi (distributed force), ja sen arvo laskettiin kohdan 4.3 esimerkkilaskun mukaisesti.



Kuvio 19. Sulkulevyvoiman  $F$  vaikutuspinta (punainen)

Todellisuudessa voima vaikuttaa pienemmälle alueelle, mutta jos mallinnuksessa voiman vaikutus kohdistettaisiin reunaviivaan, siihen syntyisi äärettömän suuri jännitys.

Kuormitustapauksen 2 analysissa kuormituksena oli 25 baarin paine, joka jakautui venttiilin sisäpinnoille (kuvio 20).



Kuvio 20. Paineelle 25 baaria altistetut pinnat kuormitustapauksessa 2

## 6 TULOKSET JA HAVAINNOT

### 6.1 Piirustukset

Piirustukset laadittiin venttiilien laipoista, putkista ja laippapuolikkaiden kokoonpanosta. Venttiilien tietyille valmistusmitoille on ajan saatossa löydetty tietynsuuruiset ja asennuksessa siedättävät toleranssit. Kuitenkin osa geometrian mitoista ovat toleroimattomia, ja niihin voitiin soveltaa standardissa SFS-EN 22768-2 määriteltyä suoruuden yleistoleranssia ISO 2768-mK (taulukko 3).

Taulukko 3. Standardin SFS-EN 22768-2 mukaiset suoruuden ja symmetrisyyden toleranssitaulukot (SFS-verkkokauppa):

Toleranssi- luokka	Suoruus- ja tasomaisuustoleranssit nimellispituus- alueilla						Toleranssi- luokka	Symmetrisyydetoleranssit nimellispituusalueilla			
	≤ 10	> 10 ≤ 30	> 30 ≤ 100	> 100 ≤ 300	> 300 ≤ 1000	> 1000 ≤ 3000		≤ 100	> 100 ≤ 300	> 300 ≤ 1000	> 1000 ≤ 3000
H	0,02	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	H	0,5			
K	0,05	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	K	0,6		0,8	1
L	0,1	0,2	0,4	0,8	1,2	1,6	L	0,6	1	1,5	2

### 6.2 Syntyvät jännitykset

Taulukossa 4 esitetään kuormitustapauksen 1 voimaresultanttien arvot, jotka on laskettu kohdassa 4.3 esitetyn laskuesimerkin 1 mukaisesti kaikille työssä käsitellyille venttiileille.

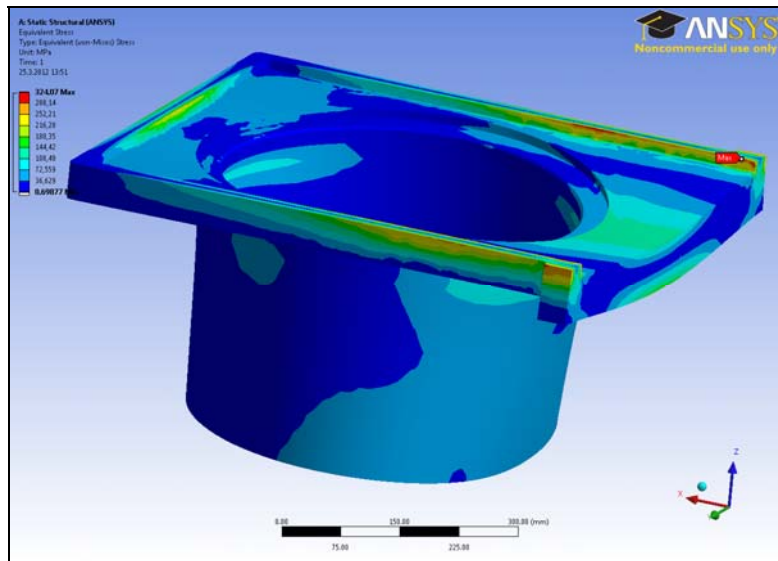
Taulukko 4. Voimaresultantit 25 baarin paineesta

Venttiilin nimelliskoko	Voiman resultantti (kN)
DN125	41
DN150	56
DN200	100
DN250	142
DN300	177
DN350	252
DN500	552
DN600	789

Taulukko 5. Paineen 25 bar aiheuttamat jännitykset kuormitustapauksissa 1 ja 2. Varmuudet sallittuihin jännityksiin.

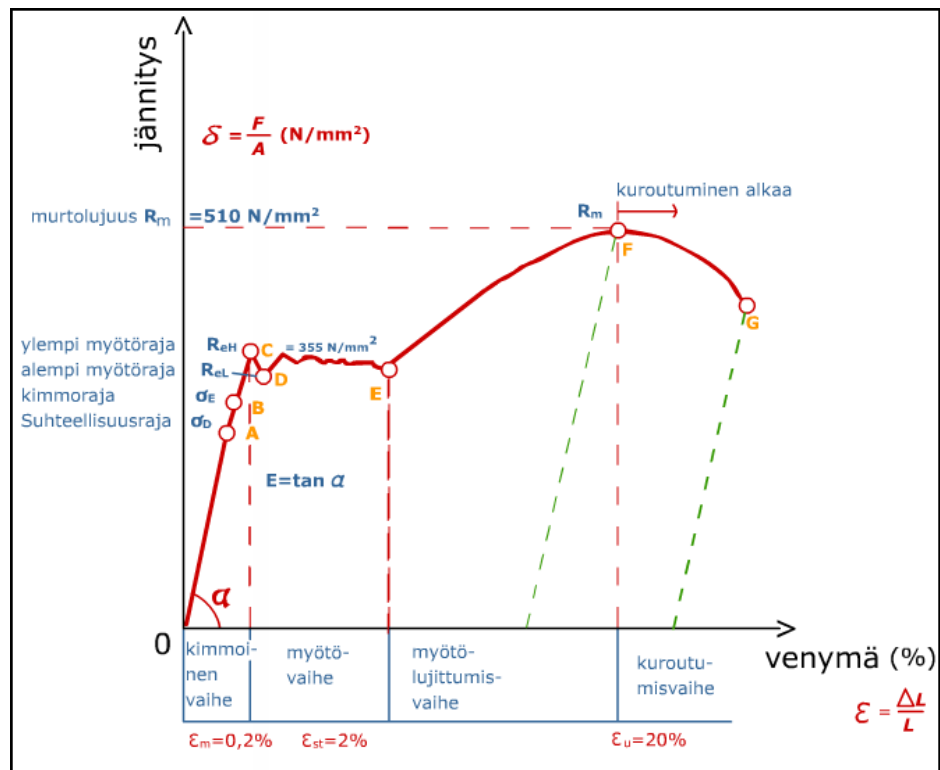
Nim. koko	Vertailujännitys VVEH/Von Mises (Mpa)		Siirtymä tiivisteiden kohdalla (mm)	Sallittu jännitys $\sigma_{sall}$	Varmuus sallittuun jännitykseen $\sigma_{sall}/VVEH$		Sauman mallinnettu leveys (mm)
	Kuormitustapaus 1; 25 bar	Kuormitustapaus 2; 25 bar	Kuormitustapaus 1; 25 bar		Kuormitustapaus 1; 25 bar	Kuormitustapaus 2; 25 bar	
DN125	173	65	0,04	302	1,7	4,6	9
DN150	184	68	0,1	302	1,6	4,4	10
DN200	289	113	0,1	293	1,0	2,6	11
DN250	295	120	0,2	293	1,0	2,5	14
DN300	351	142	0,4	293	0,8	2,1	14
DN350	334	196	0,3	293	0,9	1,5	14
DN500	324	165	0,7	285	0,9	1,7	22
DN600	383	220	0,8	285	0,7	1,3	22

Kuormitustapausten 1 ja 2 synnyttämässä jännityksissä on jopa kertaluokan erot toisistaan. Neljällä taulukossa mainitulla venttiilillä sallittu jännitys ylittyy jonkin verran. Näissä tapauksissa ei kuitenkaan tapahdu mitään merkittävää. Kuviossa 21 esitetyn venttiilin DN500 jännitysten tasa-arvokäyrästä tarkasteltaessa huomataan, että suurin jännitys esiintyy hyvin pienellä alueella.



