TII Aalborg Universitet, Esbjerg

Dokument type Bachelorprojekt 2013, Maskinkonstruktion

Dato 21. Okt. 2013 – 6. Jan. 2014

Udarbejdet af Dennis Leth Andersen

DESIGN STUDIE AF HARDPIPE JUMPER OG HUB CLAMP CONNECTION







DESIGN STUDIE AF HARDPIPE JUMPER OG HUB CLAMP CONNECTION



<u>Titelblad</u>

Titel:	Design studie af HardPipe Jumper og Hub Clamp Connection
Tema:	FE analyse af rør design
Sted:	Aalborg Universitet Esbjerg
Projekttype:	Bachelorprojekt i Maskinkonstruktion, M7
Projektperiode:	21-10 2013 til 06-01-2014
Vejleder:	Anders Schmidt Kristensen
	Campusleder / ass. Professor ved Aalborg universitet Esbjerg
Sideantal:	61
Antal appendiks:	6 inkl. USB nøgle

Udarbejdet af:_____

Dennis Leth Andersen

<u>Synopsis</u>

Projektarbejdet omhandler undersøgelse af en Hardpipe løsning til en Jumper på Mærsk Inspire boreplatformen. Med relevante data fra Rambøll og Vector, er det lykkes at opbygge en fuld 3D model af rørsystemet og en Hub Clamp Connection, som er grundlaget for at lave en FE-analyse. Under drift og Shotdown forekommer der store tvungne flytning, som følge af termisk udvidelse på Riseren. FE-analysen omhandler fleksibilitets analyse og udlæsning af snitkræfter på rørsystemet omkring placeringen af Hub Clamp Connection. Stivheden af Jumperen har vis at materialets E-modul og vægtykkelsen spiller en væsentlig rolle. Med en detaljeret submodel af Hub Clamp Connection, hvor der indgår en friktionssamling, er det lykkes at analysere bolt forspænding af Clamp. Med påtrykte snitkræfter er spændingssituationen analyseret i henhold til ASME B31.3 for hhv. primære og sekundære spændinger. For at bestemme levetiden er der set på aktuelle spændingsvidder i udvalgte punkter, der viser at det er muligt at benytte en Hardpipe Jumper, som løsning for den nuværende fleksible stålslange.

FORORD

Dette sprojekt er udarbejdet som afgangsprojekt af Dennis Leth Andersen ved Rambøll Olie & Gas Esbjerg, i samarbejde med, Aalborg Universitet, Esbjerg.

Projektet omhandler et gennemgående analyse af et fleksibel rørsystem der skal bruges offshore ved olieproduktion. Der indgår en Hub Clamp Connection og et stykke af rørsystemet i analysen. Materialer til projektet er udleveret af Rambøll Olie & Gas og indgår som en del af kildematerialet. Formålet er at undersøge om rørsystem er tilstrækkelig fleksibel til at optage de oplyste flytninger. Derudover skal den anvendte Hub Clamp Connection også kunne optage de reaktioner flytningerne resultere i. Projektarbejdet tager udgangspunkt i FE-analyser udført i Ansys Workbench.

Kilder og referencer er markeret med /XXX/ og er samlet sidst i rapporten. Kilder brugt i forbindelse med billeder og figurer vil være angivet i figurteksten.

Der er gennem projektet udarbejdet en mængde materiale i form at 3D modeller og analysedata fra Ansys. Disse vil være tilgængelige på vedlagte USB-nøgle. Det er derved muligt at arbejde videre med dette materiale i fremtidige projekter.

Nødvendig software til læsning at materiale:

Ansys Workbench 14.0 Autodesk Inventor Pro 2013

Stor tak til følgende personer og virksomheder der har hjulpet med teknisk rådgivning og know how.

Anders Schmidt Kristensen, Campus Leder AAUE, Hovedvejleder. Jeppe Jessen Lund, Team leder Piping & Mechanical ROGE. Kristian Børsting, Ingeniør ROGE, FEA. Andrew Long, GrayLoc, 3D model af Hub Clamp Connection. Der vil i rapporten være brugt engelske ord og vendinger. Disse ord vil være stavet med stort, for at tydeligøre hvor de er brugt.

INDHOLDSFORTEGNELSE

1.	Indledning – Scope	1
2.	Design basic - Problemanalyse	2
2.1	Mærsk Inspire - Volve	2
2.2	Jumper	3
2.3	TechLok Clamp Connection	5
3.	Piping Standarder – ASME B31.3/EN13480	7
3.1	Tilladelige spændinger for rørsystem	7
4.	Materiale egenskaber rørsystem	11
5.	Tryk påvirket rør	12
5.1	Teorien ved tryksatte rør	12
5.1.1	Primære laster	12
5.1.2	Sekundære laster	13
5.2	Beregningsgrundlag for fleksibel rørledning	15
6.	Kravspecifikation	17
6.1	Afgrænsninger	17
6.2	Krav	17
7.	Verification af ANSYS	18
7.1	Håndberegninger efter Norm	19
7.2	Primære spændinger, analytisk analyse	20
7.3	Primære spændinger FEA baseret analyse	21
7.4	Sekundære spændinger, analytisk analyse	23
7.5	Sekundære spændinger, FEA baseret analyse	25
7.6	Samlede resultat af verifikation	29
8.	Kombineret analyse med primære og sekundære laster	30
9.	Modelering af Hardpipe	31
10.	Fleksibilltets Analyse af rørsystem	33
10.1	Mesh studie	33
10.2	Kontaktflader	33
10.3	Randbetingelser og understøtninger	33
10.4	Primær spændings analyse	34
10.5	Udlæsning af kræfter og momenter - Duplex S31803	35
10.6	Udlæsning af kræfter og momenter – Titanium R56400	37
10.7	Accidental flytning – 700 mm	38
10.8	Fuld udnyttelse af materiale	38
11.	Følsomhedsstudie af simpel kontaktanalyse	40
11.1	Følsomhedsstudie over friktionskoefficienten	43
11.2	Sammenhæng mellem forspænding og kontaktkraft	44
12.	Kontakt analyse af Hub samling	45
12.1	Udlæsninger af spændinger i Hub Clamp Connection	49
12.1.1	Spændinger ved -205 mm, nominel diameter.	51
12.1.2	Spændinger ved 330 mm, nominel diameter.	53
12.1.3	Spændinger ved 700 mm, Accidental.	54
12.1.4	Spændinger ved -205 mm, for reduceret vægtykkelse	55
12.1.5	Spændinger ved 330 mm, for reduceret vægtykkelse	57
13.	Levetidsberegning	58
14.	Konklusion	60

APPENDICES

Appendix 1 jumper analyse

Appendix 2 Vector Techlok Spec

Appendix 3 Isometri – Piping & Support

Appendix 4 P&ID

Appendix 5 Simpel kontakt analyse – Følsomhedsstudie

Appendix 6 Tilladelige spændinger

1. INDLEDNING – SCOPE

Dette afgangsprojekt analyser om hvorvidt det er muligt at reducere omkostningerne ved at anvende en "Hardpipe" løsning frem for den nuværende løsning med en fleksibel stål slange, betegnet i offshore terminologi som "Jumper".

Problemstillingen tager udgangspunkt i produktions modulet på platformen Mærsk Inspirer, placeret på VOLVE feltet i Nordsøen 220 km fra Stavanger. Feltet opereres af Statoil. Procesmodulet har en kapacitet på 9000 m³ olie og 1,5 millioner m³ gas om dagen.

Produktionsbrønden er boret 3 km ned i havbunden. Under produktion sker der termisk udvidelse og flytninger på Riseren. Denne længde udvidelse er opmålt til ca. 205 mm. Ved produktionsstop og derved afkøling af Riseren, kommer en negativ flytning på -330 mm. Levetiden er bestemt til 7000 cykler over 25 år. Der kan ske en utilsigtet bevægelse på max -700 mm. Ved sådan et tilfælde vil jumperen blive udskiftet efterfølgende da levetiden kun er én cykel. Denne flytning er målt mellem brøndhoved og procesmodulet. En nærmere gennemgang af placeringen og flytninger er gennemgået i næste kapitel.

Disse flytninger bliver i dag optaget med Jumperen. Monteringen af Jumperen gør, at den nærmest er udmattet efter montage, grundet den kraftige bøjning (90 gader) og bukkeradius, der nødvendig for montage, der skal foretages under installationen.

Hovedformålet med opgaven er at eftervise om en Hardpipe løsning kan erstatte den nuværende løsning, hvor der blandt andet skal undersøges hvorvidt den anvendte "Hub Clamp Connection" kan optage de momenter og kræfter, der udvikles med en nye Hardpipe løsning. Dette vil blive analyseret med FEA værktøj.

Det kan være nødvendigt at se på materiale egenskaber og nye materiale valg, frem for de materialer der benyttes i offshore industrien. I dag foretrækkes Duplex og Super Duplex rustfristål, med et E-modul på 200 GPa. Denne type har en to-fase Micro struktur bestående af autentiske og feritiske faser, der sammen giver en høj styrke og en høj korrosionsbestandighed. Det kunne være interessant at undersøge materialer og legeringer med et lavere E-modul. Dette vil have betydning for fjederstivheden.

Korrosionsbestandigheden har en stor betydning på Nordsøen, på grund af et miljø med højt saltindhold, der i sidste ende har betydning for levetiden. Det er de omtalte materialer specielt udviklet til af kunne modstå.

DNV, Det Norske Veritas, er en uafhængig organisation, der bl.a. udarbejder en række retningslinjer ('Recommended Practice') til at udføre analyser efter. Der vil gennem rapporten være brugt nogle af disse retningslinjer, der omhandler Struktural Analyse af Rør Systemer.

• Recommended Practice DNV-RP-D101:2008 Section 2.2

2. DESIGN BASIC - PROBLEMANALYSE

De problemstillinger omkring jumperen, der har betydning for dette projekt, vil blive gennemgået i dette afsnit.

Endvidere laves en gennemgang at Mærsk Inspire brøndmodul, hvortil Riser er tilkoblet ventiltræ (juletræ). Der vil også være en gennemgang af funktionen af en Grayloc Hub Clamp Connection, der bruges mellem proces modul og Jumper. Se figur 2-3 & 2-5 der viser Jumper og juletræ.

2.1 Mærsk Inspire - Volve

Der er tidligere fortaget analyser i brøndmodulet, for at kunne beregne levetiden på den nuværende Jumper. Disse data vil blive brugt i den kommende analyse for en Hardpipe Jumper. For at belyse, hvordan problematikken er skruet sammen, skal der ses på hvordan Inspire er påvirket fra vind og vejr m.m. Det rør, der forbinder brøndmodulet til havbunden, benævnes Riser. Med en diameter på 21" vil Riseren blive påvirket af havstrømmen der passerer. Ved at betragte Riseren som en simpel søjle, der er låst i alle planer ved havbunden og kun fri i aksial retning i toppen, vil det give en vertikal længdeændring. (Figur 2-1)



Figur 2-1. Illustration af hvordan riser (Gul linje), bliver påvirket at havstrøm og bølger. Den gule stiplede linje viser udbøjningen. Brøndmodulet er vist til højre. /Rambøll-Navis/

I toppen af Riseren sidder der et brøndhoved, også benævnt "Juletræ". Det er et ventiltræ til bl.a. at kunne afspærre produktionsflowet.

I bunden af brøndmodulet er Riseren forankret med 4 hydrauliske stempler. De udvikler et aksialt træk i Riseren, for at minimere den negative flytning af brøndhovedet. (Figur 2-2)



Figur 2-2. Illustration af Riser (Blåt rør), ved vertikale flytninger. Forspændingen af Riser med hydraulisk opspænding./Rambøll/

Den reducerede bevægelsen fra de 4 hydrauliske stempler, virker som en trækfjeder og er ikke låst i en fast position, men tillader en hvis bevægelighed. Dermed minskes den frie vertikale længdeændring.

Det er her at Jumperens rolle kommer ind i billedet, da disse flytninger ikke må komme ind og påvirke procesmodulet. Jumperen, der bruges i dag, er fleksibel og kan optage disse flytninger, uden at flangesamlinger, her Hub Clamp Connection, overbelastes med de tilladelige bøjningsmomenter og aksiale kræfter.



Figur 2-3. Illustration af Juletræ, ved vertikale flytninger./Rambøll-Navis/

De viste farver repræsenter flytningsmønsteret for juletræet.

I et tidligere projekt omkring Jumperen, blev de relative flytninger undersøgt. (Tabel 2-1) Der er ligeledes antaget at Jumperen vil være udsat for 7000 cykler, der er et udtryk for levetiden. Disse oplysninger vil ligge til grund for den kommende analyse af en Hardpipe Jumper.

Flytning		Position [Y]	Position [X & Z]	Cykler [n]
Rød	Positiv	205 mm		
Lilla	Neutral	0mm	±25 mm	7000
Grøn	Negativ	-330 mm		
Lyseblå	Negativ (Accidental)	-700 mm	N/A	1

Tabel 2-1: Relative flytninger

Ref: Se Appendix 1 - VO-P-30-R-RP-00040-001-INS020 / Jumper Analysis

2.2 Jumper

I dag bruges der en løsning med en fleksibel stålslange, der kan optage de førnævnte flytninger. Stålslangen produceres ved den franske producent Technip. Opbygningen af slangen er vist på figur 2-4.

Minimum bukkeradius er ca. 2 meter. Længde udgør 7,35 meter. Indkøbsprisen er €250000. (Ca.1,8 mil DKK). Problemet er, at under installation af Jumperen overskrides den tilladelige bukkeradius, grundet det begrænsende installations område, hvor Jumperen skal monteres. Det giver en udmattelse af Jumperen som gør, at den skal skiftes ca. hvert andet år.







Figur 2-4. Opbygning af fleksibel stålslange fra Technip./2-1/

Jumperen er flettet op med stål bånd bestående af flere lag. Mellem hver af disse lag er der pålagt et plast lag, for at kunne holde tæt for den producerede fluid der strømmer igennem. Denne fluid er en 3 fase fluid, råolie, gas og partikler, hovedsagelig sand. Det har vist sig at Jumperen ikke er gastæt, pga. en høj permeabilitet af de plast lag, der er brugt. Dette har betydning for sikkerheden. Der kræves ekstra sikkerhedsforanstaltninger, for at undgå gasudsivning i modulet.



Figur 2-5. Billede af monteret Jumper, liggende i en support. Den blå indpakning sikre at gas kan suges væk./Rambøll/

Ved at pakke Jumperen ind i en kappe, hvor der virker et sug, kan udsivende gas fjernes fra modulet. Flangesamlingerne der er brugt til montage at Jumperen, er af typen TechLok 6" 56 hub Clamp Connection. Det er en meget kompakt type flangesamling, der fysisk fylder meget minder end en boltet flangesamling.

En kort oplistning af fordele & Ulemper ved brug af Jumper.

- Fordele
 - o Fleksibel
- Ulemper
 - o Stor egenvægt ca. 800 kg.
 - o Kræver understøtning pga. egenvægt.
 - Kompleks opbygget, risiko for fejl.
 - o Består af plast komponenter, gas udsivning.
 - o Skal beskyttes mod brand.

2.3 TechLok Clamp Connection

Denne type flange samling fungerer som en friktionssamling mellem to kontaktflader. Den er simpel og hurtig at montere og så er vægten væsentlig mindre end en boltet flangesamling.



Figur 2-6. TechLok Clamp Connection, opbygget omkring sealring, hub og Clamp. /2-2/

Systemet hvorved en Clamp Connection er opbygget, betyder at der kan optages et stort aksialt træk og bøjningsmoment uden risiko for at samlingen springer læk. Ved sammenspændingen af en samling, er det de to Clamps der trykker Hub-enderne sammen. Grundet den vinkel der optræder på anlægsfladerne, bliver en del af boltkraften projekteret vinkelret ind på anlægsfladerne og virker som en klemkraft. Det betyder også at boltene ikke belastet yderligere ved et stort aksialt træk eller bøjningsmoment.



Figur 2-7. TechLok Clamp Connection, påvirket af aksial kræfter og momenter. /2-3/

Det anvendte spec er FD20, Materiale A182-F51, TechLok 6"56.

Den anvendte Hub Clamp Connection er fra producenten opgivet til følgende tilladelige reaktioner. Se tabel 2-2 og Appendix 2

Moment (PL)	Moment (PL+SL)	Aksial kraft (PL)	Aksial kraft	Torsion
[Nm]	[Nm]	[kN]	(PL+SL) [kN]	[Nm]
29964	37425	563,3	703,6	22982

Tabel 2-2: Maksimal tilladelige kræfter der må optages i 6" flange, Pipe class D15A.

Til beregning og analyse af rørsystem er følgende data fra isometri listet op i tabel 2-3.

Design temperatur	Design tryk	Test tryk [MPa]	Yder diameter	Nominel
[°C]	[MPa]		[mm]	rørtykkelse [mm]
-46/110	21,5	38,79	168,3	14,27

Tabel 2-3: Design oplysninger for rørsystemet iht. til FD20 spec, (6" – 168,3mm).

Ref: Se Appendix 3, VO-P-31-P-IS-31305-015-INS020

3. PIPING STANDARDER – ASME B31.3/EN13480

Inden man påbegynder et rørdesign, skal man have besluttet hvilken design standard, der skal benyttes. Inden for offshore industrien er man meget konservativ og benytter hovedsageligt den Amerikanse standard ASME B31.3, der bruges til piping design. Vælges den Amerikanske standard, bør man også benytte materiale efter den amerikanske standard. Den europæiske standard er EN13480. Den er ved at blive anerkendt, og er mere intelligent opbygget, da den tager mere højde for geometri og NDT. Derved er det muligt at udnytte materialet tættere på flydegrænsen for tilladelige spændinger. Materiale egeskaber for en Hub Clamp Connection, er listet op i tabel 3-1 & 3-2, efter de to standarder. Dette for at vise, hvordan de to standarder adskiller sig fra hinanden.

ASME B31.3	Hub	Seal Ring	Clamp	Bolt
Materiale	UNS S31803	UNS G4140	UNS G41400	UNS G41400
E-modul	200 GPa	200 GPa	200 GPa	200 GPa
E-modul,t	194 GPa	194 GPa	194 GPa	194 GPa
Brud St	620 MPa	1170 MPa	1170 MPa	860 MPa
Flyde S _c	450 MPa	930 MPa	930 MPa	725 MPa
S _h ,temp	395 MPa	870 MPa	870 MPa	671 MPa
S _{y,Sf}	206 MPa	232,5 MPa	232,5 MPa	172 MPa

Table 3-1: Materiale egenskaber efter ASI	ME B31.3 /ASME B31.3 & VVD-Ohmtech/
---	-------------------------------------

Table 3-2: Materiale egenskaber efter EN:13480 /EN13480 & 3-1/

EN-13480	Hub	Seal Ring	Clamp	Bolt
Materiale Standard	1.4462 EN10222-5:	1.7225 EN10222-4:	1.7225 EN10222-4:	1.7225 EN10269:1999/
	1999	1998	1998	A1
E-modul	200 GPa	212 GPa	212 GPa	212 GPa
E-modul,t	194 GPa	207 MPa	207 GPa	207 GPa
Brud Rm	680 MPa	1100 MPa	1100 MPa	860 MPa
Flyde Rp	450 MPa	900 MPa	900 MPa	730 MPa
Rp,temp	360 MPa			702 MPa
Fy,d	240 MPa			215 MPa

Ved sammenligning af disse to tabeller kan der ses at EN:13480 tillader højere spændinger i nogen sammenhænge. Men heller ikke E-modulet er ens oplyst for de to normer.

