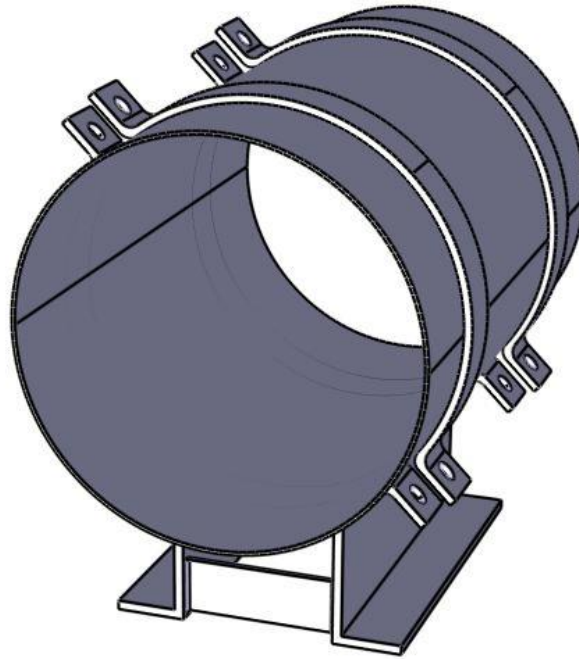


# CHALMERS



## Hållfasthetsanalys av rör och primärstöd under statisk belastning med FEM

Solid Mechanics Analysis of Pipes and Primary Supports Under Static Loading with FEM

Examensarbete för högskoleingenjörsexamen inom Maskiningenjörsprogrammet

John Melaugh

Nils Vestgöte

Institutionen för Material- och tillverkningsteknik  
*Avdelningen för Avancerad oförstörande provning  
Lindholmen*

CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA

Göteborg, Sweden, 2013

Examinator: Gert Persson Examensarbete No. 93/2013

# Förord

Examensarbetet utfördes på Chalmers Tekniska Högskola inom det 3 åriga Maskiningenjörsprogrammet. Arbetet utgör 15 högskolepoäng av utbildningens 180 högskolepoäng och sträcker sig över 10 veckor.

Arbetet utförs åt Sweco Industry AB som är dotterbolag åt Sweco AB, ett ledande konsultbolag inom teknikområdet.

Vi vill tacka Nicklas Rosenberg och Lennart Krantz på Sweco Industry AB och vår handledare universitetslektor Gert Persson.

John Melaugh

Nils Vestgöte

# Sammanfattning

Sweco Industry AB använder sig av rörstöd i sitt arbete med rördragning på industrianläggningar. Specifikationerna för dessa rörstöd finns beskrivna i standarder utgivna av SSG (Standard Solutions Group). Sweco har haft anledning att tro att dessa rörstöd håller för högre last än de angivna i SSG:s standarder. Sweco vill ha beräkningar utförda på stöden som preciserar och utökar standarden.

Arbetet har utförts på Chalmers Tekniska Högskola och Sweco Industry AB i centrala Göteborg.

Examensarbetet består huvudsakligen av beräkningar med FEM på fyra olika rör-stödkombinationer och syftar till att bestämma maximal vertikal last på stödet. Maximala vertikallasten bestämdes genom att spänningarna i komponenterna inte fick uppnå sträckgränsen med en säkerhetsfaktor på 1,5. Vid olika rör-stödkombinationer bestämdes vilken komponent som är dimensionerande.

Viktiga resultat från arbetet var att röret alltid var den dimensionerande komponenten samt att modellen endast gick att belasta med cirka en tredjedel av SSG:s angivna maxlast.

Resultaten visar att stöden ej kan belastas som tidigare nämnts i SSG:s standard, om inte rörens godstjocklekar ökas.

Avgränsningarna i arbetet var att axiellast, yttre moment, inre tryck, hög temperatur och buckling inte togs i beaktande. Avvikelsen i resultaten från SSG:s standard kan bero på faktorer uteslutna från arbetet av dessa uppsatta avgränsningar. Av denna anledning borde vidare beräkningar utföras för att studera inverkan av fler faktorer, särskilt buckling.

# Abstract

Sweco Industry AB make use of pipe supports in their work with pipeline layouts in industrial environments. The specifications for these are given in standards compiled by SSG (Standard Solutions Group). Sweco Industry had reason to believe the pipe supports could withstand a larger vertical load than that described in the relevant SSG standard. Sweco Industry requested data describing the maximum specified vertical load that the supports could be subjected to.

This dissertation was written at Chalmers University of Technology and at Sweco Industry AB in Gothenburg.

The dissertation consists primarily of finite element analyses of four different pipe support-and-pipe combinations with the aim of specifying a maximum specified vertical load on the pipe support. This maximum load was calculated as the load divided by 1.5 (factor of safety) at which the von Mises equivalent stresses were equal at their highest point to the yield strength of the material. For each of the combinations of pipe and pipe support the component that was first to fail was to be identified.

The most significant results obtained from our calculations showed that, contrary to our expectations, the pipe support was the first component to fail in every case. Results also showed that the specified loads described in SSG's 7151 standard were approximately three times higher than our model could bear.

The results indicated that the specified loads in SSG 7151 could only be applied if the pipe material was over a certain critical thickness.

Delimitations for the analysis were made. The following factors were not taken into consideration when calculating specified loads: axial loads, external moments, inner pressure on the pipe, temperature gradients and buckling. The deviation in the data obtained from that described in SSG 7151 can be a result of these delimitations. By reason of this it is concluded that further research into the influence of factors such as buckling are necessary.

# Innehållsförteckning

---

1. Inledning.....	1
1.1 Bakgrund .....	1
1.2 Syfte .....	1
1.3 Avgränsningar .....	2
1.4 Specificering av frågeställning .....	2
2. Teoretisk referensram .....	3
2.1 Rörlängd .....	3
2.2 Ovalisering .....	4
2.3 Spänning .....	4
2.4 Material.....	5
2.5 Friktion .....	5
2.6 Stabilitet - buckling .....	5
2.7 Finita element metoden .....	6
2.7.1 Abaqus 6.11 .....	7
2.7.2 Catia V5R19 .....	10
3 Metod .....	11
4 Utförande .....	13
4.1 Inledning .....	13
4.2 Indata .....	15
4.3 Skapande av första beräkningsmodell (Modell A).....	16
4.4 Förenkling av modell A .....	18
4.5 Försök att återskapa beräkningsmodellen i HK 1106 (Modell B) .....	19
4.6 Metodverifiering.....	20
4.6.1 Kontakt .....	20
4.6.2 Skal .....	21
4.6.3 Symmetri .....	21
4.6.4 Adaptiv mesh.....	22
4.7 Slutgiltig beräkningsmodell.....	23
5. Resultat .....	24
5.1 Inledning - innehåll .....	24
5.2 Resultat från första beräkningsmodell (Modell A) .....	24
5.3 Resultat av förenkling av ursprunglig (Modell A) .....	26

5.4 Resultat av modellverifiering mot HK 1106 (Modell B) .....	29
5.5 Resultat av metodverifiering .....	32
5.5.1 Kontakt .....	34
5.5.2 Symmetri .....	35
5.5.3 Skal .....	36
5.5.4 Adaptiv mesh.....	37
5.6 Resultat av slutgiltiga beräkningar.....	38
5.6.1 Förändring av last.....	39
5.6.2 Förändring av rörgodstjocklek .....	45
6. Slutsats .....	46
6.1 Analys av resultat.....	46
6.2 Fortsatt arbete .....	47
Bibliografi .....	49

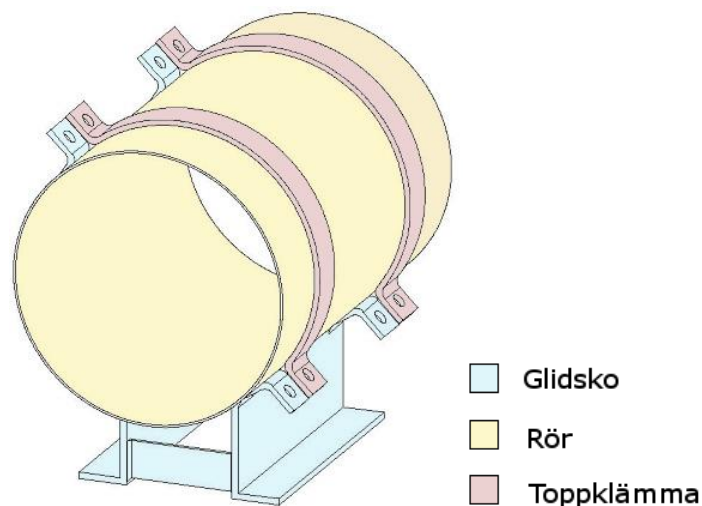
# 1. Inledning

---

## 1.1 Bakgrund

I sitt arbete med konstruktion av rörledningar i kraftverksindustrin använder sig Sweco Industry AB av standarder från Standard Solutions Group (SSG) beskrivande rör och röstödsselement (se figur 1). I standarden beskrivs maximal tillåten vertikal last vid olika dimensioner på röstöden och vilka godstjocklekar och dimensioner på rören som stöden kan bära (Standard Solutions Group, 2008a). Sweco Industry AB har i sitt arbete behövt överskrida de maximalt tillåtna lasterna för stöden.

Då SSG beräknat de maximalt tillåtna lasterna på glidskon användes tunnväggiga rör som i deras belastningsfall varit den dimensionerande komponenten. Med anledning av detta har man på Sweco Industry AB ansett att det finns marginaler för att använda större godstjocklekar och därmed högre laster.



Figur 1: Bild visande 3D CAD-modell över rör och röstöd.

## 1.2 Syfte

Sweco behöver nu beräkningar på vilka maximala krafter stöden klarar vid de olika kombinationer av rör och stöd som finns angivna i SSG:s standard, samt vilken utav de två komponenterna som är dimensionerande. Arbetet skall även titta på hur godstjockleken på rören påverkar den maximala tillåtna lasten och skall slutligen mynna ut i en precisering och utökning av den tidigare nämnda SSG-standard.

### 1.3 Avgränsningar

Beräkningen kommer bara omfatta ett stöd samt en längd rör med en vertikal last applicerad på röret. Se nedanstående tabell för avgränsningar.

- Fyra standardstorlekar undersöks: DN 500, DN 600, DN 700 och DN 800. Dessa beteckningar anger de ungefärliga ytterdiametrarna på rören som glidskon kan hålla.
- Inget inre tryck i röret
- Ingen knäckning/buckling av rör
- Inga externa böj- eller vridmoment
- Inga temperaturvariationer i konstruktionen
- Hänsyn tas inte till utmattning
- Ideala material (inga defekter)
- Endast geometrin i svetsfogarna tas i beaktande

### 1.4 Specificering av frågeställning

Beräkningarna skall kontrollera vilken komponent (rör eller stöd) som är dimensionerande vid fyra olika godstjocklekar på rören vid fyra respektive dimensioner på stöden. Beräkningarna skall även specificera gränsen för maximal last vid högsta tillåtna ovalitet för rören och maximal tillåten last vid sträckgränsen för materialet hos stöden. Ovalitetenparametern samt max rekommenderad ovalitet finns beskriven i SS-EN 1993-4-3-2007 (Standardiseringen i Sverige, 2009). Stöden och rören finns beskrivna i SSG 7151 (Standard Solutions Group, 2008b) med avseende på dimensioner, material och tillåtna spänningar. Materialet i stödet är stål S235JRG2 och finns beskrivet i SS-EN 10250-2 (Standardiseringen i Sverige, 1999), materialet i röret är X2CrNi18-9 och finns beskrivet i ISO 4200: 1991 (E) (International Standards Organisation, 1991).

Beräkningarna skall göras med en säkerhetsfaktor på 1,5 med avseende på von Mises effektivspänning.



## 2. Teoretisk referensram

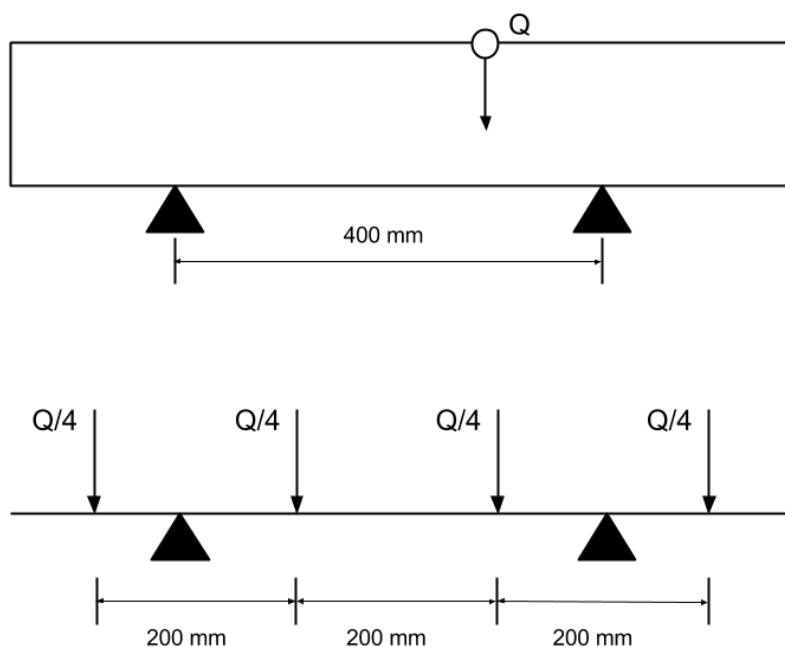
---

I detta avsnitt beskrivs den teoretiska bakgrunden som krävs för att förstå sig på projektets innehåll. Lastfallet är det samma för alla fyra rör-/stödkombinationerna och beskrivs i detalj nedan. Arbetet har utförts med vedertagen hållfasthetsteori och problemet har analyserats med finita element metoden i två olika programvaror.

### 2.1 Rörlängd

Belastningsfallet analyserades som en balk med utbredd last fritt upplagd på två stöd (se figur 2). Den utbredda lasten approximerades grovt till fyra punktlaster av samma magnitud och med samma avstånd från varandra. Avståndet mellan mitten på stödpunkterna valdes till 400 mm då detta var det vanligaste förekommande (se figur 2) och att det utgjorde ett medelvärde mellan dimensionerna på DN 500 till DN 800 (Standard Solutions Group, 2008a). Då momenten runt stödpunkterna skulle ta ut varandra insågs att avståndet mellan krafterna skall vara 200 mm. Totala längden på röret skulle då bli cirka 800 mm.

Totallasten betecknas  $Q$  i figur 1 nedan.



Figur 2: Bild beskrivande förenkling av lastfallet för att bestämning av rörlängden

## 2.2 Ovalisering

Ovalisering definieras i SS-EN 1993-4-3-2007 (Standardiseringen i Sverige, 2009, s. 23) som

$$a = \frac{D_{\max} - D_{\min}}{4} \quad (2.1)$$

Där  $a$  är ovaliseringsparametern,  $D_{\max}$  är ovalens största diameter och  $D_{\min}$  är ovalens minsta diameter. Ovaliseringsparametern är enhetslös och beskriver hur mycket en oval avviker från en cirkel.

I SS-EN 1993-4-3-2007 definieras också  $a_{\max}$ , ovaliseringsparameterns rekommenderade maximalvärde (ekvation 5.11, s. 24):

$$a_{\max} = xD_e \quad (2.2)$$

Där  $D_e$  är rörets original ytterdiameter och det rekommenderade värdet  $x = 0,05$ .

## 2.3 Spänning

Röret och glidskon analyseras efter von Mises effektivspänning. Effektivspänning definieras som en kombination av normal- och skjuvspänningar i en punkt i materialet (Ugural, 2003, s.153). Formeln för von Mises effektivspänning ser ut som följer:

$$\sigma_e^{vM} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x\sigma_y - \sigma_y\sigma_z - \sigma_z\sigma_x + 3\tau_{xy}^2 + 3\tau_{yz}^2 + 3\tau_{zx}^2} \quad (2.3)$$

(Dahlberg, 2001, s. 327)

Standard förfaringssätt inom ingenjörsmetodiken är att bedöma skillnaden mellan effektivspänningen och materialets sträckgräns via en säkerhetsmarginal. Marginalen appliceras för att kompensera för förenklingar och antaganden som använts vid framtagningen av modellen.

## 2.4 Material

Röret och rörstödet (också kallad glidsko) är gjorda av olika stållegeringar. Båda modellerades med en elasticitetsmodul på 210 GPa och en Poissons tal på 0,3. Det vill säga att röret och glidskon var lika styva (samma spänning gav samma töjning) och att kvoten mellan töjningarna i tvärs-led och i längdled är den samma för båda materialen.

I senare olinjära beräkningar krävdes mer materialdata. Materialens sträckgränser och även dess plastiska beteende upp till brottgränsen angavs i tabeller i Abaqus 6.11. Materialdata för stålsens plastiska beteende hämtades ur två vetenskapliga artiklar (Verleysen, Peirs, Van Slycken, *et al.*, 2011, s. 1459; Weber, Martin & Theisen, 2011, s. 7692) och modellerades som linjärt elastiskt-deformationshårdnande.