Kuvio 21. Venttiilin DN500 FEM-analyysi, kuormitustapaus 1, VVEH-jännitysten tasarovokäyrästä. Maksimijännitys 324 MPa.

Materiaali ei käyttäydy maksimijännityksen kohdassa aina lineaarisesti. Ohjelmassa on kuitenkin perusoletus, että venymien ja jännitysten suhde on lineaarinen aina. Tämän takia ohjelma laskee tälle kohdalle suuremmat jännitykset kuin ne todellisuudessa ovat myötäämisen jälkeen. Kuviossa 22 on esitetty teräksen vetokokeesta saatu, venymästä riippuva jännityskäyrä. (Virtuaali AMK) Siitä huomataan, että kun jännitys ylittää myötörajan, alkaa plastinen muodonmuutos. Tällöin venymä kasvaa ja jännitys pysyy suunnilleen samalla tasolla tiettyyn pisteeseen asti (n. 2 %  $\approx$  20000 $\mu$ ). Tämän jälkeen alkaa myötölujittuminen ja suhteellinen venymä kasvaa noin 20 prosenttiin, jolloin teräs alkaa kuroutua ja käytännössä murtuu. Tässä kohtaa jännitys on noin 510 MPa, ja se on teräksen S355 murtolujuus.



Kuvio 22. Teräksen vetokokeesta saatu jännityskäyrä (Lilja 2009)

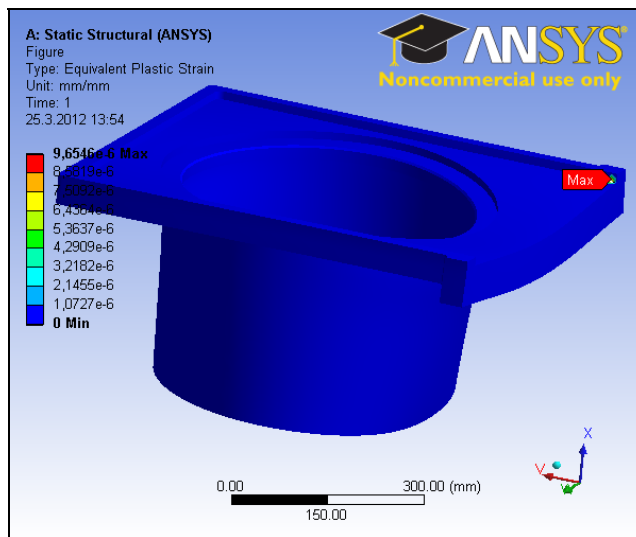
Edellä mainitut seikat johtivat siihen, että kun analysoitiin venttiilejä, joiden jännitykset nousivat yli myötörajan, FEM-ohjelman asetuksia muutettiin vastaamaan kimmoista-ideaaliplastista mallia. ”Kimmoisen-ideaaliplastisen’ mallin mukaisessa analyysissä oletetaan, että poikkileikkaus pysyy täysin kimmoisena, kunnes plastisuusteorian mukainen momenttikestävyys saavutetaan, ja tämän jälkeen poikkileikkaus plastisoituu täysin” (Eurocode 3 1992 [ESDEP, 14]). Plastinen malli on lähempänä totuutta, mutta siinäkin ei oteta huomioon myötövaihetta, vaan jännitykset lasketaan myötölujittumisen vaiheen käyrästä.

Kuten todettiin, jännityshuipun kohdalla materiaalissa tapahtuu plastinen muodonmuutos. Tämä tapahtuu kuitenkin venymäohjatusti, koska ympäröivä materiaali käyttäytyy elastisesti. (Airila ym. 1995, 65.) Tämä tarkoittaa, että materiaalin myötöillä jännityshuippu tasaantuu ja muodonmuutos jää paikalliseksi eikä aiheuta rakenteeseen globaalia muodonmuutosta.

Kuviossa 23 esitetään venttiilin DN500 plastisen muodonmuutoksen tasa-arvokäyrästä. Tasa-arvokäyrästä huomataan, että alue, jossa myötöä tapahtuu, on rajautunut

pieneen pisteeseen. Siten myötöä ei tapahdu ympäröivässä materiaalissa. Plastista venymää kriittisessä pisteessä on vain noin 10 $\mu$ .

Asennus kestää tyypillisesti korkeintaan 3–4 tuntia. Siksi edellisen perusteella voidaan todeta, että vaikka kuormitus olisi dynaaminenkin, venttiilit kestävät hyvin asennusvaiheen yli. Kun sulkuaukko on hitsattu umpeen, hitsi alkaa kantaa kuormaa muiden hitsien ohella ja jännitykset pienenevät huomattavasti ( Airila mm. 1995, 63). Taulukossa 5 on esitetty jännitykset kuormitustapauksessa, jossa sulkuaukko on hitsattu (kuormitustapaus 2).



Kuvio 23. Venttiilin DN500 FEM analyysi, kuormitustapaus 1, plastisen venymän tasarvokäyrästä. Suhteellinen plastinen venymä ( $\epsilon$ ) on 9,7  $\mu$ .

Seuraavaksi verrataan syntyvää suhteellista kokonaisvenymää murtovenymään, joka on työssä tutkitulla teräksellä on noin 17 prosenttia ( $\approx 170\ 000\mu$ ).

Kokonainen suhteellinen venymä voidaan laskea seuraavasta kaavasta:

$$\epsilon_{kim} + \epsilon_{plast} = \epsilon_{kok} \quad (11)$$

jossa  $\epsilon_{kim}$  on kimmoisen suhteellinen venymä ja  $\epsilon_{plast}$  on plastinen suhteellinen venymä.

Ennen kuin teräs alkaa venyä plastisesti, se joustaa elastisesti jännityksen pysyessä tapauksessamme alle 355 MPa:ssa. Kimmoinen suhteellinen venymä voidaan laskea seuraavalla kaavalla (12):

$$\varepsilon_{\text{kim}} = R_{\text{eH}} / E = \frac{355\text{MPa}}{210\text{GPa}} = 1690\mu \quad (12)$$

jossa  $E$  on teräksen kimmomoduuli (210 GPa).

Täten suhteellinen kokonaisvenymä on:

$$1\,690\ \mu + 10\ \mu = 1\,700\ \mu$$

Tämä on noin 100 kertaa pienempi kuin murtovenymä. Vaikka tulokseen lisättäisiin 2 prosentin myötövaihe, kokonaisvenymä jäisi silti reilusti alle murtovenymän. Tässä kohdassa tapahtuu kylmämuokkaus, jonka seurauksena teräksen myötöraja nousee.

Taulukossa 6 esitetään plastisten venymien maksimiarvoja venttiileille, joiden jännitykset nousivat yli myötörajan.