3.1 Tilladelige spændinger for rørsystem

Ved design af rørsystemer er spændingerne delt op i to kategorier: primære og sekundære spændinger.

For de primære spændinger gælder det, at membranspændinger og aksialspændinger ikke må overstige tilladelige spændinger basseret på flydespændingen, ved design temperaturen og sikkerhedsfaktor. Se formel 3.5 & 3.6 for udregning. Dette er gældende for ASME B31.3 og EN:13480.

For membranspændinger skal der bruges formel 3.1.

$$\sigma_h \le S_H \tag{3.1}$$

Dette er for et global område, men lokalt kan der tillades 1,5 gange Sh.

For aksialspændinger bruges formel 3.2.

$$\sigma_L \le S_L \le S_H \tag{3.2}$$

Under almindelige forhold bruges tilladelige spænding $S_{\rm H}$ for hhv. membranspændinger og aksialspændinger.

Ved beregning af tilladelige sekundære spændingsvidde, er der i ASME B31.3 angivet en metode der tager højde for dette. Se formel 3.3. /ASME B31,3 302.3/

$$S_A = f(1,25S_c + 0,25S_h) \tag{3.3}$$

,hvor f er en Stress Range faktor, der tager højde for antal cykler et system vil blive udsat for. Ved cykler<7000 er f=1, hvilket er tilfældet i de kommende analyser for Hub Clamp Connectionen. S_c er tilladelig spænding ved stuetemperatur og S_h er tilladelig spænding ved design temperatur.

Bruges EN:13480 normen, minder den meget om ASME B31,3. Der bliver yderligere taget højde for forholdet mellem E-modul ved høj og lav temperatur. Forholdet mellem E-moduler i dette rørdesign giver et ekstra tillæg på ca. 3 % for tilladelige spændinger.

$$f_a = U(1,25f_c + 0,25f_h) \cdot \frac{E_h}{E_c}$$
(3.4)

,hvor U =1 ved N≤7000 cykler.

Ved bestemmelse af tilladelige primære spændinger, er det de regningsmæssige membranspændinger og aksialspændinger fra intern tryk der ikke må overstige f_h . Her er f_c tilladelig spænding ved stuetemperatur og f_h er tilladelig spænding ved design temperatur. Dette er gældende for begge standarder.

Disse betragtninger er gældende ved fuld udnyttelse af primære spændinger $S_H \& f_h$. Er tilladelige spændinger ikke fuld udnyttet, kan overskuddet herfra ligges til tilladelige sekundære spændinger S_A . Derved kan en stress beregning mange gange reddes hjem.

Det er vigtig at tage højde for designtemperaturen, da den har indflydelse på styrken af materialet. Dette skyldes at ved en stigende temperatur i materialet, vil flydespændingen falde, da bindingerne mellem korngrænserne svækkes. Dette kan ses i figur 3-1 for Duplex. Tilladelig flydespænding er lige under 400MPa ved 110 °C.



Figur 3-1. Tilladelig spænding som funktion af temperaturen. /OhmTech VVD/

Metoden hvorpå tilladelige spændinger fremkommer, er ved at se på brudgrænsen og flydegrænsen ved design temperatur, for det pågældende materiale. Med en række sikkerheds faktorer ser man på den mindste værdi ud fra følgende formler, fra hhv. ASME B31.3 og EN13480.

$$S = \min\left(\frac{S_T}{3}; \frac{S_d}{1,5}\right) \tag{3.5}$$

Ved brug af EN13480 for tilladelige spændinger se formel 3.6.

$$f = \min\left(\frac{R_m}{2,4}; \frac{R_{p,0.2t}}{1,5}\right)$$
(3.6)

Ved at betragte disse to formler, kan det ses at den Europæiske standard opererer med en mindre sikkerheds faktor, ved brudspændingen. Det kan i visse tilfælde give en højere tilladelig spænding, afhængigt af materialeegenskaberne.

Ved analyse af et rørsystems samlede bæreevne, opereres der med de primære spændinger + sekundære spændinger. De må tilsammen ikke over stige spændingsvidden 3^*S_H . /ASME B31.3/ Dette skyldes der veksles mellem trykspændinger og trækspændinger under en drift situation.

$$S_{h,Pri} + S_{e,Sek} \le 3 \cdot S_H$$

Ved denne betragtning vil systemet cykle inden for det elastiske område. Se figur 3-2 der illustrer dette.



Figur 3-2. Spændingsvidder ved cyklisk laster. /PSE fig. 3.7/

For at opnå denne tilstand, kan det være nødvendigt at installerer systemet med en hvis forspændthed, således at spændingsvidden ligger med 50 % på begge sider af neutralaksen. Dette kan gøres ved at tvinge en deformation frem under installation, for at skabe denne ligevægt mellem tryk og træk spændinger. Figur 3-2 viser en lastcyklus, hvor spændingsvidden veksler mellem træk og tryk spændinger. Denne cyklus er indtegnet i et spændings-tøjning diagram. Emnet omkring spændingsvidder og levetid behandles yderlige i kapitel 13.

4. MATERIALE EGENSKABER RØRSYSTEM

Der vurderes, at der kan bruges et andet materiale, frem for Duplex UNS S31803. Der er mulighed for at anvende en titanium legering til rørsystemer. Grunden til at dette kunne være interessant, er at denne titanium legering UNS R56400 har et mindre E-modul. Dette betyder at fjederstivheden af en ny Hardpipe vil være mindre og derfor reducerer bøjningsspændingerne omkring flangesamlingen, ind mod procesmodulet. Dette kan ses ved udregningen af bøjningsmoment for et rør, hvor E-modulet indgår. Dette kan ses i formel 7.9 i kap 7. Materiale egenskaber for de omtalte legeringer er vist i tabel 4-1. Design temperaturen benyttet i

Materiale egenskaber for de omtalte legeringer er vist i tabel 4-1. Design temperaturen benyttet i denne tabel er 110 °C, som er design temperaturen for rørsystemet.

ASME B31.3	Duplex	Titanium
Materiale Standard	UNS S31803 SA-790/F51	UNS R56400 Grade 5
E-modul	200 GPa	114 GPa
E-modul,t	194 GPa	110GPa *
F-modul	80 MPa	42 MPa
Brud Rm	620 MPa	896 MPa
Flyde Rp	450 MPa	827 MPa
Rp,temp	395 MPa	764 MPa (int,pol)
Fy,d	206 MPa	342MPa
Densitet	7850kg/m ³	4430kg/m ³
Udvidelses coef.	13*10 ⁻⁶ /°C	9*10 ⁻⁶ /°C

Tabel 4-1: Duplex og	j Titanium legeringer	til piping design /4-1/.
----------------------	-----------------------	--------------------------

Note: *) denne værdi er ikke verificeret.

Under fleksibilitetsanalysen for den nye Hardpipe, vil der blive fortaget en FEA analyse hvor hhv. Duplex S31803 og Titanium R56400, vil indgå som en del af rørsystemet. Reaktioner og momenter vil blive sammenlignet og en vurdering af de to materialer vil indgå i konklusionen.

Tilladelige spændinger, primære og sekundære, for materialer der er omhandlet i kapitel 3 og 4, er listet op i tabel 4-1. Der indgår tilladelige spændinger for kold og varm tilstand gældende for primære spændinger. Lokale tilladelige sekundære spændinger er nederst i tabelen. Beregningsgennemgangen kan findes i appendix 6.

	longe spændinger (inagai ranarjoon	
Duplex UNS S31803		UNS G41400		Titanium UNS R56400	
Brud	620 MPa	Brud	1170 MPa	Brud	896 MPa
Flyd, amb	450 MPa	Flyd, amb	930 MPa	Flyd, amb	827 MPa
Flyd, _{temp}	395 MPa	Flyd, _{temp}	870 MPa	Flyd, _{temp}	764 MPa
S _{C,PRI}	206,7 MPa	S _{C,PRI}	390 MPa	S _{C,PRI}	298,7 MPa
S _{H,PRI}	206,7 MPa	S _{H,PRI}	390 MPa	S _{H,PRI}	298,7 MPa
S _{A,SEK}	310 MPa	S _{A,SEK}	585 MPa	S _{A,SEK}	448 MPa
Lokal S _A	465 MPa	Lokal S _A	877,5 MPa	Lokal S _A	672 MPa

Tabel 4-1: Tilladelige spændinger efter ASME B31.3, for materialer der indgår i analyserne.

5. TRYK PÅVIRKET RØR

5.1 Teorien ved tryksatte rør

Et tryksat rør vil have sammen trykpåvirkning over hele overfladen og i alle retninger. Denne belastning er den primære last. Trykkraften vil stå normal på overfladen af røret. Betragter man røret som værende lukket i begge ender, eller med bøjninger i begge ender, se figur 5-1, introduceres der aksiale spændinger udover de tangentielle spændinger i røret. De aksiale spændinger benævnes S_{lp} , Longitudinal Pressure Stress og Tangentielle spændinger benævnes S_{hp} , Hoop Pressure Stress, eller "Membranspændinger".



Figur 5-1: Rør med internt tryk introducerer membranspændinger over hele tværsnittet. /PSE/.

5.1.1 Primære laster

På figur 5-1 er der vist et Free Body Diagram, og hvordan et internt tryk påvirker et rør med aksiale spændinger og membranspændinger. Tværsnittet på figur 5-1c illustrer virkningen fra trykket som introducerer membranspændinger i røret. Den illustrerede spænding er en middelspænding hvilken også er den mest anvendte. I virkeligheden vil membranspændinger være aftagende gennem rørets væg og have den største værdi på indersiden af røret. Dette skyldes forskelen mellem den indre diameter og ydere diameteren, der har betydning for omkredsen på inder og yder siden af røret. Formel 5.1 /PSE eq 2.14/



Figur 5-2. Membranspændings udvikling gennem rørvægen.

På figur 5-1b introducerer trykket aksiale spændinger i røret. De har samme størrelse over hele tværsnittet. Ved at betragte den hydrauliske diameter, kan trykkraften, som det interne tryk generere, beregnes. Fordi spændingerne er ens på begge sider af figur 5-1b, vil der være ligevægt mellem disse spændinger. Formel 5.2 /PSE eq 2.13/

$$S_{lp} = \frac{r_i^2 \cdot P}{2 \cdot r_m \cdot t} \tag{5.2}$$

På figur 5-1a kan ses et udsnit af røret, påvirket af hhv. trækspændinger S_{hp} og membranspændingerne S_{lp} . I dette tilfælde spiller Poisson's forhold en rolle. Dette er specielt gældende for rør med relativ stor diameter, hvor S_{lp} spændingerne bliver mere end 50 % af størrelsen på S_{hp} spændingerne. Det resulterer i, at tykkelsen på rørvægen bliver mindre, og dermed vil membranspændingerne stige, pga. den reducerede tykkelse.

Endelig findes der en radial spænding gennem rørvægen. Den er defineret ved at være tryk forskellen gennem materialet, hvorved maksimal radial spænding er på indersiden af røret og værende nul på ydersiden, med en lineær sammenhæng. Den radiale spænding er oftest negligeret i beregningen af rør systemer, men kan have betydning hvor der indgår relativ stort design tryk.

5.1.2 Sekundære laster

Udover at et tryksat rør kan være påvirket af primære laster, kan det også være udsat sekundære laster, såsom torsion, bøjningsmoment, forskydningskræfter og aksialkræfter. Disse ydre påvirkninger vil også generere spændinger i røret, som skal tages højde for. Figur 5-3.



Figur 5-3. Stress udvikling som følge at ydere laster./PSE/

Kræfterne der virker er hhv. forskydningskræfter ($F_y \& F_z$), som står vinkelret på tværsnittet og aksialkræfter (F_x), der virker ud af tværsnittet. Forskydningsspændingerne ($\tau_{xy} \& \tau_{xz}$) vil have den største værdi, i de yderste fibre af røret. Aksialspændingerne vil have ens værdi over hele tværsnittet. (Figur 5-3)

Momenterne der virker, er også delt op i to kategorier:, bøjningsmoment og torsion. Bøjningsmomenterne M_y & M_z bidrager til bøjningsspændinger (S_{by} & S_{bz}), der har en lineær fordeling hen over rørets brede (bøjningsaksen), med de største værdier i de yderste fibre. Torsion M_x bidrager til en forskydningsspænding (τ_t) der virker med samme værdi over hele tværsnittet af røret. Den omtale kraftsituation kan altså betragtes som et 3D spændings felt. Det er som regel meget vanskeligt at regne på, og derfor bliver det som regel også kun beregnet som et 2D spændings felt, hvor en 3. dim. oftest betragtes som ubetydelig, inden for analytiske rørberegninger.

Spændings intensitet (Tresca Stress) bygger på den maksimale forskydnigs spænding der kan opstår i materialet, der maksimalt må opnå flydespændingen. Per definition er spændings intensiteten (S_i) det dobbelte af forskydningsspændingen. Formel 5.3 /PSE eq.2.19/

$$S_i = 2 \cdot \tau_{max} = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{S_x - S_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \sqrt{(S_x - S_y)^2 + 4 \cdot \tau_{xy}^2}$$
(5.3)

Effektiv spænding (Von Mises Stress) bliver mest brugt i europæiske sammenhæng, og kun gældende for duktile materialer. Den effektive spænding (S_e) i et 2D spændingsfelt minder meget om spændings intensitet. Formel 5.4 /PSE eq2.21/

$$S_e = \sqrt{(S_x - S_y)^2 + S_x \cdot S_y + 3 \cdot \tau_{xy}^2}$$
(5.4)

Ved at sammenligne de to formler er det svært at sige, hvilken der er mest konservativ. Det kan dog ses at hvis normalspændingerne er nul, så vil formel 5.3 give den største værdi. Der kan dermed siges at det er forholdet mellem normal- og forskydnings- spændingerne der er udslagsgivende for hvilken metode der giver størst udslag. Men under normale omstændigheder kan spændings intensitet og effektiv spænding betragtes som værende ens.

Ved et 3D spændingsfelt som er anvendt ved en FEA analyse, bruges den udvidede Von Mises brud hypotese, hvor de 3 hovedspændinger indgår i beregningen. Se figur 5-4.



Figur 5-4: Elementer med 3D spændinge påvirkning. Sidste element (d) skal betragtes som et 2D spændings element. /PSE kap 2.6.1/

Den effektive spænding, gældende for disse elementer er defineret efter følgende formel, 5.5.

$$S_e = \sqrt{\frac{1}{2}[(S_1 - S_2)^2 + (S_2 - S_3)^2 + (S_1 - S_3)^2])}$$
(5.5)

Ved analyse af primære og sekundære spændinger for et 3D element, er formel 5.5 fortrukket.

Den nominelle spænding der indgår ved rørdesign er baseret på summen af primære og sekundære Von Mises spænding.

$$S_n = S_{e,PRI} + S_{e,SEK} \tag{5.6}$$

5.2 Beregningsgrundlag for fleksibel rørledning

Følger man DNV ´s anvisninger fra DNV-RP-D101-2008, får man en vejledning om hvordan en fleksibel rørledning skal beregnes. Spændingsberegningerne er delt op i flere kategorier.

Primær stress: Bidrag fra tryk og egenvægt. Er "NOT self-limiting". Det betyder at der skabes en statisk balance mellem spændingerne og primær laster i materialet. Det betyder også at spændingerne altid er proportionale med trykket, men deformationen er afhængig af materialets fysiske egenskaber. I et tryksat rør med stigende tryk, deformere røret hvorved det indre arealet bliver stører. Trykket får derved stører areal at trykke på. Deformation og spændingerne stiger yderligere, fra flydespænding til brudspænding hvorved røret vil revne.

Sekundær stress: Bidrag fra temperatur udsving og flytninger/drejninger. Er "self-limiting". I denne situation er det forholdet mellem spænding og tøjning der skal være i ligevægt. Det svarer til at en tøjning svarende til en tungende flytning, der når flydegrænsen, vil blive i denne spændingstilstand uden yderligere bevægelser. Der tillades lokalt flydning ved geometri overgange.

Fleksibel analyse: Undersøger om rørledningen kan optage skiftende moment belastninger og flytninger. Formålet er at undersøge om rørsystemet virker som en fjeder, for at reducere bøjningen- og torsion- spændinger mellem rørsamlingerne. Stivheden af rørsystemet kan reduceres ved at have mange bøjninger og langt mellem rør-understøtningerne. Det kan også ske ved at reducere rørsystemets godstykkelse, som har betydning for inertimomentet. Materiale egenskaber spiller en stor rolle her, hvor E-modulet indgår i bl.a. beregningen af bøjningsmomentet. Resultaterne herfra skal anvendes i en levetidsberegning.

Stress analyse iht. design code: EN 13480 og ASME B31.3 henviser til tilladelige spændinger for primære og sekundære spændinger. Dette kan findes i kapitel 3.

Statisk analyse: I denne analyse bestemmes de primære og sekundære spændinger og bidrag fra rørunderstøtnings punkter. Rørsystemets egenvægt skal indgå i den statiske analyse for primære spændinger.

Quasi statisk analyse: Dynamiske påvirkninger som vindstød fra eksplosioner, jordskælv og Water Hamming. Lastpåvirkninger fra trykregulerende udstyr, PSV, hører også ind under quasi statisk analyse.

Dynamisk analyse:

Modal analyse udføres for at bestemme rørsystemets egen svingninger og mode shape. Kommer rørsystemet ud af sin statiske ligevægt, vil systemet komme i svingninger. Rammer de to frekvenser hinanden vil der opstå resonans, som i værste tilfælde kan give ødelæggelser på rørsystemet, hvis amplituden bliver meget stor. DAF, den dynamiske forstærknings faktor skal helst være under 1. Den laveste egen frekvens skal bestemmes og skal ikke være mindre end 4 – 5 Hz, som kan styres af afstanden mellem rørunderstøtningerne, (Pipesupports).

Harmonisk analyse foretages for ekstern frekvens påvirkning. Dette kan være fra pumper eller turbiner og udmønter sig i et Steady-state respons.

Respons spectrum analyse udføres som følge at påvirkninger fra jordskælv og Water Hamming.

Time history analyse udføres for at undersøge dynamisk påvirkning fra tids afhængige laster fra bl.a. tryk sikkerheds ventiler, start og stop af pumper. Der kan opmåles en last serie opmålt fra strain-gauge, over en kort periode. Derefter kan last serien behandles i et FEA program.

Levetidsberegning:

Den fleksible analyse og spændings analysen skal normalt bruges til en levetidsberegning hvor der er en cyklisk belastning. Her anbefales bl.a at bruge design code NORSOK L-002 til beregning af levetid. I dette projekt er det oplyst at Jumperen udsættes for 7000 cykler. Der skal bruges en gældende SN-kurve for det valgte materiale.

6. **KRAVSPECIFIKATION**

6.1 Afgrænsninger

Rørføringen af Hardpipe bliver designet efter nuværende rute, efter kendt koordinatsæt. Der vil altså ikke blive arbejdet i nye ruter for en Hardpipe Jumper da omkringværende plads begrænser en alternativ udformning af en ny rute.