## 2.5 Friktion

Kontakten mellan röret och glidskon analyseras med ett på ytorna applicerat friktionsvillkor. Teorin vi använde oss av var Coloumbsk friktion som beskriver det mest grundläggande villkoret. Teorin säger att friktionskraften är lika med normalkraften (hur hårt ytorna pressas samman) multiplicerat med en faktor  $\mu$  beskrivande ytornas inbördes ytjämnhet (Persson, 2000, ss. 5-6). Enligt denna teori är även friktionen så gott som oberoende av relativhastigheten mellan ytorna (*ibid.*).

## 2.6 Stabilitet - buckling

En belastad struktur kan sägas vara instabil om dess geometri förändras under lasten på ett sådant sätt att strukturen inte längre kan motstå lasten (Varma, 2013, pp. ss. 3, 6). Denna instabilitet kan leda till att struktur går sönder på ett snabbt och dramatiskt manér. Buckling är ett specialfall av instabilitet.

Buckling kan delas in i två kategorier: knäckning och bifurkationsbuckling (Sun, Yeh & Rimrott, 1995, s. 129-130). Knäckning innebär att styvheten på strukturen minskar med ökad last, och när knäckningslasten överskrids (då derivatan på last-deformationskurvan blir negativ) blir styvheten negativ och strukturen kollapsar mycket snabbt (*ibid.*). Förhållandet mellan lasten och deformationen i knäckningsfallet är ickelinjär.

I fallet bifurkationsbuckling är förhållandet mellan last och deformation också ickelinjärt, men deformationen sker på ett annorlunda sätt då bucklingslasten uppnås och analyseras med hjälp av egenvärdesanalys. I knäckningsfall har last-deformationskurvan en jämn parabolisk form som avtar väldigt snabbt vid bucklingslasten, men vid bifurkationsbuckling antar kurvan en helt annan form vid bucklingslasten, och kan se olika ut beroende på vilken mod man tittar på. Olika moder uppträder vid olika lastfall (*ibid.*).

## 2.7 Finita element metoden

Finita element metoden utvecklades och tillämpades först på femtiotalet av flera ingenjörer på Boeing (Sunnarsjö & Sveriges verkstadsindustrier, 1999, s. 12). Den möjliggör beräkningen av bland annat spänning och töjning i strukturer. Metoden är särskild anpassad till numerisk lösning av differentialekvationer. Vid tillämpning av den finita element metoden görs oftast en beräkning på geometri som hade varit för komplex för att lösa för hand. Geometrin diskretiseras (det vill säga delas upp i element) i finita element bestående av kanter och noder. Det finns många olika typer av element, vissa är avsedda för en viss typ av beräkning och val elementtyp kan påverka beräkningsresultaten dramatiskt:

*“... since no element type checking is done until you submit the analysis, it is possible to choose an element that is inappropriate for the analysis you will be conducting. For example, Abaqus/CAE does not prevent you from specifying heat transfer elements such as DC2D4, even though you may be conducting a stress analysis.”*

6.11-3 - 17.5.1 How do mesh elements correspond to Abaqus elements? (Dassault Systèmes, 2011c).

De elementtyperna som har använts här finns beskrivna i kapitel 2.7.1.3 och i 2.7.2.2. Metoden är baserad på förskjutningsansats (Sunnarsjö & Sveriges verkstadsindustrier, 1999, s.32) och beräknar förflyttningar, spänningar, töjningar med mera utifrån pålagda krafter, randvillkor och materialparametrar.

Den finita element metoden är approximativ och kan dessutom ge helt felaktigt information till användaren om resultaten tolkas på fel sätt. En vanlig källa till dessa fel är singulariteter; ett område där det sökta värdet blir en funktion av meshstorleken. Singulariteter skapas alltid när, till exempel, en utbredd last ersätts med flera punktlaster (en vanlig förenkling inom hållfasthetslära). I områden som ligger precis intill lasternas angreppspunkter kan, till exempel, effektivspänningar bli en funktion av områdets meshstorlek (Eriksson, Lignell, Olsson, *et al.*, 2002, s. 67). För övrigt är dock spänningsbilden för strukturen opåverkad om angreppspunkterna och lasterna har valts noggrant.

Barré de Saint-Venant (1797-1886), en fransk matematiker, upptäckte detta och att spänningen i områden kring punktlaster klingar av snabbt kallas för Saint-Venants princip (Ugural, 2003, s.83).

Ett stort antal beräkningsprogram har baserats på finita element metoden. I detta projekt har Abaqus 6.11 använts som primärt analysverktyg. Vissa referensberäkningar har även utförts i Catia V5:s GAS (*Generative Assembly Structural Analysis*) modul.

Generellt sett kan statiska analysberäkningar utföras efter två olika metoder: linjär eller icke-linjär. Vid linjära analyser modelleras strukturens material som linjärt elastiskt och förflyttningarna (deformationerna) antags vara små. I icke-linjära analyser modelleras ett materials elastiska och plastiska beteende och hänsyn tas till förflyttningar av krafternas angreppspunkter. Detta gör att stora deformationer kan modelleras (Sunnarsjö & Sveriges verkstadsindustrier, 1999, ss. 76-77, 205).

### 2.7.1 Abaqus 6.11

Abaqus är ett avancerat FEM-program utgivet av Dassault Systèmes. Programmet innehåller pre-processor, analysverktyg och post-processor, vilket möjliggör 2D- och 3D-modellering, beräkning och möjligheten att animera, skapa bilder och plotta grafer över resultaten. I Abaqus kan ett flertal typer av analyser utföras, bland annat vibrationsanalys, termisk analys, flödesanalys, crashsimulering, linjär- och icke linjär statisk analys (Dassault Systèmes, 2013).

#### 2.7.1.1 Kontaktmodellering i Abaqus

Problemet beskrivet i avsnitt 1 kräver modellering av kontakt mellan ytor i både normal- och tangentiell-led. Abaqus möjliggör detta och i tangentiell-led kan ett friktionsvillkor tilldelas och friktionen kan definieras på flera olika sätt (Penalty, Lagrange multiplier, Rough, Static-kinetic Exponential Decay och User Defined, där användaren skapar sitt eget kontaktvillkor). Kontaktvillkoret i det tangentiella ledet kan naturligtvis också definieras som friktionslöst. Ett *Contact Interaction Property* (kontaktvillkor) kan också skapas i normal-led. I sådana fall ska en typ av *Pressure/Overclosure* väljas.

*Pressure/Overclosure* beskriver förhållandet mellan trycket på kontaktytorna och hur mycket ytorna tränger sig in i varandra. Om denna rörelse anses som icke önskvärd kan *Hard Contact* väljas för att förhindra den. Nackdelen är att beräkningen blir betydligt tyngre än om den utförs med andra normal-kontaktvillkor. En ut av dessa villkor är *Linear*, där trycket mellan ytorna definieras av volymen av material som trängs in i andra materialet multiplicerad med en konstant, det vill säga att förhållandet är linjärt.

Abaqus avancerade analysverktyg gör det lämpligt att använda då arbetet innehåller kontaktanalys mellan röret och glidskon, men även att problemet kan tänkas innehålla bucklingsfall.

#### 2.7.1.2 Linjära och olinjära analyser i Abaqus

I Abaqus beräkningar uppdelas i olika steg (*steps*). I första steget kan till exempel randvillkor läggas på modellen och i andra steget kan en punktkraft eller annan belastning appliceras. Stegens ordning är viktig och beräkningar kan oftast inte utföras om ordningen är fel. Beräkningens uppdelning underlättar felsökning (*monitor*-funktionen visar vid vilket steg en felaktig beräkning fastnar) och gör att parametrar som gör att beräkningen blir mer resurskrävande kan appliceras på steget där den behövs och inte över hela beräkningen.

Både linjära och olinjära analyser kan utföras i Abaqus. Vid linjära analyser kan en *General Static Procedure* användas som beräkningstyp. Då en analys ska utföras som är olinjär i materialegenskaperna och där stora förflyttningar och deformationer skall beräknas, tilldelas materialdata som beskriver materialets dragprovkurva, även i det plastiska området. En *General Static Procedure* kan också användas för sådana problem.

Då hänsyn också måste tas till förflyttningen av krafternas angreppspunkter krävs det att inställningen *Nlgeom* är aktiverad. *Nlgeom* betyder *nonlinear geometry* och den appliceras oftast på steget i beräkningen där en belastning appliceras.

*“General nonlinear analysis steps define sequential events . . . If the displacements in a model due to loading are relatively small during a step, the effects may be small enough to be ignored. However, in cases where the loads on a model result in large displacements, nonlinear geometric effects can become important. The Nlgeom setting for a step determines whether Abaqus will account for geometric nonlinearity in that step.”*

Abaqus/CAE User’s Manual 6.11-3 - Avsnitt 14.3.2 Linear and nonlinear procedures ( Dassault Systèmes, 2011c).

I en General Static Procedure använder Abaqus Newton-Raphson metoden. I denna metod ökas successivt belastningen på modellen i inkrement, då icke-linjära problem inte kan lösas genom att lägga på hela lasten och lösa ekvationssystemet som då uppstår. När hela belastningen applicerats på modellen har lösningen hittats.

*“Abaqus/Standard uses the Newton-Raphson method to obtain solutions for nonlinear problems. In a nonlinear analysis the solution usually cannot be calculated by solving a single system of equations, as would be done in a linear problem. Instead, the solution is found by applying the specified loads gradually and incrementally working toward the final solution. Therefore, Abaqus/Standard breaks the simulation into a number of load increments and finds the approximate equilibrium configuration at the end of each load increment.”*

Getting Started with Abaqus: Interactive Edition - 8.2 The solution of nonlinear problems (Dassault Systèmes, 2011d).

Metoden används ofta vid lösning av olinjära problem (ref. An introduction to nonlinear finite element analysis s.448 - A2.4 Riks and Modified Riks Schemes) men om beräkningen skall ta hänsyn till buckling genom knäckning (Eng. *snap-through*) och inte bifurkationsbuckling kan en annan typ av beräkningsprocedur behövas. *Static, Riks* proceduren använder den modifierade Riks-metoden (Dassault Systèmes, 2011b) och gör att strukturer med en negativ styvhet (geometrin gör att en liten kraft kan ge en stor förflyttning som i en mekanism) fortfarande kan analyseras. I denna metod blir lastinkrementen okända och dess framtagning blir till en del av lösningen (Reddy, 2004, s. 448).

*“Configuring a static, Riks procedure*

*Geometrically nonlinear static problems sometimes involve buckling or collapse behavior, where the load-displacement response shows a negative stiffness, and the structure must release strain energy to remain in equilibrium. The modified Riks method allows you to find static equilibrium states during the unstable phase of the response.”*

Abaqus/CAE User’s Manual 6.11-3 - Avsnitt 14.11.1 Configuring general analysis procedures (Dassault Systèmes, 2011c).

### 2.7.1.3 Elementtyper i Abaqus

I Abaqus 6.11-3 finns många olika typer av element. Modellerna som skapades här bestod huvudsakligen av paraboliska tetraediska element av typ C3D10I och paraboliska skalelement av typ S8R.

### 2.7.1.4 Adaptivity, remeshing rules och felindikatorer

*Adaptivity* funktionen i Abaqus 6.11 anpassar meshstorleken inom maximi- och minimi-storlekar för att förbättra noggrannheten i resultaten. Genom att ändra meshstorleken så att felet i till exempel von Mises effektivspänningar uppdelas jämt över hela modellen kan mer pålitliga resultat åstadkommas. Maximi- och minimi-storlekarna för meshen definieras i *remeshing rules* där felindikatorn också kan bestämmas. Vid olinjära beräkningar rekommenderas *Element energy density* och *Equivalent plastic strain* som felindikatorer, eftersom felet i dessa variabler registreras för varje inkrement i beräkningen. ( Dassault Systèmes, 2011a, 12.3.2).

*“If your simulation involves . . . a significantly nonlinear response, you will typically see better adaptive remeshing results when using error indicator variables that record the solution history.”*

Abaqus Analysis User’s Manual - 12.3.2 Selection of error indicators influencing adaptive remeshing, (Dassault Systèmes, 2011a)

Adaptivity-funktionen kan dock påverkas negativt av singulariteter i modellen:

*“Disadvantages of having singularities in the model: 3. Adaptive schemes . . . will probably run out of control.”*

(Huebner et al., 2001)

## 2.7.2 Catia V5R19

Catia V5R19 är ett CAD/CAM/CAE programpaket bestående av ett stort antal moduler som inkluderar flera beräkningsverktyg. Dessa beräkningsverktyg är mest lämpade till enklare statiska linjära analyser och modalanalyser.

### 2.7.2.1 Kontaktmodellering i Catia

Catia V5R19:s GAS modul kan hantera kontaktproblem och även friktionsvillkor och Part Design modulen är särskild anpassad till skapande av tredimensionell geometri. Kontaktdefinitionerna är dock inte lika inställningsbara som de Abaqus bjuder på. Kontakt i normal-led kan bara definieras på ett sätt och friktionsmodellen är begränsad till en typ av friktion.

### 2.7.2.2 Elementtyper i Catia

Valet av elementtyp i Catia är relativt begränsad men paraboliska tetraedriska element finns vilket gjorde det möjligt att skapa liknande modeller i både Abaqus och Catia.

### 2.7.2.3 Felindikatorer i Catia

I Catia kan felet i en beräkning uppskattas på två sätt: *Estimated Local Error* och *Estimated Global Precision*.



## 3 Metod

---

För att undersöka vilken komponent som är dimensionerande vid olika lastfall och med olika rör/rörstöd kombinationer skapades 3D geometri för både rörstödet och röret som senare skulle användas till att skapa beräkningsmodeller. Geometrin skapades utifrån ritningar och specifikationer i SSG 7151 och SSG 7075 och de av SWECO angivna rördimensionerna. Lasterna specificerade i SSG 7151 lades på rörets inneryta för att simulera att röret utgör tyngden på glidskon. Rörstödet geometri ritades i Catia V5R19 (se 2.7.2) och rörets geometri ritades i Abaqus 6.11 (se 2.7.1).

I arbetets första skede skapades en fullständig modell av DN 500 bestående av rör och rörstöd i Catia V5 och belastades i enlighet med SSG 7151. Detta gjordes för att verifiera att modellen höll för den specificerade maxlasten. Därefter skulle modellen förenklas genom att applicera ett symmetrirandvillkor kring X- och Y-axeln samt att modellera topklämman som en ring. När modellen verifierats skulle resterande modeller DN 600, DN 700 och DN 800 modelleras med samma förenklingar, samma randvillkor och lasten applicerad på samma sätt. Efter att samtliga modeller verifierats skulle lasten successivt ökas för att identifiera varje modells nya maxlast.

För samtliga modeller definierades kontakt i tangential-led mellan rör och glidsko som friktionsfri då detta är det konservativa fallet (International Union of Theoretical and Applied Mechanics, 1992, s. 31).

Beräkningsmodeller skapades och beräkningar utfördes i båda programvarorna för att undersöka både noggrannhet och flexibilitet hos Abaqus och Catia. Abaqus valdes för att utföra de slutgiltiga beräkningarna då programmet hanterade kontaktvillkor.

Resultaten som avlästes var von Mises effektivspänningar (se 2.3) och deformationer. Den dimensionerande komponenten vid varje lastfall och rörstöd/rör-kombination bestämdes genom att jämföra de effektivspänningarna som uppträdde i komponenterna med materialens sträckgränser (dividerat med en säkerhetsfaktor på 1,5) och genom att verifiera att rörets ovalisering inte översteg det tillåtna värdet definierad i SS-EN 1993-4-3-2007.



Figur 3: Bild beskrivande arbetsflödet gående nedåt från steg till steg. Verifikationen går bakåt mot föregående modell.

## 4 Utförande

---

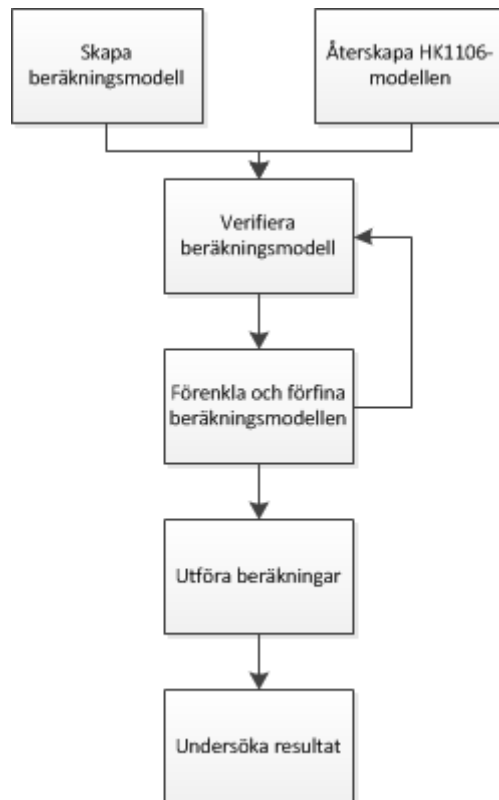
### 4.1 Inledning

Arbetets första steg var att skapa och verifiera en modell av glidskon och röret som gav oss spänningsresultat som låg runt något av materialens sträckgränser. Detta gjordes genom att generera en grov modell i Catia V5 och belasta den enligt SSG:s specificerade maxlast (Standard Solutions Group, 2008b, s. 2). Därefter genererades en modell i Catia utefter SSG:s standard med en tidigare ingenjörssrapport som referens (Åhlvik, 2012). Denna inledande verifiering av modellen beskrivs i avsnitt 4.5.