Taulukko 6. Suhteelliset plastiset maksimivenymät

Nimelliskoko	Suhteellinen plastinen maksimivenymä ( $\mu$ )
DN300	9
DN350	0
DN500	10
DN600	16

### 6.3 Turvallisuusriskit

Painelaitedirektiivissä määrätään, että tarvittaviin suojatoimenpiteisiin on ryhdyttävä sellaisten vaarojen varalta, joita ei voida poistaa. Lisäksi tarvittaessa on tiedotettava käyttäjiä jäljelle jäävistä vaaroista sekä ilmoitettava, onko tarpeen toteuttaa asianmukaisia erityistoimenpiteitä, joiden tarkoituksena on pienentää vaaraa asennuksen ja/tai käytön aikana. (PED 97/23/EY, 20.)

Tämä määräys koskee olennaisesti venttiilin asennusvaihetta, jolloin sulkulevy työnnetään sisään tai vedetään ulos. Tässä vaiheessa paine voi purkautua. Tätä riskiä ei voida poistaa, joten se on minimoitava joko suunnittelemalla suojamekanismeja tai ohjeistamalla käyttäjiä ja asentajia vaaroista hyvin tarkkaan.

Varmuus myötöön venttiilien käyttöaikana voidaan laskea seuraavalla kaavalla:

$$n_1 = n_2 / k \quad (14)$$

jossa  $n_1$  on varmuus myötöön,  $n_2$  on varmuus sallittuun jännitykseen ja  $k$  on hitsin lujuuskerroin. Taulukossa 7 on esitetty venttiilien käyttöaikaiset varmuudet myötöön.

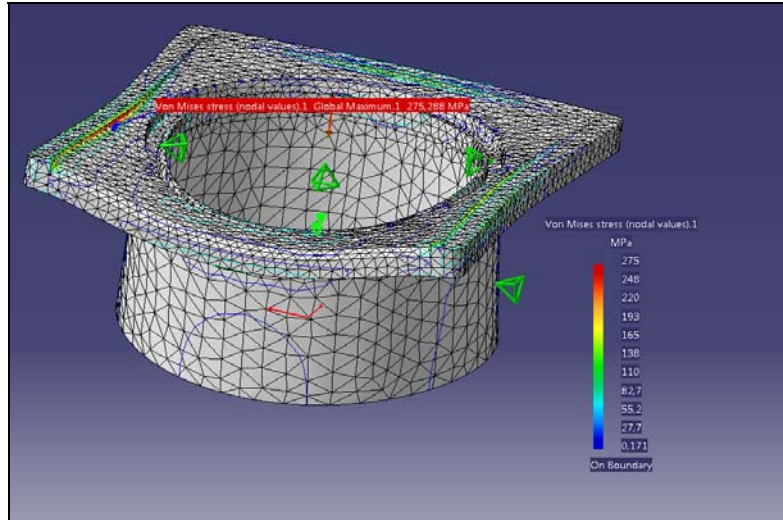
Taulukko 7. Kuormitustapaus 2, varmuudet myötöön

Venttiilin nimelliskoko	Varmuus myötöön, $n_1$
DN125	5,4
DN150	5,2
DN200	3,1
DN250	2,9
DN300	2,5
DN350	1,8
DN500	2
DN600	1,5

#### 6.4 Parannusehdotukset

Parannuksia olisi tarpeen tehdä niihin venttiilien rakenteisiin, joiden varmuus sallittuihin jännityksiin kuormitustapauksessa 1 alitti arvon 1. Esimerkiksi sauman leventäminen alentaisi jännityksiä. Saumaa ei kuitenkaan voida kasvattaa kovin paljon tekemättä muutoksia laipan dimensioihin, sillä sulkulevy edellyttää tietynsuuruista aukkoa.

Työn päätteeksi hitsaussaumaa mallinnettiin leveämmäksi tarpeen mukaan, kunnes jännitykset pienenevät niin paljon, että varmuus nousi yli yhden. Kuviossa 24 esitetään esimerkki levennyksen vaikutuksesta venttiilin DN250 jännityksiin. Jännitys putosi 322:sta 275 MPa:iin kun sauman leveyttä suurennettiin kuvitteellisesti 3 millimetriä.



Kuvio 24. Venttiilin DN250 hitsaussauman a-mitan kasvattaminen 17 millimetriin ja sen vaikutus jännityksiin (maksimijännitys 275 MPa,  $n_2=1,07$ ).

Taulukossa 8 esitetään leveyden kasvattamisen jälkeiset arvot venttiileille DN250–DN600 ja suositeltavat hitsaussaumojen a-mitat, joilla varmuus sallittuun jännitykseen kasvaa yli yhden.

Taulukko 8. Sauman suositusleveys 25 baarin paineelle.

Nimelliskoko	Vertailujännitys VVEH/Von Mises (Mpa)	Siirtymä tiivisteiden kohdalla (mm)	Sallittu jännitys $\sigma_{sall}$ (Mpa)	Varmuus sallittuun jännitykseen $\sigma_{sall}/VVEH$	Sauman suositeltava leveys (mm)
DN250	275	0,21	293	1,07	17
DN300	283	0,21	293	1,04	18
DN350	274	0,21	293	1,07	20
DN500	273	0,40	285	1,04	25
DN600	280	0,47	285	1,02	42

Venttiilin DN600 rakennetta pitäisi muuttaa. Näin siksi, että sauman leveyden kasvattaminen yli 15 millimetriin, ja tässä tapauksessa yli 40 millimetriin, ei ole lämmöntuonnin kannalta oikea tapa vahvistaa liitosta. (Airila ym. 1995, 286.) Hitsaussauma jouduttaisiin hitsaamaan tässä tapauksessa liian monella palolla.

## 7 JOHTOPÄÄTÖKSET JA POHDINTA

Työssä tutkittiin ja analysoitiin Tonisco System Oy:n valmistamia poraussulkuventtiilejä. Analyysien perusteella venttiilit kestävät suurimman käyttöpaineen, 25 baaria, räsitusta hyvin. Eri venttiilien varmuus sallittuun jännitykseen käyttövaiheessa oli 1,3–4,6, mikä on erinomainen arvo, sillä sallitun jännityksen arvossa on mukana hitsin lujuuskerroin 0,85. Tällöin varmuus myötöön nousee pienimmilläänkin yli 1,5:n, jota pidetään konesuunnittelussa tavanomaisena varmuuskertoimena.

FEM-analyysin mukaan suurten venttiilien asennusvaiheen jännitykset ylittivät myötörajan jossakin määrin. Myötöalue oli kuitenkin niin suppea, että kimmoisen-ideaaliplastisen mallin teorian mukaan muodonmuutos jäi paikalliseksi.

Standardoimisliiton standardikokoelmasta ei ole valmiita standardeja, joita voisi soveltaa sellaisinaan Tonisco System Oy:n valmistamiin poraussulkuventtiileihin. Kuitenkin Tukesin laatimassa painelaitedirektiivin 97/23/EY soveltamisohjeessa 6/11 ohjeistetaan, että venttiilien valmistuksessa on mahdollista soveltaa joitakin olemassa olevia asiakirjoja. Esimerkkejä tällaisista asiakirjoista ovat yhdenmukaistetun standardin luonnosehdotus, ammatillinen asiakirja, opas, tunnustetun kolmannen osapuolen tai ilmoitetun laitoksen laatima asiakirja ja yrityksen asiakirja. Valmistaja voi myös itse laatia asiasta erityisen asiakirjan. Sovellettavia asiakirjoja voisivat olla esimerkiksi seuraavat standardit:

SFS-EN 13480-3 + A1 Metalliset teollisuusputkistot. Osa 3: Suunnittelu ja laskenta.