Modellen af rørsystemet vil starte hvor rørsupport på juletræet sidder og slutter ved den 3. rørsupport efter Hub Clamp Connection. Se isometri i Appendix 3

I de følgende beregninger og analyser vil der ikke blive set på laster fra vind, waterhamming og jordskælv, der normalt indgår som en del for de sekundære spændinger. De horisontale flytninger på ±25 mm vil ikke indgå i analysen.

6.2 Krav

Der anvendes ASME B31.3 design code, for beregning af tilladelige spændinger af rørsystemet. Røret designes efter sammen rør specifikation FD20, som er defineret i P&ID. (Appendiks 4) Der undersøge om en Hardpipe Jumper kan bruges til erstatning for den nuværende løsning med stålslangen. Er denne løsning fleksibel nok til at kunne bruges?

- Primære spændings analyse skal være baseret på nominel diameter, minus "-" 12,5 % fabrikations tolerance på indvendig diameter.
- Fleksibilitets analyse skal være basseret på 1: nominel diameter, 2: nominel diameter minus "-" 12,5 % fabrikations tolerance på indvendig diameter. Flytninger er hhv. 330/-205mm i Zaksen i punkt D. (Sekundære spændings analyse)
- Hub Clamp Connection, Grayloc 6" mellem hardpipe og procesmodulet, skal kunne optage de opnåede snitkræfter, der er genereret af fleksibilitetsanalysen.
- Levetidsberegning baseret på aktuelle spændingsvidder og vurderet op mod ASME B31.3 standarden.

7. VERIFICATION AF ANSYS

For at sikre at en kompliceret model af rørsystemet bliver analyseret korrekt, er der herunder lavet nogle simple betragtninger af et lige stykke rør. Først beregnes spændinger analytisk og efterfølgende eftervises de i ANSYS. Dette for at sikre, at resultaterne fra ANSYS bliver fortolket korrekt og der benyttes korrekte rand betingelser. Her er det vigtigt at Mesh opbygningen er udført med tilstrækkelige lag gennem vægtykkelsen, ellers kan man risikere at modellen bliver stivere en den reelt er og dermed påvirker resultatet i forkert retning. Erfaringer fra tidligere studier har vist, at med en lagdeling på 3 gennem materialet og Mesh Size på 4 mm, giver et repræsentativt resultat.

Modellen vil være bygget op af solid elementer af typen SOLID186. Den er et 3D 20 knudet strukturelt solid element, som er et højre ordens hexahedral med tre frihedsgrader i hver knude. Én flytning i hver retning af et tredimensionelt system og ingen drejninger.

Den tillader plasticitet, hyperelasticitet, Creep, Stress stiffening, Large Deflection og Strain Capabilities. Figur 7.1 /ANSYS/



Figur 7-1. Opbygning af elementtype SOLID186./ANSYS/

Under en analyse vil ANSYS løse for 6 spændings typer, S_x , S_y , S_z og T_{xy} , T_{xz} , T_{yz} i hver node. Ud fra disse spændinger, er det muligt at få udlæst den type spænding der yderligere er behov for, hvor der bliver taget højde for retningen der ses på i forhold til deformation og kræfter.

I dette afsnit vil de spændings beregninger der ligger til grund for en rør analyse, blive gennemgået.

Der udføres en analytisk beregning på et simpelt lige stykke rør, dimensioneret efter FD20 spec fra NORSOK standarden.

Der skal benyttes følgende metoder: FEA med ANSYS Workbench 14.0. Moduleringen af modellen vil blive lavet i Autodesk Inventer 2013. Opbygnings procedure vil gennemføres på følgende måde: Se Tabel 7-1.

Tabel 7-1: Opbygning af analyseringsprocesen



7.1 Håndberegninger efter Norm

Som tidligere nævnt, er der to hoved grupper af spændinger, der kan opstå i et rør. Den første er primære spændinger, der afhænger af laster fra tryk og egenvægt. Den anden er sekundære spændinger, der afhænger af laster fra temperatur udsving, flytninger/drejninger, vindlast, Waterhamming og jordskælv. Beregningerne er delt op i 5 cases, der hver kun tager højde for en type last i hver beregning. /PSE og DNV-RP-d101:2008/.

Følgende beregninger vil blive verificeret:

Primære spændinger:

```
Case 1: Tryksat rør -
```

- Membranspændinger
- Aksialspændinger

Sekundære spændinger:

Case 2: Termisk påvirket rør -

• Termisk udvidelse

Case 3: Termisk påvirket rør

- Trykkraft
 - Trykspændinger

Case 4: Termisk påvirket rør (Reel understøtning)

- Aktuel trykkraft
- Aktuelle trykspændinger

Case 5: Guidet udkraget rør

- Bøjningskraften
- Bøjnings moment

Materialer og dimensioner er vist i tabel 7-2.

Tabel 7-2: Materiale og design parametre for Duplex UNS31803 rør

Data til beregning			
E-modul	E ₂₀	200 000	MPa
E-modul,design	Et	194000	MPa
Varmeudvidelsescoefficient	а	0,000013	mm/mm/°C
Længde	L	3000	mm
Radius, yder	r _o	84,15	mm
Radius, inder	r _i	69,88	mm
Radius, middel	r _m	77,0	mm
Vægtykkelse	t	14,27	mm
Inertimoment	I	20654345	mm⁴
Tryk, test	Pt	38,79	MPa
Tværsnitsareal	А	6905,2	mm ²
Temperatur, max	T _{max}	110	Deg C
Temperatur, min	T _{min}	-46	Deg C
Temperatur, amb	Т	22	Deg C

7.2 Primære spændinger, analytisk analyse

Case 1: Tryksætning af 6" rør spec FD20. Analytiske formel for beregning af Membranspænding:

$$S_{hp} = \frac{r_o}{t} P \tag{7.1}$$

$$S_{hp} = \frac{r_o}{t}P = \frac{84,15mm}{14,27mm} \cdot 38,79MPa = 190,0MPa$$

Analytiske formel for beregning af Aksialspænding:

$$S_{lp} = \frac{r_i^2 \cdot P}{2r_m \cdot t} \tag{7.2}$$

$$S_{lp} = \frac{r_i^2 \cdot P}{2r_m \cdot t} = \frac{69,88^2 mm \cdot 38,79MPa}{2 \cdot 77mm \cdot 14,27mm} = 86,2MPa$$

Det ses at aksialspændingerne kun udgør ca. det halve af membranspændingerne.

7.3 Primære spændinger FEA baseret analyse

Der analyseres først på membranspændingerne. Dette gøres ved at anvende en spændings klassifikations linje, (Stress Classification Path). Denne linje skal gå fra indersiden af røret til ydersiden af røret, der er defineret ud fra to koordinatsystemer, der hver repræsenterer origo for de to punkter, som linjen spænder over. Det er dermed muligt at styre helt præcist hvor punkterne skal placeres. Linjen vil nødvendigvis ikke gå gennem element nodes, hvorfor værdierne vil være interpoleret mellem nodes, og ved højreordens elementer vil midtnodes også være anvendt. Figur 7-2.







Efterfølgende er røret tryksat med Pt. Membranspændinger kan efterfølgende aflæses.

Figur 7-3. Resultat fra ANSYS, med Linearized Maximum Principal Stress. I Work Space ses spændings ændringen som funktion af vægtykkelsen på de 14,27mm.

I ANSYS er "Linearized Maximum Principal Stress" brugt til udlæsning af membranspændingerne. Ved at dele spændingerne op i kategorier, fås membranspændinger som en gennemsnits værdi langs linjen og vil altid være positiv.

Resultatet fra Ansys giver en gennemsnitlig membranspænding på 190,05 MPa.

Analysen for aksial spændninger.

Der er brugt samme model fra tidligere, hvor et plan er lagt gennem tværsnittet. Der er efterfølgende brugt Maximum Principal Stress. Men for at kunne fremtvinge de aksiale spændinger, er det nødvendig at bruge en ækvivalent kraft der repræsentere trykket i et rør med lukkede ender. Dette gøres ved en areal betragtning, basseret på tværsnittet for rørets hydrauliske diameter.

$$F_{lp} = \pi \cdot r_l^2 \cdot P \tag{7.3}$$

 $F_{lp} = \pi \cdot r_i^2 \cdot P = \pi \cdot 69.88^2 mm \cdot 38,79 MPa = 595,08 kN$

Denne ækvivalente kraft er påsat i den frie ende af røret og den anden ende er fixed.



Figur 7-4. Resultat fra ANSYS, Maximum Principal Stress. I Work Space ses uniform spænding over hele tværsnittet.

Resultatet fra ANSYS giver en aksial spænding på 86,17 MPa.

7.4 Sekundære spændinger, analytisk analyse

Til denne analyse er der brugt en metode for hhv. dobbelt indspændt bjælke og indspændt bjælke med en fjederkraft virkende aksialt i den ene ende. Se figur 7-5. Ved at bruge modellen med påsat fjederkraft, er det tættere på et virkeligt rørsystem, hvor der vil være tilladt bevægelse.



Figur 7-5. Understøtninger af rør. (a) illustrerer en ideel understøtning. (b) illustrerer en virkelig understøtning/PSE/.

Case 2: Længdeudvidelse af rør som funktion af temperatur ændring, mellem T_{amb} og T_{max} og varmeudvidelsescoefficienten skal bruges til følgende beregninger. Se figur 7-5 a2.

$$\Delta L = \alpha \cdot L \cdot (T_{max} - T_{amb}) \tag{7.4}$$

$$\Delta L = \alpha \cdot L \cdot (T_{max} - T_{amb}) = \frac{\frac{0,000013mm}{mm}}{°C} \cdot 3000mm \cdot (110 - 22)°C = 3,43mm$$

Case 3: Trykkraft udviklet mellem dobbelt indspændt rør. Se figur 7-5 a1.

$$F_t = E_t \cdot \alpha \cdot A \cdot (T_{max} - T_{amb}) \tag{7.5}$$

$$F_t = E_t \cdot \alpha \cdot A \cdot (T_{max} - T_{amb}) = 194000 MPa \cdot \frac{0,000013mm}{mm} \cdot 6905,2^2 mm \cdot (110 - 22)^{\circ}C = 1532,5kN$$

Trykspændinger udviklet mellem dobbelt indspændt rør.

$$\sigma_{t,Z} = E_t \cdot \alpha \cdot (T_{max} - T_{amb}) \tag{7.6}$$

$$\sigma_{t,Z} = E_t \cdot \alpha \cdot (T_{max} - T_{amb}) = 194000MPa \cdot \frac{0,000013mm}{mm} \cdot (110 - 22)^{\circ}C = 221,9MPa$$

Case 4: Aktuel trykkraft udviklet mellem en fjederkraft og indspændt rør. (Reel understøtning) Se figur 7-5 b. Der udregnes først en fjederkraft ud fra en kendt fjederkonstant. Fjeder konstanten "k" er sat til 10000N/m

$$F'_{t,z} = \alpha \cdot L \cdot \frac{T_{max} - T_{amb}}{L \cdot \left(\frac{1}{k \cdot L} + \frac{1}{E_t \cdot A}\right)}$$
(7.7)

$$F'_{t,z} = \alpha L \cdot \frac{T_{max} - T_{amb}}{L \cdot \left(\frac{1}{k \cdot L} + \frac{1}{E_t \cdot A}\right)} = 13 \cdot 10^{-6} \cdot 3000 \cdot \frac{110 - 22}{3000 \cdot \left(\frac{1}{10000 \cdot 3000} + \frac{1}{194000 \cdot 6905, 2}\right)} = 34317, 4N_{10} + \frac{1}{10000 \cdot 6900} = 34317, 4N_{10$$

Aktuel trykspænding udviklet mellem en fjederkraft og indspændt rør.

$$\sigma_{t,z}' = \frac{F_{t,z}'}{A} \tag{7.8}$$

$$\sigma_{t,z}' = \frac{F_{t,z}'}{A} = \frac{34317,4N}{6905mm^2} = 4,97MPa$$

Case 5: Guidet udkraget rør med tvungen flytning.

Denne udregning er baseret på et elementær tilfældet der er vist i figur 7-6.

_.



Figur 7-6. Guidet udkraget rør, hvor der ikke vil forekomme en drejning i tippen /PSE/.

Aktuelt bøjningsmoment ved tvungen flytning. Flytningen Δ er sat til 10mm.

$$M = \frac{6 \cdot E_{20}I}{L^2} \cdot \Delta \tag{7.9}$$

$$M = \frac{6 \cdot E_{20} \cdot I}{L^2} \cdot \Delta = \frac{6 \cdot 200000MPa \cdot 20654345 \text{mm}^4}{3000mm^2} \cdot 10mm = 27539127Nmm$$

Reaktion udviklet ved tvungen flytning. (R=F)

$$F = \frac{12 \cdot E_{20}I}{L^3} \cdot \Delta \tag{7.10}$$

$$F = \frac{12 \cdot E_{20}I}{L^3} \cdot \Delta = \frac{12 \cdot 200000MPa \cdot 20654345mm^4}{3000mm^3} \cdot 10mm = 18359N$$

7.5 Sekundære spændinger, FEA baseret analyse

Modellen er sat op som Steady-State Thermal analyse, hvorfra resultater er forbundet med en ny Static Structural analyse, se figur 7-7. Derved opnås en korrekt opsat analyse, der tager udgangspunkt i de samme randbetingerlser der er brugt i de analytiske udregninger. Resultaterne vil blive sammenholdt sidst i afsnittet.



Figur 7-7. Opsætning af termisk FEA model.

Case 2: Længdeudvidelse af rør. Termisk påvirket.

Der bruges samme Mesh opsætning fra tidligere analyser. Der er anvendt en Fixed support i den ene rørende. Slut temperaturen er 110 °C. Længde udvidelsen er aflæst i rørets længderetning, se figur 7-8.



Figur 7-8. Resultat fra ANSYS, Directional Deformation , Z-akse.

Resultatet fra ANSYS giver en længdeudvidelse på 3,44 mm.

Case 3: Trykkraft udviklet mellem dobbelt indspændt rør.

Der er anvendt fixed support for begge rør ender i denne analyse. Trykkraften er herefter udlæst i tværsnittet hvor røret er indspændt. Se figur 7-9.

Outline			-				
Conditional System System System System Re System R				Details of "Force Reaction"			
Coordinate System- COG					Type Force Peaction		
B- Steady-S	B-JB Mesh B-JB Steady-State Thermal (CS)				Location Mathod	Roundary Condition	-
The Initial Temperature					Develop Condition	Final Compart	
- St Temp	rature		(Boundary Condition	Pixed support	
E Je Solut	tion (C6)				Orientation	Global Coordinate System	
	Temperature				Suppressed	No	
B- E Static Str	uctural (DS)		N		Options		
City Fored	sis settings Support	E			Result Selection	Z Axis	
- Se Force					Display Time	End Time	
E Dimpor	ted Load (Solution 2)			E	Results		
	Imported Body Temperature			Maximum Value Over Time			
	Soluti Insert	Stress Tool			Z Axis	1 5434e+006 N	
	Linea 🖉 Clear Generated Data	Deformation			Minimum Value Ore	rTime	
- 6	Equiv @ Rename	Stress		1		1 5434e+006 N	
	Norm 🔄 Open Solver Files Directory	Energy	•		L AXIS	1,34346400010	
~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~	POR CH-	Linearized Stress	•	1	Information	$\sim$	
Details of "Solution (D6)"		Fatigue					
Adaptive Mesh Refiner	nent	6					
Max Refinement Loops	1,	Contact 1001	. (				
Refinement Depth	2,	Probe	💽 🍕 Deformation				
- Information	Dana	Coordinate Systems	, 🍕 Strain				
status	Done		Stress				
		R. User Defined Kesult	Position				
		Commands	ag energy				
			Force Reaction				
			Moment Reaction				
			toint to Spring				
			<ul> <li>Beam</li> <li>Bolt Pretension</li> </ul>				

Figur 7-9. Resultat fra ANSYS, Force Reaction , ved indsættelse af probe, Z-akse.

Ved at placere en probe for Force reaktion på kontaktfladen virkende for Z-aksen, kan kraften udlæses i dette felt.

Resultatet fra Ansys giver en trykkraft på 1543400N.

Trykspændinger udviklet mellem dobbelt indspændt rør. Trykspændinger er udlæst i tværsnittet midt på røret. Figur 7-10.



Figur 7-10. Resultat fra ANSYS, Normal Stress , Z-akse.

Resultatet fra ANSYS giver en Normal spænding på 223,5MPa.

# Case 4: Aktuel trykkraft (Reel understøtning)

Den beregnede fjederkraft fra den analytiske beregning er sat på den frie ende, virkende i zaksen.

	Details of "Force Reaction"								
	-	Definition							
		Туре	Force Reaction						
		Location Method	Boundary Condition						
		Boundary Condition	Fixed Support						
		Orientation	Global Coordinate System						
Suppressed No		Suppressed	No						
	Options								
		Result Selection	Z Axis	_					
		Display Time	End Time	_					
	Results								
		Z Axis	34317 N						
Maximum Value Over Time									
		Z Axis	34317 N						
	Time	_							
		Z Axis	34317 N						
	÷	Information		_					

Figur 7-11. Resultat fra ANSYS, Force Reaction, ved indsættelse af probe, Z-akse.

Ved at placere en probe for Force reaktion på kontaktfladen ved fixed support, kan kraften udlæses i dette felt. Dette viser at det er repræsentativt at bruge probe på kontaktfladerne.

Resultatet fra ANSYS giver 34317N.

Aktuelle trykspændinger (Reel understøtning)

Den beregnede fjederkraft fra den analytiske beregning er sat på den frie ende, virkende i zaksen. Spændinger er udlæst i tværsnittet midt på røret.

D: Static Structural - Thermal stress and force Normal Stress Type: Normal Stress(Z Asis) Unit: MPa Coordinate System: COG Time: 1 State: 2013 State		ANSYS 14.
-4.9697 Max -4.9697 Max		
	0.00 100.00 200.00 0	nm)

Figur 7-12. Resultat fra ANSYS, Normal Stress, Z-akse.

Resultatet fra ANSYS giver en Normal spænding på 4,97MPa.

Case 5: Guidet udkraget rør.

Der påsættes en flytning i den frie ende på 10 mm og ingen drejning om x-aksen. Se figur 7-6 der viser frit legeme diagrammet.

Bøjningsmoment ved tvungen flytning udlæses hvor røret er indspændt.

D	Details of "Moment Reaction"				
	Definition				
	Туре	Moment Reaction			
	Location Method	Boundary Condition			
	Boundary Condition	Fixed Support			
	Orientation	Global Coordinate System			
	Summation	Centroid			
	Suppressed	No			
	·				
	Result Selection	Y Axis			
	Display Time	End Time			
	Results				
	Y Axis	2,7097e+007 N·mm			
	Maximum Value Ov	r Time			
	Y Axis	2,7097e+007 N·mm			
	Minimum Value Over Time				
	Y Axis	2,7097e+007 N·mm			
Ŧ	Information				

#### Figur 7-13. Resultat fra ANSYS, Moment Reaction, Y-akse.

Ved at placere en probe for Moment reaktion på kontaktfladen ved fixed support, kan kraften udlæses i dette felt.