Efter att spänningsvärden liknande de i ingenjörssrapporten uppnått introducerades förfiningar av modellen stegvis: kontakt mellan rör och glidsko, friktion mellan rör och glidsko, röret modellerat som skal och till sist utnyttjande av symmetrin i figuren genom att endast använda en fjärdedel av modellen. Verifiering av förenklingarna beskrivs i avsnittet 4.6.

Då tillfredställande modeller uppnått genomfördes beräkningar på de fyra modellerna med avseende på förändrad last och förändrad rörgodstjocklek. Lastförändringen undersökte om modellen kunde tåla högre eller lägre last med avseende på sträckgränsen. Förändringen i godstjocklek undersökte vilken godstjocklek som kunde användas under SSG:s maxbelastning.

Modellerna skapades i Catia V5 och analysarbetet utfördes huvudsakligen i Abaqus 6.11 då detta har möjligheter att hantera buckling samt kontaktproblem innehållande friktion. Nedanstående flödesschema visar arbetsgång.



Figur 4: Bild visande utförandeprocessen.

## 4.2 Indata

Rörstöd/Glidsko

Typ: 11BL

Storlek: DN 500, DN 600, DN 700, DN 800

Material: S235JRG2/1.0038

Rör

Material: X2CrNi18-9/1.4307

Tabell 1: Rördimensioner till de olika modellerna.

Storlek	DN 500	DN 600	DN 700	DN 800
Godstjocklek [mm]	4	5	5	6,3
Ytterdiameter [mm]	513	610	711	813

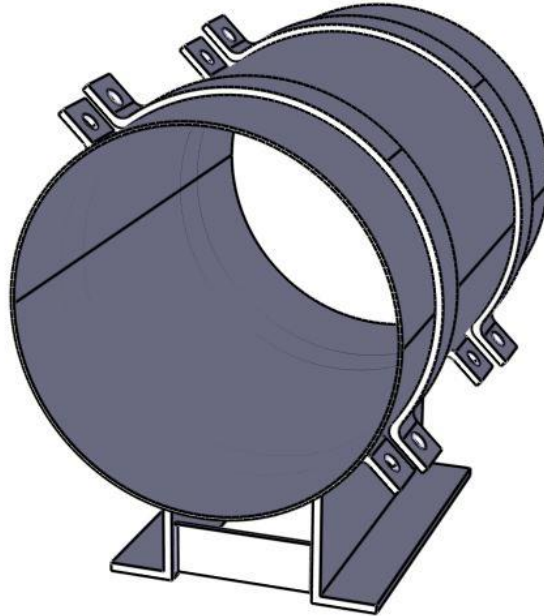
Tillåtna vertikallaster

Tabell 2: SSG:s specificerade vertikallaster på de olika modellerna.

Storlek	DN 500	DN 600	DN 700	DN 800
Tillåten vertikallast [kN]	36	40	50	70

### 4.3 Skapande av första beräkningsmodell (Modell A)

Geometrin för modellen som skapades var med standardstorleken DN 500 och bestod av glidsko, toppklämma och rör (se figur 5). Både skapandet av geometrin och analysen utfördes i Catia V5.



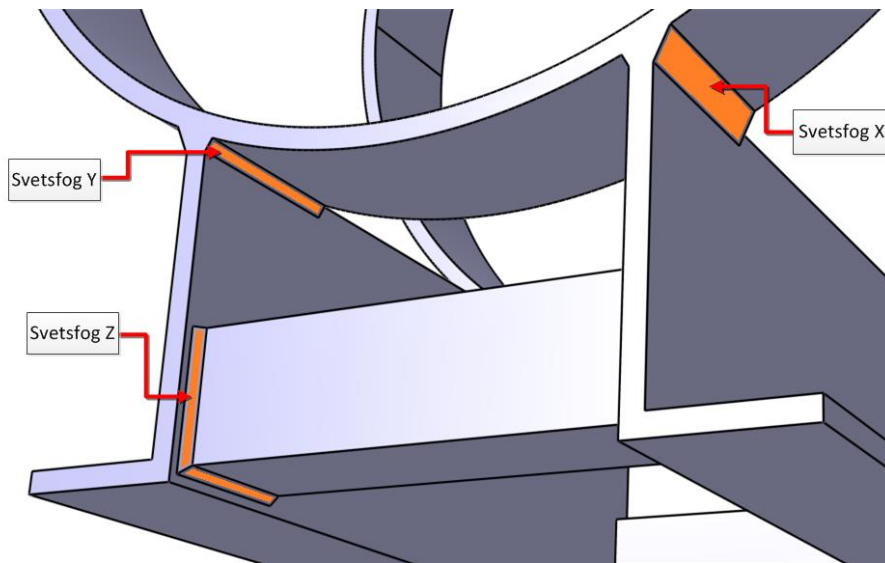
Figur 5: Den fullständiga modellen innehållande glidsko, rör och toppklämmor.

Glidskon och toppklämman skapades efter ritningarna i SSG 7151. Röret tilldelades en tjocklek på 4 mm och en längd på 800 mm vilket innebar ett utstick på 150 mm utanför glidskon. Denna längd valdes för att minimera påverkan av moment kring svetsarna orsakade av den utdelade lasten (se avsnitt 2.1).

Rörlängden ansågs också som tillräcklig för att eventuella spänningar lokaliserade precis vid toppklämman eller vid rörets kant skulle hinna klinga av (se avsnitt 2.7).

Skruvarna i klämman har ej modellerats men har simulerats genom en *Rigid Virtual Connection Property* i Catia eller då de ansågs vara helt stela i förhållande till resten av konstruktionen. Kontakten mellan rör, glidsko och toppklämma simulerades med en *General Contact Analysis* utan friktion.

Samtliga modeller innehöll svetsfogar, se figur 6 för beteckningar.



Figur 6: Beteckningar för de olika svetsfogarna.

Svetsfog X modellerades enligt SSG 7151 med 19 mm fogbredd och 155 graders vinkel från en tänkt vertikallinje (Standard Solutions Group, 2008b, s. 7). Svetsfog Y modellerades på frihand då ritningarna inte specificerade denna närmare. Nederdelen av svetsfogen och tätsvetsen ligger i linje längs en tänkt horisontallinje då detta kunde tänkas underlätta eventuell lokal meshning i Abaqus (se figur 7).

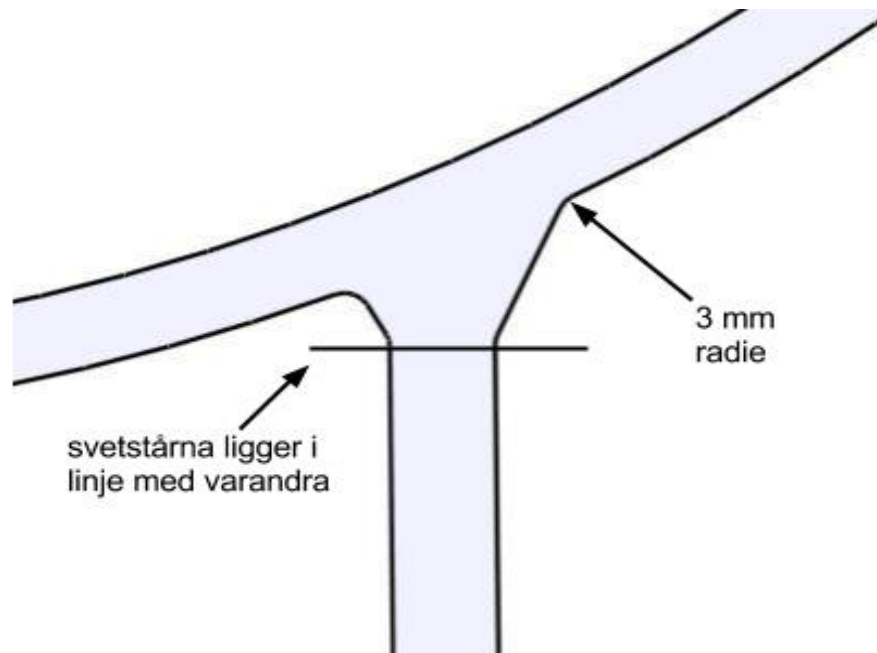
Randvillkoren för denna modell var en fast inspänning i glidskons undersida och en låsning i axial-led för röret applicerad på en utav rörets kanter. Detta gjordes för att förhindra att röret translaterade på grund av små numeriska fel i modellen (Persson, 2013).

Lasten testades att appliceras på ett flertal sätt. SSG standarden beskriver lasten som en vertikal last applicerad på klämmans överdel. Vid beräkningen av denna modell applicerades lasten dels som en volymskraft applicerad på röret och dels som en ytlast på rörets insida. I båda dessa fall kunde inte SSG:s last på 36 kN appliceras direkt utan behövs divideras med rörets volym eller rörets inneryta i volyms- respektive ytkraft fallet.

Ovaliseringen av röret togs genom att mäta förflyttningen av noder. På rörets ovansida och undersidan valdes en noder vars förflyttning i vertikalled (Z-led) antecknades. Differensen mellan dessa förflyttningar subtraherat från ursprungsdiametern utgjorde minsta diametern. På samma vis valdes två noder på rörets vänstra och högra kant. Förflyttningen i horisontalled antecknades (Y-led) och adderades till ursprungsdiametern. Detta mått utgjorde största diametern. Därefter beräknades värdet på ovaliseringen genom att subtrahera  $D_{\min}$  från  $D_{\max}$  och dividera detta värde med fyra. Detta värde jämfördes med maximalt tillåtna ovaliseringen som enligt SS-EN 1993-4-3-2007 var 0,05 gånger  $D_{\max}$ .

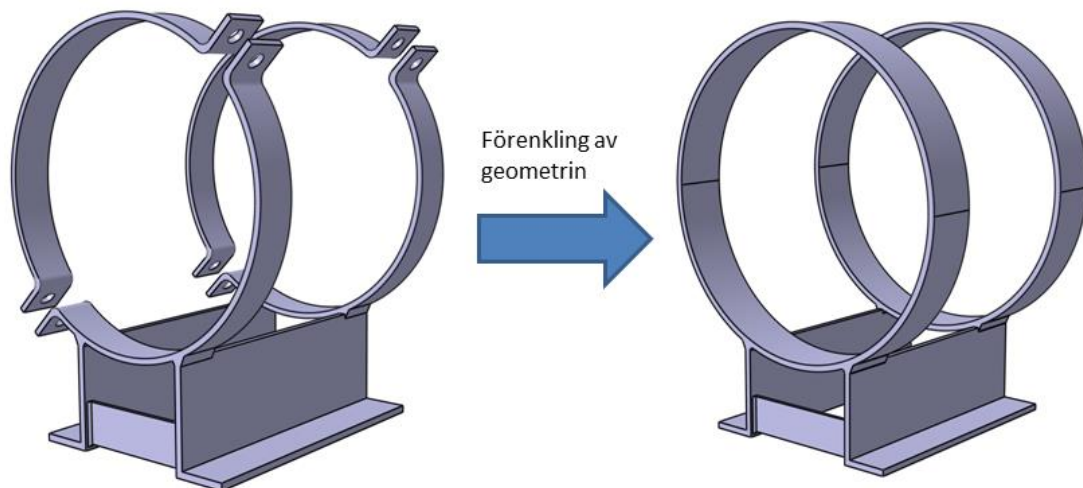
Resultatet av beräkningarna kan ses i kapitel 5.

#### 4.4 Förenkling av modell A



Figur 7: 3 mm radier applicerade i hörnen på svetsfogarna.

Topplämman förenklades i denna modell till en ring integrerad i glidsko-parten (figur 8).



Figur 8: Bild visande förenkling av toppklämma till ring.

Då svetsfogen ansågs ligga i ett utsatt område av modellen infördes 3 mm radier vid övergången från svetsfog till övrigt material för att undvika singulariteter (Eriksson, Lignell, Olsson, *et al.*, 2002, s. 183).



Röret och glidskon tilldelades en meshstorlek på 25 mm och en lokal mesh på 5 mm applicerades runt svetsfogen. Dessa förfinades till 20 mm respektive 4 mm och slutligen ner till 15 mm och 3 mm.

#### 4.5 Försök att återskapa beräkningsmodellen i HK 1106 (Modell B)

För att kunna verifiera modellerna gjordes ett försök att återskapa den ursprungliga DN 600 beräkningsmodellen beskriven i rapport HK 1106 (Åhlvik, 2012). Jämförelsen baserades på von Mises effektivspänningar (se avsnitt 5) och på rörets ovalisering (se 2.2).

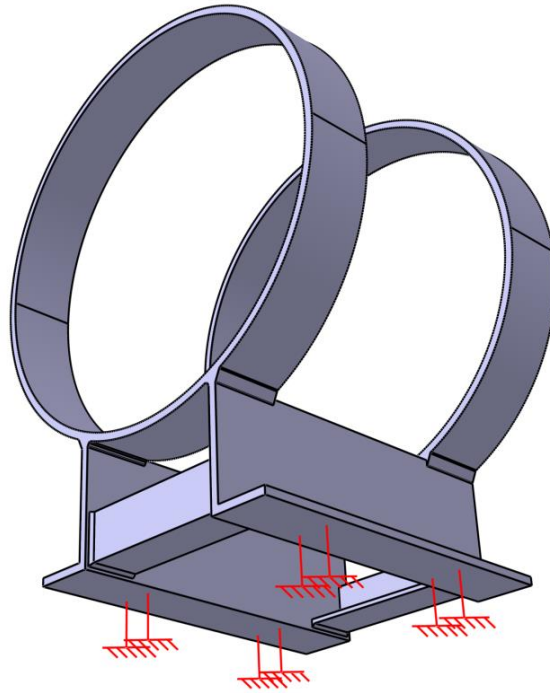
Denna modell, kallad modell B, skapades i Catia V5 för att snabbt kunna göra en jämförelse med HK1106. Modellen innehöll samma förenklingar som i HK 1106 med ring istället för en toppklämma. Godstjockleken hade i HK 1106 sats till 12,5 mm, så gjordes även i modell B. Svetsfogarna modellerades dock i enlighet med SSG 7151 till skillnad från HK 1106 där inga svetsfogar förekom. Fogarna fick även 3 mm radier för att undvika spänningskoncentrationer (Eriksson, Lignell, Olsson, *et al.*, 2002).

Glidskon och röret i modell B skapades som en enda part-fil vilket gjorde att ytorna mellan röret och glidskon blev sammansatta. Anledningen till denna förenkling var för att undvika eventuella problem med definitionen av kontaktvillkor mellan ytorna och för att senare kunna undersöka påverkan av kontaktvillkoren på effektivspänningarna och förflyttningarna.

Beräkningsmodellen i HK 1106 bestod av 36 631 tio-nods tetraedrisk element. För att efterlikna denna tilldelades modell A en mesh av 53 539 paraboliska tetraedrisk element med elementstorlek 20 mm. Modellen tilldelades en proportionell *sag* på 0.1 gånger meshstorleken.

Röret och glidskon tilldelades samma stålmaterial med elasticitetsmodul 210 GPa och 0.3 som Poissons tal.

I samtliga modeller låstes alla frihetsgrader i undersidan av glidskon (se figur 9) med ett *encastré* ( $U_1 = U_2 = U_3 = UR_1 = UR_2 = UR_3 = 0$ ) randvillkor (randvillkoret heter *Clamp* i Catia V5) vilket approximerar att glidskon ligger på en stel yta med hög friktionskoefficient mellan ytorna.



Figur 9: Bild visande randvilkoret "fast inspänning".

Modellen belastades med 70 000 N i likhet med HK 1106. Lasten applicerades med *Distributed Force* funktionen över rörets inneryta.

## 4.6 Metodverifiering

Då HK 1106-modellen verifierats i både Abaqus och i Catia observerades att förenklingar av modellen var möjliga att göra. Dessa innefattade att modellera röret som en skalmodell, att utnyttja symmetrin i modellen, undersöka påverkan friktionen och möjligheten att bortse från den. Dessa förenklingar valdes att genomföras stegvis för att inte förändra fler variabler på en gång. Förenkningarna utfördes i Abaqus. I samtliga nedanstående fall var meshstorlekarna 20 mm på röret, 15 mm på glidskon och lokal förfining vid svetsfog X på 3 mm.

### 4.6.1 Kontakt

I Abaqus importerades glidskon skapad i Catia V5. Därefter skapades ett rör genom att extrudera en cirkel med tjockleken 5 mm till en längd på 800 mm.

Kontakten mellan röret och glidskon definierades som en *Surface-to-surface contact* med en tillåtelse för små axiella rörelser för röret genom egenskapen *Small sliding*. Vidare tilldelades friktionslöshet i den tangentiella riktningen i kontaktytan då detta visades vara det konservativa fallet. Undersökningen av friktionens påverkan gjordes genom att applicera ett friktionsvillkor (*penalty* i Abaqus) och att variera dess friktionskoefficient.