SFS-EN 1993-1-8 Teräsrakenteiden suunnittelu. Osa 1–8: Liitosten suunnittelu.

SFS-EN 1708-1 Hitsaus. Hitsausliitosten liitosmuodot teräksille. Osa 1: Paineenalaiset osat.

Yrityksen on myös dokumentoitava tarkasti valmistusprosessin menetelmät, kuten venttiilien hitsauksen ja työstön. Näin se voi osoittaa, että venttiilit ovat painelaitedirektiivin vaatimusten mukaisia.

Venttiilien piirustuksia laadittiin niiden osista ja kokoonpanosta. Piirustukset tehtiin konepiirustusstandardien ja -vaatimusten mukaisesti.

Työn aikataulu on venynyt hieman tavoitteesta, ja takarajaa jouduttiin siirtämään kahdella viikolla. Aikataulua jouduttiin korjaamaan muun muassa siksi, että työn laajuus arvioitiin väärin. Kaikki alkuperäiset tavoitteet jäivät joiltakin osin saavuttamatta – esimerkiksi Venäjän viranomaisten vaatimukset venttiilien sertifiointista ovat kokonaan tutkimatta.

Kuitenkin työn edetessä tutustuttiin laajemmin painelaitedirektiivin sisältöön ja käytiin läpi mahdollisia venttiilien valmistukseen liittyviä standardeja. Työssä sovellettiin lujuusopin kahta keskeistä mallia – kimmoista ja kimmoista-ideaaliplastista. Tulosten perusteella rakenteille ehdotettiin kriittisten kohtien parannuskeinoja. Kaiken kaikkiaan työ oli rikas oppimiskokemus.

## 8 LÄHTEET

Airila M., Ekman K., Hautala P., Kivioja S., Kleimola M., Martikka H., Miettinen J., Ranta A., Rinkinen J., Salonen P., Verho A., Vilenius M., Välimaa V. Koneenosien suunnittelu. 1995. 1. painos. Juva: WSOY.

Blomberg, T. (toim.) 2009: Painelaitedirektiivin soveltamisohjeet. TUKES-julkaisu 3/2009. Turvatekniikan keskus, Helsinki. [tukes.fi/Tiedostot/julkaisut/3\\_2009.pdf](http://tukes.fi/Tiedostot/julkaisut/3_2009.pdf). Tulostettu 2.3.2012.

Burkhart, Hamann, Umlauf. Adaptive tetrahedral subdivision for finite element analysis Computer Graphics International, 2010. <http://www-home.htwg-konstanz.de/~umlauf/Papers/CGI10.pdf>. Tulostettu 14.2.2012.

EN 287-1. Hitsaajan pätevyyskoe. Sulahitsaus. Osa 1: Teräkset. 2011. Suomen Standardisoimisliitto. Standardikokoelma. Online-sopimus 10980

EN 1418. Hitsaushenkilöstö. Hitsausoperaattoreiden pätevyyskokeet. Metallisten materiaalien mekanisoitu ja automaattinen sulahitsaus sekä vastushitsaus. 1998. Suomen Standardisoimisliitto. Standardikokoelma. Online-sopimus 10980

EN ISO 15614. Hitsausohjeet ja niiden hyväksyntä metalleille. Hyväksyntä menetelmäkokeella. 2008. Suomen Standardisoimisliitto. Standardikokoelma. Online-sopimus 10980

ESDEP. Kimmoinen-ideaaliplastinen malli. <http://www.terasinfo.fi/Esdep/114-14fr.htm>. Tulostettu 31.1.2012

Lähteenmäki M. Opintojakson K-12200 Elementtimenetelmän jatkokurssi arkistomateriaali [http://home.tamk.fi/~mlahteen/arkistot/elja\\_ark.htm](http://home.tamk.fi/~mlahteen/arkistot/elja_ark.htm). Tulostettu 14.2.2012

Nisso K. Sähköpostikirjeenvaihto opinnäytetyöstä. 2011-2012.

Pere A. Konepiirustus 1&2. 2009. 9. painos. Espoo: Kirpe Oy.

Painelaitedirektiivi 97/23/EY

SFS-EN 1708-1. Hitsaus. Hitsausliitosten liitosmuodot teräksille. Osa1: Paineenalaiset osat. 2010. Suomen Standardisoimisliitto. Standardikokoelma. Online-sopimus 10980

SFS-EN 10025-3. Kuumavalssatut rakenneteräkset. Osa 3: Normalisoidut ja normalisointivalssatut hitsattavat hienoraerakenneteräkset. Tekniset toimitusehdot. 2004. Suomen Standardisoimisliitto. Standardikokoelma. Online-sopimus 10980

SFS-EN 10028-3. Painelaiteteräkset. Levytuotteet. Osa 3: Normalisoidut hitsattavat hienoraeteräkset. 2010. Suomen Standardisoimisliitto. Standardikokoelma. Online-sopimus 10980

SFS-EN 13480-3. Metalliset teollisuusputkistot. Osa 3: Suunnittelu ja laskenta. 2006. Suomen Standardisoimisliitto. Standardikokoelma. Online-sopimus 10980.

SFS-EN 22768-2 Yleistoleranssit. Osa 2: Ilman toleranssimerkintää olevien elementtien geometriset toleranssit. 1993. Suomen Standardisoimisliitto. Standardikokoelma. Online-sopimus 10980.

Suomen Standardisoimisliitto. Standardikokoelma. Online-sopimus 10980

Sten Oy, Lämpökäsittelyn ohjelehdet. Web resurssi.