Resultatet fra ANSYS giver et bøjnings moment (M) på 27097000Nmm.

Reaktions kraft udviklet fra tvungen flytning, virkende hvor rør er indespændt.

D	Details of "Force Reaction" 4					
Definition						
	Туре	Force Reaction				
	Location Method	Boundary Condition				
	Boundary Condition	Fixed Support				
	Orientation	Global Coordinate System				
	Suppressed	No				
Options						
	Result Selection	X Axis				
	Display Time	End Time				
- Results						
	X Axis	-18057 N				
E	Maximum Value Over Time					
	🗌 X Axis	-18057 N				
Minimum Value over Time						
	🗌 X Axis	-18057 N				
Ð	Information					

Figur 7-14. Resultat fra ANSYS, Force Reaction, X-akse.

Resultatet fra ANSYS giver et reaktions kraft (R=F) på 18057N.

## 7.6 Samlede resultat af verifikation

Efter gennemgang af verifikationen af ANSYS, er alle resultater vurderet op imod de analytiske resultater. Det ses tydligt at alle resultater fra ANSYS er i overensstemmelse med de analytiske beregninger. (Tabel 7-3)

Det blev også påvist, at de valgte metoder til at udlæse og tolke resultaterne fra ANSYS, har været korrekte.

		Analytisk	ANSYS WB 14	Afvigelser
Primære				
Case 1	Membranspændinger	190,0 MPa	190,0 MPa	0,0%
	Aksialspændinger	86,18 MPa	86,17 MPa	0,0%
Sekundær				
Case 2	Længdeudvidelse	3,43 mm	3,44 mm	0,3%
Case 3	Termisk trykkraft	1532523 N	1543400 N	0,7%
	Termisk spændinger	221,9 MPa	223,5 MPa	0,7%
Case 4	Aktuel trykkraft	34319,4 N	34317 N	0,0%
	Aktuel spænding	4,97 MPa	4,97 MPa	0,0%
Case 5	Bøjningsmoment	27529127 Nmm	27097000 Nmm	1,6%
	Reaktions kraft	18359 N	18057 N	1,6%

Tabel 7-3: Samlet resultat for verifikation af beregningerne.

Det er dermed muligt at arbejde videre med et komplekst rørsystem, med de iagttagelser der er gjort i dette afsnit og vide at spændinger og kræfter der udlæses også er sande.

# 8. KOMBINERET ANALYSE MED PRIMÆRE OG SEKUNDÆRE LASTER

Der har gennem det forhenværende studie været tale om henholdsvis primære og sekundære laster. Umiddelbart skulle man mene, at de sekundære laster kan påvirke spændingsfeltet for de primære laster. Derfor skal det undersøges om sekundære laster har indflydelse på membranspændinger.

Dette er gjort ved at tryksætte røret og gradvis sætte sekundære laster på, for endeligt at have alle laster med i en analyse. Randbetingelserne er de samme der er brugt i verifikationsanalysen. Resultaterne vil blive vist i tabel 8-1.

Sekundære							
Primære	Ingen	Temp	Flytning	Torsion	Træk	Alle	
Tryksat	190,05	190,05	190,05	190,05	190,05	190,05	

Tabel 8-1: Resultater for membranspændinger ved påvirkning af sekundære laster. [MPa]



Figur 8-1: Model fra ANSYS, med viste koordinatsystemer til liniarsering og udlæsning af membranspændinger. Alle sekundære laster er repræsenteret i analysen.

Analysen viser, at primære spændinger ikke bliver påvirket at sekundære laster. Dette giver god mening, da membranspændinger ligger tangentielt på tværs at røret. Forskydningsspændinger fra torsion følger et cirkulært koordinatsystem, og påvirker ikke membranspændingerne. Bøjningsspændinger og normalspændinger vil virke ud af planet, her Z retningen, som heller ikke vil påvirke membranspændingerne. Det er kun trykket i røret, der kan bidrage til membranspændinger.

Dette er en vigtig iagttagelse, som kan være nyttig i den kommende analyse af et fuldt modeleret rørsystem, men bøjninger og rørunderstøtninger.

En FEA analyse af et rørsystem kan altså deles op i to analyser. En der varetager Primære laster og en der varetager de sekundære laster. Dette vil også reducere regnetiden for systemet, som kan være ønskværdig efterhånden som rørsystemet bliver mere komplekst. Der skal dog huskes på, at aksialspændinger fra trykket også forsvinder hvis primær last undlades i en analyse. Det kan dog kompenseres ved at sætte en ækvivalent trækkraft på rørsystemet, der virker aksial.
### 9. MODELERING AF HARDPIPE

Modellen til analysen er i skala 1:1 ud fra FD20 pipespec. Den fleksible del er moduleret op med en koordinat fil, baseret på punktkoordinater fra Jumperen./Appendix 1 & USB-key/. Dette giver en punktsky, som forbindes med en Spline og efterfølgende bruges Sweep funktionen i Inventor. Procesrører er modeleret efter en isometri, der angiver centerlinjen for røret. Derud over er der angivet afstand til rør-understøtningspunkter. Flangen er forsimplet til et erstatningsstykke, med samme rørdimension. Disse tre parter er sat sammen til et samlet rørsystem. (Figur 9-1)



Figur 9-1: Samlet model fra Inventor. Forsimplet model uden flange, til udlæsning af reaktioner i ANSYS.

I analysen er der er valgt at bruge de samme rørunderstøtningspunkter, der er angivet i isometrien, for at have så realistisk et billede af virkeligheden som muligt. Der er sat to punkter i hvert område ved (B & C), for at analysere, hvilken betydning dette vil have på spændingsudviklingen.

Hub Clamp modellen er modeleret fra en STEP fil (6" XXS), modtaget fra Greyloc. Den er modificeret til FD20 spec. Skarpe kanter ved og omkring anlægsflader er afrundet med radius 2, for at nedbringe spændingskoncentrationer, men også for, at opbygningen af Mesh ikke bliver uoverkommeligt. Ved Hub enderne er der modeleret svejsedetaljer, hvor rørsystemet er svejst på. Den totale længe er 700 mm, som er længden på erstatningsrøret. (Figur 9-2)





Figur 9-2: Samlet Hub Clamp Connection, med svejsedetalje.

Svejse detaljen bygges op som en svejsning med fuld gennembrænding. Det betyder at rørenderne er præpareret med en vinkel på 30°. Derved fås fuld vedhæftning mellem de to dele, der svejses sammen. Da man anser en svejsning for at være den svageste del i en konstruktion, vil det i svejsningen også være naturlig at undersøge spændingsniveauet.

### **10. FLEKSIBILLTETS ANALYSE AF RØRSYSTEM**

I forbindelse med den senere kontakt analysen, vælges der først at udlæse de virkende kræfter og momenter, 350 mm på begge sider af center af flangesamlingen. Der vil blive lavet en analyse uden flange samling, men med et erstatningsrør. Dette er for at undersøge stivheden i rørsystemet, og udlæse kræfter og momenter i kontaktfladerne hvor erstatningsrøret sidder. Næste step er at modellere en fuld 3D model af Hub Clamp Connection kittet, med påsvejste rørstykker, således at den samlede længe af systemet er 700mm, samme længde som erstatningsrøret. Derefter skal der ses på stress udviklingen omkring Hub og Clamp, samt svejsedetaljen. Dette vil blive gennemgået i næste kapitel.

#### 10.1 Mesh studie

Analysen startede med et Mesh Size på 4mm. Dette blev for fint da det genererede ca. 2,8 millioner nodes og blev derfor ændret til et Mesh Size på 8 mm, med en lagdeling på 3. Dette giver ca. 0,85 millioner nodes. Det er samme Mesh opbygning, der er anvendt under verifikation af ANSYS, der giver repræsentative resultater. Elementerne er Solid186.

#### 10.2 Kontaktflader

Erstatningsrøret der er anvendt i modelen skal overføre alle kræfter og momenter gennem sig. Derfor er alle kontaktflader der har kontakt til erstatningsrøret "Bonded" i ANSYS modellen. Det giver en stiv samling, som tillader fuld kraftoverførsel mellem parterne. Denne type samling tillader ikke separation eller slip hen over fladerne.

#### 10.3 Randbetingelser og understøtninger

For at få brugbare resultater skal modellens randbetingelser være i overensstemmelse med det virkelige systems randbetingelser. Dog kan det accepteres at bruge en repræsentativ forsimpling, for at reducere regnetiden.

Randbetingelserne der er brugt i analysen er taget fra Isometrien, som viser placering og frihedsgrader. De nævnte punkter kan ses i figur 9-1.

Randbetingelser ved understøtningen:

- A. Fixed support/Remote displacement, (Z,X,Y locked)
- B. Remote displacement, (Z, X locked)
- C. Remote displacement, (Z, X locked)

Understøtning i B og C giver en fri bevægelighed i aksial retning (Y-aksen) og tillader også rotation omkring alle akser, dette af hensyn til temperatur udvidelse og trykpåvirkning men også pga. tvungen flytninger. Der undersøges om understøtningen i punkt A kan løsnes op, for at nedbringe spændings niveauet omkring Hub samlingen.

Den tvungne flytning er påsat i punkt D. Her er der brugt Remote Displacment. D. Remote Displacment (X. X. locked: 7=330/205mm)

D. Remote Displacment, (Y, X locked; Z=330/-205mm)

Yderligere er rotation om Y-aksen i punkt D også låst. Dette svarer til, at der sidder en rørsupport omkring røret, der ikke tillader rotation i dette punkt. Se figur 10-1 med påførte randbetingelser.



Figur 10-1: Model fra ANSYS, med viste randbetingelser. Kontaktflader er ved yderpunkterne på erstatningsrøret.

Design temperatur og design tryk er brugt ved analyse af sekundære laster. Se tabel 2-3. Tyngdekraften er også medregnet under analysen ved primære laster.

Med Large Deflection slået til, tages der højde for de store deformationer modellen udsættes for.

Derudover er der brugt substep i analysen for at sikre på at analysen vil/kan konvergere inden for en acceptabel tid.

- Initial step:10
- Minimum step: 2
- Maximum step: 500

Yderligere er der brugt Newton-Raphson Residuals på 4.

#### 10.4 Primær spændings analyse

Rørsystemets egenvægt indgår i analysen og uden flytning. Yderligere er der lavet en analyse, hvor egenvægten ikke indgår, for at konstatere om bøjningsspændingerne påvirker resultatet for aksialspændinger. Dette viser sig ikke at være tilfældet for dette rørsystem. Se tabel 10-1. Der er anvendt nominel diameter, – 12,5 % fabrikations tolerance, efter som det er den værste last situation med mindst vægtykkelse.

Tryk [MPa]	Membran spændinger [MPa]	Aksial spændinger (gravity) [MPa]	Aksial spændinger [MPa]	Bøjnings spændinger [MPa]	Max deformation (gravity) [mm]	Tilladelig spændinge S _h [MPa]
21,5 (Design)	123,4	56,8	56,8	-10/7,1	4,06	207
38,79 (Test)	223	102,5	102,5	-7,2/7,1	4,58	450

Tabel 10-1: Primære spændinger udlæst i kontakt flader for duplex. (CPU time 92 min)

Disse spændinger må ikke overstige den tilladelige spænding og dette krav viser sig at være opfyldt. Primære spændinger er blevet behandlet i kapitel 3, hvor også tilladelige sekundære spændinger er behandlet.

Bøjningsspændingerne opstår pga. rørets egenvægt, der påvirkes af tyngdekraften. Dette ses også ved at der er en deformation af røret på ca. 4 mm. Der er heller ikke brugt Pipe-support langs Hard-pipen. Det skyldes at egenvægten udgør omkring 160 kg og det anses derfor ikke værende nødvendig at bruge en Pipe-support.

#### 10.5 Udlæsning af kræfter og momenter - Duplex S31803

#### **Fixed Support**

Den første fleksibilitets analyse med erstatnings rør. ANSYS giver resultater i [Nmm] men vil være omregnet til [Nm] i tabel 10-2. Modellen er med fixed support i Punkt A. Det globale koordinatsystem er brugt.

Fleksibilitets analyse med nominel diameter og fabrikations tolerance, -12,5 %. Punkt A er med randbetingelsen Fixed Support og tillader ingen rotation her.

Tabel 10-2: Reaktioner udlæst i kontaktflader ved flangesamling. Punkt A med fixed support. Z=330mm i punkt D. (Nominel diameter -12,5 %, CPU time 88 min)

Side	Kraft reaktion [N]			Momen	it reaktion	Normal spænding	Membran spænding	
	х	Y	Z	Х	Y (torq)	Z	[MPa]	[MPa]
Wellhead	-1260	348970	29905	65570	12642	3289	-239/351	105
Process	-1179	349110	25365	78582	12634	3278	-304/469	125

#### Remote Displacement

Der undersøges om det har betydning for resultaterne hvis punkt A kun bliver låst mod flytning, og med fri rotation i punktet. Dette er for at løsne op for rørsystemet, således at snitkræfter kan reduceres. Det virkelige rørsystem vil også tillade en hvis rotation i dette punkt, eftersom der er brugt en guided rørunderstøtning i dette punkt. Resultaterne vises i Tabel 10-3 med Z=330mm.

Tabel 10-3: Reaktioner udlæst i kontaktflader ved flangesamling. Fri rotation i Punkt A. Z=330mm i punkt D. (Nominel diameter - 12.5 %, CPU time 111 min)

Side	Kraft reaktion [N]			Mome	ent reaktion	Normal spænding	Membran spænding	
	х	Y	Z	Х	Y (torq)	Z	[MPa]	[MPa]
Wellhead	-1226	348890	29490	64905	10639	2983	-236/348	124 5
Process	-1120	349040	24997	77791	10631	2941	-300/465	124,5

Ved at se på resultaterne mht. randbetingelsen omkring punkt A, hvorvidt der skal bruges Fixed Support eller Remote Displacment med fri rotation i X,Y,Z vil der med den lille reduktion af kræfter og momenter, efterfølgende bruges Remote Displacment i de efter følgende analyser.

Tabel 10-4 viser resultater med flytning Z=-205mm i punkt D.

Tabel 10-4: Reaktioner udlæst i kontaktflader ved flangesamling. Z=-205mm (Nominel diameter -12,5 %, CPU time 198 min)

Side	Kraft reaktion [N]			Mome	ent reaktion	Normal spænding	Membran spænding	
	х	Y	Z	Х	Y (torq)	Z	[MPa]	[MPa]
Wellhead	7013	344480	-15373	-38141	-5679	-4157	-117/228	104
Process	6540	344520	-12266	-44520	-5729	-8197	-179/259	124

#### Nominel Diameter

Det er også nødvendigt at bestemme reaktioner for rørsystemet kun basseret på den nominelle rør diameter. Nominal diameter er 14,27 mm efter FD20 spec. Randbetingelserne er uændret fra tidligere analyser. Flytning i punkt D er Z=330 mm. Tabel 10-5.

Side	Kraft reaktion [N]			Mome	ent reaktion	Normal spænding	Membran spænding	
	х	Y	Z	Х	Y (torq)	Z	[MPa]	[MPa]
Wellhead	-1475	331820	30957	71946	11846	3326	-245/339	106 5
Process	-1370	331960	26738	86247	11834	4471	-307/460	100,0

# Tabel 10-5: Reaktioner udlæst i kontaktflader ved flangesamling. Z=330mm i punkt D. (Nominel diameter, CPU time 126 min)

Tabel 10-6 viser resultater med flytning Z=-205mm i punkt D.

Tabel 10-6: Reaktioner udlæst i kontaktflader ved flangesamling. Z=-205mm i punkt D. (Nominel diameter, CPU time 132 min)

Side	Kraft reaktion [N]			Mome	ent reaktion	Normal spænding	Membran spænding	
	х	Y	Z	х	Y (torq)	Z	[MPa]	[MPa]
Wellhead	7534	326860	-16019	-42253	-6305	-4587	-125/219	106.8
Process	7086	326900	-13006	-49301	-6361	-9027	-190/247	100,0

Membranspændingerne er mindre nu hvor der kun er brugt nominel diameter. Til gengæld er røret blevet stivere, der fører til større resulterende kræfter og momenter i kontaktfladerne. Det skyldes at rørets inertimoment er blevet større med det ekstra materiale rørvægen består af. Dette er ikke ønskværdigt, men denne situation skal undersøges, da fabrikationstolerancen kan ligge mellem 0 og -12,5 %. Derfor er det vigtigt at have diameter for begge tilfælde med i fleksibilitetsanalysen.

Figur 10-2 viser deformationen af rørsystem, hvor de to lokale koordinatsystemer er lagt i center for kontaktfladen mellem erstatningsrøret og hhv. procesrør og HardPipe. Her er kræfter og momenter udlæst.



Figur 10-2: Model fra ANSYS, med viste koordinatsystemer til udlæsning af kræfter og momenter. Large Deflection er aktiveret.

#### 10.6 Udlæsning af kræfter og momenter – Titanium R56400

Fleksibilitetsanalysen basseret på materiale egenskaber for titanium R56400 analyseres også, for at finde ud af, om kræfter og momenter blive reduceret, med det lavere anvendt E-modul der indgår. I denne analyse er der kun nominel diameter, minus fabrikations tolerancen på 12,5 %, der er brugt i modellen. Dette er for at reducere analysetiden i projektet. Der analyseres for de samme flytninger, som i de tidligere analyser med Duplex.

Side	Kraft reaktion [N]			Momen	t reaktion	Normal	Membran	
	х	Y	Z	х	Y (torq)	Z	[MPa]	[MPa]
Wellhead	-2352	349350	20912	46376	8995	4037	-150/292	104 4
Process	-2122	349510	17803	55588	9026	5578	-197/352	124,4

# Tabel 10-7: Reaktioner med fri rotation i punkt A og flytning på 330mm i Z punkt D. (Nominel diameter - 12,5 %, CPU time 111 min)

# Tabel 10-8: Reaktioner med fri rotation i punkt A og flytning på -205mm i Z punkt D. (Nominel diameter - 12,5 %, CPU time 103 min)

Side	Kra	Kraft reaktion [N]			t reaktion	Normal spænding	Membran spænding	
	х	Y	Z	Х	Y (torq)	Z	[MPa]	[MPa]
Wellhead	3835	346370	-12382	-26444	-5066	-2424	-78/207	104
Process	3568	346460	-10429	-31747	-5111	-4584	-95/200	124

Ved anvendelse af Titanium R56400 sker der en væsentlig reduktion af reaktionskræfterne i kontaktsamlingerne. Dette kan ses i tabel 10-9, som viser reaktioner på Process side fra tabel 10-3 og 10-8, hvor der sammenlignes med samme rørdimension og deformation på -205 mm.

	Kra	ft reaktion	[N]	Mome	nt reaktion	Normal spænding	Membran	
Materiale	х	Y	Z	Х	Y (torq)	Z	[MPa]	[MPa]
S31803	6540	344520	-12266	-44520	-5729	-8197	-117/228	124
R56400	3568	346460	-10429	-31747	-5111	-4584	-78/207	124
Afvigelse	44,5 %	-0,6 %	14,9 %	28,7 %	10,8 %	44,1 %	33/9 %	0 %

Tabel 10-9: Sammenligninger af reaktioner og spændinger for hhv. Duplex og Titanium.