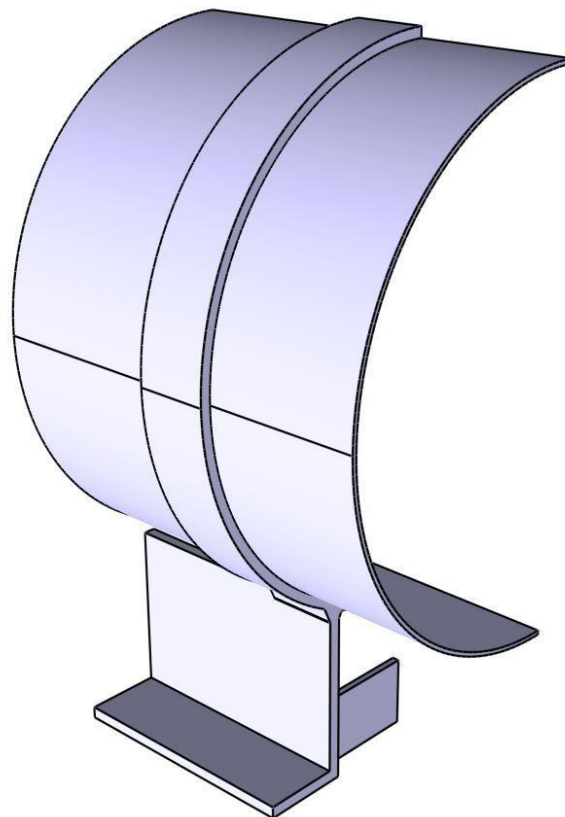
En linjär fjäderkonstant infördes i normalled på  $1000 \text{ N/mm}^3$ . Den senare egenskapen användes för att underlätta genomförandet av beräkningarna, då "hård kontakt" mellan ytorna skapar beräkningsproblem. Fjäderkonstanten innebär att ju mer materialen överlappar varandra desto större kraft motverkar fortsatt överlapp.

#### 4.6.2 Skal

I denna variant skapades ett rör i Abaqus genom att extrudera en cirkel utan tjocklek. Röret hade en radie på 305 mm i enlighet med ytterradien hos modell DN 600 och tilldelades en simulerad tjocklek på 5 mm. Rörets längd var, i likhet med tidigare modeller, 800 mm. I röret användes 20 mm element av typen S8R (kvadratiska, paraboliska skalelement med 8 noder).

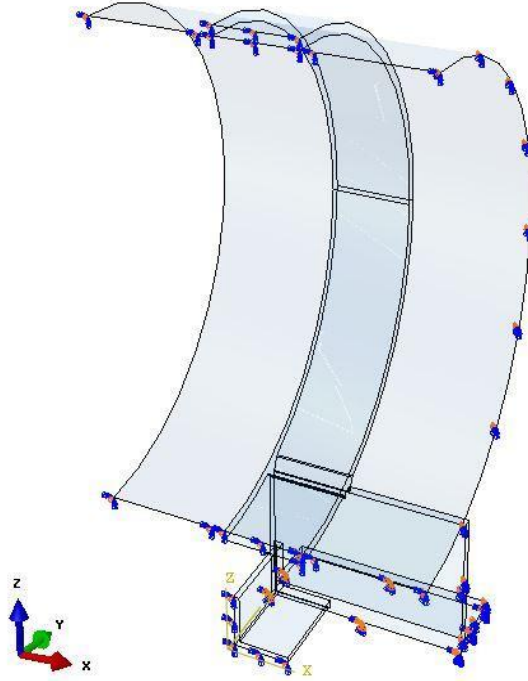
#### 4.6.3 Symmetri

Modellen över röret och glidskon var symmetrisk i både X- och Y-led (ej i höjded). Genom att använda symmetri-randvillkor konstaterades att endast en fjärdedel av modellen behövde användas (se figur 10).



Figur 10: Bild visande symmetriförenkling.

Randvillkoret i X-led bestod av låst translation i X-led och låst rotation i Y- och Z-led.  
Randvillkoret i Y-led bestod av låst translation i Y-led samt låst rotation i X- och Z-led. Dessa applicerades enligt figur 11.



Figur 11: Bild visande symmetri randvillkor.

Då endast en fjärdedel av modellen används minskas totallasten på symmetrimodellen till en fjärdedel.

#### 4.6.4 Adaptiv mesh

Funktionen användes här för att skapa en lokalt detaljerad mesh kring svetsfog X i glidskon för att förminska fel i resultaten.

## 4.7 Slutgiltig beräkningsmodell

Utifrån den verifierade förenklade modellen skapades de slutgiltiga beräkningsmodellerna. I dessa modeller:

- utnyttjades symmetri längs x- och y-axlarna och fast inspänning på glidskons underyta
- modellerades röret som skal
- modellerades glidskon som solid
- infördes friktionslös kontakt mellan rör och glidsko i tangential-led
- infördes linjärt elastiskt kontaktvillkor i normal-led
- pålades lasten på rörets inneryta
- skapades en mesh med hjälp av adaptivitetfunktionen

Modeller skapades för DN 500, DN 600, DN 700 och DN 800 specifikationerna (Standard Solutions Group, 2008 a, b), det vill säga för rör med ytterdiameter på 513 mm, 610 mm, 711mm och 813 mm.

Den maximala tillåtna vertikallasten togs fram genom iterering med förändrad magnitud på vertikallasten med utgångspunkt från SSG:s maximalt tillåtna vertikallast.

Den minsta rörgodstjockleken för SSG:s angivna maxlaster togs fram genom iterering med förändrad godstjocklek i enlighet med ISO 4200: 1991 (E).

För samtliga fall gjordes konvergensstudier genom att förminska den undre gränsen för meshstorleken i *remeshing rule* vilket påverkar finheten av meshen i de kritiska områdena i modellen. Konvergens antogs uppnådd då effektivspänningarna inte påverkades av vidare förminskning av meshstorleken.

## 5. Resultat

---

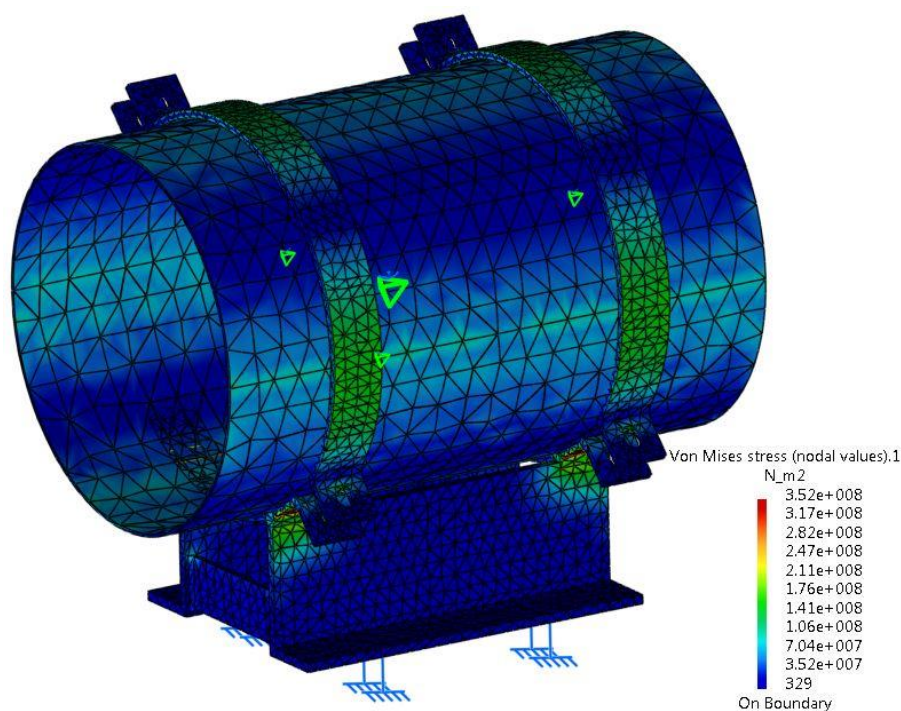
### 5.1 Inledning - innehåll

Nedan följer resultat från första beräkningsmodellen, modellverifieringen, förenklingarna samt för de fyra slutgiltiga beräkningarna. Data som togs ut från varje beräkning var:

- global meshstorlek i glidsko och rör
- lokal meshstorlek vid svetsfog X och Y
- von Mises effektivspänning i svetsfog X, rör och klämma
- rörets ovalisering
- last och rörgodstjocklek för det beräknade fallet

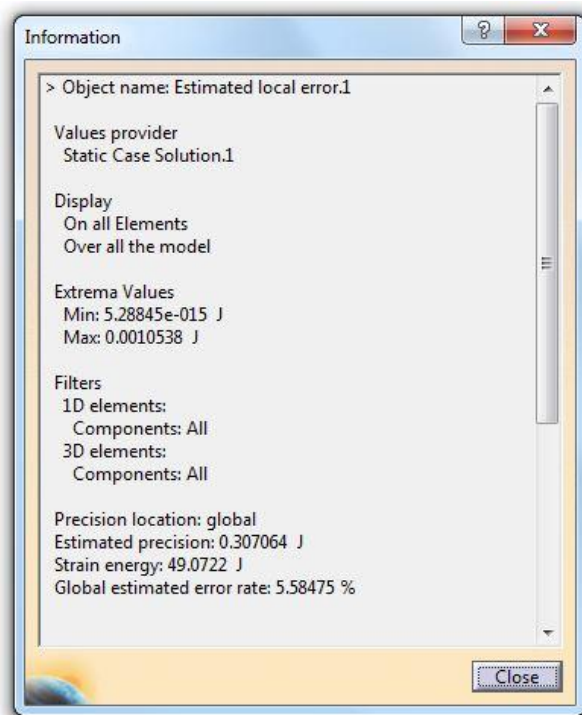
### 5.2 Resultat från första beräkningsmodell (Modell A)

Redan vid första iterationen av den första beräkningsmodellen insågs att flänsarna och toppklämman inte var nödvändiga att modellera. Detta berodde på att spänningarna i flänsarna var försumbara jämfört med resten av modellen och kunde då modelleras som en ring (se figur 12).



Figur 12: Generell spänningsbild över första beräkningsmodellen.

Värdet på det globala felet (*estimated global precision*) var alldeles för högt med ett värde på 0,31 joule (se figur 13).



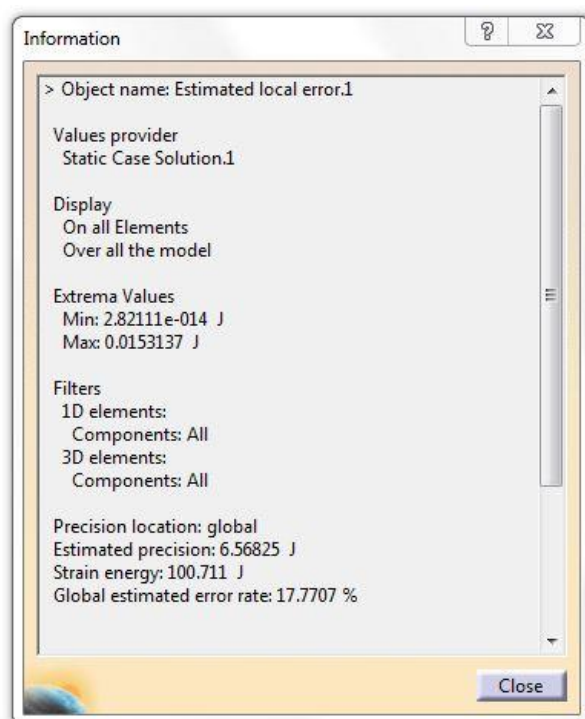
Figur 13: Bild visande felindikatorer i Catia V5. Notera *Estimated precision*-värdet på 0,307.

Detta indikerade att en förminskning av meshstorleken krävdes för att få pålitliga resultat. Med denna ganska grova mesh tog beräkningen cirka 500 sekunder, men med en lokal förfining runt svetsfogarna och en global förfining i hela modellen skulle denna tid troligtvis öka dramatiskt. Möjligheten att förenkla modellen undersöktes först.

Då modellen inte ansågs pålitlig antecknades varken spänningar eller ovalitet . Någon konvergensstudie gjordes ej, då fokus istället lades på förenkling av modellen.

### 5.3 Resultat av förenkling av ursprunglig (Modell A)

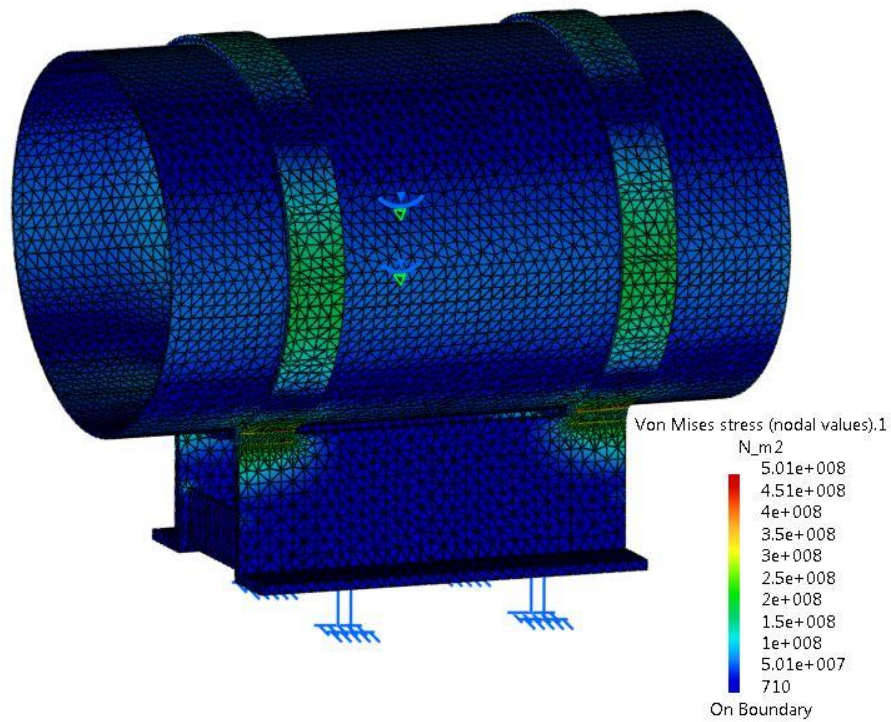
Med den valda meshstorleken och lokala meshförfiningen vid svetsfogen observerades konvergens av spänningarna i rör och glidsko, medan svetsfogen inte uppvisade någon konvergens. Iterationerna avbröts här då beräkningstiderna blev väldigt långa och utforskning av förenklade modeller tycktes vara ett bättre alternativ. Även det globala felet (*estimated global precision*) visade väldigt höga värden vilket även pekade mot att förenkla modellerna (se figur 14). Detta berodde troligtvis på de kraftigt distorderade elementen i röret och även i samtliga svetsar i glidskon.



Figur 14: Bild visande felindikatorer i Catia V5. Notera *Estimated precision*-värdet på 6,568.

De högsta spänningarna i röret låg runt 280 MPa och befann sig vid högra och vänstra kanten och var jämnt utbredda längs med röret (se figur 15). Ovaliseringen visade sig vara försumbar då dess beräknade värde endast var ca en tiondel av gränsvärdet (se tabell 3).



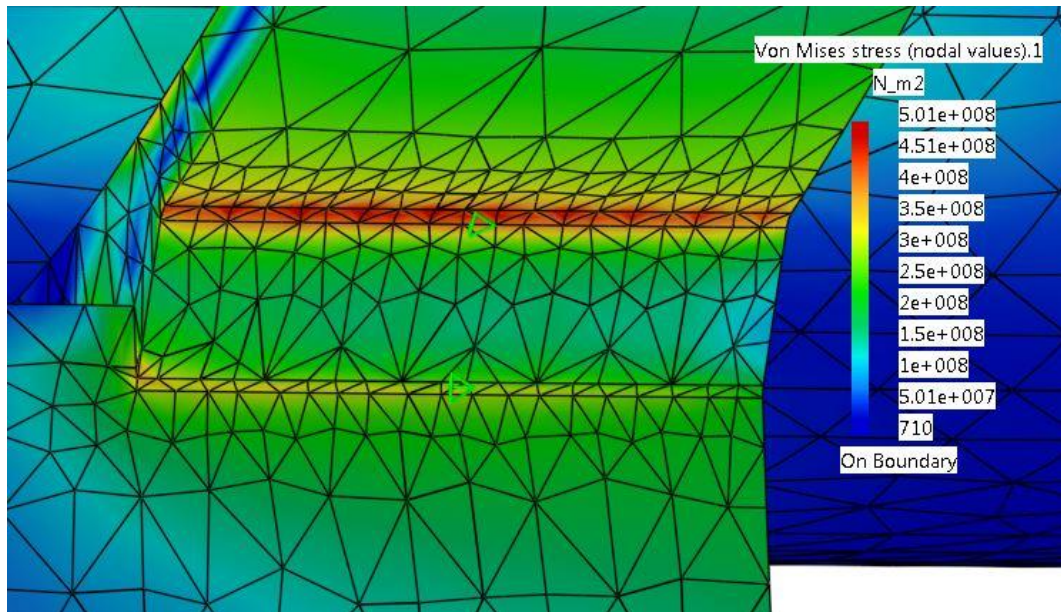


Figur 15: Generell spänningsbild över modell A (förenkligen av ursprungsmodellen)

Tabell 3: Värdet på ovaliseringen för modell A.