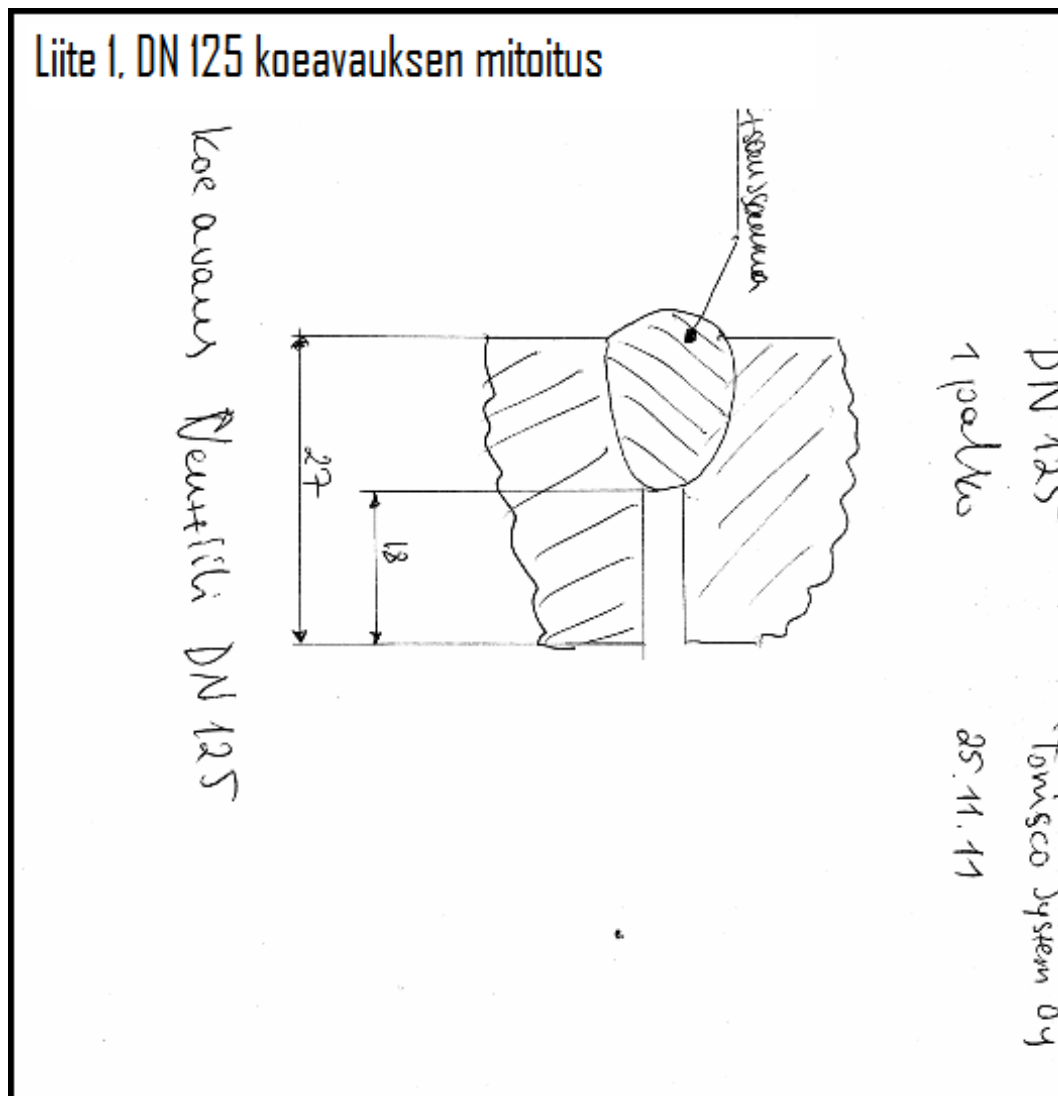
[http://www.sten.fi/data/attachments/Lampokasittelyn\\_ohjelehdet.pdf](http://www.sten.fi/data/attachments/Lampokasittelyn_ohjelehdet.pdf). Tulostettu  
17.02.2012

Lilja R. (toim.) 2009. VirtuaaliAMK-verkosto

<http://www.amk.fi/opintojaksot/030501/1132142124407/1133882334271/1134466388246/1136292458779.html>. Tulostettu 30.4.12

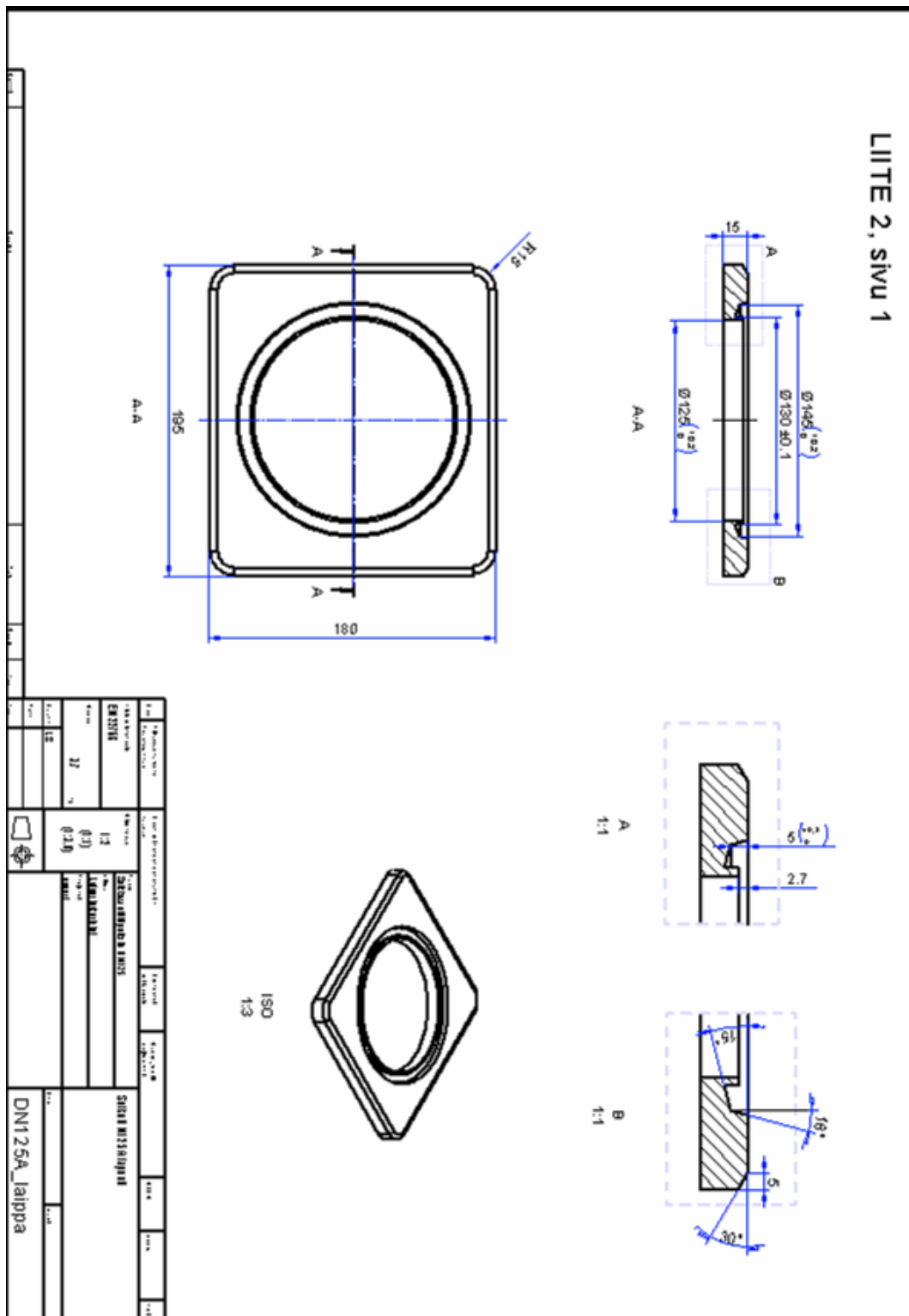
## 9 LIITTEET

## Liite 1. Mittauspöytäkirja koeavaus, venttiili DN125



Liite 2. Piirustukset, venttiili DN125

1(5)

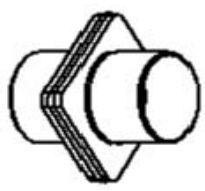
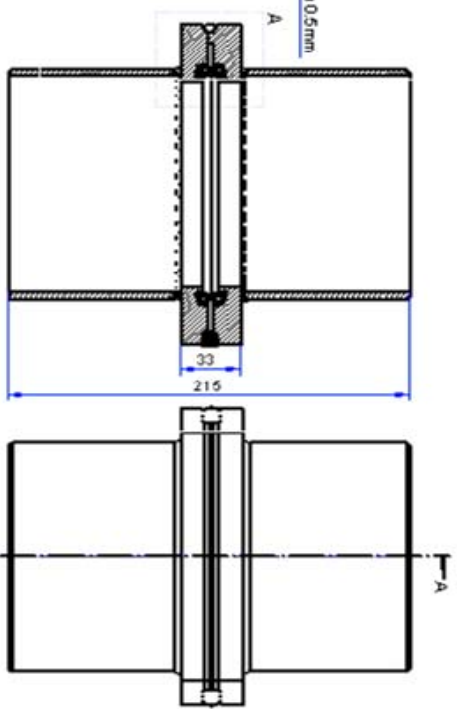
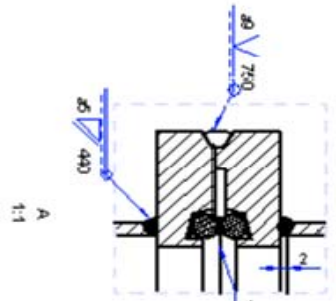