I denne sammenligning er det altså afgørende hvilken E-modul der bruges, da E-modulet har betydning for fjederstivheden af rørsystemet. Desto stivere et emne er, desto større kræfter tiltrækker det. Årsagen til at aksialkræfterne i y-aksen er ens, er at trykket i rørsystemet virker ens for begge tilfælde, og derved genererer samme aksiale trækkræft gennem rørets tværsnit. Det ses også, at membranspændingerne gennem alle analyserne, bliver større hvor der optræder en relativ stor bøjningsspænding pga. bøjningsmomenter fra flytningen. Dette påvirker resultatet eftersom en lineariseret spænding tager højde for de seks spændingskomponenter der løses for. Det er omtalt i kapitel 7.

Det er også interessant at se på reaktionerne kun med nominel rør dimension, (som vist i tabel 10-5 & 10-6), der giver nogle større bidrag til torsion og bøjningsmoment. Årsagen er, at rør systemet er stivere med den øgede gods tykkelse af rørvægen og inertimomentet har direkte betydning for stivheden.

Derfor kan det også være interessant at prøve at reducere vægtykkelsen yderligere, for at konstatere om dette vil have en stor betydning, for reaktionerne ved Hub Clamp Connectionen. Ved at gøre dette, vil designet ligge uden for rør specifikationen.

Ved direkte sammenligning med hvad Graylok oplyser for tilladelige reaktioner, er de regningsmæssige reaktioner fra alle analyser, under en drift situation, vist i tabel 10-10. Der er kun valgt reaktioner fra proces side, eftersom de har størst numerisk værdi.

Moment (PL) Aksial kraft Analyser fra Aksial kraft [Nm] (PL+SL) [Nm] (PL) [kN] (PL+SL) [kN] process side Tabel 29964 37425 563,3 703,6 22982 10-3 77791 346,9 349,0 10631 -10-4 -44520 344.5 -5729 10-5 -86247 _ 331,9 11834 10-6 -49301 326,9 -6361 _ 10-7 55588 _ 349,5 9026 10-8 -31747 346,5 -5111 _ _

Tabel 10-10: GrayLoc oplyste tilladelige reaktioner for 6" Hub Clamp Connection, med regningsmæssige reaktioner. Der er vist tilladelige reaktioner for hhv. primære og sekundære last.

Det er bøjningsmomentet der er udslagsgivende for disse analyser, og de ligger over det tilladelige bøjningsmoment fra GrayLoc. Det er kun reaktionerne fra titanium ved en flytning på Z=-205 mm at alle reaktioner er overholdt. (Se tabel 10-8). Umiddelbart ville man sige at en Hardpipe løsning ikke kan bruges. Derfor vil en FEA analyse være næste skridt, for at kunne undersøge om det rent faktisk kan lade sig gøre at få en Hub Clamp Connection, til at holde de fremkommende reaktioner fra fleksibilitetsanalysen. Og i givet fald hvor længe.

#### 10.7 Accidental flytning – 700 mm

En analyse der skal laves for et tilfælde af en flytning på 700 mm. Denne flytning tillades kun én gang, da der tillades blivende deformationer i rørsystemet, uden at der sker brud.

Der tillades også en højre tilladelig sekundær spænding,  $1.33 \times S_{A,Sek}$  ved denne type hændelse. Der er anvendt Duplex i analysen pga. den forhøjede stivhed røret vil have.

Side	Kraft reaktion [N]			Mome	ent reaktion	Normal spænding	Membran spænding	
	х	Y	Z	Х	Y (torq)	Z	[MPa]	[MPa]
Wellhead	-20362	342880	66911	151600	24216	19265	-573/666	108 /
Process	-19384	343430	57553	181740	23899	32536	-699/926	100,4

Tabel 10-11: Reaktioner udlæst i kontaktflader ved flangesamling. Z=700mm i punkt D. (Nominel diameter, CPU time 129 min)

#### 10.8 Fuld udnyttelse af materiale

Efter at have vurderet spændingsanalysen i kapitel 12, og resultaterne ligger tæt på grænsen for anvendelse af rør systemet og Hub Clamp Connection, undersøges der endeligt hvordan situationen vil være hvis røret udnyttes op til 100 % for primære spændinger. Det betyder at røret vægtykkelse vil blive reduceret til maksimal tilladelig spænding ved design tryk og temperatur. ASME B31.3 giver en formel til udregningen af minimum vægtykkelse.

$$t = \frac{P \cdot D}{2 \cdot (SEW + PY)} + c \tag{10.1}$$

,hvor

•	P – Design tryk:	21,5 MPa	
•	D – Yder diameter:	168,3 mm	
•	S - Tilladelig spænding:	207 MPa	
•	E – Kvalitets faktor (NDT):	1	
•	W – Svejsefaktor:	1	
•	Y – Spændings -temperatur koefficient:	0,4	
•	C – Fabrikations tolerance:	-12,5 %	

$$t = \frac{21,5 MPa \cdot 168,3 mm}{2 \cdot (207 MPa \cdot 1 \cdot 1 + 21,5 MPa \cdot 0,4)} \cdot 1,125 = 9,44 mm$$
(10.2)

Denne vægtykkelse er kun benyttet for Jumperen alene, hvor der ønskes størst fleksibilitet og dermed en reduktions af snitkræfterne ved kontaktfladerne. Se tabel 10-12 for resultaterne ved flytning på 330 mm.

Tabel 10-12: Reaktioner udlæst i kontaktflader ved flangesamling. Z=330mm i punkt D. (Reduceret vægtykkelse, CPU time 158 min)

Side	Kraft reaktion [N]			Momen	t reaktion	Normal spænding	Membran spænding	
	х	Y	Z	х	Y (torq)	Z	[MPa]	[MPa]
Wellhead	1310	377650	26267	55780	9006	1416	-236/392	171
Process	1256	377610	21753	66825	9030	7825	-246/412	1/1

Analyse for flytning ved -205 mm, med resultater i tabel 10-13.

Tabel 10-13: Reaktioner udla	st i kontaktflader ve	d flangesamling.	Z=-205mm i	punkt D.	(Reduceret
vægtykkelse, CPU time 126 m	nin)				

Side	Kra	aft reaktior	n [N]	Moment reaktion [Nm]			Normal spænding	Membran spænding
	х	Y	Z	х	Y (torq)	Z	[MPa]	[MPa]
Wellhead	8844	373890	-14345	-33142	-6112	-5868	-113/274	171 0
Process	8143	373760	-11245	-38826	-6170	-11070	-146/238	171,8

Vægtykkelse ligger uden for nogen gængse rør specifikationer og skal dermed special fremstilles til formålet, med de angivende mål og tolerancer.

Analyse viser omtrent de samme snitkræfter som ved analysen for titanium, se tabel 10-8 & 10-9. På denne måde har det vist sig, at det er muligt at gøre Jumperen mere fleksibel. Ved at udnytte materialet fuldt ud mht. primære spændinger er membranspændingerne blevet højre som følge af den reduceret vægtykkelse, men ligger stadig inden for tilladelig spændinger. En senere FEA analyse vil slå fast om Hub samlingen også kan optage disse snitkræfter.

## 11. FØLSOMHEDSSTUDIE AF SIMPEL KONTAKTANALYSE

For at kunne verificere en kontaktanalyse, er det besluttet at undersøge en simpel model, med lignende kontaktflader og sammen friktionsvinkel som TechLok modellen har. Det vil omhandle et studie for at belyse om der er lineære sammenhæng mellem ændringen af friktionskoefficienten og den tangentielle kraft F_u, ved samme størrelse af påsat kraft F_V. Derudover undersøges der om der er lineær proportional sammenhæng mellem ændring at størrelsen for påsat kraft og den tangentielle kraft. Til disse følsomhedsstudier er modellen i figur 11-1 anvendt. Modellen er vist med et gab mellem parterne, for at illustrere hvor kontakt samlingen vil være. I analysen vil kontaktfladerne være lagt an mod hinanden i upåvirket tilstand. Inden et følsomheds studie kan sættes i gang, er det vigtig at forstå kraft situationen. Det vil blive gennemgået herunder.



Figur 11-1. Model til kontaktanalyse i ANSYS.

Modellen er lavet for at forstå, hvordan en mere kompleks model skal sættes op, for at kunne få brugbare resultater med kontaktflader hvor der tillades friktion.

Kontaktflader er samlet som en friktionssamling med en friktionskoefficient på 0,3, der er gældende for stål mod stål. Ses der på figur 11-2 vil boltkræften ( $F_v$ ) under tilspænding, giver en projekteret klemkraft ( $F_u$ ) virkende aksial på huben. Dermed opstår lukkekraften omkring Sealringen.



Ved at betragte Clampen som Part C (glidekolds) med en klemkraft  $F_v$  overføres der en tangentiel kraft  $F_u$  til Part B (Huben). Hælningsvinklen mellem Clamp og Hub er 65° i forhold til vandret. (F=F_v)

$$F_u = F_V \cdot \tan(\varphi - \rho) \tag{11.1}$$

Hvor  $\phi$  er hældningsvinklen og  $\rho$  er friktionsvinklen.

Friktionsvinkel er en funktion af friktionskoefficient der indgår ved friktionskraften.

$$\rho = \cos^{-1}(F_N/F_e) \tag{11.2}$$

Hvor ækvialentkræften  $F_{\rm e}$  kan udledes fra  $F_N$  og  $F_R$ 

$$F_e = \sqrt{F_N + F_R} \tag{11.3}$$

Normalkræften  $F_n$  vil stå vinkelret på anlægsfladen og dermed kan også friktionskraften  $F_R$  bestemmes.

$$F_R = F_N \cdot \mu \tag{11.4}$$

Med en hældningsvinkel på mere end 45 grader, vil systemet være selvlåsende forstået på den måde at hvis man vender kraftsituationen modsat, så kan Part B ikke påvirke Part C til en vertikal bevægelse. Derved kan siges at formindgrebet forbliver det sammen.

Gennemgangen af denne kraftsituation er med hensigt på anvendelse ved FEA analysen, hvor disse kræfter kan være brugbare til verifikation af modellen vist på figur 11-1.

Beregningsgennemgangen for den analytiske del af denne model, kan findes i Appendix 5

De anvendte bolte, kan med fordel substitueres med en fjederstivhed til de senere analyser. Dette kan gøre analyserne hurtigere at regne igennem. De anvendte bolte er 1 3/8" og med en spændingspåvirket længde på 168,3 mm samt et spændingsareal på 745mm². Fjederstivheden kan dermed udregnes ud fra formel 11.5.

$$K = \frac{A_s \cdot E_t}{L_s} \tag{11.5}$$

$$K = \frac{745mm^2 \cdot 194000MPa}{168,3mm} = 858892 \, N/mm$$

Ved at anvende denne fjederstivhed opnås der samme stivhed for en tilsvarende bolt, ved fuld udnyttelse.

#### ANSYS analysen

Efter at modellen er eksporteret til ANSYS, er alle kontaktflader automatisk Bonded. Det betyder at det er en lineær kontakt, hvor de to kontaktflader er sammenføjet som én part. Derved er der skabt en fuld kraftoverførsel. Men for at kunne analysere modellen, skal alle kontaktflader og randbetingelser være defineret korrekt. Som det fremgå af figur 11-1, er randbetingelserne illustreret med de røde pile. Part B er kun fri i vandret akse, hvor Part C kun er fri i lodret akse. Der er påsat en kraft virkende normal på Part C der udgør 10kN.

Derud over er metoden Augmented Lagrange brugt, for at undgå penetrering ved kontaktfladerne, og derved sikre at kræfterne bliver overført korrekt gennem kontaktfladerne.

(11.6)

Nodes mellem Contact og Target, skal forsøges ikke at stå over hinanden, men gerne forskudt ½ Mesh længde, da der ellers kan opstå en forhøjet stivhed. Dette er vist på figur 11-3. Hvis stivheden er for stor kan det resulterer i, at parterne vil hhv. skabe penetration og gab og vil bruge mange iterationer for at konvergere. Figur 11-3.



Figur 11-3: Kontaktsituation mellem kontaktflader, hvor der steppes frem i tiden. Går de to kontaktflader gennem hinanden, forsøges med en ny iteration /ANSYS/.

Denne metode sørger for at reaktionerne i stivhedsmatricen fra Contact Surface (Rød linje) bliver overført til stivhedsmatricen i Target Surface (Gul linje) i hele kontakt området. Udtrykket for denne sammenhæng ses i formel 11-6. /11-2/

$$[K_t + K_c]u = F$$

, hvor  $K_t$  er stivhedsmatricen for Target Surface,  $K_c$  er stivhedsmatricen for Contact Surface, u er flytning og F er kraften. Dette er velegnet ved en kontaktsamling med friktion og hvor der tillades en bevægelse.

I ANSYS findes der et værktøj der kan hjælpe med at undersøge status for kontaktfladerne. Contact Tool kan fortælle om der er penetrering eller gab mellem kontaktfladerne, inden analysen sættes i gang. Er der evt. et gab er det nødvendigt at lave et offset mellem kontaktfladen i dette område. Dette er til hjælp for at sikre at modellen er sat rigtig op inden selve analysen sættes igang. Derved kan der spares meget tid i analyse fasen.

Ved kontaktfladerne er det vigtigt at have et forfinet Mesh, for at skabe en god kontakt mellem fladerne for at opretholde et højt kontakttryk. Med et grov Mesh kan der ske en grad af penetrering eller et gab af parterne, som udmønter sig i en unøjagtighed af kontakttrykket. Det er specielt gældende ved komplekse geometrier, hvor kontaktfladerne ikke er plane. I verifikations modellen er Mesh sat til 1 mm i kontaktfladerne og resultatet for den tangentielle kraft afviger under 0,1 % sammenlignet med den analytiske beregning, tabel 11-1.

	Tangentiel Fu	Mesh	Mesh Kontakflader	Detection	Formulation		
		part		Method			
ANSYS	11216 N	4 mm	1 mm	Nodal-Normal	Augmented		
				to target	Lagrange		
Analytisk	11224 N	-	-	-	-		

Tabel 11-1: Resultater of	data for o	psætning i A	NSYS til kontaktanalvs	se, med $F_V = 10000N$ .
	g			

Der er i denne sammenhæng kun brugt en reference mod ANSYS. Selvom resultatet er ens er det ikke givet at det er 100 % korrekt. Dette skyldes at de to beregninger ikke tager højde for evt. *sætninger* i emnerne. Det der menes er, at kommer spændingerne over flydegrænsen i

kontaktfladen, bliver der en blivende deformation og overflade ru heden bliver udglattet, hvorved kontakttrykket blive mindre.

For at slå fast om analysen er 100 % korrekt, skal en tredje reference tages i brug, i form at en praktisk test, med samme parameter som analysen bygger på. Derved indgår et evt. bidrag for sætning i et forsøg.

#### 11.1 Følsomhedsstudie over friktionskoefficienten

Når der indgår friktion mellem to emner i en analyse, er der to friktionskoefficienter, statisk og dynamisk. For den statiske gælder det kraften det skal påføres et emne for at bringe det i bevægelse og for den dynamiske gælder det kraften der skal påføres for at opretholde bevægelsen. Friktionen skaber en modsat retten kraft, "friktionskraft" i kontaktfladen, i forhold til den påsatte kraft der forsøger at bevægelse. Det er dog legemets egenvægt eller normalkraft der bestemmer størrelse af friktionskraften.

I de kommende analyser der kun blive set på den statiske friktionskoefficient, eftersom det ikke antages at være bevægelse mellem emnerne, hvorfor den dynamiske er undladt.

Dette studie vil tage udgangspunkt i samme model fra tidligere. Der vil blive brugt samme påsatte kraft (F=10000N) gennem denne analyse, med en friktionskoefficient gående fra 0 til 1.

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Friktions koefficient	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
Tangentiel F _u [N]	21445	16835	13608	11224	9390	7936	6754	5775	4951	4247	3630
Afvigelse %	-	27,4	23,7	21,1	19,5	18,3	17,5	17	16,6	16,6	16,7

Tabel 11-2: Resultat over kontaktkraft efter udregning af tangentiel kraft.

Afvigelsen mellem den tangentielle kraft er størst ved lave friktionskoefficienter, for til sidst at ligge ved samme afvigelse. Det viser vigtigheden af at kende den aktuelle friktionskoefficient for at opnå den ønskede kontaktkraft i et mekanisk system. Tabel 11-2 & 11-3.

Tabel 11-3: Graf over udviklingen af tangentiel kontaktkraft.



Grafen viser tydelig at det er en ikke lineær udvikling, ved ændring af friktionskoefficienten. Ved hjælp af en regressionsanalyse i Excel bliver det en logaritmisk udvikling, der viser sig at være gældende for den tangentielle kraft, under ændring af friktionskoefficienten.

### 11.2 Sammenhæng mellem forspænding og kontaktkraft

Der undersøges om der er lineær proportional sammenhæng mellem ændring at størrelsen for påsat kraft og den tangentielle kraft. Det bruges en påsat kraft F gående fra 10kN til 100kN.



Tabel 11-4: Sammenhæng mellem påsat kraft Fv og tangentielle kraft Fu.

Ved denne betragtning er sammenhæng fuldstændig lineær, og viser derfor at der er samme forhold mellem påsat kraft  $F_v$  og den tangentielle kraft  $F_u$ .

Med kendskab til hvordan størrelsen af friktionskoefficienten har betydning for den tangentielle kraft, har det i sidste ende betydning for hvor stor en lukkekraft der reelt opnås i Hub samling, hvis friktionskoefficienten i kontaktfladen er fejlvurderet. Vælges en lavere friktionskoefficient i design fasen, end kontaktfladerne reelt har, risikeres en utilstrækkelig kontaktkraft der kan give fatale følger under drift. Beregningsgennemgangen kan ses i appendix 5.

#### 45 of 61

### **12. KONTAKT ANALYSE AF HUB SAMLING**

I dette kapitel skal de udlæste reaktioner fra kapitel 10 anvendes i den kommende analyse. Analysen er baseret på en submodel fra det globale rørsystem, hvor flangesamlingen normalt vil indgå.

For at nedbringe analysetiden, vil der kun genereres resultater fra nogle udvalgte analyser for rørsystemet af Duplex. De er valgt pga. de største reaktioner i kontaktfladerne. Dvs. de største reaktioner fra Duplex der er basseret på nominel diameter og reaktioner fra analyse med reduceret vægtykkelse vil også være med. Rørsystemet med titanium er udeladt. Der vil også blive analyseret for et enkelt accidental tilfælde, for at slå fast om denne relative flytning kan optages i rørsystem og Hub samling, uden at der sker brud.

- Design: Reaktioner fra tabel 10-5 & 10-6
- Accidental: Reaktioner fra tabel 10-11
- Reduceret vægtykkelse: Reaktioner fra tabel 10-12 & 10-13

Analysen er delt op i to load steps, der kan defineres i ANSYS. Yderligere er der anvend en restart funktion i ANSYS, der gør det muligt at starte analysen igen efter et ønsket loadstep. Det betyder at analysen kan kombineres med flere lastserier, uden at skulle anlysere første loadstep igen. Første step baserer sig på ren kontaktanalyse, for at sikre at kontakten mellem Hubs og Clamps er korrekt, og derved opnås en brugbar lukkekraft omkring Seal ringen. I første step, hvor forspændingen skal udføres, vil der blive anvendt to metoder frem for et fuld moduleret bolt. Der vil indgå en fjederstivhed og en boltkræft i disse analyser. Andet step vil være med påsat snitkræfter fra tidligere analyser. Her vil der blive set på, om samlingen kan optage disse kræfter, uden at springe læk. Resultatet fra første step vil være overført til andet step i ANSYS analysen, således at de resulterende kræfter indgår i andet step. Kontaktflader i denne analyse er opbygget med samme Mesh size som er anvendt i verifikationsanalysen, da den gav et brugbart resultat.