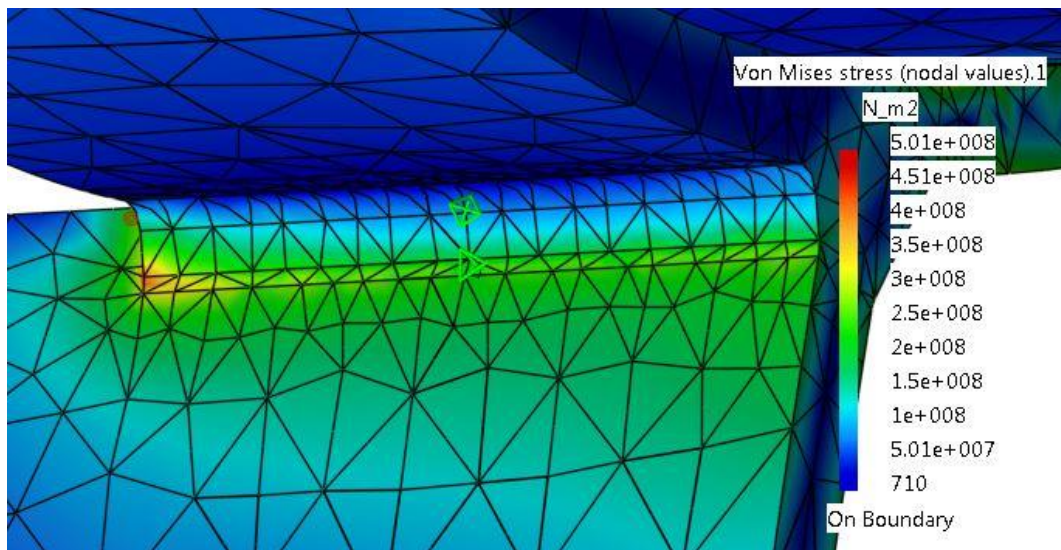
Last [kN]	Glidskomes mesh [mm]	Rörmesh [mm]	lokal mesh [mm]	D <sub>min</sub> [mm]	D <sub>max</sub> [mm]	ovalitet (a) [mm]
36	25	25	5	509	517	2
36	20	20	4	508,9	517,22	2,08
36	15	15	3	508,9	516	1,775

Spänningarna i glidskon var som störst i svetsfog X (se figur 16). Dessa spänningar konvergerade dock inte; de ökade från 280 till 501 MPa under itereringarna vi körde. Svetsfog Y uppvisade ganska höga spänningar men fortfarande betydligt lägre än svetsfog X. Spänningarna i svetsfog Z var försumbara.



Figur 16: Bild visande spänningar i svetsfog X hos modell A.

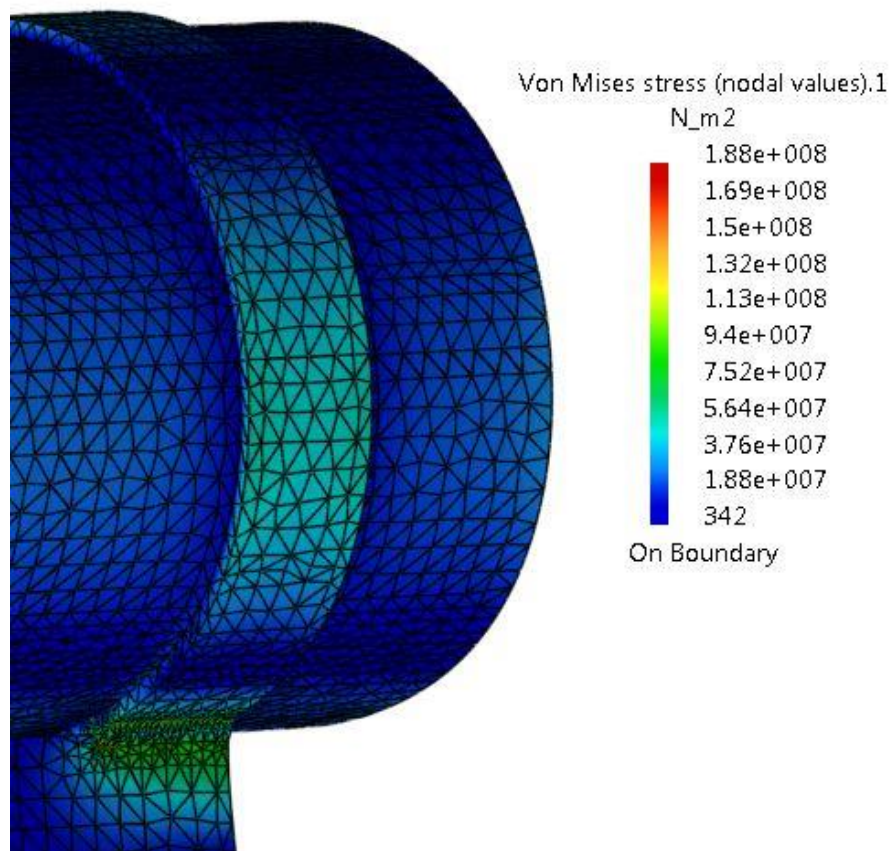
Lokala spänningskoncentrationer observerades vid svetsfog X och Y. Vid förfining av meshen minskade dessa områden drastiskt samtidigt som spänningarna ökade våldsamt. Då områdena låg i "vassa" hörn där ingen radie lagts in betraktas dessa som beroende av modellgeometri och försummas i fortsättningen (se figur 17).



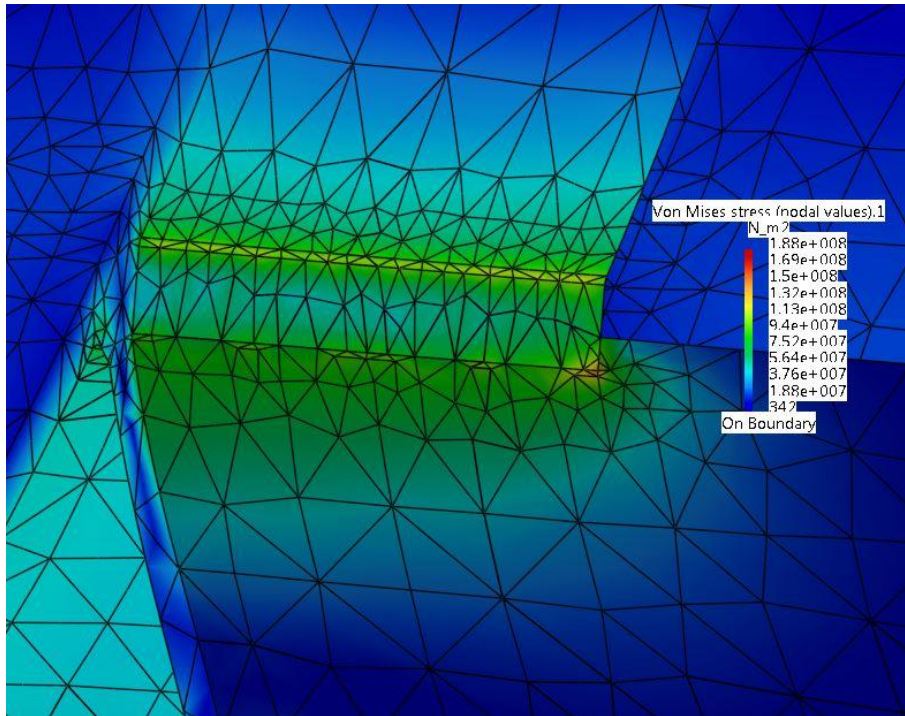
Figur 17: Bild visande singularitet i svetsfog Y i hörnet till vänster i fogen.

## 5.4 Resultat av modellverifiering mot HK 1106 (Modell B)

Beräkningen på modellen visade redan efter första iterationen en god överensstämmelse med HK 1106 modellen. Mängden element i modellen var fler än i HK 1106 och den finare meshen resulterade i lite högre spänningar, ca 150 MPa i svetsfog X mot 120 MPa i den ursprungliga beräkningsmodellen (se figur 18 och 19). Detta såg vi som godtagbart då vi även ansåg att en för grov mesh användes i HK 1106.



Figur 18: Bild visande spänningar i rör och glidsko i modell B.



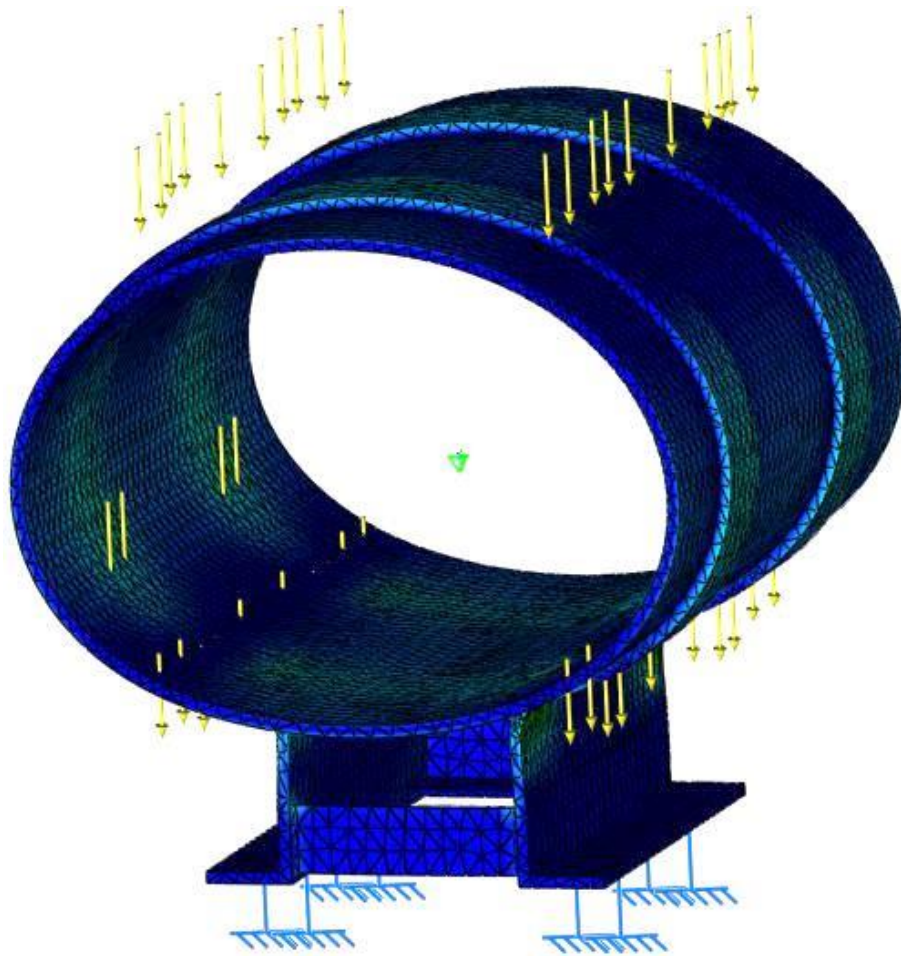
Figur 19: Bild visande spänningar i svetsfog X i modell B.

Enligt den ursprungliga beräkningsrapporten (HK 1106): *“The design stress intensity at the design temperature 120°C for material P235GH/S235JRG2 is  $f_d = 120\text{MPa}$ .”* Materialets sträckgräns ( $R_{p0,2}$ ) är 215 MPa. När sträckgränsen divideras med säkerhetsfaktorn 1,5 fås 143,3 MPa. Enligt SSG 7151 tabell 3 (s. 5) skall den tillåtna vertikala lasten multipliceras med en faktor 0,81 för beräkningar vid 120°C. Eftersom materialet betraktas som linjärt elastiskt borde den tillåtna spänningen i glidskon vara 116,1 MPa.

$$\frac{215}{1,5} \cdot 0,81 = 116,1 \text{ [MPa]} \quad (5.1)$$

Denna avvikelse var relativt liten men sänkte den maximala lasten som konstruktionen kunde bära.

Deformationen liknande HK 1106 uppnådes och ovaliseringen visade försumbar magnitud (se figur 20).

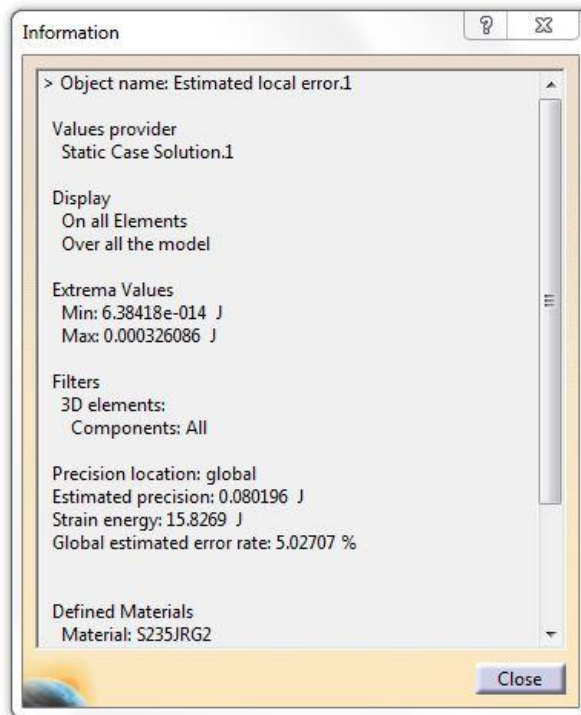


Figur 20: Generell deformationsbild med skalfaktor 30 för modell B.

Då samma beräkning kördes med friktionslös kontakt mellan ett separat rör och en separat glidsko ökade beräkningstiden, inte helt oväntat, markant. Slutresultatet blev dock detsamma.

Denna modell klarar en last på 70 kN till skillnad från SSG:s max tillåtna last på 40 kN. Då endast rörets godstjocklek har förändrats från SSG:s standard kan röret tänkas vara den dimensionerande komponenten.

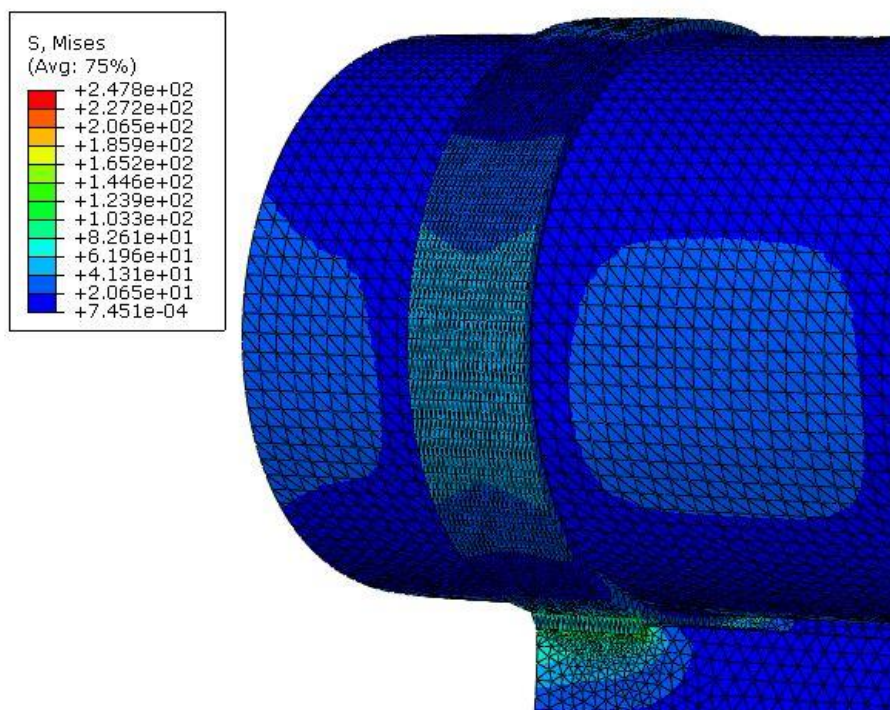
Värdet på det globala felet visade höga värden (se figur 21).



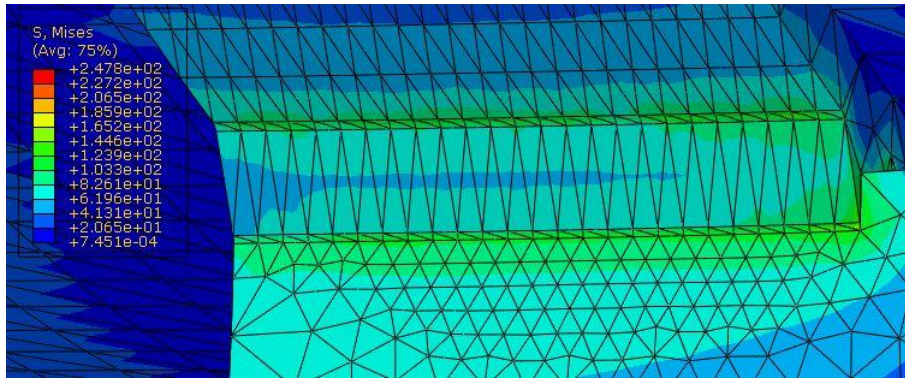
Figur 21: Bild visande felindikatorer i Catia V5 för modell B.