LIIITE 2, sivu 5



A-A  
1:2

№	Содержимое	Кол-во	Материал	Примечание
1	Труба	1	Ст 3	
2	Муфта	1	Ст 3	
3	Сальник	1	Сальник	
4	Шпилька	1	Шпилька	
5	Гайка	1	Гайка	
6	Шайба	1	Шайба	
7	Сальник	1	Сальник	
8	Сальник	1	Сальник	
9	Сальник	1	Сальник	
10	Сальник	1	Сальник	
11	Сальник	1	Сальник	
12	Сальник	1	Сальник	
13	Сальник	1	Сальник	
14	Сальник	1	Сальник	
15	Сальник	1	Сальник	
16	Сальник	1	Сальник	
17	Сальник	1	Сальник	
18	Сальник	1	Сальник	
19	Сальник	1	Сальник	
20	Сальник	1	Сальник	
21	Сальник	1	Сальник	
22	Сальник	1	Сальник	
23	Сальник	1	Сальник	
24	Сальник	1	Сальник	
25	Сальник	1	Сальник	
26	Сальник	1	Сальник	
27	Сальник	1	Сальник	
28	Сальник	1	Сальник	
29	Сальник	1	Сальник	
30	Сальник	1	Сальник	
31	Сальник	1	Сальник	
32	Сальник	1	Сальник	
33	Сальник	1	Сальник	
34	Сальник	1	Сальник	
35	Сальник	1	Сальник	
36	Сальник	1	Сальник	
37	Сальник	1	Сальник	
38	Сальник	1	Сальник	
39	Сальник	1	Сальник	
40	Сальник	1	Сальник	
41	Сальник	1	Сальник	
42	Сальник	1	Сальник	
43	Сальник	1	Сальник	
44	Сальник	1	Сальник	
45	Сальник	1	Сальник	
46	Сальник	1	Сальник	
47	Сальник	1	Сальник	
48	Сальник	1	Сальник	
49	Сальник	1	Сальник	
50	Сальник	1	Сальник	
51	Сальник	1	Сальник	
52	Сальник	1	Сальник	
53	Сальник	1	Сальник	
54	Сальник	1	Сальник	
55	Сальник	1	Сальник	
56	Сальник	1	Сальник	
57	Сальник	1	Сальник	
58	Сальник	1	Сальник	
59	Сальник	1	Сальник	
60	Сальник	1	Сальник	
61	Сальник	1	Сальник	
62	Сальник	1	Сальник	
63	Сальник	1	Сальник	
64	Сальник	1	Сальник	
65	Сальник	1	Сальник	
66	Сальник	1	Сальник	
67	Сальник	1	Сальник	
68	Сальник	1	Сальник	
69	Сальник	1	Сальник	
70	Сальник	1	Сальник	
71	Сальник	1	Сальник	
72	Сальник	1	Сальник	
73	Сальник	1	Сальник	
74	Сальник	1	Сальник	
75	Сальник	1	Сальник	
76	Сальник	1	Сальник	
77	Сальник	1	Сальник	
78	Сальник	1	Сальник	
79	Сальник	1	Сальник	
80	Сальник	1	Сальник	
81	Сальник	1	Сальник	
82	Сальник	1	Сальник	
83	Сальник	1	Сальник	
84	Сальник	1	Сальник	
85	Сальник	1	Сальник	
86	Сальник	1	Сальник	
87	Сальник	1	Сальник	
88	Сальник	1	Сальник	
89	Сальник	1	Сальник	
90	Сальник	1	Сальник	
91	Сальник	1	Сальник	
92	Сальник	1	Сальник	
93	Сальник	1	Сальник	
94	Сальник	1	Сальник	
95	Сальник	1	Сальник	
96	Сальник	1	Сальник	
97	Сальник	1	Сальник	
98	Сальник	1	Сальник	
99	Сальник	1	Сальник	
100	Сальник	1	Сальник	

DN1 25

**Liite 3. Lujuusanalyysi/raportit, DN125**

1(8)

Case 1

MESH:

<b>Entity</b>	<b>Size</b>
Nodes	65992
Elements	39006

ELEMENT TYPE:

<b>Connectivity</b>	<b>Statistics</b>
TE10	39006 ( 100,00% )

ELEMENT QUALITY:

<b>Criterion</b>	<b>Good</b>	<b>Poor</b>	<b>Bad</b>	<b>Worst</b>	<b>Average</b>
Stretch	39006 ( 100,00% )	0 ( 0,00% )	0 ( 0,00% )	0,334	0,639
Aspect Ratio	39006 ( 100,00% )	0 ( 0,00% )	0 ( 0,00% )	4,950	1,870

Materials.1

<b>Material</b>	Steel
<b>Young's modulus</b>	199999,996MPa
<b>Poisson's ratio</b>	0,266
<b>Density</b>	7860kg_m3
<b>Coefficient of thermal expansion</b>	1,17e-005_Kdeg
<b>Yield strength</b>	250MPa

Static Case

Boundary Conditions

2(8)

## STRUCTURE Computation

Number of nodes : 65992  
 Number of elements : 39006  
 Number of D.O.F. : 197976  
 Number of Contact relations : 0  
 Number of Kinematic relations : 0

Parabolic tetrahedron : 39006

## RESTRAINT Computation

Name: RestraintSet.1

Number of S.P.C : 2671

## LOAD Computation

Name: Loads.1

Applied load resultant :

$F_x = 1.407e-012 \text{ N}$   
 $F_y = 2.046e-012 \text{ N}$   
 $F_z = -4.000e+004 \text{ N}$   
 $M_x = 1.287e-006 \text{ Nxm}$   
 $M_y = -1.173e-006 \text{ Nxm}$   
 $M_z = 9.648e-014 \text{ Nxm}$

## STIFFNESS Computation

Number of lines : 197976  
 Number of coefficients : 7525950  
 Number of blocks : 16  
 Maximum number of coefficients per bloc : 499999  
 Total matrix size : 86.88 Mb

## SINGULARITY Computation

## Restraint: RestraintSet.1

Number of local singularities	:	0
Number of singularities in translation	:	0
Number of singularities in rotation	:	0
Generated constraint type	:	MPC

## CONSTRAINT Computation

## Restraint: RestraintSet.1

Number of constraints	:	2671
Number of coefficients	:	0
Number of factorized constraints	:	2671
Number of coefficients	:	0
Number of deferred constraints	:	0

## FACTORIZED Computation

Method	:	SPARSE
Number of factorized degrees	:	195305
Number of supernodes	:	5126
Number of overhead indices	:	959640
Number of coefficients	:	85127990
Maximum front width	:	2410
Maximum front size	:	2905255
Size of the factorized matrix (Mb)	:	649 . 475
Number of blocks	:	86
Number of Mflops for factorization	:	8 . 438e+004
Number of Mflops for solve	:	3 . 415e+002
Minimum relative pivot	:	1 . 748e-002