#### Første step med påsat fjederstivhed

I forbindelse med analysen af Hub samlingen, er boltene substitueret med en fjederkraft, for at gøre modellen mindre kompleks af hensyn til beregningstiden. Inden analysen viste Contact Tool at der var et geometrisk gab mellem Hub og Clamp. Det betyder at analysen kan få svært ved at konvergere og aldrig bliver færdig. Derfor er der indlagt et off-set på 0,2 mm i dette område, der svarer til det geometriske gab. Derved er der skabet kontakt mellem kontaktfladerne hvor der indgår 6363 noder, ifølge Contact Tool.

Boltene der almindeligvis benyttes, er af L7 kvalitet til højtemperatur. Fjederstivheden der anvendes er behandlet i kapitel 3 og har en størrelse på 858892N/mm. Fejderne er fikseret på anlægsfladen, hvorpå der ellers vil være en møtrik. Se kapitel 9, figur 9-2. Derved bliver kraften lagt ud i samme flade og repræsenterer samme kraftsituation som en virkelig møtrik ville. Figur 12-1.



Figur 12-1: Model fra ANSYS. Bolte erstattet med en fjederstivhed. Mesh opbygning ses til højre, hvor der i kontaktfladerne er et forfinet Mesh på 1 mm.

Efter fuldendt analyse undersøges der, hvordan kontaktfladerne og spændingsniveauet er mellem Hub og Clamp. Derved kan der vurderes om resultatet fra analysen virker realistisk. Lukkekraften mellem Seal-ring og Hub vil være udlæst i kontaktfladen.



Figur 12-2: Spændingsudviklingen på anlægsfladen mellem Hub og Clamp (CPU Time 284 min)

Spændingsudviklingen på anlægsfladen indikere, at der er kontakt langs hele kontaktfladen. Der er enkelte steder ved yderpunkterne, hvor Clampen har størst magt, at spændingerne ligger over 207 Mpa. Dette er meget lokalt og kan godt accepteres. Størstedelen at spændingerne i kontaktfladen ligger mellem 20 og 80 MPa. Figur 12-2.



Figur 12-3: Deformation på anlægsfladen af Hub, x1000. Trykspændinger på Seal-ring ses til højre.

Ved at forstørrer deformationen ses der tydeligt hvordan Clampen overfører boltkraften til Huben. Deformation er dog kun maksimalt ca. 0,02mm i dette område. Figur 12-3.



Figur 12-4: Minimum Principal Stress er brugt til udlæsning at trykstændinger. Von Mise spændinger for Clampen ses til højre.

Figur 12-4, hvor der er brugt Von Mise, viser hvordan geometrien bliver påvirket omkring geometri overgange. Specielt ved midten hvor Clampen er svækket med en udskæring, der tillader en lille deformation, er der en forhøjet spændingskoncentration. Ved bolt hullerne ses også en forhøjet spænding. Det skyldes at under sammenspænding af Clamps, bliver det skabt ligevægt mellem deformation og spændinger, indtil der er skabt fuldstændig kontakt mellem Clamp og Hub. Derefter vil spændingerne stige yderligere indtil der er etableret fuld bolt forspænding.

Lukkekraft er udlæst til 200000N mellem Seal-ring og Hub.

#### Første step med påsat boltkraft

I denne analyse er der fokus på at sætte en ækvivalent boltkraft på randen hvor møtrikken vil angribe kontaktfladen ved bolthullerne. Denne boltkraft vil være påsat som en vektor, da det menes at give det korrekte billede af en virkelig situation med brug af forspændte bolte. Ved at bruge en vektor med samme retning som bolthullet, vil kraften følge deformationen af Clampen under tilspænding. Dette tillader et jævnt tryk mellem Clamp og Hub, eftersom kontaktfladen er cirkuler. Der er derfor fravalgt at bruge en kraft som er defineret ud fra et koordinatsystem, hvor der ellers kunne risikeres at opstå et stort tryk midt på Clampen som aftager ud mod boltsamlingen. Dette er dog ikke undersøgt i denne analyse. Figur 12-5.



Figur 12-5: Boltkraft er påsat med en vektor ved alle bolthullerne, for at kunne følge deformationen af Clampen under tilspænding. De røde pipe viser retningen af vektoren.



For at opretholde ligevægt skal en modsatrettet vektor være påsat den modstående Clamp. Dette giver også samme kraftsituation som en virkelige bolt ville give.

Figur 12-6: Tværsnit at samlingen hvor kontaktflader er med forfinet Mesh. Spændingsudvikling i tværsnit med påsat prober i bla. kontaktflader. Ved den røde pil ses der en lille trækspændingen.

Med den påsatte boltkraft er der udlæst spændinger omkring kontaktsamlinger, vha. minimum Principal Stress. Se figur 12-6. I kontaktsamlinger mellem Clamp og Hub ligger de største trykspændinger. Grundet det relative lille areal kontaktfladen har, er der en stor kraft der skal overføres gennem dette areal. Derved fås de store spændings koncentrationer her, på ca. -250 MPa. Seal-ringen i denne model har en stor overflade, hvor lukkekraften virker over. Spændinger her vil derfor være væsentlig mindre på trods af, at den tangentielle kraft er større end normalkraften der virker normal ind på Huben, som et resultat af trykkraften fra Clampen.

Ved at se på spændingerne fra figur 12-6, kan der konstateres at Clampen deformerer korrekt. I rundingen (se rød pil) er der en trækspænding på ca. 8 MPa. Det skyldes at Clampen forsøges at blive åbnet under forspænding og vil rettes ud. Der ses også trykspændingen på "ryggen" af Clampen er ca.-55 MPa. Dette billede er helt i tråd med hvordan Clampen er påvirket under forspændt tilstand. Deformationen i kontaktfladerne er identiske med dem der kan ses på figur 12-3.

Analysen med den ækvivalente boltkraft giver nogle resultater der virker mere virkelighedstro og brugbare. Lukkekraften er udlæst til 411330 N mellem Hub og Seal-ring.

#### Andet step

Analysen vil tage udgangspunkt i første step, med forspændt bolte. Derefter påsættes de udlæste reaktioner fra kapitel 10. Reaktionerne påføres i samme position som de er udlæst fra, dvs. at det er i samme koordinatsystem. Det var nødvendigt at definere et nyt koordinatsystem, for at sætte yder laster korrekt ind i på modellen. I andet Load-step er yder laster sat i en tabel gældende for kræfter og momenter. På den måde er det muligt at styre, hvornår disse laster skal påvirke modellen, ud fra load step. Ved at bruge denne metode er det muligt at holde første step og andet step adskilt. De er dermed defineret i samme analyse, uden at skulle eksportere resultatet til en ny Static-Structure analyse.

Randbetingelserne er defineret med en fixed support, for den ene rørende og kræfter er påsat i modsatte rørende.

Efter andet step er lukkekraften udlæst til 311760 N mellem Hub og Seal-ring. Dette indikerer at de yder laster hovedsageligt bliver optaget i Clampen. Det indikere også at der ikke vil fremkomme leak ved samling, efter at den påsatte yderlast påvirker systemet. Se figur 12-7.



Figur 12-7: Udvikling af lukkekraften efter analysen for Load step 1 & 2. Lilla kurve viser stigende lukkekraft under load step 1. Ved load step 2 falder lukkekraften hvor yderlaster er påsat.

Det er hovedsageligt den aksiale kraft der er påsat, der forsøger at "åbne" samlingen igen. Dette tillades ikke da Clampernes indgreb fastholdes efter forspænding af boltene. De aksiale kræfter optagen gennem Clampen.

#### 12.1 Udlæsninger af spændinger i Hub Clamp Connection

Efter at kræfter og momenter er påført modellen, skal der analyseres om hvor hvidt spændingerne ligger under tilladelige spændingsniveau. Der skal ses på hvordan geometrien er udformet og hvor der er geometriovergange. I området ved svejsningen skal trækspændingerne også vurderes. Nu hvor der indgår primære og sekundære spændinger i analysen, er det summen at disse spændinger der ligger til grund for den nominelle spænding  $S_n$ . De primære og sekundære spændingerne, for herefter at summer resultaterne.



Figur 12-8: Maximum principal stress. Røde områder indikerer spændingskoncentrationer hvor der er geometriovergange. Spændinger optræder som følge af bøjningsmomentet.

Spændingerne skal udlæses i de angivende 10 punkter der er vis på figur 12-9. Dette er gjort ved at ligge en Path radial gennem materialet, hvor de største trækspændinger optræder. Der er i alt anvendt 7 Path for udlæsning af spændinger. Ved at bruge Maximum Principal Stress i disse punkter, er resultaterne udlæst og sammenholdt med tilladelige spændinger fra tabel 4-1. For at beregne Von Mises spændingerne er formel 5-5 og 5-6 anvendt for at bestemme den nominelle spænding der optræder i de kommende tabeller.



Figur 12-9. Anvisninger for målepunkter for en stressanalyse på Hub og Clamp. Kilde: Vector technology grupe.

Der vil være resultater for 5 analyser, som tidligere nævnt.

- 1. Analyse for flytning ved -205 mm, nominel diameter
- 2. Analyse for flytning ved 330 mm, nominel diameter.
- 3. Analyse for flytning ved 700 mm, nominel diameter (*.
- 4. Analyse for flytning ved -205 mm, reduceret vægtykkelse
- 5. Analyse for flytning ved 330 mm, reduceret vægtykkelse

De primære spændinger for de tre første analyser vil være ens, eftersom geometrien er den samme gennem analyserne. Derfor er der lavet en enkel analyse hvor kun designtryk er anvendt, til at bestemme de primære spændinger. De sekundære spændinger der udlæses giver en større bøjningsspænding, eftersom de yder kræfterne der er anvendt har indeholdt kræfter fra designtrykket. Derfor er det nødvendigt at modregne bøjningsspændingerne med de aksiale primære spændinger i alle punkterne. Dette skyldes at ANSYS ikke kan skelne mellem primære & sekundære spændinger, hvorfor det kan være vanskeligt at tolke spændingerne korrekt. Figur 12-10 viser placeringen for koordinatsystemer til opbygning af Path, for udlæsning at spændinger ved de udvalgte punkter.



Figur 12-10: Koordinat sæt for opbygning af Path, ved udvalgte punkter for udlæsning af spændinger.

Ved brug af 13 koordinatsystemer er der opbygget 7 Path, der går gennem punkterne til udlæsning af spændinger. På samme måde er opbygningen ved Clampen udført, med koordinatsystemer til præcis placering af Path. Spændingerne udlæses hhv, på tryksiden og træksiden at Huben, da det ligger til grund for bestemmelse af spændingsvidderne.

#### 12.1.1 Spændinger ved -205 mm, nominel diameter.

Første analyse for flytning ved -205 mm, hvor der ses på trækspændinger.

Tabel 12-1: Stress udvikling over Hub,	for flytning ved -205 mm.	[MPa] Trækside (CPL	J time 24,4 timer)

Hub	1	2	3	4	5	6
Axial	24,3	24,3	24,3	0	24,3	47,8
Membran	23,3	43,9	66,2	26,5	62,3	105,3
Radial	0	-10,75	-21,5	135,2	-10,75	-10,75
Nominel, primære	24	48	76	124	63	101
Tilladelig	207	207	207	207	207	207
Check	ОК	ОК	ОК	ОК	ОК	ОК
Forskydning	-30,8	-30,8	-30,8	-38,1	-28,9	-2,5
Bøjning	232	52,5	-35,2	0	81,7	221,1
Nominel, sekundær	240	81	71	76	100	221
Tilladelig	310	310	310	310	310	310
Check	ОК	ОК	ОК	ОК	ОК	ОК

Nominelle spændinger for Hub er udregnet manuelt.

Tabel 12-2: Stress udvikling over Clamp, for flytning ved -205 mm. Trækside.

Clamp	7	8	9	10, *)
Bøjning	301,4	55,8	-189,9	-
Membran	-	-	-	-
Radial	0	0	0	201,5
Nominel	263,9	49,8	170,1	200
Tilladelig	585	585	585	585
Check	ОК	ОК	ОК	OK

*): For punkt 10 i ANSYS er den radiale spænding udlæst ved 17,4 mm fra start af Path.

Nominelle spændinger for Clamp er direkte udlæst i ANSYS med von Mises.

Tabel 12-5. Try	Taber 12-5. It ykspænninger utræst ved tryksiden af hub, ved flytning på -205 min.						
Hub	1	2	3	4	5	6	
Axial	24,3	24,3	24,3	0	24,3	47,8	
Membran	23,3	43,9	66,2	26,5	62,3	105,3	
Radial	0	-10,75	-21,5	135,2	-10,75	-10,75	
Nominel, primære	24	48	76	124	63	101	
Tilladelig	207	207	207	207	207	207	
Check	ОК	ОК	ОК	ОК	ОК	ОК	
Forskydning	-10,4	-10,4	-10,4	-11,9	-7,8	-0,2	
Bøjning	-88,9	-55,4	-29	0	-61,5	-142	
Nominel, sekundær	91	59	36	21	63	142	
Tilladelig	310	310	310	310	310	310	
Check	ОК	ОК	ОК	ОК	ОК	ОК	

Herunder er det udlæste spændinger fra tryksiden.

Tabel 12-3: Trykspændinger udlæst ved tryksiden af Hub, ved flytning på -205 mm.

Tabel 12-4: Tryk spændinger over Clamp, ved flytning på -205 mm.

Clamp	7	8	9	10, *)
Bøjning	110,1	4,1	-70,8	-
Membran	-	-	-	
Radial	-	-	-	86,3
Nominel	96,2	19,1	65,9	102,7
Tilladelig	585	585	585	585
Check	ОК	ОК	ОК	ОК

*): For punkt 10 i ANSYS er den radiale spænding udlæst ved 17,4 mm fra start af Path.

Spændingerne fra tryksiden skal indgå sammen med spændingerne for træksiden fra tabel 12-5, fra flytning ved 330 mm. Derved haves spændingerne for begge lastsituationer i samme punkt. Dette er kun gældende for de sekundære spændinger, eftersom de er resultatet for flytningerne.

#### 12.1.2 Spændinger ved 330 mm, nominel diameter.

Spændings analyse for flytning ved 330 mm, hvor der ses på trækspændinger.

	•					
Hub	1	2	3	4	5	6
Axial	24,3	24,3	24,3	0	24,3	47,8
Membran	23,3	43,9	66,2	26,5	62,3	105,3
Radial	0	-10,75	-21,5	135,2	-10,75	-10,75
Nominel, primære	24	48	76	124	63	101
Tilladelig	207	207	207	207	207	207
Check	ОК	ОК	ОК	ОК	ОК	ОК
Forskydning	46,9	46,9	46,9	57,9	45,2	5,3
Bøjning	429,7	110,9	-33,9	0	138,5	355,5
Nominel, sekundære	440	145	100	94	165	356
Tilladelig	310 (493)	310	310	310	310	310 (416)
Check	(OK)	ОК	ОК	ОК	ОК	(OK)

Tabel 12-5: Stress udvikling over Hub, for flytning ved 330 mm, trækside. (CPU time 49 timer)

Værdierne i parenteser viser tilladelige spændinger, hvor overskud fra primære spændinger er lagt til tilladelige sekundære spændinger S_A. Derved opnås nogle større værdier hvorfor sekundær nominel spænding kan accepteres.

Clamp	7	8	9	10, *)
Axial	446,9	81,9	-282,1	0
Membran	-	-	-	-
Radial	0	0	0	352
Nominel	397,8	77,2	245,3	414
Tilladelig	585	585	585	585
Check	ОК	ОК	ОК	ОК

Tabel 12-6: Stress udvikling over Clamp, for flytning ved 330 mm.

Det har kun været muligt at få udlæst bøjningsspændinger for Clampen. Dette skyldes at det er en kompleks geometri og retningen hvori spændingerne skal udlæses har været meget tidskrævende. Derfor er Von mises spændingerne for Clampen, udlæst direkte i ANSYS med en Path gennem punkterne, med resultaterne vist på tabel 12-6.

Resultatet af spændingsniveauet for Clampen er accepteret.

*): For punkt 10 i ANSYS er den radiale spænding udlæst ved 17,4 mm fra start af Path.

#### 12.1.3 Spændinger ved 700 mm, Accidental.

----ANALYSE IKKE UDFØRT----

Ved en Accidental hændelse der kun må forekomme én gang, tillades der at benytte tilladelige spændinger ved flydegrænsen ved design temperatur.

Hub	1	2	3	4	5	6
Axial	24,3	24,3	24,3	0	24,3	47,8
Membran	23,3	43,9	66,2	26,5	62,3	105,3
Radial	0	-10,75	-21,5	135,2	-10,75	-10,75
Nominel, priære	24	48	76	124	63	101
Tilladelig	207	207	207	207	207	207
Check	ОК	ОК	ОК	ОК	ОК	ОК
Forskydning	/	/	/	/	/	/
Bøjning	/	/	/	/	/	/
Nominel, sekundære	/	/	/	/	/	/
Tilladelig	395	395	395	395	395	395
Check						

Tabel 12-7: Stress udvikling over Hub, for flytning ved 700 mm.

Clamp	7	8	9	10, *)
Axial	/	/	/	/
Membran	-	-	-	-
Radial	-	-	-	
Nominel				
Tilladelig	870	870	870	870
Check				

Denne analyse har været vanskelig at få analyseret i ANSYS. Dette skyldes tilsyneladende de store kræfter der er påsat. Derfor er der prøvet at forsimple randbetingelserne, ved ikke at anvende bolt forspændingen i første Load Step og derfor kun anvende et Load step. I stedet er lukkekraften, udlæst fra tidligere analyser her 411000N, brugt som en ekstra påsat kraft på kontaktfladen af Huben, som virker ind mod Seal-ringen. Kontaktfladerne mellem Clamp og Hub er ikke som tidligere en friktionssamling. Funktionen "No Separation" er brugt, for at sikre at kontaktfladerne forbliver samlet under belastning, men tillader at parterne kan glide i kontaktfladerne. Mesh size er ændret for at have flere knudepunkter i kontaktfladerne, ved hhv. svejsninger og anlægsflader på Hub og Clamp. Med disse tiltag mislykkes analysen stadig og er derfor ikke udført.