## 5.5 Resultat av metodverifiering

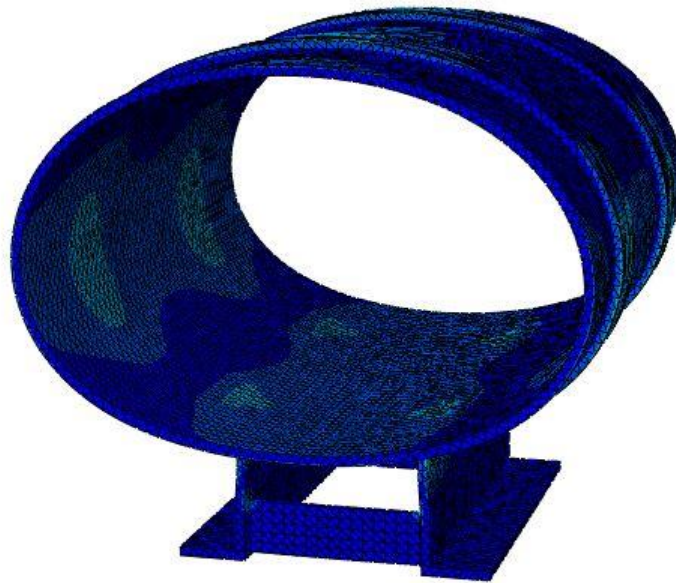
Då den importerade IGS-filen över modell B kördes i Abaqus utan förändringar uppnåddes samma resultat som i Catia (se figur 22, 23 och 24). Detta gjordes som kontrollberäkning.



Figur 22: Bild visande spänningar i rör och glidsko för modell HK 1106 i Abaqus.



Figur 23: Bild visande spänningar i svetsfog X för modell HK 1106 i Abaqus.

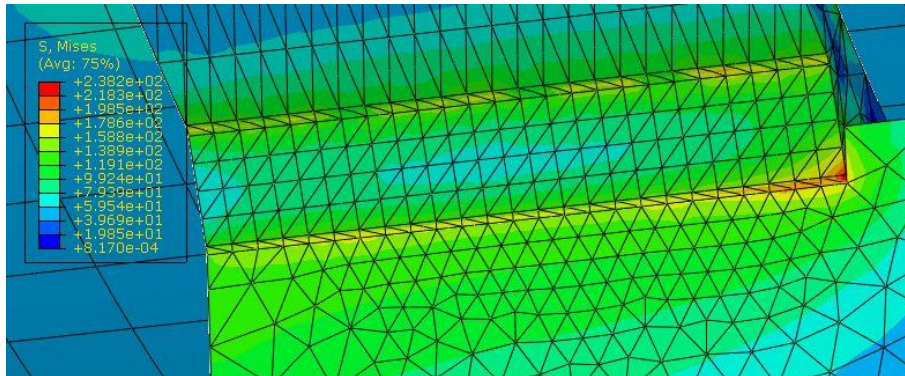


Figur 24: Deformationsbild för modell HK 1106 i Abaqus.

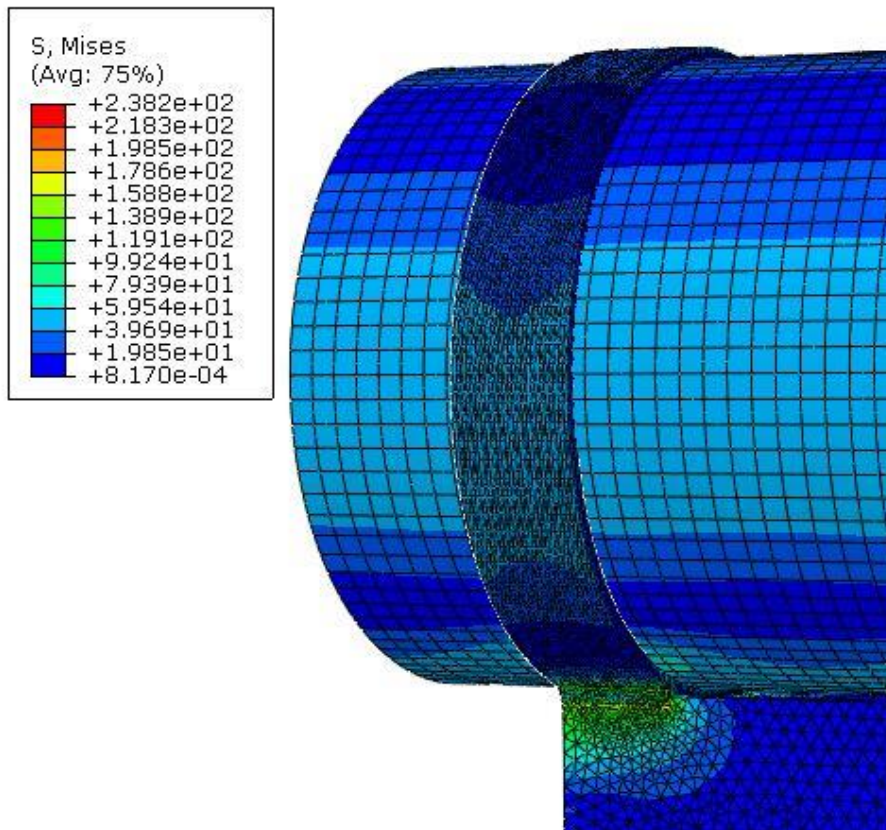
I samtliga fall nedan behölls samma meshstorlek. Inga andra förändringar gjordes utöver stegen nedan.

### 5.5.1 Kontakt

Då kontakten infördes kunde inte observeras någon märkbar skillnad i spänningsfältet i modellen. Högsta spänningen låg kvar på ca 150 MPa runt svetsfog X (se figur 25 och 26).



Figur 25: Spänningsbild över svetsfog X för kontaktförenklingen i Abaqus.



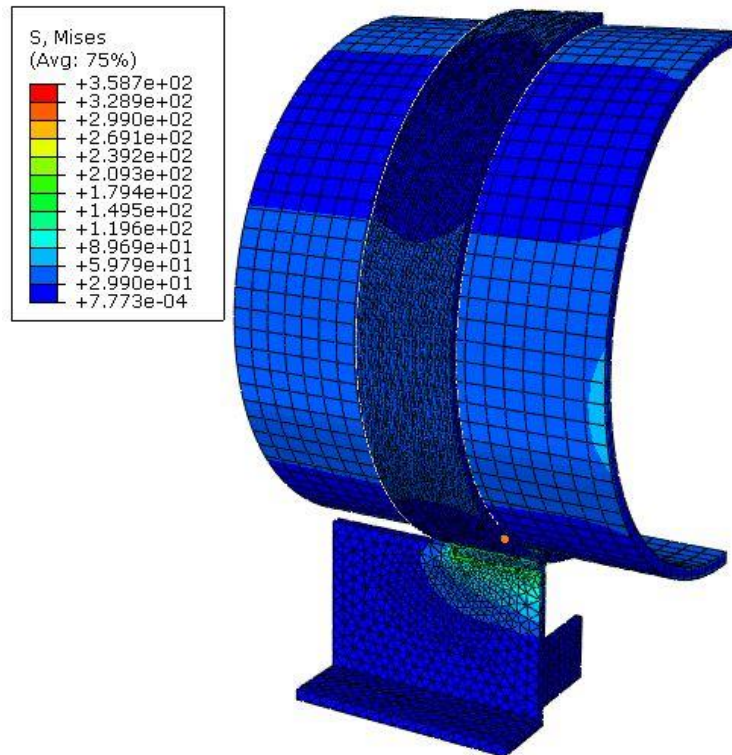
Figur 26: Spänningsbild i rör och glidsko för kontaktförenklingen i Abaqus.

Kontakten gjorde till synes ingen skillnad för beräkningen, men är dock nödvändig för att modellera röret som en separat skalmodell.

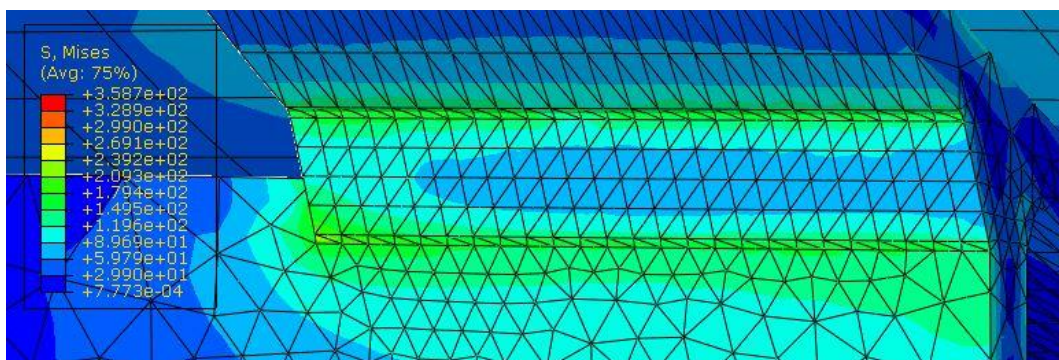


## 5.5.2 Symmetri

Då endast en fjärdedel av modellen belastades minskade som förväntat beräkningstiden markant. Inga förändringar i spänningsfältet upptäcktes (se figur 27 och 28).



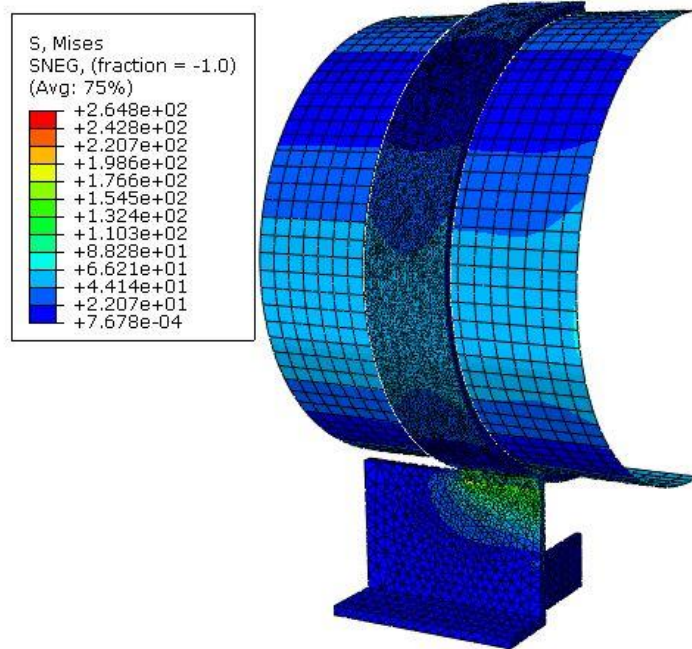
Figur 27: Spänningsbild i rör och glidsko för symmetriförenklingen i Abaqus.



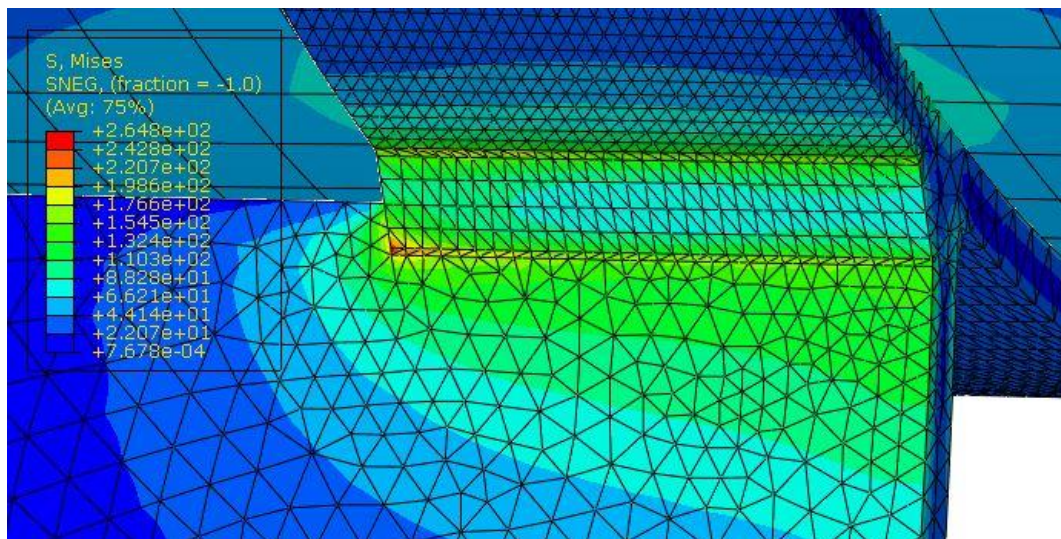
Figur 28: Spänningsbild över svetsfog X för symmetriförenklingen i Abaqus.

### 5.5.3 Skal

Vid användandet av skal märktes ingen skillnad i spänningsfältet eller i ovaliseringen av röret, dock observerades en betydande minskning av beräkningstiden (se figur 29 och 30).



Figur 29: Spänningsbild i rör och glidsko för skalförenklingen i Abaqus.

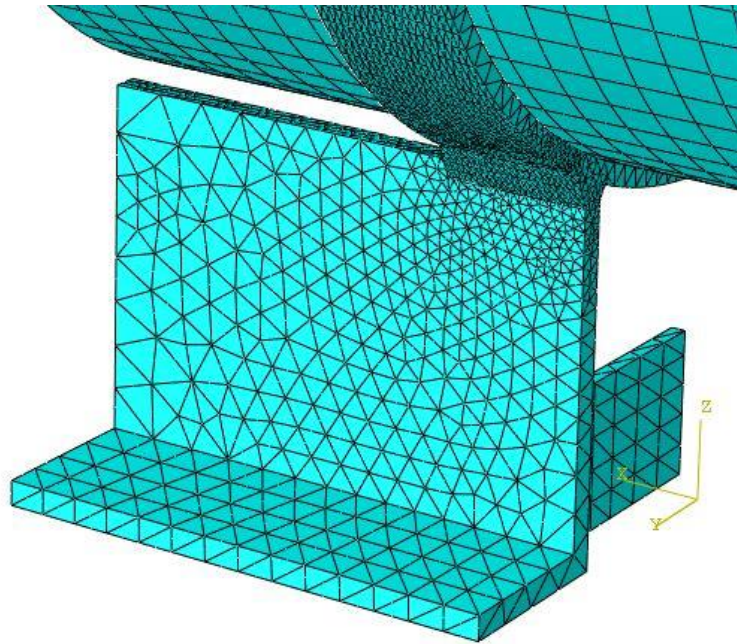


Figur 30: Spänningsbild över svetsfog X för skalförenklingen.

Övergången till skal från solidelement innebär en större pålitlighet till resultatet. Då solidelement används i ett tunnväggigt rör krävs att elementstorleken som störst är lika stor som rörets godstjocklek för att på så vis undvika element med dålig kvalitet. Detta skulle i vårt fall innebära en meshstorlek på 5 mm i röret och skulle medföra långa beräkningar på en okomplicerad geometri.

### 5.5.4 Adaptiv mesh

Abaqus skapade genom en adaptiv meshning en anpassad mesh med mellan 3 till 50 mm elementstorlek. Meshen förfinades framför allt runt svetsfog X och Y samt i klämman. En grövre mesh applicerades i vinkeljärnen i glidskons bottendel (se figur 31). Meshen som skapades av den adaptiva processen gav snarlika beräkningstider i förhållande till lokal manuell förfining och ansågs öka resultatets pålitlighet.



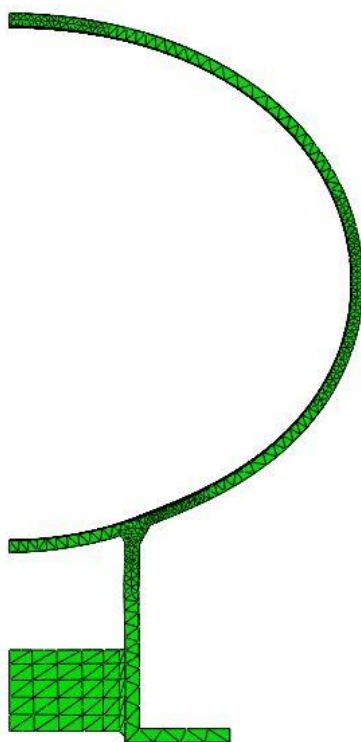
**Figur 31:** Bild visande resultatet från den adaptiva meshningen. Notera det grova området till vänster och det fina området runt svetsfogen.

Den adaptiva meshen lyckades ej fördela felet jämnt utmed meshen i modellen. Detta beror dock på att singulariteter fanns i svetsfogar X och Y, vilket gjorde det omöjligt för Abaqus att uppfylla de uppsatta villkoren. Dock gjordes en bedömning baserad på tidigare manuell förfining att meshen var tillräckligt fin.

## 5.6 Resultat av slutgiltiga beräkningar

Vid beräkningen av de fyra slutgiltiga beräkningsmodellerna kunde snabbt konstateras att SSG:s maximalt tillåtna laster var för höga för samtliga modeller. Högst blev spänningarna i svetsfog X varför den blev dimensionerande i alla analyser. Höga spänningar observerades också i sidorna på röret och i klämman. Med en säkerhetsmarginal på 1,5 tilläts effektivspänningen endast nå 143 MPa.

Deformationen betedde sig på samma sätt för alla modeller, därför redovisas en bild nedan med en skalfaktor på 30.



Figur 32: Deformationsbild för samtliga modeller. Skalfaktor 30.

Ovaliseringen av röret var försumbar i alla modeller oavsett last och redovisas i tabell 4.

Tabell 4: Ovaliseringen för de olika modellerna. I samtliga modeller användes en adaptiv mesh.