4(8)

## Minimum and maximum pivot

Value	Dof	Node	x (mm)	y (mm)	z (mm)
4.7905e+007	Tx	32877	-5.8105e+001	-5.9197e+001	3.7976e+000
8.6435e+009	Tz	36433	-8.6514e+001	-7.9221e+001	1.6741e+001

## Minimum pivot

Value	Dof	Node	x (mm)	y (mm)	z (mm)
5.1871e+007	Tz	65971	9.0090e+001	-6.9638e+001	1.4812e+001
5.5866e+007	Tx	65947	8.9480e+001	-6.0419e+001	1.2414e+001
5.7583e+007	Tx	65974	9.3811e+001	-7.0017e+001	1.4444e+001
5.7617e+007	Tx	3839	9.4837e+001	6.0012e+001	0.0000e+000
6.0183e+007	Ty	55757	9.6084e+001	-9.5819e+000	1.8000e+001
6.1369e+007	Ty	39484	4.1646e+001	5.1008e+001	-1.6166e+001
6.1370e+007	Ty	40672	5.9656e+001	-6.2457e+001	7.3416e+000
6.1643e+007	Tz	24467	7.7995e+001	-3.1831e+001	5.4762e+000
6.2506e+007	Ty	32180	1.9137e+001	-8.4488e+001	1.3553e+001

## Translational pivot distribution

Value	Percentage
10.E7 --> 10.E8	3.8401e-002
10.E8 --> 10.E9	3.9244e+001
10.E9 --> 10.E10	6.0718e+001

DIRECT METHOD Computation

Name: StaticSet.1

Restraint: RestraintSet.1

Load: LoadSet.1

Strain Energy : 3.574e-001 J

Equilibrium

Components	Applied Forces	Reactions	Residual	Relative Magnitude Error
Fx (N)	1.4069e-012	4.0448e-009	4.0462e-009	7.2557e-012
Fy (N)	2.0464e-012	3.4684e-010	3.4889e-010	6.2564e-013
Fz (N)	-4.0000e+004	4.0000e+004	-1.4552e-010	2.6095e-013
Mx (Nxm)	1.2873e-006	-1.2873e-006	3.9737e-011	7.3085e-013
My (Nxm)	-1.1732e-006	1.1733e-006	1.6670e-010	3.0660e-012
Mz (Nxm)	9.6485e-014	-4.2498e-011	-4.2402e-011	7.7986e-013