Hub	1	2	3	4	5	6
Axial	24,3	24,3	24,3	0	24,3	80
Membran	23,3	43,9	66,2	26,5	62,3	170,2
Radial	0	-10,75	-21,5	135,2	-10,75	-10,75
Nominel, priære	24	48	76	124	63	157
Tilladelig	207	207	207	207	207	207
Check	ОК	ОК	ОК	ОК	ОК	ОК
Forskydning	-27,3	-27,3	-27,3	-34,1	-25,8	-1,9
Bøjning	204,8	43,9	-42,7	0	73,6	134,4
Nominel, sekundære	212	70	69	68	90	134
Tilladelig	310	310	310	310	310	310
Check	ОК	ОК	ОК	ОК	ОК	ОК

#### 12.1.4 Spændinger ved -205 mm, for reduceret vægtykkelse

Tabel 12-9: Spændinge	er udlæst fra	træksiden på Hub	. (CPU time: 25 ti	mer)
-----------------------	---------------	------------------	--------------------	------

Der kan ses i tabel 12-9 at primære spændinger i punkt 6 ligger højt som det eneste, sammenlignet med tidligere analyser. Det skyldes at det kun er punkt 6 der ligger i røret.

#### Tabel 12-10:

Clamp	7	8	9	10 (*
Axial	273,6	50,5	-172,9	0
Membran	-	-	-	-
Radial	-	-	-	324,1
Nominel	241	42	152,4	264,3
Tilladelig	585	585	585	585
Check	ОК	ОК	ОК	OK

Resultatet af spændingsniveauet for Hub og Clamp er accepteret.

Hub	1	2	3	4	5	6	
Axial	24,3	24,3	24,3	0	24,3	80	
Membran	23,3	43,9	66,2	26,5	62,3	170,2	
Radial	0	-10,75	-21,5	135,2	-10,75	-10,75	
Nominel, priære	24	48	76	124	63	157	
Tilladelig	207	207	207	207	207	207	
Check	ОК	ОК	ОК	ОК	ОК	ОК	
Forskydning	-8.0	-8.0	-8.0	-8,9	-4,4	-1.0	
Bøjning	-81,7	-58,6	-55,3	0	-61,7	-171,1	
Nominel, sekundære	83	61	58	18	62	171	
Tilladelig	310	310	310	310	310	310	
Check	OK	ОК	ОК	ОК	ОК	ОК	

Spændinger for Hub og Clamp udlæst i tryksiden, se tabel 12-11 & 12-12.

Tabel 12-11: Spændinger udlæst fra tryksiden på Hub.

Der kan ses i tabel 12-11 at primære spændinger i punkt 6 ligger højt som det eneste, sammenlignet med tidligere analyser. Det skyldes at det kun er punkt 6 der ligger i røret.

Clamp	7	8	9	10 (*
Axial	110,2	2,3	-70,8	0
Membran	-	-	-	-
Radial	-	-	-	124,2
Nominel	96,3	18,1	65,9	102,8
Tilladelig	585	585	585	585
Check	ОК	ОК	ОК	ОК

#### Tabel 12-12: Spændinger udlæst fra tryksiden på Clamp.

Resultatet af spændingsniveauet for Hub og Clamp er accepteret.

Taber 12-13. Spændinger dulæst på træksiden af hub. (GFO time, 20 time)							
Hub	1	2	3	4	5	6	
Axial	24,3	24,3	24,3	0	24,3	80	
Membran	23,3	43,9	66,2	26,5	62,3	170,2	
Radial	0	-10,75	-21,5	135,2	-10,75	-10,75	
Nominel, priære	24	48	76	124	63	157	
Tilladelig	207	207	207	207	207	207	
Check	ОК	ОК	ОК	ОК	ОК	ОК	
Forskydning	41	41	41	49	38	4,1	
Bøjning	365	101	-30	0	113	236	
Nominel, sekundære	372	130	87	98	136	236	
Tilladelig	310 (493)	310	310	310	310	310	
Check	(OK)	ОК	ОК	ОК	ОК	ОК	

#### 12.1.5 Spændinger ved 330 mm, for reduceret vægtykkelse

Tabel 12-13: Spændinger udlæst på træksiden af Hub. (CPU time: 26 timer)

Det er kun ved punkt 6 at primære spændinger er steget som følge at reduceret vægtykkelse, da dette punkt ligger i rørstykket. Alle nominelle spændinger for Hub er accepteret.

Clamp	7	8	9	10 (*
Axial	385	72	-242	0
Membran	-	-	-	-
Radial	-	-	-	302
Nominel	339	68	216	357
Tilladelig	585	585	585	585
Check	OK	OK	OK	OK

Alle nominelle spændinger for Clamp er accepteret.

Det viser at alle spændings analyser holder sig inden for tilladelige spændinger, for primære og sekundære påvirkninger. I praksis vil man ikke overføre overskud fra tilladelige primære spændinger til tilladelige sekundære spændinger. Dette skyldes at det kan vanskeliggøre en ændring af design paramenterne for processen, der vil betyde at en ny stress analyse for hele rørsystemet skal udføres igen helt forfra. Det skal derfor påpeges at dette ikke er normal praksis.

### **13. LEVETIDSBEREGNING**

Ved en levetids beregning er det ud fra spændingsvidderne, bestemt fra bøjningsspændinger for hhv. træk og tryk der indgår i udregningen. Ud fra spændingsvidderne er det muligt at fastslå en estimeret levetid ud fra et SN diagram. Her er der det størrelsen på spændingsvidder der bestemmer antal cykler der kan indgå, inden udmattelses brud. En lille mikroskopisk revne i materialet er typisk årsag til hvor et brud vil opstå. Under en cyklisk belastning vil revne vokse gennem materialet, hvorfor spændinger i det resterende sammenhængende materiale, også benævnt spændingsarealet, stiger for til sidst af nå brudgrænsen hvor brud indtræffer. Det er vigtig at kende drift situationen for rørsystemet, da det indeholder informationer om antal last cykler og spændingsvidder på kritiske områder. Kritiske områder er typisk ved geometriovergange hvor der kan opstå spændingskoncentrationer. I disse områder skal spændinger analyseres ved hhv. tryk og træk tilstand, som giver spændingsvidden. I dette projekt der på forhånd defineret en levetid 25 år ved N=7000 cykler for rørsystemet. Her er der tale om Low Cycle Fatigue da N  $\leq$  10000 cykler. Det er derfor defineret som en tøjnings kontrolleret udmattelse. ASME standarden har også givet en tilladelig spændingsvidde ved N=7000 cykler. Se kapitel 3 og formel 13.1. I Tabel 13-1 & 13-2 fremgår spændingsvidderne i punkter i Hub og Clamp basseret ved Jumper med nominel diameter.

$$S_{h,Pri} + S_{e,Sek} \le 3 \cdot S_H \tag{13.1}$$

Tabel 13-1: Spændingsvidder for Hub bassered på nominel diameter. Hub Primære 24 48 76 124 63 101 91 Sek, tryk 59 36 21 142 63 Sek, træk 440 145 100 94 165 356 SUM 555 252 212 239 291 599 Tilladelig 621 621 621 621 621 621 Udnyttelse 89,4 % 40,6 % 34,1 % 38,5 % 46,9 % 96,5 % ОК ОК ОК ОК ОК OK Check

Spændingsviden er beregnet ved at tage summen for von Mises spændingen  $S_e$  ved tryk og træk, samt von Mises for de primære spændinger for hvert punkt.

For Clampen er det kun sekundære spændinger der indgår til bestemmelse af spændingsvidde.

Clamp	7	8	9	10 (*
Sek,tryk	96,2	19,1	65,9	102,7
Sek,træk	397,8	77,2	245,3	414,4
SUM	494	96	311	517
Tilladelig	870	870	870	870
Udnyttelse	56,8 %	11 %	35,7 %	59,4 %
Check	ОК	ОК	ОК	ОК

Tabel 13-2: Spændingsvidder for Clamp, bassered på nominel diameter.

Spændingsvidderne for alle punkterne holder sig inden for tilladelig spændingsvidde.

Hub	1	2	3	4	5	6
Primære	24	48	76	124	63	157
SEK,tryk	83	61	58	18	62	171
SEK,træk	372	130	87	98	136	236
SUM	479	239	221	240	261	564
Tilladelig	621	621	621	621	621	621
Udnyttelse	77,1 %	38,5 %	35,6 %	38,6 %	42 %	90,8 %
Check	ОК	ОК	ОК	ОК	ОК	ОК

Ved at se på spændingerne fra analysen med reduceret vægtykkelse, bliver spændingsvidderne væsentligt reduceret. Det er udregnet og vist i tabel 13-3 & 13-4.

Tabel 13-3: Spændingsvidder for Hub, basseret på reduceret vægtykkelse.

Resultatet for spændingsvidderne på Huben er accepteret.

Clamp 7 96,3 18,1 65,9 Sek, tryk 102,8 Sek, træk 339 68 216 357 SUM 435 281 86 460 Tilladelig 870 870 870 870 10 % Udnyttelse 50 % 32,3 % 52,9 % Check OK OK OK OK

Tabel 13-4: Spændingsvidder for Clamp, basseret på reduceret vægtykkelse.

Resultatet for spændingsvidderne på Clampen er accepteret.

Ved at sammenligne de to levetids analyser for Huben, er det punkt 6 ved svejsningen, der er størst udnyttet og dermed også det mest kritiske område for Hub samlingen. Men også punkt 1 ligger tæt på den tilladelige spændingsvidde. For Clampen ligger udnyttelsen omkring 60-50 % for begge analyser. Ses der på punkt 2,3 og 4 er der ikke sket en stor udvikling i disse punkter, hvorfor spændingsvidderne stort set er uændrede. For at opnå fuldudnyttelse af den tilladelige spændingsvidde, er det vigtigt at fordelingen af træk og tryk spændinger er ligelig fordelt med 50 % på begge sider af neutral aksen. Derved undgås at overskride den tilladelige sekundære spænding. Dette kan evt. gøres ved at lave et offset under installationen, således at der vil forekomme trykspændinger i Huben, hvor ellers der vil være de største trækspændinger efter en flytning på 330 mm. På den måde kan trækspændinger reduceres til det ønskelige niveau. De største trækspændinger vil tilsvarende blive større ved en flytning på -205 mm, på modsatte side at Huben.

### **14. KONKLUSION**

Gennem analyse udført i dette projekt, har det vis sig at leverandørens oplyste tilladelige kræfter der må optages i en Hub Clamp Connetion, givetvis tager højde for et meget større antal drift cykler end det nødvendigvis er behov for. Derfor kan en analyse, kun basseret på snitkræfter ved en Hub samlinger, ikke altid anvendes, hvilket betyder at rørdesignet må revideres for at nedbringe snitkræfterne. Dette er ikke altid en let løsning, som, for eksempel i dette projekt, hvor der er begrænset plads til installation og ny rørføring. Derfor har brugen af FEA været et vigtigt værktøj til at bestemme spændingsniveauet og dermed spændingsvidderne i Hub samlingen, med de snitkræfter der først blev analyseret for. Der er blevet analyseret for fleksibilitet af Jumperen, med forskellige vægtykkelser. Det viser en ændring af stivheden og dermed snitkræfternes størrelse, der i sidste ende optagen i Hub samlingen. Optimering til fuld udnyttelse at materialet for tilladelige primære spændinger har også givet en øget fleksibilitet af Jumperen. Men på grund af den reduceret vægtykkelse, forbliver spændingerne relativ store i røret omkring svejsningen. Det kan derfor være nødvendigt med løbende inspektion ved svejsningen. Det har også vist sig at materialevalg har indflydelse på stivheden, hvorfor der blev analyseret med en titanium legering med lavere E-modul end Duplex har. Der er dog kun arbejdet videre med løsninger baseret på Duplex stål.

Der er blevet brugt meget tid på forståelsen af en friktionssamling og hvordan den skal sættes på. Derfor er der lavet en verifikation for at give en forståelse for, hvordan en model skal sættes op. Her har det vist sig at Mesh størrelsen i kontaktfladen har stor betydning for hvor stor en kraft, der kan overføres mellem to kontaktflader. Dette skyldes at der kan opstå en grad af penetrering mellem parterne, hvis Mesh er for grov i kontaktfladerne og en del af kontakttrykket forsvinder. Der skal også tages hensyn til friktion i kontaktfladerne og hvilken betydning dette har.

ANSYS anbefaler at bruge en friktionskoefficient på 0,2 for at undgår konvergensfejl. Der er dog brugt 0,3 i kontaktanalysen, som oplyst af leverandøren af hub samlingen. Denne iagttagelse er overført til submodellen, som er en meget kompleks model. Det har betydet at Mesh skulle forfines flere steder på geometrien omkring samlingerne af de forskellige parter der indgår.

Under forspænding af Clamp er der brugt en forspændingskraft, med et tilhørende tilspændingsmoment for boltene, oplyst fra leverandøren. Det skal dog gøres klart at den ønskede forspændingskraft kan variere meget som følge af usikkerhed forbundet med det værktøj som anvendes under forspænding. Det er der oftest taget højde for i installationsproceduren af Hub samlingen, der giver anvisninger for valg af værktøj og smøring af gevind. I hubsamlingen er det en vigtig parameter at lukkekraften er tilpas høj, for at sikre at Seal-ring ikke springer læk, selv under en utilsigtet flytning der ligger uden for tilladelig spændingsvidde. Derfor er tilspænding af Clamp en vigtig faktor og må derfor ikke undervurderes.

Ved at bruge Hardpipe Duplex til Jumperen, som erstatning for den fleksible slange, kan egenvægten reduceres til omkring 350 Kg. Det betyder, at den nuværende support til at bære den fleksible slange kan undværes. Sikkerhedsproblemer med gasudsivning og ekstra brandbeskyttelse vil også forsvinde med en Hardpipe Jumper. Den ekstra stivhed formodes også at give en yderligere sikkerhed ved Blast-load, som følge af en eksplosion i området. Dette er dog ikke analyseret, ligesom situationer som waterhamming også er udeladt i dette projekt.

Rørunderstøtningerne der er anvendt i analysen tillod ikke vertikale bevægelser, som følge af det nuværende design. Ved behov for at få reduceret den relative vertikale flytning og dermed også spændingsvidderne, kunne der installeres en type fjedersupport i punkt C, der er placeret tæt på Hub samlingen og som tillader en vis grad af vertikal bevægelse. På denne måde, vil dette punkt følge med bevægelsen fra juletræet under drift og produktions stop. Resultaterne fra FEA analysen viser, at Hub samlingen godt kan holde til den driftssituation; rørsystemet er designet efter baseret på 7000 drift cykler.

## **REFERENCE LISTE**

Kilder brugt i projektet er listet op under hhv. litteratur og elektronisk kilder fra internettet.

#### Litteratur liste

Pipe Stress Engineering /PSE/ ISBN: 978-0-7918-0285-4

Roloff/Matek 21. Årgang /RM/ ISBN: 978-3-8348-0689-5

ASME B31.3:2012 ISBN: 978-0-7918-3421-3 /ASME B31.3/

EN13480-3 ISBN: 978-0-5807-3820-3 /EN13480/

DNV Recommended Practice, RP-D101:2008 /DNV/

#### Elektronisk kilderliste

/2-1/

http://www.technip.com/sites/default/files/technip/publications/attachments/Flexible_pipe_April_ 2013_Web.pdf 25-10-2013

/2-2/ www.vectortg.com/clamp-connector 26-10-2013

/2-3/ www.vectortg.com/products-services/techlok-design-principles 26-10-2013

/3-1/ 1.7225 clamp - http://www.schmolz-bickenbach.lv/fileadmin/files/schmolzbickenbach.lv/documents/DEW_informacija_par_legetajiem_teraudiem.pdf 27-10-2013

/4-1/ http://www.marylandmetrics.com/tech/ti6Al-4V.htm 28-10-2013

/11-1/ www.vectortg.com/products-services/techlok-design-principles/ 26-10-2013.

/11-2/ http://www.ce.tuiasi.ro/~bipcons/Archive/250.pdf. PENALTY BASED ALGORITHMS FOR FRICTIONAL CONTACT PROBLEMS 20-11-13

[Text - Do not delete the following line since it contains a section break.]

APPENDIX 1 JUMPER ANALYSE

# 1. INTRODUCTION

1.1	General						
A1	Ramboll has prepared this report for Maersk Contractors The main object Additional wells" project, is to extend the facility on Mærsk Inspirer with F-11, and one new water injection well, F-01. In addition, full design is installation of producer well F-13 and water injector F-03.	ective of the "Volve – n one new producing well, prepared for future					
	Each producer well is interfaced by a small pipe spool, coupled to the flow line through a flexible hose (henceforward referenced as jumper) running in-between. The jumper is around 7-8m long and is capable of absorbing the well induced motions that develop during normal operation. Beyond allowing a more compacted design, the jumper remarkably diminish loading arisen in the accidental case compared with loads imposed if constituted solely by hard piping.						
	The concerned accidental scenario, dictated by the client, relates to an it tree undergoes a downward displacement of 700mm. Each wellhead is a sophisticated centraliser arrangement, conjoined with a tensioning systet travel range of +/- 400mm (including contingency). The accidental case of these anchoring tensors and consequently accounts for an additional assigned to deck deflection when the safeguarding restriction ring in the then untied termination block.	an incident where the Xmas d is configured with a rather system designed for a vertical case implies a sudden break onal 300mm downward stroke n the deck is impacted by the					
	The water injector lines have been subjected to the same accidental case for well displacements but have been intentionally excluded in blast calculations as an eventual leakage caused by such event would not contribute to any escalation risk.						
	and local piping lyres in proximity to the well for establishment of increased flexibility.						
	For an overview of the wells to be installed, reference is made to Figure	1. F-01 F-06 F-11 F-02 F-07 F-12 F-03 F-08 F-13 F-04 F-09 F-14 F-05 F-10 F-15					

Figure 1: Volve Future wells

The purpose of this report is to verify, that involved changes to the existing and new pipe systems, have the necessary mechanical strength and flexibility to ensure safe operating conditions and leak tight connections.

The critical lines are analysed in one model. The modelled lines are listed below:

### MODEL: VO-F-01-03-11-13

New lines within the scope of work

Well	Line no	Description				
F-01	6"-WI-31343-GD20	6" water injection flow line(s):				
F-03	6"-WI-31344-GD20	6" piping from the Xmas tree to the water injection manifold.				
F-11	6″-PT-31305-FD20	6" production flow line(s): 6" local piping connected at the				
F-13	6″-PT-31306-FD20	Xmas tree, an intermediate jumper and 6" hard pipe leading to the production manifolds				
The included stress isometrics are based on fabrication isometric drawings effectively representing the layout geometry.						

For proper establishment of boundary conditions, part of the existing system has been included. Refer to appendix 1.1 for related stress isometrics and supports.

The stress calculations have been performed due to three independent service conditions and the associated stress models have been subscripted accordingly:

- **VO-F-01-03-11-13-OP**; <u>Op</u>erating condition i.e.: Weight with contents, min./max. Design pressure/temperature. Wellhead movements and wind loads included.
- VO-F-01-03-11-13-<u>BL</u>; <u>Bl</u>ast condition i.e.: Weight with contents, min./max. Design pressure/temperature. Blast loads included.
- **VO-F-01-03-11-13-TR**; <u>Transit condition i.e.</u>: Weight without contents, ambient pressure and temperature. Inertia and wave load are included.