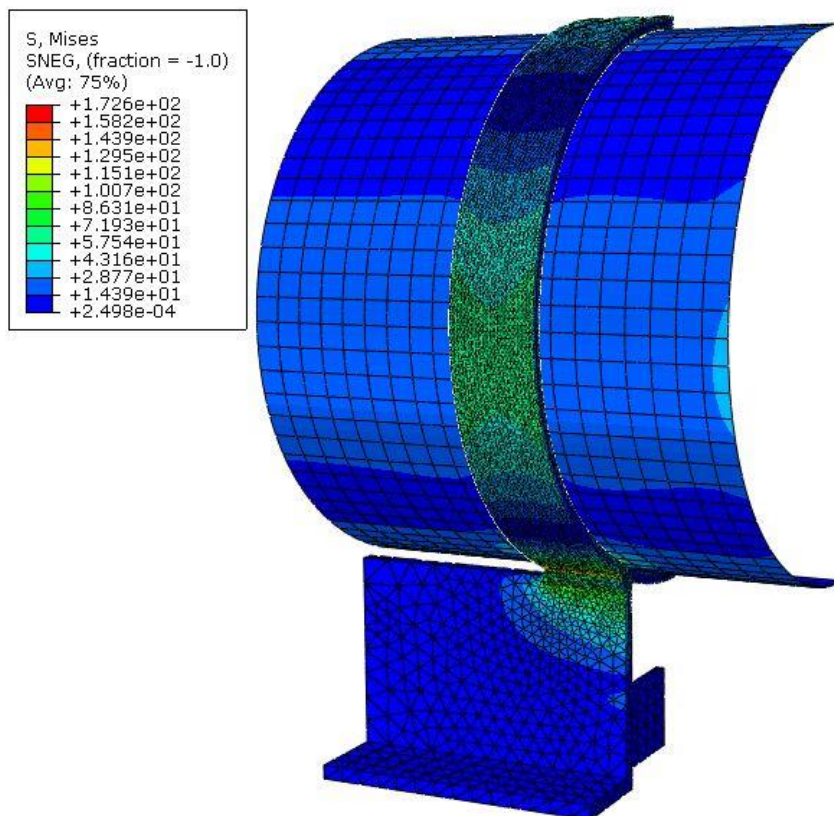
	Last [kN]	Förflyttning [mm i neg. Z-led]	Förflyttning [mm i pos. Z-led]	Förflyttning [mm i pos. y-led]	D min [mm]	D max [mm]	ovalitet, a [mm]	a max rek. [mm]
<b>DN 500</b>	12,87	6,20	0,40	3,60	506,4	520,2	3,45	25,65
<b>DN 600</b>	20	2,62	0,20	1,51	607,2	613,0	1,46	30,50
<b>DN 700</b>	30,8	2,90	0,25	1,70	707,9	714,4	1,64	35,55
<b>DN 800</b>	25	3,52	0,25	2,57	809,2	818,1	2,22	40,65

## 5.6.1 Förändring av last

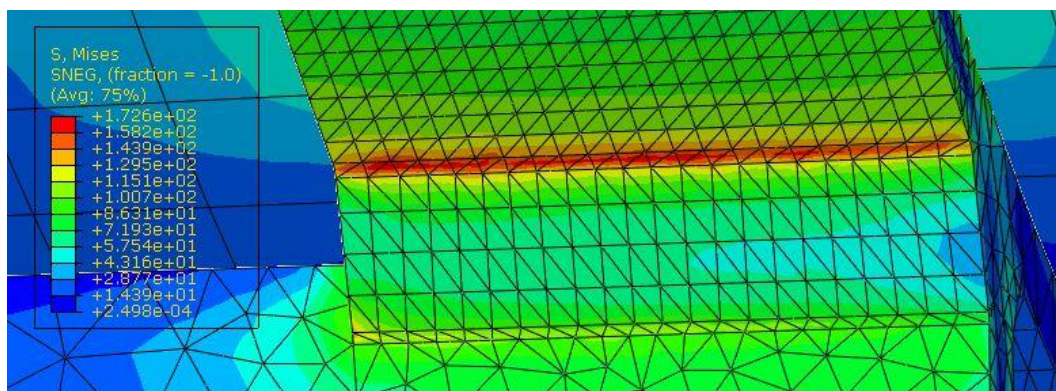
### 5.6.1.1 DN 500

Vid belastning på 36 kN visade spänningarna värden på 400 MPa i svetsfog X, 150 MPa i sidan på glidskon och 73 MPa i sidan på röret. Intressant att notera var att röret var den komponent som fick lägst spänningar vilket strider emot information vi fått från SSG (Smedjegård, 2013). Vid minskning av lasten till halva utgångsvärdet, alltså 18 kN, blev spänningarna i modellen inte helt förvånande hälften så stora: 200 MPa i svetsfog X, 37 MPa i röret och 78 MPa i klämman.

Genom interpolering sattes lasten till 12,87 kN varpå 140 MPa i svetsfog X, 26 MPa i röret och 58 MPa i klämman uppnådes (se figur 33 och 34). Max tillåtna last låg då på strax över en tredjedel av utgångslasten (se tabell 5).



Figur 33: Spänningsbild i rör och glidsko för modell DN 500.



Figur 34: Spänningsbild över svetsfog X för modell DN 500.

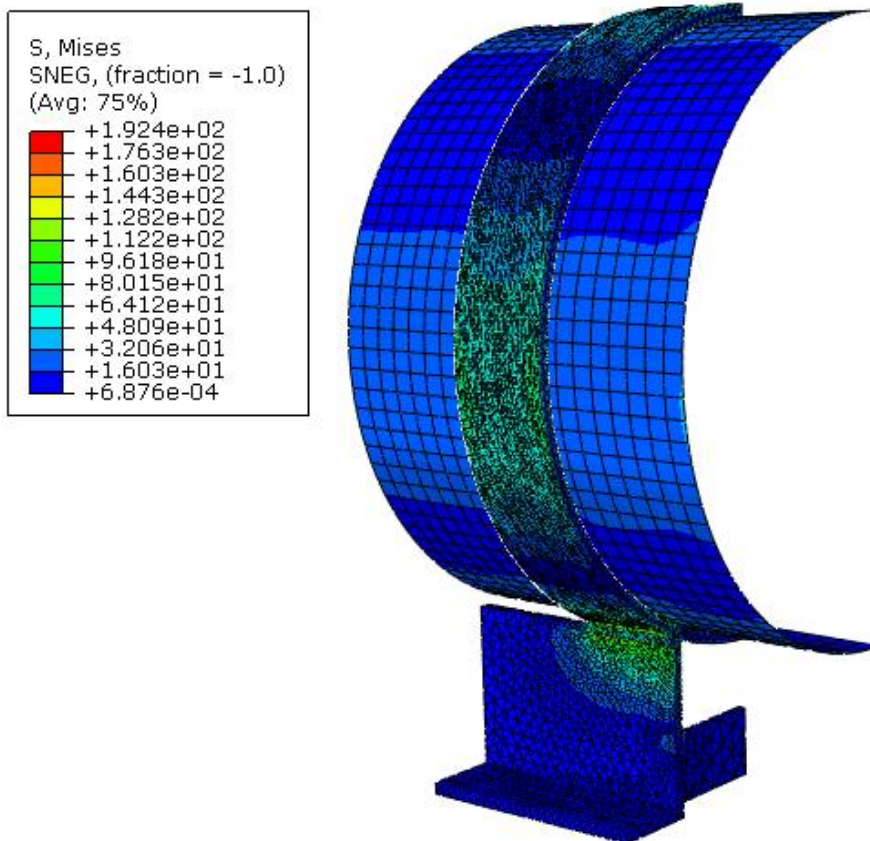
Tabell 5: Spänningsvärden över tre lastfall

DN 500						
	Glidsko		Rör	Spänningar		
Last (kN)	global meshstorlek [mm]	lokal meshstorlek [mm]	global meshstorlek [mm]	v. M. svetsfog X [MPa]	v. M. rör [MPa]	v. M. glidsko [MPa]
36	Adaptivity (3-50)	Adaptivity (3-50)	20	400	73	150
18	Adaptivity (3-50)	Adaptivity (3-50)	20	200	37	78
12,9	Adaptivity (3-50)	Adaptivity (3-50)	20	140	26	58

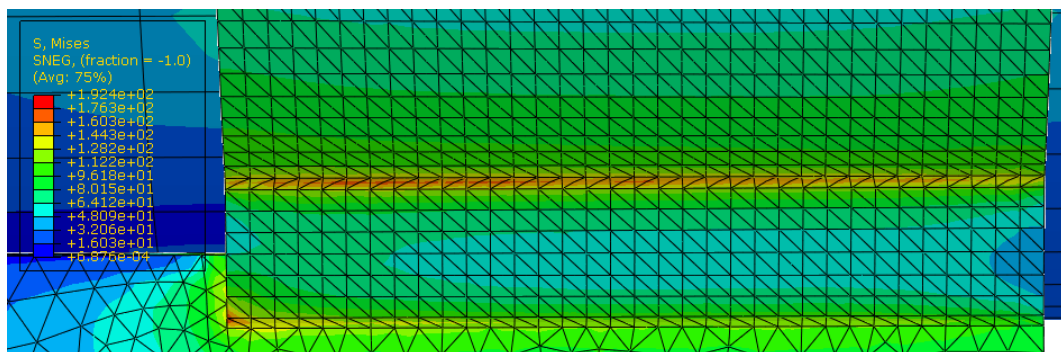
### 5.6.1.2 DN 600

Då DN 600-modellen belastades med 40 kN blev spänningarna 280 MPa i svetsfog X, 40 MPa i sidan på röret och 120 MPa i sidan på klämman (se tabell 6).

Lasten minskades till 20 kN (eftersom spänningarna förväntades minska proportionellt mot lasten) varpå spänningarna blev 142 MPa i svetsfog X, 27 MPa i sidan på röret och 57 MPa i sidan på klämman (se figur 35 och 36).



Figur 35: Spänningsbild i rör och glidsko för modell DN 600.



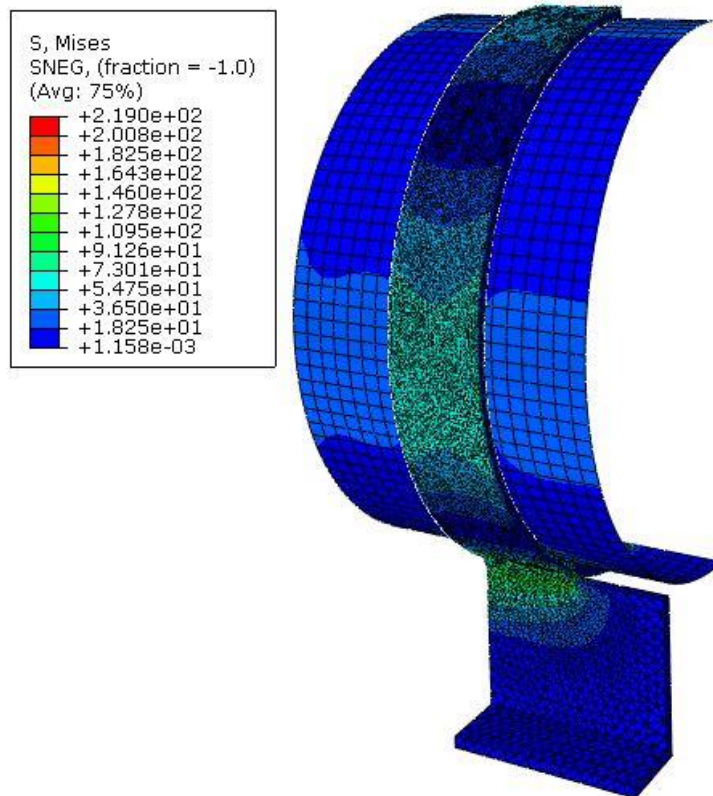
Figur 36: Spänningsbild över svetsfog X för modell DN 600.

Tabell 6: Spänningsvärden över två lastfall för DN 600.

DN 600						
Last [kN]	Glidsko		Rör	Spänningar		
	global meshstorlek [mm]	lokal meshstorlek [mm]	global meshstorlek [mm]	v. M. svetsfog X [MPa]	v. M. rör [MPa]	v. M. glidsko [MPa]
40	Adaptivity (3-50)	Adaptivity (3-50)	20	280	40	120
20	Adaptivity (3-50)	Adaptivity (3-50)	20	142	27	57

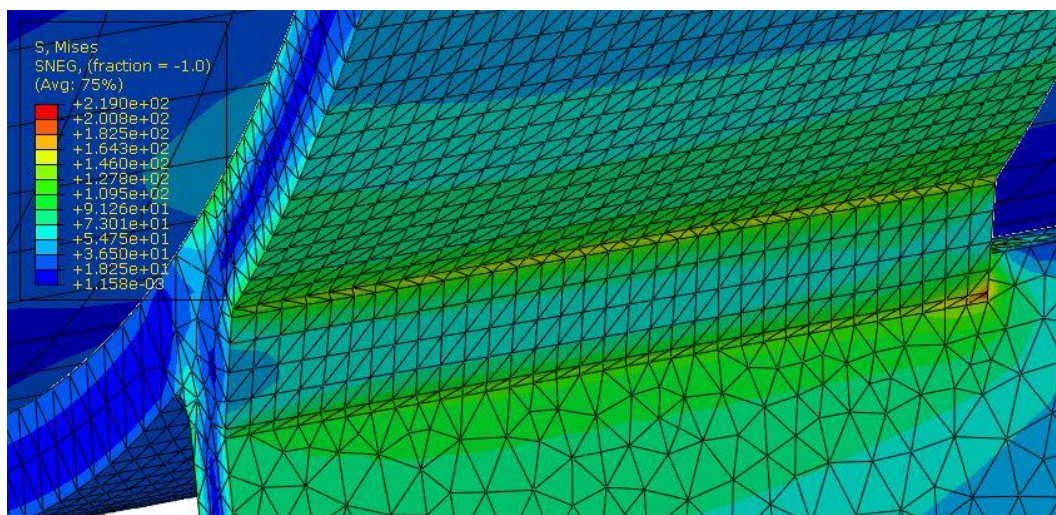
### 5.6.1.3 DN 700

DN 700 belastades med 50 kN som utgångslast. Detta resulterade i spänningarna 230 MPa i svetsfog X, 37 MPa i sidan på röret och 99 MPa i sidan på klämman. Lasten minskades till 30,8 kN varpå spänningarna nådde acceptabla 140 MPa i svetsfog X, 22 MPa i röret och 65 i sidan av glidskon (se figur 37, 38 och tabell 7).



Figur 37: Spänningsbild i rör och glidsko för modell DN 700.





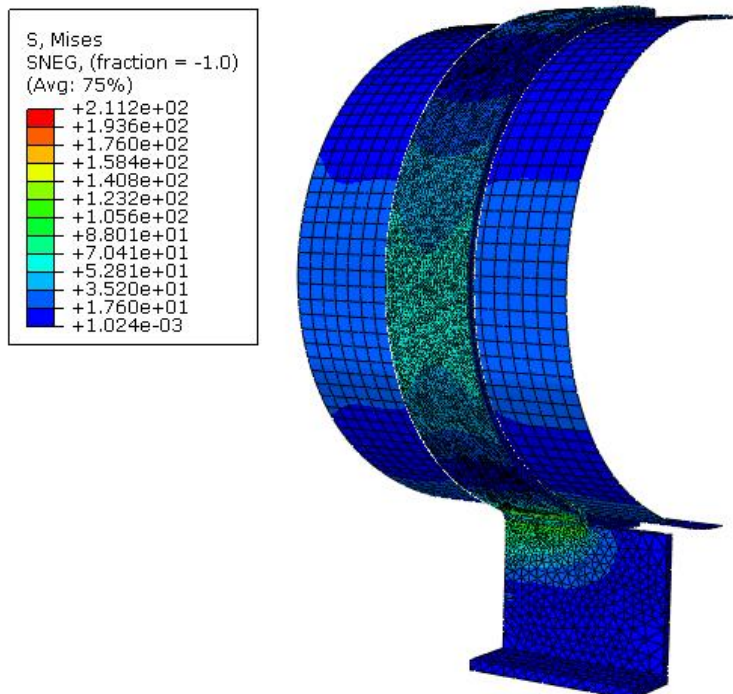
Figur 38: Spänningsbild över svetsfog X för modell DN 700.

Tabell 7: Spänningsvärden över tre lastfall för DN 700.