Static Case Solution.1 - Deformed mesh.2

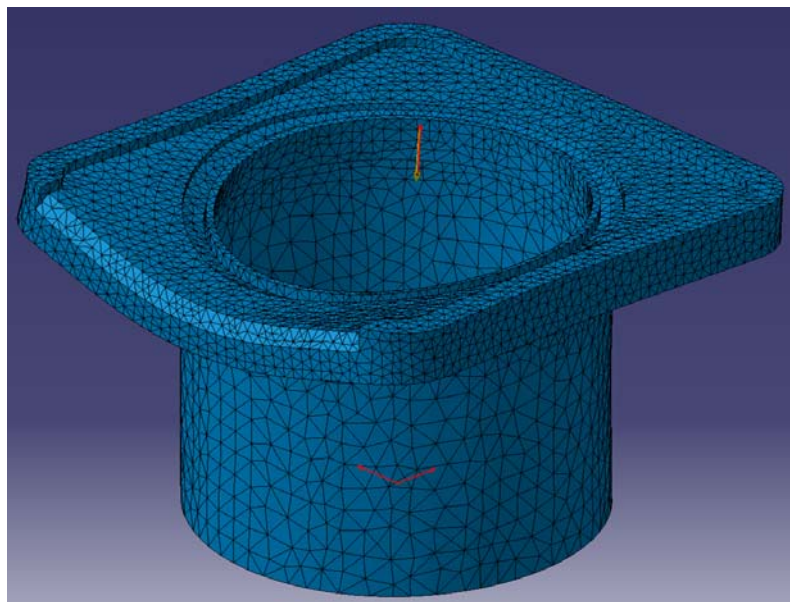


Figure 2

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

## Static Case Solution.1 - Von Mises stress (nodal values).2

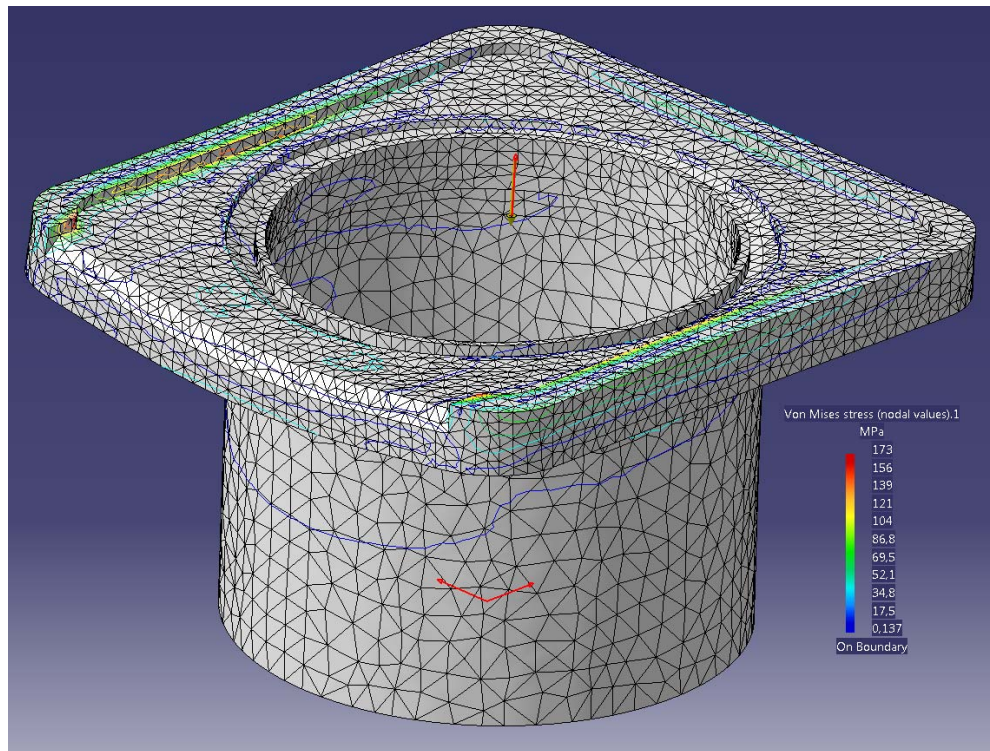


Figure 3

3D elements: : Components: : All

On deformed mesh ---- On boundary ---- Over all the model

## Static Case Solution.1 - Displacment

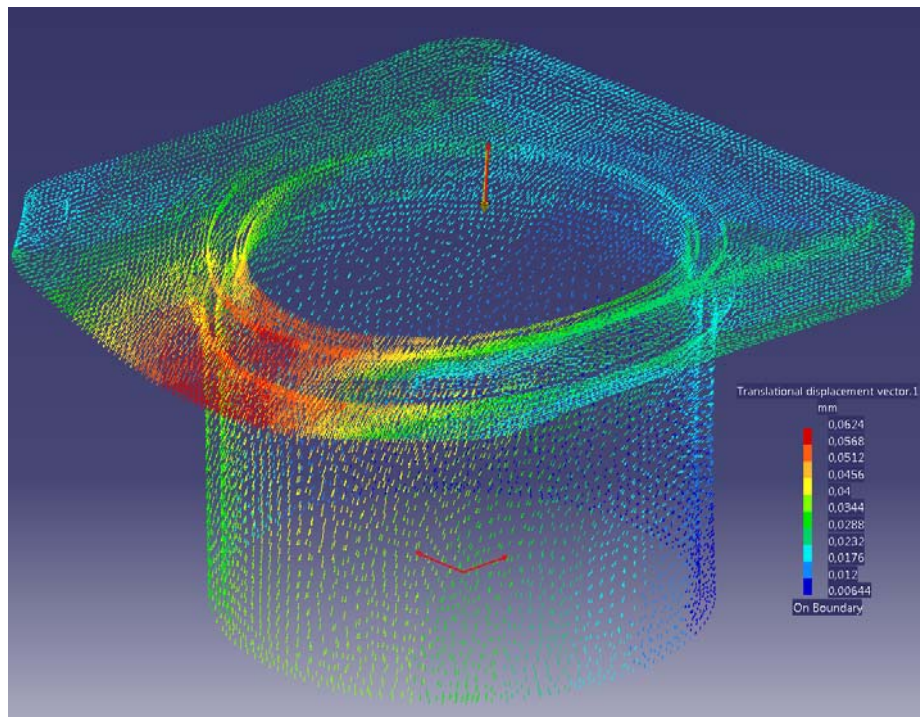


Figure 4

Max Stress Von Misses (MPa)	Transition displacement vector max (mm)
173,457	0,0624

## Global Sensors

Sensor Name	Sensor Value
Energy	0,357J

**YHTEENVETO, DN 125**

Kuormitustapaus 1

Perusaine S355J2G3: myötölujuus  $R_{eH}$  355 SFS-EN 10025 standardin mukaisesti 355 MPa

Sallittu maksimijännitys hitsausliitoksissa painedirektiivin mukaisesti

$$0,85 \times 355 \text{ MPa} = 302 \text{ MPa}$$

Sulun maksimijännitys kohdistuu hitsausliitokseen, joka on 173 MPa (kuvio 10).

Varmuus myötöön on  $355 \text{ MPa} / 173 \text{ MPa} = 2,1$

Varmuus suunnittelulujuuteen  $302 \text{ MPa} / 174 \text{ MPa} = 1,7$

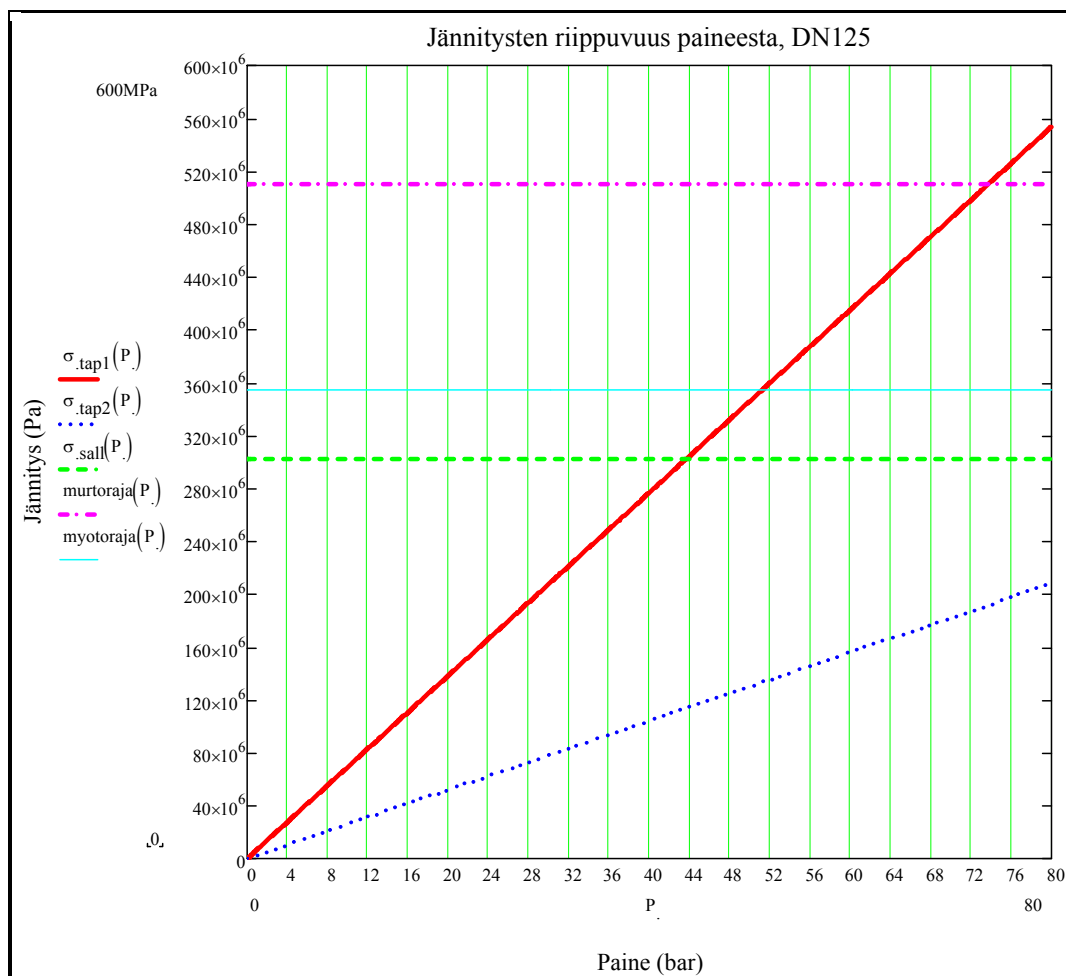
Tulos: Liitos kestää

Lujuuslaskennan tuloksena maksimisiirtymä tiivisteiden kohdalla 0,06 mm (kuvio 4).

**Liite 4. Lujuusanalyysitiivistelmä, DN125**

1(2)

DN125, Lujuusanalyysin raportin tiivistelmä	29.2.2012
Paine $P_d$	25 bar (2,5 MPa)
Elementti solmua	TH10, parabolinen tetraedri, 10
Elementin koko	5 mm, 10mm
Sertifioitu minimimyötöraja ( $R_{eH}$ )*	355 MPa
Sallittu max jännitys hitsisaumassa ( $R_{eH}$ hitsi)**	302 MPa
Kuormitustapaus 1:	
VVEH/Von Mises jännitys	173 MPa
Taipuma tiivisteiden kohdalla	0,06 mm
Varmuus sallittuun jännitykseen	1,7
Kuormitustapaus 2:	
VVEH/Von Mises jännitys	65 MPa
Taipumalla ei merkitystä.	
Varmuus sallittuun jännitykseen	4,6
* Standardi	SFS-EN 10025-2
Taulukko 7: Aineen myötörajan ja murtolujuuden mekaaninen ominaisuus nimellispaksuudesta riippuen.	
** Painelaitedirektiivi	97/23/EY
Hitsausliitoksen lujuuskerroin: ainetta rikkomattomat tarkastukset; 0,85.	



Kuvio 1. Kuormitustapauksien 1 ja 2 aiheuttamien jännitysten riippuvuus putkiston paineesta