A	1	The static analysis is performed by using CAESAR II flexibility program, Ver. 5.30.03 according to the ASME B31.3 code.
1.2		<b>Revision history</b> This revision A1 update includes corrected values for loadings at jumper termination points (ref. /11/ and /12) and for well deflections (ref. /10/). Restraints have been reviewed and changed to reflect the as-built/design configuration(s). Various paragraphs have been reworded or rewritten, and elaborated explanation has been included where requested by client. Load case setups have been reviewed and updated.
		Besides input echoes and load case set-up definitions, standard reports generated from Caesar II have been excluded from the hard-copy print as requested by the client. Consequently, the referenced reports, detailing loads and displacements, are only available in the electronic file: VO-P-30-RP-00040-001-INS20.pdf. Summary tables for maximum values are retained in the report (chapter 8) and are therefore still readable in the hard-copy edition. Changes have been marked in boxes along with a revision indicator where deemed reasonable.

## 2. SUMMARY

All stress levels determined by the analyses contained in this report together with the loads on flanges have been found acceptable. The system has sufficient flexibility to absorb displacements from thermal expansion in combination with wellhead displacement sets.

Stress isometric drawings for the system with indicated restraints are enclosed in appendix 1.1. The enclosed stress isometric drawings are intended to instruct the physical geometry and are therefore not necessarily of the latest revision. Only in case of important geometrical changes, the isometric drawing has been replaced by the revised drawing, detailing the then renewed layout.

### A1 JNote:

External loads have been applied at jumper interface points – the concerned termination points are indicated on the below stress model snapshot where referenced as F-11A/B and F-13A/B. The applied load is derived from ref. /11/ and ref. /12/.



### 3. **REFFERENCES**

- /1/ ASME B31.3, Process Piping Code 2008 Edition
- /2/ NORSOK L-002, Piping Design, Layout and Stress analysis
- /3/ CAESAR II Technical Reference manual and Application Guide, v.5.30.03
- /4/ VO-P-99-S-RP-00036-001-INS020 Rev.R1, Structural Design brief
- /5/ VO-P-99-S-RP-00021-001 Rev.C1, Structural design report by Vetco Aibel
- /6/ Ramboll job no.: 745316; File no.: WE-P-30-P-RP-00001-001_C1, piping stress calculation
- /7/ VOLVE, Additional wells 'reduced drilling scope' document no. 011-L-RP-000006 Rev. R2, piping study report
- /8/ VOLVE, wellhead jumper analysis, 0260-26583-U-0030, revision 0.22, 05-Jul-2012
- /9/ VOLVE, Additional wells VO-P-30-P-DB-00200-001-INS020, Pre–fabrication package 1shutdown items for F-1/F-3/F-11/F-13, rev. C1
- /10/ Maersk FPSOs response to technical query AW-ROG-MAE-TQ-0014-INS020
- /11/ VO-P-31-R-RP-00101-001-INS020 Rev.A1, Volve Wellhead F-11 Jumper Analysis Technical Report
- /12/ VO-P-31-R-RP-00102-001-INS020 Rev.A1, Volve Wellhead F-13 Jumper Analysis Technical Report
- /13/ VO-P-99-S-RP-00016-001 Rev.C1, Volve: Structural design report DNV REPORT Slamming of VOLVE process module during transit
- /14/ Maersk FPSOs response to technical query AW-ROG-MAE-TQ-0001-INS020
- /15/ Volve, Metocean Design Basis, Statoil Internal Document No.: PTT-NKG-RA 0018
- /16/ VO-P-99-S-PR-00001-001, rev. A4, Structural Design Brief Topside Modules and Rig Modifications by Vetco Aibel
- /17/ VO-P-99-S-RP-00010-001-INS020, rev.R1, Design Report Piping Support.

## 4. MAIN DESIGN DATA

#### 4.1 Piping data

ine size	Spec.	OD (mm)	WT (mm)	Material	Allowable stress (MPa)		CA (mm)
					(Sc)	(Sh)	
6″	GD20	168.3	21.95	A790 S31803	206.8	203.2	0
6″	FD20	168.3	14.275	A790 S31803	206.8	203.2	0

#### 4.2 Flange/Techlok data

Weights and lengths have been taken from the CAESAR II database or vendor catalogues.

#### 4.3 Valve, equipment

Weights and lengths have been taken from the CAESAR II database or vendor catalogues.

#### 4.4 Occasional loads (wind)

Even though wind forces decreases with lowered altitude, an equally distributed wind speed corresponding to elevation 51.7m above sea level has been conservatively chosen for all of the exposed piping.

Max. wind load in 100 years for 3 sec. Gust is 61.7m/s. Shape factor for pipe has been set to 0.7, ref. /4/.

#### 4.5 Wellhead movements

The relative displacement of any well in the wellhead area on the Mærsk Inspirer, including contingency, is instructed through Maersk FPSOs response to AW-ROG-MAE-TQ-0014-INS20.

Outmost design range:	+205mm	/	-330mm
Accidental stroke:			-700mm.

Ref. /10/.

A1

As mentioned in the introduction, the wellhead is heavily fixed by a rather sophisticated tensioning centraliser system. No horizontal displacements have been instructed, but the conventional approach by inclusion of 25mm horizontal deflections has been adhered and applied in the calculations for the water injection flow lines that are conjoined with the Xmas tree by hard piping. Tolerance margins have similarly been applied in the jumper assessments; reference is given to /11/ and /12/.

The producer flow lines are hose coupled and the well induced motions are absorbed by the jumper configured in-between the Xmas tree and the connecting hard pipe. Therefore, no displacements are applied for the producer wells. Instead the resulting loads, obtained from the jumper reaction due to the associated change of curvature, have been applied at jumper termination points ref. /11/ and /12/.

#### 4.6 Flexible jumper Load

As mentioned in section 4.5, the interconnecting jumpers for producer wells have been subjected to detailed examination due to the instructed well motions. Loads transmitted to the end terminations are listed below:
Applied Lo	ads for j	umper F	-11, ref.	/11/.					
Case	Position	Applied movem	wellhead ent [mm]	Appl	ied forces	[kN]	Applied	moments	s [kNm]
		Y	X & Z	Х	Y	Z	MX	MY	MZ
	End A	-330/	. 25	13.2	12.9	17.6	24.8	29.1	14
Operating	End B	+205	±23	13.2	12.9	10.2	31	10.7	10.7
	End A	700		13.2	14.6	17.6	29.8	61.4	12.2
Accidental	End B	-700	N/A	13.2	14.6	17.6	63.4	18.2	10.7

#### Applied Loads for jumper F-13, ref. /12/.

Case	Position	We movem	llhead ent [mm]	F	orces [k]	N]	Mor	ments [kN	Nm]
		Y	X & Z	Х	Y	Z	MX	MY	MZ
	End A	-330/	. 25	13.5	11.7	18	26.1	28.5	14.3
Operating	End B	+205	±20	13.5	11.7	8.6	31	7.4	13.6
0	End A	700		13.5	11.7	20.8	38.9	50.2	23
Accidental	End B	-700	N/A	13.5	11.7	13.1	52.6	11.5	13.8

The individual components listed in the above table blocks, are individual 'worst case' values descended from various load cases and do not reflect an outcome from a single occurrence.

The components do not necessarily hold their original sign convention as being the numerical maxima of analogue values from non-coincident load cases.

Anyway, as representing the largest numerical values, these loads have been combined and conservatively applied at jumper connections to cause the greatest conceivable stress in the interfaced piping.

The interface load tables from /11/ and /12/ are enclosed in appendix 5.5.

A1



APPENDIX 2 VECTOR TECHLOK SPEC

Pipe Class:	DI5A E						ANSI 15	00Lb. (A182-	F51)												
Techlok	Pipe Dimensions		Γ	Hub	Blind	Hub	Clamp	Bolt	Clamp	Seal	Seal	Scal/	Hub	Blind	Ring	Clamp	Max	Max	Max	Max	Мах
Size	Nominal Bore x Sch	Pipe OD	Pipe ID	Length A	length B	Gap C	Width D	Size G * E	Clearance F	<u>۹</u> ۲	Width K	Bore Inter'fce	Weight Kgs	Weight Kgs	Weight Kgs	Wcight Kgs	B.M.(p) Nm	B.M.(p+s) Nm	A.F.(p) KN	A.F.(p+s) KN	T.M. Nm
1 11 11 11/2 in 13 2 in 20 3 in 27 14 in 40	1"NB, sch80 1½"NB, sch80 2"NB, sch80 3"NB, sch80 4"NR, sch80	33.40 48.26 60.33 88.90	24.30 38.10 49.30 73.70 97.70	44.45 60.33 69.85 82.55	33.35 41.28 44.45 47.63 69.85	3.18 3.18 6.35 6.35 6.35	57.15 79.38 85.73 85.73	0.500"x3.50" 0.625"x5.00" 0.750"x5.25" 0.750"x6.50"	66.68 101.60 114.30 133.35	28.58 38.10 52.40 77.80	9.53 9.53 19.10 19.05 25.40		0.24 0.87 1.19 2.49 6.17	0.40 1.10 1.70 3.50	0.03 0.05 0.20 0.28	1.90 4.50 6.00 10.70	273 1823 2148 3802 14435	336 2153 2614 4813 17625	27.9 121.7 112.9 139.8 371.0	34.4 143.8 137.4 177.0 453.0	920 2388 3670 5502 13222
6 in 56 8 in 72 H10 in 91	6"NB, sch120 8"NB, sch120 8"NB, sch120 10"NB, sch120	168.28 219.08 273.05	139.70 182.60 230.20	117,48 136.53 152,40	73.03 80.98 88.90	6.35 9.53 9.53	133.35 146.05 184.15	1.125"x10.63" 1.250"x12.00" 1.625"x15.63"	222.25 250.83 323.85	146.05 184.15 231.78	25.40 34.93 34.93	ZZZ	12.98 22.72 34.07	19.50 34.60 54.10	0.83 2.00 2.57	31.90 50.00 110.00	29964 52541 59943	37425 66883 80598	563.3 745.9 739.0	703.6 949.5 993.7	22982 38944 70053
H12 in 106	12"NB, sch120	323.85	273.10	168.28	101.60	9.53	190.50	1.750"×17.00"	361.95	273.30	34.93	Z	53.33	83.70	2.59	145.00	123490	161039	1275.2	1663.0	115505
4	, ^D				/	]							] _г			-					
						Ň		WAX .			for	$\dot{\circ}$	•_````			, , x					
	Ň		+	H	5		[ <b>-</b>			Ì	10		1								
		1	111	~	þ						1										
		/							Ì	,CD	1										
																щ	-	146	AK	29.09.06	
Notes:																REV	ECI	N No.	BY	CHK/API	CKD/APP
1. All Dimens	tions 'mms' unless speci have four holts	ified otherv	wise.			Desig	n Conditio	De la						_		ВҮ	ANTHON	Y KEEPING		J.STOBBAI	T
3. All connect	ors are of streamline bo	ore.				Desig	m Pressure	(Barg) 258.6	256.3 246	5.0 229.0	213.1					DATE	13.(	02.98		13.02.98	
<ol> <li>Corrosion a</li> <li>Clamp conn</li> <li>Max loads a</li> </ol>	nectors are designed to a tre based on 213.1Barg	ASME VII at 200°C.	II Div 2 Ap	op 4.		Desil	gn Temp. (	C) -46	01 00	0 120								>	Ű		Ľ
7. Max loads a yield streng	are based on Hub Allow th of ????Mpa.	wable stress	s of ????M	ipa and		Hub: Clam	p: AIS	TM A182-F51. 14140.								and the		INT	ERN	ATIO	NAL,
9. Certification 10. Bolt Tensi	in Level: bs en 10201-3. ioning on Connector siz	.1. zes 6"+.	A 100 000	196 70194.		Scalr Boltii Wash	ing: Ast ng: AS: AST AST ers: AST	m a564-630. (PTI TM A320-L7.(ZN M A194-7. (ZN+) M A320-L7.(ZN+)	FE) +PTFE) PTFE) +PTFF)		THIS	DOCUMENT IS TH	TE PROPERTY O	DF VECTORINTE	RNATIONAL ISCLOSED (IN		SI	OUTH AR NAL, MA DATA	NE PROJ TATERIA SHEETS.	ECT AL AND L	QVD
									1		CON	T OR FULL) TO AN ISENT FROM VECT	OUTSIDE PAK	IY WITHOUT WI	MITEN	STN		TDS413	Sht 9 o	f 13	E

APPENDIX 3 ISOMETRI – PIPING & SUPPORT



BATCH REF .: VOLVE



MODEL DESIGN FILE.: P1262701_4

BATCH REF.: VOLVE

ON				
		N. B. ( INS)	I TEM CODE	ΩΤΥ
90-531803		6	PIPE	14.0 M
, S-120, A815-S31803	3 S/WX	6	E45LBE	1
, S-120, A815-S31803	3 S/WX	6	E9ØLBE	2
W, S-120, A182-F51		6	H6RØ56	1
5		NR		
ON		(INS)	I TEM CODE	ΩΤΥ
82-F51 6IN56		6	HBLD6I N56	1
8 AISI 4140, STDBLT, -L7/A194-7	/NUT 1	6	T_CLAMP_6	1
		6	PS-W13-30016	1
		6	PS-W13-30017	1
		6	PS-W13-30018	1
		6	PS-W13-30019	1
		6	PS-W13-30020	1
		6	PS-W13-30021	1
NENTS				
, 17_4, PTFE CTD, BL	_UE	6	TR5617_4	1.0
EIGHT 821.1 HT 50.8	KG KG			
DRG 871.9	KG			
REMARKS PI	ECE LENGTH	N.S.	REMARKS	
1	(2) 325	6		
	(4) 4524	6		
-15-1	v.			
-15-2	ğ			
-15-3 -15-4	00			
10-4	р.			
I				
	<b>*</b> N	IAER	SK FPS	i0s
		STATO	IL VOLVE	
	ROJECT TITLE		ç	
í	RAVULTIUNA DRAWING TITLE	L VVELL		
	PIPING ISC			
H	LINE NO.:	6"-PT-3	1305-FD20-	
· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·	NAMBULL JUB NU.	2062700	)1	
ELO SEFS SEFS 18/07/12 F	ORMAT SCALE SD	RL NO. SYSTEM	NO. AREA CODE	
ELO SEFS SOH 10/07/12 STP GEW SOH 29/06/12	A∠  IN.I.J. Proj.ld Scope System I	Disc. Doc.	Seq. Sheet	Revision No.
STP GEW SOH 11/06/12 PREP CHKD APPR DATE	VO-P-31-P	-IS-313(	)5-015-INS02	20 C3
The second second second				



INIT: SBC TIME: 19-DEC-2012 09:35 FILEN BATCHIS REFEISON (26/1/10)/SBC/PRE-FARMODELCE DESIGN I FILEO POLO 2701_8

NTION			
TION	N. B. (1NS)	I TEM CODE	ΟΤΥ
A790-S31803	6	PI PE	1.1 M
A790-S31803	3/4	PI PE	0.2 M
ANGE BE / RTJ, NREOD BORE/CL1500	6X3/4	NOLREI N	1
BE, S-120, A815-S31803 S/WX	6	E45LBE	1
BE, S-120, A815-S31803 S/WX	6	E90LBE	3
405, A815-S31803 S/WX	3/4X3/4	TBE	1
BE, S-405, A815-S31803 S/WX	3/4	E90LBE	1
-120, A182-F51, 6IN56	6	TECH61 N56	1
J/WN, S-405, A182-F51	3/4	FWNBE	3
ALS			
TI ON	N. B. (1NS)	I TEM CODE	OTY
Al 82-F51	3/4	PLUG	1
TANGONAL RING, 6MO, RI4	3/4	GT_6M0R14	5
193-B7 C/W 2 HV HX NUTS GALV.	3/4	STUBOL_GB72H	20
IMM BOLT LENGTH 18 AISI 4140 AND BOLTS ■61N, TECH	LOK 6	TECHCLAMP656	2
PTFE CTD, DIM, E=6.35, "56 CL1500, GTFD00J	3/4	GTFDØØJ	2
VGPT-3434 / 31-VGPT-3435) 600, RTJ, A182-F51	3/4	FBLD	2
EMS: SI 31 - 0854/SI - 31 - 0874	6		1
INNI ON FOR LOCAL BRACING	6	PS-W1 3-31 01 0	1
AL BRACING	3/4	PS-W1 3-31 01 0	2
PER SUPPORT	-	PS-W1 3-31 Ø1 1	1
I WEIGHT 155.3 KG 1Ght 89.6 KG IIS DRG 244.9 KG			
S. REMARKS PIECE LENGT	H N. S.	REMARKS	
IS) NO (MM)	(1NS)		
<2> 150 <4> 457	3/4 6		
TION (WELDED ATTACHMENT)			
PTI ON	N. B. ( I NS)	I TEM CODE	OTY
A790-S31 803	4	PI PE	0.3 M

## APPENDIX 4 P&ID



INIT: RDJ TIME:14-JAN-2013 10:23 FILENAME: P\12\120627001\P-PROCESSIDW_DRAWING\VO-P-31-B-PI-00001-003-INS020.DG

APPENDIX 5 SIMPEL KONTAKT ANALYSE – FØLSOMHEDSSTUDIE Dennis Leth Andersen Friktions analyse.

Kilde: Roloff/Matek Kap.8.3.4

Afgangsprojekt 2013

			ANSYS	
Friktionskoefficient	μ	0,3	0,	3
Trykkraft	F	10000 N	1000	N C
Friktionsvinkel	φ	65 deg	6	5 deg
Normalkraft	Fn	4226,2 N		
Tangentiel kraft	Fu	11224,1 N	1121	7 N
Friktions kraften	FR	1267,9 N		
Ækvivalent kraft	Fe	4412,3 N		
Stignings vinkel	Р	16,70 deg		

## Følsomheds studie for friktionskoefficienten



Sammenhæng mellem påsat kraft og Tangentielle kraft.



F	F _{u [N]}
10000	11224
20000	22448
30000	33672
40000	44896
50000	56120
60000	67344
70000	78568
80000	89792
90000	101016
100000	112240







APPENDIX 6 TILLADELIGE SPÆNDINGER

# Tilladelig spænding

Afgangsprojekt 2013

Appendix 6

Dennis Leth Andersen, Aalborg Universitet Esbjerg

#### Efter ASME B31.3 standarden

	Uns S31803		Uns G41400		Uns R56400
Brud	620 Mpa	Brud	1170 Mpa	Brud	896 Mpa
$Flyd_{amb}$	450 MPa	$Flyd_{amb}$	930 MPa	$Flyd_{,amb}$	827 MPa
Flyd _{,D}	395 MPa	Flyd _{,D}	870 MPa	Flyd _{,D}	764 MPa
Sf	1,5 -	Sf	1,5 -	Sf	1,5 -
S _{C,PRI}	206,7 MPa	S _{C,PRI}	390,0 Mpa	S _{C,PRI}	298,7 Mpa
S _{h,PRI}	206,7 MPa	S _{h,PRI}	390,0 MPa	S _{h,PRI}	298,7 MPa
<b>S_{A,SEK}</b>	310,0 MPa	<b>S_{A,SEK}</b>	585,0 MPa	<b>S_{A,SEK}</b>	448,0 MPa
Lokal S _A	465 MPa	Lokal S _A	877,5 MPa	Lokal S _A	672 MPa

Primære spændinger kold tilstand	S _{C,PRI}
Primære spændinger varm tilstand	<b>S</b> _{h,PRI}
Sekundære spændinger	<b>S_{A,SEK}</b>
Sekundære spændinger, lokalt	Lokal S _A