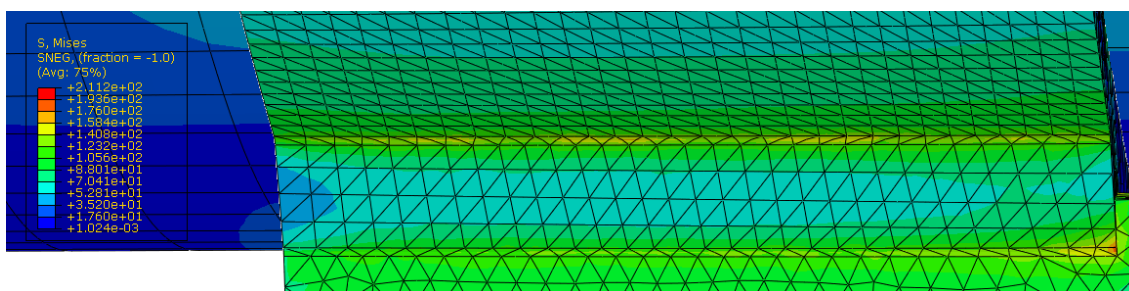
DN 700						
Last (kN)	Glidsko		Rör	Spänningar		
	global meshstorlek [mm]	lokal meshstorlek [mm]		global meshstorlek [mm]	v. M. svetsfog X [MPa]	v. M. rör [MPa]
50	Adaptivity (3-50)	Adaptivity (3-50)	20	230	37	99
25	Adaptivity (3-50)	Adaptivity (3-50)	20	120	18	50
30,8	Adaptivity (3-50)	Adaptivity (3-50)	20	140	22	65

### 5.6.1.4 DN 800

DN 800 belastades med 70 kN varpå spänningarna blev 400 MPa i svetsfog X, 70 MPa i sidan på röret och 160 MPa i sidan av klämman. Lasten sattes därefter till 21 kN varpå spänningarna blev 120 MPa i svetsfog X, 23 MPa i röret och 53 MPa i sidan av glidskon (se figur 39 och 40).



Figur 39: Spänningsbild i rör och glidsko för modell DN 800.



Figur 40: Spänningsbild över svetsfog X för modell DN 800.

Tabell 8: Spänningsvärden över två lastfall för DN 800.

DN 800						
Last [kN]	Glidsko		Rör	Spänningar		
	global meshstorlek [mm]	lokal meshstorlek [mm]	global meshstorlek [mm]	v. M. svetsfog X [MPa]	v. M. rör [MPa]	v. M. glidsko [MPa]
70	Adaptivity (3-50)	Adaptivity (3-50)	20	400	70	160
25	Adaptivity (3-50)	Adaptivity (3-50)	20	144	25	58

## 5.6.2 Förändring av rörgodstjocklek

Då det tidigare påpekats att modellen i HK1106-rapporten höll för hög last och endast skiljde sig från DN 600-modellen genom godstjockleken på röret, beslutades att undersöka hur tjock godstjocklek som krävdes för SSG:s max tillåtna last.

Resultaten står att finna i tabell 9 nedan.

Tabell 9: Rörgodstjocklekar som ger spänningar under materialens sträckgränser för SSG:s specificerade laster.

	Rörgodstjocklek [mm]	Last [kN]	v.M.svetsfog [MPa]	v.M.rör [MPa]	v.M.glidsko [MPa]
<b>DN 500</b>	10	36	130	39	35
<b>DN 600</b>	10	40	137	42	45
<b>DN 700</b>	11	50	128	39	50
<b>DN 800</b>	16	70	135	48	40

## 6. Slutsats

---

### 6.1 Analys av resultat

Då de slutgiltiga beräkningarna gjordes med SSG:s specificerade maximallast observerades att spänningarna blev betydligt högre än sträckgränsen på materialet i och runt svetsfog X och på sidan av den klämmande delen av glidskon (se tabell 5,6,7 och 8). Efter sänkning av lasten visade det sig att endast cirka en tredjedel av ursprungslasten kunde appliceras vilket uppenbarligen innebär att glidskon inte håller för de laster den sagts tåla. Detsamma gäller dock inte för röret, där spänningarna aldrig nådde över sträckgränsen ens vid ursprungslasten. Röret kan här konstateras vara den dimensionerande komponenten då de högsta spänningarna i modellen är beroende av rörets godstjocklek. Detta resultat gällde för samtliga modeller.

En anledning till ovanstående resultat visade sig kunna vara att det oftast genomförts numeriska beräkningar samtidigt som testbelastningar av fysiska modeller vid liknande problem:

*"The key difficulty in using sophisticated software is that current design methods are based on hand calculations coupled with safety margins that are established using test results..."*

(Teng, 2004, s. 17)

Detta gjordes även då SSG 7151 togs fram (Smedjegård, 2013) genom RN 78, en tidigare rörledningsnorm (Ingenjörsvetenskapsakademien, Tryckkärlskommissionen, 1978). Beräkningarna som här genomförts har endast tagit linjärt elastiska samband i beaktande. Lokal plasticering i materialet som leder till spännings-omfördelningar sker ständigt i verkliga konstruktioner och leder till att de kan hålla för större laster än de man matematiskt beräknat. Dessa tendenser var svåra att förutse och togs ej i beaktande.

En av våra avgränsningar var att svetsfogarna modellerades utan hänsyn till tillsatsmaterial. I verkligheten har en bra svetsfog betydligt högre sträckgräns än det omkringliggande materialet vilket även kan förklara varför höga spänningar i just svetsfogen klarar praktisk provning (Indian Institute of Technology, n.d., s. 36).

Under modellverifieringens gång observerades att godstjockleken i röret påverkade de maximala spänningarna i glidskon. Därför valdes att beräkna vilken godstjocklek som krävdes för SSG:s specificerade maximallast. Resultatet visade att godstjockleken behövdes fördubblas på samtliga modeller för att spänningarna i konstruktionerna inte skulle överskrida de tillåtna spänningarna (se tabell 9).

Samma resonemang om spänningarna i konstruktionen kan föras om godstjocklekarna i röret; då vi endast dimensionerade efter sträckgränsen i materialet (inklusive säkerhetsmarginal) och inte tar hänsyn till plasticering och deformationshärdning, behöver konstruktionen "förstärkas" genom ökad godstjocklek för att reducera spänningarna.

Resultatet kan också bero på en kombination av flera faktorer i avgränsningarna som beräkningarna inte har tagit hänsyn till. Av dessa kan axiellasten och buckling tänkas ha störst påverkan.

Enligt Motashar och Tooth ligger lösningen till sådana problem i framtagningen av krafterna mellan kontaktytorna (International Union of Theoretical and Applied Mechanics, 1992, s. 63).

Därför kan en annan möjlig förklaring till resultaten vara att kontaktproblemet mellan skal och stöd tillhör en speciell typ av problem med *unilateral boundary conditions*. I problem med sådana randvillkor är det på förhand svårt att veta hur kontaktytans storlek och dess läge varierar med strukturens deformation (International Union of Theoretical and Applied Mechanics, 1992, s. 34).

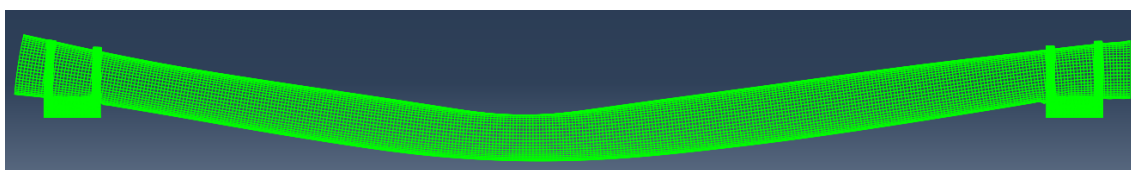
Glidskornas klämmande delar modellerades med samma innerdiameter som rörens ytterdiameter. Frånvaron av spel mellan ytorna i kombination med överlappning av materialen (på grund av kontaktdefinitionen i normal-led) gjorde bedömning av släppning mellan ytorna väldigt svår. Detta gjorde verifiering av kontaktvillkoret problematiskt.

## 6.2 Fortsatt arbete

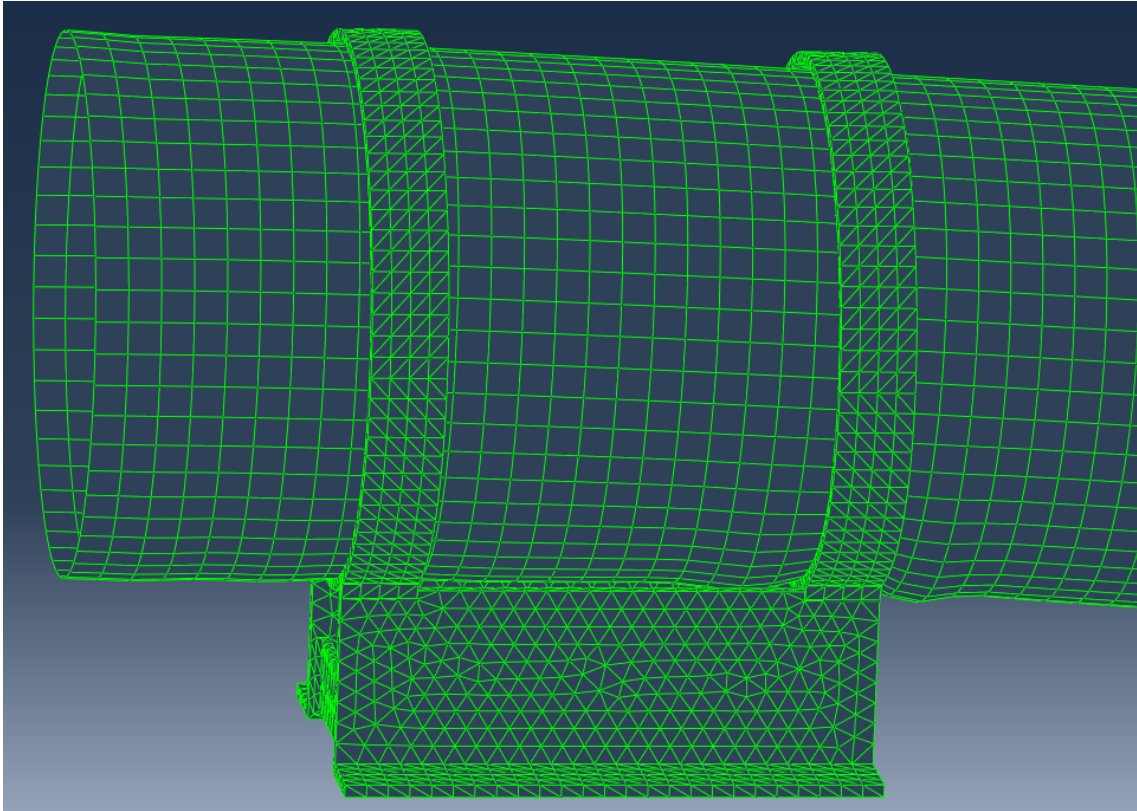
Då SSG 7151 hävdade att konstruktionen håller för en högre last än lasten beräknad i detta arbete, gick det inte att utesluta att viktiga parametrar uteslutits ur denna analys. Därför förordades en utökad analys med främst buckling som fokus. En bucklingsanalys kunde visa om röret uppnådde en kritisk bucklingslast innan effektivspänningarna uppnådde sträckgränsen. Detta krävde också att den tillåtna axiella lasten (definierad i SSG 7151) lades på konstruktionen. Antagandet gjordes att det inre trycket skulle göra resultatet mindre konservativt då den får röret att bli styvare och den uteslöts därför från modellen.

Den axiella lasten var mycket större än den vertikala vilket ledde till att röret kunde betraktas som en kolumn under kompression. I det verkliga fallet är avstånden mellan röstöden upp till 9 m för DN 500 (Standard Solutions Group, 2008c), detta gör att rören borde betraktas som långa cylindrar. Sådana långa cylindrar kollapsar genom knäckning snarare än bifurkationsbuckling som är fallet för kortare cylindrar liknande de 800 mm långa rören.

Flera modeller togs fram med olika konfigurationer av rör och stöd för kort undersöka olika knäckningsfall. Vissa resultat visade tydlig buckling av röret då lasterna specificerade i SSG 7151 användes. Flera av dessa beräkningar visade tecken på knäckning i röret både vid glidskon och längre bort (se figur 41 och 42).



Figur 41: Bild visande buckling av rör mellan två glidskor med 9 m mellanrum.



Figur 42: Bild visande buckling av röret vid glidskon.

Dessa resultat är förmodligen icke-konservativa då experimentellt framtagna bucklingslaster är lägre än de beräknade bucklingslasterna (Teng, 2004, ss. 262-263).

# Bibliografi

---

- Dassault Systèmes (2011a) *Abaqus Analysis User's Manual (6.11)*. [Online]. Available from: <http://abaqus.me.chalmers.se/v6.11/books/usb/default.htm> [Accessed: 27 May 2013a].
- Dassault Systèmes (2013) *Abaqus Overview - Dassault Systèmes*. [Online]. Available from: <http://www.3ds.com/se/products/simulia/portfolio/abaqus/overview/> [Accessed: 16 May 2013b].
- Dassault Systèmes (2011b) *Abaqus Theory Manual (6.11)*. [Online]. Available from: <http://abaqus.me.chalmers.se/v6.11/books/stm/default.htm> [Accessed: 27 May 2013c].
- Dassault Systèmes (2011c) *Abaqus/CAE User's Manual*. [Online]. Available from: <http://abaqus.me.chalmers.se/v6.11/index.html> [Accessed: 26 April 2013].
- Dassault Systèmes (2011d) *Getting Started with Abaqus: Keywords Edition (6.11)*. [Online]. Available from: <http://abaqus.me.chalmers.se/v6.11/books/gsk/default.htm> [Accessed: 27 May 2013d].
- Dahlberg, T. (2001) *Teknisk hållfasthetslära*. Lund, Studentlitteratur.
- Eriksson, Å., Lignell, A.-M., Olsson, C., Spennare, H., et al. (2002) *Svetsutvärdering med FEM: handbok för utmattningsbelastade konstruktioner*. Stockholm, Sveriges verkstadsindustrier (VI) : Industrilitteratur.
- Huebner, K. H., Dewhurst, D. L., Smith, D. E., Byrom, T. G. (2001) *The finite element method for engineers*. 4th ed. New York, J. Wiley.
- Indian Institute of Technology (n.d.) *CASTING PROCESSES - L7\_Welding2012.pdf*. [Online]. Available from: [http://web.iitd.ac.in/~suniljha/MEL120/L7\\_Welding2012.pdf](http://web.iitd.ac.in/~suniljha/MEL120/L7_Welding2012.pdf) [Accessed: 4 June 2013].
- Ingenjörsvetenskapsakademien. Tryckkärlskommissionen (1978) *Rörledningsnormer: normer för rörledningar i stationära anläggningar*. Stockholm, Tryckkärlskommissionen.
- International Union of Theoretical and Applied Mechanics (1992) *Contact loading and local effects in thin-walled plated and shell structures: IUTAM symposium, Prague, Czechoslovakia, September 4-7, 1990*. Berlin ; New York, Springer-Verlag.
- International Standards Organisation (1991) *ISO 4200 Plain end steel tubes, welded and seamless - General tables of dimensions and masses per unit length*. p.36.
- Persson, B.N.J. (2000) *Sliding friction: physical principles and applications*. Nanoscience and technology. 2nd ed. Berlin ; New York, Springer.
- Persson, G. (2013) *Möte med Gert Persson på Chalmers Tekniska Högskola, Campus Lindholmen*.
- Reddy, J.N. (2004) *An introduction to nonlinear finite element analysis*. Oxford ; New York, Oxford University Press.

- Smedjegård, H. (2013) *Korrespondens med Henrik Smedjegård på SSG, SV: Framtagning av SSG7151*.
- Standard Solutions Group (2008a) *SSG 7151 Rörupphängningselement - Glidsko för isolerade rörledning*. p.8.
- Standard Solutions Group (2008b) *SSG 7270 Max stödavstånd för inomhus och utomhus förlagda rörledning*. p.3.
- Standardiseringen i Sverige (1999) *Svensk standard SS-EN 10250-2 Friformsmide för allmänna ändamål - Del 2: Olegerade kvalitetsstål och specialstål*. p.11.
- Standardiseringen i Sverige (2009) *Svensk standard SS-EN 1993-4-3:2007 Eurokod 3: Dimensionering av stålkonstruktioner - Del 4-3 Rörledning*. p.52.
- Sun, B.-H., Yeh, K.-Y. & Rimrott, F.P.J. (1995) On the Buckling of Structures. *Technische Mechanik*. 15 (2), 129–140.
- Sunnersjö, S. & Sveriges verkstadsindustrier (1999) *FEM i praktiken: en introduktion till finita elementmetodens praktiska tillämpning*. Stockholm, Sveriges verkstadsindustrier : Industrilitteratur.
- Teng, J.G. (2004) *Buckling of thin metal shells*. London ; New York, Spon Press.
- Ugural, A.C. (2003) *Advanced strength and applied elasticity*. 4th ed. Upper Saddle River, N.J, Prentice Hall PTR.
- Varma, A.H. (n.d.) *CE 579: Structural Stability and Design, Purdue University*. [Online]. Available from: <https://engineering.purdue.edu/~ahvarma/CE%20579/579.html> [Accessed: 27 May 2013].
- Weber, S., Martin, M. & Theisen, W. (2011) Lean-alloyed austenitic stainless steel with high resistance against hydrogen environment embrittlement. *Materials Science and Engineering: A*. [Online] 528 (25–26), 7688–7695. Available from: doi:10.1016/j.msea.2011.06.049 [Accessed: 15 May 2013].
- Verleysen, P., Peirs, J., Van Slycken, J., Faes, K., et al. (2011) Effect of strain rate on the forming behaviour of sheet metals. *Journal of Materials Processing Technology*. [Online] 211 (8), 1457–1464. Available from: doi:10.1016/j.jmatprotec.2011.03.018 [Accessed: 15 May 2013].
- Åhlvik, M. (2012) *SWECO Stress calculation of primary support DN 600*. p.7.